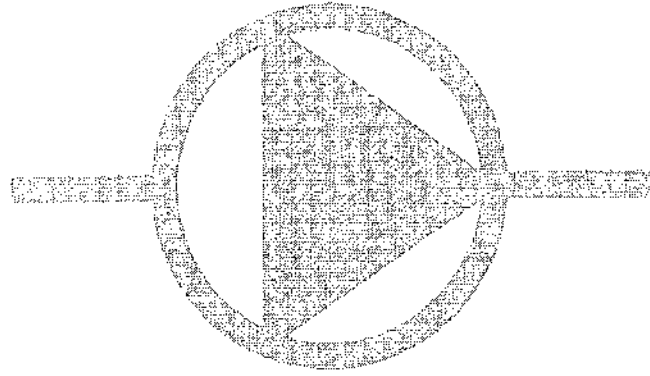


3. POMPA KONGRESİ VE SERGİSİ

Askeri Müze Kültür Sitesi Harbiye/İSTANBUL
24, 25, 26 Eylül 1998



BİLDİRİLER KİTABI



İTÜ Makina Fakültesi



POMSAD-Pompa Sanayicileri Derneği



Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş.

KONGRE SEKRETERYASI

Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş.

Balmuncu, Barbaros Biv. Gamze Ap. No:46 Kat:5 Daire:14 80700 Beşiktaş/İSTANBUL Tel: 0212.275 83 59 Pbx. Fax: 0212. 211 38 50
e-mail: tekyaysbulak@turk.net.

© Bu kitapta yayımlanan yazı ve çizimlerin her hakkı mahfuzdur.
Teknik Yayıncılık Tanıtım Ticaret ve Sanayi A.Ş.'nin
yazılı izni alınmadan kaynak gösterilerek de olsa iktibas edilemez.
Bildirilerin tüm sorumluluğu yazarlarına aittir.

Baskı Tarihi : Eylül 1998
Düzenleme, Grafik : Teknik Yayıncılık, Tanıtım A.Ş.

3. POMPA KONGRESİ

VE SERGİSİ

Askeri Müze Kültür Sitesi Harbiye/İSTANBUL
24, 25, 26 Eylül 1998

DÜZENLEME KURULU

Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ Makina Fakültesi)
Prof Dr. Cahit ÖZGÜR (POMSAD)
Süleyman BULAK (Teknik Yayıncılık, Tanıtım A.Ş.)
Yücel GÜNAL (GMS)
Dr. Baha ATABEK (Standart)

DANIŞMA KURULU (Alfabetik)

Adnan YÜCEL (SMS)
Ahmet SEVAL (Mannesmann)
Atalay ŞENGÜL (Güçüm)
Aykut ERENŞOY (Alpom)
Bülent VURAL (Wilo)
Cafer ÜNLÜ (İntervalf)
Prof. Dr. Cahit ERALP (ODTÜ)
Cankut İKİZLER (Anıl)
Celal OKUTAN (TMD)
Güvenç GÜVEN (Doğuş)
Prof. Dr. Hasan Fehmi YAZICI (İTÜ)
Doç. Dr. İbrahim GENTEZ (YTÜ)
Kutlu KARAVELİOĞLU (Layne Bowler)
Prof. Dr. Mete ŞEN (İTÜ)
Mustafa TOK (Özsuhas)
Muzaffer AYDIN (Ümraniye)
Oğuz ŞANAL (Grundfos)
Osman F. ŞAYLIMAN (Yakacık Valf)
Özden ERTÖZ (Van San)
Özer POLATOĞLU (MAS)
Sedat SİLAHTAROĞLU (Türbosan)
Selim BAYER (ABS)
Sinan ÖZGÜR (KSB)
Şeref ÇELEBİ (Standart)
Ünal İPEK (Tempo)
Vahdettin YIRTMAÇ (Tersan)
Yusuf KÖSEOĞLU (Şahinler)

DÜZENLEYEN KURULUŞLAR



İTÜ Makina Fakültesi



POMSAD-Pompa Sanayicileri Derneği



Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş.

KONGRE SEKRETERYASI

Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş.

Balmumcu, Barbaros Blv. Gamze Ap. No:46 Kat:5 Daire:14 80700 Beşiktaş/İSTANBUL Tel: 0212.275 83 59 Pbx. Fax: 0212. 211 38 50
e-mail: tekyaysbulak@turk.net.

SUNUŞ

24-25-26 Eylül 1998 tarihlerinde İstanbul'da toplanan **3. POMPA KONGRESİ** ve **SERGİSİ** İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Pompa Sanayicileri Derneği, Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş. tarafından düzenlenmiştir.

Toplantının amacı özellikle gümrük birliğine girildikten sonra, pompa sektörünün uluslararası pazarda karşılaşmakta olduğu her türlü pompa ve pompalama problemlerinin tartışıldığı bir ortam hazırlamaktır.

Pompa sektörünün araştırma/geliştirme çalışmasına girmeden, ileri tasarım ve üretim teknikleri uygulamadan, otomasyon, yüksek kalite, modüler üretim gibi konularda ilerleme yapması beklenmemelidir. Bu gibi toplantılar yeni fikirleri ve uygulamaları tartışmak ve çözüm önerileri üretmek olanağı vermektedir.

Pompalarla ilgili standartlar ile pompa kabul deneylerinin öne çıktığı bu kongrede, en ileri akademik çalışmalardan ürün tanıtımına kadar bildirilerden oluşan geniş bir yelpaze olmasına rağmen kongre duyurularında belirlenen ve beklenen konuların tamamı görülememektedir.

Türkiye Cumhuriyeti'nin kuruluşunun 75. ve İstanbul Teknik Üniversitesi'nin kuruluşunun 225. yılına rastgelen 3. Pompa Kongresi ve Sergisi bu sektörde meydana gelmekte olan önemli değişikliklerin sinyallerini vermektedir.

3. Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı'nda 1 açış konferansı, 1 çağrılı bildiri ve 35 bildiri bulunmaktadır.

Sergiye katılan firma sayısı 29 olup, bu kongrenin gerçekleşmesine büyük katkıları olduğunu belirtmek gerekmektedir.

Düzenleyeci kuruluşların yanı sıra 3. Pompa Kongresi ve Sergisi'ne katkı sağlayan bütün kuruluş, firma, ve kişilere, bildiri sunanlara, konuşma ve tartışmalara katılanlara, izleyenlere ve özellikle fikirleri ile bu organizasyonu yönlendiren Danışma Kurulu üyelerine teşekkür ederiz.

Düzenleme Kurulu Adına
Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN

İÇİNDEKİLER

I.BÖLÜM - BİLDİRİLER

“Pompa Normları Hakkında” - Açış Konferansı	1
Hasan Fehmi YAZICI (İTÜ)	
“Dalgıç Pompalara Uygulanan Pompa Kabul Deneyleri	10
Salih ATMACA (DSİ)	
“Dik Türbin Pompaların Testleri ve Kabul Kriterleri”	16
Onur KONURALP - M.Tunç GÜNEŞ (LAYNE BOWLER)	
“Pompa Performans Eğrisinin Sayısal Yöntemlerle Belirlenmesi”	23
Kemal SARIOĞLU - Mete ŞEN (İTÜ)	
“Pompa Çarkı İçindeki Akışın 3 Boyutlu Analizi”	26
Aşkın KARAKAŞ - Erkan AYDER (İTÜ)	
“Pompaların Kaviteasyon Performansını İyileştirmek İçin Ön Çark Uygulaması”	32
Mete ŞEN (İTÜ)	
“ISO 2548’e Göre C Sınıfı Pompa Kabul Deneyleri”	36
H.KARADOĞAN - L.KAVURMACIOĞLU - G.GÜREKEN - M.TEKELİOĞLU A.ÇALICA (İTÜ)	
“Radyal Çark Çıkışındaki Basınç Çalkantıları”	45
E.ÇAKMAK - B.ÜNLÜER - H.KARADOĞAN (İTÜ)	
“Rotor Dinamiği” <i>Çağrılı Bildiri</i>	53
Tuncer TOPRAK (İTÜ)	
“Passive Corrosion Protection of Welded Steel Pipes”	60
G.PONSCHAB - A.TURAN - A.ALBAR - A.ÖZTÜRK (MSBE T.A.Ş.)	
“Konya Bölgesinde Bazı Derin Kuyu Pompaj Sulama Tesislerinde Başarı Derecesinin Saptanması”	69
Sedat ÇALIŞIR - Mustafa KONAK (SELÇUK ÜNİVERSİTESİ)	
“Santrifüj Pompaların İşletme ve Bakımı”	77
Abdullah ÖZCAN - Hüseyin MERTCAN (TEKTES)	
“Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi”	86
Özden ERTÖZ (VANSAN)	

“Frekans Kontrollü Pompa Uygulamasında Yeni Bir Yaklaşım”	94
Murat UĞURLU (SÜPERTEKNİK) - Paolo MİLAN (LOWARA)	
“Pompalardaki Kaçak Kayıplarının Sayısal Akışkanlar Mekaniği Kullanılarak İncelenmesi”	100
Harun ÖZKARA (ALARKO/ALPOM)	
“Açık Radyal Pompaların Tanım Eğrilerinin Belirlenmesi İçin Matematiksel Model.....	108
T.ENGİN - M.GÜR - İ.ÇALLI (SAKARYA ÜNİVERSİTESİ)	
“Pompa Karakteristiklerinin Bilgisayar Yardımı ile Çıkartılması”	113
A.KARAKAŞ (İTÜ)	
“Pump Selection”	115
Jan NĪJHUIS (NĪJHUIS POMPEN)	
“Pompalarda Enerji Tasarrufu”	127
Erkin SAVÇIN - Bora NALBANTOĞLU (ALARKO/ALPOM)	
“Vana ve Armatürlerin Yahtımı”	134
Volkan DİKMEN (ODE MÜHENDİSLİK)	
“Universal Control Drives”	139
Serge POSTAL (TWIN DISC INT.S.A.)	
“Söndürme Sistemlerinde Kullanılan Pompa Grupları”	143
K.BECEREN - L.KAVURMACIOĞLU - A.KILIÇ - H.KARADOĞAN (İTÜ)	
“Hidrofor Seçimi İçin Yeni Bir Yaklaşım”	150
Baha ATABEK (STANDART POMPA)	
“Gas-Lubricated Mechanical Seals Application Concepts for Pumps and Blowers”	159
Andreas LANGERMANTEL (FEODOR BURGMANN)	
“DGS Uygulamaları ve Prensipleri”	169
Hakan SOZAN (TÜPRAŞ KIRIKKALE RAFİNERİSİ)	
“Magnetic Couplings-Basics and Applications”	179
B.MATZ - H.G.SCHERER (FEODOR BURGMANN)	
“Vana ve Pompalarda Statik Sızdırmazlık Elemanlarının Seçimi”	187
Adem ONAT - Fevzi YILMAZ (SAKARYA ÜNİVERSİTESİ)	

“Pompalarda Titreşim ve Darbe Kontrolü”	197
Orhan TURAN (ODE MÜHENDİSLİK)	
“Pompaj Sistemlerinde Tasarım Açısından Gürültü Kaynaklarının Analizi”	206
Bülent EKER - Levent TAŞERİ (TRAKYA ÜNİVERSİTESİ)	
“Pompalarda Gürültü”	212
Reşat Gün TAŞEL (ALARKO/ALPOM)	
“Santrifüj Pompaların Türbin Olarak Kullanılabilmeleri ve Yapılacak Değişiklikler”	221
Faruk KÖSE - Kevser DİNÇER (SELÇUK ÜNİVERSİTESİ)	
“Polipropilen Halı İpliği Üretim Makinasında Sıcak Polimer Metraj Pompası, Elyaf Kondisyonlama Yağı Pompası ve Otomatik Kontrol Sistemleri”	226
Yusuf A.USKANER - Fatma USKANER (G.ANTEP ÜNİV.) - Mennan AKSOY Orhan MENİR (ÖZÇELİK)	
“Dik Türbin Pompalarda Model-Prototip İlişkisinin Kurulması ve Ölçek Etkisinin İncelenmesi”	234
Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ) - Onur KONURALP - Tunç GÜNEŞ (LAYNE BOWLER)	
“Hidrolik ve Pnömatik Sistemlerde Titreşimli Akışların Empedans Yöntemi ile İncelenmesi”	239
Kadir KIRKKÖPRÜ (İTÜ)	
“Viskoz Mayi Pompaları”	250
Murat EBE (VİMPİ)	
“Tesisatlarda Isı ve Ses Yalıtımı”	253
Kemal BAYRAKTAR (İZOCAM)	
“Petrol Üretiminde Yapay Kaldırma Yöntemlerinin Karşılaştırılması”	263
Ümran SERPEN (İTÜ) - Mehmet AKDAĞ (SENTEZ)	

II. BÖLÜM - ÜRÜN TANITIMLARI

III.BÖLÜM - ŞİRKET TANITIMLARI

IV. BÖLÜM - İLANLAR



POMPA NORMLARI HAKKINDA

Hasan Fehmi YAZICI
İTÜ Makina Fakültesi

1.GİRİŞ

Pompa, içinden geçirdiği sıvıya dış kaynaktan aldığı enerjiyi aktaran bir makina olarak tanımlanır. Bu tanım, aynı işi hava için yapan vantilatörleri de kapsar. Zira, vantilatörlerde akış hızları daima sesin yayılma hızı yanında çok küçük kaldığı için havanın sıkıştırılabilmesinin etkisi pratik olarak ihmal edilebilir ve hava, gaz olmasına rağmen, sıvılara benzetilebilir.

Sıvıların enerji düzeylerini yükseltmeye yarayan pompaların belli devir sayısındaki performansı veya karakteristikleri, bilindiği gibi, şu büyüklüklerdir:

1) Pompadan çıkan sıvının birim zamandaki hacmi. Bu değere pompanın hacımsal debisi denir ve Q veya q_v ile gösterilir.

2) Pompadan çıkan sıvının birim ağırlığının kazandığı toplam enerji (potansiyel ve kinetik enerji toplamı) ki, bu değere pompanın manometrik basma yüksekliği veya daha kısa olarak, manometrik yüksekliği denir, H veya H_m ile gösterilir. Bu tanımla manometrik yüksekliğin ölçülmesi bazı güçlükler doğurur.

3) Pompaya dış kaynaktan verilen güç. Bu güce pompanın efektif gücü veya mil gücü denir ve N_e ile gösterilir. Şüphesiz, pompadan çıkan sıvıya bu gücün tamamı geçemez. Pompadaki mekanik, hidrolik ve kaçak debi gibi enerji kayıpları da bu gücün bir kısmı ile karşılanır. Bu kayıp enerjilerin toplamı ne kadar küçük olursa, başka deyişle, mil gücünün ne kadar küçük bir oranını oluştursa, pompanın tasarımı ve imali o kadar iyi yapılmış olur.

4) Pompanın bu kalitesini belirtmek, dış kaynaktan aldığı gücü, amacına uygun olarak ne ölçüde iyi kullandığını, kısaca, ne kadar ekonomik çalıştığını tesbit için genel verim (η) tanımı yapılır. Basılan sıvının yoğunluğu ρ , yerçekimi ivmesi g ise, pompanın genel verimi (1) bağıntısı şeklinde olur:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N_e} \quad (1)$$

Dünyanın her yerinde enerjinin gittikçe pahalılaşması, pompaların kabil olduğu kadar yüksek verimli olmasını çok önemli bir özellik haline getirmiştir. Onun için, kullanıcılar, satın alacakları pompalar için garanti edilmesini istedikleri verim şartını daima ileri sürmektedirler.

Tipik bir örnek verelim: Zürih Federal Teknoloji Enstitüsü Hidrolik Profesörü H. GERBER 'in yazısından⁽¹⁾ öğrendiğimize göre, İsviçre'de Löbbia hidroelektrik santralında biriktirme pompası olarak çalışacak ve maksimum gücü 6800 kW olacak, tek kademeli santrifüj pompanın 1198 d/dak dönme hızında 3 m³/san debi ve 191 m manometrik yükseklikte genel veriminin % 87.925 olarak garanti edilmesi istenmiştir. Burada dikkati çeken husus, virgülden sonraki rakam sayısıdır. Genel verimin ne kadar önem kazandığını gösteren buna benzer başka örnekler de vardır.

Pompanın bağlanacağı tesisatın geometrisi performansını az çok etkileyebileceği için, bu değerlerin ölçülmesi, standartlaştırılmış deney tesisatında, standart metodlarla, yine normların belirttiği hata payları içinde kalınarak yapılır. Başka deyişle, pompalar, çalışma yerlerinde haiz olacakları performans ile değil de itibari diyebileceğimiz çalışma şartlarındaki performansları ile değerlendirilir. Teorik olarak böyle olmakla beraber, bütün normların gerek deney tesisatı ve gerekse uygulanacak ölçme metodları bakımından tamamen aynı esasları getirdikleri söylenemez.

Pompa standartları ayrıca, donanımları, sızdırmazlık elemanları, malzeme, boyutlar ve teknik bazı özellikler, güvenlik, tanımlama kodları, flanşlar, semboller gibi konulara da yer verirler.

Her ülkede, pompa tipleri de göz önüne alınarak çok sayıda standart yürürlüğe konmuştur. Türk Standartları Enstitüsünün 1997 yılı kataloğundan yaptığımız tesbitlere göre, Türkiye 'de ayrı numaralar taşıyan 25'in üzerinde standart vardır. Bunlardan burada detaylı olarak söz etmemiz mümkün değildir. Biz ancak pompa testleri ile ilgili bazı konularda, ayırım yapmaksızın, genel bir bakışla, standartların koydukları bazı esasları, kuralları kritik bir görüşle dikkatinize sunmaya çalışacağız. Bu kuralların neden yeniden gözden geçirilmesi gerektiğine değineceğiz.

⁽¹⁾ H. Gerber: Test on the Storage Pump in Löbbia Power Station, Switzerland.
Sulzer Technical Review, Vol.44/1962, No.1, S.13-16

Detaylarda bazen farklılıklar gösteren pompa normları çok önemli gördüğümüz bir kaç noktada aynı görüşleri paylaşıyorlar, şöyle ki:

- Açıkça ifade etmemekle beraber, hemen bütün standartların birleştikleri ilk nokta, pompayı sadece emme ve basma ağzlarındaki flanşlar arasında kalan sistem olarak kabul etmeleridir. Biraz sonra göreceğimiz gibi, böyle bir kabul, pompanın manometrik yüksekliğini verilen hata sınırları içinde ölçmeyi güçleştirmektedir.

- İkinci ortak kabul, pompanın emme ve basma ağzlarına her standardın az çok farklı olarak belirtmiş olduğu uzaklıklardaki kesitlerde enerji dağılımının üniform olduğudur. Başka deyişle, bu kesitlerde sıvı akımının üç boyutlu olabileceği hiçbir şekilde dikkate alınmamaktadır.

- Üçüncü husus, debinin ve manometrik yüksekliğin, dolayısıyla genel verimin bulunmasında, lokal yük kaybı yaratan elemanların sebep olabileceği elastik dalgalanmalardan doğabilecek hataların hiç göz önüne alınmaması, böyle bir hata kaynağından habersiz görünmeleridir. Gerçi, mesela ISO 3555 standardı salınımların, ortalama değerlerin $\pm \%3$ sınırı dışına çıkması halinde, kılcal boru gibi, simetrik ve doğrusal sönümleme yapan cihazların kullanılmasını tavsiye etmektedir. Ancak, bu tavsiyeye uyulması halinde dahi ortalama basıncın gerçek değerinden daha büyük bulunabileceğini bir örnekle aşağıda açıklayacağız.

Öncelikle bu üç nokta üzerinde durmak istiyoruz.

II. DEBİNİN ÖLÇÜLMESİ HAKKINDA KRİTİKLER

TS 268, BS 599, ISO 3555, ISO 2548, DIN 1944 dahil, çeşitli standartlarda yer alan debi ölçme metodları arasında orifis ve lüle metodu da sayılmaktadır. Gerçekten, bu metodlar çok basit ve kolay uygulanabilir oldukları için dünyanın her tarafında sıkça başvurulan debi ölçme metodlarıdır. Mesela, BS 599 standardı bu usulle debinin $\pm \%2$ hata ile bulunabileceğini ifade etmektedir. Aynı metod için, C sınıfı testlerle ilgili ISO 2548 standardı $\pm \%2.5$, B sınıfı testlerle ilgili ISO 3555 standardı $\pm \%1.5$, DIN 1944 ise $\pm \%1$ ile $\pm \%1.5$ hata limitlerini vermektedir.

Oysa, standartlardaki tavsiyelere aynen uyulsa bile, bazı hallerde bu limit değerlerin hayli üzerinde sistematik hatalar meydana gelebilir ve ölçümün standarttaki kurallara uyularak yapılmış olmasının verdiği güvenle bu tür hataların olabileceği akla gelmez.

Bu tür hataların sebebine gelinece:

Kırk yıla yakın bir zamandanberi iyice bilinmektedir ki, akışkan ister gaz, ister sıvı olsun, tesisatta kısmi açık normal sürgülü vana, keskin dirsekler, ani kesit genişlemesi veya daralması, orifis, lüle, koniklik açısı gereğinden büyük olan difüzör gibi, cıdardan ayrılmalara, başka sözle, kararsız hız süreksizlik yüzeyleri oluşmasına imkan veren elemanlar varsa, devrede, akustik dalgalara benzeyen, yani düzlemsel türde düşük frekanslı aleatuvur karakterde elastik dalgalanmalar meydana gelir ve bunlar, devrenin geometrisine ve boyutlarına bağlı olarak, az çok amplifiye olabilirler ve dolayısıyla, manometreler basınç titreşimlerine karşı lineer olarak, simetrik olarak sönümlenmiş olsa bile, yine de okunan ortalama basınç değerleri gerçek değer az çok üzerinde olur ve zaman içindeki ortalama debi gerçek ortalama değerinden daha büyük ölçülmüş olur. Bu suretle meydana gelen sistematik hatanın farkına varılamadığı için, bu tür hatalara "GİZLİ HATA" diyoruz. Hiçbir standartta dikkate alınmayan bu hususa açıklık getirelim:

Orifisin kaynak(menba) (1) ve akıntı (mansap) (2) tarafında standarta uygun olarak yapılan basınç prizlerine bağlı manometrede ölçülecek diferansiyel basıncın zaman içindeki ortalama değeri, daimi olmayan akış için yazılacak BERNOULLI denklemini (1) ve (2) daralmış kesit arasına uygulayıp terimlerin zaman içindeki ortalamaları alınırsa,

$$\overline{\Delta p} = \overline{p_1} - \overline{p_2} = \rho \overline{K} \frac{\overline{q_v^2}}{2S^2} \left[1 + \frac{\overline{q_v'^2}}{\overline{q_v^2}} + 2 \frac{\overline{K'q_v'}}{\overline{Kq_v}} + \frac{\overline{K'q_v'^2}}{\overline{Kq_v^2}} \right] \quad (2)$$

bulunur. Burada, ρ akışkanın yoğunluğu (akışkanın sıkıştırılabilirlik özelliğinin yoğunluğu üzerindeki etkisi küçük kabul edilerek), S orifisin kesit alanı,

$$K = \left(\frac{\alpha_2}{\sigma^2} - \frac{\alpha_1}{\Sigma^2} \right) S^2 = \overline{K} + K' \quad (3)$$

(σ akışkan hızmesinin zamanla değişen dik kesit alanını, Σ borunun dik kesit alanını, α_2 akışkan hızmesinin σ kesitindeki kinetik enerji katsayısını, α_1 kaynak tarafındaki 1 basınç prizinin bulunduğu dik kesitteki kinetik

enerji katsayısını, üzerlerinde yatay çizgiler bulunan büyüklükler bunların zaman içindeki ortalama değerlerini, üstün işaretli olanlar rastgele değişen çalkantı değerlerini göstermektedir).

Akışta herhangi bir çalkantı olmasaydı veya bu çalkantılar dikkate alınmasaydı, hacımsal debi

$$\Delta p = \rho K \frac{q_v^2}{2S^2} = \rho \left(\frac{\alpha_2}{\sigma^2} - \frac{\alpha_1}{\Sigma^2} \right) \frac{q_v^2}{2} \quad (4)$$

bağıntısından bulunacaktı.

Görüldüğü ki, fiilen ölçülen ortalama basınç $\overline{\Delta p}$ sadece $\overline{q_v}$ ortalama hacımsal debiye değil, onunla birlikte başka 3 terimin toplamına da karşılık geliyor. Dolayısıyla, bu ilave terimler gözönüne alınmadan

$$\Delta p = \rho K \frac{q_{vm}^2}{2S^2} \quad \text{veya} \quad q_{vm} = C_q S \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (5)$$

yazılarak hesaplanacak q_{vm} debisi, gerçek $\overline{q_v}$ değerinden farklı olacaktır. Böylece, mertebesi hakkında biraz sonra fikir vereceğimiz bir sistematik hata meydana gelecektir.

Bu tür akışlarla ilgili çalışmalar göstermiştir ki, söz konusu elastik dalgalanmalar, tesisattaki akışkanın sıkıştırılabilirliği güçleştikçe şiddetini artırıyor. Başka deyişle, akımın Mach sayısı ne kadar küçük olursa (sıvı akımlarındaki gibi), ölçmelerde sistematik gizli hata miktarı o kadar büyüyor. Bu itibarla, orifis veya lüle ile debi ölçülecekse, şimdilik, küçük çaplı orifis veya lüle seçilmesi (mesela çap oranının 0.30 civarında olması) ve ayrıca, orifis veya lülenin atmosfer gibi, çok geniş bir ortama açılması tavsiye olunabilir.

Bu hususlar, (Şek.1) deki gibi bir tesisatta hava ile deney yapılarak tahkik edilmiştir.

Fransız normlarına göre, bir vantilatörün debisi, ya emme ağzına bağlanan ve içinde, vantilatörün girişine yakın bir yerde, öndönmeyi önleyen 2 boru çapı uzunluğunda, haç biçiminde basit bir doğrultucu bulunan 7 boru çapı uzunluğundaki bir borunun girişine konan bir orifisle (Emme Metodu), veya, vantilatörün çıkışına bağlanacak 7° konik açılı bir difüzör ile ona bağlı kesonun atmosfere açılan kesitine yerleştirilen orifisle (Basma Metodu) ölçülebilir. Her iki metodu aynı anda uygulamak ve birinci orifisin sebep olduğu titreşimler dolayısıyla 2. Orifisle ölçülen debinin farklı olup olmayacağını anlamak için, iki tesisat birbirine seri olarak bağlanmıştır. Ortada vantilatör bulunmaktadır. Boyutlar (Şek.1) üzerinde gösterilmiştir. Deney tesisatının ω dairesel frekansındaki bir titreşimi ne kadar büyüttüğünü bulmak için de, daimi olmayan akışlara ait Bernoulli ve süreklilik denklemleri uygulandığında, tesisatın Y amplifikasyon faktörü bulunmuştur.

Ölçme hassasiyetini yükseltmek için, diferansiyel basınçlar etil alkollü ve lineer olarak sönümlü mikromanometrelerle yirmişer saniyede bir okunup aritmetik ortalamaları alınmak suretiyle ölçülmüştür. Tabiiatıyla, atmosferik basınç, hava sıcaklığı da sık sık ölçülmüş ve düzeltmeler yapılmıştır. Etil alkolün yoğunluğu havadaki nem dolayısıyla değişebildiği için de manometrelerdeki alkol sık sık yenilenmiştir. Her debide diferansiyel basınçlar 60 kez okunmuştur.

$F_1(\omega)$, birinci orifisin yol açtığı ω dairesel frekanslarındaki titreşimlerin spektral yoğunluk fonksiyonu olmak üzere, diferansiyel basınçların titreşimlerine ait karesel ortalamalar,

$$\frac{\overline{\Delta p_1'^2}}{\Delta p_1^2} = \int_0^\infty F_1(\omega) d\omega \quad ; \quad \frac{\overline{\Delta p_6'^2}}{\Delta p_6^2} = \int_0^\infty Y F_1(\omega) d\omega \quad (6)$$

olur. Bu durumda, gerçek debi $\overline{q_v}$ olmak üzere, birinci ve ikinci orifislerden elde edilecek hacımsal debi değerleri

$$q_{v1} = \overline{q_v} \sqrt{1 + \frac{\overline{\Delta p_1'^2}}{\Delta p_1^2}} \quad ; \quad q_{v6} = \overline{q_v} \sqrt{1 + \frac{\overline{\Delta p_6'^2}}{\Delta p_6^2}} \quad (7)$$

olur. Bu debiler arasındaki bağıl fark ε ile gösterilirse,

Vantilatör : 1000 d/dak , 2000 Pa , 4.75 m³/san , 12.5 kW , L₁ = 7 D₀ = 420 cm , L₂ = 65 cm , L₃ = 131 cm
L₄ = 817 cm , L₅ = 233 cm , D₀ = 60 cm , D'₀ = 60 cm , D_c = 160 cm , V₁ = 1.19 m³ , V₂ = 1.31 m³
V₃ = 0.37 m³ , V₄ = 8.3 m³ , V₅ = 4.68 m³ , D = 180 cm , 1.Doğrultucu 120 cm , 2.Doğrultucu 72 cm
Toplam uzunluk : 1666 cm , Toplam hacim : 15.85 m³

Tablo 1

d ₁ (mm)	d ₀ (mm)	ε _{hesap}	ε _{deney}
225.3	800	0.07	0.073
	700	0.04	0.047
	600	0.03	0.03 ... 0.04
277.4	900	0.052	0.052
	850	0.045	0.052
	800	0.038	0.038
312.4	900	0.053	0.053
	850	0.042	0.038
	800	0.035	0.032

$$H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (10)$$

şeklını alır. α₁ ve α₂ ölçme kesitlerindeki kinetik enerji katsayıları olup daima 1 den büyüktürler. Değerleri, esas itibarıyla, dik kesitteki hız dağılımına bağlıdır. Akış daimi ve hız dağılımı üniform ise, o vakit (α=1) olur.

Akış daimi değilse, manometrik yüksekliğin zaman içindeki ortalama değeri (V'_{n2} , yukarda sözü edilen elastik dalgalanmalardan doğan çalkantı hızı olmak üzere),

$$\bar{H} = \left[z_2 + \frac{\bar{p}_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + \frac{1}{Q} \iint_{A_2} \bar{p}' V'_{n2} dA \right] - \left[z_1 + \frac{\bar{p}_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + \frac{1}{Q} \iint_{A_1} \bar{p}' V'_{n2} dA \right] \quad (11)$$

olur. Debideki çalkantılarla basınç çalkantıları arasında korrelasyon yoksa ($\overline{p' V'_{n2}} = 0$) olacağı için, (11) ifadesi

$$H = \left(z_2 + \frac{\bar{p}_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{\bar{p}_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} \right) \quad (12)$$

şeklını alır. Debi titreşimleriyle basınç titreşimleri arasında korrelasyon varsa, o vakit,

$$\bar{H} = \left[z_2 + \frac{\bar{p}_2}{\rho g} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\overline{p_2'^2}}{\bar{p}_2^2} \right) + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} \right] - \left[z_1 + \frac{\bar{p}_1}{\rho g} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\overline{p_1'^2}}{\bar{p}_1^2} \right) + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} \right] \quad (13)$$

olur.

Bu açıklamalardan sonra, Pompa Standartları incelendiğinde hemen hepsinde, yukarıda ifade ettiklerimizi tekrar ederek,

$$a) \quad H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (14)$$

alınıyor. Yani, emme flanşına 1 ila 1.5 emme ağız çapı, basma tarafı flanşına 1 ila 4 basma ağız çapı uzaklıktaki dik kesitlerde hız ve basınç dağılımı, dolayısıyla enerji dağılımı, daima üniform kabul ediliyor.

b) Pompanın emme tarafında, kısmi debilerde şiddetlenen ters akım ile, emme borusu üzerinde bulunabilecek dirseğin ve salyangozun sıvı akımını helikoidal hale getirdikleri ve ölçme yapılan kesitlerde dahi bu akımın etkili olduğu, bu yüzden, cidar üzerindeki priz yardımı ile ölçülen basıncın kesitin her noktasında mevcut olmadığı, akıştaki radyal hız bileşeni ihmal edilse dahi, teğetsel hız bileşeninin var olduğu hususları dikkate alınmıyor.

c) Kısmi vana açıklıklarında vanadan çıkışta ve tesisatın başka yerlerinde oluşan hız süreksizlik yüzeylerinin sebep olacağı basınç titreşimlerinin varlığından ve etkisinden habersiz görünülüyorlar.

Buna karşılık, pompa alıcısının üretici tarafından garanti edilmesini isteyeceği genel verim değerini oluşturacak anlamlı rakam sayısı için herhangi bir sınırlama getirilmiyor ve alıcı, mesela, % 87.925 gibi, nerede ise 100000 de bir hata ile verimin bulunmasını isteyebiliyor.

ISO 3555 Standardı, belirttiği test usullerinin, tip sayısı K = 1.5 (ölgül hızı $n_q = 79$ d/dak, veya $n_s = 290$ d/dak) veya daha küçük olan pompalar için geçerli olduğunu ifade ediyor ve daha büyük ölgül hızlı pompalar için tarafların anlaşacağı bir yöntemin (ölçme kesitlerinde enerji taraması yapılması gibi) uygulanmasını tavsiye etmektedir.

İngiltere 'de NEL (National Engineering Laboratory) de R.A. NIXON tarafından yapılan deneysel bir çalışma, pompanın (yüksek ölgül hızlı) çıkışındaki ölçme kesitinde dahi, normal olarak, simetrik olmayan 3 boyutlu bir akışın var olabileceğini, bu kesitte de enerji dağılımının üniform olmaktan hayli uzak olabildiğini, başka deyişle, (14) sayılı kabulün doğru olmadığını teyid etmiştir (Şek.2).

M. MURAKAMI ve N. HEYA, maksimum verim noktasında manometrik yüksekliği $H_N = 3.98$ mSS, debisi $Q_N = 28 \text{ dm}^3/\text{san}$, devir sayısı 1620 d/dak, çark çapı 144 mm, tip sayısı K = 1.817 (ölgül hızı $n_q = 96.2$ d/dak veya $n_s = 351$ d/dak) olan bir pompaya, 130 mm çapında 1980 mm (~ 15 çap) uzunluğunda düz bir boru bağlayarak, $Q_N = 28 \text{ dm}^3/\text{san}$ den daha küçük bir çok debide emme tarafındaki çeşitli dik kesitlerde hız ve enerji dağılımlarını incelemişlerdir. Hız taramaları ve akım çizgileri göstermiştir ki, debinin maksimum verim noktasındaki Q_N değerinin %86 sıندان itibaren küçültülmüş halinde, ters akım meydana gelmekte ve bu ters akım bölgesinin uzunluğu,

$$\frac{Q}{Q_N} = 0.69 \quad \text{halinde 1 çap,}$$

$$\frac{Q}{Q_N} = 0 \quad \text{(kapalı vana) halinde ise 7 çap}$$

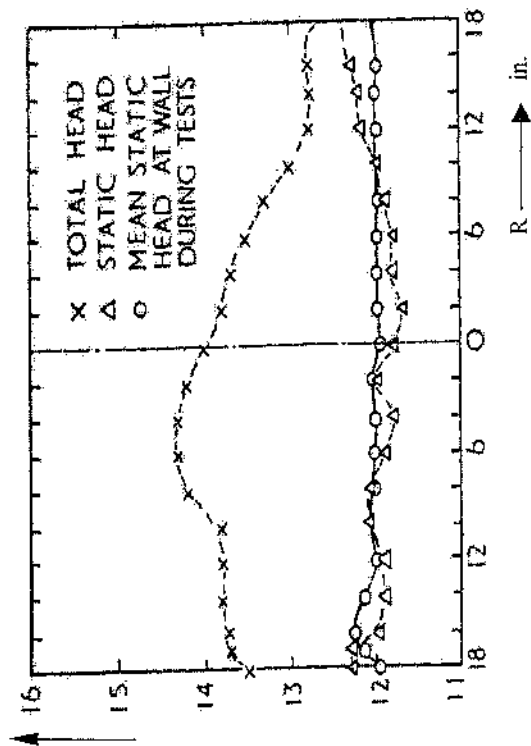
kadar olmaktadır. Emme flanşından uzaklaştıkça, her debi değerinde hızın eksenel ve teğetsel bileşenleri küçülmekte ve muayyen bir uzaklıkta teğetsel hız dağılımı yaklaşık olarak cebri vorteks kanununa uymaktadır. Ayrıca, basma vanası kapalı iken, pompanın çektiği gücün yaklaşık %30 unu buradaki ters akım almaktadır.

Aynı araştırmacılar, emme borusu üzerine yerleştirdikleri 90° ve 45° lik dirseklerin de dik kesitlerdeki hız ve basınç dağılımlarını nasıl etkilediklerini incelemişler ve küçük debilerde ters akımın ve dirseğin birbirlerinin etkilerini ortadan kaldırdıklarını ve simetrik hız profilleri elde edildiğini, ancak, debi büyüdükçe helikoidal akışın belirginleştiğini görmüşlerdir.

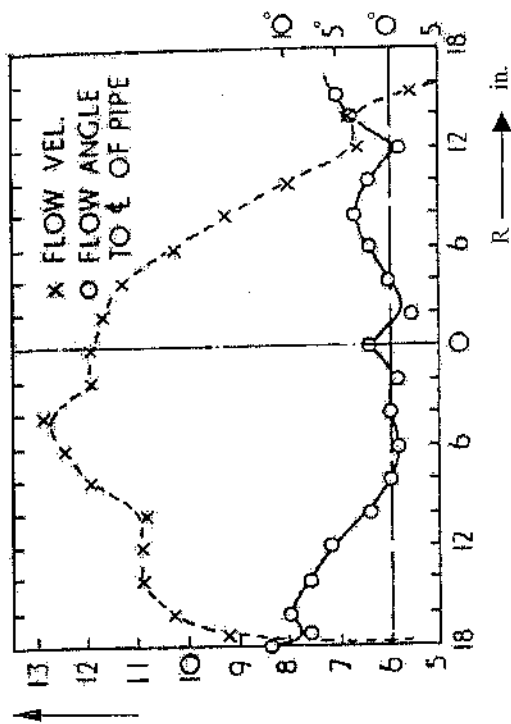
Kapalı vana haline yakın çalışma durumlarında ölçülen manometrik yükseklik değerindeki hata payı %30 lara kadar çıkabildiği halde, maksimum verim noktasındaki debinin %80 inden daha büyük debilerde emme borusu içindeki bu karışık akımlar, manometrik yükseklikte en çok %2 hata meydana getirmiştir.

1980-1981 ders yılında, İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarında, emme ve basma ağız çapları 80 mm, devir sayısı 3000 d/dak, debisi 50 m³/saat, manometrik yüksekliği 25 mSS (dolayısıyla tip sayısı K = 0.6, ölgül hızı $n_q = 31.6$ veya $n_s = 115$ d/dak) olan bir santrifüj pompa ile yapılan deneylerde, emmedeki basıncın en az 6 emme ağız çapı kadar uzaktaki bir kesitte yapılması gereği ortaya çıkmıştır.

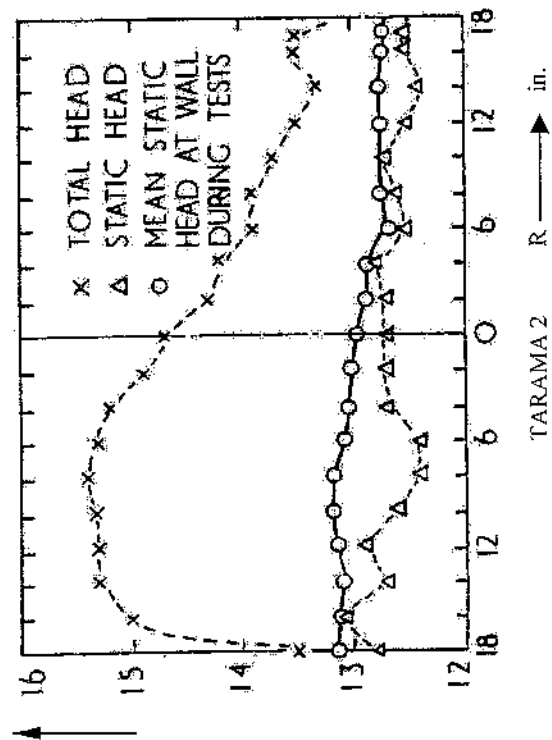
TARAMA 1



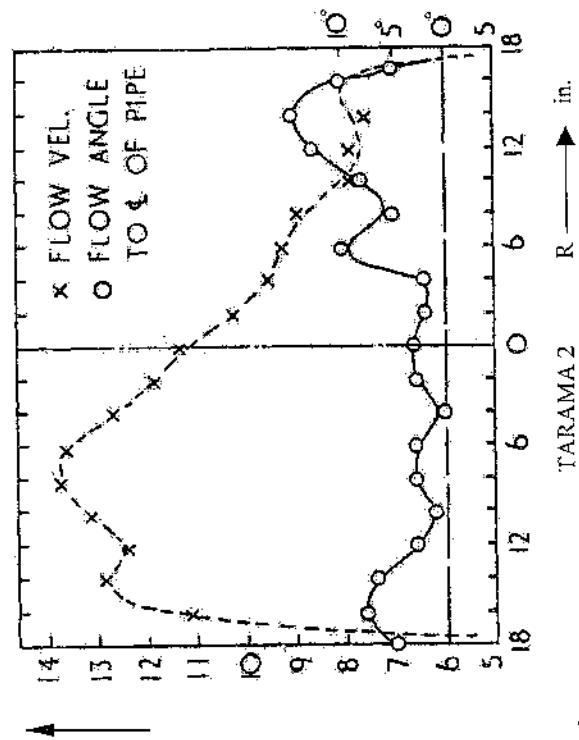
TARAMA 1



TARAMA 2



TARAMA 2



Şekil 2

Amerikada Grand Coulee Barajı tesislerinde bulunan ve devir sayısı 200 d/dak, debisi 148000 m³/saat, manometrik yüksekliği 94 mSS, basma ağızı çapı 3.6 m, tip sayısı 0.8 (öztül hızı $n_q = 42.45$ d/dak veya $n_s = 155$ d/dak) olan büyük bir santrifluj pompanın çıkış tarafında değişik kesitlerde yapılan hız taramalarında, basıncın, içinde hemen hemen sabit kaldığı kesitin basma ağızına 10 çap uzaklıkta bulunduğu tesbit edilmiştir. Oysa, mesela ISO 3555 Standardı, ölçme yapılacak kesitlerin pompanın flanşlarına 2 çap uzaklıkta olmasını tavsiye ediyor.

Almanya'da KSB Firması tarafından imal edilmiş bir tam santrifluj pompa (ETA 80-26, 85 m³/h, 20 mSS, 1450 d/dak, tip sayısı 0.445, öztül hızı $n_q = 23.56$ d/dak veya $n_s = 86$ d/dak) çeşitli üniversite ve firmaların standart deney standlarında teste tabi tutularak, 1450 d/dak dönme hızındaki

$$H = f_1(Q) \quad , \quad N_e = f_2(Q) \quad , \quad \eta = f_3(Q)$$

karakteristik eğrileri çıkartılmıştır. Bu eğriler incelendiğinde, pompanın maksimum verim noktası civarında manometrik yükseklikte %5, efektif güçte %9, genel verim değerinde de %6.2, gibi farklar bulunduğu görülmektedir. Normların belirttiği hata limitlerini çok aşan bu değerler karşısında hangi test sonuçlarına güvenilecektir ?

Basıncıta meydana gelen elastik titreşimlerin manometrik yüksekliğin ölçümünde ne mertebede etkili olduğu (denklem 13) konusunda henüz sistematik çalışmaya rastlanmamıştır.

IV. SONUÇ

Pompaların karakteristiklerinin gittikçe daha hassas şekilde belirlenmesi talebinin artması karşısında, test normlarının revizyon gerektiren konularından en önemli ve acil olanlarına gerekçeli şekilde değindik. Şüphesiz, ıslahı, düzeltilmesi gereken daha başka konular da var. Değindiğimiz hususların olumsuz etkilerinden kurtulmak için, özellikle, manometrik yüksekliğin ölçülmesinde daha az hata yapabilmek için, çıkış yolunu pompanın tanımının genişletilmesinde, yani, pompayı emme ve basma flanşları arasında sıkıştırılmış bir makina olarak değil, gerek emme ve gerekse basma taraflarındaki akışlarda meydana gelen bütün karışıklıkları pompanın bir iç sorunu haline getirmek üzere, ölçme yapılacak kesitlerin, doğru ölçme yapılmasına imkan verecek şekilde, hız ve enerji dağılımının uygun ve kinetik enerji katsayılarının belli olacağı yerlerde, emme ve basma ağızı flanşlarından, dirsek ve vanalardan yeterince uzaklaştırılmasında ve pompayı bu yeni kesitler arasında kalan sistem olarak tanımlamada görüyoruz. Bu arada, kullanılacak vananın tipi, konstrüksiyonu, yeri ve elastik titreşimler üzerinde sistematik çalışmalara hemen başlanılması gerektiği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] BLOM, C., Development of the Hydraulic Design for the Grand Coulee Pumps. Trans. ASME, Jan. 1950, pp. 53-70
- [2] BONNINGTON, S.T., Optimum Location of Suction and Discharge Tappings in Centrifugal Pump Tests. BHRA – Report No. PR 467
- [3] DERNEDDE, R., Pumps, Experimental Techniques II, von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 29, Dec.14-18, 1970
- [4] GERBER, H., Tests on the Storage Pump in Löbbia Power Station, Switzerland. Sulzer Technical Review, Vol.44, No.1, 1962, s.13-16
- [5] HEYA, N., MURAKAMI, M., YOSHIDA Y., Performance of High Specific Speed Pump at Low Discharge, Memoirs, Faculty of Engineering Osaka City Univ., 9, pp.1-10, Dec.1967
- [6] MURAKAMI, M., HEYA, N., Swirling Flow in Suction Pipe of Centrifugal Pumps (1st Report, Distribution of Velocity and Energy) Bull. J.S.M.E., 9, 34, pp.328-337, May 1966
- [7] MURAKAMI, M., HEYA, N., Swirling Flow in Suction Pipe of Centrifugal Pumps (3rd Report, Effect of Bend in Pipe) Bull. J.S.M.E., 9, 34, pp.344-352, May 1966
- [8] NIXON, R.A., Problems of Pump Head Measurement, I.A.H.R., Tenth Congress, London 1963, Vol.4
- [9] NIXON, R.A., Eliminating Rotation Errors from Pump Measurements. Water and Water Engineering, Jan.1959, Vol.63, pp.9-11
- [10] SPENCER, E.A., Effects of Velocity Profile on Pump Test Measurement. Symposium on Pump Design, Testing and Operation Paper D2-2, 65 pp., 5 figs, April 1965
- [11] YAZICI, H.F., Santrifluj Pompaların Denenmesi, Konferans, 1.Ulusal Pompa Kongresi, 19-21 Haziran 1979, İstanbul

- [12] YAZICI,H.F., Santrifuj Pompaların Denenmesi, Konferans, 2.Pompa Kongresi, 03-05 Nisan 1996, İstanbul
- [13] YAZICI,H.F., Rapport sur la mesure des débits pulsatoires ISO /TC 30/ GT 4. France 6-53 F, Avril 1970
- [14] YAZICI,H.F., Diyaframların (Orifislerin) Debi Katsayıları Hakkında, TÜBİTAK IV. Bilim Kongresi, 5-8 Kasım 1973, Ankara
- [15] YAZICI,H.F., Pompaların Debilerinin Diyaframlarla Ölçülmesinden Doğabilecek Gizli Hatalar, 1. Ulusal Pompa Kongresi, 19-21 Haziran 1979, İstanbul, s.229-241
- [16] STANDARTLAR:
TS 268 Yatay Eksenli Santrifuj Su Pompaları
BS 599 British Standard, London 1966: Pump Tests
ISO 2548 Centrifugal, mixed flow and axial pumps – Code for Acceptance tests – Class C, 06.01.1973
ISO 3555 Centrifugal, mixed flow and axial pumps – Code for Acceptance tests – Class B, 01.03.1977 (E)
DIN 1944

DALGIÇ POMPALARA UYGULANAN POMPA KABUL DENEYLERİ

M. Salih ATMACA
DSİ TAKK Dairesi Başkanlığı

ABSTRAKT

Bu çalışmada dalgıç pompalara uygulanan kabuldeneyleleri ele alınarak, performans deneyleri için kullanılan deney düzeneği, ölçme yöntemleri, formülasyonlar ve tolerans değerleri verilmiş, dalgıç pompa elemanları ile ilgili testlere de kısaca değinilmiştir.

1-GİRİŞ

Pompa kabul deneyleri, bahse konu olan pompanın durum tespitine yönelik, karşılıklı anlaşmalar, teknik şartname ve ilgili standartlara bağlı olarak yapılan kontrol, muayene ve deneysel çalışmalardır. Dalgıç pompalar, pompa kısmının yanı sıra klape ve elektrik motorunda tanımı içine alan, rotodinamik pompalardır. Bu nedenle dalgıç pompalara uygulanan pompa kabul deneylerine bu üç unsur da dahil edilmiştir. Kabul deneyleri performans ve fonksiyon deneyleri olmak üzere iki ana başlık altında uygulanır.

2-PERFORMANS DENEYLERİ

Performans deneylerinde, pompa debisi (Q) ile manometrik yükseklik (Hm), motorun çektiği aktif güç (Ne) ve genel verim (η) arasındaki ilişki tespit edilir. Bu deneyler dalgıç pompanın tüm çalışma sahası için uygulandığı gibi yalnız optimum çalışma noktası için de uygulanabilir.

a) Deney Düzeneği

Deney tesisatı kuyu içindeki dalgıç pompa çıkışına bağlanmış bir basma borusu ve bu boru sonuna yerleştirilmiş çalışma noktası ayar vanasından ibarettir (şek.1). Vanadan sonra bir dirsek ve boru ile debi ölçme düzeneğine bağlantı vardır.

Deney kuyusu, deney esnasında sabit bir dinamik su seviyesi sağlayabilecek karaktere ve dalgıç pompanın, gerçek kuyudaki statik emme yüksekliğini verebilecek derinliğe sahiptir.

Basma borusu, pompa çıkışına monte edilmiş iç yüzeyi temiz ve bir kısılma veya form elemanı içermeyen sabit çaplı, düzgün dairesel kesitlidir.

Ayar vanası, basma borusunun bitimine bir dirsekten önce veya sora monte edilen ve pompa çalışma noktasını yapay olarak ayarlamaya yarayan vana veya vanalardan ibarettir.

Debi ölçme düzeneği, seçilen yöntemle göre ayar vanasından sora, bir boru üzerine veya boru bitimine yerleştirilmiştir.

Basınç ölçme düzeneği, basma borusu üzerine referans düzleminden açılan bir basınç pirizi ile irtibatlıdır.

Pompanın yuttuğu gücü ölçmekte kullanılan enerji analiz cihazı, elektrik motoru enerji kablo su ile bağlantılıdır.

Deneylerde kullanılan ölçü düzeneği deneyden önce ve sonra kontrol edilir. Doğruluk derecesi yüksek kalibreli aletler ve standart yöntemler tercih edilir. Ölçme işleminde, okumalar eşit aralıklarla ve bir dizi olarak yapıp ortalama değeri alınır.

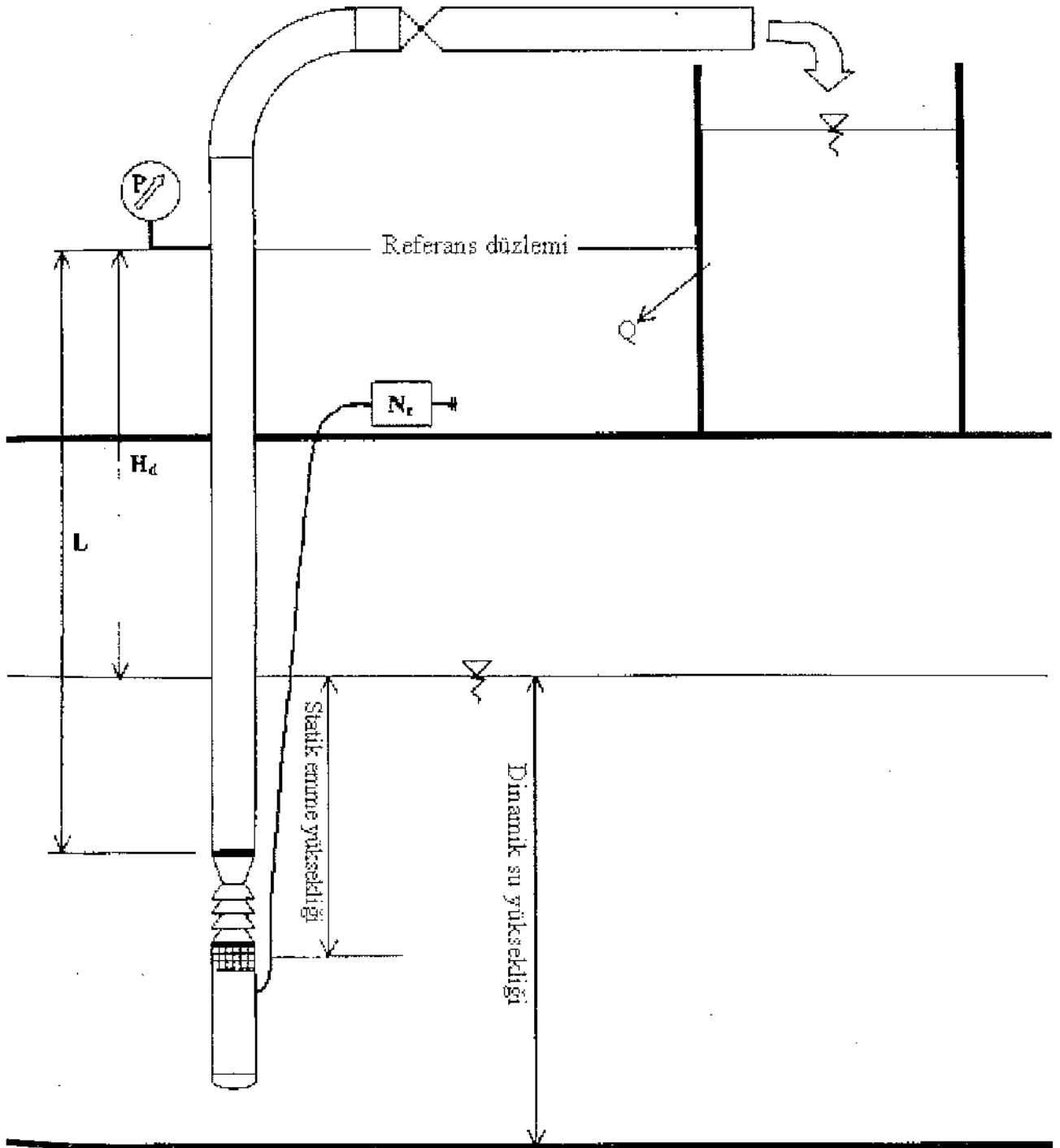
b) Manometrik Basma Yüksekliği

Bir dalgıç pompanın manometrik basma yüksekliği, basma borusunun referans düzlemi ile kesişen kesidindeki *statik basınç yüksekliğine*, bu kesitteki *hız yüksekliği* ile basma borusunun pompa çıkış ağzından referans düzlemine kadar olan kısımdaki *yük kaybı* ve dinamik su yüzeyinin *referans düzlemine olan uzaklığının* (şek-1) eklenmesi ile bulunan değerdir. Birimi kg m/kg (veya m) dir. Bu tanım için deney kuyusunda bir yük kaybının bulunmadığı ve kuyudaki su yüzeyinin atmosfere açık olduğu kabul edilmiştir. Buna göre basınç yüksekliği Hp, hız yüksekliği Hv, referans düzleminin su yüzeyine olan uzaklığı Hd ve yük kaybı Hk olmak üzere manometrik basma yüksekliği;

$$H_m = H_p + H_v + H_d + H_k \text{ şeklinde ifade edilir.}$$

Statik basınç, basma borusu cidarına açılan basınç pirizinden manometreler ile ölçülüp referans düzlemine göre düzeltilerek elde edilir. Basınç doğru olarak ölçülebilmesi için, basınç pirizi özellikle pompa çıkış ağzı, vana ve dirsek gibi akımın karmaşık olduğu kesitlerden uzağa yerleştirilmelidir. Pirizin vanaya olan uzaklığı Ref 1 de basma borusu çapının en az 6 katı olarak verilmiştir. Pirizin, basma borusu içine açıldığı yüzeyde ve piriz içinde kesit daraltıcı bir form olmamalıdır. Piriz delik çapı, kısılma etkisi yaratmayacak büyüklükte olmalıdır. Delik çapı Ref 1'de 3 ila 16mm arasında tavsiye edilmiştir.

DENEY DÜZENİĞİ



Şekil - 1

Manometreden okunan ve referans düzlemine göre düzeltilmiş statik basınç değeri $P(N/m^2)$, basılan suyun yoğunluğu ρ (kg/m^3) ve yerçekimi ivmesi g (m/s^2) olmak üzere, basınç yüksekliği

$$H_p = \frac{P}{\rho g} \quad (m) \quad \text{dir.}$$

Basılan debi Q (L/s), basma borusu hidrolik çapı D (m) ise ortalama hız;

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} 10^{-3} \quad (m/s), \quad \text{ve hız yüksekliği; } H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (m) \quad \text{dir.}$$

Sürtünme katsayısı f , Reynolds sayısı Re , basma borusu iç yüzeyi ortalama pürüz yüksekliği ε (m) pompa çıkış ağzından referans düzlemine kadar olan basma borusu uzunluğu L ise, basma borusu yük kaybı için Darcy - Weisbach bağıntısı

$$H_k = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (m) \quad \text{ve}$$

Sürtünme katsayısı için Colebrook bağıntısı,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{1}{3.7} \frac{\varepsilon}{D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad \text{olarak verilmektedir.}$$

Basılan suyun kinematik viskozitesi ν ise $Re = \frac{VD}{\nu}$ dir.

Sürtünme katsayısı için Colebrook bağıntısı olmakla birlikte; Re ve $\frac{\varepsilon}{D}$ değerlerinin bilinmesi durumunda kullanılan Moody diyagramı (Ref-4) daha pratiktir.

c)Debinin Ölçülmesi

Pompanın birim zamanda bastığı kütsel sıvı miktarı olarak tanımlanan debi, değerinin büyüklüğüne ve imkanlara göre standart veya kalibreli düzeneklerle ölçülür. Yaygın olarak kullanılan yöntemler aşağıda verilmiştir.

c-1) Depo Yöntemi : Bu yöntem iki şekilde uygulanır.

c-1-a) Tartı yöntemi : Darası alınmış bir hazneye bir zaman süresince dolan suyun ağırlığının ölçülmesi esasına dayanır.

Deponun ağırlığında t (s) zaman süresince meydana gelen değişme miktarı G (N) suyun özgül ağırlığı γ (N/m^3) olmak üzere

$$Q = \frac{G}{t \gamma} 10^{-3} \quad (L/s) \quad \text{dir.}$$

Tartı yöntemi, gerekli hassasiyetin gösterilmesi durumunda, diğer debi ölçme düzeneklerinin kalibrasyonu için de tercih edilmektedir.

c-1-b) Hacim Yöntemi: Bu yöntemde depo içindeki su hacmi, su yüksekliğine göre kalibre edilmiştir. Bir t süresince depoya dolan su hacmi w (L) ise

$$Q = \frac{w}{t} \quad (L/s) \quad \text{dir.}$$

Depo, dolma esnasında deforme olunmalıdır. Su seviyesindeki değişme miktarı, birleşik kaplar esasına göre çalışan saydam bir seviye ölçerle tesbit edilmelidir.

Her iki yöntemde de ağırlık veya hacimdeki değişme ölçülürken, ölçmenin başlangıç ve bitiş zamanları hassas bir şekilde tesbit edilmelidir. Bu amaçla, suyun depoya akışını zaman ölçer ile senkronize olarak başlatan ve bitiren bir sistem kullanılmalıdır.

c-2) Savak Yöntemi: Debi, açık bir kanala boşaltılan suyun bu kanal önüne yerleştirilen savak plakası üzerinde oluşturduğu akım yüksekliğinden faydalanılarak hesaplanır.

Bu yöntemde standart savak ile bu savaklar için verilen katsayı ve formüller kullanılmalıdır. Ölçme hatalarını azaltmak için kanal içerisine, savak kanalındaki hız dağılımının üniform ve su yüzeyinin düzgün olmasını sağlayacak akım yönlendiriciler ve titreşim sönümleyiciler yerleştirilmelidir. Savaktaki su yükü, birleşik kaplar prensibine göre çalışan ve sıfır noktası nivo ile ayarlanan bir seviye ölçerle ölçülmelidir. Ölçümler savak içindeki su seviyesi dengeye geldikten sonra yapılmalıdır.

c-3) Orifis ve lüleler ile debi ölçme: Bu yöntemlerde borusuna bağlanmış düzgün dairesel kesitli bir boruya yerleştirilen standart orifis veya lülenin ön ve arka yüzeyleri arasındaki basınç farkından yararlanılır. Bu yöntemlerde de uyulan standardın ölçü, formül ve katsayıları kullanılmalıdır.

Basınç farkı değerlerinin doğru ölçülebilmesi için orifis veya lüle, akımın tek eksenli olduğu mesafelere yerleştirilmelidir. Basınç farkında okuma hatasına neden olacak salınımlar gözlenirse, bu salınımlar kaynağından sönümlemeli veya diğer debi ölçme yöntemleri tercih edilmelidir.

d) Dalgıç Pompanın Hidrolik Gücü

Dalgıç pompanın hidrolik gücü, basma ağzından geçen suya pompa tarafından aktarılan güçtür. Bunun değeri

$$N_b = \gamma Q H_m 10^{-3} \text{ (kW)} \quad \text{bağıntısı ile hesaplanır.}$$

e) Dalgıç Pompanın Yuttuğu Güç

Dalgıç pompanın yuttuğu güç elektrik motorunun şebekeden çektiği aktif güçtür. Bu değer bir güç ölçer ile enerji kablosu üzerinden ölçülür. Ölçü noktasının yeri enerji kablosu üzerinde elektrik motoruna en yakın mesafededir. Zira enerji kablosu uzunluğu dalgıç pompanın lüm değerinden bir miktar fazla olmakla birlikte kablo, dalgıç pompa tanımına dahil değildir. Bu nedenle, kablo üzerinde açığa çıkan faydasız güç, yutulan güce dahil edilmez.

Güç ölçmede en çok aktif sayaç, ampermetre-voltmetre ve watmetre yöntemleri kullanılır. Bu yöntemlerde, alet ölçü sahasının genişletilmesi maksadıyla kullanılan yardımcı elemanlar (Akım, gerilim trafosu vb.) ile ölçü aleti, bir sistem olarak ayar veya kalibre edilmelidir.

Şebeke faz gerilimlerinin eşit olmadığı durumda motor, dengesiz yük olarak değerlendirilmelidir.

Ampermetre-voltmetre ile ölçmede üç fazlı sistem için aktif güç N_e , akım I (A), gerilim U (V) ve güç faktörü $\cos \phi$ olmak üzere

$$N_e = 10^{-3} \sqrt{3} U I \cos \phi \text{ (kW)} \quad \text{dir.}$$

Sayaçla ölçmede sayaç numarası K (dev./kwh), sayacın 1 dönme sayısı için geçen süre t_s (s) olmak üzere

$$N_e = \frac{3600}{K t_s} \text{ (kW)} \quad \text{dir.}$$

f) Dalgıç pompanın genel verimi

Genel verim, pompa verimi ile elektrik motoru veriminin çarpımına eşittir. Diğer bir ifadeyle genel verim; pompanın su gücünün motorun çektiği güce oranıdır. Buna göre genel verim;

$$\eta = \frac{N_b}{N_e} \quad \text{dir.}$$

g) Devir Sayısı

Devir sayısı rezonansmetre veya elektronik takometreler ile ölçülür

h) Basılan Suyun Yoğunluğu

Basılan suyun yoğunlu deney esnasında, suyun sıcaklığına göre tablolardan veya arşimet terazisiyle ölçülerek tesbit edilir.

i) Ölçme sonuçlarının Düzeltilmesi

Kullanılan ölçü aleti ve ölçü düzeneği, ölçülen fiziksel büyüklüğün gerçek değerini bir Δ miktarı kadar sapma ile gösterebilir. Bu sapma miktarı ölçme hatası, ve hatanın ölçülen değere oranı da ölçme toleransı olarak tanımlanır.

Ölçme hatasının iki bileşeni, okuma hatası ve sistematik hatadır. Okuma hatası, bir dizi okuma ile azaltılabilirken; kullanılan yöntemle bağlı olan sistematik hata bu şekilde azaltılamaz.

Ölçülen gerçek değer T_G ve ölçme ile bulunan değer T_O olmak üzere ölçme toleransı;

$$f_T = \mp \frac{T_G - T_O}{T_O} \cdot 100 \quad \text{dir.}$$

Kalibre edilmiş alet ve düzeneklerin ölçme toleransı için verilen bazı kriterler aşağıdaki gibidir.

Sınıf (Clas) : Kalibreli bir ölçü için, aletin ölçme sahasındaki ölçümlerde yapılabilecek en büyük hata miktarını ifade eder. Burada aletin kalibreli skalasının en büyük değeri S , Ölçülen büyüklük için aletten okunan değer T_O ve alet sınıfı C olmak üzere hata miktarı

$$\Delta = \mp C \cdot \frac{S}{100} \quad \text{ve ölçme toleransı;}$$

$$f_x = \mp \frac{S \cdot C}{T_O} \quad \text{dir.}$$

Alet Sabitleri (%) : Kalibreli bir ölçü aletinin okuma sabiti x , skala sabiti y olarak verilmiş ise ölçme toleransı;

$$f_x = \mp \frac{T_O \cdot x + S \cdot y}{T_O} 100 \quad \text{dir.}$$

Bunların dışında Ref 1 de standarda uygun düzeneklerin ölçme toleransı için aşağıdaki değerler öngörülmüştür.

Özgül ağırlık için	$f_\gamma = \mp \%0.0$
Basınç için,	
Sıvılı manometreler ile ölçmede	$f_p = \mp \%1.0$
Kalibre edilmiş yaylı manometreler ile ölçmede	
(Skala son değeri itibarı ile)	$f_p = \mp \%1.0$
Kalibre edilmiş pistonlu manometreler ile ölçmede	
(Skala son değeri itibarı ile)	$f_p = \mp \%0.3$
Debi için:	
Kalibre edilmiş terazi ile ölçmede	$f_Q = \mp \%0.5$
Kalibre edilmiş depo ile ölçmede	$f_Q = \mp \%0.8$
Standart orifis ve tüle ile ölçmede	$f_Q = \mp \%1.0$
Savaklar ile ölçmede	$f_Q = \mp \%1.5$

$$\text{Verim için toplam tolerans} \quad f_\eta = \mp \sqrt{f_N^2 + f_Q^2 + f_H^2 + f_g^2} \quad \text{dir.}$$

Devir sayısında, şebeke frekans veya geriliminden kaynaklanan bir değişme meydana gelebilir. Bu durumda karakteristik değerler için, normal devir sayısına göre bir ötelemeye ihtiyaç duyulur. Bunun dışındaki nedenlerden ötürü dalgıç pompaların karakteristik değerleri devir sayısına göre ötelenmemelidir.

3-DALGIÇ POMPA ELEMANLARININ TESTİ

Bu deneylerde dalgıç pompa ve elemanları, boyut, mukavemet, metalürjik yapı, fonksiyon ve dinamik davranış açısından irdelenir. Malzemeler çekme ve sertlik deneylerine tabi tutulur. Dökme demir, paslanmaz çelik, bakır alaşımlarının metalürjik yapısı kimyasal testlerle incelenir. Gövde üzerinde, korozyona karşı alınan önlemler kontrol edilir. Klape, süzgeç, motor diyaframı ile varsa kumanda ve kompanzasyon panosuna fonksiyon testi uygulanır. Elektrik motoru;

izolasyon dayanımı, sıcaklık artışı, maksimum güç deneylerine tabi tutulur. Çarklar ve rotorun dinamik dengesi test edilir. Pompanın tipi, ölçüleri, kullanılan teknoloji vb. unsurlar tahkik edilir.

4-KAYNAKLAR

- 1- TS 514. Düşey Milli Santrifüj Derinkuyu Su Pompaları. İkinci Baskı. Şubat 1974.
- 2- TS 268 Yatay Eksenli Santrifüj Su Pompaları. Üçüncü Baskı, Mart 1976
- 3- Y.Müh. Kutoğlu Yaşar H. Uygulamalı Hidrolik ve Hidroloji.
- 4- Ranald V. Giles, B.S.,MS.Ceviren. Örencik K. Akışkanlar Mekaniği ve Hidrolik. 1980

SUMMARY

In this study, acceptance tests applied to submersible pumps were investigated, and the test apparatus, measurement methods, mathematical formulations and tolerance values used for performance tests were given. Finally, the test related to submersible pump elements were also briefly mentioned.

DİK TÜRBİN POMPALARIN TESTLERİ ve KABUL KRİTERLERİ

M. Tunç GÜNEŞ
Onur KONURALP
Layne Bowler A.Ş.

ÖZET

Yatay santrifuj (veya sahyangozlu) pompalar tek bir şase üzerine oturtulmuş ve bir sürücüye bağlanmış, kompakt yapılarıyla standard ürünlerdir. Komple bir dik türbin pompa ise çok daha farklı ve yapısal olarak detaylıdır. Basma yüksekliklerine göre değişen kademe sayıları ile çok kademeli yapıları, montaj derinliğine göre toplam boyu değişen kolon takımı, düşey milli ya da dalgıç uygulamasına göre hem sürücüyü (elektrik motoru v.b.) taşıyıp suyu yönlendiren çıkış başlığı ya da yalnızca suyu yönlendiren çıkış dirseği gibi farklı alt-asamblе gruplarıyla her uygulama için bazen nitelik ama mutlaka nicelik olarak farklar gösteren özelliktedir.

Bu bildiride önce dik türbin pompalar tanıtılarak uygulama alanları ve montaj özelliklerinden söz edilecektir. Daha sonra yatay santrifuj (veya sahyangozlu) pompalar ile aralarında yapısal değişikliklerle oluşan kabul testlerindeki farklar karşılaştırılacaktır. Düşey milli veya dalgıç tipleri için uluslararası bir tanımlama olarak belirlenen ve pompa asamblеsi, bir kolon takımı, çıkış başlığından (veya çıkış dirseği) oluşan deney pompası performansı kavramı, standartlarda belirtilen yaklaşımların anlaşılır kılınmasına yönelik olarak, bir pompa kabul prosedürü ile açıklanacaktır.

Ayrıca asamblе performans değerleri, bunların hesaplamasına yönelik testler ve montaj alanındaki komple pompa performansının hesaplanması için yaklaşımlar örneklenecektir.

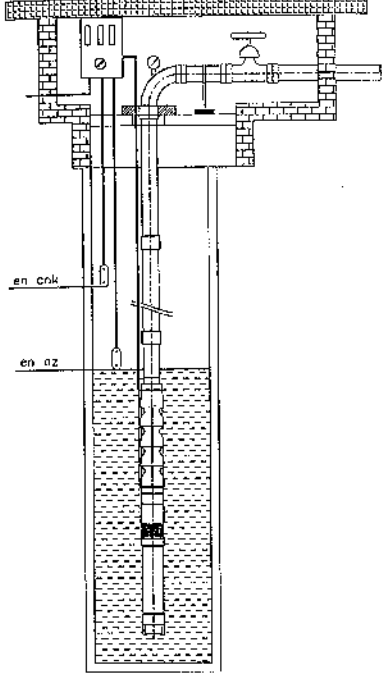
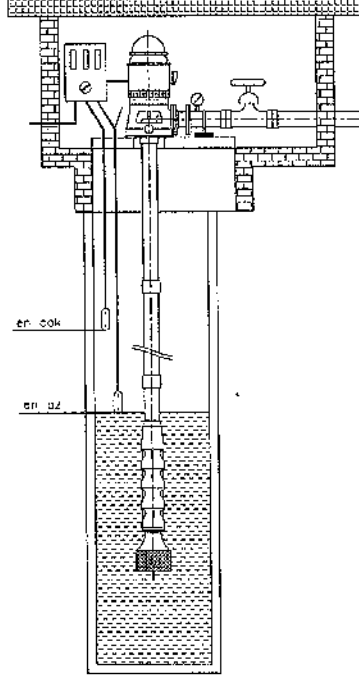
1. DİK TÜRBİN POMPALAR

Uluslararası literatürde "Vertical Turbine Pump (VTP)" olarak adlandırılan bu pompalar seri pompa uygulaması olarak düşey çalışabilecek biçimde tasarlanmış pompalardır. VTP'ler başlangıçta gittikçe artan temiz su gereksinimine yüzey kaynaklarının yetersiz olduğu bölgeler için dar ve derin kuyularda çalışabilme amaçlı geliştirilmiş pompalardır. Amerikan Layne Bowler'in çalışmaları ile birlikte 20. yüzyılın başlarında şimdiki uluslararası standartlarda kabul gören yapısal durumlarına kavuşmuşlardır. 1965 yılında Türkiye Layne Bowler ile ülkemizde de özellikle tarımsal sulamada geniş bir kullanım alanı bulmuşlardır. Fakat uygulama kolaylıkları ve geniş çalışma aralıklarıyla su tasfiye sistemlerinde, yangınla mücadelede, boru hattı hat üstü pompajlarında, yağmur suyu drenajında, su seviyelerinin değiştiği rezervuarlara sahip pompa istasyonlarında veya taşkın seviyelerinin yüksek olduğu alanlarda su seviyesi ile pompa istasyonu kotu arasında fark bulunan istasyonlarda çok başarılı uygulama alanları bulmuşlardır. Standard malzeme uygulamalarıyla 1 l/s'den 2.5 m³/s'ye ve 300 mSS'ye kadar basma yükseklikleriyle çok geniş bir kullanım aralığına sahiptirler. Sürücü gücün aktarımına göre zaman içinde iki farklı grup oluşturmuşlardır ; Düşey Milli ve Dalgıç Tipi Dik Türbin Pompalar.

1.1. Düşey Milli Dik Türbin Pompalar

Bu grupta pompa miline sürücü güç aktarımı kuyu başından -yukarıdan- sağlanır. Güç ileride ayrıntılarıyla açıklanacağı gibi kolon asamblеsi içerisinde pompaya kadar uzatılarak devir hızına göre belirli aralıklarla yataklanmış aramilleri aracılığıyla aktarılır. Su kolon boruları boyunca yükselerek çıkış başlığı aracılığıyla yüzeyde yönlendirilerek kullanıma sunulur. Kolon asamblеsi özelliklerine göre su ve yağ ile yağlamalı tipleri uygulama alanlarıyla ilgili olarak değişebilir. (Şekil 1)

1.2. Dik Türbin Tipi Dalgıç PompalarBu grupta pompa miline sürücü güç aktarımı özel tasarlanmış, oluşan aksiyel yükleri taşıyabilecek yapıda yataklara sahip, su içinde çalışabilen dalgıç motor aracılığıyla aşağıdan aktarılır. Elektrik enerjisi kolon asamblеsi boyunca yüzeyden sarkıtılan kablolarla iletilir. (Şekil 2)

ŞEKİL 2**ŞEKİL 1**

Bu iki tipin birbirleriyle karşılaştırılmaları performans, ömür, montaj, ilk maliyet açısından yapılabilir. Fakat bu konu bu bildirinin dışındadır. Yalnızca bunların birbirinin alternatifi olmadığı ve kullanım alanlarındaki koşullarla birlikte değerlendirilerek seçimin yapılması gerektiği söylenebilir. Her ikisinin de koşullarla gelen üstünlükleri olduğu alıcı açısından bilinmelidir.

1.3. Dik Türbin Pompaların Yapıları

VTP'ler yapısal olarak üç ana asamble ile bunlara bağlı farklı alt-asamblelerden oluşurlar.

1.3.1. Pompa Asamblesi

Süzgeç, emiş haznesi, çarklar, araçanaklar, pompa mili ve çıkış haznesinden oluşur. Pompa asamblesi seri olarak birbirine bağlı çarklarla emiş basıncını yükselten (akışkanı enerjilendiren) ve araçanaklar aracılığıyla sabit debideki akışkanı yönlendiren yapıdadır. Çarklar radyal ya da karışık akışlı ve yarı-açık ya da kapalı tipte olabilir. Düşey milli tiplerde pompa asamblesi çıkış haznesinden sonra pompa milinden aramillerine bağlanır. Dalgıç olan tiplerde ise emiş haznesinden dalgıç motor miline bağlanır.

1.3.2. Kolon Asamblesi

Suyun yüzeye doğru yükseldiği yapıdır.

Düşey Milli tip için; debiye göre belirlenmiş çapta ve pompa devrine göre belirlenen standard boylarda kolon borusu, aktarılabilecek güce ve oluşabilecek uzamaya (aksiyel trast kaynaklı - hydraulic downtrast) göre çapı belirlenmiş aramilleri ve pompa devrine göre belirlenmiş yataklama grubuyla tanımlanır. Yağ yağlamalı tiplerinde ayrıca aramili muhafaza borusu bulunur. Standard kolon asamblesi pompanın istenen derinliğe monte edilebilmesi için uygun sayıda kullanılır.

Dalgıç tip için; yalnızca debiye göre belirlenmiş kolon borusundan oluşur. Standard kolon asamblesi pompanın istenen derinliğe monte edilebilmesi için uygun sayıda kullanılır.

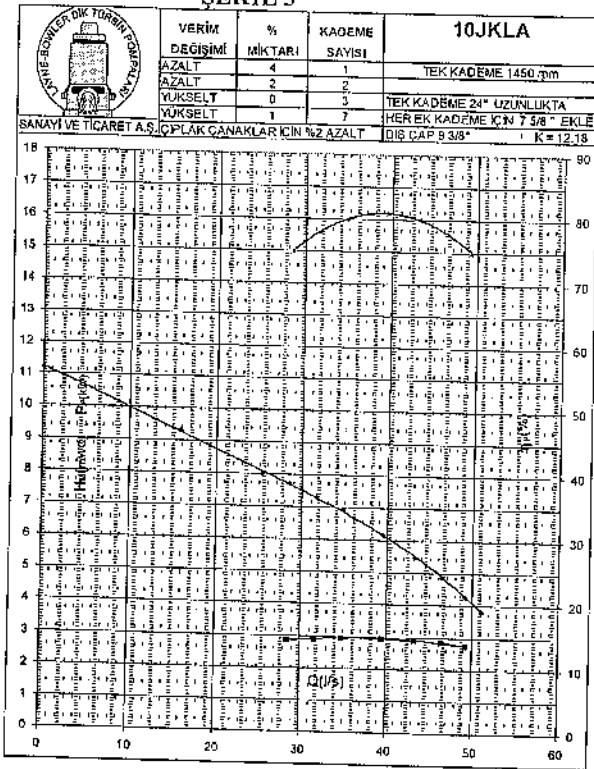
1.3.3 Çıkış Asamblesi

Dışey Milli tiplerde çıkış başlığı adını alan yapı hem sürtücü güçlü veren sistemi (elektrik motoru, diesel motor bağlantısı - kayış kasnak ya da dişli başlık uygulaması - v.b.) taşır hem de suyu yönlendirir. Dalgıç tipte ise yalnızca suyu yönlendirme amaçlıdır ve çıkış dirseği ile çıkış plakasından oluşur.

2. **DIK TÜRBLN POMPALAR İÇİN ÜRETİCİ TARAFINDAN VERİLEN PERFORMANS DEĞERLERİ :**

Üreticilerin, dik türbin pompaların yukarıda açıklanan ve ileride ayrıntılarına girilecek yapısal özellikleri sebepleri ile, kataloglarında verim-debi, basma yükseklği-debi ve pompanın çektiği güç-debi için verdiği değerler yalnızca pompa asamblesinin kademe sayısına göre değişen performansını gösterir. Bu değerler kolon asamblesi ve çıkış asamblesinden kaynaklanan kayıpları, dolayısıyla uygulamaya özel komple pompa performansını göstermezler. Böyle bir performans tablosu örneği verilmiştir (Şekil 3).

ŞEKİL 3



2.1. VTP Pompaların Seçim Esasları

2.1.1. Montaj Kuyusunun Özellikleri

Kuyunun yapısına öncelikle dikkat edilmelidir. Kuyu çapı bir çok diğer özellik içinde en belirleyici olanıdır. Pompanın en büyük dış çapı kuyunun iç çapından bütün montaj derinliği boyunca düşük olmalıdır. Örneğin 8" anma çaplı bir pompa 8" tehzilli bir kuyuya girebilir demektir. Fakat emme koşulları ve sondaj konusundaki güvenilirlikler yüzünden özellikle derine monte edilen pompalar için bir alt çaplı (6" veya 7") pompa kullanılması tavsiye edilir. Düşey milli pompalarda, kuyu eğriliği, aramillerine binen yükler sebebi ile yataklamalar açısından çok önemlidir. Bu tür eğri kuyularda düşey milli pompa yerine dalgıç pompa kullanılması daha doğru olacaktır.

2.1.2. Dinamik Su Seviyesi ve Montaj Derinliği

Bu tip pompalarda önemli seçim kriterlerinden bir diğeridir. Dinamik su seviyesi; montaj derinliği ve basma yüksekliğinin belirlenmesinde gereklidir. Düşey Milli tipler için daha önce belirtildiği gibi kolon

asamblesi; kolon borusu, aramilleri, aramili yatakları ve varsa aramili muhafaza borusundan oluşur. Buradaki sürtünme kaynaklı kayıplar üreticilerin tecrübelerine göre değişken olup yine üreticilere özgü tablolarda belirlenmiştir. Her ne kadar standartlarda genel olarak kolon borusu kayıpları debi karşılığı olarak verilse de bu yeterli değildir. Ayrıca yine tablolastırılmış olan aramilleri ve yataklarındaki mekanik kayıplar kesinlikle hesaplanarak güç kayıpları olarak eklenmelidir. Sonuçta dinamik su seviyesine eklenen kolon ve çıkış asamblesi kayıpları ve eğer isteniyorsa kuyu başı çıkış basıncının toplamı toplam basma yüksekliğinin değerini verir ki bu değer kesinlikle kullanıcı tarafından istenen basma yüksekliği değerinden daha büyüktür.

2.1.3. Debi

Pompa debisi kuyu başında, çıkış dirseği veya çıkış başlığı flanşında istenen debi olup, kuyu verdisi ve/veya kuyu çapına göre tayin edilir.

2.1.4. Kolon Asamblesi

Kolon borusu çapı istenen debi ve montaj derinliğine, düşey milli pompalarda aramili çapı aktarılabilecek gücün büyüklüğü ile istenen aramili malzemesine bağlı olarak seçilir. Pompanın devri yataklama aralığını dolayısıyla her bir standard kolon borusu ve aramili boyunu belirler.

Dalgıç pompalarda kablo boyu da kolon asamblesi boyu ile belirlenir ve buna ek olarak motorun çektiği akım ve kablo boyundan kablo kesitine karar verilir.

2.1.5. Pompa Asamblesi

Tüm kayıpları karşılayan toplam basma yüksekliği ve istenen debiye göre çark sayısı ve tipi belirlenir. Düşey milli pompalar için montaj derinliğine göre çalışma sırasında hidrolik olarak oluşan aşağı yönlü aksiyal kuvveti (hydraulic downthrust) karşılamak için mil ve kolon borularında oluşabilecek uzamalar dikkate alınarak bazen özel imalatlı ya da malzemeli araçnaklar kullanılır.

2.1.6. Çıkış Asamblesi

Debiye uygun çapta pasajlarıyla çıkıştaki basma yüksekliğine uygun basınç sınıfında seçilir.

2.1.7. Tahrik Sistemi

Pompayı bütün hidrolik ve güç kayıplarıyla istenen performans değerlerinde çalıştırabilecek güçte, devirde ve yapıda seçilir. Tahrik sistemlerinin tümünde aşağı yönde oluşan aksiyal yükü taşıyacak bir trast sistemi mevcuttur. Bunların bir kısmında, örneğin VHS motorlarda, bu sistem motorla entegre olup, trast sistemine sahip olmayan tahriklerde pompa üreticisi tarafından ilave edilir.

Dalgıç motorların pompada oluşan aksiyal yükü taşıyabilecek kapasitede olması çok önemlidir.

3. DİK TÜRBİN POMPALARIN KABUL DENEYLERİ

Kabul deneyleri aşağıda belirtilen verilerin elde edilmesine yöneliktir.

- suyun özgül ağırlığının belirlenmesi,
- pompanın dönme hızının belirlenmesi,
- pompa debisinin belirlenmesi,
- pompa manometrik yüksekliğinin belirlenmesi,
- güçlerin belirlenmesi,
- pompa veriminin belirlenmesi.

3.1. Ölçüm Yöntemleri

Öncelikle bu ölçüm yöntemlerinden kısaca söz edilecektir. Suyun özgül ağırlığı ve pompanın dönüş hızı yeri geldikçe anılacaktır. VTP'ler için asıl önemli olan manometrik yüksekliğin belirlenmesi ve buradaki manometrik yükseklik tanımlamalarıdır.

3.1.1. Pompa Debisinin Belirlenmesi

Depolarla : Bu yöntemde ya suyun ağırlığı ya da oylumu üzerinden belirlenme yapılır. Pompanın oylum yönteminde belli bir oylumu ne kadar zamanda doldurduğu belirlendikten sonra belirlenen oylum doğrudan ölçülen zamana bölünür ağırlık yönteminde ise ölçüm yapılan deponun ağırlığındaki artış geçen zaman ve suyun özgül ağırlığına bölünmesiyle bulunur. Bu yöntemlerde ölçüm hatalarından kaynaklı toleranslar TS 514'te $\pm \%1$ olarak verilmektedir.

Lüle ve Orifislerle : Bu yöntemde ise standartlarda debi aralıkları için belirtilmiş ölçülerde akışkanın lüle ya da orifisin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkından yararlanılarak debi ölçümü yapılır. Orifis ya da lüleler boru içine ya da boru sonuna yerleştirilen farklı yapılarda olabilir. Fakat kullanılan tip nasıl olursa olsun bir kalibrasyon gereklidir. Giriş ve çıkıştaki basınç farkının ölçümü boru çevresinde daha sağlıklı bir ölçüm için birden fazla çevresel ölçüm noktasını gerektirebilir. Kalibre edilmiş orifisler için $Q = C \cdot h^{1/2}$ indirgenebilen ve Q - debi, C - orifis veya lüle katsayısı, h - basınç farkının yükseklik olarak karşılığı şeklinde alınacak bir formülasyon vardır. Standartlarda belirtilen ölçülerde genel amaçlı yapılmış orifis ve lüleler için debiyi yükseklik karşılığı veren tablolar bulunmaktadır. Bu yöntemde ölçüm hatalarından kaynaklı toleranslar TS 514'te $\pm \%1$ olarak verilmektedir.

Venturi Lüleleri : Venturiler suyun akışında daha az kayıp (yük) yaratan ve suda yarattıkları hız değişiminden debiyi belirten test ekipmanıdır. Boru içinde uygulanırlar. Venturi girişinde ve dar boğazda basınç farkı belirlenerek ölçüm yapılır. TS 514 yine $\pm \%1$ olarak vermesine karşın karşılaştırmalı deneylerde okunma kolaylıkları ile daha güvenilir oldukları açıktır.

Su Sayaçları : Su sayacının çıkış borusuna ayar vanası ile bağlanmasıyla belli bir sürede boru içinden geçen suyun debisi direkt olarak ölçülür. Pratik olarak uygulama alanları çaplarının yetersizliği sebebi ile düşüktür.

Savaklar : Suyun bir kanal boyunca ilerlerken bir engel üzerinde yaptığı atlama yüksekliğinin belirlenmesiyle debi ölçülür. Engelin yapısına göre üçgen ya da dikdörtgen çeşitleri vardır. Savaklar için kapalı rüzgarsız bir alan, diğer ölçümlere göre çok daha düşük yükseklik ölçümlerinden ve bu yüzden doğan sapmaların büyüklüğünden dolayı kullanıcının dikkati çok daha fazla gereklidir. Ayrıca suyun akışının düzene girişi için belli bir zaman kaybı da zorunludur. Kapalı sistemlerde kullanılırlar. Kalibrasyonları çok zordur. TS 514 savaklar için ölçüm toleransını $\pm \%1.5$ olarak vermektedir.

Debimetreler : Bu cihazlar farklı tiplerde bulunmasına karşın (elektromanyetik, ultrasonik v.b.) temelde kesitteki ortalama hızın ölçülmesi ve bu değerle kesit alanının çarpılarak debinin bulunması prensibine dayanırlar. Toleransları üretici firmaların katalog değerlerine göre kullanılır ve genellikle $\%0.5$ civarındadır. Henüz debi ölçümüyle ilgili standartlara girmemişlerdir.

3.1.2. Pompa Basma Yüksekliğinin Belirlenmesi

Kalibre edilmiş yaylı veya pistonlu manometreler ile ölçüm yapılabilir. Ayrıca basınç çeviricileriyle de kullanılabilir. Basitçe pompa çıkışına, ayar vanası önüne bağlanan ölçüm aleti ayar vanası ile ayarlanarak kullanılır.

3.1.3. Gücün Belirlenmesi

Pompanın yuttuğu gücü hesaplamak amaçtır. Bu doğrudan ya da dolaylı olarak yapılabilir. Bir dinamometre pompa ile sürücü arasına bağlanarak doğrudan belirlenebilir. Ama genelde dolaylı yöntem kullanılır. Bu yöntemde sürücü sistemi birlikte tümünden kullanılan güç bulunarak sürücü sistemin üreticisi tarafından belirtilen verimi (kendi kaybı) düşülerek sürücünün verdiği güç bulunur. Genelde artık elektrik motorları kullanıldığından şebekeden çekilen güç katalogdan alınan motor verimiyle çarpılarak pompanın yuttuğu güç bulunur.

3.2. Pompa Veriminin Hesaplanması

Pompanın verdiği gücün (su gücü) pompanın yuttuğu güce bölünmesiyle elde edilir.

4. KABUL TESTİ - ÖLÇÜMLER ve AYARLAR

Deney pompası; süzgeç, emiş borusu ve varsa dip klapesinden oluşan pompa asamblesi, en az bir kolon asamblesi, çıkış başlığı veya dirseği ile tahrik sisteminden oluşur.

Komple pompanın basma yüksekliği çıkıştaki ayar vanasından ayarlanır ve bu noktada debi, tahrik sisteminin şebekeden çektiği güç ölçülür. Buradaki asıl önemli konu çalışma noktasında ayar vanasının hangi değere ayarlanacağıdır. Yani seçim sırasında kullanılan toplam basma yüksekliğinin test sırasındaki yorumu önemlidir.

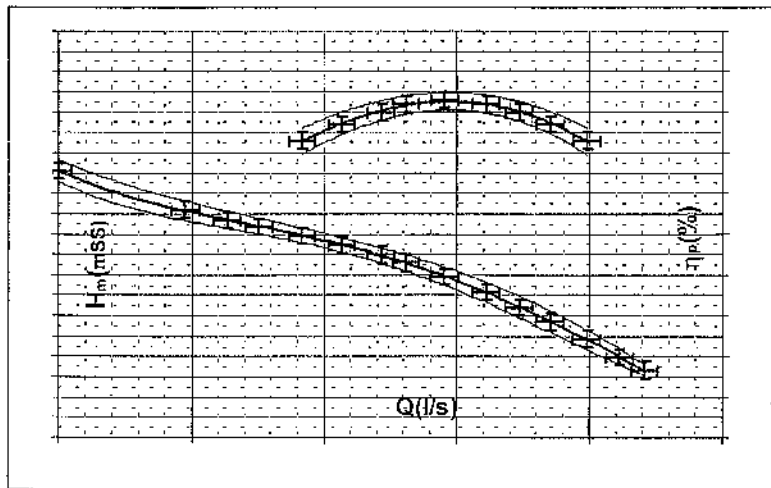
Eğer alıcının ilk isteğinde kayıplar dikkate alınmamışsa daha önce pompa seçimi sırasında yukarıda belirtilen çıkış başlığı ve kolon borusu kayıpları üretici firmanın kendi kayıp tablolarına göre hesaplanır ve pompa toplam basma yüksekliğine eklenir. Toplam kayıpların pompa performansına eklenmesiyle, pompa testinde yeni toplam basma yüksekliğinde istenen debinin kontrolü gerekir. Test sırasında kullanılan kolon takımındaki kayıp, tahmini olarak hesaplanan çıkıştaki hız kaynaklı dinamik basma kaybı ve test standındaki dinamik su seviyesi hesaplanan toplam basma yüksekliği değerinden çıkarılarak manometre ayar vanası yardımı ile bulunan değere ayarlanır ve debi ölçülür. Çalışma noktasının dışında kalan noktalar pompa performans eğrisinin belirlenmesini sağlamak amacı ile istenen sıklıkta ve çalışma noktasının altında ve üstünde olacak şekilde kontrol edilir. Ayar ve ölçüm işlemleri her nokta için yukarıdaki şekilde tekrarlanır.

Çalışma noktası dahil her noktanın manometrik ve debi ölçümleri yapılırken tahrik sisteminin çektiği veya verdiği güç (hangisi uygunsa) uygun şekilde ölçülerek ve hesaplanarak bulunur. Buradan da yukarıda izah edildiği şekilde sistem ve asamble verimleri hesaplanabilir. Verim, debi ve basma yüksekliği ölçüm ve hesaplamalarında farklı sınıf testler uygulanabilir. Test sınıfları için uluslararası standartlarda verilen farklı tolerans alanları belirlenmiştir (Tablo 1). Yapılan testin sınıfına göre pompa performansları belirlenen bant içinde kalıyorsa kabul tamamlanır. Genelde yüksek verim istenen bir durum olduğu için verim toleransı için üst sınır dikkate alınmaz. Şekil 4'te tolerans bantlarıyla birlikte bir pompa performans eğrisi görülebilir. Burada ek olarak söylenmesi gereken, test sınıflarının hassasiyetine göre test standı yapısının doğru biçimlendirilmesi ve kullanılan ölçü cihazlarının doğru seçilmesi olacaktır.

TABLO 1

İZİN VERİLEBİLİR ÖLÇÜM TOLERANSLARI		DOĞRULUK SINIFI		
		III	II	I
DEBİ	f_Q	$\pm \% 3.0$	$\pm \% 2.0$	$\pm \% 1.5$
BASMA YÜKSEKLİĞİ	f_H	$\pm \% 2.0$	$\pm \% 1.5$	$\pm \% 1.0$
POMPANIN ÇEKTIĞİ GÜÇ	f_P	$\pm \% 2.0$	$\pm \% 1.5$	$\pm \% 1.0$
VERİM	f	belirlenmemiş	$\pm \% 3.0$	$\pm \% 2.0$

ŞEKİL 4



5. SONUÇ :

Bildirinin amacı, dik türbin pompaların yapılarındaki farklılıkları tanıtarak testlerin ve kabul kriterlerinin doğru uygulanması konusunda yardımcı ve yol gösterici olmaktadır.

Elbette ki dalgıç veya düşey milli dik türbin tipi pompa üreticilerinin ürünlerini ve kullanım alanlarını doğru tanıtip ülke sathında daha geniş kullanımlarını sağlamak en büyük amaçlarıdır. Bu amaca ulaşabilmenin yolu kaliteli üretimin yanısıra doğru ve aynı zamanda uluslararası olacak nitelikte test prosedürü ve kabul kriterlerinin oluşturulmasından geçer.

Bugün geçerli olan pompalar için hazırlanmış Türk Standardlarında tanımlanan test prosedürü ve kabul kriterlerinde bazı eksiklikler bulunmakta olup bunların en önemlisi H-Q, η -Q, P_p -Q eğrilerinde tolerans bantlarının oluşturulmamış olmasıdır. Bu büyük eksiklik önemli kullanıcılar tarafından da, dolayısı ile dikkate alınmadığından pompa üreticilerinin önünde bir handikap olarak durmaktadır. Tolerans bandına sahip cihazlarla yapılan testlerde kesin sonuçlar aranması ve çok küçük farklarla (doğru olmayan veya yetersiz olan) kabul kriterlerinin oluşmadığı düşünülerek ürünlerin kabul görmemesi durumlarına sıkça rastlanmaktadır.

Uluslararası nitelikte test prosedürü ve kabul kriterlerinin üretici olarak benimsenmesi ve kullanıcılara benimsetilmesi ürünlerin yurtiçinde yaygın kullanımını ve yurtdışında da kabul görmesini sağlayacaktır.

6. REFERANSLAR:

- * Hydraulic Institute Test Standards, 1988
- * Türk Standardları Enstitüsü, TS 514 , TS 11146, TS 268
- * British Standards Institution, BS 1042, BS 3555

ABSTRACT

Horizontal centrifugal pumps (or volute casing pumps) have compact structure with their driver units mounted together on one chassis as a packaged unit. However, Vertical Turbine Pumps (VTP) are different and have detailed structure. Pump head changes with different stage numbers; dynamic water level differs for each application with changing column pipe quantity and total column length (which means head losses); driving sub-assembly, namely lineshaft also differs in length and diameter due to power and again dynamic water level (which means head losses); number of lineshaft bearings changes due to column length and pump speed (which results in power losses); as a result use of these sub-assemblies together brings the differences in each complete vertical turbine pump application.

In the beginning of this paper, there is an explanation for VTP's with their application areas and assemblies included in complete pump. After this introduction, differences in acceptance tests are explained between VTP's and the others. Then, used international test definition for **lineshaft** and **submersible** pumps, named as "Performance of Test Pumps" will be clarified. Use of an international test procedure and acceptance criteria is also offered .

POMPA PERFORMANS EĞRİSİNİN SAYISAL YÖNTEMLERLE BELİRLENMESİ

Kemal SARIOĞLU
 Mete ŞEN
 İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Bu çalışmada pompa performans eğrisinin sayısal yöntemlerle belirlenmesi hedeflenmiştir. Pompa kanatlarının geometrik formu istenen çalışma aralığında gerekli yükü elde edebilmek için önemlidir. Geometrik formu belirli pompa kanatları içerisinde akışın sayısal olarak çözülmesi çark girişi ve çıkışı arasındaki enerji dönüşümünü belirlemede fayda sağlar. Sayısal çözümleme belirli kabuller altında gerçekleştirilir. Akışkan olarak genellikle su kullanıldığında akış büyük bir yaklaşıklıkla sıkıştırılmaz kabul edilebilir. Sadece iki kanat arasındaki akışın çözülmesi ile tüm kanatlara ait performans elde edilebilir. Akış için sürtünme etkilerinin ihmal edilmesi sayısal çözümlemede büyük kolaylık sağlar. Akışın viskoz kabulü pompa kanatları arasındaki akışın çözümü için oldukça zaman alan programlar yazılımını gerektirir. Çözüm ile ilgili olarak performans hesabında kullanılan hız, basınç değerleri elde edilir.

GİRİŞ

Akım makinalarının (türbomakinalar) tasarımında sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) ile yapılan akış çözümlemelerinin kullanılması oldukça yaygın hale gelmektedir. Klasik olarak türbomakina elemanlarının tasarımında çok sayıda ampirik denklem kullanılır. Tasarımı yapılan akım makinası elemanları (çark, salyangoz, difüzör v.b.) imal edilir ve istenen performansı sağlayıp sağlamadığının belirlenmesi için test edilir. Eğer istenen koşullar sağlanamıyorsa tasarım işleminin başına dönülür. İteratif olarak yapılan bu işlemin yerini imalat ve test işlemlerine gerek kalmadan SAD ile yapılan akış çözümlemeleri almıştır. Bu çözümlemeler tasarım çevrimini bilgisayar kullanarak çok daha kısa sürede yapılmasını sağlar. Bilgisayar kullanılarak yapılan tasarım programları geliştirme zamanını oldukça kısaltır. Türbomakina elemanları üzerinde tasarım tekniklerinin gelişmesi sayısal çalışmaların artması yönünde gelişmiştir. SAD ile yapılan çalışmalara önem veren firmalar, rakipleri yanında oldukça yüksek oranda avantajlar elde etmiştir. Sayısal çözümlemenin avantajları aşağıdaki gibi özellenebilir.

- Deneyimli tasarımcı istihdamının yerini sayısal çözümlemeler ile elde edilen sonuçlar almıştır.
- Firmanın sahip olduğu önceki deneyimlerinden daha geniş bir alanı kapsayan ve minimum risk ile yeni tasarım tekniklerinin elde edilmesine imkan sağlamıştır.
- Elde edilen yeni tasarımlar akışkanlar dinamiği ile ilgili fiziksel sınırlamaların kontrol edilmesi imkanını sağlar (Akış ayrılması, kavitasyon vb.) Bu daha yüksek basma yüksekliklerine ve debilere ulaşmak demektir.
- Sayısal akışkanlar dinamiği çözümlemeleri ile elde edilen sonuçların grafiksel olarak görüntülenmesi neticesinde tasarımcı akış yapısını daha iyi anlama önceliğine sahiptir. Bu yapılan tasarımın daha az kayıpla ve daha yüksek performansla neticelenmesine yol açar.
- Deneysel prototipler kullanmada çok kısa zamanda tasarım işlemleri sonuçlandırılır.

Sayısal akışkanlar dinamiği kullanılarak yapılan çözümlemelerin dezavantajı ise sınır koşullarının verilmesindeki güçlükler, denklemlerin ayrıştırılmasında doğan kesme hataları ve kullanılan modeldeki yaklaşım hataları gösterilebilir. [1]

ÜLKEMİZ AÇISINDAN ÖNEMİ

Ülkemizdeki mevcut su potansiyeli dikkate alındığında, sanayide üretilen pompaların hala klasik metodlarla tasarlandığı ve düşük verimlerde çalıştığı gözlenmiştir. Enerjiye olan ihtiyacın ve daha iyi tasarımlarla elde edilen enerji tasarrufunun ekonomiye çok büyük yararlar sağlayacağı aşikardır. SAD kullanılarak firmanın elde edeceği kazançlardan yukarıda bahsedilmiştir. Bu amaçla tasarım aşamasında daha yüksek performansla sahip ve daha kısa sürede tasarlanan pompa kanat geometrilerinin elde edilmesine ihtiyaç vardır. Pompa çarkı içindeki akış yapısının bilinmesi ve akış ile ilgili istenmeyen fiziksel olayların tesbit edilip tasarım aşamasında giderilmeye çalışılması oldukça fazla yarar sağlar. Bu tasarlanan pompanın istenen performans ve kapasitede çalışıp çalışmayacağını belirler. Ülkemizde üretilen pompaların büyük çoğunluğunu gerek verim ve gerekse sahip oldukları performans açısından

radyal pompalar oluşturmaktadır. Radyal pompa çarklarının meridyenel düzlemdeki kanat eğriliklerinden dolayı akış alanının çözülmesi potansiyel teori ve kullanılan ampirik denklemler ile iyi neticeler vermez. Bunun için bu çalışmada literatürde çok az çalışma mevcut olan radyal pompa çarkları içindeki akışın çözülmesi hedeflenmiştir. Kuşkusuz geliştirilen yöntem eksenel pompa çarklarına da kolaylıkla tatbik edilebilir.

SAYISAL ÇÖZÜMLEME

a) SANKİ ÜÇ BOYUTLU ÇÖZÜM

Pompa çarkı kanatları arasındaki akış, iki boyutlu yaklaşım ile değişik araştırmacılar tarafından çözümlenmiştir. İki boyutlu yaklaşımdan farklı olarak kanatlar arası akım yüzeyinde meridyenel akımı tübü genişliği hesaba katılarak elde edilen sanki üç boyutlu akım yüzeyinde çözüm yapılmaktadır. Hesaplanacak fiziksel büyüklükler bağıl hız bileşenleri ve basınçtır. Denklemler çark eksenini ile birlikte dönen eğrisel koordinat sisteminde yazılmıştır. Zamana bağlı sanki üç boyutlu sıkıştırılmaz euler denklemleri çözülmektedir. Yoğunluk sabit olduğundan ve zaman adımı boyunca daimi haldeki çözüm amaçlandığında yapay sıkıştırılabilirlik tekniği kullanılmıştır. Denklemlerin hiperbolik karakterini korumak ve zamana bağlı metodun kullanılmasına imkan vermesi açısından süreklilik denklemine zamana bağlı yapay basınç terimi eklenmiştir. [3]

Sanki üç boyutlu zamana bağlı Euler denklemlerinin daimi haldeki çözümünün elde edilebilmesi için zaman ve uzay boyutunda ayrı ayrı ayrıştırma yapılır. Uzay boyutunda ayrıştırma sonlu hacimler tekniği kullanılarak yapılmıştır. Bu teknikte çözüm bölgesi sonlu elemanlara bölünür ve tanımlanan kontrol bölgelerinin sınırları boyunca akı vektörlerinin korunumu sağlanır. Zaman boyutunda ayrıştırma neticesinde adi diferansiyel denklem sistemi haline gelen denklemlerin çözümü düzenlenmiş 4 adımlı Runge-Kutta metodu ile yapılır. Çözümün kararlı olması için yapay sönümleme terimleri eklenir. Belirli pompa çarkları geometrilerinin çalıştırılması neticesinde yapılan sayısal denemelerde katı yüzeyler üzerindeki yapay sönümleme terimlerinin daimi haldeki çözümün elde edilmesinde kritik önemi olduğu görülmüştür. [5]

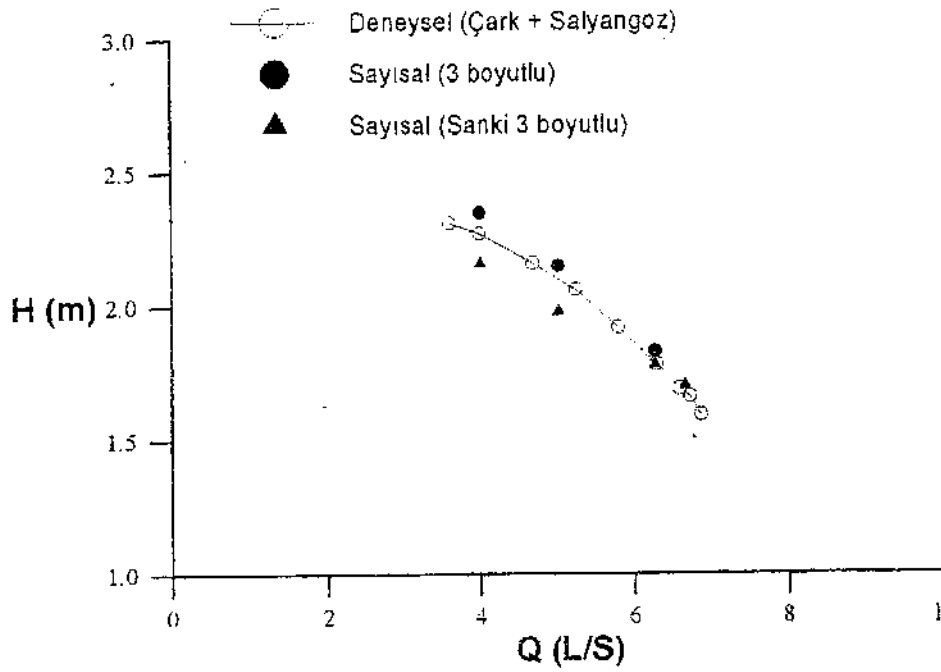
b) ÜÇ BOYUTLU ÇÖZÜM

Akışın sıkıştırılmaz, viskoz olmayan, zamana bağlı ve rotasyonel olduğu kabulü yapılarak üç boyutlu Euler denklemlerinin çözümü yapılmaktadır. Bu denklem sistemi birbirine bağlı lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem sistemini oluşturmaktadır. Denklemler fiziksel olarak kütle, momentum ve momentumun korunumunu simgelemektedir. Zamana bağlı Euler denklemleri kullanıldığından, zaman boyutunda ilerleme tekniği kullanılarak denklemlerin çözümü yapılarak daimi haldeki çözüm elde edilmeye çalışılır. Denklemlerin ayrıştırılması uzay ve zaman boyutunda ayrı ayrı yapılır. Uzay boyutunda sonlu hacimler tekniği kullanılır. Sonlu hacimler ayrıştırması denklemleri adi diferansiyel denklem sistemi haline getirir. Elde edilen adi diferansiyel denklem sistemi zaman boyutunda ilerleme tekniği kullanılarak çözülür. Bu işlem iteratif olup daimi haldeki çözüm elde edilinceye kadar sürer. [4][6][7]

ÖRNEK

Lazer doppler anemometresi kullanılarak hız ölçümleri gerçekleştirilmiş olan silindirik kanatlı çark geometrisi sayısal olarak denenmiştir. [2] Kanatlar $R=50.8 e^{i\theta 16} Q$ denklemine haiz logaritmik spiralden oluşmaktadır. Dört kanada sahip çarkın meridyenel genişliği sabit ve $h = 24.6$ mm dir. Deneysel ölçümler kanatlar arasında 4 çevresel ve 8 radyal uzaklıkta gerçekleştirilmiştir. Akış debileri tasarım debisinin %40'ından %105'ine değişmektedir. Elde edilen sayısal sonuçlar farklı debilerde MINER ve diğ. tarafından farklı ölçme pencerelerinde elde edilmiş deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmanın amacı çark performansını sayısal olarak elde etmek olduğundan, deneysel ve sayısal performans eğrileri Şekil 1'de karşılaştırılmıştır. MINER ve diğ. tarafından elde edilen salyangoz ve çarka ait performans eğrisi sayısal olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca sanki üç boyutlu çözüm ve üç boyutlu çözümden elde edilen performans eğrileri verilmiştir. Sanki üç boyutlu çözümlemede tasarım debisi hariç düşük debilerde elde edilen daha düşük değerler salyangoz etkisiyle açıklanabilir. Bu çözümlemede kanatlara girişteki, bağıl akış açısının tüm debilerde sabit tutulması nedeniyle elde edilen sayısal noktalar tasarım debisi hariç deneysel noktaların altındadır. Üç boyutlu çözümlemede ise bu kabul yapılmamıştır. Fakat elde edilen yakınsama zamanı Pentium 100 MHz işlemcili, 16MB RAM'a sahip bir bilgisayarda yaklaşık olarak yarım gündür. Elde edilen sonuç tasarımcı açısından oldukça cesaret vericidir.



Şekil 1 Sayısal ve deneysel performans eğrilerinin karşılaştırılması

KAYNAKLAR

- [1] SARIOĞLU, K. (1997), "Pompa Çarkları İçindeki Akışın Sayısal Çözümlemesi", Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Mayıs 1997
- [2] MINER, S.M., BEAUDOIN, R.J., FLACK, R.D., (1988), "Laser Velocimeter Measurements in a Centrifugal Flow Pump", ASME 88-GT-95
- [3] SARIOĞLU, K., AYDER, E., (1997), "Numerical Analysis of the Flow in Centrifugal Pump Impeller", International Symposium on Pumping Machinery III, 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, June 22-26, Vancouver
- [4] SARIOĞLU, K., AYDER, E., (1997), "Pompa Çarkı İçindeki Akışın 3 Boyutlu Euler Denklemleri ile Çözümü", TUBİTAK Doğa Dergisi
- [5] SARIOĞLU, K., AYDER, E., (1997), "Flow in Centrifugal Pump Impellers", 1. Makina Mühendisliği Kongresi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 4-6 Haziran, Taksim-İstanbul
- [6] SARIOĞLU, K., AYDER, E., (1996), "Pompa Çarkı İçindeki Akışın Sanki 3 Boyutlu Sıkıştırılmaz Euler Denklemleri ile Çözümü", İkinci Pompa Kongresi, Bildiriler Kitabı, Sayfa 126-131, 3-5 Nisan, Harbiye-İstanbul
- [7] SARIOĞLU, K., AYDER, E., (1997) "Türbomakina Kanatları Arasındaki Akışın 3 Boyutlu Euler Denklemleri ile Çözümü", İkinci Pompa Kongresi, Bildiriler Kitabı, Sayfa 126-131, 3-5 Nisan, Harbiye-İstanbul

SUMMARY

The aim of this work is to find pump performance with numerical analysis. The shape of pump impeller is quite important to obtain desired performance at different operating conditions. Numerical analysis obtained at definite shape of the impeller enables us to find transformed energy between impeller inlet and outlet. Numerical solution is obtained under some assumptions. The flow is incompressible and the solution is performed between two impeller. The viscous effects are neglected that makes life easier and also the calculation time drastically reduces. The centrifugal pump impeller found in the literature where experimental data are available has been compared with numerical data. The results are quite satisfactory and encouraging.

POMPA ÇARKI İÇİNDEKİ AKIŞIN 3 BOYUTLU ANALİZİ

Aşkın KARAKAŞ
Erkan AYDER
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Pompa çarkı içindeki akışın sayısal analizi için 3 boyutlu sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacimler ve 4 adımlı Runge-Kutta yöntemi kullanılarak iteratif olarak çözülmesine dayanan bir bilgisayar programının temeli geliştirilmiştir. Euler akılarına ek olarak viskoz akıların hesaplanması için yardımcı bir kontrol hacmi kullanılır. Akış sıkıştırılmaz ve dönmelidir. Denklemlerin zaman boyutunda hiperbolik karaktere sahip olabilmeleri için süreklilik denkleminde yapay sıkıştırılabilirlik terimi eklenir. Sistemde meydana gelebilecek olan dalgalanmaların sönümlenmesi için yapay sönümleme kullanılır.

GİRİŞ

Pompa üreticileri için, dizaynı yapılan pompanın performansının model kullanılmadan tahmin edilebilmesi her zaman güncel olan konulardan biridir. Bilgisayarların sayısal işlem gücüne bağlı olarak zaman içerisinde pompa içindeki akış için değişik basitleştirilmiş modeller kullanılmıştır. Son on yıl içinde bilgisayar teknolojisinde meydana gelen gelişmeler, daha az basitleştirme ve ihmal kullanılarak gerçek akış olayına pek çok durumda oldukça yakın modellerin kullanılmasını sağlar hale gelmiştir.

Bu çalışmada çark içindeki akışın analizi için 3 boyutlu Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Bu sayede viskoz etkiler göz önüne alınarak çözüm yapılmaya çalışılmaktadır. Akış modeli sıkıştırılmaz ve dönmelidir. Navier-Stokes denklemlerinin ayrıklaştırılması için sonlu hacimler tekniği kullanılmaktadır. Korunumlu halde yazılan denklemler akım kanalı geometrisinde oluşturulan hacimler için ayrıklaştırılır ve ortaya çıkan adi diferansiyel denklem takımı, 4 adımlı açık Runge-Kutta yöntemi ile iteratif olarak çözülür. Bu yöntemle akım kanalı içerisinde hız ve basınç dağılımı bulunur. Çözümü hızlandırmak için değişik sayısal teknikler kullanılmaktadır. Sayısal kararlılık için denklemlere dördüncü dereceden sönüm terimleri ilave edilmiştir.

GENEL DENKLEMLER

Kartezyen koordinat sisteminde akışı karakterize eden 3 boyutlu sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri korunumlu halde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = \frac{\partial R}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z}$$

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ \rho uw \end{bmatrix} \quad G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ \rho vw \end{bmatrix} \quad H = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho uw \\ \rho vw \\ \rho w^2 + p \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \end{bmatrix} \quad S = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \end{bmatrix} \quad T = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zz} \end{bmatrix}$$

Pompa çarkı içersisindeki akış sıkıştırılmaz kabul edildiği için enerji denkleminin momentum denklemleri ile ortak çözülmesi zorunluluğu ortadan kalkar. Akış alanı içersisindeki sıcaklık dağılımının da hesaplanmasının istendiği durumlarda enerji denklemi de çözülebilir.

Yukarıdaki denklemlerde R, S, ve T ile viskoz akı vektörleri gösterilmektedir. τ_{xx} , τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yy} , τ_{yz} , τ_{zz} viskoz gerilmeleri ifade etmektedir ve aşağıdaki bağıntılarla verilir :

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

Bu denklemler uzay ve zaman boyutunda birbirinden bağımsız olarak ayrıklaştırılır.

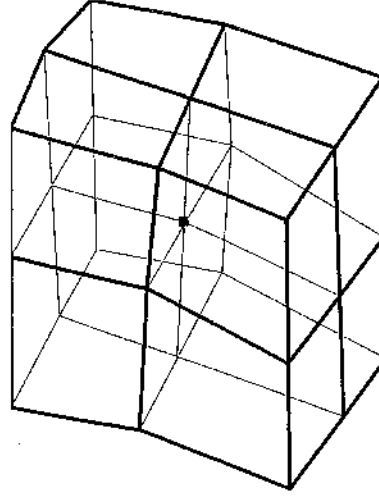
UZAY BOYUTUNDA AYRIKLAŞTIRMA

Denklemlerin uzay boyutunda ayrıklaştırılması için sonlu hacimler tekniği kullanılır. Bu yöntemde bütün akış bölgesi 8 köşeli küçük kontrol hacimlerine ayrıldıktan sonra tanımlanan her bir kontrol hacmi için kütle ve momentum korunum denklemleri çözülerek basınç ve hız bileşenlerinin değerleri bulunur. Sonlu hacimler ayrıklaştırması, bilinmeyenlerin kontrol hacminin köşelerinde yada merkezinde tanımlanması şeklinde iki ayrı metod kullanılarak yapılabilir. Bilinmeyenlerin, kontrol hacminin merkezinde tanımlandığı hale eleman merkezli, köşelerinde tanımlandığı hale ise eleman köşeli sonlu hacimler yöntemi adı verilir. Her iki yöntemin de avantajları ve dezavantajları bulunmakla beraber, özellikle pompa çarkı gibi karışık geometriyi haiz problemlerde oluşturulan, eğriliği fazla ve daha düzensiz çözüm ağlarında eleman köşeli yaklaşımın doğruluğu daha fazla olduğu için bu yöntem kullanılacaktır. Eleman merkezli yöntemde kontrol hacmi için tanımlanan merkez noktası, elemanın geometrik merkezinden uzaklaştıkça çözümün güvenilirliği azalır. Eleman köşeli yaklaşım aynı zamanda sınır şartlarının tanımlanmasında da büyük kolaylıklar sağlar.

Kontrol hacmi olarak, bilinmeyenlerin bulunduğu köşeyi çevreleyen 8 hücreden oluşan bir süper hücre kullanılır. Gauss diverjans teoremi kullanılarak kısmi diferansiyel denklem sistemi olarak yazılan Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki integral formuna dönüştürülür :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \bar{U} dV + \iint_{\partial V} \bar{F} \cdot \bar{n} dS = 0$$

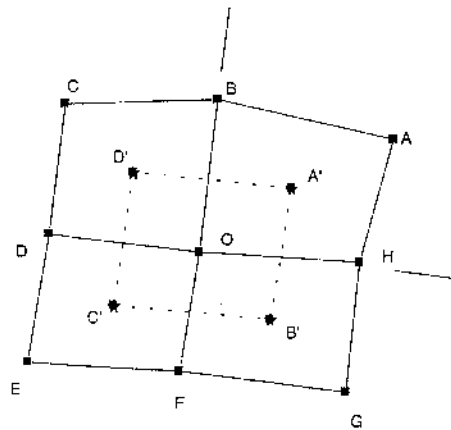
$\bar{U}$ ile kontrol hacmini çevreleyen sınırlar gösterilmektedir, n kontrol hacminin yüzeylerinde dışarı doğru olan normali ifade eder. $F=F(U)$ şeklindeki akı tensörü, V hacminin kapalı ∂V sınırlarında giren ve çıkan net akı miktarını içerir. Denklemdaki ilk terim, ∂t zamanı içersisinde korunumlu değişkenlerin kontrol hacmi içindeki değişimini gösterir. Korunum denkleminin fiziksel ifadesi korunan akış büyüklüğünün kontrol hacmi içindeki değişiminin, bu kontrol hacminin sınırlarından giren ve çıkan akı değerlerinin toplamından oluşan net akı değerine eşit olduğudur.



Şekil 1. 8 hücreden oluşan kontrol hacmi

Yüzey integrali şeklindeki akı ifadesi, taşınım ve viskoz akılar olmak üzere ikiye ayrılır. Taşınım akılarının hesaplanması için, kontrol hacminin her bir yüzeyinde, akış değişkenlerinin bu yüzeyin köşelerindeki değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak bulunan, hız ve basınç değerleri kullanılır. Bu değerlerin yüzey alanları ile çarpılması ile hesaplanan akılar toplanarak kontrol hacminin yüzeylerinden olan net akı bulunur. Bu ayrıklaştırma tarzı, kontrol hacminin yüzeylerinin tam dikdörtgen olması durumunda ikinci dereceden doğruluğa sahiptir. Yüzeyler dikdörtgen şekliinden uzaklaşıp, paralel kenar haline geldikçe ayrıklaştırmanın doğruluğu birinci dereceye düşer.

Viskoz akıların hesaplanabilmesi her bir noktadaki hız gradyanlarına ihtiyaç olduğu denklemlerden görülmektedir. Hız gradyanlarının hesaplanabilmesi için, kontrol hacmini oluşturan hacimlerin geometrik merkezlerinin birleştirilmesi ile oluşturulan bir yardımcı hücre kullanılır. Bu hücrenin hacmi, kontrol hacminin $1/8$ ı kadardır.



Şekil 2. Viskoz kontrol hacminin düzlemsel görüntüsü

Pompa çarkı içindeki akışlar çoğunlukla yüksek Reynolds sayısına sahip olan akışlar olduklarından kanat yüzeyleri ile göbek ve yanak yakınındaki bölgeler dışındaki akışın viskoz olmayan akış olduğunu kabul etmek fiziksel açıdan büyük bir yanlışlık oluşturmaz. Bu nedenle viskoz akışlar sadece katı duvarların yakınındaki kritik kalınlıkta bir bölge için hesaplanacaktır. Aynı zamanda, katı duvarların normal yönündeki hız gradyanlarının yanında diğer hız gradyanlarının etkilerinin çok küçük olması nedeniyle bu yönlerdeki hız değişimleri ihmal edilecektir.

ZAMAN BOYUTUNDA AYRIKLAŞTIRMA

Uzay boyutunda ayrıklaştırma ile elde edilen birinci derece adi diferansiyel denklem sistemi zaman boyutunda 4 adımlı Runge-Kutta yöntemi uygulanarak çözülür.

$$\frac{d}{dt} U_{ijk} + \frac{1}{V_{ijk}} (Q_{cijk} + Q_{vijk} - D_{ijk}) = 0$$

Burada U çözüm vektörünü göstermektedir. İkinci terim kalıntı adını alır, bu terimin sıfır olması durumu çözümün elde edildiğini gösterir. D ile gösterilen ifade yapay sönümleme adını alır ve çözümün kararlı olmasını sağlamak için denklemlere ilave edilir.

Sıkıştırılabilir akış kabulü yapıldığı için süreklilik denkleminde zaman bağlı yoğunluk değişimi terimi kalkar. Bu durumda denklemler hiperbolik karakterini kaybeder. Zamana bağlı ara çözümler önemli olmadığı için süreklilik denklemine basıncın zamanla değişimini ifade eden bir terim eklenerek denklemlerin hiperbolik karakter kazanması sağlanır.

$$\frac{1}{\beta} \frac{\partial p}{\partial t} + \text{div} \bar{V} = 0$$

Daimi hale ulaşıldığında bu terim yok olacağı için denklemlerin fiziksel anlamında bir bozulma olmaz. β ile gösterilen değer yapay sıkıştırılabilirlik değeridir. Sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde, kütle korunumunun tam olarak sağlanması kararlı bir çözüm elde edilebilmesi açısından büyük öneme sahiptir. Bu nedenle β değerinin uygun seçilmesi gerekmektedir.

Denklemlerin çözümü için sisteme bir başlangıç tahmini verilir ve çözüm ağına ve kullanılan yöntemle göre seçilen bir zaman adımı ile iterasyon yapılır. Her iterasyonun bitiminde elde edilen sonuçlar bir sonraki iterasyona çözüm olarak verilir. Kararlı bir çözüm sağlanabilmesi durumunda iterasyonlar arasındaki fark her iterasyonda azalır ve iki iterasyon arasındaki fark makina doğruluğu adı verilen bir değer altına düştüğü zaman çözüm elde edilmiş olur.

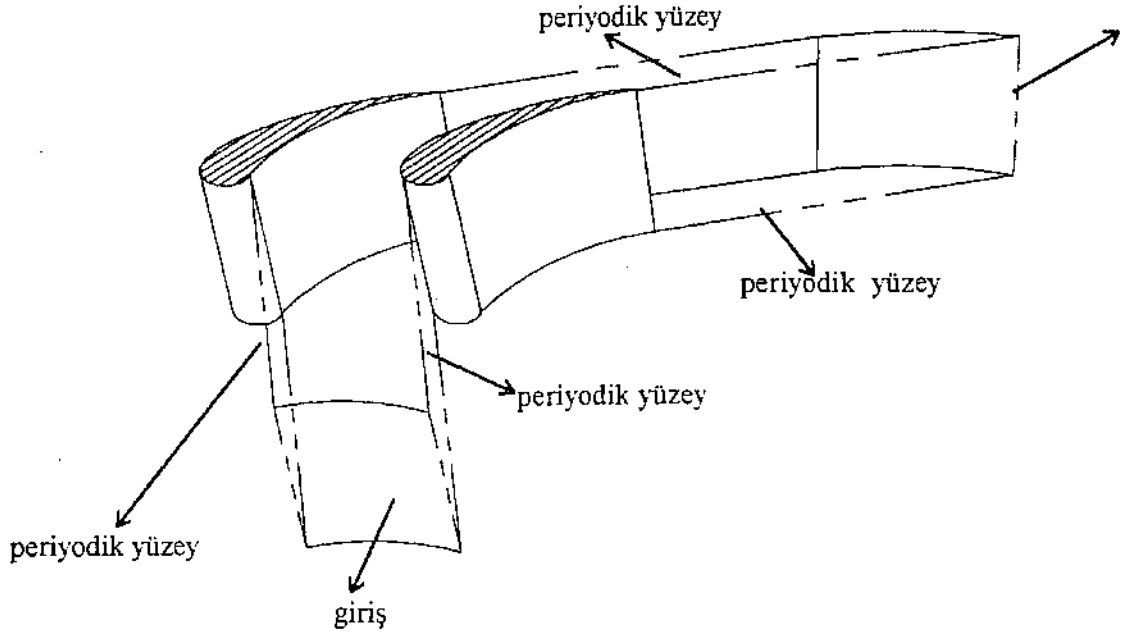
Kullanılan yöntem bir sonraki iterasyonda bir önceki iterasyondan elde edilen değerlerin işlenmesine bağlı yani açık bir yöntem olduğu için zaman adımının gelişigüzel seçilmesi mümkün değildir. Açık yöntemlerde zaman adımının seçimi çözümün kararlılığını etkiler ve yanlış seçilmesi durumunda daimi haldeki çözüm elde edilemez.

YAPAY SÖNÜMLEME

Çözüm sırasında meydana gelebilecek çalkantıların etkisini hafifletmek ve bu çalkantıların sistemi kararsız hale getirmesini engellemek için, sisteme yapay sönümleme terimleri eklenir. Genellikle çözümdeki titreşimleri ortadan kaldırmak için dördüncü dereceden sönümleme terimleri kullanılır. Katı duvar yakınındaki sınır tabakalarda viskoz terimlerin etkisi iç kısımlara göre daha büyüktür. Denemeler bu bölgelerde yapay sönümleme terimlerinin kullanılmasının çözümün doğruluğunu büyük ölçüde azalttığını göstermektedir. Bu nedenle bu çalışmada yapay sönümleme terimleri sadece hız gradyanlarının çok büyük olmadığı viskoz olmayan içi bölgelerde kullanılmaktadır. Yapay sönümleme terimlerinin fiziksel bir anlamı olmayıp sadece çözümün kararlı olması için uygulanmaktadır.

SINIR KOŞULLARI

Kararlı çözümün sağlanabilmesi için, çözüm sırasında denklemlerin karakterine uygun sınır şartlarının verilmesi gereklidir. Navier-Stokes denklemlerinin kararlı çözümünün sağlanabilmesi için girişte 3, çıkışta ise 1 sınır şartının verilmesi gerekmektedir. Bu nedenle girişte toplam basınç ve 3 hız bileşeninin doğrultusu ile çıkıştaki statik basıncın verilmektedir. Yöntemin uygulandığı akış modeline göre sınır şartları değiştirilebilir.



Şekil 3. Sınır koşulları

Pompa çarkındaki birden fazla ve sonlu sayıdaki kanatı simüle etmek için akış bölgesinin girişinde ve çıkışında periyodik bölgeler tanımlanır. Bu bölgelerde çevresel yöndeki birinci ve sonuncu kesitte akış değişkenlerinin değerleri aynı alınmaktadır. Katı yüzeylerde 3 hız bileşeni de kaymama şartına bağlı olarak sıfır verilmektedir.

SONUÇ

Bu çalışmada 3 boyutlu Navier-Stokes denklemleri kullanılarak sonlu hacimler yöntemi ile pompa çarkı içindeki akış modellenmeye çalışılmakta ve halen sürmektedir. Özellikle radyal pompa çarkları, geometrilerinin karmaşıklığı nedeniyle sayısal çözümü en zor olan geometri grubuna girmektedir. Viskoz terimlerinde ilave edilmesi nedeniyle çözüm için gereken süre nispeten uzun olduğu için, çözüm hızlandırıcı tekniklerin ilavesi çalışmanın şu andaki bir diğer boyutudur. Projenin tamamlanması ile bir pompanın tasarım ve tasarım dışı koşullarda çalışması halindeki performansının büyük ölçüde tahmini önceden mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] RADESPIEL R., ROSSOW C., "Efficient Cell-Vertex Multigrid Scheme for the Three- Dimensional Navier-Stokes Equations", AIAA Journal, Vol 28-8, pp 1464-1472, 1990
- [2] RADESPIEL R., KROLL N., "Progress in the Development of an Efficient Finite Volume Code for the Three-Dimensional Euler Equations", DFVLR-FB 85-31

- [3] KALLINDERIS J.G., BARON J.R., "Computational Methods in Viscous Aerodynamics"
- [4] CHAKRABARTTY S.K., "Vertex-Based Finite-Volume Solution of the Two-Dimensional Navier- Stokes Equations", AIAA Journal, Vol 28-10, pp 1829-1831, 1990
- [5] ARTS T., "Three Dimensional Rotational Inviscid Flow Calculation in Axial Turbine Blade Rows", VKI Technical Note 154, 1985
- [6] CRUMPTON P.I., SHAW G.J., "Cell Vertex Finite Volume Discretizations in Three Dimensions", Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol 14, 505-527, 1992
- [7] JAMESON A., SCHMIDT W., TURKEL E., "Numerical Solutions of the Euler Equations by the Finite Volume Method Using Runge-Kutta Time Stepping Schemes", AIAA Paper 81-1259
- [8] KALLINDERIS Y., MCMORRIS H., "Magnitude of Artificial Dissipation for Numerical Simulations", AIAA Journal, Vol 33-8, 1526-1529, 1995
- [9] KWAK D., CHANG J.L.C., SHANKS S.P., "A Three Dimensional Incompressible Navier- Stokes Flow Solver Using Primitive Variables", AIAA Journal, Vol 24-3, 390, 1986
- [10] NAKAJIMA K., KALLINDERIS Y., "Comparison of Finite Element and Finite Volume Methods for Incompressible Viscous Flows", AIAA Journal, Vol 32-5, 1090-1093, 1993

SUMMARY

A cell-vertex finite volume method for the three-dimensional Navier-Stokes equations, which is based on Runge-Kutta time stepping, is described for the flow in pump impeller. A cell-vertex discretization is employed rather than the cell-centered discretization because an analysis of the discretization errors indicates lower errors for meshes with high stretching or discontinuities in slope. Discretization of equations done in space and time domain separately called semi-discretization. A multistage Runge-Kutta time stepping algorithm is used to advance the solution in time. Description of boundary conditions for the periodic boundaries and solid walls has been given. By using local time stepping and carefully controlled dissipative terms, processing time for the code is decreased and very good convergence rates are obtained especially for the axial pump impellers.

POMPALARIN KAVİTASYON PERFORMANSINI İYİLEŞTİRMEK İÇİN ÖN ÇARK UYGULAMASI

H. Mete ŞEN
İ.T.Ü.
MAS Pompa San.A.Ş.

ABSTRAKT

Kavitasyon, olumsuz mekanik ve hidrolik etkilerinden dolayı pompaların emniyetli çalışma aralığını emme yüksekliğini, dönme hızını, pompa boyutlarını ve dolayısıyla ekonomikliğini sınırlandıran bir etkidir. Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yükünü (ENPYG) küçülterek kavitasyona karşı güvenliği sağlamak için, pompa ana çarkının önüne bir "önçark" konulması uygulaması yüksek hızlı sıvı yakıt pompalarında, kazan bes pompalarında oldukça yaygındır. Önçark, kanat sıklık oranı 1'den büyük aksel akışlı bir çark olup pompanın ENPYg değerini önçarksız kullanıma göre %60 küçültmektedir.

1.GİRİŞ

Kavitasyon, rotadinamik pompalarda verimde ve manometrik yüksekliklerde azalmaya, erozyon gürültü ve titreşime neden olmaktadır bu istenmeyen nedenlerden dolayı kavitasyonu önlemek için klasik tasarımlı pompalarda emme basıncı ve dönme hızı sınırlandırılır. Ancak teknik ve ekonomik nedenlerle limit hızların aşılması gereken veya sıvının buharlaşma basıncına yakın emme basıncı koşullarında "ön çarklı" veya süper kavitasyonlu çark tasarımları, çift girişli pompa, pompa emme ve basma flanşları arasında by-pass, pompa emiş hattında besleme pompası (booster) kullanmak gibi yöntemlere başvurulur.

2.KAVİTASYON

2.1.Genel Tanımlar

Pompa içinde, statik basıncın lokal olarak basılan sıvının buharlaşma basıncının altına düştüğü bölge/bölgelerden geçen sıvı buharlaşarak çok küçük boyutlarda, çok sayıda doymuş buhar zerrecikleri oluşur. Akışın dinamik etkisi ile sürüklenen buhar zerrecikleri, basılan sıvının buharlaşma basıncından yüksek olduğu bölgeye geldiklerinde aniden yoğunlaşırlar. Sıvının bu buharlaşma - yoğunlaşma çevrimi "kavitasyon" olarak tanımlanır.

20 °C sıcaklıkta doymuş su buharının hacminin aynı sıcaklıkta ve kütledeki suyun hacminin 60000 katı olduğu düşünülürse, sıvı buharı zerreciklerinin yoğunlaşması sırasında basıncın lokal olarak 4000 bar'a kadar yükselebileceğinin nedeni ortaya çıkmaktadır. Sıvının buharlaşma - yoğunlaşma çevrimi saniyede 300 - 400 kez olmaktadır. Kavitasyon, neden olduğu istenmeyen mekanik ve hidrolik etkilerden dolayı pompaların teknik olarak güvenilir çalışma aralığını, emme yükünü, dönme hızını, pompa boyutlarını ve ekonomikliğini sınırlandıran en önemli faktördür.

2.2.Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY)

Pompa emme flanşı kesidindeki toplam yükün, basılan sıvının buharlaşma basıncından farkı "Emmedeki Net Pozitif Yük =ENPY" olarak tanımlanır. ENPY daima pozitif bir değerdir.

$$ENPY = \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} \right) - \frac{P_b}{\rho g}$$

- P₁** : sıvının pompa emme flanşında ölçülen mutlak, statik basınç (Pa)
C₁ : sıvının pompa emme flanşı kesidindeki hızı (m/s)
P_b : sıvının çalışma sıcaklığındaki mutlak buharlaşma basıncı (Pa)
: sıvı yoğunluğu (kg/m³)
ENPY : emmedeki net pozitif yük (m. Sıvı Sütunu)

2.3.Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPYg)

ENPYg, pompanın kavitasyonsuz çalışmasını sağlayacak "minumum ENPY" değeridir. Bir pompanın sabit dönme

hızındaki $ENPY_G = f(Q)$ karakteristiği "Kavitasyon Karakteristiği" olarak adlandırılır. Kavitasyon karakteristiği deneysel olarak saptanır ve imalatçı tarafından beyan edilir. $ENPY_G$ pompa tesisatından bağımsız olup pompanın hidrolik tasarımına, imalat kalitesine, dönme hızına, debiye, sıvının fiziksel özelliklerine bağlıdır. Kavitasyon performansı / emme yeteneği iyi olan pompa " $ENPY_G$ " değeri küçük olan pompa demektir. Belirli bir pompanın dönme hızı, debisi arttıkça $ENPY_G$ değeri de artmakta, dolayısıyla kavitasyona karşı hassasiyeti de artmaktadır. Pompaların optimum (en iyi verimli) debideki $ENPY_G$ değeri deneysel verilere dayalı bazı ampirik bağıntılarda yaklaşık olarak hesaplanabilir. Bu ampirik formüllerden en geçerli olanı "Emme Özgül Hızı : S_q " ifadesidir.

$$S_q = \frac{n\sqrt{Q}}{(ENPY_G)^{3/4}}$$

n : pompa dönme hızı (d/d)

Q : pompa optimum noktadaki debisi (m^3/s)

$ENPY_G$: optimum noktadaki "Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük" (m.S.S.)

Pompa ve sıvı özelliklerine bağlı olarak tavsiye edilen S_q değerleri aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

	S_q
Klasik tasarımlı, norm pompalar (soğuk su ile çalışma hali)	145 - 210 ortalama:160
Büyük debili pompalar	115
Sıcak su ($>40^\circ C$) ile çalışma	200
Hidrokarbonlar	280 - 300

Bu tablodan seçilen S_q değerine bağlı olarak pompanın $ENPY_G$ değeri yaklaşık olarak hesaplanır.

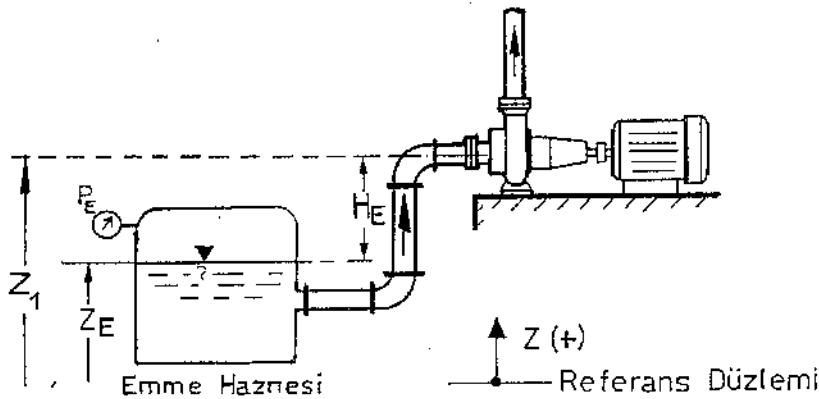
$$ENPY_G = \left(\frac{n\sqrt{Q}}{S_q} \right)^{4/3}$$

Kavitasyon performansı iyi olan pompaların S_q bağıl olarak, büyüktür. Görüldüğü gibi, bir pompanın dönme hızı ve/veya debisi arttıkça $ENPY_G$ büyümekte, yani kavitasyon performansı kötüleşmektedir.

2.4. Mevcut Emmedeki Net Pozitif Yük ($ENPY_M$)

Belirli bir tesisatta, mevcut işletme koşullarında pompa girişinde ölçülen / hesaplanan $ENPY$ değeri $ENPY_M$ olarak tanımlanır. $ENPY_M$, pompadan bağımsız olup, pompa emme tesisatına sıvıya, yerel atmosfer basıncına bağlı olarak açık devreli tesisatlarda aşağıdaki gibi hesaplanır.

(Şekil 1:)



$$ENPY_M = \frac{P_E}{\rho g} - \frac{P_b}{\rho g} - H_E - h_E$$

PE : emme haznesindeki mutlak basınç (Pa)

HE : statik (geometrik) emme yüksekliği (m)

$$H = Z - Z$$

hE : eniş hattı tesisatındaki yük kayıplarının toplamı (m.S.S.)

Kapalı devre (sirkülasyon) tesisatlarda $ENPY_M$ hesabı için (1) bağıntısı kullanılmalıdır.

Bir pompanın , belirli bir tesisatta kavitasyonsuz çalışabilmesi için ,

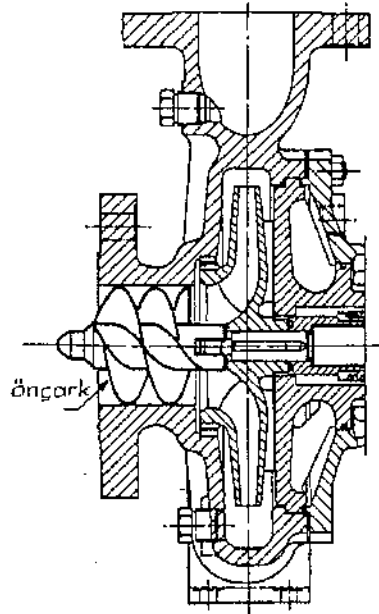
$$ENPY_M > ENPY_G \text{ (5)}$$

şartının sağlanması gerekir. $ENPY_M$, $ENPY_G$ 'den ne kadar büyük ise pompanın kavitasyonda çalışma riski o kadar azdır.

3. “ÖNÇARK” Uygulaması

Klasik tasarımlı endüstriyel pompalarda, kavitasyonun yol açtığı verim ve manometrik yükseklikte azalma, titreşim ve gürültü, malzemenin aşınarak süngerleşmesi gibi zararlı etkilerden dolayı önlem olarak pompa dönme hızı ve/veya emme basıncı sınırlı tutulmaktadır. Ancak; roketlerde, uçak ve uzay araçlarındaki pompalarda, yangın pompalarında, kimya ve petrokimya endüstrisinde kullanılan proses pompalarında, kazan bes pompalarında bu limit dönme hızlarının aşılması ve/veya $ENPY_G$ değerinin azaltılması gerekmektedir. Bu tür uygulamalarda en efektif yöntemlerden biri “ÖNÇARK (induser)” uygulamasıdır.

Önçark, pompa çarkının (1.kademenin)önüne yerleştirilen, çarkla birlikte dönen, kanattan bir göbek üzerine helisel olarak sarılmış, düşük manometrik yükseklikli, eksenel akışlı bir çarktır. (Şekil 2,3) Önçarklar, silindirik bir zarfın içine sarılmış, göbeksiz olarakda uygulanmaktadır.

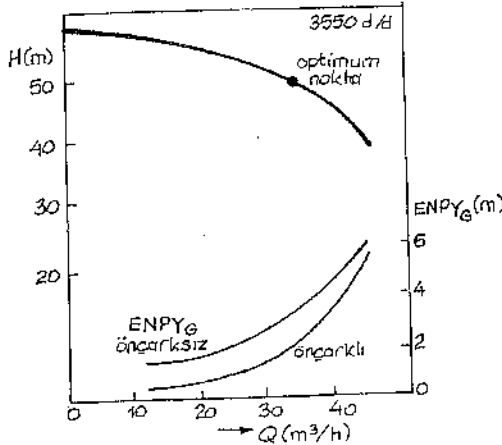


(Şekil 2)

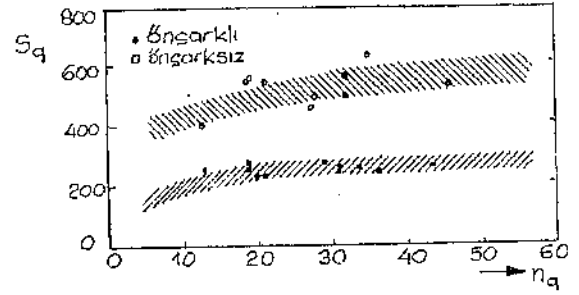


(Şekil 3)

Klasik tasarımlı endüstriyel santrifüj pompalarda emme özgül hızı ortalama 160 olduğu halde önçarklı santrifüj pompalarda $Sq=500$ değerine ulaşılmaktadır. Roket ve uzay araçlarındaki sıvı hidrojen pompalayan önçarklı santrifüj pompalarda $Sq=800$ değerine kadar çıkılmakta, böylece 20000 d/d - 40000 d/d gibi oldukça yüksek dönme hızlarında kavitasyonsuz çalışmak mümkün olmaktadır. Önçarklı pompalarda $ENPY_G$ değeri , önçarksız çalışmaya göre % 60 daha düşük olmaktadır.(Şekil 4,5)



(Şekil 4)



(Şekil 5)

Öçarklar ile ilgili bazı tasarım değerleri aşağıda özetlenmiştir.

Kanat sayısı (z) = 2 - 4

Akış açısı (β) = 6° - 8°

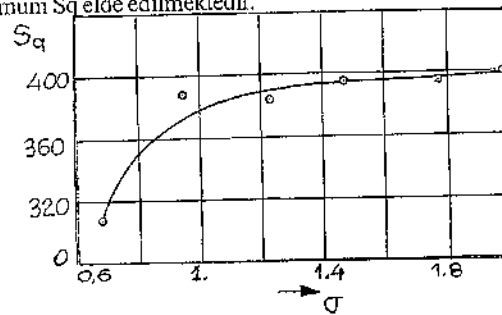
Kanat açısı (β_{0k}) = 60° - (1° - 3°)

Öçarkların kanat kamburluğu çok az olup göbeğe sarım açısı 360° 'ye kadar olabilmektedir. Kanat sıklığı (∇) 1 ila 2 arasındadır. (∇ = kanat uzunluğu / hatve ; hatve = $\pi \cdot D/Z$)

Öçarkın manometrik yüksekliği pompanın toplam manometrik yüksekliğinin % 5 ila % 10'u arasındadır.

Öçark kullanımında esas amaç, pompanın ana çarkının girişinde emme basıncını yükselterek pompa ENPYG değerini küçültüp pompanın daha yüksek dönme hızında ve/veya daha küçük emme basıncında çalışmasını sağlamaktır. Öçark'lar belirli, müsaade edilebilir şiddette kavitasyonla çalışırlar. Ancak, kanatlar arası kanal uzun ve geniş olduğundan, kanal içinde basınç artışı çok yavaş olduğundan öçark girişinde buhar zerrecikleri, ana çarka göre; çok daha yavaş hızla yoğunlaşır. Böylece kavitasyonun istenmeyen etkileride çok sınırlı kalmış olur. Öçarklar pompa genel veriminde önemli sayılmayacak bir azalmaya neden olurlar.

Öçarklarda kanat giriş kenarı imalatın elverdiği ölçüde ince ve keskin olmalıdır. 1'den büyük olmak şartı ile kanat sıklığının emme özgül hızına etkisi görülmemektedir. (Şekil 6) Öçark ile gövde arasındaki aralık, kanat yüksekliğinin % 0,8 - % 1 olduğunda maksimum S_q elde edilmektedir.



(Şekil 6)

KAYNAKLAR

- 1) Janigro, A., Ferriri, F., "Induser Pumps: A survey of various and performance problems", Worthington S.p.a. (Italy), Technical report, 1980
- 2) Karassik, I., "Required NPSH: There's more than one way to provide it", Power & Fluids, Vol.10/ No:4, 1984
- 3) Yedidiah, S., "Some observations relating to suction performance of indusers and pumps", Trans. of the ASME, J.of Basic Engineering, September 1972
- 4) Karassik, I., "Pump Handbook", McGraw - Hill Int.Editions, 1986

ISO 2548'E GÖRE C SINIFI POMPA KABUL DENEYLERİ

Haluk KARADOĞAN
Levent KAVURMACIOĞLU
Gül GÜREKEN
Murat TEKELİOĞLU
Ayhan ÇALICA
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Kabul deneylerinin amacı, pompanın teknik, hidrolik ve mekanik olarak, garanti edilen değerler konusunda pompa üreticisi ile satın alanın anlaşmaya varmasıdır.

Garanti edilen değerlerin ispat edilmesi bir maliyet getirdiği gibi, satın alan garanti edilen değerler konusunda bir tolerans vermeli, pompa üreticisi de tasarım - imalat ve deney hassasiyetinden gelebilecek hatayı belirtmelidir.

Çok dar tolerans + aşırı hassasiyet maliyeti artırmakta, çok geniş tolerans + az hassasiyet çalışma güçlükleri doğurmaktadır.

Bu makalede pompa kabul deneylerinde en çok kullanılan ISO 2548 esaslarına göre yapılan deneyler tartışılmış, kabul olayında karşılaşılabilecek güçlükler tanıtılmaya çalışılmıştır.

1.GİRİŞ

Ciddi ve usullerine uygun olarak yapılan uluslararası ihalelerde, hazırlanmış olan teknik şartnamede belirtilen ve istenilen yöntemle pompa kabul deneyleri yapılır.

İhalelerde teklif veren firmalar tekliflerinde pompaların tanım eğrilerini verdikten sonra bu eğrilerin hangi toleranslar içerisinde geçerli olduğunu belirtmek üzere uluslararası bir standarda uygun olarak sınıfını belirtirler. Şartnamelerde belirtilen kabul toleransları da çeşitli uluslararası standartlarda farklı uygulamalara sahiptir. Bu nedenle şartnameler yazılırken, teklifler hazırlanırken ve kabul deneyleri yapılırken bu konuda bilgili olmak zorunluluğu vardır.

Kabul deneyleri için ISO - normları 3 ayrı grupta toplanmıştır. Bunlar arasındaki fark esas olarak

- performans verilerindeki toplam hatanın miktarı
- izin verilen ölçme toleransları

konularındadır.

C sınıfı → ISO 2548 (mühendislik sınıfı 2, düşük)

B sınıfı → ISO 3555 (mühendislik sınıfı 1, orta)

A sınıfı → ISO 5198 (hassas sınıf, yüksek)

Bunlardan A sınıfına göre kabul deneyleri genellikle araştırma, geliştirme ve laboratuvarındaki bilimsel çalışmalarda kullanılır. Ancak 10 MW'dan büyük güçlerde B sınıfının oldukça kaba olduğu durumlarda da kullanılır. B sınıfı genellikle (0.5 - 10 MW) arası güçlerdeki pompaların ölçmelerde orta mertebede sapmalara izin verilen kabul deneylerinde kullanılır. C sınıfı, ölçmelerde büyük sapmalara izin verilen seri olarak üretilen endüstriyel amaçlı standart pompalar için kullanılır.

ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜK	ISO 5198 HASSAS SINIF (A SINIFI)	ISO 3555 MÜH. SINIFI 1 (B SINIFI)	ISO 2548 MÜH. SINIFI 2 (C SINIFI)
Debi	± 1.0	± 1.5	± 2.5
Basma Yüksekliği	± 0.5	± 1.0	± 2.5
Mil Gücü	± 0.8	± 1.0	± 2.5
Dönme Hızı	± 0.1	± 0.35	± 1.4
Elektrik Güç	-	-	± 2.0

(Tablo 1) Ölçüm cihazlarında izin verilebilen sistematik hata sınırları (İzin verilen üst sınır % olarak)

DIN 1944 Alman Pompa Standardı sınıf I, ISO 5198'e ; sınıf II , ISO 3555'e , sınıf III ise ISO 2548'e yakın olmakla beraber, farklıdır.

ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜK	ISO 5198 HASSAS SINIF (A SINIFI)	ISO 3555 MÜH. SINIFI 1 (B SINIFI)	ISO 2548 MÜH. SINIFI 2 (C SINIFI)
Debi	± 1.5	± 2.0	± 3.5
Basma Yüksekliği	± 1.0	± 1.5	± 3.5
Mil Gücü	± 1.0	± 1.5	± 3.5
Dönme Hızı	± 0.2	± 0.5	± 2.0
Pompa Verimi	± 2.25	± 2.8	± 5.0

(Tablo 2) Ölçmede Toplam hata için maksimum sınırlar (% olarak izin verilen üst sınır)

2. ÖLÇME ALETLERİNİN HATALARI ([3] , [4])

Aşağıda özet olarak verilen tekil ölçümler için ölçme hataları (% olarak) DIN 1944 - Sınıf I için geçerli olup, II. Sınıf kabul deneyi için 1.5 ile , III sınıf kabul deneyi için 2 ile çarpılmalıdır. Ayrıntılar için ilgili diğer ISO standartlarına bakılmalıdır.

DEBİ (Q)

Hacimsel tank	f_q $\pm 0.3 / \Delta Z$
Diyafram, lüle, venturimetre	$\pm 1.0 + \pm 1.5$
Rotametre	± 2.0
Türbinli sayaç	± 1.5

BASINÇ $\left(\frac{p}{\rho g} \right)$

U - Tübü	f_p $\pm 0.1 + \pm 0.2$ $p / \rho g$
Ölü ağırlık manometresi	± 1.0
Metal manometre (0.6 sınıfı)	$\pm 0.6 \frac{\text{tam skala}}{\text{ölçülen değer}}$

HIZ $\left(\frac{C^2}{2g} \right)$

$$f_v$$

$$\pm 1.5 f_q$$

DÖNME HIZI (n)

Takometre	f_n ± 0.5
Elektronik takimetre	± 0.1

MİL GÜCÜ (P)

3 Fazlı motor	f_p $P_N \leq 25 \text{ kW} \quad \pm 1.5$ $25 \text{ kW} < P_N \leq 250 \text{ kW} \quad \pm 1.0$ $P_N > 250 \text{ kW} \quad \pm 0.8$
Statoru askıda motor	$\pm \sqrt{1.0^2 + f_n^2}$
Moment ölçer	$\pm \sqrt{(1.2 + 1.5)^2 + f_n^2}$

TOPLAM ÖLÇME HATALARI

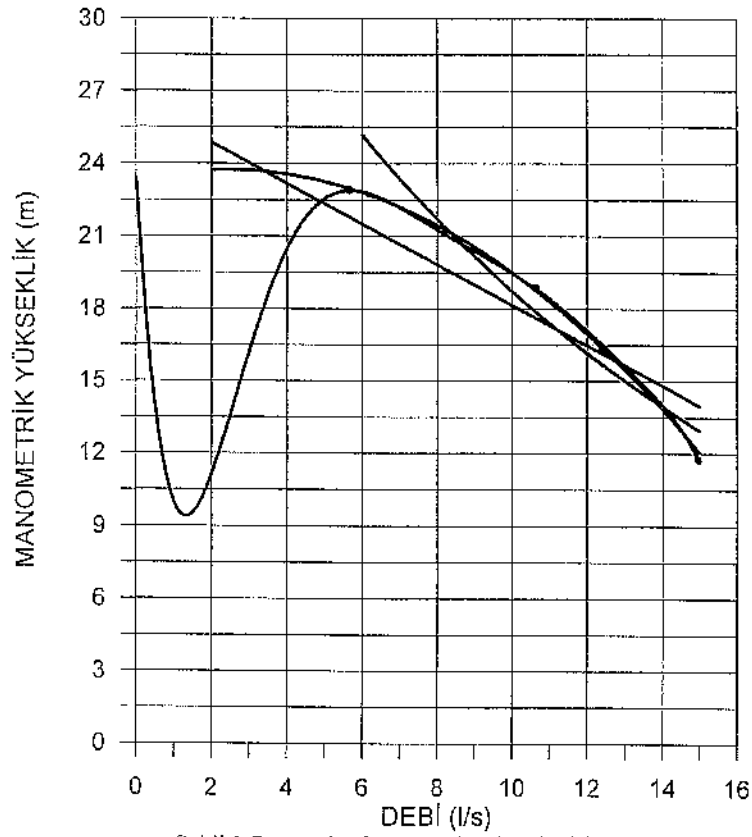
Debi	$f_Q = f_q$
Basma yüksekliği	$f_H = f_p$
Verim	$f_\eta \approx \pm \sqrt{f_q^2 + f_H^2 + f_p^2}$

Devir sayısı dđzeltmesi yapılıyorsa,

$$f_{Qu} = \pm \sqrt{f_q^2 + f_n^2} \quad f_{Hu} = \pm \sqrt{f_H^2 + 4f_n^2}$$

kullanılmalıdır.

Bunların dđşında deney sonuçlarına eğri uydurmadan dolayı ortaya çıkan hatalar vardır. Şekil (1) de aynı deney datalarına uydurulan çeşitli eğriler görđlmektedir. Bunlar arasında en uygun eğri 2. Dereceden polinomdur.



Şekil 1 Deney datalarına uydurulan değişik eğriler

3. UYGULAMA ÖRNEKLERİ

Pompa karakteristik eğrilerinin bulunması için ISO 2548 C sınıfına (Class C) göre ölçmeler yapmak amacıyla İTÜ Makina Fakóltesi Hidromekanik Laboratuvarında iki adet pompa ile deneyler yapılmıştır. Ayrıca ölçmelerde insan hatasını görmek amacıyla ikinci uygulama örneğinde aynı pompa için üç ayrı kişi tarafından deneyler tekrarlanmıştır.

3.1 Birinci Örnek Uygulama : (ISO 2548 C Sınıfı)

Bu uygulamada aşağıda etiket değerleri ve çark ölçöleri verilen pompa denenmiştir. Etiket değerleri :

Dönme sayısı	: 1450 d / d	Güç	: 4BG
Hm	: 14 m	Verim	: 61 %
Verdi	: 35 m ³ / saat	Kademe sayısı	: 1

Çark ölçüleri:

Çark çıkış açısı $\beta_2 = 35^\circ$	mil çapı $d_{mil} = 22$ mm
Çark giriş çapı $D_1 = 86$ mm	çark çıkış çapı $D_2 = 236$ mm
Çark giriş genişliği $b_1 = 22$ mm	Çark çıkış genişliği $b_2 = 9.3$ mm
Kanat Sayısı : 6	

Deneylerde kullanılan ölçme cihazlarının özellikleri :

Debi ölçümü

TURBOQUANT marka , SM 59 , klas 1.5

Skala A : 50 m³ / saat , B : 120 m³ / saat ölçme aralığında türbinli tip elektronik debiölçer.

Basınç ölçümü

0 - 4 kg / cm² ölçme aralığında Klas 1.6 olan Metal manometre

Güç ölçümü

3 fazlı elektrik sayacı. Bu deneylerde pompanın şebekeden çektiği güç ölçülmüştür. Dolayısıyla elektrik motoru verimini de içeren sistem verimi hesaplanabilmektedir.

Deneylerde elde edilen ölçüm sonuçlarına göre hesaplanan büyüklükler benzerlik koşullarından yararlanarak tek bir dönme sayısına (1450 d/d) indirgenerek Tablo (3)'de verilmiştir.

Q (l/s)	Hm (m)	P (kW)	η_{sistem}
11.95	10.20	3.615	33.08
11.8	11.21	3.573	36.32
11.5	12.15	3.417	40.09
10.36	12.97	3.332	39.56
9.22	13.8	3.134	39.86
8.5	14.68	3.003	40.82
7.8	15.57	2.869	41.53
4.975	17.02	2.306	36.03
2.06	16.66	1.828	18.41
0	16.95	1.373	0

(Tablo 3) Birinci örnek uygulamada hesaplanan karakteristik değerler.

Hata Hesabı

ISO 2548 C sınıfına göre yapılan örnek hata hesabı ve tablo halinde sonuçlar aşağıda gösterilmiştir.

Örnek hesap :

$$f_{H1} = \pm 1.6 [(4 / 1.72) \%] \times 2 = \pm 7.44 \%$$

$$f_{Hul} = \pm [(7.44^2 + 4 0.2^2)^{1/2}] \% = \pm 7.447 \%$$

Görüldüğü gibi 1.6 sınıfı metal manometre kalibre edilmeden kullanıldığında, basma yüksekliğinde yapılan hata ISO 2548'in izin verdiği üst sınır olan ± 3.5 % değerinin çok üstünde çıkmaktadır.

$$f_{Q1} = f_q = \pm 1.5 \% \times 2 = \pm 3 \%$$

$$f_{Qul} = \pm (3^2 + 0.2^2)^{1/2} \% = \pm 3 \%$$

$$f_{n1} = \pm 0.1 \% \times 2 = \pm 0.2 \%$$

$$f_p = \pm 1.5 \% \times 2 = \pm 3.0 \%$$

$$f_{\eta 1} = \pm [(3^2 + 7.44^2 + 3^2)^{1/2}] \% = \pm 8.56 \%$$

ISO 2548 ± 5.0 % lik bir verim hatasına izin vermektedir.

$$(f_{Hu} H_u)_1 = \pm \% 7.447 \times 16.68 = \pm 1.24 \text{ m}$$

$$(f_{Qu} Q_u)_1 = \pm \% 3.001 \times 0 = \pm 0 \text{ m}$$

$$(f_P P_u)_1 = \pm \% 3 \times 1.969 = \pm 0.0591 \text{ kW}$$

$$(f_{\eta})_1 = \pm \% 8.56 \times 0 = \pm 0$$

Diğer ölçüm noktaları için de aynı işlemler tekrarlanırsa ;

f_{Hu}	f_{Qu}	f_{Pu}	f_{η}
± 16.004	± 3.006	± 3.0	± 16.55
± 14.205	± 3.006	± 3.0	± 14.82
± 12.806	± 3.006	± 3.0	± 13.49
± 11.606	± 3.006	± 3.0	± 12.35
± 10.607	± 3.006	± 3.0	± 11.42
± 9.808	± 3.006	± 3.0	± 10.68
± 9.148	± 3.006	± 3.0	± 10.08
± 8.009	± 3.006	± 3.0	± 9.006
± 7.54	± 3.006	± 3.0	± 8.65
± 7.31	± 3.006	± 3.0	± 8.45

(Tablo 4) Birinci örnek uygulamada hesaplanan hata değerleri

ISO 2548'e göre yapılan hata hesapları sonucunda söz konusu değişkenler için bulunan hata miktarlarından bazılarının izin verilen sınırın çok üstünde olduğu görülmüştür.

ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜK	İZİN VERİLEN SINIR	BULUNAN DEĞER
Debi	$\pm 3.5\%$	$\pm 3.006\%$
Basma Yüksekliği	$\pm 3.5\%$	$\pm 7.31 - 16.004\%$
Mil Gücü	$\pm 3.5\%$	$\pm 3.0\%$
Dönme Hızı	$\pm 2.0\%$	$\pm 2.0\%$
Sistem Verimi	$\pm 4.5\%$	$\pm 8.45 - 16.45\%$

(Tablo 5) İzin verilen değerler ve örnekteki hata miktarlarının karşılaştırılması

Buna göre f_q , f_p ve f_{η} hata yüzdeleri izin verilen sınırlar içerisinde kalmıştır. f_H ve f_{η} değerleri toleransı aşmıştır. f_H değerinin büyük olmasının sebebi kullanılan manometrenin hassasiyetinin az olmasıdır. (1.6 sınıfındadır) f_{η} değeri f_H 'ya bağlı olduğu için o da büyük çıkmıştır. Daha hassas bir manometre kullanmak bu hatayı azaltacaktır. Manometre kalibre edildiği takdirde f_p değeri $\pm 1.0\%$ değerine düşmektedir. Bu durum için hata hesabı tekrar yapılırsa ,

$$f_{H1} = \pm 1.0 \times 2 = \pm 2.0 \%$$

$$f_{Q1} = f_q = \pm 1.5 \% \times 2 = \pm 3 \%$$

$$f_{\eta 1} = \pm 0.1\% \times 2 = \pm 0.2 \%$$

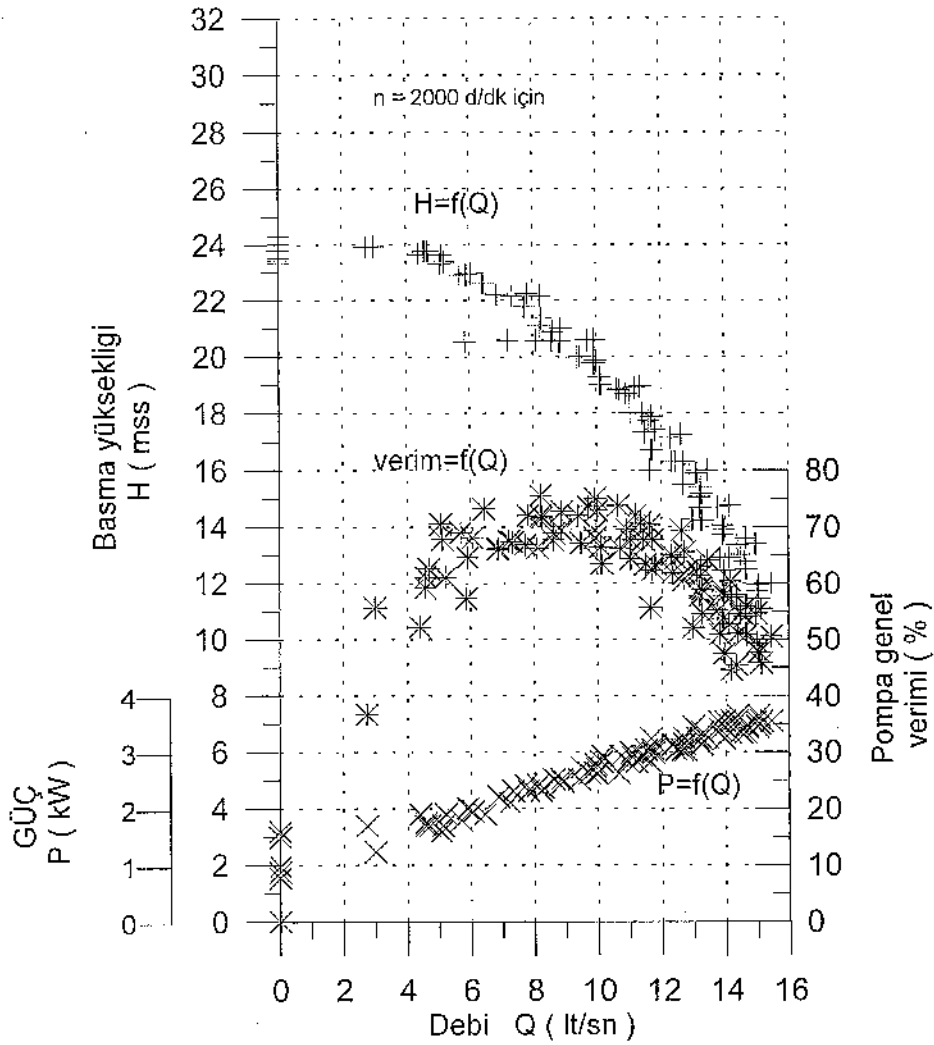
$$f_{\eta 1} = \pm [(3^2 + 2^2 + 3^2)^{1/2}] \% = \pm 4.6 \%$$

Görüldüğü gibi ölçme hassasiyeti ISO 2548'in sınırları içine girebilmektedir.

3.2 İkinci Örnek Uygulama (ISO 2548 C Sınıfı):

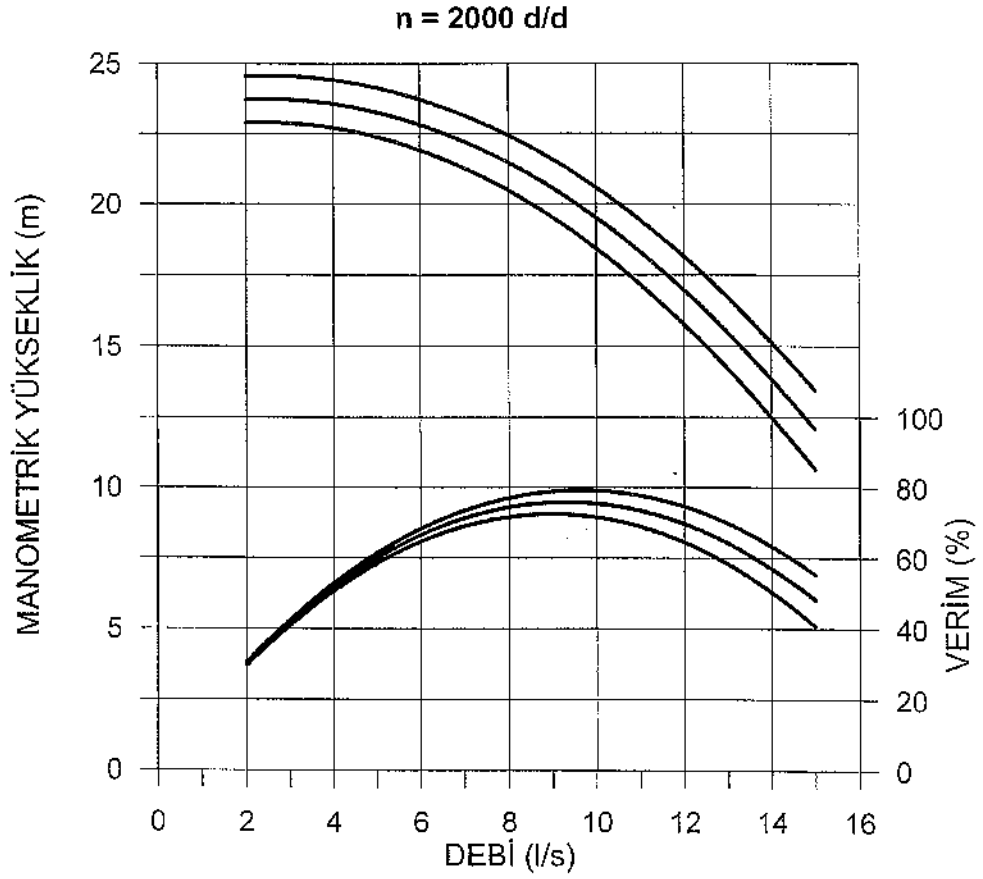
Bu uygulamada İ.T.Ü. Makina Fakültesi , Hidromekanik Laboratuvarı'nda bulunan özel pompa test standı'na bağlanan salyangozlu, tek kademe santrifüj pompa, statoru askıya alınmış doğru akım motoru ile tahrik edilmiştir. Denenen pompaya ait özellikler şu şekildedir,

Çark çıkış açısı $\beta_2 = 32^\circ$, mil çapı $d_{mil} = 20$ mm
Çark giriş çapı $D_1 = 80$ mm çark çıkış çapı $D_2 = 198$ mm
Çark giriş genişliği $b_1 = 22$ mm Çark çıkış genişliği $b_2 = 13$ mm
Kanat Sayısı : 6



Şekil 2 Üç ayrı kişi tarafından toplam 9 kez tekrarlanan pompa testleri

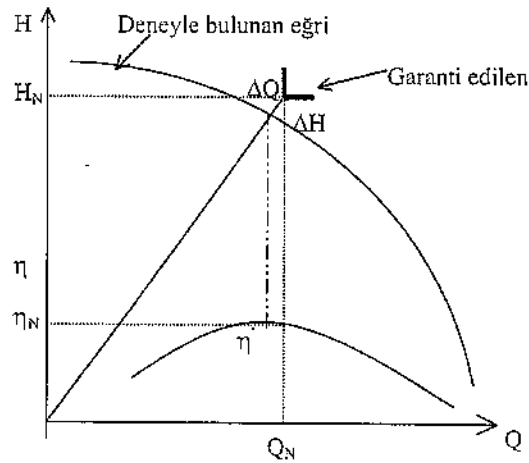
Dokuz kez tekrarlanan deneyin sonuçları toplu olarak Şekil(2) de , ISO 2548'e uygun olarak Şekil(3) de sunulmuştur.



Şekil 3 ISO 2548'e uygun olarak verilen pompa test eğrisi

4. ISO 2548'E GÖRE KABUL TOLERANSI

Pompa alıcılara teknik şartnamelerinde pompanın anma değerleri olan Q_N , H_N , değerlerinin yanı sıra $\pm \Delta Q$ ve $\pm \Delta H$ şeklinde kabul toleranslarını da verebilir. Bu kabul toleransları ISO standartlarında deneyin hassasiyetine göre değişmektedir.



Şekil(4) Nominal nokta için garanti edilen değerlerin kabul toleransı

Deneylerde bulunan sonuçlar kullanılarak $H - Q$, $\eta - Q$ gibi tanım eğrileri elde edildikten sonra ve ISO normlarında belirtilen sınırlar içinde kalmak üzere toplam hatalara göre hata eğrileri çizildikten ve garanti noktasındaki tolerans bölgeleri belirtildikten sonra kontrol işlemine geçilir.

Q_N ve H_N değerleri garanti edilmişse pompa kabulünde aşağıdaki gibi kabul toleransları belirlenip, kabul işlemi tamamlanabilir.

ÖLÇÜLEN BÜYÜKLÜK	ISO 5198 HASSAS SINIF (A SINIFI)	ISO 3555 MÜH. SINIFI 1 (B SINIFI)	ISO 2548 MÜH. SINIFI 2 (C SINIFI)
XH	± 0.015	± 0.02	± 0.04
XQ	± 0.025	± 0.04	± 0.07
X η	± 0.978	± 0.0972	± 0.95

(Tablo 6) Üç ayrı standart için kabul toleransları

Yukarıdaki tablodan alınacak kabul toleransları ile hesap yapıldığında

$$\left(\frac{H_N X_N}{\Delta H} \right)^2 + \left(\frac{Q_N X_N}{\Delta Q} \right)^2 \geq 1$$

şartı sağlanırsa Q_N ve H_N için deney sonuçları kabul toleransları içindedir. Pompa verimi ise benzer şekilde $\eta \geq X\eta$. η_N şartını sağlamalıdır.

5. SONUÇLAR

- 5.1 Pompa üreticisi verdiği pompa karakteristik eğrisinin altına ISO 2548 yazısını koyduğunda, verilen karakteristik eğrisinin, gerçekte, imalat sistematik ölçme hataları nedeniyle, sapacağının ve bir bant şeklinde olduğunu ifade etmektedir.
- 5.2 Alıcı firma garanti edilmesini istediği nominal değerleri ISO 2548'e göre istediğinde kabul toleranslarının sınırlarını tanımlamış olmaktadır.
- 5.3 Kabul deneyleri ISO 2548'e göre yapılacaktır dendiğinde, pompa deneyinde kullanılacak ölçü aletlerinin hassasiyetinin sınırları tanımlanmaktadır. Bu sınırları aşan ölçme sistemi ile yapılacak deneyler yetersiz olacaktır.
- 5.4 Deney sonuçları ISO 2548'e uygun çizilecekse deneyde bulunan noktalardan 2.dereceden bir polinom geçirilecek ve ISO 2548'in izin verdiği hata sınırı $\pm$ olarak işaretlenip karakteristik eğriler bir band şeklinde sunulacaktır.
- 5.5 Garanti edilmesi istenen nominal değerler üzerindeki kabul toleransları teknik şartnamelerde belirtilmişse karakteristik eğri bandı ile bu toleransların oluşturduğu dikdörtgenlerin ortak noktası olup-olmadığına bakılacak, bir tek ortak nokta varsa pompanın kabulü yapılacaktır. Eğer kabulün ISO 2548'e göre yapılması istenmişse deney noktalarından geçirilen eğri kullanılacak ve 4.bölümde anlatılan şekilde

$$\left(\frac{H_N X_N}{\Delta H} \right)^2 + \left(\frac{Q_N X_N}{\Delta Q} \right)^2 \geq 1$$

şartının sağlanıp sağlanmadığına bakılacaktır.

- 5.6 İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarında yapılan deneyler , basınç ölçmelerinden önce manometrelerin mutlaka kalibre edilmesi gerektiğini göstermektedir. Deney noktaları gereken titizliğin gösterilmesine rağmen dağılmaktadır. Bu nedenle sonuçları ISO 2548'e uygun sunmak daha doğrudur.
- 5.7 Pompa teknik şartnamesi yazılırken ISO 2548 (büyük güçlerde ISO 3555) standardına atıf yapılması, teklif verirken eğrilerin bir standarda uygun verilmesi , kabul deneylerinin uluslararası standarda göre yapılması pompa üreticisi ile alıcı arasındaki problemleri azaltacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] ISO 2548 "Centrifugal , Mixed Flow and Axial Pumps - Code for Acceptance Tests - Class C (1973)
- [2] ISO 355 "Centrifugal , Mixed Flow and Axial Pumps - Code for Acceptance Tests - Class CB (1977)
- [3] FLORJANCIC , D ; " Sulzer - Centrifugal Pumps Handbook (1986)
- [4] SIHI GROUP "Basic Principles for the Design of Centrifugal Pump Installations (1988)

SUMMARY

The aim of acceptance test is to make the purchaser and the pump manufacturer agree on technical , hydraulic and mechanical performance.

Proof of guarantee entails costs so the purchaser should define tolerances for nominal point and the manufacturer should declare the sum of construction tolerance and measuring uncertainties.

In this paper , pump tests carried out respect to ISO 2548 and difficulties met during pump acceptance tests are discussed.

RADYAL ÇARK ÇIKIŞINDAKİ BASINÇ ÇALKANTILARI

Esra ÇAKMAK
Borga ÜNLÜER
Haluk KARADOĞAN
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Başta kağıt ve tekstil endüstrisi olmak üzere pompaların kullanıldığı sanayi kollarında, pompa çıkışındaki basınç çalkantılarının belirli sınırlar içerisinde tutulması gerekmektedir. Çıkıştaki basıncın üzerindeki çalkantı değeri, belirli sınırları aştığında, yapılan üretimin kalitesini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu çalışmada; dört adet geriye dönük kanatlı kapalı çark ile yapılan deneylerle, pompa çıkışındaki basınç çalkantıları incelenmeye çalışılmıştır.

Kurulan deney tesisatı yardımı ile çark çıkışında alınan basınç sinyalleri frekans düzleminde incelenmiştir. Olaya etki eden tüm parametreler ele alınarak, özellikle boyutsuz sayılar halinde toplanıp bir genellemeye gidilmeye çalışılmıştır.

1.GİRİŞ

Boru hatlarında akış kontrolünde vanalar / basınç regülatörleri, debi ölçümünde diyaframlar (orifisler) ile geometrik nedenlerle dirsek, ani genişleme / daralma parçaları kullanılmaktadır. Bu elemanlar akış açısından birer aykırılık yüzeyleri olup, akışa sürekli olarak yaklaşık periyodik yapıda vorteksler üretirler. Bu vortekslerin yarattığı rahatsızlıkların boru sisteminin akustik, mekanik v.b. yapısı ile akuple olması sonucunda dikkat edilmesi gereken titreşim problemleri ortaya çıkabilmektedir.

Bu titreşimlerin varlığı söz konusu ise sistemde yapılan debi, hız ve basınç gibi hidrolik ölçmelerde hatalar olabilmekte, oluşan vorteksler yaklaşık periyodik yapıda olduklarından zorlanmış titreşimlere ve bunun sonucunda yorulma, çatlaklar ve sistem tahribatına kadar oluşan zararlar ortaya çıkabilmekte, sistemdeki enerji kayıpları artmakta ve ayrıca oluşan gürültülü ortam insanları rahatsız edebilmektedir. Ayrıca pompaların beslediği sistemler üzerinde görülen titreşimler yol açtığı arızalar nedeni ile maliyetleri arttırabilirken çeşitli sanayi kollarında üretimin kalitesini etkileyebilmektedir.

Türbülanslı akımın cidardan ayrılması ile buna bitişik olan akustik rezonatörün (boru, boşluk v.b.) zamana bağlı olan karşılıklı etkileşimi, pek çok mühendislik sisteminde rastlanan, akış tarafından yaratılan titreşimin özünü oluşturmaktadır. Yapılan testler sonucunda, pompalı sistemlerde oluşan titreşimin uyarıcısı olabilecek titreşimlerin kaynağı olarak dönel veya hacimsel pompalar görülmektedir.

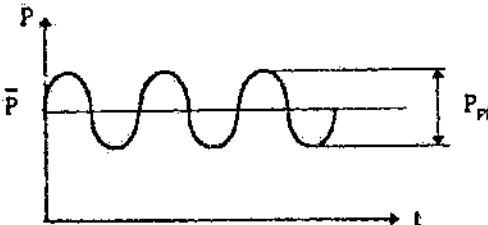
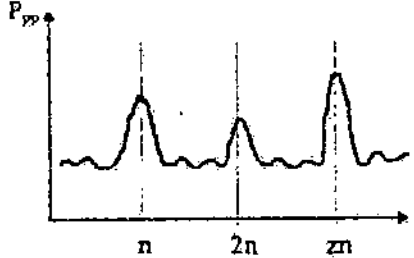
Hidrodinamik ile ilgili mühendislik uygulamalarında karmaşık boru donanımları, çeşitli hacimler ve tanklar görülebilmektedir. Bütün sistem davranışının incelenmesinde sistemin rezonans şartlarına ve sistem içindeki akış dinamiğinin ayrıntısına çok az önem verilmektedir. Oysa sistemdeki çeşitli aykırılıkların oluşturduğu rahatsızlıkların, sistemin rezonans şartları ile birleşmesi halinde bu rahatsızlıklar amplifiye olmakta ve sistem içinde " sanki duran dalga " diye adlandırabileceğimiz davranış biçimi ortaya çıkabilmektedir.

Sistem tasarımcıları bir rezonansa yol açmasa bile, ürün kalitesi açısından, çıkış flanşındaki basınç çalkantıları küçük olan pompaları tercih etmek yoluna gitmektedirler. Bu yöntemin ne kadar doğru olduğu tartışılabilir. Zira küçük genlikli bile olsa sistemi uyarıp rezonansa götürebilecek frekanstaki basınç çalkantıları aynı istenmeyen sonucu doğurabilmektedir.

2. RADYAL ÇARKLARDA BASINÇ ÇALKANTILARI

Başta kağıt ve tekstil endüstrisi olmak üzere pompaların kullanıldığı sanayi kollarında, pompa çıkışındaki basınç çalkantılarının belirli sınırlar içerisinde tutulması gerekmektedir. Çıkıştaki basıncın üzerindeki çalkantı değeri, belirli sınırları aştığında, yapılan üretimin kalitesini olumsuz yönde etkilemektedir. Darbesiz olarak çalıştığı kabul edilebilen bir santrifüj pompa için istenen çalkantı sınır özellikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Frekans (Hz)	SINIR DEĞERLER (Hangisi Büyükse)	
	$\frac{P_{pp}}{\bar{P}_c + \rho \frac{v_c^2}{2}}$ (%)	P_{pp} (kPA)
n	0,005	1
2 x n	0,005	1
z x n	0,005	
< n	0,01	

(Tablo – 1) : Pompa için istenilen çıkıştaki çalkantı sınırları [1]

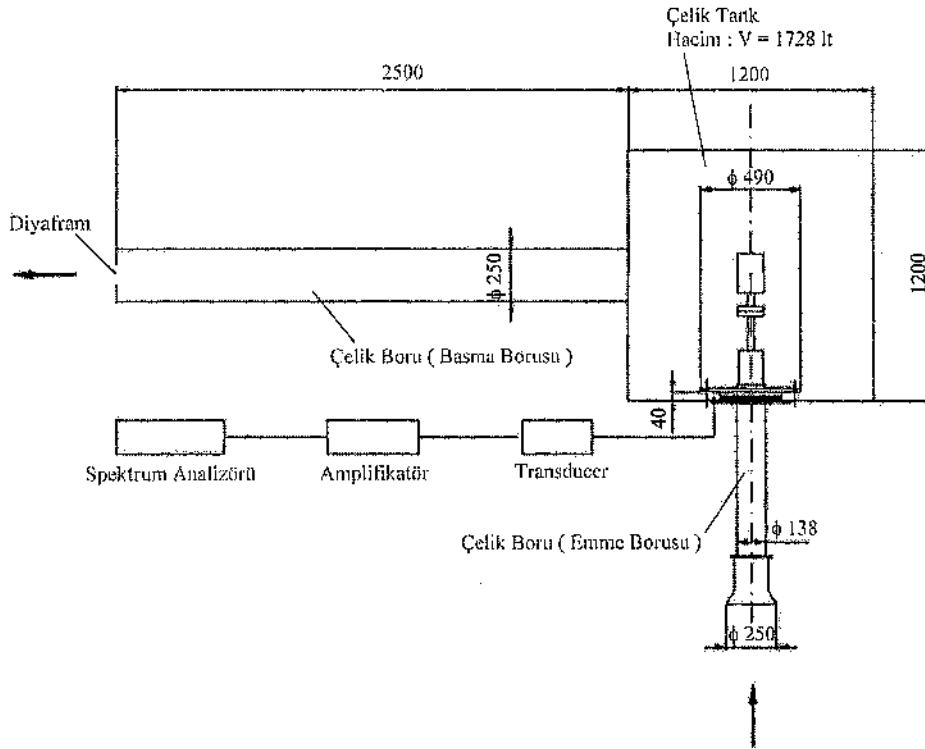
- n : Dönme frekansı
- z : Kanat Sayısı
- P_{pp} : Tepeden tepeye Basınç Genliği
- $\bar{P}$: Ortalama Basınç
- $\bar{P}_c + \rho \frac{v_c^2}{2}$: Çıkış Flanşındaki toplam yük

3.DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Basınç çalkantıları üzerine mühendislik ölçeğinde bilgi üretmek üzere (1) nolu kaynaktan belirtilen ölçmelerin sistematik olarak taranması yoluna gidilmiş ve İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı 'nda deneyler yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir.

3.1 Hava ile Yapılan Deneyler :

Hidromekanik Laboratuvarında kurulan deney tesisatı (Şekil 1) de görülmektedir.



(Şekil – 1) : Deney Tesisatı

Deney tesisatında çark çıkışından basınç duyargası yardımı ile alınan sinyaller, amplifikatörde yükseltildikten sonra bir spektrum analizörüne aktarılmış ve toplanan dataalar çözümlendikten sonra frekans düzleminde grafiksel olarak incelenmiştir.

3.2 Deneylerde Kullanılan Kapalı Çarkların Özellikleri :

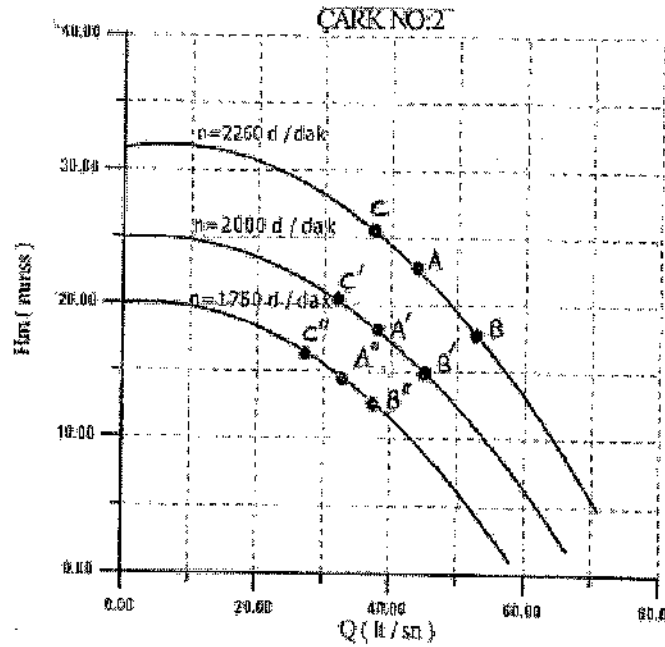
Hidromekanik Laboratuvarında yapılan deneylerde her birinin kanat sayıları farklı 4 adet geriye dönük kanatlı çark denenmiştir. Böylelikle değişen kanat sayısı ile çark çıkışındaki basınç titreşimi arasındaki ilişki araştırılmıştır. Kullanılan çarkların özellikleri Tablo (1)' de görülmektedir.

ÇARK NO	KANAT SAYISI (z)	D ₁ (mm)	D ₂ (mm)	b ₁ (mm)	b ₂ (mm)	β_2
1	8	132	300	34	24	32
2	9	132	300	33	22	29
3	6	132	300	32,5	24	32
4	7	132	295	36	24	32

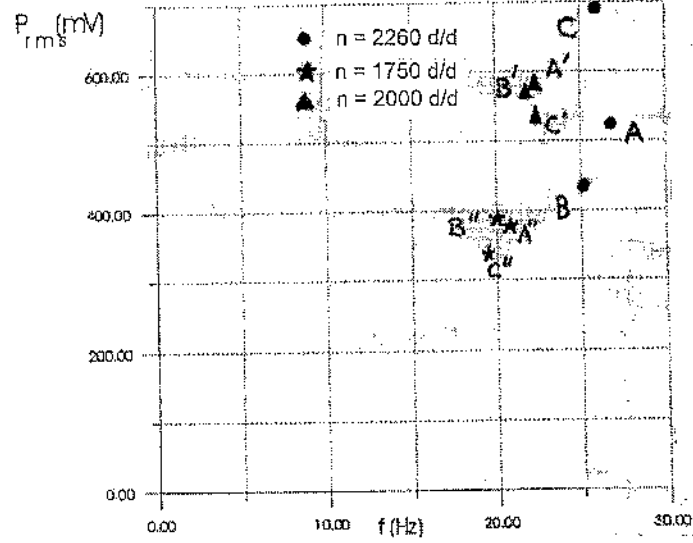
(Tablo - 2) Deneyde kullanılan, geriye dönük kanatlı, kapalı çarkların özellikleri

3.3.Yapılan Deneylerde Kullanılan Ölçme Aletleri :

Basınç Transdüseri : HBM PD1/0.01 ND (0.1 bar) , WD (0.01 bar), f_0 (450 Hz)
Amplifikatör : HBM amplifier system MGC , Model No : MC 55
Analizör : HP 3582 A Spectrum Analyzer



(Şekil - 2) : 2 numaralı çarka ait $H_m - Q$ eğrisi



(Şekil – 3) : Çark 2 için belirlenen noktalarda spektrum analizöründen okunan değerleri

4. TÜRBOMAKİNA ÇIKIŞINDAKİ BASINÇ ÇALKANTILARININ BOYUTSUZ OLARAK İFADE EDİLMESİ :

Basınç çalkantılarının incelenmesi ile ilgili deneyleri yaparken temel amacımız pek çok veri toplayıp, sistematik çözümleme yoluna gidilerek olayı kontrol eden boyutsuz sayıları saptayarak bir genelleştirmeye gitmektir.

Boyutsal çözümleme yapıldığında 4 bağımsız boyutsuz π sayısı ile karşılaşılmaktadır :

$$\pi_1 = \frac{gH}{n^2 \cdot D^2} \Rightarrow \Psi \quad \text{Basınç Sayısı}$$

Çark çevresindeki çevresel hız $u_2 = \pi \cdot D \cdot n$ olduğundan basınç sayısı

$$\Psi = 2gH / u_2^2 = 2gH / \pi^2 \cdot D^2 \cdot n^2$$

şeklinde tanımlanır .

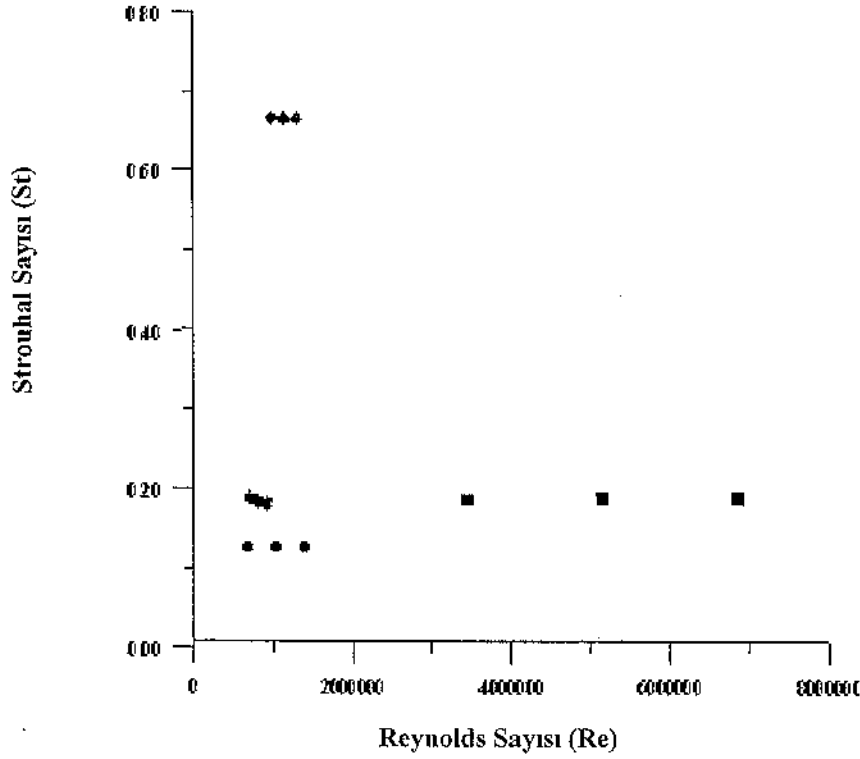
$\pi_2 \Rightarrow \Phi = \frac{Q}{n \cdot D^3} \Rightarrow \text{Debi Sayısı}$ (Q, Çark çıkışındaki akışkanın debisi , n , devir sayısı ve D çark çıkış çapı olarak alınmıştır .)

$$\pi_3 = \frac{f \cdot D}{u_2} = St \Rightarrow \text{Strouhal Sayısı (St = } \frac{f \cdot D}{u_2} \text{ şeklinde tanımlanan Strouhal sayısındaki f (Hz),}$$

deneylerde spektrum analizöründe görülen (mV) cinsinden en yüksek genlikli Prms değerine sahip olan ve bu nedenle de baskın frekans kabul edilen frekans değerleridir.

$$\pi_4 = H'/H = A = \text{Boyutsuz Çalkantı Şiddeti}$$

Yukarıdaki tanımlanan şekilleri ile Reynolds Sayısının Strouhal Sayısı ile değişimleri (Şekil – 4) de sunulmuştur.

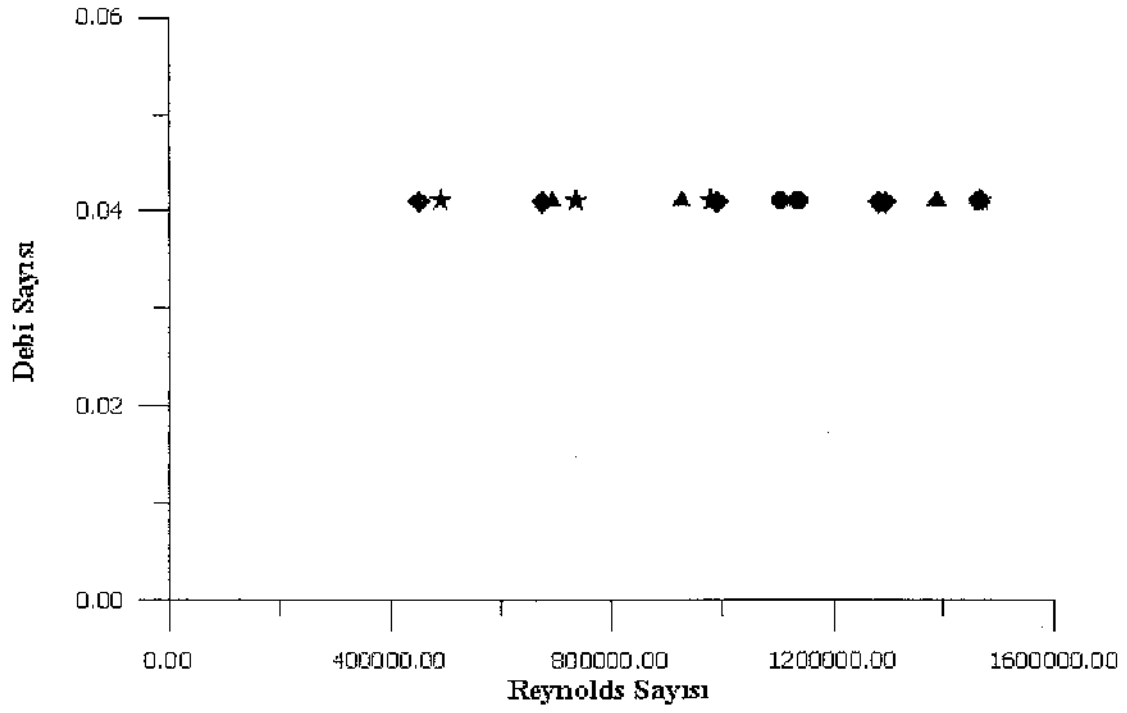


(Şekil – 4) : Tüm Çarklara ait Reynolds Sayısı – Strouhal Sayısı Değişimi

Tüm çarklara ait Reynolds - Strouhal Sayıları değişimleri incelenildiğinde değişim karakterlerinin aynı olduğu gözlenmiştir. Daha çok data alınarak ve daha çok sayıda çark üzerinde inceleme yapılarak, bir genellemeye gidilebilmesi mümkün olacaktır. Tüm bu çalışmalar sırasında Reynolds sayısı $Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{c_2 m_1 D_2}{\nu}$ olarak tanımlanmıştır. Çark çıkışındaki meridyenel hız $c_2 m_1$ ile gösterilmektedir.

4.1. Reynolds Sayısı - Debi Sayısı Değişimi

Denenen tüm çarklar için Debi Sayısının Strouhal Sayısı ile değişimi tek bir grafik üzerinde toplanmıştır (Şekil – 5).



(Şekil – 5) Tüm çarklara ait Reynolds Sayısı, Debi Sayısı Değişimi

5.SONUÇLAR

1.. Yapılan çalışmalar sonucunda Reynolds sayısının Strouhal sayısı ile değişiminin farklı çarklar için aynı karakterde olduğu gözlenmiştir. Bu konu ile ilgili bir genelleştirmeye gidilebilmesi için farklı daha fazla çark üzerinde inceleme yapılması gerekmektedir.

2. Yapılan çalışmalar sonucunda; elde edilen baskın frekans değerlerinin motorun dönme frekansından daha küçük mertebelerde olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca devir sayısının azalması ile çalkantı şiddetinde de azalma olduğu belirlenmiştir.

3. Yapılan deneylerde tasarım noktasından sapma durumlarında çalkantı şiddetlerindeki farklar her çark için farklı karakterdedir ve gözlenen farklılıklar önemsenecek kadar azdır.

4. Pompa şartnamelerinde, çıkış basınç çalkantılarını sınırlayan şartlar sıkça görülmektedir.

5. Pompa tıreticileri kendi pompalarının çıkış basınç çalkantılarının yapısını bilmek durumundadırlar.

6. Olayı genelleştirebilmek için pek çok pompa ve çark üzerinde sistematik ölçümler yapılmalıdır. Bu amaçla değişik pompaların ve çarkların denemesine ve titreşimlerin çözülmesine devam edilmektedir.

0

+

6.KAYNAKLAR

(1) KARADOĞAN,H.,URUN,N., "Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantıları" 2.Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı (1996)

(2) CHU,S.,DONG,R.,KATZ,J., "Relationship Between Unsteady Flow ,Pressure Fluctuations and Noise in a Centriugal Pump "J.of Fluids Engineering ,vol.117 (1995)

(3) ÖZGÜR,C., KARADOĞAN,H., "Radyal türbomakinaların Çark Çıkışında Hız Ölçmeleri",1.Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı (1979)

7.SUMMARY

Pressure fluctuations on the discharge of radial fans may affect product quality in negativa manner .In this study, pressure fluctuations are measured and analysed by simple methods.

ROTOR DİNAMİĞİ

Tuncer TOPRAK
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

ÖZET

Makina guruplandırılmasında önemli bir yer tutan dönen makinalar sanayide, deniz, kara ve hava taşıtlarında, santrallerde, su makinelerinde, ev araçlarında ve benzeri çok geniş bir kullanım alanında karşımıza çıkarlar. Dönen bir parçası olmayan bir makineyi tanımlamak bile bazen güçtür. Bu kadar geniş uygulama alanı olan dönen makinelerin istenen şartlarda ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamak bakımından rotor dinamiği büyük önem arzeder. Yirminci yüzyıldan evvel dönen millerin ve yatakların birbirini etkiledikleri bile bilinmiyordu. Güç kaybını azaltması bakımından rotor balansına biraz önem verilirdi. Yirminci yüzyılın ilk yıllarında, sanayideki gelişmelerle birlikte birinci ve hatta ikinci kritik hızın üzerinde çalışan yüksek hızlı makineler tasarlanmaya başlandı. Bundan sonra, millerdeki esnekliğin, yataklamanın, makine teme tasarımının önemi ve sistem dinamiğine etkisi daha iyi anlaşıldı.

Makinelerin dönen parçalarındaki dengesiz kütleler, eksen kaçıklıkları, aşınmalardan oluşan boşluklar, tasarım hataları ve benzeri sebepler titreşimlerin oluşmasına ve sistemin performansında düşmelere neden olurlar. Bu bakımdan rotorların gerek tasarımı ve gerekse işletmesi sırasında dinamik yönden optimum şartların sağlanması işletmelerin en önemli sorunlarından biri olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu çalışma, rotor dinamiğinin esasları, titreşime neden olan ana faktörler ve rotor dinamiğinde diagnostik kriterleri ve çözüm için yaklaşımları içermektedir.

1. GİRİŞ

Makinelerin tasarım karakteristikleri ve uygulanan dış kuvvetler vs. gibi işletme şartlarının değişik olması ortaya çıkan titreşimlerin matematik modelini çok geniş bir spektruma yaymakta, bir tek formülasyon ve tasarım modeli ile çözüme yaklaşmak mümkün olmamaktadır. Bu bakımdan konuyu genel boyutta ele alarak, rotor dinamiğini etkileyen nedenleri, titreşim modellerini ve hata teşhis kriterlerini incelemek yararlı olacaktır.

Genelde rotorlarda eğilme titreşimleri (transvers titreşimler), eksenel titreşimler ve torsiyonel titreşimler oluşurlar. Bu titreşimler de ya dışardan gelen dinamik etkilerle zorlanmış titreşim şeklinde veya sistemin içinden kaynaklanan ve kendini besleyen titreşimler şeklinde tanımlanırlar. Mil ve rotorlarda en sık rastlanan zorlanmış titreşim, dönen dengesiz kütlelerin neden olduğu titreşimlerdir. Bu titreşimlerde eğer dönme frekansı ile sistemin doğal frekanslarından biri birbirine yakın değerlerde ise, titreşimin genliği istenmeyen boyutlara çıkar ve eğer bu değerler birbirine eşit ise rezonans dediğimiz olay meydana gelir ve teorik olarak sonsuz genlikli titreşimler oluşur, pratik olarak sistem parçalanabilir. Böyle bir durumda titreşimi önlemek veya genlikleri kabul edilebilir boyutlara indirmek için aşağıdaki önlemler alınabilir.

- Sistemin doğal frekansları işletme frekansının (dönme frekansı) yakınında olmayacak şekilde boyutlandırma yapmak,
- Bir sönüm modeli uygulayarak genlikleri azaltmak,
- Dengeleme yaparak ve varsa eksen kaçıklığını minimize etmek,
- Sistemi çevreden izole etmek.

Dönen dengesiz kütlelerin oluşturduğu titreşimleri daha iyi tanımlamak ve incelemek için bir matematik model olarak *Jeffcott Rotor*' unu tanımlamak yararlı olacaktır. Jeffcott Rotor modelinde, şekil 1, görüldüğü gibi, merkezi kütle, iki tarafından kütlesi ihmal edilebilen esnek ve yataklanmış millerle taşınmaktadır. Yataklama ya rijit veya esnek olabilir.

1.1 Rijit Yataklanmış Jeffcott Rotor Modeli

Rotoru oluşturan diskin kütle merkezi ile geometrik merkez kaçıktır ve aralarında q kadar bir mesafe vardır (şekil 1 a). Dönme hızı arttıkça merkezkaç kuvvetler nedeni ile b geometrik merkezi dışa doğru uzaklaşır. Oluşan zorlanmış titreşimin çözümü ile

$$w = \frac{r^2}{[(1-r^2)^2 + (2\xi_r r)^2]^{1/2}}$$

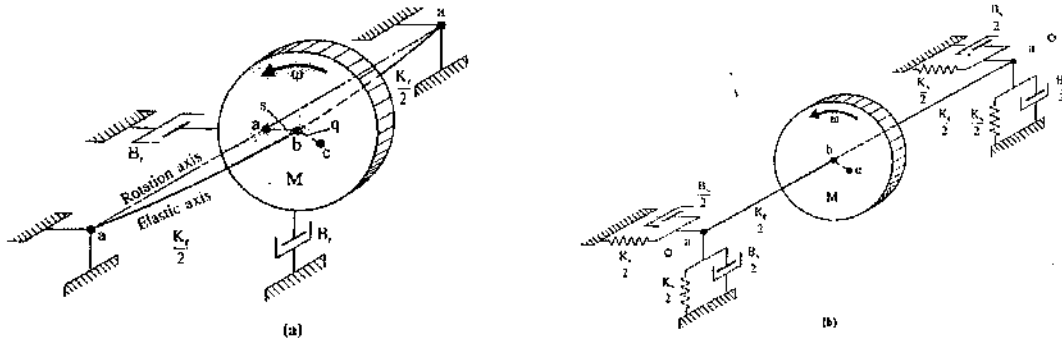
genlik büyütme faktörü ifadesi bulunur. Burada;

$$w = \frac{r_b}{q}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_0}$$

$$\omega_0 = \left(\frac{K_r}{M}\right)^{1/2}$$

$$\xi = \frac{B_r}{2M\omega_0}$$



Şekil 1. Jeffcott Rotor Modeli
(a) Rijit yatak modeli, (b) Esnek yatak modeli

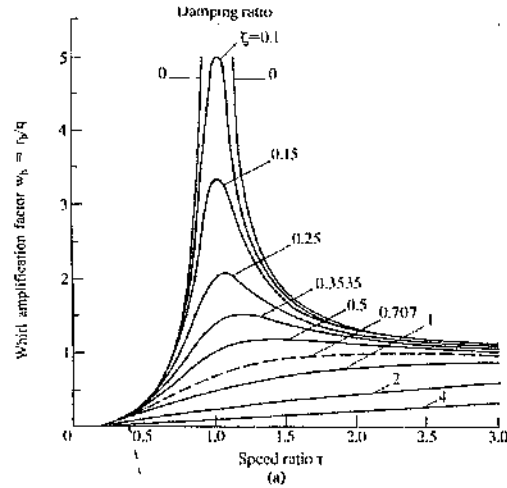
Genlik büyütme faktörünün r ile değişimi Şekil 2 de görülmektedir. $\tau=1$ değerinde genlikler sönüm değerine bağlı olarak değişir ve sönümsüz halde sonsuz değerini alır. Çok büyük hızlarda genlik büyütme faktörü birim değere ulaşır. Bu durumda rotor kesitindeki kütle merkezi c ile dönme merkezi çakışır. Bu durumda rijit olarak yataklanmış Jeffcott rotor modelinde sadece kritik hızın geçişi sırasında oluşan büyük genlikler önem kazanır.

1.2 Esnek Yataklanmış Jeffcott Rotor Modeli

Bu modelde, rotor ve stator, her ikisi de esnek elemanlar olarak alınmıştır. Bu modelde sönüm sadece yataklama ile ilişkilidir ve rotor tam rijit kabul edilir. Bu yaklaşım bilhassa yüksek hızlar için iyi bir yaklaşımdır (Şekil 1.b). Bu özel durum Şekil 1.a daki sisteme matematiksel olarak eşdeğerdir. Sönümsüz kritik hız,

$$\omega_1 = \left(\frac{K_s}{M}\right)^{1/2}$$

olarak tanımlanır. Burada K mesnetin rijitliği ve M rotorun kütlesidir. Bu modelin matematiksel çözümünden



Şekil 2. Genlik büyütme faktörünün hız oranı ile değişimi

bulunur. Burada;

$$c_1 = 1 - (1 + \kappa) r^2$$

$$c_2 = 1 - r^2 \cdot \kappa$$

$$c_3 = 2 r \eta$$

$$\kappa = \frac{K_s}{K_r}$$

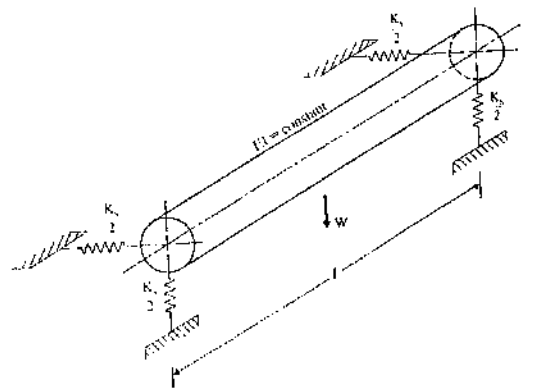
$$\eta = \frac{B_y}{2 M \omega_0}$$

boyutsuz katsayılar olarak tanımlanmıştır.

1.3 Üniform Kesitli Rotor

$$w = \frac{r^2}{[c_1^2 + (c_3 \cdot c_2)^2]^{1/2}}$$

Jeffcott rotor modelinde mesnetler arasında yayılı kütlelerin etkisi yok sayılmıştır. Yayılı kütle alınması durumunda sistem sonsuz serbestlik dereceli (sürekli ortam) bir sistem olacağından sonsuz sayıda kritik hız sözü konusu olacaktır. Her bir kritik hız karakteristik bir mod şekline sahip olacaktır. Dairesel kesitli, üniform yayılı kütleyle sahip ve uçlarından yataklanmış model Şekil 3 te görülmektedir. Esneklik sönümsüz yayılarla



Şekil 3. Esnek olarak yataklanmış üniform kesitli rotor model

tanımlanmıştır.

Rotor elastik eğrisinin dinamik diferansiyel denkleminin çözümü ile sonsuz serbestlik dereceli sistemin kritik hızları bulunabilir. Bu çözüm sonucunda rijit mesnetli hal için birinci kritik hız,

$$\omega_1 = \pi^2 \left(\frac{gEI}{WL^3} \right)^{1/2}$$

şeklinde bulunur. Burada;

g : Yerçekimi ivmesi

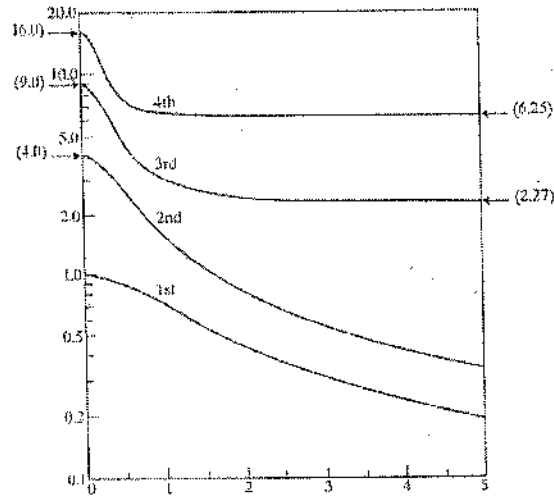
E : Rotor malzemesinin elastisite modülü

I : Rotor kesitinin atalet momenti

W : Rotorun toplam ağırlığı

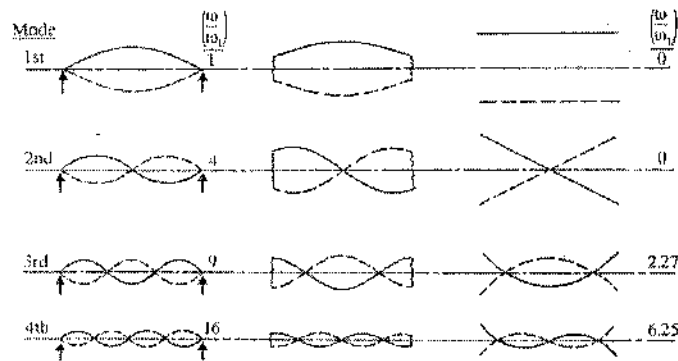
L : Rotorun mesnetler arası uzunluğudur.

Sonuçlara göre birinci ve ikinci kritik hız, yatak esnekliği arttıkça azalmakta, üçüncü ve dördüncü kritik hızlar yatak esnekliği arttıkça önce azalmakta daha sonra biri 2.27, diğeri de 6.25 değerlerinde sabit kalmaktadır. Bu iki mod her iki ucu serbest sistemin ilk iki moduna karşılık gelmektedir.



Şekil 4. Kritik hızların rotor esnekliği ile değişimi

Üniform kesitli rotorun ilk dört modunun değişik esneklik derecelerinde aldığı formlar şekil 5 te görülmektedir.



Şekil 5. Değişik yatak esnekliği için üniform kesitli rotorun ilk dört mod şekli

2. ROTOR DİNAMIĞİNDE DİAGNOSTİK ANALİZ

Çok sayıda değişik karakterdeki elemanlardan oluşan makinalarda, bu elemanların neden olduğu titreşimler de değişik karakterlerde olur. Bir makinanın herhangi bir konumundan ölçülen titreşim spektrumunda frekans analizi ile titreşime neden olan teşhis edilebilir. Belirli bir tecrübe gerektiren bu teşhis analizinde değişik makine elemanlarının neden olduğu titreşimleri karakterize eden kriterlerden yararlanılır. Rotorlarda titreşime neden olan en önemli hatalar,

- Rotor dengesizliği
- Mil kaçıklığı
- Kaymalı yatakta yağ kamçılması

şeklinde sıralanabilir.

2.1 Rotor Dengesizliği

Yüksek devir hızları nedeniyle, modern makinalarda dengelenmemiş küçük kütleler bile önemli atalet kuvvetlerinin doğmasına yol açarlar. Bu kuvvetler zaman zaman büyük genlikli titreşimler oluşturarak, sistemi ve bağlı olduğu temelleri tehlikeli şekilde zorlarlar. Genellikle rotorların imalatı sırasında yapılan geometrik hatalardan, aşınma ve değişmelerden, diğer bir deyişle kütle dağılımının dönme eksenine göre tam simetrik olmamasından kaynaklanır.

Rotor dengesizliği en çok rastlanan makine hatasıdır ve radyal doğrultuda titreşim oluşturur. Genelde dönme frekansında olan bu radyal titreşimler, bazı durumlarda dönme frekansının harmoniklerinde de kendini gösterebilir. Bu tip hataların teşhisi, kritik hızda dönen rotordan, diğer hız frekanslarını filtreleyerek, deplasman genliği ve faz açısı ölçülerek yapılabilir.

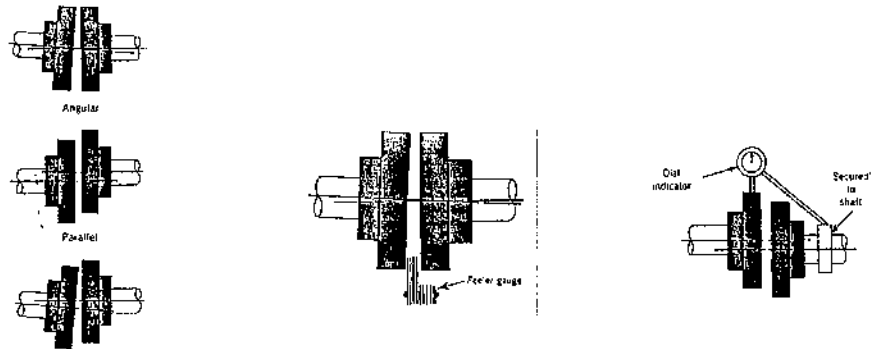
Rotorun geometrisine ve dengesiz kütlelerin durumuna göre statik balanssızlık (kuvvet dengesizliği) ve dinamik balanssızlık (moment dengesizliği) şeklinde iki tip balanssızlık tanımlanır. Birinci tipte, bir tek düzlemde dengeleme yapılırken, ikinci tip (dinamik dengesizlik) için iki düzlemde dengeleme yapılır.

Dengeleme yapılırken teorik olarak hiçbir dengesizlik olmaması gerekir. Ancak üretim hataları, montaj hataları, aşınmalar ve eksen kaçıklığı gibi faktörler tam dengelemeye olanak vermez. Makinanın karakteri, gördüğü iş vs. gibi durumlar da dikkate alınarak ve uluslararası standartlar da göz önünde bulundurularak belirli bir balans kalitesinin tutturulmasına çalışılır. Bu konudaki ve yaklaşık olarak aynı şartları tanımlayan standartlar VDI 2060, ISO 1940, TS 2576 ve TS 2782 dir.

Rotorların sistemden ayrılmadan, gerçek çalışma şartları ile yerinde dengelenmesi hem çok pratik ve hem de daha gerçekçi bir yöntemdir.

2.2 Mil Kaçıklığı

Gerek montaj sırasındaki dikkatsizlikten ve gerekse işletme şartlarında termal genleşmelerden vs. birbirine kavramalarla bağlanan mil veya rotor eksenleri birbiriyle çakışmazlar. Eksen kaçıklığı genel üç değişik karakterde olabilir. Bunlar, eksenlerin paralel olması, eksenlerin birbiriyle belirli bir açı yapması ve bu iki halin birlikte oluşması şeklindedir, şekil 6. Bu durumda yataklara ilave yükler gelmekle beraber sistemde titreşimler büyük ölçüde artar.

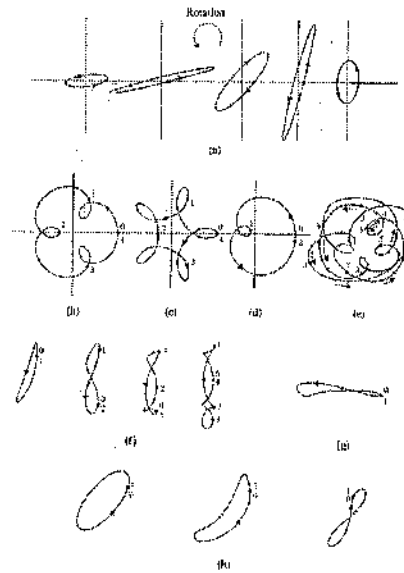


Şekil 6. Değişik eksen kaçıklıkları ve şematik kontrol yöntemleri

Mil kaçıklığından oluşan titreşimler, dengesizlik sonucu ortaya çıkan titreşimlere benzer olarak, dönme frekansında, bazen dönme frekansının iki ve bazen de üç katında kendini gösterirler. Ancak dengesizlik halinden farklı olarak eksenel doğrultuda da titreşim bileşeni içerirler. Hatta bazı durumlarda eksenel doğrultudaki titreşim bileşeni, radyal doğrultudaki titreşimlerden daha büyük genlikler oluşturur.

2.3 Eksenin Yörünge Analizi

Titreşim yapan sistemde rotor ekseninin yörüngesinin belirlenmesi bilhassa dengesizlik ile eksen kaçıklığının oluşturdukları titreşimleri birbirinden ayırmak için en iyi yöntemdir. Değişik durumlar için alınmış eksen yörüngeleri şekil 7 de görülmektedir. Kütle dengesizliğinden oluşan eliptik yörüngeye karşılık, eksen kaçıklığında yayılmış ve sekiz şeklinde eksen yörüngeleri oluşur (şekil 7 h). Asimetrik makinalarda (asal eksenlerin biri üzerindeki doğal frekans ortogonal asal eksenlerdeki frekanstan farklı) eksen yörüngesi, şekil 7 a da görüldüğü gibi, uzamış elips şeklindedir.



Şekil 7. Değişik eksen yörüngeleri

3. TİTREŞİM STANDARDLARI

Makinaların kabul edilebilir titreşim seviyelerini tanımlayan değişik uluslararası standartlar mevcuttur. Bunlar, API (American Petroleum Institute), ISO (International Standards Organization), ANSI (American National Standards Institute) ve benzeri kuruluşların değişik makine grupları için, değişik ölçüm, konumlarını ve kabul edilebilir sınır değerleri tanımlayan standartlardır.

Standartların çok olması ve bir kısmının titreşim genliğini tepeden tepeye (peak to peak), bir kısmının sadece tepe değeriyle ve diğer bir kısmının ise RMS değeriyle tanımlaması uygulamada bazen kararsızlıklara neden olur. Bir kısım standartlar da mİle göre izafi genlik değerleri için tanımlanmışlardır. Amerika ve Kanada genliğinin maksimum değerini sınırlayan standartlar geliştirirken, Avrupa ülkeleri RMS değerlerini esas alırlar.

Genel olarak titreşim standartları, makinaların tip ve güçlerine göre değişim gösterir. Bir titreşim standardı ölçmelerin hangi konumlardan, nasıl ve ne tip aletlerle, hangi şartlarda yapılacağını ve bu şekilde elde edilecek datanın ne şekilde analiz edileceğini belirtmelidir.

Genelde, titreşim standartları üç ana ilke için geliştirilirler:

- Tüketicinin korunması,
- Özel ihtiyaçlar için uygun makine veya malzemeleri seçmeye yardımcı olunması,
- Makinaların performanslarının izlenip, analiz edilerek hata ve arıza teşhisinde yardımcı olunması.

Aşağıdaki tablo birkaç önemli kuruluşun standartlarına uyan, makinelerin gücünü üç grupta toplayan sınır değerleri tanımlamaktadır.

Kabul Edilemez	Kabul edilemez	Kabul edilemez	45.
		Sınırdaki Kabul Edilebilir	28.
Sınırdaki Kabul Edilebilir	Sınırdaki Kabul Edilebilir	Kabul Edilebilir	18.
		Kabul Edilebilir	11.2.
Kabul Edilebilir	Kabul Edilebilir	Kabul Edilebilir	7.1.
		Kabul Edilebilir	4.5.
İYİ	İYİ Özel temeller üzerine oturtulmuş orta büyüklükte makineler	Kabul Edilebilir	2.8.
		Kabul Edilebilir	1.8.
Küçük Makineler	İYİ Özel temeller üzerine oturtulmuş orta büyüklükte makineler	Kabul Edilebilir	1.12.
		Kabul Edilebilir	0.71
		Kabul Edilebilir	0.45
		Kabul Edilebilir	0.28
		Kabul Edilebilir	0.18
GURUP I	GURUP II	GURUP III	mm / sn
15 kW den küçük	15 - 75 kW	75 kW den büyük	

4. KAYNAKLAR

1. Ehrich, F. F., "Handbook of Rotordynamics", Mc Graw – Hill, Inc., 1992.
2. Rao, J. S., "Rotor Dynamics", Wiley Eastern Limited, 1983.
3. Lalanne, M., Ferraris, G., "Rotordynamics Prediction in Engineering", John Wiley and Sons, 1990.
4. Goodwin, M. J., "Dynamics of Rotor – Bearing Systems", Unwin Hyman, 1989.
5. Toprak, T., Belek, T., "Endüstriyel Tesislerde Makine Performansının İzlenmesi ve Bilgisayar Destekli Bakım Planlaması", İ.T.Ü. Makine Fakültesi, Sürekli Eğitim Kursları, 1993.

PASSIVE CORROSION PROTECTION OF WELDED STEEL PIPES

Gerald PONSCHAB

Akın TURAN

Arif ALBAR

Ayhan ÖZTÜRK.

Mannesmann-Sümerbank Pipe Industry, Izmit (MSBE T.A.Ş.)

ABSTRACT

Iron and steel are used in many and various constructions and equipments. The high affinity of iron to hydroxidic elements-the original composition of iron as oar – makes it neessary, to save and to protect iron products. Fundamentals of corrosion – theory, usual protection methods and practical applications at MSBE ‘ pipe production plant are presented. It is underlined, that only a combination of coatings establishes the best performance qualities.

1. CORROSION ELEMENTALS

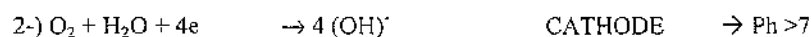
1.1.Steel has excellent properties :

- High strength steel with good formability (yield strength/charpy – notch-energy)
- Weldability/construction system
- Processing/production variety (pilling, roof-constructions, cylinder- energy-transport)

1.2.Disadvantage of steel :

Corrosion causes damages and failures in contructions out of steel (50 % of energy pipelines failures in the first 5 years due to corrosion effects). The yearly costs for correction protection/correction reach approximately 3 % of a states budget.

1.3.Corrosion reactions :



Pictures 1 show typical sources for forming corrosion cells.

1.4.Types of corrosion :

Chemistry	electrochemical	: aqueous,electrolyte (water)
	Chemical	: gas (high temperature), Cl ₂
	Straycurrent	: electric railways, direct uniform current in soils

Outlook /Appearance	homogenous	: atmospheric H ₂ O + O ₂
	Local	: hole, pin.-c.
	Contact	: different materials Cu/CuSO ₄
	Air/water-zone	
	Stress caused (HIC)	: welding area, micro-macro-effects

2. PROTECTION AGAINST CORROSION

DIRECT MEASURES

2.1.Passive (coating/lining) :

- 1) Hindering entrance/contact of aggressive medium
- 2) Passivating the surface (protective layer)
- 3) Separating the corrosion causing elements
 - paint systems (primers)
 - inorganic (cement mortar, metallic cover)
 - organic, high performance systems: Epoxy (Zn-rich, flowcoat, FB, solvent free 2-component-Epoxy)
 - Polyethlen (LD/HD)
 - Barrier coating (plastics, wax, tar, rubber, typs)

2.2.Active (cathodic protection) :

The electric current flow within the corrosion cell is reversed by

- sacrificing galvanic electrode (MgAl)
- impressing direct an electric current

2.3.Combination :

The active corrosion protection prevents actually only local. Additional a coating or lining over the whole pipeline-length must be applied achieving an economical balance and optimum of performance. Rust progress is prevented by a proper passive (itself as combined system) as well an active protection.

INDIRECT PROTECTION

- Soil (grade for aggressivity –DVGW-GW 9 specifies influences concerning, buried steel components), Table 1.
- inhibitors (adsorption or chemical effects like Zn – Chromat, bondering)
- design, construction (material-selection)
- operation-condition(temperature, filling rate, stresses)

3. SURFACE OF STEEL / ADHESION

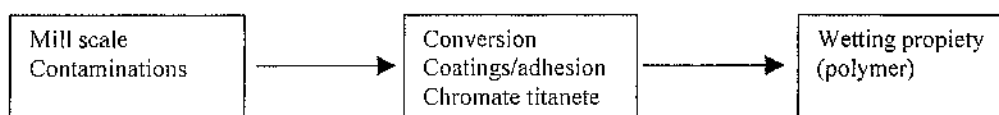
DISBONDING/ADHESION

In case of a damage of the coating rapidly a localized corrosion cell will be active Protection by cathodic measures will not be efficient enough or even create undefined corrosive conditions, salts-, organic residues or poor wetting of the surface may cause low (polar) adhesion.

Example: Steel in sea area. steel plate – production good surface preparation before coating ensures a good coating performance increased attention has to be spent for the zones of connections (pipeline construction) and climate conditions for stocked, coated pipes.

SURFACE OF STEEL

Oxide compositions, ferrous salts lubrication oils, contaminations residue as film on the surface of the steel. sulfatic and chloride environments additional are asserting a potential for harms. Applying the coating these film layers will not be removed by abrasive cleaning and cause a lower surface wetting tension, which leads to a broken spreading (drop – accumulation) of water or coat. Only higher energy surfaces can be wetted proper by lower energy liquids.



Additional treatment reduces the risk for a corrosion process by effects as

- uniform surface potential (reduces anodic cathodic driving force)
- electron flow hinderers
- surface passivating

4. DEMAND ON A COATING

Operations/soil influences	Property
Soil - status	Impermeability of O ₂ , metal cations low abrasion
Temperature changemnt	moisture, gas – penetration adhesion / low disbonding heat resistance
Water ,micro organisms	low coefficient (length/T) inertness
Handling,transport, Indentation of ground	water resistance mechanical strength, ductility,adhesion (penetration,bending)
Operations temperature, (sunshine (exposed stock) Costs	stability (aging;bright acrylic paint) . MF – Index application,life expectancy Environmental aspects Maintenance repair

5. PRACTICE OF PASSIVE STEEL PIPE PROTECTION

At MSBE different materials and protective methods are realized,some samples shall be given and discussed.

Inorganic M.	:	cement mortar lining Zinc – coats (hot dipping)
Organic M.	:	thermoplasts : PE (heating,resolidifications.) thermosets : Epoxy (films)

Table 2 presents some coating methods and characteristics.

5.1.Zinc

The property to protect iron / steel against corrosion is basing on the performance of an uniform protective carbonate – layer. Layers are built at 450 °C by diffusion, presenting three intermetallic Fe–Zn–phases between the iron base material and the top of 100 % Zn. Combination of zones (Si,P–content in steel, temperature, surface) define ductility of the coat (thickness min. 400 gr/m² = 56 mμ) Hot dip galvanized steel pipes are generally used in house installations (diameter ½” to 2”) and for steel constructions up to 6”)

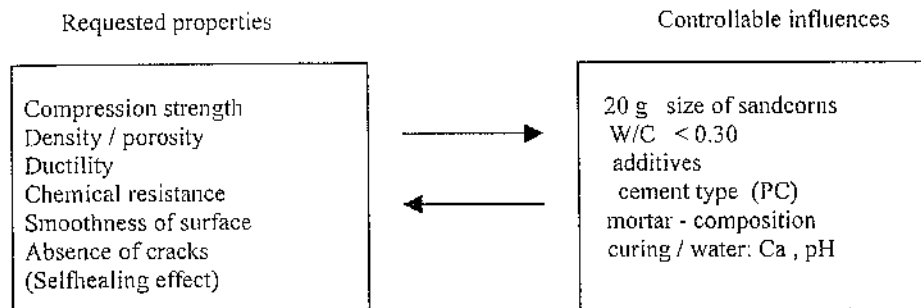
Standards	:	DIN 2444, TS 914, TS 11348

5.2.Cement lining

Beton can be combined with steel ,it protects passive as well against alcalic reactions in operations. The selfhealing effect of damages/cracks in the beton–coat is executed by the usual alcalic waters. Additives (acrylic compenents) improve adhesion and resistance against abrasion without harming the good toxologic characteristics (potable water) of beton.

Methods: centrifugal lining (>20 g)
Spraying combination

Surface cleaning (beside removal of fat,grease,paint or similiar) has to be provided by shotblasting for cement application with additives.



Production- and operation-condition determine the quality (life time) of a beton coat (standard: pipe in pipe)
Standards: DIN 2614, AWWA C205, TS 8590

5.3.PE Coating

PE (in different quality as LD ,MD , and HD) has outstanding properties for protection of steel pipes in non aggressive areas.

Parameter	PE	Coal/Tar	FBE
Adhesion	+	+	++
Water Absorption	++	++	-
Mechanical Strength	++	+	-
Soil Stress – Result	+	-	++
Temperature Stability	+	-	++
++ Superior + Acceptable - Deficient			

Peeling resistance and cathodic disbonding have best results,if surface is chromate treated and 3 layer system is applied, so this passive protection combines the benefits of the epoxy -coat (adhesion) and the barrier-effect of the polyolefin polimer, resisting soil stress and shear stress with a long term integrity over designed life.

PE-top coat

- Thickness; corrosion resistant with 0,8 mm
- Stabilization; UV, heat, Oxygen
- Weld seam-shape

Adhesive Interlayer (PE-Copolymer)

- 100-250 µm
- mechanical absorption-roll

Epoxy-Primer (Duroplastic EP-type grafted polyefin)

- thickness 50-150 µm (or higher), disbonding resistance
- powder (prefable higher flexibility, recycling)

Comparison of 2 and 3 layer (extrusion system) disbonding-test results show -- for a same well conditioned surface approximately 8 times more progressed disbondment for the 2 layer asset. Cost overview points out a ratio of 70 to 15 to 15 for the 3 layers higher costs for the determining primer is definitely paid by a longer life and reduced maintenance costs for cathodic protection.

Standards: PE: DIN 30670, TS 5139, NFA 49-710

Epoxy: DIN 30671, AWWA C210, TS 5140, API 5L-2

5.4. Cost considerations

The table shall help and can give only a rough comparison between the different coating applications results in other production places, depending on different sources

process -- parameters

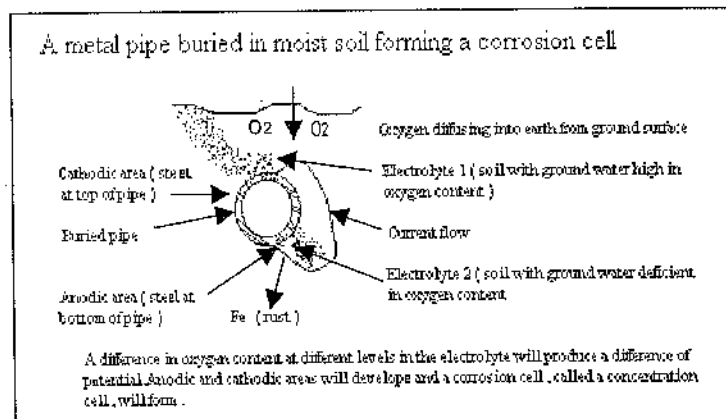
supplied material (marketcondition)

labour -- efficiency -- costs

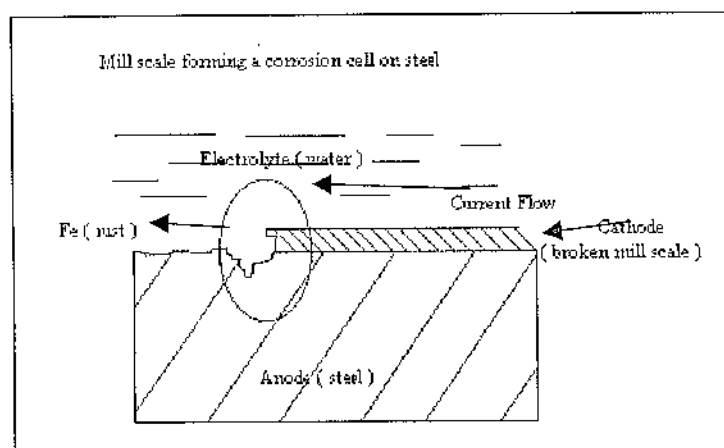
energy consumption --

may be different.

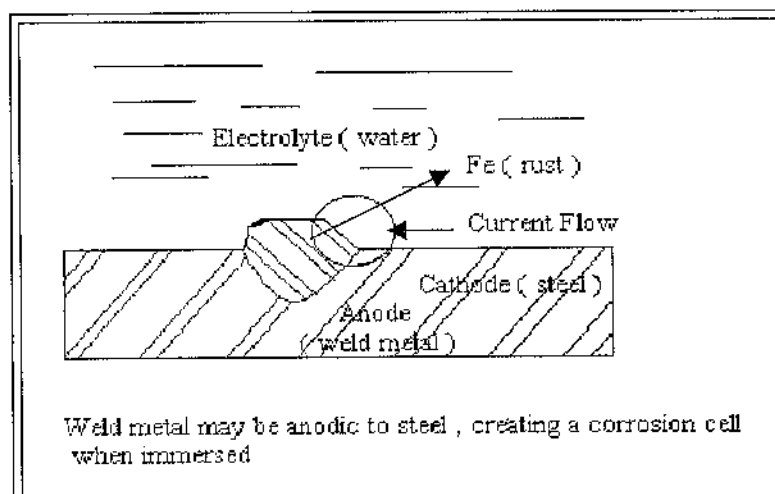
Coating - Material	Min	Cost ratio / m²
Bitumen	2.0	1.0
Bitumen (reinforced)	4.0 / 8.5	1.7 / 2.65
Coal Tar Enamel	4.0	1.95
Protective Wrappings	2.2	2.70
Epoxy (resin)	0.3	1.60
(powder)	0.4	1.75
PE (3 layer) LD	3.0	3.10
HD	1.5	2.40
Cement (Normal)	10	1.95
(Additive)	3.5	2.60
Galvanized Hot dipping)	0.06	0.5



1a:
Soil



1b:
Mill Scale



1c:
Weld Zone

Pictures 1: Form of Corrosion Cells

DVGW - PAGE GW9		
ELEMENT	PARAMETER	VALUE
Soil - Type	Limestone - sand	+ 2
	Organic contents(<75%)	0
	Marshy, anerobic soil, humus	- 2
Water	No	0
	Exists	-1
	Mixed	-2
Electric Resistance	> 10000 Ω	+ 2
	5 – 2300	- 2
	< 1000	- 4
Humidity	> 20 %	-1
	< 20 %	0
pH	> 6	0
	< 6	-2
SO_4^{2-} , H_2SO_4	No	0
	< 500 - 1000 mg / kg	-2
	> 1000 mg / kg	-4
CO_3^{2-}	> 5 %	+ 2
	5 - 1	+ 1
	< 1	0
Cl^-	< 100 mg / kg	0
	>	-1
S , C	No	0
	Exists	-4

Result Over 0 ; non corrosive up to - 10; corrosive
 up to - 4 ; slightly corrosive over - 10; high aggressive

Table 1: Aggressivity of a soil

Properties	FBE	COALTAR ANAMEL	PP 3 LAYER	LD PE 3 LAYER	HD PE 3 LAYER	2 LAYER PE	PE BANT

General Properties

H ₂ O – penetration	0	++	++	++	++	++	++
H ₂ O – absorption	-	+	++	++	++	++	++
Cathodic Disbon.	++	+	++	++	++	-	--
Adhesion	++	-	++	++	++	-	--

Parameters for Corr. Resistance

Chemical resist	++	+	++	++	++	++	+
Abrasion resist	-	0	+	++	++	++	0
Bacteria resist	++	+	++	++	++	+	-
Heat resist	+	-	+	+	++	+	-
Water Permability	-	-	++	++	++	+	+
Max.oper.temp. C°	90	50	100	70	85	70	60

Parameters for Mechanic Resistance

Bending prop.	+	-	+	+	++	0	-
Transportability	-	-	++	+	++	0	+
Separation resist	+	-	++	+	++	+	+
Repair – possib.	+	0	+	0	++	0	0
Earth pressure	++	-	++	0	++	0	-
Penetration resist	-	-	++	++	++	+	+
Toxic prop.	+	--	+	+	++	0	+

- Excellent(++), Good (+), Average(0), Poor(-), Unsatisfying(--)

Table 2: Comparison of Common Coatings

REFERENCES :

- 1) Hornig, E.H, : Metal and water ,1991
Vulkan Verlag /Essen ISBN 3 –8027 26944
- 2) Doruk , M. : Korozyonun temel ilkeleri üzerine – Korozyon Derneği,
cilt 7,sayı 1-3/95 sayfa 3 – 13 İstanbul
- 3) Ceyhun, Y/Akbaş E. : Pipeline Corrosion
Pipeline welding 98/ITÜ – İstanbul
Page 143 – 151
- 4) Hainebl, J.G,Geiser,Dr.: Polyethylene Coatings in Europe
(a look back on 30 years of experience)
Prevention of pipeline corr.(Conferance 1995) Eupec – pipe coating,
Ruhgas Essen
- 5) Cox , W.J : New Developements in protection Measured against Corrosion
Pipeline Malaysia (Conference), 1996 (Dupond Canada) Kualalumpur
- 6) Mc Conkey , S.E
and Trzemieski , M.A. : Development of three Layer high Density Polyethylene Pipe Coating,
Corrosion -- paper No. 415 (NACE) 1989
Houstone / Texas
- 7) Pfaff ,T.A : Designing the Ideal Pipeline Coating (1996)
Pfaff – International, Toronto / Canada
- 8) DIN 30675/1 : External Corrosion Protection of buried Pipes (range of applications –
for steel pipes), 1995
- 9) DVGW : -Working sheet GW9
Merkblatt für die Beurteilung der Korrosionsgefährdung
Von Eisen und Stahl im Erdboden (1987)
ZFGW-Verlag, Frankfurt
- 10) DIN 50900 / 1,2,3 : Korrosion der Metalle, 1986

PICTURES :

I.Forms of corrosion cells

TABLES :

- 1.Aggresivty of a soil (DVGW-GW9)
- 2.Compaision of common coatings

KONYA BÖLGESİNDE BAZI DERİN KUYU POMPAJ SULAMA TESİSLERİNDE BAŞARI DERECESİNİN SAPTANMASI

Sedat ÇALIŞIR
Mustafa KONAK
S.Ü. Ziraat Fakültesi
Tarım Makineleri Anabilim Dalı

ÖZET

Bu çalışmada, Konya bölgesindeki bazı yerli yapım, düşey milli derin kuyu pompaj sulama tesislerinde başarı derecesi araştırılmıştır. Ölçülen verilerden, tesislerin toplam verimleri hesaplanarak, bu verim değerinin tesisin olması gereken toplam verim değerine oranlamasıyla pompaj sulama tesislerinin başarı dereceleri elde edilmiştir. Sonuç olarak; incelenen tesislerde, başarı derecesinin % 53...100, güç kaybının % 0..18,1 olduğu ve montaj derinliğinin uygun değerlerinden % 1...58 oranında daha derine yerleştirildiği saptanmıştır.

1. GİRİŞ

Tarımsal üretimde özgül verimin artırılmasında sulamanın önemi büyüktür. Tarımsal işletmelerin yapılarına uygun pompaj tesisi elemanlarının seçimi ve kullanımı, tesiste yer alan elemanların işletme karakteristiklerinin bilinmesini gerektirmektedir.

Bugün Türkiye’de sulanabilir alanların %50’si, kullanılabilir su varlığının ise % 70’i değerlendirilememektedir. Türkiye’de cazibe sulamaların önemli bir kısmı tamamlanmış olup, bundan sonraki sulamaların tamamına yakını pompajlı sulamalar oluşturacaktır. Bir pompaj tesisinden beklenen, yetiştirilecek bitkinin gereksinim duyduğu suyu zamanında, yeteri kadar ve en az enerji tüketimi ile sağlamasıdır.

Günümüzde Türkiye’de kurulu pompaj tesislerinin envanteri çıkarılmamıştır. Bu yüzden de, bu alandaki enerji gereksinimi ve planlaması sağlıklı olarak yapılamamaktadır. Garih[1], 1979 yılı için Türkiye’deki kurulu pompaj gücünün 1 milyon kW civarında olduğunu; Deviren[2] ise değişik güç, kapasite ve tipte yılda yaklaşık 30 bin adet pompa üretiminin yapıldığını bildirmişlerdir. Bu verilere göre, üretimin % 60’ı yenileştirme ve tarım dışı amaçlarla kullanıldığı ve ortalama 10 kW motor gücünde olduğu varsayılırsa, günümüzde 3 milyon kW ‘lık bir kurulu pompaj gücüne ulaşıldığı tahmin edilebilir[3].

Pompaj tesislerinde enerji tüketimi, tesis toplam veriminin bir fonksiyonudur. Toplam verim % 1 oranında yükseltilebildiğinde; kurulu pompaj gücü ve yıllık ortalama çalışma süreleri (1000 h/yıl) göz önüne alındığında 3 milyar kWh/yıl’lık bir enerji tutumluluğu sağlanabileceği söylenebilir. Bu azımsanacak bir tutar değildir. Kaldı ki, günümüzde pompaj tesisi toplam veriminin %20-30 düzeyinde artırılabilceği mümkün görülmektedir[4,5].

Türkiye’de pompa imalatı ve piyasaya arz durumu, yasal bir programa bağlanmamıştır. Sadece, resmi kurumların pompa ihaleleri ve kredili satışlarda TSE belgeleri ve deney raporları istenmektedir. Bu belge ve raporlar verilirken de değerlendirme kriteri net olarak ortaya konmamıştır. Bunun bir sonucu olarak, Türkiye genelinde kurulu pompaj tesislerinin düşük verimle çalışması, enerji kaybına ve sulama maliyetlerinin yükselmesine neden olmaktadır. Şimdiye kadar yapılan bir çok pompa deneme sonuçlarına göre, pompa verimlerinin genellikle % 40...60 arasında değişmesi bu görüşü desteklemektedir[3,6,7,8,9,10]. Teknoloji kullanımı ve mühendislik disiplini yeterli seviyede olan bazı pompa imalatçıları pompa verimlerinde % 70...80 düzeyine ulaşabilmişlerdir. Bunun yanında, boru hatlarının planlaması, tesise uygun pompa ve motor seçimi de tesis toplam verimini etkileyen önemli unsurlardır[4,5,11].

Bu çalışmada, Konya bölgesinde kurulu bazı derin kuyu pompaj tesislerinde başarı derecelerinin belirlenmesi amaçlanmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Materyal

Çalışmada, Konya bölgesinde kurulu yerli yapım, onyedici adet derin kuyu pompaj tesisi materyal olarak seçilmiştir. Denemeye alınan tesislerin bazı teknik ölçü ve özellikleri Çizelge 1’ de verilmiştir.

2.2. YÖNTEM

2.2.1. Verdinin belirlenmesi

Tesislerin verdisi orifismetre yöntemi ile ölçülmüştür. Ölçmelerde 5/6" ve 6/8 " lik orifismetreler kullanılmış olup, orifismetrelerin yapım ve ölçülen seviyelerin değerlendirilmesinde TS 514 esas alınmıştır[12].

2.2.2. Toplam manometrik yüksekliğin belirlenmesi

Tesislerin manometrik yüksekliği şu eşitlikten hesaplanmıştır[13].

$$H_m = H_d + H_k + H_h \quad (1)$$

Dinamik (H_d) ve statik seviyeler (H_s) elektrik kablosu yöntemiyle ölçülmüştür[14] . Bu yöntemde ölçeklendirilmiş 100 m uzunluğunda ve 3 mm çapındaki bir elektrik kablosunun bir ucuna elektrot (çevresi yalıtılmış metal çubuk) bağlanarak, kuyunun teçhiz borusu ile kolon borusu arasından kuyuya indirilmiştir. Bu kablounun diğer ucu da bir avometrenin pozitif kutbuna bağlanmıştır. Bu sırada avometrenin negatif kutbu tesisin metal aksamına şasele durumdadır. Elektrot su içine girdiği anda avometre göstergesinde sapma olmaktadır. O sıradaki kablo uzunluğu tesisin dinamik ve statik seviyeleri belirlemektedir.

Toplam sürtünme kaybı (H_k), ölçülen verdi, tesiste kullanılan kolon borusu ve mil çapı ile montaj derinliği göz önüne alınarak TS 514’deki ilgili nomogramdan saptanmıştır[12]. Mevcut montaj derinliği, kademe sayısı gibi bilgiler DSİ 4. Bölge Müdürlüğü kayıtlarından sağlanmıştır. D Kolon borusunun iç çapı ve d_v yağ borusu dış çapını göstermek üzere, hız yüksekliği (H_h) ise şu eşitlikle bulunmuştur[13] .

$$H_h = [(D^4 - d_v^4) / 32] \quad (2)$$

2.2.3. Montaj derinliğinin uygunluk kontrolü

Derin kuyu pompaj tesislerinde, pompa çalışma rejiminde iken pompa grubunun en az bir veya birkaç kademesinin su içinde bulunmasında yarar vardır[15]. Kuyu suyu seviyesinin mevsime bağlı dalgalanmaları göz önüne alındığında , belirlenen dinamik seviyeye ek olarak, pompa giriş kademesinin 3 ila 5 m uzunluğunda bir emme borusu ile donatılması uygun olmaktadır [16]. Bu çalışmada uygun montaj derinliği ($MD_{opt.}$) şu şekilde tanımlanmıştır.

$$MD_{opt.} = H_d + 3 \text{ m} \quad (3)$$

Mevcut montaj derinliği(MD) ile olması gereken montaj derinliği ($MD_{opt.}$) arasındaki ilişkiden faydalanarak, montaj derinliği kontrolü (MDK) aşağıdaki eşitlik yardımıyla yapılmıştır.

$$MDK = \{ [MD / MD_{opt.}] - 1 \} \times 100 \quad (4)$$

MDK oranının sıfır olması montaj derinliğinin uygun, pozitif değer alması , gereğinden fazla derine ve negatif değer alması ise daha az derine yerleştirildiği şeklinde kabul edilmiştir. Bu kontrol kriteri tesisin işletme ve yatırım giderlerine etkili olmaktadır.

Çizelge 1. İncelenen Pompaj Tesislerin Bazı Ölçü ve Özellikleri.*

Tesis no	d/d	Cosφ	Ia(A)	N(kW)	Marka	D mm	MY	d mm	d _y mm	MD m	i
36260	1464	0.890	70	37	EMTAŞ	200	1991	32	60	43	6
36261	1460	0.880	84	45	WATT	200	1991	32	60	52	6
36262	1460	0.880	84	45	WATT	200	1991	32	60	52	5
36263	1460	0.880	84	45	WATT	200	1991	32	60	52	6
36264	1460	0.880	84	45	WATT	200	1991	32	60	52	5
36265	1455	0.882	57.4	30	GAMAK	200	1991	32	60	28	5
43005	1455	0.882	57.4	30	GAMAK	152	1996	25	40	35	4
43007	1464	0.890	70	37	EMTAŞ	152	1996	25	40	53	5
43008	1480	0.870	106	55	RATE	152	1996	25	40	44	5
43009	1460	0.870	84	45	RATE	152	1996	25	40	53	4
43010	1470	0.897	103.5	55	RATE	152	1996	25	40	53	5
43011	1480	0.870	106	55	GAMAK	152	1996	25	40	61	7
43012	1470	0.897	103.5	55	GAMAK	152	1996	25	40	61	6
43014	1467	0.870	105.5	55	GAMAK	152	1996	25	40	53	5
46470	1470	0.897	103.5	55	GAMAK	152	1996	25	40	53	5
46471	1470	0.897	103.5	55	GAMAK	152	1996	25	40	53	5
46472	1470	0.897	103.5	55	GAMAK	152	1996	25	40	44	4

*:Pompalar yağ ile yağlamalı tiptir, d:Mil çapı, MY: Montaj yılı, i: Kademe sayısı, Ia: Anma akımı

Akım şiddeti (I), Robinair marka 17017 tipi pensampermetre [Dij., AC, 200-750 V, 0-300 A] ile ölçülmüştür. Şebeke gerilimi (U), 380 V olarak kabul edilmiştir. Ancak, güç faktörü (Cosφ), gerilim ve motor yüklenmesine (MY) bağlı olarak önemli değişim göstermektedir. Bu nedenle 5 nolu eşitlikte yer alan Cos φ değeri yerine, Anonim [19] 'de verilen Cos φ ile motor yüklenmesi arasındaki ilişkiden yararlanarak çıkarılan logaritmik regresyon denkleminde edilen Cos φ değerleri kullanılmıştır.

$$\text{Cos}\phi = 0.884 + 0.146 \times \ln(\text{MY}) \dots\dots\dots r = 0.956 \quad (6)$$

Motor yüklenmesi (MY), motor milindeki gücün anma gücüne oranı şeklinde tanımlanmasına karşın, burada ölçülen akım şiddetinin anma akım şiddetine oranı olarak kullanılmıştır[18].

2.2.5. Başarı derecesinin belirlenmesi

Başarı derecesi(BD), bir pompaj tesisinde kabul edilen standart değerlere göre, tesisin durumunu belirten bir karşılaştırma terimi olup, genel olarak tesiste tüketilen enerji ile sağlanan iş arasındaki ilişkiyi tanımlamaktadır. Pompaj tesislerinde, başarı derecesi şu şekilde saptanmıştır[20].

$$\text{BD} = [\text{TTV} / \text{TTV}_{\text{STD}}] \times 100 \quad (7)$$

$$\text{TTV} = [\text{N}_{\text{TVG}} / \text{N}_{\text{TYG}}] \times 100 \quad (8)$$

$$\text{N}_{\text{TVG}} = [(Q-l/s) \times (H_m - mSS) \times \gamma] / 102 \quad (9)$$

Pompanan suyun özgül kütlesi (γ) 1 kg/l olarak alınmıştır.TTV, tesisin çalışma koşulundaki ölçülen toplam verimdir. TTV_{STD}, tesisin olması gereken toplam verimi olup, elektrik motoru verimi 0.88, pompa verimi 0.75 ve iletim düzeni verimi 1 olarak (dik türbin olduğunda) alındığından, tesisin olması gereken toplam verimi TTV_{STD} = 0.88 x 0.75 x 1 = 0.66 olarak hesaplanmıştır [20].

Pompaj tesisinde kullanılan motor ve pompa, standart olarak öngörülen verim koşullarına uygun veya daha başarılı olması durumunda BD≥100, uygun olmayan işletme koşullarında ise BD<100 olarak kabul edilmiştir.

2.2.6. Güç kaybının belirlenmesi

Düşük başarı derecesinin neden olduğu güç kaybı (GK) değeri şu eşitlikten saptanmıştır[20].

$$GK = \{N_{TYG} - [(BD / 100) \times N_{TYG}]\} \times 100 \quad (10)$$

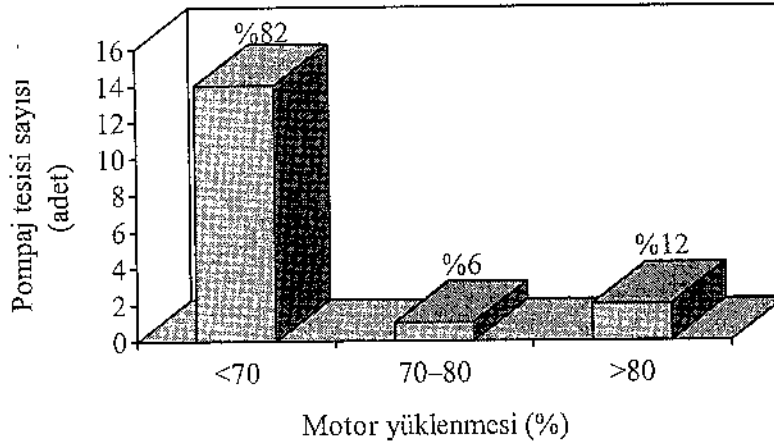
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışmada kullanılan pompaj tesislerine ait veriler değerlendirilerek, sonuçlar Çizelge 2 'de verilmiştir. Çizelge 2'nin incelenmesinden ; pompaj tesislerinde , verinin (Q) 144-205 m³/h , motor yüklenmesinin (MY) % 55-83, toplam verimin (TTV) % 35-66 ve başarı derecesinin (BD) % 53-100 arasında değiştiği görülmüştür. Ayrıca, tesislerin tümünde, pompaların olması gereken montaj derinliğinden %1-58 oranında daha derine kurulduğu ve güç kaybının % 0-18.1 arasında olduğu görülmüştür.

Çizelge 2. İncelenen Pompaj Tesislerine Ait Sonuçlar.

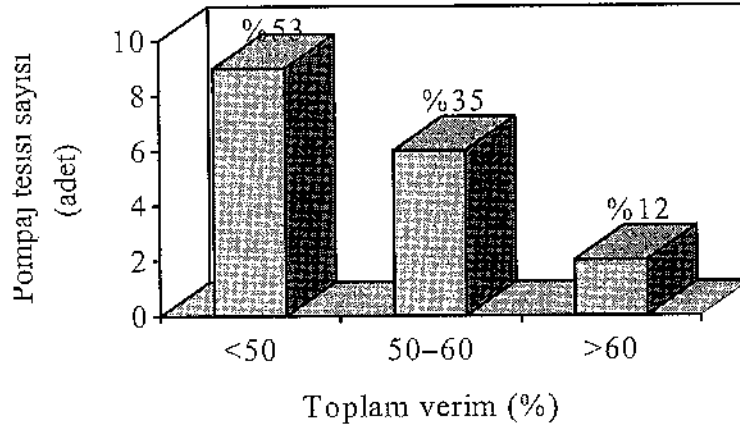
Tesis No	Q (m ³ /h)	Hs (m)	Hd (m)	Hm (mSS)	I (A)	MY (%)	MDK (%)	N _{TYG} (kW)	TTV (%)	BD (%)	GK (%)
36260	189	21	32	32.94	47.5	68	20	25.86	66	100	0
36261	178	20	32.5	33.53	58.2	69	42	31.76	51	77	7.3
36262	157	22.5	32	32.80	48.1	58	45	25.46	55	73	4.3
36263	198	20	35	36.26	68.6	82	33	38.56	51	77	8.9
36264	166	16.5	29	29.81	57.4	68	58	31.24	43	65	10.9
36265	205	15.5	24	24.77	39.7	69	1	21.66	64	97	0.7
43005	172	12	23.5	26.35	40.8	71	20	22.37	55	83	3.8
43007	176	15	32	36.17	58.3	83	35	32.85	53	80	6.6
43008	174	16.5	26.5	29.26	58	55	36	30.39	46	70	9.1
43009	144	17.5	31.5	34.95	55	66	40	29.76	46	70	8.9
43010	148	20	29.5	33.06	70.6	68	47	38.43	35	53	18.1
43011	155	26	39.5	43.49	71	67	31	38.55	48	73	10.4
43012	165	23.5	38.5	43.49	68.2	66	34	36.90	52	79	7.8
43014	160	19.5	32	36.07	62.1	59	38	32.95	47	71	9.6
46470	150	19	31.5	34.97	60.1	59	40	31.88	45	68	10.2
46471	152	18	29	32.48	63.3	61	49	33.79	40	61	13.2
46472	155	16	30	33.25	63.7	62	23	34.09	41	62	12.9

Motor yüklenmesi (MY), 152 mm'lik pompalarda ortalama %65 iken, 200 mm'lik pompalarda % 69 olarak gerçekleşmiştir. MY ,tesislerin % 12'sinde %80 ' den büyük, % 6' sında % 70-80 arasında ve % 82' sinde ise %70' den daha küçük olmuştur(Şekil 1). Motor yüklenmesinin küçük olması, motorların büyük güçte seçildiği, bir başka ifadeyle pompa-motor uyumunun olmadığı yada pompa organlarındaki aşınmalar nedeniyle bu uyumun bozulduğu şeklinde açıklanabilir. Erdiller[18] ve Özdengiz[21] gibi araştırmacılar, uygun motor yüklenmesinin % 80 civarında olması gerektiğini bildirmişlerdir. Bu değer esas alındığında, incelenen tesislerin % 12'sinde uygun motor yüklenmesi saptanmıştır.Öte yandan, Sagib ve Khan [22] Pakistan'ın Islamabad bölgesindeki derin kuyu pompaj tesislerinde motor verimlerinin % 83'den daha küçük olmasını, motor yüklenmesinin %60'dan daha küçük olmasına bağlamışlardır.



Şekil 1. Tesislerde motor yüklenmesi dağılımı.

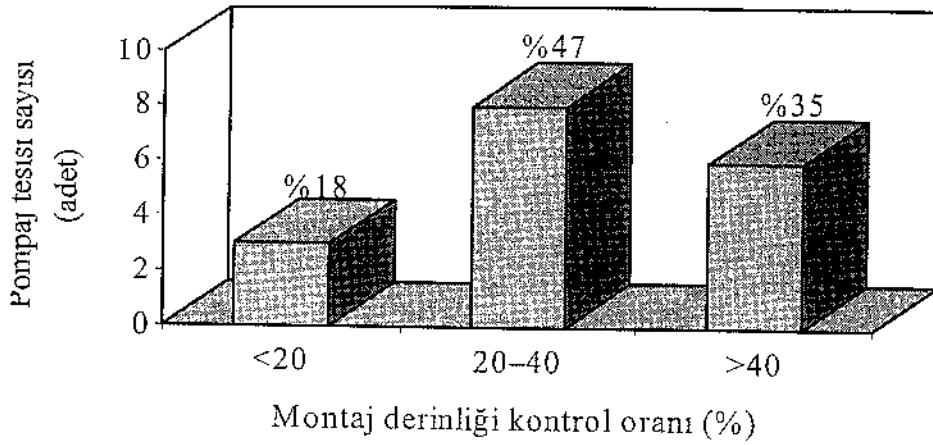
Toplam verimin (TTV), tesislerin %53'ünde %50'nin altında, %35'inde %50-60 arasında ve %12'sinde de %60'ın üzerinde olduğu saptanmıştır (Şekil 2).



Şekil 2. Tesislerde toplam verim dağılımı.

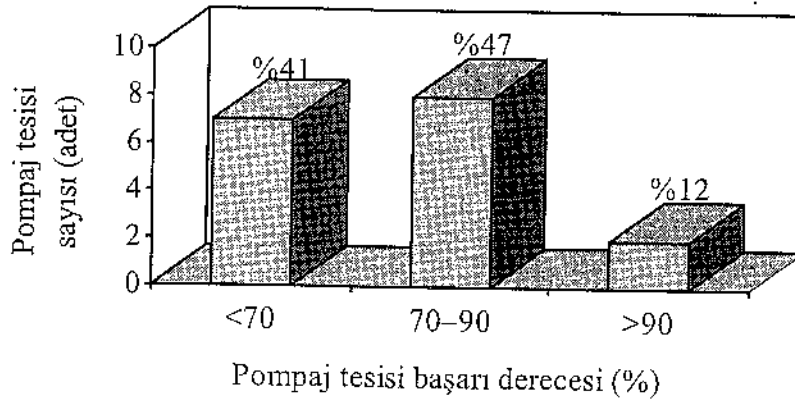
Sagib ve Khan [22], Pakistanda yapmış oldukları çalışmada kullanılan 64 derin kuyu pompaj tesisinin yarısında , toplam verimin, kabul edilebilir alt sınır olarak nitelendirdikleri %50 verim değerinin altında gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Çark ve gövdedeki aşınmalar, mil ve yataklardaki titreşim ve gerilmeler, toplam verimdeki azalmaya neden olarak gösterilebilir. Özellikle pompa çarklarında ve yataklardaki aşınmalar, pompa karakteristiklerini olumsuz yönde etkilemektedir[4,23].

Pompalar , montaj derinliği açısından incelendiğinde, MDK oranının, tesislerin ; % 18'inde % 20'nin altında, %47'sinde %20-40 arasında, % 35'inde de %40'ın üzerinde olduğu belirlenmiştir (Şekil 3). MDK oranının yüksek olması, tesisin yatırım ve işletme giderlerinin artmasına neden olmaktadır. Çizelge 2' deki 36265 nolu tesisin, 1991 yılından beri sağlıklı olarak hizmet vermesi göz önüne alındığında, %1 civarında ki MDK oranının uygun olduğu söylenebilir. Ancak, Türkiye koşulları ve önceden belirlenemeyen bazı olumsuzlukların olabileceği varsayımına göre, MDK oranı %20 olarak önerilebilir. MDK oranının üst sınırı % 20 kabul edildiğinde, tesislerin %82'sinde pompaların , gereğinden daha fazla derine kurulduğu görülmüştür



Şekil 3. Tesislerde MDK oranlarının dağılımı.

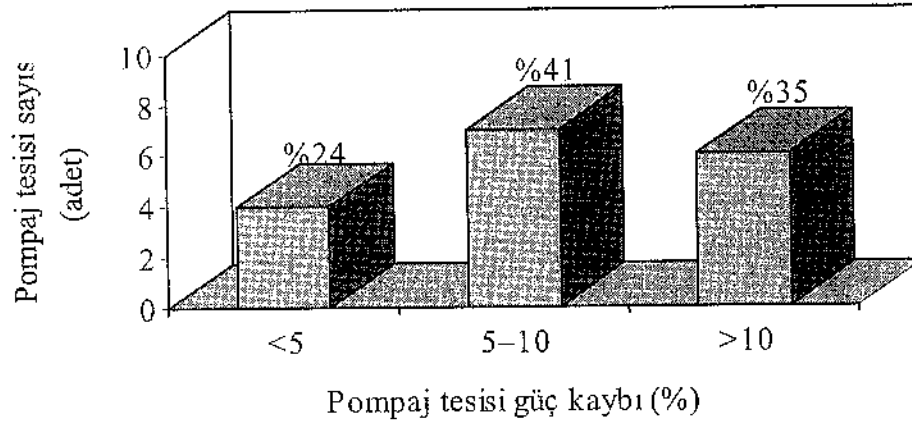
Başarı derecesinin (BD), tesislerin %41'inde %70'den küçük, %47'sinde %70-90 arasında, %12'sinde ise %90'ın üzerinde olduğu görülmüştür (Şekil 4). ABD'nin Nebraska eyaletinde yapılan benzer bir çalışmada [14], başarı derecesi pompaj tesislerinin %13'ünde %70'den küçük, %50'sinde %70-90 arasında ve %37'sinde de %90'dan büyük olduğu ifade edilmiştir. Bu sonuçlardan da görüldüğü üzere başarı derecesi %90'ın üzerinde olan yerli yapım oranı %12 iken yabancı tesislerde bu oran %37 olarak gerçekleşmiştir. Çizelge 2'deki 36260 nolu tesise yerleştirilen pompa ve motorun öngörülen standart verim koşullarını sağladığı söylenebilir. Yerli yapım pompalarda toplam verimin fonksiyonu olan başarı derecesinin düşük olması; pompanın tasarımı, imalatı, pompa ve motor seçimi, işletme ve bakım koşullarının uygun olmaması gibi nedenlere bağlanabilir.



Şekil 4. Tesislerde başarı derecesinin dağılımı.

Başarı derecesine bağlı güç kaybı (GK), tesislerin %24'ünde %5'den daha az, %45'inde %5-10 arasında ve %35'inde ise %10'dan daha fazla bulunmuştur (Şekil 5). Güç kaybının sıfır olmasının, başarı

derecesinin %100 veya tesisteki elemanların öngörülen standart verim koşullarında çalıştığı bir göstergesi olduğu söylenebilir.



Şekil 5. Tesislerde güç kaybının dağılımı.

Sonuç olarak, pompaj tesislerinde saptanan ortalama başarı derecesi, öngörülen standart değerden %25 oranında daha düşüktür. Başarı derecesinin artırılması için, pompa sektörünün hammadde alımı, kalite kontrol sistemleri, ileriye yönelik plan, program ve stratejilerin geliştirilmesi konularının ele alınması gerekmektedir. Bu durum hem Türkiye'nin enerji tutumluluğu hemde kaliteli ve yüksek verimli, dış piyasalarda rekabet gücü yüksek pompa imalatının gerçekleşmesine önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Ayrıca, MDK oranının en fazla %20 olması hususunun da göz önünde bulundurulmasının sulama maliyetlerinin azalmasına yardımcı olacağı söylenebilir.

4. KAYNAKLAR

1. Garih, Ü., Türkiye'de Pompa İmalatı, Bugünkü Koşullar ve İlerisi İçin Beklenen Gelişmeler. 1. Pompa Kongresi. 319-322. Ankara. 1979.
2. Deviren, A., Türkiye'de Pompa Sanayinin Durumu ve Teknik Sorunları. 1. Pompa Kongresi. 329-341. Ankara. 1979.
3. Çalışır, S., Konya'da İmal Edilen Bazı Düşey Milli Derin Kuyu Pompalarının İşletme Karakteristikleri ve Değişik Yörelere Uygunluğunun Belirlenmesi. S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Doktora Tezi. Konya. 1996.
4. Serven, E.J., Pompalar ve Enerji Tasarımı. 1. Pompa Kongresi. 297-316. Ankara. 1979.
5. Hay, D.R., Schroeder, M.A. and Dorn, T., Pumping Plant Repair Feasibility. Nebraska Cooperative Extension Service. EC-85/725. Nebraska. 1984.
6. Ayıkoğlu, A. Türkiye'de İmal Edilen Bazı Derin Kuyu Pompalarının Karakteristiklerinin Belirlenmesi. G.O.P. Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi. Tokat. 1995.

7. Çalışır, S. ve Yetkin, Ş. , Konya'da İmal Edilen Bazı Düşey Milli Derin Kuyu Pompalarının İşletme Karakteristiklerinin Belirlenmesi. S.Ü. Araştırma Fonu-Proje. No: FBE-92/202. Konya.1995.
8. Gürhan, R. ve Ayık, M., Sulama Pompaları Deney Sonuçlarının Tasarım Parametreleri Olarak Değerlendirilmesi. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayın No:1203. Ankara.1990.
9. Eker, B., Yerli Yapı Bazı Santrifüj Pompalarda İşletme Hızı ve Çark Çapı Değişiminin Pompa Karakteristiklerine Etkisi. A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarımsal Mekanizasyon Anabilim Dalı. Doktora Tezi. Ankara.1983.
10. Pınar, Y. ve Apan, M. Samsun'da İmal Edilen Santrifüj Pompaların Performansları. 4. Ulusal Tarımsal Yapılar ve Sulama Kongresi, 662-672. Erzurum.1992.
11. Günel, Y., Pompaların Elektrik Motoru ile Tahriki üzerine Bir İnceleme. 2. Pompa Kongresi, 336-338. İstanbul.1996.
12. Anonim, Pompalar (Düşey milli türbin), Türk standartları Enstitüsü, TS 514. Ankara.1978.
13. Tezer, E., Pompaj Sulama Tesislerinde Yüksekliklerin (Basınçların) Hesaplanması ve Uygun Pompa Seçimi. Ziraat Makinaları Dergisi. 2 (5): 1926. Ankara .1964
14. Balaban, A. Sulamada Yeraltı Sularından Faydalanma ve Pompaj Problemleri Üzerinde Bir Araştırma. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 538 Ankara.1974.
15. Yazıcı, H.F. Santrifüj Pompalarda Soru ve Cevapları. İTÜ Yayın No:507. İstanbul. . 1962.
16. Schulz, H., Die Pumpen (Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion), Springer-Verlag. Berlin. 1977.
17. Yavuzcan, Ç., , Pompaj Tesislerinin Güç ve Enerji Yönünden İncelenmesi, A.Ü. Ziraat Fak. Yayınları. No: - Ankara.1971.
18. Erdiller, B., . Ziraat Makinalarında En Uygun Elektrik Motoru Seçimi. Ziraat Makinaları Dergisi. 8 (30-31): 96-111. Ankara.1970.
19. Anonim, , Gamak Elektrik Motorları Kataloğu. İstanbul. 1990.
20. Tezer, E., Pompaj Sulama Tesislerinde Başarı Derecesi. 1. Pompa Kongresi, 189-199. Ankara. 1979.
21. Özdengiz, A. Pompaj ile Sulama ve Bununla İlgili Problemler. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 10. Erzurum. 1969.
22. Sagib, Ç.S. and Khan, S., Performance Evalution of Deep Well Türbine Pumps. J. Agric. Engeng. Res. (56): 165-175. 1993.
23. Ertöz, A.Ö. Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler. 2. Pompa Kongresi. 24-33. İstanbul . 1996.

SUMMARY

The aim of this study was to determine the performance rating of some line shaft vertical türbine pumping plants, manufactured in Turkey used for irrigated areas at. From measured these values, pumping plants efficiencies were calculated and these values were rated to optimum efficiencies of pumps and motors, so that, performance rating was obtained. These resuts showed that performance rating and power loss were 53...1000 % and 0...18.1 % , respectively. Montage depth was deeper as 1...58 % than the optimum values.

SANTRİFÜJ POMPALARIN İŞLETME VE BAKIMI

Abdullah ÖZCAN
Hüseyin MERTCAN
Tektes A.Ş.

ABSTRAKT

Tesisat mühendislerinin işletmeye aldığı ve bakımını gerçekleştirdiği tesisat sistemi cihazlarından birisi de santrifuj pompalardır. Tesisatlarda çok yaygın kullanılan bu pompaların işletmeye alınması, bakımlarının yapılması bir işletmeci perspektifinden ele alınmıştır. Literatürde önerilen işletmeye alma ve bakım prosedürleri ve yazarların tecrübeleri işletme ve bakım mühendislerinin dikkatlerine sunulmuştur. Santrifuj pompaların arıza belirtirleri ve muhtemel sebepleri tartışılmış, bazı kontrol ve tamir yöntemleri incelenmiştir.

GİRİŞ

Pompalar genellikle belirlenen bir devir sayısında verilen bir debi ve basma yüksekliğine göre seçilirler. Santrifuj pompalar basma yüksekliği-debi eğrisi ile sistem eğrisinin kesiştiği noktada çalışmaları için geniş bir işletme ve uygulama alanına sahiptirler. Santrifuj pompaları çalıştırmadan önce yapılması gereken işlem ve kontroller, pompaların çalışma ve durdurma işlemleri birinci bölümde, pompaların bakımlarının yapılması ikinci bölümde, pompaların muhtemel arıza ve sebepleri üçüncü bölümde ele alınacaktır. Dördüncü bölümde ise bazı kontrol ve tamir yöntemleri tartışılacaktır.

1. SANTRİFÜJ POMPALARIN İŞLETMEYE ALINMASI

a) **Tesisat ve pompaların akışkan ile doldurulması** : Bir kaç istisna dışında hiçbir santrifuj pompa içi su ile doldurulmadan ve içindeki hava tahliye edilmeden çalıştırılmamalıdır. İstisnalar kendini çalıştıran pompalar ve yüksek kapasiteli düşük basınç ve hızla çalışan pompalardır. Doldurma bu durumda çalışma ile aynı zamanda yapılır.

b) **Pompa çalıştırmadan önce yapılması gereken son kontroller:**

Pompa ilk işletmeye alınmadan birkaç kontrol yapılmalıdır. Rulmanlar kerosene ile yıkanmalı ve temizlenmelidir. Üreticinin tavsiye ettiği yağlama ile doldurulmalıdır.

Kaplin muhafazası söküldükten sonra, doğru dönme yönü kontrol edilmelidir. Genellikle pompa gövdesi üzerindeki ok doğru dönüş yönünü gösterir.

Santrifuj pompanın rotorunu elle döndürmek mümkündür. Sıcak akışkanlarda pompanın sıcak ya da soğuk olmasına rağmen rotor serbest olarak dönmelidir. Eğer herhangi bir zorluk ya da tutma varsa sebebini bulmadan kesinlikle pompa çalıştırılmamalıdır.

c) **Çalıştırma ve durdurma işlemleri :**

Santrifuj pompanın çalıştırılması için gerekli adımlar pompa tipine ve işletme şekline bağlıdır. Yedek pompalara hemen işletmeye hazır durumda beklerler. Emme ve basma hattındaki vanalar açık tutulur ve basma hattındaki çek valfle pompa içinden ters akış engellenir.

Çalıştırmada takip edilecek adımlar pompa güç-kapasite eğrisinden oldukça etkilenirler. Yüksek ve orta basma yüksekliğine sahip pompalar (düşük ve orta hızlardaki) sıfır debiden normal kapasitesine yükselen güç eğrileri vardır. Bu tür pompalar motor üzerindeki yükü azaltmak için basma hattındaki vana kapalı iken çalıştırılmalıdır. Bu amaç için bir çek valf'te vazife görebilir. Eğer sistemde diğer bir pompa çalışıyor ise, çek valf pompa gerekli basma yüksekliğine çıkıncaya kadar açmayacaktır. Eğer pompa kapalı bir vanaya karşı çalıştırılıyorsa aşırı ısınmayı engellemek için by-pass hattı açılmalıdır. Düşük basma yüksekliği olan pompalar (yüksek hızlardaki)

kapasite kısıtlamasında güç eğrileri hızla artar. Bu yüzden basma hattı vanası açık olmalı ve çek valf geri akışı engellemelidir.

Motor tahrikli pompalarda ve kapalı bir vanaya karşı çalıştırılacak pompalarda çalışma prosedürleri şunlardır.

1. Emme vanası açık, boşaltmalar kapalı pompa akışkan ile doldurulmalıdır.
2. Eğer rulman soğutması için bir devre varsa onunda vanası açılmalıdır.
3. Eğer salmastra kutusu soğutma suyu ile soğutuluyorsa vanası açılmalıdır.
4. Eğer sızdırmazlık sıvısı devresi varsa vanası açılmalıdır.
5. Eğer oda sıcaklığı üzerinde akışkanın ısıtılması gerekiyorsa ısıtma devresi vanası açılmalıdır. Pompa ısındıktan sonra vanası kapatılmalıdır.
6. Eğer pompa öntü kapalı bir devreye karşı çalıştırılacaksa geri dönüş vanası açılmalıdır.
7. Motoru çalıştırın.
8. Basma vanasını yavaşça açın.
9. Salmastra kutusundan sızınayı kontrol edin ve salmastra yağlama akışkan vanasını yeterli yağlamayı sağlaması için ayarlayın. Eğer salmastra yeni ise somunları hemen sıkımayın sızıntı azalana kadar bekleyin.
10. Pompa ve motorun genel mekanik işletmesini kontrol edin.
11. Geri dönüş hattındaki vanayı yeterli akış sağlandığında kapatın.

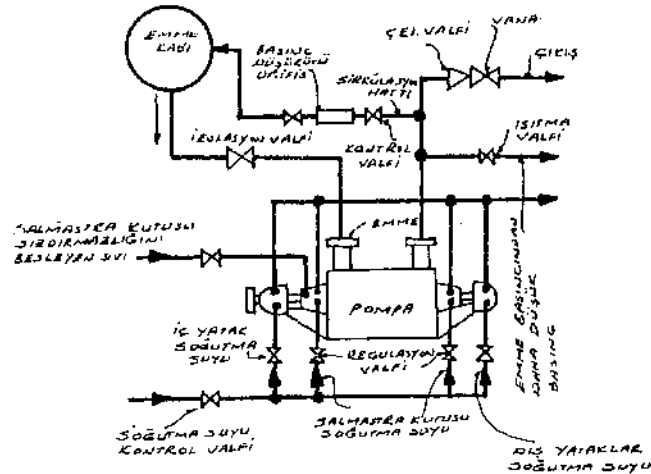
Eğer pompa basma vanası açık ve çek valfe karşı çalıştırılacaksa yukarıdaki işlemlerdeki tek değişiklik motor çalışmadan basma vanası açık olmalıdır.

Bazı durumlarda rulman soğutma suyu pompanın kendisi tarafından verilebilir. Bu da yukarıdaki işlemlerin azalmasına neden olur.

Pompa çalıştırmada olduğu gibi durdurma işlemleri de pompa tipine ve çalıştığı sisteme bağlıdır. Genelde kapalı bir vanaya karşı çalışan pompalarda durdurma işlemleri şöyledir.

1. Geri dönüş hattındaki vanayı açın.
2. Pompa önündeki vanayı kapatın.
3. Motoru durdurun.
4. Eğer pompa çalışma sıcaklığında tutulmak isteniyorsa ısıtma devresi vanasını açın.
5. Rulman ve salmastra kutusu soğutma devresi vanasını kapatın.
6. Salmastra soğutma suyu pompa dışında bir devreden sağlanıyorsa bu devrenin vanasını kapatın.
7. Eğer pompa bakım için açılacaksa pompa emme vanasını ve tahliye vanalarını açın.

Eğer pompa kapalı bir vanaya karşı çalıştırılmıyorsa 2 ve 3. basamaklar yer değiştirecektir.



ŞEKİL: 1

Muhtelif şartlar altında hayali bir santrifluj pompada bulunabilecek bütün ilave giriş ve çıkış ek bağlantılarını toplayan şematik diyagram

d) Yedek pompalara verilecek yardımcı hizmetler :

Yedek pompalar devreye girerken rulman soğutma suları ve salmastra soğutma sularının hazır durumda olmaları gerekir.

1. Pompanın yedek veya asıl olduğuna bakılmaksızın rulman yatakları veya yağı soğutma için sabit bir akış sağlanmalıdır.
2. Bağlantılar otomatik olarak açılabilir olmalıdır.
3. İşletme bağlantılarının kapalı olduğu durumda bir operatör yedek pompa devreye girdikten hemen sonra bağlantıları açmalıdır.

Bu yöntemler her bir işletme için özel durumlar göz önüne alınarak kullanılabilir. Bazen salmastra kutusuna gönderilen su pompa çalışsın veya çalışmasın gönderilmelidir. Bu durum özellikle akışkanın korozif ve mil üzerinde iz bırakacağı zaman önemlidir. Ayrıca vakumda çalışacak bir pompa için içeriye hava sızmasını engellemek içinde lazımdır.

e) Elektrik problemi olan pompaların yeniden çalıştırılması :

Güç kesilmesi sırasında çek valf pompanın ters yönde akışına mani ise yeniden akım verilerek çalıştırılabilir. Motor kontrol sistemi güç verildiğinde yeniden devreye girecek şekilde olabilir. Ayrıca emme tarafında doldurma ve su seviyesini kaybeder ise motoru devreye sokmayan bir kontrolde olmalıdır.

f) Santrifuj pompaların düşük debilerde işletilmesi :

Pompa üreticileri tarafından pompanın çalışmaması istenen düşük debiler pompa karakteristik eğrilerinde gösterilir. Santrifuj pompaların düşük debilerde çalışmaları akışkanın ısınmasına neden olur. Motor tahrik gücü ile suya verilen güç arasındaki fark pompa içindeki güç kaybını belirler, rulmanlarda kaybedilenin dışındaki güç kayıpları ısıya dönüşür ve pompanın transfer ettiği akışkana aktarılır. Bu ısının pompa konstrüksiyonuna zarar vermesine ve malzemelerin ısı dayanımlarının geçilmesine müsaade edilmemelidir.

2. SANTRİFÜJ POMPALARIN BAKIMININ YAPILMASI

Pompa tiplerindeki değişiklikler, kapasite aralıkları, tasarım farklılıkları, kullanılan malzemelerden dolayı burada belirtilen bilgiler en sık rastlanan ve kullanılan pompalara aittir. Herhangi bir pompaya servis vermeden önce üreticilerin işletme talimatları kitabını dikkatlice incelememiz gerekir.

a) Pompa çalışmasının günlük gözlenmesi :

İşletmeciler görevleri başında iken saat başı ve günlük gözatmalar yapmalı ve gözlenen “düzensizlikler” anında rapor edilmelidir. Bunlar pompanın çalışma sesindeki değişiklikler, yataklama sıcaklıklarındaki ani yükselmeler ve pompa sızıntılarıdır. Akış ölçer ve manometrelerin okunması ve kontrolü saat başı yapılmalıdır. Eğer kaydedici cihazlar varsa, bunların çıktısından kapasite, basınç ve enerji tüketimi irdelemeli ve müdahale edilip edilmeyeceği kontrol edilmelidir.

b) Pompa çalışmasının altı aylık kontrolü :

Salmastra kutusu parçalarının serbest hareketi altı ayda bir kontrol edilmelidir. Saplama ile somunlar temizlenmeli ve yağlanmalıdır. Conta ve salmastraların değiştirilmesi gerekir mi diye kontrol yapılmalıdır. Pompa mili ve motor mili düzgün mü, doğrultulması gerekli mi, Yağlanan rulmanların yağları akıtılmalı ve yeni yağ takviye edilmelidir. Gres yağlı rulmanlar kontrol edilmeli ve yağ miktarının gereken seviyede olup olmadığına bakılmalıdır.

c) Pompa çalışmasının yıllık kontrolü :

Yılda bir defa kapsamlı bir bakım yapılmalıdır. Altı aylık bakıma ilave olarak, rulmanlar çıkartılmalı, temizlenmeli ve çatlama ve bozukluklar kontrol edilmelidir. Rulman yatakları dikkatlice temizlenmelidir. Sürtünmeli yataklar çizilmelere ve aşınmalara karşı kontrol edilmelidir. Temizlik ve kontrolden hemen sonra yağ ve gres ile kaplanmalıdır. Salmastra kaldırılmalı ve mil aşınma için kontrol edilmelidir. Millerin düzgünlüğünü kontrol için kaplinler sökülmesi ve milin dikey hareketi kontrol edilmelidir. Orijinal aralıkların %150 aşılması halinde dikey harekette sebebinin araştırılması gerekir. Rulmanların müsaade ettiği oynamalar kontrol edilmelidir. Eğer üreticilerin tavsiye ettiği değerler aşılmışsa sebep araştırılmalı ve düzeltilmelidir.

Tüm yardımcı borulamalar kontrol edilmeli ve yıkanmalıdır. Yardımcı soğutucular yıkanmalı ve temizlenmelidir.

Pompa gövdeleri sökülmesi ve kaplin ayarları yeniden yapılmalıdır.

Bütün enstrümanlar ve akış ölçen cihazlar kalibre edilmeli ve pompa performansı test edilmelidir. Eğer parça değişimi söz konusu ise tamirden sonra pompa yeniden test edilmelidir.

d) Komple bakım :

Komple bakımın ne zaman yapılması gerektiğini belirlemek güçtür. Bu pompanın işletmesine, malzeme ve konstrüksiyonuna, akışkana ve komple bakım vs güç kayıpları ve iş kaybına bakılır. Çok yoğun kullanılan pompalar aylık komple bakım isterken , diğerleri 2-4 yıl veya daha uzun süre için komple bakım isterler.

Bir pompayı komple bakımı gerektiren şartlar ortaya çıkmadıkça açmamalıdır. Bunlar pompa performansının hissedilir bir şekilde düşmesi, gürültü gelmesi ve motor aşırı yüklenmesi ya da pompanın bilinen geçmiş performansı ve benzer işletimdeki sonuçlarının değişmesidir.

Beklenmedik anlarda oluşabilecek bakımlar için yeterli sayıda yedek parça bulundurulmalıdır.

Tamirlerin karmaşıklığı, fabrikada sağlanabilecek kolaylık ve olanaklar ve pek çok diğer faktör gerekli tamirin yerinde mi üreticinin fabrikasında olması gerektiğini belirler.

e) Yedek ve tamir parçaları :

İşletim sıklığı bulundurulması gereken minimum yedek parçayı belirler. Eğer geçmiş deneyim yok ise, pompa imalatçısının tavsiyesine uyulmalıdır. Gecikmelerin bir sigortası olarak yedek parçaların esas ünite satın alınırken siparişi verilmelidir. Genel bakımın uygulanan metotlarına göre bazı tamir parçaları ölçüsü üstünde ve altında sağlanmalıdır.

Pompa işletmeye alındıktan sonra yedek parça siparişi verirken, üreticiye pompa seri numarası ve isim plakasındaki ölçüsü verilmelidir. Bu bilgiler pompayı tariflemekte önemlidir ve gelecek yedek parçanın doğru ölçü ve malzemede olmasını sağlar.

f) Bakım ve tamirlerin kaydının tutulması :

Pompa bakım kartlarına altı aylık ve yıllık bakımların çalışma programları girilmelidir. Dikkat edilmesi gereken tüm hususların kaydı burada olmalıdır. Bu kartlarda ayrıca değiştirilecek ve tamir edilecek parçalara ait yorumların ve gözlemlerin kaydedileceği bir bölüm olmalıdır. Aşınmanın sıklığı ve uygulanacak tamir metotlarının içeren pek çok durumda aşınan parçaları resimlerinin tamir edilmeden önce çekilmesi gerekir. Her bir pompa için yapılacak tamir ve bakım masraflarının kaydı pompa çalışma saatleri ile beraber tutulmalıdır. Bu kayıtlar üzerinde yapılacak bir çalışma malzeme değişikliğinin ya da konstrüksiyon değişikliğinin doğru ekonomik bir karar olup olmadığını açıklayacaktır. Ek'te bir işletmede kullanılan bakım kartı verilmektedir.

g) Pompa problemlerinin teşhisi:

Pompa işletim problemleri hidrolik veya mekanik yapıda olabilir. İlk kategoride bir pompa akışkanı transfer edemeyebilir, düşük kapasitede transfer edebilir, yetersiz basınç verebilir, çalışmaya başladıktan sonra doldurulan su azalabilir. İkincisinde çok fazla güç tüketebilir. Salmastra kutusunda veya rulmanlarda mekanik güçlük ikazları verebilir. Titreşim, gürültü veya bazı pompa parçalarının kırılması olabilir.

Her iki kategorinin de birbirine bağımlılığı vardır. Örneğin çalışma aralıklarındaki aşınma bir mekanik problem olarak sınıflandırılabilir ve sonuçta pompanın net kapasitesinde bir düşüşe neden olacaktır ki bir hidrolik problemdir. Bir parça kırılmasına ve titreşime neden olmadan sonuç olarak semptomları ve sebepleri ayrı ayrı sınıflandırmak faydalıdır. Ve her bir semptom için potansiyel sebepleri belirlemelidir.

3. SANTRİFÜJ POMPA ARIZA BELİRTİLERİ VE MUHTEMEL SEBEPLERİ

Şimdi muhtelif arıza belirtilerinin her biri için muhtemel sebepleri sıralayacağız. Parantez içinde ilave ettiğimiz (EA) Emme Arızası, (SA) Sistem Arızası, (MA) Mekanik Arıza olduğunu gösterir.

Pompa Su Basmamaktadır: Sebepleri:

1. Pompa ilk hareketi sağlayamamıştır (EA)
2. Pompa salyangozu veya emme boruları sıvı ile tam olarak dolmamıştır. (EA)
3. Emme yüksekliği çok fazladır.(EA)
4. Emme basıncı ile sıvının buharlaşma basıncı arasındaki fark çok azdır. (EA)
5. Emme borusunda hava cepleri teşekkül etmektedir. (EA)
6. Emme borusu giriş ağzı kafi derecede sıvı için ele alamamaktadır. (EA)
7. Pompa devri düşüktür. (SA)
8. Pompa ters yönde çalışmaktadır. (SA)
9. Sistemin toplam yüksekliği pompanın çizim basma yüksekliğinden daha fazladır. (S)
10. Muhtemelen çok düşük su miktarları ile çalışmaktadır bu şekilde bir çalışma hali için pompaların paralel çalışması uygundur. (SA)
11. Fan içinde kanalları tıkayan yabancı bir madde mevcuttur. (MA)

Basılan Akışkan Miktarı Yetersizdir: Sebepleri:

1. Pompa veya emme boruları sıvı ile tam olarak dolmamaktadır. (EA)
2. Emme yüksekliği çok fazladır. (EA)
3. Emme basıncı ile buharlaşma basıncı arasındaki fark çok azdır. (EA)
4. Sıvı çok fazla gaz veya hava ihtiva etmektedir. (EA)
5. Emme borusundan hava cepleri teşekkül etmektedir. (EA)
6. Emme borusuna dışarıdan hava sızmaktadır. (EA)
7. Salmastra kutularından pompa içine hava sızmaktadır. (EA)
8. Dip klapesi çok ufaktır. (EA)
9. Dip klapesi tam olarak açılmamaktadır. (EA)
10. Emme borusu emiş ağzı kati derecede sıvıya dalmamaktadır. (EA)
11. Pompanın devri düşüktür. (EA)
12. Sistemin toplam yüksekliği pompanın çizim basma yüksekliğinden daha fazladır. (SA)
13. Sıvı Viskozitesi çizim değerlerinden farklıdır. (SA)
14. Çok düşük sıvı miktarları ile çalışmaktadır. Bu şekilde bir çalışma hali için pompaların paralel çalışması uygun değildir. (SA)
15. Fan içinde kanalları tıkayan maddeler mevcuttur. (MA)
16. Aşınma bilezikleri eskimiştir. (MA)
17. Fanda hasar vardır. (MA)
18. Gövde hava tahliye musluğu bozuktur ve sızıntıya sebep olmaktadır. (MA)

4. SANTRİFÜJ POMPA İŞLETME VE BAKIMINDAKİ BAZI KONTROL VE TAMİRLER

a) Gres yağla yağlanan rulman yatakların kontrolü:

Günde 24 saat çalışan bir pompa için hiç olmazsa 3 ayda bir gres miktarları kontrol edilmeli gerekli ise takviye edilmelidir. Fazla gresin doğuracağı zararın az gresin meydana getireceği zarardan daha fazla olduğu unutulmamalıdır. Bu yüzden tecrübesiz bir elemanın bilyalı yataklara gres yağı ilave etmesine müsaade edilmemelidir.

Genel olarak rulman yatak muhafazasının üçte birinden daha fazlasının gres yağı ile doldurulmaması tavsiye olunur. Önemi sebebiyle gres yağı doldurulmasının nasıl yapılacağını kısaca inceleyelim.

Yatak gövdesinin alt tarafındaki boşaltma tapası çıkartılır pompa çalışır vaziyette iken mibir miktar gres ilave edilir.Yağın tamamı ile değiştirilmesi isteniyorsa boşaltma deliğinden yeni yağ geldiği görününceye kadar gres ilave edilir.10-15 dakika müddetle fazla gresin yatak gövdesinden boşalmasına müsaade edilir. Gres çalışma sıcaklığına erişince fazla gresin akması son bulur. O zaman boşaltma tapası tekrar yerine takılır.

Yağlama miktarı hesabı:

$$Gr=Dxbx0.005$$

D=Rulman dış çapı

b=Rulman genişliği

0.005= Faktör

Gresin yoğunluğu = 0.80 kg/dm³

b) Salmastra kutusunun bakımı:

Genellikle pompa çalıştırılmaya başlandığında salmastra kutusu henüz tam olarak sıkılmamış vaziyette olmalıdır. Pompadan veya mevcut ise sızdırmazlık kanalından su mil boyunca akar yavaş yavaş salmastra sıkılır,sızıntı hemen hemen durmaya yakın hale gelince sıkıya son verilir. Şayet salmastra fazla sıkıştırılmış ve sızıntı tamamen durmuş ise salmastra malzemesi ısınarak genişliyecek ve yanacak neticede mili(veya mil gömleğini) aşındıracaktır. Milleder veya mil gömleklerinde salmastra sargısı altına isabet eden yerlerdeki menevişlenme ve aşınmanın sebebi bu aşırı sıkılmalarıdır.

Eski salmastra malzemesine bir veya birkaç yeni halka ilavesi ne derece doğru bir harekettir? Tartışılabilir.

Eğer yeni salmastra malzemesi eskisini, sıkıştıracak ve sızdırmazlık halkasını oynatarak sızdırmazlık suyunu tıkayacak ise yeni bir salmastra halkası ilave etmekten sakınmak gerekir. Genel olarak eski salmastra malzemesinin tamamen değiştirilmesi tavsiye olunur.

Bu salmastra kutusunun yeniden doldurulması sırasında şu hususlara ve sıraya riayet edilmelidir.

- 1) Eski salmastra malzemelerini çıkarıp, salmastra kutusu temizlenir.
- 2) Yeni salmastra malzemelerinin en,çap,boy ve cins bakımından uygunluğu kontrol edilir.
- 3) Her salmastra halkası ayrı ayrı yerleştirilir ve salmastra kutusu içinde gidebildiği kadar ileriye itilerek dip tarafa tamamen intibak etmesi sağlanır.
- 4) Her halka ucunun birleşme noktası bir evvelki halkadan 90 veya 180 derece farklı olacak şekilde bir şaşırtmaca ile yerleştirilir.
- 5) Şayet bu sızdırmazlık halkası (V) ise bunun sızdırmazlık suyu bağlantısı altına gelmesi temin edilir. Müteakip salmastra halkalarının bunu yerinden oynatmamasına itina edilir.
- 6) Gerekli miktarda salmastra halkası yerleştirildikten sonra salmastra baskı kapağı yerleştirilerek saplama somunları sıkıca sıkıştırılır, sonradan somunlar gevşetilerek kapağa biraz gevşeklik verilir.
- 7) Yeni konan bir salmastra malzemesinin yerine oturabilmesi için pompa bir iki dakika aralıkla bir kaç defa çalıştırılmalıdır.Böylece salmastra kutusunun devamlı çalışma sırasında lüzumsuz bir ısınma yapması önlenmiş olur. Pompa bir buhar türbini ile tahrik ediliyor ise, aynı neticeyi sağlamak üzere pompa bir müddet düşük hız ile çalıştırılmalıdır.
- 8) Salmastra malzemesinin ıslanmasını ve yağlanmasını temin edecek şekilde hafif bir sızıntıya müsaade edilmelidir.
- 9) Salmastra baskı kapağı, sızıntıyı kesecek kadar sıkımalı, çok fazla sıkılmamalıdır.

g) Aşınma Halkalarının Tamiri :

- L Tipi Aşınma Halkası :

Şekil 3 deki L tipi veya düz bir gövde aşınma halkası ihtiva eden pompalarda aşınma halkasının boyut tashihi 3 metot vardır.

a) İmalatçı firmadan daha ufak delik çapı ihtiva eden bir yeni gövde aşınma halkası getirilir ve fan giriş tarafı tornalanmak sureti ile boyutu gerekli şekilde ayarlanır.

b) Aşınmış olan gövde aşınma halkasının yüzeyi kaynak veya metal püskürtme suretiyle doldurulur ve bu suretle iç çap daha küçük çapta delinir.

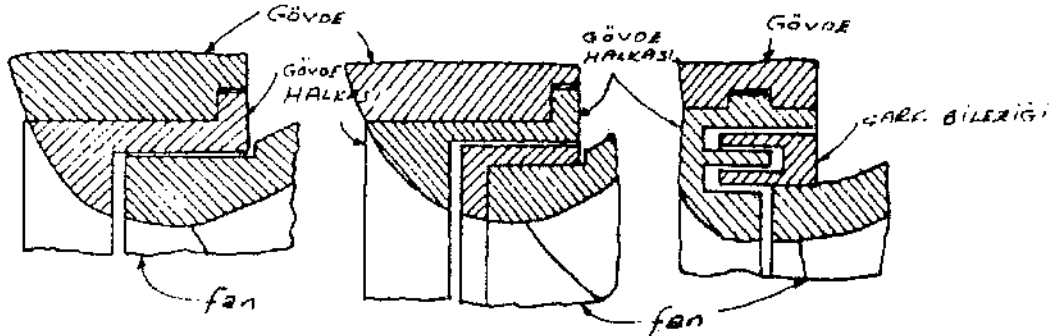
Müteakiben yukarıdaki (a) maddesinde olduğu gibi fan tornalanarak boyutlar temin edilir.

c) Gövde aşınma halkası daha büyük çapta delinir ve fan giriş tarafı doldurularak büyütülmüş olan gövde aşınma halkası ile uygun aralık sağlayacak şekilde torna edilir.

Ekseriya uygulanan metot 1.'sidir. 2. ve 3. metotların tatbiki zordur. Ancak büyük pompalarda ve gerekli makina ve teçhizatın bulunduğu tesislerde tatbik edilebilir.

Umumiyetle fan giriş kısmının kaynak ile doldurulması zorluk arz eder ve aşınma yüzeylerinin yenilenmesi icab ettiği taktirde çift aşınma halkası olan bir pompanın konstrüksiyonu tercih edilir.

L veya Düz Aşınma Halkaları Aralıkları Nasıl Tanzim Edilir ?



ŞEKİL: 3-1
L-şeklinde gövde aşınma halkası ile aşınma halkası bulunmayan fan

ŞEKİL: 3-2
L-şeklinde gövde aşınma halkası ile L-şeklinde çark aşınma bileziği

ŞEKİL: 3-3
Labirent tipi aşınma bileziği konstrüksiyonu.

Şekil 3.2 deki L tipi veya düz aşınma halkası ile fan aşınma halkası olan bir pompada aşınma halkaları arasındaki aralık nasıl düzenlenilir? Bu iş için şu metotlar uygulanır.

- Yeni ve daha büyük çaplı bir fan bileziği temin edilir ve eski gövde halkası daha genişletilerek yeniden kullanılır.
- Yeni daha ufak çaplı gövde halkası temin edilir ve eski fan halkası daha ufak bir çapa torna edilmek suretiyle yeniden kullanılır.
- İcab ediyorsa gerek gövde, gerekse fan halkasının her ikisi de yenilenir.
- Fan halkası veya gövde halkasından biri kaynak veya metal püskürtmek suretiyle doldurulur ve diğeri işlenir. Bu suretle orjinal ıslak bağlantı çapının aşağı yukarı muhafazası mümkün olur. Fan labirenti fan üzerine vidalanmış olarak iki adettir. Bak Şekil 3.3 . Şayet aralıklar fazla ise labirentlerin yenilenmesi tavsiye olunur.

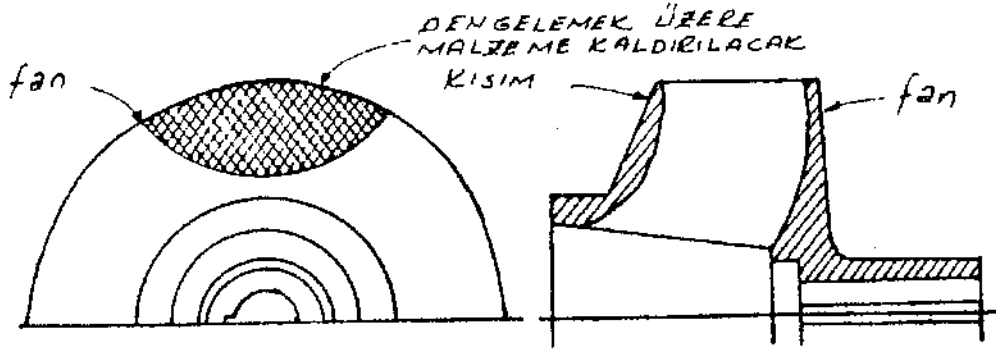
h) Fan Üzerine Yeni Bir Aşınma Halkası Montajı:

Bir fan üzerine yeni bir aşınma halkası monte edildiği zaman halka yüzeyi umumiyetle mil ile konsantrik değildir. Bu sebepten yeni bir halkanın montajını müteakip aşınma yüzeyi kontrol edilmeli ve icabı halinde işlenmelidir. Bu işlem halkanın sıkı geçme somunu veya vidalı şekilde fan üzerine monte edilmesi halinde daima tatbik edilmelidir.

Erozyona uğramış ve aşınmış fanların tamiri mümkün ve doğru mudur ? Büyük pompa fanlarının erozyona maruz kalması ve aşınması halinde genellikle kaynak ve maden püskürtmek suretiyle doldurulmaları yoluna gidilir. Pompa fanlarının özel karışımlarla imali neticesinde yükselen maliyetleri pompalar için bir çeşit garanti demektir bu çeşit bir tamiri umumiyetle kaldırır. Fanda husule gelen aşınmaların sebebi pompanın kavitasyon altında çalışması ise bu taktirde imalatçı firmaya müracaat ederek çalışmakta olan emme şartları altında pompaya daha uygun bir fan temin edilip edilmeyeceği sorulmalıdır.

1) Bir Pompa Fanının Mekanik Dengelenmesi :

Pompa fanının basit şekilde dengelenmesi için fan bir mil üzerine geçirilir ve bu mil iki taraftan aynı seviyede iki paralel ve keskinleştirilmiş mesnet üzerine oturtulur. Şayet fan dengesiz ise bu mesnetler üzerinde dönerek fanın ağır tarafı alt kısma gelecek şekilde durur. Fanın dengelenmesi için bu taraftan bir miktar talaş çıkartılır.



ŞEKİL: 4
Resimde görüldüğü gibi fanın yan tarafında bir kısımdan malzeme kaldırmak suretiyle dengelenmiş çark.

Bu işlemin fan performansını değiştirmeyecek ve erozyona yol açmayacak şekilde yapılmasına dikkat edilmelidir. Bu sebeple fanın ağır tarafında delikler açılması doğru değildir.

Bu hususta en pratik yol kapalı fanın ağır tarafından Şekil 4'deki gibi bir miktar malzemenin kaldırılmasıdır. Bu işlem fanın bir yanından yapılabileceği gibi iki yandan da yapılabilir. Bu hususta fanın kalınlığı ve kaldırılacak malzeme miktarı dikkate alınarak karar verilir.

Yarı açık fanlarda konstrüksiyonun müsadesi nispetinde fanın yan tarafından talaş kaldırılabilceği gibi, şayet ağır taraftaki kanatlar aksi taraftakilerden daha kalın ise kanatların alt kısmından da malzeme kaldırılabilir. Bu son metod bilhassa açık fanlar da tatbik bir metod'dur.

KAYNAKLAR

Karassik İgor J., Krutzsch William C., Fraser Warren H., and Messina Joseph P., Pump Handbook, Section 13, pp.11-23, McGraw-Hill Book Company, New York, 1976.

SUMMARY

Centrifugal pumps are widely used in plumbing. Operation and maintenance of these pumps are discussed in this article. The controlling of pumps before starting, and start-stop procedures are discussed in the first section. In the second section, the maintenance of pumps is analysed. The possible problems and their causes are discussed in the third section. Finally, some controls and maintenance methods of centrifugal pumps are given in the fourth section. All these items are discussed from the perspective of end users and operators.

YERALTI SULARI POMPAJ EKONOMİSİ

A.Özden ERTÖZ
Vansan Makina Sanayii

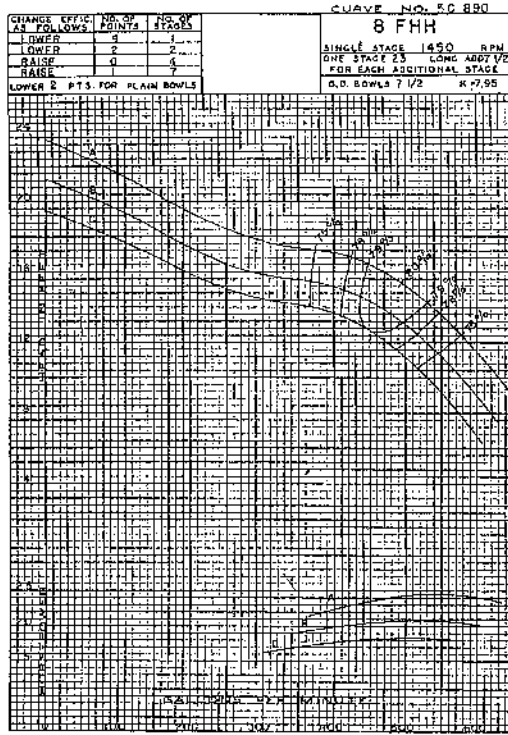
ABSTRAKT

Yeraltı suyu elde edilmesinde kullanılan pompaların karakteristikleri sadece pompa asambleleri için verilmektedir. Kuyuya monte edilen pompanın gerçek karakteristiğini bulmak için bazı hesaplamalar yapmak gerekir.

Yazıda pompa karakteristiğine etki eden faktörler açıklanmış olup gerçek pompa karakteristiğinin hesaplanması için gereken bilgiler tablolar halinde verilmiştir. Pompa çalışırken yapılan işin harcanan güç'e oranı literatürde Telden suya verim (wire to water efficiency) olarak adlandırılmaktadır. Pompajda enerji ekonomisi sağlanabilmesi için sadece daha verimli pompa kullanılması yeterli olmayıp; telden suya verimin maksimum olması gerekir. Telden suya verimin maksimum olduğu çözüm genelde en ekonomik çözüm değildir. Yatırım maliyetleri ile işletme maliyetinin en ekonomik olacak şekilde seçim yapılması gerekir.

POMPA KARAKTERİSTİKLERİ:

Şekil 1.de görülen derin kuyu pompa karakteristiği diğer pompalardan biraz farklıdır. Bunun sebebi diğer pompalarda pompanın emiş ve çıkışı belli olduğu halde derinkuyu veya dalgıç pompaların emişi ile çıkışı arasındaki uzunluğun pompa montaj derinliğine bağlı olarak değişmesidir.



Bu sebepten derinkuyu pompalarının karakteristikleri sadece pompa asamblelerinin karakteristiği olarak verilir. Pompa imalatçıları arasında genel kabul görmüş olan Şekil 1.deki gösterime göre sol üstteki çizelgede "lower 2 pts for plain bowls" ifadesi: "biz bu pompanın deneyini emayelenmiş ara çanaklar ile yaptık, eğer emayesiz ara çanak kullanıyorsanız verimleri 2 puan azaltınız" anlamına gelmektedir.

Ara çanak ölçüsü	Verime katkısı (%)
6	3-5
8	2-4
10	2-3
12	1-3
14	1-2
16-20	1

Çizelge1.Ara çanak için emayelenmesinin verime katkısı

Şekil 1.in sol üst kısmındaki çizelgede 1 kademe pompa için verimini %4 azaltınız, 2 kademe için %2 azaltınız, 4 kademe için aynen kabul ediniz, 7 kademe için %1 arttırınız. Sağ üstte tek kademeli 1450 d/d'daki karakteristiği olduğu gösterilmekte, tek kademeli pompanın uzunluğunun 23", her bir ilave kademeli de 7,5" uzunlukta olduğu ifade edilmektedir. Ara çanakların dış çapının 7,5" olduğunu belirten yazının yanında K=7,95 ifadesi bu pompanın

basma yüksekliğinin her bir feet'i için eksenel kuvvetin 7,95 lb. olduğu ifade edilmektedir. Diğer bir deyişle bu pompanın basma yüksekliğinin her bir metresi için 11.82 Kgf hidrolik eksenel kuvvet oluşmaktadır. Pompa karakteristiğinin diğer kısımları yatay milli santrifüj pompalarla aynıdır.

Bu bilgilerden belirli bir derinkuyu veya dalgıç pompanın gerçek karakteristiğine ulaşabilmek için bazı hesaplamalar yapmamız gerekir. Bunun için basınç kayıpları ve güç kayıpları ayrı ayrı hesaplanmalıdır..

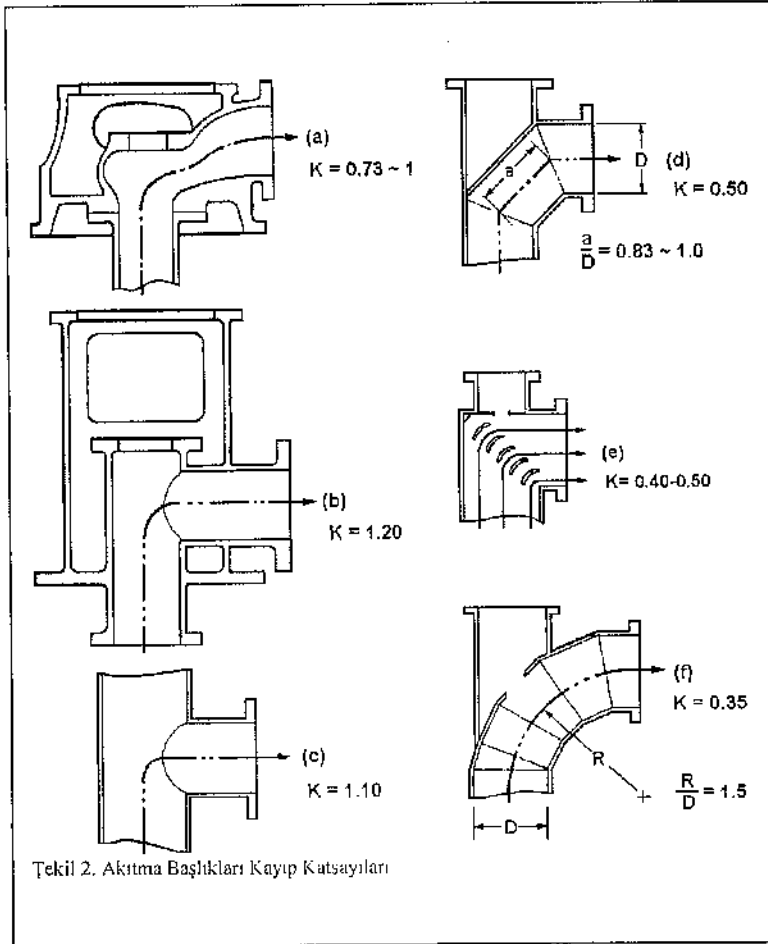
BASINÇ KAYIPLARI

Basınç kayıpları; kolon borusu kayıpları, çıkış başlığı kayıpları, varsa emişteki özel kayıplardır.

KOLON BORUSU KAYIPLARI

Kolon Borusu Sürtünme Kayıpları: TS.514'de belirtilen kayıplar ANSI/AWWA E.101-77'den alınmış olup yağ ile yağlamalı kolon boruları için hazırlanmıştır. Ek.1.deki tabloda belirtilen boru çapları nominal çaplar olup TS.514'de belirlenen kalın etli borular içindir. Su ile yağlamalı pompalar için aynı çapta milin girebileceği yağ borusu çapı esas alınarak kolon borusu kaybı bulunmalıdır. Örnek olarak 6" kolon borusu ve $\phi 30$ mm. mil için; $\phi 30$ mm.milin girebileceği mil muhafaza borusu 2" olduğundan 6".lık kolon borusunun 2"lik sütunu kullanılmalıdır.

AKITMA BAŞLIĞI VE DİRSEK KAYIPLARI



Şekil 2. Akıtma Başlıkları Kayıp Katsayıları

Şekil 2.deki grafikler değişik tip akıtma başlıkları için kayıp katsayılarını vermektedir. Kayıp

$$\zeta = K \times \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

Formülü ile hesaplanır. Şekil 2.a. da gösterilen akıtma başlığı döküm olup katsayılar imalatçıların yayınladıkları kataloglardan alınmış olup büyüklükleri $\phi 300$ - $\phi 900$ arasında olan başlıkları temsil etmektedir. Daha küçük olan akıtma başlıkları için kayıp katsayısı bizim yaptığımız araştırmalara göre ortalama 1 civarında olduğundan şekle ilave edilmiştir. Şekil 2'te gösterilen altı akıtma başlığının geri kalanı kaynak konstrüksiyonlu olup büyük debili eksenel pompalar ve büyük güçlü dik pompalar için kullanılmaktadır.

GÜÇ KAYIPLARI

Pompanın çektiği gücü bulmak için pompa asamblesinin gücüne mil sürtünme kayıplarının ilave edilmesi gerekir. Genelde elektrik motoru imalatçıları eksenel yatak kayıplarını motor verimine yansıtmazlar. Bu kayıpların da ayrıca eklenmesi gerekir. Dalgıç

pompa motorlarının verimleri de eksenel kuvvet sıfır kabul edilerek hesaplanmış olup motor verimi hesabında bu husus gözönüne alınmalıdır. Ayrıca elektrik motorunun kablo kayıplarını da hesaba katmak gerekir.

MİL GÜÇ KAYIPLARI

Ek 2, her 100 m. mil uzunluğu için sürtünme kayıplarını mil çapı ve devir sayısının fonksiyonu olarak vermektedir. Bu hesaplamalarda göz önüne alınan konstrüksiyon damlamalı yağ ile yağlanan ve 1.5 m. ara ile yataklanmış miller için geçerli olup, aynı zamanda su ile yağlamalı miller için de geçerlidir. Mil muhafaza borusu yağ ile dolu olduğu takdirde bulunan kayıp iki katına çıkar. Millerin yataklara gelen kısımlarında mil gömlekleri var ise mil çapı olarak mil gömleği çapının alınması gerekir.

EKSENEL YATAK KAYIPLARI

Pompanın eksenel kuvveti ile millerin ağırlıkları toplamı eksenel yatak tarafından taşınmaktadır. Normal olarak

bu yataklar rulmanlıdır. Rulmanlı yatakların sürtünme kayıpları devir sayısı, yağ viskozitesi ve sıcaklık ve yatak büyüklüğü ile değişmektedir. Hassas bir yatak kaybı hesabı rulmana ait verileri bilmeyi gerektirdiğinden zordur. Kayıp genelde az olduğundan aşağıdaki ampirik formül yeterli hassasiyette sonuç vermektedir.

$$kW_f = 0.0123 * \frac{d}{100} * \frac{E}{1000} \quad (2)$$

Burada E= (kgf) olarak toplam eksenel kuvvet, $kW_f = kW$ olarak mil sürtünme kuvvetidir.

Emtaş, dik delik milli elektrik motorları kataloğunda eksenel yatak kayıplarını her 100 d/d hız ve her 1000 kg.lık eksenel yük için 0.033 kW olarak vermektedir.

DALGIÇ POMPA KABLO KAYIPLARI

Çok derin kuyularda (>200 m.); dalgıç pompalar, derinkuyu pompalarına göre daha avantajlı olabilir. Dalgıç pompa motoru veriminin derinkuyu pompa motorundan daha az olmasına mukabil derinkuyu pompalarının mil sürtünme kaybı uygun seçilmiş dalgıç pompa kablosundan daha fazla olacağından çok derin kuyularda dalgıç pompa kullanmak daha avantajlı olabilmektedir. Halen piyasada satılmakta olan dalgıç pompaların kataloglarında kablo seçimi için verilen abaklar; kablo maliyetinin az olması için % 3-4 kayıp esasına göre verilmiştir. Devamlı çalışacak büyük güçlü dalgıç pompalar için kablo seçerken işletme maliyetini de gözönüne alan ekonomik analiz yapılmalıdır.

VERİM HESAPLARI

Derinkuyu pompaları, dalgıç pompalar, eksenel pompalar;

1. Pompa asamblesi,
2. Kolon asamblesi,
3. Çıkış başlığı
4. Tahrik ünitesi

gibi kısımlardan meydana geldiğinden; bunlarda dört türlü verim tarif edilmektedir.

POMPA ASAMBLESI VERİMİ

Pompa asamblesi verimi laboratuvar şartlarında ölçülen, imalatçı tarafından garanti edilen verim olup sadece kolon borusu girişine kadar olan kayıpları ihtiva eder. η_a

POMPA VERİMİ

Pompa asamblesi değişik çaplardaki mil ve kolon boruları ve akıtma başlıkları ile bir araya gelerek pompa oluştuğundan aynı asamble için değişik çaptaki mil, kolon boruları ve çıkış başlıkları kullanıldığında değişik pompa verimleri elde edilecektir. Pompa veriminin hesaplanmasında akıtma başlığı çıkışındaki basma yüksekliği ile akıtma başlığından pompaya giren mil gücü esas alınır. Böylece pompa asamblesi basma yüksekliğinden kolon borusu ve akıtma başlığı kayıpları çıkarılmış, pompa asamblesi giriş gücüne de mil ve salmastra sürtünme kayıpları eklenmiş olmaktadır. η_p

GENEL VERİM

Pompa verimi ile tahrik ünitesi veriminin (genelde elektrik motoru verimi- eksenel yatak kaybı) çarpımına eşittir.

$$\eta_g = \eta_p \times \eta_m \quad (3)$$

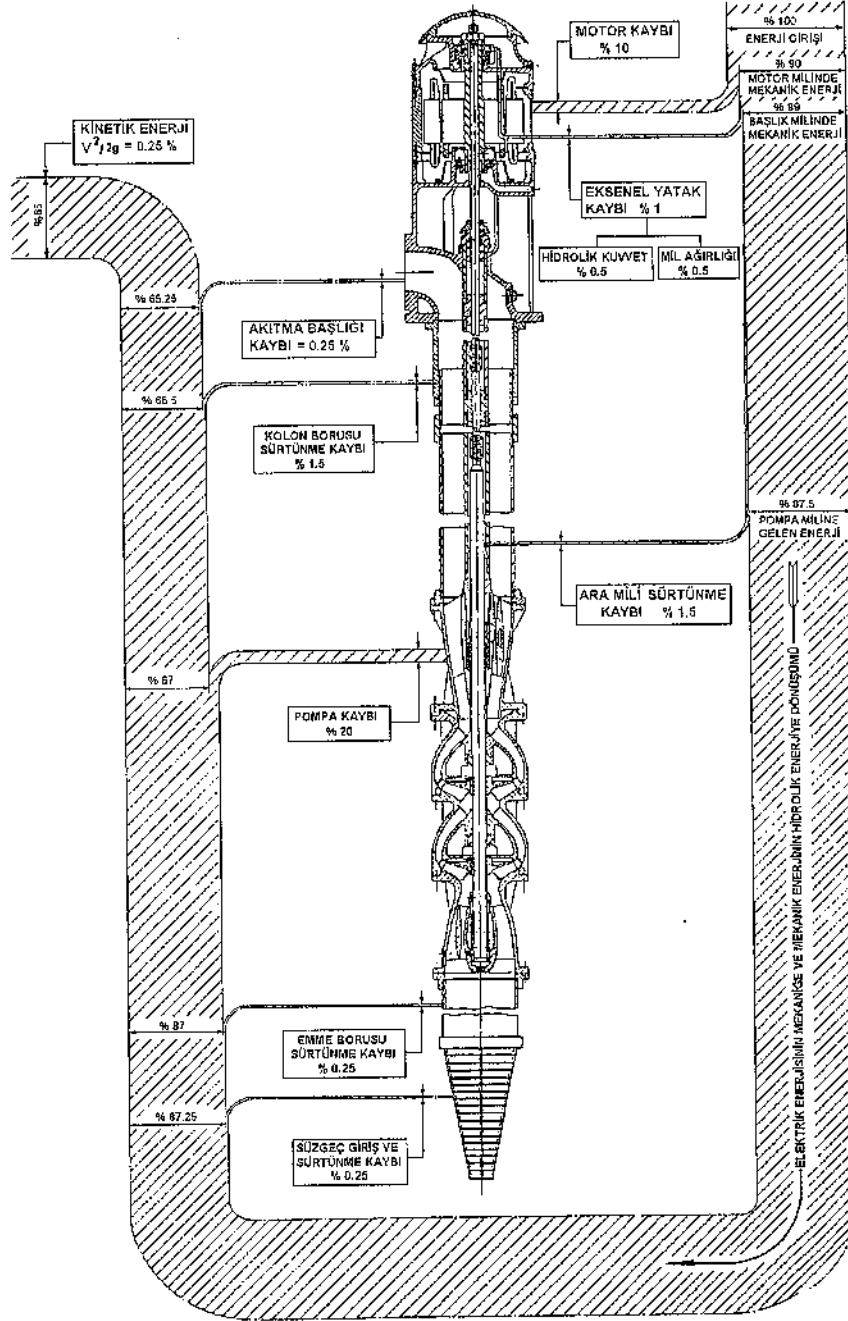
TEL DEN SUYA VERİM

Pompayı kullanırken birim zamanda yapılan işin, pompa motoruna giren güce oranı telden suya verim olarak adlandırılır.

$$\eta_{t-s} = \frac{\rho \times Q \times g \times H}{P_R} \quad (4)$$

Şekil 3 te verilen derinkuyu pompası güç bilançosunda yukarıda anlattıklarımı özet olarak gösterilmiştir.

DERİNKUYU POMPASI GÜÇ BİLANÇOSU



Şekil 3. Derinkuyu Pompası Güç Bilançosu

TELDEN SUYA VERİM HESAP ÖRNEĞİ

Pompa debisi (Q) kullanıcı tarafından belirlenir. Debinin belirlenmesinde ihtiyaç değil kuyu kapasitesi esas alınmalıdır. Kuyunun maksimum debisinin % 90'ı aşılmamalıdır.

Statik basma yüksekliği (H_m) pompanın bulunduğu yerden çıkış borusu eksenine kadar olan yüksekliğe istenen debideki dinamik seviye toplamıdır.

Boru cinsi, çapı, özel dirençler bilindiğinde kayıpların genel performansa etkisi hemen görülecektir.

Boru kayıplarına hız yüksekliği ilave edilerek pompa çıkışındaki basma yüksekliği (H_m) bulunur.

Bu basma yüksekliğine, Derin kuyu pompalarında akıtma başlığı kaybı ile kolon borusu kaybı eklenerek pompa asamblesi basma yüksekliği (H_s) elde edilir. Bunun için kolon borusu çapı ve mil çapı bilinmelidir.

Bundan sonra yapılacak iş belirli debiyi bu basma yüksekliğine en yüksek verimle basabilecek pompayı seçmektir. Uygun çaptaki pompalar arasında en yüksek verimi sağlayacak şekilde seçim yapılarak pompa asamblesi verimi, kademe sayısı ve gücü (P_s) bulunur.

Pompa asamblesi gücüne mil sürtünme kaybı ve eksenel yatak kaybı ilave edilerek pompa gücü (P_p) bulunur. Eksenel yatak kaybının bulunması için eksenel itme ve mil ağırlığı ile pompanın çark ve milinin ağırlığının bilinmesi lazımdır.

Pompa verimi $\eta_p = \frac{\rho \times Q \times g \times H_m}{P_k}$ formülü kullanılarak hesaplanır.

Bu güç elektrik motoru gücüne (P_e) bölünerek motorun şebekeden çektiği güç (P_s) hesaplanır.

Bu güç ile pompa genel verimi η_g hesaplanır.

$$P_h = \rho \times Q \times g \times H_g$$

Denklemler ile ifade edilen hidrolik gücün elektrik motoru giriş gücüne (P_s) oranı hesaplanarak "Telden suya verim" η_{t-s} elde edilir.

Telden suya verimi en büyük olan sistem, enerji ekonomisi bakımından en uygun çözüm olduğu halde; maliyet açısından her zaman en ekonomik çözüm değildir. Buna karar verebilmek için yıllık enerji tüketiminin, sistemlerin maliyet farkı ile karşılaştırılması gerekir.

SAYISAL ÖRNEK

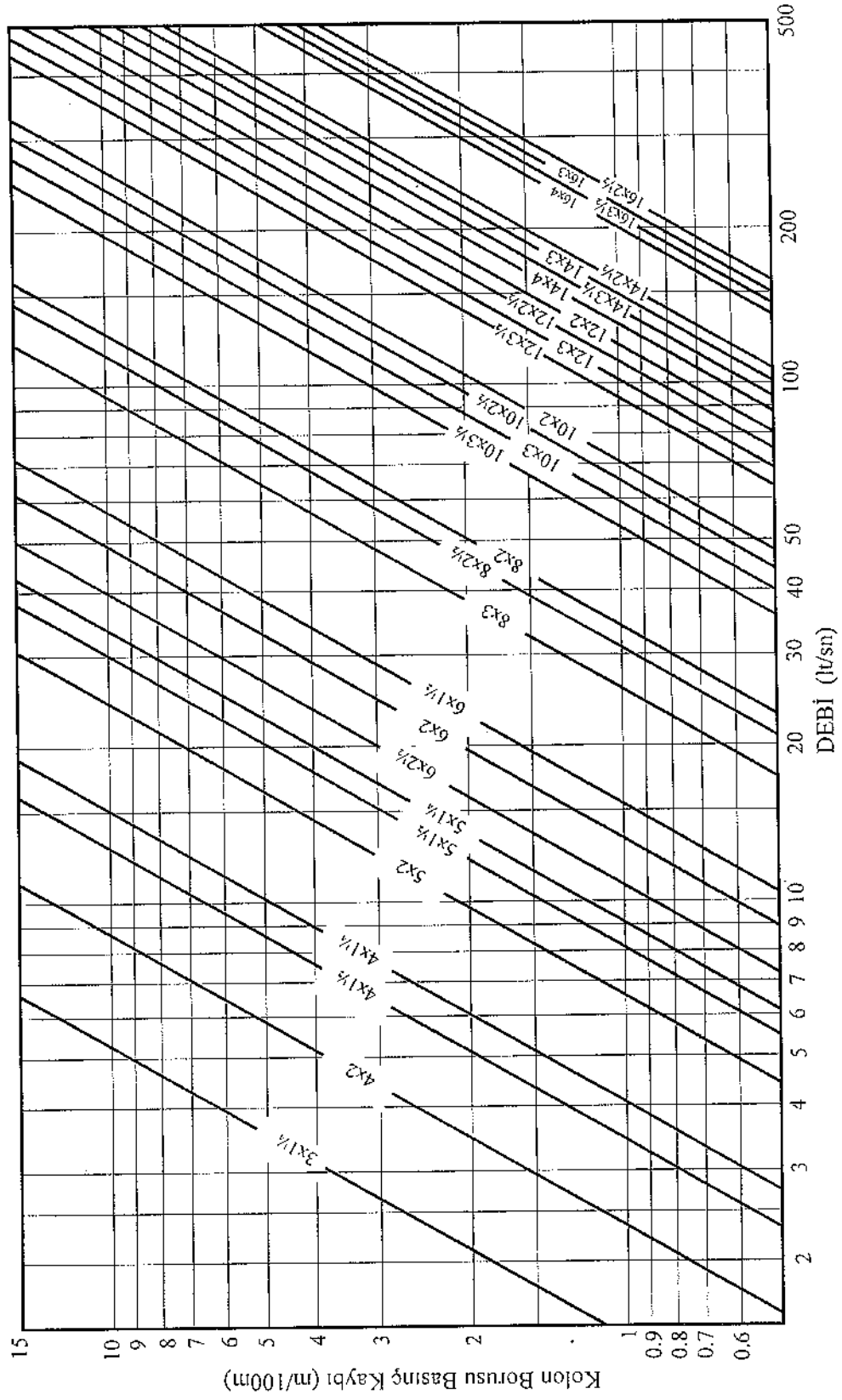
Satır		Birim	Değerler
1	Pompa debisi	(l/s)	63
2	Statik basma yüksekliği	(m)	50
3	Basma hattı uzunluğu	(m)	450
4	Basma hattı boru Çapı	(mm)	250
5	Su hızı	(m/s)	1.28
6	Basma hattı basınç kaybı	(m)	2.72
7	Basma hattı özel kayıpları	(m)	0.54
8	Hız Yüksekliği	(m)	0.08
9	Toplam basma yüksekliği	(m)	98.35
10	Kolon borusu basınç kaybı	(m)	1.70
11	Akıtma başlığı kaybı	(m)	0.20
12	Pompa asamblesi basma yüksekliği	(m)	100.24
13	Pompa asamblesi verimi	(%)	0.82
14	Pompa asamblesinin yuttuğu güç	(Kw)	75.55
15	Mil sürtünmesi kaybı	(Kw)	1.20
16	Miller ve çarkın toplam ağırlığı	(Kg)	267
17	Eksenel kuvvet	(Kg)	1,788
18	Toplam eksenel kuvvet	(Kg)	2,055
19	Eksenel yatakta güç kaybı	(Kw)	0.32
20	Pompanın yuttuğu toplam güç	(Kw)	77.07
21	Pompa verimi	(%)	79.00
22	Elektrik motoru verimi	(%)	93.00
23	Şebekeden çekilen güç	(Kw)	82.87
24	Genel verim	(%)	72.54
25	Telden suya verim	(%)	70.85

Kullanıcının gereksinimlerini karşılayacak derinkuyu pompasının seçiminde, uygulamada karşılaşılabilecek kayıpların etkileri hesaplanmalı ona göre uygun kademe tipi ve sayısı seçilmelidir. Aşağıda bu seçimin yapılışı adım adım anlatılmaktadır.

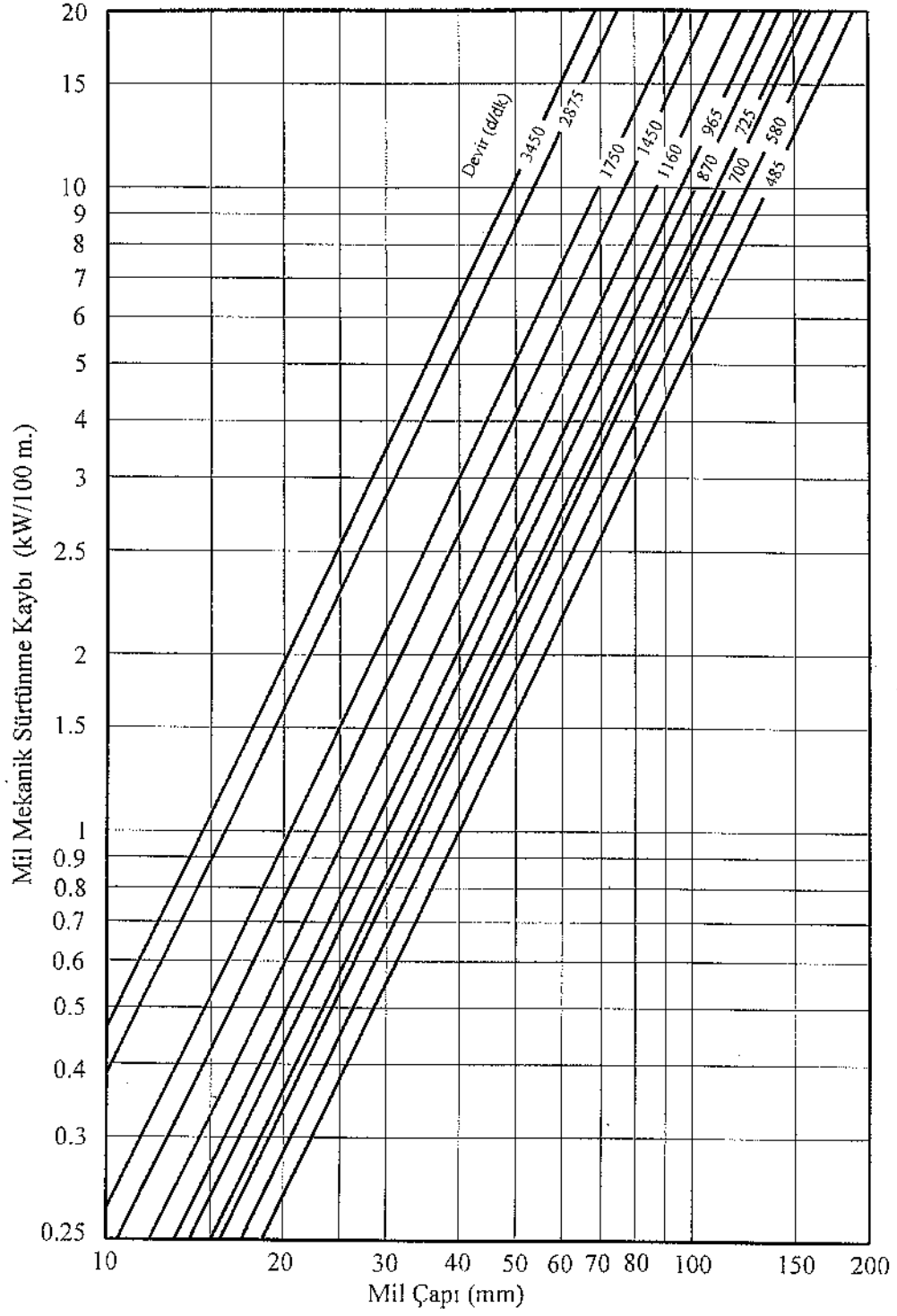
Satır1- Kullanıcı tarafından belirlenen pompa debisi
Satır 2- Toplam basma yüksekliği, 1. Satırdaki debi değerinde kuyu içindeki dinamik seviye kotu ile basma hattı sonunda boru eksen kotu arasındaki farktır

Satır 3-4-5-6-7- Basınç kayıpları ve boru çapı belirlenirken seçimin genel performansa etkisinin görülebilmemesini sağlamak içindir.

KOLON BORULARI SÜRTÜNME KAYBI ÇİZELGESİ



Ek.1



Satır 8- Hız yüksekliği her ne kadar pompanın toplam basma yüksekliği içinde hesaba katılmışsa da boru hattının sonunda sistem bakımından bir kayıp olarak gözükmeaktadır.

Satır 9- Toplam basma yüksekliği 2-6-7-8. Satırların toplamı olup pompa seçimi için temel alınır.

Satır 10- Mil ve kolon borusu çapı belirlendikten sonra pompanın emişi, dinamik seviyeden yöre şartlarının mevsimlik seviye değişimlerine göre bir miktar emniyet payı gözetilerek kolon borusu uzunluğu belirlenerek Ek.1. de verilen abaktan Kolon borusu basınç kaybı bulunur.

Satır 11- Akıtma başlığı kaybı imalatçının verdiği değerden alınır. Eğer bu değer bilinmiyorsa büyüklüğe göre 3" - 8" lik akıtma başlıkları için kolon borusu içindeki suyun hız yüksekliğinin 1~1.3 katı alınabilir.

Satır 12- 9-10-11. Satırlar toplamıdır.

Satır 13- Pompa karakteristiğinden okunur.

Satır 14- $\frac{Q \times H_m}{102 \times \eta}$ formülünden hesaplanır.

Satır 15- Mil çapı ve devir sayısı belirlendikten sonra imalatçının kataloğundan veya Ek 2.de verilen diagramdan 100m. mil boyu için okunan değer kullanılarak seçilen mil boyu için sürtünme kuvveti hesaplanır.

Satır 16-17-18-19 Miller, pompa tipi ve kademe sayısı belirlendikten sonra dönen kütlelerin ağırlığı ile eksenel hidrolik kuvvetin toplamından eksenel yatakta güç kaybı hesaplanır.

Satır 20- 14+15+19. Satırların toplamıdır.

Satır 21- Pompa verimi; 1. Satır ile 9. Satır çarpımının 20. satır ve 102 ye bölümüdür.

Satır 22- Elektrik motorunun 20. Satırdaki güçte çalışırkenki verimidir.

Satır 23- 20. Satırdaki gücün 22. Satırdaki motor verimine bölünmesi ile elde edilir.

Satır 24- Genel verim, pompa verimi ile elektrik motoru veriminin çarpımıdır (21x22).

Satır 25- Telden suya verim 1. Satır ile 9. Satır çarpımının 23. satır ile 102 çarpımına bölünmesi ile bulunur.

KAYNAKLAR

[1] Vertical Turbine, Mixed Flow, and Propeller Pumps, John L. Dicmas, McGraw Hill, New York, 1987

[2] Byron Jackson Pompa Kataloğu, 1936

[3] American National Standard for Vertical Turbine Pump-Line Shaft and Submersible Types, 1977

[4] REDA Pompa Kataloğu, 1962

ÖZET (SUMMARY)

Most universal calculation made in connection with vertical turbine pumps is the conversion of set of pumping requirements to bowl performance, selection of bowl assembly to meet the requirements, then addition of appropriate losses, and conversion of the information back to user's requirements or field performance. Effects of various changes on field performance can easily be seen by comparing the wire to water efficiencies.

FREKANS KONTROLLÜ POMPA UYGULAMASINDA YENİ BİR YAKLAŞIM

Murat UĞURLU
Süperteknik A.Ş.

Paolo MİLAN
Lowara

ABSTRAKT

Yazımızda, frekans kontrollü pompa uygulamalarında yeni bir yaklaşım tanıtılmaktadır. Buna göre; Ayrı bir kontrol panosu vasıtasıyla ve özel yapım motorlar ile birlikte sonuç veren motor devir sayısı değişimleri, her cins motora akuple edilebilen "HYDROVAR" mikro işlemci sistem ile yapılabilmektedir. Ayrıca frekans kontrolünün avantajları üzerinde etraflı olarak durulmaktadır.

1. FREKANS KONTROLÜ NE SAĞLAR?

Geleneksel hidroforlarda basıncı sabit tutabilmek için büyük kapasiteli basınçlı tanklar kullanılmaktadır. Basıncın düşmesi ile bir veya birden fazla pompa devreye girerek tankı tekrar beslemektedir. Yani pompalar ya tam hız çalışmaktadır, ya da durmaktadır. Sürekli çalışma - durma söz konusu olduğundan basınç da bir testere dişi gibi bir yükselmekte, bir düşmektedir. Ayrıca tüketimin az olması durumunda da pompa maksimum hızda çalışacağından herhangi bir iş yapmayan bir enerji sarfedilmektedir.

Pompalarda motor devir sayısının pompa performansına nasıl etki ettiğine bir göz atalım:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1)$$

Q: Pompa debisi

N: Motorun dönüş hızı

Yukarıdaki eşitlikten anlaşılabileceği gibi pompa debisi ile devir sayısı birinci dereceden doğru orantılı. Basit bir örnekle pompanın verdiği su miktarını yarıya düşürmek için motor hızını da yarıya düşürmeliyiz.

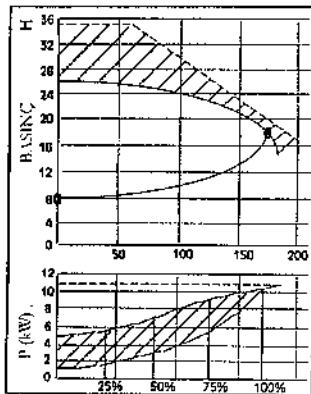
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (2)$$

H: Pompa basıncı

Bu eşitlik de pompa hızının bir miktar arttığında basıncın bundan daha hızlı artacağını ifade etmektedir. Yani motor devrini iki katına çıkardığımızda basınç 4 kat artmaktadır.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (3)$$

P: Pompanın harcadığı güç



Yarı hızında çalışan bir pompa tam hızda harcadığı gücün sekizde birini harcamaktadır.

Kapasitesinin yarısında çalışan geleneksel bir hidrofor aşağı yukarı tam kapasitede çalışırken harcadığı kadar enerji sarfeder. Oysa yukarıdaki oranlardan da anlaşılabileceği üzere devir sayısı kontrollü bir pompa bu enerjinin %12,5 'i ile aynı işi yapar. Geriye kalan %87,5 ise enerji tasarıfıdır.

Enerji tasarıfı ile ilgili olarak aşağıda verilen örnek çok daha çarpıcı olacaktır.

Üstteki grafikte bulunan taralı alan sabit hızlı pompada debinin azalması yüzünden meydana gelen basınç yükselmesini (motorun yüksüz çalıştığı bölge, motor devri normalden yüksek) göstermektedir. Altaki grafikte ise

aynı sisteme frekans kontrollü bir pompanın bağlanması durumunda sistemdeki enerji tasarrufu görülmektedir.

Bir merkezi ısıtma devresinde bulunan 11kW gücündeki sirkülasyon pompasının frekans kontrollü bir pompa ile değiştirildiğini, bu sistemin 1 yılın 4 ayında %75, 4 ayında %50 ve 4 ayında da %25 kapasite çalıştığını düşünelim

KAPASİTE (%)	SABİT DEVİRLİ POMPANIN TÜKETİMİ (KW)	FREKANS KONTROLLÜ POMPANIN TÜKETİMİ (KW)	TARARUF (KW)	1/3 YIL İÇİN TOPLAM ENERJİ TASARUFU (KWh)
25	5.8	1.8	4.0	11 680
50	7.6	3.2	4.4	12 848
75	9.2	5.7	3.5	10 220

TOPLAM: 34 748 kWh

Frekans kontrollü sistemler ile %70 'e varan oranlarda enerji tasarrufu sağlamak mümkündür.

2. FEREKANS KONTROLU NASIL SAĞLANIR?

Klasik olarak özel yapım motorların kontrol panelindeki sıra ile devreye girip çıkmaları veya frekans ile kumanda edilebilmesi mümkündür. Ancak, her cins üç fazlı motor üzerine monte edilebilen, mikroişlemcili motor hız kumandası vasıtası ile pompa performansını sistem ihtiyaçlarına göre ayarlayarak optimum çalışma bölgesinin yakalanması yeni bir uygulamadır.

Fluid Tecnology tarafından geliştirilen ve adına HYDROVAR adı verilen bu sistemde, frekans invertörü, basınç algılayıcı ve mikroişlemci, programlanabilir bir ünite olarak elektronik kontrol panosunun yerini almaktadır.

Bu sistem gücü 1.1 KW ile 22 KW arasında bulunan geleneksel standart motorlu pompalara monte edilebilmektedir. Su besleme, basınçlı yıkama, sirkülasyon, HVAC gibi çok geniş kullanım alanına ulaşılmaktadır.

3. HYDROVAR NE YAPAR?

HYDROVAR ın, kullanılacağı sistemin amacına göre üç temel çalışma şekli vardır:

- Sabit basınç sağlama
- Sabit debi sağlama
- Sistem eğrisini izleme

HYDROVAR bunları sağlayabilmek için aşağıdakileri yapar:

1. Sistem basıncını ve ya akış miktarını ölçer. Bunun için pompanın basma hattına kurulmuş basınç algılayıcısını veya akış ölçeri kullanır.
2. İstenen basınç veya debi için gerekli olan motor hızını hesaplar.
3. Motora durmasını, kalkmasını, yavaşlamasını veya hızlanmasını söyleyen bir işaret gönderir.
4. Çok pompalı sistemlerde kaç pompanın çalışacağı, hangilerinin çalışıp hangilerinin duracağına, öncül pompanın hangisi olacağı gibi şeylere karar verir.

Bunlara ilave olarak sadece gelişmiş bilgisayarlı sistemlerin yapabileceği fonksiyonları HYDROVAR tek başına yerine getirir.

- Sıfır tüketimde pompaların kapatılması
- Emişte su olmaması durumunda pompaların kapatılması
- Çok pompalı sistemlerde pompaların sıralı çalıştırılması

- Motorların aşırı voltaja, düşük voltaja, aşırı yüklenmeye ve topraklama hatalarına karşı korunması
- Pompa hızlanma ve yavaşlama sürelerinin ayarlanması
- Yüksek debilerde yüksek sürtünme kayıplarının kompanse edilmesi
- Basınç ve frekansın uzaktan izlenebilmesi için dışarıya sinyal verilmesi
- Pompaları ayarlanan periyotlarda otomatik olarak test edebilmesi
- Pompaların çalışma sürelerinin ölçülmesi
- Bütün fonksiyonlarının bir LCD ile 7 ayrı dilde gösterilebilmesi
- Sisteme bir bilgisayar bağlanarak harici kontrol sağlanabilmesi, otomatik kontrol sistemlerine kolayca adapte edilebilmesi

4. DİĞER FREKANS KONTROLLÜ SİSTEMLERDEN FARKI

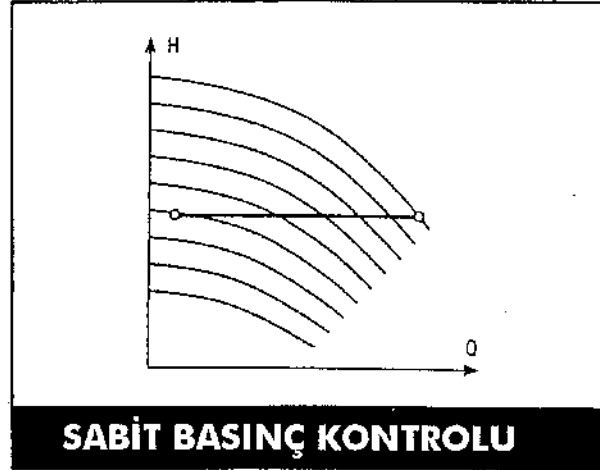
Tipik hidrofor sistemleri bir veya daha fazla pompa, emme ve basma kollektörleri ve basma hattında büyük bir genişleme tankından oluşurlar. Sistemdeki tüketim arttıkça pompalar basıncı sabit tutmak için devreye girerler. Bir elektrik panosu ve harici bir basınç algılayıcı ile pompalar kontrol edilir. Bir mikroişlemci ile pompaların sıra ile devreye girmeleri ve çıkmaları sağlanır. Bir by-pass hattı ve servo vana ile basınç sabit tutulmaya çalışılır. Değişken frekanslı sistemler genellikle özel yapılmış motorlar, kontrolör veya her ikisini birden gerektirir. Ve ayrıca koruma devreleri gibi ilave şeyler için ilave devreler bulunur.

5. HYDROVAR 'IN ÇALIŞMA ŞEKİLLERİ

- Pompanın çalışma bölgesinde sabit basınç ile çalışma:

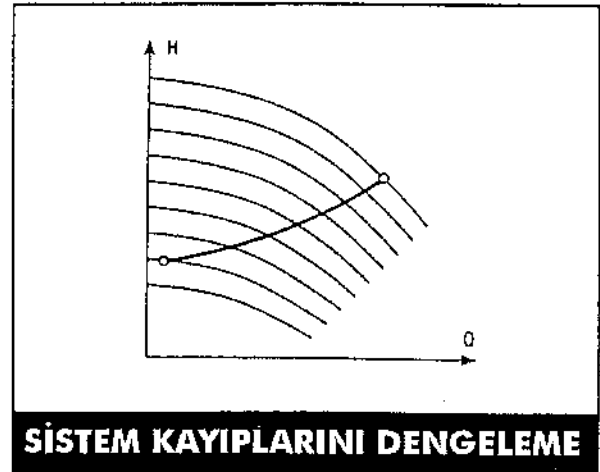
Bu çalışma şeklinde istenilen basınç operatör panelinden ayarlanır. HYDROVAR ihtiyaca göre motor hızını azaltarak veya çoğaltarak basıncı sabit tutar.

Bu tür çalışma için seçilen basıncın pompa maximum hız performans eğrisi üzerinde veya altında olmalıdır.



- Sistem kayıplarını dengeleme (sistem eğrisini izleme)

Operator akışın artmasından dolayı artan sürtünme kayıplarını dengelemek için basma hattındaki basıncı artırabilir. Bu tip çalışma şekline "sistem eğrisini izleme" denir. Bunu sağlamak için HYDROVAR 'a maximum hız veya akışta gerekli olan basma hattı basıncının maximum pompa basıncına yüzde olarak oranının girilmesi gerekir. İlave olarak basıncın asgari değeri cihaza verilmelidir. Seçilecek pompa maximum devirde ki performans eğrisi, sistem eğrisinin üzerinde olmalıdır. Buna alternatif bir metod da basınç fark sensörü kullanmaktır. Böyle yapıldığı

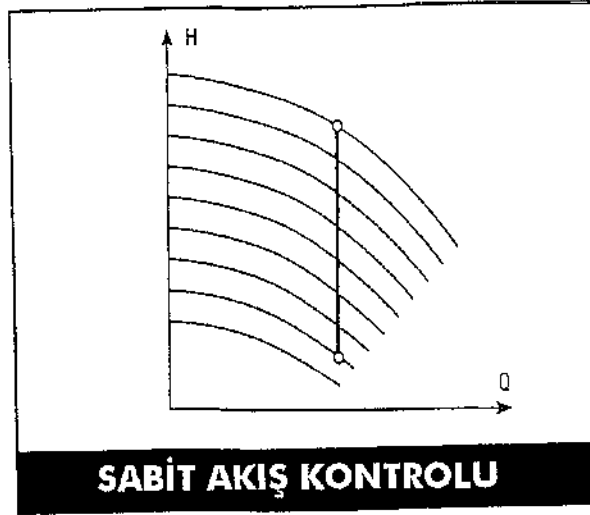


takdirde HYDROVAR otomatik olarak sistem kayıplarını dengeleyecektir.

- **Sabit akış sağlama:**

Bu çalışma şeklinde HYDROVAR motor hızını sistemden geçen akışkan miktarını sabit tutacak şekilde ayarlar. Bunun için istenilen akış miktarına uygun orifis plakasına karşılıklı olarak yerleştirilmiş basınç fark algılayıcısı kullanılır. Hassas uygulamalar için bunun yerine akış ölçer de bağlanabilir.

Tüketim değiştikçe HYDROVAR da motor hızını değiştirerek akışın sabit olmasını sağlar.



SABİT AKIŞ KONTROLÜ

6. HYDROVAR'LI ÇOK POMPALI SİSTEMLER VE KONTROLÜ

4 pompaya kadar HYDROVAR kontrollü sistemler oluşturulabilir. Böyle bir sistemde ayrı bir kontrol panosuna ihtiyaç yoktur. Çok pompalı sistemlerde pompalar arasındaki haberleşme RS 485 protokolü ile sağlanır. Pompalar ve HYDROVAR aynı tip ve güçte olabileceği gibi, farklı tip ve güçlerde de olabilirler.

- **Sabit basınç sistemleri:**

HYDROVAR ile yapılan sistemlerde basınç kontrolü tek pompalı sistemler ile aynıdır. Tek pompalı sistemlerde pompa en yüksek hıza ulaştığında durur. Çok pompalı sistemlerde ise pompa en yüksek hıza ulaştığında sisteme bir pompa daha dahil olur.

- **Veri girişi:**

Kullanıcı her HYDROVAR 'a multi-control modunu girer ve her pompa için birer adres belirler. (pompa 1, pompa 2 gibi) Bundan sonra istenilen sistem basıncı ve 2. pompanın hangi basınç değerinde devreye gireceğini bildirir.

- **Otomatik devreye girme:**

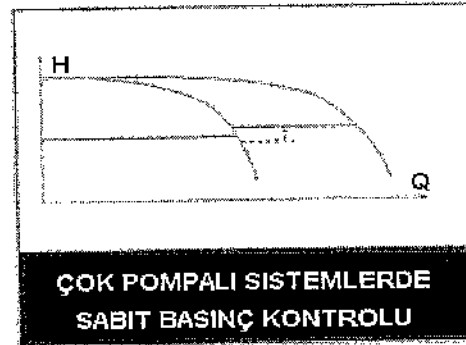
HYDROVAR belirli aralıklarda pompaların sırasını kaydırır. Kullanıcı sadece hangi aralıklarla ve hangi sıra ile devreye gireceklerini cihaza bildirir.

- **Sistem eğrisini izler:**

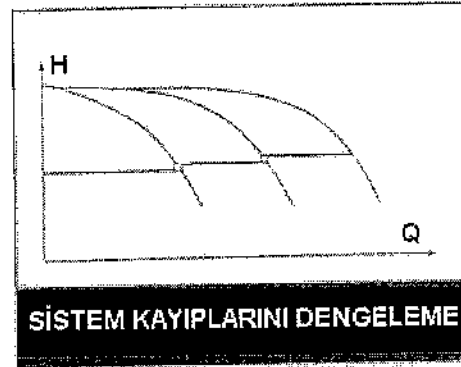
HYDROVAR tek pompalı sistemlerde olduğu gibi artan sürtünme kayıplarının dengelenmesini sağlar.

Kullanıcı yüksek debide ortaya çıkan sistem kayıplarını devreye girecek pompada dengeleyebilmek için ihtiyacı olan basınç artış miktarını girmelidir. Sistem basıncı operatörün girdiği basınç artışı kadar değişecek ve devreye giren pompa istenilen basınçta çalışmaya başlayacaktır. Eklenen basıncı saptamak için kullanıcı her devreye girecek pompadaki basınç düşüşünü azaltmalıdır.

Sistem eğrisini izleyen pompa sisteminde basınç fark algılayıcısı kullanılmadığıdır.



**ÇOK POMPALI SİSTEMLERDE
SABİT BASINÇ KONTROLÜ**



SİSTEM KAYIPLARINI DENGEME

7. MİKROİŞEMCİ KONTROLLU POMPA İLE NELERDEN TASARUF EDİLEBİLİR

HYDROVAR ile bir veya birden çok pompa kolektörler ile birbirine bağlanır. Fakat geleneksel hidroforlar ile benzerliği sadece bundan ibarettir.

- **Özel motor gerekli değil:**

HYDROVAR 220/380 V, üç fazlı ve F izolasyon sınıfı, 22kW gücüne kadar olan bütün standart motorlara uygulanabilir.

- **Ayrı basınç algılayıcısı gerekli değil:**

HYDROVAR sistemşeri, sizin seçiminize göre basınç algılayıcı, basınç farkı algılayıcı veya akışmetre ile birlikte gelir. Bunlar pompa üzerine monte edilmiştir ve ilave özel borulara gerek yoktur.

- **Ayrıca mikroişlemci sistemi gerekli değil:**

Çok pompalı sistemlerde motor hızını ve çalışma sıralamasını kontrol etmek için genellikle mikroişlemcili sistemler kullanılır. HYDROVAR ile ayrıca bir mikroişlemciye ihtiyacınız olmayacak, çünkü HYDROVAR bir zaten mikroişlemci içeren bir sistemdir.

- **Ayrı kontrol kutusuna veya invertörlere gerek yok:**

Kontrol kutusu genellikle aşırı gerilim, aşırı sıcaklık, kısa devre koruma gibi devreler içerir. Ayrıca basınç algılayıcı ile motor arasında bir yorumlayıcı olarak çalışır ve çalışacak motorların hızını ve adedini belirler. HYDROVAR bunların hepsini içinde barındırır.

- **By-pass hattına ve servo vanaya gerek yok:**

Pek çok kontrol sistemi motorları kontrol etmek için dizayn edilmiştir ve pompayı hidrolik olarak korumak için fazla bir seçenek sunmazlar. Pompanın çalışma eğrisinin sonunda çalışmaktan, tüketim yok iken maksimum basınçta çalışmaktan ve susuz çalıştırmaktan korunması gerekir. HYDROVAR sıfır tüketimde, su yokken ve azami tüketimde pompayı kapatır.

- **Büyük genişleme tankları gerekli değil:**

Büyük genişleme tankı olmayan sabit hızlı hidrofor sistemlerinde pompalar, basıncı sabit tutmak üzere bir çalışır bir dururlar. Bu da yüksek miktarda enerji tüketimi demektir. HYDROVAR ise sistem ihtiyacını sabit tutmak üzere motor hızını 0 dan 3600 rpm . 'e kadar değiştirir. Böylece büyük tanklara gerek kalmaz. Küçük bir basınç tankı ise sıfır tüketimde sistem basıncını korumak için kullanılır. HYDROVAR 'lı sistemlerde, sabit devr sayılı hidroforlarda kullanılanın yarısından daha az kapasiteli bir basınçlı tankın kullanılması yeterlidir. HYDROVAR 'lı pompalar direk olarak su besleme hattına bağlanabilirler ve emme tarafındaki büyük kapasiteli depolara olan ihtiyacı ortadan kaldırırılar. Buna ek olarak düşük hızlarda büyük enerji tasarrufu sağlanır.

8. MİKRO İŞLEMCİNİN AVANTAJLARI

ÖZELLİK	NE SAĞLAR	FAYDASI
Değişken hız	Sistem ihtiyacına göre pompanın performansını ayarlama.	- Sistem verimini artırır. - Enerji tüketimini azaltır.
	Sabit basınç	- Sık devreye girme çıkmaları önler. - Büyük tank kullanımını ortadan kaldırarak para ve yerden tasarruf sağlar
	Düşük mekanik yükleme	- Enerji tasarrufu - Güvenirlilik - Uzun ömür
	Komponent sayısı azalır	- Yerden tasarruf - Sistem maliyetinde düşüş - Montaj maliyetinde düşüş - Tek kaynak kullanımı, - Basitleşmiş tasarım
Mikroişlemcili tasarım	Pompayı korur	- Emiş olmadığında pompayı kapatır - Aşırı yüklemeye, aşırı sıcaklığa, elektriksel hatalara karşı pompayı korur - By-pass hattına gerek kalmaz
	Sistem eğrisine uyar	- Enerji sarfiyatı azalır. - Değişken ihtiyaçları karşılar
	Çok pompalı sistem kontrolü	- Kontrol panosuna ihtiyaç kalmaz - Pompaları eşit miktarda çalıştırır.
	RS 485	Pompalar harici bir bilgisayarla uzaktan kontrol edilebilir.
Yarıiletken sensörler	Hassas basınç, basınç fark ve debi algılama	- Sabit basınçta su - Sabit debide su - Sistem eğrisini izleme
Elektronik güç devresi	Elektriksel koruma, yumuşak kalkış ve durma	- Uzun ömür - Su darbelerini önleme

POMPALARDAKİ KAÇAK KAYIPLARININ SAYISAL AKIŞKANLAR MEKANİĞİ KULLANILARAK İNCELENMESİ

Harun ÖZKARA
ALARKO

ABSTRAKT

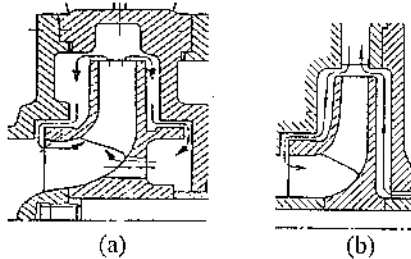
Pompaların genel verimlerinin yüksek tutulması, enerji tasarrufu ve işletme masraflarının azaltılması açısından önemlidir. Pompa genel verimini hidrolik, mekanik, ve kaçak verimi oluşturmaktadır. Dönen çark ile sabit gövde arasındaki boşluklardan akışkanın yüksek basınçlı bölgeden düşük basınçlı bölgeye doğru akışından dolayı oluşan kaçaklar, kaçak verimi ve dolayısıyla genel veriminde düşüşe sebep olurlar. İmalat, montaj ve kontrol edilebilirlik durumları da göz önüne alınarak, hidrolik sirtünme ve kaçak kayıpları nedeniyle oluşan verim düşüşünü makul bir seviyede tutabilmek için, hidrolik conta boyutlarının optimum şekilde tayin edilmesi gerekmektedir. Tasarım ve geliştirme aşamasında analitik, deneysel ve sayısal akışkanlar mekaniği kullanılabilir. Analitik yöntem genellikle basit geometri yapılarına uygulanabilmekte ve denklemleri basitleştirebilmek amacıyla birtakım kabullerin yapılması gerekmektedir. Deneysel yöntemlerde ise prototip ve test düzeneği gerektiği bulunmaktadır. Bazı bölgelerden ölçüm alınmada karşılaşılan zorluklar, çalışma noktalarının bir bölümünde test yapılamaması gibi durumlar deneysel çalışmanın getirdiği sınırlardandır. Sayısal akışkanlar mekaniğinin turbomakina tasarımında kullanımı her geçen gün yaygınlaşmakta, gerekli optimizasyon çalışmaları daha sağlıklı bir şekilde yapılabilmektedir. Bu çalışmada sayısal akışkanlar mekaniğinin hidrolik conta tasarımında kullanılması incelenmiştir. Yapılan analizlerde ANSYS 5.4 Multiphysics programının Flotran modülü kullanılmıştır.

1. GİRİŞ

Turbomakinalarda kaçaklar, dönen çark ile sabit gövde arasındaki boşluklardan, akışkanın yüksek basınçlı bölgeden düşük basınçlı bölgeye doğru akışından dolayı oluşurlar. Enerji almış olan akışkanın bir bölümü geriye dönmekte ve verilen enerjiden yararlanılamamış olunmaktadır. Pompa genel verimini düşüren bu durumun en aza indirilmesinde kullanılan hidrolik contanın gereksinimleri karşılayacak şekilde tasarlanmış olması gerekir. Contayı oluşturan yüzeyler arasındaki aralığın küçük tutulması kaçak debiyi azaltmakta, bununla birlikte dar toleranslar ile çalışılması imalat, kontrol, ve bu işler için kalifiye eleman gereksinimi nedeni ile maliyetlerin artmasına neden olmaktadır. İhtiyaca en uygun tasarım çalışmaları yapılırken sayısal akışkanlar mekaniği sağlıklı optimizasyon açısından önemli bir araçtır.

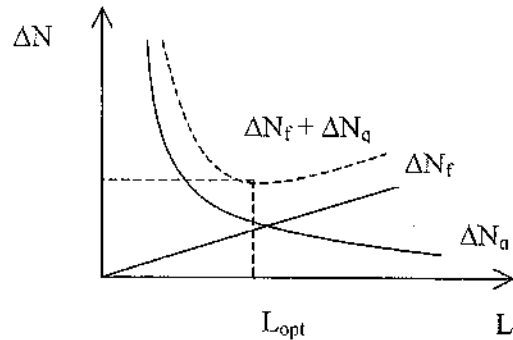
2. TURBOMAKİNALARDA KAÇAK KAYIPLARI

Şekil.1’ de bir pompa çarkında oluşan kaçaklar gösterilmiştir. Kaçak kayıplarının içinde en önemli olanı çarkın ön yüzü ile gövde arasından ve hidrolik conta üzerinden oluşan kayıplardır. Diğer bir kaçak ise pompa çarkının arka yüzü ile gövde arasından ilerleyip dengeleme deliklerinden geçerek emme tarafına ulaşan akışkanın meydana getirdiği kaçaklardır. Hidrolik contanın L boyunun artırılması q kaçak debisini azaltarak pompa kaçak verimini yükseltmektedir. Bu boyun fazla artırılması ise sirtünmeden dolayı oluşan kayıpları artırmaktadır. Bu sebeple L’ nin optimum bir değeri vardır. L’ nin optimum değeri sirtünme ve kaçak debi için harcanan güçlerin toplamının L’ ye göre alınan türevinin sıfıra eşitlenmesi ile bulunur. L’ nin uzaması pompa eksenel boyutlarında artışa sebep olduğu için, bu boyun son tespitinde pompa maliyetleri de göz önüne alınarak karar verilmektedir. Şekil.2’ de optimum L boyunun sirtünme ve kaçak kayıplarına göre elde edilmesi gösterilmiştir.



Şekil.1 Pompa çarkında meydana gelen kaçaklar

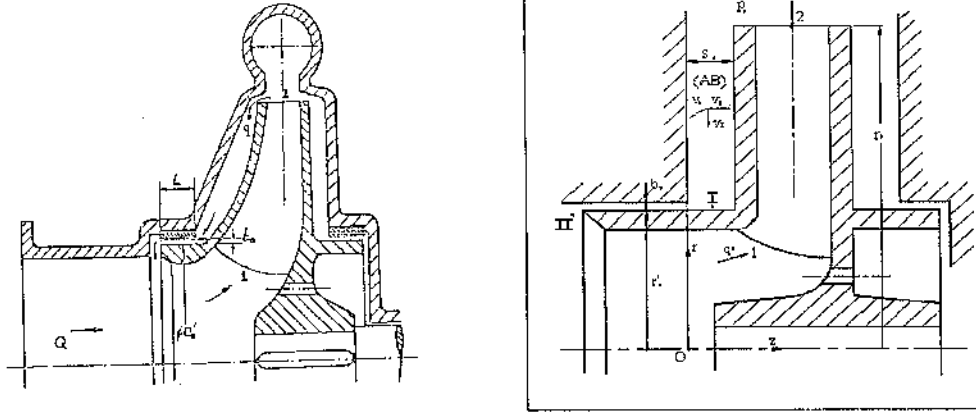
- a) Tek kademeli pompa
- b) Çok kademeli pompa



Şekil.2 Optimum labirent boyunun tayini

3. ÇARKIN DIŞ YÜZEYİ İLE GÖVDE ARASINDAKİ AKIŞKANIN HAREKETİ

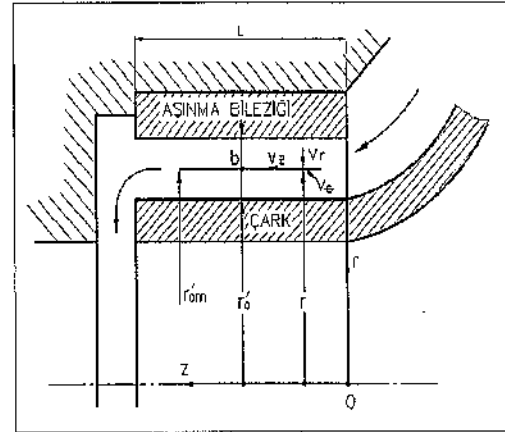
Çarkın dış yüzeyi ile gövde arasında kalan bölgede üç boyutlu akış söz konusudur. Akış denklemleri çözüldüğünde, teğetsel hız açısından akışkanın ortalama olarak $w_m = 0.5 \cdot w$ açılal hızı ile çarkın eksenı etrafında zorunlu dönme hareketi yaptığı sonucuna varılır. Bununla birlikte çarkın dış yanakları ile sabit gövde arasında kalan ara boşluk bölgesinde de radyal doğrultudaki basınç yayılışında hissedilir mertebede bir sistematik hatanın meydana gelmemesi için akışkanın ortalama hızı $w_m = 0.58 \cdot w$ seçilir [1].



Şekil.3 Çarkın dış yüzeyi ile gövde arasındaki akışkanın hareketi

4. HİDROLİK CONTA İÇİNDEKİ AKIŞKANIN HAREKETİ

Hidrolik conta içindeki akış karmaşık bir helikoidal akım şeklindedir. Çarkın dış yüzeyine bitişik akışkan parçacıkları çarkla birlikte, çarkın w açılal hızı ile dönerler. Eksenel doğrultuda hızları bulunmaz. Sabit gövdeye bitişik akışkan parçacıklarının hem teğetsel, hem de eksenel doğrultuda hızları bulunmaz. Arada kalan akışkanın teğetsel ve eksenel hızları bulunmaktadır. Hesaplarda radyal hız bileşeninin bulunmadığı, akışın döne simetrik ve daimi, akışkanın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilebilmektedir. Hareket denklemleri çözülür ve gerekli sınır koşulları uygulanırsa hidrolik conta içindeki akışkanın ortalama olarak, çarkın açılal hızının yarısına eşit bir w_m açılal hızı dönme hareketi yaptığı bulunur. Basınç dağılımındaki sistematik hatayı ortadan kaldırmak için $w_m = 0.58 \cdot w$ alınmalıdır [1].



Şekil.4 Hidrolik conta içindeki kaçak akımı

5. HİDROLİK CONTANIN GİRİŞ ve ÇIKIŞ KESİTLERİ ARASINDAKİ BASINÇ FARKININ HESABI

Çark ile sabit gövde arasında cebri vorteks hareketi mevcut olduğu için hidrolik conta giriş ve çıkış bölgeleri arasındaki basınç farkının hesaplanması gerekir. Çark için bağıl hareketteki Bernoulli Teoremi ve cebri vorteks hareketi ele alınırsa basınç farkı

$$2g \cdot \Delta H = u_2^2 - (u_2 - c_{u2})^2 - w_s^2 (r_2^2 - r_{0m}^2) \quad (1)$$

hidrolik contadan kaçan debi ise

$$q_1 = \pi \cdot D'_{0m} \cdot b_0 \cdot [(2g \cdot \Delta H) / (k + \alpha + (\lambda L / 2 b_0))]^{1/2} \quad (2)$$

şeklinde bulunabilir.

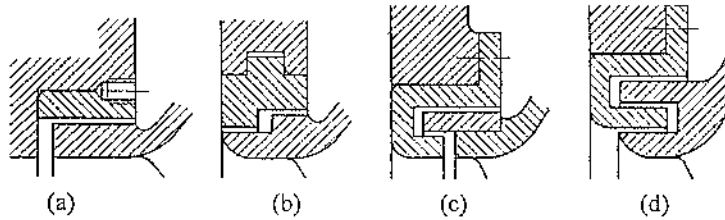
k : Conta girişinde büyük kesitten küçük kesite giriş yerel yük kayıp katsayısı
 α : Kinetik enerji katsayısı λ : Sürekli yük kayıp katsayısı

6. EKSEN KAÇIKLIĞININ ETKİSİ

Eksenlerin birbirine paralel, bununla birlikte aralarında ϵ kadar kaçıklık bulunması, akımın türü ne olursa olsun q kaçak debisinin önemli miktarda artmasına ve kaçak veriminin düşmesine neden olmaktadır. Akım laminar olduğunda, eksen kaçıklığı olması durumunda oluşan kaçak debi eşeksenli durumun yaklaşık 2.5 katı olmakta, akım türbülanslı olduğu takdirde deneysel olarak bu oranın 1.30-1.40 mertebesinde olduğu görülmektedir [1]. Kaçak debisinin 2.5 kat artması kaçak veriminde %10' lar mertebesinde düşüşlere neden olmaktadır [1]. Bu durum genel verimi etkileyebilecek bir olaydır. Bu sebeple pompalarda çark ve gövde eksenleri arasında eksantriklik bulunmaması için elden gelen tüm gayret gösterilmelidir.

7. KAÇAK KAYIPLARININ AZALTILMASI

Pompalarda kaçak kayıplarını azaltmak için en çok kullanılan metod, dönen çark ile aşınma halkaları arasındaki boşluğu olabildiğince en aza indirmektir. İmal edilen pek çok pompada bu boşluğun yeterli derecede olmaması veya çarkın bu boşluğun içinde eksantrik kalması gibi hatalar meydana gelmektedir. Pompa çarkının yüksek basınçlı çıkış ağzından düşük basınçlı emme ağzına doğru akan kaçak debisini azaltmak için ani daralma, ani genişleme, keskin yön değiştirme gibi yük kaybını artırıcı önlemler alınması gereklidir. Alınabilecek diğer bir önlem ise çark ile gövde arasında dönen sıvının açılma hızını artırarak hidrolik contanın iki tarafındaki basınç farkının düşürülmesidir. Bu durum fan dış yüzeylerine açık çark gibi çalışan kanatçıkların eklenmesi ile sağlanabilmektedir [1]. Şekil.6' da değişik tipte labirent konstrüksiyon tipleri verilmiştir.



Şekil.6 Hidrolik conta konstrüksiyonları

8. SAYISAL AKIŞKANLAR MEKANİĞİ (CFD)

Endüstrideki CFD uygulamaları Navier-Stokes denklemlerinin uygun bir türbülans modeli ile çözümünü temeline dayanmaktadır. Teorik ve deneysel olarak ayrılan akışkanlar mekaniği çalışmalarına bilgisayar ve çözüm algoritmalarındaki gelişmelere paralel olarak sayısal akışkanlar mekaniği olarak adlandırılan üçüncü bir bölüm eklenmiştir. Sayısal yöntemler analitik yöntemle göre daha az kabuller ile denklemlerin çözülebilmesini sağlar. CFD simülasyonlarını tasarım optimizasyonu amacı ile kullanmadan önce, özellikle karmaşık modelleme çalışmalarında, sonuçların doğruluğu fiziksel testler ile kanıtlanmalıdır. Böylece tasarım mühendisi CFD sonuçlarını, akışın tüm önemli ayrıntılarından haberdar olduğu güveni ile, yeni tasarım çalışmalarında kullanabilir. Sayısal akışkanlar mekaniği çalışmalarında izlenen yöntem aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- Tasarımcı, yeni bir tasarımın geometrisini, bir tasarım programı kullanarak üretir. Çözüm alanı problemin özelliğine göre yeterince elemana bölünür. Mühendislik ve bilgisayar zamanını kısa tutabilmek amacı ile modelin oluşturulmasında mümkün olduğu kadar gereksiz ayrıntılara yer verilmemesi, simetri, eksenel simetri gibi modeli basitleştirecek durumlardan yararlanılması gerekir. Düğüm noktalarına; giriş, çıkış, katı duvar, hareketli duvar, basınç, periyodik değişimler gibi uygun sınır koşulları tanımlanır.

- Yakınsama durumu göz önüne alınarak uygun iterasyon sayısında çözüm yapılır.

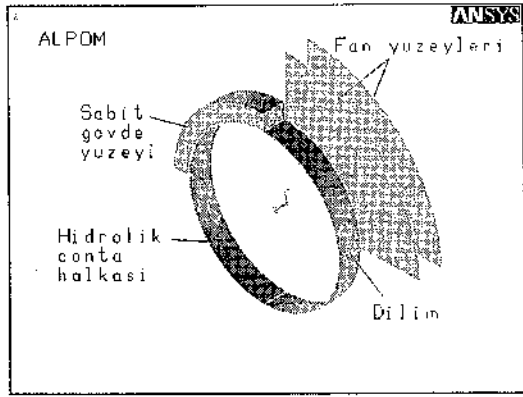
- Hız bileşenleri, basınç, sıcaklık, kayma gerilmeleri akım çizgileri gibi parçacık davranışını ve akıştaki ayrışmaları gösteren renkli çıktılar ve diyagramlar düzenlenir.

- Tasarımcı; akış istenen duruma gelinceye dek, geometriyi optimize edebilir.

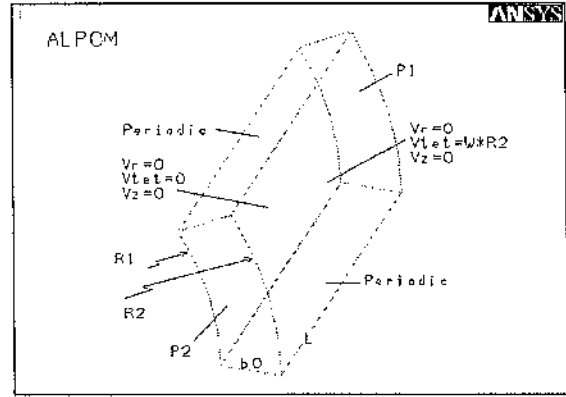
Deneysel verilerle model doğrulamasının sağlıklı bir şekilde yapılamaması durumunda mutlak değerler üzerinde durmayıp, yapılan değişikliklerin etkileri arasındaki bağıl farklılıklardan gidilerek de geliştirmeler yapılabilir.

9. MODEL YAPISI

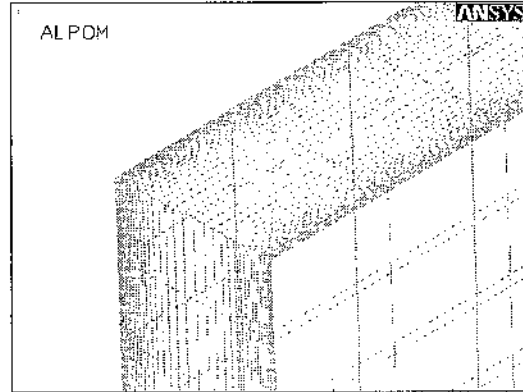
Şekil.7’de hidrolik contayı oluşturan yüzeyler, Şekil.8’ de ise çalışmada kullanılan model yapısı görülmektedir. Model, contayı oluşturan Şekil.7’deki silindirik halkadan 10° lik bir dilim alınarak oluşturulmuştur. Çözüm ağı için düzgün ağ yapısı kullanılmış ve bir bölümü Şekil.9’da verilmiştir. Hidrolik contayı oluşturan yüzeylerin eş eksenli olma durumu ele alınmıştır. Silindirik koordinat sistemi kullanılmıştır. Uygulanan sınır şartları Şekil.8’ de verilmiştir. Hareketsiz olan model hacminin iç yüzeyindeki ($R=r1$ yüzeyi) tüm düğüm noktalarına 0 hız verilmiştir ($V_r, V_\theta, V_z=0$). Hareketli olan dış yüzeye ($R=r2$ yüzeyi) ise $V_r=0$, $V_\theta=W \cdot R2$, $V_z=0$ sınır koşulları uygulanmış ve bu yüzeyin hareketli duvar olduğu belirtilmiştir. Yüksek basınçlı bölgeye P2, düşük basınçlı bölgeye ise P1 basıncı uygulanmıştır. P2 için analitik olarak bulunan hidrolik conta girişindeki basınç kullanılmıştır. Model, eksen etrafında tekrar eden bir yapıdadır. Bunun belirtilebilmesi için Şekil.8’de işaretlenmiş olan yüzeylere periyodik sınır şartı uygulanmıştır.



Şekil.7 Hidrolik contadan dilim çıkartılması



Şekil.8 Model yapısı (genel)



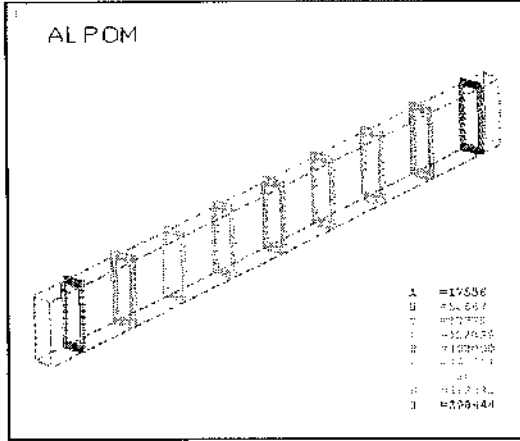
Şekil.9 Çözüm ağı

Şekil.6 a, b, c tipindeki conta tipleri için yukarıda anlatılan şekilde modelleme yapılmış ve sonuçlar aşağıda verilmiştir.

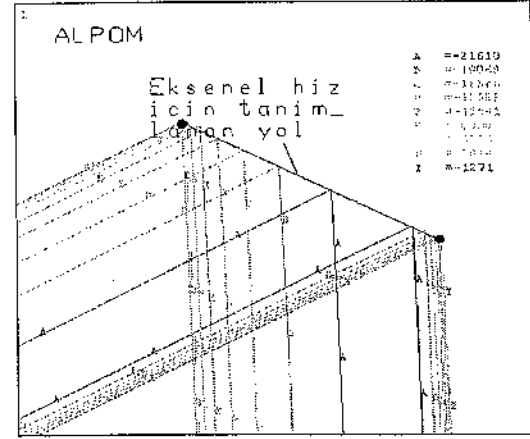
10. SONUÇLAR

Model.1 (M1)

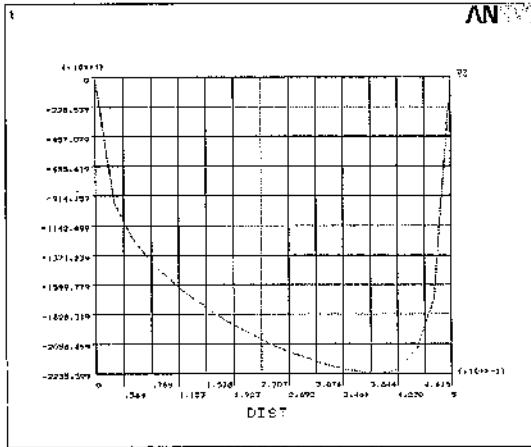
Kullanılan model Şekil.8'de verilmiştir. Uygulanan sınır şartları model yapısı bölümünde anlatıldığı gibidir. Şekil.10'da M1'e ait basınç dağılımı verilmiştir. Şekil.11'de z doğrultusundaki hız dağılımı verilmiştir. Kaçak debinin bulunması için Şekil.11'de gösterilen düğüm noktaları arasında bir yol tanımlanmış, bu yol üzerine z doğrultusundaki hız dağılımı atanmıştır. Grafik olarak elde edilen bu durum Şekil.12'de verilmiştir. Ortalama hızı bulmak için integral alınmış, ortalama hız bulunmuş, alan ile çarpılarak kaçak debi elde edilmiştir. Şekil.13'de M1'e ait akım çizgileri görülmektedir.



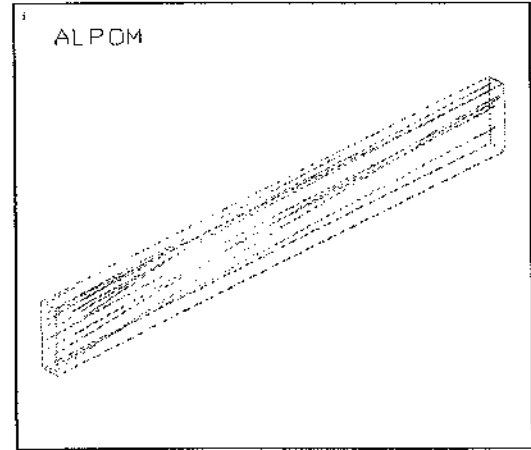
Şekil.10 M1- Basınç dağılımı



Şekil.11 M1-Z (eksen) doğrultusundaki hız dağılımı



Şekil.12 M1-Z eksen doğrultusundaki hız dağılımının Conta kesiti boyunca değişimi



Şekil.13 Akım çizgileri

Yapılan Modelleme Çalışmasına Göre Elde Edilen Sonuçlar :

$$V_{D1} = 18.95 \text{ m/s}$$

$$q = 2.9915 \text{ lt/s}$$

Hesap Yolu ile Kaçak Debi Hesaplanmış Olsaydı [1] :

Modellemesi yapılan çark için:

$$\phi D_2 = 198 \text{ mm}, \phi D_0' = 100 \text{ mm}, b_0 = 0.5, L = 15 \text{ mm}, n = 3000 \text{ d/d}, c_{u2} / u_2 \approx 0.6, v_{su} = 1e-6 \text{ m}^2 / \text{s}, k \approx 0.5, \alpha \approx 1.5 \text{ alınırsa}$$

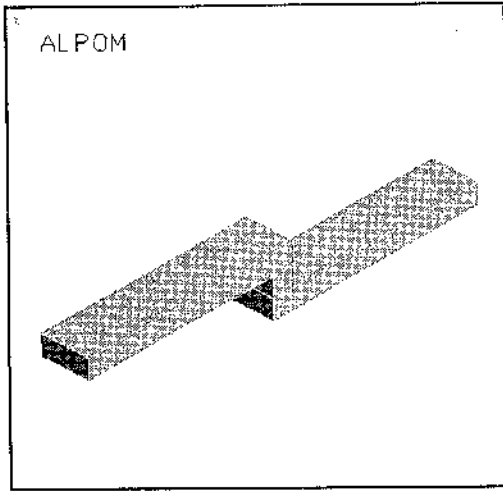
$$2g \cdot \Delta H = 632 \text{ m}^2 / \text{s}^2$$

$$q = 2.7547 \text{ lt/s}$$

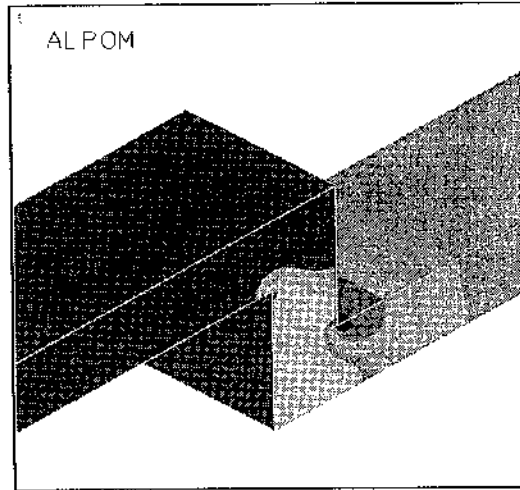
Analitik yolla yapılan hesaplamalarda conta bölümünde radyal hız bileşenin bulunmadığı, z doğrultusunda (conta eksenine doğrultusu) akış bölgesinin uzunluğunun çok sınırlı olduğu kabulleri yapılmaktadır. Çark dış yüzeyi ile gövde arasındaki akışta, radyal ve eksenel doğrultulardaki hız bileşenleri, teğetsel hız yanında çok küçük oldukları kabulüyle ihmal edilmektedir. Aynı r yarıçapı için, sabit cidar üzerindeki basınç ile çarkın yüzeyindeki basıncın aynı değerde olduğu kabul edilmektedir. Hesaplarda kullanılan α katsayısında düz boru yaklaşımı yapılmaktadır.

Model.2 (M2)

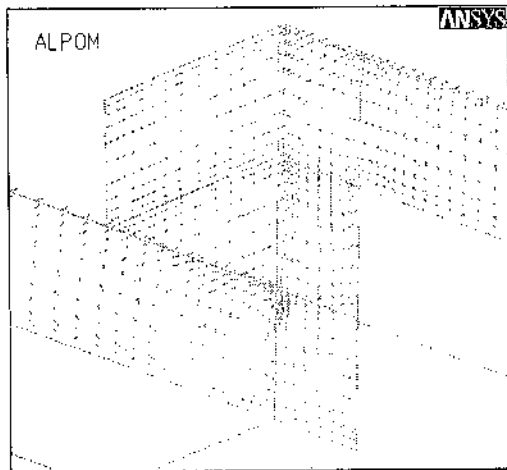
İkinci modelleme çalışması olarak Şekil.6.b'deki hidrolik conta tipi incelendi. Contayı oluşturan yüzeylerin eşeksenli olması durumuna göre analiz yapıldı. Şekil.14,15,16 ve 17'de sırasıyla model geometrisi, basınç, vektörel hız, ve conta eksenine doğrultusundaki toplam hız dağılımı verilmiştir



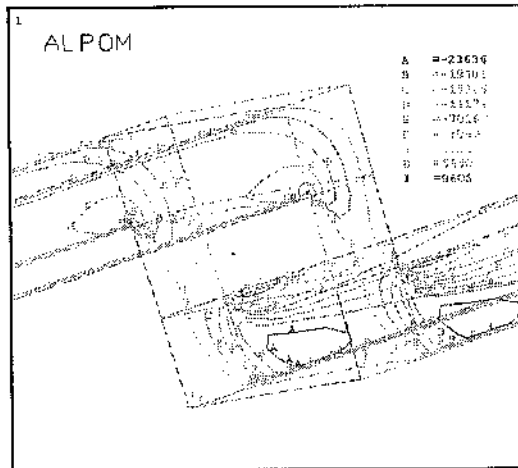
Şekil.14 M2- Geometri



Şekil.15 M2- Basınç dağılımı



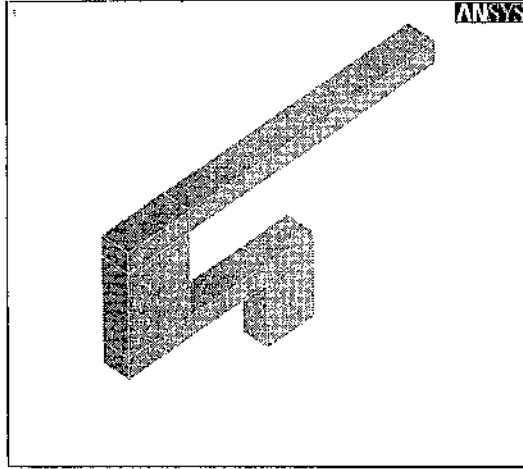
Şekil.16 M2- Vektörel hız dağılımı



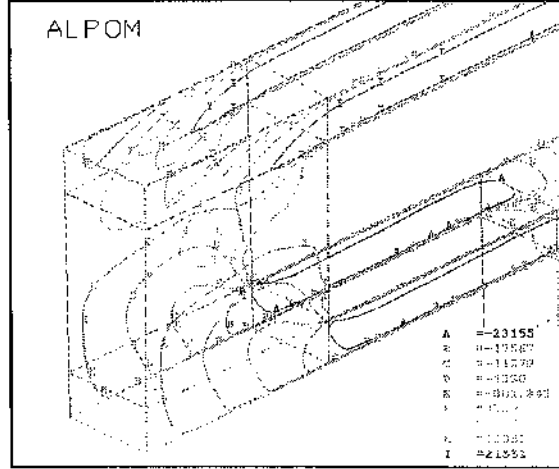
Şekil.17 M2- Conta eksenine doğrultusundaki hız dağılımı

Model.3 (M3)

Üçüncü modelleme çalışması olarak hidrolik contanın Şekil.6.c tipinde olması durumu ele alındı. Şekil.18 ve 19'da sırasıyla model geometrisi, ve toplam hız verilmiştir



Şekil.18 M3- Geometri



Şekil.19 M3- Toplam hız

11. SONUÇ

Analitik hesap yöntemlerinin kullanılması durumunda, karmaşık geometrilerde hesaplar zorlaşmakta ve yapılan kabuller artmaktadır. Deneysel olarak sürdürülen çalışmalarda protip zorunluluğu bulunmaktadır. Prototip oluşturulması, denenmesi, ölçüm verilerinin toplanması, birtakım imkansızlıklar nedeni ile bazı çalışma noktalarında deney yapılamaması, bazı noktalardan ölçüm alma zorluğu deneysel olarak çalışmanın getirdiği başlıca sıkıntılardır. Test aletlerin akış alanını bozucu etkileri bulunmaktadır. Prototipin ya da modelin yapılması, test düzeneğinin ayarlanması, ölçümlerin yapılması, ve elde edilen verilerin yorum yapılabilecek diyagram ve şekillere dönüştürülmesi zaman konusunda sıkıntı yaratmaktadır.

Sayısal akışkanlar mekaniği ile yapılan çalışmalarda ilk olarak, oluşturulan modelin güvenilirliği sağlanmalıdır. Dolayısı ile deneysel çalışmalar ile desteklenmeyen bir modelleme çalışması düşündürülemez. Oluşturulan modelin gerçekçi sonuçlar verdiği deneysel veriler ile görüldükten sonra çalışmalara doğrulaması yapılan modelleme tekniği ile devam edilebilir. Kalıp gerektiren, üretimi pahalı parçaların CFD uygulaması aşamasında üretilmesine gerek olmadığı için, kısa süre içinde pek çok alternatif tasarım incelenebilmekte, böylece önemli ölçüde zaman ve para tasarrufu sağlanmış olmaktadır. Akış simülasyon programlarının kullanılması ile karmaşık test koşullarına gerek duyulmaması, mevcut test olanaklarının dışındaki noktalarda inceleme yapma imkanı ve akışın özelliklerini deneylerin yapabildiğinden daha ayrıntılı gösteren verilerin sağlanması CFD'nin getirdiği diğer avantajlardır. Elde edilen grafik çıktıları sayesinde tasarımcıların olayları gözlerinde daha iyi canlandırması sağlanabilmektedir. Yapılan kabullerin azlığı analitik yöntemle göre daha gerçekçi sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır. Modellerin parametrik olarak hazırlanması ve gerekli birtakım makroların hazırlanması ile çalışmalar hızlandırılabilir. Kullanılan araçların yanında, prosesin etkinliği, tasarım mühendisinin altyapısı ve deneyimine bağlıdır.

KAYNAKLAR

- [1] M. R. ERGÜN, "Santrifüj Pompalarda Kaçak Kayıplarının İyileştirilmesi İçin Bir Metot", Tez Danışmanı : Prof. Dr. H. F. YAZICI, 1986
- [2] ANSYS, CFD Flotran Analysis Guide, Release 5.3
- [3] Turbomachinery Design Using CFD, AGARD Lecture Series 195, May 1994
- [4] Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A.T., Impeller Pumps, Pergamon Press, 1965

SUMMARY

The existence of high pressure at the impeller outlet causes some back-flow towards the suction space through the clearance between the impeller and pump casing, as a result of which the efficiency decreases. Wearing ring must satisfy the requirements to minimize the losses. CFD tools represent a significant source of improvements in the design process of turbomachinery components, leading to higher performances, cost and cycle savings as well as lower associated risks. In this study, use of CFD in design of wearing ring is reviewed. Flotran module of ANSYS 5.4 finite element program is used for the analysis.

Losses in pumps are shown in Fig.1 . Increasing L decreases the back-flow and increases the volumetric efficiency of the pump. On the contrary, increase in L also increases the frictional losses. So, there is an optimum value of L , which can be achieved by taking derivative of sum of the power used for back-flow and friction, and equating it to zero (Fig.2).

The most frequently used method to reduce the leakage loss is to decrease the clearness between the impeller and the casing as much as possible. Sudden contraction, sudden enlargement, sudden direction change is used to increase the loss in wearing ring and decrease the back-flow (Fig.6). The other method is to decrease the pressure difference between the sides of the sealing, by increasing the angular velocity of the water between the impeller and the casing. This can be achieved by using blades on outer surface of the impeller acting as open impeller [1].

Design methods that use CFD techniques produce competitive advantages by increasing the speed of design cycle, reducing the testing time and therefore necessary investment. The steps of a CFD analysis can be summarised as;

- The geometry of the new design is created by a CAD program, and transferred into analysis program. Mesh, having sufficient degree of freedom, is created. The most important requirements to grid arrangement are accurate representation of geometric boundaries, clustering of grids in the regions of strong gradients
- By choosing proper convergence tolerances, solution is obtained.
- The results can be achieved as velocity contours, pressure, shear stress, flow traces etc.
- Designer optimises the geometry.

Three dimensional slice models are used for modeling (Fig.7). Cylindric coordinate system and mapped meshing is used for modeling. A part of the mesh is given in Fig.9. Boundary conditions applied to the model are given in fig.8 . The results obtained from the analysis are given in figures in part 10.

In analytical researchs, calculations become troublesome and number of assumptions increase, if studied with complex shapes. Need of a prototype, data collection, range limitations of the test stand, difficulties in data collection from some specific points are the major problems in experimental researchs. Also, manufacturing of prototype, arrangement of test equipment and measurements are time consuming.

In CFD, firstly, the verification of the model must be achieved. Shorter development times are possible, as some of the necessary parameter studies can be made numerically without having to use experimental rigs and prototypes. More accurate prediction of turbomachinery flow behavior is possible by CFD since less assumptions are used. This means that more adventurous designs which are outside the the range of test equipment and previous experience can be attempted with less risk. By use of CFD, the designer can achieve a better understanding of the flowfield. This should then lead to designs with reduced losses and improved performance. The efficiency of the researchs can be increased by using parametric models and by making use of macros. Besides the tools used in a research, the effectiveness of the process depends on the background and the experience of the designer.

AÇIK RADYAL POMPALARIN TANIM EĞRİLERİNİN BELİRLENMESİ İÇİN MATEMATİKSEL MODEL

Tahsin ENGİN

Mesut GÜR

İsmail ÇALLI

Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
Hidrolik ve Hidromekanik Anabilim Dalı

ABSTRAKT

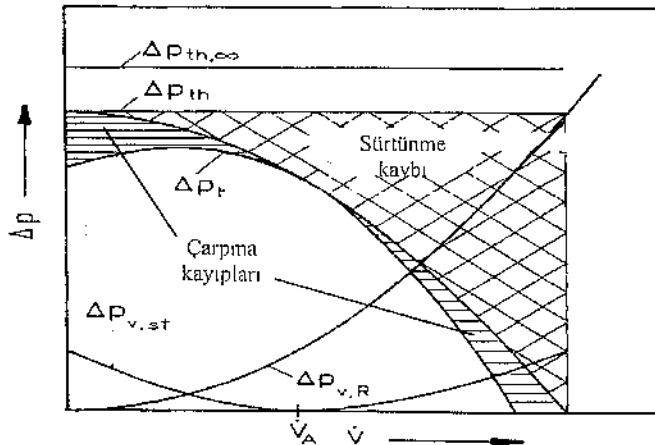
Radyal çarkların açık tiplerinde emme borusu tarafındaki yanak (arka kapak) yoktur. Kanatların açık tarafıyla salyangoz gövdesi arasında yanal bir aralık oluşur. Bu yanal aralık üzerinde çalışma esnasında bir basınç farkı doğar ve bu da çarkın basınç kenarından emme kenarına doğru bir aralık akışının oluşmasına neden olur. Bu akış, çark ana akışını bozar ve ikincil akımlarla birlikte pompa performansının düşmesi gibi olumsuzlukları beraberinde getirir. Bu tür pompalarda en önemli performans kaybı aralık kayıplarıyla gerçekleşir. Sunulan çalışmada aralık kayıplarının belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan Pflaiderer metodu kullanılarak aralık genişliğinin sıfır olduğu haldeki basınç düşümünü hesaplamaya olanak veren benzer bir model geliştirilmiştir. Bu hesap modeliyle, Pflaiderer metodundaki sıfır aralık genişliği için ekstrapolasyon yapılma zorunluluğu ortadan kaldırılmış olmaktadır.

1. GİRİŞ

Türobakınaların önemli bir enerji kaybı kaynağı, çark kanatları ile salyangoz gövde arasındaki aralık üzerinden olan aralık akışlarıdır. Gerek radyal gerekse eksenel makinalarda aralık açıklığı etkileri bir çok araştırmacıya konu olmuşsa da bu etkilerin önceden kestirimi için genelleştirilmiş güvenilir bir metod henüz mevcut değildir. Konuyla ilgilenen bir araştırmacı literatürde çok farklı şekillerde, bir çok katsayılarla ifade edilen hesaplama modelleriyle karşılaşır. Bu durum aralık açıklığından kaynaklanan kayıp mekanizmasının tam anlamıyla aydınlatılamamış olduğunu göstermektedir. Ayrıca önerilen bu hesap modellerinin aralık açıklığı etkilerini belirlemek için yeterli olmadığına ve başka bazı parametrelerin de dikkate alınması gerektiğine bir kanıt teşkil edebilir. Aralık akışının karmaşıklığı dikkate alınırsa olaya fazla sayıda parametre katılması beklenmeyen bir durum değildir. Sonuçta günümüze kadar çark kesitindeki statik basınç farkını ve bunun sonucu olarak kanat yük dağılımını belirleyen bağıl hız dağılımının hesabı için güvenilir bir yöntem geliştirilememiştir. Yine de son yirmi yılda aralık akış kaybı mekanizmasının daha iyi anlaşılabilmesine yönelik önemli çalışmalar yapılmıştır.

2. ARALIK KAYIPLARI VE PFLEIDERER METODU

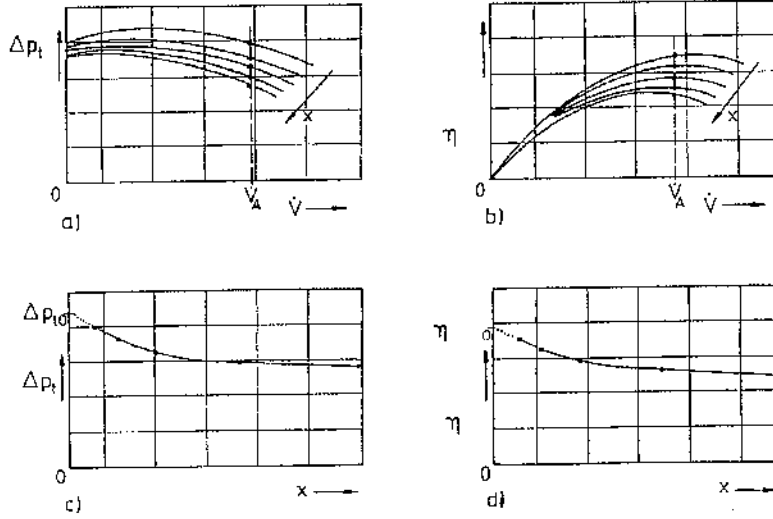
Bir radyal pompa çarkındaki tipik kayıp türleri Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. Radyal çarkın kayıp türleri

$\Delta p_{th,\infty}$: teorik basınç artışı
 Δp_{th} : sonlu sayıda kanatlı durum
 $\Delta p_{v,R}$: sürtünme basınç kaybı
 $\Delta p_{v,st}$: çarpma basınç kaybı
 Δp_t : net basınç artışı

Burada çark tarafından sağlanan net basınç artışı Δp_t , Δp_{th} değerinden sürtünme ve çarpma basınç kayıplarını çıkarmak suretiyle elde edilir. Diğer yandan açık çark durumunda aralık kayıpları çok önem kazanır ve tasarım hesaplamalarında dikkate alınması gerekir. Aralık kayıplarının deneysel olarak bulunan etki faktörleri yardımıyla hesabında Pfeiderer metodu yaygın olarak kullanılmaktadır. Pfeiderer'e göre aralık kayıplarının pompa toplam verimi, basma yüksekliği ve debisi üzerindeki etkileri aralık mesafesi ile orantılı olarak değişmektedir. Ancak bu metodun uygulanabilmesi için sıfır aralık genişliğindeki ($x=0$) performans değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu değerler Şekil 2'de gösterildiği gibi ekstrapolasyon yardımıyla elde edilir.



Şekil 2. Sıfır aralık açıklığı için ekstrapolasyon yaklaşımı

Pfeiderer, aralık kayıplarının a bağıl aralık açıklığı ile orantılı olduğunu göstermiş ve,

$$a = \frac{x}{b} = \frac{x}{(b_1 + b_2)} \quad x: \text{aralık genişliği} \quad b_{1,2}: \text{kanat giriş-çıkış yükseklikleri} \quad (1)$$

olarak tanımlamıştır. Eğer $\Delta p_{t,0}$ ve Δp_t sırasıyla basınç artışının sıfır aralık açıklığındaki ve herhangi bir aralık açıklığındaki değerleri olarak belirtilirse bağıl aralık basınç kaybı,

$$\Delta(\Delta p_t) = \frac{\Delta p_{t,0} - \Delta p_t}{\Delta p_{t,0}} = f_p a \quad f_p: \text{basınç etki faktörü} \quad (2)$$

olarak ifade edilir. Benzer şekilde hacimsel debi ve pompa toplam verimi için,

$$\frac{V_0 - V}{V_0} = f_a a \quad f_a: \text{debi etki faktörü} \quad (3)$$

$$\frac{\eta_{t,0} - \eta_t}{\eta_{t,0}} = f_v a \quad f_v: \text{verim etki faktörü} \quad (4)$$

ilişkileri geçerlidir. Etki faktörlerinin bulunabilmesi için sıfır aralık genişliğindeki büyüklükler Şekil 2'den ekstrapolasyonla elde edilir. Ancak bu tür bir yaklaşım hata yapmaya neden olabilmektedir. Zira açık çarkın sıfıra yakın aralık açıklıklarında davranışı tam olarak kestirilememektedir.

3. MATEMATİKSEL MODEL

Pfleiderer metodunda sıfır aralık açıklığındaki performans değerlerinin bulunmasındaki ekstrapolasyon yaklaşımı güvenilir bir yol değildir. Bunun için hidrolik verime bağlı alternatif bir model geliştirilmesi daha güvenilir sonuçlar verecektir. Şekil 1'den açık radyal çark için,

$$\Delta p_t = \mu \cdot \Delta p_{th\infty} - \Delta p_{V,R} - \Delta p_{V,st} - \Delta p_{V,sp} \quad \mu: \text{Pfleiderer sayısı} \quad (5)$$

yazılır. V_A tasarım debisi iletilirken çarpma kaybı olmayacağından (5) denklemi bu noktada,

$$\Delta p_t = \mu \cdot \Delta p_{th\infty} - \Delta p_{V,R} - \Delta p_{V,sp} \quad (6)$$

$$\text{veya} \quad \frac{\Delta p_t}{\Delta p_{th\infty}} = \mu - \frac{\Delta p_{V,R}}{\Delta p_{th\infty}} - \frac{\Delta p_{V,sp}}{\Delta p_{th\infty}} \quad (7)$$

olarak yazılabilir. Pfleiderer'e göre $\Delta p_{V,sp} = \Delta p_{t,0} - \Delta p_t = f_\beta a \Delta p_{t,0}$ olduğundan (7) eşitliği,

$$\frac{\Delta p_t}{\Delta p_{th\infty}} = \mu - \frac{\Delta p_{V,R}}{\Delta p_{th\infty}} - \frac{f_\beta a \Delta p_{t,0}}{\Delta p_{th\infty}} \quad (8)$$

olur. Sıfır aralık açıklığındaki ($x=0$) hidrolik verim tanımından,

$$\eta_{h,0} = \frac{\Delta p_{t,0}}{\Delta p_{th}} = \frac{\Delta p_{t,0}}{\mu \Delta p_{th\infty}} \quad (9)$$

yararlanarak, $\Delta p_{t,0} = \eta_{h,0} \mu \Delta p_{th\infty}$ elde edilebilir. Benzer şekilde sürtünme basınç kaybı için,

$$\Delta p_{V,R} = \mu \Delta p_{th\infty} - \Delta p_{t,0} = \mu \Delta p_{th\infty} (1 - \eta_{h,0}) \quad (10)$$

eşitliği yazılabilir. Böylece (8) eşitliği,

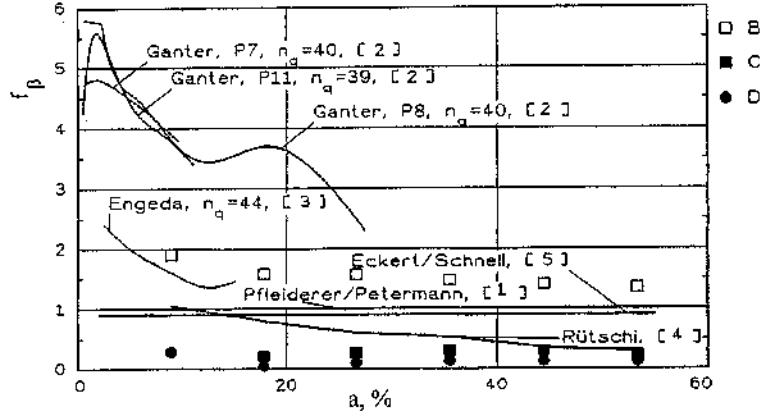
$$\frac{\Delta p_t}{\Delta p_{th\infty}} = \mu \eta_{h,0} (1 - f_\beta a) \quad (11)$$

$$\text{veya} \quad \frac{\Delta p_t}{\Delta p_{th\infty} \mu \eta_{h,0}} = (1 - f_\beta a) = \frac{\Delta p_t}{\Delta p_{t,0}} \quad (12)$$

elde edilir. Böylece Pfleiderer eşitliğine benzer bir ifade elde edilmiş olur. Bu ifade yardımıyla pompanın tasarım noktasındaki hidrolik verimi ve Pfleiderer sayısı kullanılarak ekstrapolasyona gerek kalmaksızın $\Delta p_{t,0}$ değeri hesapla bulunabilir.

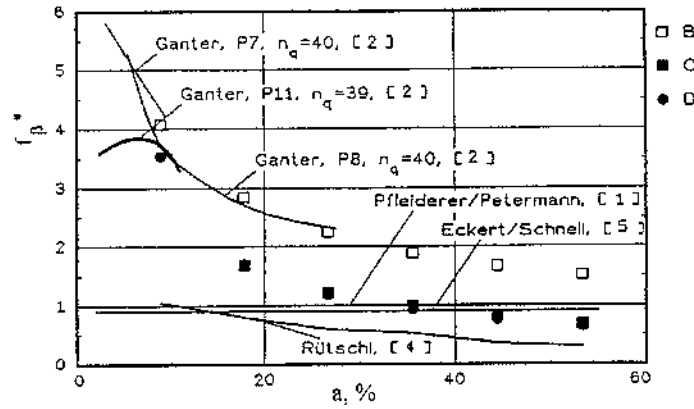
4. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Pfleiderer metoduyla literatürdeki bazı pompa ve vantilatör çarklarıyla yapılan deneysel verilerden [2, 3, 4, 6] elde edilen basınç etki faktörleri ekstrapolasyonla belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar bağıl aralık genişliğine göre Şekil 3'de görülmektedir. Şekil üzerinde gösterilen açık çarklardan B geriye eğimli, C düz ($\beta_1=\beta_2$) ve D radyal ($\beta_2=90^\circ$) kanatlara sahiptir [6]. Diğer açık çark tipleri [2,3] aynı özgül hızlı olup bunlar da geriye eğimli kanatlara sahiptir. Rütchi [4] tarafından test edilen çarklar D tipi ile aynıdır. Şekil 3'de görüldüğü gibi basınç etki faktörleri arasında belirli bir ilişki göze çarpmamakta ve aralarında oldukça farklılıklar görülmektedir. Bu durum kullanılan yaklaşımın bir sonucudur.



Şekil 3. Basınç etki faktörünün bağıl aralık açıklığı ile değişimi (ekstrapolasyon yaklaşımı)

Şekil 4'de önerilen denklem ile (12) hesaplanan sonuçlar f_p^* ile gösterilmiştir. Hesaplama için gerekli olan $\mu, \eta_{h,0}$ ve $\Delta p_{th,0}$ değerleri literatürden elde edilmiştir [1].



Şekil 4. Modifiye edilen basınç etki faktörünün bağıl aralık açıklığına göre değişimi

Şekil 4'ün kanat formuna ve özgül devir sayısına göre basınç etki faktörlerinin bir sınıflandırılması olduğu görülmektedir. Bu sınıflandırılmanın sağlanması, tasarım öncesinde aralık kayıplarının pompanın sağladığı basınç artışı üzerindeki etkisinin doğru olarak belirlenmesinde önemli bir adımdır. Böylece önerilen modelle aralık etki faktörlerinin belirlenmesinde mevcut metotlara göre daha hassas neticeler elde edilebilmektedir. Sonuç olarak açık radyal çarklı pompa ve vantilatörlerin aralık kayıplarının bulunmasında kullanılan Pfeleiderer metodunun pratikte gerçekleşmeyen sıfır aralık açıklığındaki performans değerlerinin bulunmasındaki ekstrapolasyondan kaynaklanan zayıflığı önerilen model ile giderilmiş olmaktadır.

5. KAYNAKLAR

1. Pfeleiderer, C. und Peterman, P., Strömungsmaschinen, Auflage Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, (1990)
2. Ganther, M., Experimentelle Untersuchungen an Kreiselpumpen mit offenem Laufrad. Dissertation, TU-Braunschweig (1985)
3. Engeda, A., Untersuchungen an Kreiselpumpen mit offenen und geschlossenen Laufrädern im Pumpen- und Turbinenbetrieb. Dissesation, TU- Hannover (1987)

4. Rüttschi, K., Die Arbeitsweise von Freistrompumpen. Schweizerische Bauzeitung 86, 575-582, (1986)
5. Eckert, B. und Schnell, E. Axialkompressoren und Radialkompressoren, Auflage. Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, (1990)
6. Barth, B., Gür, M., Morgenroth, S. and Scholz, R., Application of Ceramics for Hot Gas Fan for Temperatures up to 1250°C. Proceedings of Energy Conference, *Ceramic in Energy Applications*, Sheffield, UK, pp 123-132, 9-11 April (1990)

SUMMARY

Open types of radial impellers have only one shroud and are open on one side. Due to pressure difference through the tip clearance, a tip flow occurs between the pressure and suction surface of blades. This flow causes a disturbance in the main flow, which results in pressure and flow losses. Tip clearance flows are an important source of turbomachinery energy loss. Although much has been documented with regard to tip clearance effects of centrifugal and axial machines, there still seems to be an urgent need to review the various existing methods for the predicting of these effects. In the present study, Pfeleiderer's method was used for predicting of clearance losses in open radial impellers and also a new modified theoretical model was developed for the predicting of the pressure losses at zero clearance.

Tip clearance losses of open radial impellers, due to the tip flow passing through the tip clearance between the vane tips and the front casing, are very important and must be considered in design considerations. Although these losses have been studied theoretically and experimentally, for a long time, the factors affecting the clearance losses could not adequately be explained as yet. Pfeleiderer's method has been widely used for estimating the clearance losses by experimental data. Pfeleiderer has shown that the effects of clearance losses on overall efficiency η_o , pressure rise Δp_t and flow rate V are proportional directly to the clearance width. Estimating the clearance losses at zero clearance ($x=0$) is the most sensitive problem of the method. Experimental measurement of this value is impossible. Here, Pfeleiderer's method was applied to the present pump and ventilator experiments. This method covers the tip clearance loss factors f_∞ , f_β , f_γ and has a disadvantage because of finding the values of parameters at zero clearance $x=0$ that must be found by extrapolation. In this study an improved model for predicting of $\Delta p_{t,0}$, is introduced. Tip clearance loss factor f_β^* was calculated by means of experimental data obtained from the literature and compared with the existing values in the literature. A classification of the f_β values was made according to blade forms and the specific speed. It was concluded that the proposed method is more reliable in use of Pfeleiderer's method.

POMPA KARAKTERİSTİKLERİNİN BİLGİSAYAR YARDIMI İLE ÇIKARTILMASI

Aşkın KARAKAŞ
İ.T.Ü. Makina Fakültesi
Hidrolik Makinalar ve Hidromekanik ABD

KISA ÖZET

Bilgisayar yardımı ile pompa karakteristik eğrilerinin otomatik olarak çıkartılabilmesi için bir program geliştirilmiştir. Nesne yönelimli pascal kullanılarak yazılan program yardımı ile piyasadaki çeşitli veri toplama kartları ve ölçüm aygıtları kullanılarak karakteristik eğrilerin hızlı, minimum hata ile ve kolayca elde edilebilmesi amaçlanmıştır. Verilerin toplanma frekansı, ortalama alırken kullanılacak veri sayısı ve karttan gelen sinyallerin kalibrasyonu program içinden yapılabilir. Aktüatörlü vana kullanılması durumunda debi yada manometrik basma yüksekliği değerlerinin istenen aralıklarında çalıştırılmak üzere program ayarlanabilir ve böylece pompa bağlanıp yol verildikten sonra eğriler otomatik olarak elde eilebilir. Karakteristiği bulunan pompanın ekran üzerinden işaretlenerek istenilen noktada çalışması sağlanabilir.

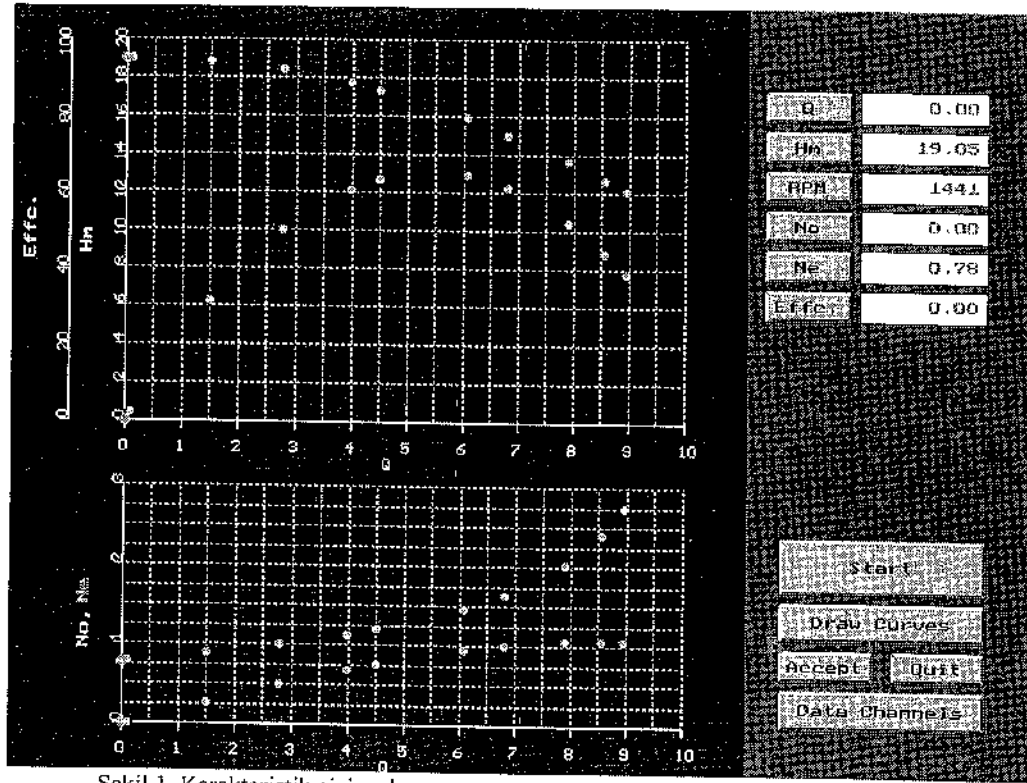
TANIM

Pompa karakteristik eğrilerinin kolay ve hızlı bir şekilde elde edilebilmesi için bir nesne yönlendirilmiş pascal dili kullanılarak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program yardımı ile test sırasında değerler okunurken oluşabilecek insan hatalarının minimuma indirilmesi ve test sırasında pompanın karakteristiklerinin dinamik olarak görüntülenmesi ile gereksiz noktalarda değer okumakla kaybedilen zamanın kazanılması hedeflenmiştir. Program; basınç, debi, gibi büyüklüklerin ölçülmesi için kullanılan aygıtlardan gelen dataların kullanıcı tarafından ayarlanabilecek sayıda ortalamasını almaktadır.

Program , pompa giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı, debi yada hız, çekilen güç ve devir sayısı ile ilgili verileri toplayarak, debiye göre manometrik basma yüksekliği , mekanik güç, hidrolik güç ve verim karakteristiklerini çizer. İstenmesi durumunda devir sayısı ölçümleri kullanılarak istenilen devir için benzeşim formülleri için karakteristik oluşturulabilir. Aktüatörlü vana kullanılması durumunda, karakteristik eğrilerinin elde edilmesi için belirli bir debi yada basma yüksekliği aralığı verilerek programın bu oranlarda debi değişimini vanaya kumanda ederek yapması ve karakteristiğin el değmeden elde edilebilmesi mümkündür. Bu durumda ayrıca, bilgisayar ekranındaki karakteristik eğri üzerinden direkt olarak pompanın çalışma noktası seçilebilir.

VERİ TOPLAMA

Program , karakteristikleri oluşturmak için gerekli verileri bir DAC kartı ile toplamaktadır. DAC kartları, ölçüm aletlerinden gelen analog sinyalleri bilgisayarın işleyebileceği dijital sinyallere dönüştürürler, Fiyat ve performans karşılaştırmalarına bakılarak piyasadaki değişik markalardan uygun bir kart seçilebilir. Programın yapısı veriyi toplayan kısımdan bağımsız olduğu için yeni bir karta uyum sağlamak sadece verinin toplandığı rutini çalıştıran bir sürücüye eklemekle sağlanabilir. Debi kontrolü bilgisayar ile yapılacaksa aynı zamanda, bir yada birkaç çıkış kanalı bulunan bir DAC kart seçmek gerekir.



Şekil 1. Karakteristik çizim ekranı

Basınç farkı, debi, güç ve devir sayısı ölçmek için dijital yada analog çıkışı olan pek çok elektronik ölçüm aygıtı mevcuttur. Bu tür ölçüm aygıtları ölçülen büyüklüğe göre 0-5V, 0-10V, 0-20V gibi belirli bir voltaj aralığında yada 4-20 mA gibi belirli bir akım değerinde analog sinyal üretirler. Bu sinyaller aygıtın bağlandığı DAC kartı tarafından dijital değerlere dönüştürülür. Program her kanaldan gelen sinyallerin ortalamalarını alacak şekilde hazırlanmıştır. Sinyal toplama frekansı ve ortalamayı bulmak için kullanılacak ölçüm sayısı kullanıcı tarafından ayarlanabilir. Karttan gelen dijital sinyaller ile bunlara karşılık gelen gerçek değerler arasındaki ilişki programa formülasyon olarak verilebilir. Gerekirse kanallardan gelen sinyallerin hesaplamalardan önceki değerleride görülebilir.

Programın yazılmasında nesne yönelimli programlama tekniği kullanılmıştır. Bu sayede programa isteye göre yeni modüller eklenmesi veya programın geliştirilmesi kolaylıkla sağlanabilir.

Eğrilerin çıkarılmasının yanında program tarafından denenen pompaların ilgili bir veritabanı oluşturulmaktadır. Elde edilen sonuçların istenilen format kullanılarak rapor haline getirilebilir.

Farklı devir sayılarında yapılan deneyler ile dağ eğrilerinin de çıkartılması için bir modül hazırlanmaktadır.

SUMMARY

A software has been developed to obtain characteristic curves of pumps easily and quickly. Object oriented programming technique and pascal language has been used. Fully configurable drawing and data acquisition options such that sampling rate and averaging factor enables the user to tune program for his own requirements. By using a valve with actuator, process of the pump testing and obtaining characteristic curves can be performed automatically. Also, working point for the pump can be set from computer only by clicking on the curve. Various DAC cards and measurement devices can be used with the program by virtue of a small driver change.

PUMP SELECTION

Jan NIJHUIS
Nijhuis Pompen BV
The Netherlands

ABSTRACT

This paper discusses the practical aspect of selecting a pump to match the system. The design parameters capacity, head and speed of the pump determine the pump dimensions and related characteristic curves. The author argues that a pump has to be designed not only to meet the theoretical performance requirements but also match the characteristics of the system it will be integrated into. The author has developed a method which will assist specialists in this field (pump designers and manufacturers, consultants, project engineers and end-users) in this "matching" process. To support this method the author also developed a computer calculation program, its use is demonstrated in this paper.

INTRODUCTION

A pump manufacturer is supposed to be an expert in the art of pump selection. The sad truth, however, is, that most of the time the pump manufacturer is consulted only when the real selection has already been made. Most enquiries specify pumps in the fullest possible detail: (Refer to Figure 1)

Design capacity	Q_0	m^3/sec
Design head	H_0	m
Driver speed	n_0	rpm (or ω_0 , rad/sec)

The only thing that is left for the pump manufacturer to do, is to go through their records to find a pump that complies with this specification. More often than not the manufacturer have to live with the idea that a much better set of pumps could have been offered for the project at hand, if only the capacity, or the head, or the speed, or all three could be changed.

The point to be made is, that once these three main design parameters have been specified, the pump is completely defined. It will hardly make any difference whether these pumps are bought from manufacturer A, or B, or Z. Within very small margins, all these pumps would have much the same performance:

same efficiency,
same suction behaviour,
same characteristic curves, and
same dimensions.

So the essence of a pump selection problem is not just to find a suitable pump for a given set of design parameters, but rather to find the most suitable combination of design parameters, a combination that will offer good overall efficiency of the pumping station, and that will be safe from cavitation.

In order to make such a selection, it is necessary to be able to estimate the "off-design" situations that the pump may have to face. It is well known that, a pump will not always do what it's nameplate says. The actual capacity and head are not determined by the nameplate, but by the system that the pump has to cope with. If the system head is lower than the pump's design head, capacity will increase, efficiency will drop, and suction behaviour will deteriorate.

To be discussed here is a pump selection program (Refer to Figure 2), that step by step, arrives at a selection of the three main design parameters, and that will show all the relevant properties of the selected pump, including its characteristic curves (Refer to Figure 3), so that any user of this program will be in a position to judge whether or not the selection fits in nicely within the pumping system it has been selected for.

The following part of this paper discusses some basic pump theory, explaining how pump performance is linked to the main design parameters. Notably "cavitation", and "NPSH" will be discussed at some length because they are some of the most important aspects of pump selection, and, also, experience has shown that pump users tend to shy away from this subject.

First, a short look at the system in which the pump will have to function (Refer to Figure 4). The figure shows a fairly typical pumping station, where water has to be pumped against a static head H_{st} , over a distance L , through a header with diameter D . The friction losses can be calculated from

$$H_f = \lambda \cdot L/D \cdot c^3/2g$$

The friction coefficient λ can be found with Colebrook's diagram (Refer to Figure 5) or with a formula.

The system curve is easily constructed by adding the friction losses to the static head (Refer to Figure 6). Attention should be paid to the very prominent role of header diameter D . After some rearrangement, the expression for friction loss becomes:

$$H_f = 0,083 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q_h^3 / D^5$$

A change in the pipe diameter of one size larger or smaller can have a tremendous impact.

2. Pump theory.

Pump theory is so complicated it has become necessary to find a way to simplifying things. If a pump is regarded as a if it were a black box (Refer to Figure 7), with some invisible, mysterious mechanism inside, it is still possible to gain some insight into the behaviour of that mechanism, and leave the mystery mysterious. All that is required is to pull the levers, push the buttons, and turn the switches in an organised way. As a result, the meters will show readings, the lamps will light or not light, and before long it is possible to have a pretty good idea of what the black box is so carefully hiding.

Translated to a pump, this means that it is necessary to do a great deal of testing, and evaluation of test results (Refer to Figure 8). It is possible to simplify matters once again, if testing and evaluation arrangements are configured in a smart way. With the help of dimensional analysis it is possible to gain a maximum of insight with a minimum of effort.

Dimensional analysis shows that pump behaviour can be adequately described with just three dimensionless ratios (Refer to Figure 9):

$$\tau = \text{specific speed} = \omega_0 \cdot Q_0^{1/2} / (gH_0)^{3/4},$$

which determines the shape of a pump:

$\tau = \text{small}$	lean & mean	high head
$\tau = \text{large}$	fat & ugly	high capacity

$$\delta_1 = \text{specific eye diameter} = D_1 \cdot (gH_0)^{1/4} / Q_0^{1/2},$$

determining the flow velocity in the impeller eye, in such a way that the pump is protected against cavitation in the best possible way.

$$\delta_2 = \text{specific impeller diameter} = D_2 \cdot (gH_0)^{1/4} / Q_0^{1/2},$$

determining the outer dimensions of the pump.

Once, through testing, a relationship between these ratios has been found (Refer to Figure 10), it is possible to describe pump behaviour in detail. The graph shows the test results of a complete range of split-case pumps, type VENUS. Apparently the relations between the three ratios are comfortable and straight-forward.

What can be accomplished with these results? In the first place it is now possible to predict the main dimensions of a pump with great precision (Refer to Figure 11).

The pump curve is a function of τ and δ_2 only. With a combination of these two (Refer to Figure 12):

$$\psi_o = 4 / \tau^2 / \delta_2^2 = gH_o / u_2^2,$$

the so-called dimensionless head, the curve can be realistically predicted.

Top efficiency is a function of Q_o and τ (Refer to Figure 13). The expression:

$$\eta_o = 0,94 - 0,0464 / Q_o^{1/3} - 0,3 + (0,3 - \text{Log}(2,5 \cdot \tau))^2$$

looks a bit complicated, but its message is simple:

The best possible efficiency for a centrifugal pump is 94 %,

- for a huge pump, $Q_o = \infty$, and
- of best possible shape, $\tau \approx 0,8$.

There is a penalty for smaller pumps, and for less than ideal shape.

The overall efficiency in the best point of the pump curve can be broken down into partial efficiencies: (Refer to Figure 14)

η_{ho} = hydraulic efficiency	$\approx 1 - 0,055 / Q_o^{1/3} - 0,21 \cdot (0,10 - \text{Log}(2,5 \cdot \tau))^2$
η_{vo} = volumetric efficiency	$\approx 1 / (1 + 0,014 / \tau^{2/3})$
E_{mo} = mechanical losses	$\approx 0,02 / \tau + 0,01$

Off-design, a fourth factor comes into play, the re-circulation losses:

$$E_r \approx 2/3 \cdot \tau^{2/3} \cdot (1 - Q/Q_o)^2$$

All of these partial losses can be estimated with τ and Q_o . Together they deliver the tools to draw a realistic overall efficiency curve.

The power curve follows directly from the combination of pump curve (Refer to Figure 15) and efficiency curve. The blue line represents the useful ("water") power; the red line incorporates all the losses. It is fair to say, that off-design, the losses increase very rapidly, the centrifugal pump changes more and more into an expensive mixer.

3. NPSH, Cavitation, Suction behaviour.

At this point, the easy part has been covered, and there is no other choice, but to say a few words concerning the suction behaviour of pumps.

Suction behaviour is the single most important limiting factor for pump selection. At the same time people find it very hard to understand what "NPSH" and "Cavitation" are all about. The following will demonstrate that it is not complicated.

The graph (Refer to Figure 16) illustrates what happens when a pump is cavitating. At a certain point the pump curve drops steeply; the pump ceases to be a pump.

Cavitation means literally the formation of hollow spaces, “cavities”, in this case, the formation of vapour bubbles. When, somewhere inside the pump, the local pressure drops to such a low level, that the vapour pressure is reached, the water starts to boil spontaneously. For water of 20°C, the vapour pressure is about 0,23 mwc (absolute), or almost complete vacuum. At that point tiny vapour bubbles will start to form. These thousands of bubbles are then swept away with the flow, and when they reach an area of higher local pressure, they will have to implode. When these implosions occur near a wall, for instance the vanes of an impeller, they can cause considerable damage. A well developed cavitation can destroy a pump in a matter of weeks.

So, the important thing is, to make sure that the pressure inside the pump will never drop to such a low value. A typical suction arrangement is shown (Refer to Figure 17). Now it is necessary to try to calculate the pressure in point P, in the eye of the impeller, which is the most endangered spot inside the pump.

Now, if this pump were situated, say, 9 m above the water level in the suction reservoir, cavitation could not be far away. The friction losses in the piping would take care of that.

But even if the pump is much closer to the water level, things can go wrong (Refer to Figure 18). The reason is that the flow is moving; it has a certain velocity that is responsible for a pressure drop:

- The absolute velocity of the flow causes a pressure drop :

$$\Delta h_1 = c_1^2 / 2g$$

assuming that $c_1 \cong 5$ m/sec, it is seen that: $\Delta h_1 \cong 25 / 20 = 1,25$ m

- The water approaches the rotating impeller vanes with a relative velocity w_1 .

The vanes act pretty much like the wings of an aeroplane, high pressure under the wing, low pressure above. At the nose of the wing (vane) this pressure drop can be very pronounced:

$$\Delta h_2 \cong \varepsilon \cdot w_1^2 / 2g,$$

where ε is a coefficient for the shape of the vane nose. A good mean value is $\varepsilon \cong 0,2$, so assuming $w_1 \cong 20$ m/sec, we have:

$$\Delta h_2 \cong 0,2 \cdot 400 / 20 = 4$$
 m

The two pressure drops together account for about 5,25 m, or, speaking in pump language:

$$\text{NPSH} @ = 5,25 + 0,23 = 5,48 \text{ m}$$

That means, that, even if the pump is situated only 4,5 m above the water in the suction reservoir, the pump is already in danger.

The calculation of the absolute pressure in point P can also be made in a more formal way (Refer to Figure 19). Cavitation will raise it's ugly head, the moment that the pressure in point P is equal to the vapour pressure (Refer to Figure 20).

Departing from the equation for the onset of cavitation:

$$H_p = H_a - H_s - H_{fr} - (c_1^2 / 2g + 0,2 \cdot w_1^2 / 2g) = H_v,$$

This formula can be re-arranged to show that cavitation will start when:

$$H_a - H_s - H_{fr} = 1/2g \cdot (c_1^2 + 0,2 \cdot w_1^2) + H_v$$

The left hand side of this equation is a reflection of the intake configuration, which is considered to be the responsibility of the pump user, and is usually referred to as the “Available Net Positive Suction Head”:

$$\text{NPSH}(a) = H_a - H_s - H_{fr}$$

The right hand side of the equation depends on the construction of the pump only, and as such is considered to be the responsibility of the manufacturer, the “Required Net Positive Suction Head”:

$$\text{NPSH@} = 1/2g * (c_1^2 + 0,2 * w_1^2) + H_v$$

It is good to note at this stage, that one of the ratios, the specific eye diameter δ_1 , determines the eye diameter D_1 of the impeller, and consequently the velocity triangle for the impeller eye:

$$c_1 \cong Q_o / (\pi/4 * D_1^2 * 2 * 0,8)$$

$$u_1 = \omega_o * D_1/2, \text{ and}$$

$$w_1 = (c_1^2 + u_1^2)^{1/2},$$

so that after some calculation :

$$\text{NPSH@} \cong 0,012 * \omega_o^{4/3} * Q_o^{2/3}$$

The conclusion is, that, for a pump to be safe from cavitation, the product of

$$\omega_o^{4/3} * Q_o^{2/3}$$

may not exceed a certain maximum value. Once you have chosen for a design capacity Q_o , driver speed n_o may not exceed a certain maximum limit, for instance the red line in the graph (Refer to Figure 21).

The same principle can be shown in a more general way (Refer to Figure 22). It gives limits for Q_o and n_o for every conceivable situation. Note that the chart covers both single and double suction pumps, and that double suction pumps offer a better protection against cavitation by a factor 2.

What is yet left to do, is to have a look at the suction behaviour of a pump that is running "off-design", for instance $Q = 2/3 * Q_o$, or $Q = 4/3 * Q_o$. The velocity triangles for the eye diameter are shown as they might conceivably look in these situations (Refer to Figure 23). It is clear, that both c_1 and w_1 are very different when compared with the "design" situation. The lower curve gives a realistic (safe) approximation of the NPSH@ curve. It is good to note that for $Q/Q_o \cong 4/3$ the NPSH@ value practically doubles, when compared with the design situation.

So, taking off-design situations into account leads to a further limitation for n_o versus Q_o , as shown here for single suction pumps (Refer to Figure 24) and, for double suction pumps (Refer to Figure 25).

Summing up the discussion so far (Refer to Figure 26):

Once the main design parameters of a pump have been decided, it is possible to predict pump behaviour in great detail. Of course, all the knowledge so far is only based on a simple mathematical model, derived from a great many test results, however the model is close enough to reality, to serve as a tool for pump selection.

4. Pump selection.

With this knowledge of pump behaviour, it is now possible to address a specific pump selection problem. Suppose that a pumping station (Refer to Figure 27) has to be designed to the following specifications (Refer to Figure 28):

Normal station flow	Q_{station}	5 m ³ /sec
Static head	$H_{\text{st max}}$	42 m
	$H_{\text{st normal}}$	39 m
	$H_{\text{st min}}$	36 m
Discharge header,	length (L)	13.000 m
	diam (D)	600 mm
	wall roughness (k)	1 mm

Since the total head seems to be already pretty much specified, the remaining questions are (Refer to Figure 29):

How many pumps should be chosen for this project ?

At what driver speed ?

Is it possible to use only fixed speed drivers ?
 If not, would it help to increase the discharge diameter ?
 And if that is not allowed, what will variable speed drivers have to offer ?

Illustrated is the user interface of a pump selection program (Refer to Figure 30). The program poses questions in the yellow column. At the same time, it suggests possible answers to those questions in the grey column.

Once all questions have been answered, pump selection has been made, and, consequently, pump behaviour is fully known (Refer to Figure 31).

First answer the questions without paying too much attention to the suggestions in the grey column (Refer to Figure 32). Instead of the recommended 5 pumps, enter 2 pumps as-preference. As the specification mentioned the header to have a diameter of 1600 mm, ignore the suggestion for a larger size. Finally, where the program suggests variable speed, enter fixed speed to keep the investment cost as low as possible. The outcome of the first exercise is rather discouraging: as the result is-a set of pumps that require more positive suction head than is we available.

The graph (Refer to Figure 33) only confirms that the selection does not fit very well with the system.

Repeat the questionnaire (Refer to Figure 34), but this time follow the recommendations to the letter. It is found that the NPSH required by the pump is lower than available NPSH by a comfortable margin. Efficiency has suffered, but not very much.

The graph (Refer to Figure 35) shows that good selection has been made.

Now suppose that, that, after all, the discharge diameter of 1600 mm is not to be changed (Refer to Figures 36 and 37). The pipes have already been bought, so a larger size is out of the question. Repeat the questionnaire, again following all suggestions except the one for the discharge pipe diameter. The selected variable speed drives can cope easily with the high friction losses, however, will be frightfully expensive.

Finally, it should be noted that, in spite of the excellent pump efficiency, the narrow discharge will be responsible for a considerable increase in operating cost:

$$5\text{m}^3/\text{sec} * 9,81 * (33,69 - 11,37)\text{m} * 4000\text{hr}/\text{year} * 15 \text{ years} * 0,10\$/\text{kWhr} = \\ \$ 6.568.776,-$$

The example referred to in this paper can be followed and repeated with the aid of the program written by Mr. Nijhuis. A copy of this program can be obtained from the Nijhuis Pompen BV exhibition stand or by writing to Nijhuis Pompen BV at the address given at the start of this paper.

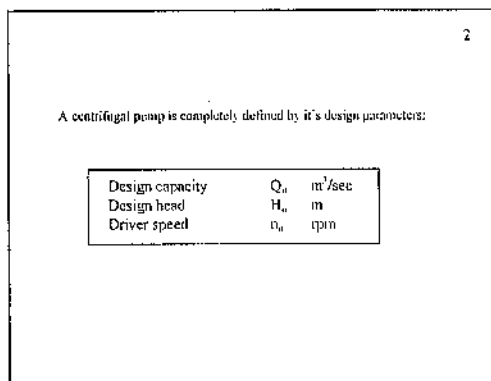


Figure 1
Design Parameters

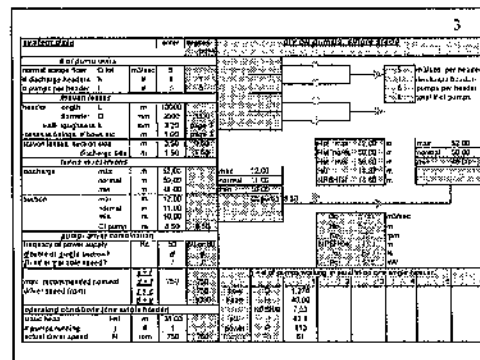


Figure 2
Pump Selection Program Interface

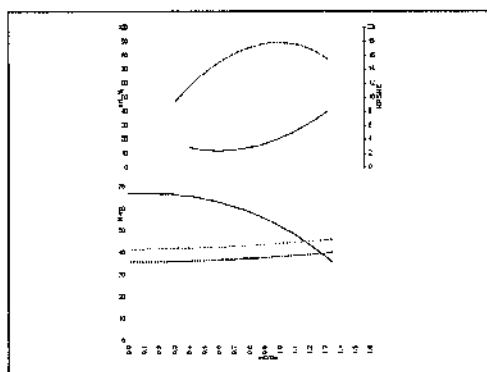


Figure 3
Characteristic Pump Curves

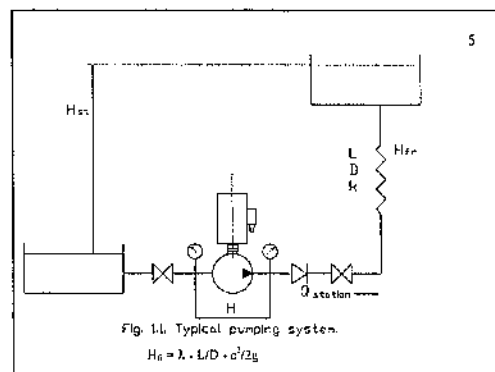


Figure 4
Flowchart of a Typical Pumping System

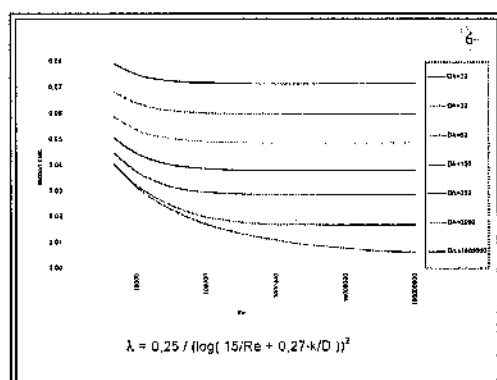


Figure 5
Colebrook Diagram for Friction Coefficient

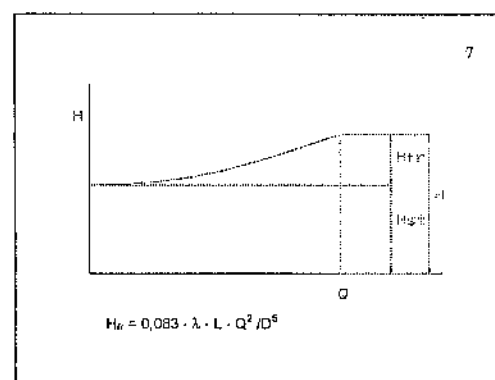


Figure 6
System Curves with Friction Losses

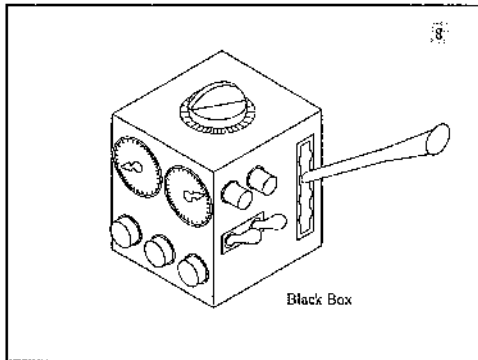


Figure 7
Black Box

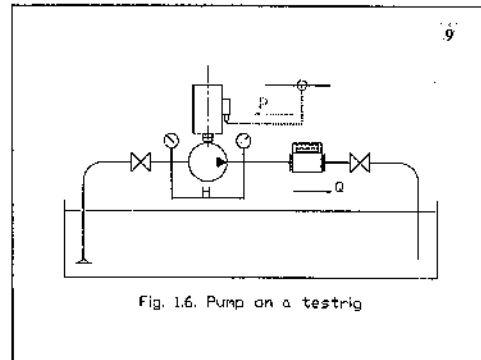


Figure 8
Typical Testing Arrangement

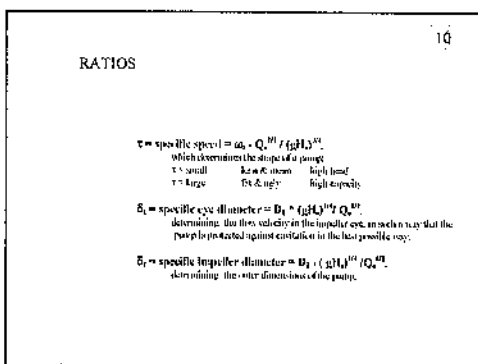


Figure 9
Dimensionless Ratios of Pumps

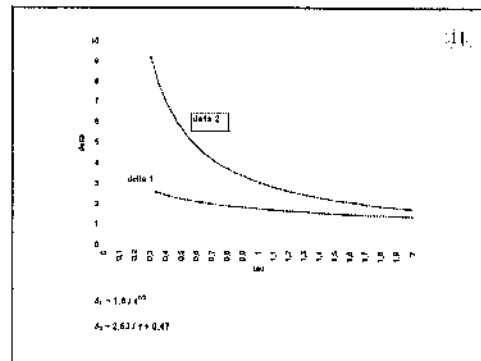


Figure 10
Relationship between; Specific Speed, Specific Eye Diameter and Specific Impeller Diameter

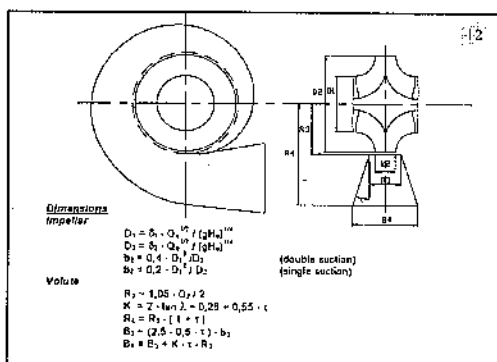


Figure 11
Main Pump Dimensions

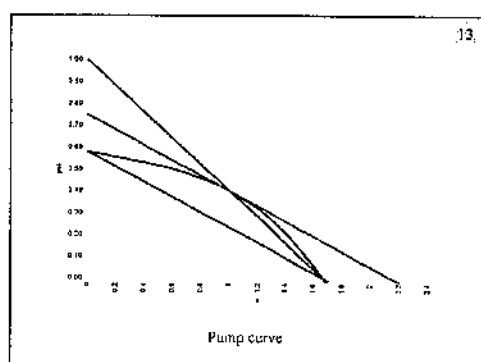


Figure 12
Dimensionless Head

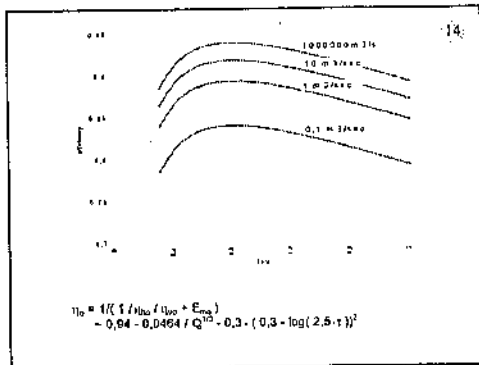


Figure 13
Best Efficiency Curve

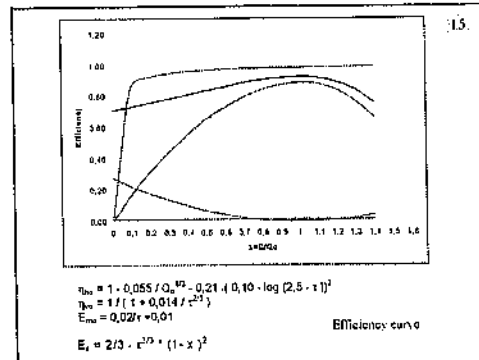


Figure 14
Partial Efficiencies

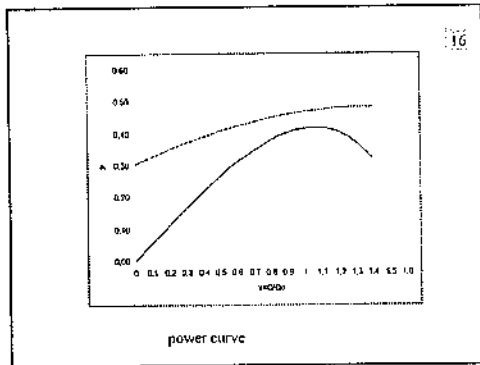


Figure 15
Power Curve

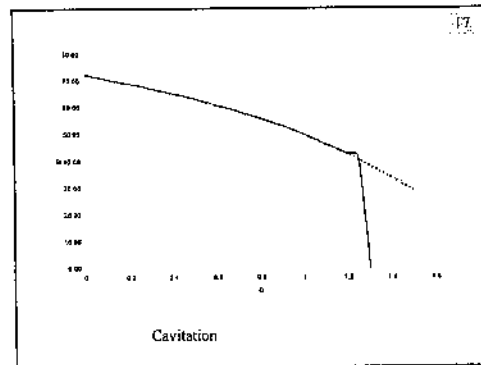


Figure 16
Capacity as a Function of Head, Indicating Cavitation Behaviour

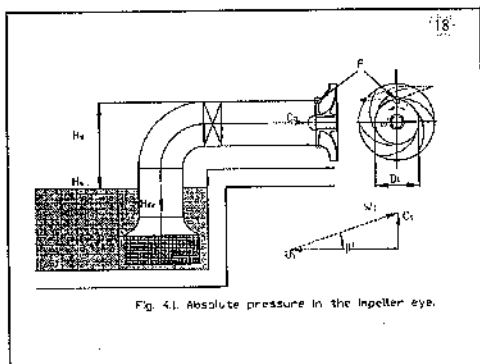


Figure 17
Typical Suction Arrangement

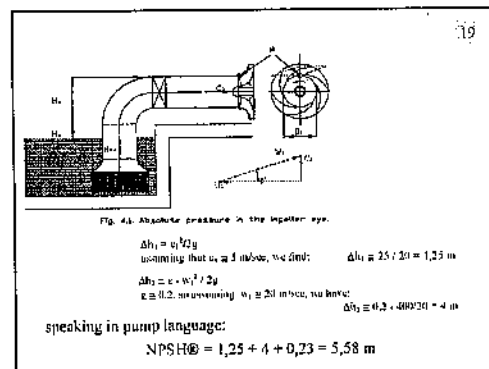


Figure 18
Calculation of NPSH

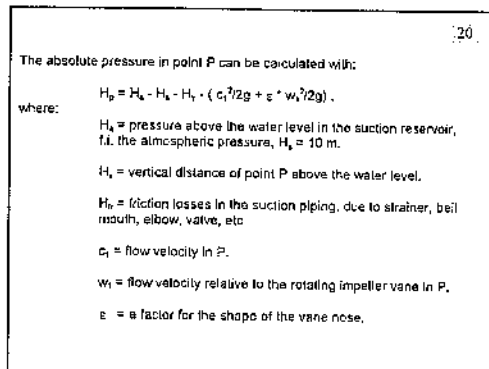


Figure 19
Calculation of Absolute Pressure

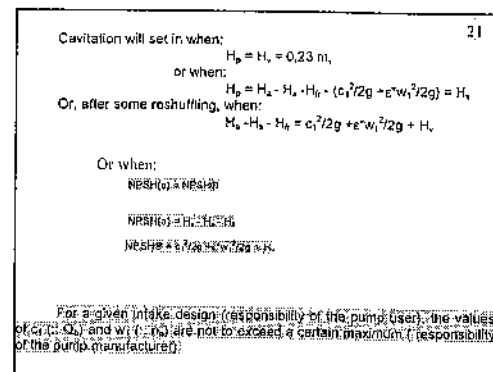


Figure 20
Calculation of NPSHa and NPSHr

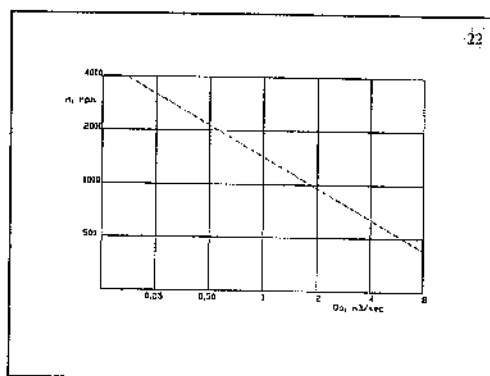


Figure 21
Maximum Capacity and Speed
to avoid Cavitation

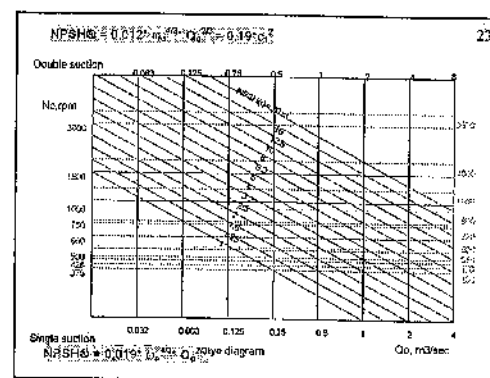


Figure 22
Maximum Capacity and Speed
to avoid Cavitation for
Single and Double Suction Pumps

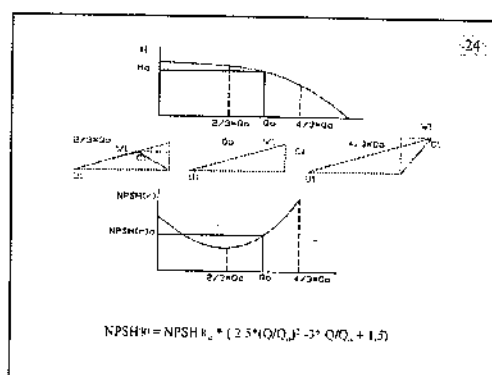


Figure 23
Velocity Triangles for various Eye Diameters

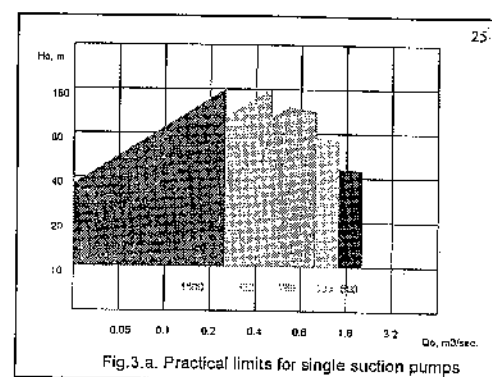
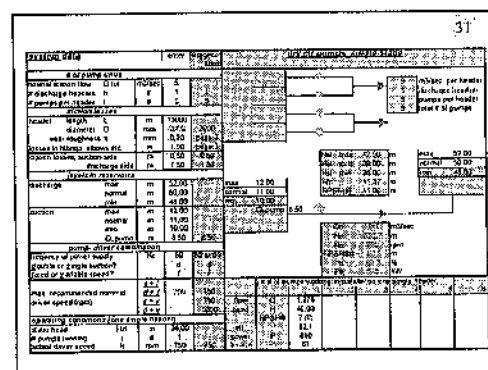
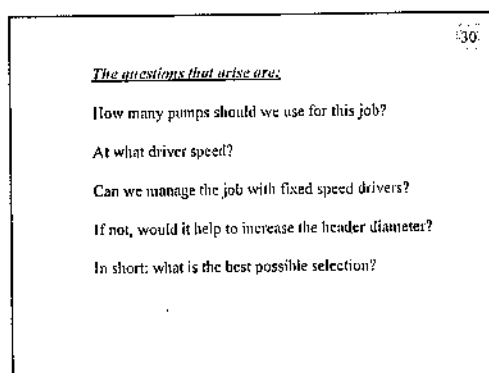
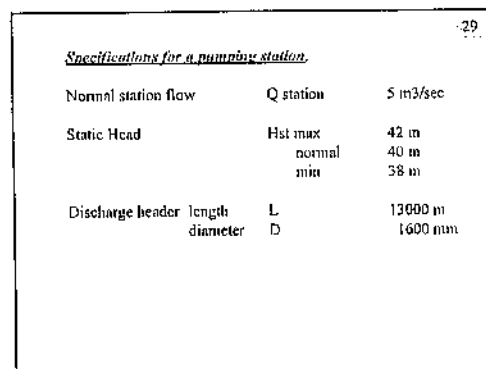
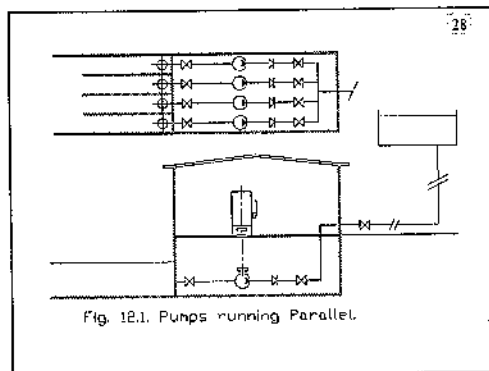
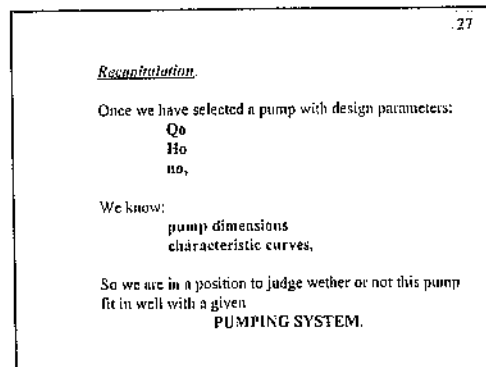
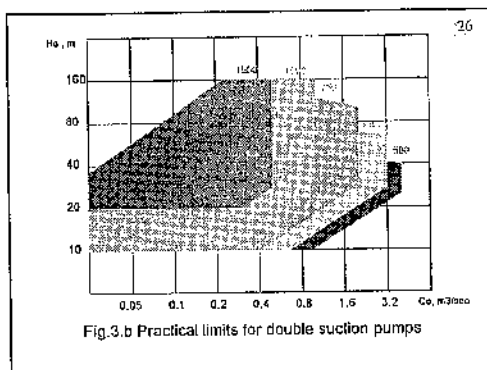


Figure 24
Limitations of Speed against Cavitation
for Single Suction Pumps



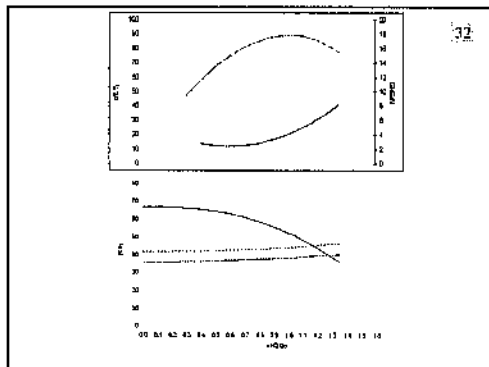


Figure 31
Pump Curve calculated by the Program

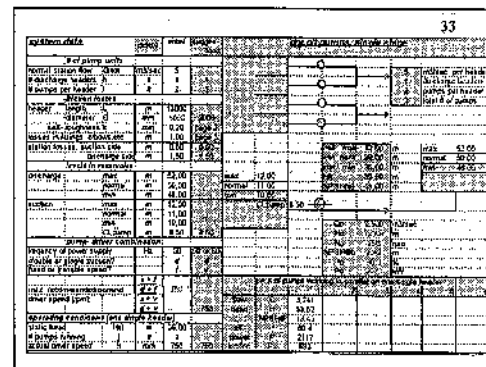


Figure 32
Simulation with 2 Pumps

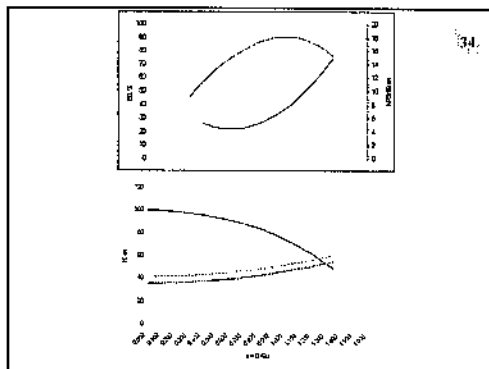


Figure 33
Pre-selection Pump Curve for 2 Pumps

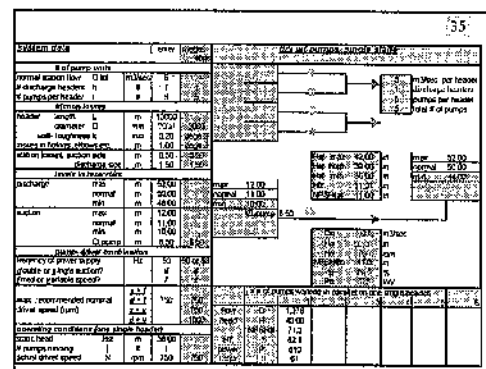


Figure 34
Simulation with Recommended 5 Pumps

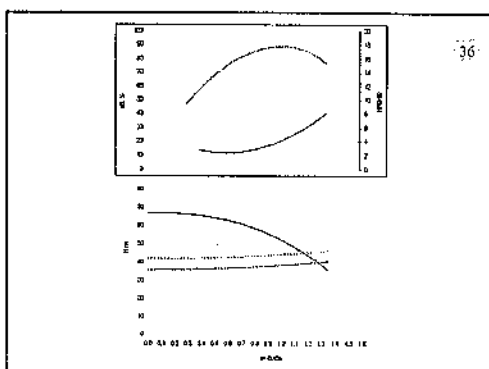


Figure 35
Pump Curve for Recommended 5 Pumps

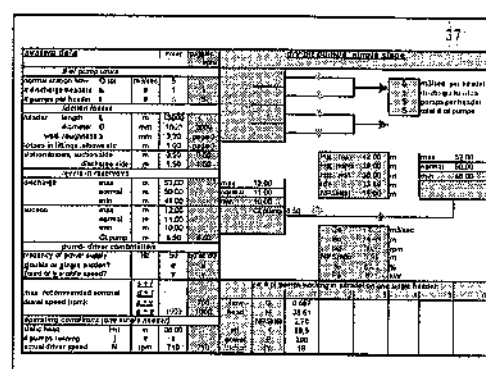


Figure 36
Simulation for Pipe Diameter of 1600 mm

POMPALARDA ENERJİ TASARRUFU

Erkin SAVÇIN

Bora NALBANTOĞLU

Alarko Sanayi ve Ticaret A.Ş. , Alpom Műes.

ABSTRAKT

When we ask anybody about his idea about 21. Century on these last days of 20. Century he will mention that we will face the problem of lack of energy.

The human being consumes the energy capital that was established by the nature for millions of years and it seems that there will be no alternative source for this capital in the near future. For this reason we have to provide the most economical and pure usage system for these present energy sources, to increase the productivity of all the apparatuses and machines and to give importance to the energy saving.

When the historical process of the energy consumption is examined, with the removal of transportation problems and using of gas instead of petroleum and coal, a new energy kind is produced that has the easiest treatment operation and is the most clear one. Besides in the near future electric energy will be more used than gas and the next age will be electricity age as the past was a petroleum age. For this reason while we are providing the energy we should take consider firstly the electricity energy.

Most of the electricity energy is consumed in the pump and for applications at the buildings and industry. In the pump and fan applications, the pump and fan type is adjusted according to the highest air or water capacity. The changing of the capacity within a day is not considered. However, in applications where water or air changing is very high within a day this situation and energy consumption should be taken in to consideration: In our study the selection of a pump that will provide energy saving in the changing capacity system will be explained and a selection be made for a sample system, on the other hand a correctyl selected pump may not be sufficient for some applications, for example for the ones that have very variable water consumption within a day. For such applications systems that put the energy consumption at the below levels by getting use of the Power Electronics and Automation are being planned. The design principles and elements for such a system will be introduced.

1. GİRİŞ

20.yy'ın sonlarına geldiğimiz şu günlerde enerji ile ilgilenen her hangi birisine 21.yy ile ilgili fikrini sordüğümüzda, oldukça isabetli bir tahminle 21.yy'da büyük bir enerji darboğazı yaşanacağını söyleyecektir. İnsanlığımız halen doğanın milyonlarca yılda oluşturduğu enerji sermayesini tüketmekte ve yakın bir gelecekte bu sermayeye alternatif bir kaynak yaratılamayacak gibi gözüküyor. Bu durumda bizlere düşen en önemli görev mevcut enerji kaynaklarının en ekonomik ve temiz kullanımını sağlamak, enerji ile ilgili tüm cihazların ve makinelerin verimliliğini artırmak ve enerji tasarrufuna önem vermektir.

Enerji tüketiminin tarihsel süreci incelendiğinde petrolün, kömürü geçmesi; taşıma problemlerinin giderilmesi ile gazın petrolün yerine geçmesi; işlenmesi en kolay ve en temiz olan enerji türünün bir öncekinin yerine geçmesi şekindedir. Bu bağlamda en son olarak elektrik enerjisinin gazın önüne geçeceğini ve geçtiğimiz çağın petrol çağı olduğu gibi önümüzdeki çağda elektrik çağı olacağını söyleyc biliriz. Bu nedenle enerji tasarrufu sağlarken öncelikle elektrik enerjisinde tasarruf sağlamak gerekir.

Günümüzde binalarda ve endüstride elektrik enerjisi tüketiminin büyük bir bölümü pompa ve fan uygulamalarında gerçekleşmektedir. Pompa ve fan uygulamalarında, pompa veya fan tipi, ihtiyaç duyulan en yüksek hava veya su debisine göre belirlenir. Bu debinin gün içerisindeki değişimi göz önüne alınmaz. Oysa gün içerisinde hava veya su değişiminin oldukça fazla olduğu uygulamalarda bu durumun ve enerji sarfiyatının da göz önünde bulundurulması gerekir.

2. DALGIÇ POMPA SEÇİMİ

2.1 Dalgıç Pompa Seçimindeki Temel Kriterler:

Dalgıç pompa seçimi yapılırken aşağıdaki faktörlerin göz önünde bulundurulması gerekir.

2.1.1 Pompa Çapı - Kuyu Çapı:

Pompa çapının ortalama olarak kuyu çapından 2" daha küçük seçilmesi montaj ve demontaj açısından oldukça faydalı olur.

2.1.2 Pompa Debisi - Kuyu Debisi:

Kuyu derinliğine ve kuyunun yeraltı sularından beslenme miktarına uygun olarak kuyudan alınabilen su miktarı kuyu debisidir. Kuyu açıldıktan sonra temizlenip kuyu debisi belirlenir. Pompa debisinin fazla seçilmesi kuyunun su seviyesinin aşırı düşürüp kuyunun kum çekmesini sağlar.

2.1.3 Manometrik Yükseklik:

Kuyunun dinamik seviyesi, suyun basılacağı kod, pompadan suyun suyun akıtıldığı yere kadar olan boru tesisatındaki kayıpların (mSS olarak) toplamı manometrik yükseklik olarak tanımlanır.

2.1.4 Statik Su Seviyesi:

Açılan sondaj kuyusundan herhangi bir su almadan önceki kuyu ağzı ile su arasındaki mesafedir.

2.1.5 Dinamik Su Seviyesi:

Kuyu debisinden daha fazla su almamak koşuluyla belli bir süre içinde sabit debi ile kuyudan su çekilirken suyun düştüğü en son seviyedir.

2.2 Pompa Seçiminde Enerji Tasarrufu:

Yukarıda kısaca özetlenen pompa seçimi kriterlerine ilave olarak, seçilen pompa tipi istenilen debi ve basınç için en verimli çalıştığı nokta olmasına dikkat edilmelidir. Bu durumu bir örnek üzerinde inceleyelim. 198m³/h ve 115mSS su ihtiyacı olan bir sistem için Q,Hm eğrilerinden pompa tipini belirleyerek enerji tüketimi bakımından en uygun pompayı belirleyelim.

	Q	H	η_p	η_m	η_s	P _i	
A seçimi:	198m ³ /h	115mSS	%62	%80	%49,6	119,24kW	10150/8A
B seçimi:	198m ³ /h	115mSS	%72	%80	%57,2	108,4kW	10200/5A

$$P_{1A} = \frac{QH}{3,6.102.\eta_s} = \frac{198m^3 / h.115mSS}{3,6.102.0,496} = 125,02kW \quad (1)$$

$$P_{1B} = \frac{QH}{3,6.102.\eta_s} = \frac{198m^3 / h.115mSS}{3,6.102.0,572} = 108,4kW \quad (2)$$

$$\Delta P = P_{1A} - P_{1B} = 125,02kW - 108,4kW = 16,62kW \quad (3)$$

Pompaların çalışma süresi (t) = 3000h

Elektriğin birim fiyatı (p) = 15.780TL/kWh

$$\Delta E = \Delta P \cdot t = 16,62kW \cdot 3000h = 49.859,3kWh \quad (4)$$

$$\Delta EM = \Delta E \cdot p = 49.859,3kWh \cdot 15.780TL / kWh = 786.779.721TL \quad (4)$$

Yukarıdaki incelemeden'de görüldüğü gibi A seçimindeki 10150/8A pompa, B seçimindeki 10200/5A tipine göre yılda 49.859,3kWh daha fazla enerji tüketmektedir. Bu ise işletmecinin işletme masraflarına yılda yaklaşık olarak 790 milyon ek maliyet getirmektedir. Bu nedenle pompa seçimi yapılırken enerji tüketimi bakımından'da inceleme yapmak gerekir.

3. POMPA UYGULAMALARINDA FREKANS KONTROLÜ UYGULAYARAK ENERJİ TASARRUFU:

3.1 Pompa Kontrolünde Neden Frekans Çeviricisi Kullanılmalıdır:

Pompa ve fan uygulamalarında devir hızı (n) ile toplam yük arasındaki karesel bağıntı nedeni ile frekans çeviricisi kullanıyor olmak, aşağıdaki yararları sağlamaktadır. Aşağıdaki grafikten'de görüleceği gibi pompanın debi ve basıncı fanın devir hızı ile değiştirilerek istenilen düzeye ayarlanabilmektedir.

Q_N : Pompanın anma debisi

Q : Pompadan istenen debi

H_N : Pompanın anma basıncı

H : Pompadan istenen basınç

P_N : Pompanın anma gücü

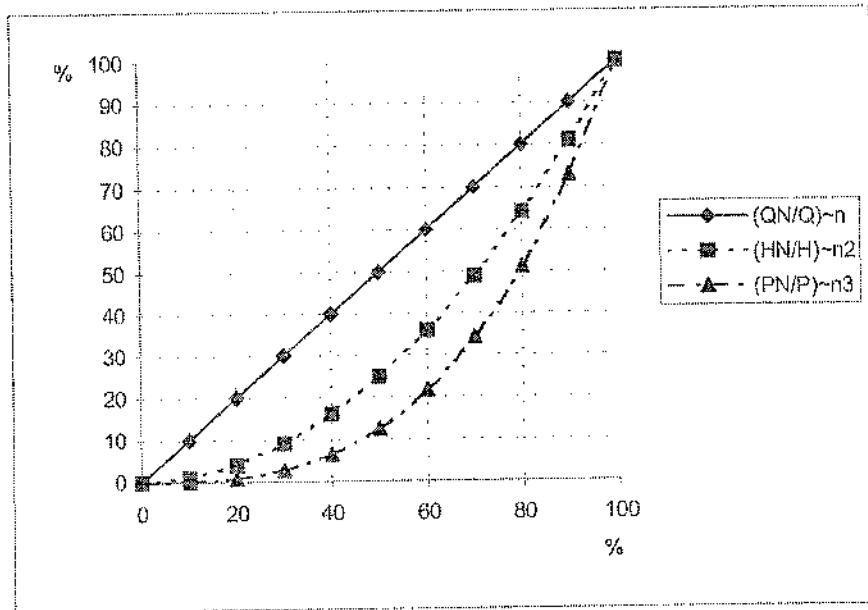
P : Pompanın güç

n_N : Pompanın anma devir hızı

n : Pompanın devir hızı Şekil

1. Debi, basınç ve toplam yükün devir hızı ile değişimi.

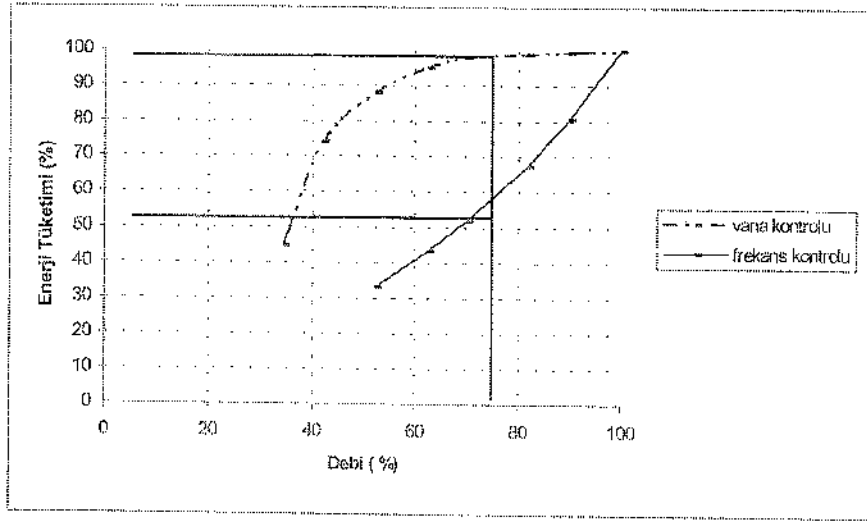
$$\frac{Q_N}{Q} = \frac{n_N}{n}, \quad \frac{H_N}{H} = \left(\frac{n_N}{n} \right)^2, \quad \frac{P_N}{P} = \left(\frac{n_N}{n} \right)^3 \quad (6)$$



Şekil 1. Debi, basınç ve toplam yükün devir hızı ile değişimi.

Yukardaki eğrilerden'de görüldüğü gibi pompanın devir hızını %30 düşürdüğümüzde debisi ve basıncı %30 ve %51 azalırken şebekeden çektiği güç yaklaşık olarak %66 oranında azalmaktadır.

Bazı pompa ve fan uygulamalarında değişken debi ihtiyacı olabilmektedir. Değişken debi ihtiyacının karşılanması için uygulanan klasik kontrol yöntemi vana ayarındır. Modern kontrol yöntemi ise frekans çeviricisi ile pompanın devir hızının değiştirilmesidir. Frekans çeviricisi ile hız kontrolü ile debi kontrolü yapmak ilk yatırım masrafları bakımından pahalı bir çözüm olmasına rağmen enerji tüketimi ve işletme masraflarının düşük olması nedeni ile bazı uygulamalar için tercih edilebilmektedir.



Şekil 2. Vana ve frekans dönüştürücü kullanarak elektrik enerjisinde yapılan tasarruf.

Danfoss firmasının VLT 3500 HVAC tipi frekans dönüştürücü ve vana kontrolü ile yapmış olduğu testte debide %30'luk bir azaltmanın vana kontrolü ile pompanın elektrik tüketiminde %2, frekans kontrolü ile ise %48 enerji tasarrufu sağladığını tesbit etmiş.

3.2 Örnek Bir Uygulama:

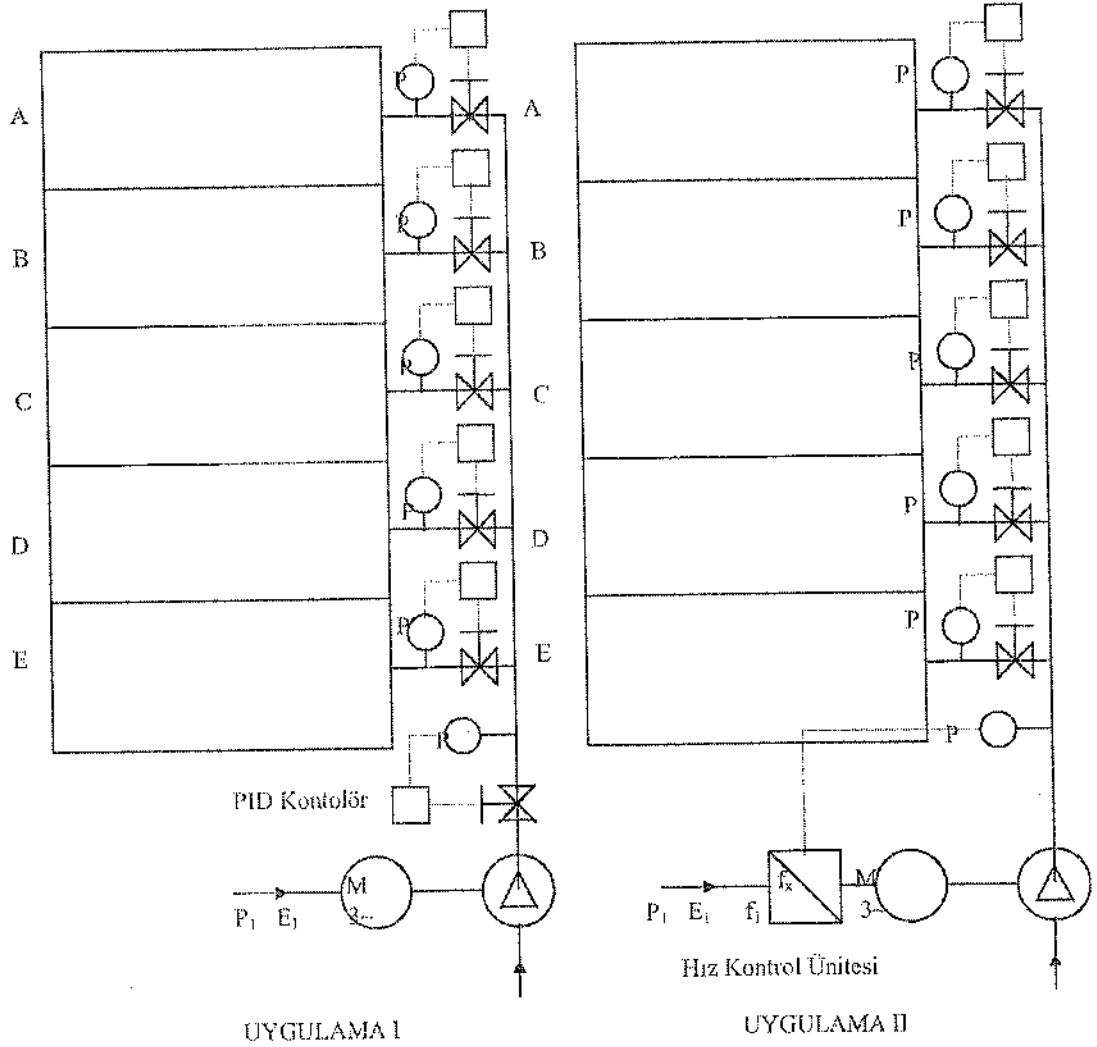
Şekil 3'te boyutları belirtilen arazinin beş farklı bölgesinden yılda iki kez ürün alınabilmektedir. Şekil 4 ve 5'te bu ürünlerin aylara göre su ihtiyacı görülmektedir. Buna göre arazinin sulanması için gerekli olan su debisi ihtiyacı $325\text{m}^3/\text{h}$ 'dır. Pompa basıncı ise aşağıdaki hesapla belirlenerek pompanın tipi Şekil 6'deki pompa eğrilerinden 1435/4 olarak belirlenir.

$$H_m = \text{Kuyu dinamik su seviyesi} + \text{Ana borudaki kayıplar} + \text{Laterellerdeki kayıplar} + \text{Armatür kayıpları} \quad (7)$$

$$H_m = 110\text{mSS} \quad (8)$$

Şekil 3'te görüldüğü gibi arazi beş farklı bölgeye bölünmüştür. Herbir arazi bölgesinde yetiştirilen ürünlerin sulama dönemlerinin ayarlanması için el kontrollü vanalar yerleştirilmiştir. Bu vanalar yetiştirilen ürünün sulama dönemine bağlı olarak açılıp kapanmaktadır. Şekil 5'teki grafiklerden'de görüldüğü gibi arazinin sulanması için ihtiyaç duyulan su debisi aylara göre değişken olmaktadır. Bu değişken debi ihtiyacının karşılanabilmesi için iki farklı yöntem uygulanabilmektedir.

Uygulama 1’de sistemin sabit basınçtaki değişken debi ihtiyacı basınç algılayıcısı, PID kontrolör ve motorlu vana üzerinden karşılanmaktadır. Sistemdeki basınç bilgisi algılayıcı tarafından algılanıp PID kontrolöre iletilmektedir. PID kontrolörde bu basınç bilgisine göre en uygun vana pozisyonunu tesbit ederek motorlu vanayı ayarlayarak sistemin sabit basınçtaki değişken debi ihtiyacını karşılamaktadır.

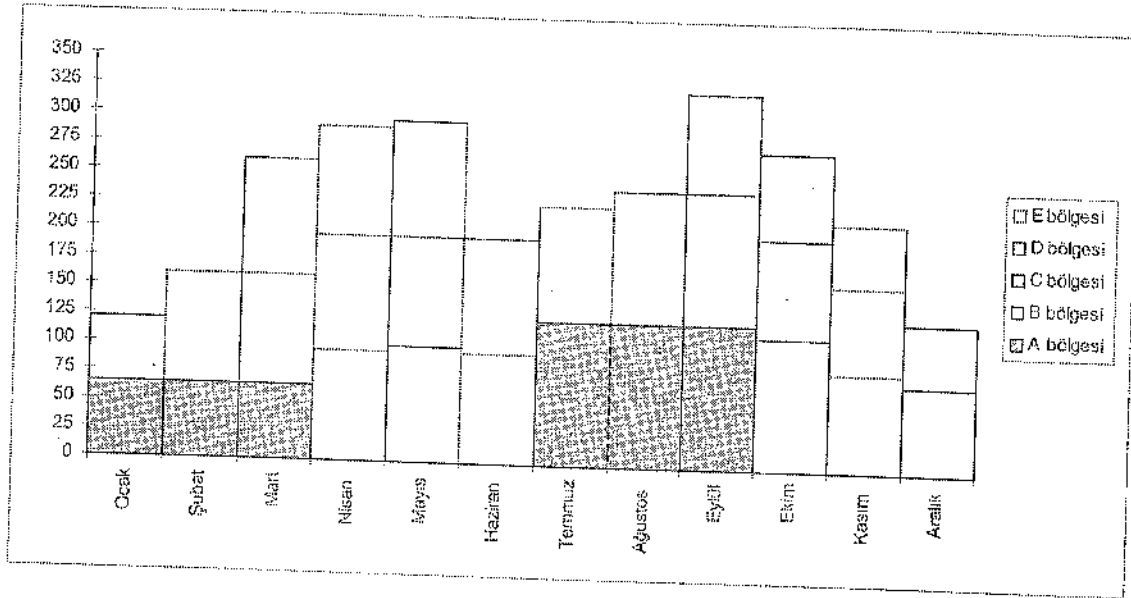


Şekil 3 . Klasik ve modern kontrol yöntemi ile sulama uygulaması.

Uygulama 2’de ise sistemin sabit basınçtaki değişken debi ihtiyacı basınç algılayıcısı ve motor hız kontrol ünitesi üzerinden karşılanmaktadır. Sistemin basınç değeri algılanarak hız kontrol ünitesine iletilmektedir. Hız kontrol ünitesi üzerinde bulunan PID kontrolör, hız kontrol ünitesi aracılığı ile motorun hızını değiştirerek sistemin sabit basınçtaki değişken debi ihtiyacını karşılanmaktadır.

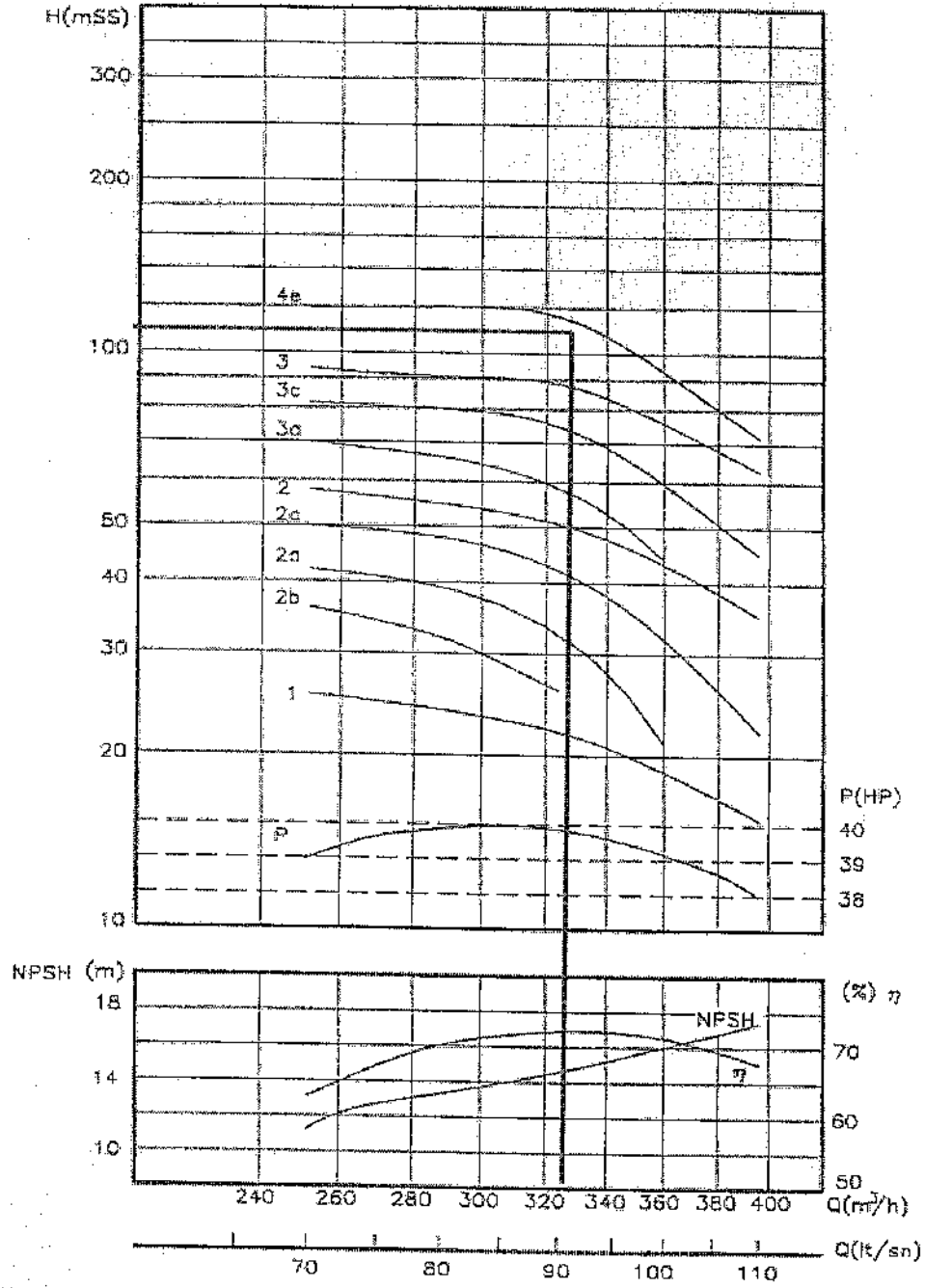
	A bölgesi	B bölgesi	C bölgesi	D bölgesi	E bölgesi	Toplam debi
Ocak	65m ³ /h	0	0	0	55m ³ /h	120m ³ /h
Şubat	65m ³ /h	95m ³ /h	0	0	0	160m ³ /h
Mart	65m ³ /h	95m ³ /h	100m ³ /h	0	0	260m ³ /h
Nisan	0	95m ³ /h	100m ³ /h	95m ³ /h	0	290m ³ /h
Mayıs	0	0	100m ³ /h	95m ³ /h	100m ³ /h	295m ³ /h
Haziran	0	0	0	95m ³ /h	100m ³ /h	195m ³ /h
Temmuz	125m ³ /h	0	0	0	100m ³ /h	225m ³ /h
Ağustos	125m ³ /h	115m ³ /h	0	0	0	240m ³ /h
Eylül	125m ³ /h	115m ³ /h	85m ³ /h	0	0	325m ³ /h
Ekim	0	115m ³ /h	85m ³ /h	75m ³ /h	0	275m ³ /h
Kasım	0	0	85m ³ /h	75m ³ /h	55m ³ /h	215m ³ /h
Aralık	0	0	0	75m ³ /h	55m ³ /h	130m ³ /h

Şekil 4: Sulanacak arazinin bir yıllık sulama profili.



Şekil 5: Sulanacak arazinin bir yıllık debi ihtiyacı eğrisi.

Uygulama 1'in yatırım masraflaribakımından daha uygun bir çözüm olmasına rağmen enerji tüketimi dolayısıyla işletme masrafları bakımından uygun bir çözüm olmamaktadır. Enerji tasarrufuna önem veren tüketicilerin ilk yatırım masraflarının yüksek, işletme masraflarının düşük olacağını göz önünde bulundurarak enerji tasarrufu sağlayan sistemleri tercih etmelidirler



Şekil 6 : 14350 pompanın karakteristik eğrileri.

VANA ve ARMATÜRLERİN YALITIMI

Volkan DİKMEN
Ode Mühendislik

KISA ÖZET

Isıtma ve soğutma tesisatlarında vana, çek valf, pislik tutucu ve flanşlar toplam tesisat içinde dikkate değer bir oranda ısı kaybı yüzeyi oluşturmaktadırlar. Söz konusu tesisat elemanları ileri teknolojilerin kullanıldığı binalarda çeşitli uygulamalarla izole edilmekte fakat maalesef çoğunlukla çıplak bırakılmaktadır.

Bu çalışmada, vanaların yalıtılmamasının doğuracağı olumsuz sonuçlar ve enerji kayıplarının boyutları anlatılacaktır.

GİRİŞ

Vana ve armatürlerin yalıtılmamasının başlıca nedenleri şu şekilde özetlenebilir :

- Armatürlerden yayılan ısının kazan dairesini ısıtmasının tercih edilmesi,
 - Armatüre yapılan bakım sırasında izolasyonun sökülüp tekrar takılmasının zorluğu,
 - Maliyeti arttırıcı bir faktör olarak görülmesi,
 - Sac kaplama işçiliğinin ve maliyetinin yüksek oluşu,
 - Uygulamaların estetik olmayıp, detay problemlerinin oluşu,
 - Konuya gereken önemin verilmeyişi,
 - Yalıtım konusunun uygulamada son aşama olması sebebiyle, zamanın yetersizliği,
- Bu maddeleri arttırmak mümkündür.

VANALARIN YALITILMAMASININ DOĞURACAĞI OLUMSUZ SONUÇLAR

Gerek ısıtma, gerekse soğutma sistemlerinde vana ve armatürlerin izole edilmemesi ile bir çok sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bunların neler olduğunu kısaca irdelemeye çalışalım.

ISITMA SİSTEMLERİNDE:

- Enerji kaybı ve işletme maliyetinin artışı,
- Kazan dairesinin aşırı ısınmasından dolayı diğer sistemlerin zarar görmesi (örneğin; basınçlı hava kompresöründe verimin düşmesi),
- Yüksek sıcaklık ve buhar armatürlerinde iş kazalarının meydana gelmesi,
- Borularda yapılan yalıtım uygulaması bitişlerinin estetik olmayışı

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE:

- Enerji kaybı ve işletme maliyetinin artışı,
- Yoğuşmadan dolayı paslanma, aşınma, sistemin çalışmaması ve pompa, kollektör, gösterge gibi diğer ekipmanların zarar görmesi,
- Bazı uygulamalarda yanlış malzeme seçiminden dolayı yoğuşmanın boru yüzeyine doğru devam ederek zamanla boruda korozyona neden olması ve izolasyon malzemesinin ısı yalıtımı özelliğini kaybetmesi,

Bilindiği gibi, ülkemizde ısıtma ve soğutma tesisatlarında armatür yalıtımı kauçuk köpüğü, polietilen, camyünü ve taşıyünü malzemeler kullanılarak şantiyelerde yapılmaktadır. Bu uygulama dikkatli ve özenli bir işçilik gerektirmekle beraber, oldukça uzun bir sürede tatbik edilebilmektedir.

Ayrıca amaca uygun olarak vana ceketleri de kullanılmaktadır. Vana ceketleri; sıcak su ve buhar gibi ısıtma sistemlerinde vana yüzeyinde oluşan ısı kaybını; soğutma sistemlerinde ise ısı kazancını ve yoğuşmayı önlemek amacıyla kullanılmaktadır.

Ceketler üç katmandan oluşmaktadır. İç ve dış katmanlar 250 °C'ye dayanıklı silikon kaplı cam kumaşından yapılmış olup, bunların arasındaki orta tabakada 750 °C'ye mukavim, 5 cm. kalınlığında Rabitz teline sarılı taşıyünü bulunmaktadır.

(Soğutma hatlarında ceketlerin içinde yalıtım malzemesi olarak Elastomerik Kauçuk Köpüğü kullanılmaktadır

Isı iletim katsayısı: 10°C'de $\lambda: 0,032 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$

Su buharı difüzyon direnci: $\mu \geq 7000$)

Vana ceketleri, diğer ürünlere göre bir çok avantajının bulunması sebebiyle taahhüt firmalarınca tercih edilmektedir.

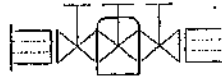
VANA YALITIM CEKETLERİNİN AVANTAJLARI:

- Bünyesinde karbon ve hidrojen içermediği için yanıcı değildir,
- Suya, yağa, zayıf asitlere ve tüm hava koşullarına karşı dayanıklı olduğu için gerek kapalı mekanlarda, gerekse bina dışında kullanılabilir,
- Montajı çok kolay olduğu için kalifiye elemana ihtiyaç yoktur. Vana ceketini vananın altına yerleştirilir, yapışkan fermuarları üst üste getirilerek yapıştırılır, en uçtaki ipler sıkıca bağlandığında uygulama tamamlanmış olur.
- Vana ve armatürün bakımı esnasında veya değiştirilmesi gerektiğinde, kolayca sökülüp, işlemler tamamlandıktan sonra tekrar monte edilir, kullanılabilir,
- Vana flanşları da ceketin içinde kaldığı için buralarda ısı köprüleri oluşmaz, soğutma sistemlerinde yoğunlaşma olmaz,
- Yüksek enerji kazanımı sağladığı için kısa sürede kendini amorti eder,
- Estetik bir görünüm arz eder,
- Uzun ömürlüdür,

Özel sipariş üzerine imal edilen vana ceketleri Tip 0, Tip I ve Tip II olmak üzere üç farklı biçimde uygulanmaktadır.

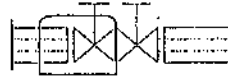
Tip 0 - Boru Yalıtımsız

Bu uygulamada vana ceketini, vanayı bir flanşdan diğerine - flanşların her ikisi de içinde kalacak şekilde - sarmaktadır. (Şekil - 1)



Tip I - Tek Taraflı Boru Yalıtımlı

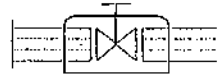
Bu uygulamada vana ceketini, bir taraftan flanş dahil olmak üzere vanayı, diğer taraftan boruyu 10 cm. sarmaktadır. (Şekil - 2)



Tip II - Çift Taraflı Boru Yalıtımlı

Bu uygulamada vana ceketini, vananın tamamını ve her iki taraftan boruyu 10 cm. sarmaktadır. .

(Şekil- 3)



Vana ceketini siparişi verilirken, uygulama yapılacak vananın, çapı, markası, cinsi, uygulama tipi, basınç ve standart normlarının belirtilmesi gerekmektedir. Vana detaylarının verilmesi durumunda her marka ve çeşit için vana ceketini imal edilebilmektedir.

VANALAR İÇİN ISI KAYBI:

Vanalardaki ısı kayıpları hesabı, eşdeğer boru uzunluğu ile pratik olarak hesaplanmaktadır. Isı kayıpları vananın çapına, vananın bina içinde veya dışında olmasına ve içinden geçen akışkan sıcaklığına göre farklılık göstermektedir.

Isı iletkenlik katsayısı ve izolasyon kalınlıkları vana ceketinin içinde bulunan taşıyıcının özellikleridir. Taşıyıcının ısı iletkenlik katsayısı (t_m) ortalama sıcaklığa bağlı olarak (50 °C - 350 °C), 0.038 - 0.113 W/mt.K arasında değişmektedir (Tablo-1), kalınlığı ise 5 cm. (50 mm.)'dir.

$$t_m = \frac{5}{9} + \frac{t_2}{2}$$

t_m = ortalama sıcaklık (°C)

t_1 = iç sıcaklık (°C)

t_2 = dış ortam sıcaklığı (°C)

145 °C akışkan sıcaklığı ve 20 °C dış ortam sıcaklığı için ortalama sıcaklık hesabı :

$$t_m = 0,556 \times 145 + 20 / 2 = 90,62 \text{ °C}$$

	t_m ORTALAMA SICAKLIK (°C)						
	50	100	150	200	250	300	350
Isı iletkenlik katsayısı (W/mt.K)	0.038	0.045	0.053	0.066	0.079	0.095	0.113

Tablo-1 (Taşyünü için ortalama sıcaklık / ısı iletkenlik katsayısı)

Yukarıdaki ortalama sıcaklık tablosundan faydalanarak enterpolasyon yöntemi ile 90.62 °C ortalama sıcaklık için ısı iletkenlik katsayısı :

$\lambda = 0,044$ (W/mt.K) olarak hesaplanır.

NW-100 çapındaki bir borunun sadece 1 mt.'si için izolasyonlu ve izolasyonsuz durumlara göre ısı kaybı hesabı bilgisayarlarımızdaki paket programlar sayesinde hesaplanarak, sonuçlar aşağıda verilmiştir.

1 mt. Boru İçin Paket Programla Hesaplanan Isı Kaybı Değeri :

Akışkan Sıcaklığı : 145 °C
Ortam Sıcaklığı : 20 °C
Isı İletim Katsayısı : 0.044 W/mt.K
İzolasyon Kalınlığı : 50 mm.
Boru Çapı : 100 mm.

İzolasyonsuz Isı Kaybı (A) : 353.40 W/mt.
İzolasyonlu Isı Kaybı (B) : 46.60 W/mt.

İzolasyonla Kazanılan Enerji Tasarrufu
 $((A-B) / A) \times 100 = ((353.40 - 46.60) / 353.40) \times 100 = 86.81 \%$

Burada hesaplanmış olan ısı kayıpları tek bir vana için geçerlidir. Vana ceketleri ile yapılacak izolasyon sayesinde kazanılacak enerji tasarrufu yüzde olarak yukarıda verilmiştir. Eşdeğer boru uzunlukları tablosundan 145 °C akışkan sıcaklığı için enterpolasyon yöntemiyle bina içindeki yalıtımsız bir NW 100'lük bir vananın yaklaşık olarak 2.50 mt. yalıtımsız boru kadar ısı kaybına neden olduğu hesaplanır.

Bu durumda ısı kaybı; $353.40 \times 2.50 \text{ mt.} = 883.50 \text{ W}$ olmaktadır.

Vana Ceketi ile Yalıtılmış Bir (1) Adet NW-100 Vana İçin Yıllık Enerji Tasarrufu :

İzolasyonsuz NW-100 Vana'ya eşdeğer boruda (2,5 mt.), 1 saatte oluşan ısı kaybı;

1 saat'deki ısı kaybı	: 2,5 mt. x 353,40 W/mt.h =	883,5 W/h
1 günlük ısı kaybı	: 24 saat x 883,5 W/Kh =	21.204 W/gün
1 aylık ısı kaybı	: 27 gün x 21.204 W/gün =	572.508 W/ay
1 yıllık ısı kaybı	: 12 ay x 572.508 W/ay =	6.870.096 W/yıl

Doğalgazın ısı değeri 8.250 kcal/m³ - Verim % 90 düşünüldüğünde;

$$1 \text{ kcal} = 1,163 \text{ W}$$

$$8.250 \text{ kcal} \times 1,163 \text{ W} \times 0,9 = 8.635 \text{ W} = 8,635 \text{ kW}$$

$$1 \text{ m}^3 \text{ doğalgazdan elde edilen enerji } 8,635 \text{ kW}$$

1 yıllık doğalgaz sarfiyatı :

$$6.870 \text{ kW} / 8,635 \text{ kW} = 795,6 \text{ m}^3 \text{ doğalgaz}$$

1 m³ doğalgaz fiyatı 54.000.- TL (06-1998) ve aynı günkü kur'a göre (1 \$ = 260.000 TL.) yaklaşık olarak \$ 0.21 (Amerikan Doları / metreküp)

$$641 \text{ m}^3 \times 0,21 \text{ USD} / \text{m}^3 = 134,61 \text{ USD (Amerikan Doları)}$$

İzolasyonlu NW-100 Vana'ya eşdeğer boruda (2.50 mt.), 1 saatte oluşan ısı kaybı;

1 saat'deki ısı kaybı	: 2,5mt x 46.60 W/mt.h =	116,5 W/h
1 günlük ısı kaybı	: 24 saat x 116.5 W/h =	2796 W/gün
1 aylık ısı kaybı	: 27 gün x 2796 W/gün =	75.492 W/ay
1 yıllık ısı kaybı	: 12 ay x 75492 W/ay =	905.904 W/yıl

1 yıllık doğalgaz sarfiyatı :

$$905.904 \text{ W} / 10.725 \text{ W} = 84,5 \text{ m}^3 \text{ doğalgaz}$$

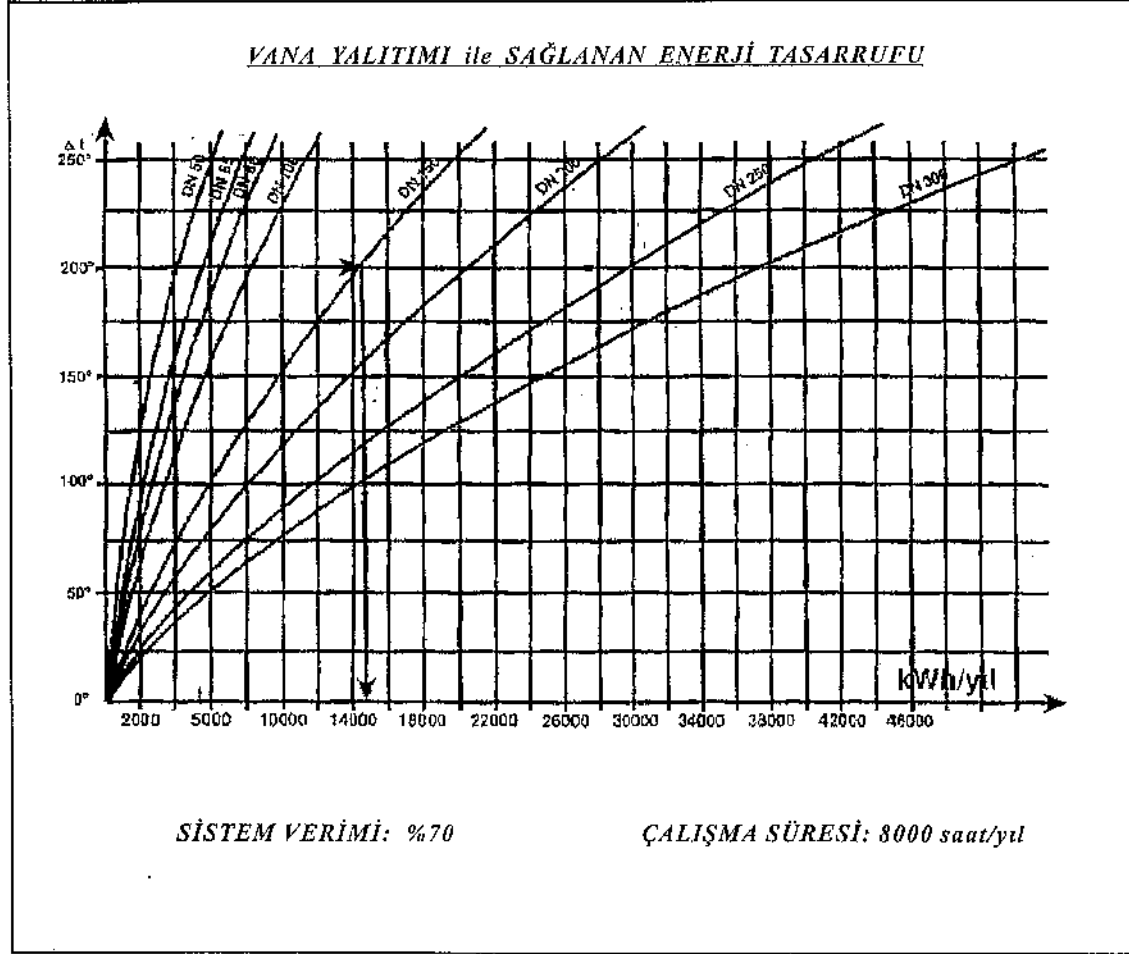
$$84,5 \text{ m}^3 \times 0,21 \text{ USD} / \text{m}^3 = 17,75 \text{ USD (Amerikan Doları)}$$

İzolasyonlu 1 adet NW-100 vanasından sağlanan yıllık kazanç :

$$134,62 - 17,75 : 116,86 \text{ USD (Amerikan Doları)}$$

$$\text{Vana Yalıtım Ceketi Fiyatı} : 50 \text{ USD (Amerikan Doları)}$$

Aşağıdaki grafik de vanaların yalıtımı sonucu sağlanacak enerji tasarrufunun, akışkan sıcaklığına göre değişimini göstermesi açısından oldukça açıklayıcıdır.



Yapılan hesaplamaların çeşitli kabullere dayandığı, kesin sonuçlara ulaşmanın mümkün olmadığı göz önünde bulundurularak gerekli değerlendirmenin yapılmasını siz dinleyicilerime bırakıyorum.

Kaynaklar :

- * Yapı fiziki Ders Notları - Yrd. Doç. Dr. Sabit OYMAEL
- * Sanayiide Enerji Tasarrufu - Prof.Dr. Alpin Kemal DAĞSÖZ
- * İzolasyon Dünyası Dergisi Sayı: 5 - M. Remzi ÇELİK
- * ODE Mühendislik Çalışmaları
- * ODE Mühendislik Bülteni Sayı: 3

UNIVERSAL CONTROL DRIVES

Serge POSTAL
Twin Disc International S.A.

ABSTRACT

The UCD is a variable speed hydroviscous drive manufactured by TWIN DISC INTERNATIONAL S.A. Belgium. The UCD is a power transmission component linking a prime mover and a driven machine. Many of these units have been used in earth moving and marine equipment, they are now widely accepted by the industry as a method of accurately and efficiently controlling the speed of various processes. UCDs are available in five sizes for power up to 3000 kW at speeds up to 3000 RPM.

INTRODUCTION

The basic torque transmission components of the UCD are similar to those of a multi-disc clutch. A stack of friction discs compressed to a greater or lesser degree are mounted alternately on the driving and driven shafts.

An oil film flows continuously between these discs. Consequently the torque is transmitted through an hydroviscous media and without wear as the discs are not in contact during the slipping phase.

When lock-up is achieved, the input and output speeds are synchronised; thus efficiency is maximum (99%). This advantage is important versus other couplings where output shaft slip relative to the input shaft is required to transmit the torque.

Advantages and possibilities

- Use of standard and cheap squirrel cage motors;
- Control can be manual, pneumatic or electrical and can give speed regulation controlled by parameters varying with the driving speed such as pressure, flow, liquid level, etc.;
- Direct, instantaneous response and accurate regulation;
- Starting-up a motor under no-load conditions and progressive acceleration of the driven machine in conjunction with application requirements;
- Silent operation even at high speed;
- No monitoring, no special maintenance requiring skilled labour;
- High efficiency;
- Low investment cost;
- No generation of harmonics and interference in the power supply network;
- On existing installations, no requirement to change the motor nor the pump.

THE UCD VARIABLE SPEED DRIVE

Description

The UCD is a variable speed drive classified in the category of adjustable couplings. Power is transmitted by a modulated clutch mounted in a housing acting as support and oil sump. The clutch comprises a stack of discs which are free to move axially they are fixed alternatively to the driven and driving shafts (Fig. 1.)

The number of discs and their size depend upon the power to be transmitted. Some discs are in steel, others have a steel core covered by porous material; they are grooved to allow oil to flow continuously between them.

During the slipping phase the discs are not in contact; consequently they do not wear; torque is transmitted through a hydro-viscous media by lamination of an oil-film whose thickness is governed by the variable pressure applied by the clutch piston. As the clutch can be fully locked, the input and output speeds are synchronised (0% slip); as a consequence efficiency is maximum.

Oil and filter element should be changed every 2,000 hours, this is the only maintenance required for the unit; however it should be undertaken at least once a year.

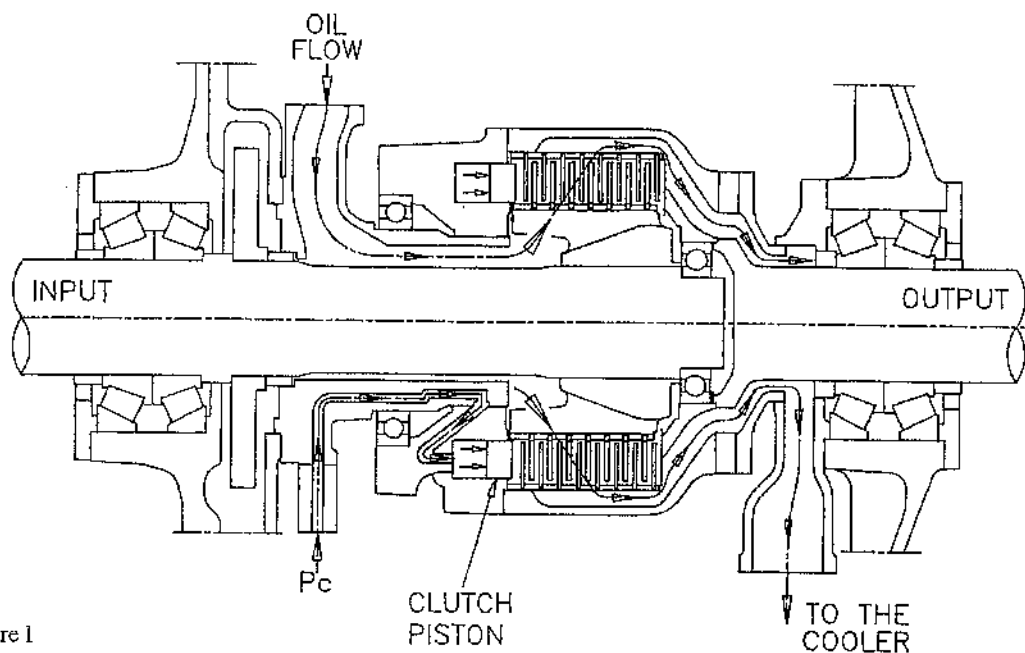


Figure 1

Performance and efficiency

Like other couplings the losses in the UCD are of two types

Slipping losses

- Equal the product of the slip speed ($n_1 - n_2$) by the torque transmitted to the pump; this torque is proportional to the square of the pump speed ($k \cdot n_2^2$);
- They are never very significant because when slip is high, torque transmitted is low; and vice versa when the torque transmitted is high, the slip is low. (Fig. 2) Calculation shows that these losses are maximum for $n_2 = 2/3$ of n_1 and equal to $1/3 \times (2/3)^2 = 4/27$ i.e. approx. 15% of the power absorbed by the pump when driven at the UCD input speed ($n_2 = n_1$);

- The 15% figure is only reached when the centrifugal pump is a circulating pump i.e. when the outlet pressure is proportional to the square of the flow;

- In all other cases slipping losses are lower. Indeed, when flow decreases, slip losses are a function of the power transmitted to the pump which becomes continuously smaller (Fig. 3). Such is the case when operating at constant outlet pressure; the losses then do not exceed 6 to 8% of the maximum power absorbed by the pump driven at the input speed of the UCD.

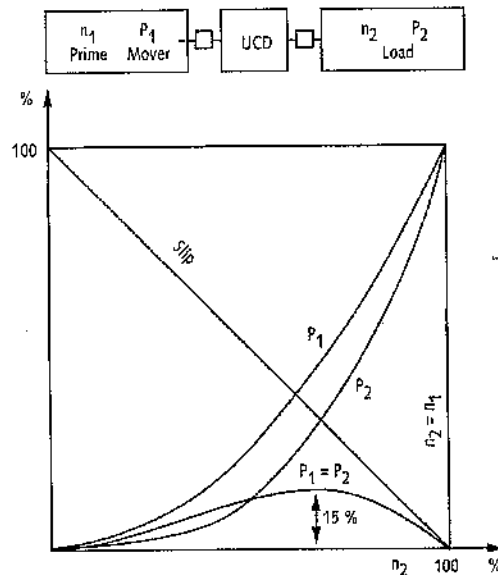


Figure 2

chanical losses

- They are caused by internal frictions (ball and roller bearings, piston rings, oil seals, etc.) and by the power required by ancillaries (lubrication pump, cooling system, etc.);

- They are proportionally higher when power transmitted is low and when the speed is high. However, these losses are generally quite low and of the same order of magnitude as those related to any other system.

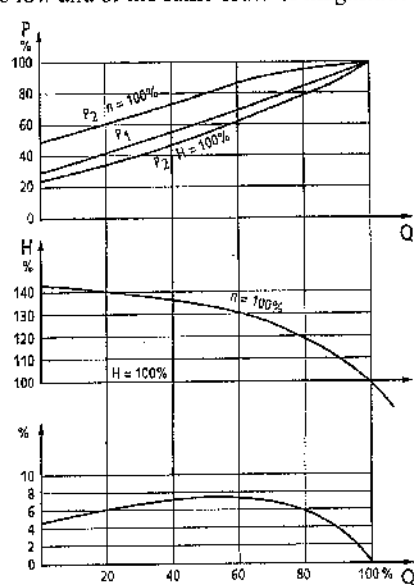


Figure 3

COMPARISON WITH OTHER VARIABLE SPEED SYSTEMS

Other coupling (electromagnetic couplings or scoop control fluid couplings)

Depending upon their design principle, other type of couplings must sustain a residual slip between motor and pump: without such slippage the torque could not be transmitted (such is the case for asynchronous motors running at synchronous speed).

As an example consider the utilisation of a centrifugal pump whose characteristics (H-Q) are such that it absorb a power of 100 kW (Fig. 4).

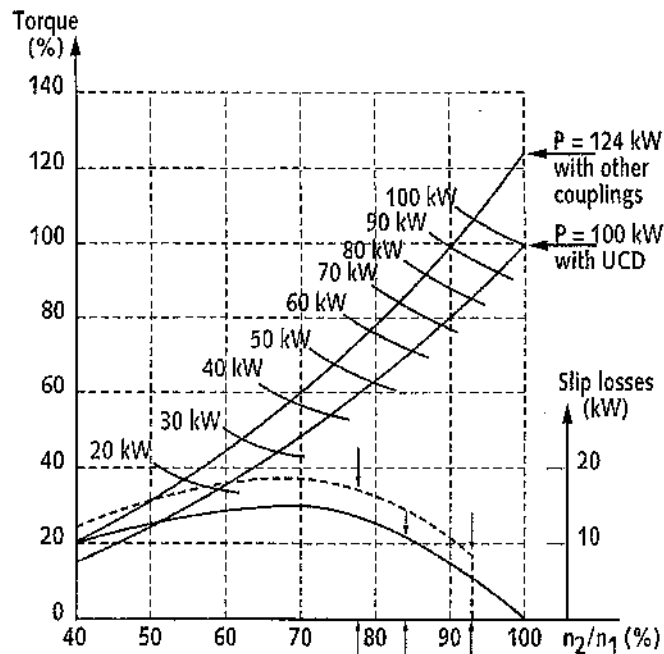


Figure 4

- Driven by the UCD, this pump will be selected to absorb this power at 100% motor speed;
- Driven by another type of coupling, this pump will be selected to absorb this power at a lower speed, for instance 93% of motor speed (7% of residual slip).

Calculation shows that this second pump would absorb 124 kW at 100% motor speed; practically this means that it would be 24% larger than the first pump considered.

Whatever the type of coupling, slippage losses are proportional to the power required at 100% motor speed, these losses (for the second pump) are thus increased by 24%.

Furthermore, for valid comparison purposes, losses corresponding to identical pump characteristics only, should be compared; i.e. those relating to identical power absorbed by both pumps; in that case the difference will be still greater.

Thus the UCD ensures two benefits:

- 1) Losses due to slip: definitely lower.
- 2) Pump size: very often the selection of a smaller pump is possible, or the saving of one stage in the case of multi-stage pumps.

SÖNDÜRME SİSTEMLERİNDE KULLANILAN POMPA GRUPLARI

Kazım BECEREN
Levent KAVURMACIOĞLU
Abdurrahman KILIÇ
Haluk KARADOĞAN
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Bu çalışmada, sulu yangın söndürme sistemlerinde kullanılan pompa grupları, NFPA-20, UL-448, FM-1131, LPS 1131 gibi uluslararası standartlar incelenerek tanımlanmaya çalışılmıştır. Yangın pompalarında ve hidroforlarında olması gereken özellikler, yangın söndürme sistemi projelendiren mühendislerin pompa grupları seçerken dikkat etmeleri gereken noktalar, şartnameler, kabul deneyleri, periyodik kontroller tartışmaya açılmış ve öneriler getirilmiştir.

1.GİRİŞ

Yangın dolapları, sprinkler sistemleri, hidrantlar, sisleme ve su perdeleri gibi sulu yangın söndürme sistemlerinde, yangın halinde gereken su debisini ve servis basıncını sağlayan yangın pompaları; yangın hidroforları ya da yangın söndürme gruplarıdır. Bir yangın söndürme sisteminin en kritik elemanı olan yangın pompalarına yangın söndürme sistemi tasarlayan projeciler gereken önemi çeşitli nedenlerle verememektedirler. Gerçekçi olmayan talep tahminleri yapılabilmekte, yangın pompaları ihalelerine yeterli olmayan şartnamelerle gidilebilmekte, kabul deneylerinde yangın pompalarının sağlamaları gereken şartlar yeterince aranmamaktadır.

2. SULU YANGIN SÖNDÜRME SİSTEMLERİ

Yangın söndürme projeleri yapan gruplar, bu çalışmaları yaparken çeşitli standartlardan biri veya birkaçını esas alarak sulu söndürme sistemini tasarlamakta, yaptıkları risk analizine göre sistemin gerektirdiği hidrolik verileri ortaya koymaktadırlar. Bu hidrolik verileri optimum olarak sağlayacak pompa gruplarını ortaya çıkarmakta kullandıklarında ciddi hatalar yapabilmektedirler.

Sistemin gerektirdiği hidrolik verileri belirledikten sonra, bunu optimum olarak sağlayabilecek pompa grubunun tanımlandığı teknik şartnamelerin hazırlanması, tekliflerin değerlendirilmesi, kabul deneyleri ayrı bir uzmanlık konusu olup bu bildirinin dikkati çekmek istediği amacıdır.

Yangın söndürme projesini hazırlayan sistem tasarımcısının belirleyeceği ve pompa grubuna aktaracağı hidrolik, mekanik ve teknik veriler en az aşağıdaki bilgilerden oluşmalıdır:

- P_{min} , P_{nom} , P_{max} minimum, nominal ve maksimum basma kollektörü basınçları
- Q_{min} , Q_{nom} , Q_{max} minimum, nominal ve maksimum su debisi
- Emme deposu teknik özellikleri
- Emme deposu hidrolik elemanları ve teknik özellikleri
- İstenen kumanda şekli
- İstenen test yöntemi
- İstenen diğer özellikler

2.1. SULU SÖNDÜRME SİSTEMLERİNİN SU TALEBİ

a) Sprinkler Sistemi

Sprinkler sistemlerinin dizaynında söndürme suyu ihtiyacı genellikle mahallin tehlike sınıfına göre belirlenmektedir. Mahallerin tehlike sınıfı değerlendirilmesi ise mahal içindeki yanıcı madde miktarına, açığa çıkabilecek enerji miktarına, depolama yüksekliğine, parlayıcı ve yanıcı sıvıların mevcudiyetine bağlı olarak,

1. Düşük tehlike sınıfı,
2. Orta tehlike sınıfı (Grup 1 ve 2)

3. Yüksek tehlike sınıfı (Grup 1 ve 2)

olarak gruplandırılmaktadır. Yukarıda belirtilen tehlike sınıflarına göre yapılacak olan hidrolik hesaplamalar neticesinde sprinkler söndürme sistemi için gerek duyulan su talebi bulunabilmektedir. Yangın söndürme sistemi tasarımında çeşitli normlarda değişik kriterler olmasına ve su talebinin mahallin risk sınıfına göre hidrolik hesaplamalar sonucu belirlenmesine rağmen, basitleştirilmiş su talep değerleri, bir fikir vermek amacıyla aşağıdaki gibi özetlenebilir.

(Tablo-1) Sprinkler söndürme sistemleri için su ihtiyacı [1].

	Debi (l/dak)	Süre (dak)
Düşük tehlike sınıfı	1893-2523 (500-750 gpm)	30-60
Orta tehlike sınıfı	3217-5678 (850-1500 gpm)	60-90
Yüksek tehlike sınıfı	Uzman tarafından belirlenir.	
Yüksek Binalar	Uzman tarafından belirlenir.	

Sprinkler söndürme sistemi yanında bina içi yangın dolapları ve bina dışı hidrant sistemi mevcut ise bu durumda sprinkler söndürme suyu debisine aşağıdaki tabloda belirtilen değerlere ilave edilir.

(Tablo -2) Yangın dolapları için ilave edilecek su ihtiyaçları [1].

	Yangın Dolabı Debisi (l/dak)	Dış Hidrant Debisi (l/dak)	Süre (dak)
Düşük tehlike sınıfı	0 veya 190 veya 380	380	30-60
Orta tehlike sınıfı	0 veya 190 veya 380	946	60-90
Yüksek tehlike sınıfı	0 veya 190 veya 380	1893	60-90

b) Yangın Dolapları Sistemi

Yangın dolaplarındaki su ihtiyacı da sprinkler sistemlerine benzer olarak kullanılacak olan yangın dolabı sistemi risk sınıfına göre farklılık göstermektedir.

NFPA 14 kodunda 1.sınıf olarak nitelendirilen 2 ½" boyutunda hortum bağlantısı olan, eğitilmiş personel ve itfaiyecilerin kullanımı için düşünülen yangın dolabı sistemi ile 3. sınıf olarak adlandırılan 2 ½" ve 1 ½" hortum bağlantılarını birlikte bulunduran hem eğitilmiş personel ve itfaiyecilerin hemde bina içerisinde oturanların kullanacağı yangın dolapları sistemi 6.9 bar basınçta en az 1893 l/dak (500 gpm) su talebine göre dizayn yapılmaktadır. Aynı anda açılması düşünülen her bir ilave yangın dolabı için, toplam su debisi 4731 l/dak (1250 gpm) yı aşmamak koşuluyla, 946 l/dak (250 gpm) su debisi eklenir.

Sadece binada oturanlarının kullanımı ve itfaiyecilerin ilk müdahaleleri için dizayn edilen ve 1 ½" hortum bağlantısı olan 2. sınıf yangın dolapları sisteminde ise tek bir yangın dolabının kullanılacağı düşünüldükçe dizayn yapılır ve su talebi olarak da 380 l/dak (100 gpm) değeri yeterli görülür. 2. sınıf yangın dolapları sisteminde dolaba bağlı hortum ucundaki basıncın 4.5 bar olması istenmektedir.

İstanbul Büyükşehir Belediyesi Yangından Korunma Yönetmeliği'ne göre ise yangın dolaplarında en kritik noktada 6 bar basınç olacak şekilde her bir yangın dolabı için 500 l/dak debi istenmektedir.

c) Hidrant Sistemi

Binaların dış kısmındaki yangınlara müdahale edilebilmesi, dışarıdan içeriye hortum serilerek su verilebilmesi ve itfaiye geldiği zaman su alabilmesi için binaların çevrelerine yapılan hidrant sisteminde her bir hidrantta 7 bar basınç olacak şekilde en az iki hidrantın kullanılacağı ve her bir hidrant için su talebi 946 l/dak olmak üzere toplam 1893 l/dak (500 gpm) ya göre sistem dizayn edilir. Yine daha önce belirtildiği üzere mahallin risk sınıfına göre dizayn debisi artırılır. Örneğin bir sanayi tesisi çevresinde yer alacak hidrant sisteminde köpük yapılacağı düşünülürse iki hidrant debisine (1893 l/dak) ilave olarak kullanılması düşünülen her bir köpük monitörü için 800-1200 l/dak lık debi ilave edilmelidir.

2.2. YÜKSEK YAPI ve YAYVAN YAPI UYGULAMASI

Örnek olarak kat alanı 800 m^2 ve ortalama kat yüksekliği 4 m olan 20 kattan (80 m yükseklik) oluşan bir yüksek bina için sulu söndürme sistemi olarak sprinkler sistemi, yangın dolabı ve dış hidrant tesisatı dizayn edilmesi durumunda gerekli su talebi yaklaşık olarak aşağıdaki şekilde elde edilir.

Binanın ofis amaçlı olarak kullanılacağı düşünülürse, NFPA 13'e göre sprinkler sistemi düşük tehlike sınıfı için yaklaşık 139 m^2 lik bir operasyon alanı için 1400 l/dak debisinde söndürme suyuna ihtiyaç duyulmaktadır. Binanın tamamının sprinkler sistemi ile korunması durumunda iç yangın dolapları için sprinkler suyu debisine en fazla 380 l/dak ilave edilmelidir. Dış hidrant sistemi için ise ilave edilecek debi düşük tehlike sınıfı için yine 380 l/dak olmaktadır. Bu durumda binanın sulu söndürme sistemleri için toplam su talebi yaklaşık olarak 2160 l/dak olmaktadır.

Yüksek binalarda sulu söndürme sistemlerinin kurulması sırasında özellikle basınç zonlamasına dikkat etmek gerekmektedir. Sprinkler söndürme sistemleri için sprinkler başlığında en az 0.7 bar ve en fazla 7 bar basınç olması istenmektedir. Bu durumda bu örnekte sprinkler sisteminin katlarda loop olması hali için yaklaşık sürtünme kayıpları 15 mSS alınırsa sprinkler sisteminin en üst noktasında 0.7 bar değerini sağlamak ve alt noktasında 7 bar basınç değerinin üzerine çıkmamak için 10 kat ile sistemi sınırlamak gerekir. Bu durumda binanın 1-10. katları arası alçak basınç zonu 11-20. katlar arası yüksek basınç zonu olmak üzere zonlara ayrılmalı ve her bir zon için ayrı yangın pompa grubu kullanılmalı veya sistemin pompa kapasiteleri yüksek basınç zonuna göre seçilerek alçak basınç zonu hattına bir basınç düşürücü konulmalıdır.

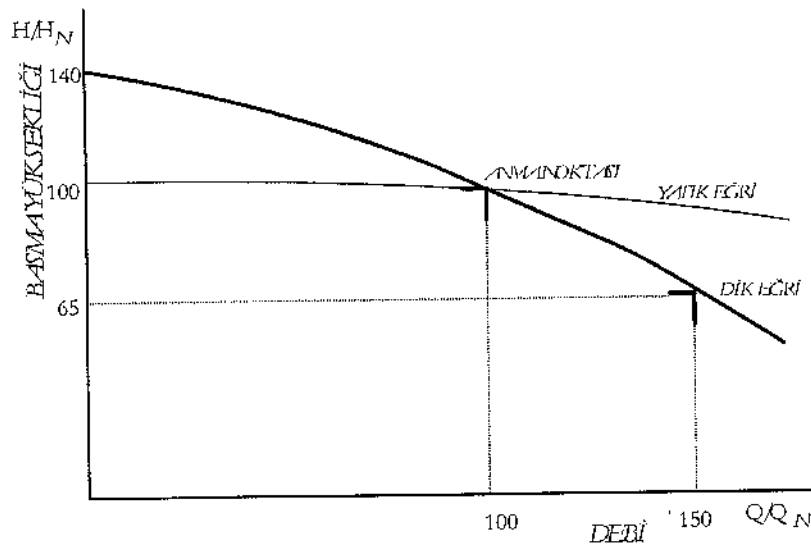
Yangın dolapları için ise daha önce de belirtildiği gibi dolaplarda en fazla 6.9 bar ve en az 4.5 bar olacak şekilde dizayn yapılması gerekmektedir. Bu durumda yangın dolapları için her 5 katta bir basınç zonu oluşturulmalı veya dolaplar sprinkler sistemi hattından beslenecekse dolap girişlerinde orifis tipi basınç düşürücüler kullanılmalıdır.

Örnek olarak tek katlı kat yüksekliği 7 m ve alanı yaklaşık 4700 m^2 olan bir depo göz önüne alınması durumunda, sprinkler sistemi su talebi, orta tehlike sınıfı için depolama yüksekliği de göz önünde bulundurularak 364 m^2 lik bir operasyon alanı için 3275 l/dak olur. Deponun dış kısmında çevresinde yer alacak hidrant sistemi için ilave edilecek su miktarı orta tehlike sınıfı için 946 l/dak olup, sulu söndürme sistemleri toplam debisi 4221 l/dak olur.

Hidrant çıkışlarında yaklaşık 7 bar basınç sağlanması durumunda, sprinkler başlıklarında $6-6.5 \text{ bar}$ basınç elde edilir ki bu istenilen basınç değerleri arasındadır. Dolayısıyla sulu söndürme sistemleri için ayrı basınç zonları oluşturmaya gerek yoktur.

3. YANGIN POMPALARINDA OLMASI GEREKEN ÖZELLİKLER

Yangın pompalarının sınıflandırılması pek çok kaynaktan verilmektedir. Yangın pompaları karakteristik eğrilerinden istenilen özellikler NFPA-20'de açıkça belirtilmiştir (Şekil 1).



Şekil (2) NFPA-20'ye göre yangın pompası karakteristik eğrisi

Genel olarak basma yüksekliği kararlı olmalı, değişik debi aralığında yaklaşık olarak aynı basma yüksekliğini vermeli, yüksek verimden önce güvenilir olmalıdır.

Kavitasyonsuz çalışabilmesi pompanın gerektirdiği NPSH değeri kadar tesisatın sağladığı değere, dolayısıyla tesisatın tasarımına bağlıdır.

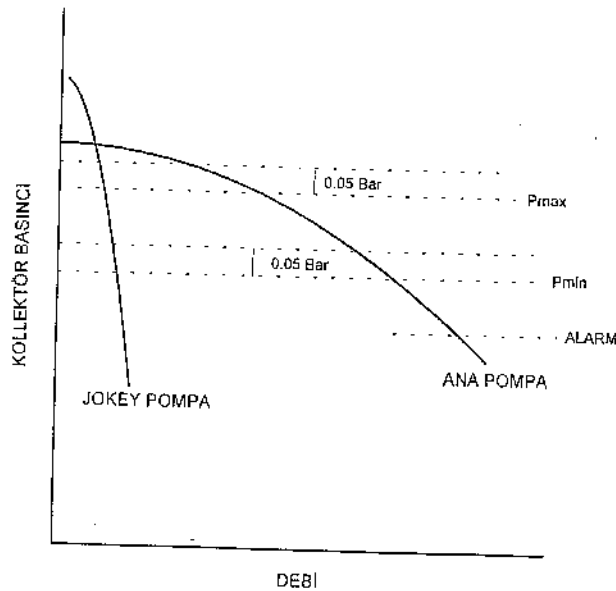
NFPA-20'ye göre bir yangın pompasında, rahatlatma valfi, otomatik hava boşaltma valfi, sirkülasyon rahatlatma valfi gibi yardımcı elemanlar bulunmalıdır.

Pompanın çevrilmesi elektrik motoru yanısıra içten yanmalı motorlar veya türbinler vb ile olabilir.

Pompa kontrolü otomatik, yarı otomatik veya manuel (elle) olabilir.

4. YANGIN POMPA GRUPLARINDA OLMASI İSTENEN ÖZELLİKLERDEN ÖNEMLİ OLANLAR

- Uyarım
- Yedekleme
- Jokey
- Genleşme tankı
- Sürgülü vana (girişte ve çıkışta)
- Çıkışta çek valf
- Kompansatör
- Her pompaya basınç şalterleri
- Emniyet valfi (kollektörden depoya)
- Debi ölçer (kollektörden depoya)
- NPSH
- Kollektör çapları
- Her pompaya ayrı kumanda panosu



Şekil (2) Ana pompa ve Jokey Pompa Karakteristik Eğrileri

Yangın söndürme hidroforlarının elemanları

- 1) Elektrik motorlu ANA YANGIN POMPASI
- 2) Elektrik motorlu JOKEY POMPA
- 3) Dizel motorlu YEDEK YANGIN POMPASI
- 4) Emme kollektörü
- 5) Basma kollektörü
- 6) Giriş vanaları

- 7) Çıkış vanaları
- 8) Çek vanalar
- 9) Basınç şalterleri
- 10) Minimum basınç şalteri (jokey pompa için)
- 11) Haftalık testler için solenoid vana
- 12) Kontrol paneli
- 13) Relief valf

5. POMPA ve POMPA GRUBU KABUL DENEYLERİ

NFPA-20'de pompa ve pompa grupları için kabul deneyleri ve bakım şartları verilmektedir. Buna göre,

Hidrostatik testler : Emme ve basma boruları, 13.8 bar (200 psi) basınçtan küçük olmayacak şekilde veya sistem basıncının maksimum değerinin 3.4 bar (50 psi) üstünde bir basınçta hidrostatik olarak test edilmelidir. Bu basınçlardan hangisi daha büyükse test o basınçta yapılır. Borular 2 saat boyunca test basıncı altında tutulmalıdır.

Kabul deneyleri :

- Pompa, motor, kontrol ünitesi ve transfer şalteri üreticileri veya temsilcileri kabul testlerinde hazır bulunmalıdır.
- Üretici tarafından verilmiş bulunan pompa karakteristik eğrisi, kabul testleri sonucu elde edilmiş olan karakteristik eğriye belirli doğruluk sınırları içerisinde eşit olmalıdır.
- Pompa bütün çalışma şartlarında çok fazla ısınmamalıdır.
- Yangın pompasının titreşimleri pompanın herhangi bir parçasına zarar vermeyecek miktarda olmalıdır.
- Test aletleri ile pompanın manometrik basma yüksekliği, debisi, elektrik motoru tahrikli pompalar için voltaj ve akım değerleri ile devir sayısı ölçülmelidir.
- Yangın pompasının minimum, nominal ve pik yükleme durumları, kalibre edilmiş test cihazı ile debisi kontrol edilerek belirlenir.
- Ölçme sırasında pompa kararlı çalışmalı ve debisi belirli olmalıdır.
- Pompa çalışmaya başlamalı ve pik yüklerdeki debi şartlarındaki nominal devire kesintisiz bir şekilde ulaşmalıdır.
- Kontrol ünitesi kabul testleri üreticinin tavsiye ettiği şekilde yapılabilir.
- Yangın pompası el ile devreye alınıp en azından 5 dakika çalışabilmelidir.
- Acil durum güç kaynağı bulunmalıdır.
- Yangın pompası bütün testler boyunca 1 saatten az olmamak koşuluyla çalışmalıdır.
- Yangın pompalarına ait el kitapları, özel aletler ve yedek parça sağlanmış olmalıdır.
- Yangın pompası NFPA - 25'e göre periyodik olarak denetlenmeli, test edilmeli ve bakımı yapılmalıdır.
- Yangın pompasının çarkı değiştirildiği zaman pompa yeniden test edilmelidir. Test sonuçları orijinal pompa performansları ile aynı olmalıdır.

6. SULU SÖNDÜRME SİSTEMLERİNİN BAKIM VE İŞLETİLMESİ

Sistemin bakımı yapılarak çalışır durumda olmasının sağlanması en önemli konudur. Bakım, onarım veya diğer bir nedenle kapatılan bir vananın sistemi tamamen devre dışı bırakacağı unutulmamalıdır. Sulu söndürme sistemlerinin kalbi pompalardır. Öncelikle pompaların bakımının iyi yapılması gerekir.

Pompa odası temiz, iyi aydınlatılmış ve acil durumlarda kolay erişilebilir konumda olmalıdır. Pompa odasında sıcaklık hiçbir zaman 4°C'nin altına düşmeyecek şekilde ısıtılmalıdır. Pompalar ve kontrol paneli kuru ve temiz tutulmalıdır. Temizleme işleminde kesinlikle gazyağı, benzin gibi yanıcı ve parlayıcı sıvılar kullanılmamalıdır. Motorun elektrik bağlantıları ve motoru zemine tuturan civata-somun gruplarının sıkılığı kontrol edilmeli, gevşemiş ise sıkıştırılmalıdır.

Dizel pompa elektrikli pompadan farklı olarak her hafta en az 30 dakika süreyle çalıştırılmalıdır. Yakıt seviyesi ve motor yakıt tankı bağlantıları da haftada bir kontrol edilmelidir. Aktüler uygun aralıklarla kontrol edilmeli, voltajları ölçülmeli ve gerektiği zaman saf su eklenmelidir. Dizel pompa yakıt deposu her zaman dolu tutulmalıdır.

Pompa emiş hattı, vanalar ve pompalar sık sık kontrol edilmelidir. Su depoları çamur ve diğcr yabancı madde birikimlerine karşı kontrol edilmeli, gerekli grltrse temizlenmelidir.

Sprinkler başlıkları normal koşullarda bakım, değiştirme gerektirmeyen bir elemandır. Ancak, izeri boyanan, darbe alarak eğilen veya kırılanlar hemen değiştirilmelidir.

Sistem sadece bakım için hizmet dışına çıkarılmalı ve su verilmesi kesilen bölgede sürekli devriye dolaştırılmalıdır. Valfler kapatılmadan veya alarmlar aktif hale getirilmeden önce, kontrol merkezine haber verilmelidir. Sistemi hizmetten çıkarmak için su temin kontrol vanası kapatılmalı, ana drenaj vanası, bütün test ve drenaj vanaları açılmalıdır.

Sistemin düzenli olarak test edilmesi ve denetlenmesi şarttır. Denetleme sıklığı, havanın ve suyun korozif etkisine ve kirlenmeden dolayı değişebilir. En çok üç ayda bir, test ve drenaj vanaları açılarak bağlı olan test cihazları test edilmelidir. Bütün kontrol, test ve bakım aktiviteleri esnasında, valfler, trimler, borular, alarm aletleri ve bağlı ekipmanlarında sistemin çalışmasını engelleyecek fiziksel zararlar, korozyon, donma ve diğcr şartların olup olmadığı görsel olarak denetlenmelidir.

Hergün alarm vanası üzerinde bulunan basınç ölçerler okunarak, değerler not edilmeli, alarm vanası üzerinde bulunan vanaların doğru konumda (açık/kapalı) ve pompaların otomatik olarak çalışabilecek konumda olduğunun kontrolü yapılmalıdır.

Dizel pompa ve elektrikli pompa haftada en az bir kez çalıştırılmalı, yakıt tankı seviyesinin ve motor-yakıt tankı bağlantıları kontrol edilmelidir. Her ay yangın dolaplarındaki vanalar açılarak ve dış hidrantlar açılarak su olup olmadığı kontrol edilmelidir.

7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Sulu söndürme sistemlerinin projelendirmesinde öncelikle söndürme yapılacak yapının kullanım amacı, yüksek yapı veya yayvan yapı olması gözönüne alınmalıdır. Sistemin kullanıldığı yerdeki yangın yükü, korunan malzemenin özellikleri, suyun hatalı boşalmada vereceği zarar, donma tehlikesi, mimari zorlamalar, yüksek yapılardaki basınç zonlaması ve yayvan yapılarda koruma alanı genişliği sistem tasarımıı büyük ölçüde etkiler. Her zaman için ideal sistem değil uygun sistem çözümü aranmalıdır. Sistemin mümkün olduğu kadar basit ve işletilmesi kolay olmalıdır. Hidrant, yangın dolabı ve sprinkler sistemlerinin her birisinin ayrı ayrı tasarımında gerekli su debisi, müşterek tasarımda aynı oranda artmamalıdır.

NFPA-20 ve benzer standartların istediği tüm hidrolik performans değerlerine sahip lsalar bile, su basmak için tasarlanmış pompayı yangın pompası olarak kabul etmek mümkün değildir. Bunun asıl nedeni sık çalışacak olan su pompasında en baskın özellik 1 m³ suyun taşınma maliyeti yani pompa verimi olurken, oldukça seyrek kullanılacak (belki de yalnız testler sırasında) olan yangın pompalarında en baskın özellik verim değil, GÜVENİLİRLİK tir. Yani gerektiğinde

- yol alabilmeli
- emme yapabilmeli
- istenen debi ve basma yksekliliğini sağlamalı
- kavitasyon, aşırı titreşim yapmamalı
- yangın sırasında durup kalkmalarda şişme vb sorun çıkarmamalı.
- otomatik ve elle kumanda edilebilmeli
- işletme, bakım ve testleri ekonomik olmalı
- beklemelerden en az etkilenmeli

Bu nedenlerle, bir yapının yangın söndürme sisteminin projelendirilmesi tamamlandıktan sonra, sistemin hidrolik verileri bir pompa grubuna aktarılmalı ve onlar tarafından optimum yangın pompası grubu seçimine fırsat verilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] NFPA - 13 (1996 Edition) "Standard for the Installation of Sprinkler Systems"
- [2] NFPA - 14 (1996 Edition) "Standard for the Installation of Standpipe and Hose System"
- [3] NFPA - 24 (1995 Edition) "Standard for the Installation of Private Fire Service Mains and Their Appurtenances"
- [4] NFPA - 20 (1996 edition) "Standard for the Installation of Centrifugal Fire Pumps"
- [5] UL - 448 (1995) "Pumps for Fire Protection Service"
- [6] LPS 1131 (1996) - Loss Prevention Standard -
 - Pumps for Automatic Sprinkler Installation -
 - Pumps Sets-Requirements and Testing Methods -
- [7] FM 1311 (1975) "Approval Standard -Centrifugal Fire Pumps (Horizontal Split-Case Type)

SUMMARY

In this study, the pump groups which are used in water based extinguishing systems are tried to be identified by investigating the international standards such as NFPA 20, UL 448, FM 1131. Necessary properties of fire pump groups and important points which have to be taken in to account while designing fire extinguishing systems as well as contracts, acceptance tests and periodic controls are discussed and possible solutions are proposed.

HİDROFOR SEÇİMİ İÇİN YENİ BİR YAKLAŞIM

Baha ATABEK
Standart

ÖZET:

Kullanılacağı yere ve şartlara uygun hidrofor seçimi konusunda yeterli çalışma ve yayın bulunmamaktadır. Bütün el kitaplarında veya pompa konusundaki yayınların hidrofor bölümlerinde su ihtiyacının ve gerekli basıncın hesaplanması, tesisat türleri, koruma önlemleri v.s. konusunda genel bilgiler aktarılmakta ve sadece gerekli basınçlı kabın hacmini hesaplamak için bir ampirik ifade bulunmaktadır.

Bir hidroforun performansı bir çok değişkene bağlıdır.

1- Su kullanımının zamana göre değişimi.

2- Kullanılan pompaların Basınç- Debi karakteristikleri.

3- Sistemdeki basınçlı kabın özellikleri (Hacmi - Tipi - Ön basıncı v.s)

4- Hidroforun çalışma sistemi ve bu sistemin algoritması.

Değişkenleri bu kadar çok olan karmaşık bir sistem için kesin çözümleri içeren bir matematiksel ifade vermek mümkün değildir. Bu nedenle mevcut yayınlar ancak genel konulara değinmekle yetinmektedir.

Ben, konuyu bilgisayar ortamında simüle ederek inceleme yolunu seçtim. Yazdığım simülasyon programında, performansı bilinen pompaların, özellikleri verilen bir basınçlı kap ile kombinasyonundan oluşan bir hidroforun, tipi ve özellikleri verilen bir çalışma algoritması ve belirli bir süre içinde istenildiği gibi değiştirilebilen bir debi kullanımı halindeki davranışı simüle edilmektedir. Sonuçta sistemde elde edilen maksimum, minimum ve ortalama çalışma basınçları, bu işlem süresince harcanan ve suya verilen enerji ve bunların oranı ile sistemin çalışma verimi elde edilmektedir. Ayrıca her pompanın kaç defa devreye girdiği de belirtilmektedir. Belli bir çalışma rejimi çeşitli yapılarıdaki hidroforlarda incelenerek en uygununu seçmek mümkün olmaktadır.

İlerleyen bölümlerde önce bu yazılımın özellikleri anlatılacak, daha sonra bazı ana konular temel alınarak yapılan simülasyon sonuçlarından yola çıkılarak, hidrofor seçiminde kullanılabilecek bazı kurallar anlatılacaktır.

Elde edilen sonuçlar özet olarak.

1- Pompaların çalışma bölgeleri arasında boşluklar (Kararsız bölgeler) oluşmamalıdır.

2- Mambranlı basınçlı tankın minimum hacim hesabı, klasik formül yerine bu çalışma sonucu elde edilen ve: birinci pompanın devreye giriş ve çıkış basınçlarını ve debilerini ayrıca tankın ön yükleme basıncını ve saatteki maksimum devreye giriş sayısını içeren formül kullanılmalıdır. Böylece çok daha küçük tanklarla ve sistemin doğru seçimi ile en iyi sonuçlar alınabilir.

3- Basınç kontrollü hidroforlar yerine debi veya hız kontrollü hidroforların kullanılması basınç değişimlerinin minimuma indirilmesini sağlar.

4 - Uygun hidroforun seçimi büyük ölçüde uygun pompa ve uygun çalışma sisteminin seçimi demektir.

GİRİŞ:

İnsanların su kullanımındaki temel istekleri - veya konfor şartları - "Musluktan yeterli debide ve sabit basınçtaki suyun sürekli olarak alınabilmesi" sözcükleri ile özetlenebilir. Yani, musluk basıncı zamana ve debiye bağımlı olmaksızın sabit kalmalıdır.

Su kaynakları yeterli olan, en yüksek binadan daha yüksekte serbest yüzeyli bir deposu bulunan ve su şebekesi doğru yapılmış yerleşim birimlerinde bu konfor şartları kendiliğinden gerçekleşmektedir.

Bugünkü yaşam şartlarında, yukarıdaki özellikler, ancak çok küçük ve doğası uygun olan yerleşim birimlerinde sağlanabilmektedir ve sayıları hızla azalmaktadır.

Binalar yükseldikçe, nüfus arttıkça, yerleşim birimleri büyüdükçe, sağlanan su ve bunu dağıtan şebekeler yetersiz kaldıkça, herkes kendi su sorununu kendi çözmek zorunda kalmış ve HİDROFOR dediğimiz basınç yükseltici sistemler zorunlu hale gelmiştir.

Hidrofor kullanma gereksinimi zaman içerisinde artmıştır. Buna paralel olarak hidrofor tipleri ve hidroforda kullanılan cihazlar da zamanla değişmiş ve gelişmiştir. İlk yapılan hidroforlar bir adet pistonlu pompa ile beslenen, serbest yüzeyli ve büyük hacimli bir depo ve sisteme kumanda eden basınç şalterinden oluşan bir sistemdi. Böyle bir sistem için pompayı tahrik eden motorun saatteki maksimum şalt sayısı esas alınarak, sistemin ve pompanın maksimum debisine ve sistemin çalışma ve durma basınçlarına göre gerekli tank hacmini hesaplamak için ampirik bir formül geliştirilmiştir. Bildiğim kadarıyla hidrofor hesabında halen geçerli olan tek formül budur.

Günümüzde hidrofor seçimi, üretici firma kataloglarında bulunan ve binanın kat ve daire sayısına göre kullanılacak hidroforun tipini ve adını bildiren tablolarla yapılmaktadır. Veya ahımın debi ve basınç ihtiyacını bildirmesi halinde, seçim üretici firmanın uzmanları tarafından yapılmakta ve istek sahibine teklif edilmektedir.

Özetle modern hidroforun hesabı ve seçimi için herkesin kullanabileceği , hesap veya metodlar konusunda elle tutulur tarafsız bir yayın yoktur.(Veya varsa bile ben bulamadım.)

Bu konuda detaylı bir araştırma yapabilmek için öncelikle , bir simülasyon yazılımı hazırladım.

Bu yazılımla yaptığım çalışmaları , deneylerle de kontrol ederek bazı sonuçlara vardım.

Hidroforlarda kullanılan santrifüj pompa işletme karakteristiklerinin , konfor şartlarını (Özellikle basınç değişimlerini) büyük ölçüde etkilediği sonucuna vardım. Ve ağırlıklı olarak bu konu üzerinde çalıştım ve bazı kuralları geliştirdim.

Basınç kumandalı hidrofor sistemlerinde kullanılan mambranlı tankın hacmini hesaplamak üzere bu konu-daki klasik formüle göre çok daha iyi sonuçlar veren bir formül geliştirdim.

HIDSIM (Hidrofor Simülasyonu) PROGRAMININ TANITIMI

Bu yazılım, kullanılan pompa veya pompaların performans karakteristikleri bilinen, basınçlı deponun hacmi ve ön yükleme basıncı verilen, çalışma sistemine göre her pompanın başlama ve durma basınçları veya debileri ve sistem frekans kontrolü ise hedef basıncı verilen bir hidroforun , öngörülen veya manuel olarak değiştirilebilen debi - zaman rejimlerindeki davranışlarını simüle etmektedir.

Yazılımın ana menüsünde aşağıdaki seçenekler yer almaktadır.

- 1- BASINÇ KONTROLLU HİDROFOR İZLEME
- 2- DEBİ KONTROLLU HİDROFOR İZLEME
- 3- HIZ KONTROLLU HİDROFOR İZLEME
- 4- SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI
- 5- YENİ POMPA DATASI YÜKLEME
- 6- YENİ DEBİ-ZAMAN BİLGİSİ YÜKLEME

Görüldüğü gibi üç ana kontrol sistemi ele alınmıştır. 4. seçenek elde edilen sonuçları birarada görüntü-leyerek veya yazarak en uygun hidroforun saptanmasına yardımcı olmaktadır. 5. Seçenek bilgi dosyalarında bulunmayan yeni pompalara ait bilgilerin girilmesi içindir. 6. Seçenek ise hidroforlara uyarlanması istediğimiz yeni Debi-Zaman oluşumlarını yaratmak için kullanılmaktadır.

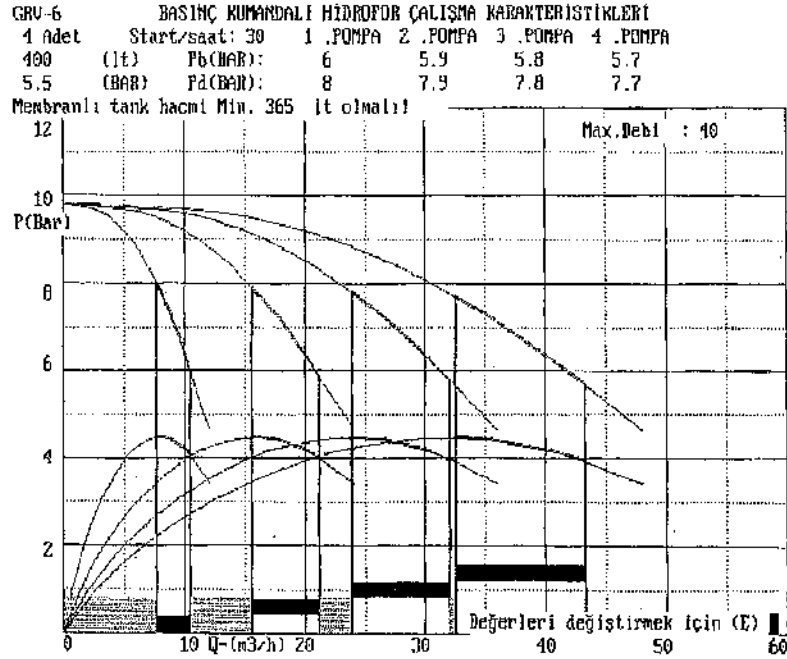
İlk üç seçenektan birini - yani hidroforun kontrol prensibini - seçtiğiniz zaman : Önce kaç adet eşdeğer pompa kullanacağınız sorulmakta , pompa adedi girildikten sonra da seçebileceğiniz pompa tipleri , ve bunların maksimum debi ve maksimum basınç değerleri ekrana gelmektedir. Buradan uygun bulduğunuz pompayı işaretler ve onaylarsanız , bu pompanın $H_m=f(Q)$ ve $h=f(Q)$ performans karakteristikleri 1..2.. n adet pompanın paralel çalışması halinde görüntülenmekte ve ekranın üst kısmında seçtiğiniz çalışma şekline uygun verileri girebileceğiniz alanlar oluşmaktadır.

1- Basınç kumandalı çalışma için önce her pompanın devreye giriş ve devreden çıkış basınçları (Başlama ve Durma basınçları) sorulmaktadır. (İkinci ve sonraki pompa basınçları için Min. veya Maks. değerler konusunda sınırlayıcı uyarılar gelmektedir.). Ardından sistemin maksimum debisi ve kullanılacak mambranlı tankın ön yükleme basıncı sorulmaktadır.(Önyüklem basıncının maksimum değeri için de sınırlayıcı uyarı gelmektedir). Daha sonra sistemdeki bir pompanın saatteki maksimum yolverme sayısı sorulmakta ve bu verilere göre hesaplanan mambranlı tankın minimum hacmi hesaplanarak önerilmektedir. Bundan daha küçük bir tank hacmi seçerseniz çalışmalar sizin girdiğiniz tank hacmi ile yapılmakta ancak bilgisayar ,seçtiğiniz hacimle öngördüğünüz salt sayısını elde edemeyeceğiniz konusunda bir uyarı yapmaktadır.

2-Debi kumandalı çalışma şekli için önce birinci pompanın devreden çıkma şekli sorulmaktadır. Birinci pompa, debinin Minimum bir değer in altına inmesi halinde veya debi sıfır olduktan belirli bir süre sonra devreden çıkabilir. Bu özellik belirlendikten sonra , birinci pompanın devreye giriş basıncı ardından birinci pompanın devreden çıkması için konulan kurala göre minimum debi veya sıfır debide bekleme süresi sorulmaktadır. Daha sonra diğer pompaların devreye giriş ve çıkış debileri sorulmaktadır. Ardından sistemin maksimum debisi ve basınçlı kaba ait bilgiler sorulmaktadır. Debi kumandalı sistemde basınç çok az değiştiği için mambranlı tankın hacmi fazla önemli değildir. Bu açıdan tankın hacmi için bir uyarı yoktur. Sadece tank basıncının sistemde oluşan minimum basıncın altında olması gerekmektedir ve bu değer uyarılmakta ve sınırlanmaktadır.

3-Hız kumandalı çalışma şeklinde ilk olarak sistemin sabit tutmasını istediğimiz basınç değeri (Ayar basıncı) sorulmaktadır. Daha sonra sıfır debideki bekleme süresi sorulmaktadır.(Bazı hidroforların birinci pompası hep devrede kalır. Bunun için bekleme süresine "0" yazmak yeterlidir.).Ardından diğer kumanda şekillerine benzer şekilde maksimum sistem debisi ve basınçlı kaba ait değerler sorulmaktadır.

Sistem algoritması ile ilgili sorular tamamlandıktan sonra ekrandaki performans karakteristikleri üzerinde seçilen verilere uygun olarak saptanan çalışma bölgeleri ve bu bölgelerdeki verim eğrileri farklı bir renkte (Kalın Sarı çizgilerle) işaretlenmektedir. Grafiğin altında kararlı çalışma bölgeleri sarı , kararsız bölgeler mavi renkte dikdörtgenler şeklinde işaretlenmektedir. (Şekil 1) de Basınç kumandalı dört pompalı bir hidrofora ait ekran görüntüsü yer almaktadır.



Şekil-1: Basınç Kumandalı 4 Pompalı Hidrofor için Çalışma Karakteristiği

Bu görüntü seçilen hidrofor konusunda bazı uyarıcı bilgiler vermektedir. Örneğin, bu sistemde 0-7.6 m³/h, 10.5-16, 21.5-23.5 ve 32-32.5 m³/h debiler arasında kararsız bölgeler bulunmaktadır. Bunun anlamı sistem bu debilerde çalıştığı sürelerde birinci bölgede 1. pompa, 2. bölgede 2. pompa sık sık devreye girip çıkacaktır. (Devreye girip çıkma sıklığı kullanılan basınçlı kabın hacmine bağlıdır).

Kumanda verilerini değiştirmek gerektiğine karar verilebilir veya bazı veriler yanlış yazılmış olabilir. Bunun için altta sorulan "Değiştirmek ister misiniz?" sorusuna "E" yanıtı verilerek sistem algoritmasını oluşturan sorular yeniden cevaplanabilir. Bu sırada eski değerler ve eski grafikler ekranda olacağı için değerler daha bilinçli olarak seçilebilir. Her hangi bir değer "ENTER" ile geçilirse eski değer aynen kalır. Soruların sonunda, performans eğrileri ve çalışma bölgeleri yeni şekli ile görüntülenir. Tekrar geri dönmek veya "ENTER" ile devam etmek mümkündür.

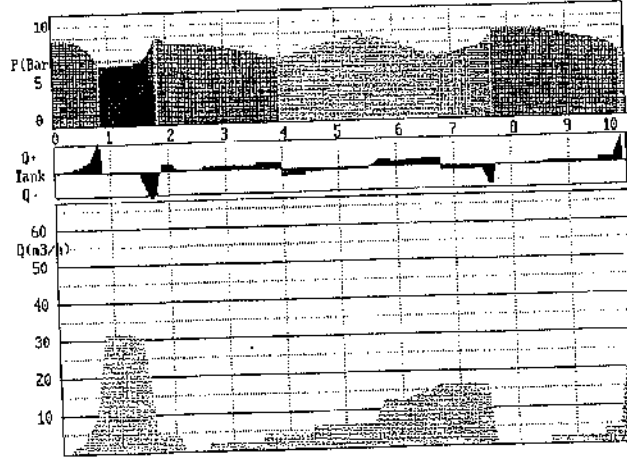
Devam edildiğinde ekranda Debi - Zaman fonksiyonu ile ilgili menü görüntülenir. Buradan daha önce hazırlanmış bir Debi-Zaman fonksiyonunu seçmek, debiyi el ile tuşlara basarak değiştirmek (MANUAL) veya yeni bir Debi-Zaman fonksiyonu oluşturmak mümkündür.

Hazır Debi-Zaman fonksiyonlarının süreleri ve maksimum debileri bellidir. Ancak buradan seçtiğimiz fonksiyonun maksimum debisi daha önce hidrofor için seçtiğimiz maksimum debiden büyükse çalışma sırasında sistem hidroforun maksimum debisinden fazla yüklenmeyecektir.

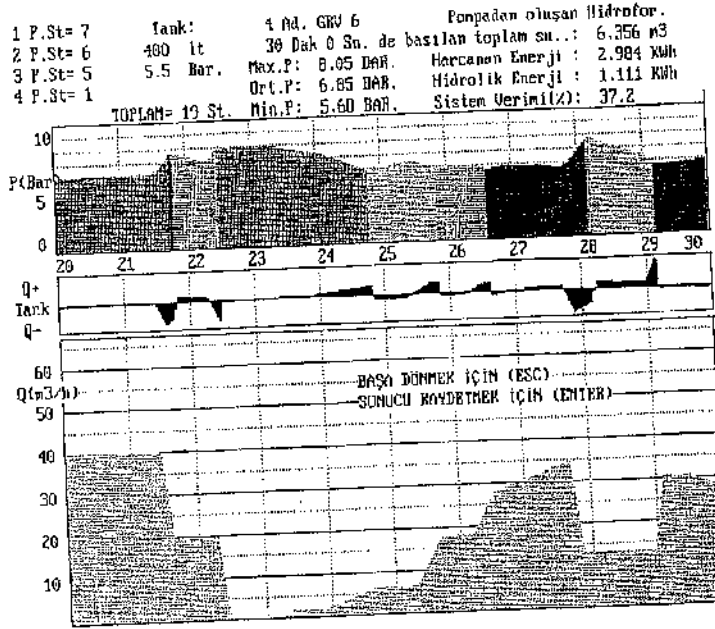
El ile debi değiştirmede her tuşa dokunuş bir saniyelik zaman demektir. Yön tuşlarına ek olarak PageUp-Page Down-Home ve End tuşlarını da kullanarak debiyi değişik hızlarda artırıp eksiltebilir veya sabit tutabiliriz.

Yeni bir Debi-Zaman fonksiyonu oluşturma Seçeneği Tuşları kullanarak yaptığımız çalışmada oluşan Debi-Zaman fonksiyonunun daha sonra başka hidroforlarda kullanılmak üzere kayıt edilmesini sağlar. Şekil-2 (Şekil-1) deki hidroforun ilk 10 dakikalık çalışmasında elde edilen ekran görüntüsünü vermektedir. Bu şekilde en altta debinin zamana göre değişimi, Solunda Tank yazan kısımda membranlı tanka giren veya çıkan debinin değişimi (m³/h) olarak görülmektedir. (Q+ tanktan sisteme su gittiğini - Q- pompadan tanka su gittiğini gösterir.) Grafiğin üst bölümü ise bu sistemde oluşan basıncı göstermektedir ve buradaki renkler çalışan pompa sayısını işaret eder. En üstteki yazı ve rakamlar ise değişkenlerin o andaki değerlerini göstermektedir. Çalışan pompaların yanlarında o pompayı simgeleyen renkte dikdörtgenler oluşur ve rakamlar pompanın o ana kadar kaç defa devreye girdiğini gösterir. Ortadaki rakamlar o anda kullanılan (Şebekeden çekilen) gücü KW, oluşan basıncı Bar, ve başlangıçtan itibaren geçen zamanı Dakika ve Saniye olarak gösterir. Sağ tarafta ise Pompanın debisi ve Sistemin kullandığı debi (m³/h) ve çalışan pompa sayısı görülmektedir. (Pompa ve Sistem debileri arasındaki fark tanka giren veya çıkan debiyi verir.). Bu görüntü sürekli olarak değişen Debi- Zaman fonksiyonuna bağlı olarak ilerler ve 10 dakikalık bölümler tamamlandıkça grafik görüntü silinerek sonraki 10 dakika için devam eder. Öngörülen veya hazır Debi-Zaman fonksiyonlarının sona erdiği zaman sonunda bu çalışmadan alınan sonuçlar ekrana gelir.

1 P.St= 3 Enerji(KW)= 8.14 Pompa Debisi(m³/h)= 21.24
 2 P.St= 3 P(Bar)= 5.85 Q(m³/h)= 22.00
 3 P.St= 1 (zaman)= 9.Dak. 59 Sn POMPA: 2
 4 P.St= 0



Şekil-2: Basınç Kumandalı 4 Pompalı Hidroforun ilk 10 Dk. Çalışma görüntüsü



Şekil-3: Basınç Kumandalı 4 Pompalı Hidroforun 30 Dk. Çalışma sonuçları

Şekil-3 Bu hidroforun 30 dakikalık bir çalışma döneminden alınan sonuçları göstermektedir. Şeklin sol üst tarafında bu süreç içinde her pompanın yolalma sayıları ve toplam yolalma sayısı, orta bölümde kullanılan tankın hacmi ve ön yükleme basıncı, hidroforu oluşturan pompaların tipi ve pompa sayısı, bu olay boyunca elde edilen sistem basıncının minimum, maksimum ve ağırlıklı ortalama değeri, sağ tarafta ise yukarıdan aşağıya doğru, öngörülen rejim ve sürede şebekeye basılan toplam su miktarı (m³), bu sırada harcanan elektrik enerjisi (KWh), basılan suya verilen hidrolik enerji (KWh) ve son iki değerlerin oranı ile hesaplanan sistem verimi görülmektedir. Harcanan elektrik enerjisi, motorun o andaki şartlarda pompaya gerekli gücü sağlaması için şebekeden çektiği enerji hesaplanarak ve motorların her yol alma için harcadıkları enerji buna eklenerek bulunmaktadır.

Bu yazılımda basınç kumandalı - debi kumandalı ve hız kontrollü hidrofor tiplerine, aynı debi- zaman fonksiyonlarını uygulayarak elde edilen sonuçları kaydetmek ve daha sonra çağırarak sonuçları bir arada görmek mümkündür. Bu şekilde bir uygulama ile, seçilen hidroforun işletmede vereceği sonuçları bilgisayar ortamında önceden görmek ve en uygun hidroforu saptamak mümkün olmaktadır.

HIDROFOR KONTROL YÖNTEMLERİ

Bugün kullanılmakta olan hidroforlara üç farklı kontrol yöntemi uygulanmaktadır.

Basınç Kontrollü, Debi kontrollü ve Hız (Frekans) kontrollü hidroforlar.

A) Basınç Kontrollü Hidroforlar: Hidroforu oluşturan pompaların çalıştırılıp durdurulması için en kolay ve ucuz yöntem, pompaların farklı basınç değerlerinde sıra ile çalışması ve durmasıdır. Bu iş için yapılmış mekanik basınç şalterleri çok ucuza temin edilebilmektedir. Burada yapılacak tek şey, birden fazla sayıda pompadan oluşan hidroforlarda, pompaların çalışan pompa sayısı arttıkça azalan basınçlarda devreye alması ve aynı sırada durmasını sağlayacak şekilde ayarlanmasıdır. Bu tip hidroforlarda oldukça büyük basınçlı tank kullanılması gereklidir. Çalışma sistemi yüzünden, basıncı konfor şartlarında sabit tutmak veya basınç değişimlerini önlemek veya azaltmak mümkün değildir.

B) Debi Kontrollü Hidroforlar: Bu yöntemde pompaların devreye girip çıkması şebekeye verilen debinin balirlenen değerlerin üstüne çıkması veya altına inmesi ile kontrol edilmektedir. Sadece birinci pompa, basıncın bir miktar düşmesi ile devreye alınabilir ve debinin sıfır olmasından bir süre sonra durdurulabilir. Bu çalışma şekli için bir elektronik kontrol devresine ve bir Debi-Ölçer'e ihtiyaç vardır. Bu yöntemde özellikle yatay karakteristikli pompalar kullanılmalıdır. Tank hacmi çok küçük seçilebilir. Tankın görevi suyu depolamak değil, hiç bir pompa çalışmadığı zaman, şebekedeki basıncın düşmesini önlemektir. Bu tip hidroforların sistem basıncı çok az değişir.

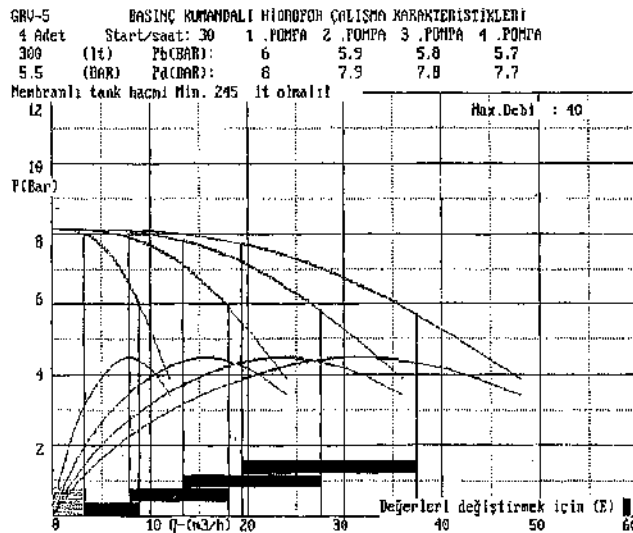
C) Hız Kontrollü Hidroforlar: Bu yöntemde pompalardan en az bir tanesinin hızı, bir frekans değiştiricisi ile değiştirilerek hidroforun daima sabit basınç üretmesi sağlanmaya çalışılır. Burada da basınçlı tankın görevi sıfır debide basıncın korunmasını sağlamaktır. Ya da frekans kontrollü pompa hiç durdurulmaz ve tank gereksinimi de kalmaz. Bu sistemde en az bir pompayı tam yükte çalıştıracak kapasitede bir frekans değiştiricisine ve karmaşık bir elektronik devreye ihtiyaç vardır. Bu yöntemde elde edilen sistem basıncı, yeni bir pompanın devreye girmesi veya çıkması ya da debinin çok ani olarak değişmesi hallerinde meydana gelen salınımlar dışında sabittir.

BASINÇ KONTROLLÜ HIDROFORLAR ve TANK HACMİNİN HESABI

Basınç kontrollü sistemde basıncı sabit tutmak düşünülemez. Yani en önemli konfor şartından vazgeçmek gerekir. Burada hedef, başlama ve durma basınçları arasındaki farkı ve basınç değişim hızını azaltmaktır. Bu hedeflerin her ikisi de tank hacminin büyümesi demektir. Kullanılan pompaların karakteristik eğrileri de çok önemli bir faktördür.

Aynı pompalar ve aynı tank hacmini kullanarak, başlama ve durma basınçları arasındaki farkı azaltmak, daha sık devreye girip çıkma demektir. Yani bu durumda basınç değişimlerinin genliği azalır ama frekansı artar. Bunun yerine daha yatık karakteristikli bir pompa seçmek veya pompa karakteristiğinin daha uygun bir bölümünden yararlanmak faydalı olur.

Saatteki devreye giriş çıkış sayısını azaltmak için Şekil-1'de görülen kararsız bölgeleri yok etmek veya elden geldiğince azaltmak gerekir. Örnek olarak Şekil-1'deki 4 Adet 6 kademeli pompa yerine aynı pompanın 5 kademelisi ile yeni bir hidrofor tasarlıyalım. Şekil-4'te görülen çalışma karakteristiği elde edilecektir.



Şekil-4: Basınç kontrollü, 4 adet 5 kademeli pompadan oluşan hidrofor çalışma karakteristiği

Şekil-1 ve Şekil-4 teki çalışma karakteristiklerini karşılaştırsak bu aşamada iki önemli gelişme görürüz.

1- Motor güçleri azalmıştır. 4 KW yerine 3 KW gücündeki motorlar yeterli olmaktadır.

2- Kararsız bölgeler küçülmüş ve azalmıştır. Birinci kararsız bölge 0-7.62 m³/h değerinden 0-3.24 m³/h değerine çekilmiş, diğer bölgeler yok olmuştur.

Her iki hidrofor için gerekli membranlı tank hacmini bir klasik formülle (DIN 1988-3) ve bir de bu çalışmada elde ettiğimiz formülle hesaplayalım :

Klasik formülde önerilen tank hacmi formülü:

$$V_t = 0.33 \times \frac{Q_{ort} \times (P_d + 1)}{(P_d - P_b) \times Z} \quad (1)$$

Bizim önerdiğimiz tank hacmi formülü :

$$V_t = 0.125 \times \frac{(Q_b + Q_d)}{Z} \times \frac{(P_b + 1) \times (P_d + 1)}{(P_t + 1) \times (P_d - P_b)} \quad (2)$$

Her iki formül de de: V_t (m³): Membranlı tankın Hacmi P_t (Bar): Tankın önyükleme basıncı
 Q_{ort} (m³/h): Devredeki en büyük pompanın başlama ve durma debileri ortalaması
 P_b (Bar): Başlama basıncı P_d (Bar): Durma Basıncı
 Q_b (m³/h): 1. Pompanın Başlama Debisi Q_d (m³/h): 1. Pompanın durma debisi
 Z : Saatteki maksimum devreye giriş sayısı

Değerlerini ifade etmektedir.

Bu iki formül arasında önemli farklar vardır. Birinci formüldeki Q_{ort} değeri yerine bazı kaynaklar Q_{max} (1. pompanın maksimum debisi) değerini kullanmaktadırlar ki bu durumda hacmin daha büyük çıkacağı açıktır. İkinci formülde ilk pompanın başlama ve durma basınçları yanında tankın ön yükleme basıncı da tank hacmini etkilemektedir. İkinci formül aynı hidrofor için daha küçük tank hacmi verecektir.

Yukarıda örneklenen iki hidrofora değişik tank hacmi ve ön yükleme basınçları için aynı Debi-Zaman değişimini yükleyerek elde edilen sonuçlar aşağıdaki tabloda gösterilmiştir. Bütün çalışmalarda saatteki maksimum devreye giriş sayısı 30 alınmıştır.

Sıra	Pompalar	Motor	Tank	Sistem Basıncı				Devreye Giriş Sayıları (Surt / saat)					Basılan	Enerji	Sistem
No	Model-Kd	KW	lt	P _t	Max	Ort	Min	1.P	2.P	3.P	4.P	Toplam	Su (m ³ /h)	KWh	Verim(%)
1	GRV - 6	4	100	5.5	8.23	6.81	5.44	29	16	8	3	56	14.852	7.335	36.0
2	GRV - 5	3	100	5.5	8.02	7.15	5.61	4	4	2	2	12	"	6.337	42.5
3	GRV - 6	4	446	5.5	8.04	6.80	5.70	8	5	3	3	19	"	6.401	40.9
4	GRV - 5	3	290	5.5	8.01	7.14	5.66	3	4	2	2	11	"	6.250	42.8
5	GRV - 6	4	365	5.5	8.05	6.81	5.68	9	5	4	3	21	"	6.455	40.6
6	GRV - 5	3	245	5.5	8.02	7.15	5.65	3	4	2	2	11	"	6.263	42.8
7	GRV - 6	4	365	3	8.05	6.80	5.63	13	9	5	3	30	"	6.701	39.5
8	GRV - 5	3	245	3	8.02	7.15	5.65	3	04	2	2	11	"	6.260	42.8
9	GRV - 6	4	365	5.5	8.04	6.97	5.97	29	0	0	0	29	4.51	2.594	33.0
10	GRV - 5	3	245	5.5	8.01	7.10	5.98	28	0	0	0	28	2.93	1.585	30.5

1. ve 2. satırlar 6 ve 5 kademeli pompaların gerekenden küçük bir tankla alınan sonuçları vermektedir. 6 kademeli pompalar kullanılan hidrofor bir saatte toplam 56 kez devreye girmekte, buna karşılık 5 kademeli pompalar aynı süre ve aynı rejimde sadece 12 kez devreye girmektedir. Ortalama basınçlar arasında da önemli bir fark bulunmaktadır. (6.81

Bar'a karşılık 7.15 Bar). Harcanan güç ve elde edilen sistem verimlerindeki farklar da dikkat çekicidir. (%36 - %42.5)

3. ve 4. satırlar klasik formülle, 5 ve 6. satırlar önerdiğimiz formülle hesaplanmış tankların kullanılması halinde varılacak sonuçları göstermektedir. Burada öncelikle klasik formülle elde edilen tank hacminin daha büyük olduğu (446 - 365 ve 290 - 245 lt.) buna karşılık saatlik devreye giriş sayılarında önemli bir artış olmadığı gözlenmektedir. (19-21.... 11-11). Ancak 6 kademeli pompalarla 5 kademeli pompalar arasındaki saatlik devreye giriş sayıları arasındaki fark korunmaktadır.(10-11... 21-11)

7. ve 8. satırlar önerdiğimiz formülle hesaplanmış tanklarla ve fakat daha küçük önyüklemeye basınçları ile yüklenmiş tankların kullanılması halinde sonuçlardır. Burada farklar daha da artmıştır. (30 - 11)

9. ve 10. satırlarda ise saatlik devreye giriş sayısı açısından en olumsuz şartlardaki çalışma sonuçları yer almaktadır. Burada sadece birinci pompalar için $(Q_b + Q_d) / 4$ değerinde sabit debi ile çalışılmaktadır. Çok devreye giriş ve pompa karakteristiğinin düşük verimli bölgesinde çalışma yüzünden sistem verimleri düşmektedir. Saatteki devreye giriş sayıları her iki hidrofor için de öngörülen değeri aşmamaktadır. (29 ve 28)

Basınç kumandalı sistemlerden elde ettiğimiz sonuçları özetlersek:

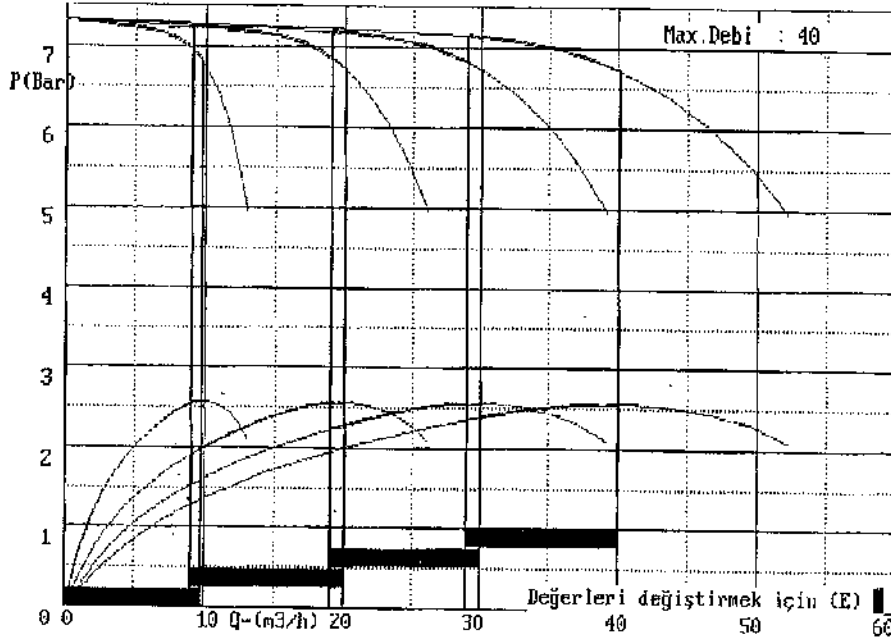
1) Kullanacağımız pompaların karakteristik eğrileri ile çizilecek hidrofor çalışma karakteristiğinde kararsız bölgeler bulunmamalıdır.

2) Hidroforda kullanacağımız membranlı tankın hacmi, önerdiğimiz formülle hesaplanmalıdır. Bu formül başlama ve durma basınçlarını ve debilerini, tank ön yüklemeye basıncını ve saatteki devreye girme sayısını içermekte ve klasik formülden daha küçük hacimli bir tankla soruna çözüm getirmektedir.

DEBİ KONTROLLU HİDROFORLAR

Hidroforlar için bir başka kumanda şekli Debi ile kontroldür. Bu tip bir hidroforun kumanda sistemi bir Debi-Ölçer'den bilgi alır. Ve bu bilgiyi daha önceden verilen debi değerleri ile karşılaştırarak yeni bir pompayı çalıştırır ya da durdurur. Birinci pompanın debi kontrolü yerine sistem basıncının bir miktar düşmesi ile çalışması ve debi sıfır olduktan sonra bir süre çalışmaya devam edip sonra durması daha uygun olmaktadır. Basınç değişimlerinin az olmasını sağlamak amacıyla bu tip hidroforlarda yatay karakteristikli pompalar kullanılmalıdır. Bu tip pompaların debileri diğerlerine oranla düşüktür. Ancak basıncın çok az değişmesine karşılık bir miktar fazla enerji harcamak göze alınabilir.

SLK 32 x 2		DEBİ KUMANDALI HİDROFOR ÇALIŞMA KARAKTERİSTİKLERİ			
4	1. POMPA	2. POMPA	3. POMPA	4. POMPA	
24 (lt)	P1 (BAR): 6.8	Qb (m ³ /h): 10	20	30	
6.5 (BAR)	Bekle (sn): 60	Qd (m ³ /h): 9	19	29	

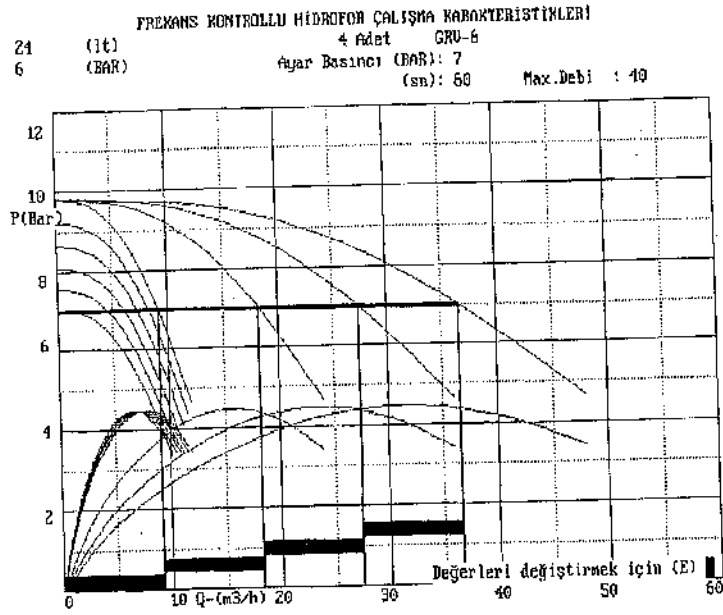


Şekil-5: 4 pompalı Debi kontrollu bir Hidroforun çalışma karakteristiği

HIZ KONTROLLU HİDROFORLAR

Güç eletronisindeki gelişmeler, sıncap kafesli elektrik motorlarının devrinin sürekli olarak değiştirilebilmesini sağlamıştır. Bu imkan hidroforlar için geniş bir ufuk açmıştır. Hız kontrolü ile pompanın basıncını debi değişiminden etkilenmeden sabit bir değerde tutmak mümkün olmaktadır. Hız kontrollü hidroforlarda genellikle pompalardan sadece birinin motoruna frekans kontrolü uygulanır. Diğer pompalar sabit kalması istenen basınca karşılık gelen debide çalışır. Bu çalışma noktasının pompanın dizayn noktasına (en yüksek verim noktası) denk gelmesi sağlanırsa sistem verimi daha yüksek olur. Frekans kontrollü pompa (Birinci pompa) basıncın bir miktar düşmesi halinde devreye girer veya sürekli olarak düşük frekansta çalışır vaziyette bekletilir. Debinin artması düşen basıncı hisseden elektronik devre hızı (Frekansı) artırarak istenen basınca ulaşılmasını sağlar. Frekans maksimuma geldiği halde basınç hedef değer altında ise sabit hızda çalışan ikinci pompa devreye girer, bu defa basınç değeri hedef değerini aşacağı için frekans kontrollü pompanın hızı azaltularak basınç hedef değere ulaştırılır.

Hız kontrollü hidroforlarda tankın görevi debi kontrollü hidroforda olduğu gibi hiç bir pompa çalışmazken sistem basıncının düşmemesini sağlamaktır. Frekans kontrollü pompanın hiç durmadığı sistemlerde tank gereksinimi de yoktur. Frekans kontrollü hidroforlarda basınç değişimleri yeni bir sabit devirli pompanın devreye girmesi veya çıkması halinde, sistemdeki suyun ataletinden doğan salınımlardan ibarettir. Bunun dışında basınç sabittir.



Şekil-6 : 4 pompalı Hız kontrollü bir hidroforun çalışma karakteristiği

SONUÇ

Daha önce basınç kontrollü hidrofor için yaptığımız tablodan aldığımız iki örneğe debi ve hız kontrollü hidrofor sonuçlarını da ekleyerek yeni bir tablo oluşturalım:

Sıra No	Pompalar Model-Kd	Motor KW	Tank lt	Sistem Basıncı				Devreye Giriş Sayıları (Start / saat)					Basılan Su (m³/h)	Enerji KWh.	Sistem Verimi(%)
				P _t	Max	Ort	Min	1.P	2.P	3.P	4.P	Toplam			
5	GRV - 6	4	365	5.5	8.05	6.81	5.68	9	5	4	3	21	14.582	6.455	40.6
6	GRV - 5	3	245	5.5	8.02	7.15	5.65	3	4	2	2	11	"	6.263	42.8
11	SLK 32x2	4	24	6.5	7.33	7.15	6.71	2	4	2	3	11	"	7.663	36.7
12	GRV - 6	4	24	6.0	8.27	7.01	6.21	2	4	2	3	11	"	6.670	41.6

5. Nolu basınç kontrollü hidrofor en yüksek basınç farkını , en düşük basınç ortalamasını , en çok devreye girme sayısını en büyük tank hacmini vermektedir.

6. Nolu basınç kontrollü ve pompa karakteristiğinin yatay bölümünden yararlanılan hidrofor, en küçük motor gücü ile çalışmaktadır. En yüksek sistem verimini ,debi ve frekans kontrollü hidroforlarla aynı devreye giriş sayısını vermektedir. Basınç ortalama değeri yüksektir , fakat basınç farkları da fazladır.

11. Nolu yatay karakteristikli pompalardan oluşan debi kontrollü hidrofor, en düşük basınç farkını vermektedir. Devreye giriş sayısı azdır. Ancak sistem verimi düşüktür, yani çok enerji sarfetmektedir.

12. Nolu frekans kontrollü hidrofor 5.Nolu Hidroforda kullanılan pompalardan oluşmuştur. Basınç değişimi düzgündür. Ancak devreye giriş anlarındaki salınımlar ani olarak değerlerin yükselip alçalmasına neden olduğundan alt ve üst basınçlar arasındaki fark debi kontrollü hidrofordan fazladır. Verimi oldukça yüksektir.

Sonuç olarak,

Bu çalışma , hidrofor seçerken şu noktalara dikkat edilmesi gerektiği ortaya çıkarmaktadır.

1) Hidroforun kontrol tipi seçildikten sonra , kullanılacak pompalar da seçilmeli ve hidrofor gurubunun çalışma karakteristiği mutlaka çizilmelidir:

2) Bu karakteristik üzerinde kumanda değerlerine göre , çalışma bölgeleri işaretlenmeli. Çalışma bölgeleri arasında kararsız bölgelerin elden geldiğince az olması sağlanmalıdır.

3) Basınç kontrollü hidroforlar için gerekli membranlı tank hacmi bu çalışmada elde ettiğimiz, birinci pompanın devreye giriş ve çıkış basınç ve debilerini , membranlı tankın ön yükleme basıncını ve saatteki maksimum devreye giriş sayısını içeren formül ile hesaplanmalıdır.

4) Basınç kontrollü hidroforlar yerine debi veya hız kontrollü hidroforlar kullanılarak basınç değişimleri çok azaltılabilir.

5) Uygun hidroforun dizaynı ancak uygun pompa ve uygun çalışma sisteminin seçimi ile sağlanır.

SUMMARY:

There is actually not sufficient study and publicity for choosing the right booster set . In the booster set sections of the technical hand books , they mention only some general information such as ; water need and required pressure calculations , installation types , protection precautions etc. There is only one emprical formula for calculation the volume of an air vessel.

Whereas the performance of a booster set depends on various variables:

1- Change of water consumption in regard to a period of time.

2- Pressure - Capacity characteristic of the pumps in use.

3- Characteristics of the air vessel in the system: Volume, type pre-charged pressure etc.

4- Operation method of the booster set and its algorithm.

It is not possible to determine on an mathematical expression for an absolute solution in such complex system with too many variables. Therefore the available publicity does not mention much but just the general topics.

I preferred the way to analyze the subject in computer environment by simulation. In this simulation software I have written , the behavior of a booster set ,in use consists of the performance of the pumps , specification of an air vessel and the given type and specifications of a operation algorithm while changing the flow in options within a specific period of time is simulated. At the end of the operation the computer gives the obtained maximum , minimum and average pressures in the system, as well as the energy consumption by the booster set and energy to be transferred to the water. By multiplying these two energy values, the system efficiency of this process can be found. Meanwhile it is also indicated how many times each pump starts up. It is possible to choose the most appropriate one by analyzing the same flow- time function on different booster sets in various structures.

In the following sections, first the features of this software will be explained, later some rules concerning choosing the booster sets will be explained by using the results of the simulation which based on some main topics.

The results which were obtained as a summary:

1- The unstable regions should not appear in the working regions of the pumps.

2- A new formula is proposed for calculating the minimum volume of the pressurized membrane tank (Air vessel) . It makes use of the start up and shut down pressures and capacities of the first pump, the volume and precharged pressure of the air vessel and maximum permissible start number in one hour of the first pump . In this manner the best results can be achieved with smaller vessels and the right choice of the system.

3- The use of flow and speed (Frequency) controlled booster sets instead of pressure controlled booster sets ensures the pressure variations to be reduced to the minimum.

4- The choice of the suitable booster set means the choice of the suitable pumps and the suitable operating algorithm.

GAS-LUBRICATED MECHANICAL SEALS APPLICATION CONCEPTS FOR PUMPS, AND BLOWERS

Andreas LANGERMANTEL
Feodor Burgmann Dichtungswerke

ABSTRACT

"Strong interest in a clean environment and in the low-energy operation of complete plants has prompted mechanical seal technology to pursue new avenues. Today, gas-lubricated mechanical seals requiring no liquids whatsoever are used for sealing systems to be pressurised by liquids. The development of this revolutionary sealing technology is based above all the wish to save energy and to use environmentally neutral gases such as air or nitrogen. Non-contacting sliding faces reduce energy consumption considerably while ensuring wear-free operation. This technology is destined to make a major contribution to the protection of our environment in the immediate future and, through the concerted action of machine manufactures, users and official legislation, it will see its leading position strengthened further still."

(Quotation of Werner Schmidhals, Manager Engineering and Sales Mechanical Seals, Feodor BURGMANN Dichtungswerke GmbH&Co, Germany in the BURGMANN book "Gas-lubricated Mechanical Seals")

This presentation explains the technology of the gas-lubricated mechanical seal, considers the diversity of different seal types for pumps and blower applications and describes the benefits for the machine user.

INTRODUCTION

Pumps, blowers and fans are used for technical purposes in all imaginable media, sometimes under the most difficult conditions. The concepts created for sealing the drive shafts are accordingly numerous and come in many different forms. Gas-lubricated mechanical seals are one such sealing concept. The great advantage of these seals is that they run without making contact. Consequently, they are not subjected to any friction and suffer no wear (Figure 1). Gas-lubricated single seals are able to seal off gaseous media cleanly and without environmental nuisance. Gas-buffered double seals, on the other hand, are the right choice for liquids and also for any gaseous media whose leakage to the surroundings has to be prevented for chemical and process reasons or in order to comply with environmental laws.

The general operating principle, Seal types, arrangements, possible applications and an analysis of the operating costs are presented on the following.

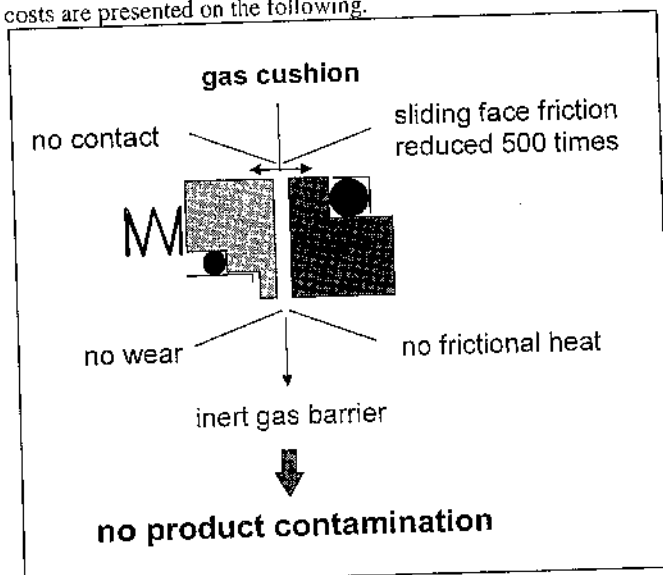


Figure 1: Benefits of gas-lubricated seals

SEALING TECHNOLOGY

Construction Materials and Features

Face materials

- SiC, sintered, pressureless (Q_{11})
- Hard carbon, impregnated with antimony (A)
- Hard carbon, impregnated with resin (B)
- SiC, coated (Q_{19})

Combinations:

Hard/soft, Q_{11} against A or B

Hard/hard, Q_{19} against Q_{11}

Elastomers (examples)

- Fluoride rubber FPM (V)
- EPDM (E)
- NBR (P)
- Perfluororubber

Springs, metallic components

- CrNiMo steel (1.4571) or Hastelloy C-4 (2.4610)

Seal face design

For a gas-lubricated mechanical seal to run without contact and hence without wear it needs a gas film measuring just a few micrometers between its sliding faces. A seal face's geometry has to satisfy special requirements if a stable sealing gap is to be maintained over the complete pressure range (Figure 2).

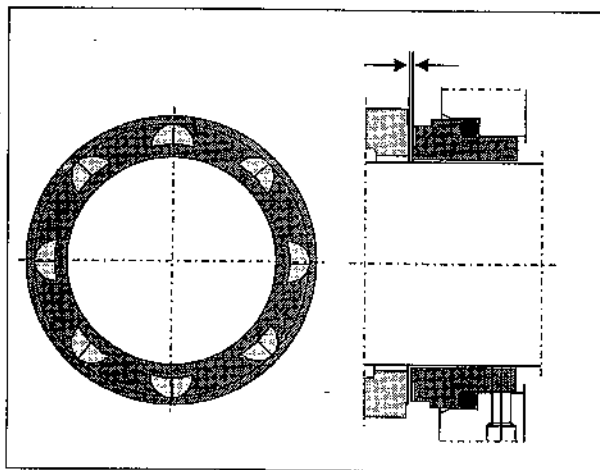


Figure 2: View on a seal with U-Grooves

Selecting the groove form

Various groove forms are available. We shall restrict ourselves to the two groove forms which we consider to represent the optimum solutions:

The bi-directional U-groove and the uni-directional V-groove (Figure 3).

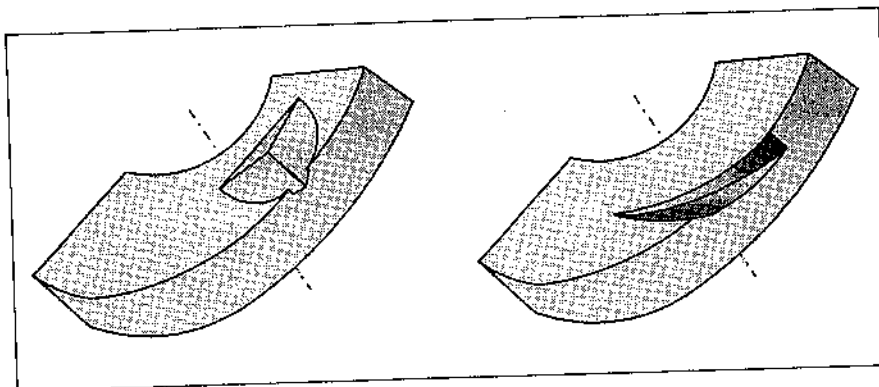


Figure 3: BURGMANN U-Groove & BURGMANN V-Groove design

Seal Types

The single seal

The seal type shown in Figure 4 can be used as a single seal to seal off environmentally harmless gases. It has a rotating seal face and a stationary seat. A buffer gas supply is not required. In this case the gaseous medium plays the role of separating and lubricating the sliding faces. The main applications for this type of seal are to be found among fans and blowers

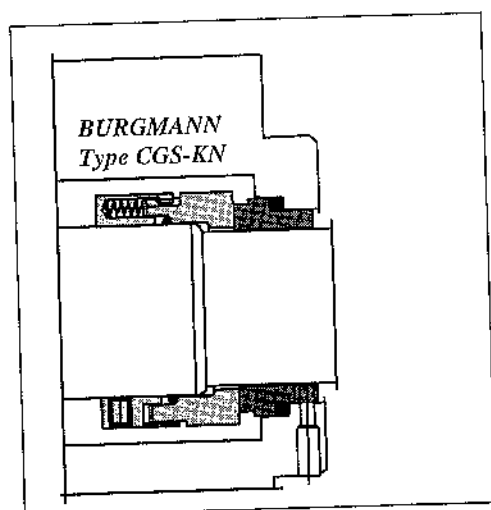


Figure 4: Gas-lubricated single seal

Gas-lubricated single seals are also widely used as safety seals to back up other sealing systems. A safety seal has to respond and function automatically when the primary (main) seal fails. Several years may pass before this happens.

In the meantime the safety seal must not suffer any wear or be consumed in any other way. These requirements are met by a gas-lubricated seal.

Gas-buffered double seals

In the case of gas-buffered double seals, a gas barrier with a higher level of pressure is introduced between the process medium and the atmosphere. This seal arrangement has to be used for all media which are not allowed to enter the environment for chemical, process or environmental reasons (Figure 5).

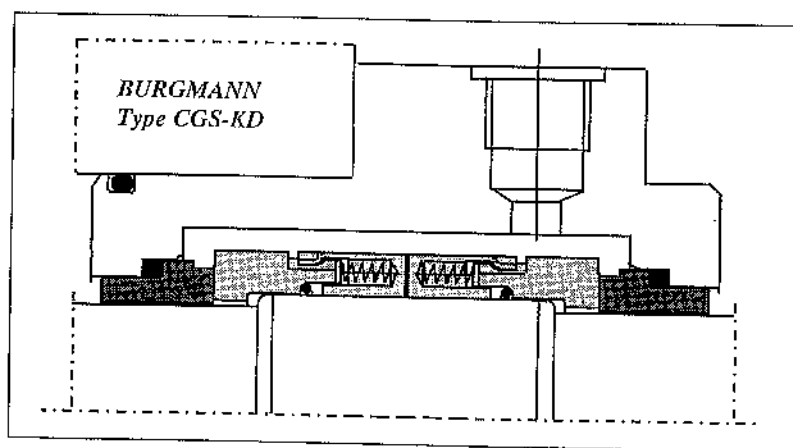


Figure 5: Gas-lubricated double seal in back to back arrangement

Gas seals for media containing solids

Flexible stator design mechanical seals are used in this case the same way as conventional mechanical seals. While the seal on the product side rotates in the product, the springs in the stationary unit are unable to make contact with the product. As double seal arrangements these systems are particularly ideal therefore for liquid or gaseous media containing solids (Figure 6).

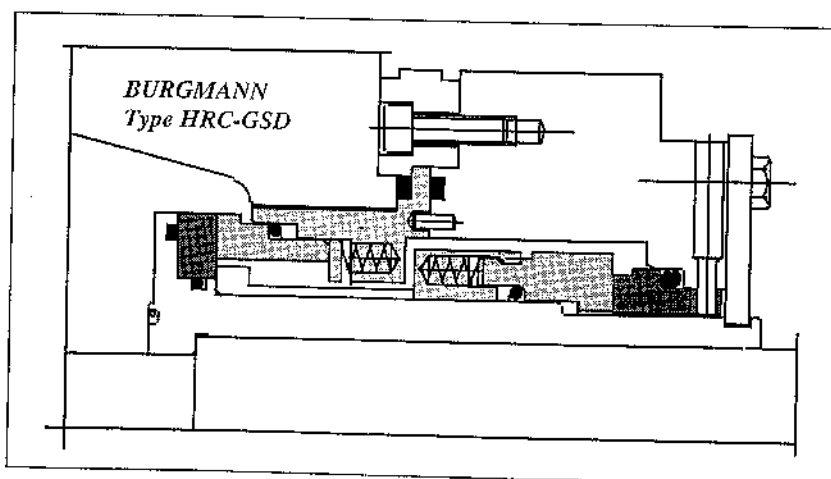


Figure 6: Gas-lubricated double seal with a stationary seal face on the product side

Cartridge gas seals for stuffing box installation spaces

The arrangement shown in Figure 7 was developed in order to be able to exploit the advantages of a gas-lubricated seal in very small seal installation spaces, e.g. spaces originally intended for a 10 mm (!) braided packing.

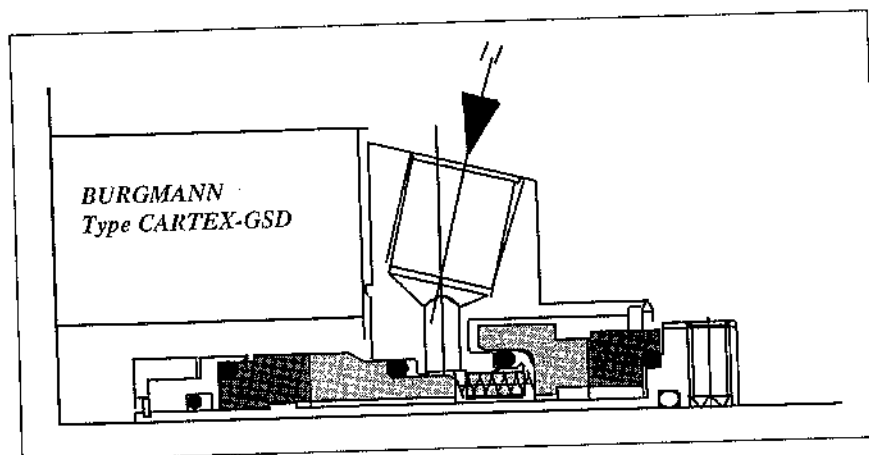


Figure 7: Gas-lubricated double seal cartridge unit with a stationary seal faces

Short-length double seals in face-to-face arrangement

Figure 8 shows a compact gas-lubricated double seal suitable for high speeds. The particularly short design was made possible by using one common rotating seat for both the product and the atmosphere side. This face-to-face arrangement is constructed as a cartridge unit with double balancing and possesses all the advantages associated with the stationary version.

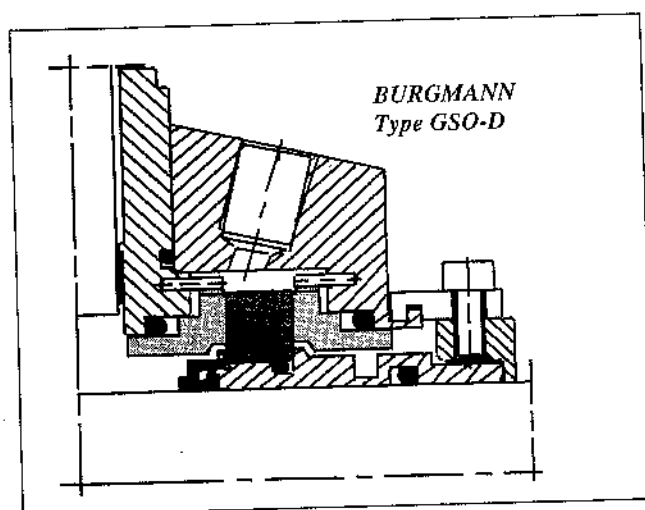


Figure 8: Gas-lubricated double seal cartridge unit for short axial spaces

Gas-lubricated metal bellows seal

The mechanical seal's operating temperature limits are fixed by the elastomers available on today's market. It is possible, however, to dispense with dynamically loaded secondary seals and hence with elastomers if metal bellows are used as a spring-element.

With this design there is no risk of the seal face "catching" due to increased O-ring friction. Sealing elements made of pure graphite or PTFE can be used as static secondary seals (Figure 9).

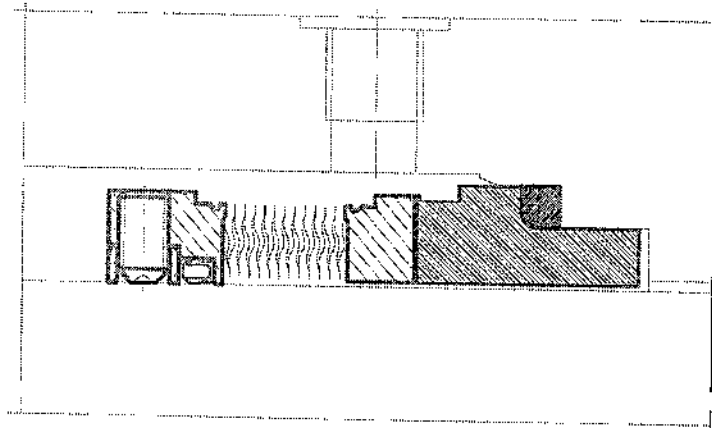


Figure 9: Gas-lubricated metal bellows seal

Gas Supply Systems

Introduction

A complete sealing system consists of a gas-lubricated mechanical seal and a gas supply system designed to match the mechanical seal layout.

Proper operation of the working machine depends on the gas supply system, the choice of seal arrangement, specification of the seal monitoring system, a reliable supply of buffer gas and its preparation and conditioning.

Using gas as buffer medium with gas-lubricated mechanical seals results in an attractive overall cost structure compared with conventional systems, which means that in future this solution will be the preferred choice for many applications. The non-contacting operation of gas-lubricated mechanical seals, the working machine's far lower drive requirement and the longer seal life speak for themselves.

The gas supply system has to be designed in accordance with the selected seal type to perform the following functions:

- Supplying the seal with flushing gas
- Monitoring the seal function
- Measuring the flow rate
- Monitoring the gas supply pressure levels
- Controlling the flow rate
- Removing the leakage gas to the flare

- Controlling the flow rate

- Removing the leakage gas to the flare

For these functions to be performed, the user has provide a supply of buffer gas at a suitable pressure and rate. In the most simple case the seal is supplied (normally) with nitrogen from a gas network already installed at the plant.

Operating principle (Figure 10)

Gas drawn from the nitrogen network is filtered to keep any impurities away from the seal, measuring devices and instruments. The filter unit has a nominal gauge of 5 μm , i.e. the maximum permissible particle size if smaller than the gap between the sealing faces. Simple filters are used as standard, but reversible double filters are also possible for higher demands. If the filter has to be monitored, an optical indicator or an electric contact is used for the purpose. A pressure reducing valve adjusts the buffer pressure to the required value where the pressure in the gas network is higher than the required buffer pressure.

Buffer gas consumption is indicated by means of a flow meter. In the event of an incident, i.e. failure of the buffer gas supply, a check valve prevents product flowing into the buffer gas network.

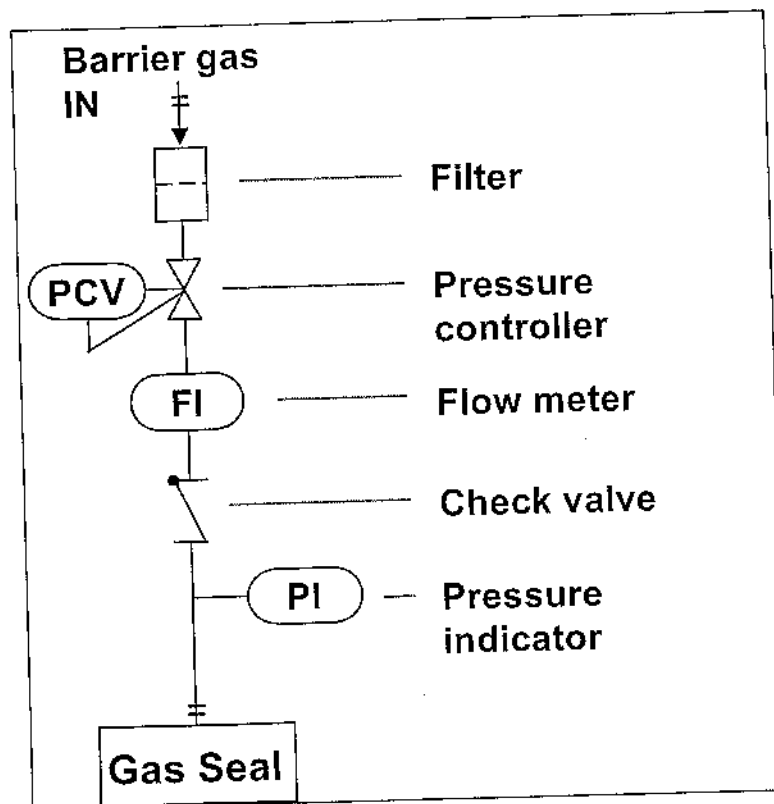


Figure 10: Basic design of a gas supply system for pump seals
Gas supply system for pump seals (Figure 11)

All the measuring instruments can be equipped with additional contacts or switches to trigger an alarm.

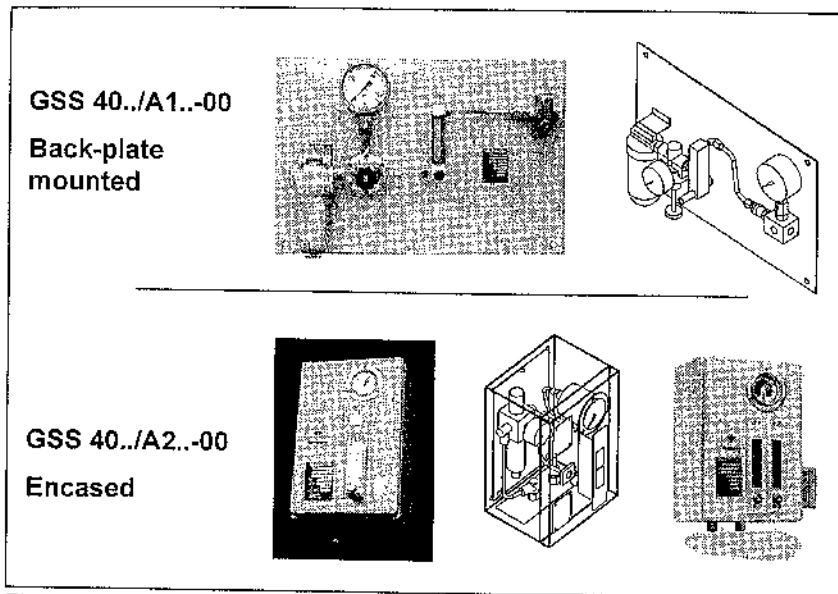


Figure 11: Individual solutions of Gas supply system for pump seals
Special applications

Integrated pressure booster pump

Although a supply network for buffer gas is available, it sometimes happens in practice that the pressure level is lower than the required buffer pressure. The gas supply system with integrated pressure booster is designed for such cases.

A piston pump powered with gas from the supply network raises the pressure level of the buffer gas to comply with the required buffer gas pressure (Figure 12).

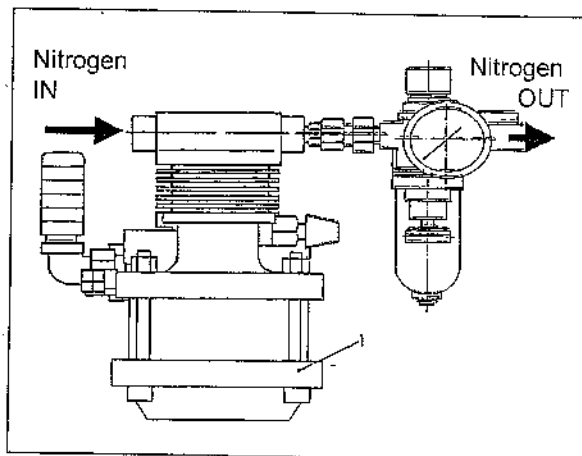


Figure 12: Pressure booster pump

Gas supply systems with gas separation

When gas-lubricated seals are used in liquid pumps, buffer gas is conveyed into the product. In the majority of applications this gas has no repercussions for the further process. For those cases where this

effect is unwelcome, the buffer gas entering the product can be removed again by means of a gas separation device developed by BURGMANN (Figure 13).

A separation device is installed upstream from the mechanical seal on the product side and prevents the flow of buffer gas from entering the pump compartment. The pump ring forces the gas to flow to the venting bore. The gas flows to the separation tank from where it is then discharged. To ensure reliable removal of the gas, the gas removal tank is connected to the suction side of the pump.

The two-phase flow thus produced between the gas removal chamber and the separation tank conveys the gas reliably out of the sealing compartment.

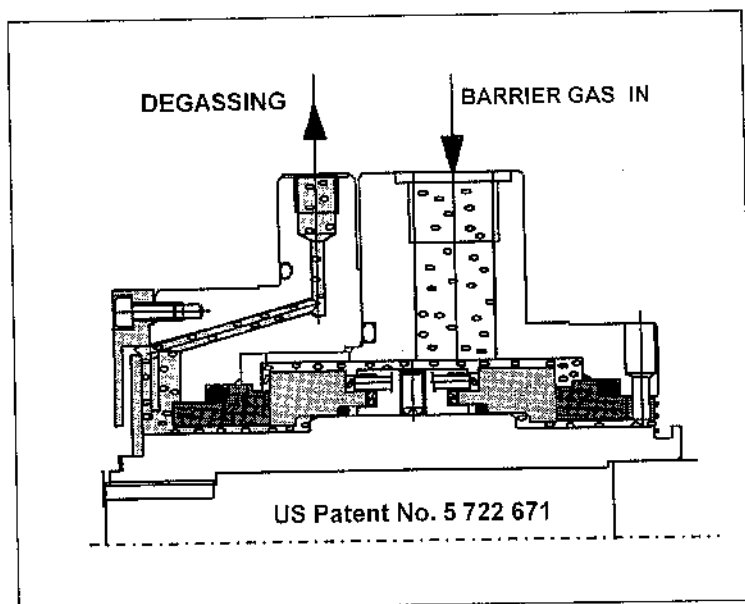


Figure 13: Patented Gas-Separation-Unit

Material selection

Gas supply systems for pump seals are built as simple designs with brass components. This is always possible when the systems are pressurised only with nitrogen and non-ferrous metals are permitted.

For special applications in the chemical industry and applications in highly aggressive atmospheres it is necessary to use only stainless steels.

Buffer gas consumption

The consumption of buffer gas is generally very low. The diagram (Figure 14) shows how much buffer gas is consumed by a double seal with gas grooves which are independent of the direction of rotation. This is a good basis for calculating the likely operating costs.

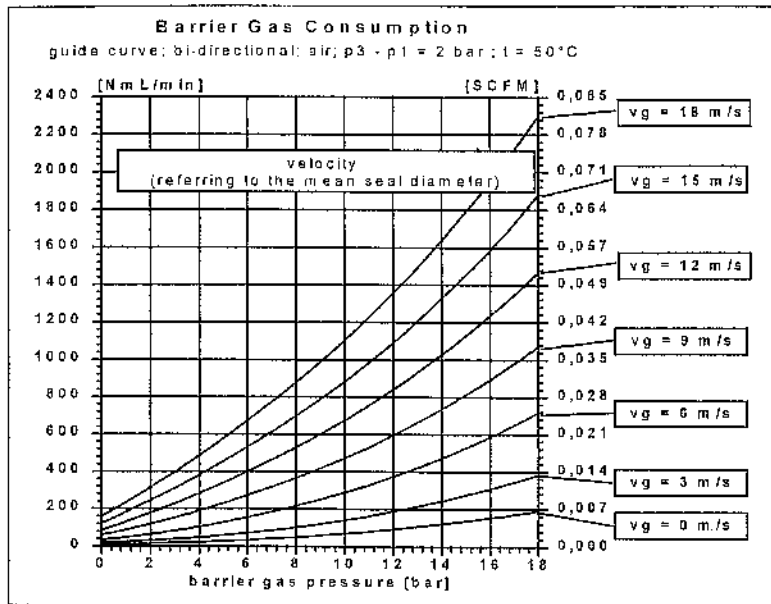


Figure 14: Total buffer gas consumption of a bi-directional double seal

Operating cost analysis

The decision in favour of a certain sealing system depends generally on several factors such as purchase price, operating costs, working life, maintenance and repair effort. What is also important, in addition to the cost of the sealing system itself, is the cost of any essential buffer system for double seals.

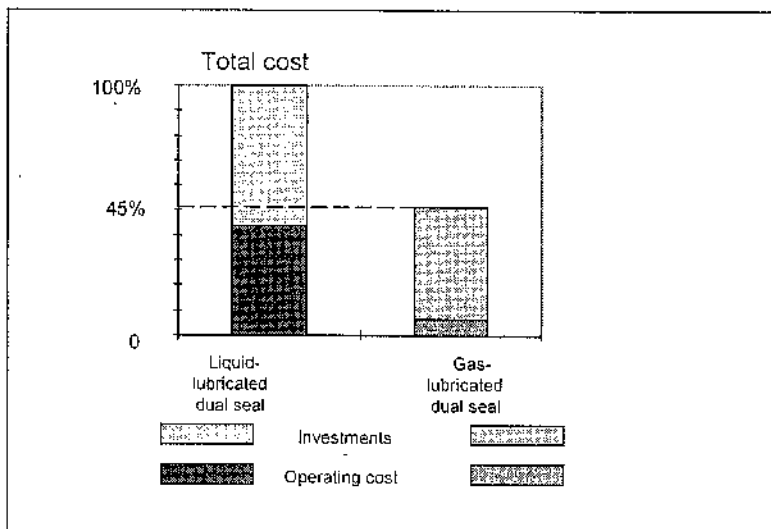


Figure 15: Comparison of the operating costs

A feasibility study compared the outlay for a conventional liquid-lubricated double mechanical seal plus conventional buffer system with that for a gas-lubricated double seal with buffer gas supply (Figure 15).

DGS UYGULAMALARI VE PRENSİPLERİ

Hakan SOZAN
Tüpraş Kırıkkale Rafinerisi

ABSTRACT

The liquids and gases, i.e. fluids, used in industry are held in closed systems and are transported with pipe lines to many different reaction vessels. Today, the majority of these fluid-filled rotary machines such as pumps, compressors and agitators use mechanical seals. The technical challenges facing the mechanical seal designer is to achieve an optimum combination of design, configuration and material selection in order to operate plants with zero emissions and less energy consumption. Conventional mechanical seal designs for sealing gases, i.e. non-lubricating media, or environmentally harmful fluids have to be configured as multiple seals and be pressurized with a suitable buffer medium.

Today, gas lubricated mechanical seals requiring no liquids whatsoever are used for sealing systems which previously had to be pressurized by liquids. Gas lubricated mechanical seals are one such sealing concept. The great advantage of these seals is that they run without making contact. Consequently, they are not subjected to any friction and suffer no wear. Gas-lubricated single seals are able to seal off gaseous media cleanly and without environmental nuisance. Gas buffered double seals, on the other hand, are right choice for liquids and also for any gaseous media whose leakage to the surroundings has to be prevented for chemical and process reasons or in order to comply with environmental laws.

1. INTRODUCTION

Bir mekanik sealin ömrü temas sürtünme etkilerini minimuma indirebilmeye bağlıdır.

Doğru olmayan dizayn ve yanlış malzeme seçimi ile bir seal çok çabuk bir şekilde, temas halinde sürtünmeden oluşan, termomekanik etkilerden dolayı aşınır. Temas sürtünmesi, büyük oranlarda da azaltılan seal 'larda aşınma ihmal edilebilecek kadardır ve seal ömrü normal seal 'lerin birkaç katıdır.

Uzun ömür, temas sürtünmeyi elimine eden teknolojinin sadece bir faydasıdır.

Double seal uygulamalarında bu daha çok önemli bir fonksiyon olan, proses akışkanının atmosfere tamamen kaçmasını önleyen bir özellik olarak karşımıza çıkar.

Spiral Groove teknolojisi ile verimli düşük maliyetli ve güvenilir pompalar ve kompresörlerin kimya sektöründe kullanılması mümkün olmuştur.

Spiral Groove Seal'ler akışkanlar mekanik prensiplerine göre çalışırlar. İsminden de anlaşılacağı üzere , bu teknoloji ,spirale kanal şeklinde sert yüzey malzemesi üzerine açılmış oyukların içine ekipman dönmelerinden dolayı gazın hücum etmesi ve bu bölgede sıkışarak basıncının artması prensibine dayanır.

Sealing dam bölgesinde gaz genişler. Buradaki gaz film basıncı seal'in kapatma (yay) basıncından daha büyük açma basıncı oluşturarak ,iki yüzeyin birkaç mikron ayrılmasına neden olur.

Duruş anında ,yay kuvveti boyunca bulunan Hidrostatik kuvvetler, yüzeylerin kapanmasına neden olur. Seal balansı ve Spiral Groove dizaynı ile her duruş ve kalkışta yüzeylerin zarar görmesi engellenir.

Groove'lar, normal olarak birincil ringin dışına doğru, basıncı bu bölgede tutmak için dizayn edilir.

Bariyer gaz olarak genellikle birçok kimyasal plant'lerde hazır olarak bulunan azot veya uç noktada filitrelenmiş enstrüman havası kullanılır. Buffer gaz basıncı maksimum ürün basıncının yaklaşık 20- 30 psig üzerinde olmalıdır.

Azot tüketimi double gas seal'ler için oldukça düşüktür. Tüketim direkt olarak boyutlara, hıza ve seal yüzeyi boyunca diferansiyel basınca bağlıdır.

2. SAYILABİLİR AVANTAJLAR,

Diğer sızdırmazlık metotları ile karşılaştırıldığı zaman sürtünmesiz gazlı Seal'lerin verimleri oldukça yüksektir. Mükemmel bir ,sızdırmazlığı minimum bir enerji ile sağlar Sürtünmeye harcanan enerji minimum seviyededir.

Klasik bir double seal ,double gaz seal'la değiştirildiği zaman, sürtünmeye harcanan güç size'a hız ve diferansiyel basınca bağlı olarak %20 ile %50 arasında düşer.

Magnetik Drive pompalarda tasarruf çok daha fazladır.

Çünkü spiral groove teknolojisi sürtünmeyi ellimine ettiği için soğutma sistemine ihtiyaç yoktur.

Seal ömürleri klasik ve Gas sealler için farklıdır. Çok zor şartlar altında çalışan ve klasik seal kullanan ekipmanların sealleri her yıl veya iki yılda bir değiştirilme ihtiyacı doğurur, fakat gas seal'lerde bu süre en az beş yıldır.

Gaz lubricated seal'ler aynı zamanda çok komplikle kontrol sistemlerine ihtiyaç duymazlar. Bariyer gazı kontrol eden bir sistem bir seferde 4-5 pompayı birden kontrol edebilir.

Temassız gaz lubricated seal ile proses akışkanının herhangi bir arızada kaçırması söz konusu değildir. Duruş anında eğer azot basıncı kaybolursa iç (inboard) seal kapalı kalır. Matting Ring yerinde kalır ve O-Ring ürünün bariyer bölgesine geçmesine engel olur. Genelde gaz seal bakımı O-Ring'lerin değişimini içerir.

Bakınız şekil 1 (Gas lubricated tandem seal)

3. SANTRİFÜJ KOMPESÖRLERDE DGS UYGULAMALARI

Petrokimya ve Rafineri sektöründe kullanılan birçok santrifüj kompresörün sızdırmazlığı yağla yapılır. Bu sistemlerde yağın kompresöre girişi ve kompresörden çıkışı sağlanmalıdır. Yağ akış miktarı ,sızdırmazlık basıncı hız ve sealin kendi dizayn parametrelerine göre her iki seal için 7-25 m3/h civarındadır.

Silindirik bushing tip bir liquid film seal'in resmi ekte gösterilmiştir.

Bakınız fig. 2 (Liquid film shaft seal with cylindrical bushing)

Yağ dışarıdan uygun basınç, debi ile seal'a girer ve seal yüzeylerinin bulunduğu shaft boyunca akar. Atmosferik tarafa doğru akan yağ genelde yatak yağ dreyn bölgesine yakın bir yerde toplanır.ve seal oil konsoluna geri döner.

Proses tarafına doğru giden yağ, temiz buffer ortamı veya sıkıştırılacak gaz ile karışır ve dreyn sisteminde tutulur. Bu yağ bir miktar çözülmüş gaz içerir .Yağın ana seal oil tankına dönmenden önce gazdan arındırılması gerekir. Bazı servislerde bu yağı tekrar kullanma risk edilmez ve yağ gazdan arındırılmadan atılır.

Bazı kompresör üreticileri mekanik kontak yüzeyleri veya pumping ring kullanmak sureti ile iç seal kaçacağını minimize etmeye ve tüketimleri azaltmaya çalışırlar..

Bakınız fig. 4 (Early tandem package gas seal)

Bazı seal dizaynlarında mekanik kapama sistemi özellikle soğutma servislerinde pahalı veya tehlikeli zehirli gazların start-up'tan önce veya shut-down'dan sonra sistemden kaçmasını önlemek için kullanılır.

Seal dizayn ve detaylarına bakmaksızın bu tip bütün seal'lerden proses'e yağ kaçma riski vardır. Ve aşağıdaki özelliklere sahiptirler.

- a) Çok geniş yağ temin ve dreyn sistemleri (API 614)
- b) Çok azda olsa sürtünme güç sarfiyatı

- c) Bariyer yağında çözünbilecek kadar gaz kaybı (10 - 50 NM³/h)
- d) Bir yatak gibi rol oynayarak rotor dinamiğinde istenmeyen upset'lerc neden olmak
- e) Çok yüksek toleranslarla çalışıldığından rotoru tahrip edebilecek upset durumları ihmal edebilmek
- f) Gazın içeriğine karşı hassas değildirler. Yağa karşı uygun olmayan gazlar için ayrı bir inört buffer gaz kullanmak gerekebilir.

4. DRY GAZ SEAL'LERİ

Liquid bariyer sızdırmazlık sistemine alternatif sızdırmazlık sistemi dry gaz seal sistemidir. Bu teknoloji uçak endüstrisinde 1940 yıllarında uygulanmaya çalışılmıştır.

Ticari kompresörlerde ilk uygulaması 1950'lerde olmuştur.

Dry gaz seal'lerin kesit görünüşü birçok pompada kullanılan likit seal kesit görünüşüne benzer. Pompalarda olduğu gibi sızdırmazlık bir düzlem üzerinde dönen safta dik olarak sağlanmıştır.

Fakat gaz seal'lerin operasyonu oldukça farklıdır. Seal; seal yüzeylerini yağlayan ve yüzeylerin sürtünmesinden oluşan ısıyı taşıyan yüksek ısı kapasitesine sahip soğuk akışkan (yağ) olmadan çalışmak zorundadır. Aynı zamanda kaçak çok düşük seviyelerde olmalıdır. veya dizayn ekonomik olarak etkili değildir.

Seal tasarımcıları bu temas ve tolerans problemlerini birincil seal yüzeyini şekilde belirtilen dört değişik şekilden biri ile biçimlendirerek çözmüşlerdir.

Bakınız fig. 3 (Common face designs for dry running seals)

Bu yüzey dizaynının açıklayıcı isimleri vardır. Bunlar flat pad stepped pad, tapered shoe pad ve spiral groove dur. Sadece flat pad her iki dönme yönünde çalışır. Bu yüzey dizaynının aynı zamanda operasyon anında toleransı ve iki yüzeyin ayrılmasının sağlamak için biraz pozitif enjeksiyon gaz basıncına ihtiyaç vardır.

Diğer tip seal'ler sadece tek yönlü çalışır. Bu yüzey şekil değişiklikleri değişik kaçak miktarlarına, operasyon sıcaklığı ve basıncı limitlerine neden olacağı için performans açısından bu özellikler özel uygulamalarda göz önünde bulundurulmalıdır.

Yüzey üzerindeki şekillerin derinlikleri resimde abartılarak gösterilmiştir. Adımlar (steps) veya kanal (groove) derinlikleri 0,04 ila 0,3 mikron arasındadır. Esas ölçüler üretici firma dizayn ve tecrübesine göre değişir ve üretici firmaya aittir.

Yüzeydeki pad şekillerinin fonksiyonu saft dönmeye başladığı zaman kontrollü bir biçimde yüzeylerin kalkarak ayrılmasını sağlayarak kaçak miktarını minimize etmektir. Gerçekte bu şekiller bir gaz yatağı görevini görür ve her iki tarafta yüzeyler arasındaki toleransı ve kaçak miktarını kontrol etmek sureti ile çalışırken temas yolu ile oluşacak ısı oluşumunun ve aşınmayı önler.

Aynı zamanda seal dam'leri saft dönmediği zaman tamamen kaçığı önler. Yüzeylerin düzgünlüğü ise ışık bantları ile ölçülür.

Ekteki figür bir gaz kompresörünün çıkış tarafına monte edilmiş tipik bir Gaz Seal montajını göstermektedir.

Bakınız fig. 5 (Gas seal installed)

Bu seal bir single sealdır ve duran birincil yüzey (stationary primary face) bir kartuşun içerisine ve shaftın uç kısmına oturtulmuştur. Bunun karşısında dönen yüzey (rotating mating face) ise shafta monte edilmiş bir sleeve 'e bağlanmıştır. Ve üzerindeki O-Ring ikincil seal görevini görür. Bu tip primary face'ler kompresörlerdeki yüksek hızlara uygun olduklarından çok sıkça kullanılırlar. Seal komponentleri'nin seal içindeki hareketleri ve kütleleri ,eksantrikliğe ve misalignment'a yüksek hızlarda oldukça iyi uyum sağlar.

Basınç balansına karşı dinamik reaksiyon ve yüzey ayırma kuvvetleri bu seal'in aşırı kaçakla çalışmamasının sırrıdır.

Bu yüzden matting face şaftla beraber döner. Fonksiyon ve terminoloji olarak kompresör portları'nın klasik seal kullananlarla benzerlik gösterdiğini göz önünde bulundurmak gerekir.

Buradaki balans hattı klasik seal kullanan kompresörlerde olduğu gibi kompresörün emme ve çıkış tarafındaki basıncı balansılamaya yarar. Bu yolla seal sadece kompresör emiş basıncına karşı veya shut-down esnasında settle out basıncına karşı çalışır.

Filtrelenmiş gaz enjeksiyon portu kirli ve zehirli gaz basan ve yağlı seal kullanan kompresörlerin buffer port'u ile aynıdır. Yağlı seallerde proses kaçağı eğer gerekli ise yağla birlikte seal treplerine gelir. Birçok yağlı seal uygulamalarında buffer-purge ile lipseal genellikle gerekli değildir.

Fakat gaz seallerde uygun bir şekilde görevini görecektir ve mikrometre mertebesinde derinliği olan seal'i koruyacak temiz gaz kullanılmalıdır.

Birçok kimya ve Rafineri tesislerinde seal yüzeyinin ön tarafına temiz gaz enjeksiyonu temin edecek özel basınçlı gaz sistemleri olması gereklidir.

Soğutucu sistemlerinde olduğu gibi basılan gaz temiz ve buffer sistemi kullanılmadan bir sızdırmazlık sağlanabilse bile kompresör çıkışına sealere temiz gaz gittiğinden emin olmak için 5 mikron filtre sistemi monte etmek gereklidir.

Seallere verilen gazın basıncı, seal basıncından yaklaşık 1 - 3 kg/cm² yüksek olmalıdır. Ve bu basınç bir diferansiyel basınç kontrol valfi ile kontrol edilmelidir.

Tipik gaz seal destek sistemi şematik olarak aşağıda belirtilmiştir.

Bakınız fig.6(Typical gas seal support system.)

Bu gaz support(destek) sisteminin iki önemli fonksiyonu vardır. Birincisi atmosfere birinci seal'den kaçak olmayacağı konusunda güven vermesi, ikincisi de birinci seal'in arıza vermesi durumunda ikinci seal'in görev yapmasıdır. Bu tip seal'ler genellikle basılan gazın çok zararlı veya çok zehirli olduğu durumlarda kullanılır.

Bazen seal kartuşunun uzunluğu tandem seal kullanmaya uygun olmayabilir. O zaman en iyi çözüm double seal kullanmaktır.

Double seal uygulaması için uygun bir proses ,azot gibi zararlı olmayan ve basıncı proses gaz basıncının üzerindeki olan bir purge gaz gerektirir.

Bu tür uygulamalarda prosese ve atmosfere çok küçük miktarlarda kaçak söz konusudur.

Gerçek kaçak miktarı seal yüzey dizaynına ve uygulamadaki gaz basıncına bağlıdır. Double seal uygulaması birçok orijinal uygulamalar için çok uygundur.

5. DRY SEAL SUPPORT SİSTEMLERİ

Tipik bir gaz seal sistemi ekte belirtilmiştir.

Bakınız fig. 6 (Typical gas seal support system)

Şekilde her iki tarafında single gaz seal kullanan beam type proses gaz kompresörü için gerekli olan seal gaz support sisteminin kontrol ve borulaması görülmektedir. Sistem çok geliştirilmiş görülmesine rağmen klasik liquid film kullanan seal'lerden çok komplike ve pahalı değildir.

6. SİSTEMİN ANA ELEMENTLERİ

TEMİZ GAZ TEMİN VE KONTROL: Liquid film tipli kompresörler gibi gaz kaynağı kompresörün çıkışıdır. Ve buradan alınan gaz uygun bir filtrasyondan geçirilir. Veya seal basıncından 15 -45 psi (1 -3kg/cm²) yukarı basıncıta ayrı bir uygun gaz temin edilir. Genellikle 5 mikron seviyesinde bir filtrasyon gereklidir.

KOMPRESÖR EMİŞİNE REFERANS HATTI; Kompresör emişine,

- *Diferansiyel kontroler'i çalıştırmak için bir referans hat
- *Emniyetli bir atık için vent (sadece zararlı servislerde)
- *Atık Seal gazın venti için bir referans hattı.Bu hat aynı zamanda butter gaz enjeksiyonu için diferansiyel basınç kontrolörünü çalıştıracak sinyalin alındığı hattır.
- *İstenilen atık seal gaz vent basıncının 1&1,5kg/cm² üzerindeki basıncı olan temiz ve kuru bir buffer gaz .Bu gaz genellikle azottur. Küçük proses gaz kaçaklarını emniyetli bir biçimde atmosfere bırakıldığı tüm zararsız sistemler için gerekli değildir.

Seal içinden akan buffer gaz aynı zamanda seal'in soğutulmasına ,proses gazı içindeki partiküllerin seal içine girmesine engel olmaya yarar.

Özet olarak bir dry gas seal ve seal support sistemi kendine özgü şu özellikleri sahiptir.

- *Sade gaz temin ve kontrol sistemi
- *Çok düşük sürtünme güç kaybı
- *Çok düşük gaz kaçağı (1 - 10 Nm³/h) (her bir seal için)
- *Rotorun radyal ve axial yöndeki hareketlerine karşı hassas değil
- *Relatif olarak seal edilen gazın karakterine karşı hassas değil.
- *Gazlar filtrelenmiş veya buffer olabilir.
- *Rotor dinamiğine gözle görülür bir etki yok.

Çoğu gaz kompresyon uygulamalarındaki dry gas seal sisteminin klasik sızdırmazlık teknolojisine kıyasla çok önemli avantajları vardır.

Her iki seal ve support sisteminin kendine özgü özellikleri ve bunların birbirinden önemli büyük farklılıkları vardır.

Öncelikle seal ve seal support sistemleri oldukça farklıdır.

Yağlı sistemlerde seal maliyeti 100.000 - 300.000 \$ arasında değişen bir yağ temin, gaz ayırma ve dönüş sistemi, ayrıca bunu monte etme temizleme ve devreye alma içinde yüksek maliyetler gerektirmektedir. Aynı zamanda support sisteminin operasyon ve bakım maliyetleri ile burada kullanılan azot dry gas sistemi için gerekli olandan çok daha fazladır.

Yağ pompa motorları (veya türbinleri) çok fazla miktarlarda enerji harcarlar, yağ soğutucuları için çok yüksek miktarlarda soğutma suyu ve tüm sistem rutin bir bakım gerektirmektedir.

Filtre elemanları zamanında değiştirilmeli, soğutucuların tüpleri temizlenmeli ve pompa sealleri değiştirilmelidir.

Öte yanda gaz seal support sisteminin çoğu uygulamalardaki maliyeti 50.000 -100.000 \$ arasındadır. Ve bu support sisteminin birkaç kontrol vanası ve çok az miktarda switch ve gage'i vardır. Filtre elemanları zamanı gelince değiştirilmelidir. Fakat diğerine nazaran daha ucuzdur. Tüketim maliyetleri çok az miktarda N₂ (azot) veya diğer buffer gazdır.

Bunlarında maliyetleri pompaları çalıştırma ve sistemi soğutma maliyetinden çok düşüktür.

İkincil olarak sistem içindeki güç kayıpları çok farklıdır ve en az olanı gaz seal içindir. Yağlı sistemde sadece yağ pompası için enerji gerekmez aynı zamanda seal'lerdeki enerji kaybını da göz önüne almak gerekir.

Bu enerji kaybı her bir seal için yaklaşık 3 - 15 kw arasındadır. Gaz seal'a harcanan enerji yağlı sistemlere harcananın yaklaşık %10'u kadardır.

Gaz seal'lerde bir miktar gaz kaçağına müsaade edilir .fakat basılan gazın değerli veya çok zehirli olmadığı durumlarda ihmal edilecek kadar azdır.

Sonuç olarak dry gaz seal'in operasyon karakteristikleri bunu kullanmak için oldukça iyidir. Her iki seal'in rotor problemlerine ve gaz karakterlerine uygunluğuna göre hassasiyetleri hemen hemen aynı iken rotor dinamiğinde meydana gelebilecek bir probleme karşıda gaz sealler kesinlikle daha uygundur. Bazı klasik yağlı sistem kullanıcıları yağ seallerinin ayarsızlığından (misalignment) dolayı yüksek vibrasyon ve bazen istenmeyen duruşlarla karşılaştıklarını bildirmişlerdir. Bu tür sealleri olan kompresörler stabil operasyon şartlarına ulaşmadan önce yeniden dizayn edilmişlerdir.

Her iki sistemi kapsayan bu karşılaştırmalar dry gaz seal'in uygulanabildiği yerlerde daha avantajlı olduğundan göstermiştir. Öncelikle yatırım, işletme ve bakım maliyetleri gaz seal kullanan birçok kompresör uygulamalarında çok düşüktür.

Hassas proses uygulamaları ve katalist gibi etkenlerden dolayı sistemde katalistin zehirlenmemesi için çok küçük miktarlarda bile yağa müsaade edilmeyen uygulamalarda dry gas seal uygulamaları proses açısında da avantajlar sağlamıştır.

7. STANDART UYGULAMALAR

Dry gaz seal uygulamaları şu şekilde standardize edilebilir.

- Eğer basılan gaz yumuşak ve zehirli değilse tandem seal kullanılabilir. Inboard ring asamblesi kompresör emiş basıncını seal eder. Buffer gaz filtrelendir ve kompresör içindeki resirkülasyon bir labirent tarafından sınırlanır. Bu akış seal'i soğutur ve proses gazı içindeki katı partiküllerin seal içine girmesine engel olur.
- Eğer zehirli olmayan buffer gaz prostece kirlenmelere neden oluyorsa seal içine enjekte edilen buffer gaz minimumda olmalıdır. Double seal uygulaması bu tür sistemler için seçilebilir. Inboard ring asamblesi gazın kompresöre girmesini engeller outboard ring'de atmosfere kaçağı engeller Outboard ring double olmadığından bu uygulama düşük basınçlarda verimlidir. Inboard ring asamblesi ters basınçlarda çalışmayacağından burada mutlaka buffer gaz kullanmak gereklidir.
- Eğer proses gazı zehirli ise fakat polimerize olması mümkün değilse buffer gaz ile tandem seal uygulaması öncelikle seçilmelidir. Eğer bu buffer gaz proses basıncı ile aynı basınçta temin edilemiyorsa labirentli tandem seal kullanmak tercih edilir. Inboard assy.filtrelenmiş proses gazını kullanarak sızdırmazlık sağlar. Outboard assy yumuşak ve düşük basınçlı buffer gaz ile beslenir. Bu buffer sistemi zehirli gaz kaçağının flare sistemine süpürülmesini sağlar.

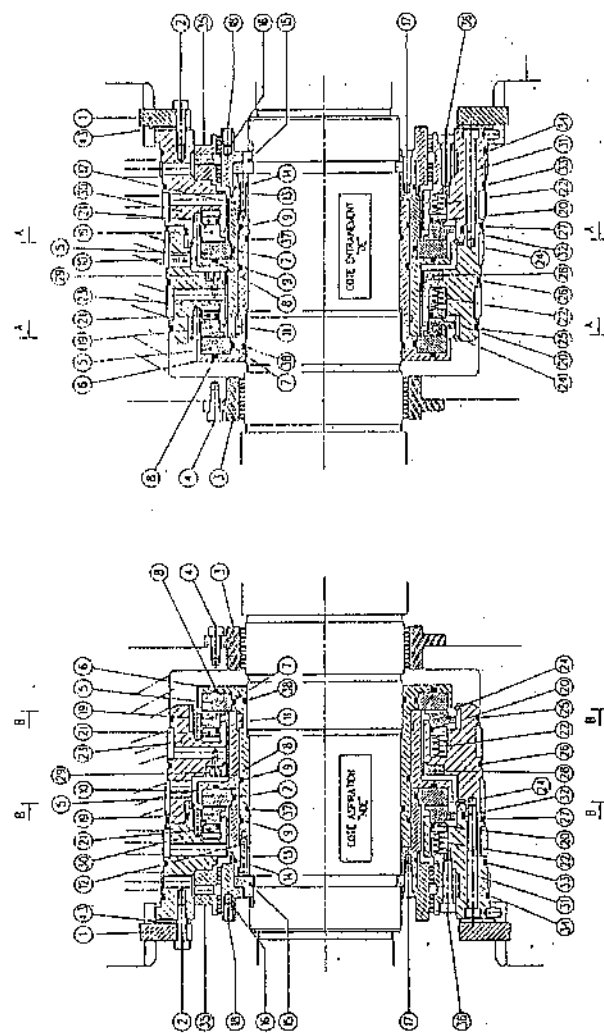
8. ROTOR DİNAMİĞİ

Dizayn aşamasında seal'in hareketli (dönen) parçaları rotor dinamiğinin analizi açısından dikkate alınmalıdır. Sealin saft ucuna monte edildikleri yerdeki ağırlıklarının kompresörün kritik hızında oldukça önemli etkisi vardır.

Kompresör saftına monte edilen komponentlerin toleransları ,sıkı geçme durumu ile seal kartuşunun montajı ve bunlara ilaveten rotorun stator içindeki axial ve radyal yöndeki hareketi başarılı bir operasyon için ana unsurlardır.

Kompresör imalatı esnasında rotorun dinamik balansı ve dönme hızları vakum altında nominal hızlarda yapılır. Yedek seallerin balansı da oldukça önemlidir. Herhangi bir seal arızası söz konusu olduğu zaman yedek seallerin sahada mümkün olduğu kadar çabuk balans makinasına ihtiyaç duymadan değiştirilmesi gerekmektedir. Seal değiştirirken bununla ilgili prosedürlerin çok titizlikle takip edilmesi gerekmektedir.

Settling



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24

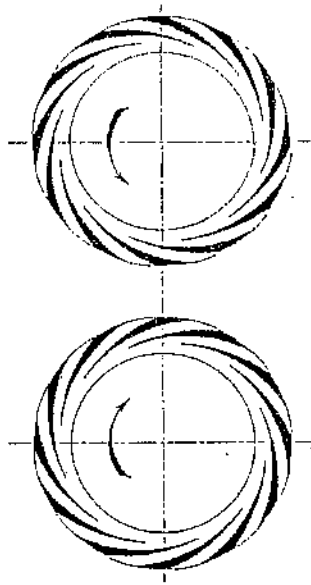
1. TITLE: **SETTLING TANK**
 2. DRAWING NO.: **8-50340**
 3. PROJECT NO.: **8-50340**
 4. DATE: **10/1/50**
 5. DESIGNED BY: **W. H. B. 10/1/50**
 6. CHECKED BY: **W. H. B. 10/1/50**
 7. APPROVED BY: **W. H. B. 10/1/50**
 8. REVISIONS: **1**
 9. MATERIAL: **STEEL**
 10. QUANTITY: **1**
 11. WEIGHT: **100**
 12. PRICE: **100**
 13. TOTAL: **100**
 14. COMMENTS: **SEE DRAWING FOR DETAILS**
 15. NOTES: **SEE DRAWING FOR DETAILS**
 16. SCALE: **1/2" = 1'-0"**
 17. SHEET NO.: **1**
 18. TOTAL SHEETS: **1**
 19. DRAWING NO.: **8-50340**
 20. PROJECT NO.: **8-50340**
 21. DATE: **10/1/50**
 22. DESIGNED BY: **W. H. B. 10/1/50**
 23. CHECKED BY: **W. H. B. 10/1/50**
 24. APPROVED BY: **W. H. B. 10/1/50**

NOTE: SEE DRAWING FOR DETAILS

NOTE: SEE DRAWING FOR DETAILS

VIEW BB

VIEW AA



ITEM NO.	DESCRIPTION	QTY	UNIT	PRICE	TOTAL
1	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
2	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
3	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
4	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
5	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
6	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
7	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
8	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
9	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
10	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
11	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
12	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
13	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
14	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
15	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
16	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
17	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
18	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
19	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
20	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
21	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
22	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
23	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100
24	STEEL PLATE	1	SQ. FT.	100	100



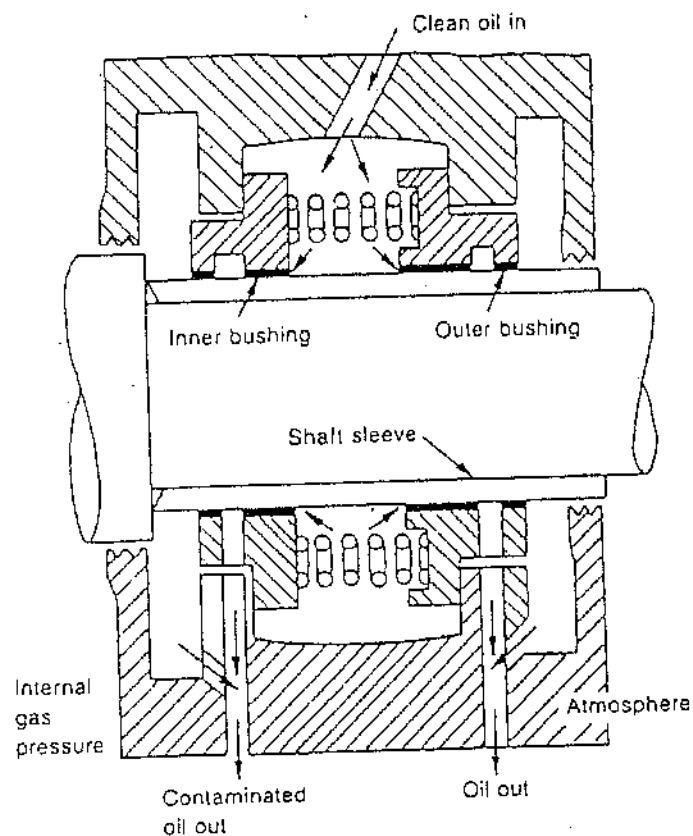


Fig. 2—Liquid film shaft seal with cylindrical bushing.

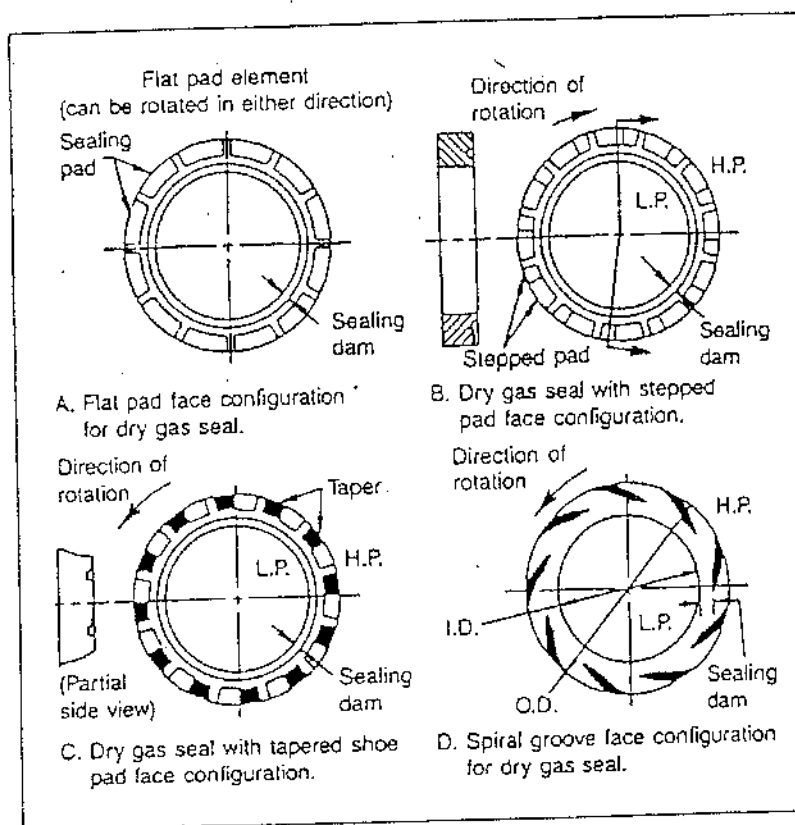


Fig. 3—Common face designs for dry running seals.

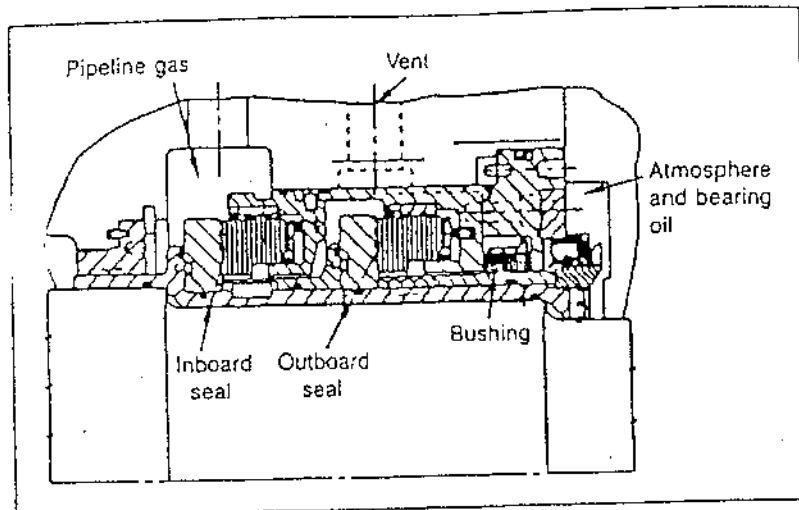


Fig. 4—Early tandem package gas seal.

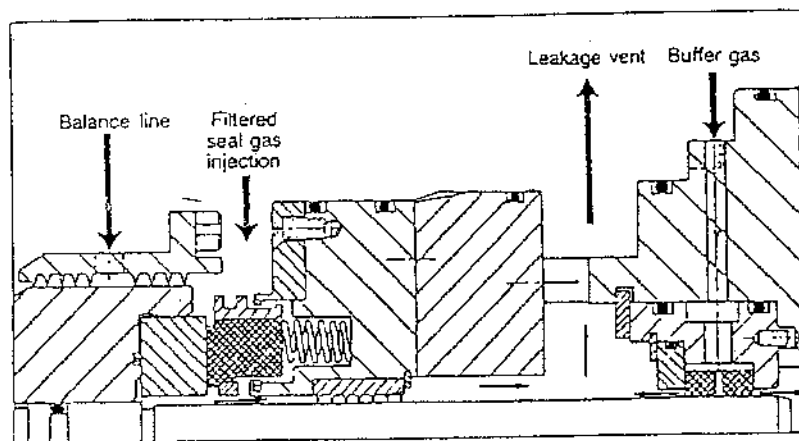


Fig. 5—Gas seal installed.

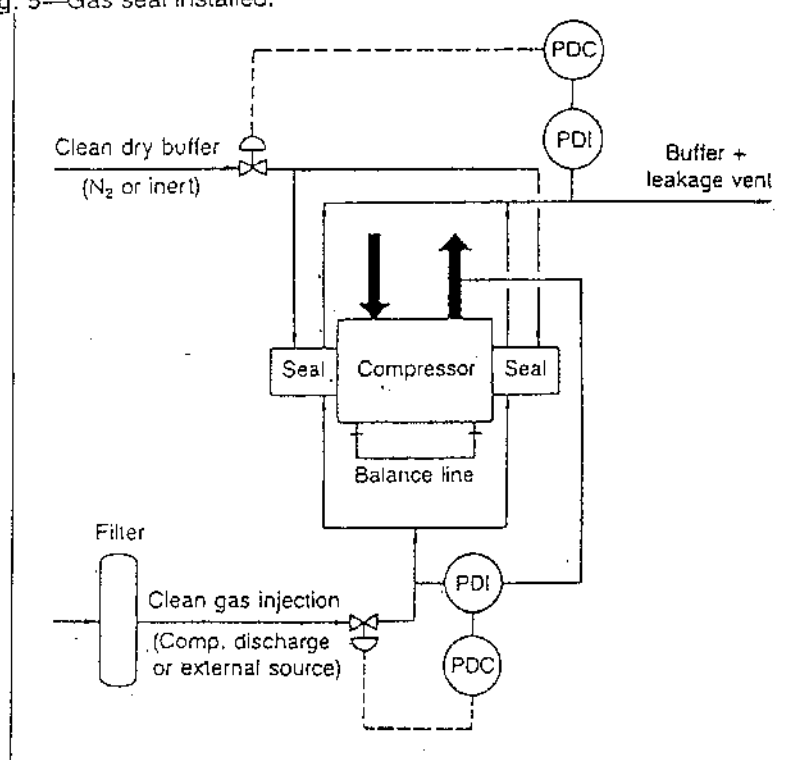


Fig. 6—Typical gas seal support system.

MAGNETIC COUPLINGS – BASICS AND APPLICATIONS

B. MATZ ,
H.-G. SCHERER ,
F. Burgmann Dichtungswerke GmbH

ABSTRACT

With the steadily growing awareness of environmental issues it is a great concern to reduce leakage rates, especially in chemical plants. This calls for selective developments, with high demands on sealing technology.

Besides the canned motor pump the magnetic coupling is an alternative to sophisticated complex sealing systems with gas- or fluid-lubricated mechanical seals.

Today the magnetic coupling is state of the art in a wide range of applications where a hermetic sealing of the process fluid is necessary. They are employed in all kinds of processes where the handled fluids are harmful to the environment or to health and/or dangerous.

INTRODUCTION

The following paper reviews the basics of today's magnetic coupling technology, its application and utilization

Design principles

Permanent magnetic couplings are used for non-contact transmission of torque. Due to this fact there is no mechanical contact between the driver and the driven machine with the advantage of reduced vibrations. Furthermore the magnetic coupling represents a simple form of overload protection for the power drive. For the magnetic couplings used in rotating machinery two basic designs can be distinguished, which are shown in fig. 1.

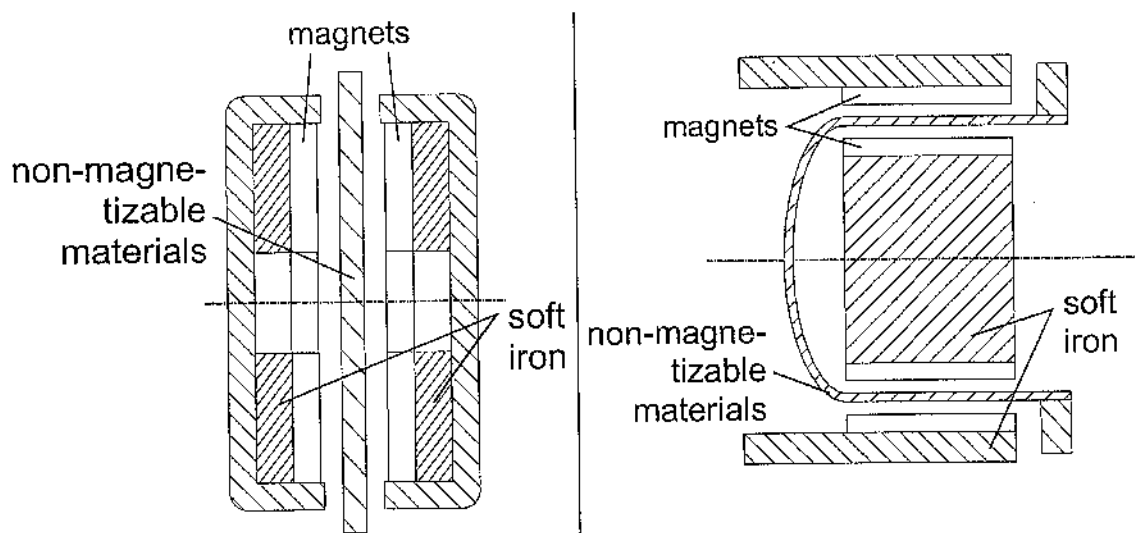


Fig. 1a: Facing rotary coupling

Fig. 1b: Central rotary coupling

The torque from the driver is transmitted via strong permanent magnets made of rare earth materials, which are arranged facing one another with different polarity in the driver and driven coupling part. For that reason this the facing coupling arrangement generates high axial forces resulting from the attraction of the magnets.

Central magnetic couplings are free of radial and axial forces if they are exactly aligned. That is why the coaxial arrangement is used as the standard design in rotating machinery.

Magnets

The properties of magnetic materials can be illustrated by means of a hysteresis curve. To describe a permanent magnet it is generally sufficient to use the part of the hysteresis curve which is situated in the 2nd quadrant. This part is called the demagnetisation curve and is shown schematically in fig. 2.

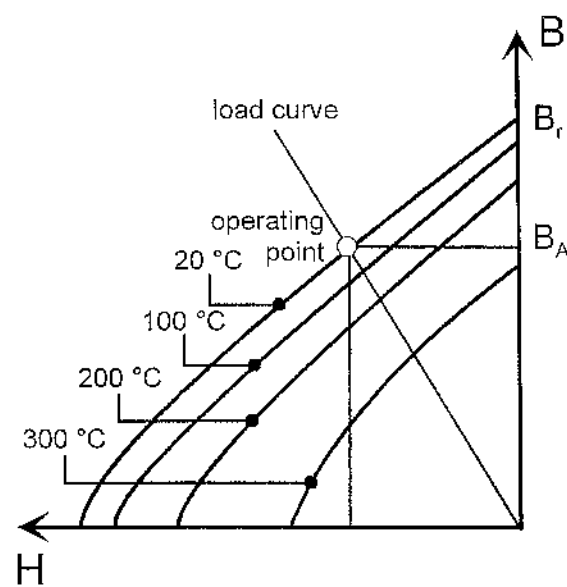


Fig. 2: Demagnetization curve of permanent magnets

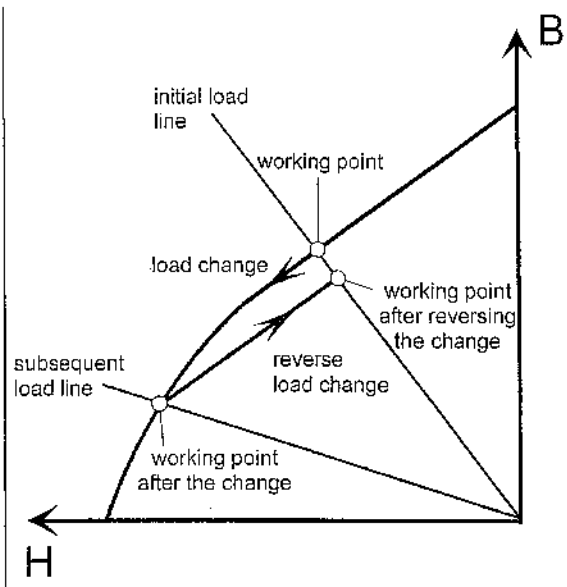


Fig. 3: Loss of flux density through change in the magnetic circuit

Starting from B_r , the actual induction of the magnets reduces to the point B_A at the operating temperature. The reduction is a function of the air gap and the relative phase angle between the magnets which close the magnetic circuit. The relative phase angle between the magnets changes in accordance with the torque which is transmitted.

This has to be considered when designing the magnetic coupling, because it has to be ensured that the load line of the magnets in the coupling is still in the linear area of the demagnetisation curve. If this is not the case it results in an irreversible weakening of the magnets. The mechanism that leads to a loss of the magnetic properties of the magnets is shown in fig. 3.

If the load line of the magnets in the magnetic coupling leaves the straight area and crosses the demagnetisation curve in a new operating point the initial remanence will not be reached when the load returns to the initial load. Instead of following the demagnetisation curve the working point follows a line that is parallel to the linear area of the demagnetisation curve. This leads to an irreversible reduction of flux density and thus to a loss of transmissible torque.

Modern magnets that are used in magnetic couplings base on rare earth materials. Especially the SmCo-based materials have flat demagnetisation curves so that a irreversible reduction of the magnetic properties can be excluded.

Standard MAK in pump application

The most important market of MAK is in pump applications. A standard design of a magnetically coupled pump is shown schematically in fig. 4.

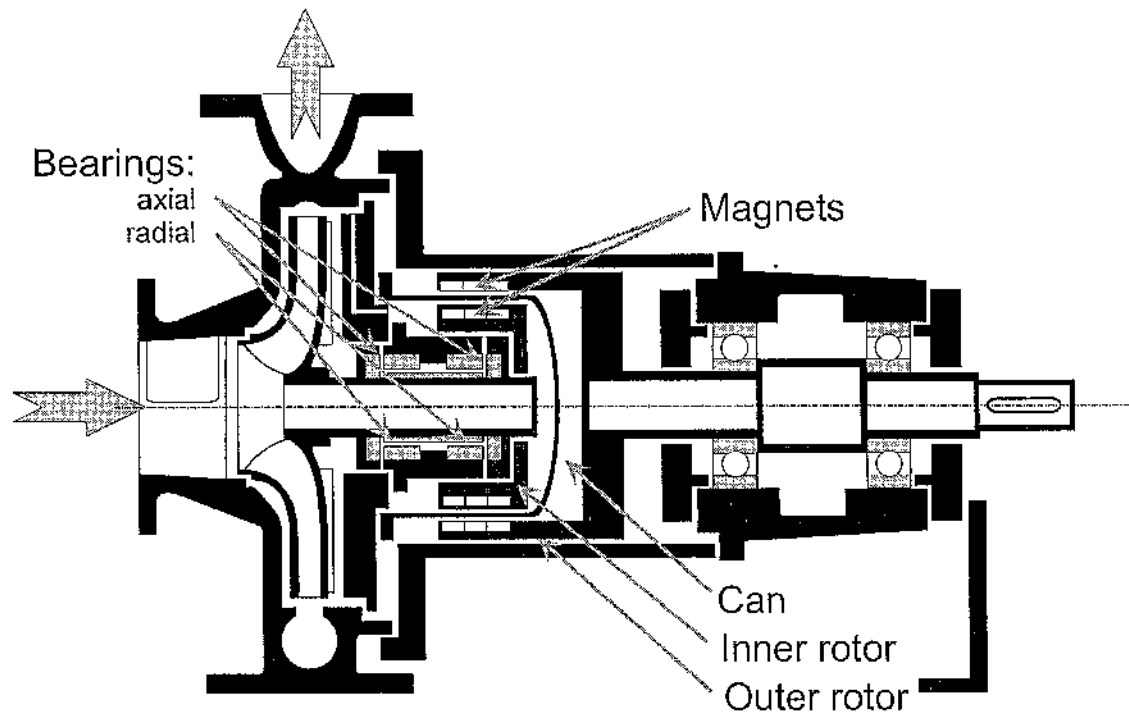


Fig. 4: MAK in pump applications

The sealing element between the pump and the atmosphere is the can. This is only statically sealed by means of an o-ring or a gasket. No dynamically loaded seal is necessary, the pump is hermetically sealed. In order to support the pump rotor which is mechanically decoupled from its roller bearings in the bearing housing, fluid lubricated plain bearings are used. There are always two radial and axial bearings necessary to balance also the forces during transient conditions e. g. during start-up, when the direction of the axial thrust changes.

In the standard MAK-series four coupling-sizes are available. The transmittable torque depends on the length of magnets fitted-in and allows to select a suitable coupling for a wide range of applications. The torque that can be realised with the standard MAK-types are listed in table 1.

MAK-type		75	110	135	165
length of	-2	9	23,5		
	-4	20	51,9	80,3	119,7
Fitted-in	-6	30	80,3	124,2	184,8
	-8			168	249,9
LK	-10				315
[cm]					

Table 1: Static transmittable torque at 25 °C

During operation two types of losses occur that reduce the given torque :

- **Hydraulic losses**

Hydraulic losses arise due to rotation of the coupling parts in the fluid and are conditional on the speed and the fluid. They also result from bearing friction. Hydraulic losses can exceed the eddy current losses, especially when working with high-viscosity fluids.

- **Eddy current losses**

According to the law of induction, a magnetic field will generate an electric field in an electric conductor that is moved relatively to it. The force of the magnetic field opposes rotation and produces a counter-torque. Through the relative movement of the magnetic field of the magnetic coupling and the can, an electric field with eddy currents is induced in the can. The electric eddy currents are converted into heat in the can and have to be dissipated (via the circulation). They are inversely proportional to the specific electrical resistance. It is advisable, therefore, to use materials with a high specific electrical resistance such as e.g. plastics or ceramics. On the other hand, these materials have low strength values and so call for substantially thicker walls. This, in turn, is unfavourable for magnetic systems.

Furthermore during the selection of the MAK the operating temperature must be respected. For higher temperatures the magnetic properties and thus the transmissible torque of the couplings are reduced in accordance to the temperature factors that are listed in table 2.

Temperature [°C]	25	50	100	150	200	250
Temperature factor f_t	0	0,02	0,064	0,115	0,172	0,232

Table 2: Temperature dependency of torque

To select the correct coupling for an application some more data of the drive train and its moments of inertia must be known. In detail they are listed below:

- motor
- mechanical coupling (not in block type designs)
- drive shaft (not in block type designs)
- driver fly wheel
- driving part of the magnetic coupling
- driven part of the magnetic coupling
- pump shaft
- impeller (with liquid filling)

Various data about the driven machine (centrifugal pump, rotary displacement pump, agitator, mixer) and the pumped fluid should also be available such as e.g.:

- temperature of the fluid
- viscosity
- density
- the hydraulic power consumption at the shaft.

Especially the data of the moments of inertia are necessary to ensure reliable start-up behaviour of the machine without the coupling breaking away. A break-away of the coupling happens when the moments of inertia in the driven shaft are too high for the coupling. In this case the outer rotor rotates with driver speed and the inner rotor stands still or has a certain slippage. The driver should be stopped as fast as possible to prevent the coupling from overheating.

To prevent a break-away the coupling must be designed that in every operating point during start-up the MAK-torque exceeds the load torque of the driven machine, which is shown in fig. 5, using a centrifugal pump as an example.

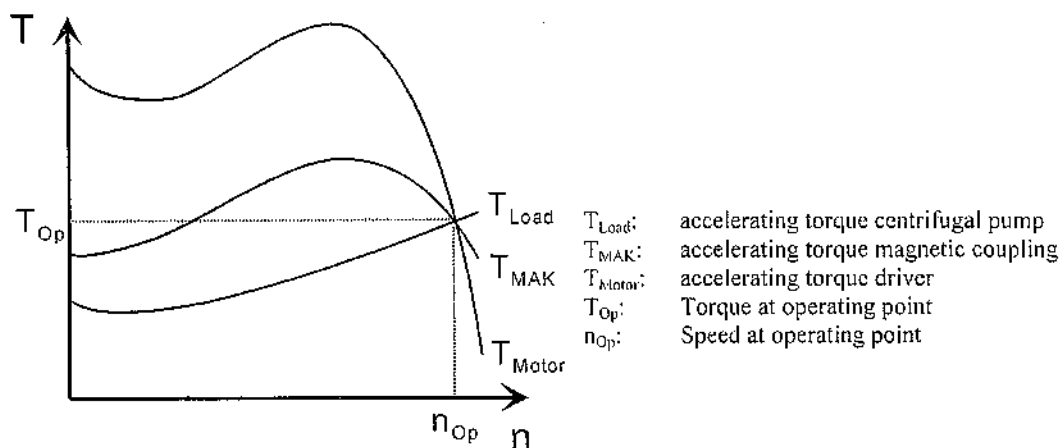


Fig. 5: Start-up behaviour of magnetically coupled centrifugal pump

The MAK-selection and design program, that is developed by Burgmann checks respects all the above mentioned boundary conditions of an application and recommends the right coupling

Bearings

Due to the fact that the rotor of the pump is disconnected mechanically from the bearing housing, fluid-lubricated plain bearings are used to balance the forces that are generated under operation. The loads that can be handled with these bearings are listed in table 3.

MAK-type	75	110	135	165
Max. Force axial [N]	2200	5900	5900	5900
Max. Force radial [N]	3100	15000	15000	15000

Table 3: Max. admissible bearing loads ($n = 3000$ rpm, viscosity $\eta = 0,35$ mPas)

For cooling both the can and for the bearings a circulation of process fluid is necessary. In standard applications a pressure difference between inlet and outlet of the circulation flow of 0.5 bar is sufficient to lubricate the bearing and to cool the can. Then a flow rate of 3 l/min is guaranteed (at medium viscosities similar to water). In the bearing parts lubricating grooves are provided so that especially the flow rate through the bearings is independent of the operating point of the pump. The flow path of the circulation is illustrated in fig 6.

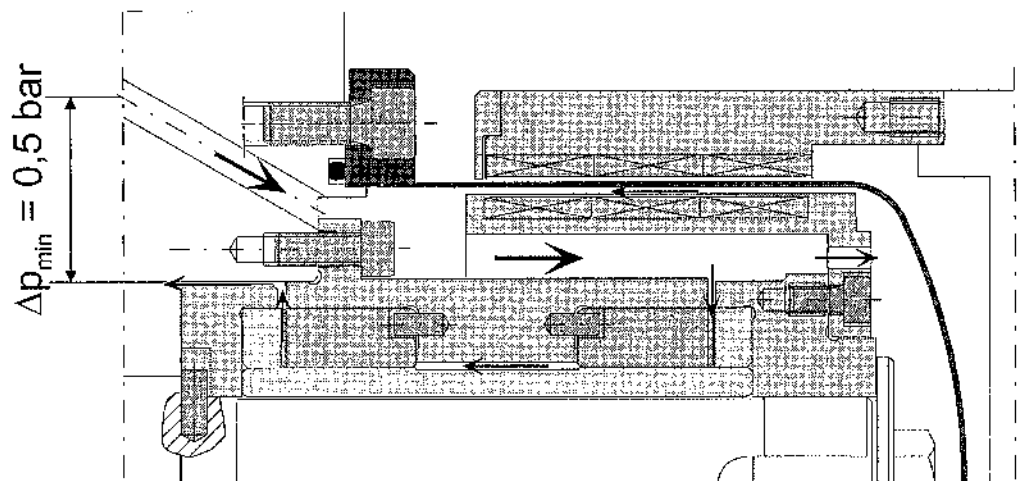


Fig. 6: Circulation flow through MAK: bearing lubrication and can cooling

Because of the plain bearings, made of SiC a limitation of particles in the pumped media must be prescribed. The max. content of solids is 5% weight at a grain size of max. 0.1 mm. For higher solid contents there are solutions with circulation from the pump discharge side through a filter or a cyclone separator.

Materials

Due to the aggressive properties of the media that are often pumped with magnetically coupled pumps, high grade materials must be used in the wetted part of the coupling. These are the can and the inner rotor:

Can Materials

The can consists of two parts, the can and the flange. Here are two standard material combinations available. Can and flange made of stainless steel 1.4571 (316Ti) or can in Hastelloy C4 and flange in 1.4462 (Duplex 318LN). The latter combination has the following advantages compared to stainless steel:

- *higher pressures are allowed
- *better corrosion resistance
- *fewer eddy current losses

Inner rotor materials

Due to the low corrosion resistance of the magnet materials these must be hermetically encapsulated to protect them from aggressive media. The following parts of the inner rotor are in contact with the media.

Magnet carrier:	1.4462 (Duplex 318LN)
Cover ring (at both sides):	1.4571 (316Ti)
Magnet sheath:	1.4571 (316Ti)

The parts are welded hermetically sealed by means of a micro-plasma-procedure.

Special design

With more than ten years of experience in the field of magnetic coupling we also supply MAK's for special applications. The above described standard MAK can be used in the following range:

$p_{max.}$	=	25 bar
$t_{max.}$	=	250 °C
$T_{max.}$	=	316 Nm
$\square_{min.}$	=	0,3 mPas

Special MAK's were designed for one of the following conditions:

$p_{max.}$	=	200 bar
$t_{max.}$	=	-198 ... 320 °C
$T_{max.}$	=	2500 Nm
$\square_{min.}$	=	0 mPas (gas)

Some of the solutions are presented in the following figures below.

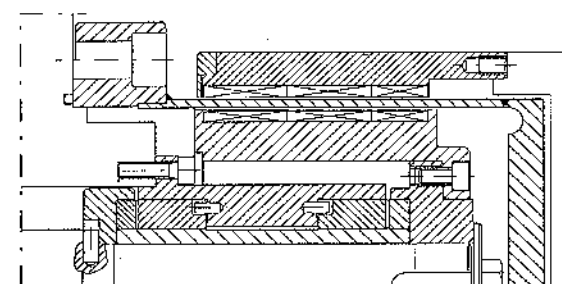


Fig. 7: High pressure MAK with welded can

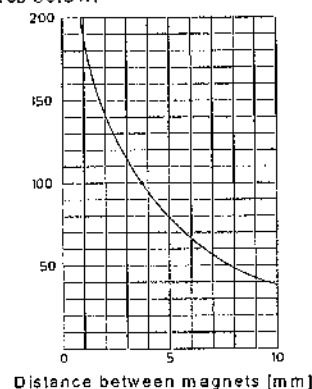


Fig. 8: Max. transmittable torque as a function of the magnet distance

For high pressure applications the wall thickness of the can is designed acc. to German or international standards for pressure vessels (i.e. AD-standards) . The typical design is shown in fig.7 with a welded can consisting of a Hastelloy-tube with a bottom and flange made of duplex steel. The increased wall thickness of the can results in lower transmittable torque acc. to the function shown in fig.8 and must be considered in the selection of the MAK-size.

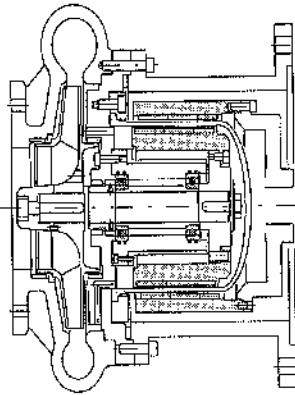


Fig. 9: MAK for cryogenic media with ceramic can and roller bearings

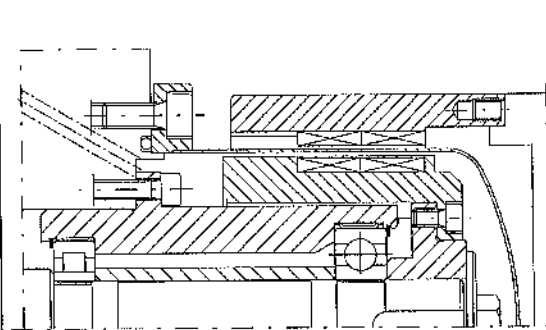


Fig. 10: Dry running ceramic roller bearings

The ceramic can, shown in the cryogenic pump (fig.9) is made of ZrO_2 a material which does not have any electrical conductivity and therefore produces no eddy currents and no heat in the can. As bearing solution for cryogenic applications or fluids with poor lubricating properties we recommend fully ceramic roller bearings, where the rings and balls are made of silicon nitride (SiN). Depending on the design temperature for the bearings, special solutions for the link between the ceramic parts and the metal housing and / or shaft are required. For the compensation of the different thermal dilatation of the ceramic and metal materials elastic elements (i.e. tolerance rings) are used (fig10).

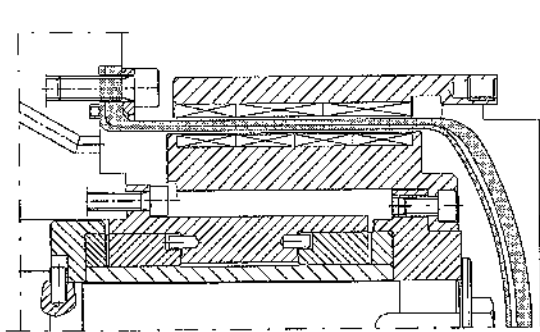


Fig. 11: MAK with CFRP-can and Inliner made of PTFE or FEP

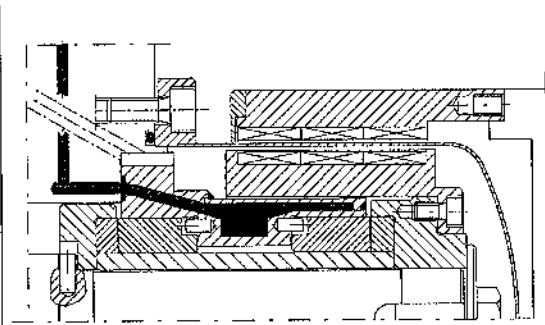


Fig. 12: MAK with heatable/cooable bearings for media with polymeric properties

Due to the sensibility of ceramic material, also Carbon-Fibre-Reinforced-Plastic-materials (CFRP) are used as can material. In these applications normally an inliner is required for excellent chemical resistance (material for the inliner is PTFE or FEP).

For all applications in which the fluid must be heated up as well as cases in which the sealed fluid is sensitive to temperature changes a new, patented bearing solution (fig12) can be used. The stationary radial bearing is designed in a welded construction with a heating or cooling chamber and inlet / outlet connections accordingly.

This design enables new fields of applications for the magnetic coupling and is available only from BURGMANN.

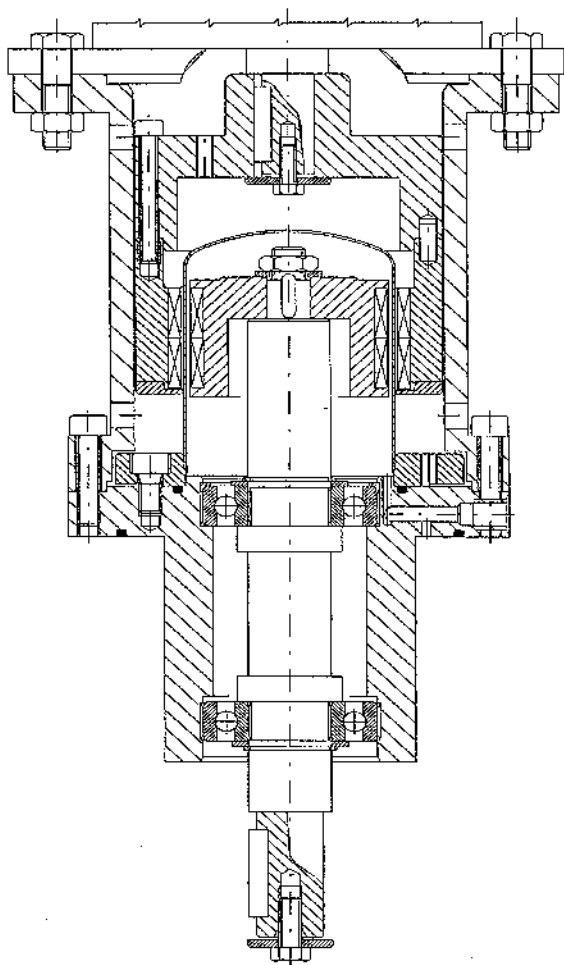


Fig. 13: MAK for top-drive agitator applications

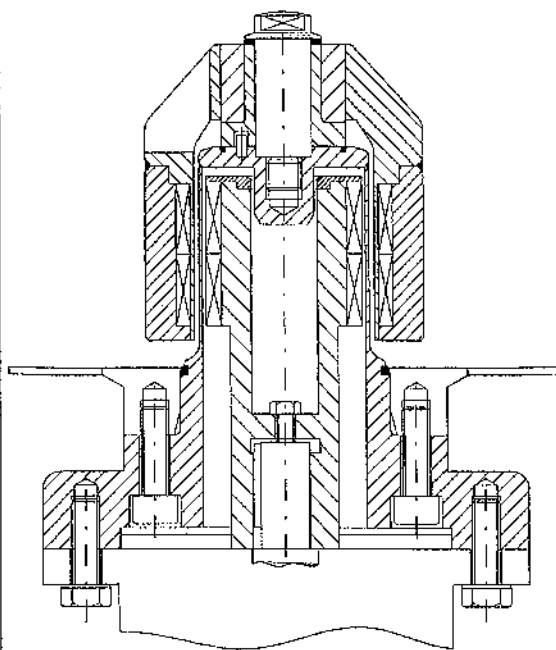


Fig. 14: MAK for sterile bottom-drive agitators

In agitator applications MAK's can be used for top-,bottom- or side-entry drives.

Top entry agitators normally need a special solution for the lubrication of the bearings with sophisticated oil supply systems and a mechanical seal for the lube-oil on the vessel side. Alternative designs are possible by using dry-running fully ceramic roller bearings as shown in fig.13.

Sterile fermenters can be sealed hermetically with a bottom-drive magnetic coupling as shown in fig.14 . All metallic parts in contact with the product are electropolished and designed acc. to FDA, GMP or QHD standards.

All these examples show the large variety of applications for magnetic couplings and are meant to increase the understanding of the importance of hermetic sealings in modern technology.

VANA VE POMPALARDA STATİK SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ SEÇİMİ

Adem ONAT
Fevzi YILMAZ

Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü

ABSTRAKT

Lavabo musluklarından petrol boru hatlarına, otomobillerden uzay endüstrisine kadar geniş bir kullanım alanına sahip pompa ve vanaların performansını etkileyen en önemli parçaları contalardır. Gaz ve sıvı sızdırmazlığında kullanılan contalar genellikle derinlemesine bir inceleme yapılmaksızın kataloglardan fiyatlarına bakılarak seçilirler. Ancak bu contanın çalışma şartlarında kısa bir sürede bozulmasına dolayısıyla iş kaybı ve ilave tamir-bakım masraflarına sebep olabilir. Bu durum pahalı bir contanın maliyetiyle bile karşılaştırılmaz. Conta seçimindeki temel faktörler, sıcaklık, iç basınç, flanşlar, akışkanın eroziv ve koroziv özellikleri, titreşim, tahmini ömür ve toplam maliyettir. Ayrıca contanın tipi, uygun kalınlık ve genişlik, sıkıştırma oranı, civata tipi ve civatalama yükü montajda göz önünde bulundurulmalıdır.

1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji pompa ve vanaların daha zor koşullarda (daha hızlı, daha güçlü, daha yüksek sıcaklık, müteciviz ortamlar vb.) çalışmasını gerektirmektedir. Bu durumda bütün yapısal elemanlar gibi sızdırmazlık elemanlarının tasarımı ve seçimi de büyük önem kazanmaktadır. Günümüzde çok pahalı ve güçlü sistemlerin verimli bir şekilde çalışması komple sistem ve arızadan kaynaklanan ek maliyetlerle kıyaslanamayacak kadar ucuz olan sızdırmazlık elemanının doğru bir şekilde seçimi ve montajına bağlıdır.

Bir sızdırmazlık sorunu ne kadar önemli ve kritik ise elemanın tipinin, malzeme ve boyutlarının seçimi de o derece önem kazanır. Örneğin Avrupa'da kaçak emisyonların %60'ı vanalardan, %15'i emniyet valflerinden, %10'u pompalardan ve %5' i flanşlardan, kalan %10'unun ise tanklardan kaynaklandığı ortaya çıkmıştır. Bu kaçakları sektörel bazda incelediğimizde ise %35'inin otomotiv, %30'unun yağ ve gaz endüstrisi, %20'sinin ise solvent kullanan endüstri kolları olduğu ortaya çıkmaktadır [1]. Bu durum contanın ve conta seçiminin önemini ortaya koymak için yeterlidir. Ülkemizde ise makina yapım sanayiinde özgün tasarımların oranının çok düşük olmasından dolayı sızdırmazlık elemanının seçimi daha çok bozulan veya bakım esnasında değiştirilmesi gereken parçanın yerine yenisinin takılması sırasında ortaya çıkmaktadır. Tamirci doğal olarak çıkan parçanın yerine aynı parçayı takmak istemektedir. Ancak binlerce çeşit ithal pompa ve vana sisteminde on binlerce sızdırmazlık elemanı olduğu düşünülürse aynı elemanı bulmak mümkün olmayabilir. Ancak çalışma şartları ve gereksinimler iyi bilinirse o eleman yerine aynı özellikleri sağlayan başka bir eleman kullanımı mümkün olacaktır.

2. SIZDIRMAZLIK ELEMANININ SEÇİMİ

Conta malzemesinin performansı, sıcaklık, iç basınç, akışkanın eroziv ve koroziv özellikleri, titreşim civatalama basıncı, flanş (flanş tipi, flanşın yüzey bitirme işlemleri vb.) maliyet ve diğer özel faktörlerle belirlenir[2-4]. Çalışma esnasında sıcaklık ve basınç dalgalanmaları karşısında civatalı bağlantının sızdırmazlığından emin olmak için doğru bir conta malzemesi seçilmesi lazımdır. Eğer conta malzemesi akışkan ile kimyasal ve termal açıdan uyumlu olmazsa sonuçta sızma meydana gelebilir.

Bazı uygulamalarda metal esaslı contalar kullanılmaktadır [5]. Ancak bu contalarda kısmi olarak veya tek başına kullanılan elastomerik contalar popülerliklerini hala korumaktadırlar. Bütün elastomerik contaların çekici olan ortak özelliği basınç uygulandığında önemli miktarda deforme olabilmeleri ve bu basınç kaldırıldığında hemen hemen orijinal şekillerine dönebilme kabiliyetleridir. Diğer bir özellikleri ise sıkıştırılmamalarıdır. Yani uygulanan gerilim yalnızca malzemenin şeklini değiştirebilmekte ancak hacim daima sabit kalmaktadır[6,7].

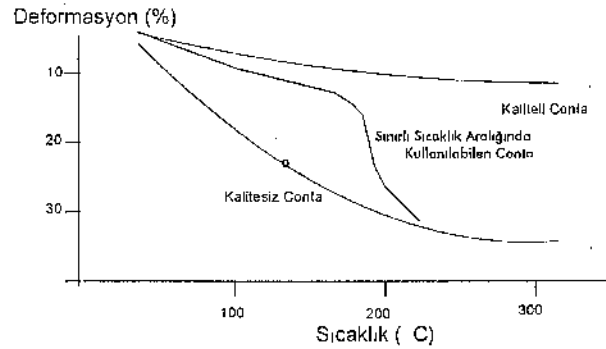
Günümüz elastomer teknolojisi belirli bir sızdırmazlık uygulamasında tek tip elastomer yerine bir çok elastomerin bir arada kullanılmasını tavsiye etmektedir. Çünkü hiç bir elastomer termal ve kimyasal uyumluluk

spektrumunun bütün ihtiyaçlarını tek başına karşılayamaz. Örneğin EPDM (Etilen-Propilen-Dien-Monomer) buhar, sıcak su ve zayıf asitlere karşı mukavemetli olmasına rağmen hidrokarbonlar ve yağlara karşı dayanıksızdır. Viton ise oksitleyici asitler, hidrokarbonlar ve değişik solventlere yüksek sıcaklıklarda bile dayanıklıdır. NBR yağlar, glikol, hidrokarbonlar ve alkolde iyi olmasına rağmen kuvvetli oksitleyicilerin zararlı etkilerine karşı dayanıksızdır. Bütil kauçuk ise genel amaçlı bir elastomer olup havaya karşı geçirgen olmamasına rağmen hidrokarbonlar ve yağlara karşı zayıf dayanım gösterir. Neopren alifatik solventlere karşı toleranslı olmasına rağmen aromatik hidrokarbonlar ve çoğu yakıtlar karşı uyumlu değildir. Hipalon ise oksidasyona, kimyasallara ve ısıya karşı mükemmel direnç gösterir ancak aromatik yağlar ve çoğu yakıtlarla temas ettiğinde dayanımı azalır. Diğer taraftan artan sıcaklık, basınç ve akışkandaki uyumlu olmayan karışım konsantrasyonunun artmasıyla elastomerlerin yukarıda belirtilen uyumluluk özellikleri kötüleşebilir [7].

2.1. SICAKLIK

Sıcaklık conta malzemesinin performansı üzerinde belirgin bir etkiye sahiptir. Çünkü sistemdeki sıcaklık değişimleri conta malzemesinin çekme mukavemeti gibi fiziksel özelliklerini azaltarak contayı deforme eder. Aynı zamanda sıcaklık conta malzemesinin termal bozunmasına sebep olarak conta malzemesini de etkiler. Sıcaklığın etkisiyle oluşan gerilme gevşemesi veya sürtünme gevşemesi ise cıvata torkunun azalmasına sebep olur. Bundan dolayı cıvata yükü ve dolayısıyla kalıcı gerilmenin modifiye edilmesi gerekir[8]. Sonuç olarak artan sıcaklık tedrici olarak malzemenin özelliklerini ve bütünlüğünü yok eder ki, bu tersinir bir özellik değildir. Soğutma ise malzemeyi kırılma hale getirmesine rağmen bu durum tersinirdir [7]. Sıcaklık, termomekanik etkiler oluşturarak ta flanş malzemesinin genişlemesine veya daralmasına ve sonuçta bozulmasına sebep olabilir [9]. Bir kural olarak artan sıcaklık uygun conta seçimini daha kritik hale getirir. Diğer taraftan çok düşük sıcaklıklar (cryogenics) için özel bir takım faktörler göz önüne alınmalıdır [4].

Sıcaklık-deformasyon diyagramı (Şekil 1) malzemenin yumuşadığı veya plastik hale geldiği noktada kritik bir sıcaklık gösterir. Bu noktada, eğri keskin bir dirseğe sahip olacaktır. Bu dirseğe kadar olan bölgede performans tamamen tatmin edicidir. Ancak dirsek sıcaklığı conta malzemesinin servis şartlarında kullanılabileceği en yüksek sıcaklık değerini belirler. Bu değerin üzerindeki sıcaklıklarda contadaki bozunma hızla ilerler ve conta servis dışı kalır [8].



Şekil 1. Contalık malzemelerin sıcaklık-deformasyon diyagramı[8]

Deformasyon, cıvata yükünün azalmasına müsaade eden sıkıştırma yükü altında kalınlıktaki azalmayı ve sonuç olarak ta kalıcı gerilmedeki kaybı ifade eder. Kaliteli bir conta malzemesi için artan sıcaklıkla birlikte deformasyondaki artış nispeten küçüktür ve bunun göstergesi olan cıvata yükündeki değişim de küçüktür. Artan sıcaklıkla birlikte daha yüksek deformasyon gösteren düşük kaliteli contalık malzeme yüksek esneme gösterir ve pratikte yüksek sıcaklık ve iç basınç şartlarında çökme gösterir veya ekstrüze olur[8].

Conta malzemelerinin performans karakteristiklerinden sürtünme gevşemesi ve toparlanma termal şartlarda son derece uyumlu olmalıdır[10]. Çeşitli contalar için kullanılan malzeme ve conta teknolojisine göre kullanılabildikleri sıcaklık ve basınç aralıkları Tablo 1'de gösterilmektedir.

Tablo 1. Yaygın Olarak Kullanılan Contalık Malzemeler için Tipik Tasarım Değerleri [4,10,11]

Conta Malzemesi	Max. Sıcaklık (°C)	Max. İç Basınç (bar)
İşlenmiş Kağıt	100	10
Kauçuk Bağlayıcılı Mantar	120	10
Öğütülmüş ilave (asbestli)	250	25
Öğütülmüş ilave (asbestsiz)	250	25
Sıkıştırılmış Asbest Fiberler (CAF)	550	200
Sıkıştırılmış Sentetik Fiberler (CSF)	300	100
Selüloz Fiber	160*	10
Aramid Fiber	250*	100
Cam Fiber	400*	100
Esnek Grafit	400**/1000***	200
NBR Elastomer	125	10
Fluoro Elastomer	275	1000
Poli Tetra Fluoro Etilen (PTFE)	250	50
Silikon Kauçuk	240	10
Kauçuk (lastik)	200	10
Yarı Metal	1000	350
Metal	1000	1000

* Bağlayıcıya bağlı

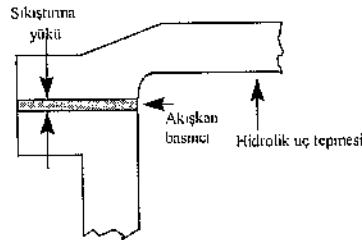
** oksitleyici atmosferde

*** İnert ortam

Uyarı : Max. sıcaklık ve max. basınç ani olarak uygulanmamalıdır.

2.2. İÇ BASINÇ

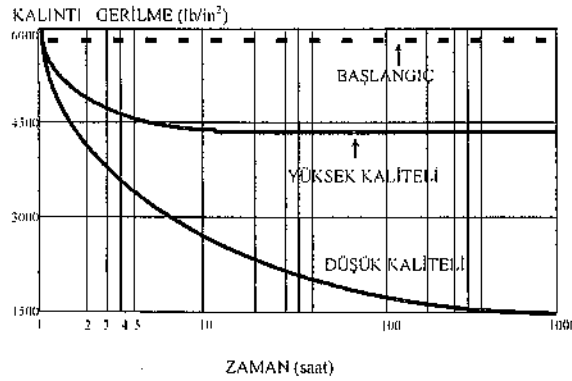
Conta, birleşim kapatıldığında montajdan kaynaklanan bir sıkıştırma gerilimine maruz kalır. Çalışma şartlarında ise bu gerilim veya yük, hidrostatik uç tepmesiyle denkleştirilir. Conta iç basınçtan kaynaklanan ve contayı flanş tolerans boşluğunun içine doğru itme eğiliminde olan bir kenar yüküne maruz kalır. İç basınç gerilimleri contayı zorlar ve sürekli olarak contalı bağlantıyı radyal olarak (patlatma basıncı) ve eksenel olarak (hidrostatik uç kuvveti) açmaya uğraşır (Şekil 2).



Şekil 2. Contaya etkiyen kuvvetler [8]

Contanın bu kuvvete direnebilmesi için etkin sıkıştırma basıncı, iç basınçtan daha büyük olmalı ve öyle kalmalıdır. Normalde kaçınılmaz olan conta sıkışma basıncının azalmasına izin vermek ve contanın performansını koruyabilmesi için net sıkıştırma kuvveti, radyal kuvvetten en az iki kat daha büyük olmalıdır. Aynı zamanda bu oran malzemeye de bağlıdır. Kabul edilebilir daha yüksek cıvata yükleri daha yüksek iç basınca müsaade eder. Düşük gevşemeye sahip bir malzeme, daha düşük sıkışma basınçları ile çalıştırılabilen veya aynı basınç güvenliğinin daha yüksek olduğu bir malzemeye tercih edilebilir. Tipik gerilim gevşeme eğrileri ve zamana karşılaşması Şekil 3'de gösterilmektedir. En üstteki eğri ilk baştaki bazı gevşemelerden sonraki yeterli bir malzemeyi gösterir, artan gerilim sabit kalır. Malzeme daha düşük eğriler tarafından devamlı gevşeme zararları gösterir.

Çok düşük işlemler basınçlarda bir conta yüzey düzensizliklerinin içinden malzemenin akmasını sağlamak için minimum yüzey etkileri ile flanşlara tekrar baskı uygulamalıdır. Bu deformasyon etkisi kendi yapılarına ve conta malzemesinin sıkıştırılabilirliğine bağlıdır. Zaman zaman karşılaşılan normal çalışma şartlarındaki fazla basınç gerçeği de gözden kaçırılmamalıdır. Örneğin fabrikanın basınç testi esnasında, gereken basınç çalışma esnasındaki basıncın önem bakımından iki katı olmalıdır[10].



Şekil 3. Çalışma şartlarında conta da meydana gelen gerilme gevşemesi-zaman eğrileri[8]

Sıvı ve gaz sızdırmazlığını etkileyen faktörler; yük dengesi, sıvı sızdırmazlığı, geometrik faktörler ve son yüzey işlemleri şeklinde sıralanmaktadır. Yük dengesinde, civata yükü en etkili şekilde dağıtacak bir dizayn bulunmalıdır. Kompozit contalarda bütün yapı sıkıştırılmış olmalıdır. Daha fazla sızdırmazlık basıncına ihtiyaç göstermesi sebebiyle perfore sac üretiminde çok dikkatli olunmalıdır. Elastomerik contalar ise düşük sıkıştırma basıncına sahiptir. Bu da yeterli konsantrasyon için yeterli yük kullanımını gerekli kılmaktadır. Sızdırmazlık için gerekli yüzey basınç, farklı conta dizaynları için Tablo 2'de gösterilmektedir.

Tablo 2. Sızdırmazlık için gerekli yüzey basıncının conta teknolojilerine göre değişimi [10]

Fiber (Emdirilmiş)	Grafit (Optimum Yoğunluk)	Çok Katlı Çelik (Kauçuk Kaplı)	Çelik/Elastomer (S/E)
7 N/mm ²	6.5 N/mm ²	60 N/mm ²	4 N/mm ²

*Kuvvet/Birim uzunluk olarak ölçümü yapılmıştır.

2.3. AKIŞKAN

Genel olarak gazların sızdırmazlığını sağlamak sıvılardan daha zordur. Conta, ortamdaki çalışma akışkanı ile uyumlu olmalıdır (Tablo 3). Aksi taktirde kimyasal olarak bozunma gerçekleşebilir. Hayati riske sahip veya zararlı ortamlar conta malzemesi ve tipinin seçimini daha da kritikleştirir. Aynı zamanda akışkanın konsantrasyonu da hesaba katılmalıdır. Ayrıca besin endüstrisi ilaveten özel bir hassasiyet gerektirir. Çünkü kullanılacak conta malzemesi akışkanı kirlletmemelidir.

Conta sıvı akışına karşı kullanılırsa, yumuşak yüzeylerde veya kaplama malzemesinde erozyon endişesi söz konusu olabilmektedir. Bu olay yüzey veya kaplama malzemesinin akışkana temas eden ağız kısımlarına metal halka giydirilmesiyle çözülmektedir. Eğer sade karbonlu çelikler, contalarda kullanılırsa korozyon bir sorun olabilir. Sıvının akışına karşı korozyon koruması verebilen kaplamalar kullanılmalıdır. Kompozit contalarda orta plakanın korozyona dirençli olması için sıvının etkisinden korunmalı ve metal veya elastomer kaplama kullanılmalıdır. Doğal olarak bu işlemler maliyet artışına sebep olmaktadır [13].

2.4. FLANŞLAR

Conta tipinin seçimi, flanş malzemesi, yüzey bitirme işlemleri, tipi ve işlenmesi gibi flanşın mekanik özellikleri ve flanşın boyutsal özellikleri tarafından kontrol edilir [4,9,11]. Flanş yüzeylerinin kalitesi, contanın malzeme, tip ve kalınlığını ve sıkıştırma yükünü belirleyen en önemli faktörlerden birisidir. Flanş yüzeylerinin sıkıştırma basıncında bozulmaması ve etkin bir gerilim dağılımı için conta tipi ve kalınlığı yanında civata sayısı ve yerlerinin seçimine de dikkat edilmelidir [10].

Tablo 3. Conta için yaygın olarak kullanılan bazı hammaddelerin özellikleri [4,12]

Ham Malzeme	Max. Sıcaklık °C (Havada)	Kuvvetli Asitler	Zayıf Asitler	Kuvvetli Alkaliler	Zayıf Alkaliler	Solventler	Yararlı Özellikler
Beyaz Asbest	540-650	-	+	+	+	+	Termal ve kimyasal direnç
Mavi Asbest	540-650	+	+	-	+	+	Genel kimyasal direnç
PTFE	250	+	+	+	+	+	Yüksek mukavemet ve boyutsal kararlılık
Poliaramid	300-350	-	o	-	o	+	
Oksitlenmiş PAN	250	-	+	-	+	+	
Karbon Fiberler (%80-90 C)	450-500	+	+	+	o	+	
Grafit Fiberler (%99 C)	450-500	+	+	+	+	+	Kendinden yağlama ve yüksek ısı iletkenliği
Genişletilmiş Grafit	450-500	+	+	+	+	+	Bağlayıcısız yüksek sıcaklık uygulamaları
Cam Fiber Tekstil (E Cam)	450	o	+	-	o	+	300°C'den yüksek sıcaklıklar için ekonomik
SiO ₂ Fiberler	1100	+	+	-	+	+	Çok yüksek termal yüklere uygunluk
Seramik Fiberler (%15-20Org. Fiber Kalsiyum Silikat)	800	o		-	+	+	Asbestten daha iyi termal kararlılık
Alüminyum Silikat	1100	o	+	-	+	+	Tel takviye Pirinç, Inconel
Al ₂ O ₃ Fiberler	1600	+	+	+	+	+	

+ Uygun

- Uygun değil

o Kritik

Çok düşük işlemlerli basınçlarda bir conta yüzey düzensizliklerinin içinden malzemenin akmasını sağlamak için minimum yüzey etkileri ile flanşlara tekrar baskı uygulamalıdır. Bu deformasyon etkisi kendi yapılarına ve conta malzemesinin sıkıştırılabilirliğine bağlıdır. Zaman zaman karşılaşılan normal çalışma şartlarındaki aşırı basınç gerçeği de gözden kaçırılmamalıdır. Örneğin fabrikanın basınç testi esnasında, gereken basınç çalışma esnasındaki basıncın önem bakımından iki katı olmalıdır. Benzer şekilde, conta uygun aletlerle karşılaşmadıkça ezilir ve kuvvet ortaya çıkar borunun termal genişlemesi bu kuvvetlerden meydana gelir.

Son yüzey işlemleri, sızdırmazlık yeteneği için önemlidir. Tüm conta çeşitleri için tavsiye edilen yüzey özellikleri Tablo 4'te gösterilmektedir.

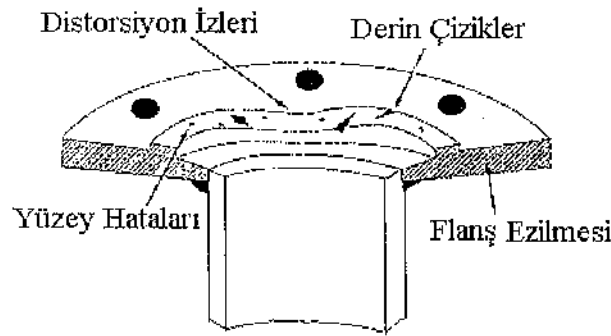
Tablo 4. Conta çeşitlerine göre tavsiye edilen yüzey özellikleri [10]

Yüzey Özelliği	Fiber	Grafit	Çok Kath Çelik	Çelik	Elastomer
				Masif	Klasik
Maksimum pürüzlülük Rz (ölçülen uzunluk)	12µm-15µm (0,8 mm)	12µm-15µm (0,8 mm)	<12.5µm (kaplama kalınlığına bağlı) (0,8 mm)	12µm-15µm (0,8 mm)	12µm-15µm (0,8 mm)
Dalgalanma Wt (ölçülen uzunluk)	<10 µm (25 mm)	<10 µm (25 mm)	<10 µm (25 mm)	<10 µm (25 mm)	<10 µm (25 mm)
Tabakalar	>50 µm 150 mm	>50 µm 150 mm	<25 µm 150 mm tamamı <100 µm	>50 µm 150 mm	>50 µm 150 mm

Conta ve flanş arasında veya conta kesitinde sıvı sızıntısı oluşabilmektedir. Bu sızıntı, yüzey düzgünlüğü, uygulanan yük ve yüzey uyumuna bağlı olmaktadır. Sızıntı malzemedeki porozite dağılımının bir fonksiyonudur. Kauçuk kaplı metal contalar ve elastomerik contalar su geçirmezlik özelliğine sahiptir [10].

Statik sızdırmazlık elemanı doğrudan harekete maruz bırakılmaz. Ancak çalışma şartları, basınç, sıcaklık ve nispi fiziksel hareketlerde belirgin değişiklikler gösterebilir. Ayrıca vana ve pompaların çalışması esnasında oluşan titreşimler dikkate alınmalı, conta bu titreşimleri kompanse edebilecek kadar esnek ve yeterli kalınlıkta olmalıdır[14].

Yüzey düzgünlüğü, flanşlar arasındaki boşlukta fiziksel bir engeli kaldırmak için conta malzemesini gerekli şekilde sıkıştırılabilmek ve kalınlığı kontrol edebilmek açısından önemlidir. Bununla beraber conta performansı ile kullanılabilen malzemelerin tipini de kontrol edebilir. Bu nedenle kaliteli bir malzeme aşırı çalışma basıncından ortaya çıkabilen pürüzlü (sert) yüzeylerin nispeten daha iyi kapanmasını sağlayabilir (Şekil 4).



Şekil 4. Flanşlarda pürüzlülük ve dalgalanma özellikleri [10]

Çeşitli flanş ve conta tipleri mevcut olup seçim iç basınç ve sıkıştırma yüküne bağlı olarak yapılmalıdır. Aynı zamanda kullanım yeri ve boyutları, conta büyüklüğü ve tipini etkileyen en önemli etkenlerdendir. Conta kalınlığının seçimi bir dereceye kadar keyfi olabilir. Ancak conta mümkün olduğunca ince, ancak flanşın yüzeyindeki pürüzlülükleri ve sıkıştırma sırasında cıvata yüklerindeki farklılıkları ve meydana gelen flanş düzensizliklerini ve yüzey pürüzlülüğünü telafi edilebilecek kadar kalın olmalıdır.

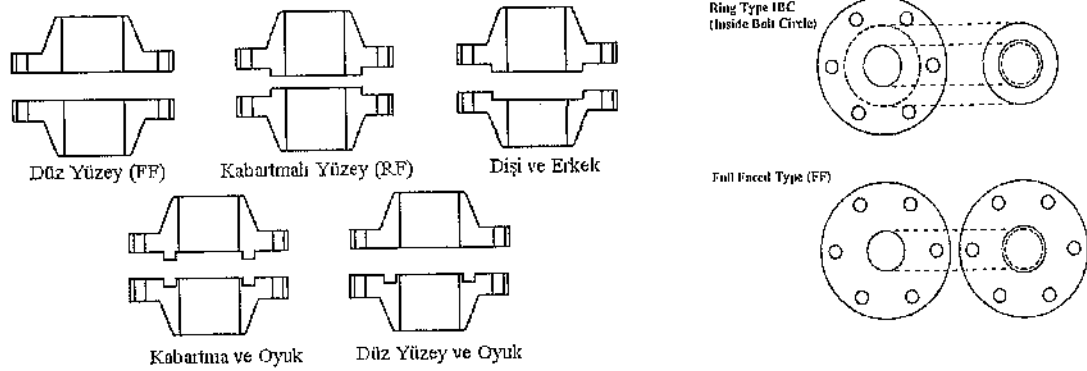
Daha ince malzemeler aynı tip daha kalın malzemelere göre daha yüksek sıkıştırma gerilimleri taşıyabilecek kabiliyettedir ve bu genel olarak contalar için kullanılan malzemelerde çoğunlukla uygulanır (Tablo 4).

Tablo 4. Yüzey Gerilimi ve Flanş Yüzey Kalitesine Göre Kullanılacak min. Conta Kalınlığı (t) [8,15]

Çalışma Basıncında Yüzey Gerilimi daN/cm ²	YÜZEY KALİTESİ		
	Torna, Freze ▽(=160μ) t (mm)	Torna, Taşlama ▽▽(=40μ) t (mm)	Taşlama ▽▽▽(=16μ) t (mm)
100	5 (2)*	1.5 (1)	0.5
200	4 (2)	1 (0.75)	0.5
500	3 (1.5)	0.75 (0.75)	0.5
750	(1.5)	0.75 (0.75)	0.3
1000	(1)	0.5 (0.5)	0.3

* Yüzeyinde derin torna izleri bırakılan flanşlarda conta kalınlığı parantez içindeki değerde olabilir.

Herhangi bir conta uygulaması için contalık malzemenin seçimi çalışma şartlarına, flanş sisteminin mekanik özelliklerine, contanın karakteristik özelliklerine ve boyutlarına bağlıdır. Genel olarak çalışma şartları conta malzemesinin seçimini belirlerken flanşın boyutsal ve mekanik özellikleri ise conta tipini kontrol etmektedir [16]. Yaygın olarak kullanılan flanş tipleri Şekil 5'de belirtilmiştir.



Şekil 5. Yaygın olarak kullanılan flanş tipleri [2,4,8].

Conta, flanş yüzeyinin tamamıyla temas yaparsa sızdırmazlık gerilimi düşük olur ve bağlantı yalnızca düşük basınçlar için uygun olur. Daha geniş sızdırmazlık yüzeyi flanşın eğilmesine ve pürüzlülüğüne karşı daha iyi koruma sağlar. Kabartılı yüzey contalarda ise temas alanı tam yüzey flanşlarına göre daha küçüktür. Ancak daha yüksek conta yerleştirme basıncının uygulanmasına sebep olur. Bu da flanşı yüksek basınçlarda iyi sızdırmazlık kabiliyeti sağlar. Bu tür flanşlar kolay conta montajı ve bakımı, tamirat sırasında contanın kolaylıkla sökülebilmesi ve contanın sızdırmazlık sağlayan yüzeyinin kolaylıkla temizlenebilmesi gibi avantajlara sahiptir. Buna karşılık en önemli dezavantajları kalın contalar kullanıldığında ve çok yüksek iç basınçlar oluştuğunda flanş yüzeyinin distorsiyon ihtimali ve contanın patlama riskidir. Conta, dişi-erkek flanşlarda kısmen kapalı bir ortamda olduğundan çalışma basıncına karşı daha fazla korunmuştur. Ancak montaj ve sökme işlemleri daha zordur. Tıpa ve zıvana tipi flanş ise contayı tamamen kapalı bir ortamda muhafaza eder. Bu tip bağlantı ağır hizmet contalarına uygundur. Dar bir conta yerleştirme alanı mevcut olup dolayısıyla daha yüksek basınçlar uygulanabilir. Montaj ve sökme işleminin güçlüğünden dolayı contanın flanşa yerleştirilmesi ve çıkartılması daha zordur[4].

2.5. CIVATALAR

Cıvatalar, sızdırmaz bağlanmayı muhafaza etmek için gerekli sıkıştırma gerilimi-Conta yüzey gerilimini temin eder. Doğru cıvatalama işlemi sızdırmazlık kabiliyetini yerine getirebilmek için çok önemlidir. Çalışma şartlarında cıvata yükü radyal olarak etkiyen patlatma yükü ve eksenel olarak etkiyen hidrostatik uç itmesine sebep olan iç basıncın etkisine mukavemetli olmalıdır[4].

Conta, sızdırmazlık görevini pompa veya vananın kullanım ömrü boyunca bozulmadan devam ettirmelidir. Conta, termal ve mekanik yüklere yani korozyon ve abrasif elementlere karşı yeterli direnci göstermelidir. Sistemde yük dengesi bozulmamalıdır. Yük dengesinin bozulması, sıvının veya gazın sızma nedenlerinden birisidir. Dört çeşit conta teknolojisinin yük dengesinin bozulması karşı sınıflandırması en zayıf fiber, sonra grafit, Çelik/Elastomer ve Çok Katlı Çelik şeklindedir[10].

2.6. ÖZEL HUSUSLAR

Uygun contanın seçiminde termal çevrim, şok basınç, titreşim, radyasyon, erozyon ortam ve çevre kirliliği riski, conta ile ortamın kirlenme riski, tahliye ve yapışmazlık özellikleri vb. gibi hususlar özel olarak dikkate alınmalıdır [4].

2.7. EKONOMİ

Conta mekanik bağlantı sisteminin nispeten pahalı olmayan bir parçasıdır. Contanın hasarından dolayı sızma meydana gelince işi durdurma maliyeti ve ilave tamir masrafları pahalı bir contanın fiyatıyla bile mukayese edilemez.

Bütün yeni conta teknolojileri belirgin bir maliyet dezavantajına sahiptirler. Bundan dolayı daha yüksek sıcaklıklara dayanıklı kağıt veya grafit folyelerin taşıyıcı bir çelik levha üzerine tutturulmasıyla elde edilen

tabakalı kompozit contalar hala çoğu conta uygulamalarında maliyet etkin tasarımlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [10].

3. CONTA BOYUTLARININ SEÇİMİ

3.1. CONTA BÜYÜKLÜĞÜ VE KALINLIĞI

Contalar, conta boyutlarını detaylandıran standartlara göre iki ana gruba ayrılmaktadırlar [4,8,9]. Bunlar

1. Ring Type IBC (Inside Bolt Circle): Conta tamamen cıvataların iç kısmında bulunur.

2. Full Faced (FF) Type: Contanın dış çapı flanşın çapıyla aynı olup üzerinde cıvataların geçtiği bir seri delik bulunur (Şekil 4).

Uygun cıvata yükü malzeme kalınlığının seçiminde rol oynar ve bu yük malzemenin sıkıştırılabilirliğine de bağlıdır. Örneğin yumuşak malzemenin sert malzemeden daha kolay sıkıştırılabileceği aşıkardır. Diğer taraftan aynı sıkıştırma basıncında daha fazla kalınlık azalması meydana gelir.

Contaların seçiminde, conta mümkün olabildiğince ince, ancak flanşın sızdırmazlık yüzeyindeki pürüzlülükleri ve sıkıştırma sırasında cıvata yüklerindeki farklılıkları ve bu yükler altında oluşacak flanş düzensizliklerini ve yüzey pürüzlülüğünü telafi edilebilecek kadar kalın olmalıdır[4]. Conta kalınlığının seçimi bir dereceye kadar keyfi olabilir. Standart malzemelerin kalınlıkları, mantar malzemelerde 0.8 veya 1.6 mm'den 7.6 mm'ye kadar, asbest malzemeler için 0.2 mm'den 3.2 mm'ye kadardır[8]. Conta kalınlığı arttıkça conta mukavemeti, iç basınca ve saldıran ortamın tecavüzlerine maruz kalan yüzey alanı artar. Bununla birlikte cıvata yükü ve çoğu malzemeler için gerilme gevşeme mukavemeti artan conta kalınlığıyla azalır [9,10].

Min. conta kalınlığı aşağıdaki formüllerle hesaplanabilir [4,17,18]:

$$t_r = 200 \cdot r/c \quad (1)$$

$$t_u = 200 \cdot u/c \quad (2)$$

$$t_{min} = \max(t_u, t_r) \quad (3)$$

Burada t : conta kalınlığı (mm)

r : flanş yüzey bitirmesi (mm)

u : flanş pürüzlülüğü (mm)

c : belirtilen yüzey gerilimindeki toparlanma kabiliyeti (compressibility) (%)

Conta kalınlığının seçiminde en önemli faktörlerden birisi olan toparlanma kabiliyeti CSF ve CAF conta malzemeleri için yaklaşık olarak aşağıdaki formülle hesaplanabilir [19]:

$$c = 7.5 \cdot S^{0.25} \quad (4)$$

Burada S : belirtilen yüzey gerilimi (MPa)

4. CIVATA YÜKÜNÜN HESAPLANMASI

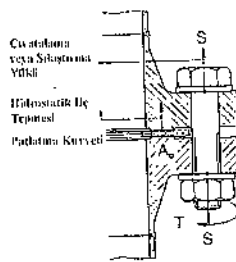
Contalı bir bağlantı içindeki bir conta flanş geçme yüzeylerine doğru etkiyen cıvataların sıkıştırma gerilimine maruz kalmaktadır. Cıvataların sıkıştırma geriliminden dolayı conta bir miktar deforme olur ve flanş geçme yüzeylerine kendi kendine uyum sağlar. Yeteri miktardaki conta deformasyonu sızdırmazlığın istendiği ortama karşı contanın sıkışmasını sağlar. Contanın yetersiz deformasyonu ise conta yüzeyi ile ve/veya conta bünyesinde sızıntıya sebep olur. Sızdırmazlığı sadece contanın yüzeyi sağlar, kesit ise sızdırılması gereken ortama gözenekli bir engel teşkil eder [4,18]

Flanşlı bir bağlantıda contaya etki eden üç temel kuvvet şunlardır (Şekil 4):

$$\text{Cıvatalama veya sıkıştırma gerilimi: } S, W \quad (5)$$

$$\text{Hidrostatik uç itmesi: } H = I \cdot a \quad (6)$$

$$\text{Radyal veya Patlatma kuvveti: } S / A_D \geq I \cdot \pi \cdot d_i \cdot t / 2 \mu \quad (7)$$



Burada;

- d_i : conta çapı
 t : conta kalınlığı
 l : iç basınç
 μ : sürtünme katsayısı
 A_D : sıkıştırılmış contanın alanı
 S : cıvatalama veya sıkıştırma gerilimi
 a : contanın ortalama çapı ile kapatılan alan

Şekil 6. Flanşlı bir bağlantıda contaya etki eden kuvvetler [4]

Farklı sızdırmazlık testlerinde kullanılan Sızdırma Oran Kriteri farklı standartlarca belirlenmiştir. Bunlardan en önemlileri olan ASTM ve DIN standartları Tablo 5'te karşılaştırmalı olarak verilmiştir:

Tablo 5. Sızdırma Oran Kriterinin Farklı Standartlarda Karşılaştırılması [4]

Sıkıştırma Sınıfı		Kütleli Sızdırma Oranı λ ($\text{mg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{mm}^{-1}$)		Sabit C	
DIN V 28090	ASTM	DIN V 28090	ASTM	DIN V 28090	ASTM
L1.0	T1 - Ekonomik	≤ 1.0	2×10^{-1}	-	10
L0.1	T2 - Standart	≤ 0.1	2×10^{-3}	-	1
L0.01	T3 - Sıkı	≤ 0.01	2×10^{-5}	-	0.1

Temel olarak contanın basınç oranı sıkışma gerilimine dayanabilen malzemeyle ilişkilidir. Malzeme sertliğinin artmasıyla sürtünme savaşı mümkün olabilirken, conta kabul edilemez cıvata ve flanş yüklerine sahip olmaksızın sızdırmazlığı başarmak için yeterince yumuşak olmalıdır. Yeterli bir conta malzemesi arzu edilen diğer özelliklerle beraber yüksek ve artan bir gerilim karşısında kabiliyetli olmalıdır.

REFERANSLAR

- [1] Ellis, B. S., Emission Legislation-Development and Progress, International Seal Forum at Achema '97, Frankfurt, Germany, 9-13 June 1997.
- [2] O'Keefe W., "Gaskets and Static Seals", Power, Jan. 1985.
- [3] ... "Section 3 Seals", Machine Design, June 19, 1975, 252-262.
- [4] Brownicar, I., Pevec, P., Static Industrial Sealing, Donit Tesniti, 1995.
- [5] Severinsen, J., Gasket that Block EMI, Machine Design, August 7, 1975, 74-77.
- [6] Field, G. J., Seals that Survive Heat, Machine Design, May 1, 1975, 76-79
- [7] Kulesus, G., Select The Right Gasket For Plate Heat Exchangers, Chemical Engineering, September 1992, 167-169.
- [8] Brown, M., Seals And Sealing Handbook, 4th Edition, Elsevier Science Publishers Ltd. 1995.
- [9] Warring, R.H., Seals And Sealing Handbook, Section 2A- Gaskets, Trade & Technical Press Limited, 1981.
- [10] Robinson, M. H., Harland, C.R. and Maus K.H., Consideration in The Selection of Cylinder Head Gasket Technology, T&N Technical Symposium, 1995.
- [11] Pipe Joints, Part I, Gaskets A State Of The Art Review: The Institution of Mechanical Engineers, London
- [12] Poeschel, E., Koehling, A. Asbestersatzstoff Katalog, Frankfurt Germany.
- [13] Akıncı, A., Sızdırmazlık Elemanlarının Yapı ve Özellikleri, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya, 1997
- [15] Akgül, H., Sızdırmazlık Elemanları, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın No: 120.
- [16] Metallic Gaskets, Machine Design, June 1964.
- [17] Handbuch Der Dichtungentechnik, Statische Dichtungen Bei Flanschverbindungen Im Rohreleutungs, ... Und Behaltersbau : Exper Verlag 7031, Grenefenau 1, Württ, 1980
- [18] Reuter, F.W., Dichtungen In Der Verfahrenstechnik, Band 1 - Flachdichtungen, Resch Verlag 1987.
- [19] Ghirlanda, M., Guida Alle Guarnizioni Per Giunti Statici: Guarco, Italy.

SUMMARY

In theory, sufficiently smooth and flat surfaces on opposite faces of component boundary areas would prevent leakage, if pressed together tightly enough. In practice, the exorbitant cost of machining faces flat, finishing them smooth by grinding and lapping, and then preserving the flawless surfaces through service and maintenance episodes excludes all but one solution to leakage problem. Every practical static seal depends on either forcing a softer gasket or seal element to fill minor irregularities on opposite surfaces of the joint or on forcing the hard and sharp edge of a gasket into a joint surface.

Valves are components that depend on static seal to stop external and internal leakage. The major trouble of seat leakage should not cause plants to forget and difficulties with bonnet, plug and seat sealing that have occasionally driven stations off line. Pumps, also, rely on gaskets and other forms of static seals to maintain efficiency and prevent escape of liquid. Compressors, turbines, boilers and heat exchangers are other major components calling for static sealing of access holes and joints needed for manufacturability.

The primary factors affecting selection of sealing elements are operating conditions, mechanical features of flanged assembly and gasket characteristic and dimensions. In general, operating conditions determine the choice of jointing material, whereas the dimensional and mechanical features of the flange control the gasket type. The performance of any jointing material is influenced by temperature, internal pressure, vibration, erosive and corrosive characteristic of fluid, bolts and compressive stress, type of flange and flange surface finish, economy, and expected life.

Temperature will have a significant effect on gasket performance since hot and cold conditions will degrade the physical properties (tensile strength) of jointing material and deform it. Stress relaxation causes a reduction of the bolt torque. The higher internal pressures would require the higher the available bolt loads. Bolts create compressive stress-gasket surface stress, which is necessary for keeping the joint tight. Correct bolting procedure is very important for creating the sealing ability. At working conditions bolt load has to withstand the influence of internal pressure which acts radially as a blow-out force and axially as a hydrostatic end thrust.

The gasket must be compatible with the working fluid otherwise chemical degradation can occur. When health hazardous or dangerous media are involved, gasket material and gasket type has to be selected more carefully. Also fluid concentration have to be taken account.

Selection of gasket type is controlled by mechanical features of the flange such as flange material, surface finish and type of machining. Also dimensions and type of flange control the gasket thickness. When choosing the gaskets ensure that they are as thin as possible but thick enough to compensate for unevenness on the sealing surface of the flange and bolt load differences during tightening. However, gasket must be thick enough to compensate for surface roughness and any irregularities of flanges under available bolt load. The higher gasket thickness the lower bolt load the gasket can withstand and also the higher the area exposed to attack from internal pressure and aggressive media. Also, for most materials, stress relaxation resistance decreases with increasing gasket thickness.

Thermal cycling, shock pressure, vibrations, radiation, erosive media, risk of environment pollution and contaminating the medium with gasket, release- anti stick problem have to be considered. Also, the gasket or static seal with best inherent strength and resistance to damage during installation is preferable, other properties being equal. Expected life of the gasket or static seal should be equal to the equipment life or at least well beyond the scheduled overhaul interval. A gasket is a relatively inexpensive part of flanged assembly. When leakage occurs due to the gasket failure, the costs of shut-down and extra labour costs can not be compared even to the most expensive gasket.

POMPALARDA TİTREŞİM VE DARBE KONTROLÜ

Orhan TURAN
Ode Mühendislik

KISA ÖZET

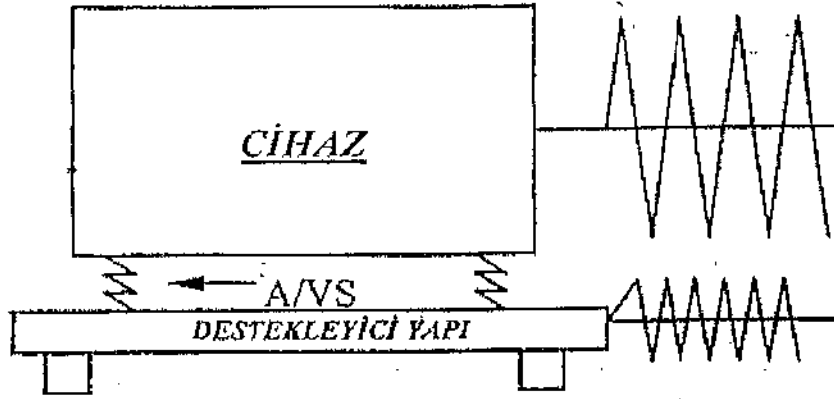
Gelişen teknolojinin sonucu artan makinalaşma ve azalan doğal malzeme kaynakları, üretimde israfları kaçınılarak, en az sarfıla kaliteli ürün elde edilmesini gerektirmektedir. Makina kullanım süresinin uzatılabilmesi, insanların daha sessiz ve konforlu ortamlarda yaşama isteğiyle birleşince yalıtım zorunluluğu kaçınılmaz olmaktadır.

Titreşim yolu ve hava yolu ile olmak üzere iki yolla yayılan sesler bütününden oluşan gürültünün, insan sağlığı üzerinde yarattığı hem fizyolojik hem de psikolojik bozukluklar artık bilimsel veriler olarak ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla, makinaların sağladığı seri ve hemen hemen kusursuz üretimlerden vazgeçilemeyeceğinden onlarla birlikte yaşamayı da öğrenmek ve olası hasarlardan korunmak gerekmektedir. Bu yazı başlığının amacına yönelik koruma alanı ise titreşim ve darbe kontrolünü kapsamaktadır. Titreşim ve darbe kontrolü sadece makinalaşma ile sınırlandırılmaz. Medeni yaşamın aynası olarak gelişen yapı tiplerinden kongre merkezleri, spor sarayları, tiyatro ve sinema salonları, hatta bu faaliyet alanlarının bir arada çok katlı olarak bulunduğu yapı komplekslerinde olmazsa olmaz titreşim ve darbe yalıtımı gerekmektedir.

GİRİŞ

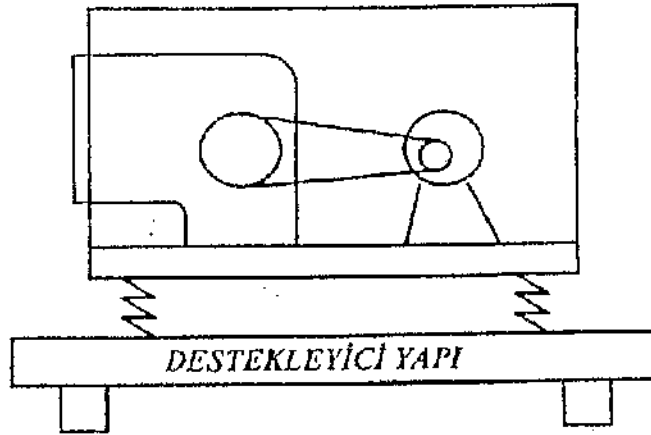


VİBRASYON (TİTREŞİM) YALITIMI;



- * Doğru A/VS'yi (Vibrasyon Önleme Sistemi) seçerek destekleyici yapıya iletilen enerji miktarını azaltabiliriz. Bizim asıl yapmamız gereken genliği azaltmaktır. Bunu eylemsizliği artırarak sağlayabiliriz.
- * Fakat İşletim Frekansını asla değiştiremeyiz.

DESTEKLEYİCİ YAPI İLE REZONANSIN ENGELLENME



- * Yapının doğal frekansı, sistemin performansını etkiler.
- * Ana kural olarak rezonansı engellemek için destekleyici yapının sertliği, A/VS'nin (Vibrasyon Önleme Sistemi) 3 katı olmalıdır. Bu nedenle döşeme üstlerinde yaylar kullanılmalıdır.

KAUÇUK YA DA YAY TİTREŞİM ALICILARIN SEÇİLMESİ ;

- * Genel olarak işletim frekansı 750/800dev/dak.'nın üzerinde kauçuk titreşim alıcılar kullanılır.
- * Daima en düşük hız düşülmelidir.
- * Fakat !
Eğer cihaz, destekleyici bir yapının üzerinde ise hız dikkate alınmaz ve yaylar kullanılır.

TİTREŞİM NEDİR ?

Titreşim, belirli bir zaman aralığında, bir kütlenin, belirli bir mesafedeki hareketinden oluşan enerjiye denir. Buradaki mesafe genlik olarak, bir saniyedeki titreşim sayısı ise frekans olarak tanımlanır. Titreşim ve darbe kontrolünde kaçınılması gereken olay ise rezonanstır ki bu cihazın işletim frekansı ile titreşim alıcının doğal frekansının aynı zaman diliminde aynı frekansta olması durumudur. Rezonansı engellemede ana kural olarak cihazı destekleyici yapının dinamik sertliğinin titreşim alıcı sistemin dinamik sertliğinin üç katı olmalıdır.

Verimli olduğu kadar ekonomik de olması gereken titreşim ve darbe izolasyonu öncelikle titreşim alıcı malzemenin seçimine, ardından da doğru uygulanmasına göre gerçekleşir. Rastgele bir titreşim alıcı seçmek bazen titreşim ve darbelerin etkisini azaltsa bile her zaman probleme tam olarak çözüm sağlamayabilir. Titreşim ve darbe kontrolünde kullanılan başlıca iletim önleyiciler çelik yayları, doğal ve sentetik elastomerleri ve askı yaylarını kapsar.

TİTREŞİM VE DARBE KONTROLÜNDE TİTREŞİM ALICILARIN KULLANIM AMACI;

- a) Üzerine yerleştirilmiş aletten sabitlendiği yapıya geçen kuvvetlerin etkisini azaltmak,
 - b) Sabitlendiği yapının hareketinden sarsılarak zarar görmemesi gereken hassas aleti korumak.
- Rahatsızlık verici olay sabit salınımlar (titreşim), belli periyotta tekrarlanmayan darbeler veya her ikisinin birleşiminden oluşabilir.

TİTREŞİM ALICILARIN ÇALIŞMA PRENSİPLERİ;

Çelik yaylar, silme kauçuklar ve asma körüklerden oluşan titreşim alıcı tipleri, salınım aşamasında oluşan enerjinin bir kısmını yutarlar ve hareket enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek titreşimi sönümlerler. Böylece, enerji, malzemesel yutumdan kaynaklanan küçük bir ısı kaybı dışında sarf olunmaz, titreşim alıcının şeklini bozmaya gereken kuvvet aktarılmış olur. Kuvvet aktarımı, titreşim alıcıyı dinamik olarak saptırmak , için gereken en yüksek kuvvetin kütleyi her bir salınım süresince hızlandıracak kuvvete oranıdır. Yutucu kuvvetler, genellikle küçüktür ve moment için önem taşımaz.

POMPALI SİSTEMLERDE TİTREŞİM KAYNAKLARI ;

Pompalı sistemlerin tasarımı ve işletilmesi aşamalarında. sistemin titreşimine neden olan kaynakların uyarım frekanslarının ve uyarılan pompa sisteminin (pompa ,boru ve bağlantıları vs.) doğal frekanslarının (mekanik veya akustik) iyi bir şekilde bilinmesi gerekir. Çünkü uyarım frekansları pompa sisteminin doğal mekanik ve/veya akustik frekansına veya tam katlarına eşit olduğunda,mühendisleri tedirgin eden ciddi titreşim problemleri ortaya çıkmaktadır.Bu titreşim kaynakları esas itibarıyla mekanik ve akış kaynaklı olmak üzere iki ana grupta toplanmaktadır.

POMPALAR;

Bu cihazlar 1450-2900 devir/dakika hızla çalışan veya pompa üzerinde akupile motordan, kayış-kasnakla 800-1300 devir/dakika değişen devir alan cihazlardır.

Bodrumdaki makina dairelerinde, birçok pompa biraraya oturtulmuş kaidelerde kauçuktan ayak tiplerinden sandviç titreşim alıcıların kullanılması ile başarılı bir yalıtım (ayırım) sağlanabilir. 2-3 mm esneyebileni seçmelidir. Direk çalışan pompalara eşit ağırlık binmelidir. Sağlam bir oturma için kayış kasnaklı pompaların plan boyutlarının bilinmesi ve ağırlığının en az iki katı kadar ağırlıkta kaide gerekir. Bu kaidede en az derinlik 15 cm olmalıdır.

Makina dairelerinde beton plaklar üzerine (kaide) oturtulmuş cihazların altına 25mm esneyebilen açık veya kapalı yay titreşim alıcıları kullanılmalıdır. 2900 devir/dakika devirli pompaların titreşim alıcıları 6 mm'e kadar çökebilen kauçuk olabilir. Pompanın oturduğu kaide veya zeminin ağırlığı pompadan hafif olamaz; ama ideal olarak 1:1,5 veya 1:2 oranı kayış kasnaklı üniteler için önerilebilir.

Geniş yüzeyli kaideler aynı ağırlıkta olup daha fazla derinliğe sahip kaidelerden daha az titreşirler. Pompayı geniş bir kaideye sabitlemek ekonomik ve teknik bakımdan tercih edilebilecek bir yöntemdir.

Boru hattı pompaya bağlanırken ve asılırken kesinlikle metal olmayan, hareket edebilen (esneyebilme yeteneğine sahip) bağlantılarla bağımsız olarak bağlanmalıdır.

BORU HATLARI;

Pompalardan, kompresörlerden v.b. çıkan titreşim, esnek birleşimlere rağmen birçok sistemde yine oluşacaktır. Bunun sebebi esnekliğin, kanaldan geçen akışkandan, akışkana karşı koyan kuvvetlerden ve bağlantı çubuklarından etkilenmesidir. Titreşim aynı zamanda akışkan basıncının artışı ve sistem hızının değişiminden doğan gürültülerden oluşur.

Makina dairelerindeki 50 mm ve daha büyük çaplı boru hatlarının yalıtılmasında 25 mm esneyebilen yay askılar kullanılarak yapılmalıdır. Az kritik alanlarda gürültü kaynağından sonraki 12 m'yi yalıtımak genelde verimlidir. Eğer boru hattı, gürültüye duyarlı alanlardan geçiyorsa, 6 mm çökebilen kauçuk askılar veya titreşim alıcılar, yerleşimine göre değişen dik boru için kullanılabilir.

Küçük boru hattı, örneğin, 50 mm'den küçük çapa sahip, kritik durumlarda ise 10-20 mm arası çökebilen yay askılarla yalıtılabilir. Normal şartlarda, 3-6 mm kalınlığında kauçukların boru bağlantılarında kullanılması verimli olacaktır.

Cihazların egsoz borularındaki susturucuların yalıtımına gerek duyulacaktır ve 25 mm esneyebilen yay askılar, açık yay titreşim alıcıların kullanılması uygundur. Uzun dik bacalar için boru sıcaklığı ve yayılma bilgileri verilmelidir.

EYLEMSİZLİK KAİDELERİ :

Eylemsizlik Kaideleri stabiliteyi yükselterek, büyük oranda titreşim yalıtımı sağlarlar.

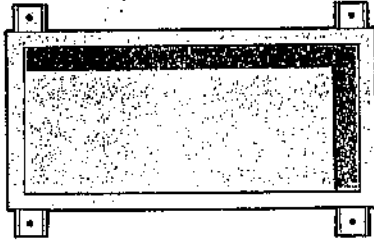
Bu kaideler bir metal saç kutu içine dökülen (Donatılı ya da donatısız) beton ve ayaklarında yay titreşim alıcılardan imaldir.

Temel olarak kullanım alanları;

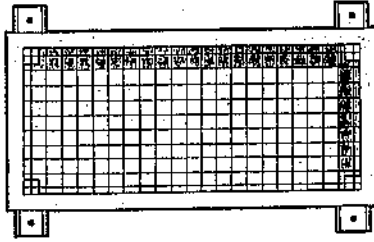
- * POMPALAR
- * KOMPRESÖRLER
- * HAVALANDIRMA ÜNİTELERİ
- * FANLAR VE MOTORLAR

Bu kaidelerin şekilleri cihazın durumuna
(Ağırlığı, Hızı, Ağırlık Merkezi, Ebatları)

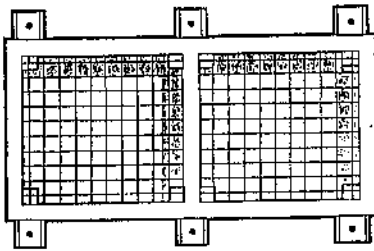
göre belirlenmekle beraber, sıklıkla aşağıdaki üç tip kullanılmaktadır.



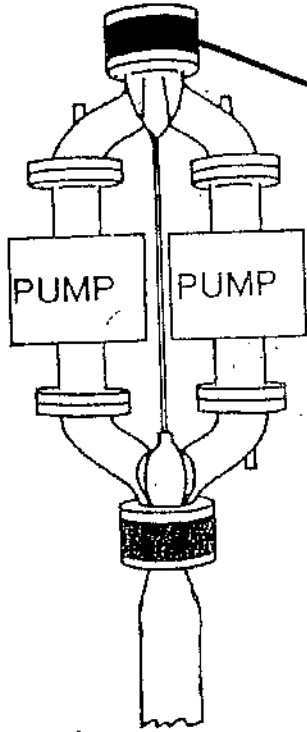
*STANDART TİP
4 TİTREŞİM ALICI YAY
DONATISIZ BETON*



*4 TİTREŞİM ALICI YAY
DONATILI BETON*

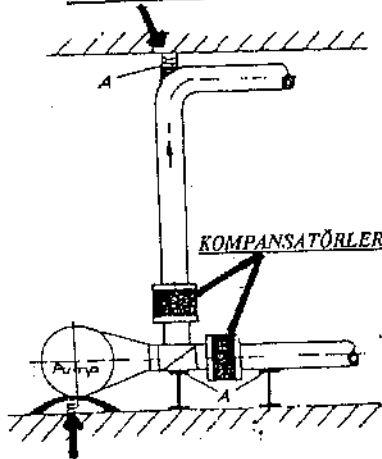


*6 TİTREŞİM ALICI YAY
DONATILI BETON
ARADA (+) BİR SAÇ
KAİDE*

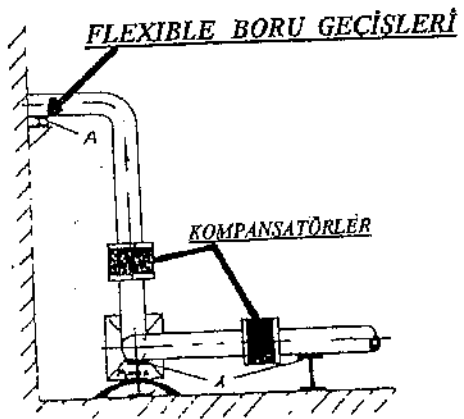


Yay ya da Kauçuk KOMPANSATÖRLER
(Borular Vasıtasıyla, Akış Yoluyla İletilen Titreşimin Sönümlenmesi)

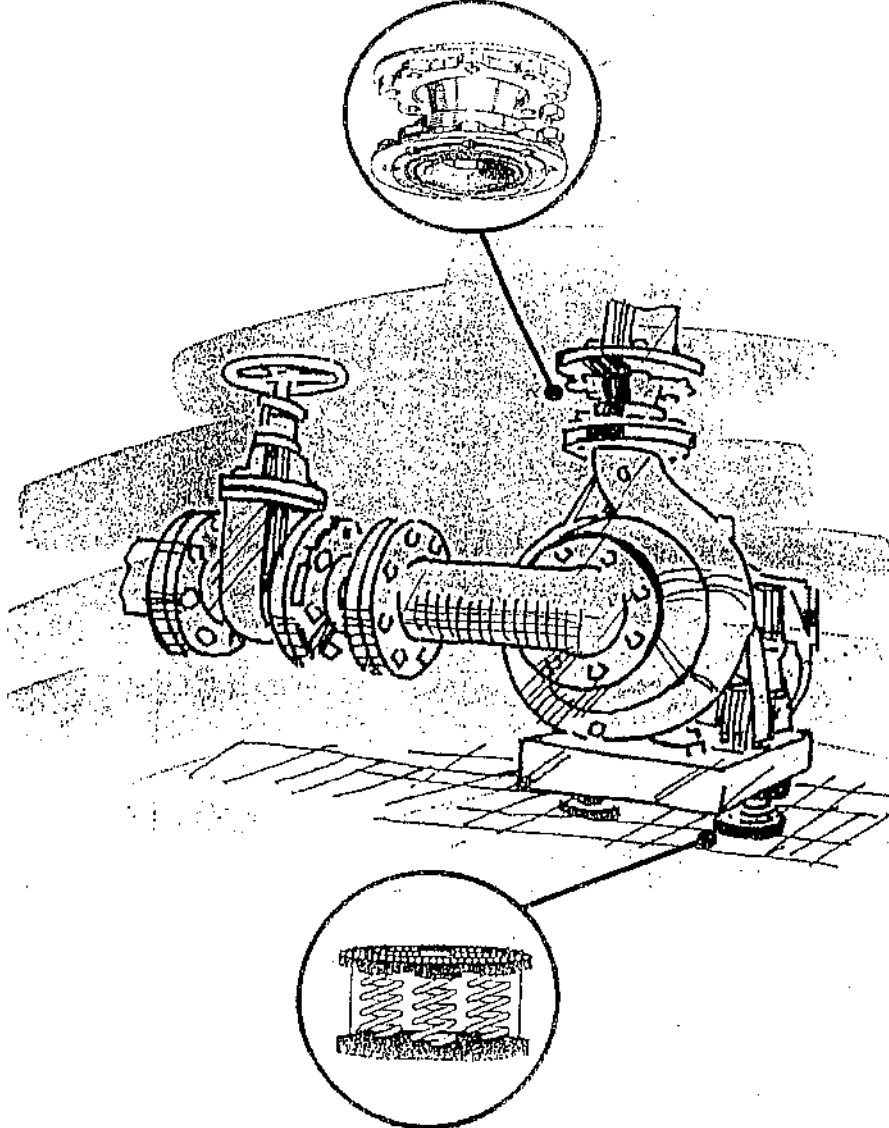
TİTREŞİM ALICI YAY TAVAN ASKILARI:



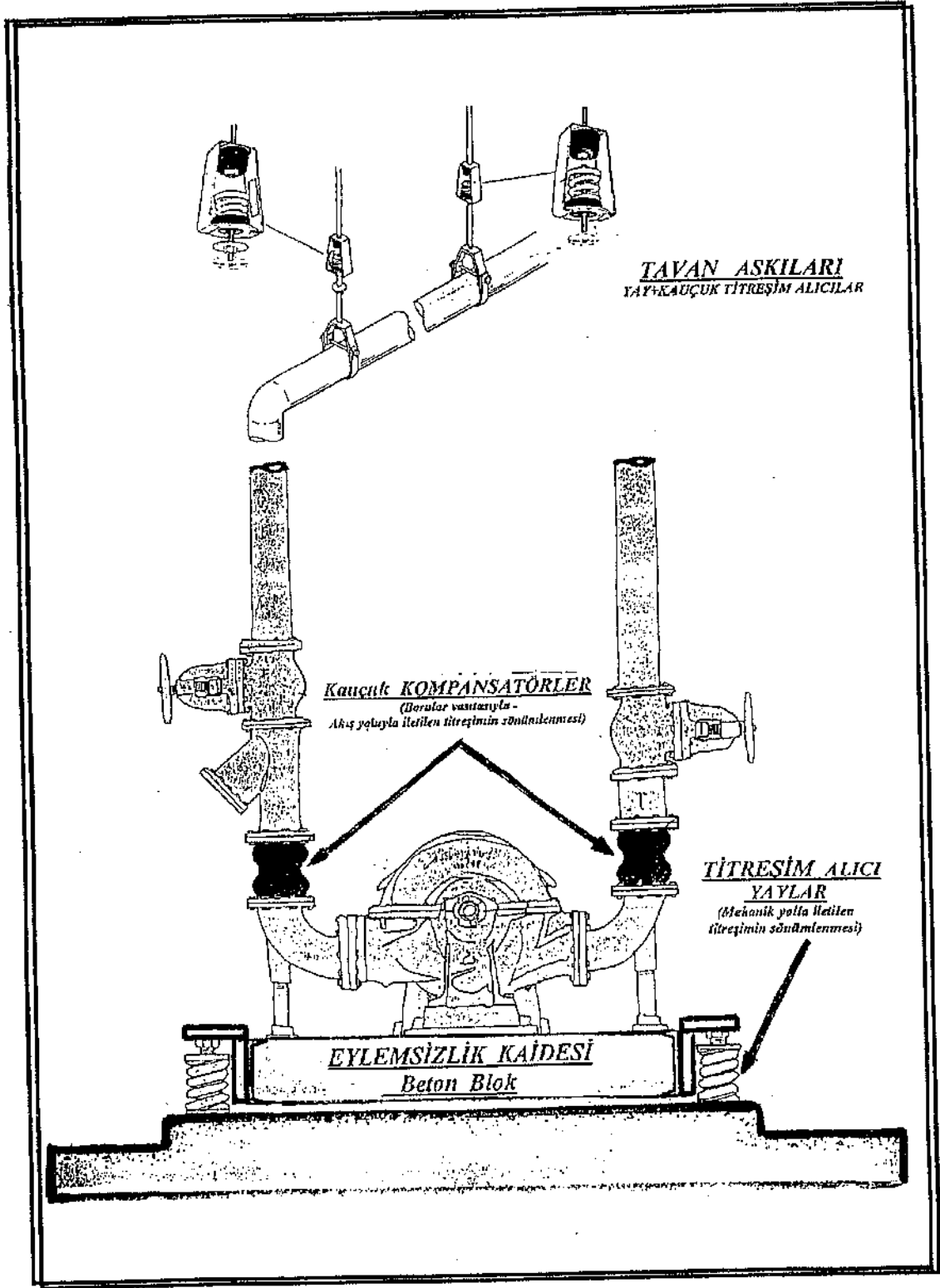
TİTREŞİM ALICI
(Yay ya da Kauçuk)



Yay ya da Kaucuk KOMPANSATÖRLER
(Borular vasıtasıyla - Akış yoluyla iletilen titreşimin sönümlenmesi)



Yay ya da Kaucuk TİTRESİM ALICILAR
(Mekanik yolla iletilen titreşimin sönümlenmesi)



KAYNAKLAR ;

1)ISOLATED SYSTEM ÇALIŞMALARI

2)CHRISTIE AND GREY ÇALIŞMALARI

**3)POMPALI SİSYEMLERDE TİTREŞİM KAYNAKLARI VE SÖNÜMLENMESİ - SUAT
CANBAZOĞLU**

4)ODE MÜHENDİSLİK ÇALIŞMALARI

POMPAJ SİSTEMLERİNDE TASARIM AÇISINDAN GÜRÜLTÜ KAYNAKLARININ ANALİZİ

Bülent EKER - Levent TAŞERİ
T.Ü.Tekirdağ Ziraat Fakültesi
Tarım Makinaları Bölümü

ABSTRAKT

Son yıllarda çevreye etki eden etmenler tüm alanlarda olduğu gibi pompa tasarımı üzerinde de etkisini göstermektedir. Özellikle bu etmenler içersinde insan sağlığını etkileyen unsurlar hemen hemen ilk önce ele alınarak çözüm yolları araştırılmaktadır.

Bilindiği gibi pompa sistemleri gerek hareketli veren kaynak gerekse pompanın bizzat kendisinden kaynaklanan gürültü yayılımı tasarım açısından ele alınmasını gündeme getirmiştir. Zaten oluşturulan gürültü kontrol yönetmelikleri gürültü kaynaklarında müsaade edilebilecek seviyeleri belirleyerek bir bakıma pompa tasarımcılarını zorlamaktadır.

Unutmamak gerekir ki iyi tasarlanmış ve uygun bir şekilde çalıştırılan pompalar bile gürültü ortaya çıkaracaktır. Hatta uygun bir şekilde çalıştırılan ancak işletme koşullarıyla değişebilecek gürültü frekansları oluşabilmektedir. Hal ne olursa olsun mutlaka gürültünün ana kaynaklarına inilerek istenilen düzeye getirilmesi gerekir.

Gürültünün kaynak ve nedenini belirlemede ,gürültünün istenen standart değerleri arasında olup olmadığı ve bunun problem yaratabilecek nitelikler içerip içermediği ilk önce ele alınacak kriterdir. Öte yandan pompa sistemlerinde gürültü pompa yada onu tahrik eden kaynağın mekanik bileşkelerinden ,pompa içersindeki sıvı hareketinden ve pompaya bağlı boru sistemlerinden kaynaklanabilmektedir.

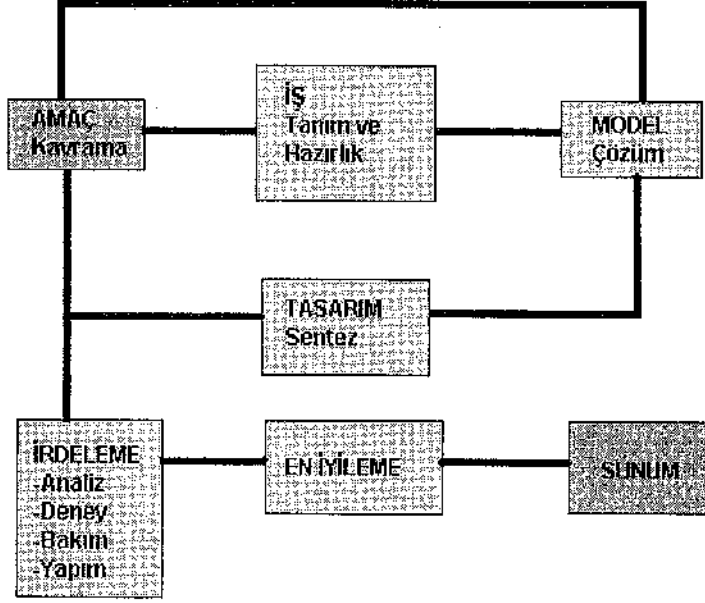
İşte bu çalışmada pompaj sistemlerinde gürültü kaynaklarının neler olduğunun saptanması, önleme yöntemleri ve bunun pompa tasarımı aşamasında üzerinde yapılması gereken değişiklikleri açıklanmaya çalışılmıştır.

1.GİRİŞ

Sulama insanlığın varoluşundan beri uygulanagelen bir tarımsal üretim tekniği olarak bilinmektedir. Teknolojinin gelişimine paralel olarak da gelişimini sürdürmüş, basit yapılardan modern yapılardaki düzenlerle gerçekleşir olmuştur. Bu durum sulama sistemlerinin tüm parçalarında görülmektedir.

Bilindiği gibi suyun kaynak ile verilecek alan arasında iletilmesinde kullanılan tüm mekanik araç ve gereçler pompaj tesisini oluşturmaktadır. Pompaj tesislerinde seçim, kurulma, işletilme ve bakım yanında projelendirilmesi, tasarımı önemli tüm mühendislik kollarını ilgilendirmektedir. Özellikle günümüzde teknolojik gelişmeler bu hizmetleri insanın aklını bile zorlayacak boyutta çok kısa bir süre içersinde gerçekleşmesine neden olmaktadır. Bunda şüphesiz bilişim teknolojisinin büyük payı bulunmaktadır. Bu teknoloji insanları daha rahat ortamlarda yaşamaya itmekte buna bağlı olarakta gereksindiklerini yeniden ele alıp düzenlemeye itmektir. İşte bu durum her alanda tasarımın yeni boyutunun ön plana çıkmasına neden olmaktadır.

Tasarım fiziksel bir yapının en doğru bileşenlerini bulma olarak tanımlanabilir. Tasarım ürünü ise bunun sonunda oluşur (Şekil1).



Şekil 1. Tasarım felsefesi

Tüm diğer uygulamalarda olduğu gibi pompaj tesislerinin tasarımında da işleme geniş bir bilgi birikimi yanında tüm parçaların analizi ile başlanmak zorundadır. Şüphesiz ele alınacak kriter burada analizin boyutunu değiştirecektir.

Son yıllarda çevreye duyarlı tesislerin uygulamaya girmesi yada insanların artık böyle tesis istemeleri pompaj tesislerinde de tasarımda çevre açısından değerlendirilmelere neden olmuştur. İşte bu bilinç altında pompaj tesislerinde ana yapı elemanlarında çevreye karşı duyarlılığı gürültü parametresi ele alınarak incelenmesi bu bildirinin asıl konusu olmuştur.

2. POMP AJ TESİSLERİNDE GÜRÜLTÜ KAYNAKLARI

Gürültünün kaynak ve nedenini belirlemede, gürültünün normal olup olmadığı yada muhtemel bir problemin göstergesi olup olmadığını belirleyerek işleme başlanması gerekmektedir. Pompaj tesislerinde gürültü hem pompanın mekanik birleşenleri tarafından hemde pompa içindeki sıvının hareketinden ortaya çıkabilmekte yada borulardaki sıvılardan oluşabilmektedir.

Genel olarak sıvının oluşturduğu gürültü yüksek debilerde vortex formasyonundan, kavitasyon vb. den oluşmaktadır. Buna bir bakıma sıvının özelliği etkilemektedir. Oysa mekanik sistemlerde gürültü oluşumu tamamen tasarım parametrelerinden ve imalat tekniğinden kaynaklanmaktadır.

Kaynağı ne olursa olsun oluşan gürültü çevreye yayılarak çeşitli yönlerden gerek insanlara gerekse bulunduğu ortamdaki diğer araç ve gereç üzerinde olumsuz etki yapmaktadır. İşte gürültünün kontrol edilebilmesinde ilk şart, doğru olarak gürültü kaynağının saptanmasıdır.

Pompaj tesislerinde gürültü kaynakları iki grupta toplanabilir.

- Mekanik kısımlarda oluşan gürültü kaynakları
- Sıvı ortamda oluşan gürültü kaynakları.

Mekanik kısımdaki oluşan gürültü; komşu ortamlarda akustik basınç dalgalanmaları çıkaran titreşim halindeki bileşenler yada yüzeylerdir. Örnek olarak pistonlar, dönen balansız kısımlar, titreşim halindeki boru

malzemeleri vb.dir.Titreşim sonucu gerek pompa organlarında(rulman,çark,salmastravbv) ,gerekse pompanın bağlı olduğu kaplin,tespit somunları,kızak ve flanşlardaki bağlı elemanlarında kendini göstermektedir.

Yaptığımız araştırmada doğru olarak bağlanmamış bir kaplin bağlantı sisteminde normaline oranla yaklaşık iki kat gürültünün olduğu saptanmıştır.Şüphesiz pompa devrinde artması böyle sistemlerde oluşan gürültünün artmasına yol açmaktadır.Yalınış bağlantı elemanları ile oluşturulan pompaj tesislerinde dengesizliklerin üreteceği gürültü yanında yatakların vurması,sekman,çark vb' ninde gürültü çıkardığı görülmektedir.Eğer vurma şeklinde bir gürültü kaynağında ilk önceleri tıklama olarak adlandırılan seslerin bir müddet sonunda cızırtı şeklinde gürültü yaymaya başladığı görülmektedir.Tüm bunlar yanında santrifüj ve derin kuyu pompalarında pompanın normal dönü hareketi ile bağlantı şaftının rüzgar sesi şeklinde gürültü yaydığıda bilinmektedir.

Öte yandan basınç dalgalanmalarının doğrudan doğruya sıvı hareketi dinamiğini etkilemesi ve bunun sonunda oluşan turbulans,kavitasyon vb belirtiler basıncın ve akışın değişmesine neden olurken borularda vre pompanın kendisinde mekanik titreşimlere yol açmaktadır.Bu mekanik titreşimler daha sonra çevreye akustik gürültü yayabilmektedir.

Genel olarak bakıldığında pompaj tesislerinde sıvının yarattığı gürültü 4 ana kaynaktan oluşmaktadır.Bunlar:

- 1.Pompa çarkı ve yönlendiricilerinde oluşan gürültüler,
- 2.Hareketlendirilen sıvının yarattığı turbulans akımdan doğan gürültüler,
- 3.Kavitasyon vb oluşumlar sonucu ortaya çıkan gürültüler,
- 4.Akış halindeki sıvının buru sistemi içerisinde düz borulardan armatürlere geçerken yada tersine armatürlere düz borulara geçerken özellikle çok dallanmanın olduğu bağlantı elemanlarında oluşan gürültülerdir.

Pompaj tesislerinde hareket eden sıvıların ortaya çıkardıkları gürültüler hem emiş hattına doğru hemde basma hattının uçlarına kadar gürültünün yayılmasına neden olmaktadır.

Nedeni ne olursa olsun aslında sıvıların pompaj sistemlerinde hareketleri sırasında oluşturdukları gürültülerde en çok oluşum nedeni sıvının akım şeklinin değişime uğradığı alanlarda oluşmaktadır.Bunun sonucunda basınç dalgalanmaları oluşmakta,oluşan düzensizlik girdapları,dönerek geçen akımları, cidarlara yapılan etkiye dönüştürmekte ve nihayet boruların ve pompanın bileşenlerinin vibrasyon etkisine kalmasına yol açmaktadır.Buna karşılık boru sistemlerinin verdiği reaksiyon ise kuvvetli bir gürültü frekansının doğmasına yol açmaktadır.

Deneyisel yapılan çalışmalarda oluşan girdap etkisi sonucu sistemdeki akustik rezonansın en fazla olduğu saptanmıştır.Oluşan frekans ise Strouhal katsayısı ile ortaya konulabilmektedir.Bu katsayı deneyisel çalışmalar sonucunda 0,2....0,5 arasında değişmektedir.Formül olarak ;

$$S_n = f_g \cdot D / V \dots\dots\dots(1)$$

bağıntısı ile bulunabilmektedir.Burada:

S_n :Strouhal katsayısı,

f_g :Oluşan girdap frekansını(Hz)

D :Boru çapı(m)

V :Borudaki akış hızını(m/s) ifade etmektedir.

Genelde 50 Hz hududunu aşılması durumunda sıvıda düzensizliklerin oluşması buna bağlı olarak gürültününde hissedilmesine yol açılmaktadır.

Öte yandan çok genç ifadelerle ses insan kulağı tarafından algılanabilecek,normal olarak 30Hz ve 17 kHz arasındaki frekansları ifade eder.Gürültü ise basit ifade ile istenmeyen ses demektir.Gürültünün ölçülmesi yada insan üzerindeki etkisinin değerlendirilmesi ise çok değişik kriterlerin ele alınmasını gerektirmektedir.Uygulamada gürültü değerlendirilmesinde desibel değeri daha çok kullanılmaktadır.Desibel ise ilgilinen sesin referans ses basıncına(0,0002 microbar) göre dinamik basınç değişikliklerini gösteren ses ölçme birimidir.Kulağın frekans karşılığı,sesin yoğunluğuna göre değişiklik göstereceğinden ses seviye ölçme

düzenlerinde 3 değişik filtre(45-75 ve 95 dB) bulunmaktadır.Bunlara sırasıyla A,B ve C filtreleri denilmektedir. Son yıllarda C filtresi daha çok kullanıldığından değerlendirmelerde dBC ölçeği kullanılmaktadır.Dünya sağlık örgütüncce yayınlanan gürültü değerlendirmelerinde gürültünün ölçülmesi yanında gürültünün süresinde etkili olduğu,bu nedenle değerlendirmelerde bununda dikkate alınması gerektiği vurgulanmaktadır.Örneğin 90 dBA değerinde gürültünün 8 saat olması müsadde edilebilirken 95 dBA değerinde müsaade edilebilirlik süresi 4 saate inmektedir.Onun için tüm tesis yada makinaların değerlendirilmesinde süreninde ele alınması gerektiği ortaya çıkmaktadır.Ayrıca tüm Dünya ülkelerinde gürültü için uygulanan standart değerlerinde 80-90 dBA arasında kabul edilebilir olduğuda unutulmamalıdır.

Bu değerlendirmeler göz önüne alınarak pompaj tesislerinde gürültü incelenirse her bir organın ayrı ayrı analizinin yapılması gerekmektedir.

Bir santrifüj pompada en fazla gürültü pompa gövdesinde hissedilmektedir.Bu gürültünün büyüklüğü ve frekansı pompadan pompaya değişmekte ve neticede pompa içersindeki akan sıvının ideal akımdan ayrılma oranına bağlı olarak artmakta yada azalmaktadır.Ayrıca pompa giriş ve çıkışındaki yönlendirici vanaların ,diffüzörlerinde bunda doğrudan etkisi olmaktadır. Birde buna akış halindeki sıvının basıncının buhar basıncına düşürülmesi konumunda kavitasyon oluşumu eklendiğinde patlama seslerine benzeyen çatırtı şeklinde gürültüler oluşmaktadır.Tabiki bu gürültü yanında gerek pompa çark kanatlarında gerekse boru sistemlerinde önemli sayılabilecek hasarlara yol açılmaktadır.Artan basınç değerleri ile kavitasyon oluşumu artmakta buna bağlı olarak sistemdeki gürültü oranında artmaktadır.Aynı durum sıvının hızının artması ve hız engellemeleri (vana vb organlarda olduğu gibi)yapıldığında da ortaya çıkabilmektedir.Bu durum özellikle sıcak suyun iletilmesinde kendini daha iyi göstermektedir.

Bazen pompaj tesislerinde çevresel gürültü borular ve pompadan kaynaklanmamakta sistemi tahrik eden güç kaynaklarından da olabilmektedir.Bu kaynakların yaydıkları gürültülerde çoğu zaman esas pompaj tesisinde oluşan gürültüleri örtecek yükseklikte de olabilmektedir.Yapılan araştırmalarda elektrik motorlarının gürültü açısından diğer diesel yada benzinli motorlara oranla çok daha az gürültülü olmasına karşın,bazende elektrik motorlarının uygun olmayan yapılarından bazende elektrik motorlarının tespit yerlerinden kaynaklanan gürültüler de olabilmektedir.

Pompaj tesislerinde tespit edilen gürültü kaynaklarından biride pompa motor bağlantı elemanlarında (kaplin vb) olmaktadır. Bu durum direk akuplasyon yerine bir ara bağlantı elemanı(kaplin) kullanılan uygulamalarda daha çok görülmektedir. Kaplinlerin gerek motor miline gerekse pompa miline bağlantılarının uygun olmaması yanında kaplin ana parçaları arasına yerleştirilen takviye elamanlarının uygun yapılarda olmaması ya gevşek yada çok sıkı bir şekilde yuvalarına yerleştirilmesi, pompa mili ile motor milinin aynı eksensel düzgünlükte olmayışıda gürültü oluşumunu etkilemektedir.

Öte yandan pompaj tesislerinde pompanın ilk harekete geçtiği yada pompanın çalışmasının durdurulduğu anlarda da gürültü düzeyinde hissedilir bir artış olabilmektedir.

3.POMPAJ TESİSLERİNDE GÜRÜLTÜ KONTROLU

Gürültü kaynağı ne olursa olsun mutlaka gürültünün kontrol edilmesi gerekmektedir.Uygulamada görülen belli başlı gürültü kontrol teknikleri şunlardır.

- 1.Kaynağın değişikliğe tabi tutulması (Pompa ,motor ve pompaj tesisinin tasarımının yeniden yapılması işlemdir.Özellikle akustik gürültüleri minimuma indirmek için mutlaka yapılmalıdır.)
- 2.Yayılanın kesintiye uğratılması (Gürültü kaynağından çıkan gürültülerin tecrit tekniğinden yararlanılarak azaltılması yada yok edilmesi, kaynak ile etkilenenlerin arasındaki uzaklığın artırılması şeklinde yapılmalıdır)
3. Kaynakta gürültünün algılandığı noktada değişiklik yapılması(Pompaj tesislerinin elemanlarının yapısal değişikliğe tabi tutulmasıdır.)

Pompaj tesisi uygulamalarında gürültü kaynağı saptandıktan sonra yapılabilecek gürültü önleme yaklaşımlarından bazıları şöyle sıralanabilir.

1.Mekanik yada sıvının oluşturduğu rezonansdan kaçınmak için pompa hızının yükseltilmesi yada azaltılması,

2.Sıvı basıncını yükselterek kavitasyon ,su koçu darbeleri vb. durumlarını iyileştirilebilir,

3.Dönen elemanlarının balansının iyi yapılması,

4.Sıvı tarafından taşınan enerjinin minimum düzeyde tutulabilmesi için akustik rezonansı düzeltmek,

5.Gürültü yapan tahrik sistemlerin değiştirilmesi,

6.Pompa ve motorlarının tespit yerlerinde yapılacak iyileştirmeler,

7.Pompa devrinin değiştirilerek gürültünün azaltılması için yeniden pompa tasarımının ele alınması,

8.Sistemde bulunan akışkanın engellendiği armatür parçaları vb de yapılacak iyileştirmeler,

9.Sistemde kullanılan rulmanlardaki yapısal ve kullanım koşullarındaki değişiklikler,

10.Pompa çark yapısında değişikliklerin yapılması vb. sayılabilir.

Tüm bu ve buna benzer gürültü önleyerek iyileştirmenin sağlanmasının derecesi şüphesiz tüm tesisin bir bütün halinde ele alınmasını gerektirmektedir.Bu durum sanıldığı kadar da kolay değildir.Örneğin pompanın girişlerinin değişikliğe tabi tutulması kurulu tesisler için hemen hemen imkansızdır.

Öte yandan pompaj tesisinde sıvı tarafından yayılan gürültünün emme-basma hattının en uç noktalarına kadar iletilmesi söz konusu olduğuna göre gürültünün yayılmaya başladığı nokta olarak tespit edildiği yerden daha ileriye gitmesini önlemek için akustik filtreler veya akustik kontrol düzenleri yardımı ile mümkün olabilmektedir.

Aynı şekilde mekanik üniteler tarafından ortaya çıkan gürültünün yayılımı borular yardımı ile,pompa ve motor bağlantı elemanlarına gerek ortama gerekse pompaj tesisine fiziksel temasta bulunan tesis ve ünitelere yayılabilmektedir.Bu tip gürültünün yayılımında kontrol başarısı; boru sisteminde esnek kaplinlerin kullanılması, mekanik tecrit uygulaması,pompa motor tahrik sisteminde tecrit edilme uygulaması,elastiki boru askı ve desteklerinin kullanılması ile mümkün olabilmektedir. Bunun yanında boru dış yüzeylerine elastomerik astar uygulaması da yapılabilmektedir.

Yapılan araştırmalarda pompaj tesislerinde çevreye yayılan gürültünün büyük bir kısmının pompa koruyucularından,borulardan ve bağlantı elemanlarından ortaya çıktığı saptanmıştır.Gürültünün azaltılmasına yönelik yapılan yaklaşımlarda ise ya taşınma yolunun engellenmesi yada pompa ve tahrik sisteminin bulunduğu ortamın(odanın) yankılama özelliklerini kontrol altında tutulması şeklinde olduğu görülmüştür.Örneğin sadece pompa ve motorun bulunduğu bölümde akustik emici ızalasyon malzemelerinin kullanılması sonucu 10 dB'e kadar varan gürültü azalması sağlanabilmektedir.

4.SONUÇ

Gürültünün artık insanları etkiler duruma gelmesi sonucu tüm alanlarda olduğu gibi pompaj tesislerinde de bu konunun gündeme alınmasına yol açmaktadır.Amaç insanlara daha rahat yaşanabilir çevre yaratmaktır. Bunun için pompaj tesislerinde gerek tasarım sırasında gerekse uygulama sırasında oluşabilen gürültülerin kaynaklarının öncelikle saptanması ve bunları uygulayıcılara ve imalatçılara bildirilmesi gerekmektedir.Daha sonra bu konuda Dünya ülkeleri gözönüne alınarak ülkemiz için "Pompa ve Tesisleri Gürültü Standartları" oluşturulmalıdır.

5.KAYNAKLAR

- ANONYMOUS,1977 TS 2709-10 ,Akustik Gürültü Kaynaklarının Tayini, Ankara
BİLGİÇ,M.1994.,Hidroforlar:Çeşitleri,seçimi,Gürültü Önleme Çareleri, Tesisat Mühendisliği Aylık Teknik Süreli Yayın,TMMOB Makine Mühendisleri Odası,İstanbul.
EKER,B.1998.,Sulama Makinaları, T.Ü.Tekirdağ Ziraat Fakültesi Yayın No:264, Desr Kitabı No:33,Tekirdağ.
EKER,B.1998., Makine Tasarımı Ders Notları (Yayınlanmamış), T.Ü.Tekirdağ Ziraat Fakültesi, Tekirdağ.
ÖZGÜVEN,H.N,1986.,Endüstriyel gürültü Kontrolü,MMO Yayın No:118,Ankara
SZENASI,F.R and C.R.SPARKS,J.C.WACHEL,1986.,Pump Noise,Pump Handbook(Edited by Igor J.Karassik and all.),McGraw-Hill Book Company,Newyork-USA

SUMMARY

Recently, harmful effects of factors on environment resulted in influences on pump design. Especially the effects of factors on human health among those factors are investigated.

It is generally known that noise pollution in pumps is usually produced by external movement source or itself therefore, these both factors should be considered in design of pumps in terms of reducing noise pollution. Regulation on noise pollution led to pump designers to obtain critical noise levels required by coverments.

Even well design and proper working pumps could produce undesired noise. So that one should approach the problem in detail and reduce the high noise level to a required level.

In pumps systems, a pump itself, its mechanic parts, fluid movement and pipe systems caused noise problem. In investigation source of noise, the first step is to determine the level of noise.

In this research, determination of source of noise in pumps, methods for reducing noise and possible changes on pumps during pump design were explained and discussed.

POMPALARDA GÜRÜLTÜ

Reşat Gün TAŞEL

Alarko

ABSTRAKT

Gürültü, günümüzün en önemli çevre kirliliği unsurlarından biridir. Teknolojinin de gelişmesiyle birlikte gelişmek mecburiyetinde kalan makineler de çevre kirliliğine neden olabilmektedirler. Makina boyutlarının büyümesi sonucu oluşan ses ve ortaya çıkarttığı gürültü çevreyi rahatsız etmektedir. Pompalar da performanslarına bağlı olarak gürültüye neden olabilecek gruptandır. Bu çalışmada ilk olarak pompalarda gürültünün ve bunu oluşturan titreşimin meydana geldiği etkenler gruplandırılmış ve bunlar açıklanmıştır. Daha sonra gürültü ölçüm tekniği ve standardı üzerinde durulmuştur.

1. GİRİŞ

Pompaların çok farklı kullanım alanları bulunmaktadır. Bunların çoğunda da kullanıcı genelde pompanın varlığından haberdar değildir. Örneğin apartınanda oturan bir kişi muşluğundan suyun nasıl aktığıyla ilgilenmez. Kullanıcı pompanın varlığından pompada bir arıza olduğu zaman haberdar olur. Gürültü de pompa çalışmasında normal olmayan bir durumdur. Dolayısıyla asıl amaç bu gibi kullanımlarda pompanın gürültü çıkartmayacak şekilde dizayn edilmesidir. Burada gürültü ve ses terimlerini açıklamak yerinde olur. Gürültüyü, insanları rahatsız eden ses olarak tanımlayabiliriz. Sesi ise; havada, suda ya da herhangi başka bir ortamda oluşan ve insan kulağının algılayabileceği basınç değişimi olarak tanımlamak mümkündür. Sesin doğuşu ve yayılması, ortamdaki parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle oluşan dalgalar havada basınç değişiklikleri oluşturur. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından ses olarak algılanır.

2. SES VE GÜRÜLTÜ

Bir ses kaynağından yayılan güçtür ve sonucunu ses basıncı olarak gösterir. Gerçek neden ses gücüdür. Bizim duyduğumuz ses basıncıdır, ancak bunun nedeni ses kaynağının yaydığı ses gücüdür. İnsanların duyma yeteneği ile ilgili fiziksel büyüklük ses basıncıdır. Bu nedenle sese karşı insanların verdiği tepkiyi incelemek için ses basıncı ölçülür. Ancak bir makinanın ne kadar gürültülü çalıştığını belirlemek için ses basıncı ölçümünden yararlanmak mümkün değildir. Çünkü ses basıncı kaynağa olan uzaklığa ve çevrenin (ses alanının) akustik özelliklerine (ses alanının büyüklüğüne ve yüzeylerin ses yutma özelliklerine) bağlıdır. Fakat ses gücü çevre özelliklerine fazla bağımlı değildir ve ses kaynağının yaydığı gürültüyü bulmak için ses gücü ölçülür. Ses gücü ölçümünün nedeni, gürültü kaynaklarının yaratacakları gürültü düzeyinin saptanmasıdır.

Günümüzde endüstrideki ses düzenlemeleri için yapılan uygulamaların artması ve gürültüye verilen önemin artması sonucu tahmine dayanan hesap ve ölçümlemeler artık yetmemeye başlamıştır. Buna karşın çeşitli gürültü standartları ile birlikte gürültü ölçüm teknikleri ortaya atılmıştır.

Bir pompada meydana gelen gürültü normal olabilir. Gürültünün normal mi yoksa bir problemin başlangıcı mı olup olmadığının tesbiti, gürültünün nedenini ve kaynağının belirlenmesinde de ilk evreyi oluşturur. Pompalama sistemlerinde pompa parçalarının mekanik bağlantıları ve pompa ve boru tesisatındaki sıvı ortam gürültüyü karakterize edebilir. Bu sıvı ve mekanik karakterli gürültü ortama değişik yollarla iletilir. Bu yolların bazıları pompa ve bağlantıları, birleştirilmiş boru tesisatı, borulardaki sıvılar ve tesisatı çevreleyen hava

sayılabilir. Dolayısıyla, pompalarda gürültü üç farklı yolla dışarıya iletilir. Bunlar hidrolik iletim, yapısal iletim ve hava yolu ile iletimdir.

Hidrolik iletim : Pompa tarafından oluşturulan basınç darbeleri sıvı tarafından iletilir ve akışa yakın yerlerdeki yapılarda akustik enerjiyi yayarlar. Bu tip iletimi engellemenin yolları arasında akustik filtreleri veya kenar bağlantı akümülatörleri gibi diğer basınç darbeleri kontrol ekipmanları sayılabilir.

Yapısal iletim : Pompa bağlantı sistemleri ve boru bağlantıları yapısal iletimin ana unsurudur. Atmosfere akustik gürültü olarak yayılmadan önce yapısal gürültü olarak iletilen ve basınç darbeleri kavitezyon ve türbülans gibi etkenler sonucu pompa yakınlarında oluşan osilasyon enerjisidir. Ayrıca, motor-pompa sisteminden kaynaklanan titreşimin komşu bağlantılara teması ile oluşan gürültü tipidir.

Hava iletim : İşınan ses hava kanalı ile iletilir ve ölçümler yapılır.

Bir akışkanı hareketlendirebilmek için yapılan pompa montajı esnasında yapımcı firma müşteriye doğal olarak motoru da vermektedir. Bu yüzden yapımcı sadece pompayı gözönüne almaktansa pompa-motor çiftini birlikte gürültü ve titreşim bakımından incelemelidir. Bu yüzden pompa konusunda motor da önemli bir yer tutmaktadır.

Pompa-motor çiftinde titreşimi ve buna bağlı olarak gürültüyü meydana çıkartan nedenler hidrolik, mekanik 2 ana başlık altında gruplanabilir :

Hidrolik etkenler :

* siren etkisi : Bu hidrolik etken tipi, fan kanadı ile sabit parçalar arasındaki ilişki sonucu oluşur. Özellikle santrifüj pompalarda yüksek hız ve fan kanatlarında oluşan basınç değişimleri gürültüye neden olabilir. Pompanın fan ve sabit parçalarında yapılan düzenlemelerle bu etki minimize edilebilir. Bunun için sabit ve hareketleri parçalar arasındaki boşluk artırılabilir.

* kavitezyon : Bu durum hidrolik mühendislerinin çok karşılaştığı bir durumdur. Sebepleri basınca, sıcaklığa ve kullanılan akışkanın fiziksel özelliklerine bağlıdır. Etkisine genelde fanın emiş kısmında rastlanır. Bu da net emme basıncının yetersiz olduğu koşullarda meydana çıkar. Birçok araştırma gösterdi ki bu tip gürültü sebebi 2 temel nedenden dolayı oluşur :

a) Emişteki buhar taneciklerinin büyümesi, irileşmesi

b) Buhar taneciklerinin patlaması

* türbülans : Bu tip kaynaklı gürültü, akışkan hızının hem değer hem de yön olarak ani değişimlerinin sonucu ortaya çıkar. Bu durum ise tasarım hatalarının bir sonucudur. Türbülans kaynaklı gürültünün meydana gelmemesi için pompanın hareketli aktif parçalarının uygun tasarlanması gereklidir.

* akış : Akan akışkanın dış cidarıyla pompa cidarlarının birbirine temasıyla oluşan sürtünme kuvvetinin oluşturduğu ses akış kaynaklı gürültü sayılabilir. Şiddeti akış hızına bağlı olarak değişmektedir. Örneğin, bir binada tesisattan geçen suyun hızının maksimum yaklaşık 1.5 m/sn. olması tavsiye edilir.

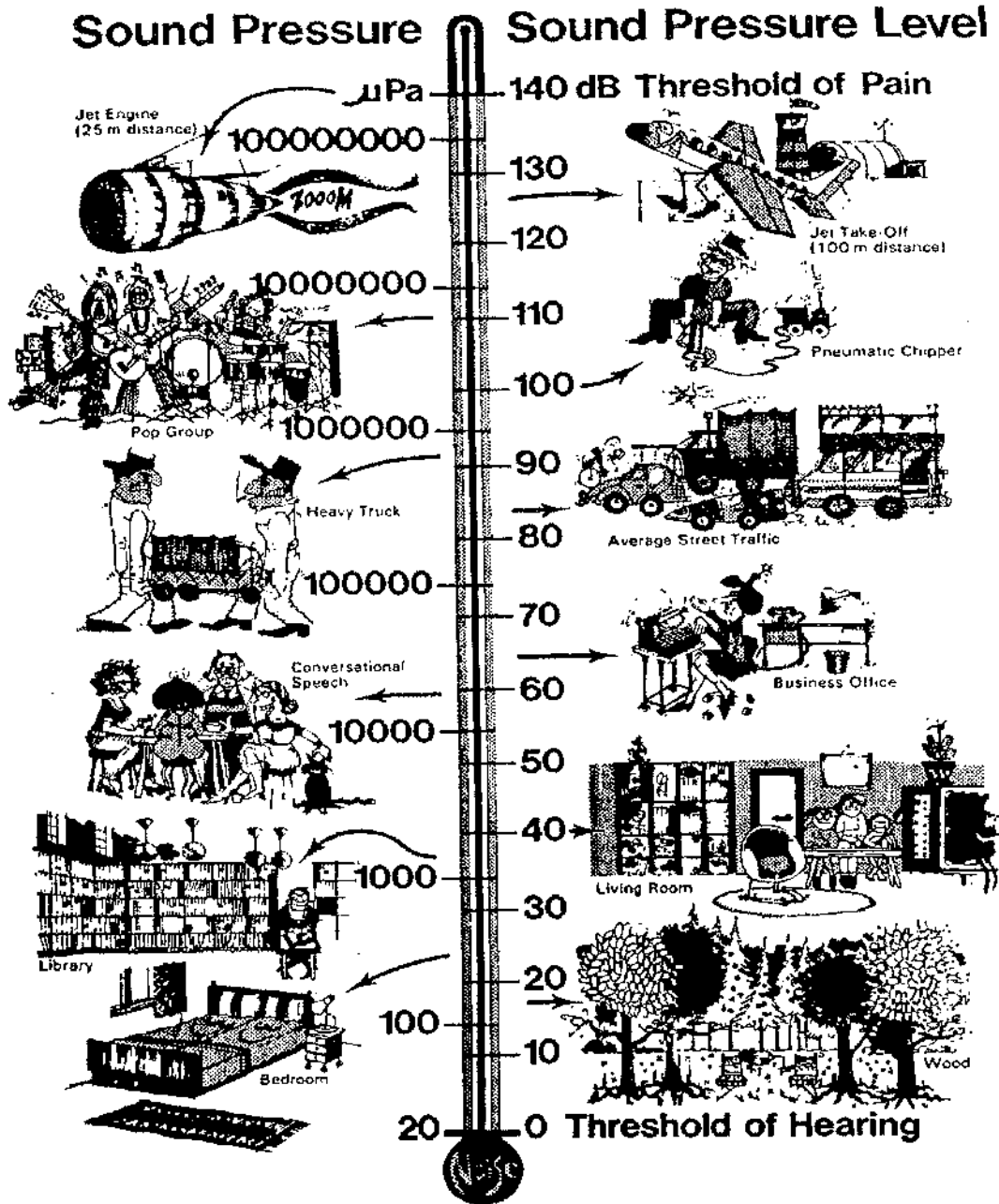
Mekanik nedenler :

Mekanik gürültü, iki hareketli parçanın birbirine teması sonucu meydana gelen gürültü çeşitidir. Pozitif iletim pompalarında, gürültü pompa hızı ve pompa piston sayısı ile karakterize edilir. Sıvı darbeleri gürültü artırıcı ana nedendir ve bunlar hem pompada hem de tesisattaki bağlantılarda mekanik titreşime neden olurlar. Santrifüj pompalarda balanssızlık veya fanların ve yatakların sürtünmesi sonucu oluşan yüksek titreşim gürültüye neden olur.

* Mekanik bağlantıların, kullanılan sıvı özelliklerine ve kullanıldığı koşullara uygun olması halinde kayda değer bir gürültü çıkmayacaktır.

* Başta da belirtildiği gibi değme yüzeyinde kayan ve dönen parçaların sürtünmesiyle de gürültü meydana gelmektedir. Bilyalı yatakların gürültü seviyesi uygun bilya ve yataklama sıvısı ile giderilebilir. Hatta montaj koşullarının kalitesi bile gürültü seviyesini dolaylı olarak etkileyebilir. Balanssızlık ve pompa ve motor milinin birbirine bağlantısındaki eksen kaçıklığı titreşime ve dolayısıyla gürültüye neden olan mekanik unsurlardandır. Hidrodinamik radyal yataklar (journal bearings) bilyalı yataklara kıyasla gürültüsüz çalışırlar.

Uygun bir yataklama koşullarıyla bu tip yataklarda çok az oranda ses duyulsa da yaklaşık 40 dB civarlarında olur.[1,2,3]



3. GÜRÜLTÜ ÖLÇÜMÜ

Terimlerin Açıklaması :

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklindedir. Sesin tanımını, "kulak tarafından algılanabilen hava, su ya da benzeri bir ortamdaki basınç değişimi" olarak verebiliriz. Sesin doğuşu ve yayılması, ortamdaki parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle oluşan dalgalar, havada basınç değişiklikleri oluşturur. Bu basınç değişiklikleri beyin tarafından ses olarak algılanır.

Desibel, sesi oluşturan basınç değişimlerinin ölçüsü ya da genliğidir. Sağlıklı bir insan kulağının ayırt edebileceği en zayıf ses 20 mPa'dır. Bu değer çok küçüktür. Ancak insan kulağı ses basıncını bir milyon kez daha hassas şekilde ayırt etme yeteneğine sahiptir. Bu nedenle, ses Pa cinsinden ölçülecek olursa, başa çıkılamayacak kadar büyük rakamlar ortaya çıkar. Bunu önlemek için desibel (dB) birimi kullanılır.

Desibel, mutlak bir ölçme birimi değil, bir referans değerle, ölçülen büyüklük arasındaki orandır. Dolayısıyla desibel (dB) ile ölçtüğümüz büyüklüklere düzey adı verilir. dB ölçeği logaritmiktir ve referans düzeyi olarak duyma eşiği olan 20 mPa'ı alır. Buna 0 dB denir.

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne *ses gücü* (akustik güç), bu gücün düzeyine ise *ses gücü düzeyi* (L_w) adı verilir. Referans gücü olarak uluslararası referans $W_0=10^{-12}$ W tır. Bir makinanın ses gücü, bu makinanın toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve genel olarak toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w ,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (1)$$

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belli bir noktada yarattığı ses basıncının tayini önem taşır. Ses basıncı düzeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (2)$$

olarak tanımlanır. Burada p ses basıncının ortalama kare değerinin karekökü (rms değeri), p_0 ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mPa'dır.

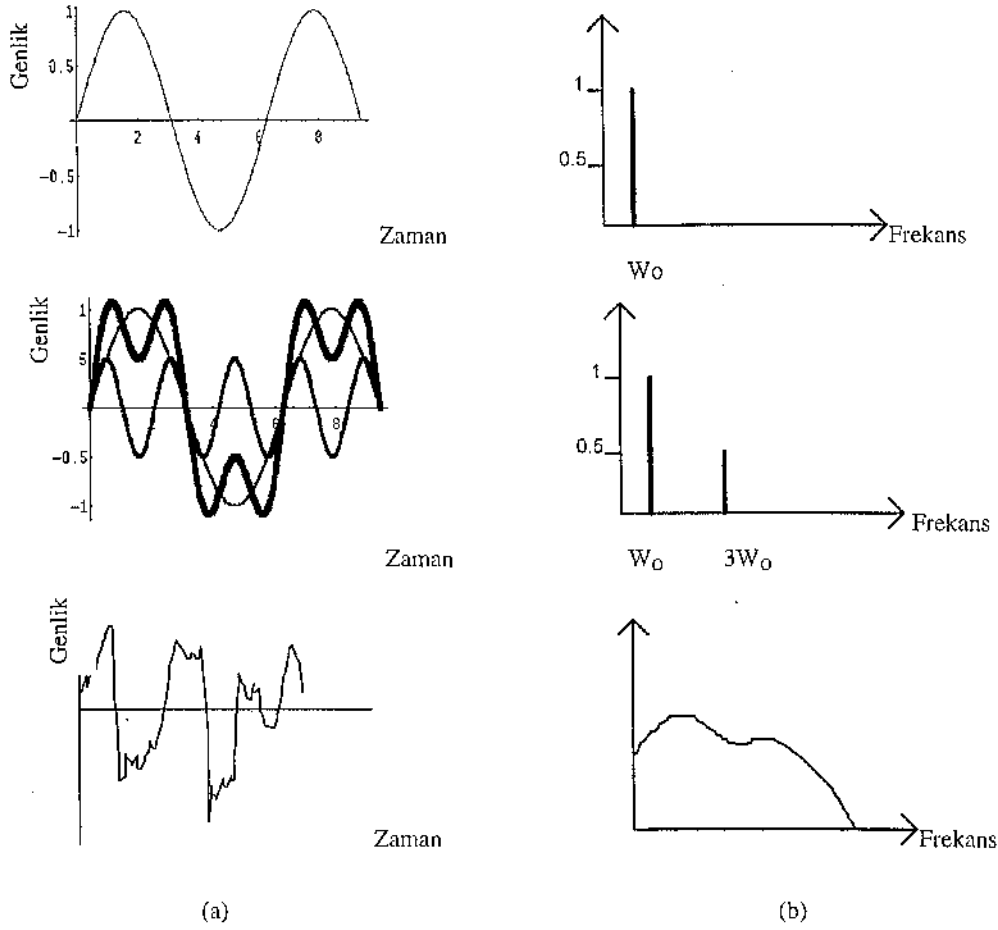
Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir özelliği de *ses şiddetidir*. Ses şiddeti düzeyi L_I ise,

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (3)$$

olarak tanımlanır. I_0 olarak 10^{-12} W/m² alınmaktadır.

Ses gücü birim zamanda yayılan enerjinin bir ölçüsüdür. Ses şiddeti ise, birim alandan geçen enerjinin ölçüsünü verir. Enerji akışı bazı yönlerde olacağından, ses şiddeti ölçümüyle yön hakkında da bazı bilgiler elde edilebilir. Bu nedenle ses şiddeti, hem ses şiddetini hem de enerjinin akış yönünü veren bir vektör büyüklüğüdür.

Peryodik sesler kendilerini oluşturan harmoniklere ayrılabilir gibi, peryodik olmayan karmaşık sesler de sonsuz sayıda harmonik fonksiyonun toplamı şeklinde düşünülebilir. Böyle bir analize girdiğimizde, teorik olarak sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık bir fonksiyonu oluşturmada katkısının olabileceği görülür. Her frekanstaki fonksiyonun katkısını frekansın fonksiyonu olarak çizersek sürekli bir eğri elde ederiz. Bu tür eğrilere frekans dağılımı eğrisi veya *frekans spektrumu* denir (Şekil 1).

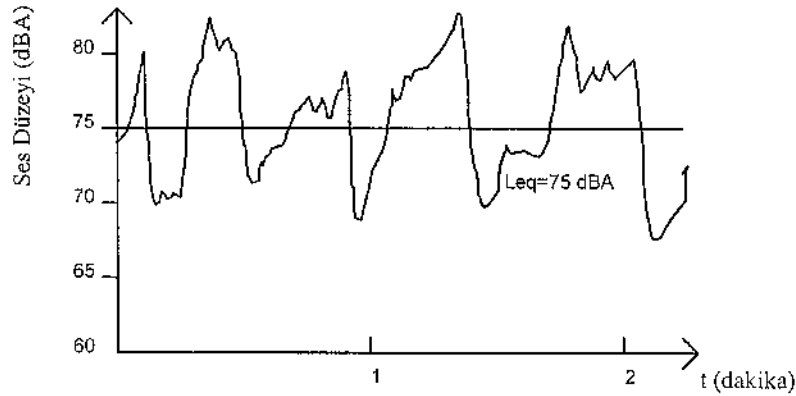


Şekil 1 - (a) Harmonik, Peryodik ve Karmaşık Seslerin Yaratacağı
Ses Basıncı Değişimleri
(b) Bu Fonksiyonların Frekans Dağılımları

Basınç değişimlerinin genliğini desibel ile ifade ettiğimiz zaman, artık ses basıncından değil ses basınç düzeyinden ya da kısaca ses düzeyinden bahsetmiş oluruz. Kulak her frekans bandındaki sese aynı derecede duyarlı değildir. Temel ilke, her frekans bandındaki ses basıncı düzeyini belli bir ağırlıkta alıp, toplam ses basıncı düzeyini bulmaktır. Kısacası, kulağın duyarlılığı ile orantılı ağırlıklar kullanmaktır. Dolayısıyla ses düzeyi ölçme aletleri de, aynı insan kulağına benzer şekilde, eşdeğer gürültü eğrilerini simüle eden 4 ayrı tip ağırlık eğrileri uygularlar. Bunlardan A,B ve C adı verilen ilk üç tip, sırasıyla, düşük, orta ve yüksek ses düzeyleri için kullanılmışsa da şu anda A tipi her yükseklik düzeyi için, işitme bozulması ve sesin yarattığı rahatsızlıklar

açısından, insanların gürültüye gösterdikleri tepkiyi ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır. Ses düzeyinin birimi, kullanılan ağırlık eğrisine göre dBA, dBB ya da dBC dir.

Ses düzeyinde alçalıp yükselmelerin olduğu ya da ses düzeyinin zamanla gelişigüzel değiştiği tür gürültülerin değerlendirilmesinde, ses düzeyinin zamanla değişiminin incelenmesi yerine, sesin eşdeğer sürekli ses düzeyi kullanılır. Genellikle L_{eq} ile gösterilen eşdeğer sürekli ses düzeyi, verilen bir zaman aralığında, söz konusu ses ile aynı toplam enerjiye sahip, sabit düzeydeki sesin ses düzeyi olarak tanımlanır (Şekil 2).



Şekil 2 - Zamanla Değişen Ses Düzeyinin, Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi (L_{eq}) ile Gösterilmesi

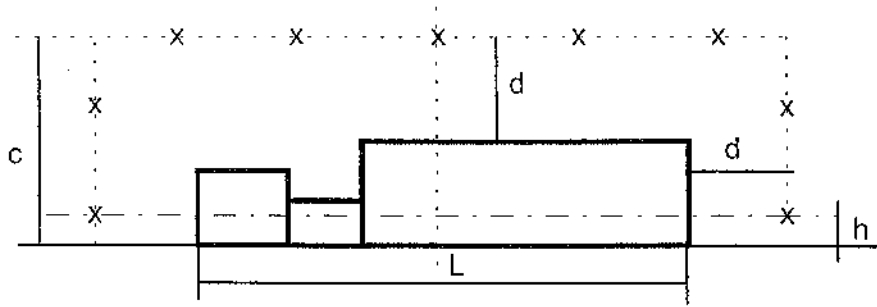
L_{eq} , A ağırlıklı ses düzeyini verir ve dBA ile ölçülür. Ses düzeyi ölçerler, istenen bir zaman aralığındaki eşdeğer sürekli ses düzeyini doğrudan hesaplayarak verir.[4,5,6,8]

Gürültü Ölçümü:

Gürültü kontrolunda gürültü ölçümleri önemli yer tutar. Gürültü ölçümlerinde amaç, gürültü kaynağını bulmak veya belli bir noktadaki gürültü düzeyini saptamaktan, gürültünün frekans dağılımını bulmaya ya da darbe gürültüsünü saptamaya kadar çok çeşitli olabilir. En çok kullanılan ölçüm, istenilen bir yerdeki gürültü düzeyinin saptanmasıdır. Bu tür ölçümler, genellikle, çevre gürültüsünün standartlara uygunluğunu ya da bir işyerindeki gürültü düzeyinin istenen sınırlar içinde olup olmadığını kontrol etmek için yapılır.

Ses düzeyinin ölçümü için her banttaki ses basıncı düzeyini bulup, ağırlıklanmış toplam ses basıncı düzeyini hesaplamak yerine; bu amaç için geliştirilmiş ses düzeyi ölçerler kullanarak, istenilen bir noktadaki ses düzeyi doğrudan ölçülebilir. Bu tür ölçmeler için A-ağırlıklı ses seviyesi gözönünde bulundurulur.

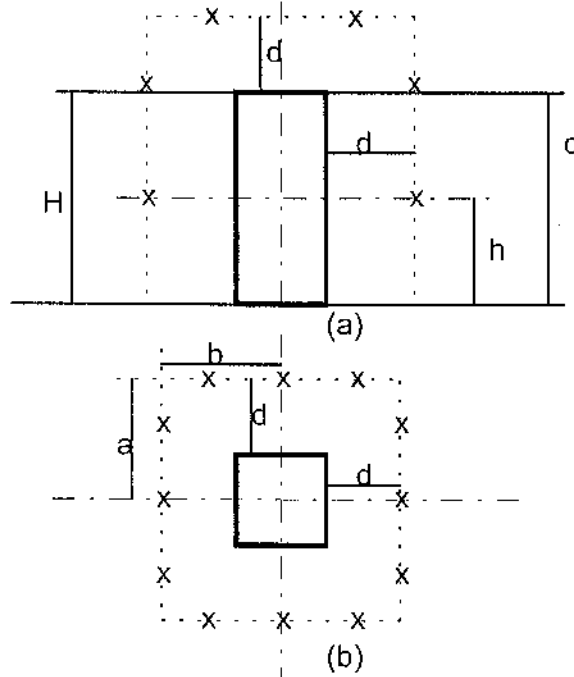
Deneye başlamadan önce duvarlardan ve deney odasındaki cisimlerden gelen ses yansımalarının ölçmeler üzerine önemli etkisi olmamalıdır. Uygunluk, ölçme noktaları ve bunların kaynağa olan yarı uzak değerlerindeki ortalama ses gücü seviyelerinin tayini ile bulunabilir. Bu iki ortalama arasındaki fark en azından 5 dB olmalıdır. Ölçme noktalarının konumu ve sayısı makinenin büyüklüğüne ve akustik yayılımının simetrisine bağlı olarak en az 5 adet olmalıdır (Şekil 3 , Şekil 4).



Düşey düzlemde tanımlanan yol

L (metre)	d (metre)
0.25	1
<0.25	$4L \leq d \leq 1$
	$d > 0.25$

Şekil 3 - Yatay makineler için tanımlanan yollar ve ölçme noktalarının konumu



Şekil 4 - Düşey makineler için tanımlanan yollar ve ölçme noktalarının konumu

(a) Düşey düzlemde tanımlanan yol

(b) Yatay düzlemde tanımlanan yol ($h=H/2$, fakat 0.25 den az olamaz.)

Ölçüm noktaları 1 metreden büyük olmayan aralıklarla yerleştirilmelidir. En büyük lineer boyutu, L, 0.25 m. ye eş veya aşan makineler için bu çizgisel yolların makine yüzeyine olan en yakın uzaklığı 1 m. olmalıdır. L nin 0.25 m. den küçük olması halinde, bu çizgisel yollar ile makine yüzeyi arasındaki en yakın uzaklık 4L ile 1 m. arasında olmalı ve 0.25 m. den de az olmamalıdır. Cihazların ve gözlemcinin yeri yansılardan oluşan hataları azaltmak için mikrofondan en az 1 m. uzakta olmalıdır.

Sürekli çevre gürültüsü, makine çalışmıyorken, deney için kullanılan noktalarda saptanmalıdır. Makinenin çalışması sırasında her bir noktada yapılan ölçmelerin değerleri, yalnız sürekli çevre gürültüsü için

yapılan ölçme değerlerinden, en az, 10 dB büyük olmalıdır. Fark 6 dan 9 a kadarsa ölçülen değerden 1 dB; 4 den 5 e kadarsa 2 dB; 3 ise 3dB çıkartılır. Eğer fark 3 dB in altında ise ölçümler herhangi bir değer taşımaz.

Ortalama ses seviyesi bütün deney noktalarında yapılan ölçüm sonuçlarından aşağıdaki denklem ile ortalama yaparak hesaplanmalıdır:

$$L_A(m) = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{n} \left(\text{antiLog} \frac{L_A(1)}{10} + \text{antiLog} \frac{L_A(2)}{10} + \dots + \text{antiLog} \frac{L_A(n)}{10} \right) \right] \quad (4)$$

$L_A(m)$ = Ortalama ses seviyesi (dBA)

$L_A(1)$ = 1 nci konumdaki ses seviyesi

$L_A(n)$ = n nci konumdaki ses seviyesi

Ölçmelerin yapıldığı makine çevresinde varsayılan eşdeğer yarıküre yarıçapı (r_s) :

$$r_s = \left[\frac{a(b+c)}{2} \right]^{1/2} \quad (5)$$

Aynı sınıf içindeki makinelerin ölçüm neticelerinin indirgendiği referans yarıçap (3 m.) taki ortalama ses seviyesi :

$$L_A(r_0) = L_A(n) + 20 \log_{10} \frac{r_s}{r_0} \quad (6)$$

$L_A(r_0)$ = 3 m. lik yarıçapta ortalama ses seviyesi

r_0 = 3 m.

Son aşama olan ortalama ses seviyesinden A ağırlıklı ses gücü seviyesinin hesaplanması ise aşağıdaki gibi yapılır :[4,7]

$$L_{pA} = L_A(n) + 10 \log_{10} \frac{2\pi r_s^2}{S_0} - 10 \log_{10} \left[\frac{423 \left(\frac{273}{273+t} \right)^{1/2} \frac{P_a}{1000}}{400} \right] \quad (7)$$

L_{pA} = A ağırlıklı ses gücü seviyesi

$L_A(n)$ = Ortalama ses seviyesi

r_s = Eşdeğer yarıküre çapı

S_0 = 1 m²

t = °C hava sıcaklığı

P_a = Basınç (mbar)

$t = 20$ °C ve $P_a = 980$ mbar için negatif terim sıfırdır.

SUMMARY

Increasing demands for high speed and compactness in new machines and the greater awareness of noise as an annoyance and potential hazard have focused attention on the problem of noise control. Higher speed generally increases the power employed in machine systems and the noise. Practically "noise" is any unwanted sound. As arbitrary as this definition may be, it is probably the most exact and usefull definition, for it is a fact that any sound may or may not be noise.

The end user is only aware of pumps in a building if they fail to operate or if the trouble arises. The manufacturer therefore has to design a silent pump so the user will not even know it is there. By doing so, the manufacturer has to consider noise and vibration generated by the motor-pump assembly rather than by the pump alone. The phenomena involved in the generation of noise and vibration by a motor-pump assembly can be grouped into 2 categories according to origin : hydraulic and mechanical.

Air-borne sound is a variation in normal atmospheric pressure. For a pure tone, the number of times per second that the pressure changes through a complete cycle is the frequency of the sound. Thus, the standard tone "A" has a frequency of 440 cycles per second. The extent of variation in pressure is measured in terms of a unit called the microbar. Actually, this unit is not often mentioned in giving the results of a noise measurement, but, it is usually implied when the more common term, the "decibel", is used.

Sound power and sound pressure are discussed together, because they are closely related. *Sound power* is a measure of the rate at which acoustic energy is radiated by a source, whereas *sound pressure* is a measure of the acoustic pressure created in the air at a given location some distance away from the source. Sound power is a characteristic of the source and is substantially independent of its surroundings, whereas sound pressure is a characteristic of the sound field and, although it is directly dependent upon the acoustic power of the source, it is also dependent upon the position of the observer and the positions and acoustic properties of all neighboring objects.

The sound intensity is defined as the power passing through a unit area perpendicular to the direction of the sound propagation at the point of observation, decreases with distance from the source. Like sound power, sound intensity is expressed on a logarithmic scale as sound intensity level in decibels. It is difficult to measure sound intensity directly. Sound pressure is generally the quantity which is of interest to the listener and is most frequently measured, with a pressure-sensitive microphone.

The weighting curve used in a measurement of sound level is often indicated by a letter following the decibel symbol, dBA, dBB or dBC. After many years of research and experience, there is general agreement that for most common steady noises there is reasonable correlation between sound level measurements made with A-weighting and the effects of noise on man (hearing damage, annoyance and sound sensation). Presently most units and indexes for noise evaluation are based on dBA measurements. A fourth weighting, curve D, has been added to improve the better correlation with the sensation produced by high pitched noises like those related with aircraft noise.

KAYNAKLAR

- [1] Amand, A., Brunet, C., Matte K.P., and Pottier L.C., Development of Noise and Vibration Performance of Building Services Pumps, World Pumps, June 1993.
- [2] Karassik, I.J., Krutzsch, W.C., Fraser, W.H., and Messina, J.J., Pump Handbook, Mc.Graw Hill Book Company, 1986.
- [3] King, A.J., The Measurement and Suppression of Noise, Chapman & Hall, 1965.
- [4] Özgüven, N., Endüstriyel Gürültü Kontrolü, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın No: 118, 1986.
- [5] Peterson, A.P.G., and Beranek, L.L., Handbook of Noise Measurement, General Radio Company, 1956.
- [6] Rothbart, H.A., Mechanical Design & Systems Handbook, Mc.Graw-Hill Book Company, 1986.
- [7] TS2773, Türk Standartları Enstitüsü, Döner Elektrikli Makinaların Havada Oluşturduğu Gürültüyü Ölçmek İçin Deney Kodu.
- [8] Sáenz, A.L., and Stephens R.W.B., Noise Pollution, John Wiley & Sons, 1986

SANTRİFÜJ POMPALARI TÜRBİN OLARAK KULLANILABİLMELERİ ve YAPILACAK DEĞİŞİKLİKLER

Faruk KÖSE
Kevser DİNÇER
S.Ü.Müh.Mim.Fak.

ABSTRACT

In this study, centrifugal pumps used for liquids transportation by acquiring pressure energy are investigated used as a water turbine in which is transformed hydraulic energy of water to mechanical energy

The structure of centrifugal pumps are very similar to Francis turbine. Thus a centrifugal pump which is designed being compatible can be used as water turbine in the cases required. In collector santrals which are used in some countries the establishments working as pump-turbine in the way above are present. They work as a turbine to produce electricity at the hours of great need in a day, rest of a day as if when electricity requirements are in normal level they work as a pump which pushes the water, that is taken from a store at the end of the turbine, to a store in a higher level. To compare characteristic curves and productivities obtained from measured values, a Francis turbine produced as a laboratory type was run a pump while centrifugal pumps were run as turbines.

1. GİRİŞ

Pompalarda kinetik enerji basınç enerjisine dönüşür, türbinlerde ise basınç enerjisi kinetik enerjiye dönüşür. Santrifüj pompalar 1860 yılından itibaren imal edilmekte olup kademe başına pompa basmayüksekliği 1157mSS (11.35kJ/kg) civarındadır. Kademelerin arka arkaya getirilmeleri ile 2000m (20kJ/kg) basma yüksekliğine ulaşılabilir. [1] Genellikle tek bir çark ile 100 m' ye basmak mümkündür. Fakat belli bir durumdan itibaren çark(kademe) sayısını arttırmak hidrolik verimi iyileştirir.[2]

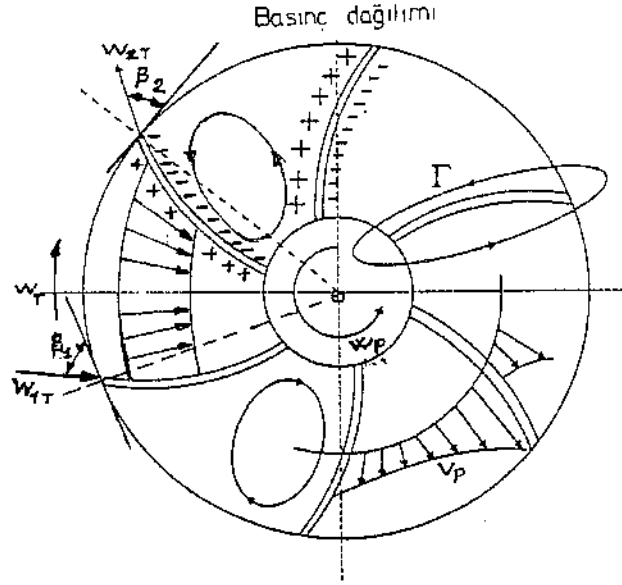
Tam santrifüj pompaların özgül hızları (n_s) 50 ile 200 dev/dak. arasındadır. Özgül hız küçüldükçe pompa tam radyal tipe dönüşür, çap büyür ve suyun geçiş kesiti (kanat genişliği) daralır. Bundan dolayı küçük özgül hızlı pompaların konstrüktif ve imalat zorlukları yanında genel verimlerinde düşük olur. Dolayısıyla küçük özgül hızlı pompa imalatından kaçınılmalı ve özgül hızın büyütülmesine çalışılmalıdır. Bazen yüksek özgül hızlı pompalarda özellikle çark kanatlarının dönük kanatlı (Francis tipi kanat) imal edilme zorunluluğu maliyeti arttırdığından, aynı işi gören ucuz pompa tipine gidilir. Yani özgül hızı küçültme imkanları aranır.[3]

Francis türbinleri reaksiyon tipi türbinler olup, 70 ile 400 dev/dak n_s özgül hızları arasında 500m düşüye kadar olan elektrik santralleri için dizayn edilmektedirler. 200 dev/dak özgül hızına kadar santrifüj tipte daha yüksek özgül hızlarda ise yarı eksenel tip olarak imal edilmektedir.

Santrifüj pompalar ve Francis türbinleri gerek çalışma özgül hızları itibariyle gerek rotor ve salyongoz yapılarıyla rotodinamik makinalar olarak oldukça benzerdirler.

2. SANTRİFÜJ POMPALARIN VE FRANCİS TÜRBİNLERİNİN ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

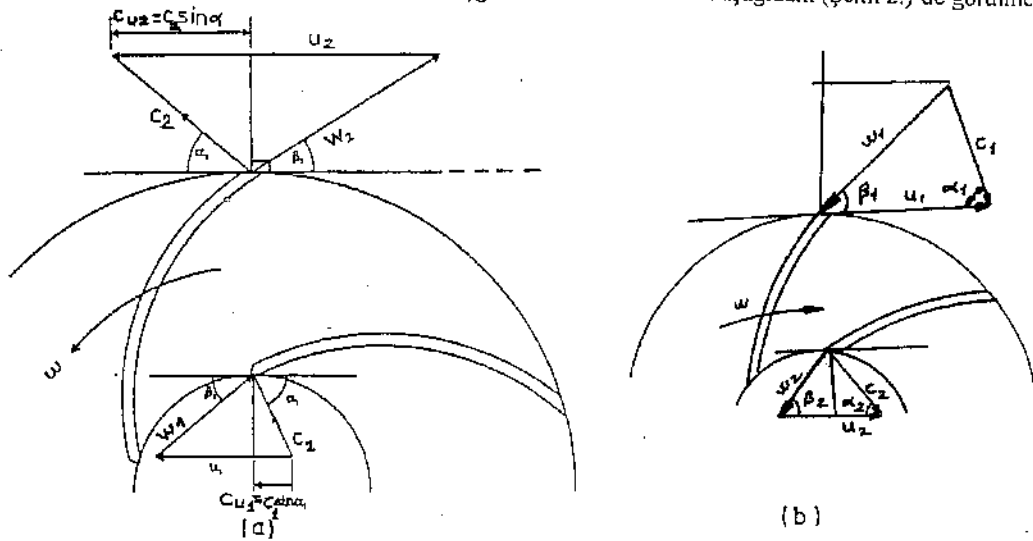
Santrifüj pompalar ve Francis türbinlerinin çarkları (rotor) merkezden çevreye doğru yerleştirilmiş idealde sonsuz sayıda ve sonsuz incelikte kanatlardan oluşmaktadır. Çark içerisinde suyun geçişi kanatlar etrafında ve arasında suyun sirküle edilmesi, kanat yüzeylerinde hız farkları ve buna bağlı olarak basınç farklarının oluşumu (Şekil 1.)'de görülmektedir. Çarkın pompa olarak çalışması durumunda şeklin sağında görüldüğü gibi çarkın dönüş yönü sağdan sola doğru olacaktır. Kanatlar arası sirkülasyon dönüş yönünün tersi yönde oluşacaktır. Bu sirkülasyona eksenel çevreye doğru olan su akımı ilave edilince kanatların dış bükey taraflarında daha fazla basınç meydana gelecektir. Oluşan bu basınç farkı pompa dönüş yönünün karşısında olduğundan, pompa tahrik elemanı dirençle



Şekil 1. Pompa ve Türbin durumlarında çarkta hız ve basınç farklarının oluşması

karşılaşılabacaktır. Çarkın türbin olarak kullanılması durumunda ise kanat etrafındaki sirkülasyon çark dönüş yönünde olduğundan türbin dönüş yönü pompa ile aynı seçilirse yine aynı dönüş yönünde çark döndürülebilir. Ancak hem türbinin reaksiyon türbini olarak daha verimli çalıştırılabilmesi için hemde pompa salyongoz basma borusundan çarka suyun gönderilmesi için dönüş yönü pompa dönüş yönünün tersi yönde elde edilerek çark kanatları arasındaki basınç farkı şekildeki gibi elde edilir. Burada normal türbinden fark olarak kanat eğriliklerinden oluşmaktadır. Normal türbinde kanat dış bükey yüzeyi çark dönüş tarafına karşı olması gerekirken tersi olmuştur. Türbinin pompa ile aynı yönde döndürülmesinde harekete geçirici torkta impuls kuvvetleri daha etkili olurken, pompanın tersi yönde döndürülmesinde tepki (reaksiyon) kuvvetleri daha etkilidir.[4]

Pompa ve türbin olarak çalışma durumlarını hız üçgenleri ile incelenmeleri aşağıdaki (Şekil 2.)'de görülmektedir.



Şekil 2. Çarka giriş ve çıkışta a) pompa b) türbin için hız üçgenleri

Pompa için teorik düşü (basma yüksekliği) hız üçgenleri yardımıyla

$$H_{th} = \rho(u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (N/m^3) \quad (1)$$

olarak yazılır. Türbin için teorik düşü aşağıdaki gibidir.

$$H_{th} = \rho(u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2) \quad (N/m^3) \quad (2)$$

Pompa çarkının türbin olarak kullanılmasında dönüş yönü pompa dönüş yönü olarak seçilirse hız üçgenleri (Şekil 3.) 'deki gibi olur.



Şekil 3. Türbin dönüş yönünün pompa ile aynı olduğunda hız üçgenleri

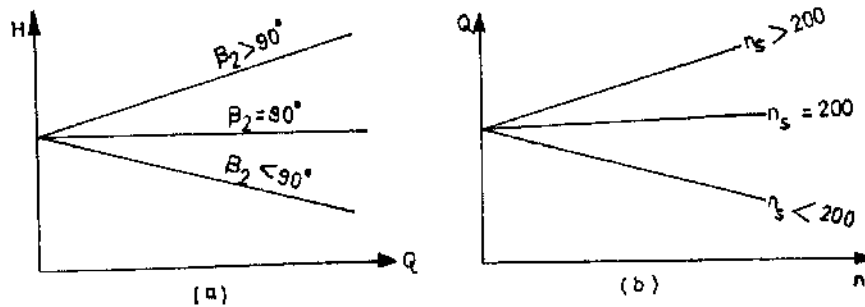
(Şekil.3)'teki durumda impuls kuvvetlerini oluşturan c_{u1} ve c_{u2} hız bileşenleri u çevresel hızının yani çark dönüş yönünün ters yönde olup, bu durum verimi düşürmektedir. Çarka giriş ve çıkış hızlarıyla verilen aşağıdaki hidrolik verim ifadesi incelendiğinde bu durum daha iyi anlaşılabilmektedir.

$$\eta_h = (u_1^2 - u_2^2 + c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2) / 2gH \quad [4] \quad (3)$$

Santrifüj pompaların Francis türbinlerine benzerliği kanat açıları açısından incelendiğinde, tam santrifüj pompalarda β_1 açısının 10° ile 20° arasında β_2 'ninde 28° ile 30° alınmasının uygun olduğu bilinmektedir[3]. Francis türbinlerinde ise giriş açısı β_1 'in 90° den küçük, β_2 çark çıkış açısında 30° civarında elde edilmektedir.

Santrifüj pompaların Francis türbinlerine benzerliği kanat açıları açısından incelendiğinde, tam santrifüj pompalarda β_1 açısının 10° - 20° arasında, β_2 içinde 28° - 30° alınmasının uygun olduğu bildirilmektedir[3]. Francis türbinlerinde ise giriş açısı β_1 'in 90° den küçük, β_2 çark çıkış açısında 30° civarındadır..

Santrifüj pompaların Q-H, Francis türbinlerinin n-Q karakteristikleri aşağıdaki (Şekil.4)'te incelendiğinde birbirine benzerlik arz ettikleri görülmektedir.

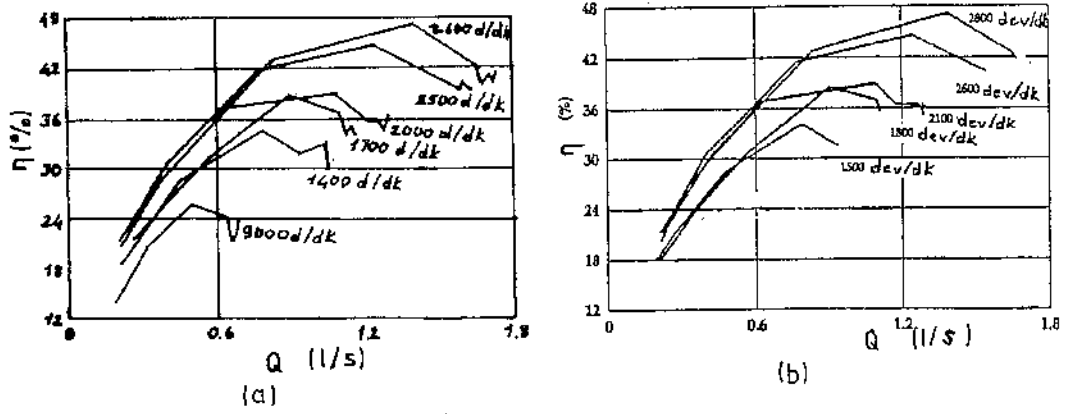


Şekil 4.a) Santrifüj pompaların Q-H (b) Francis türbinlerinin n-Q karakteristikleri

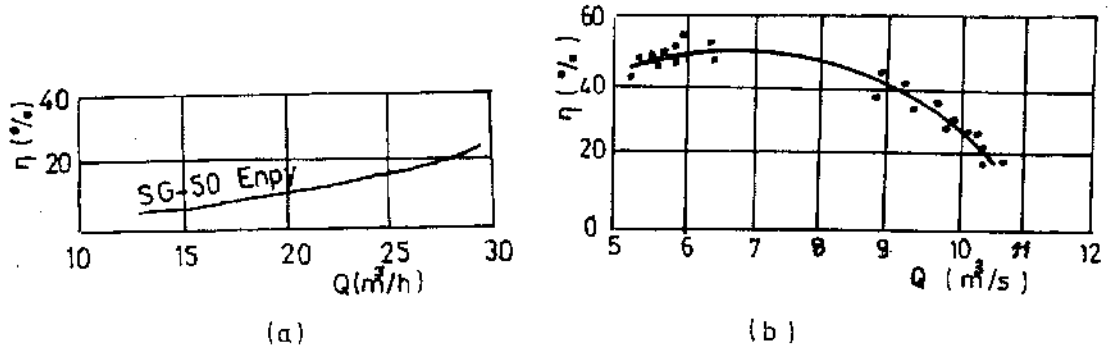
Burada pompa karakteristiğindeki farklılık kanat çıkış açısıyla ilgili iken türbindeki fark çark giriş çıkış çapları ve açılarıyla ilgilidir.

3.DENEYLER VE SONUÇLARI

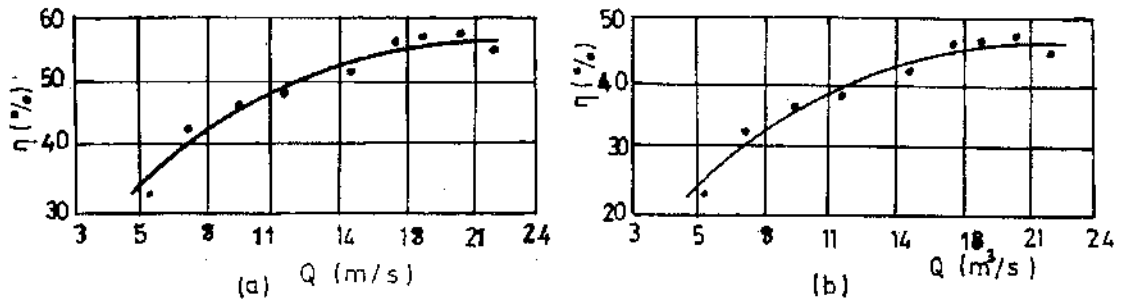
Bu çalışma için iki adet santrifüj pompa ve bir adet türbinde pompa ve türbin deneyleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde pompa olarak imal edilen makinaların türbin olarak kullanılmalarında % 5-10 arası verim düşüklüğü görülmüştür. (Şekil 5.)'de A pompasının, (Şekil 6.)'de B pompasının ve (Şekil 7.)'de C türbininin sonuçları görülmektedir



Şekil 5. A pompasının a) pompa b) türbin olarak Q- η değerleri



Şekil 6. B pompasının a) pompa, b) türbin olarak Q- η grafiği



Şekil 7. C türbininin a) pompa, b) türbin olarak Q- η grafikleri

4.SONUÇLAR

Deneysel verilerle sonua ulaşılmaya çalışılan bu çalışmada hedeflenen sonua ulaşıldığı tam olarak söylenemez. Fakat bu konuda belli bir mesafe alınmıştır. Zaman yetersizliğinden yeteri kadar pompa denenilmemesine karşılık santrifüj pompalar zorunlu durunlarda türbin olarak kullanılabilecekleri sonucuna ulaşılmıştır. Bilhassa Karadeniz bölgesi gibi belirli kot farklarının çok rahat elde edilebildiği ve enterkonnekte şebekeden uzak olan yerlerde daha fazla 90°e yakın çıkış açılı pompaların türbin olarak kullanılabilecekleri uygun görülmektedir. Ayrıca bu pompalar gerektiği zamanda pompa olarak alıştırabilirler.

Bu pompa-türbinlerde elektrik üretmek için alternatif akım motoruda kullanılabilir. Bu motora uyartım akımı kondansatör ile verilebilir ve uyartım akımının oluşarak motorun jeneratör olarak akım verilebilmesi için devir sayısının motorun normal çalışma devrinin üzerine boşta iken bir defa çıkması yeterlidir.

5.KAYNAKLAR

- [1] GKELİM,A.T.,Hidrolik Makinalar zlmş Problemlele,S.370,Birsen Yayınları,İstanbul,1984
- [2] SÖNMEZ,F.,Santrifüj Pompalar,S.3,Kipaş Dağıtımcılık,İstanbul,1980.
- [3] BAYSAL,B.K.,Tam Santrifüj Pompalar,İkinci Baskı,Teknik niversite Matbaası,İstanbul,1979
- [4] KÖSE,F.,Türbin Karakteristik Deneyleri ile Kanat Verimliliğinin İyileştirilmesi için Bir Francis Türbini Deney Setinin Kurulması ve Araştırılması, Doktora Tezi,S.. Fen Bilimleri Enstitüsü,Konya,1996
- [5] EMGEDA,A.,REAUTENBERG,M.,Are Pumps Wort While Turbines,Water Power and Dam Construction,19-20,1988.

POLİPROPİLEN HALI İPLİĞİ ÜRETİM MAKİNASINDA SICAK POLİMER METRAJ POMPASI, ELYAF KONDİSYONLAMA YAĞI POMPASI VE OTOMATİK KONTROL SİSTEMLERİ

Yusuf A. USKANER – Fatma USKANER
Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Mennan AKSOY – Orhan EMENİR
Özçelik Tekstil Makinaları A.Ş.

ÖZET

Önemli sentetik elyaf maddelerinden biri de polipropilendir ve kullanım alanları gün geçtikçe artmaktadır. Polipropilen yıştırılmış sürekli iplik (BCF), diğer kullanım alanlarının yanı sıra, halı ipliği olarakta kullanılmaktadır. Planet dişli sistemli sıcak ergimiş polimer metraj pompası ve otomatik kontrol sistemi ile her birinde yetmiş iki adet elyaf şekillendirme jeti bulunan dört düze' ye eşit miktarda polimer iletilebilmektedir. Pompa sistemi kızgın yağ tankı içerisinde sabit sıcaklıkta tutularak çalıştırılmaktadır. Otomatik kontrol sistemi basınç sondaları, PLC, frekans inverterleri, sıcaklık sondaları gibi sistem elemanlarını da içermektedir. Makinada üretilen ipliğin denyesi metraj pompası aracılığı ile otomatik olarak ayarlanmaktadır ve istenilen değerlerde tutulmaktadır. 250 – 260 °C' de, 350 – 400 bar basınç altında ve boya katkı maddeleri ile abrasif ortam oluşturan polipropileni düzenli bir biçimde ve istenilen miktarda pompalayan pompanın imalatında özel malzeme, yüzey işleme ve sertleştirme teknikleri kullanılmıştır. Üretilen ipliğin kalitesi metraj pompasının performansına bağlıdır. Ipliğin kalitesini etkileyen bir başka önemli konu da elyaf üzerine uygulanan kondisyonlama yağıdır (Spin Finish). Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilerek deneme üretimine alınan polipropilen iplik üretim makinasında elyaf üzerine istenilen miktarda kondisyonlama yağını kontrollü bir biçimde verebilecek tek girişli çok çıkışlı pompa, yağın elyaf üzerine homojen bir biçimde dağılmasını sağlayacak olan aplikatör ve otomatik kontrol sistemi bir bütün olarak ele alınmıştır. Tasarımı ve imalatı tamamlanan pompa ve kontrol sistemleri prototip makine üzerinde denenerek olumlu sonuçlar elde edilmiştir.

1. GİRİŞ

Polimer metraj pompaları, kullanım miktarları gün geçtikçe artan polipropilen ipliğin kalitesi üzerinde çok önemli etkiye sahiptir. Granül hammaddenin ergitilerek ipliğe dönüştürüldüğü direkt eğirme sistemlerinde metraj pompaları sistemin kalbi durumundadır ve üretilen ipliğin denyesi ile düzgünlüğü tamamı ile pompa performansına bağlıdır. Bu bildiride TÜBİTAK – TİDEB 0287, TTGV 261, Gaziantep Üniversitesi AR-GE 96 / MF 004 / MM 02 ve Gaziantep Üniversitesi AR-GE 98 / MF 016 / MM 12 nolu AR – GE Proje Sözleşmeleri kapsamında Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu Teknoloji İzleme ve Değerlendirme Başkanlığı, Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı ile Gaziantep Üniversitesi tarafından desteklenen “Polipropilen Halı İpliği Üretim Makinası Tasarımı ve İmalatı” başlıklı proje kapsamında tasarlanıp imal edilen planet dişli sistemli sıcak ergimiş polimer metraj pompası, elyaf kondisyonlama yağı pompası ve otomatik kontrol sistemleri anlatılmaktadır [1, 2, 3, 4, 5]. Kaynak 6 ve 7 de ekstrüzyon işlemi sırasındaki polimer davranışları ve sağlıklı bir ekstrüzyon işlemi için alınması gereken önlemler verilmiştir. Yerigeri C. B. [8] düz dişli pompaların polimer metraj uygulamalarında kullanımı, polimer akışkan reholojisi ve pompa sistemlerinde karşılaşılan sorunları irdelemiştir. Yerigeri C. B. [9] polyester iplik üretimi sırasında metraj pompalarının rolü ve elyaf kalitesi üzerine etkileri incelenmiştir. Düz dişli pompanın kullanıldığı çalışmada polimerin pompa çıkışında elde ettiği sıcaklık artışı ile basınç farkları arasındaki ilişkiler verilmiştir. Guzman ve Imthurn [10] sürekli elyaf üretim sisteminde dişli pompası tasarım optimizasyonunu incelemişlerdir. Norman [11], sentetik elyaf üretim sistemlerinde kullanılan malzemeleri, çalışma ortamları ve aşım elementlerinin malzemenin fiziksel özelliklerine etkilerini ele alarak incelemiştir. Koç ve Hooke [12], dişli pompalarında hidrostatik olarak yüklenmiş aşınma plakalarının tasarımı ve performansını incelemişlerdir. Pompa sistemlerinin tanımlanması, montajı ve bakımı ile ilgili çalışmalar kaynak 13, 14 ve 15' de mevcuttur.

Bu çalışma TÜBİTAK-TİDEB, TTGV ve Gaziantep Üniversitesi tarafından desteklenmektedir.

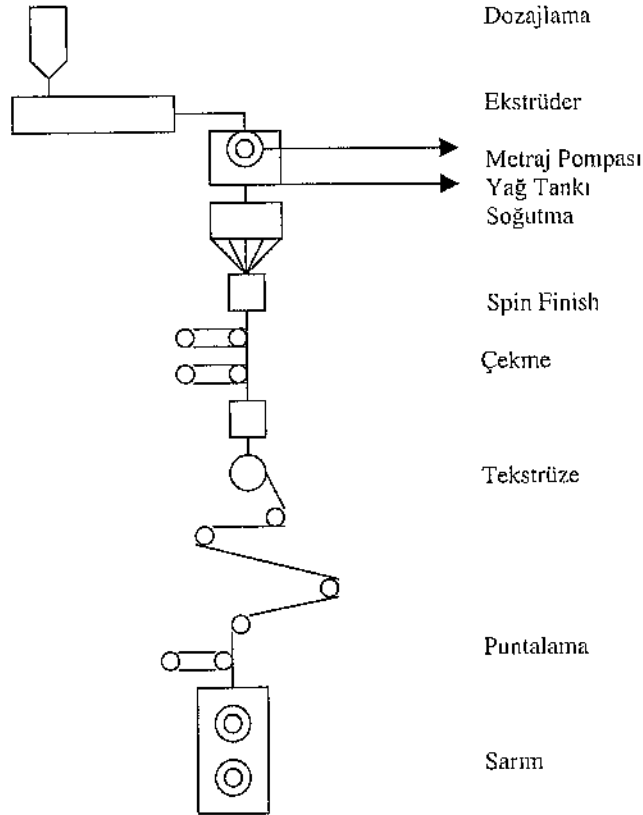
2. POLİPROPİLEN İPLİK ÜRETİM SİSTEMİ

Polimer esaslı sentetik ipliklerin önemli bölümü polipropilendir. Nem alma özelliği bulunmadığından boya ile birlikte eğirme işlemi yapılır ayrıca boyanmaz. Dünya halı ipliği üretiminin % 42' sinde polipropilen kullanılmaktadır. Sürekli elyaf, çoklu filament, şişirilmiş, puntalı veya bükümlü olarak kullanılabilen polipropilenin bazı özellikleri aşağıda verilmektedir. Ergimiş polipropilen Non – Newtonian bir akışkan olup power – law formunda akma davranışı göstermektedir. [7]

Polipropilenin bazı özellikleri :

Isı iletim katsayısı	$k = 0.15$	(J / ms $^{\circ}$ C)
Özgül ısı	$C_p = 2.10$	(kJ / kg $^{\circ}$ C)
Yoğunluk	$\rho = 0.91$	(gr / cc)
Ergime Sıcaklığı	$T_m = 175$	($^{\circ}$ C)
Kopma Dayanımı	$F = 1.7 - 2.0$	cN / dtex
Camı geçiş sıcaklığı	$T_g = - 10$	($^{\circ}$ C)
Power law indeksi	$n = 0.35$	
Viskozite – Sıcaklık bağıntısı	$(1/\eta) (\partial\eta / \partial T) = 0.02$	($^{\circ}$ C $^{-1}$)

Polipropilen halı ipliği, BCF (Bulked Continuous Filament), üretim sistemi şematik olarak Şekil 1' de sunulmaktadır. Sistem besleme ve dozajlama, ekstrüzyon, filtrasyon, metraj ve pompalama, düzelerle eğirme, soğutma, yağlama, sündürme, şişirme, puntalama ve sarım aşamalarından oluşmaktadır.



Şekil 1. BCF Üretim Hattı

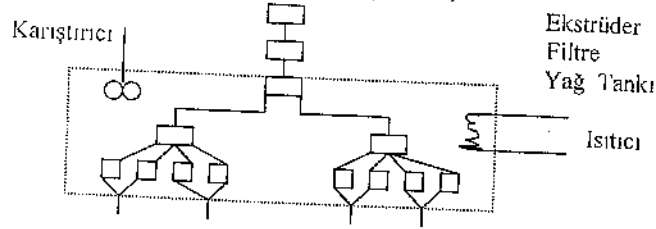
Granül haldeki polipropilen hammaddesi vakum sistemi ile besleme bölümüne aktarılmakta ve dozajlama ünitesi tarafından istenilen miktarda ve oranda boya ile karıştırılarak ekstrüdere verilmektedir. Ekstrüderde ısıtma ve

friksiyon etkisi ile istenilen sıcaklık ve basınçta ergimiş polimer elde edilmektedir. Polimer ekstrüzyon sistemleri kaynak [7]'de detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Ekstrüderdeki sıcaklık uygulamaya bağlı olarak 220 – 270 °C arasında değişmektedir. Ekstrüzyon sisteminin performansı, iyi bir eriyik sıcaklık kontrolü, iyi basınç stabilizesi ve uygun eriyik homojenliği elde edilmesine bağlıdır. Ekstrüder performansını yükseltmek amacı ile merkezi bilgisayar kontrolü, gerekli ısıtma ve soğutma üniteleri ile gerekli karıştırma bölümleri ile teçhiz edilmiştir. Ekstrüder çıkışındaki ergimiş polimerin debisi, basıncı ve sıcaklığı birbiri ile ilişkilidir, denklem [1], herhangi birindeki değişim diğer parametreleri etkiler. [6]

$$\Delta Q / Q = (1/n) [\Delta p / p + E_y / nRT (\Delta T / T)] \quad (1)$$

- P : Kafa Basıncı
N : Power law indeksi
R : Gaz Sabiti
T : Polimer Sıcaklığı, K
E_y : Aktivasyon Enerjisi
ΔT / T : Eriyik sıcaklığındaki değişim yüzdesi
ΔQ / Q : Debideki değişim yüzdesi

Ekstrüder çıkışındaki ergimiş polimer filtre edilerek manifold aracılığı ile pompalara verilir. Filtre ünitesinin giriş ve çıkış bölümlerine yerleştirilen iki adet basınç sensörü bu bölgelerdeki polimer basıncını okuyarak ilgili birimlere aktarırlar. Filtre değişim zamanı basınç farkları gözetilerek otomatik olarak gerçekleştirilir. Pompada istenilen miktarda polimer ölçülerek istenilen basınçta düzelere aktarılır. Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen iplik üretim sisteminde aynı anda dört iplik üretilmektedir. (Şekil 2).



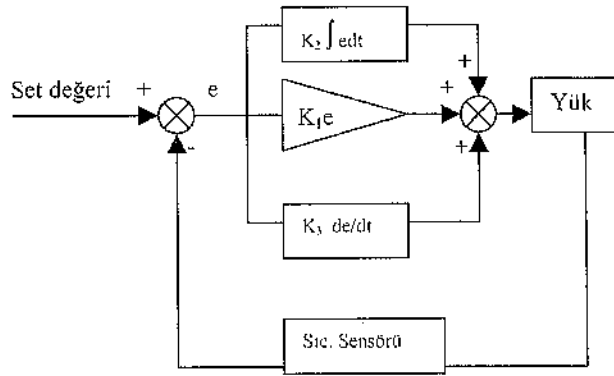
Şekil 2. Sekiz düze ile dört iplik üretim sistemi

Düzelerden dik olarak sıvı halde fışkıran flamanlar yandan üflenerek hava ile oda sıcaklığına kadar soğutulurlar. Soğutma havası prosese bağlı olarak genellikle 18–26 °C ve nem oranı 50–70 % olup, hava hızı 0.25–1.2 m/s arasında değişmektedir. Üretimi yapılan iplik üretim makinasında kullanılan soğutma sistemi detaylı olarak kaynak [3] de sunulmuştur. Katılmış olan elyaf demetleri sündürme işlemine tabi tutulmadan önce spin finish yağı ile şartlandırılırlar. 2.5–3.5 çekim oranları ile sündürülen iplikler 160–170 °C ve 6–8 bar basınçtaki hava yardımı ile tekstrüze (şişirme) işlemine tabi tutularak tekrar soğutulurlar. Şişirilmiş elyaf demetlerinin birbirlerinden ayrılmamaları için metrede 25–35 nokta bulunacak şekilde 6–8 bar basınçta hava ile puntalandıktan sonra otomatik bobin değiştiricili bir sarıcı yardımı ile sarılırlar. Sarım işlemi ile ilgili ayrıntılar kaynak [4] de sunulmuştur. Polimer sistemlerinde genellikle viskozite yerine akma indeksi, MFI (Melt Flow Index) kullanılmakta olup 9.5 mm çapındaki bir silindirin ucunda bulunan 2.09 mm çapındaki bir lüleden belirli bir sıcaklıkta ve belirli basınç altında belirli bir zamanda geçirilebilen kütle miktarı olarak tanımlanmaktadır. Elyaf üretiminde kullanılan polipropilen için MFI değeri 2.16 kg yük altında, 230 °C' de 10 dakika içerisinde akan polimerin gram olarak değeridir. (DIN 53735, ISO 1133, ASTM D1238) ve MFI 2.16– 230 = (g / 10 dak) olarak değerlendirilir. Bu proje kapsamında hat üzerindeki polimerin MFI değerini sürekli olarak ölçebilecek bir sistem tasarlanmış olup detaylar kaynak [2]'de sunulmuştur. Üretilen iplikler kullanım amacına yönelik olarak farklı kalınlıklarda ve flaman sayılarında olabilmektedir. Tekstil sektöründe iplik kalınlığını ifade etmek için Nm, Denye ve dtex olmak üzere üç farklı gösterim mevcuttur. Nm, numara sisteminde 1 gr ipliğin uzunluğu ise de günümüzde sentetik tekstil sektöründe yaygın kullanıma sahiptir ve 9000 m uzunluğundaki ipliğin gram olarak ağırlığı ile ifade edilir. Örneğin 1500 denye iplik, 9000 metresi 1500 gram gelen iplik anlamına gelmektedir. Sentetik tekstil sektörünün gelişmesi ile kullanıma giren decitex sistemi 10000 m ipliğin gram olarak ağırlığıdır ve 2000 dtex iplik 10000 metresi 2000 gram ağırlığında olan iplik anlamına gelmektedir. Sağlıklı bir iplik üretim sisteminde istenilen çalışma hızında istenilen kalınlıkta iplik üretimi tamamı ile metraj

pompasının ergimiş polimeri istenilen hassasiyette ölçerek istenilen basınçta verebilmesi ile mümkündür. Farklı üretim zamanlarında veya farklı üretim hatlarında istenilen iplik özelliklerini elde etmek için pompa sisteminin polimerin özelliklerini bozmadan ve hassas dağıtım yapacak şekilde düzenlenmesi gereklidir [8, 9, 10].

3. POLİMER METRAJ POMPASI VE KONTROL SİSTEMİ

Metraj pompaları polimer iplik eğirme sistemlerinin kalbi konumundadır. Sürekli yüksek basınç altında ve yüksek sıcaklık ortamlarında çalışmaları gerektiğinden çok hassas imal edilmeleri ve her türlü ortamda polimeri çok hassas bir biçimde ölçerek düzelere aktarabilmelidirler. Pompa içerisinden geçen polimer üzerinden aşırı kesme gerilmeleri oluşturmamalı ve polimere zarar verecek boyutta termal gradyan oluşturmamalıdır. Prototip halı ipliği makinasında sekiz adet süzek (Spinneret) ve her süzek üzerinde ise yetmiş iki adet düze bulunmaktadır. Bu nedenle tek girişli dört çıkışlı iki adet planet pompa kullanılması kararlaştırılmıştır. Pompanın dört çıkışının her biri ayrı ayrı düzelere bağlandığından manifold kullanılarak dağıtım yapılan sistemlere oranla çok daha hassas ve güvenli bir biçimde her düzeye eşit miktarda polimer sağlanabilmektedir. Planet dişli sisteminden oluşan pompada bir adet güneş dişli (36 diş) ve dört adet planet dişli (20 diş) mevcuttur. Polimerin pompalama sırasında da eriyik halini muhafaza edebilmesi için tüm pompa sistemi kızgın yağ içerisinde tutulmaktadır, şekil 2. Yağ tankının istenilen sıcaklık düzeyinde tutulabilmesi için PID kontrol sistemi uygulanmaktadır. Şekil 3’ de PID (Proportional + Integral + Derivative) kontrol sisteminin blok diagramı şekil3’ de , output değeri ise denklem [2]’ de verilmektedir.



Şekil 3. Blok diagram PID control system

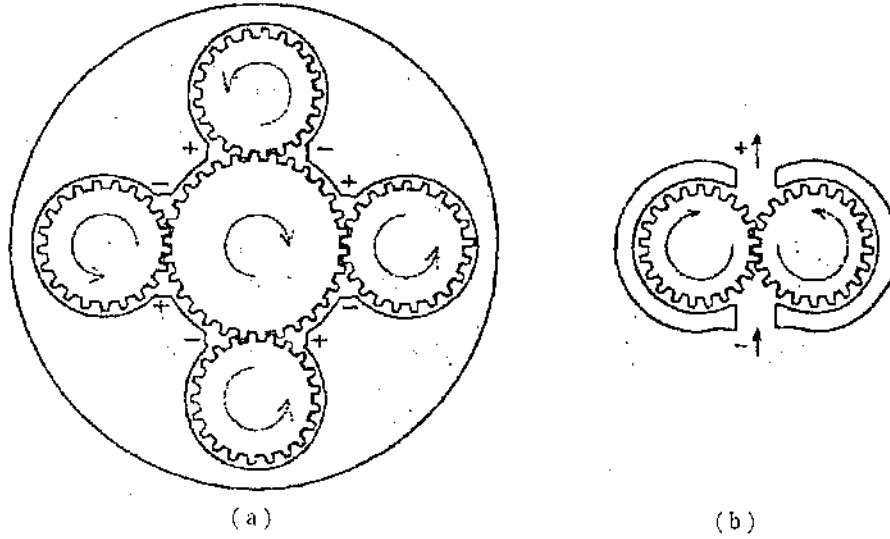
$$\text{Output} = K_P e + K_I \int edt + K_D de / dt \quad (2)$$

Pompanın çalışma ortamı 220 – 260 °C arasında değişmekte ve giriş ile çıkış arasındaki fark basıncı ise 350 – 400 bar’ a kadar çıkabilmektedir. Pompa mili etrafından polimerin sızmasını önlemek için özel alaşımlı salmastra kullanılmakta olup pompa içerisi polimer sızıntıları ile yağlanmaktadır. Pompa içerisinde dişliler ve ana elemanları arasındaki boşluklar, değişik sıcaklık şartlarında elemanların genleşmesi , polimerin ara yüzey oluşturabilmesi ve yeterli basınçta polimeri pompalayabilmesi gibi kriterler düşünülerek tasarlanmıştır. Pompaların imalatında S600 serisi özel alaşımlı çelik kullanılmış olup çalışma yüzeyleri aşınmaya karşı dayanıklılık sağlamak üzere titanyum kaplanmıştır. Kullanılan malzeme aşınmaya ve korozyona karşı dayanıklılığının yanı sıra termal stabilizeye sahiptir ve yüksek sıcaklıklarda mukavemetini korumaktadır. Kaynak 11’ de polimer sistemlerinde kullanılabilecek malzemeler ve alaşımların malzeme özelliklerine etkileri detaylı bir şekilde irdelenmiştir. Bu tür uygulamalarda yüksek oranda Tungsten, Vanadyum ve krom alaşımı içeren süper yüksek hız çelikleri de kullanılabilmektedir.

Aşağıdaki analiz aracı ile bir dişli pompasının teorik debisini hesaplamak mümkündür.

D_0 : Diş üstü çapı	(cm)
D_1 : Diş dişi çapı	(cm)
L : Dişli genişliği	(cm)
V_D : Pompa öteleme hacmi	($\text{cm}^3 / \text{devir}$)
N : Pompa devri	(d / dak)
Q_T : Pompanın teorik debisi	(cm^3 / d)

olmak üzere süren ve sürülen olarak eşit diş sayısına sahip iki dişlisi bulunan bir pompada (Şekil 4.)

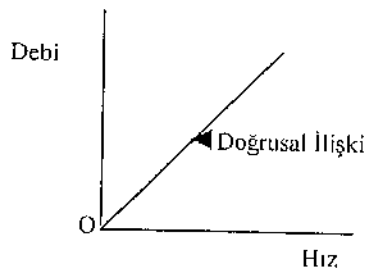


Şekil 4. Planet (a) ve Düz dişli (b) pompaları, + Çıkışı, - Girişi göstermektedir.

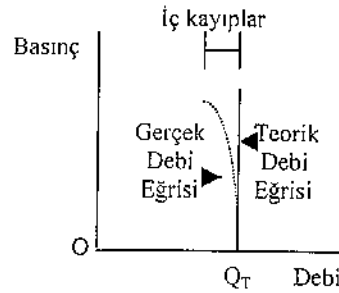
$$V_D = \pi / 4 (D_0^2 - D_1^2) L \quad (3)$$

$$Q_T = V_D * N \quad (4)$$

olarak verilir. Şekil 5' de, denklem 4' den elde edilen debi – hız ilişkisi sunulmaktadır ve görüldüğü gibi doğrusal bir ilişki mevcuttur. Şekil 6' da teorik debinin basınçtan bağımsız olduğu gösterilmektedir. Gerçek çalışma şartlarında oluşan debi, Q_G , iç kaçakların miktarına bağlı olmak üzere Q_T değerinden farklılık gösterebilir.



Şekil 5. Dişli pompalarda Debi – Hız ilişkisi



Şekil 6. Dişli pompalarda Basınç – Debi ilişkisi

$Q_G \leq Q_T$ dir ve denklem 5' de sunulan volumetrik verim ifadesi dişli pompaların performansını gösteren en önemli parametrelerden biridir.

$$\eta_v = Q_G / Q_T * 100 \quad (5)$$

Planet dişli pompalarda güneş dişlinin diş sayısı Z_1 , planet dişlinin diş sayısı da Z_2 ile ifade edilirse her bir hat için öteleme hacmi

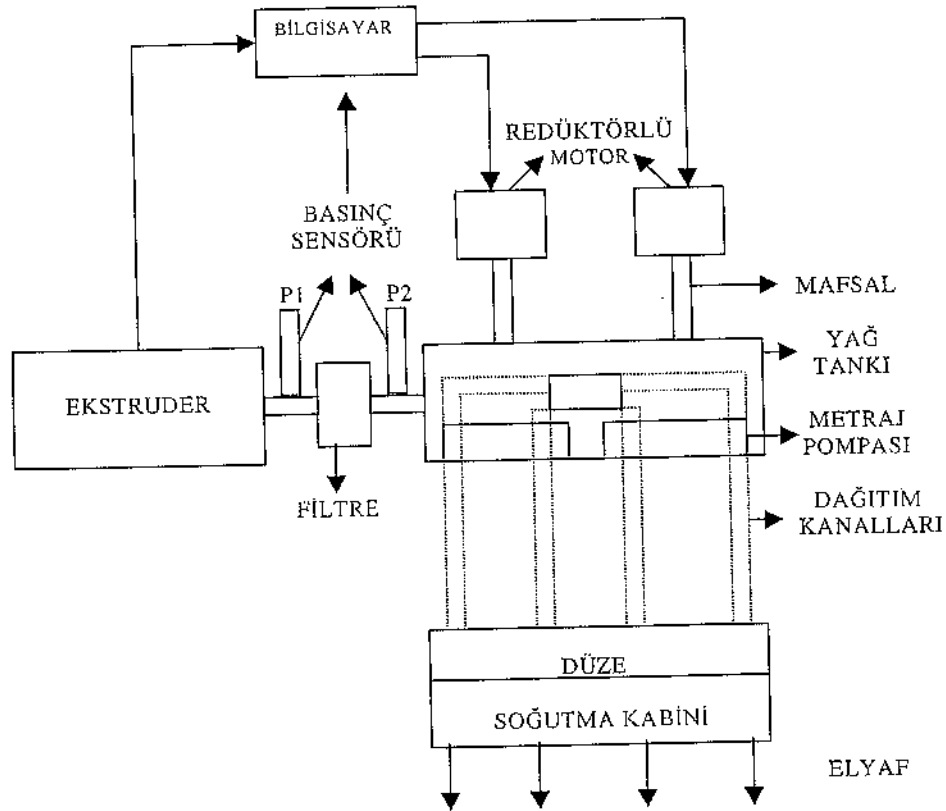
$$V_D = \pi / 8 (D_0^2 - D_1^2) (Z_1 / Z_2) L \quad (6)$$

Olarak ifade edilir. Pompanın çalışma devri, üretilecek ipliğin dtex değeri, sarım hızı, polimerin yoğunluğu ve volumetrik verimin bilindiği durumlarda denklem 7' de kullanılarak hesaplanır.

N_s : Sarım hızı (m / dak)
 ρ : Polimerin yoğunluğu (gr / cm³)

$$N = (N_s * dt_{ex}) / (10000 \rho \eta_v V_D) \quad (d / dak) \quad (7)$$

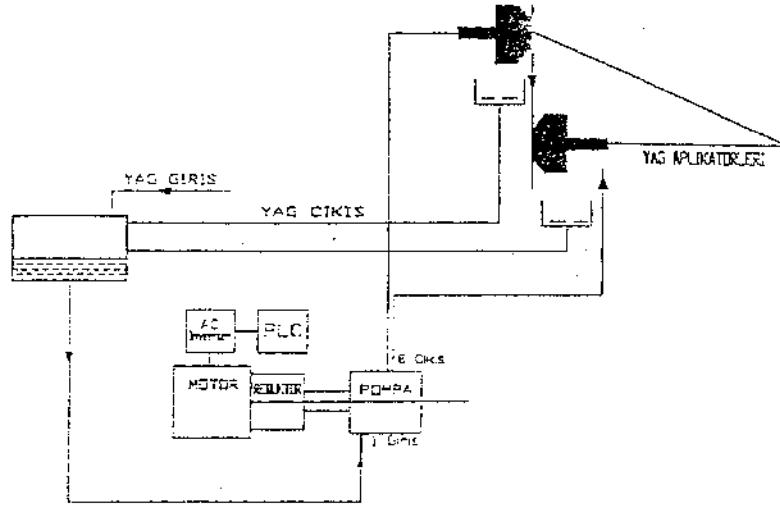
Pompanın debisi, pompa devriyle doğru orantılıdır ve teorik olarak debi değişik basınç şartlarında sabit kalmaktadır. Ancak gerçek çalışma şartlarında elde edilen debi, basınç arttıkça azalmaktadır. Dişli pompaların performansını ifade eden önemli parametrelerden biri volumetrik verim ve denklem [5] ile ifade edilir. Yapılan ölçümler sonucu pompanın volumetrik veriminin % 99 seviyelerinde olduğu tespit edilmiştir. Pompada istenilen performansın elde edilebilmesi için giriş basıncının 10 bar' ın üzerinde olması gereklidir. Bu basınç pompa dişlileri arasındaki boşluğu tamamı ile polimerle dolması ve giriş bölümünde kavitasyon oluşumunun önüne geçilmesi için gereklidir. Tasarımı gerçekleştirilen pompalar 5 – 50 dev / dak çalışma aralığına sahiptirler ve pompa ortamındaki yüksek sıcaklıkların sürücü motoru etkilememesi amacı ile pompa mafsal bağlantılı şaft ile motora ve dişli kutusuna akupple edilmiştir. Değişken yük şartlarında pompa devrinin sabit kalması gerekmektedir, bu nedenle pompa motorlarını sürmek amacı ile vektör kontrollü frekans inverterleri kullanılmıştır. Pompa devri denklem 7' de verilen değere set edildikten sonra sabit kalmalıdır ve değişken yük şartlarında değişmemelidir. Şekil 7' de metraj pompaları ve kontrol sistemi gösterilmektedir.



Şekil 7. Metraj pompaları ve kontrol sistemi

4. ELYAF KONDİSYONLAMA YAĞI POMPASI VE KONTROL SİSTEMİ

Spin finish yağı ile elyafın kondisyonlanması ipliğin kalitesinde önemli rol oynar. Elyafın yağlanması ile birlikte, elyaf üzerinde oluşan statik elektrik almır, daha yüksek çekim hızlarında çalışmasına olanak verir, iplik kopuşu sayılarını azaltır, iplik üzerinde boya dağılımını iyileştirir, elyafın daha sonraki aşamalarında işleme verimliliğini artırır ve en önemlisi üretilen iplik üzerinde bakteri üremesi problemi önleyerek uzun ömürlü iplik üretimini mümkün kılar. Özetle, spin finish yağı uygulamaksızın sağlıklı ve verimli bir şekilde sentetik iplik üretmek güçtür. Spin finish yağı uygulamasının iplik üretim sisteminde oluşturduğu performans artışına karşılık kimyevi maddeler içermesi nedeni ile uluslararası standartlar tarafından üretim işlemi sonucunda elyaf üzerinde bulunması gereken yağ oranı sınırlandırılmıştır. (maksimum % 1). Uygulamada Spin Finish yağı saf olarak, veya su ile karıştırılarak emülsiyon halinde kullanılmaktadır. Yağın uygulanması sırasında, elyaf demetinin her tarafının minimum yağ tüketimi ile iyice yağlanması ve değişik iplik katları üzerinde uygulanan yağlama miktarı arasındaki değişimleri de minimize ederek bu işlemin gerçekleştirilmesi emülsiyon tipi sistemlerde daha kolaydır. İplik üretiminde yağlamadan sonraki çekim ve tekstürcü işlemleri sırasında su buharlaşmakta ve uygulanan yağ iplik üzerinde kalmaktadır. Yağın kullanıldığı sistemlerde ise karışım suyunu pompalamak için ek enerji tüketimine gerek olmadığından ipliğin homojen bir biçimde yağlanma riskini göze alarak daha ekonomik bir yağlama sistemi oluşturmak mümkündür. Spin Finish yağlama sisteminin stabilitesi ve hassasiyeti çok önemlidir. Genellikle bu tür sistemlerde dişli pompalar tercih edilmektedir ve bir pompa çıkışından farklı uygulama noktalarına dağıtım yapmak yerine, her uygulama noktası için bir pompa kullanmak, uygulama noktaları arasındaki yağ miktarları değişimini minimize etmektedir.



Şekil 8. Şematik Yağ Sistemi

Tasarımı ve imalatı yapılan yağlama sisteminde kullanılmak üzere iki adet tek girişli ve sekiz çıkışlı spin finish yağlama pompası satın alınmıştır. Aşınmaya karşı dayanıklı seramik aplikatörlerin kullanıldığı sistem şekil 8’ de gösterilmekte olup yağ tankı, vektör kontrollü AC frekans invertörü, redüktörlü motor, pompalar, hortumlar, bağlantı tesisat elemanları, geri dönüş tesisatı ve PLC kontrol sisteminden oluşmaktadır.

5. SONUÇ

Polipropilen halı ipliği üretim makinasında kullanılmak üzere tasarlanan sıcak polimer metraj pompaları imal edilerek gerekli otomatik kontrol sistem birimleri ile donatılmıştır. Elyaf kondisyonlama sistemi oluşturulmuştur. Tüm sistem prototip makine üzerinde denenmiştir. Deneylerin başarı ile tamamlanmasının ardından bu sistemlerin seri üretimine geçilmiştir.

6. TEŞEKKÜR

Desteklerinden ve katkılarından dolayı Gaziantep Üniversitesine, TÜBİTAK-TİDEB' e, TTGV' ye ve ODİTÜ öğretim üyesi Prof. Dr. Turgut TÜMER' e teşekkür ederiz.

7. KAYNAKLAR

1. Uskaner Y. A., AR-GE-96 / MF004 / MM02 kodlu AR-GE Projesi Gelişme Raporu No.3, Özçelik Tekstil Makinaları ve Pres Döküm San. A.Ş., Temmuz 1998
2. Uskaner F., AR-GE-98 / MF016 / MM12 kodlu AR-GE Projesi Sonuç Raporu, Özçelik Tekstil Makinaları ve Pres Döküm San. A.Ş., Temmuz 1998.
3. Uskaner Y. A., Uskaner F., Aksoy M. "Polipropilen Halı İpliği Üretim Makinası için Klimatize Havalı Elyaf Soğutma Sistemi " Makine & Metal, Sayı 77, pp. 104-113, Mayıs 1998.
4. Uskaner Y. A., Emenir O., Aksoy M. "Otomatik Bobin Değiştiricili Sentetik İplik Sarıcısında Bobin Değiştirme Anında İplik Kapma Veriminin Arttırılması " Tekstil & Teknik, pp. 52-55, Haziran 1998.
5. Uskaner Y. A., Alıcı G., Uskaner F., Aksoy M. "Development of a Computer Controlled Polypropylene Carpet Yarn Spinning Machine " 14th Int. Conference on Cad / Cam, Robotics and Factories of the Future, Hindistan, 1-3 Aralık 1998.
6. Thompson J.R., Skuce J.R., Standard D., Pawcatuck CT. "Extrusion Parameters Affecting Uniformity in Melt Spinning "Filament İplik Üretim Teknolojisi Kurs Notları, İ.T.Ü. Makine Fakültesi, 4-5 Aralık 1997.
7. Rauwendal C. "Polymer Extrusion " 3 ed. Hanser Publications, 1994.
8. Yerigeri C. B. " Problems and Opportunities in Polymer Metering Applications " Int. Fiber Journal, pp. 104-106, April 1998.
9. Yerigeri C.B. " Some Studies on the Role of Metering Pumps on Polymer Melts and Fiber Quality During Melt Spinning of Polyester Fibers " Fiber Producer Conference, Greenville USA, may 1998.
10. Guzman J.E., Imthurn A. " Optimization of Polymer Pump Design for Continuous Fiber Operations " Fiber Producer Conference, Greenville USA, May 1998.
11. Norman B. S. " Selecting the Proper Stainless Steel for Spinnerets and Other Synthetic Fiber Tooling " Int. Fiber J., pp. 72-73, June 1997.
12. Koç, E., Hooke C. J. "An Experimental Investigation into the Design and Performance of Hydrostatically Loaded Floating Wear Plates in Gear Pumps " Wear 209, pp. 184-192, 1997.
13. Murphy W. M., Stallings T. H., McKelvey J. M. "Specifying a Polymer Reactor Discharge Pump " Int. Fiber J., pp. 56-66, February 1998
14. Whitmire K. " Installing and Maintaining Gear Pumps " Chem. Eng., pp. 96-98, March 1996.
15. Smith D., Darly D., Stallings T. " Specifying a Total Gear Pump System " Plastics Engineering, pp. 19-23, February 1994.

7. SUMMARY

Hot polymer metering pump, spin finish oil pump and their automatic control system in polypropylene BCF carpet yarn spinning machine.

One of the important materials used in synthetic yarn industry is the polypropylene and finding new fields of use. Polypropylene Bulk Continuous Filament (BCF), additional to other fields of use, is also used as a carpet yarn. Using the Planetary hot polymer gear pump and it's automatic control system it is possible to meter and deliver polymer equally to the four spin pack assemblies on which spinnerets with seventytwo trilobal holes exist. Pump system is placed in hot oil tank and kept at constant temperature during operation. Outomatic control system includes pressure transducers, programmable logic control computer system, AC vector controlled frequency inverters electric resistance heaters , temperature transducers and the like. Denier of the produced yarn is set and kept constant at the desired level with the use of the metering pump. Special material, surface finish and surface treatment and coating techniques were employed in the manufacturing of the pump that operates under such conditions as 250-260 °C, 350-400 bar pressure and abrassive environment produced by the masterbatch additives. The quality of the manufactured yarn depends on the performance of the metering pump. Another important parameter effecting the quality of the yarn is the spinfinish oil applied during spinning. Spin finish system including spin finish pumps, with single inlet eight outlet, ceramic applicators control and drive systems are constructed and tested on a prototype BCF carpet yarn spinning machine. Results of the start-up and performance tests showed that both the hot polymer metering pumps and spin finish oil pumps performed well and equally and homogeneously distributed and metered material to be pumped.

DİK TÜRİN POMPALARDA MODEL - PROTOTİP İLİŞKİSİNİN KURULMASI ve ÖLÇEK ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Kahraman ALBAYRAK
ODTÜ Mak. Müh. Bl.

Onur KONURALP
Layne Bowler A.Ş.

ÖZET

Yetmişlerin ortalarından başlayarak gittikçe daha büyük kapasiteli pompalara gereksinim duyulan ülkemizde yeni tasarımlarda modellemenin öncelikli olarak ele alınması ve prototip pompanın performansının model üzerinden optimize edilmesi önemli bir gereklilik haline gelmiştir. Böylelikle; zaman, malzeme ve işçilikten ekonomi yapılabilecek; araştırma ve geliştirme faaliyetleri, daha kabul edilebilir düzeyde tutulabilecek giderleri sebebi ile gündeme gelebilecek ve bilimsel çalışmaktan söz edilebilecek; yurtdışı firmalara performans kriterinde de ciddi rakip olunabilecek; ölçek faktörünün uygun seçimi ile model ve prototip birlikte iki yeni pompa kazanımı sağlanacak; sonuç olarak ülke ekonomisi ve bilgi birikimi açılarından büyük fayda ve kazanımlar ortaya çıkacaktır.

Bu bildiride büyük kapasiteli pompalara olan gereksinim üzerinde durulduktan sonra çok geniş bir uygulama ve performans aralığına sahip olan dik türbin pompalar ve bunların büyük kapasiteli pompa ihtiyacına cevap verebilirliğinden söz edilecek, son olarak da büyük kapasiteli dik türbin pompaların dizaynında model prototip ilişkisi ile bunun ekonomik karşılığı yürütülen proje üzerinden açıklanacaktır. Benzeşim, ölçek etkisi ve birimsiz analizler incelenerek model-prototip için tasarım, üretim ve test aşamaları açıklanacaktır. Layne-Bowler'de bir tez çalışması kapsamında yürütülen bu proje anlatılarak beklenen sonuçlar ve sonraki hedefler irdelenecektir.

1. GİRİŞ

Ülkemizde bulunan bir çok su pompası üreticisinin ürün yelpazesi sulama ve evsel amaçlı küçük pompalarla sınırlıdır. Burada kullanılan "küçük" sözcüğü oylum, debi ve motor gücü dikkate alınarak kullanılmıştır. Bu pompaların piyasa değerleri satış fiyatları ile belirlenmekte olup performansları gündeme gelmemektedir. Pompaların performansları, özellikle verimleri kullanıcının bilinçlenmesi ile gündeme gelecek, üreticinin yeterliliği ile de ürünlere yansımaktadır. Burada üreticiler için yerel ve ulusal ayırımı yapmak ülkemiz koşulları için bir gereklilik olmaktadır. Geçen zaman içinde ARGE çalışmalarına olan yatırımların artması neticesinde gelişen tasarım ve üretim araçları yardımıyla ve özgün tasarımı pompa çarklarında ulusal üreticilerce kazanılan deneyimler sonucunda pompa performanslarının yabancı üreticilerin pompa performansları ile karşılaştırılabilir hale geldiği bazı yerli ve yabancı kullanıcılar nezdinde de kabul görmektedir.

Yetmişli yıllarda devlet tarafından planlanan, DSI ve İller Bankası eliyle yürütülen sulama ve içme suyu projelerinin hayata geçmesi ile genelde baraj gölleri, doğal göller gibi büyük kapasiteli kaynaklardan kullanım alanlarına suyun doğrudan aktarımında ya da ara pompa istasyonlarında "büyük" pompalara olan gereksinim hızla artmıştır. Başlangıçta doğrudan ithalatla karşılanmaya çalışılan bu tür pompa gereksinimi, özellikle 80'li yıllarda, yerli üreticilerin deneyimlerinden gelen cesaret ve güvenlerinin artmasına koşut olarak yurt içinde başı çeken firmalarca karşılanmaya başlamış ve kısa sürede kendilerini kanıtlamışlardır. Şimdi ise yeni ve daha büyük kapasiteli pompalara olan gereksinim artarak devam ederken eskilerinin de yenilenme çalışmaları sürmektedir.

2. DÜŞEY MİLLİ DERİNKUYU POMPALAR (VTP)

19. yüzyıl sonu ile 20. yüzyılın başında geliştirilip standartları belirlenen, o zamanlar sadece dar ve derin kuyulardan su temini için düşünülen, bu yüzden önceleri derinkuyu pompası diye adlandırılan ve ortaya çıkmalarında Amerikan Layne Bowler'in ilk firma olarak büyük rol oynadığı düşey millî dik türbin pompalar dik

uygulan çok kademeli pompalardır. Dar kesitli kuyulara sığmaları için pompa eksenini boyunca toparlanmış ve suyun da radyal değil de pompa eksenini boyunca akışını sağlayan yapıları sebebi ile türbine benzetilmişlerdir.

Gittikçe artan temiz su gereksinimleri için daha derinlere inmek, mümkün olan en az masrafla suyu yüzeye ulaştırmak amaçlı bu pompalar sonraları düşük montaj alanı gereksinimleri, farklı tahrik biçimlerinin uygulanma imkanları (elektrik motoru, dizel motor, traktör, vs.), dinamik seviye değişikliklerine kolayca uyum sağlamaları, istenilen derinliğe monte edilebilmeleri ve böylece derinden emiş yapma/yapamama problemini elimine etmeleri, yüksek verimleri sebepleri ile yaygın ve değişik uygulama alanlarında önemli işlevler edinmişlerdir. Ülkemizde, su seviyesinin mevsimlere veya su kullanımına bağlı olarak önemli değişiklikler gösterdiği rezervuarlarda, özellikle büyük debiler için yakın gelecekte artan şekilde talep edileceklerdir.

1965 yılında Türkiye Layne Bowler'in üretime geçişiyle ülkemizde de kullanılmaya başlayan bu pompalar halen artan uygulama alanları bularak önemlerini gittikçe artırmaktadırlar. Layne Bowler pompa ailesi standard malzeme uygulamalarıyla 1 l/s'den 1 m³/s'ye ve 300 mSS'ye kadar basma yükseklikleriyle çok geniş bir kullanım aralığına sahiptir. Pompalar özgül hızlarına göre radyal veya karışık akışlı, kapalı veya yarı açık tipte çarklara sahiptir. Yakın gelecekte debi üst sınırı daha yukarılara doğru çıkacak ve bu sebeple model-prototip uygulamasının önemi daha da fark edilir noktalara gelecektir.

3. BENZEŞİM VE BOYUT ANALİZLERİ - Hidrodinamik Benzeşim Koşulları

Bir hidrodinamik makina için model-prototip ilişkisi üç benzeşimin de sağlanması ile tam olarak kurulmuş olur. Bunlar:

- **Kinematik Benzeşim :**
Akışkan için hız ve açısal hız gibi kinematik özelliklerde bir ölçeğin varlığını gerektirir.
- **Geometrik Benzeşim :**
Model-prototip geometrilerindeki bütün benzer kesitlerde ölçüsel benzeşimin sağlanması gereklidir. Benzeşim, boyutsal ölçülerdeki ölçeğin, kanat ve kanat araları gibi tüm akışkan pasajlarında sağlanması ile elde edilir, açısal ölçüler değişmeyecektir. Böylece çark kanatlarının biçimsel eşliği elde edilirken kanat sayılarındaki eşitlik de sağlanmış olur. Yüzey pürüzlülüğü de geometrik benzeşimin bir koşulu olup model prototip ikilisinde yüzey pürüzlülüğünün eşliği aranır.
- **Dinamik Benzeşim :**
Akışkana bağlı değişkenlerden viskozite ile basınç, enerji ve güç gibi performans değişkenlerinin benzeşimini belirtir.

Model pompanın verimi her zaman için prototip pompanın verimine tam olarak eşit olmayacaktır. Bazı sebeplerin etkisi ile, model ve prototip arasında tam hidrolik benzeşim sağlanamayabilir. Örnek olarak, eğer çark ve çanak yüzeylerinin pürüzlülüğü model ve prototip pompalarda eş şekilde sağlanamaz ise geometrik benzeşim tam olarak kurulamayacaktır. Ayrıca pratikte, birbiri ile çalışan yüzeyler arasındaki boşluklar ve yatak ölçülerindeki ölçek dışı farklılıklar yukarıdaki etki ile birlikte model veriminin düşüklüğüne sebep olur.

4. HİDRODİNAMİK BENZEŞİMDE BAZI BİRİMSİZ PARAMETRELER

Buckingham Π Teoreminin Uygulanması

$$\Pi_1 = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (1) \quad \Pi_2 = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (2) \quad \Pi_3 = \frac{P}{\rho \omega^3 D^5} \quad (3)$$

$$\Pi_4 = \frac{\mu}{\rho \omega D^2} \quad (4) \quad \frac{V_m}{u} = \varphi \quad (5) \quad \frac{V_\theta}{u} = \Psi \quad (6)$$

Yukarıda belirtilenlerden 1, 2 ve 3. parametreler, Benzer Çalışma Noktaları İlişkilerinden (Affinity Laws), 4. parametre ise Reynolds sayısından, açısal hız baz alınarak, kolayca çıkarılabilir. 5. ve 6. parametreler ise hidrodinamik makinadaki Debi Katsayısı (Flow Coefficient) ve Basma Katsayısı (Head Coefficient) tanımlarıdır.

1, 2 ve 3. parametrelerin ortak kombinasyonundan ;

$$\eta_P = \frac{\Pi_1 \Pi_2}{\Pi_3} = \frac{\rho g H Q}{P} \quad (7)$$

Pompa Verimi elde edilebilir.

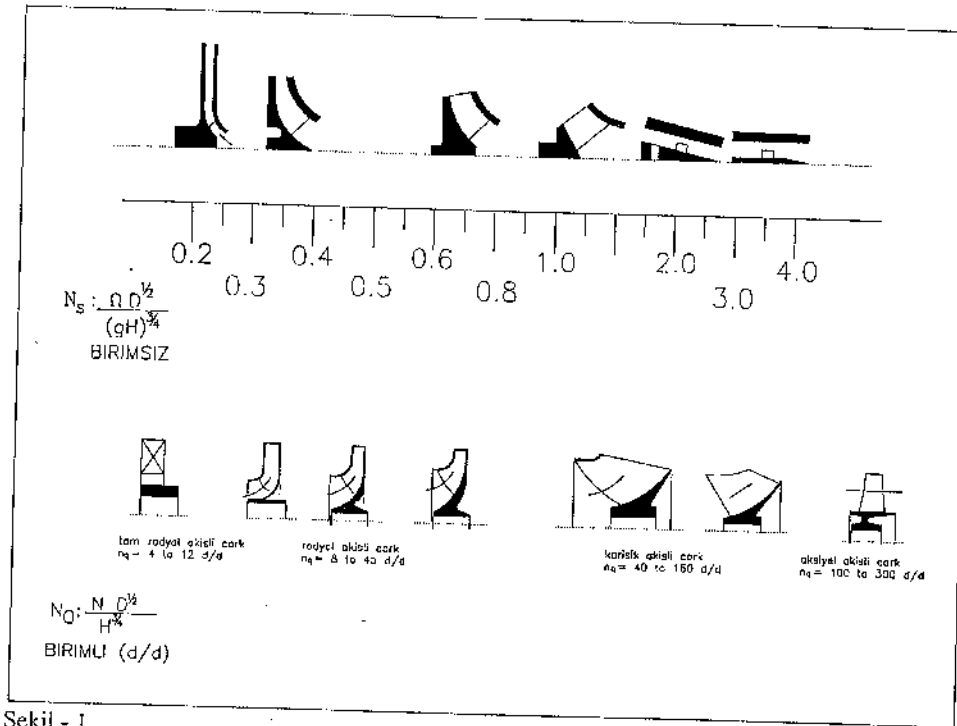
Eğer 5. ve 6. parametreler birlikte kullanılarak D (çap) ortadan kaldırılsa;

$$N_S = \frac{\Omega \sqrt[3]{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (8-a) \quad N_Q = \frac{N \sqrt[3]{Q}}{H^{3/4}} \quad (8-b)$$

olarak Özgül Hız tanımlanabilir. Bilindiği gibi Özgül Hız:

- Bütün benzer pompalar için aynıdır.
- Geometriyi tamamıyla belirtir.
- Tasarım için çok önemli bir parametredir.

Burada Özgül Hız için farklı tanımlar olduğunu belirtmek gerekir. Bu farklılık tasarım ekleriyle birlikte birimli (d/d) ya da birimsiz tanımlamaları ve debi, güç bazlı çeşitlenmelerini de içermektedir. Şekil -1 de birimli ve birimsiz tanımlamalarından çıkan geometrik karşılıklar görülebilir.



Şekil - 1

5. MODEL - PROTOTİP İLİŞKİLERİ

Ölçek faktörü basitçe model ve prototipin çap oranları olarak tanımlanır. Bunun için çeşitli referanslarda farklı tip pompalar için sınırlamalar belirtilse de bu faktör genel olarak yayımlanmış sonuçlarda 2 ile 4 arasında belirtilmektedir. Pompa için verim tanımlanırsa;

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (9)$$

η_m - mekanik verim - salmastra kutusu, sızdırmazlık elemanları, yataklamalar, bağlantı elemanları v.b. kaynaklı kayıplar.

η_v - hacimsel verim - sızıntı, geri besleme kaynaklı debi kayıpları.

η_h - hidrolik verim - radyal, aksiyel ya da karışık akışlı çark yapısından kaynaklı kayıplar.

Genel yaklaşım model ve prototip arasında kayıp ilişkisinin çıkarılıp verimler arasında amprik bir formulasyona gitmek olarak açıklanabilir. Burada yalnızca bu yaklaşımın formüle edilmiş sonuçları gerekli görülen ara tanımlarla verilecektir.

Pompa için İki temel kayıp tanımlaması yapılabilir (hidrolik verim):

- Kinetik kayıplar (akış alanındaki ani değişimlerden kaynaklanan)
- Sürtünme kayıpları (yüzeyde oluşan sınır tabakasından kaynaklanan)

Kayıplar basma yükseliğinden tanımlanarak (h kayıp H basma yüksekliği);

$$\delta_f + \delta_k = \delta \quad - \text{toplam kayıp,}$$

$$\delta_k = h_k / H \quad - \text{kinetik kayıp parametresi,}$$

ve 2 numaralı parametrik eşitlikten bütün hızların oransal eşitliği ile model ve protip için kinetik kayıp parametrelerinin eşitliğine ulaşılır.

$$\delta_f = h_f / H \quad - \text{sürtünme kayıp parametresi,}$$

ise Reynolds sayısına bağlı bir forma çevrilerek model ve prototip için gencl kayıplar toplamı ilişkilendirilebilir. Sonuçta yapılan kinematik viskosite eşitliğindeki kabullenmeyle;

$$\delta / \delta' = (D'/D)^n (H'/H)^{n/2} \quad (\text{' model için kullanılmıştır})$$

denkleminde ulaşılabilir. Burada toplam kaybın doğrudan hidrolik verimle tanımlanabileceği açıktır. Literatürde değişik gruplar ve değişik tipte pompalar için deneysel olarak ulaşılmış n sayıları ve formülasyonun farklı yaklaşımları görülebilir.

MODEL İÇİN

anma çapı = 8"

Q' = 20.3 l/s

H' = 5 mSS

N' = 1450 d/d

N_s' = 1.169

N_Q' = 62 d/d

D' = 151.6 mm

PROTOTİP İÇİN

anma çapı = 14"

Q = 145 l/s

H = 18.5 mSS

N = 1450 d/d

N_s = 1.169

N_Q = 62 d/d

D = 292.1 mm

$$\text{ÖLÇEK FAKTÖRÜ} = 1.927$$

6. SONUÇ:

Yukarıda özetlenen tüm bilgiler çerçevesinde, büyük pompaların dizayn ve prototip çalışmalarında modellemenin gerekliliği için aşağıdaki noktaları önemle özetlemek yerinde olacaktır:

- Büyük pompaların hidrolik özelliklerini, çoğunlukla ampirik formüller ve/veya bunların bilgisayar ortamına taşınmış olan tasarım yaklaşımlarıyla tümtüyle kontrol etmek büyük bir risktir. Yani tasarım ile prototipin çalışma sonuçlarının birbirini doğrulaması ilk aşamada kolayca sağlanamayabilir.
- Burada tasarım sonrasındaki üretim aşamalarında, örneğin model-maça sandıkları üretiminde, veya prototipin atelyedeki ilk üretimi sırasındaki evrelerde katılan hataları da anmak gerekir.
- Prototip pompa yerine model pompa üzerinde tüm bu model-maça sandığı ve parça üretim işlemlerini yapmak, bu safhadaki, yapılan hatalar sonucunda, bazı aşamaları tekrarlamak kolay olacaktır.
- Model pompanın test edilmesi ile istenen sonuçlardan uzak kalındığının anlaşılması durumunda, tasarım prosedürünü küçük parametrik değişikliklerle tekrarlamak, ve model-maça sandığı ile parça üretimlerini bu değişikliklere göre yinelemek zaman ve maliyet açılarından çok daha kazançlı olacaktır.
- Yeni bir pompa serisinin (yeni bir pompa ailesi) tasarımında büyük kolaylıklar sağlanacaktır.
- Kabul testleri sırasında kimi kez prototip pompanın kendisini test edebilecek koşullar sağlanamayabilir. Yeterli debiden yoksunluk, test standındaki güç ünitesinin yetersizliği gibi durumlarda pompanın modelinin test edilerek prototipin kabulü tamamlanabilecektir.
- Bazen de akışkan özelliklerinin sağlanamadığı durumlar için prototip yerine model testi gerekli olabilecektir.

Bütün yukarıda sözü edilen durumlar için, döküm ve üretim aşamaları gibi geri dönüşü zor olan veya belki de hiç olmayan bir seviyeye gelmeden küçük ölçekli ve ekonomik model pompa üzerinde yapılacak her türlü değişikliklerle zaman ve maliyet kayıpları önlenecektir.

ODTÜ ve Layne Bowler işbirliğiyle model ve prototip pompaların deneyleri ile Layne Bowler Düşey Milli Derinkuyu Pompalarına özgün ve onlara yönelik bir formülasyon geliştirilmektedir. Testler farklı kademe uygulamaları ve farklı hızlar için yenilenmektedir.

7. REFERANSLAR:

- * Kittredge, C.P. , Estimating the Efficiency of Prototype Pumps From Model Tests, Transaction of ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 54, pp. 129-139, April 1968.
- * Aksel, M.H., Notes on Fluid Mechanics, METU Dept. of ME, Ankara, 1991.
- * Basic Principles for Design of Cent. Pump Inst., SIHI Group, Halberg, 1988.
- * Sulzer Brothers Ltd., Sulzer Centrifugal Pump Handbook, Elsevier Applied Science, London, 1992 (1989).
- * Lobanoff, V.S., and Ross, R.R., Centrifugal Pumps-Design and App., Gulf Publishing Co., Houston, 1992 (1985).
- * Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A.T., Impeller Pumps, Pergamon Press, Warszawa, 1965.

ABSTRACT

Starting from the mid of seventies, higher capacity pumps have been required widely in our country. Because of this requirement, use of model-prototype relations in the new designs becomes very important and necessary especially for optimizing the prototype pump performance by using model pump. In this way, making economy from time, material and workmanship is possible; research and development applications can be easily and widely realised because of minimized cost and so more scientific way can be followed; from the performance criteria point of the pump, inland products become seriously good rivals for the foreign ones; with the proper choice of size factor of model pump, two new pumps will be gained for the whole pump family; as a result, there will be valuable gains for the state economics and technological knowhow.

In this paper, requirement to the high capacity pumps will be emphasized, some words will be said about vertical turbine pumps with a large application area and a wide performance limits can be a preferable choice for high capacity requirements. The last and the main topic is the model-prototype relations, and the importance and advantages of performance verification of prototype by using model in the new designs. In this thesis project performed in Layne Bowler, by searching similarity, scale effect and unitless analyzes; design, model making, production and test steps for model and prototype pumps shall be explained and the expected results will be discussed.

HİDROLİK VE PNÖMATİK SİSTEMLERDE TİTREŞİMLİ AKIŞLARIN EMPEDANS YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

Kadir KIRKKÖPRÜ
Makine Fakültesi
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖZET

Bir hidrolik ya da pnömatik sistemin rezonans frekanslarını bulmak için çeşitli yaklaşımlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada esas itibarıyla Empedans Yöntemi diye anılan ve sisteme zorlanmış titreşimlerin uygulandığı noktadaki empedans değerini esas alıp bunu limit değerlere götürerek rezonans frekanslarını bulmayı amaçlayan yöntem tanıtılmaktadır. Bu yöntemin sınırları ve kuvvetinin belirtilebilmesi amacı ile bazı özel hallerde laboratuvar deneyleri ile bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Genel olarak deneysel sonuçlarla büyük uygunluk bulunduğu gösterilmiştir.

1. GİRİŞ

Hidrolik ve pnömatik sistemlerde akışta meydana gelebilecek titreşimlerin sistemin performansı üzerinde optimum çalışma şartlarının bozulması, yük kaybının artması, malzeme yorulması v.b. gibi olumsuz etkiler yarattığı bilinmektedir. Bu titreşimlerin frekansı sistemin doğal frekansı veya harmonikleri ile uygun düştüğü takdirde sistemde kendini büyük genliklerde basınç ve debi çalkantıları şeklinde gösteren rezonans olayı meydana gelir ve bu olumsuz etkilerin mertebesi en yüksek seviyeye ulaşır. Eğer sistemin rezonans karakteristikleri önceden tayin edilebilirse rezonans halinin kötü etkilerinden uzak durmak için gereken tedbirler gerek proje gerekse işletme esnasında alınabilir.

Hidrolik sistemlerde rezonans üzerine ilk çalışmalardan birini Allievi[1] başlatır. Allievi, sabit seviyeli bir depoya bağlı bir borunun ucundaki valfin periyodik olarak açılıp kapanması ile basınçta oluşan değişiklikleri analitik olarak incelemiştir. Daha sonra Camichel, Eydoux ve Gariel[2], seri bağlı borularda rezonans olayını deneysel olarak incelemişlerdir. Kullandıkları tesisatta sabit seviyeli bir depo ve buna bağlı seri borular bulunmaktadır. Titreşimli akış boruların ucunda dönen bir disk vasıtası ile yaratılmaktadır. Vardıkları sonuçta göre; seri bağlı borularda $T = 4\sum l/a_i$ teorik periyodundan farklı bir periyotta rezonans oluşmaktadır. Jaeger[3], Allievi denklemlerini kullanarak basit boru hatlarında rezonans frekanslarının tespitine çalışmıştır. Sabit seviyeli bir hazneden çıkan birbirine seri bağlı iki borunun boşalma ucunda periyodik olarak açılıp kapanan bir valf halinde sistemin rezonans frekansları için buldukları bağıntıyı Camichel, Eydoux ve Gariel' in çalışmalarına uyguladıklarında çok iyi sonuçlar almışlardır.

Empedans kavramını ilk kez Rocard[4], Lac Blanc-Lac Noir pompalı besleme santralının rezonans karakteristiklerini elde etmek için uyguladı. Daha sonra Wylie[5-7] bu yöntemi daha genişleterek Bersimis hidroelektrik santralına uyguladı.

Hidrolik ve pnömatik sistemlerdeki titreşimli hareketler doğrusal titreşim teorisi ile incelenebilmektedir. Bu çalışmada sunulan empedans yönteminde, sistemde sinüzoidal karakterde periyodik bir titreşimli hareketin varolduğu kabul edilmektedir. Titreşimli hareketin başlangıcındaki yani sisteme ilk uyarı geldikten tamamen gelişmiş sabit genlikli titreşimli harekete kadar geçen zaman içindeki olaylar ele alınmamaktadır. Basınç ve debi hidrolik büyüklükleri bir ortalama ve sinüzoidal karakterde bir çalkantı bileşenine ayrılarak ele alınmaktadır.

Sistemin bir noktasındaki basınç çalkantısının debi çalkantısına oranı olarak tanımlanan hidrolik empedans Z nin değeri o noktaya ait titreşimli akışın basınç açısından mertebesi hakkında bilgi verici, anlamlı bir değer olmaktadır.

Bu çalışmada temel olarak boru, hacim elemanı, diyafram v.b. gibi çeşitli hidrolik elemanların ve değişik boru bağlantı şekillerinin empedans ilişkileri açık bir şekilde türetilerek verilmiştir. Özellikle diyafram için literatürden farklı bir empedans bağıntısı verilmiştir. Bu elemanların çeşitli kombinasyonları ile oluşturulan sistemlerin rezonans frekansları empedans yöntemi ile hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla doğrulandığı gösterilmiştir.

2. DOĞRUSAL TEORİ

Konuma göre değişimlerin zamana göre değişimlerin yanında ihmal edilebilir mertebede olduğu bir boyutlu daimi olmayan akışı karakterize eden hareket ve süreklilik denklemleri hacimsel debi cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir[7]:

$$\frac{\partial h}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial q}{\partial t} + \lambda \frac{q^2}{2gDA^2} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

Burada h ve q sırasıyla piyezometrik yük ve debiyi, A ve D boru kesit alanı ve iç çapını, a boru içindeki akışkanda rahatsızlığın yayılma hızını, g ve λ yerçekimi ivmesi ve sürekli yük kayıp katsayısını, x ve t konum ve zamanı göstermektedir.

Bir ileri kademe olarak piyezometrik yük h ve hacimsel debinin q aşağıdaki gibi bir ortalama ve çalkantı bileşeninden oluştuğu kabul edilir

$$\begin{aligned} h &= \bar{h} + h' \\ q &= \bar{q} + q' \end{aligned} \quad (3)$$

Bu ifadeler hareket ve süreklilik denklemlerine yerleştirilir, ortalama tanımından $\partial \bar{h} / \partial t = 0$ ve $\partial \bar{q} / \partial t = 0$ ve süreklilikten $\partial \bar{q} / \partial x = 0$ olduğu hatırlanırsa

$$\frac{\partial h'}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial q'}{\partial t} + \lambda \frac{\bar{q}}{gDA^2} q' = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial q'}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial h'}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

şeklinde sadece çalkantı bileşenleri cinsinden, doğrusal, sabit katsayılı, kısmi türevli diferansiyel denklem sistemi elde edilir. Burada $(q'/\bar{q})^2 \ll 1$ kabulü yapılmış olup $\partial \bar{h} / \partial x = -\lambda \bar{q}^2 / (2gDA^2)$ dir. Sabit katsayılar için elektriksel andırım yapılarak

$$\begin{aligned} R &= \frac{\lambda \bar{q}}{gDA^2} && \text{Doğrusal Direnç} \\ L &= \frac{1}{gA} && \text{İnertans} \\ C &= \frac{gA}{a^2} && \text{Kapasitans} \end{aligned} \quad (6)$$

denirse bazı düzenlemelerden sonra,

$$\frac{\partial^2 h'}{\partial x^2} = CL \frac{\partial^2 h'}{\partial t^2} + RC \frac{\partial h'}{\partial t} \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 q'}{\partial x^2} = CL \frac{\partial^2 q'}{\partial t^2} + RC \frac{\partial q'}{\partial t} \quad (8)$$

yukarıdaki gibi sadece çalkantı bileşenleri (h' ve q') cinsinden işlemleri yürütmemizi sağlayan denklemler elde edilmiş olur. Bu denklemlerin çözümü için değişkenlerin ayrılması yöntemi uygulanırsa ele alınan bir boru içindeki tek boyutlu akışta herhangi bir noktadaki piyezometrik yükün ve hacimsal debinin çalkantı bileşeni aşağıdaki gibi elde edilir.

$$h'(x,t) = e^{st}(C_1 e^{\gamma x} + C_2 e^{-\gamma x}) \quad (9)$$

$$q'(x,t) = -\frac{1}{Z_C} e^{st}(C_1 e^{\gamma x} - C_2 e^{-\gamma x}) \quad (10)$$

Yukarıdaki denklemlerde $s = \sigma + i\omega$ kompleks frekansı, C_1 ve C_2 boru sınır şartlarına bağlı sabitleri ve $\gamma^2 = Cs(Ls + R)$ propagasyon sabiti adı verilen kompleks bir sabiti göstermektedir. σ dissipasyon katsayısı olup ω açısal frekanstır. $Z_C = \gamma/Cs$ boru ve akışkanın fiziksel özelliklerine ve kompleks frekansa bağlı karakteristik empedans olarak tanımlanmaktadır. Böylece elde edilen çözümler Basit Harmonik Titreşim Hareketini ifade etmektedir.

$$H(x) = C_1 e^{\gamma x} + C_2 e^{-\gamma x} \quad (11)$$

$$Q(x) = -\frac{1}{Z_C}(C_1 e^{\gamma x} - C_2 e^{-\gamma x}) \quad (12)$$

Kompleks basınç ve debi genliklerini göstermek üzere borunun herhangi bir noktasındaki basınç ve debi çalkantıları

$$h'(x,t) = \text{Reel}\{H(x)e^{st}\} \quad (13)$$

$$q'(x,t) = \text{Reel}\{Q(x)e^{st}\}$$

şeklinde yazılırlar. Örneğin 1 uzunluğunda bir borunun uç şartları belli ise herhangi bir noktasındaki basınç ve debi çalkantıları, bu uç koşulları yardımıyla tayin edilebilir, yani (11) ve (12) deki C_1 ve C_2 sabitleri bulunabilir. Sabitlerin bulunabilmesi için borunun bir ucundaki basınç ve debi çalkantılarının bilinmesi yeterli olmaktadır. Şekil 1 deki borunun 1 ucundaki şartlar, H_1 ve Q_1 , belirli ise 2 ucundaki basınç ve debi çalkantılarının kompleks genlikleri aşağıda görüldüğü gibi matris formunda yazılarak bulunur.

$$\begin{bmatrix} H_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l) & -Z_C \sinh(\gamma l) \\ -\frac{\sinh(\gamma l)}{Z_C} & \cosh(\gamma l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$[V]_2 = [F][V]_1$ formundaki bu ifadede $[V]$ durum vektörü olup $[F]$ alan transfer matrisi adını alır. Yahut 1 ucundaki genlikler 2 dekiler cinsinden yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} H_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l) & Z_C \sinh(\gamma l) \\ \frac{\sinh(\gamma l)}{Z_C} & \cosh(\gamma l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

Bu şekildeki ilişkide, $[V]_1 = [F]^{-1}[V]_2$, $[F]^{-1}$ alan transfer matrisinin tersidir.

Hidrolik empedans, hidrolik sistemin herhangi bir noktasındaki basınç çalkantısının o noktadaki debi çalkantısına oranı olarak tarif edilmektedir:

$$Z(x) = \frac{h'}{q'} = \frac{H(x)}{Q(x)} \quad (16)$$

Karakteristik empedans, Z_c , sabit geometri bir boru için belli bir frekans değerinde sabit bir değere sahip olduğu halde, hidrolik empedans Z , noktadan noktaya değişir. Hidrolik empedans tanımı incelendiğinde, bir noktadaki basınç çalkantılarının şiddeti hakkında bir fikir verdiği görülür. Empedansın şiddeti ne kadar fazla ise o noktadaki basınç çalkantılarının debi çalkantılarına oranla o kadar şiddetli olduğu anlaşılır. Hidrolik sistemlerde genellikle istenmeyen; yüksek basınç çalkantı değerleri olduğuna göre empedansın düşük değerde kalması uygun olmaktadır.

3. EMPEDANS YÖNTEMİNİN UYGULANMASI, FREKANS CEVAP ANALİZİ

Hidrolik ve pnömatik sistemlerin rezonans karakteristikleri sisteme sinüzoidal karakterde periyodik debi veya basınç değişimlerinin uygulanmasıyla elde edilebilir. Sistemin herhangi bir noktasından uygulanan bu zorlanmış titreşimli hareketin frekansı, ikazın frekansına eşittir ve sistemin bütün noktalarındaki basınç ve debi çalkantılarının genliklerinde zamanla bir artma veya eksilme olmaz, sabit değerde kalır. Bu takdirde $s = \sigma + i\omega$ kompleks frekans ifadesindeki dissipasyon katsayısı $\sigma = 0$ olur. Bu durumda basınç ve debi çalkantıları

$$\begin{aligned} h'(x, t) &= \operatorname{Re} e^{i\omega t} \left\{ H(x) e^{i\omega t} \right\} \\ q'(x, t) &= \operatorname{Re} e^{i\omega t} \left\{ Q(x) e^{i\omega t} \right\} \end{aligned} \quad (17)$$

şeklinde yazılır.

Frekans cevap analizinde, uygulanan değişik frekanslardaki zorlanmış karakterde basınç veya debi değişimlerine karşılık sistemin dinamik davranışı incelenir. Bir sistemin frekans cevap analizi, sisteme basınç veya debi değişiminin uygulandığı noktada hidrolik empedansın değişik frekanslarda aldığı değerler incelenerek yapılır. Bunun için bu noktaya ait $|Z(x)| = f(\omega)$ eğrisi (Empedans diyagramı) çizilir. Empedansın şiddetinin, $|Z(x)|$, maksimuma ulaştığı frekans değerleri tespit edilir. Elde edilen en küçük frekans, sistemin doğal frekansını ω_0 ; diğerleri de harmoniklerini, $\omega_1, \omega_2, \dots$, verir.

Sisteme zorlanmış titreşimli akışın uygulandığı noktadaki hidrolik empedansı hesaplamak için, empedansın sistemde özel durum aldığı yani bilindiği sabit seviyeli depo, kapalı boru gibi bir noktadan başlanılır. Daha sonra, sistemin diğer tüm elemanlarının davranışları yani empedansları sırasıyla gözönüne alınarak ikazın verildiği noktaya ulaşılır. Böylece incelenen noktaya ait hidrolik empedans sistemin diğer noktalarından faydalanılarak hesaplanmış olur.

4. ÖZEL SINIR KOŞULLARI VE HİDROLİK ELEMANLAR

4a. Sabit seviyeli depo veya sabit basınçlı ortam :

Şekil 3 deki sabit seviyeli bir depo çıkışında basınç sabit değerde olup basınç çalkantısının değeri $h'_1 = 0$ dir. Buna göre hidrolik empedans $Z_1 = 0$ değerini alır. Benzer şekilde sabit basınçlı bir ortama çıkış halinde de basınç çalkantısının değeri $h'_2 = 0$ olup hidrolik empedansın değeri $Z_2 = 0$ olur.

4b. Kapalı uç:

Şekil 4 te 1 noktasında debi $q = 0$, dolayısıyla debi çalkantısı $q' = 0$ dir. Buna göre kapalı uç için hidrolik empedans $Z_1 = \infty$ değerindedir.

4c. Hacim elemanı:

Şekil 5 de görülen hacim elemanı içinde akışkan yoğunluğunun sadece zamana bağlı olduğu ve hacim elemanının hacminin $V_0 \equiv \text{sabit}$ olduğu varsayılırsa giriş 1 ve çıkış 2 arasında süreklilik denklemi adyabatik akış koşulları için

$$\frac{V_0}{a^2} \frac{dp}{dt} = \rho(q_1 - q_2) \quad (18)$$

şeklini alır. Ayrıca hacim içinde basıncın bir ortalama basınç etrafında, 1 ve 2 noktalarında hacimsel debilerin bir ortalama etrafında sinüzoidal olarak titreştiğini kabul edelim. Çalkantı değerleri kompleks olarak ifade edildiğinde yukarıdaki denklem

$$\frac{V_0}{a^2} \frac{d}{dt} (\bar{p} + P e^{i\omega t}) = \rho \left[(\bar{q}_1 + Q_1 e^{i\omega t}) - (\bar{q}_2 + Q_2 e^{i\omega t}) \right] \quad (19)$$

şeklinde yazılır. Tanımdan dolayı $d\bar{p}/dt = 0$ ve $\bar{q}_1 = \bar{q}_2$, ve kompleks piyezometrik basınç $II = P/\rho g$ şeklinde yazılabildiğinden hacim elemanı için empedans ilişkisi aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} = i \frac{\omega V_0 g}{a^2} \quad (20)$$

Hacim elemanı, bağlantılarından birisinin kapalı olduğu durumda, örneğin 1 ucu kapalı ise, Helmholtz rezonatörü olarak çalışır. Bu durumda 2 noktasındaki hidrolik empedans yukarıdaki ifadeden bulunur.

4d. Hava Kazanı:

Ortalama hava hacminin V_0 olduğu bir hava kazanı (Şekil 6), hava hacminin küçük genlikli sinüzoidal titreşim hareketi yaptığı, suyun sıkışabilme etkisinin havanın sıkışabilirliği yanında ihmal edilebildiği, suyun ataletinin gözönüne alınmadığı ve havanın politropik hal değişimi yasasına uyduğu kabulleri ile bir Helmholtz rezonatörü olarak çalıştığı ve hidrolik empedansının (20) denklemi kullanılarak elde edileceği görülür.

4e. Diyafram:

Şekil 7 deki gibi D çaplı bir boru üzerinde d çaplı bir diyaframın kaynak tarafında yeteri kadar uzakta 1 noktası ile diyaframdan çıkışta hızının daralmış kesiti 2 arasında daimi olmayan hareketteki Bernoulli denklemini, akışkan yoğunluğunun iki kesit arasında yaklaşık sabit olduğunu, kinetik enerji katsayısı α nın her iki kesitte aynı olduğunu ve iki kesit arasındaki uzaklığın titreşimli hareketin dalga boyundan çok küçük olduğu yani $q_1 = q_2$ olduğunu kabul ederek yazalım[8]:

$$p_1 - p_2 = \alpha \rho \left[\frac{1}{\sigma_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] \frac{q^2}{2} + \frac{\rho}{d} \frac{dq}{dt} \quad (21)$$

Burada $\sigma_2 = \mu \pi d^2 / 4$, μ daralma katsayısını göstermek üzere hızının daralmış kesitteki alanını, A_1 D çaplı boru kesit alanını göstermektedir. Basıncın ve debinin bir ortalama etrafındaki sinüzoidal değişimini kompleks olarak aşağıdaki gibi ifade eder

$$\begin{aligned} p &= \bar{p} + p', & p' &= P e^{i\omega t} \\ q &= \bar{q} + q', & q' &= Q e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (22)$$

ve (21) denkleminde yerleştirir, daha sonra ikinci mertebeden terimi ihmal eder ve ortalama harekete ait ifade

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_2 = \alpha \rho \left[\frac{1}{\sigma_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] \frac{\bar{q}^2}{2} \quad (23)$$

dikkate alınırsa, bazı sadeleştirmelerden sonra diyafram için empedans ilişkisini

$$Z_1 - Z_2 = \alpha \left[\frac{1}{\sigma_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] \frac{\bar{q}}{g} + i \frac{\omega}{gd} \quad (24)$$

şeklinde elde ederiz.

4f. Seri Bağlı Borular:

Farklı kesitli iki borunun birleşme kesiti bir ani daralma etkisi yaratır (Şekil 8). O halde, iki borunun birleşme yeri burada bir diyafram varmış gibi ele alınabilir. Aşağıdaki şekilde 1 ve 2 noktaları arasında ortalama akış yönünde daimi olmayan hareketteki Bernoulli denklemini uygular ve diyafram halindeki kabulleri yaparsak seri bağlı borular için empedans ilişkisini diyaframınkine benzer şekilde elde ederiz:

$$Z_1 - Z_2 = \alpha \left[\frac{1}{\sigma_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] \bar{q} + i \frac{\omega}{g D_2} \quad \sigma_2 = \mu \frac{\pi D_2^2}{4} \quad A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \quad (25)$$

4g. Kollara ayrılan boru:

Şekil 9 daki gibi iki kola ayrılan bir borunun ayrılma yerini ele alalım. Bu yeri önce önce, bir girişi ve iki çıkışı olan V_0 hacimli bir hazne gibi düşünelim. Bu durumda bu hacim elemanı için empedans ilişkisi (20) ye benzer şekilde yazılır

$$\frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} - \frac{1}{Z_3} = i \frac{\omega V_0 g}{a^2} \quad (26)$$

Kollara ayrılan boruların birleşme yerini hacmi sıfır olan bir hacim elemanı gibi düşünürsek bu üç noktanın empedansları arasında aşağıdaki bağıntıyı elde ederiz.

$$\frac{1}{Z_1} = \frac{1}{Z_2} + \frac{1}{Z_3} \quad (27)$$

4h. Denge bacası:

Şekil 10 da görülen denge bacasında su yüzeyinin düşey doğrultudaki salınımlarının sinüzoidal karakterde olduğu kabulü ile $h' = \text{Reel}(He^{i\omega t})$ yazılır. Denge bacasının kesit alanını A_d ile gösterirsek 1 çıkış noktasındaki debi çalkantısı

$$q' = -A_d \frac{dh'}{dt} \quad (28)$$

şeklinde yazılır. Buradan $q' = -i\omega A_d He^{i\omega t}$ ve $Q = -i\omega A_d H$ elde edilir. Böylece 1 noktasındaki hidrolik empedans aşağıdaki gibi bulunur.

$$Z_1 = \frac{i}{\omega A_d} \quad (29)$$

4i. Kısa Boru :

Özellikle kısa borularda düşük frekanslı titreşimli akışlarda ($\omega l/a < \pi/12$) şartı sağlandığında boru içindeki hareket kütleli bir hareket olarak kabul edilebilmektedir. Bu durumda D çaplı bir borudaki akışa daimi olmayan hareketteki Bernoulli denklemini uygulanır:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial V}{\partial t} ds + \lambda \frac{l}{2gDA^2} q^2 \quad (30)$$

Debi ve piyezometrik basınç, daha önce yapıldığı gibi, ortalama ve çalkantı bileşenlerine ayrılır, ortalama akışı karakterize eden

$$\bar{h}_1 = \bar{h}_2 + \lambda \frac{l}{2gDA^2} \bar{q}^2 \quad (31)$$

ifadesi denklemden çıkarılır , doğrusallaştırma yapılır ve çalkantı bileşenleri için $h' = He^{i\omega t}$ ve $q' = Qe^{i\omega t}$ ifadeleri ile beraber $L = 1/gA$ (inertans), $R = \lambda \bar{q}/gDA^2$ (doğrusal direnç) tanımları dikkate alınırsa borunun 1 ve 2 noktaları arasında empedans için aşağıdaki ilişki elde edilir:

$$Z_1 = Z_2 + (R + i\omega L) \quad (32)$$

5. ÖZEL ÖRNEKLER VE KARŞILAŞTIRMALAR

Bu bölümde hava ve su kullanılarak yapılmış bazı deneysel çalışmalara empedans yöntemi uygulanarak hesaplanan rezonans frekansları deneysel olarak bulunanlarla karşılaştırılmaktadır.

5a. Hava ile yapılan çalışmalar:

Şekil 11 de görülen sisteme 1 noktasından bir ses lülesi vasıtası ile $q = \bar{q}(1 + a_0 \sin \omega t)$ şeklinde hava gönderilmektedir[8]. $V_0=6000 \text{ cm}^3$ hacimli hazneden geçen çalkantılı debi 2 noktasından l_1 uzunlukta $D=10 \text{ cm}$ çapta boruya girmektedir. Daha sonra $d=5.3 \text{ cm}$ çaplı bir diyaframdan geçen hava l_2 uzunlukta, D çapta borudan atmosfere boşalmaktadır. Bu tesisatta ölçülen rezonans frekansları Tablo-1 de gösterilmiştir. Deney sisteminde ses lülesinin kullanılmasıyla üretilen basınç dalgaları lülenin kaynak tarafına geçememektedir. Böylelikle sistemin 1 noktasında akustik kapalılığı sağlanmış olup bu noktadan önceki kısımların olay üzerindeki etkileri önlenmiştir. Deneysel ölçümler ortalama hava debisinin sistemin rezonans frekansları üzerinde etkisinin ihmal edilebilir mertebede olduğunu göstermiştir. Bu nedenle empedans yöntemi uygulanırken $\bar{q}$ dikkate alınmamıştır. Ek olarak sürtünmeler yok sayılmıştır. Çalkantılı debi 1 noktasından gönderildiğinden bu nokta sistemin zorlandığı nokta olmaktadır. Bu noktaya ait hidrolik empedansın şiddetinin, $|Z_1|$, maksimuma ulaştığı frekans değerleri sistemin rezonans frekansları olacaktır. Bu noktadaki empedansı hesaplamak için aşağıdaki yol takip edilmiştir: Hava, 5 noktasından sabit basınçlı atmosfere boşalmaktadır. Bu yüzden bu noktadaki empedans $Z_5 = 0$ dir. Sistemde empedansı bilinen 5 noktasından başlayarak 1 noktasına ulaşılır. Yukarıdaki kabullerle 4 noktasındaki empedans (15) denkleminde

$$Z_4 = iZ_{C2} \tan \frac{\omega l_2}{a_2} \quad ; \quad Z_{C2} = \frac{a_2}{gA_2}$$

(24) denkleminde 3 noktasındaki empedans

$$Z_3 = Z_4 + i \frac{\omega}{gD}$$

2 noktasına ait empedans

$$Z_2 = \frac{Z_3 + iZ_{C1} \tan(\omega l_1/a_1)}{1 + i(Z_3/Z_{C1}) \tan(\omega l_1/a_1)}$$

ve nihayet 1 noktasındaki hidrolik empedans (20) denkleminde

$$Z_1 = \frac{1}{\frac{1}{Z_2} + i \frac{\omega V_0 g}{a^2}}$$

şeklinde elde edilir. $|Z_1|=f(n)$ eğrisi çizilerek elde edilen rezonans frekansları çeşitli boru uzunlukları için deneysel olarak ölçülen rezonans frekansları ile Tablo-1 de verilmiştir.

Diğer bir çalışmada [9], Şekil 11 deki benzer bir tesisat kullanılmıştır. Bu tesisatta d çaplı diyaframdan sonra boru bulunmayıp hava doğrudan atmosfere çıkmaktadır. Bu tesisatta haznenin hacmi $V_0= 2658 \text{ cm}^3$, boru çapı $D= 28 \text{ mm}$, diyafram çapı $d= 20 \text{ mm}$, diyaframdan sonra daralmış hava jetinin kesiti $\sigma = 2.45 \text{ cm}^2$ olarak verilmiş olup tesisattaki ortalama akışa ait Reynolds sayısı 19665 olarak hesaplanmıştır. Bu tesisatta ölçülen rezonans frekansı $n_0 \approx 6.6 \text{ Hz}$ olup, empedans yöntemi ile hesaplanan rezonans frekansı, ortalama debi ve sürtünme gözönüne alınmadığında ($\bar{q} = 0, \lambda = 0$) $n_0=6.55 \text{ Hz}$, ortalama debi $\bar{q} = 6054.85 \text{ cm}^3/\text{sn}$ ve sürtünme dikkate alındığında ($\lambda = 0.027$) $n_0=6.51 \text{ Hz}$ ve ortalama debi hesaba katılıp sürtünme dikkate alınmadığında $n_0=6.6 \text{ Hz}$ olarak bulunmuştur. Bu tesisata ait ikazın verildiği 1 noktasına ait empedans diyagramı Şekil 12 de görülmektedir.

5b. Su ile yapılan çalışma:

Bu tesisatta [9], su, seviyesi sabit tutulan bir depodan 2 m boyunda bir plastik boru vasıtasıyla şekil (13) de görülen lüleye gönderilmektedir. Titreşimli akış hacim içindeki bir eksantrik diskin sabit devir sayısında döndürülmesiyle sağlanmıştır. Rezonans olayının düşük frekanslarda incelenebilmesi için hacim çıkışından sonra 2 m boyunda 3 cm çapında plastik bir boru ilave edilmiştir. Bu plastik borudan sonra 8.42 m boyunda piring çekme boru bulunmaktadır.

Ancak su ile lülede ses hızına erişilemediğinden dolayı lüleden önceki kısımların da (depo ve plastik boru) sistemin dinamik davranışı üzerinde etkisi olacaktır. Bu sisteme empedans yöntemini uygularken probleme önceki havali tesisatlardan farklı bir şekilde yaklaşarak aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Sistem serbest titreşim hareketi yapmaktadır. Böylece elde edilecek frekans, doğal frekans olmalıdır.
- Sistemde 3 ile 4 noktaları arasında akışı titreşimli harekete getiren lüle ve eksantrik disk düzeni, lüle çapında, d_1 , bir diyafram olarak ele alınmaktadır.
- Ortalama debi $\bar{q}$ ve sürtünmenin λ etkisi dikkate alınmamaktadır. Çünkü önceki uygulamalarda bunların sistemin rezonans frekansına etkisinin ihmal edilebilecek mertebe olduğu görüldü.

Şekil 13 deki sistemde 1 girişi ve 9 çıkışındaki noktaların empedansları bilinmektedir. Her iki nokta sabit basınçlı ortamda olduğundan $Z_1=Z_9=0$. Bundan sonra sistemde empedansı bilinen bir uçtan diğer uca daha önce verilen empedans bağıntıları yardımıyla ulaşılır;

$$Z_1(l_1, l_2, l_3, a_1, a_2, a_3, D_1, D_2, D_3, d_1, V_0, a_0, n) = 0$$

şeklinde kapalı bir fonksiyon elde edilir. Bu eşitliği sağlayan n_0 değeri sistemin rezonans (doğal) frekansı olur. Bu sisteme ait değerler Ref.[9] dan aynen alınmıştır:

$$l_1 = l_2 = 2 \text{ m}, l_3 = 8.42 \text{ m}, a_1 = a_2 = 23 \text{ m/sn}, a_3 = 162 \text{ m/s}, a_0 = 1435.3 \text{ m/s}, D_1 = D_2 = 3 \text{ cm}, D_3 = 2.8 \text{ cm}, d_1 = 1 \text{ cm}, V_0 = 2658 \text{ cm}^3$$

Bu sayısal değerlere göre $Z_1(n)=0$ denklemini sağlayan frekans değeri; $n_0 \approx 1.64$ Hz. olarak elde edilmiştir. Empedans yöntemi ile bulunan bu değer ölçülen rezonans frekansına ($n_0 \approx 1.6$ Hz.) çok yakındır.

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, hidrolik ve pnömatik sistemlerin zorlanmış titreşimli akış halinde rezonans frekanslarını bulmak için kullanılan empedans yöntemi tanıtılmıştır. Bu yöntemin uygulanabilmesi için, bazı basit hidrolik elemanlar için empedans bağıntıları çıkarılarak verilmiştir. Bu bağıntılar yardımıyla sistemdeki tüm elemanların birbirleriyle olan etkileşimleri sağlanabilmektedir.

Empedans yöntemi, bazı deneysel çalışmalara uygulanmış ve bulunan rezonans frekanslarının ölçülen değerlerle çok iyi uygunluk sağladığı görülmüştür.

Pnömatik sistemlerde bu yöntem ile hesaplanan rezonans frekansları (temel ve harmonikler) ölçülen değerlerden bağıl olarak en çok % 3.6 ya varan bir sapma yapmaktadır. Hidrolik sistemde, sistemin ortasından uygulanan zorlanmış titreşimli akış halinde yapılan bir yaklaşım deneyi uygunluk göstermiştir. Genel olarak bir sistemin rezonans frekansını, sistemin geometrisine, sesin yayılma hızına, akıştaki sürtünmeye ve ortalama debiye bağlıdır. Ancak ele alınan sistemlerde sürtünmenin ve ortalama debinin sistemin rezonans frekansına etkisinin ihmal edilebilir mertebede olduğu da görülmüştür.

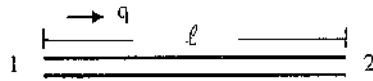
KAYNAKLAR

1. Allievi, L., "Theory of Water Hammer", translated by E.E. Halmos, printed by Ricardo Garoni, Rome, Italy, 1925.
2. Camichel, C., Eydoux, D. ve Gariel, M., "Etude Theorique et Experimentale des Coups de Belier", Dunoud, Paris, France, 1919.
3. Jaeger, C., "Theory of Resonance in Hydro-Power Systems", Water Power, January, 1963.
4. Rocard, Y. "Les Phenomenes D'Auto-Oscillation dans les Installations Hydrauliques", Hermann, Paris, 1937.

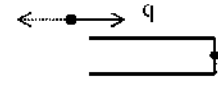
5. Wylie, E.B., "Resonance in Pressurized Piping Systems", J. Basic Eng., Trans. ASME, Vol. 87, No.4, pp.960-966, Dec.1965.
6. Wylie, E.B. ve Streeter, V.L., "Resonance in Bersimis no.2 Piping System", J. Basic Eng., Trans. ASME, vol.87, no.4, pp.925-931, Dec.1965.
7. Wylie, E.B. and Streeter, V.L., "Fluid Transients in Systems", Prentice Hall, NJ, 1993.
8. Yazıcı, H.F., "Measure des débits non permanents", Université Paris VI, Paris, 1973.
9. Karadoğan, H., "Pulsatif Akımlarda Yük Kaybı", Doktora Tezi, İ.T.Ü., 1978.

$\frac{l_1}{D}$	$\frac{l_2}{D}$	Hesaplanan (Bu çalışma)			Ölçülen (Referans 8)		
		n_0 (Hz)	n_1	n_2	n_0	n_1	n_2
0	0	163.2			164		
10	0	47.3			45.5		
20	0	30.2	96		30.3	97	
10	10	30.5	102.4		29.7	99	
10	20	22.7	69.9	124.4	22.3	69.6	120
10	30	18	54.2	95	17.83	53.75	93.3

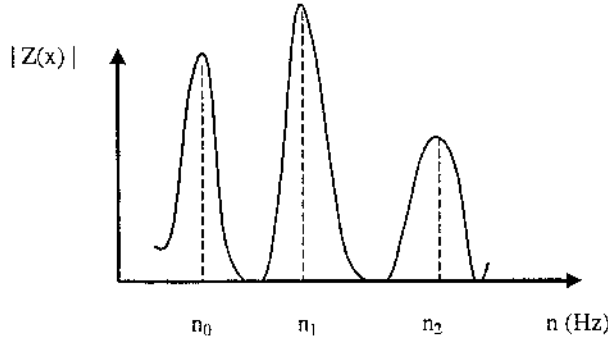
Tablo I: Ölçülen [8] ve bu çalışmada hesaplanan rezonans frekansları



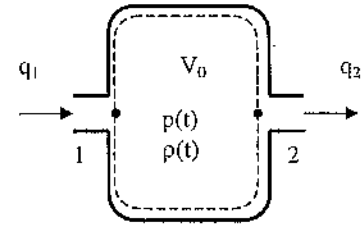
Şekil 1: İçinden q debisi geçen l uzunluğunda boru



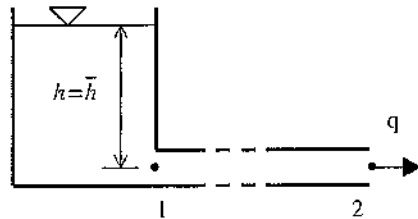
Şekil 4: Kapalı uç (1)



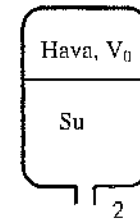
Şekil 2: Empedans Diyagramı



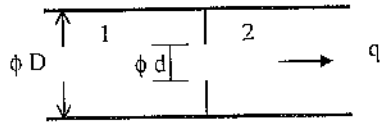
Şekil 5: Hacim Elemanı



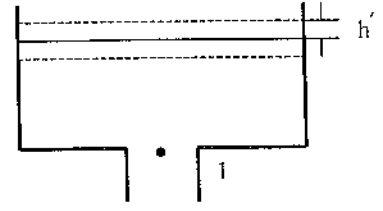
Şekil 3: Sabit seviyeli depo 1 ve sabit basınçlı ortam 2



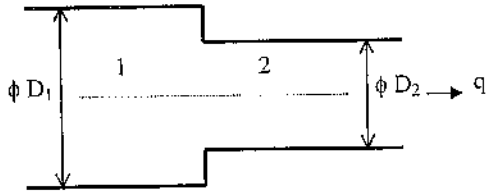
Şekil 6: Hava Kazanı



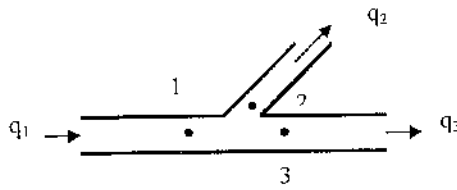
Şekil 7: d çaplı diyafram



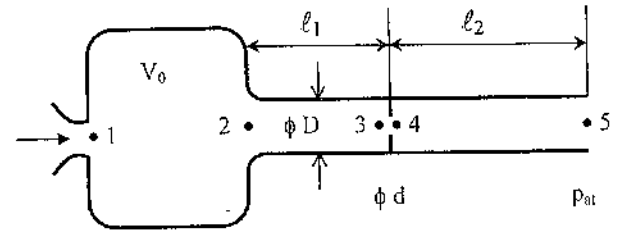
Şekil 10: Denge bacası



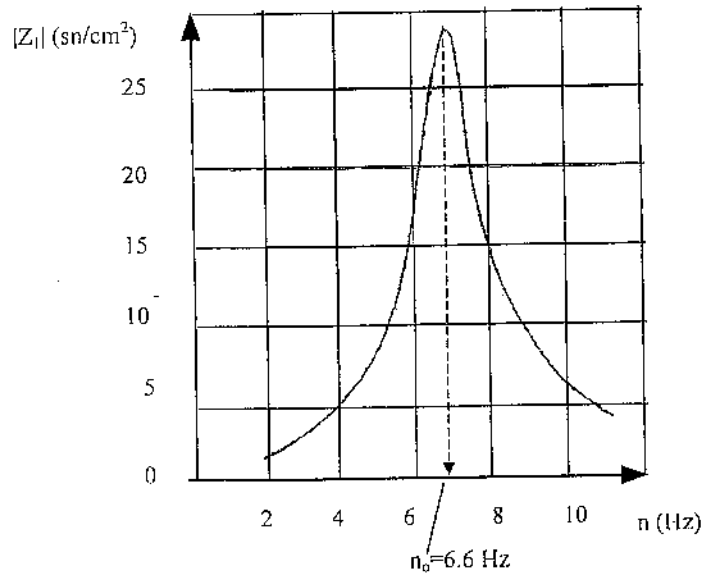
Şekil 8: Seri bağlı borular



Şekil 9: Kollara ayrılan borular



Şekil 11: Hava ile çalışan tesisat şeması [8,9]

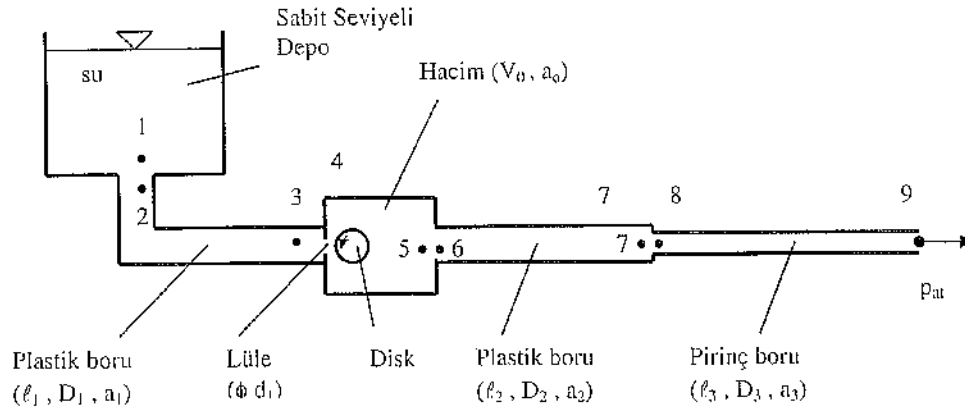


$$\bar{q} = 6054.85 \text{ cm}^3 / sn$$

$$\bar{\lambda} = 0.0$$

$$n_{opt\tilde{c}alen} \cong 6.6 \text{ Hz (Ref 9)}$$

Şekil 12: Hava ile çalışan tesisata ait [9] empedans diyagramı



Şekil 13: Su ile çalışan deney tesisatı şeması [9]

SUMMARY

Several approaches are made to find resonant frequencies of a hydraulic or pneumatic system. In this study, the so-called impedance method to analyze the oscillatory flows in the systems and associated resonating characteristics is introduced. First, the equations governing the unsteady fluid flow are reduced to a form suitable for linear analysis, and complex-valued functions are incorporated to define pressure and flowrate oscillations. Secondly, the hydraulic impedance of a particular point in the flow system is defined. The impedance relations for particular boundary conditions and hydraulic elements are briefly derived and given. Finally, the impedance method is employed to find the resonant frequencies of several experimental facilities the data of which are available in the literature. The comparison of the frequencies obtained by the present technique with those measured experimentally shows excellent agreement.

VİSKOZ MAYI POMPALARI

İ. Murat EBE
Vimpi İmalat San. ve Tic. Ltd. Şti.

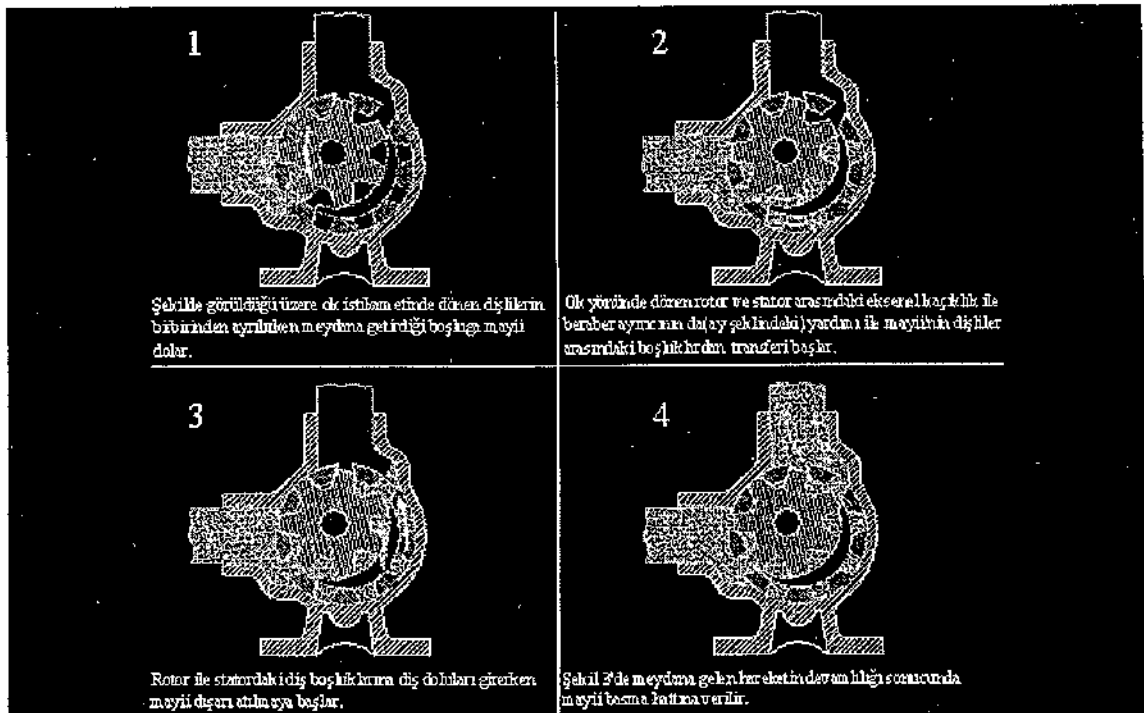
ABSTRACT:

Bildiride dişli pompaların özellikleri ve seçimine etki eden faktörler ile beraber, bu pompaların kullanıldığı sistemlerde en ekonomik şartlarda yararlanmanın prensipleri ortaya konulmaktadır. Buna bağlı olarak pompa seçimine yeterli hassasiyette debi ile basma yüksekliği arasındaki ilişki, transfer edilecek sıvının fiziksel ve kimyasal özellikleri sızdırmazlık şartları, pompa elemanlarının malzeme ve konstrüktif özellikleri gibi faktörlerin de gözönünde bulundurulmasının gerekliliği belirtilmektedir. Aynı zamanda bu pompalarda kullanılan dişli sistemleri hakkında bilgi verilmektedir.

Uygun pompa seçimi için gerekli dökümanlar dikkate alınarak pompa performans grafiği bununla beraber pompa verimini etkileyen motorun gücü devir hesabı ortaya konulmaktadır.

GİRİŞ:

1. Bir işletmede enerji ekonomisi yönünden en çok dikkat edilmesi gereken ünitelerden bir tanesi pompalardır. Pompa seçiminde verilecek doğru kararlar tesiste kullanılacak pompa ve elektrik motorlarının getirmiş olacağı maliyet artışını engelleyeceği gibi; boru ve armatör seçimlerinde de aynı hassasiyet gösterilmelidir.
2. Dişli Pompaların Özelliği: Dişli pompaları diğer pompalardan ayıran en önemli faktör pozitif deplasmanlı olması dolayısıyla da düşük devirlerde yüksek basınç verebilmesi aynı zamanda düşük debilerde verimin daha da artabilir olması. Debi ile devir arasındaki ilişki ise doğru orantılı olup; devir sayısı arttıkça debisi de artmaktadır. Dişli pompaların en büyük özelliği ise her iki yöne doğru çalışabilir olmasıdır. Dişli sistemleri ise pompa iç yapısında farklı tiplerin oluşumunu sağlamaktadır. İçten eksantrik dişli, helis dişli, ve düz dişli gibi. İçten eksantrik dişliler partikülün ve basıncın az olduğu ortamlarda, düz dişliler yüksek basınçlı ortamlarda, helis dişliler ise optimum basıncın olduğu yerlerde sessiz çalışmayı sağlamak amacıyla kullanılır.
3. Dişli Pompaların Çalışma Prensipleri: (İçten Eksantrik Dişliler)
Aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



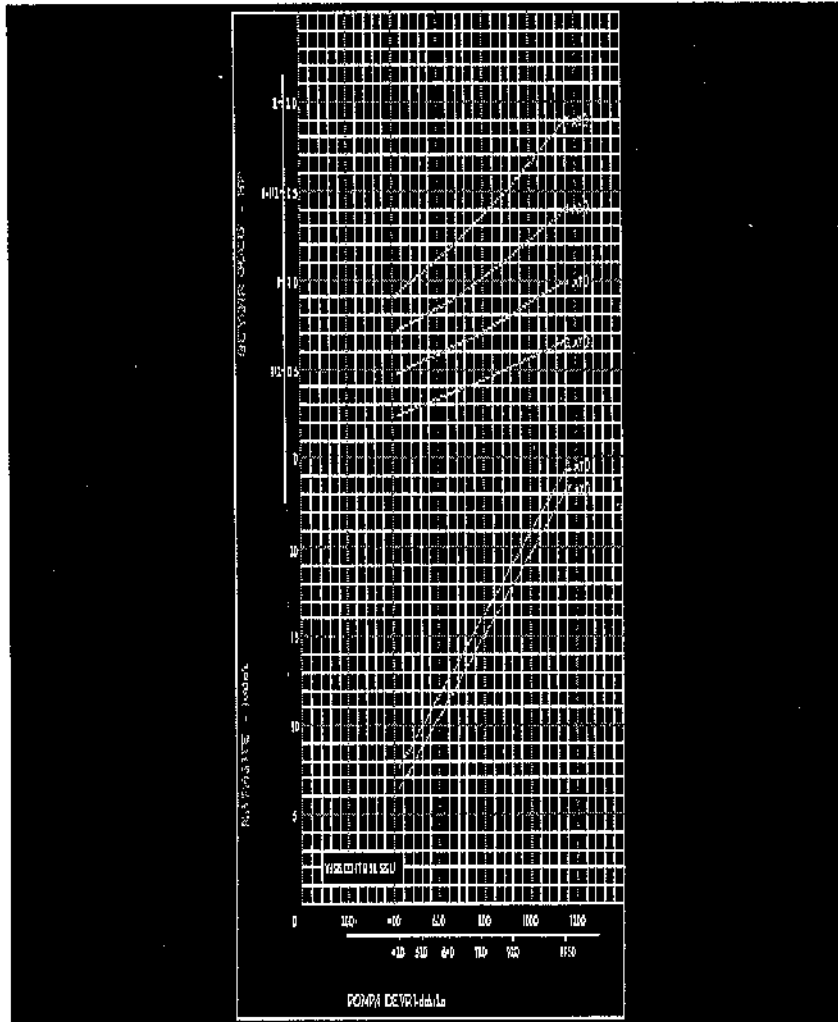
4. Pompa Seçimini Etkileyen Faktörler :

- Transfer edilmesi gereken mayiye göre debinin bilinmesi (lt/dk – m³/s)
- Pompa devir sayısının belirlenebilmesi için transfer edilecek mayinin en düşük sıcaklıktaki viskozitesinin bilinmesi.
- Transfer edilecek mayinin debisi ile beraber sıcaklık ve viskozitesine göre pompa büyüklüğünün belirlenmesi.
- Transfer edilecek mayinin kimyasal özelliklerine göre pompada kullanılacak yataklama tipi ve sızdırmazlık elemanlarının belirlenmesi.
- Pompanın emiş kısmı tesisatındaki basınç kayıpları nın gözönüne alınması.
(Emme Yüksekliği: Pompanın ortası ile depodan çıkış arasındaki seviye farkı)
- Pompanın basma kısmı tesisatındaki basınç kayıpları gözönüne alınması.
(Basma Yüksekliği: Basma borusunun en yüksekteki yerinin pompa merkezinden olan yüksekliği ve şayet varsa mukabil (karşı) basınç miktarı)
- Transfer edilecek mayinin fiziksel özelliklerinin yanısıra debi, emme ve basma tesisatındaki basınç kayıpları dikkate alınarak gerekli motor gücünün aşağıdaki formüle göre hesaplanması.
(Grafikte görüldüğü üzere)

$$P = \frac{Q \cdot h}{3600 \cdot 75} \quad (\text{HP}) \quad Q = \text{lt/h} \quad h = \text{m ss} \quad (1)$$

$$P = \frac{Q \cdot h}{612 \cdot \square \square} \quad (\text{HP}) \quad Q = \text{lt/dk} \quad h = \text{bar} \quad (2)$$

$$1 \text{ kw} = 1,36 \text{ Xhp}$$



(İçten eksantrik dişli pompalarda verim % 40 ~ 45 düzey ve helis dişli pompalarda % 60 ~ 70 olarak alınmalıdır)

- h) Transfer edilecek mayinin kimyasal ve fiziksel özelliklerine göre pompa gövdesi, dişli, mil ve yatak malzemelerinin seçilmesinde önemli etkenler;
- Asit veya alkali
 - Temiz veya bulanık
 - Özgül ağırlığı kg/dm^3
 - Yoğunluğu
 - PH değeri (Asitik özelliği)
 - Köpük yapıp yapmadığı
 - İçindeki katı madde miktarı (g/l)
 - İçinde hava veya gaz bulunup bulunmadığı
- i) Transfer edilecek mayinin ısısına göre soğutma veya ısıtma sisteminin belirlenmesidir. Bunun yanısıra mayi ve sıcaklığa göre imalat aşamasında pompayı oluşturan parçalara tolerans değişikliğinin yapılması.
- j) Yukarıda verilen verilere göre uygun olan akuplajın seçiminin yapılması (Direkt, kayış kasnak, redüktör vb...)

SONUÇ:

Pompanın montajı çok önemli bir husustur. Zira bir pompa muayyen hizmeti görmek üzere doğru seçilmiş olsa bile montajda yapılacak hata her şeyi değiştirebilir. Bu nedenle montajda dikkat edilmesi gereken hususlar vardır; bunlarda aşağıda sıralanmıştır.

- 1) **Boru Seçimi ve Bağlantısı:** Pompa giriş ve çıkış ağız çaplarından daha büyük çapta boru kullanmalıyız. Bu husus emiş borusunda çok önemlidir. Şartlar müsait ise emiş borusunun çapı pompa emiş ağız çapından biraz büyük tutulmalıdır.
- 2) Tesisat'ta emiş hattına mutlaka filtre konulmalıdır. Giriş hattına monte edilecek filtrenin net kesiti boru kesitinin en az 3 katı olmalıdır. Yüksek viskozitedeki mayilerin pompajında filtre net kesiti emiş boru çapının 6-8 katı olmalıdır. (Fuel-Oil ve asfalt gibi...)
- 3) Pompa mili ile güç kaynağının mili arasındaki eksenel ve açısal kaçıklığa dikkat edilmelidir.
- 4) Kayış kasnak veya zincirlere akuplajlarda kasnak veya dişlilerin aynı düzlemde olması hususuna önem verilmelidir.

Pompa verimini etkileyen faktörler:

1. Emme hattındaki hava kaçağı
2. Pompanın basınç hattındaki armatörlerin uygun seçilmesi.
3. Tesisattaki basınç kayıpları (Armatör sayısı)
4. Salmastraya gereksiz oranda sıkılık verilmesi
5. Filtrenin belirli zamanlarda temizlenmemesi
6. Pompanın mayiye uzak tutulmaması gerekir.
7. Pompa hareket vermeden önce yağlamanın kafi derecede yapılıp yapılmadığının kontrolü gerekmektedir.

KAYNAKLAR:

[1] VIKING PUMPS COMPANY CEDAR FALLS IOWA SO613 (U.S.A.)

Page 1, seck

Page 8-11 seck (1977)

[2] Sönmez Fahrettin Y.Mühendis Santrifüj Pompalar (Pompa seçimi)

Kipos Dağıtımçılık 1980

SUMMARY:

One of the units to be considered most in this enterprise is the pumps in-terms of power-saving. For this reason , attempting must be paid forgetting right decision on selection of pumps. Viscous Liquid pumps have several properties in their own structures. In this article the geared pump group being one of the most important ones is studied and properties and operation principles studied respectively. The necessary procedures for start-up of the installation of the pump and providing the efficiency thereof are mentioned with an order with the explanation of the factors affecting the pump selection.

TESİSATLARDA ISI VE SES YALITIMI

Kemal Gani BAYRAKTAR
İzocam Ticaret ve Sanayi A.Ş.

ABSTRAKT

Ülke nüfusundaki artışa paralel olarak artan enerji tüketimi, mevcut enerji kaynaklarının hızla tükenmesine ve yanma sonucu oluşan kirleticilerin çevre üzerindeki etkisinin giderek önemli seviyelere ulaşmasına neden olmaktadır. Enerjisinin büyük bir bölümünü yurtdışından sağlayan ülkemizde, enerjinin verimli bir şekilde kullanımı büyük önem taşımaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken nokta, enerji tüketimi oldukça düşük olan ülkemizde enerji kısıntısından daha çok, enerjinin akılcı kullanımına ve tasarruf edilmesine önem verilmesidir.

Bir diğer önemli nokta ise, çağımızın en büyük tehlikelerinden biri olan ve Dünya Sağlık Organizasyonunun (WHO) son yıllarda önemle ele aldığı gürültüdür. Ancak ülkemizde enerji tasarrufu ve gürültü kontrol amaçlı yönetmelikler yürürlüğe girmiş olmasına rağmen başarılı sonuçlar alındığı söylenemez.

Bu çalışmada tesisatlarımızda ısı, ses ve yangın yalıtımının önemi vurgulanarak, gelişmiş ülkelerin standart ve yönetmeliklerinden örneklerle uygulamalar üzerinde durulmuş, ülkemizdeki uygulamalarla kıyaslanarak, kullanılacak yalıtım malzemeleri seçiminde dikkat edilecek noktalar açıklanmıştır.

1. GİRİŞ

Sera etkisinin en önemli sebebi olan binaların ısıtılması nedeniyle oluşan emisyon hızla genişleyen çevremizi kirliletmektedir. Yayılan gaz ve tozların 1/3'ü (CO₂ dahil olmak üzere) bina ısıtmalarından kaynaklanmaktadır. Isı yalıtımı amaçlı alınan tedbirler enerji ihtiyacını ve dolayısıyla emisyon miktarını azaltmaktadır. Bu enerji maliyetlerinin de belirgin bir şekilde düşmesine neden olmaktadır. Özellikle yapılarımız tesisatlarında (ısı üretim ve dağıtım) yüksek miktarda tasarruf potansiyeli bulunmaktadır.

Yalıtım malzemelerinde yalıtımı ifade eden en önemli fiziksel büyüklük malzemenin ısı iletkenliğidir. Malzemenin ısı iletim kabiliyetinin göstergesi olan bu değer ne kadar küçükse, yalıtım malzemesinin etkisi de o kadar yükselir. Bunu takiben, daha küçük iletim katsayılı malzeme kullanımında daha az yalıtım kalınlıkları gereklidir.

Isıtma ve sıcak su tesisatlarının ısı yalıtım kalınlığı belirlenmesinde izlenen kriterler aşağıdaki şekilde sıralanmıştır.

- Enerji tüketiminin azaltılması: Hem ekonomik hem de ekolojik nedenlerden dolayı, tesisat sorumlusunun önemli bir amacında ısı kayıplarının azaltılmasıdır. Böylelikle azalacak enerji tüketimi, atmosfere verilen ve hava kirliliğinin en önemli nedenlerinden biri olan emisyonları da azaltacaktır.
- Sıcaklık düşmelerinin engellenmesi: Isı üretim ve tüketim noktaları arasındaki tesisatta ısı kayıpları ile meydana gelen soğumanın, diğer bir deyişle sıcaklık düşmesinin önlenmesidir. Kapalı devre ısıtma sistemi tesisatlarımızda ısıtma suyunun soğuma şiddetinin azaltılması, ısıtma için daha az enerji ihtiyacı gerektirecektir.

2. YENİ ISITMA TESİSLERİ YÖNETMELİĞİ

Almanya'da 22 Mart 1994 tarihinde yürürlüğe giren Isıtma Tesisleri Yönetmeliğinde boru ve armatürlerde uygulanacak ısı yalıtımı kalınlıkları için (75°C/55°C düşük sıcaklık ısıtma sistemlerinde) aşağıdaki değerler verilmektedir.

Sıra no	Boru ve armatürlerin anma çapı	min. yalıtım kalınlıkları
1	20 mm.'ye kadar - dahil -	20 mm.
2	20-35 mm.	30 mm.
3	40-100 mm.	anma çapı kalınlığı ile aynı
4	100 mm.'den büyük	100 mm.

(*) Normlara uymayan anma çapına sahip tesisat borularında yalıtım kalınlıkları boru dış çaplarına eşit alınmalıdır.

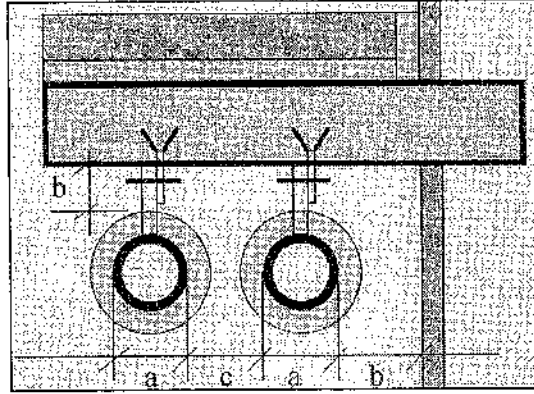
Önerilen ısı yalıtım kalınlıkları düşük sıcaklık ısıtma ve sıcak su sistemlerinde (75/55) 0,035 W/mK ısı iletim katsayısına sahip yalıtım malzemeleri kalınlıklarıdır. Farklı sıcaktaki ısıtma sistemleri ve farklı ısı iletim katsayılarındaki yalıtım malzemeleri için kalınlıklar aynı ısı kaybını sağlayacak şekilde yeniden hesaplanmalıdır. Diğer ısı iletim gruplarındaki, ısı iletim katsayısı hesap değeri 0,040 ve 0,045 W/mK olan ısı yalıtım malzemeleri uygulama kalınlıkları Tablo 1'de verilmiştir.

DN	Dış Çap (mm)		min. Yalıtım Kalınlıkları (mm)		
			Isı İletkenlik Grupları (W/mK)		
	Cu	Fe	0,035	0,04	0,045
10	12	17,2	20	30	40
	15		20	30	40
15	18	21,3	20	30	40
20	22	26,9	20	30	40
25	28	33,7	30	40	50
32	35	42,4	30	40	50
40	42	48,3	40	60	70
50	54	60,3	50	70	80
	64		70	90	110
65	76,1	76,1	70	90	110
80	88,9	88,9	80	100	130
100	108	114,3	100	130	160
> 100			100	130	160

Tablo-1. 1994 Isıtma Tesisatı Yönetmeliğine göre farklı çaplar için farklı ısı iletim gruplarındaki yalıtım malzemelerine göre uygulanması gereken min. yalıtım kalınlıkları.

Tesisat boruları montajı ve yalıtım uygulamalarına tasarım aşamasında önem verilmeli, yapılacak yalıtım ve ilerde artırılacak yalıtım kalınlıkları da düşünülerek planlanmalıdır. Tesisat yalıtımı için belirli bir hacim, yeterli boşlukta alan gereklidir. Bu yüzden tesisat boruları döşenirken, borular arasında ve borular ile tavan ve duvar arasında; gerekli kalınlıkta ısı yalıtımı yapılacak mesafelerin bırakılması gerekmektedir. Uygulamalarda bu mesafelere dikkat edilmemekte, yeterli mesafeler bırakılmamaktadır. Bu da önerilen yalıtım kalınlıklarının uygulanamamasına neden olmaktadır. Tasarım aşamasında dikkat edilecek nokta bırakılacak mesafelerin tesbit edilirken min. ısı yalıtım kalınlığının tesisata kolaylıkla uygulanabilmesinin sağlanmasıdır.

Aşağıdaki şekilde, tesisat yalıtımında kullanılacak ısı iletim katsayısı 0,035 ve 0,040 W/mK değerlerine sahip farklı malzemelerin uygulamasında tavsiye edilen min. mesafeler verilmiştir.



Isı İletkenlik Grubu	Mesafeler (mm)	Anma Çapları, DN (a)		
		10 - 32	40 - 50	65 - 100
0,035 W/mK	Tesisat (c)	80	120	220
	Duvar ve Tavan (b)	50	70	120
0,040 W/mK	Tesisat (c)	100	160	280
	Duvar ve Tavan (b)	60	90	150

Şekil-1. Tesisat yalıtım uygulamalarında tavsiye edilen min. mesafeler

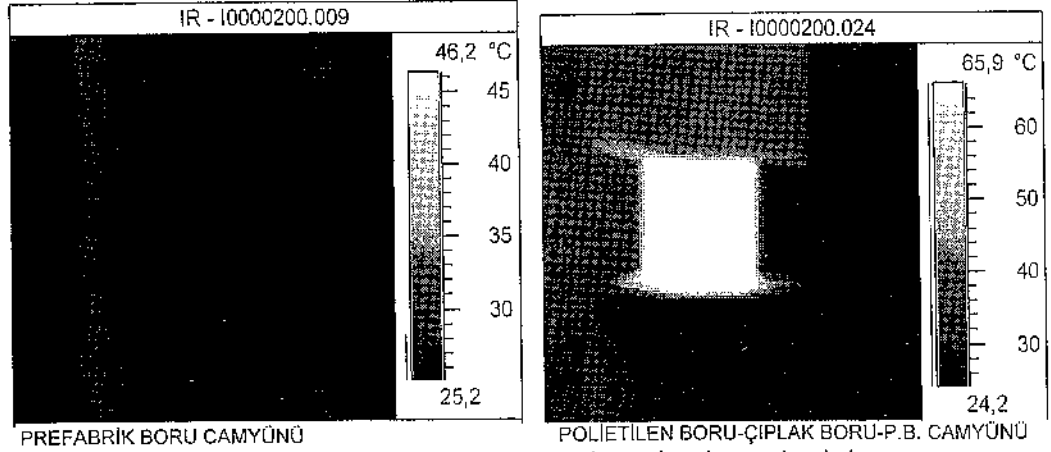
3. PREFABRİK BORU ISI YALITIM MALZEMELERİ

Ülkemiz tesisat yalıtımında polietilen, kauçuk ve camyünü esaslı olmak üzere üç türlü prefabrik boru ısı yalıtım malzemesi kullanılmaktadır. Bu malzemelere ait teknik özellikler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

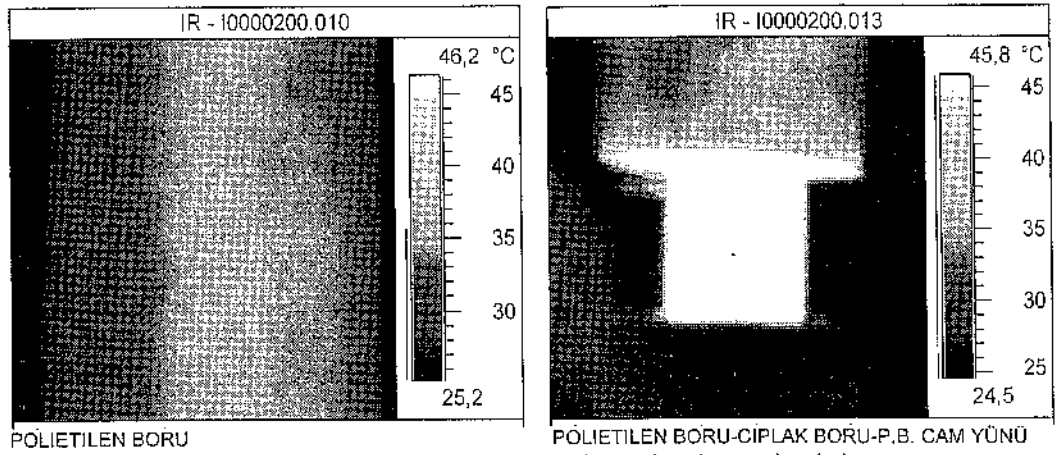
Malzeme Cinsi	Isı İletim Katsayısı (W/mK)	Kullanım Sıcaklığı (°C)	Buhar Difüzyon Direnç Faktörü	Yangın Sınıfı
Polietilen	0,04 (40°C)	- 45 / +105	16000	B, yanar
Kauçuk	0,038 (20°C)	- 40 / +116	10000	B, yanar
Mineral Yün	0,031 (20°C) 0,033 (40°C)	- 50 / +250	1	A, yanmaz

Tablo-2. Prefabrik boru ısı yalıtım malzemeleri ve özellikleri

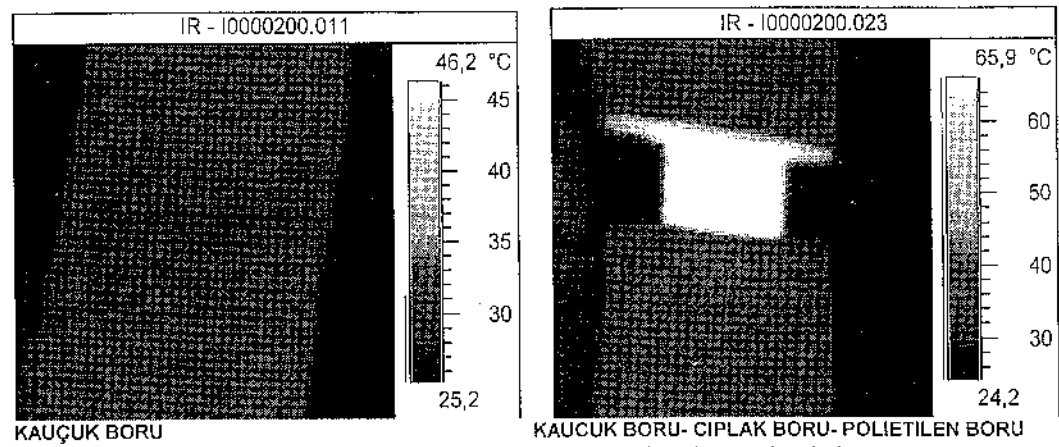
Tesisatların ısı yalıtımlarında kullanılan prefabrik boru yalıtım malzemelerinin ısı yalıtım etkinliğini değerlendirmeye yönelik yapılan bir araştırma çalışmasında; sıcaklığı 16°C olan bir ortamda bulunan 42 mm çapındaki ve yaklaşık 100°C'de akışkan taşıyan boru hattı, yalıtım kalınlıkları sırasıyla 20, 19 ve 20 mm olan mineral yün, kauçuk ve polietilen esaslı prefabrik boru ısı yalıtım malzemeleri ile yalıtılmıştır. Termal Kamera kullanılarak yapılacak yüzey sıcaklık ölçümlerinde, kullanılan ısı yalıtım malzemelerinin yüzey yama oranlarını eşit kılmak ve yüzeylerin yansıtmasını en aza indirmek için malzeme yüzeyleri siyah mat boya ile boyanmıştır.



Şekil-2. Mineral yün esaslı ısı yalıtım malzemesine ait termal resimler



Şekil-3. Polietilen esaslı ısı yalıtım malzemesine ait termal resimler

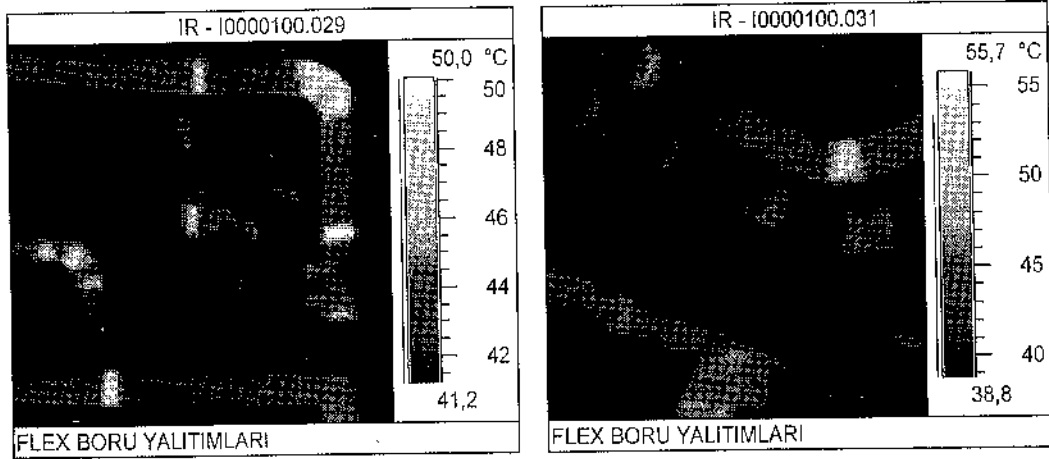


Şekil-4. Kauçuk esaslı ısı yalıtım malzemesine ait termal resimler

Aynı şartlar altında yapılan ölçümler sonrası, yukarıdaki termal resimler incelendiğinde;bu üç malzeme ısı yalıtım performansı açısından kendi aralarında dış yüzey sıcaklıklarına göre yüksekten düşüğe polietilen, kauçuk ve mineral yün esaslı prefabrik boru ısı yalıtım malzemeleri şeklinde sıralanmaktadır. Şekillerin sağdaki termal

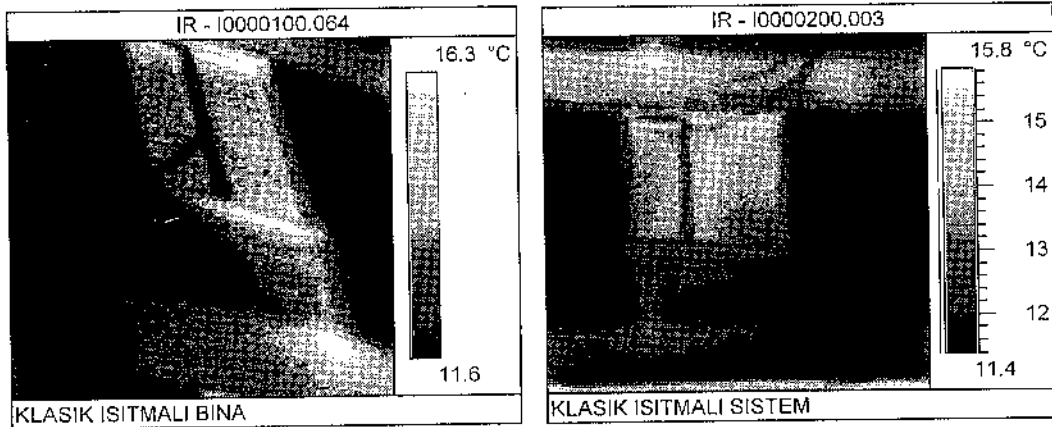
Aynı şartlar altında yapılan ölçümler sonrası, yukarıdaki termal resimler incelendiğinde; bu üç malzeme ısı yalıtım performansı açısından kendi aralarında dış yüzey sıcaklıklarına göre yüksekten düşüğe polietilen, kauçuk ve mineral yün esaslı prefabrik boru ısı yalıtım malzemeleri şeklinde sıralanmaktadır. Şekillerin sağdaki termal resimleri, prefabrik boru ısı yalıtım malzemesi kesitlerinde sıcaklık dağılımının ne şekilde olduğunu göstermektedir.

Özellikle dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta da; kauçuk ve polietilen esaslı fleks ısı yalıtım malzemelerinin esnek olmaları ve birleşim yerlerinde bant çekilerek tamamlanan uygulamalarında, sıkıştırılmaların bu bölgelerde ısıtma döneminde ısı kayıplarına ve soğutma döneminde de ısı kazançlarına neden olarak enerji tüketimini artırmasıdır.



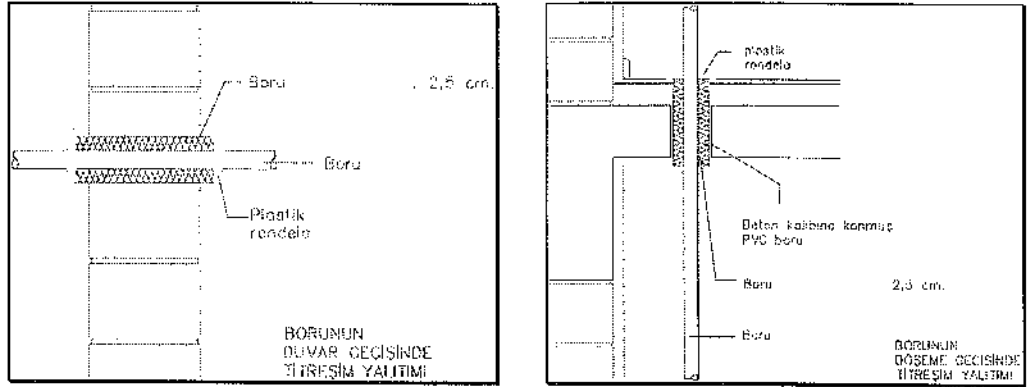
Şekil-5. Flex ısı yalıtım malzemeleri ile yalıtılmış tesisatta ısıtma döneminde tespit edilen ısı kayıp bölgeleri

Binalarda yapılan Termal Kamera çalışmalarında; ısıtma ve sıcak su tesisatlarının yalıtılmaması sonucu tesisatların kat ve duvar aralarından geçtiği ve yapı elemanları ile temasta olduğu kısımlarda ısı köprülerine neden olduğu saptanmıştır.



Şekil-6. Yalıtımsız tesisatın yapı elemanları ile temasından kaynaklanan ısı köprüleri

Duvar ve kat arası geçişlerinde tesisatların yalıtılması, iletimle ısı kayıplarının ve dolayısıyla yakıt tüketiminin artmasına neden olan ısı köprülerini engelleyecektir. Yalıtım malzemesi seçiminde malzemenin özelliklerine iyi dikkat edilmesi, uygulamada ısı yalıtımının yanında ses, titreşim ve yangın yalıtımını da birlikte getirecektir. Ses yalıtım özelliğine de sahip olan ısı yalıtım malzemelerinin kullanılması, tesisatın taşıdığı ses ve titreşimlerin yapı

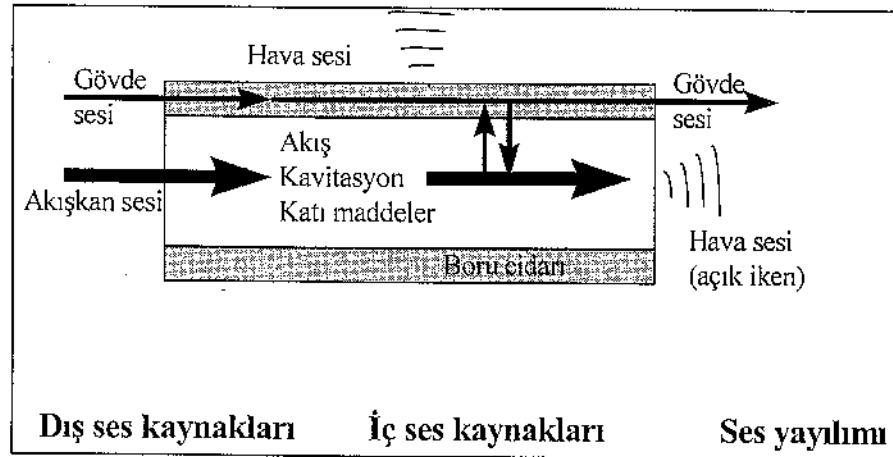


Şekil-7. Duvar ve kat arası geçişlerinde tesisat yalıtımı
(ısı, ses, yangın, titreşim yalıtımı)

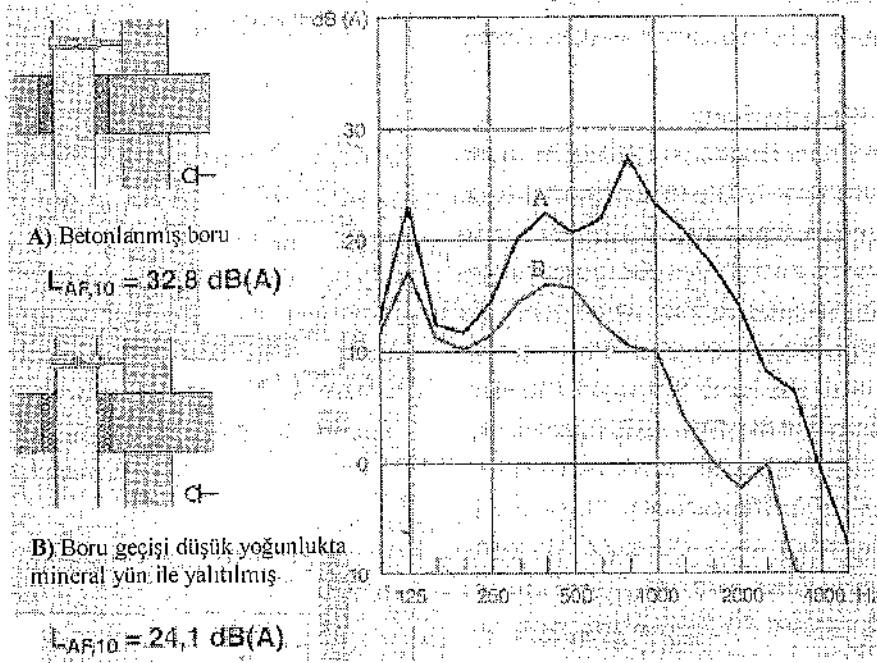
4. GÜRÜLTÜ YALITIMI

İnsanların bulunduğu binalarda dışarıdan gelen gürültülerin bina içine girmemesi için önlemler alınması ne kadar önemli ise, bina içinde oluşacak gürültülere karşı önlemler almak da en az o kadar önemlidir. Yapı tesisatlarında çoğu hallerde küçümsenmeyecek ses kaynakları ile karşılaşmaktadır. DIN 4109 Bölüm 4.1 ve Bölüm 4.2'de "Tesisat ve İşletmesinde Gürültü Korunumu" başlığında gürültüye karşı önlemler kuralları ile tanımlanmıştır. Ses oluşumuna ve malzemelerden yayılan sese karşı alınan tedbirlerin yanında herşeyden önce tesisatta bizzat uygun yalıtım tedbirlerinin alınması gereklidir. Çoğu halde soğuğa ve sıcağa karşı planlanan yalıtımla ses tekniği açısından yapılan iyileştirme birbiri ile bağlantılıdır.

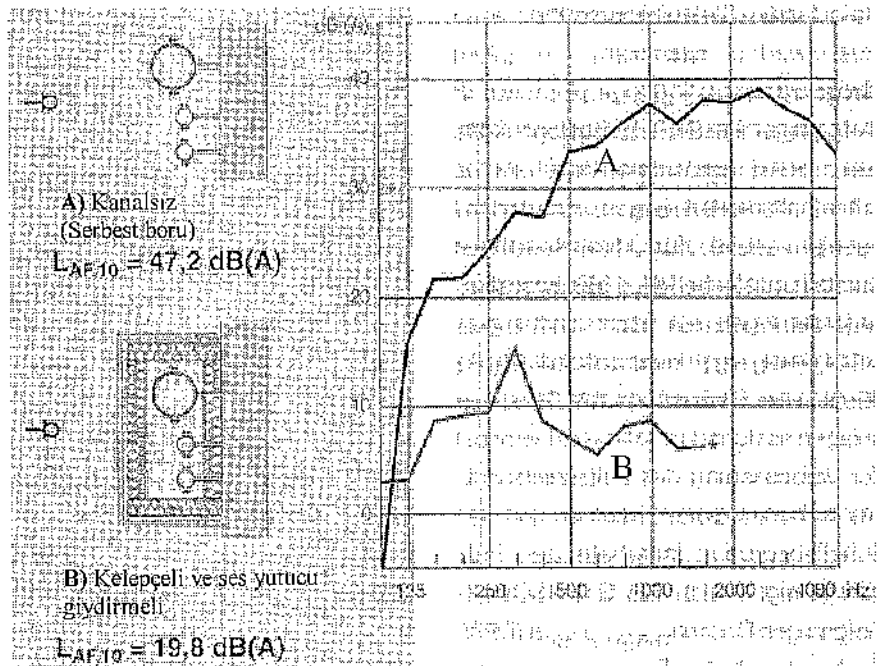
Gürültüler tesisat üzerindeki çapraz boru geçişleri, bitişik tesisatlar ve temas ettiği yapı bölümleri vasıtasıyla yapıya iletilir. (ses köprüleri) Bina tesisatından kaynaklanan gürültüler, eğer planlanan ses azaltımı amacıyla, teknik tedbirler alınmadığı takdirde komşu hacimlerde şiddetli seslere neden olacaktır. Bu tip tesisata; sıhhi, pis su, havalandırma ve klima, ısıtma tesisatları örnek olarak verilebilir. Su tesisatları armatür veya tesisatdan iletilen ses tavan ve duvarlar vasıtasıyla çok uzak bina hacimlerinde de iletilir.



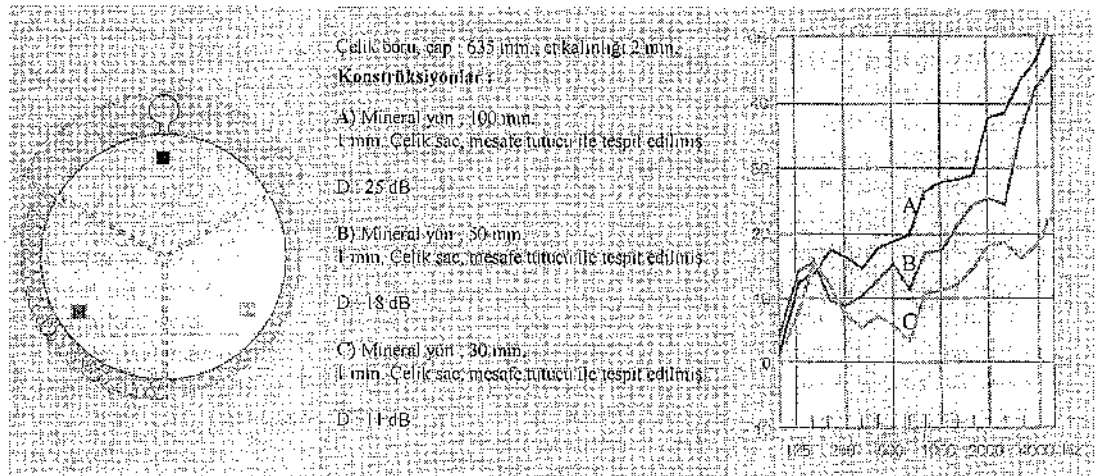
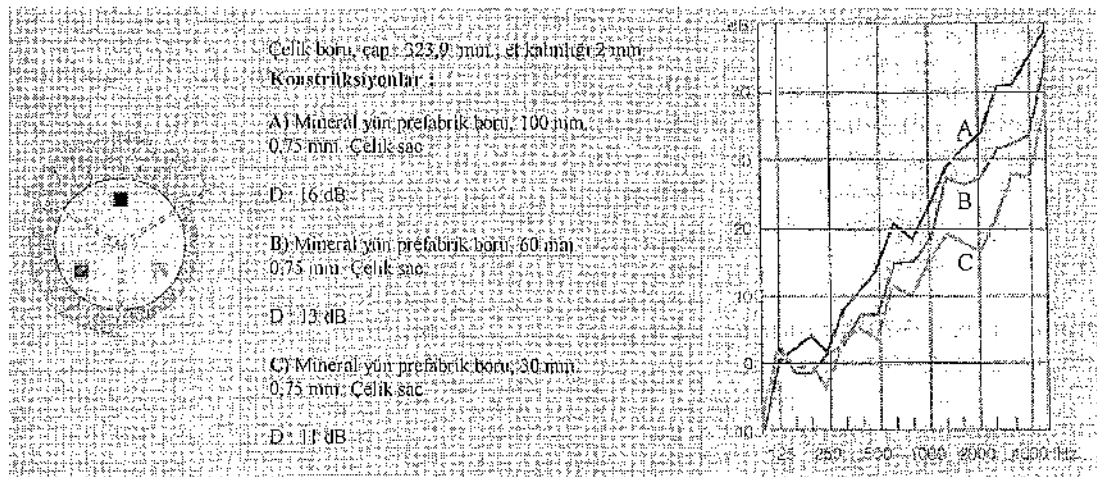
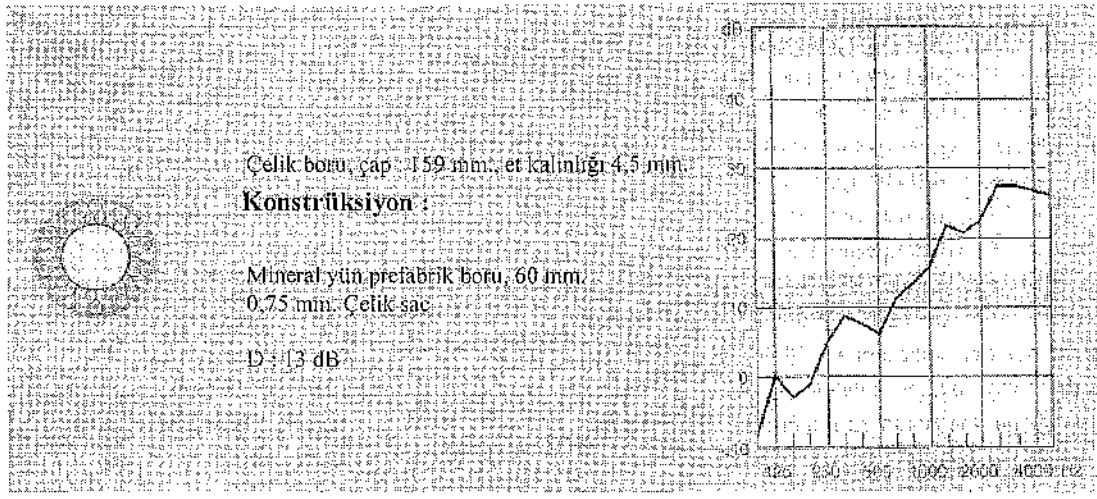
Şekil-8. Tesisatta ses kaynakları ve iletim yolları



Şekil-9. Pis Su Borularının Döşeme Geçişlerinde Ses ve Titreşim Yalıtımı
 DN 100 çapında, 2 l/s debili bir atık su borusu (Boru kelepçesi lastikten)
 Ölçümler tesisat duvarının arkasında yapılmıştır.



Şekil-10. Açığtan Geçen Yalıtımsız Pis Su Boruları ile İçten Yalıtılmış Kanal İçinden Geçen Pis Su Borularındaki Gürültü Seviyeleri
 DN 100 çapında, 2 l/s debili bir atık su borusu (Boru kelepçesi lastikten)
 Ölçümler tesisat duvarının arkasında yapılmıştır.



Şekil-11. Çeşitli Konstrüksiyonlar için Frekanslara Bağlı Hesaplanmış Yalıtım Değerleri

Hava sesinin yayılmaması için ya ağır malzeme kullanılmalı veya kaliteli ses yutucu malzeme kaplanmalıdır. Ağır malzeme kullanımından gittikçe uzaklaşan günümüzde hafif ses yutucu malzeme kullanılması kaçınılmaz olmaktadır. Kitle tesirli sesin iletilmesinin önlemek için de katı malzemenin katı malzeme ile direkt temas etmemesi için araya ses yutucu nitelikte fakat belirli basınç dayanımlı esnek bir malzeme (mineral yünler vb.) konulmalıdır. Mesela tesisatın döşemeyi veya duvarı delip geçtiği yerdeki boşluklar montajdan sonra betonlanarak kapatılmakta, böylece gürültünün oluştuğu katı malzeme olan oru, yine katı malzeme olan betonla temas ettirilmiş olmaktadır. Geçişlerde bu teması önlemek için tesisatın döşeme veya duvar kalınlığı kadar olan kısmına dinamik sertliği düşük ses yutucu prefabrik oru kılıf geçirilmelidir. Böylece kitle sesi iletimi önlenmiş olur. (Şekil-9) Pis su tesisatlarının aşırı derecede yüklenmesi ile bölme duvar ve tavan boru geçişlerinden kaynaklanan seslerde bunlara dahildir. Kanat içinden geçen pis su tesisatının neden olduğu ses yayılımı kanal içlerinden ses yutucu iç kaplamalar vasıtasıyla emilmelidir. (Şekil-10)

5. YANGIN GÜVENLİĞİ

Yangın güvenliği açısından en önemli noktalardan biride tesisat yalıtımı olup, bir yangın esnasında mümkün olduğunca küçük bir hacme hapsedildilen alev ve dumanın yayılmasının durdurulduğuna garanti vermektedir. Yapılan inşaatlarda bu yüzden yangına direnç gösteren, ara bölme vazifesi gören yapı malzemelerinde, yangın duvarlarında açıklıklara asla müsaade edilemez. Yangın koruma tekniği açısından en ideal yapı elemanı her türlü açıklıkları ya da tesisat geçişleri adedi az olandır.

Boru geçişlerinde borular malzeme cinsine yanar borular ve yanmaz borular olmak üzere iki grupta toplanabilir. Seçilecek yalıtım malzemeleri yangın sınıfı DIN 4102'ye göre yanmaz A sınıfı olmalıdır.

Bir yapı elemanından geçen tesisatlarda alevin yayılmasına karşı alınan tedbirler; tesisat yalıtım ve kaplamasının yangın direnç sınıfında belirtilen kurallara uygun olarak seçilmesi ile başlar. Boru geçişlerinde alınan yangın yalıtım tedbirleri aynı yapı elemanlarında alınan tedbirlerle aynıdır. Bu kaplama ya da yalıtım uygulamaları, uygulandığı yapı elemanlarında yangın direnci açısından bir zayıflamaya neden olmaz. Bu yalıtım ve kaplamaları duvar geçişlerinde ısıl genişleme ya da boruların mekanik hareketlerine karşı dayanımlı olmalıdır.

Yangın Dayanım Sınıfı	Yangın Dayanım Süresi
R 30	> 30
R 60	> 60
R 90	> 90
R 120	> 120

Tablo-3. Tesisatta alınan yangın taşıma önlemlerinin yangın dayanım sınıfları

6. SONUÇLAR

Isıtma tesisatı ısı yalıtımları enerji tasarrufu ve emisyonların azaltılması yönlerinden önemliyken: ülkemizde yalıtıma önem verilmemekle birlikte, uygulamalarda da maalesef yapılan yanlışlar yalıtımın etkinliğini azaltmaktadır. Yalıtım uygulamalarında dikkat edilmesi gereken noktaları aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz.

- Kullanım yerlerine uygun doğru kalınlıkta, doğru malzeme seçilmeli, seçilen malzemeler doğru şekilde uygulanmalıdır.
- Hem ısıtma hem de soğutma dönemlerinde aynı hatların kullanıldığı (oteller gibi) tesisatlarda ısı yalıtım kalınlığı; sadece yüzeyde yoğunlaşmayı (terleme) önleyecek min. kalınlık olarak saptanmamalı, ısı kayıp ve kazançlarını min. seviyede tutacak, çağdaş enerji tasarrufu anlayışı ile uyumlu kalınlıklar olarak belirlenmelidir.
- Maalesef ülkemizde tesisat yalıtımında halen eski alışkanlıkların sürdüğü gözlenmektedir. Çatı yalıtımı için üretilen camyünü şiftelerin tesisatlarda ki alçı kışır uygulamalarında yaygın olarak kullanılması; hem

uygulama hem bakım-onarım çalışmalarını zorlaştırmakta, hem de uygulama esnasında kalınlığının korunamaması nedeniyle istenilen enerji tasarrufu sağlanamamaktadır.

- Tesisatlar döşenmeden önce tasarım aşamasında, yalıtım için tesisatta yeterli mesafeler bırakılmalıdır. Tesisatlarda boru yalıtımları yanında vana ve flanşların da yalıtımı unutulmamalıdır.
- Özellikle fleks (polietilen, kauçuk esaslı) yalıtım malzemeleri uygulamalarında, eklem yerleri birleştirilirken malzemelerin sıkılarak yalıtım kalınlıklarının incilmesi önlenmelidir. Aksi halde oluşacak ısı köprüleri ısı kayıplarını artıracaktır.

Yalıtım uygulamalarında seçilecek ısı yalıtım malzemelerinin ses yalıtımı ve yangın güvenliği açısından da istenilen şartları sağlamasına dikkat edilmeli, özellikle yangın güvenliği gözönünde tutularak A sınıfı yanmaz malzemelerin kullanımı tercih edilmelidir.

7. KAYNAKLAR

- (1) GRE, Energieeinsparnung im Gebäudebestand
- (2) G+H ISOVER, Betriebstechnische Anlagen-Dammstoffanwendungen im Industriellen Bereich
- (3) G+H ISOVER, Heizungsanlagen-Dammstoffanwendungen im Haustechnischen Bereich
- (4) G+H ISOVER, Schallschutz 2-Kompodium zur schalltechnischen Planung ei Gebäuden und technischen Anlagen in Industrie und Gewebe
- (5) ISOLIER TECHNIK, Heft 1/96, Warmedämmung von Rohren nach der neuen Heizungsanlagen-Verordnung
- (6) ISOLIER TECHNIK, Heft 2/96, Abschottung von nichtbrennbaren Rohrleitungen
- (7) ISOLIER TECHNIK, Heft 1/97, Die Richtigen Isolierdicken bei Kalteisolierungen
- (8) ROCKWOOL, Technische Informationen-Heizungsanlagen Verordnung (HeizAnIV vom 22.Marz 1994)
- (9) ISOLIER TECHNIK, Heft 2/96, Abwasserleitungen
- (10) BİNYILDIZ, ECVET, 1. SIHHİ TESİSAT TEKNOLOJİSİ SANITARY-PLUMBING KONFERANSI, Pis Su Tesisatında Gürültü Yalıtımı

PETROL ÜRETİMİNDE YAPAY KALDIRMA YÖNTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Umran SERPEN
Mehmet AKDAĞ
İTÜ Petrol ve Doğal Gaz Müh. Böl.

ABSTRAKT

Petrol endüstrisinde böyle bir seçim için çok genel kriterler bulunmakla birlikte, uygulamada bazen bunlar yetersiz kalmaktadırlar. Bu çalışmada petrol kuyularında yapay kaldırma işlevini yerine getiren klasik halk dilinde at kafası olarak bilinen emme çubuklu (sucker rod) pompa, moineau pompa, hidrolik ve elektrikli dalgıç pompa gibi pompalama yöntemleriyle birlikte gazla kaldırma yöntemi için genel seçim kriterleri verilmiş; ayrıca, emme çubuklu (sucker rod) pompa, hidrolik ve elektrikli dalgıç pompa gibi pompalama metodları için yapılan mühendislik tasarımları bilgisayar programları halinde hazırlanarak maliyet, güç, akışkan karakteristikleri ve derinlik gibi parametrelerle ilgili analizler yapılmış ve duruma göre uygun pompa en düşük maliyet kriteri esasına göre seçilmiştir. Ayrıca, petrolün değişen özellikleriyle güç ve ekonomi arasındaki ilişki de incelenmiş olup sonuçları bu çalışmada sunulmaktadır.

Sonuçlar kısaca özetlenirse; en ekonomik pompalama sisteminin 1000 m. derinlik ve 500 varil/gün üretim için emme çubuklu pompa, kuyu derinliğinin 1000 m.'den ve üretimin de 500 varil/gün'den fazla olduğu durumlarda elektrikli dalgıç pompa, daha derin kuyularda ise hidrolik pompa olduğu, ağır ve viskoz petroler için ise en uygun pompanın moineau pompa olduğu ortaya çıkmıştır.

1. GİRİŞ

Dünyada petrol üretimi yapan kuyuların % 90'dan fazlası kendiliğinden akmayan, diğer bir deyişle artezyen olmayan kuyulardır. Başlangıçta artezyen akış yapan kuyular bile bir zaman sonra rezervuar basınçlarının düşmesiyle pompalamaya gereksinim duyulmaktadır. Bu kuyulardan üretin, yapay kaldırma olarak adlandırılan, büyük çoğunluğu da değişik pompalama şekilleri olan sistemlerle gerçekleştirilmektedir. Üretilen petrol de homojen bir sıvı olmayıp, özellikleri son derece değişkendir. Bunun yanında üretim yapılan rezervuarların derinlikleride farklı olup, bunların basınçları da aynı saha içinde bile değişebilmektedir. Tüm bu parametreleri dikkate alan uygun bir pompanın veya başka bir yapay kaldırma yönteminin seçimi, son derece önem kazanmaktadır. Bu çalışmada önce genel yapay kaldırma yöntemi seçme kriterleri verilmiş ve daha sonra çeşitli parametreleri dikkate alarak gerçekleştirilen analizlerin sonuçları sunulmuştur.

2. POMPA SEÇİMİNDE GENEL DÜŞÜNCELER

Pompa seçiminde kullanılan genel kriterlerden bazıları rezervuar ve kuyuya ait olup diğerleri yapay kaldırma sistemlerinin kendileriyle ilgilidir.

2.1. Rezervuar ve Kuyu ile İlgili Düşünceler

Yapay kaldırma tasarımı yapan bir mühendis kuyu verimliliği ile pompalama sisteminin kabiliyetini uyumlu bir şekilde çakıştırabildiği ölçüde sistemin verimliliğini sağlar. Bunun yanında, temel konu sistemin kuyuya uygun değil de sahaya uygun olarak seçilmesidir.

Bazen çevresel ve coğrafi konular diğer bütün mülhazaların önüne geçebilir. Örneğin bir şehrin içinde veya bir off-shore platformunda emme çubuklu (sucker rod) pompa çalıştırmak olası değildir.

Diğer önemli faktörler rezervuar basıncı ve kuyu verimliliğidir. Eğer IPR ilişkisi çizilirse iki tür ilişki ortaya çıkar. Birincisi kabarcıklanma noktası üzerindeki ilişki doğrusal, altındaki ise doğrusal değildir. Bazı yapay kaldırma yöntemleri üretim basıncını diğerlerine göre daha fazla düşürür. Daha düşük bir üretim basıncıyla çalışmanın faydası üretim IPR ilişkisi tipine bağlıdır. Örneğin, 140 bar rezervuar ve 35 bar basıncı olan bir kuyu, eğer IPR'nın doğrusal ilişki taşıdığı kısımda üretim yapıyorsa maksimum debinin % 75'i ile, eğer doğrusal olmayan kısımda ise maksimum kapasitesinin % 90'ı ile üretim yapıyor demektir[1].

Rezervuar akışkanlarının özellikleri de dikkate alınmalıdır. Parafin bazı yapay kaldırma yöntemleri için diğerlerine göre daha sorunlu olabilir. Formasyondan üretimle gelen katı maddeler de göz önüne alınmalıdır. Örneğin kum bazı yapay kaldırma yöntemlerine diğerlerine göre daha zararlı olabilir. Gaz pompaların verimini düşürüp başka sorunlar yaratırken gazla kaldırma yöntemi üretilen gazdaki enerjiyi kullandığı için tasarruf sağlar.

Diğer önemli bir faktör de uzun dönem rezervuar yetkinliğidir (performance). Genelde uygulanan ve biri yakın dönemi, diğeri de uzun dönemi dikkate alan iki yaklaşımda yanlıştır. Herki yıllarda bol miktarda su üreteceğini düşünerek, kuyunun tüm ömrünü göz önüne alarak yapılan bir tasarım, kuyu ömrünün önemli bir kısmı boyunca onu düşük yükte verimsiz çalıştıracaktır. Diğer yaklaşım bugünkü duruma göre yapılan tasarım olup daha sonra değişiklik için büyük sermaye yatırımı yapmak gerekir. Bu durumda bizim amacımız işletmenin tüm hayatı boyunca verimliliğini maksimize etmektir[1].

- Emme Çubuklu Pompa

Bu pompalar deneyimsiz personel tarafından da işletilebilecek basit mekanik sistemler olup yüksek kurtarım değerleri vardır. Genelde orta debiler ve sığ derinlikler ile düşük debi ve orta derinlik kombinasyonu çerçevesinde kullanılırlar. Üç bin metre altındaki derinliklerde kullanılamazlar. Eğer üretilen petrol korozif gazlar (H_2S gibi) taşıyorsa kapasiteleri düşer. Dolayısıyla diğer sistemlere göre korozyona daha hassastırlar. Düzgün delinmemiş, sapmış, eğimleri çok değişen kuyularda kullanılamazlar. Kum gelişinin sorun olduğu yerlerde kullanımları sınırlıdır. Parafin ve mineral çökmesi verimsiz çalışmalarına neden olur. Ayrıca, anülüsün gaz ayırma kapasitesi düşük ise, pompa verimsiz çalışır ve gaz kilitlemesi olayları meydana gelir.

- Gazla Kaldırma

Bu sistem, düşük basınç dolayısıyla yeryüzüne yükselmeyen sıvı kolonlarının içine belli seviyelerde gaz basarak sıvı yoğunluğunun düşürülmesi sayesinde çalışır. Böyle bir sistemin çalıştırılması için bol ve ucuz gaz gereklidir. Ayrıca, rezervuardaki erimiş gaz bu yöntemde işleri kolaylaştırır. Bu nedenle böyle sahalarda bu sistem tercih sebebidir. Bu yöntem kullanılan kompresör ve gaz dağıtım hatları nedeniyle büyük sermaye yatırımları gerektirir. Kompresör maliyetleri karada 500-600 dolar/hp, denizdeki off-shore platformlarında ise 1000-1400 dolar/hp'dır.

- Elektrikli Dalgıç Pompa

Genel olarak yüksek üretim potansiyeli olan ve su yüzdesi giderek yükselen basınç korunması için su basılan sahalarda uygulanır. Küçük debilerde çalışması uygun olmaz. Çok az yer kaplar ve çevre açısından hiçbir sorun yaratmaz. 80° eğimli kılarda rahatlıkla kullanılabilir. Denizlerdeki off-shore platformları için idealdir.

- Hidrolik Pompa

İki tür hidrolik pompa vardır: (1) pozitif ötelemeli ve (2) jet pompa. Pozitif ötelemeli (pistonlu) pompa 5500 m veya daha fazla derinlikte çalışabilirken jet pompa 3000 m'ye kadar çalışabilir. Eğik kuyularda elektrikli pompa gibi herhangi bir sorun yaratmaz. Yüksek debilerde çalışabilir. Korozyon inhibitör kullanarak çözüldüğü için sorun olmaz.

-Moineau Pompa

Bu pompalar emme çubuklu pompalara benzer özelliklere sahiptirler. Çok derin ve eğik kuyular için uygun değildirler. Gravitesi düşük ve akmazygı yüksek olan akışkanlar için idealdir[2].

3. ANALİZ ÇALIŞMALARI

Petrol mühendisliğinin önemli konularından biri olan yapay kaldırma metodları ile üretim yapılabilmesi için tasarımın uygun şekilde planlanması gerekir. Çünkü bu tasarımda derinlik, akışkan özellikleri, kullanılan güç ve işin ekonomisi dde önemli rol oynamaktadır. Bundan ötürü emme çubuklu pompalama, elektrikli dalgıç pompa ve hidrolik pompa için tasarım programları yapılmış ve maliyetleri hesaplanmıştır. Daha sonra bilgisayar programlarıyla yapılan analizlerin sonuçları Çizelge 1 ve 2'de sunulmaktadır.

Çizelge 1. Derin, Düşük Debili ve Sığ, Yüksek Debili Kuyuların Karşılaştırılması.

Parametreler	E.D.P.*	E.Ç.P.*	H.P.*
3000 m ve 200 varil/gün			
Güç, hp	48.3	121.2	17
Maliyet, \$US	206649	297135	-
750 m ve 1000 varil/gün			
Güç, hp	18.7	51.2	27.4
Maliyet, \$US	119119	151257	-

* E.D.P. : Elektrikli dalgıç pompa,

E.Ç.P. : Emme çubuklu pompa(sucker rod veya at kafası pompa),

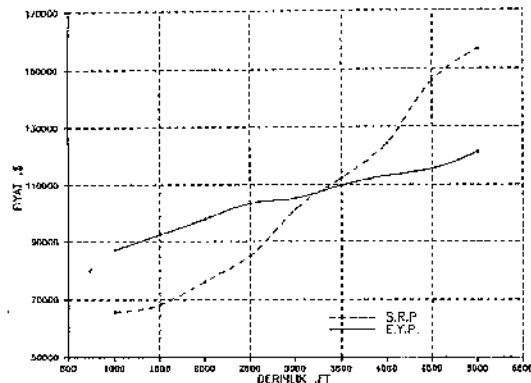
H.P. : Hidrolik pompa.

Çizelge 2. Derin, Yüksek Debili ve Sığ Düşük Debili Kuyuların Karşılaştırılması.

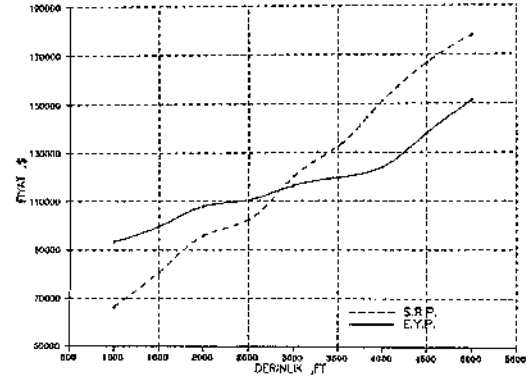
Parametreler	E.D.P.	E.Ç.P.	H.P.
3000 m ve 1000 varil/gün			
Güç, hp	66.4	131.6	37.8
Maliyet, \$US	230783	310213	-
750 m ve 200 varil/gün			
Güç, hp	14.2	10.4	15.2
Maliyet, \$US	103457	90271	-

4. SONUÇLARIN TARTIŞMASI

Şekil 1 ve 2'den de görüldüğü gibi kuyu derinliklerinin artmasıyla maliyet tüm yöntemlerde yükselmektedir. En fazla artış ta emme çubuklu pompalarda olmaktadır. Halbuki şekillerden de görüldüğü gibi emme çubuklu pompalar 1000 m.'ye kadar elektrikli dalgıç pompalara göre daha ucuzdurlar ve bu derinlikten sonra maliyetleri hızla artmaktadır.

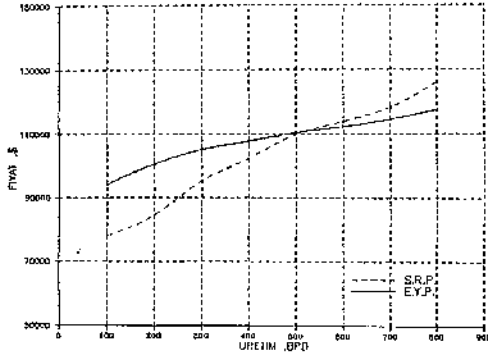


Şekil 1. Çeşitli pompaların 300 varil/gün üretiminde maliyet derinlik ilişkisi.

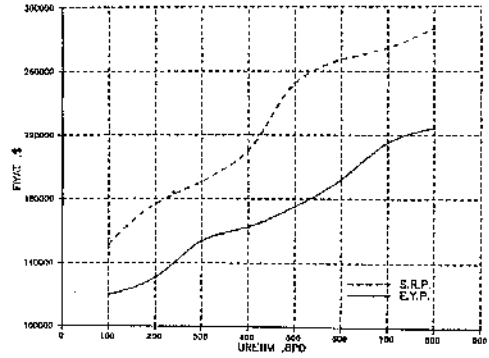


Şekil 2. Çeşitli pompaların 800 varil/gün üretiminde maliyet derinlik ilişkisi.

Üretim maliyet ilişkisine gelince, maliyetler üretimle de artmaktadır. Şekil 3'den görüldüğü gibi, emme çubuklu pompaların 1000 m derinlik ve 500 varil/gün debiye kadar maliyetleri daha az olmaktadır. Bu pompaların maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle kullanılmadığı 2500 m derinlik için, elektrikli dalgıç pompaların maliyeti hep az olduğu Şekil 4'den gözlenmektedir.

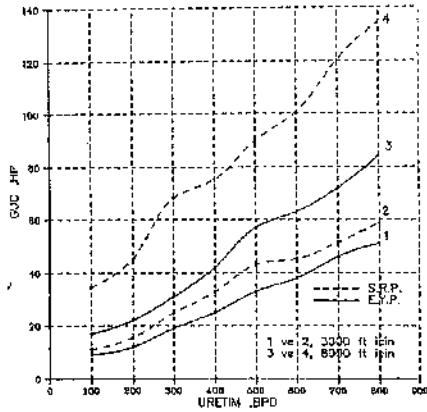


Şekil 3. Çeşitli pompaların 1000 m derinlikte maliyet üretim ilişkisi.

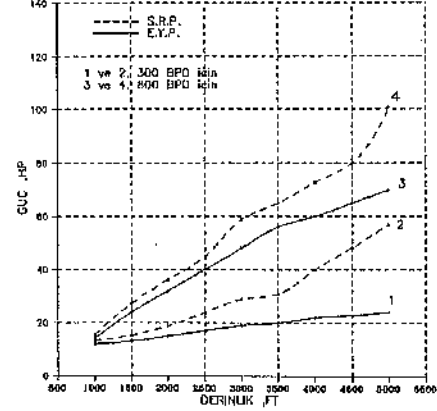


Şekil 4. Çeşitli pompaların 2500 m derinlikte maliyet üretim ilişkisi.

Şekil 5 ve 6'da güç ile derinlik ve debinin ilişkisi görülmektedir. Derinlik ve debinin artmasıyla güç artmakta, fakat emme çubuklu pompalardan bu artış daha hızlı gerçekleşmektedir.



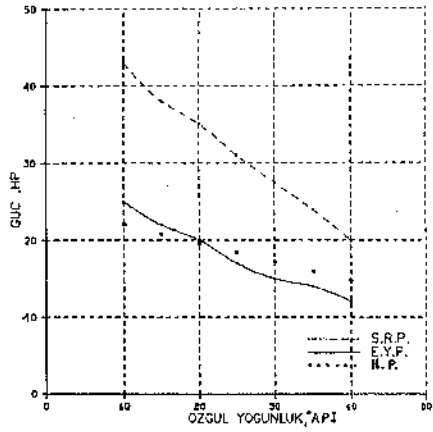
Şekil 5. Çeşitli pompaların güç üretim ilişkisi.



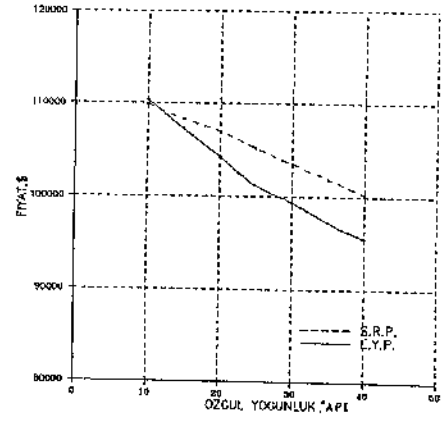
Şekil 6. Çeşitli pompaların derinlik güç ilişkisi.

Yoğunluğu temsil eden petrol gravitesi ile güç arasındaki ilişki Şekil 7'de görülmektedir. Derinlik 1000 m ve 500 varil/gün parametreleri için yoğunluğun azalmasıyla gerekli güç de azalmaktadır. Bunun nedeni, üretilen akışkan içindeki petrolün hacimsel olarak artan yüzdesi, akışkanın yoğunluğunu azalttığından pompalama kolaylığı sağlamasıdır. Ayrıca, yoğunluğun düşük olmasının maliyetleri azalttığı Şekil 8'de görülmektedir.

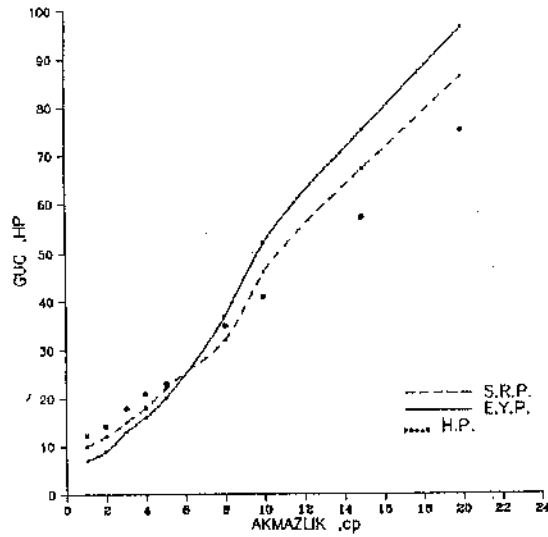
Akmazlıkla güç arasındaki ilişki incelendiğinde, akmazlığın düşük olması durumunda hemen hemen tüm yöntemler için güç gereksinimi aynı olduğu Şekil 9'dan gözlenmektedir. Ancak, akmazlığın yüksek olması durumunda ise en uygun yapay kaldırma sistemi hidrolik pompalar olmaktadır. Yüksek akmazlık durumunda elektrikli pompalarda daha fazla güç harcanmaktadır.



Şekil 7. Çeşitli pompaların güç petrol gravitesi ilişkisi.



Şekil 8. Çeşitli pompaların maliyet petrol gravitesi ilişkisi.



Şekil 9. Çeşitli pompaların akma hızı güç ilişkisi.

Çizelge 1'de iki ayrı durumun sonuçları görülmektedir. Derin kuyularda düşük üretim yapılması istendiğinde gerekli güç bakımından en uygun sistem yine hidrolik pompalar olmaktadır. Derinlik 750 m ve 1000 varil/gün debi için elektrikli dalgıç pompaların uygun olduğu görülmektedir.

Derin kuyularda yüksek debili üretim için de yine elektrikli dalgıç pompaların uygun olduğu Çizelge 2'den görülmektedir. Öte yandan, sığ kuyular ve düşük debiler için, örneğin bu parametreleri sırasıyla 750 m derinlik ve 200 varil/gün bir kuyu için uygun sistem yine aynı çizelgeden de görüleceği gibi emme çubuklu pompalardır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yukarıda anlatılanların ışığı altında yaptığımız çalışma sonunda aşağıdaki gibi değerlendirebiliriz:

Kuyu derinliğinin 1000 m'ye ve üretim debisinin 200 varil/gün kadar olduğu sahalarda emme çubuklu pompa sistemi, kuyu derinliğinin 1000 m'den ve üretim debisinin 500 varil/gün 'den büyük olduğu sahalarda elektrikli dalgıç pompa sistemi, derin kuyularda ise hidrolik pompa sistemi kullanılmalıdır.

Moineau pompa, 2. bölümde de belirtildiği gibi, emme çubuklu pompalarla aynı çalışma alanlarında işlev görmektedir [2]. Referanstaki çalışmada 1300 m'lik ve 100 varil/gün üretim yapan her iki pompa arasında yapılan tasarım ve ekonomik analiz karşılaştırmalarından moineau pompanın emme çubuklu pompaya göre daha az güç harcadığı ve dah ekonomik olduğu ortaya çıkmıştır. Bu tür pompaların akmaazlığı yüksek olan kuyularda çok derin olmamak kaydıyla daha avantajlı olduğu ortaya çıkmaktadır.

KAYNAKLAR

1. Gipson, F., Clegg, J., Capps, B., Wilson, P., Neely, B., "Selection of Artificial Lift Method", SPE Reprint Series No. 26, Artificial Lift, 1989 Ed., pp. 7-17.
2. Dinçer, A., H., Serpen, U., "Petrol Endüstrisinde Moineau Pompaların Kullanım ve Tasarımı", 2. Pompa Kongresi,
3. SPE Reprint Series No. 12, Artificial Lift, Dallas, Tx., 1975.
4. Craft, B.C., Holden, W.R., Graves, H.D., Well Design, Prentice Hall, Inc., New Jersey, 1962.
5. Akdağ, M., "Yapay Kaldırma Metodlarının Maliyet Analizi", Bitirme Ödevi, Haziran 1993, İstanbul.

SUMMARY

Ninety percent of oil producing wells in all over the world are non-flowing, in other words, non artesian wells. The pressures of even initially flowing wells are declining with time and turn out to be non artesian ones, and therefore, need to be artificially lifted. The production from this type wells of is carried out by various pumping systems that are called artificial lift. On the other hand, produced fluid is not homogeneous, the depths of producing reservoirs differ and their reservoir pressures vary even within the same field. Under these circumstances, selection of adequate pumping or artificial lift system becomes critical.

There are general considerations for such selection in oil industry, but they sometimes turn out to be insufficient in field applications. In this study, first, these general consideration are summarized and reported. Then, computer programs are prepared for the design of well known artifical methods, such as sucker rod pumps, electrical submersible pumps and hydraulic pumps, and their costs are computed. Afterwards, adequate pumps for various cases are discussed and the results are reported. Moreover, the relationship between varying oil properties and power and economy is investigated and results are also presented in this study.

In summary, for a well producing 500 bbls/day at a depth of 1000 m best suited artificial lift method was found to be sucker rod pumping. In case of a well producing more than 500 bbls/day at a depth of more than 1000 m electrical submersible pumps were found suitable. And hydraulic pumps perform more efficiently and economically in wells producing from the depths more than 3000 m. On the other hand, for viscose and low gravity oils moineau pump is found as satisfactory or better than sucker rod pumps.

ÜRÜN
TANITIM
BİLDİRİLERİ
BÖLÜMÜ

ÜRÜN TANITIM BİLDİRİLERİ BÖLÜMÜ

İÇİNDEKİLER

ABS Ürünleri ABS Pompaları San. ve Tic. Ltd. Şti.....	272
Kimya Sanayinde Proses ekipmanları ile Ölçü Kontrol Cihazları Altek Metal Ticaret A.Ş.....	274
Kelebek Vanalar Asteknik Mak. San ve Tic. A.Ş.....	276
Borusan Boru Ürün Yelpazesi Borusan A.Ş.....	278
Burgmann Ürünleri (Cartex, Pulpex) Burgmann Endüstriyel Sızdırmazlık San. Tic. Ltd. Şti.....	280
Demirdöküm Pompa ve Hidroforlar Demir Döküm A.Ş.....	282
Basınç Kontrol Vanaları Dikkaya Tek. Mal. San. ve Tic. Ltd. Şti.....	284
Pompa Motorlarında Eka-Danfoss VLT 6000 HVAC FREKANS Konvertörü Kullanımı ile Enerji Tasarrufu Eka A.Ş.....	286
Eka Marka Ekamat-Syv Serisi Statik Yol Vericilerinin Akış Uygulamalarında Kullanımı Eka A.Ş.....	287
Yangın Pompası Teknik Özellikleri Emo Tek. Mal. Tic. ve San. Ltd. Şti.....	288
Sıvı Halkalı Vakum Pompaları Gücüm Pompa Mak. San. ve Tic. A.Ş.....	290
Gürkomp Ürünleri Gürkomp Kompresör ve Basınçlı Kaplar San. Tic. A.Ş.....	294
Hacı Ayvaz Ürün Yelpazesi Hacı Ayvaz End. Mamuller San. ve Tic. A.Ş.	295
Özel Amaçlı Endüstri Pompaları ve Kullanım Alanları "GMS Pompaları"ndan Örnekler İntek Mak. Müh. End. Tic. Ltd. Şti.	297
İntervalf Armatürleri; İntervalf A.Ş.	299
80 Yıllık Birikimin Sızdırmazlık Çözümlerine Yansıması John Crane Türkiye.....	302
İzocam Ürünleri İzocam Tic. ve San. A.Ş.	304

Boru Üretiminde Teknoloji ve Kalite Mannesmann Sümerbank Boru San. ve Tic. A.Ş.	306
Nijhuis Pompen Projects and Products Nijhuis Pompen BV	308
Öz-kan İmalat Programı Öz-kan Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.	310
Düşey Milli ve Dalgıç Pompalar Samsun Makina San. A.Ş / Layne Bowler A.Ş.	311
Speck Pompa Ürünleri Speck Pumpen, BV	313
Standart Pompa Ürünleri Standart Pompa A.Ş.	315
Süpermatik ITT Lowara Pompaları Süpermatik Pazarlama A.Ş.	317
Tempo Ürünleri Tempo Pompa Vana San. Tic. Ltd. Şti.	321
Türbosan Üretim Programı Türbosan A.Ş.	323
Türk Elektrik Ürünleri Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş.	325
Vemeks İsviçre'den Biral Sirkülasyon Pompaları İthal Ediyor. Vemeks Ltd. Şti.	327
Aknur Buhar - Su - Doğalgaz ve Akaryakıt Tesisatları Malzemeleri Aknur Ltd.	328
Duyar Vanaları Duyar End. Malz. Taahhüt ve Tic. A.Ş.	329
Günmak Ürünleri Günmak Kompresör ve Mak. San. ve Tic. A.Ş.	331
Metrans Ürünleri Metrans Makina End. Ürünleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	333
Makdos Ürünleri Makdos Makinaları San. ve Tic. A.Ş.	335

*Ürün tanıtım bildirileri firmalara göre alfabetik sırayla dizilmiştir ancak geç gelen bildiriler bu kuralın dışında tutulmuştur

ABS ÜRÜNLERİ

ABS Pompaları San. ve Tic. Ltd. Şti.

SANIMAT 1000 SERİSİ

DIN 1986 normlarına uygun olarak kanalizasyon seviyesinin altında bulunan yerlerden kanal sularının otomatik olarak tasfiyesini sağlayan taşıma yapmayan paket ünite. Apartmanlar, büyük binalar ve benzeri yerlerden kanal suyu pompalamak için çok etkilidir. Güçlü sentetik (PE) toplama tankı kompakt şekilde tasarlanmış olup nakliyesi kolaydır. Patentli hızlı bağlantı sistemi sayesinde çıkış bağlantısı basittir. Bütün uygulamalara yanıt verecek şekilde DIN 50/100/150 çaplarında giriş bağlantıları bulunur.

Kapasitesi	40 m ³ /h
Maksimum Yükseklik	10 m

SANIMAT 1500-3700

Din 1986 normlarına uygun olarak kanalizasyon seviyesinin altında bulunan yerlerden kanal sularının otomatik olarak tasfiyesini sağlayan taşıma yapmayan paket ünite. Büyük oteller, hastaneler vb. yerlerde kullanılır. Güçlü ve korozyona dayanıklı sentetik (PE) gövdesi ve kolay taşınması kompakt tasarımı sayesinde sağlanmıştır. Çeşitli yüksekliklerde ve çaplarda giriş bağlantıları ve patentli otomatik kavramlı sistemi sayesinde giriş ve çıkış bağlantılarının yapılması çok basittir.

Kapasitesi	200 m ³ /h
Maksimum Yükseklik	16 m

SYNCONTA

Elina dışı uygulamalarda kullanılan sentetik malzemeli pompa çıkuru. Kolay taşınabilen, korozyona dayanıklı, kren kullanmadan dalgıç atıksu pompası monte edilebilir. Değişik yüksekliklerde 200/150/100 çaplarında dört giriş bağlantısı vardır.

Kapasitesi	58 m ³ /h
Maksimum Yükseklik	34 m

Bina Tesisat Pompaları

PİRANHAMAT

Kompakt, sızdırmaz, direk olarak tuvalete bağlanan parçalayıcı bıçaklı paket ünite. Kokuları önleyen filtreli havalandırma sistemi havalandırma borusu ihtiyacını ortadan kaldırır. Çamaşır makinesi ve duş için bağlantısı vardır. Küçük çaplı borular ile çıkış bağlantısı yapılır. Ünite geri kaçıışı önleyen duş girişine bağlanmış çek vana ve yüksek seviyeli ses alarmı ile donatılmıştır.

Kapasitesi	5.8 m ³ /h
Maksimum Yükseklik	8 m

VM

Merkezi sıcak su sistemleri için dikey in-line sirkülasyon pompası. Bu pompalarda gövdede yüksek kaliteli tunç, paslanmaz çelik motor şaftı ve sessiz çalışan rulmanlar kullanılmıştır.

Kapasitesi	10-1200 m ³ /h	Maksimum Sıcaklık	140 °C
Yükseklik	1-95 m	Basınç	PN 10, 16

VVC

Merkezi sıcak su sistemleri için dikey in-line sirkülasyon pompası. Bu pompalarda gövdede yüksek kaliteli tunç, paslanmaz çelik motorşaftı ve sessiz çalışan rulmanlar kullanılmıştır. VVC pompaları yatay ve dikey boru hatlarına monte edilebilirler.

Kapasitesi	0.6-36 m ³ /h	Maksimum Sıcaklık	120 °C
Yükseklik	0.5-32 m	Basınç	FN 10

SANIMAX S

Lavabo bağlantıları için paket atıksu ünitesi. Havalandırma sistemi kötü kokuları engelleyen, hava çıkış borusu gerektirmeyen bir şekilde tasarlanmıştır. Sanimax S paket atıksu ünitesinde hava filtresi, çamaşır makineleri için hortum bağlantısı ve hazır kablo girişi bulunmaktadır. Ünite de kullanılan atıksu pompasında dahili çek vana vardır.

Kapasitesi	8.5 m ³ /h
Maksimum Yükseklik	6.5 m

VMP

In-line tipi pompalar genellikle sıcak ve soğuk sıvıların sirkülasyonunda ve hidrofer sistemlerinde kullanılırlar. Bu pompalar aynı zamanda endüstriyel uygulamalarda da kullanılabilirler. İkiz VMP pompaları bir pompayı çalışan pompa, diğerini yedek olarak kullanarak sistem güvenilirliğini artırurlar. Kompakt in-line tasarım yerleştirme problemlerini ortadan kaldırır. Hidrolik tasarımı ve geniş ürün çeşidi her türlü çalışma noktasında mükemmel verimleri garanti eder.

Kapasitesi	2-400 m ³ /h	Maksimum Sıcaklık	140 °C
Yükseklik	1-32 m	PN 10,16	

ROBUSTA

Robusta serisi ev, bahçe ve çeşitli alanlardan temiz ve atık suyun pompalanması için tasarlanmış olup dahili seviye kontrolü ve çek vana ile donatılmıştır. Pompa ve motor gövdeleri basınca karşı dayanıklı olup sızdırmazlığı sağlanmıştır. Motor gövdesi korozyona dayanıklı paslanmaz çelik, çark ve dış gövde dayanıklı plastiktir.

Maksimum Kapasite	: 8.5 m ³ /saat
Maksimum Basma Yüksekliği	: 6.5 m

Proses Pompaları

SCANPUMP SERİSİ NB

ISO 2858 ve 5199 Standartlarına uygun ve Scanpump modüler sisteminde tasarlanmış, güvenilir pompa. NB pompaları kimya, korozyif kimya, su, ince stok ve likör gibi proses endüstrisi içinde yer alan uygulamalarda kullanılabilir. geniş malzeme ve kapasite çeşitine sahiptir. NB serisi pompalar yüksek verimlerle, korozyona dayanıklı ve problemsiz çalışan, işletme harcamalarını minimize eden pompalardır.

Kapasite	: 2-1,000 m ³ /saat	Maksimum Sıcaklık	: 190 °C
Basma Yüksekliği	: 3-160 m	Kızgın yağ için	: 220 °C
Basınç	: PN 10,16		

SCANPUMP SERİSİ NK/BK

ISO 2858 ve 5199 Standartlarına uygun PN 25 yüksek basınç sınıfında, SCANPUMP modüler sisteminde tasarlanmış, güçlü pompa. Scanpump modüler sistemi çalışma ve servis harcamalarını minimum seviyeye indirir. Proses endüstrisi içinde PN 25 basınç sınıfı gerektiren aşındırıcı kimyasallar veya yüksek ısı bulunan ya da hidrokarbon içeren kirli ve temiz sıvılar için kullanımı için tasarlanmış pompa.

Kapasitesi	5-4500 m ³ /h	Maksimum Sıcaklık	300 °C
Yükseklik	5-160 m	Basınç	PN 25

SCANPUMP SERİSİ NR

NB ve NM serilerinin hidrolik parçalarını içeren ve bundan dolayı servis ve işletme harcamalarını minimuma indiren Scanpump modüler sisteminde tasarlanmış ISO 2858 ve 5199 standartlarına uygun güçlü pompa. Standart mekanik salmastranın kullanıldığı NR serisi pompalar, sıcak-soğuk su, aşındırıcı kimyasallar ve temiz sular için uygundur. NR pompaları kullanılan shaft sızdırmazlık sistemi sayesinde çok uzun süre sorunsuz olarak çalışabilmektedir.

Kapasitesi	2-250 m ³ /h	Maksimum Sıcaklık	190 °C
Yükseklik	3-160 m	Basınç	PN 10, 16

KİMYA SANAYİNDE PROSES EKİPMANLARI İLE ÖLÇÜ KONTROL CİHAZLARI

Altek Metal Ticaret A.Ş.

- **SCHOTT ENGINEERING**

- Nitrat, sülfat ve hidroklorik asit saflaştırma ve derişikleştirme tesisleri
- Karışık asitlerin ayrımı ve geri kazanılması
- Pross işler için mühendislik birim işlemleri
- Distilasyon, rektifikasyon, absorpsiyon, ekstraksiyon ve kristalizasyon proses sistemleri
- Solvent geri kazanılması
- Organik madde konsantrasyonu, yüksek kirliliklerin biyolojik arıtılması
- Camdan mamül boru, vana fittings ve pompalar
- Komple Proses Sistemleri

- **PFAUDLER-WERKE GmbH**

- Cam emaye kaplı,
- Reaktörler
 - Depolama Tankları ve Karıştırma Sistemleri
 - Karıştırıcılar
 - Borular
 - Vanalar
 - Pompalar
 - PH ve sıcaklık elektrotları ve kontrol sistemleri

- **ITT RICHTER CHEMIE TECHNIK GmbH**

- PTFE, PVDF, PFA, PE, PP ve cam kaplı
- Santrifüj pompalar
 - Manyetik pompalar
 - Kimyasal Manyetik Periphoral Pompalar
 - Kütresel, kelebek, glob, çek vanalar
 - Kontrol vanaları
 - Gözetleme camları
 - Monometreler

- **NAF AB**

- Paslanmaz,
- Kütresel vanalar
 - Kelebek vanalar
 - Global vanalar
 - Emniyet vanaları
 - Çek vanalar
 - Gate vanalar
 - Kontrol vanalar

- **ITT AC PUMPS**

- Her türlü kimyasal pompaları
- Kağıt ve Selüloz Endüstrisinde kullanılan pomlar
- Maden sektörü pompaları
- Diyafram pompalar, hava tabrikli temiz atık
- Komple su ve atık su pompaları
- Yangın pompaları

- **GOULDS PUMPS INC.**

Kimya, ilaç, kağıt, selüloz, maden, petrokimya, Su-atık su, gıda-içecek sektörlerinde kullanılan

- Kimyasal proses pompaları
- Apı Proses Pompaları
- Dik türbin pompalar
- (fin-ul) onaylı NFPA-20'ye göre imaledilmiş dizel ve elektrik motorlu yangın pompaları

- **FRISTAM**

- İlaç, gıda ve kimya sektöründe kullanılan paslanmaz çekilen mamül pompalar

- **VICARB S.A.**

- Kimya, gıda, petrokimya, ilaç, kağıt, ısıtma ve Soğutma sistemlerinde kullanılan plakalı ısı değıştiricileri
- Compabloc ısı değıştiricileri
- Atık kimyasalları yakma sistemleri

- **SGL TECHNIK S.A.**

Grafitten ve ekzotik metallerde mamül,

- Isı değıştiriciler
- Pompalar, vanalar ve fittingsler
- Komple kimya proses ekipmanları
- HCl sentez üniteleri
- H₂SO₄ seyreltme üniteleri
- **COMI CONDOR**
- İlaç, kozmetik, kimya, petrokimya ve gıda prosesleri için,
- Yatay eksenli üstten boşaltmalı santrifüjler
- Yatay eksenli alttan boşaltmalı santrifüjler
- Düşey eksenli peeler santrifüjler
- Düşey eksenli inverting filter santrifüjler
- Yatay eksenli pilot santrifüjler
- Decanter santrifüj
- Pusher santrifüj

- **GUEDU**

Kimya sanayinde kullanılan;

- Mixer-Blenders
- Mixer-Dryers
- Karıştırıcı filtreler
- Granül kurutucular
- **AUER-SOG**
- Çeşitli gözetleme emniyet camları

OTOMATİK PROSES KONTROL SİSTEMLERİ

- **VALMET AUTOMATION**

- Dağıtılmış kontrol sistemleri
- Kağıt kalite kontrol sistemleri
- Mikrodalgave bıçaklı kesafet transmitterleri
- Kağıt prosesinde retensiyon, beyazlık, kappa, parlaklık analizi

- **LEVEC INSTRUMENTS (VALMET GROUP COMPANY)**

- Basınç, fark basınç, seviye ve sıcaklık transmitterleri
- Çok fonksiyonlu bilgisayar ile programlanabilinen kontrol cihazları
- DSS 2000, küçük kapasiteli dağıtılmış kontrol sistemleri

- **GREAT LAKES INSTRUMENTS**

- Kapasitif seviye ölçüm cihazları
- Floride amonyum analizörleri
- Ultrasonik seviye ve akış ölçerler
- PH, iletkenlik, redoks, çözünmüş oksijen, Bulanıklık ölçüm cihazları

KELEBEK VANALAR

İbrahim Akdemir
Asteknik Mak. San. ve Tic. A.Ş.

1) Neden Kelebek Vana?

- Ekonomiktir.
- Tam sızdırmazlık sağlar.
- Basınç kaybı düşüktür.
- Açma-kapama performansı yüksektir.
- Konstrüksiyon ağırlığı ve hacmi düşüktür.
- Montaj- demontaj kolaylığı sağlar.
- Bakım maliyeti düşük, bakımı kolaydır.

2) Kelebek Vana Nerelerde Kullanılır?

- Soğuk - sıcak su tesisatlarında.
- Asit, baz ve tuz ortamlarında.
- Viskoz akışkanlarda.
- Enerji istasyonlarında.
- Sondaj - antına merkezlerinde.
- Klima santrallerinde.
- Kompresör hatlarında.
- Gaz - egzost hatlarında.
- Yangın söndürme devrelerinde.
- Kimyasal ve petrokimyasal tesislerde.
- Gemi inşaatı sanayiinde.
- Gıda sanayiinde.
- Kağıt sanayiinde.
- Maden sanayiinde.
- Ve diğer akışkan ortamlarında...

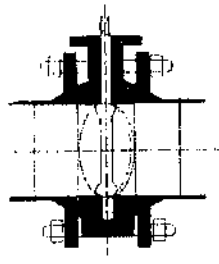
3) Kelebek Vanaların Hatta Montaj Edilmesinde Dikkat Edilecek Hussular

Yap

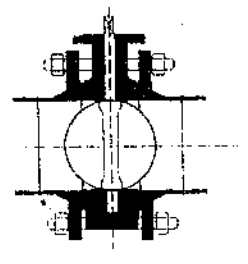
Vananın takılmasını kolaylaştırmak için klepeyi kısmen aç ve flanşları mümkün olduğu kadar aç.



Klepe kısmen açıkken, tüm vidaları tak. Somunları sıkına.

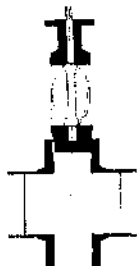


Klepeyi tamamen aç. Boru merkezinin ve vananın hizalı olduğundan emin ol. Somunları çaprazlama sık.



Yapma

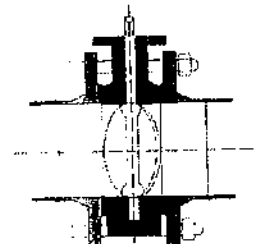
Yeterince açılmamış flanşlar gövde sitini sıyırıp zarar verebilir. Ayrıca, kısmen açılmış klepeyi de çezebilir.



Klepe kapalı konumda vidalar sıkılırsa, vana hat ekseninden kayabilir, lastik fazla sıkışabilir. Bu da daha fazla tork gereksinimine ve sızıntıya neden olur.



Vananın lastiği conta görevi yaptığı için conta gerektirmez. Yağlamaya gerek yoktur.



Vana Bağlı İken Flanşlara Asla Kaynak Yapmayınız

4) Boru ve Flanşlara Uygunluk:

- Vananın bağlanacağı flanşa uygunluğunu kontrol edin.
- Flanş iç çapının klepe hareketine izin verebilecek şekilde olduğundan emin olun.
- Kelebek vanalar boğazdan kaynatılmış flanşların arasına yerleştirilmelidir.

5) Kelebek Vananın Hatta Bağlanması:

5.1) Genel:

Kelebek vanalar çift yönlüdür.

Vana milinin yatay konumda ve klepenin alta kalan kısmının akış yönünde açılması önerilir. (Özellikle ağır, çabuk katılaştan sıvılar için)

Vana hassas ve güvenilir bir ünedir ve flanş ayırıcı olarak kullanılmamalıdır. (gövde siti zarar görebilir.)

5.2) Vananın Eski Tesisata Montajı:

- 1- Vananın Flanşlar arasına rahatça girebileceğinden emin olun, gerekiyorsa flanş ayırıcı kullanın.
- 2- Klepeyi kapalı konuma getirin, bu durumda gövde 5-10 mm yer tutar.
- 3- Vanayı flanşlar arasına koy, gövdesini ortalayın ve vidalarını tak.
- 4- Vanayı tamamen aç.
- 5- Vanayı, flanşlarla aynı hizaya tutarak, flanş ayırıcıyı çıkar ve somunları el ile sık.
- 6- Vanayı yavaşça kapat, klepenin rahat döndüğünden emin ol.
- 7- Klepeyi tekrar tam açık konuma getir, çaprazlama zıt yöndeki vidaları sık.

5.3) Vananın Yeni Tesisata Montajı:

- 1- Klepe, yarı açık iken, iki flanşı ayarla ve birkaç vida ile flanşlar arasına bağla.
- 2- Birimi hatta yerleştir.
- 3- Birkaç nokta kaynakla, flanşları tuttur.
- 4- Vidaları gevşet ve vanayı flanşlardan ayır.
- (Vana takılı iken flanşlar kaynaklanmamalıdır.)
- 5- Flanşların kaynağını bitir ve tamamen soğumasını bekle.
- 6- Vanayı, "eski hatta takma" açıklamalarını izleyerek, hatta tak.

6) Kelebek Vanaların Hattan Sökülmesi:

- 1- Vanayı yarı kapalı konuma getir.
- 2- Bütün somunları gevşet ve vana çıkışını engelleyen vidaları sök.
- 3- Flanş ayırıcıları tak ve vanayı çıkar.

7) Kelebek Vananın Sökülmesi:

- 1- Vanayı açık konuma getir.
- 2- Bütün vidaları gevşet ve vananın çıkmasını engelleyen vidaları sök.
- 3- Mili çıkar. (Özel bir çıkarıcı veya el mengenesi yardımıyla) (Döndürmek için klepeyi it)
- 5- Gövde sitini ayır: Verilen bir noktadan gevşet. "Kalp" şeklini ver ve gövdeden ayır.

8) Vananın Toplanması:

- 1- Bütün parçaları temizle. Mümkünse çalışmayı kolaylaştırmak için silikon sprey kullan.
- 2- Gövde sitinin büyük delikli kısmını gövdenin kafa flanşı kısmına getir.
- 3- Kalp şekli verilmiş gövde sitini tak. Milli kullanarak üst yüzün mil yatağına bakmasını sağla, gövde sitinin genişleyerek yerini almasına izin ver.
- 4- Klepeyi yerleştirirken akış izlerinin aşağıda (Vana üst kısmının ters yönü) kalmasına dikkat et. Gövde sitini zedelememeye dikkat et.
- 5- Mili, klepeyi, gövde sitini aynı eksen boyunca yerleştir. İşlemi kolaylaştırmak için klepeyi hareket ettir.
- 6- Klepe eksenindeki milin yüzlerini hizala. Mili tamamen yerleştir, mil yatağındaki havayı boşalt. (Tornavida ile siti hafifçe kaldır.)
- 7- Hattaki yerine tak.

UYARI: Hat basınç altında iken vanayı sökme.

BORUSAN BORU ÜRÜN YELPAZESİ

Fırat Akkemik

Borusan A.Ş.

Su Boruları

Su boruları DIN 17100 normuna uygun çelik bantlardan, yüksek frekans kaynağı (ERW) ile boyuna kaynaklı olarak üretilmektedir. Dış çapları 21.3 mm ile 324 mm, et kalınlığı 2 mm ile 10 mm arasında, 6 m standart boylardadır (özel siparişte 5 ile 12.8 m boylarda teslim edilmektedir). Genel olarak su, buhar, yağ, hava tesislerinde ve konstrüktif amaçlar için kullanılan boruların tümü 50 kg/cm² hidrostatik testten geçirilerek aşağıdaki şekillerde teslim edilir.

a)Siyah dişsiz, manşonsuz (Düz uçlu veya kaynak ağızlı)

b)Siyah dişli, manşonlu

c)Galvanizli, dişsiz, manşonsuz

d)Galvanizli, dişli, manşonlu

Üretim normları: TS 301/1-2-3-4, TS 1997, TS 416, DIN 2440-2441, DIN 1626, BS 1387, ASTM A-53, ISO 65, NFA 49-145

Sanayi Boruları

Sanayi boruları ve profilleri DIN 17100 normuna uygun standart olarak St 34 kalite çelik bantlardan yüksek frekans kaynağı (ERW) ile imal edilmektedir. Dış çapları 5 mm ile 70 mm arasında, et kalınlığı 0.70 mm ile 2.00 mm arasında standart 6 m boylarda, özel siparişte 4 ile 8 m arası boylarda teslim edilebilir. Sanayi boruları istek üzerine değişik kalitede, sıcak haddelenmiş, dekapte edilmiş veya soğuk haddelenmiş bantlardan imal edilir veya yüzeyleri nikelaj ve benzeri uygulamalarla en uygun şekilde teslim edilir. Sanayi boruları, otomotiv, otomotiv yan sanayii, beyaz eşya, bisiklet, mobilya ve çelik eşya, tekstil, elektrikli ev aletleri gibi sanayiler başta olma üzere, çeşitli sektörlerde kullanılmaktadır.

Üretim normları: TS 6476, TS 416, DIN 2394, DIN 2458, BS 6323 Part 5.

Kare ve Dikdörtgen Profiller

Dış çapları 10x10 mm ile 150x150 mm arasında, et kalınlığı 0.80 mm'den 8.0 mm'ye kadar üretilen boruların standart boyları 6 m'dir. (Özel siparişlerde ince etlilerde 4-8 m, kalın etlilerde 13 m'ye kadar boylarda teslim edilebilmektedir.) İnşaat sektöründe yapı elemanı olarak, çatı konstrüksiyonlarında, otomotiv (otobüs ve kamyon karoserleri ya da kasaları), mobilya, makina ve tarım aletleri gibi alanlarda kullanılmaktadır.

Üretim normları: DIN 2395, DIN 59411, TS 6475, TS 5317

Kazan Boruları

Kazan, buhar ve eşanjör boruları standart olarak ST 37.8 kalite yüksek sıcaklığa dayanıklı çelik bantlardan yüksek frekans kaynağı (ERW) ile üretilmektedir. Kazan borularının üretiminde iç çapak alınır, 900°C 'de normalize edilir ve %100 hidrostatik ve manyetik testten (E/C) geçirilir. Standart olarak 7 m boyunda verniklenerek teslim edilir.

Maksimum işletme basıncı: 63.5 mm dış çaptan küçük borularda 80 bar, 63.5 mm dış çaptan büyük borularda 32 bar.
Maksimum işletme Sıcaklığı:450°C

Üretim normları: TS 11004, DIN 17177

Doğalgaz Boruları

Doğalgaz Boruları, özel kalite çelik bantlardan yüksek frekans kaynağı (ERW) ile üretilmektedir. Dış çapları 21.3 mm ile 323.9 mm arasında, standart 6 m boyda üretilmekte olup, kaynak ağızlı olarak teslim edilmektedir. Borulara ısıtma işlemi uygulanır. Borulardan alınan örnekler ayrıca kalite kontrol departmanında fiziksel ve mekanik testlerden geçirilerek, standartlara uygunluğu kontrol edilir. Tüm borular %100 hidrostatik basınç testi ve manyetik testten geçirilerek sızdırmazlığı ve borunun metalografik yapısında herhangi bir hata olup olmadığı kontrol edilir. Tüm borular vernikle kaplanır.

Üretim normları: API 5L, TS 6047, DIN 17172, GOST 20295

Özel Borular

Kullanım alanları otomotiv ve otomotiv yan sanayii, bisiklet ve motosiklet, mobilya, tekstil elektrikli ev aletleri, şemsiye ve avize sanayileri olan hassas, yuvarlak boru ve profillerdir.

Soğuk Çekme Borular: DIN 2393, DIN 2394, TS 6476 standartlarına göre soğuk çekme yöntemiyle üretilen, istenilen ölçü ve fiziksel özellikleri sağlayan, dış çapı ve et kalınlığı hassas borulardır.

İçi ve Dışı Kalibre Edilmiş Borular: (Silindir Boruları) DIN 2393-C, TS 6438 standartlarına göre üretilen, çok hassas iç çap, et kalınlığı ve yüzey pürüzlülüğüne sahip borulardır. Mandrelli çekme ya da çekiçleme yöntemiyle üretilirler.

Özel Sekilli Boru ve Profiller: Değişik kullanım alanlarına göre düz, oval, elips, altıgen ve çeşitli şekillerde boru ve profiller üretilmektedir.

Ayrıca talebe göre yapılan özel işlemler (korozyona karşı koruma amaçlı fosfatlama, yağlama, koruyucu atmosferde tavlama ve normalizasyon, özel ve hassa boy kesme, özel testler, galvanizli banttan boru üretimi vb.) mevcuttur.

Petrol Boruları

Petrol boruları 1/2 inç'ten 12 3/4 inç dış çapa ve 12.8 metre boru boyuna kadar yüksek frekans kaynağı ile (ERW) düz dikişli olarak üretilmektedir. Genel olarak su, buhar, yağ, akaryakıt, petrol, tabii gaz ve kimyasal sıvı naklinde kullanılan petrol boruları normun öngördüğü kalitedeki malzemelerin fiziksel ve kimyasal özellikleri kontrol edilerek imal edilir. Boruların kaynak dikişi ultrasonik veya elektromanyetik metodlarla test edilir, kaynak dikişi veya borunun tümü tavlansak korozyona açık olan yapı ortadan kaldırılır. Tüm borular 200 kg/cm²'ye kadar çıkabilen hidrostatik teste ve malzeme kontrolü için bir dizi mekanik teste tabii tutulur. Tüm petrol borusu üretimi American Petroleum Institute (API)'nin yeterlilik belgesine haizdir.

Üretim normları: TS 6047, API 5L, DIN 17172, GOST 20295.

Poliütilen Kaplamalı Borular

DIN 30670 ve UNI 9099 standartlarına uygun, 21.3 mm'den 219.1 mm'ye kadar borulara dış poliütilen kaplama (1.00 mm ile 3.0 mm kaplama kalınlığında) yapılmaktadır.

Polipropilen Borular

Çelik borular dışında 1995 yılı içerisinde ayrıca polipropilen boru üretimine de başlanmıştır. Tesisat borusu olarak kullanılan polipropilen borular 20x3.40 mm ile 75x12.5 mm ebatları arasında üretilmektedir. PPRC Tip 3 malzemesiyle üretilen bu borular, soğuk su, standartların öngördüğü şartlarda sıcak su ve TS 9744'te belirtilen çeşitli akışkanların nakli için uygundur. Bunun yanı sıra, boru bağlantı elemanları da boulara göre 20 mm ile 75 mm ebatlarında üretilmektedir.

KALİTE BELGELERİ

Borusan Boru'nun ürün kalitesinde elde ettiği üstün başarılar, yıllardır uluslararası kalite kuruluşları tarafından da onaylanarak sertifikalandırılmaktadır. Şirket, iç piyasada talep edilen tüm TSE belgelerine ve Batılı ülkelerce talep edilen kalite belgelerinin çoğuna sahiptir. Uluslararası geçerliliği olan bu sertifikalar, Borusan Boru'nun ürün kalitesinin yurt dışındaki en büyük garantisidir. Bunlar, API'dan 5L ve 5CT, DVGW'den DIN 2440/41, TUV'DEN DIN 1615, 1626, 1628, 17172, 17177, Lloyd'dan 1626, İspanya ve İtalya'dan Homologasyon, Rusya VNIGAS'dan Petrol ve Gaz borularına ait sertifikalardır.

Borusan için kalite, bu belgelerde belirtilen standartlara uygunlukla yeterli değildir. Borusan, uluslararası standartların belirlediği sınırları daraltarak kendi normlarını oluşturmuş, müşterilerin özel isteklerini hammadde speklerine kadar yansıtmıştır.

CARTEX

YENİ GELİŞTİRİLMİŞ KARTUJ MEKANİK SALMASTRA DİZAYNI

Burgmann Endüstriyel Sızdırmazlık San. Tic. Ltd. Şti.

BURGMANN, pompalarda sızdırmazlığı daha önceden yumuşak salmastra ile sağlarken aynı yuvaya adapte edilen yeni bir mekanik salmastra geliştirdi;

CARTEX kartuj tipindeki mekanik salmastra sistemi kolayca ve çok az bir güç harcanarak monte edilebilir.

Bu kartuj salmastranın esas avantajı basit olarak montaj edilmesidir. Montaj esnasında olabilen uygulama hataları artık geçmişte kalmıştır. Hatta montaj için personelin eğitilmesine gerek yoktur. Herhangi bir kişide bu salmastrayı yerine takabilir.

Mil burcu ile salmastra gövdesi arasındaki özel sabitleme şekli ile güvenli bir montaj sağlar. Uygulama esnasında doğabilecek montaj hatalarını ortadan kaldırır. Yumuşak salmastranın devamlı takılıp çıkarılması gibi problemler, pompa mili ile burcunun aşınması, tırtıl sızması, yıkama, yıkama maliyetleri ve yüksek verim kayıpları CARTEX ile beraber anılarda kalacaktır.

BURGMANN'IN ÖZEL NİTELİKLİ SALMASTRASI

- Yay baskılı sızdırmazlık yüzeyinin burada sabit kalması ile yüksek kayma hızı.
- Yayın sabit yüzeyinin arkasında ve tırtıldan ayrı olmasının etkisi yay aralıklarına girip yayı bloke olmaktan korumasıdır. Böylece yüksek işletme emniyeti sağlar.
- Sirkülasyon bağlantı kanallı döküm salmastra gövdesi ile pompa gövdesine bir modifikasyon (değişiklik) yapmadan müsaade edilen sızıntı, quenc basıncı ve tampon basıncı sağlanır.
- Döner yüzey olarak silikon karbid veya karbon grafitten biri çalışma rejimine göre uygundur. Yay baskılı sızdırmazlık yüzeyi ağır çalışma şartlarına dayanabilen yekpare silikon karbürdür.

Cartex stoktan tekli veya çiftli olarak temin edilebilir. Aynı zamanda metrik ve inç ölçü sistemine göre imal edilmiş sirkülasyon pompaların mil ve salmastra yuvalarına kolayca uyar.

DW=25-70mm

DW=25-2,750mm

Çalışma limitleri elastomer ve malzemelere bağlı olarak;

P1=25 bara kadar

t=40-200°C

vg=16m/s'ye kadar kullanılır.

PULPEX KAĞIT HAMURU VE KAĞIT ENDÜSTRİSİ İÇİN YENİ STANDART KARTUJ SALMASTRALARI

BURGMANN,Almanya Bologna SPCT fuarında santrifüj pompalar ve pistonlu pompalarda kullanılabilen yeni bir mekanik salmastra tanıttı.PULPEX

PULPEX komple kartuj salmastra sistemidir ki genel ve tamamlayıcı olarak kullanılır.

Kartuj mekanik salmastranın esas avantajı basit,yeterli,güvenilir montaj sağlamasıdır.

Montajda uygulama yanlışlıkları,artık geride kalmış olup hatta personelin eğitilmesine bile gerek kalmamıştır. Kartuj mekanik salmastra tekli,çiftli ve arkadan yıkamalı olarak bulunurlar. Bunlar ile modüler dizayn oluşturulabilir. Az bir maliyet ile her bir alternatif tipe çevrim yapılabilir.

Örneğin;Yumuşak salmastralı bir sistemi arkadan yıkamalı basit tekli mekanik salmastraya çevirebilirsiniz.

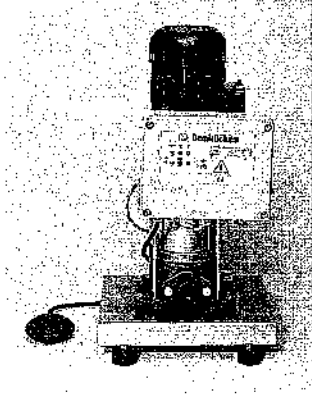
Özel nitelikli olan bu salmastra;

- Pulpex düzgün hatlara sahiptir ve yüksek konsantrasyona sahip kağıt hamurunun çökmesine ve yapışmasına izin vermez.
- Yayın sabit yüzeyinin arkasında ve üründen ayrı olmasının etkisi yay aralıklarına girip yayı bloke etmekten korumasıdır. Bu yüksek işletme emniyeti sağlamaktadır.
- Yay baskılı sızdırmazlık yüzeyinin burada sabit kalması ile yüksek kayma hızı oluşur.
- Sirkülasyon için bağlantı delikli döküm salmastra gövdesi ile pompa gövdesine bir modifikasyon (değişiklik) yapmadan müsaade edilen sızıntı,quenç basıncı ve tampon basıncı sağlanır.
- Döner yüzey standart olarak tungsten karbitden imal edilmektedir. Bunun sonucunda kimyasal ve mekanik aşınmaya karşı yüksek rezistans göstermektedir.

DEMİRDÖKÜM POMPA VE HİDROFORLAR

Tufan Tiryakioğlu
DemirDöküm A.Ş.

DemirDöküm Hidroforlar:



Multi-V Serisi : Ürün gamımıza yeni katılan DemirDöküm Multi-V hidroforlar dikey santrifüj pompalıdır. Üzerinde standart olarak basınçlı tankı bulunan Multi-V serisi hidroforlarda paslanmaz çelik çarklı pompalar kullanılmaktadır. Bir, iki ve üç pompalı toplam 14 değişik modeli bulunan bu tip hidroforlarla maksimum 36m debiye ulaşmak mümkündür. Susuz çalışma emniyetinin flatörlü su seviye şalteri sağlandığı bu tip hidroforlarımızda pompaları sıralı olarak devreye sokup, çıkış elektronik kumanda panosu bulunmaktadır. Tek pompalı Multi-V serisi hidrofor pislik tutucu ve çekvalf teslimat kapsamındadır.

HTB Serisi : Dikey santrifüj pompalı, membranlı tanklı, DemirDöküm serisi hidroforlar sessiz çalışır, uzun ömürlüdür. Tam otomatiktir. Basınç şalteri ile uygun durma ve çalışma basınçlarına ayarlanmıştır. Elektronik su seviye kontrol sistemi susuz çalışmaya karşı korumalıdır. DemirDöküm HTB serisi hidroforlarda pislik tutucu çekvalf, emme ve basma hatlarında birer küresel vana ve emniyet ventili bulunur. Ayrıca elektrik kumanda panosu üzerinde hidroforun güvenli çalışmasını sağlayan termiği, kontaktör, sigorta ve pako şalter bulunmaktadır.

DM Serisi : Yüksek kapasiteli, dikey santrifüj pompalı, membranlı DemirDöküm DM serisi hidroforlar ile maksimum 36m³/saat debi ve 75 mSS basınca ulaşmak mümkündür. Üzerinde elektronik susuz çalışma emniyeti, sigorta, termik kontaktör ve termik röle bulunan kumanda panosu ve sessiz çalışan çekvalf teslimat kapsamındadır.

DH Serisi : Yatay santrifüj pompalı, membranlı tanklı DemirDöküm serisi, sessiz çalışan ekonomik paket tip hidroforlardır. Bir, iki ve üç pompalı toplam değişik tip ile maksimum 25m³/saat debi ve 60 mSS basınca ulaşmak mümkündür. Çalışma emniyetinin flatörlü su seviye şalteri ile gerçekleştirildiği bu hidrofor içerisinde kontaktör ve termik röle bulunan elektrik panosu da teslimat kapsamındadır.

Primson Pac Serisi : Üzerinde membranlı tank ve basınç şalteri bulunmayan pompalı DemirDöküm Primson serisi hidromatlı hidroforlar maks. 7 metreden emiş özelliğine sahiptir. Yazlıklarda, dubleks evlerde ve kat hidroforu olarak kullanılabilir. büyüğü ile maksimum 4.5m³/saat debi alınabilen 3 değişik tipi mevcuttur. Susuz çalışma emniyeti de sağlayan hidromat ünitesi ile çok az yer kaplar, sessiz çalışan özel çekvalf teslimat kapsamındadır.

DemirDöküm Pompalar:

Subson Serisi : Az kirli su tahliyesinde kullanılabilen Subson serisi pis su pompalarının en büyüğü ile yaklaşık 10m³/saat debi elde etmek mümkündür. Üzerinde flatörlü seviye şalteri ile su seviyesi yükseldiğinde kendi kendine otomatik olarak devreye girer, su seviyesi düştüğü zaman kendi kendine devreden çıkar. Aşındırıcı su (deniz klorlu su, vb.) pompalamaya uygun modelleri de mevcuttur.

Primson Jet Pompa : Maksimum 7 metreden emiş yapabilen, 4.5m³/saat kapasiteli 3 değişik modeli mevcuttur. Taşıma kolu, ucunda fişi bulunan elektrik kablosu ve üzerindeki açma kapama düğmesi ile portatiftir, yazlıkta bahçe sulama, araba yıkama, kuyudan su çekme, vb. ideal kullanım alanlarıdır. Su ile temas eden tüm parçalar kuyu suyu, arlezyen gibi tortulu sulara dayanıklıdır.

DemirDöküm Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompaları:



NXL Serisi : Kapasiteleri kat kaloriferi ve kombi sistemlerine uygun, akış sesi vermeyecek şekilde dizayn edilmiş, 3 kademeli, rakorlu sirkülasyon pompalarıdır. 180 ve 130 mm uzunluğunda maksimum 2.5m³/saat kapasiteli 4 değişik tipi mevcuttur.



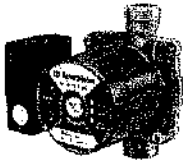
CXL Serisi : Kat kaloriferi ve küçük/orta kapasiteli kazan sistemlerinde kullanıma uygun rakorlu tip sirkülasyon pompalarıdır. DemirDöküm CXL serisi pompalar hepsi 3 kademeli, en büyüğü ile 8m³/saat debi verebilen 4 değişik tipten oluşmaktadır.



SCX Serisi : Her türlü ısıtma ve soğutma sisteminde kullanıma uygun flanşlı (40/50/65/80, PN6) tip pompalardır. En büyük modeli ile 60m³/saat debi elde mümkün olan DemirDöküm SCX serisi sirkülasyon pompaları  kademelidir. İlk alıştırma esnasında pompa, otomatik olarak kendi havasını alır, ayrıca hava almaya gerek yoktur. Pompa üzerinde motor dönüş yönünü gösteren işıklar mevcuttur. SCX serisi pompaların motorları aşırı akıma karşı kendinden korumalıdır.

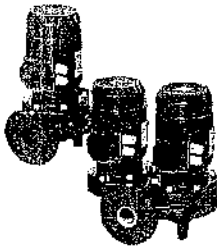


DCX Serisi : Her türlü ısıtma ve soğutma sisteminde kullanıma uygun flanşlı (40/50/65/80, PN6) tip İKİZ pompalardır. Tesisatın en soğuk günde ihtiyaç olan kapasitenin yaklaşık %80'ini veren bir ikiz pompa seçildiğinde, tek pompa tesisatın ihtiyaını ısıtma sezonunun %80'ininde karşılayacak, yetersiz kaldığı çok soğuk günlerde ise ikinci pompa devreye alınacaktır. Böylece ikiz pompa ile hem ilk yatırım maliyetinden, hem de işletim esnasında sarf edilen enerjiden tasarruf sağlamak mümkündür.



NSB Serisi : Tesisatlarda sıcak kullanım suyu sirkülasyonunu sağlamak üzere bronz ve paslanmaz elik gövdeli olarak imal edilmektedirler. DemirDöküm NSB serisi sirkülasyon pompaları ile maksimum 4m³/saat debi elde etmek mümkündür. Serisdeki tüm pompalar rakorlu ve 3 kademelidir.

DemirDöküm Kuru Rotorlu Sirkülasyon Pompaları:



LRLA Serisi : DemirDöküm LRLA serisi kuru rotorlu sirkülasyon pompaları, açık çevrimli sistemlerde, yüksek kapasite gerektiren yerlerde, sıcak ve soğuk kullanım suyu tesisatları için idealdir. En büyük tip ile maksimum 80m³/saat debi ve 28mSS başın elde etmek mümkündür.

JRLA Serisi : DemirDöküm LRLA serisi kuru rotorlu sirkülasyon pompaları ile aynı özelliklere sahip İKİZ pompa serisidir. En büyük model ile (iki pompa aynı anda çalıştırıldığında) maksimum 150m³/saat debi elde etmek mümkündür.

BASINÇ KONTROL VANALARI

Özgür Dikkaya - Gürhan Biçgel
Dikkaya Tek. Mal. San. ve Tic. Ltd. Şti.

Basınç kontrol vanaları, soğuk suda suyun boru içindeki basıncından istifade ederek basınç ve debi ayarları yapma imkanı veren armatürlerdir. Vana üzerinde yapılan dizayn ve montaj değişiklikleri dışarıdan herhangi bir ek kuvvete ihtiyaç olmadan değişik amaçlara varılmasına imkan verir.

Bu suretle mühendislik çalışmaları sonucu düzgün bir şekilde yapılmış dizayn ve ayarlamalar ile sistem kendi kendine çalışan (otomatik) bir düzen meydana gelir.

SONUÇ:

1. Vana çıkış basıncı, giriş basıncının 1/2 - 1/5 oranında düşürülebilir.
2. Giriş basıncı, çıkış basıncının değişikliklerine bağlı kalmaksızın, sabit tutulabilmektedir. Bu şekilde toplu yerleşim bölgelerinde alt mahallelerin çok su alırken üst mahallerin az su almaları önlenerek bütün bölgelerin eşit miktarda su kullanımı sağlanabilir.
3. Depo girişlerinde kullanılmak suretiyle depo seviyesi kontrol edilerek ve pompa önüne yapılan mekanik düzenleme ile pompanın depoyu beslemesi otomatik hale getirilebilir. Bu uygulamada depo ile pompa arasında elektrik kablo çekilmemesi büyük avantajdır.
4. Vana gövdesi üzerine monte edilen küçük bir solenoid vana sayesinde, büyük çaplarda elektrik kumanda vana elde edilmiş olur. Ayrıca zamanlayıcı kullanılarak değişik zaman programlı su kesintileri yapma imkanı olabilmektedir.
5. Vananın çıkışındaki debinin istenen miktara ayarlanma imkanı vardır.
6. Boru patlamalarında vananın ani kapanması sağlanarak su zaiyatlarının önüne geçilir.
7. İstenmeyen basınç yükselmelerinde vana ani olarak açılarak borunun patlamasının önüne geçilmiş olur.

8. Pompa önüne konulmak suretiyle, pompanın çalıştırılması ve durdurulması esnasında meydana gelebilecek darbelerden boru hattını korur. Böylece pompanın düzgün ve darbesiz çalışması sağlanarak ömrü uzatılmış olur.

9. Elektrik kesintilerinde ve pompanın durdurulması esnasında oluşan su koçu darbelerini önlemek imkanı doğmaktadır.

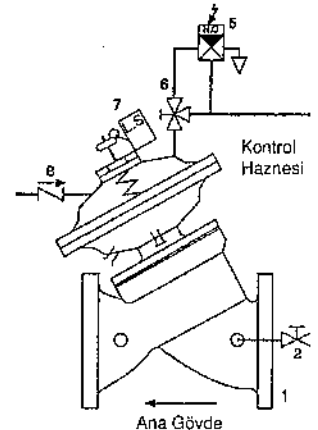
POMPA KONTROL VANASI ÇALIŞMA PRENSİBİ

Pompaya start komutu verildiğinde üç yolu solenoid vananın bobini enerjilenir ve üst hazneye su girişi kesilir. Aynı anda solenoid vananın çıkışı ile kontrol haznesindeki su atmosfere boşaltılarak Pompa Kontrol Vanasının yavaş ve kontrollü olarak açılması sağlanır. Böylece, pompa çıkışındaki basınç ve debi kontrollü olarak sisteme verilir. Bu suretle pompanın devreye alınışında oluşan darbe ve basınç dalgalanmaları sisteme iletilmez.

Pompaya stop komutu verildiğinde, önce solenoid vana bobinin enerjisi kesilir. Bu durumda solenoid vana, giriş basıncını kontrol haznesine yönlendirir. Kontrol haznesinde oluşturulan basınçla vana darbe kapanmaya başlar. Vana tam kapalı konuma yaklaşırken endikatör milinin kontrol ettiği limit şalter ile pompa devreden çıkarılır.

Borudaki suyun geriye akışında vananın klapesi çekvalf klapesi gibi çalışır ve kapanır. Böylece pompa çıkışında çekvalf kullanma gereği ortadan kalkar.

1. Y tip vana
2. Küresel vana
3. Kendinden yıkamalı filtre
4. Çek valf
5. Solenoid vana
6. 3 yollu vana
7. Limit şalter
8. Çekvalf

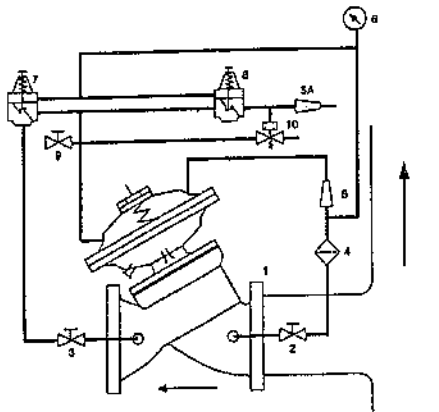


Koç darbesi önleme vanası, pompa çıkışında "TE" bağlantı ile atmosfere veya pompanın emiş haznesine boşaltım yapacak şekilde monte edilir. Pompanın devreden çıkması ile oluşan negatif basınç darbesini hat üzerinde hisseden düşük basınç pilotu vasıtasıyla, kontrol haznesindeki basınç tahliye edilir ve vana açılarak darbe debisi atmosfere boşaltılır.

Yüksek basınç pilotu ile, çalışma basıncını aşan pozitif darbe yansımasında vana aynı prensip ile açılır ve boru hattındaki fazla basınç tahliye edilir.

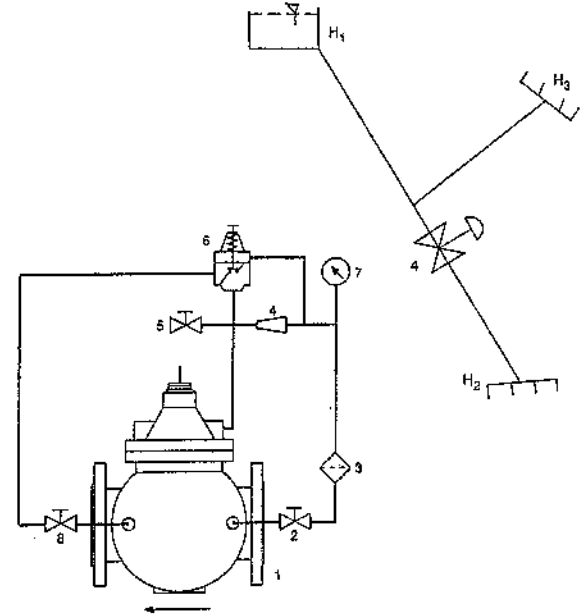
Daha sonra vana darbeye sebep olmayacak şekilde ayarlandığı hızla kapanır.

1. Y tip vana
2. Küresel vana
3. Küresel vana
4. Kendinden yıkamalı filtre
5. İğneli vana
- 5 A. Kapanma gecikme iğneli vana
6. Manometre
7. Yüksek basınç pilot
8. Düşük basınç pilot
9. Küresel vana
10. Açılma hızlandırıcı iğneli vana



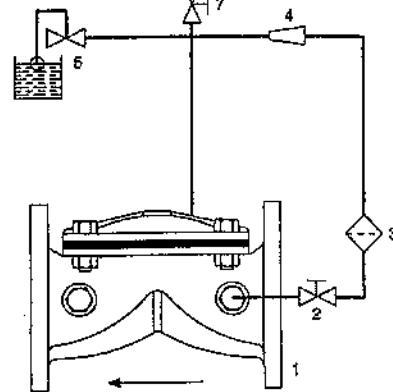
BASINÇ SABİTLEME KONTROL VANASI

Basınç sabitleme kontrol vanası, vana giriş basıncını ayarladığı seviyede tutar. Giriş basıncı, çıkış basıncındaki ve/veya debideki değişiklerden etkilenmeksizin ayarlandığı basınçta sabit tutulur. Farklı kotlarda aynı hattan beslenen mahallelerde, alt mahallenin talebi ne olursa olsun st mahallenin su almasını garanti eder.



FLOTÖRLÜ SEVİYE KONTROL VANASI

Flotörlü kontrol vanası, pilot flotör kontrollüdür. Su depolarında su seviyesinin kontrolü için kullanılır. Vana boru üzerinde ve pilot flotör depo içinde olmak üzere kullanılır. Pilot Flotör 20 mm'lik polietilen boru kullanılarak 10 m uzaklığa kadar montaj yapılabilir.



POMPA MOTORLARINDA EKA-DANFOSS VLT 6000 HVAC FREKANS KONVERTÖRÜ KULLANIMI İLE ENERJİ TASARRUFU

Gökhan Avincan
Eka A.Ş.

Pompa motorlarında frekans konvertörü kullanımı gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Ufak güçlü (7.5kW a kadar) pompalarda ise motora akupleli modeller de vardır. (Danfoss FCM300) Danfoss' un enerji tasarrufunu hesaplamak için özel olarak hazırladığı HVAC Toolbox programı ile frekans konvertörünün kendini amorti süresi rahatlıkla hesaplanabilmektedir. HVAC için frekans konvertörü seçilirken aşağıdaki iki önemli özellik aranmalıdır;

* Frekans konvertörünün kullanıcı dostu olması.

* Fan ve pompa için özel olarak üretilmiş olması. Bu özellik frekans konvertörünün enerjiyi daha az harcamasını (otomatik enerji optimizasyonu gibi) sağlar.

Danfoss VLT6000 HVAC sürücüleri ise, HVAC dalında uzman olan Danfoss' un HVAC için ürettiği frekans konvertörlerinin, ulaştığı en üst teknolojidir. Şöyleki opsiyon röle kartı sayesinde sıralı pompa kontrolü bile yapabilmektedir.

Yukarıda belirtildiği gibi birçok pompa uygulamasında bu cihazlar kullanılmaktadır. Aşağıda ise soğutma kulesi pompalarında uygulaması anlatılmıştır.

Soğutma Kulesi Pompalarında Frekans Konvertörü Kullanımı

Giriş

Su soğutmalı çillerlerdeki fan ve pompalar HVAC sisteminde en büyük güçlü elektrik motorlarına sahip gruplardır. Bu gruplara frekans konvertörü uygulaması ile özellikle kış aylarında büyük ölçüde enerji tasarrufu sağlanacağı aşağıda açıklanacaktır.

Uygulama

Kondenser pompaları, su soğutmalı çillerlerde, soğutma kulesi ile kondenser arasındaki sıvı sirkülasyonunu sağlarlar. Kondenser suyu çiller kondenserinin ısısını emer ve kuleden dışarı atar. Bu sistem (su soğutma) hava soğutmalı çillere nazaran 20% daha verimlidir.

Alışlagelmiş Yöntem

Kule, evaporasyon ile suyu soğutur. Kule tepesinden su atomize edilerek spreyleneir. Kule fanı aşağıdan yukarıya doğru hava akışını sağlar, kondenser suyu ise bu etkenler ve havanın yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak olarak ısısını verir. Kule sirkülasyon pompası full hızda suyu sirküle eder. Sistemin kontrolü istenirse, fan dönüş suyu sıcaklığına bağımlı olarak on / off çalıştırılır. Dönüş suyu sıcaklığı ne kadar düşerse, çillerin enerji tüketimi o kadar azalır fakat, bu enerji tasarrufu frekans konvertörü kullanılarak elde edilene nazaran çok daha küçüktür. Sirkülasyon pompası elektrik motoru, emniyet açısından büyük seçilmiştir.

Yeni ve Modern Yöntem

Su debisi iki yönlü vanalar yerine, frekans konvertörleri ile değiştirilir. Frekans konvertörü, iki yönlü vana ile emilen enerjinin tasarrufunu sağlar. Bu 15-20% ek enerji tasarrufu demektir. Kule fanlarına ulaşılamayan durumlarda, pompalara rahatlıkla frekans konvertörü kullanılabilir. Hem pompa hemde fanda frekans konvertörü kullanımı ise, sistemde geniş dalgalanmalar olduğu zamandır. Kışın, havanın yaş termometresi çok düşük olduğu için gereksiz yere soğutma işlemi yapılır. Hatta bu soğutma işlemi çilere zarar verebilir. Dönüş suyu borusuna veya kule tabanına yerleştirilecek sıcaklık sensörü ile kolayca otomasyon sağlanabilir. VLT6000 HVAC frekans konvertörlerinin içindeki PID kontrolörleri sayesinde, ekstra kontrole gerek kalmadan mantıklı fiyatlarla çözüm sağlanır.

EKA MARKA EKAMAT-SYV Serisi Statik Yol Vericilerinin Akış Uygulamalarında Kullanımı

Vehbi Bölüt
Eka A.Ş.

Hava ve sıvı akışında kullanılan pompa, fan, kompresör ve üfleyciler moment ihtiyacı hızın karesiyle orantılı değişen yüklerdir. Bu sistemlerin nominal akış debilerinde çalıştırılabilmeleri için sürekli çalışma rejimlerinde nominal hızlarında dönen asenkron motorlar ile tahrik edilmeleri gerekir.

Duran bir asenkron motoru nominal hızına ulaştırmak için değişik yöntemler kullanılır. Doğrudan Şebekeden Yol verme yöntemi kalkış sırasında şebekeden motorun nominal plaka değerinin 6-8 katı akım çekmesine neden olur. Çekilen akımın genliğini azaltmak için kullanılan Yıldız-Üçgen Anahtar ve Oto Trafo ile Yol verme yöntemleri ise akımın genliğini azaltmakla beraber stator sargısına uygulanan gerilimin kademeli ve kesintili bir şekilde geçişine yol açar. Bu geçiş esnasında asenkron motor kısa süreli ancak çok yüksek genlikli akım ve moment darbelerine maruz kalır.

Özellikle Yıldız-Üçgen Yol verme yönteminde faz iletken sayısının artması, akım faz koruma rölelerinin kullanılması nedeniyle maliyet artmakta ; söz konusu röleler ve hareketli kontaklara sahip olan Yıldız-Üçgen anahtarın zamanla bakım ihtiyacının artmasına paralel olarak sistem güvenilirliği azalmaktadır.

Motor sargılarında ,enerji besleme kablolarında aşırı ısınmalara ve kayıplara, motorda ve yükte mekanik zorlanmalara neden olacak bu tür yol verme yöntemlerinin motor-yük sisteminin ömrünü oldukça kısaltacağı açıktır.

Motor ve yükün birlikte yumuşak bir şekilde yol almasını sağlamak için motor sargılarına gerilimin minimum bir değerden sürekli artacak şekilde uygulanması gerekir.

EKAMAT-SYV serisi Statik Yol Vericiler asenkron, motorun bağlı olduğu kaynaktan aşırı akımlar çekmeden yol almasını sağlayan güç elektroniği düzenleridir. Gerilimin kalkış sırasında düşük tutulması sayesinde özellikle yukarıda anılan yükler için sargı bakır kayıplarının yanısıra motorda oluşan demir kayıpları da önemli ölçüde azalır.

Motorun çok fazla sayıda devreye girip çıkmasının söz konusu olduğu uygulamalarda **EKAMAT-SYV**, diğer yöntemlere göre önemli bir alternatif oluşturur. **EKAMAT-SYV** serisi statik yolvericilerde bulunan ayarlanabilir hızlanma ve yavaşlama süreleri, aşırı akım sınırı ve kalkış momenti özellikleri sayesinde uygulamanın gerektirdiği optimum çalışma performansı elde edilir.

Motor fazlarından dengesiz faz akımlarının akması durumunda, motorun aşırı yüklenmesinde veya **EKAMAT-SYV**' nin aşırı ısınmasında statik yolverici çalışmasını keserek daha ciddi hasarların oluşmasını önler.

Sonuç olarak **EKAMAT-SYV** serisi statik yol vericiler akış uygulamalarına diğer yol verme yöntemlerine göre belirli avantajlar sağlayarak uygulamanın gerektirdiği güvenli çalışmayı gerçekleştirirler.

YANGIN POMPASI TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Emo Tek. Mal. Tic. ve San. Ltd. Şti

İmalatçı : PEERLESS PUMP Co. - ABD

Tip : Yatay Yangın Pompası

POMPA GÖVDESİ:

Onaylar :	-NFPA 20'ye uygun yangın pompası -ABD UL kayıtlı -ABD FM onaylı -Kanada ULC kayıtlı
Anma Debisi :	-Anma debisinin %150'sini, anma basıncının %65'inden daha az basınçta yaratabilmektedir,
Anma Basıncı :	-Basma ağız kapalı durumundaki basınç (shut-off head), anma basıncının %40'ını geçmemektedir,
Gövde :	Döküm demir
İç Aksamlar :	Prinç döküm

MOTOR:

Motor Tipi :	Elektrik Motorlu
Motor Koruması :	ODP (Open Drip Proof)
Motor Besleme Gerilimi :	380 VAC
Motor Çalışma Frekansı :	50 Hz

GENEL:

- Çelik kaide üstüne montajlıdır,
- Performans testi yapılmış ve grafikleri pompa ile birlikte sunulmaktadır,
- Kolay ayrılabilir kaplinli,
- Kaplin koruma saçlı,

YANGIN POMPASI KONTROL ÜNİTESİ TEKNİK ÖZELLİKLERİ

İmalatçı : FIRETROLL Inc. - ABD

Tip : Doğrudan kalkışlı Otomatik ve El Birleşik Kumandalı (Full Voltage Combined Manual and Automatic)

- Onaylar : -NFPA 20'ye uygun yangın hizmeti elektrik kontrol ünitesi
- ABD Underwriter's Laboratories (UL) kayıtlı
 - ABD Factory Mutual (FM) onaylı
 - Kanada Underwriter's Laboratories of Canada (ULC) kayıtlı
 - Kanada CSA onaylı
 - New York Board of Standards and Appeals onaylı

Besleme Gerilimi :	380 VAC (Max. 600 VAC)
Çalışma Frekansı :	50...60 Hz.
Dayanma Akımı :	30,000 Amp RMS
Dolap Koruması :	NEMA Type 2 Drip-Proof (Damlama suya karşı korumalı)
Ortam Sıcaklığı :	5...40°C

ELEKTRİKSEL ÖZELLİKLER:

- Asma kilitle korunabilir açma-kapama kolu
- Anahtarlı kilitle korumalı pano kolu
- Açma-kapama kolunu enerji kesik konumuna almadan pano kapağının açılmaması sayesinde işletmeciye tam güvenlik

- Faz sırası izleme röleli (besleme fazlarında kopukluk olursa uyarı verir)
- Tekrar tekrar çalışma durmaya yol açmamak için min. çalışma zamanlayıcılı
- Pano içine montajlı otomatik elektrikli presostat (0-300 psi)
- Devre kesici (circuit breaker) hiçbir bağlantı değişikliği yapılmadan test edilebilmektedir,
- Doğrudan kalkışın yaratacağı veya hatalı durum akımının geçici yüklenmelerine (30,000 Amp.RMS) karşı, sigortasız, reset ve parça değişimi gerektirmeyen, kendinden resetli dayanma akım sınırlayıcısı (Permanent Current limiter) ile tam otomatik korumalı,
- Pano üstünde uyarı ışıkları:
 - *Besleme, *Faz sırası hatası, *Faz sayısı hatası
- Başka sistem ve birimlere bilgi göndermek için gerilimsiz kontak (10 Amp. 125 VAC) çıkışları:
 - *Pompa çalışıyor, *Faz sırası hatası, *Faz sayısı hatası, *Zamanlayıcı çalışıyor
- Kontaktör bobini ani gerilimlere karşı filtre korumalı olup, çekme anında voltajın %35 düşmesi durumunda bile çalışabilmektedir,
- Devre kesici tam yükün 3 ve 6 katında, kısa devre akımında test edilmektedir,
- Tüm sistem, anma geriliminin iki katının 1000 Volt fazlasında test edilmektedir,
- Yalıtım trafosu üstünden verilen alçak gerilim kontrol fazı sayesinde, kontrol fazının sürekliliği ve bakımcı güvenliği

KUMANDA BİÇİMİ:

- a) Titreşimden korumalı, civa kontaklı basınç anahtarı (presostat) ile tam otomatik, çalıştırma ve durdurma,
- b) Elektrik el basmalı buton kumandalı olarak, START-STOP butonlu yarı manuel çalıştırma ve durdurma,
- c) Tümden mekanik, el itirme ve kilitleme kolu ile, mekanik çalıştırma ve durdurma,
- d) Uzaktan el basmalı buton kumandalı olarak, START-STOP butonlu yarı manuel çalıştırma ve durdurma,
- e) Otomatik çalıştırmadan sonra durdurma seçenekleri:
 - Presostata bağlı otomatik,
 - 0...15 dakika ayarlanabilir zamanlayıcı kumandalı olarak, otomatik,
 - STOP el butonuna basarak elle,

GENEL:

- Su damlama korumalı kasa
- Tüm metal aksamı elektroliz kaplamalı veya işlenmiş, boyalı
- Dolap, kırmızı elektrostatik fırın boyalı, korozyon korumalı
- Tamamı mekanik elle kumanda olanağı,
(Kontrol fazı kesildiğinde, kontaktörün mekanik olarak elle itilerek çalıştırılmasını ve kilitli kalmasını sağlayan düzenek)
- Duvar veya yer montajına uygundur.
- Pano kapağına ve hareketli bölümlere hiçbir eleman takılmamıştır.

SIVI HALKALI VAKUM POMPALARI

Atiye Bektaşoğlu
Makina Mühendisi
Güçüm Pompa Makina Sanayi ve Ltd. Şti.

ABSTRAKT

Sıvı (Su) halkalı vakum pompaları emme pompaları grubundandır. Özellikle temiz ve yağsız vakum temini için kullanılırlar. Fabrikasyon işlemler sonucu oluşan su buharı ve sıvı artıklarının çekilmesinde veya mevcut vakum sistemlerinde kapasiteyi arttırmak için devreye konulabilir.

Bir su halkalı vakum pompasının kapasitesi diğer santrifüj pompalarda olduğu gibi dönüş hızının bir fonksiyonudur. Yüksek dönüş hızlarında her bir kanat hücresi daha sık dolup boşaldığı için pompa kapasitesi artar. Fakat dönme hızı için izin verilen üst ve alt limitler söz konusudur. Yüksek hızlarda pompanın çabuk aşınması yanında, emilen gaz kanat hücreleri arasına girmeye fırsat bulamayacağından verim, dolayısıyla kapasite düşer. Gerekli güç de dönüş hızının karesiyle doğru orantılıdır. Düşük hızlarda ise limit, pompa içerisinde bir su halkasının sağlanabileceği en düşük dönüş hızıdır.

Su halkalı vakum pompalarının gerçek kapasiteleri, performans testleriyle bilinebilmektedir. Her bir pompa modeli için bu kapasite, basıncın bir fonksiyonu olarak elde edilir ve bu değerler her bir imalatçı için farklılık gösterir.

Genellikle değişik sektörlerde kullanılan pompa çeşitleri elde edilen tecrübelerle dayanarak seçilebilmektedir.

1. Sıvı Halkalı Vakum Pompalarının Özellikleri :

- Her çeşit gaz ve buharı naklederler.
- Emilen gazlar buhara doymuş olabilirler.
- 33 mbar mutlak basınca (735 mmHg) kadar vakum basıncı elde edilebilir.
- Az miktarda su ile kullanılabilirler.
- Bir iç yağlama gerektirmezler.
- Emniyetli olarak çalışırlar ve minimum bakım gerektirirler.
- Temizleme sorunu yoktur, egzost çıkışı ile tamamen temizlenirler.
- Sızdırmazlık tam olarak sağlanabilir.
- Gürültü ve titreşimler azaltılmıştır.

2. Sıvı Halkalı Vakum Pompalarının Bazı Uygulama Sahaları:

- Likit ham yağların içindeki kokuyu almada,
- Kiremit tuğla endüstrisinde çamurdaki havanın alınmasında,
- Süt, meyva, sabun, boya hamurunun kurutulmasında,
- Orman endüstrisinde vakum emdirmede,
- Reçel, bira mayası ve ilaç sanayi mamullerinin vakum buharlaşmasında,
- Makarna, salça, konserve fabrikalarında kimyasal operasyonlar sonucu oluşan buharın çekilmesinde,
- Kağıt ve iplik fabrikalarında,
- Vakum ile şekil vermede, ambalaj ve plastik sanayiinde,

- Kuru ve nemli hava sıkıştırmada , borudan hava boşaltmada , damıtmada , patlayıcı ve korozyon gazların sıkıştırılmasında ,
- Sıvı gaz tüplerinin boşaltılmasında ,
- Ergimiş egzost gazı almakta , yeraltı suları ile ilgili operasyonlarda geniş kullanma sahaları mevcuttur.

3. Sıvı Halkalı Vakum Pompalarının Çalışma Kapasiteleri :

Su halkalı vakum pompalarında gazın emilmesi işlemi dönen bir sıvı halkası yardımıyla olur. Kısmen su ile dolu bulunan silindirik şeklindeki gövde içerisinde eksenden kaçık olarak mil ve üzerinde fanlar yerleştirilmiştir. Gövde silindirleri arasında kademe plakaları olarak isimlendirilen diskler, emme ve çıkış açıklıklarının düzenlenmesine yarar. Fanların dönüşü esnasında santrifüj kuvvet etkisiyle, pompa içerisindeki su, gövde iç çeperine savrulur bir su halkası oluşturur. Fanlar gövde ekseninden kaçık olarak yerleştirildiğinden su halkası ile kanat hücreleri arasında hilal şeklinde bir boşluk oluşur. Fanların dayandığı kademe plakalarındaki emme yarığından kanat hücreleri arasındaki boşluğa gaz dolarken, çıkış kısmında kanat hücreleri arasındaki hacim daraldığından emilen gaz ile bir miktar su beraber çıkış portundan dışarı atılır.

Fanlar hareketliken, pompa gövdesi içerisindeki su merkezkaç kuvvetin etkisiyle gövde iç cidarına fırlatılır. Gövde içerisinde cidara bitişik bir su halkası oluşur. Fan ve gövde eksenlerinin kaçık olması nedeniyle, dönüş sırasında su halkasının kanat hücreleri arasına büyük bir basınçla girip çıkması sağlanmış olur. Fan kanatları bu su halkasına dalıp çıkarken, kanat arasındaki hücrelerde hacim genişlemesi ve daralması oluşur.

İlk olarak, su halkasında çıkan kanat hücrelerinin boşalan bölümü, pompa giriş bölümünün bağlı olduğu hacimdeki gaz ile dolar. Kanat hücreleri içerisindeki boş hacim genişlediğinden bu bölgeye gaz dolmaya devam eder ve emiş gerçekleşir. Hücrelerin su halkasından çıkıp, boşluk hacminin arttığı bölgesine gaz dolmasıyla emiş sağlandığı gibi, hacmin daraldığı bölgede gaz sıkıştırılarak tahliye işlemi gerçekleşir. Su halkasından çıkan kanatlar arası gaz ile dolmaya başlar ve su halkası, gazın, hem kanat hücreleri arasında hareketine, hem de gövde boşluklarından kaçmasına engel olan bir sızdırmazlık sağlar. Fanların gövdeye göre eksantrik olmasından dolayı kanatlar tekrar su halkasına dalmaya başladığında, kanat hücreleri içerisindeki gaz sıkıştırılır ve basıncı yükselir. Fanlar çıkış ağzına doğru dönerken, sıkıştırılan gaz da pompadan atılmaya zorlanır. Sıkışan gazla beraber bir miktar su da beraber pompadan dışarı atılır. Bu nedenle pompa, sürekli su ile beslenmelidir.

Bir su halkalı vakum pompasıyla elde edilebilecek en düşük emme basıncının fiziki sınırı, emme basıncının, servis suyunun buhar basıncına eşit olduğu durumdur. Bu sınırdan pompanın emme yeteneği sıfırdır. Kural olarak bu tür pompaları uzun süreyle, servis suyunun buhar basıncına yakın emme basıncıyla çalıştırılmamalıdır. Çünkü bu tür düşük basınçlarda servis suyu buharlaşmaya başlamaktadır. Böylece oluşan buhar fazı, pompanın basınç tarafına geldiğinde yoğunlaşmaktadır. Bu nedenle ani basınç değişimleri meydana gelebileceğinden, fanların ve kademe plakaları yüzeylerinde bozulmalar olmakta ve kuvvetli basınç darbeleri ortaya çıkmaktadır. Kaviteasyon adıyla anılan bu yüksek sesli etki su halkalı vakum pompalarının düşük basınçlar yönündeki faaliyet alanını sınırlamaktadır.

Pompanın hareketli parçaları pompa gövdesinin sabit parçalarıyla temasta olmadığından çalışma esnasında mekanik aşınma çok azdır.

4. Pompaya Yabancı Madde Girmesi :

Emme portundan pompaya çekilen gazlarla birlikte, sistemin durumuna göre zaman zaman yoğunluğu servis sıvısına nazaran daha yüksek olan madde parçacıkları emilebilir. Bu partiküller sıvı halkanın içerisinde, santrifüj kuvveti ile pompa iç çeperinden çıkamazlar. Özellikle sürekli çalışmalarda bu maddeler pompa içerisindeki parçaların aşınmalarına neden olurlar.

Bu bakımdan yabancı madde ihtiva eden gazların ve kirlenmiş servis sıvısının pompa girişinden önce arındırılmaları gerekir.

5. Servis Sıvısı :

Sıvı halkalı vakum pompalarında çarkların çalışması ve sürtünme kayıpları için gerekli enerji servis sıvısı yoluyla yoğunlaştırılacak gaza aktarılmaktadır. Bu işlem yapılırken servis sıvısı basınç ve sürtünme nedeniyle ısınmaktadır. Çalışma sırasında halkayı oluşturan servis sıvısının bir bölümü , pompalama süresince yoğunlaştırılmış olan gaz ile beraber çıkış portundan dışarı atılmaktadır. Bu yolla gaz yoğunlaştırılmasında ortaya çıkan ısının büyük bir bölümü de servis sıvısı tarafından alınmaktadır. Bu nedenle , halkadaki servis sıvısının ısı derecesini ve miktarını sabit tutabilmek için , pompaya taze servis sıvısının verilmesi gerekmektedir. Güçüm su halkalı vakum pompalarında servis sıvısı olarak 15 °C 'de su kullanıldığı dikkate alınarak imalat gerçekleştirilmektedir.

Pompanın basınç desteğinden çıkan gaz - sıvı karışımı , bir sıvı ayırıcısında ayrıştırılabilir. İşlem sonunda gaz ayırıcısındaki servis sıvısının ısı alınır. Bu nedenle sistem bir miktar doymuş buhar ihtiva eder.

Yoğuşurma operasyonunda gerekli enerji dönen sıvı halkasında kazanılmaktadır. Halkadaki enerjinin , lineer olarak dönen sıvı miktarıyla ve yoğunluğuyla olduğu gibi , pompa dönüş sayısının karesiyle de değiştiği kabul edilebilir.

6. Sıvı Halkalı Monoblok Vakum Pompaları :

Güçüm Sıvı Halkalı Tek Kademeli Vakum Pompaları monoblok yapısı ve aşağıda verilen özellikleri ile güçlü bir konstrüksiyondur.

- 33 mbar mutlak basınca kadar vakum basıncı
- 380 m³/h'e kadar emme kapasitesi
- Her çeşit gaz ve buharı vakumlayabilme yeteneğine sahiptir.
- Az miktarda sıvı ile kullanılabilir.
- Emilen gazların sıkıştırılmasında yaklaşık olarak izotermiktir.
- Emilen gazlar yağ ile temas etmez.
- Emniyetli olarak çalışır ve minimum bakım gerektirir.
- Gürültü ve titreşimler azaltılmıştır.
- Farklı uygulamalar için uygun konstrüksiyon malzemesi ve servis sıvısı seçilebilir.

Sıvı Halkalı Monoblok Vakum Pompalarının Konstrüksiyonu

1) Pompa iki adet rulmanlı yatak ile bir yatak gövdesine monte edilmiştir. Yatak gövdesi ise elektrik motoruna bir flanşla bağlanmıştır. Hareket iletimi yatak gövdesi boşluğunda bir kaplinle gerçekleştirilmiştir. (GMVP 270/155)

2) Pompa direkt olarak elektrik motoruna monte edilmiştir ve elektrik motorunun rulmanlarıyla yataklanmıştır. (GMVP 230/90 ve GMVP 230/120)

Tahrik milinin sızdırmazlığı bir adet mekanik salmastra ile sağlanmıştır. Mil emilen sıvı ve buharla temas halinde değildir.

TEKNİK BİLGİLER

		GMVP 230/90	GMVP 230/120	GMVP 270/155
Motor Gücü	Kw	5.5	7.5	11
Motor Devri	d/d	1450	1450	1450
Giriş Çıkış Ağız	mm	50	50	65
Vakum Basıncı	mmHg	735	735	735
Emme Kapasitesi	m³/h	165	200	380
Emilen Gaz Sıcaklığı (Maks.)	° C	100	100	100
Servis Sıvısı Sıcaklığı (Maks.)	° C	70	70	70
Servis Sıvısı Viskozitesi (Maks.)	mm²/s	8	8	8

GÜCÜM MARKA SIVI HALKALI VAKUM POMPASI KARAKTERİSTİKLERİ

MODEL	Giriş ve Çıkış (mm)		mbar	346,6	213,3	106,6	80	53,3	40	33,3	Servis Suyu l/dak.
			Psi	9,67	11,60	13,15	13,54	13,92	14,12	14,21	
			mmHg	Vakum	500	600	680	700	720	730	
			Torr	Mutlak	260	160	80	60	40	30	
		Hp	rpm	m³/h							
GMP 155/040	35	3	1450	33	33	33	33	30	24	20	4
GMP 145/080	40	4	1450	54	54	54	53	48	40	30	6
GMP 185/080	40	5.5	1450	100	100	100	92	80	70	50	12
GMP 185/120	40	7.5	1450	140	140	135	128	110	85	68	13
GMP 200/120	45	7.5	1450	140	150	150	145	120	90	72	14
GMP 200/160	45	10	1450	145	168	175	180	155	120	100	15
GMP 230/120	50	15	1450	270	280	280	270	220	190	165	30
GMP 230/160	50	15	1450	330	350	350	340	300	240	200	35
GMP 230/200	50	20	1450	390	440	440	420	360	290	225	40
GMP 250/160	65	20	1450	510	540	510	480	420	330		60
GMP 250/200	65	25	1450	650	700	650	600	470	360		70
GMP 250/240	65	30	1450	720	780	750	690	510	390		80
GMP 275/160	80	25	1450	750	800	790	760	570	430		90
GMP 275/200	80	30	1450	790	830	810	790	600	470		95
GMP 275/240	80	40	1450	820	860	830	810	700	530		100
GMP 380/200	100	50	960	840	900	870	840	760	660		110
GMP 380/300	100	60	960	1050	1150	1120	1010	850	710		120
GMP 380/400	100	75	960	1200	1350	1320	1230	1020	800		125
GMP 520/350	150	100	720	1920	2100	2100	1980	1670	1300		180
GMP 520/450	150	100	720	2280	2500	2370	2250	1990	1720		210
GMP 520/550	150	125	720	2640	3000	3180	3080	2800	2200		225

GÜRKOMP ÜRÜNLERİ

Ahmet ÜNTÜRK

Gürkomp Kompresör ve Basınçlı Kaplar San. Tic. A.Ş.

Ana imalatları kat kaloriferleri, alüminyum dilim radyatör, kombi, hidrofor, güneş enerjisi sistemleri, şofben-su yumuşatma cihazları, su kazanları, hava kompresörleri, sıcak hava apereyleri, vb. oluşturmaktadır. Ayrıca Klima, dalgıç ve havuz pompaları, ithalatı mevcuttur.

GÜRKOMP A.Ş.'nin ilk imalatı piston tip pombah hidroforlar olmuştur. Ancak bu tip hidroforların arıza ve bakım giderlerinin yüksek olması nedeni ile garvens tip pombah hidrofora doğru yönelmiş ve bu tipleri geliştirmiştir.

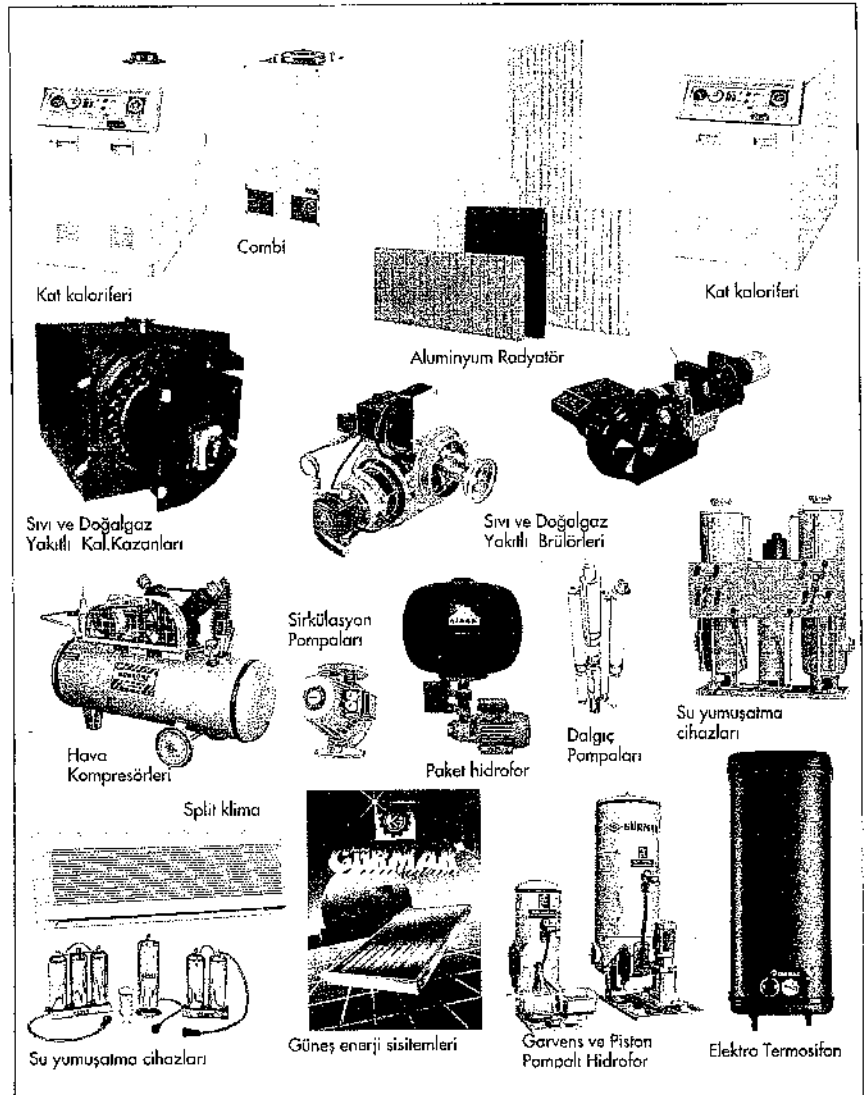
GÜRMAK ve class marka olmak üzere 10.000 Kcal/h'ten 100.000 Kcal/h'e kadar kapasitede, program saatli veya standart, atmosfere açık veya kapalı sistemde çalışan, boylerli veya boylersiz, istenirse eko panel veya oda termostati ilavesi yapılabilen kat kaloriferlerle üretilmektedir. GÜRMAK-class kat kaloriferlerin TSE belgeli olup T.S. 9876 Pr. EN 303-4 standardının, class brülörler avrupa normunun DIN EN 26 kurallarına uymakta olup ses değerleri VDI 271'e göre çok düşük belirlenmiştir. Emisyon değerleri "Mavi Melek" kriterlerinin oldukça altındadır. Gaz: NOx < 120 mg/kwxh Mazot: Nox < 7 mg/kwxh CO: < 60 mg/kwxh CO2 > 12 GÜRMAK-class kat kaloriferleri Avrupa birliği normlarında (EN) sessiz, yüksek, verimli, düşük emisyon değerli, az yer kaplayan, arızasız şık görünümlü cihazlardır.

Türkiye'de ilk defa yerli üretim kombi (füllelektronik) grubumuz tarafından imal edilmiştir. Bacalı ve hemetlik olmak üzere elektronik ateşle-meli tam otomatik kombiler 8000 adet/yıl üretilmektedir.

Ayrıca elektrikli şofbenler (40-60-80 lt.) e tipinden sanayi tipine kadar su yumuşatma, filtrasyon cihazları, baca filtreleri, sıcak hava apereyleri, ısıtma, soğutma, havalandırma sistemleri ve ekipmanları üretim yelpazemiz içindedir. Üretimimizin tamamı TSE ve TSEK belgesine haizdir.

GÜRMAK üniversal cihazın tipik özelliği:

- 1- Hem zemin ve hem zemin olmayan (max-teorik olarak 10.33 mt. pratik olarak 7 mt.) her türlü suyu emer, basar
- 2- Hidrofor tank, hacmi dizaynına bağlı olarak yeteri kadar havayı emer boşuna hava emmez dolayısı ile güç kaybı yoktur.
- 3- Yeterli havayı sağladığında hava temin cihazı birleşik kaplar prensibine göre kendi kendini kilitlet



HACI AYVAZ ÜRÜN YELPAZESİ

Hacı Ayvaz Endüstriyel Mamüller Sanayi ve Ticaret A.Ş.

1- KOMPANSATÖRLER

Kompansatörler boru sistemlerinde oluşan genişleme, büzülme ve titreşimleri en basitinden en karmaşığına dek her türlü endüstriyel sistemin kesintisiz ve verimli çalışmasını sağlayan elemanlardır.

KOMPANSATÖR ÇEŞİTLERİ:

Emilecek hareketin tipine bağlı olarak kompansatörler;
1- Eksenel 2- Yanal 3- Açısal olarak sınıflandırılabilir.

Kompansatörlerin genişleme miktarına bağlı olarak Standart ürünleri 60 mm (-40,+20) ve 30 mm (-20,+10) şeklindedir. Bu miktarların dışındaki genişlemeleri sağlamak içinde özel genişlemeli kompansatör imalatlarında mevcuttur.

Kompansatörler bağlantı tiplerine göre ; A- Döner flanşlı B- Sabit flanşlı C- Kaynak boyunlu olarak üretilirler.

Malzeme yapılarına göre kompansatörler 1- Metal körüklü Kompansatörler 2- Kauçuk Kompansatörler olarak adlandırılırlar.

Çevre ve işletme şartlarına bağlı olarak kompansatörler Laynerli , Koruyucu kaverli, Dıştan basınçlı, çift katlı Limitrodlu olarak da üretilirler.

2-KONDENSTOPLAR

Kondenstop'un görevi ; buhar hattındaki veya buhar kullanan ekipmandaki kondensin, doymuş buharla karışacak ısı transferini sağlamak için kondensi buhar hattından tahliye edip buharı sistemde tutmaktır.

KONDENSTOP ÇEŞİTLERİ :

Kondenstoplar üç ayrı grupta sınıflandırılır. Bu gruplar çalışma prensipleri açısından şöyle incelenebilir.

1- TERMOSTATİK KONDENSTOPLAR

Termostatik kondenstopların tipik özelliğı buhar ve kondensin sıcaklık farkına göre çalışması, yani mutlaka belli sıcaklığa soğuyan kondensi tahliye etmeleridir. Bu da beraberinde sistemin, kondensin sahip olduğı gizli ısıdan da yararlanabilmesi imkanını sağlamaktadır.

2- TERMODİNAMİK KONDENSTOPLAR

Termodinamik kondenstoplar buhar ve kondensin dinamik basınç farkına (termodinamik özelliklerine) göre kesintili çalışan ve sıcak kondensi tahliye eden kondenstoplardır.

3-MEKANİK KONDENSTOPLAR

Bu tip kondenstopların ana özelliğı buhar ve kondensin yoğunluk farkına göre çalışarak sürekli tahliye yapmaları ve kesinlikle tahliye esnasında buhar sızdırmamalarıdır.

3- FLEXIBLE METAL HORTUMLAR

Borulama sistemlerinde genel olarak ısıl genişlemeler, titreşim etkileri korozyon etkileri v.b. sorunlar ortaya çıkar. Bu sorunların tasarım aşamasında giderilmesi gerekir.

Ayvaz flexible metal hortumlar;

- Elastikiyeti
- Basınç dayanımı
- Yüksek sıcaklara dayanımı
- Korozyon dayanımı
- Mekanik etkilere dayanımı

Özelliklerinden dolayı, karşılabilecek teknik sorunların çözümünde yeterli performansı göstermektedirler. Ayrıca çelik tel örgü ile takviye edilerek , yüksek basınç ve mekanik dış etkilere karşı dayanımı artırılmıştır.

4- SEVİYE GÖSTERGELERİ

Basıncı veya basınçsız kaplarda ki akışkanların kontrolünü sağlamak amacıyla kullanılan cihazlardır. Bu cihazların çeşitlerini belirtecek olursak

- 1- MG-33 Manyetik Seviye Göstergesi
- 2- AU-22 Manyetik Seviye Kontrol Cihazı
- 3- EG-11 Dijital Göstergeli seviye kontrol cihazı
- 4- C-4 Seviye şalteri
- 5- C-2 Seviye şalteri
- 6- AR-6 Seviye regülatörü
- 7- Fantini kazan Tağdiye cihazı

5- AYVAZ DISCO ÇEKVALFLER

Çekvalfler genel maksatlı armatürler olup, sıvılar, gazlar ve buhar için uygulama alanları vardır. İşletme emniyetini yükseltirler ve duruma göre komplike armatürlerin yerine geçebilirler. Böyle bir armatürün kullanımı ; montaj mesafesinin ve montaj zamanının kısa olması, yerden tasarruf sağlaması gibi özelliklerinden dolayı Disco Çekvalflerin üstün özelliklerindendir. Disco çekvalfleri gövde malzemesi olarak AISI 304, AISI 316 ve pirinç olarak üretimi mevcuttur.

Disco çekvalfler AISI 304, AISI 316 ve pirinç gövde olarak P16 , PN 40 basınç gruplarında üretilirler.

AYVAZ KELEBEK VANALAR

Ayvaz KV1 Kelebek vanaların sızdırmazlıkları EPDM veya NBR conta kullanılarak sağlanmıştır. Debi göstergeli üst kapak sayesinde istenen ölçüde akışkanın geçişi ayarlanabilir. Kol mekanizmasının akışkanla teması olmadığından kireçlenme yapmaz. % 100 sızdırmazlık sağladığından körleme vanası olarak kullanılabilir. Mandal kollu, redüktörlü ve pnömatik seçenekler mevcuttur.

ARI ARMATUREN ÜRÜNLERİ

- Metal körüklü vanalar
- Kelebek vanalar
- Emniyet vanaları
- Akış kontrol (Debi Ayar) vanaları

ÖZEL AMAÇLI ENDÜSTRİ POMPALARI VE KULLANIM ALANLARI : “GMS POMPALARI ‘ NDAN ÖRNEKLER”

Oğuz İnceoğlu
İntek Mak.Müh.End.Tic.Ltd.Şti.

1. GİRİŞ

Bu yazıda; endüstrimizde özel amaçlarla kullanım alanları bulunan GMS POMPALARI ‘nın, malzeme ve özellikleri, basılabilen akışkan türleri, üretilen pompaların tanım değerleri ve tipleri ile uygulama alanları kısaca anlatılacaktır...

2. GMS HELEZON POMPALAR

ÖZELLİKLERİ : Çift helezon çarklı (sonsuz vida çarkı), dıştan dişli çarkla uyarımlı, dört takım rulmanlı yataklı, otomatik emişli, iki yönde de çalışabilir, helezonlar ok dişli sistemine benzer dizaynla monte edilmiş ve tam hidrolik balans yapılarak pompaya eksenel yüklerin gelmesi önlenmiştir, helezonlarda metalik kontrol yoktur. GMS ‘nin ürettiği diğer pozitif deplasmanlı pompalarda da olduğu gibi pompalar istenmeyen yüksek basınçlara karşı, kendinden emniyet ventillidir. Akışkanın türüne, sıcaklığına ve viskozitesine bağlı olarak Helezon Pompalar; ısıtma ya da dıştan rulmanlı yataklı, ısıtma ya da soğutma ceketli, mekanik sızdırmazlık sistemli, redüktörlü ya da varyatörlü motorla çalıştırılabilme gibi özel amaçlı kullanımları da bulunmaktadır.

MALZEME :

Standart Üretim : Yağlayıcı ve az yağlayıcı akışkanlar için ; mil ve helezonlar ıslah çeliği (AISI 4140), ayar dişlileri sementasyon çeliği (AISI 8620), gövde ve kapaklar dökme demir (GG 22).

Özel Üretim : Mil ve helezonlar paslanmaz çelik (AISI 304 / 316) ya da bronz döküm (SnBz12).

TANIM DEĞERLERİ : $H_m = 30 - 400 \text{ mSS}$, $Q = 10 - 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 200 - 1500 \text{ d/d}$,
 $?? = 220 - 100.000 \text{ cSt}$, $T = 180 \text{ }^\circ\text{C (max.)}$

TİPLERİ : SVP 01 : (10 - 20 m^3/h),..., SVP 06 : (630 - 1000 m^3/h)

BASILABİLEN BAZI AKIŞKAN TÜRLERİ : Fuel-Oil, ham petrol, solvent, şurup, melas, boya, yağlar vb.

UYGULAMA ALANLARI : Rafineriler, petro-kimya endüstrisi, kimya endüstrisi, gıda endüstrisi, sabun ve yağ endüstrisi, kağıt fabrikaları, fuel-oil yakma tesisleri, enerji santralleri, boru hatları, tanker, kargo ve gemi uygulamaları, vb.

3. GMS MONO-POMPALAR

ÖZELLİKLERİ : Eksantrik helezon rotor ve statorlu, otomatik emişli, pozitif deplasmanlı, yüksek viskoziteli, tanecikli ve lifli bütün akışkanlar için uygun kullanımlı, karışmadan akışlı, iki yönde de döndürülebilir, sessiz, robust ve basit dizaynıdır. Akışkanın türüne, sıcaklığına ve viskozitesine bağlı olarak Mono - Pompalar; ısıtma ya da soğutma ceketli, mekanik sızdırmazlık sistemli, redüktörlü ya da varyatörlü motorla çalıştırılabilme gibi özel amaçlı kullanımları da bulunmaktadır.

MALZEME :

Standart Üretim : Mil ve rotorlar, ıslah çeliği (AISI 4140), özel sertleştirilmiş; stator yapay kauçuk (NBR), gövde ve kapaklar dökme demir (GG 22).

Özel Üretim : Mil ve rotorlar paslanmaz çelik (AISI 304 / 316), stator özel kauçuk malzemeli (SBR). (GIDA ENDÜSTRİSİ),

TANIM DEĞERLERİ : $H_m = 25 - 200 \text{ mSS}$, $Q = 1 - 200 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 200 - 1000 \text{ d/d}$,
 $?? = 220 - 100.000 \text{ cSt}$, $T = 180 \text{ }^\circ\text{C (max.)}$

TİPLERİ : 1 HER 20 : (10 m^3/h),..., 1 HER 100 : (200 m^3/h)

BASILABİLEN BAZI AKIŞKAN TÜRLERİ : Çeşitli gıdalar, balık atıkları, pis su, atık su, Fuel-Oil, ham petrol, solvent,

şurup, melas, boya, yağlar vb.

UYGULAMA ALANLARI : Petro - kimya endüstrisi, kimya endüstrisi, gıda endüstrisi, konserve endüstrisi, seramik endüstrisi, sabun ve yağ endüstrisi, kağıt fabrikaları, tanker, kargo ve gemi uygulamaları, vb.

4. GMS VORTEKS POMPALAR

ÖZELLİKLERİ : Tıkanmaz, serbest geçişli, vorteks fanlı, titreşimsiz çalışan, etkili karıştırma özelliğinde olup, vorteks etkisiyle yüksek konsantrasyon ve viskoziteli akışkanlar için uygun kullanımıdır. GMS Vorteks Pompaları, yatay konumda çalışmasının dışında; özellikle arıtma tesisi ya da kanalizasyon atığı uygulamalarında *yağ kuyusu / kuru kuyu* tipi kolon borulu dikey konumlu da dizayn edilirler... Vorteks Pompalar, bir merkezci pompa türü olduğu halde; konsantrik gövdesi, aşınma halkasına gerek göstermeyen dizaynı ve çabuk sökülebilme gibi farklı özelliklere sahiptir. Akışkanın türüne, sıcaklığına ve viskozitesine bağlı olarak Vorteks Pompalar; mekanik sızdırmazlık sistemli, redüktörlü ya da varyatörlü motorla çalıştırılabilme gibi özel amaçlı kullanımları da bulunmaktadır.

MALZEME :

Standart Üretim : Mil ıslah çeliği (AISI 4140), vorteks çark, gövde ve kapaklar dökme demir (GG 22).

Özel Üretim : Akışkanla temas eden yüzeyler paslanmaz çelik (AISI 304 / 316) ya da bronz döküm (SnBz12).

TANIM DEĞERLERİ : $H_m = 10 - 90$ mSS, $Q = 5 - 500$ m³/h, $n = 1000 - 3000$ d/d,
 $\eta = 1 - 1000$ cSt, $T = 180$ °C (max.)

TİPLERİ : VOX 3 / 40 (10 - 30 m³/h ; 6 mSS),..., SVP 06 : (500 m³/h ; 90 mSS)

BASILABİLEN BAZI AKIŞKAN TÜRLERİ : Çamurlu, pis sular, selüloz su karışımları, kumlu, çakıllı sular, gıda - su karışımları (üzüm, zeytin, bezelye vb. ile su karışımlarını zedelemeyen basabilir), deri artıkları , vb.

UYGULAMA ALANLARI : Atık su kuruluşları, gıda endüstrisi, kimya endüstrisi, kağıt endüstrisi, inşaat endüstrisi, çelik ve ağır endüstri, rafineriler, petro-kimya endüstrisi, sabun ve yağ endüstrisi, tekstil endüstrisi ve tarım sektörü, vb.

5. GMS TÜRBO - POMPALAR

ÖZELLİKLERİ : Özel, düşük debili, yüksek basınçlı, hidrofor, kondens, kazan-besi ve kimyasal akışkanlar için uygun kullanımlı pompalardır. Türbo çarklı olduğu halde, pozitif deplasmanlı pompa özelliğine sahip olan GMS Türbo-Pompalar, sabit debilerde geniş basınç aralıklarına sahiptir. Bu nedenle, karşılığı küçük çaplı kademeli santrifüj pompalara göre tek kademeli çalışabilme özelliğindedir. Kendinden emiş yapabilen Türbo-Pompalar'da metal metale temas olmadığından, aşınma en aza indirilmiştir. Mekanik sızdırmazlık sistemleri bu tip pompalara da uygulanabilir.

MALZEME :

Standart Üretim : Mil ıslah çeliği (AISI 4140), türbo çark dökme bronz (SnBz12) , gövde ve kapaklar dökme demir (GG 22).

Özel Üretim : Akışkanla temas eden yüzeyler paslanmaz çelik (AISI 304 / 316) ya da bronz döküm (SnBz12).

TANIM DEĞERLERİ : $H_m = 10 - 600$ mSS, $Q = 1 - 40$ m³/h, $n = 1500 - 3000$ d/d,
 $\eta = 1 - 100$ cSt, $T = 350$ °C (max.)

TİPLERİ : 30 PT 112 B (1 - 3 m³/h ; 75 mSS),..., 30 PT 172 D : (40 m³/h ; 600 mSS)

BASILABİLEN BAZI AKIŞKAN TÜRLERİ : Su, kızgın su, kızgın yağ, bazı kimyasal akışkanlar, akaryakıtlar, LPG, amonyak vb.

UYGULAMA ALANLARI : Kimya endüstrisi, kağıt endüstrisi, çelik ve ağır endüstri, rafineriler, petro-kimya endüstrisi, sabun ve yağ endüstrisi, tekstil endüstrisi, marine servis vb.

INTERVALF ARMATÜRLERİ

Cafer Ünlü

Intervalf

INTERVALF KELEBEK VANALARI

Kelebek Vanalar

Kelebek vanalar, adını klape (disk) ve milin kombinasyon şeklinden alır. Vana gövdesi ile vana iç çapının büyüklüğü birbirine çok yakındır. Klape, dikey eksen boyunca monte edilmiş olan mil ile desteklenmiştir ve bu mil klapeyi döndürmeye yarar. Klape akış yönüne dik olarak bulunuyorsa, akışkan durdurulmuştur, yani vana kapalı pozisyonundadır.

Kelebek vanalarda sızdırmazlık;

Metal bir klape (disk) ile gövde içini kaplayan elastik (EPDM, Viton, Buna N, Silicon) veya plastik (Teflon, PFA) gibi sızdırmazlık elemanı arasında sağlanır. Bu sızdırmazlık elemanı aynı zamanda iki flanş arasında conta görevini yapar.

Intervalf kelebek vanalarında klape (disk) malzemesi paslanmaz çelik (AISI 316) tir. Paslanmaz çelik disk, rilsan veya epoksi kaplı diskler göre çok daha uzun ömürlü sızdırmazlık sağlamaktadır.

Kelebek vanaların avantajları;

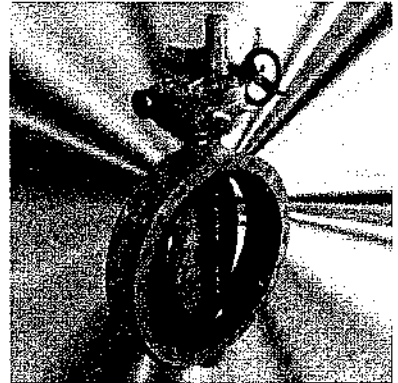
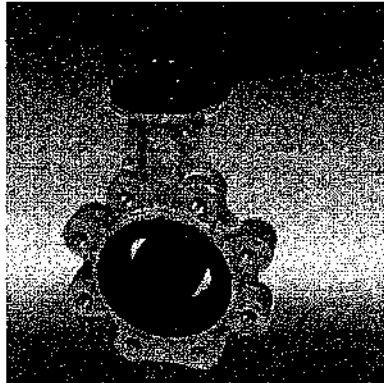
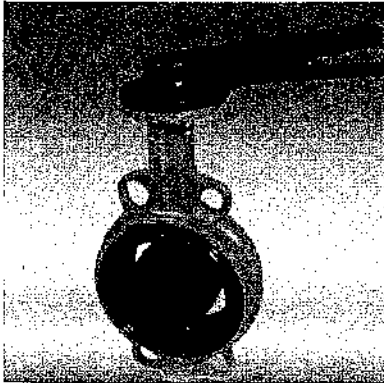
- 90°'lik bir açıyla tam açar, tam kapatır
- Açıp-kapaması çok kolaydır
- Basınç kaybı azdır
- Hacmi küçük, az yer işgal eder
- Ağırlığı azdır.

Bu avantajlarından dolayı; tesisatlarda son yıllarda yoğun olarak kullanılmaktadır.

Kullanıldığı akışkanlar

Su, sıcak su, çamurlu su, basınçlı hava ve korozyif akışkanlardır.

Intervalf kelebek vanalar bağlantı şekline göre wafer, lug veya flanşlı olarak üç tip üretilmektedir.



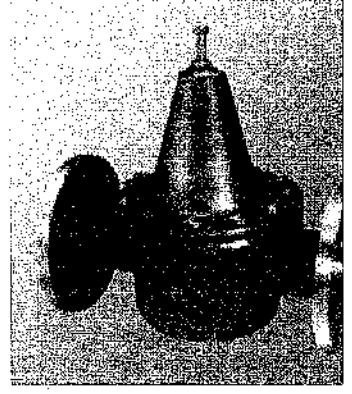
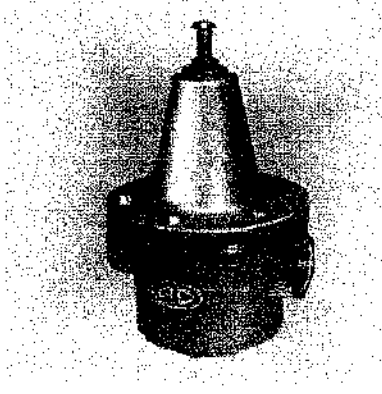
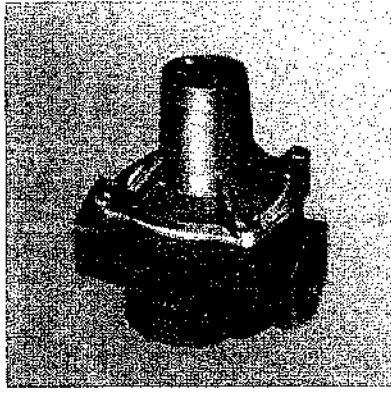
DESBORDES BASINÇ DÜŞÜRÜCÜ VANALARI

Desbordes, basınç düşürücü vanalarda dünya lideri olan bir Fransız firmasıdır.

Desbordes basınç düşürücü vanaları, direkt tesirli ve diyaframlı yapısı ve bronz malzemeden imal edilmiş gövdesi ile su ve basınçlı hava tesisatlarında hassas bir şekilde görevini yapar.

Yüksek binalar, evler ve endüstri tesislerinde kullanılan Desbordes basınç düşürücü vanaları aşağıdaki özelliklerde üretilmektedir.

Ölçü : 1/2"-4"
Max. giriş basıncı : 25 bar
Ayar basıncı : 0,2-6 bar
Kullanılacağı akışkanlar : Su, sıcak su, hava, fuel oil



DESBORDES KOÇ DARBESİ ÖNLEME VANASI (ŞOK ABSORBER)

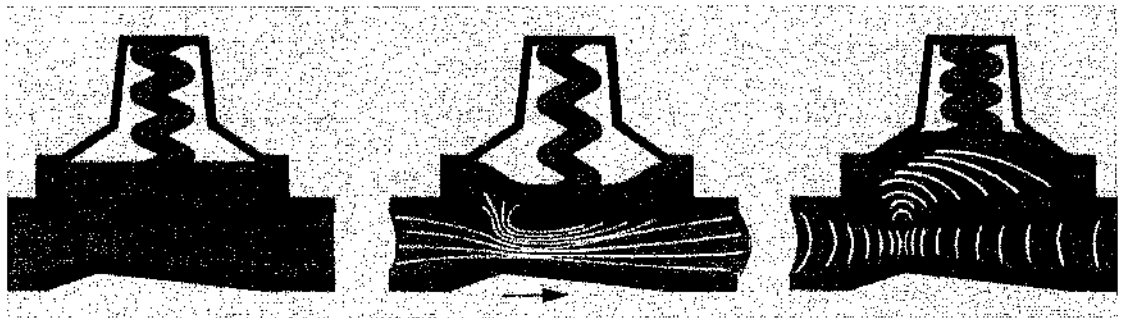
Koç darbesi, akış çok ani kesildiğinde meydana gelen şiddetli basınç yükselmesidir. Akış hızının ani kesilmesi bir kuvvet oluşturur ve bu da boru içinde ses hızında hareket eden bir şok dalgasına neden olur. Bu basınç dalgası çekiç sesi gibi duyulur.

Oluşan basınç yaklaşık olarak 50 bar civarındadır. Saniyenin yüzde birleri mertebesinde bir süre devam ettiği için yaygın kullanımlı manometreler ile kaydedilemeyecek kadar yüksektir. Sadece piezo – elektrik duyargalar ve elektronik kayıt cihazları ile ölçülebilir.

Koç darbesinin sonuçları

Borularda çekiç sesi gibi rahatsız edici sesler duyarız. Bundan daha önemlisi boru ve vanalarda, musluklarda tahribatlara, çatlak veya kırılmalara neden olur.

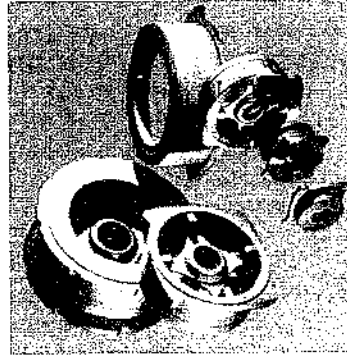
Bu tür sorunları yaşamamak için Desbordes su şoku (koç darbesi) önleme vanalarını kullanmak gerekir.



INTERVALF DİSK ve ÇALPARA ÇEK VANALARI

Disk Çek Vanalar

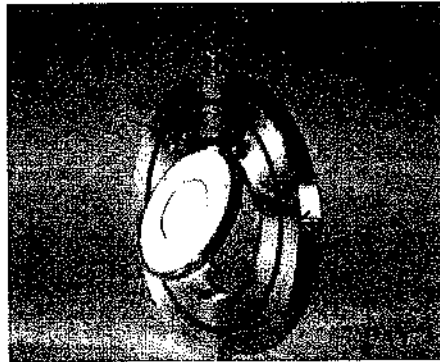
Gövde, yay ve diskten meydana gelir. Yay baskılı disk site oturduğunda çek vana kapanır. Akışkan, yay baskı kuvvetini yendiğinde çek vana açılır. İki flanş arasına monte edilir. Montajı kolaydır, hacmi küçüktür, ağırlığı azdır, az yer işgal eder. Su, sıcak su, kızgın su, buhar ve kimyasal akışkanlarda kullanılır. Intervalf disk çek vanaları komple paslanmaz çelik (AISI 316) malzemeden üretilmektedir. Uzun ömürlü sızdırmazlık sistemi ile tesisatların emniyetini sağlamaktadır.



Çalpara Çek Vanalar

Çalpara çek vanalar da disk çek vanalar gibi iki flanş arasına monte edilir. Yapı olarak; yitzer (çalpara) bir klape ile gövdeden meydana gelir. Klape (disk) akışkanın geldiği yönden basımla birlikte açılır. Ters yönden gelen akışkanın basıncı ile kapanır. Çalpara çek vanaların hacmi küçüktür, az yer işgal eder, hafiftir, ağırlığı ile borulara yük getirmez.

Intervalf wafer çalpara çek vanalar komple paslanmaz çelik (AISI 316) malzemeden yapılmış olup uzun ömürlüdür.



80 YILLIK BİRİKİMİN SIZDIRMAZLIK ÇÖZÜMLERİNE YANSIMASI

Tayfun Günak - Emre Kapucuoğlu
John Crane Türkiye

80 yıllık geçmişiyle, John Crane, sızdırmazlık sistemleri endüstrisine gerçek anlamda yenilikler ve buluşlar getirmiştir. Sağlam temeller üzerine oturmuş deneyim ve uzmanlığı ile firma ismi, ileri teknoloji sızdırmazlık sistemleri ile özdeşleşmiş bulunmaktadır. John Crane'nin geliştirdiği son ürünlerden birisi ise gerçek anlamda universal olan kaset tipi (cartridge) mekanik salmastra serisidir. Bu yazıda bu yeni ürün ve pompa kullanıcı ve imalatçıların üretim maliyetlerini düşüren diğer John Crane teknolojileri incelenmektedir.

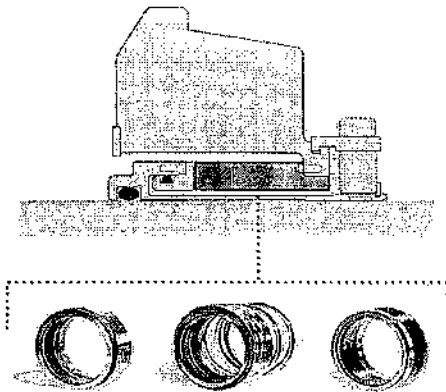
Mühendislik uygulamalarındaki önderliği nedeniyle John Crane Mekanik Salmastra Grubu'nun uzmanları yakın geçmişte diğer birtakım son kullanıcı, sızdırmazlık ve pompa profesyonelleri ile birlikte bir toplantıya davet edildiler. A.B.D.'nin Kuzey Batısındaki bir kağıt ve selüloz fabrikası geleneksel sızdırmazlık sistemleri ile çözüm bulamadığı, çok zor şartlarda çalışan bir pompa uygulaması sızdırmazlığına çözüm arıyordu. Bu üretici kendi için raftan hazır bir çözümün bulunacağına inanmıyor, sadece "know-how" ile pahalı ve olağandışı bir çözümün bulunacağına inanıyordu.

Gerçekte ise, bu uygulama için, John Crane'nin daha önce yapmış olduğu çalışmalar neticesinde geliştirdiği hazır bir ürün rafta mevcuttu. John Crane bu zor çalışma şartlarını yenebilmek için çeşitli çalışmaları daha önce tamamlamış ve ürününün güvenilirliğini değişik şartlarda deneyerek ispatlamıştı. Bu olay ilk örnek değildi, John Crane'nin yıllardır Avustralya'dan Türkiye'ye, Brezilya'dan Güney Afrika'ya tüm Dünya müşterilerine verdiği hizmetlerin sadece bir göstergesiydi.

John Crane sızdırmazlık alanındaki bu deneyimini 80 yıllık çalışmaları sonucunda elde etmiştir. Bu süreçte kendi alanında bir çok yeni teknolojik gelişmeye imza atmış bulunmaktadır. Bunlar, 1936 yılında ilk otomotiv mekanik salmastrası, 1978 yılında proses gaz kompresörleri için ilk kuru sistem gaz salmastrası (spiral groove dry gas seal), 1993 yılında ilk sıfır kaçaklı pompa mekanik salmastrası (zero emission seal) gibi sıralanabilir. Sonuç olarak, bugün John Crane 200'den fazla ilk teknoloji patentine sahiptir. Türkiye'de olduğu gibi, Dünya çevresine yayılmış 200'den fazla kendi satış ve servis noktasından oluşan ağın aslı amacı kullanıcılarına tüm sızdırmazlık uygulamaları için en doğru çözümleri bulmaktır.

Bir ilk daha : Tip 5600 – Universal Cartridge

John Crane kendi alanındaki öncülüğünü sürdürerek gerçek anlamda ilk "Universal Cartridge" Kaset Tipi Mekanik Salmastrayı geliştirmiş bulunmaktadır. 5600 serisi Universal Kaset tipi mekanik salmastralar kimya, petrol, petrokimya, gıda, kağıt ve ilaç sanayi gibi çok geniş uygulamaları kapsayacak bir şekilde geçen yıl piyasaya sunulmuştur. Bir bukalemun gibi bulunduğu ortama uymak üzere değişime uğrayacak şekilde geliştirilmiş olan bu kasetli mekanik salmastralar, modüler değişken yapısı sayesinde tesisteki bütün ANSI ve DIN normundaki pompalara hassas bir şekilde uygulanabilmektedir.



Tip 5600 serisi için değişebilen mekanik salmastra kafası

John Crane Türkiye, John Crane Mechanical Seals Group'a bağlı resmi Türkiye İrtibat Bürosudur.

İrtibat Adresi: İzzettin Çalışlar Cad. No.48 D.4 Bahçelievler – 34590 – İstanbul

Tel. 0212- 575 57 88 / 0212- 507 06 04 Fax 0212 – 506 71 40 e-mail. jctur@ ibm.net.

Kasetli olması sayesinde montaj ve bakım sırasındaki değişkenler azaldığından, işlemler basitleşmekte, bakım uygulamaları sadeleştiğinden, giderler rahatlıkla kontrol altında tutulmaktadır. Tesisin bütününde 5600 serisi ile standartizasyona gidilmesi, yanlış uygulama olasılıklarını, sızdırmazlık sorunlarını ortadan kaldırmakta, yedek parça, stok ve malzeme maliyetlerini azaltmaktadır.

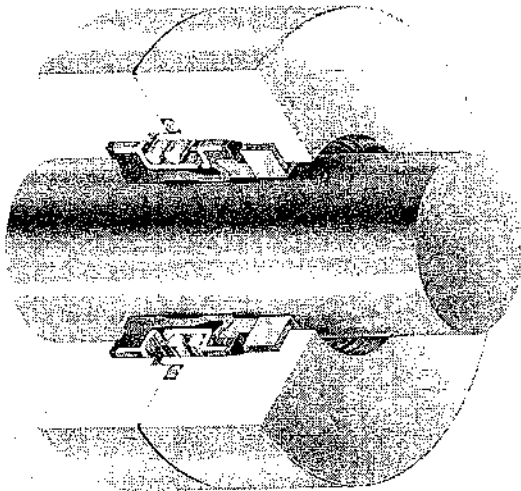
Universal kaset tipi mekanik salmastra kavramı beş ana konfigürasyonda geliştirilmiştir. O-ring ve metal körüklü mekanik salmastraların, tekli ve çiftli (double) uygulaması dört konfigürasyonu oluşturmaktadır. Beşinci uygulama ise elastomer körüklü mekanik salmastradır. O-ring ve metal körüklü mekanik salmastraların bütün parçaları birbiriyle değişebilecek şekildedir. Bu sayede mekanik salmastra kafa kısmının, istenirse sabit (maksimum derecede soğutma sağlamak amacıyla) veya istenirse döner şekilde (kendini kendine temizleme amacıyla) uygulanması mümkündür. Kartuş kapağı (gland plate), metal parçalar, yüzeyler ve diğer adaptör parçalar bütün konfigürasyonlarda aynı olup, kendi aralarında tamamen değişebilir yapıdadır. O-ring ve metal körüklü uygulamalarda ise kovanlar bile aynıdır.

5600 serisi bütün bu elastikiyetine ilave olarak bazı dizayn avantajları getirmektedir. Metal körüklü mekanik salmastralarda adaptör ve yüzey oturtma metodu güvenilirliği artırmak için optimum derecede dizayn edilmiştir. Karbon yüzey genişletilerek maksimum sızdırmazlık yüzeyi kabiliyeti ile minimum ısınma elde edilmiştir. Sabit yüzey dizaynları, O-ringin aşındırıcı (corrosive) ve çok sıcak ortamlarda genleşmesinden ortaya çıkabilecek gerilimi en aza indirebilecek şekilde imal edilmiştir.

Ekipman İmalatçıların Tercih Gelişmiş Mekanik Salmastra Dizaynı Tip 2100

Bir başka yeni ürün olan elastomer körüklü John Crane Tip 2100 ise, elastikiyet ve kolay montaj özellikleri sayesinde pompa ve ekipman imalatçıları tarafından hemen benimsenmiştir. Bu ürün su ve hafif kimyasal uygulamalar için geliştirilmiş olup, tek parçalı dizaynı sayesinde parçalar kaybolmadan ve hasar görmeden basit montaj imkanı sağlamaktadır. Birçok global pompa imalatçısının halen Tip 2100 tercih etmesinin sebebi bu özelliklerle sınırlı kalmamaktadır, mekanik salmastranın üstün uygulama performansı ile uzun ömrü diğer rakipleri karşısında tercih edilmesinin ana nedenidir.

Tip 2100 dizayn olarak incelendiğinde, pozitif tahrik sistemi ve optimum körük yapısının sağlamlık ve uzun ömür getirdiği görülecektir. İç içe geçen tahrik dişleri sayesinde, metal parçalar üstünden yüksek torklu pozitif güç aktarımı sağlanmakta, elastomer körük olabilecek hasarlara karşı korunmaktadır. Finite element analiz yöntemi ile geliştirilen optimum körük yapısı çok miktardaki shaft oynamalarını rahatlıkla telafi edebilecek şekildedir. Düzgün körük dizaynı, katlanma ve kırılmaları engelleyerek, körükte oluşabilecek gerilimleri asgari düzeye indirmektedir.



Elastomer körüklü tip 2100'un kesit görünümü

John Crane üretiminin her aşamasındaki, ürün geliştirmeden dağıtıma kadar olan kalite yöntemleri, ARGE çalışmaları, test metodları ile imalatçıların ve son kullanıcıların güvenilir, sağlam ve uzun ömürlü ürünler kullanmasına ve işletmelerin planlı bakım aralıklarının genişletilerek (MTBPM) düşük bakım ve üretim maliyetleri ile en yüksek işletme verimliliğinin alınmasına olanak sağlamaktadır.

Konusunda lider ve öncü konumunda bulunan John Crane sızdırmazlık alanında globalleşme çerçevesinde sürdürmekte olduğu çalışmalar neticesinde, Sealol, Safematic ve Flexibox firmalarını kendi bünyesi altında birleştirmiştir. John Crane Mekanik Salmastra Grubu ismi altında toplanmış bulunan bu global sızdırmazlık uzmanlar topluluğu, bugün tüm Dünya'ya John Crane, John Crane Sealol, John Crane Flexibox, John Crane Safematic markaları ile hizmet vermektedirler. 

JOHN CRANE
JOHN CRANE SEALOL

JOHN CRANE FLEXIBOX
JOHN CRANE SAFEMATIC

İZOCAM ÜRÜNLERİ

İzocam A.Ş.

ÜRÜNLER

İzocam Camyünü	İzocam Taşyünü
Çatı Şiltesi	Teras Çatı Levhası
Yüzer Döşeme Levhası	Yüzer Döşeme Levhası
Kaplı Çatı Şiltesi (Rulopan)	Dış Cephe Levhası
Mertek Arası Şiltesi	Ara Bölme Levhası
Çıplak Duvar Levhası	Kalibel
Duvar Arası Levhası (Dupan)	Asma Tavan
Dış Cephe Levhası (Cephepan)	Sanayi Şiltesi
Asma Tavan	Sanayi Levhası
İzopan	Dökme
Prefabrik Boru	Gemi Şiltesi
Polystyrene	
Kiryolen	Gemi Levhası
Klima Levhası	İzocam Polistiren
Klima Şiltesi	İzopor Levha
Cam Giydirme Cephe Levhası	İzocam Ekstrüde Polistiren
Prefabrik Klima Kanalı	Foamboard 1500 2500 3500
	İzocam Polimerik Bitümlü Membranlar
	İzosu

PRODUCTS

Glasswool	Rockwool
Building Blankets	Suspended Ceiling Boards
Wall Boards	Floor Boards
Suspended Ceiling Boards	Partition Wall Boards
Rigid Boards	Flat Roof Boards
Semi Rigid Building Boards	Kalibel
Pipe Sections	Industrial Blankets
Duct Blankets	Industrial Boards
Duct Boards	Bulk
Prefabricated Duct	Polystyrene
Cryolene	İzopor-Expanded
	Extruded Polystyrene
	Foamboard 1500 2500 3500
	Polymeric Bitumenized
	Membranes
	İzosu

PREFABRİK BORU - İZOCAM

Prefabrik BORU - İZOCAM; ısıtma soğutma ve soğuk su borularının izolasyonu amacıyla yüksek birim ağırlı camyününden imal edilmiş 1,20 m boyunda borulardır. Çapı, 1/4"(15 mm)' den 10"(273 mm)'ye kadar c borulara geçecek ölçüde iç çaplı, 25 mm' den 100 mm et kalınlıklarında üretilmiştir.

Prefabrik BORU - İZOCAM, montaj olanağı sağlamak üzere boyuna kesiktir. Buhar kesici gerektiren yerle kullanılmak üzere, alüminyum folyo kaplı çeşitleri de mevcuttur. Alüminyum folyo kaplı Prefabrik BOR İZOCAM'lar, ek yerine boyuna olarak 5 cm.bindirme payına sahiptir. Bu pay üstünde yapışkanlı özel t bulunmaktadır.

Prefabrik BORU - İZOCAM' lar piyasaya, çıplak ise naylon torbalarda, kaplamalı ise karton kutula sunulmaktadır.

Teknik Özellikler:

- Cam liflerinin merkez kaç düzende yerleştirilmiş olması, BORU - İZOCAM' lara yüksek mekanik dayanıklı ve titreşimlere karşı direnç kazandırmaktadır.

- Prefabrik BORU - İZOCAM, devamlı kullanma sıcaklığı olarak - 50 °C ve +250 °C sıcaklıklar arasında kullanılmaktadır.
- Prefabrik BORU - İZOCAM Alman DIN 4102'ye göre yanmaz malzemeler sınıfı olan "A" sınıfındandır.
- Prefabrik BORU - İZOCAM nötrdür. Sıcaklık etkisiyle genleşmez veya boyutlarında değişiklik olmaz.
- Higroskopik ve kapiler değildir, zamanla bozulmaz, çürümez, borularda paslanma yapmaz.

Kullanım Alanları :

•Sanayi boruları •Kalorifer tesisatları •Merkezi ısıtma tesisatları •Soğuk su borularında ısınmaya karşı, •Güneş enerjisi tesisatları •Boruların terlemeye karşı korunması •Yüksek basınçlı su borularında titreşime ve sese karşı, •Boruların donmaya karşı korunması

Tavsiyeler :

- Prefabrik BORU - İZOCAM torbaları dik konumda rutubetten korunmuş yerlerde muhafaza edilmelidir.
- Yapışkan bantlı alüminyum folyo kaplı Prefabrik BORU-İZOCAM'ların yapıştırma yüzeylerinin tozsuz ve kuru olmasına dikkat edilmelidir.
- Soğuk borularda mutlaka buhar kesicili (alüminyum kaplı) BORU-İZOCAM kullanılmalıdır.
- Boru sıcaklıklarına bağlı olarak tavsiye edilecek asgari yalıtım kalınlıklarına aşağıda verilmiştir.
- Yalıtım kalınlığının seçiminde, yalıtım dış yüzey sıcaklığının max. 40°C olması tavsiye edilir.

SICAK BORULAR MİNİMUM PREFABRİK BORU-İZOCAM KALINLIKLARI														
Boru iç sıcaklığı °C	PREFABRİK BORU-İZOCAM iç çapı (kaplanacak borunun dış çapı) mm.													
	15	21	27	33	42	48	60	76	89	114	140	169	219	273
	Tavsiye edilen BORU-İZOCAM et kalınlıkları (mm)													
100	25	25	30	40	40	40	50	50	50	50	60	60	60	60
200	40	50	50	50	50	50	60	80	80	80	80	80	80	80
300	50	60	60	60	60	60	80	100	100	100	100	100	100	100

SOĞUK BORULAR MİNİMUM PREFABRİK BORU-İZOCAM KALINLIKLARI (YAKLAŞIK)		
Boru iç sıcaklığı °C	Ortamdaki bağıl nem: %90	
	Boru anma çapı(inç)	Yalıtım kalınlığı (mm)
(-18 °C) - (+1 °C)	1'e kadar	50
	1 1/4 -4	60
	5-10	80
(-2 °C) - (+9 °C)	2'ye kadar	40
	2 1/2- 10	50
(-10 °C) - (+21 °C)	¾'e kadar	30
	1-10	40

BORU ÜRETİMİNDE TEKNOLOJİ VE KALİTE

Feridun Ünver
Mannesmann Sümerbank

Dikişli çelik boru üretimi, yüksek frekans endüksiyon kaynağı ve boyuna kaynak dikişli olarak , tozaltı kaynağı ile spiral kaynak dikişli olarak yapılmaktadır. Boyuna kaynak dikişli boru imalatında kullanılan yüksek frekans endüksiyon kaynağı , elektrik direnç kaynağı yöntemleri içinde dünyada en çok kullanılan ve en iyi sonuç alınan bir kaynak yöntemidir. Spiral dikişli boru üretiminde kullanılan tozaltı kaynağı, elektrik ergitme kaynağı yöntemlerinden biridir.

BOYUNA KAYNAK DİKİŞLİ (ERW) İÇİN : DIŞ ÇAP 3/8" - 6 5/8"
ETKALİNLİĞİ MİN 1.0 mm, MAX. 7.1 mm
SPIRAL KAYNAK DİKİŞLİ BORULAR İÇİN : DIŞ ÇAP 8" - 100" 'e
ETKALİNLİĞİ MİN 4.0 mm, MAX 23.0 mm

GENEL KULLANIM AMAÇLI BORULAR	3/8" - 100"
DIŞLI MANŞONLU SU BORULARI	1/2" - 6"
KAZAN BORULARI	Ø 39.5 mm - Ø 159 mm
KARE VE DİKDÖRTGEN PROFİLLER	10 X 20 'den - 110 X 150 'e kadar
GAZ BORULARI	1/2" - 6 5/8"
HASSAS BORULAR	Ø 13 mm - Ø 165 mm
KAZIK BORULARI	8" - 100"
SU, PETROL VE DOĞALGAZ HAT BORULARI	4" - 100"

Ayrıca özel ölçü hassasiyeti ve yüzey düzgünlüğü istenilen borular ile özel profile sahip borular, hassas boru üretim tesislerinde soğuk çekme ile üretilmektedir.

Dikişli çelik borularda İç Pazar ihtiyacı öncelikle Türk Standartlarına göre yapılan üretimle karşılanmaktadır. Dış Pazarlardan gelen talepler ise Uluslararası Standartlara göre karşılanmaktadır:

Sertifika	Kontrol Kuruluşu	Kontrolün Yapıldığı Sistem	Kontrol Sıklığı
ISO 9001	TUV Stuttgart Almanya TSE İstanbul Türkiye	Kalite Güvenlik Sistemi	Yıllık
API - Q1 API 5L	API Institute, (ABD)	Kalite Güvenlik Sistemi- Petrol ve Gaz Boruları	Yıllık
DVGW	TUV Stuttgart Almanya	Galvanizli Borular	6 Aylık
German Lloyd	G.L. İstanbul/Hamburg Türkiye/Almanya	Gemi Konstrüksiyon boruları	4 Aylık
HPO WO	TUV Stuttgart/Almanya	Üretim ve Dizayn (HP Sistemi) Malzeme (Basınç sistemi)	3 Yıllık
Tic.Bakanlığı İspanya	SGS (Madrid)	Kalite Güvenlik Sistemi Su ve Gaz Boruları	Bir Defa
T S E	Türk Standartları Enstitüsü	Kalite Sistemi/Ürün(Üretim ve Test Ekipmanları)	6 Aylık
Bureau Veritas	B V İstanbul	Ürün	Yıllık
Kamu Bakanlığı	PTU Milano/İtalya	Ürün	Yıllık

Mannesmann – Sümerbank Boru Endüstrisi T.A.Ş. gaz ve petrol hattı borularında dünyada en çok kullanılan API 5L'ye uygun üretimde API Monogramı kullanma yetkisine sahip sayılı boru üreticilerinden biridir. API Monogramı, gaz ve petrol borularında kalite güvenliğinin uluslararası simgesidir. Mannesmann Sümerbank, dikişli çelik boru üretiminin gerektirdiği tüm test ve kontrolleri yapabilecek olanaklara sahiptir.

Ayrıca korozyondan koruma amacıyla yapılan iç ve dış kaplamalara ait test ve kontroller de firmanın kimya laboratuvarında yapılmaktadır. Firmada uygulanan izolasyon türleri aşağıdaki tabloda belirtilmiştir:

KORUYUCU KAPLAMALAR	
İÇ VE DIŞ KORUYUCU KAPLAMA	SICAK DALDIRMA GALVANİZLEME, KORUYUCU YAĞLAMA
İÇ KAPLAMA	KATKILI VE KATKISIZ BETON, EPOKSI, BİTÜM, COAL TAR
DIŞ KAPLAMA	3- KAT PE KAPLAMA , BİTÜM, EPOKSI, COAL TAR

Mannesmann Sümerbank, ürettiği boruları aşağıda belirtilen şekilde bağlantı türleri kullanarak müşterilerinin hizmetine sunmaktadır:

BORU BAĞLANTI ÇEŞİTLERİ	DÜZ UÇLU, KAYNAK AĞIZLI, DIŞLI MANŞONLU, KELEPÇE BAĞLANTILI, FLANŞLI, KAYNAKLI GEÇMELİ, SİLİNDİRİK VE SFERİK MUFLU

Kalite Güvence Sistemi "API Spec. 01-Quality Program" standardı esas alınarak tasarlanmış ve çalıştırılmaktadır. Aynı zamanda "America Petroleum Institute" tarafından periyodik olarak denetlenmekte ve sertifikalandırılmaktadır.

Mannesmann- Sümerbank Boru Endüstrisi T.A.Ş.'nin gerek Kalite Güvence Sistemi ile gerekse bugünkü geniş üretim yelpazesi ile hem ülkemizin ihtiyaçlarını büyük oranda karşılamakta hem de her yıl artan ihracatı ile dış pazarlarda adını duyurmaktadır.

NIJHUIS POMPEN

DESIGN AND MANUFACTURE OF TAILOR-MADE PUMPS

Pumps selected are tailor-made to meet the specifications of the system. Pumps are used in the following areas; marine and dredging, Desalination plants, Irrigation systems, Water treatment and Sewage, Fire pumps (on- and off-shore). Nijhuis Pompen also has experience of design and realisation of complete pumping systems.

PUMP SELECTION

Individual pump selection with emphasis on optimising efficiency and cost effectiveness. Nijhuis Pompen has more than 60 years experience in this field.

PUMP SUMP INVESTIGATIONS

Design of the water intake structures, suction wells and hydraulic analysis.

SURGE ANALYSIS

Water hammer studies, pipeline surge analysis and prediction using computerised modelling methods.

PRODUCT RANGE

Vertical Turbine Pumps, type JUPITER

Capacity : 50 to 15.000 m³ /hr

Heads : 25 to 225 m.w.c.

Medium : Drinking water, Desalination, Fire fighting, Ballast and bilge pumps, Irrigation and drainage, Cooling water applications

Sewage Pumps, type MERCURY

Capacity : 200 to 5.500 m³ /hr

Heads : 5 to 70 m.w.c.

Medium : Waste water, Raw sewage, Sewage effluent, Sludge

Split Case Pumps, type VENUS

Capacity : 90 to 13.000 m³ /hr

Heads : 5 to 200 m.w.c.

Medium : Water supply, Cooling water applications, Irrigation and drainage, Shipbuilding, Air conditioning

Mixed Flow Pumps, type SATURN

Capacity : 150 to 11.000 m³ /hr

Heads : 8 to 30 m.w.c.

Medium : Drinking water, Sewage water, Cooling water applications, Effluent, Irrigation, Drainage

Self Priming Pumps, type URANUS

Capacity : 10 to 400 m³ /hr

Heads : 10 to 110 m.w.c.

Medium : Fresh water, Sea water or equivalents

End Suction Pumps, type NEPTUNE

Capacity : 2 to 1.600 m³ /hr

Heads : 9 to 290 m.w.c.

Medium : Fresh water, Sea water or equivalents

Vertical inline Pumps, type NEPTUNE

Capacity : 40 to 2.200 m³ /hr

Heads : 6 to 290 m.w.c.

Medium : Fresh water, Sea water or equivalents

NIJHUIS POMPEN PROJECTS

The design and construction of pumping systems requires full knowledge of all components in that system. Nijhuis Projects, a division of Nijhuis Pompen, combines more than 60 years experience of pump design and manufacturing with professional project management skills to provide a complete solutions for large and small-scale turnkey projects.

PROJECT MANAGEMENT

Complete management of all phases of a project, from the initial discussions with the end-user and consultants to the final handing over of the completed project.

FULL RANGE OF SERVICES FOR TURN-KEY PROJECTS

- Basic design
- Detailed design
- Project financing
- Procurement
- Inspection and testing
- Expediting
- Supervision of installation
- Commissioning and Start-up
- Operation of the plant
- Maintenance
- Management and operator training

WORLD-WIDE ACTIVITIES

Together with Nijhuis Pompen, Nijhuis Projects has a network of agencies and local representatives throughout the world.

QUALITY POLICY

Quality improvement is an on-going process at Nijhuis Projects. It is achieved through the involvement of skilled and dedicated employees and continuous research and development in manufacturing and design process to produce the highest quality product in the most cost-effective manner.

REFERENCE PROJECTS IN TURKEY

Between 1985 and 1998 Nijhuis Pompen has supplied pumps to ISKI, TOKAR, ALARKO and other reputable clients for the following pumping station projects; Erdemir, B. Evler, Levent, Ömerli, Avcılar, Sefaköy, Çeliktepe, Tuzla, Büyükdere and Fatih Sultan.

ÖZ-KAN İMALAT PROGRAMI

ÖZ-KAN Makina San. Ve Tic. Ltd. Şti.

1. ÇİFT FLANŞLI KELEBEK VANALAR

- * EL KUMANDALI KELEBEK VANALAR
- * MOTOR KUMANDALI KELEBEK VANALAR
- * PNÖMATİK KUMANDALI KELEBEK VANALAR
- * HİDROLİK KUMANDALI ÇEK - KELEBEK VANALAR
- ANMA ÇAPI : DN 100 - DN 2500
- ANMA BASINCI : PN 10 - PN 16 - PN 25

2. ÇEKVALFLER

- * TİLTİNG TİPİ ÇEKVALF
- * HİDROLİK FRENLİ ÇEKVALF
- ANMA ÇAPI : DN 100 - DN 1400
- ANMA BASINCI : PN 10 - PN 16 - PN 25

3. DEMONTAJ PARÇASI

- * RÜJİT TİP
- * ESNEK TİP
- * SALMASTRALI TİP
- ANMA ÇAPI : DN 100 - DN 2500
- ANMA BASINCI : PN 10 - PN 16 - PN 25

4. ÇİFT KÜRELİ VANTUZ

- ANMA ÇAPI : DN 50 - DN 300
- ANMA BASINCI : PN 10 - PN 16 - PN 25

5. DİP KLAPESİ

- ANMA ÇAPI : DN 100 - DN 500
- ANMA BASINCI : PN 10 - PN 16 - PN 25

6. FLANŞ VE FİTINGS

ÖZ-KAN KELEBEK VANA - TİLTİNG ÇEKVALF TEKNİK ÖZELLİKLERİ

GÖVDE - KLEPE	: DIN 1693 GGG 50 SFERO DÖKÜM
MİL	: X20Cr13 PASLANMAZ ÇELİK
BASKI ÇEMBERİ	: St 37 KARBON ÇELİĞİ - AISI 304 PASLANMAZ ÇELİK
SIZDIRMAZLIK RİNGİ	: EPDM KAUÇUK
GÖVDE SİTİ	: SERT KROM KAPLAMA - PASLANMAZ KAYNAK DOLGU
BURÇLAR	: DELRİN - BRONZ
BAĞLANTI BOYUTU	: DIN 3202 F- 4
FLANŞLAR	: DIN 2501 PN 10 , PN 16 , PN 25

DÜŞEY MİLLİ VE DALGIÇ POMPALAR

Samsun Makine San. A.Ş.
Layne Bowler A.Ş.

Düşey Millî Pompalar: Çok kademeli, dik çalışan, difüzörlü çanakları ve özel karışık akışlı tip fanları olan bu pompaların fanları yüksek kaliteli pik döküm, bronz veya paslanmaz çelik olabilir. Pompa millî paslanmaz çelik olup çanaklarda bronz ve lastik yataklarla desteklenir. Çıkış-emiş hazneleri ile çanaklar pik döküm olup yüksek basınçlı veya farklı kimyasal özelliğe sahip akışkanlarla yapılan uygulamalarda sfero dökme demir, çelik, paslanmaz çelik veya bronz döküm olabilir. Pompa asamblesinin altında, pompanın içine çalışmasını etkileyecek yabancı cisimlerin girmesini engellemek üzere uygulamanın tipine göre konik veya basket süzgeç kullanılır. Süzgeçler konstrüksiyon olup, malzemesi pompalanan sıvıya bağlı olarak galvanize çelik, paslanmaz çelik, bronz, vs. olabilir. Pompa asamblesinin hemen üstünde, kolon takımı ve çıkış başlığı yer alır. Çıkış başlığı komple pompanın kuyu başında bulunan görünür kısmı olup kuyu içindeki pompa-kolon asamblesini taşıma, tahrik sistemini destekleme, kolon borusundan terfi eden suyu 90° çevirerek isale hattına yönlendirme görevlerini yapar. Standart imalatla pik döküm olan çıkış başlığının deniz suyu, içme suyu veya diğer kimyasallarla kullanıma uygun olarak bronz, sfero dökme demir, çelik veya paslanmaz çelik dökümleri de yapılır. Özel durumlarda çelik konstrüksiyon çıkış başlıkları da kullanılır. Çıkış başlığının tipi-büyüklüğü- tahrik sisteminin güçlü ve/veya kolon borusunun çapına göre belirlenir. Çıkış başlığında kullanılan sızdırmazlık(salmastra) alt-asamblesi yağlama tipine göre değişir. Bu tip pompalarda yağlama iki şekilde yapılır;

su yağlamalı tip
yağ yağlamalı tip

Su yağlamalı pompalarda kolon takımı, kolon borusu ve manşonu, aramili ve manşonu, yatak tutucu ve aramili lastik yatağından oluşur. Kolon takımı boyu 3000 d/d pompalarda 5 ft (Yaklaşık olarak 1.5 m) ve 1500 d/d pompalarda 10 ft (yaklaşık olarak 3 m) olarak uygulanır. Kolon borusu boyuna kaynaklı karbon çelik sacdan (ERW) imal edilmiş, yüksek basınca dayanıklı kalın etli borudur. Aramili hassas işlenmiş ve yüzeyi taşlanmış kalibre mil olup mil çapı taşıyacağı güce ve malzemesine göre belirlenir. Aramili, içme suyu ve kimyasal sıvı pompası gibi uygulamalarda paslanmaz çelik, kullanım suyu ve hamsu pompası gibi uygulamalarda yüksek kaliteli karbon çeliğinden olması uygundur. Karbon aramili kullanıldığı durumlarda milin lastik yatakta çalışan yüzeyini korumak için sert krom kaplama veya mil gömleği uygulanması gerekir.

Yağ yağlamalı pompalarda kolon takımı, kolon borusu ve manşonu, karbon çelik aramili ve manşonu, dikışsiz kalın etli borudan mamul mil muhafaza borusu (yağ borusu), mil muhafaza borularını birbirine bağlayan ve aramili yataklayan aramili yatağı ve yağ borusu ile kolon borusunu yataklayan merkezleme lastiğinden oluşur. Yağ yağlamalı kolon asamblesinde kolon borusu ve aramili boyu standart 10 ft (Yaklaşık olarak 3 m) olup 3000 d/d pompalarda yağ borusu boyu 3.3 ft (aramili her 3.3 ft -yaklaşık olarak 1 metrede bir yataklanır), 1500 d/d pompalarda yağ borusu boyu 5 ft (aramili her 5 ft -yaklaşık olarak 1.5 metrede bir yataklanır) olarak verilir.

Kolon boruları TS 514'e uygun standartta, kalın etli olup API 5L standardına uygun konik NPT dış çekilir. Konik dişli boru ve manşon zincirli boru anahtarı ile sıkıldığında tam bir kilitleme ve iyi bir sızdırmazlık sağlar. Demontaj sırasında dişler zedelenmeden rahatça sökülür.

Düşey millî pompalar, özel olarak kendileri için üretilmiş VHS (dik delik millî) motor veya standart (dik dolu millî) elektrik motorlarıyla tahrik edilebildiği gibi, dişli başlık kutusu kullanılarak dizel motor veya yatay tip standart elektrik motoru uygulamalarıyla ve elektriğe ulaşılamayan yerlerde özellikle mevsimlik sulamaya ihtiyaç duyulan zirai uygulamalarda Düz veya V kayış-kasnaklı çıkış başlığı vasıtasıyla traktör kuyruk milinden tahrik edilebilmektedir.

Dalgıç Pompalar: Dik türbin pompaların uyarlanmış diğer bir modeli de dalgıç pompalardır. Pompa asamblesi dik türbin pompaya benzer. Farkı, motorun bütünüyle basılacak akışkan içerisine indirilmiş olması ve pompa asamblesinin hemen altında yerleştirilmesidir. Dolayısıyla kolon borusu boyunca uzanan aramiline ihtiyaç

duymaz. Ancak elektrik motorunun ihtiyacı olan enerjiyi ona iletecek kolon boyunca uzanan enerji kablosuna gereksinimi vardır.

Kolon borusu genellikle 3 m boyunda iki ucu vidalı ve manşonlu bağlamaya elverişli, standartlara uygun konik dişli ve tam sızdırmazlık sağlayabilmelidir. Çıkış asamblesi, ankraj plakası, dirsek, dirsek ucunda flanşlı kısa boru (vana bağlantısı için), plaka altında en üstteki kolon borusuna bağlanması için ucu dişli kısa boru, dirsek üzerinde manometre bağlantı manşonundan oluşur. Çıkış dirseği çapı, kolon borusu çapı ile aynı olmalıdır.

Düşey Milli ve Dalgıç Pompaların Genel bir Mukayesesi: Her iki tip pompa da, onu farklı uygulamalar için diğerinden elverişli kılan, avantaj ve dezavantajlara sahiptir. Düşey milli pompalar, kumlu kuyularda, kuyu çapları kritik olduğunda, su sıcaklığının yüksek olduğu yerlerde, elektrik için yatırım yapılmak istenmeyen yerlerde, pompaların devre dışı kalmasının sakıncalı olduğu durumlarda (içme ve kullanma suları uygulamaları) tercih edildiği gibi, uzun ömürlü olması, az enerji tüketmesi, az bakım gerektirmesi, işletme maliyetlerinin çok ucuz olması dolayısıyla kendisine geniş bir kullanım alanı bulmaktadır.

Dalgıç pompaların ise daha risksiz uygulamalarda (park-bahçe sulaması gibi), satıhta pompa bulunmaması gereken durumlarda (hava meydanları, yol kenarları gibi), ses ve gürültünün zorunlu olarak istenmediği yerlerde (hastane, otel gibi), düzgün açılmamış kuyularda, kolay montaj istenen yerlerde ve ilk yatırım maliyeti düşük olması istenen yerlerde kullanılması uygun olur. Bu tip pompalar göreceli olarak ucuz olmakla birlikte, daha fazla enerji sarfetmektedirler. Sebebi esasen kuyuya girebilmesi için çapı küçük, narin yapılan dalgıç elektrik motorlarının verimlerinin diğer motorlara göre kayda değer miktarda düşük olmasıdır. Pompa kısımlarında belirgin bir fark yoktur.

SPECK POMPA ÜRÜNLERİ

Speck Pumpen, BV

Ürün Grubu 01:

- 1) E serisi çok kademeli santrifüj pompalar .
 - 180 m³/s - 400 m yüksekliğe kadar kapasitede.
 - normal emişli, bir veya çok kademeli, dik veya yatay tipte.
 - çok katlı binalarda, hidrofor sistemlerinde
- 2) NF E 44-112 ve DIN 24255' göre standard pompalar
 - 2500 m³/s debi ve 90 m yüksekliğe kadar.
 - normal emişli ve yatay tip.
 - zirai amaçlı sulama, endüstriyel su sistemleri ve evsel ihtiyaçlar için.
- 3) Kirlı su pompaları: Hidromobil ve Hidroflot
 - 250 m³/s debi ve 40 m yükseliğe kadar.
 - kendinden emişli, sabit veya mobil, elektrik motorlu veya dizel motorlu
 - madencilik, ziraat, endüstri ve evsel ihtiyaçları için
- 4) Sprinkler (yangın söndürme) pompaları
 - 600 m³/s debi ve 110 m yüksekliğe kadar
 - Vds e. V., Köln onaylı
 - elektrik motorlu veya dizel motorlu.

Ürün Grubu 02:

- 1) TN ve AMZ serisi santrifüj ve kondens pompaları
 - 40m³/s debi ve 350 m. yüksekliğe kadar
 - Kendinden emişli, bir veya çok kademeli demir döküm, bronz ve paslanmaz çelik maddeler.
 - Basınçlı su temini, kazan besleme, sıcak yağ, kimyevi madde ve gıda endüstrisinde, gemi sektöründe sıvılaştırılmış petrol gazı gibi kaynar sıvıların ve deniz suyunun naklinde.
- 2) TOE serisi termal yağ pompaları
 - 160 lt/dk. debi ve 110 m Fls yüksekliğe kadar
 - normal emişli, mıknatıslı veya mekanik salmastralı
 - 350 °C sıcaklığa kadar uygulama alanı
- 3) PY, LNY/LSY ve LY serisi ufak ve çok ufak santrifüj pompalar
 - 20 lt/dk ve 120 m yüksekliğe kadar
 - kendinden ve normal emişli maddeler, çok sessiz ve çok verimli, çok küçük ebatlar, piring, bronz, paslanmaz çelik ve plastik çeşitler
 - kaynak makineleri, klima sistemleri, reverse-osmosis, kimya, gıda, meşrubat, gaz jeneratörleri, ilaç sanayi, makine imalatı, temizlik aparatları, buhar kazanları ve lazer soğutma sistemleri
- 4) VU/VH serisi sıvı halkalı vakum pompaları
 - tek kademede 7'den 220 m³/s'e kadar çift kademede 12'den 600 m³/s'e kadar emiş kapasitesi tek kademede 900'den 150 m bar'a kadar çift kademede 900'den 33/40 m bar'a kadar basma (basınç) kapasitesi
 - "Positive displacement" prensibi, aşınmaya karşı çok yüksek mukavemet, yüksek çalışma emniyeti demir döküm, bronz veya paslanmaz çelik maddeler
 - kimya, petrokimya, ilaç, gıda, tekstil, kağıt ve ambalaj endüstrilerinde.

Ürün Grubu 03:

1) BUFFEL serisi Pistonlu pompalı hidroforlar

- 3 m³/s debi ve 6 bar basınca kadar
- Basınç tankı 100'den 300 lt'ye kadar
- Kuyular veya rezervuarlardan su temini ve yağmur suyu kullanımında, evsel ihtiyaçlar için.

2) HS serisi Kazan Besleme Pompaları

- 12 m³/s debi, 40 bar basınç ve 130 °C sıcaklığa kadar
- Yavaş çalışma, yüksek verim, çok dayanıklı
- Buhar kazanı beslemesi ve su temininde

3) PM, BS ve S serisi pistonlu pompalar

- 45 m³/s debi ve 6 bar basınca kadar
- kendinden emişli, enerji tasarrufu, kolay bakım
- kuyu ve rezervuarlardan su temini

4) Sıcak su devir daim pompaları

- 70 m³/s debi ve 12 m yüksekliğe kadar
- elektrikli hız kontrolü, bakım gerektirmeyen, 1"den DN 80'e kadar
- Merkezi ısıtma sistemleri, kat kalorifleri, kombiler, bina içi su sirkülasyonunda

Ürün Grubu 04:

1) Triplex pistonlu pompalar

- 500 bar basınç, 250 lt/dk debi ve 105 °C sıcaklığa kadar
- 3 veya 5 seramik pistonlu, yüksek verimli, pirinç, bronz ve paslanmaz çelikten geniş model yelpazesi
- yüksek basınçlı temizlik, basınç testleri, kazan beslemesi su ısıtma ve proses teknolojilerinde

2) Yüksek basınçlı yıkama sistemi aksesuarları

- Boşaltım ve emniyet vanaları, valfler, regülatörler,
- Torba nozullar, jet nozullar, rotasyonlu nozullar, ve nozul adaptörleri,
- Sprey tabancaları, sifon injektörleri, köpük injektörleri, kumlama ekipmanları,
- yüksek basınç hortumları, vidalı kaplinler, döner fırça ve deterjan filtreleri
- basınç şalteri, termostat ve manometreler

Ürün Grubu 05:

1) BADU 40, 90 ve HYDROSTAR serisi plastik santrifüj pompalar

- 42 m³/s debi ve 18 m yüksekliğe kadar
- kendinden emişli, ön filtreli monoblok gövde, uzun ömürlü, asgari servis ihtiyacı, enerji tasarrufu
- havuz suyunun filtre tesisatlarında sirkülasyonunda

2) BADU 21 serisi santrifüj pompalar

- 90 m³/s debi ve 20 m yüksekliğe kadar
- normal emişli, plastik veya döküm metalden imalat direk kaplinli dizayn

3) BC serisi plastik santrifüj pompalar

- 12 m³/s debi ve 15 m, yüksekliğe kadar
- kendinden emişli, korozyona mukavim, enerji tasarrufu direk kaplinli dizayn, servis ve bakımı kolay,
- çevre, laboratuvar, yüzey işleme teknolojisi, su ısıtma, plastik, kauçuk ve sair kimyevi madde endüstrilerinde,

4) Karşı Akıntı (Jet Stream) üniteleri - BADU JET serisi

- 75 m³/saat kapasiteye kadar
- korozyona mukavim plastikten, bir veya 2 ayarlanabilir nozullu, havuz duvarına gömmeli ve bitmiş havuzlara dıştan takılmalı çeşitli modellerde

STANDART POMPA ÜRÜNLERİ

Standart Pompa A.Ş.

Standart Pompa'nın ana imalat programı şu gruplarda toplanabilir;

1-Salyangozlu Norm Santrifüj Pompalar : TS-EN 733 ve DIN 24 255 standartlarına uygun salyangozlu, tek kademeli eksenal emmeli norm pompalar. Normlardaki 29 modele ek olarak 18 standard ötesi modelle takviye edilmiştir. Böylece bu serideki pompa tipleri 47'ye ulaşmıştır.

- Basma Ağız Çapı 32 – 250 mm
- Nominal Çark Çapı 125 – 500 mm
- Kapasite 2,5 – 1400 m³/h
- Basma Yüksekliği 2,5 – 90 m
- Dönme Hızı 960-1450-2900 d/dak
- Gövde Basıncı 10 (16) Bar

2- Çok Kademeli Santrifüj Pompalar : Yatay milli, sıra kademeli, difüzörlü santrifüj pompalar. DN32'den DN200'e kadar 9 model. SKM serisi pompalar temiz veya çok az kirli su veya düşük viskoziteli sıvılar için uygundur.

- Ağız Çapı 32 – 200
- Kapasite 5 – 700 m³/h
- Basma Yüksekliği 50 – 350 m
- Dönme Hızı 1450 – 2900 d/dak
- Kademe Sayısı 1 - 14

3- In-Line Pompalar : Emme ve basma flanşları aynı eksen üzerinde ve aynı çaptadır. Düz bir boru üzerine monte edilebilir. (IN-LINE) Pompalar tek kademeli salyangozlu tiptedir. SNL tipi pompalar VDI standartlarına ve IEC yapı büyüklüklerine uygun NORM elektrik motorları ile kullanılır. Bu sebeple motorsuz olarak teslim edilebilir.

- Emme ve Basma Ağız Çapı 40 - 200
- Nominal Çark Çapı 125 - 400 mm
- Kapasite 2,5 – 500 m³/h
- Basma Yüksekliği 2,5 – 90 m
- Dönme Hızı 1450 – 2900 d/dak
- Motor Gücü 0,11 – 77 KW
- Gövde Basıncı 10 (16) Bar

4- Monoblok Santrifüj Pompalar : Tek kademeli monoblok salyangozlu tiptedir. Birbiri ile dik açı yapan iki boru arasına, ayaklı veya ayaksız olarak, yatay veya düşey konumda bağlanabilir. Aynı hidrolik özellikteki normal santrifüj pompalara göre daha küçük ve daha hafiftir. SNM tipi pompalar VDI standartlarına ve IEC yapı büyüklüklerine uygun NORM elektrik motorları ile kullanılır. Bu sebeple motorsuz olarak teslim edilebilir.

- Emme ve Basma Ağız Çapı 32 – 150
- Nominal Çark Çapı 125 – 315 mm
- Kapasite 4 – 500 m³/h
- Basma Yüksekliği 3 – 95 m
- Dönme Hızı 1450 – 2900 d/dak
- Motor Gücü 0,11 – 22 KW
- Gövde Basıncı 10 Bar

5- Dalgıç Atıksu Pompası : C tipi pompalar, büyük boyutlarda katı parçalar ihtiva eden sıvıların, özellikle evsel ve endüstriyel atık suların basılması amacıyla geliştirilmiş, su altında çalışmaya uygun dalgıç pompalardır. Basılan sıvının cinsine, basıncına, katı parça boyutuna ve debiye bağlı olarak bu modellerde değişik çarklar kullanılmaktadır.

- Çıkış Ağız Çapı 50 - 300 mm
- Kapasite 5 - 1000 m³/h
- Basma Yüksekliği 2 – 80 m
- Dönme Hızı 960-1450-2900 d/dak
- Motor Gücü 0,55 – 200 KW
- Sıcaklık Maks.40 °C
- Max.Katı Parça 25 – 120 mm

6- Pissu Kolonlu ve Yatay Eksenli Pompalar : Evsel ve endüstriyel pissu , aşındırıcı veya katı parça ihtiva eden sıvıların basılmasında kullanılır. Kolonlu pompa, pompa gövdesi ve çarkı basılan sıvıya dalmış olarak çalışır.

- Kapasite 3 – 120 m³/h
- Basma Yüksekliği 5 - 45 m
- Dönme Hızı 1450-2900 d/dak

7- Düşey Milli Çok Kademeli Monoblok Pompalar : Düşey milli çok kademeli, kapalı çarklı, difüzörlü, monoblok pompalar. VDI standartlarına ve IEC yapı büyüklüklerine uygun NORM elektrik motorları ile kullanılır. Bu sebeble motorsuz olarak teslim edilebilir.

- Emme ve Basma Ağız Çapı 32 – 65
- Kademe Sayıları 2 - 10
- Kapasite 1 – 55 m³/h
- Basma Yüksekliği 20 – 135 m
- Dönme Hızı 2900 d/dak
- Motor Gücü 0,75 – 22 KW
- Gövde Basıncı 16 Bar

8- Hidroforlar : Su basıncının ve miktarının yetersiz olduğu her yerde güvenle kullanabileceğiniz tam otomatik paket hidroforlar. Üretilen hidroforlar gerekli boyutlarda mebranlı tanklarla donatılmıştır. Kompresör veya hava takviye cihazı gerektirmez. İsteğe bağlı olarak sabit basınçlı, frekans kontrollü hidrofor da imal edilmektedir.

- Kapasite 2 – 1000 m³/h
- Basma Yüksekliği 30 – 150 m

9- Kızgın Yağ Pompaları : Endüstriyel tesislerde, ısı transferi amaçlı 350 °C'ye kadar kızgın yağ basabilen pompalar üretilmektedir. Hidrolik alanları salyangozlu pompalar ile aynı, mekanik yapıları özel pompalardır. Isının yataklara geçmesini önlemek üzere soğuk sıvı ve hava ile cebri soğutma yapılmaktadır.

- Kapasite 5 – 120 m³/h
- Basma Yüksekliği 25 – 90 m
- Dönme Hızı 2900 d/dak

10- Özel Pompalar : Prosesin gereğince ve akışkanın cinsine göre standard pompaların modifikasyonu ile veya yeniden dizayn edilerek yapılan özel pompalardır.

- Döküm Parçalar , sféro, karbonlu çelik, paslanmaz çelik türleri, broz vs.
- Pompa Mili, paslanmaz çelik türlerinden,
- Salmastra, değişik yumuşak salmastra türleri ve mekanik salmastra olarak imal edilebilmektedir.

SÜPERMATİK ITT LOWARA POMPALARI

Süpermatik Pazarlama A.Ş.

1. SÜPERMATİK LOWARA 4" - 6" DALGIÇ POMPALAR

LOWARA GS Serisi 4" dalgıç pompalar, üstün LOWARA teknolojisinin ürünü olan en son gelişmelere göre imal edilmektedir. Özellikle konutsal ve endüstriyel su temininde, zirai sulamada, çeşitli endüstriyel uygulamalarda, tatil köylerinde, otel ve motellerde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu pompalarda çok valf paslanmaz çelik dökümden yapılan üst gövdeye monte edilmiştir. Merkez yüzeye gelen su darbesi direkt gövde içersindeki O.ring'e aktarılır. Bu da fanlara ve difüzörlere gelen baskının en aza indirgenmesini sağlar. Yüzün tip fan sistemi sayesinde kum aşındırmasına karşı yüksek direnç sağlamaktadır. Fanların aşağı-yukarı doğru hareketi sayesinde aşındırıcı partiküllerin zorlamadan ve malzemeyi yıpratmadan geçişine olanak sağlar. Pompanın emme ağız paslanmaz dökümden imal edilmiştir. Bu şekilde hem korozyona karşı dayanıklılık artar, hem de yapılan bağlantının kuvvetli olması sağlanır. Konik şeklindeki emiş süzgeci ise mil dönüş yönünün kontrolünde kolaylık sağlamaktadır. Bu pompaların gövdesi 304 kalite paslanmaz çelikten, çark ve difüzörleri cam elyaf takviyeli polikarbondan, difüzör gövdesi 304 kalite paslanmaz çelikten, mil ve kaplin 304 kalite paslanmaz çelikten, çıkış ağız 303 kalite paslanmaz çelikten yapılmıştır.

4" dalgıç pompa motorları zehirleyici etkisi bulunmayan soğutucu yağ kullanılan, ekoloji ve atoksit yağ soğutmalı, sarılabilir motorlardır. Stator sargıları kolaylıkla çıkarıp, sarılabilmektedir. 150 m. derinliğe kadar daldırılabilirler. Saatteki max. şalt sayısı 30 kezdir. % 5 voltaj değişikliklerinden etkilenmezler. Max. su sıcaklığı 4" sondajlarda 40 °C. daha genişlerde 30 °C'dir.

GS Serisi dalgıç pompalar m³'de 100 gr. kum transferini de gerçekleştirerek bu alandaki geçerliliğini bir kez daha gözler önüne sermektedir.

Z Serisi çok kademeli santrifüj pompalar, OS4-OS6 serisi dalgıç motorlara direkt akupile edilerek OZ Serisi 6" dalgıç pompa meydana getirirler.

OZ 6" dalgıç pompalar özel veya kamu su dağıtım sistemlerinde, yağmurlama yolu ile sulama sistemlerinde, hidrofor sistemlerinde, yangın tesisatlarında, madencilik ve diğer endüstriyel alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu pompaların 78 m³/h debilerde ve 410 m. monometrik yüksekliklere kadar kullanılan tipleri bulunmaktadır. Motor güçleri 3 ila 30 kw. arasında değişmektedir. 380 V 50 Hz. Trifazlı besleme gerilimi ile çalışmaktadır. Ayrıca sipariş üzerine diğer voltaj ve frekanslar temin edilebilir.

Bu pompaların en büyük özelliği tamamen paslanmaz çelikten mamuldürler. Bu pompaların her tipi dikey olarak kullanılabilir. Motor gücü 15 HP altında olan 6" motorlu dalgıç pompalar yatay olarak kullanılabilir. Max. sıvı sıcaklığı motorun tipine, ebadına ve kullanılacağı yere göre 20 °C'den, 40 °C'ye kadardır. Su içerisinde kabul edilebilir azami kum miktarı 25 q/m³'dür. 6" dalgıç pompa motorlar ve stator soğutucu yağ içerisinde çalışmaktadır. Stator sargısı kolaylıkla sökülebilir. İki tür yataklama bulunmaktadır. Üst yataklama radyal tip rulman ile, alt yataklama ise açılı olarak mile temas eden rulman yataklamadır. Böylece aksiyal yüklerle karşı yatağın dayanımı artırılmıştır.

Aşınma minimize edilmiştir. Yatakların yağlanması 4" motorlarda olduğu gibi soğutucu yağ ile yapılmaktadır. Max. daldırma derinliği 150 m. alır. Bu pompalar fan yapısına göre ayrıca radyal ve karışık akışlı olarak ayrılmaktadır. Motor gücü <11 kw olan motorlar 6" kuyular içerisinde max. 40 °C'ye kadar, daha geniş tank veya kuyular içerisinde max. 30 °C'ye kadar su sıcaklıklarında çalıştırılabilirler.

Motor gücü >11 kw olan motorlar 6" kuyular içerisinde max. 30 °C'ye kadar, daha geniş tank ve kuyular içerisinde max. 20 °C'ye kadar su sıcaklıklarında çalıştırılabilirler.

2- CO SERİSİ SANTRİFÜJ POMPALAR

ITT Lowara ürün ağı içinde yer alan CO serisi paslanmaz çelik santrifüj pompanın en büyük özelliği açık fan yapısına sahip olmasıdır. Bu artı özelliği ile özellikle içinde katı partikül bulunduran akışkanların transferine imkan vermektedir.

CO serisi pompalar tekstil endüstrisinde boyama sektöründe, gıda endüstrisinde, metal parçaların yıkanmasında ve yüzey temizlemede, endüstriyel çamaşır ve bulaşık makinalarında başta olmak üzere pek çok sektörde uygulama alanı bulmaktadır.

CO serisi pompalar ITT Lowara lazer teknolojisine göre üretilmişlerdir. Bu özellikleri ile uzun ömürlüdürler. Pompa gövdesi, fanı, mili AISI 316/DIN 1.4404 kalite paslanmaz çeliktir. Pompa ile motor arasındaki sızdırmazlık karbon/seramik mekanik salmastra ve viton o-ring ile sağlanmıştır. Özel versiyonlarında kullanılan silikon karbid / tungsten karbid / EPDM mekanik salmastra su dışındaki akışkanların transferine imkan vermektedir. Pompa ile motor şaftı arasında flexible bir kaplin bağlantısı bulunmaktadır. Bu kaplin yüksek kapasiteli uygulamalarda pompa miline gelen aşırı tork yüklemesini üzerine almakta ve milin kesmesini önlemektedir.

Boru bağlantılar ve pompa gövdesini demonte etmeden motor ve fanın söktülebilir olması büyük servis kolaylığı sağlamaktadır.

Bu seri pompalar açık fanlı olması nedeniyle yüksek tonajda sıvı transfer edebilmektedir. Max. debisi saatte 56 tondur (2900 d/d). Max. basma yüksekliği 23.7 mSS'dir.

Standart versiyonları ile sıcaklığı -20 ile +110 °C arasındaki sıvıların transferine imkan vermektedir.

CO serisi pompalar transfer edilecek akışkan özelliğine göre 1450 d/dk. ve 2900 d/dk. olmak üzere iki farklı motor devri ile kullanılabilir. Üzerindeki motor F sınıfı izolasyonlu ve IP55 korumalıdır.

3. SÜPERMATİK LOWARA SSV SERİSİ DİK MİLLİ SANTRİFÜJ POMPALAR

SSV serisi ITT Lowara teknolojisinde üretilmiş dik milli paslanmaz çelik santrifüj pompalarıdır. SSV serisi pompalar genel olarak tarım, inşaat ve endüstri sektöründe su transferi amaçlı olarak kullanılan pompalardır. Sulama amaçlı olarak basınçlı tank beslemede, boyler beslemede, ısıtma ve soğutma sistemlerinde, glykol, hidrokarbon, alkol ve deminerize su vb. akışkanların transferinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

SSV serisi pompaların emme ve basma ağzı aynı yatay hat üzerinde olan in-line tipleri mevcut olduğu gibi tesisata uygunluk açısından emme ve basma ağzı aynı dikey hat üzerinde olan versiyonları da vardır. SSV serisi pompalar genel olarak dik milli olarak uygulansa bile tesisat kolaylığı açısından bir braket kit yardımıyla yatay olarak da kullanılabilir.

Bu seri pompalar çok kademeli olduklarından özellikle yüksek basınç ihtiyacını karşılayabilmektedir. Sessizdirler ve fazla yer kaplamazlar. Max. basma yüksekliği 247 m. olup saatte 72 ton su transferi yapabilecek kapasitededir.

SSV serisi pompalar malzeme yapısı itibarıyla; fanı, difüzörü, pompa ile motor bağlantısını sağlayan mili, pompa gövdesi ve su ile temas eden tüm yüzeyleri AISI 304 kalite paslanmaz çeliktir. Aynı zamanda kullanım amacına göre daha hijyenik ortamlarda akışkan transferine imkan veren AISI 316 kalite paslanmaz çelik olan versiyonları da mevcuttur.

Bu seri pompalarda sızdırmazlık tungsten karbid / karbon / viton mekanik salmastra ve viton o-ring ile sağlanmaktadır. Su dışındaki akışkanların transferinde ise tungsten karbid / silikon karbid / EPDM mekanik salmastra kullanılmıştır.

SSV serisi pompalar her türlü kapasite ve basma yüksekliğine cevap verebilecek geniş bir ağı sahiptir.

Bu seri pompalarda IP 55 korumalı ve F sınıfı izolasyonlu alüminyum TEFC motor akuple edilmiştir. Kullanım amacına göre aleve dayanıklı explosion- proof motorlu tipleri de mevcuttur. Motor gücü 2900 d/d lı modellerinde 0.37 KW 'dan başlayıp 22 KW' ya kadar çıkmaktadır.

4. SÜPERMATİK LOWARA SANTRİFÜJ POMPALAR C SERİSİ SANTRİFÜJ POMPALAR

C serisi ITT Lowara firmasının ürün gamında yer alan paslanmaz çelik santrifüj pompalardan birisidir. Bu seri pompalar genel olarak sıcak-soğuk su sirkülasyonunda, sulama ve zirai tesislerde su besleme amaçlı olarak kullanılmasının yanı sıra özel mekanik salmastralı modelleri ile su dışındaki akışkanların transferine de imkan vermektedir. Alkol, hidrolik ve mekanik yağlar, çeşitli kimyasal asitler, meşrubatlar (bira,cola vb.), kostik soda (%25 ' e kadar) gibi akışkanlar C serisi pompaların transfer ettiği akışkanlardan bazılarıdır.

Tamamıyla paslanmaz çelikten imal edilen parçaları lazer ile kesilerek tam otomatik kompürize bir tesiste imal edildikleri için uzun ömürlü ve pahalı olmayan kompakt pompalardır.

C serisi pompalar malzeme yapısı itibarıyla pompa gövdesi, fanı, difüzörü ITT Lowara teknolojisi ile üretilmiş olup tamamen AISI 304/ DIN1.4301 kalite paslanmaz çeliktir. Bu üstün özelliği ile hijyenik ortamlarda gıda ve meşrubat sanayinde kullanılabilmektedir. Standart versiyonlarında karbon /seramik / nitril kauçuk mekanik salmastra kullanılmıştır. Özel versiyonlarında kullanılan silikon karbid / tungsten karbid / viton mekanik salmastra yapısı su dışındaki akışkanların transferine imkan vermektedir.

Bu seri pompaların kullanım amacına göre 1450 d/d ve 2900 d/d olarak 2 farklı versiyonu Lowara ürün gamında yer almaktadır. Saatte max. 30 ton su transfer edebilme kapasitesine sahiptir. Max. basma yüksekliği ise 62 mSS (6.2 bar)'dir. C serisi paslanmaz çelik pompalar ile sıcaklığı -10 C ile +85 C arasındaki akışkanlar transfer edilebilmesinin yanı sıra özel versiyonlarında bu değer +110 C' ye kadar çıkabilmektedir.

ITT Lowara C serisi pompalar tek veya çift kademe fan yapısına sahip olup aksel ve radyal akış özelliği taşımaktadır.

Monoblok pompa-motor bağlantısına sahip olup üzerindeki motor IP 55 korumalı ve F sınıfı izolasyonludur. Boru bağlantıları ve pompa gövdesini demonte etmeden motor ve fanın sökülebilir olması büyük servis kolaylığı sağlamaktadır.Trifaze ve monofaze tipleri mevcut olup,monofaze motorlarda termik aşırı motor koruma mevcuttur; ve motor soğuyunca otomatik olarak motoruna yol verir.Trifaze tiplerinde ise harici termik koruma kullanılması gerekmektedir.

TEMPO ÜRÜNLERİ

Hasan Yüksel

Tempo Pompa Vana San. Tic. Ltd. Şti

Salyangoz TP-S Norm Pompaları:

Tek fanlı orta ve düşük irtifalı pompalardır. Kullanım alanları; Soğutma çevrimi, tarımsal sulama, yağmurlama vb. işletmeler.

Kapasite: Debi: 3 - 300 lt/sn

Hm: 80 mss

Kademeli TP Tipi Pompalar:

Orta ve yüksek irtifalı tek veya çok kademeli, sıra kademeli denge diskli veya karşı çarklı kademeli pompalardır.

Kapasite: Debi: 3 - 160 lt/sn

Hm: 15 - 500 mss

Çift Emişli ÇTP Tip Pompalar:

Orta ve yüksek basınç sınıfı yüksek debili pompalardır.

Kapasite: Debi: 25 - 500 lt/sn

Hm: 20 - 100 mss

Kanalizasyon ve Pis Su Pompaları:

Pis su ve atık suların tahliyesi ve basılması için kullanılan özel pompalardır. Apartmanlarda, arıtma tesislerinde demir-çelik fabrikalarında kullanılmaktadır.

Kapasite: Debi: 2 - 150 lt/sn

Hm: 5 - 50 mss

Derinkuyu Pompaları:

Sondaj kuyuları ve kaptajlarda 150mt.'ye kadar montaj edilebilen üstten motor tahrikli su veya yağ yağlamalı pompalardır. 6"-16" çaplara kadar imal edilmektedir.

Kapasite: Debi: 3 - 250 lt/sn

Hm: 15 - 200 mss

Kelebek Vanalar:

Her türlü akışkan sıvıların açma-kapama ve ayar elemanı olarak kullanılan vanalardır. Yüksek basınç ve büyük çaplarda el, motor veya hidrolik mekanizmalar ile kolayca çalışma ve sızdırmaz özelliğe sahiptir. Çok uzun ömürlüdür, Bakım istemezler.

Kapasite: Çap: 50-2000 mm

Basınç: 4-40 kg/cm²

Tilting Ve Çalpara Çekvalfler:

Akış hatlarında akışkanların geri dönmesini önleyen elemanlardır. Çalpara (Swing) ve Tilting tip olarak imal edilmektedir. Karşı ağırlıklı kollu ve by,passlı, direk kapatmalı hidrolik silindirli yumuşak kapatmalı olarak çeşitli şekilde yapılabilir.

Kapasite: Çap: 50 - 1000 mm

Basınç: 4 - 40 kg/cm²

Demontaj Parçaları:

Boru tesisatında vana ve diğer armatürlerin montaj kolaylığı yönünden gerekli elemanlardır. Montaj veya demontaj esnasında kullanılan demontaj parçası boyunun (+25mm) değişkenliği nedeni ile kasıtlı bağlantıları üzerine alır, boru hatlarının ısıl uzamalarında ve kısılmalarında yardımcı olur.

Kapasite: Çap: 150 - 2000 mm

Basınç: 4 - 40 kg/cm²

Darbe Önleyici Teçhizatlar :

Vanalar: Terfi hatlarının debrasyon ve sürpresyon oluşmalarına karşı boru hattı, pompa ve armatörlerin korunmasında kullanılır. Algılayıcı pilot valfler ile otomatik olarak devreye girerler.

Kapasite: Çap: 2" - 12"

Basınç: 4 - 25 kg/cm²

Kazanlar: Terfi hatlarına direk bağlantılı olarak kullanıldığında meydana gelen ani basınç değişikliklerini derhal sönmeler ve dengeler, içme suyu, kanalizasyon ve arıtma tesisleri için ideal çözüm verir.

Kapasite: Çap: 0.250 - 100m³

Basınç: 4 - 40 kg/cm²

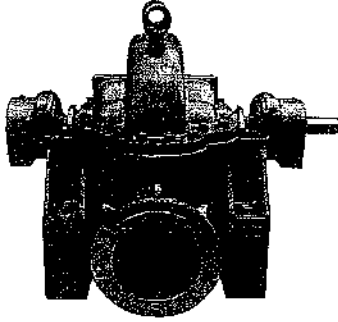
TÜRBOSAN ÜRETİM PROGRAMI

Türbosan A.Ş.

Salyangozlu NORM tipi pompalar:

TS 268 ve DIN 24255'e uygun, düşük ve orta basıncılı tek kademeli salyangozlu santrifüj pompaları kapsamaktadır. Kullanım alanları arasında tarımsal sulama ve yağmurlama tesisleri, içmesuyu tesisleri, soğutma suyu ve sirkülasyon devreleriyle demir & çelik vb. ağır sanayi tesisleri başta gelmektedir.

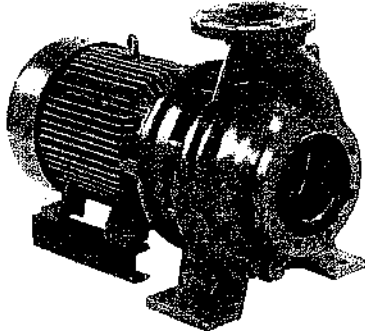
Debi (L/s)	4-550
Hm (mSS)	5-90
Basma çapı (mm)	50-300



Kademeli KOT-KAT tipi pompalar:

TS 268'e uygun orta ve yüksek basınçlı çok kademeli aksel itme kuvveti dengeleme diskiyle karşılanan santrifüj pompaları kapsamaktadır. Kullanım alanları arasında NORM pompaların kullanım alanlarına ek olarak yangın ve yıkama tesisleri, hidrofor tesisleri ve kömür işletmeleri başta gelmektedir.

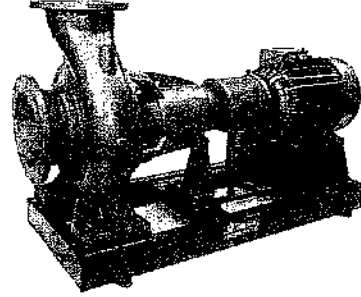
Debi (L/s)	4-200
Hm (mSS)	20-400
Basma çapı (mm)	50-250



Salyangozlu PROSES tipi pompalar:

Düşük ve orta basınçlı tek kademeli salyangozlu teflon veya mekanik salmastralı santrifüj kimyasal proses pompalarını kapsamaktadır. Kullanım alanları arasında çeşitli sanayi kollarında düşük vizikoziteli sanayi sıvılarının (benzin, yağ, asit ve baz gibi) pompajı başta gelmektedir.

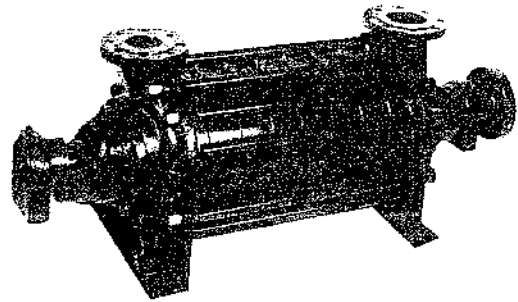
Debi (L/s)	4-300
Hm (mSS)	5-70
Basma çapı (mm)	40-250



Çift emişli ÇEP tipi pompalar:

TS 268'e uygun yatay olarak ikiye bölünebilir (split-case) yatay/düşey milli çift emişli santrifüj pompaları kapsamaktadır. Kullanma alanları arasında sulama ve içmesuyu tesisleri, rafineriler, petrol boru iletim tesisleri, soğutma suyu ve sirkülasyon devreleriyle demir & çelik tesisleri başta gelmektedir.

Debi (L/s)	30-3000
Hm (mSS)	8-175
Basma çapı (mm)	65-700

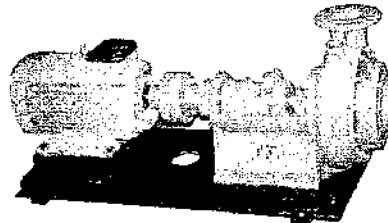


Salyangozlu BLOKNORM tipi pompalar:

Düşük ve orta basınçlı tek kademeli salyangozlu yatay/düşey milli monoblok mekanik salmastralı santrifüj pompaları kapsamaktadır.

Kullanım alanları arasında tarımsal sulama ve yağmurlama tesisleri, içmesuyu tesisleri, soğutma suyu ve sirkülasyon devreleri başta gelmektedir.

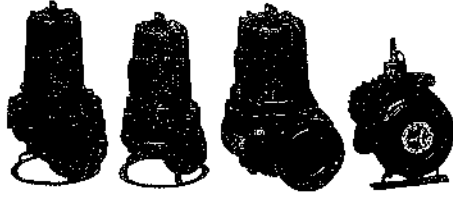
Debi (L/s)	4-90
Hm (mSS)	8-85
Basma çapı (mm)	50-125



Kanalizasyon ve Pis Su Pompaları:

Kanalizasyon ve pis su için özel olarak dizayn edilmiş, ağır hizmet tipi pompalardır. Burgulu (Arşimet) pompa dışında yedi formda yapılmaktadır.

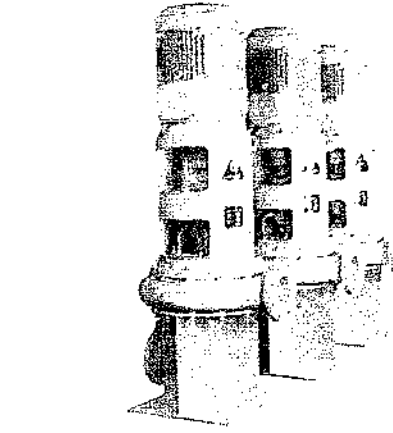
- Yatay milli kuru tip (HK)
- Düşey milli monoblok kuru tip (VM)
- Düşey milli yağ kolonlu tip (VY)
- Düşey milli kuru kolonlu tip (VK)
- Yağ tip dalgıç
 - Parçalayıcı bıçaklı (Parpo)
 - Dıştan su soğutmalı, 11 kW'a kadar (DAS)
 - Dıştan su soğutmalı, 11 kW'tan büyük (DAÇ-S)
- Kuru tip dalgıç (DAÇ-Y)



DAS/DAÇ-S tipi yağ tip dalgıçlar:

Su altında çalışacak şekilde dizayn edilmiş; DAS tipi tek, DAÇ-S tipi çift mekanik salmastralıdır. Montaj seçenekleri olarak kızaklı sistem, yatay/düşey askı kolonlu (sadece DAS) veya hortum bağlantısı sunulmaktadır. 380V ve 50 Hz standart olarak yapılmaktadır, istenirse farklı voltaj ve frekanslarda imalat yapılmaktadır.

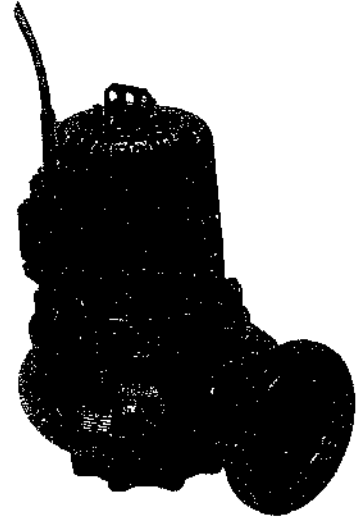
	DAS	DAÇ-S
Debi (L/s)	2-80	5-700
Hm (mSS)	4-40	5-55
Motor gücü (kW)	1,5-11	11-250
Basma çapı (mm)	Ø50-Ø150	Ø80-Ø400
Katı madde (mm)	Ø35-Ø120	Ø40-Ø200



PARPO tipi parçalayıcı bıçaklı dalgıç pompalar:

Özellikle evsel atıkların tıkanmaya neden olmadan küçük çaplı borulardan basılması amacıyla su altında çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Çark önündeki bıçak sistemiyle suların içindeki naylon, plastik vb. parçaları ve Lifli maddeleri parçalayarak basar. Tek mekanik salmastra, 380V ve 50 Hz standart olarak yapılmaktadır, istenirse farklı voltaj ve frekanslarda imalat yapılmaktadır.

Debi (L/s)	1-13
Hm (mSS)	3-42
Motor gücü (kW)	1,1-4
Basma çapı (mm)	Ø40-Ø50



DAÇ-Y tipi kuru tip dalgıçlar:

İçten yağ soğutmalı olduğundan, motoruna ve yağ haznesindeki mekanik salmastralarına zarar gelmeden hem kuru hem de yağ olarak sürekli çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Montaj seçenekleri olarak kızaklı sistem, hortum bağlantısı ve düşey kuru sistem sunulmaktadır. 380V ve 50 Hz standart olarak yapılmaktadır, istenirse farklı voltaj ve frekanslarda imalat yapılmaktadır.

	DAÇ-Y
Debi (L/s)	5-700
Hm (mSS)	5-55
Motor gücü (kW)	1-160
Basma çapı (mm)	Ø80-Ø400
Katı madde (mm)	Ø40-Ø200

TÜRK ELEKTRİK ÜRÜNLERİ

Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş.



Çeşitli uygulamalarda tahrik elemanı olarak kullanılan elektrik motorlarının üretimini misyon olarak belirleyen Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş., Toplam Kalite bilinciyle çalışan üç işletmesinde üç fazlı ve tek fazlı genel maksat motorları, ev aletleri motorları ve soğutma kompresörleri üretmektedir. Merkez kısmında bulunan Ar-Ge Bölümü ve işletmelerindeki Ürün Geliştirme Bölümleri, devamlı gelişmekte olan motor ve hermetik kompresör teknolojisini yakından takip ederek şirketin rekabet gücünü artırmaktadır.

TOPEM İŞLETMESİ

1965 yılından bugüne beyaz eşya üreticilerinin kaliteli ve uzun ömürlü ürünler üretebilmesi için çalışmaktadır. Yılda 5 milyon adede ulaşan motor üretimi ile TOPEM İşletmesi, yurtiçi ve yurt dışında kabul görmüş bir beyaz eşya yan sanayiidir. Bu işletmemiz ürün yelpazesi içinde aşağıdaki ürünleri içermektedir.

- Çamaşır Makinası Motorları
- Bulaşık Makinesi Motorları
- Elektrikli Süpürge Motorları
- Boşaltma Pompa Motorları

SUTEM İŞLETMESİ

Bilinen ve aranan kalitesi ile 1800 farklı versiyonda üç fazlı ve 350 farklı versiyonda tek fazlı genel maksat motorunu ürün yelpazesinde bulunduran SUTEM İşletmesi, özellikle pompa, redüktör, vinç ve sanayi makineleri üreticileri tarafından tercih edilmektedir. Üretici ve bayi yapısındaki pek çok müşterisiyle kurduğu uzun vadeli işbirliklerin getirdiği avantajla kendisinin ve bayilerinin rekabet gücünü artırmaktadır. Buna verilebilecek en son örnek de pompa üreticilerinin küçük elektropomplarda ithal ürünlerle rekabet edemez duruma gelmesinin sonucunda piyasaya çıkardığı ½ HP'lik elektropomptur. SUTEM'in ürünleri ana başlıklar halinde aşağıda verilmiştir.

Üç Fazlı Elektrik Motoru

- Motorlar 63-250 gövde büyüklüklerinde, üç fazlı, tam kapalı, kısa devre rotorlu ve fan soğutmalı olarak üretilmektedir.
- Tüm gövde büyüklüklerinde ayaklı, flanşlı ve ayaklı flanşlı yapı şekilleri mümkündür.
- Standart koruma tipi IP 54 'dür.
- Soğutma fanları sıcaklığa dayanıklı sentetik malzemeden yapılmış olup, her iki dönüş yönünde çalışmaya uygundur.
- Motorlar normal olarak 380V, 50 Hz şebeke gerilimine göre dizayn edilmiştir. Bunun dışındaki şebeke gerilim ve frekansına uygun motorlarda üretilebilir.
- Motorların standart izolasyon sınıfı F'dir.

Tek Fazlı Elektrik Motoru

- Motorlar 71, 80 ve 90 gövde büyüklüklerinde, tek fazlı, tam kapalı, kısa devre rotorlu ve fan soğutmalı olarak üretilmektedir.
- Tüm gövde büyüklüklerinde ayaklı, flanşlı ve ayaklı flanşlı yapı şekilleri mümkündür.
- Standart koruma tipi IP 44 'dür.
- Soğutma fanları sıcaklığa dayanıklı sentetik malzemeden yapılmış olup, her iki dönüş yönünde çalışmaya uygundur.
- Motorlar normal olarak 220V, 50 Hz şebeke gerilimine göre dizayn edilmiştir. Bunun dışındaki şebeke gerilim ve frekansına uygun motorlarda üretilebilir.

- Motorlar normal olarak 220V, 50 Hz şebeke gerilimine göre dizayn edilmiştir. Bunun dışındaki şebeke gerilim ve frekansına uygun motorlarda üretilebilir.
- Motorların standart izolasyon sınıfı B'dir.

Elektropomp

Uygulama Alanı : Temiz su dağıtımı, hidraforlar, su sirkülasyonu ve bahçe sulama sistemleri.

Teknik Özellikler :

<i>Gerilim</i>	: 1φ 220V, 50 Hz	<i>Koruma Sınıfı</i>	: IP 44
<i>Nominal Akım</i>	: 2.6 A	<i>Yalıtım Sınıfı</i>	: B
<i>Çıkış Gücü</i>	: 0.37 kW	<i>Max. Debi</i>	: 40 lt/dk
<i>Devir</i>	: 2900 d/d	<i>Max. Yükseklik</i>	: 40 m
<i>Daimi Kapasitör</i>	: 10 mF		

ESKOM İŞLETMESİ

1977 yılında Tecumseh Products Co. lisansı altında hermetik soğutma kompresörleri ve 1984 yılında Danfoss lisansı altında termostat üretimine başlamıştır. TEE kompresörleri, özel müşteri istekleri doğrultusunda, tropikal iklim sıcaklıkları ve düşük gerilim şartlarında güvenilirlik ve yüksek performans sağlayacak şekilde tasarlanmış olup, yurt içi ve yurt dışı pazarlarda kabul görmektedir. ESKOM'da üretilen ürünler :

- AE/AEV Model - LBP (Düşük Dönüş Basınç) Uygulamaları
- AE Model - HBP (Yüksek Dönüş Basınç) Uygulamaları
- AZ Model - LBP (Düşük Dönüş Basınç) Uygulamaları
- Termostat

MERKEZ

Özellikle Ar-Ge, finansman ve malzeme temini konularında işlemlere destek olan merkez kısmı, tüm TEE ürünlerinin pazarlama ve satış işlemlerini de yürütmektedir. Yurt içi ve yurt dışında bulunan bayi ağı vasıtasıyla satış yapan TEE, müşteri memnuniyetine verdiği önemin yanında, ortak projelerle de bayilerini desteklemektedir. Bayiler ve yan sanayi ile ortak yaptığı projeler sonucunda ortaya çıkan iki önemli ürünümüz Dalgıç Pompa motoru ve Fan Motoru geçtiğimiz senelerde piyasaya sunulmuştur.

Dalgıç Pompa Motoru

Uygulama Alanı : Tarım, sanayi ve konutlarda su ihtiyacının karşılanması

Teknik Özellikler :

<i>Koruma Sınıfı</i>	: IP 58
<i>Yalıtım Sınıfı</i>	: B

- Bütün modellerimiz yağ soğutmalı olup, üretimde paslanmaz çelik mil ve kovan, iç ve dış basınç dengelemesi için elastik membran kullanılmaktadır.

	MODEL	HP	kW	I
3 φ 380 V 50 Hz	M3DM0100	1	0.75	2.2
	M3DM0150	1.5	1.1	3.1
	M3DM0200	2	1.5	4
	M3DM0300	3	2.2	5.3
	M3DM0400	4	3	7
	M3DM0550	5.5	4	9
	M3DM0750	7.5	5.5	12.5
	M3DM1000	10	7.5	14.4

	MODEL	HP	kW	I
1 φ 220 V 50 Hz	M1DM0075	0.75	0.55	4.5
	M1DM0100	1	0.75	5.8
	M1DM0150	1.5	1.1	7.6
	M1DM0200	2	1.5	10.2

Fan Motoru (Özel Uygulamalı)

Uygulama Alanı : Soğutma Üniteleri, vantilatörler ve benzeri fan uygulamaları.

Teknik Özellikler :

<i>Gerilim</i>	: 1φ 220V, 50 Hz			
<i>Nominal Giriş Gücü</i>	: 30 W	40 W	50 W	65 W
<i>Akım</i>	: 0.2 A	0.3 A	0.4 A	0.5 A
<i>Devir</i>	: 1350 d/d	1350 d/d	1350 d/d	1350 d/d
<i>İzolasyon Sınıfı</i>	: B			

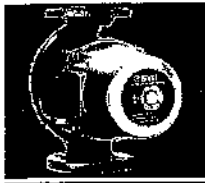
VEMEKS İSVİÇRE'DEN BİRAL SİRKÜLASYON POMPALARI İTHAL EDİYOR

Vemeks Mühendislik Ltd. Şti.



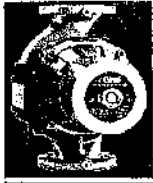
Biral Redline M

Sessiz çalışma, yüksek verim, düşük enerji sarfıyatı ve güvenilir start-up özelliklerinin yanı sıra yüksek devirli pompa kalkışını kolaylaştıran elektronik sisteme sahip olan bu pompalar korozyona karşı dayanıklı malzemeden üretilmektedir.



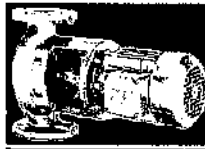
Biral Blueline W

Boiler ve benzeri (açık devre) sistemlerde kullanılmak üzere üretilen bu pompalar bronz gövdesi uzun ömürlü seramik yatakları, sessiz çalışması ve düşük enerji sarfıyatı ile müstakil ve toplu yaşam mahalleri için uzun süreli çalışmada ekonomik çözümler sunmakta.



Biral Redline H

Endüstriyel ısıtma klima sistemleri için üretilen yüksek devirli sirkülasyon pompalarıdır. Üzerinde bulunan universal polycom motoru sayesinde hem 3 x 400V (2 devirli) hem de 3 x 230V ve 1 x 230V (1 devirli) kullanılabilir. H sınıfı izolasyona uygun stator sargısı sayesinde (müsaade edilen maksimum sıcaklık 180°C), 100°C akışkan sıcaklığına kadar



Biral Inline EBZ

Endüstriyel amaçlı ısıtma, soğutma, klima ve benzeri tesislerde kullanılan bu pompalar 1450d/dak. ve 2900d/dak. olarak üretilmektedir. Modüler yapıda olduğu için kolaylıkla montaj yapılabilir ve pompa boruya takılı iken motor kısmı sökülebilir.

**Biral Santrifüj Pompa ve
Yüksek Basıncılı Santrifüj Pompa
(Dik Milli) NB-NT,HP**

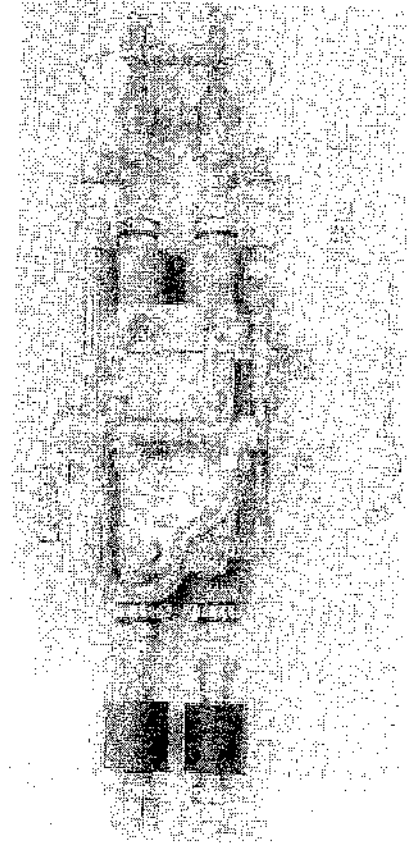
Isıtma, soğutma, klima, sistemlerinde, sulama, su pompalama ve hidrofor sistemlerinde kullanılmak üzere üretilmiş yüksek kapasite ve basma yüksekliğine sahip pompalardır. Özellikle yüksek basınçlı olan santrifüj pompalar yangın söndürme ve sprinkler su sistemleri, endüstriyel amaçlı tesisler, su temin etme ve hidrofor sistemleriyle bir çok amaçta kullanılmak üzere dizayn edilmiştir.

MEIBES-LOGOTHERM DAİRE TESİSAT DAĞITIM KUTULARI

Nural Tuncer

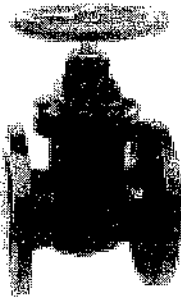
Aknur End. Mal. San. ve Tic. Ltd. Şti.

- LOGOTHERM'le ısıtma sisteminde, merkezi kazandan tüm dairelerin ısıtılması beslenir. LOGOTHERM kutusuna, şebekeden gelen soğuk su hattının ile aşağıdaki kazandan gelen, gidiş ve dönüş boruları bağlanır.
- LOGOTHERM tesisat dağıtım kutusu, daire girişine merdiven boşluğuna monte edilir.
- LOGOTHERM'in içinde, her daire için ayrı eşanjör, pompa (ihtiyaca göre), ısı sayacı, gidiş ve dönüş kollektörleri, vanalar ve otomatik kontrol elemanları kompakt halde yerleştirilmiştir.
- her dairede diğerinden bağımsız olarak, tamirat yapılabilir.
- her daire için ayrı kesme vanası bulunur ve istendiğinde daire müstakil olarak kapatılır.
- daireden, daireye boru geçirmeye ihtiyaç kalmadığından, daire içerisinde tavan ve zeminin delinmesine gerek kalmaz.
- montaj zamanı çok kısadır.
- her dairenin ısı harcamı ayrı,ayrı okunur.
- daire içine girmeden, ısı sayacı okunabilir.
- daire tesisatına ait tüm birimler tek bir kutu içerisinde toplanmıştır.
- bunun lojistik değeri vardır. Bakım onarım, ileride parça değişimi çok kolaylıkla yapılır.
- inşaat esnasında, çalışma guruplarının birbirlerini rahatsız etmeleri bahis konusu değildir. Çünkü dairenin kullanım suyu, kalorifer ve sıcak su dağıtım işlemleri, dairenin dışındaki "LOGOTHERM Tesisat Dağıtım Kutusunda" tamamlanır.
- bir usta yardımcısı ile birlikte, 5 katlı bir apartmanın kolon işçiliğini, bir günde bitirebilir.
- "Tesisat Dağıtım Kutusu"ndaki tüm elemanlar, standart ve birbirinin aynı olması nedeniyle, tesisat tamirleri çok kolay ve basit bir şekilde halledilebilir.
- LOGOTHERM sisteminde, tesisata yapılacak ilaveler de kolaylıkla yapılabilir.
- banyo ve mutfakta, borular tavadan çekilerek götürülebilir ve bu suretle, daire içerisinde kapıların altından veya üzerinden geçirilmesinde meydana gelen çirkinlikler ortadan kalkar.
- montajı çok basit olup, tesisata kaynak takımı v.s. götürmeye gerek kalmadan, sadece dübel ve vida montajı ve rakorları sıkmak için boru anahtarı yeterlidir.
- sistem bir kombi cihazı gibi çalışır, bu nedenle merkezi kazan dairesindeki boylere ve dairelere kadar gidiş ve dönüş hatlarının çekimine gerek kalmaz.
- ayrıca daireye kadar, gaz, yakıt ve baca borularının çekilmesine ve bunların bakım onarımına gerek kalmaz.
- LOGOTHERM içerisinde, küp fittingsler ve flexible hortumlardan meydana gelen ve MEIBES Firmasının Patenti olan "Örümcek Dağıtım Sistemi" ile dairenin tüm (banyo, mutfak, v.s.) sıcak su, soğuk su bağlantıları tek bir yerden ve çok küçük hacim içerisinde tamamlanır.
- bu sistem eski binaların modernleştirilmesinde de çok büyük kolaylıklar getirir. Kullanılmayan baca içerisine yerleştirilen "LOGOPACK-soğuk ve sıcak su, kalorifer suyu dağıtım kutusu"ndan daire içerisine dağıtım yapılabilir. Banyo ve mutfak içerisinde geniş yer kazanılmasına yardımcı olur.
- tesisat Montörlerinin bu sisteme alışması neticesinde, şimdiye kadar kullanılan sistemlerden hemen vazgeçmeleri ve bu sistemin savunucuları olmaları da, işlerin ne kadar kolaylaştığının bir ifadesi olmaktadır.
- inşaat sahiplerinin de, Tesisat işlerinin çabuk bitirilmesinden, bina içerisinde az yer kaplamasından ve daire içerisindeki tahribatın ortadan kalmasından duydukları memnuniyeti de burada ifade etmek doğru olur.



DUYAR VANALARI

Duyar Endüstri Malzemeleri Taahhüt ve Tic. A.Ş.



DSV-04
Gate Valve
SÜRGÜLÜ VANA

ORİNG SİSTEMLİ
With oring System
PN 4
TS 457/4
DIN 3204
DN 40... 150
GG25



DSV-10
Gate Valve
SÜRGÜLÜ VANA

ORİNG SİSTEMLİ
With Oring System
PN 10/6
TS 457/1
DIN 3216, DIN 3352
DN 40...500
GG25
B.B Paz. No 207.400/50



DSV-16
Gate Valve
SÜRGÜLÜ VANA

ORİNG SİSTEMLİ
With Oring System
PN 16/10
TS 457/1A
DIN 3225/3226
DIN 3352
DN 40...500
GG25
B.B Paz. no 207.500



DYM-10
Rising Stem Gate Valve
YÜKSELENMİLLİSÜRGÜLÜ VANA

PN 10/6
TS 457/2A
DIN 3352/2-F4
DN 40... 500
GG25



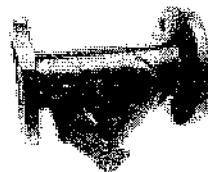
DYM-16
Rising Stem Gate Valve
YÜKSELENMİLLİSÜRGÜLÜ VANA

PN 16/10
TS 457/2
DIN 3352/2-F5
DN 40...500



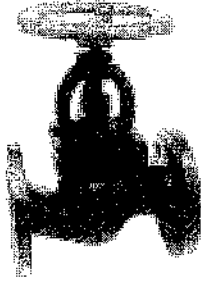
DCS-16
Swing Check Valve
ÇALPARA ÇEKVALF

PN 16/10
TSEK
DIN 3232
DN 40... 3000
GG25



DPT-06
Strainer Valve
PİSLİKTUTUCU

PASLANMAZ FİLTRE
Stainless Steel Filters
PN 6
TS 11494
DN 15... 400
GG25



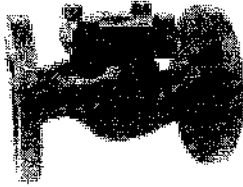
DGV-16
Globe Valve
BUHAR VANASI

PN 16
TSEK
DIN 3202 F1
DN 15...300
GG25
B.B. Paz. No 209.200



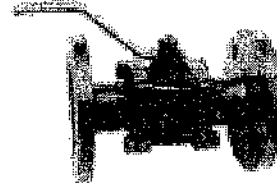
DKR-16
Reduced Bore Ball Valve
REDÜKSİYON GEÇİŞLİ
KÜRESEL VANA

PN 16
TS 3148/F19
DIN 2533
DN 20/15...150/125
GG25
B.B. Poz No 210.700



DCV-16
Spring Loaded
Check Valve
CEKVALF (YAYLI)

PN 16
TS 10873
DIN 3202
DN 15...300
GG25
B.B. Paz No 228.400



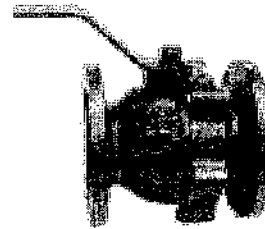
DKD-16
Full Bore Ball Valve
DÜZ GEÇİŞLİ KÜRESEL
VANA

PN 16
TS 3148/F17
DIN 2533-F1
DN 15...125
GG25
B.B. Poz No 210.790



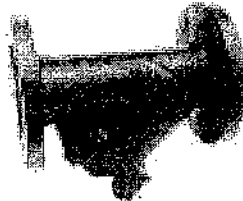
DKC-16
Controlled Check Valve
KUMANDALI CEKVAL

Spring Loaded
PN 16
DIN 3202 F1
DN 15...300
GG25
B.B. Poz No 228.100



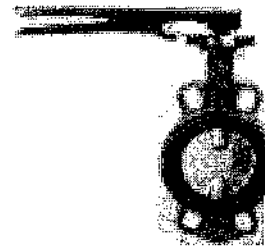
DKS-10
Full Bore Ball Valve
SUKÜRESELİ

PN 10, PN6*
TS 3148/F17
DIN 3202-F4
DN 40...150
* Boyutları DIN 3204 SÜRGÜLÜ VANA boyutlarındadır.



DPT-16
Strainer Valve
PİSLİK TUTUCU

PASLANMAZ SÜZGEÇ
PN 16
TS 11494
DN 15...400
GG25
B.B. Poz No 221.200



DCB-16
Wafer Type Butterfly Valve
WAFER TİP KELEBEK VANA

PN 16
DN 40...600
GG25

GÜNMAK ÜRÜNLERİ

Günmak Kompresör ve Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş.

ARO - ABD;

- Hava ile Çalışan Diyaframlı Transfer Pompaları

- *Patentli Unstallable™ Buzlanmadan Çalışan Valf Dizaynı ile Sürekli Çalışabilen Hava Motorları
- *Kimyasal Dayanım Özelliğine Sahip Malzeme Seçenekleri
- *Metal ve Metal Olmayan Modeller
- *Çok Çeşitli Viskozite ve Aşındırma Özelliğine Sahip Malzemelerle Uygunluk
- *Hafif ve Taşınabilir
- *Yağlama Gereksinimi Olmayan Dizayn

- Hava ile Çalışan Pistonlu Transfer Pompaları

- *Değişik Seçeneklerde Basma Oranları / Malzeme Basınçları
- *Kimyasal Dayanım Özelliğine Sahip Malzeme Seçenekleri
- *Karbon ve Paslanmaz Çelik Modeller
- *Her Çeşit Viskozite ve Aşındırma Özelliğine Sahip Malzemelerle Uygunluk
- *Verimli Hava Motorları

- Airless Boya Püskürtme Pompaları

- Mastik Pompaları

- Boya Transfer Pompaları

- Gres ve Yağ Pompaları

- Solvent Pompaları

- Mürekkep Pompaları

- Çok Komponentli Pompalar

- Pnömatik Valf, Silindir ve Aksesuarlar

- Dozajlama Sistemleri

- Ölçü ve Kontrol Ekipmanları

- Karıştırıcılar

IWATA - JAPONYA;

- Boya Tabancaları

- Boyama Robotları

Our company is providing sales service and engineering facilities in the field of pneumatic pumps, systems and accessories for transferring and dosing all kinds of liquids.

Günmak is acting as distributor and agent of the following manufacturers:

ARO - USA;

- Air-operated Diaphragm Pumps

- *Patented, Unstallable™ Air Motors
- *Broad Material Compatibility
- *Wide Range of Viscosities and Abrasion Factors
- *Metallic and Non-metallic Models
- *Lightweight, Portable
- *No Lubrication Required

- Air-operated Piston Pumps

- *Broad Range of Ratios/Pressures
- *Broad Material Compatibility
- *Handle All Viscosities and Abrasion Factors
- *Carbon and Stainless Steel Models
- *Exceptionally Efficient Air Motors

- Airless Spray Systems

- Extrusion Pumps

- Paint Transfer Pumps

- Grease and Oil Pumps

- Solvent Pumps

- Ink Pumps

- Multi-Component Pumps

- Pneumatic Valve, Cylinder and Accessories

- Dosing Systems

- Metering and Control Equipments

- Mixing Systems

IWATA - JAPAN;

- Spray Guns

- Painting Robots

Metrans Makina End. Ürünleri San. ve Tic. Ltd. Şti.

Arzu Gözcü

Standart Chemical Pump

Type FNC according to DIN 24256 . ISO 2858



The FRIATEC standard chemical pump type FNC is a single stage horizontal centrifugal pump constructed specifically for individual process conditions. The impeller is enclosed and free floating. It is supported by antifriction bearings and oil-lubricated.

Dimensions and construction of the pumps is in accordance with DIN 24256 . ISO 2858 "standard chemical pumps" Pitch circle diameter details of flanges are given on our dimension sheet. The construction of this range of pumps has been based on the requirements of the chemical industry coupled with our long experience in the production of ceramic and high

corrosion resisting non-ceramic pumps. For duties in corrosive and abrasive conditions pumps made of our materials have stood the test of time for many decades. In order to enable our customers to manage with a minimum stock of spare parts we have selected few but efficiently performing sizes to DIN 24256 . ISO 2858. For all sizes of this type only four pedestals and four different shaft seal sizes are required.

Application

Output up to 1500 m³/h Delivery head up to 90 m Operating temperature up to 120 °C Operating pressure up to 10 bar Higher pressures on request.

Materials of construction

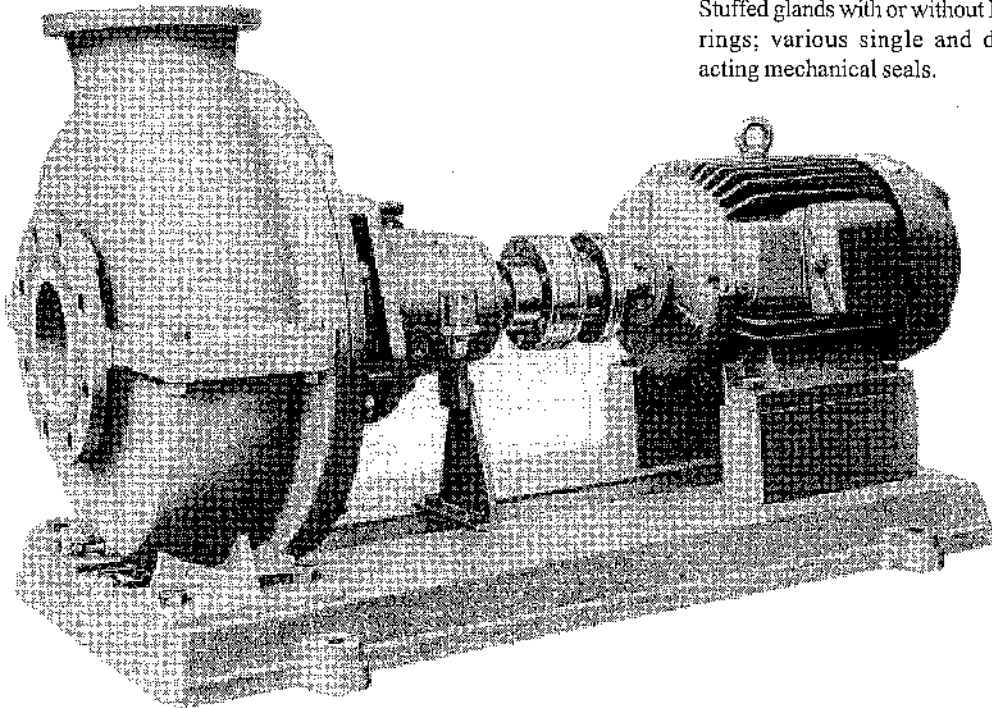
Pump bodies and covers are available in: High strength technical ceramic FRIKORUND (ceramic with high corundum percentage) protected by armour in modular cast iron GGG 40.3. Impellers can be supplied in the following corrosion-proof materials: High-strength corundum ceramic, cast Silicon Iran Antacid, Monel, Titanium, Tantalum, Hastelloy etc.

Material combinations:

Pump parts made of abovementioned materials may be interchanged to suit a variety of working conditions.

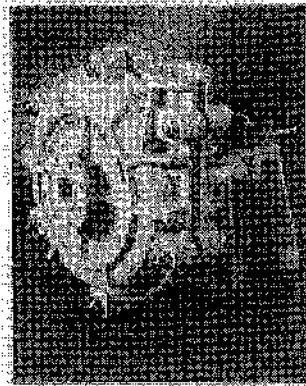
Shaft Seals

Stuffed glands with or without lantern rings; various single and double acting mechanical seals.



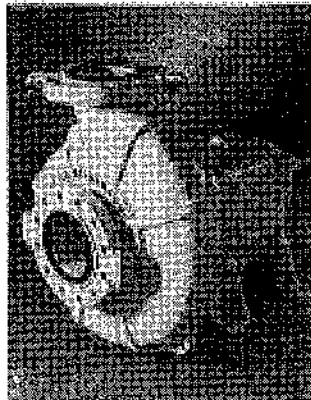
WARMAN PRODUCTS

Wear Resistant Pumps and Equipment



AH

Flowrate: Up to 5000m³/hr
Head: Up to 100m
Size: 25mm- 450 mm discharge
Double casing-
Met or elastomer liners



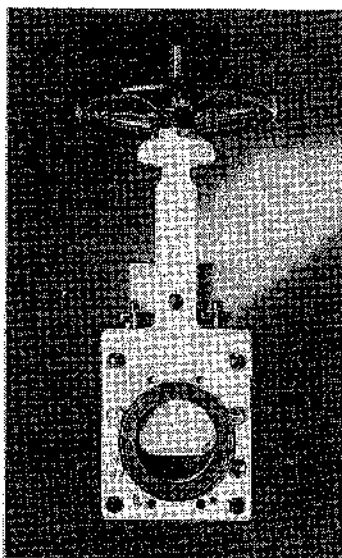
PC

Flowrate: Up to 1500m³/hr
Head: Up to 120m
Size: 65mm- 300mm
Single casing design



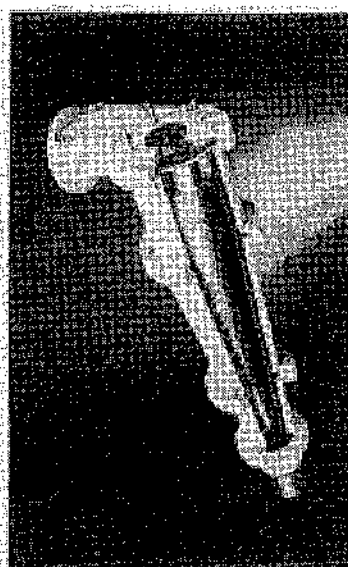
AHUZ Submersible

Flowrate: Up to 550m³/hr
Head: Up to 90m
Size: 55mm- 150mm
Single and double cased designs available.



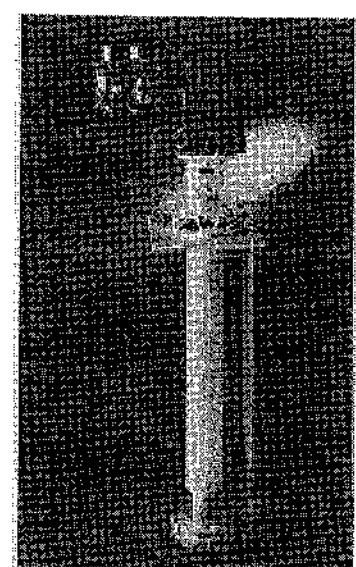
AK - Slurry Valve

For slurries and solids in suspension.
Voted No 1 * in the world



Hydrocyclone

For efficient solids classification and separation
100mm-660mm



SP - Sump Pump

Flowrate: Up to 1100m³/hr
Head: 50m
Size: 40 mm- 300mm

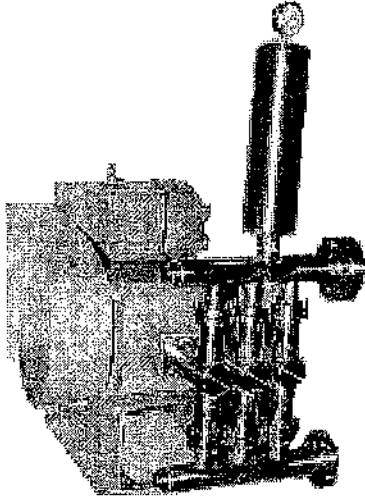
* Engineering & Mining Journal
Supplier Image Study - Spring 1993

This represents only part of the Warman range - for further information contact your local sales office.

MAKDOS ÜRÜNLERİ

Makdos Kimya Makinaları Sanayi ve Ticaret A.Ş.

PİSTONLU YÜKSEK BASINÇLI DONKİ VE TRANSFER POMPALARI



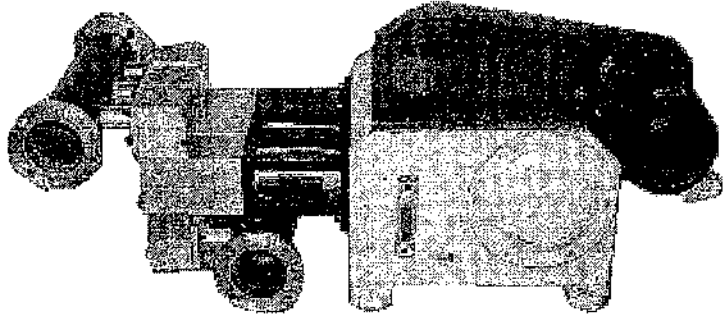
Başlıca kullanım sahaları şunlardır:

- * Toz deterjan üretiminde
- * Basıçlı kaplar testinde
- * Reaktörlerde
- * Azot sanayiinde
- * Kağıt sanayiinde
- * Belediye hizmetlerinde

Makdos 710 PSH tipi donki pompaları yüksek basınç ihtiva eden tesislerde başarılı bir şekilde kullanılmaktadır.

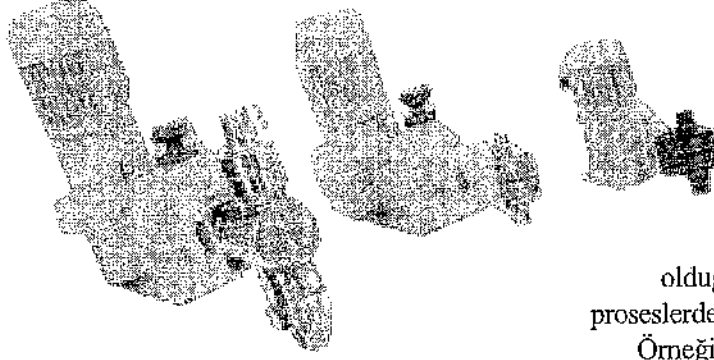
Başlıca kullanım sahaları:

- * Kimyasal sıvıların transferinde
- * Dolum tesislerinde
- * Atık suların transferinde



Makdos 710 PS tipi transfer pompaları kimyasal niteliklere haiz viskoz sıvıların transferinde ve dolum tesislerinde başarılı bir şekilde kullanılmaktadır.

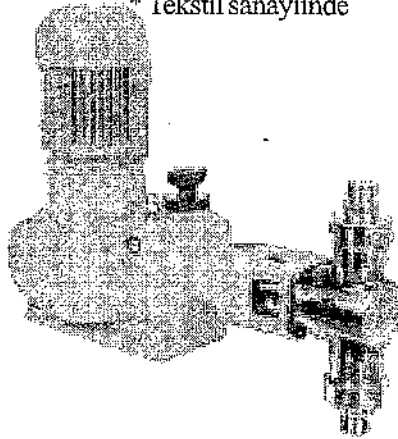
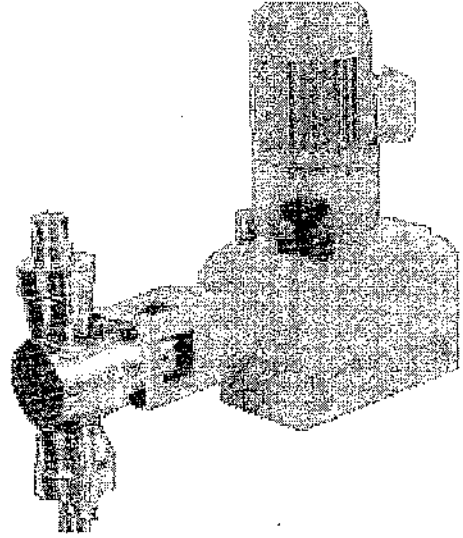
Pistonlu Sıvı Dozaj Pompaları



Makdos 640 PD tipi dozaj pompaları sanayinin her kesiminde kimyasal sıvıların var olduğu dozaj hassasiyeti gerektiren bütün proseslerde başarılı bir şekilde kullanılmaktadır.

Örneğin gıda sanayiinde, salça, yumurta vs. dozajı ile, temizlik maddelerinde viskozitesi yüksek deterjan hammaddesi olan sulfonik asit dozajı yanında diğer bazı sektörler şunlardır:

- * İçme suları tasfiyesinde
- * Kullanma suları tasfiyesinde
- * Atık su arıtma tesislerinde
- * Nükleer ve termik santrallerde su şartlandırma işlemlerinde
 - * Kazan suları tasfiyesinde
 - * Otomatik klorlama tesislerinde
 - * Kireç sanayiinde
 - * Şeker fabrikalarında
 - * Fueloil yakma tesislerinde
 - * Kağıt sanayiinde
 - * Boya sanayiinde
 - * Tekstil sanayiinde



- * Temizlik, sabun ve deterjan sanayiinde, reaktör dolum tesislerinde
- * Pulverizasyon işlemlerinde
- * Kimya sanayiinde katkı dozajında
- * Meşrubat sanayiinde
- * Petro-kimya sanayiinde
- * İlaç sanayiinde
- * Dolum tesislerinde ve daha birçok iş sahalarında kullanılmaktadır.

POMPA VE
POMPALI SİSTEMLER
SEKTÖRÜ ŞİRKET
TANITIMLARI

ŞİRKET TANITIM BÖLÜMÜ İNDEKSİ

ABC Cedetaş Otomasyon ve Kontrol Ltd. Şti.	338
ABS Pompaları San. ve Tic. Ltd. Şti.	338
Aday Sistem Mühendislik İnşaat Makinaları San. Tic. Ltd. Şti.	338
Aknur Endüstri Malzemeleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	338-339
Aktaş Makina ve Isı San. İnş. Turz. Tic. Ltd. Şti.	339
Alarko San. ve Tic. A.Ş.	339
Alpom Müessesesi	339
Anıl Makina San. ve Tic. A.Ş.	339
Altek Metal Tic. A.Ş.	339
Arbiogaz Çevre Teknolojileri İnşaat San. ve Tic. A.Ş.	339-340
Arduman Mümesillik Tesisat ve Tic. Ltd. Şti.	340
Asöba Makina San. ve Tic. A.Ş.	340
Asteknik Makina San. ve Tic. A.Ş.	340
Baymak Makina San. Tic. A.Ş.	340
Borusan Birleşik Boru Fabrikaları A.Ş.	341
Burgmann Endüstriyel Sızdırmazlık San. ve Tic. Ltd. Şti.	341
Can Mühendislik Tic. Ltd. Şti. - Can Teknik	341
Daf Döküm Armatür ve Fenni Makina San. A.Ş.	348
Dikkaya Teknik Malzemeleri San. Tic. Ltd. Şti.	342
Doğanak Koll. Şti.	342
Doğuş Vana Ltd. Şti.	342
Durko Endüstri Ürünleri San. Tic. A.Ş.	342
Eka Elektronik Kontrol Aletleri San. ve Tic. A.Ş.	343
Emo Teknik Malzeme Tic. ve San. Ltd. Şti.	343
Fenmak Fenni Malzeme ve Makina San. Tic. Ltd. Şti.	343
Ferrolı Isıtma ve Klima Sistemleri Tic. ve Servis A.Ş.	343
Fülzyon Plastik A.Ş.	343
Gamsan A.Ş.	343-344
Gelişim Teknik Tic. San. ve Pazarlama Ltd. Şti.	344
Genel Makina Sanayi Ltd. Şti. (GMS)	344
Grundfos Pompa San. ve Tic. Ltd. Şti.	344
Gücüm Pompa ve Makina Sanayii	344
Günmak Kompresör ve Sanayii A.Ş.	344
Gürkomp A.Ş. (Gürmak Class)	344-345
Hacı Ayvaz End. Malz. San. ve Tic. A.Ş.	345
Isites Yapı ve Endüstri Tesisleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	345
İntek Makina, Endüstri ve Tic. Ltd. Şti.	345-346

İntervall Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.	346
İzocam Ticaret ve Sanayi A.Ş.	346-347
İzsal Fittings Dağıtım ve Pazarlama A.Ş.	347
John Crane Türkiye	347
Koçtaş Ticaret A.Ş.	347
Konsan Tesisat Malzemeleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	347
Layne Bowler Dik Türbin Pompaları San. ve Tic. A.Ş.	347
Maktek Makina Teknik Ekipmanları San. ve Tic. Ltd. Şti.	347
Mannesmann Sümerbank Boru Endüstrisi T.A.Ş.	347
Mavili Elektronik Tic. ve San. A.Ş.	348
Mas Pompa San. A.Ş.	348
Mertaş Su Arıtma Filtrasyon Ltd. Şti.	348
Metrans Makina End. Ürünler San. ve Tic Ltd. Şti.	348
Metro Otomasyon ve Kontrol Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	348
Nijhuis Pompen B.V.	348-349
Ode	349
Öz-Kan Makina Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti.	349
Pancar Motor San. ve Tic. A.Ş.	349
Pekşen & Safematic Sızdırmazlık Elemanları San. ve Tic A.Ş.	349
Protek Teknik Ürünler San. ve Tic. Ltd. Şti.	349-350
Rotek Enerji ve Baca Sistemleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	350
Samsun Makina San. A.Ş.	350
Sesinoks Pazlanmaz Mamulleri Ltd. Şti.	350
Speck Pompa San. ve Tic. Ltd. Şti.	350
Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.	351
Süpermatik Pazarlama A.Ş.	351
Tempo Pompa Vana San. ve Tic. Ltd. Şti.	351
Termo Buhar Cihazları San. ve Tic. A.Ş.	351
Tersan Dalgıç Pompa Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.	351
Topkar Tesisat Sistemleri Endüstri ve Yatırım A.Ş.	351-352
Türbosan Türbomakinalar San. ve Tic. A.Ş.	352
Türk Demir Döküm Fabrikaları A.Ş.	352
Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş.	352
Ümran Çelik Boru San. A.Ş.	352
Vimpi Viskoz Mayi Pompaları İmalat San. ve Tic. Ltd. Şti.	352-353
Vemeks Mühendislik Ltd. Şti.	353
Wilo Pompa Sistemleri San. ve Tic. A.Ş.	353
Yetsan A.Ş.	353

ABC CEDETAŞ OTOMASYON ve KONTROL LTD.**Genel Müdürlük:**

Osmangazi Mahallesi Fatih Caddesi Yanyol No:19
81470 Samandıra/Istanbul
Tel:(0216) 311 30 69
Faks:(0216) 311 47 05

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü**

Çırağan caddesi No:46
Beşiktaş/Istanbul
Tel:(0212) 261 46 71
Faks:(0212) 261 32 85

Ankara Bölge Müdürlüğü

Ebbuziye Teflik Sokak No:15/3 06680
Çankaya/Ankara
Tel:(0312) 440 74 91
Faks:(0312) 440 17 91

İnternet Adresi: <http://www.abccedetas.com.tr>

E-mail Adress: abcsatis@abccedetas.com.tr

Faaliyet Alanları: Anahtar teslimi endüstriyel otomasyon tesisleri kurmak, Ürün satış ve pazarlama, Ürün geliştirme

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Motor Hız Kontrolü-Hidrokonfor/ABC Cedetaş/Hitaobi/
Eurotherm Drives, Yumuşak Yolverici-Solcon, PLC-
Hitachi, Endüstriyel Komünikasyon-SS Technologies,
Operatör paneli-EFA, Endüstriyel Bilgisayar-Texas
Micro, Üretim Bilgi Yönetim Sistemi-Wonderware,
ABC Cedetaş İmalatları-ABC Energy

ABS POMPALARI SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Karaman Çiftliği Caddesi Yakut 1/9
Ataşehir/Istanbul
Tel:(0216) 455 22 56 (10 Hat)
Faks:(0216) 455 22 65

Temsilcilikleri:

ABS, Scanpump, Scaba, Frings, Framco

Faaliyet Alanları: İthalat**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

Pompa-ABS, Havalandırıcı-Scanpump, Karıştırıcı-Scaba

ADAY SİSTEM MÜH. İNŞ. MAK. SAN.TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Tuğlu Plaza 2, Özen Sokak, No:1/15
Bursa
Tel:(0224) 250 82 70 / 71
Faks:(0224) 250 84 34

Faaliyet Alanları: Pompa, Eşanjör (Plk), Vana, Fitting-
Vana

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Pompa-Wilo, Eşanjör (Plk)-Wilo, Vana-Intervall,
Fitting-Vana-Duyar

AKNUR END. MALZEMELERİ SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Mumhane Caddesi Gümüşhalka Sokak No:1 80030
Karaköy/Istanbul
Tel:(0212) 251 32 83/84 - 245 18 06
Faks:(0212) 249 64 61 - 245 37 18

Subeleri:**İstanbul Şube:**

İstoç Toptancılar Çarşısı 2. Ada No:77/79 34550 Bağcılar
Mahmutbey/Istanbul
Tel:(0212) 659 01 67/68
Faks:(0212) 659 01 69
Eski Yakacık Caddesi 35/G 81411
Kartal/Istanbul
Tel:(0216) 389 69 10/11
Faks:(0216) 353 27 13

Ankara Şube:

Rüzgarlı Sokak Çapar İş Hanı 16/8 06030
Ulus/Ankara
Tel:(0312) 310 14 35
Faks:(0312) 310 43 05

Antalya Şube:

Teknik Tesisat Mühendislik Hizmetleri Taah. Tic. Ltd.
Mevlana Caddesi Doğu Apt. 24/3 07040
Antalya
Tel:(0242) 312 34 21/22
Faks:(0242) 312 34 23

Bursa Şube:

Gazıcılar Caddesi 77 16220
Bursa
Tel:(0224) 220 79 17
Faks:(0224) 221 45 45

İzmir Şube:

Gaziler Caddesi 353/404 Sokak Celal İş Merkezi 35110
Yenişehir/İzmir
Tel:(0232) 469 80 60
Faks:(0232) 469 80 60

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat, İhracat**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

Antikalker Cihazı-Armay, Apareyler-Alarko, Basınç
Düşürücü-Enelsan/Intermes/lwk/Samson, Demir Boru-
Borusan, Polietilen Boru-Intermes, Plastik Boru-Vesbo,
Brülör-Alarko/Gökçe/Thyssen, Buhar Vanası-Klinger/Sts/
Termo, Dalgıç Pompa-Alarko/Lowara, Debimetre-
Taconova, Doğalgaz (Alarm Cihazı-Fantini/Intermes/Sira,
Bağlantı Elemanları-Hacı Ayvaz, Brülör-Baymak/Baltur/
Cuenod/Eref/Gökçe/T.D.D./Weishaupt), Dört Yollu Vana-
Alnur, Elektrikli (Termosifon-Baymak/Termoteknik/
T.D.D., Radyatör-Termoteknik/T.D.D., Isıtma Örtüsü-DK/
Heating), Emniyet Ventili-Intermes/Termo, Enjektör-
Alnur, Fittings-Ekpaş, Flanş-Urgancılar, Flow Switch-
Fantini/Intermes, Güneş Kollektörü-İstek, Güneşle Isıtma
Otomatik Kontrol Cihazları-Resol, Hava Atıcıları-Intermes/
Meibes/Taconova, Hava Ayırıcıları (merkezi)-Alnur/
Taconova, Hidroforlar-Alarko/Baymak/Süpermatik,
Hidrometre-Pakkens, Hydrostat-Fantini, Isı Sayacı-
Almess, İzalasyon Malzemesi-GWK (Vana İzalasyonu)/
İzocam/Climaflex, Kazanlar-Alarko/Baymak/De Dietrich/
Eca/Emel/Erensan/İsilsan Koçak/Metar/Termoteknik/
T.D.D./Viessmann, Kazan Besleme-Fantini/Hacı Ayvaz,
Kelebek Vana-Asteknik/Burçelik/Keystone/Özkan,
Klima-Alarko/Baymak/Buderus/Eca/Süpermatik/T.D.D./
Viessmann, Kompansatör-Hacı Ayvaz/Politeknik/lwka,
Kompresör-Komsan/Sarmak, Kondenstop-Armstrong/
Hacı Ayvaz/Sprax Sarco/Sts/Termo, Kolon Alar Vanaları-
Meibes/Mng, Küresel Vanalar-Asvan/Batusan/Eca/
Klinger/Sts/Termo, Manometre-Pakkens, Otomatik

Kontrol Cihazları-Centratherm/Honeywell/Resol/Rtk/Wita, Patent Dirsek-Urgancılar, Pisluk Tutucular-Asvan/Eca/Klinger/Sts/Termo, Pompalar-Alarko/dab/Lowara/mas/Standart/Wilo, Presostat-Danfoss/Fantini, Prometre-Pakkens, Radyatör-Alarko/Alurad/Termorad/Termoteknik/T.D.D., Sarı Mamüller-A.R.M./Eca, Seviye Göstergeleri-Klinger/II. Demir/Intermes, Seperatörler-Lakos, Selenoid Vanalar-Fantini/Intermes/Sarlı, Su Depoları-Haspol, Su Sayacıları-Allmess/Teksan/Powogaz, Su Filtre ve Arıtma-Alarko/Benckiser/Braukman, Su Tararuf Armatürleri-Neoperl, Sürgülü Vana-Asvan/Duyar/Mas, Termostatlar-Fantini/Intermes, Vanalar-Alnur/Asvan/Batusan/Duyar/Eca/Enelsan/Klinger/Sts/Termo/Wita, Üç Yollu Vana-Alnur/Rtk/Wita, Vana Motorları-Centratherm/Honeywell/Wita, Ventilatörler-Alarko/Pitsan, Yangın Malzemeleri, Yerden Isıtma-Intermes

AKTAŞ MAK. ISI SAN. İNŞ. TURZ. TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

56. Sok. No:153 06370

Ostim-Ankara

Tel:(0312) 354 06 18

Faks:(0312) 354 30 07

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Temsilcilik

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Asem Pompa-Göksan Pompa, Akal Mak. Hv. Kz.-Durot Darbe Vanaları

ALARKO SAN. ve TİC. A.Ş. -ALPOM MÜESSESESİ

Genel Müdürlük:

Alarko San. ve Tic. A.Ş. Alpom Müessesesi

Yukarı Dudullu Sanayi Bölgesi P.K. 37 81232

Ümraniye/İstanbul

Tel:(0216) 364 10 01 / 4

Faks:(0216) 364 45 23

Bölge Müdürlükleri:

İstanbul Bölge Müdürlüğü

Necatibey Caddesi no:84 80030

Karaköy/İstanbul

Tel:(0212) 251 84 00

Faks:(0212) 244 15 23

Ankara Bölge Müdürlüğü

Sedat Simavi Sokak No:48 06550

Çankaya/Ankara

Tel:(0312) 440 79 10

Faks:(0312) 440 79 30

İzmir Bölge Müdürlüğü

Gazi Bulvarı No:3/6 35250

Konak/İzmir

Tel:(0232) 483 25 60

Faks:(0232) 441 55 13

Adana Bölge Müdürlüğü

Ziyapaşa Bulvarı Çelik Apt. No:25/5-6 01130

Adana

Tel:(0322) 457 62 23

Faks:(0322) 453 05 84

Antalya Bölge Müdürlüğü

Metin Kasapoğlu Caddesi Küçükkaya Sitesi A Blok 1/4
Antalya

Tel:(0242) 322 00 29

Faks:(0242) 322 87 66

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Dalgıç Pompalar, Sirkülasyon Pompaları, Hidroforlar, Brülör ve Panel Radyatör

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Dalgıç Pompalar-Alarko, Sirkülasyon Pompaları-Alarko, Hidroforlar-Alarko, Brülör ve Panel Radyatör-Alarko

ANIL MAKİNA SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Akatlar Zeytinoğlu Cad. Yaren Sok. Aydın Apt. B 3/3

80630 Beşiktaş-İstanbul

Tel:(0212) 283 83 54 - 283 88 55 - 325 22 26

Faks:(0212) 269 35 20

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Sirkülatör, Brülör

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Sirkülatör-Anıl, Brülör-Anıl

ALTEK METAL TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Perpa Kat:2 No:86 80270

Okmeydanı-İstanbul

Tel:(0212) 222 45 00

Faks:(0212) 222 45 08 / 09

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Pompalar

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Pompalar-ITT Goulos, ITT Richter, ITT A-C

ARBİOGAZ ÇEVRE TEKN. İNŞ.SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Eski Büyükdere Caddesi Emektar Sokak No:71 Kat:3

80660 4.Levent/İstanbul

Tel:(0212) 282 80 85 - 282 80 86

Faks:(0212) 282 79 12

Şubeleri:

Kocaeli Şube:

Fabrika

Yeni Pınar Mevkii, Atabay Arkası Tavşanlı Köyü

Gebze/Kocaeli

Tel:(0262) 724 85 50 (3 Hat)

Faks:(0262) 724 85 49

Temsilcilikleri:

1) Ustf Edwards&Jones Ltd. (UK)

2) Ustf Willet Pump Inc. (UK)

3) Kason Corporation (USA)

4) Cynamid Int. Chemicals Division (USA)

5) Ljm Lind Jenses Maskin Fabrik (DENMARK)

6) Aerators Inc. (USA)

Eski Büyükdere Caddesi Emektar Sokak No:71 K:3

80660 4.Levent/İstanbul

Tel:(0212) 282 80 85 - 282 80 86

Faks:(0212) 282 79 12

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat
İmalat: Anahtar Teslimi Su ve Atıksu Arıtma Tesisleri
İthalat: Arıtma Tes.Ekipmanları, Gorman-Ruff Distribütör
Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Pompa-Gorman-Ruff Co.

ARDUMAN MÜMESSİLLİK TESİSAT ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

F.Kerim Gökay Caddesi, No:29
Altunizade-İstanbul
Tel:(0216) 310 44 70 (10 Hat)
Faks:(0216) 343 42 01

Bölge Müdürlükleri:

İstanbul Bölge Müdürlüğü:

Hoşdere Caddesi No:136/C
Y.Ayrancı-İstanbul
Tel:(0216) 441 43 07

Faks:(0216) 441 43 08

İzmir Bölge Müdürlüğü:

Mustafa Kemal Sahil Bulvarı No:195/A
Asansör-İzmir
Tel:(0232) 484 46 06
Faks:(0232) 441 73 16

Antalya Bölge Müdürlüğü:

100. Yıl Bulvarı Polat Apt. No:14/F
Antalya
Tel:(0242) 247 36 27
Faks:(0242) 242 66 93

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Klima, Hava Perdesi, Fan, Isıtıcı

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Klima-York, Hava Perdesi-Pyrox, Fan-Xpelair, Isıtıcı-Airelec

ASÖBA MAKİNA SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Hatboyu Caddesi, Cihatsaran Sokak, No:1
Küçükyalı-İstanbul
Tel:(0216) 367 75 22 - 417 63 55
Faks:(0216) 366 51 12

Şubeleri:

Kayseri Şube:

Organize Sanayi Bölgesi 10. Cadde No:8
Kayseri
Tel:(0352) 321 13 29 - 321 13 30
Faks:(0352) 321 13 30

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Kauçuk Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Kauçuk Pompalar-Asöba

ASTEKNIK MAK. SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Gazlılar Caddesi No:54/5
Bursa
Tel:(0224) 252 19 91
Faks:(0224) 254 67 37

Bölge Müdürlükleri:

Ankara Bölge Müdürlüğü

3. Sokak 26/4

Babat

Tel:(0312) 287 00 71

Faks:(0312) 287 00 71

Adana Bölge Müdürlüğü

T. Cemal Beriker Bulvarı Üzeri Ziya Algan İş Merkezi
Kat:6 Adana

Tel:(0322) 359 44 09

Faks:(0322) 359 44 08

İstanbul Bölge Müdürlüğü

Bakkal Sokak Taşçı Apt. No:3/5 Acıbadem
Kadıköy/İstanbul

Tel:(0532) 367 86 65

Faks:(0216) 327 48 08

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Kelebek Vana, Çekvalf, Demontaj Parçası,
Bıçaklı Vana, Çelik Çemberi Elastomer Conta

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Wafer Kelebek Vana, Kelebek Vana, Çekvalf, Disk
Çekvalf, Demontaj Parçası, Bıçaklı Vana, Çelik Çemberi
Elastomer Conta-Asteknik

BAYMAK MAK. SAN. TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Yalnız Selvi Caddesi No:19
Kartal/İstanbul
Tel:(0216) 309 62 25
Faks:(0216) 309 03 42

Bölge Müdürlükleri:

Ankara Bölge Müdürlüğü:

Tandoğan Meydanı Anıt Caddesi No:41/A
Tandoğan/Ankara
Tel:(0312) 221 39

Faks:(0312) 223 79 79

İzmir Bölge Müdürlüğü:

Gaziler Caddesi Batı İş Merkezi Karşısı No:530
Yenişehir/İzmir
Tel:(0232) 433 38 16
Faks:(0232) 449 11 74

Temsilcilikleri:

Spfinagrico
Dostuk caddesi 33/23 D:7
Almata/Kazakhstan
Tel:007 3272 538636
Selçuk Türkmen Co
Alisher Navai Str. No:56
Ashagabat/Türkmenistan
Tel:0099 312 512324
Nr. Jumber Tsitlidze
Nutsubidze Str. No:15 Ap:1
Tiblisi/Georgia
Tel:0099 532 383013

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Pompa/Hidrofor-Baymak-DAB, Isıtma/Soğutma-
Baymak/Teco Ocean, Kapı Grubu-Baymak Amerikan
Kapı Sistemleri, Beyaz Eşya Grubu-Ocean

BORUSAN BİRLEŞİK BORU FABRİKALARI A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Meclisi Mebusan Caddesi No:103 80840

Salıpazarı/İstanbul

Tel:(0212) 251 34 10 (20 Hat)

Faks:(0212) 293 69 60

Bölgesel Şirketleri:**Adana Bölgesi:**

Borusan Akdeniz İnş. Mlz. Paz. A.Ş.

Adana-Mersin Karayolu 15 Km.

Adana

Tel:(0322) 441 10 44

Faks:(0322) 441 10 66

Ankara Bölgesi

Boru ve Profil Tic. A.Ş.

İstanbul Caddesi Soydaşlar Sokak No:12 06080

Ulus/Ankara

Tel:(0312) 311 42 50

Faks:(0312) 311 49 81

İzmir Bölgesi

Bozoklar İnş. Malz. Tic. A.Ş.

Sanayi Caddesi No:26 35100

Bornova/İzmir

Tel:(0232) 388 24 17

Faks:(0232) 374 50 04

Bozoklar Boru ve Profil Tic. Ltd. A.Ş.

1202/1 Sokak No:53-55

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 433 59 13

Faks:(0232) 457 22 10

Gaziantep Bölgesi

Gaziantep Boru ve Profil Tic. A.Ş.

Şanlıurfa Yolu Üzeri Küçük Sanayi Sitesi Karşısı 27300

Gaziantep

Tel:(0342) 235 18 65

Faks:(0342) 235 18 65

Bursa Bölgesi

İmpa Bursa İnş. Mlz. Paz. A.Ş.

Yeni Yalova Caddesi 149/A

Bursa

Tel:(0224) 254 15 80

Faks:(0224) 254 86 86

İstanbul Bölgesi

Kerim Boru Tic. ve Paz. A.Ş.

Demirciler Sitesi 6. Yol No:1

Merter/İstanbul

Tel:(0212) 546 01 82

Faks:(0212) 582 82 49

Kerim Boru Tic. ve Paz. A.Ş.

Yeni Sahra Mahallesi Kazım Karabekir Caddesi Zaloğlu

Sokak No:2/4 Erenköy/İstanbul

Tel:(0216) 324 24 04

Faks:(0216) 324 24 05

Samsun Bölgesi

Samsun Çelik Tic. A.Ş.

II. Kısım Sanayi Sitesi No:9 55080

Samsun

Tel:(0362) 238 09 22

Faks:(0362) 238 03 76

Kıbrıs Bölgesi

Borusan İnş. Malz. Paz. Kıbrıs Ltd.

Serbest Bölge Ofis No:9 PK.247

Kıbrıs

Tel: Magosa (0392) 366 32 29

Faks:(0392) 368 77 43

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Polietilen Kaplı Borular, Sanayi Boruları, Kare ve Dikdörtgen Profiller, Özel Borular, Su Boruları, Doğalgaz Boruları, Kazan Boruları, Petrol Boruları, Plastik Borular

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Polietilen Kaplı Borular, Sanayi Boruları, Kare ve Dikdörtgen Profiller, Özel Borular, Su Boruları, Doğalgaz Boruları, Kazan Boruları, Petrol Boruları, Plastik Borular-Borusan

BURGMANN END. SIZDIRMAZ. SAN. ve TİC.LTD.ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Yukarı Dudullu İmes Yarı Kuru Sok.No:11 1R-81260

Ümraniye/İstanbul

Tel:(0216) 420 37 00 (5 Hat)

Faks:(0216) 420 37 05

İnternet Adresi: <http://www.burgmanntr.com>

E-mail Address: confoc@burgmanntr.com

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat, İhracat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Mekanik Salmastralar, Yumuşak Salmastralar, Contalık Malzemeler, Otomotiv Sızdırmazlık Elemanları, Gemicilik Salmastraları, Manyetik Kaplinler, Kompansatörler, Döner Fırın Sızdırmazlık Elemanları, Mixer Salmastraları ve Ekipmanları

CAN MÜHENDİSLİK TİC. LTD. ŞTİ. / CAN TEKNİK**Genel Müdürlük:**

Serçeönü Mahallesi Ahmepaşa Caddesi İkizler İş Merkezi B Blok Kat:8/812

Kayseri

Tel:(0352) 232 63 63 / 64

Faks:(0352) 232 63 62

Faaliyet Alanları: Proje-Uygulama-Süpervizyon

İthalat: Klima, Pompa, Kalorifer Kazanı, Jeneratör

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Klima-Temsa/Mitsubishi, Pompa-Grundfos, Kalorifer Kazanı-Buderus/İsısan, Jeneratör-Kohler/Gesa

DIKKAYA TEKNİK MALZ. SAN. TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

1202/3 Sokak No:4
Yenişehir/İzmir
Tel:(0232) 457 57 08 (pbx) - 469 23 43
Faks:(0232) 469 23 50

Şubeleri:**İzmir Şube:**

1202/1 Sokak No:47/C
Yenişehir/İzmir
Tel:(0232) 433 60 38
Faks:(0232) 433 59 62

Faaliyet Alanları: İçme suyu tesisat malzemeleri satıcılığı ve Raphael marka otomatik kontrol vanalarının Türkiye satıcılığı, mühendislik ve servis hizmetleri.

İthalat: Raphael

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Raphael

DOĞANAK KOLL. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Okçumusa Caddesi İpek Çıkmazı Boğaziçi Han 6/2
80020 Karaköy/İstanbul
Tel:(0212) 244 43 18 - 245 25 12
Faks:(0212) 243 57 04

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Bobinaj Malzemeleri Dar Dokuma Sanayi

İthalat: Mekanik Keçe Elk. İzalasyon Malz.

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Mekanik Keçe (Salmastra)-Umbra, Cam Makaron Dar Dokuma/Şeritler-Diht, Polyester Film-Dupont/Mylar, Prespan-Pucaro

DOĞUŞ VANA LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

1202/1 Sokak No:26/A-B
Yenişehir/İzmir
Tel:(0232) 435 59 43 - 433 60 11 - 449 46 69
Faks:(0232) 458 08 96
E-mail Adress: Doğuş.Vana@service.raksnet.com.tr

Bölge Müdürlükleri:**Gaziantep Bölge Müdürlüğü**

Gazi Muhtarpaşa Bulvarı Buhara İş Merkezi 1. Asma Kat No:35 Gaziantep
Tel:(0342) 232 56 38
Faks:(0342) 232 56 38

Şubeleri:**Ankara Bölge Bayii**

Gürsu Teknik Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.
Esat Caddesi Kozlar İşhanı No:61/34
K.Esat/Ankara
Tel:(0312) 417 00 39 - 417 59 91
Faks:(0312) 425 81 41
Tek-Su Teknolojik Sulama Sis. Müh. ve Tic. Ltd. Şti.
Mesnevi Sokak No:48/11
A.Ayrancı-Ankara
Tel:(0312) 440 48 00 - 440 27 57
Faks:(0312) 440 27 57

İstanbul Bölge Bayii

Tarfer Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.
Osmanağa Mahallesi Pavlonya Sokak Kamberoğlu İşhanı No:2/19 Kadıköy/İstanbul
Tel:(0216) 449 28 94
Faks:(0216) 449 30 67

Temsilcilikleri:

Bermad Control Valves - İsrail
Galcon Irrigation Control Equipment - İsrail
Hunter Sprinklers - U.S.A.
Protec - İtalya
Inox Pompe - İtalya
Nike - İtalya

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat, İhracat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Selenoid Vana, Basiç Düşürücü Vana, Relief-Basiç Sabitleme Vanası, Darbe Önleme Vanası, Pompa Kontrol Vanası, Seviye Kontrol Vanası, Otomatik Ölçme Vanası, Su Saygıları Sulama Hidrantı ve Yangından Korunma Kontrol Vanaları, Sulama Sprinkleri, Plastik Rögar-İzgara Kanal-Sifon ve Vana Kutuları, Sürgülü Vana, Çekvalf, Vantuz ve Pislik Tutucu
Doğuş, Bermad, Galcon, Hunter, Nike, Protec

DURKO ENDÜSTRİ ÜRÜNLERİ SAN. TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Kore Şehitleri Caddesi No:37
Zincirlikuyu/İstanbul
Tel:(0212) 274 59 30 (4 Hat)
Faks:(0212) 274 04 20

Şubeleri:**İstanbul Şube:**

Perpa Ticaret Merkezi Kat:5 No:175
Okmeydanı/İstanbul
Tel:(0212) 221 16 56/57
Faks:(0212) 220 44 64

Ankara Şube:

Cinnah Caddesi Farabi Sokak No:30
Çankaya/Ankara
Tel:(0312) 427 12 55
Faks:(0312) 427 71 45

Temsilcilikleri:

Audos Eichler GmbH-Almanya, Robuschi C.S.p.A.-İtalya, Hermetic Pumpen GmbH-Almanya, Jung Pumpen-Almanya, Rovatti S.p.a.-İtalya, Resch Maschinenbau GmbH-Almanya

Faaliyet Alanları: İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Dozaj Pompaları-Audos Eichler GmbH-Almanya, Hava Körükleri, Vakum ve Santrifüj Pompaları-Robuschi C.S.p.A.-İtalya, Hermetik Tip Pompalar-Hermetic Pumpen GmbH-Almanya, Dalgıç Tip Pis Su Pompalar-Jung Pumpen-Almanya, Dalgıç Tip Temiz Su Pompalar-Rovatti S.p.a.-İtalya, Mohno Tip pompa-Resch Maschinenbau GmbH-Almanya

EKA ELEKTRONİK KONTROL ALET. SAN. ve TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Büyükdere Caddesi Ayazağa Asfaltı 3. Yol No:19 80670
Maslak/İstanbul

Tel:(0212) 285 25 40 (7 Hat)

Faks:(0212) 276 13 42

Bölge Müdürlükleri:**Ankara Bölge Müdürlüğü:**

Atatürk Bulvarı No:59/22 06410

Kızılay/Ankara

Tel:(0312) 435 10 82

Faks:(0312) 432 21 26

Temsilcilikleri:

Tümel Ltd. Şti.

Fatih Caddesi 601/1 Sokak No:36 35220

Çamdibi/İzmir

Tel:(0232) 433 26 10

Faks:(0232) 457 01 40

Ceylan Elektronik Ltd. Şti.

Gazıcılar Caddesi No:77

Bursa

Tel:(0224) 224 80 50

Faks:(0224) 244 77 70

Emka Elektronik Medikal Ltd.

Subay Orduevi Arkası Yıldırım Sokak No:4

Eskişehir

Tel:(0222) 231 89 65

Faks:(0222) 234 14 62

Arat Elektronik:

19 Mayıs Mahallesi Meşrutiyet Sokak No:21/A

Samsun

Tel:(0362) 432 49 49

Faks:(0362) 435 26 83

Demiralp Elektronik Ltd. Şti.

Reşatbey Mahallesi Adalet Cad.Saray Apt. K:2 D:7

Adana

Tel:(0322) 459 10 66

Faks:(0322) 459 10 66

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Statik Yolverici

İthalat: Frekans Konverteri-DANFOSS

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Statik Yolverici-EKA, Frekans Konverteri-DANFOSS
A/S

EMO TEKNİK MALZEME TİC. ve SAN. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Ziyabey Caddesi No:69

Balgat/Ankara

Tel:(0312) 285 20 00

Faks:(0312) 286 23 23

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü:**

Krizantern Sokak No:5

Levent/İstanbul

Tel:(0212) 283 94 34

Faks:(0212) 283 94 41

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Yangın Pompası

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Yangın Pompası-Sterling / Peerless Pump

FENMAK FENNİ MALZ. ve MAK. SAN. TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Perpa Ticaret Merkezi K:6 No:633

Okmeydanı/İstanbul

Tel:(0212) 221 09 42

Faks:(0212) 220 73 83

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Korozi Ortam Pompaları

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Korozi Ortam Pompaları-Siebec

FERROLİ ISITMA ve KLİMA SİST.TİC. ve SRV. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Ali Nihat Tarlan Caddesi No:103/3

Bostancı/İstanbul

Tel:(0216) 416 54 93

Faks:(0216) 416 55 53

Bölge Müdürlükleri:**Ankara Bölge Müdürlüğü**

1. Cadde 61/2

Bahçelievler/Ankara

Tel:(0312) 223 21 00

Faks:(0312) 223 21 00

Faaliyet Alanları: İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Ferrol

FÜZYON PLASTİK A.Ş.**Genel Müdürlük:**

6. Cadde 78. Sokak No:17/12

Öveçler/Ankara

Tel:(0312) 479 67 61 - 479 88 69

Faks:(0312) 479 29 89

Faaliyet Alanları: İçme suyu, atık su, kanalizasyon, sıhhi tesisat her türlü sıvı taşıması ile doğalgaz tesisatlarında, gıda, ilaç ve kimya sanayinde, çöp toplama alanlarında kullanılan PE, PP, PVC, PVDF, ABS malzemelerinin temini, satışı ve mühendislik hizmetleri.

İmalat: Faaliyet alanında belirtilen ürünler

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Fırat Plastik, Fusion Group PLC, Simona, Wavin Hall, Wavin, Durapipe, Akatarm, KWH Pipe, BTR, Plasson

GAMSAN A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Çiftelavuzlar Caddesi No:44

Bayrampaşa/İstanbul

Tel:(0212) 501 69 44 (5 Hat)

Faks:(0212) 565 32 94

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü:**

Perpa İş Merkezi 5. Kat No:194

Okmeydanı/İstanbul

Tel:(0212) 221 61 66 (2 Hat)

Faks:(0212) 221 61 68

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Özel Elektrik Motorları, Santrifüj Pompalar, Dalgıç Pompalar, Hidroforlar

GELİŞİM TEKNİK TİC. SAN. ve PAZ. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

100. Yıl Bulvarı Sevimli Apt. No:12/1-2 07050
Antalya

Tel:(0242) 248 83 54 (Pbx)

Faks:(0242) 241 46 10

İnternet Adresi: <http://www.gelistimteknik.com.tr>

E-mail Adress: info@gelistimteknik.com.tr

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Güneş Enerji Sistemi

İthalat: Orijinal Yeşilboru Isıtma Tesisatı ve Sıhhi Tesisat Sistemleri, Sessizboru, Pis su ve Yağmur Suyu Tesisat Sistemleri, Polibütan Yerden Isıtma ve Kalorifer Tesisat Sistemi, Manyetik Kireç Önleyici, WC ve Pisuar Bas Sistemleri, Armatür, Vitrifiye ve Akrilik Küvetler, Dekoratif Banyo Akseuarları, Otomatik Armatürler (Fotoselli Batarya ve Pisuarlar)

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Güneş Enerji Sistemi-Calorimax, Orijinal Yeşilboru Isıtma Tesisatı ve Sıhhi Tesisat Sistemleri-Aquatherm, Sessizboru, Pis su ve Yağmur Suyu Tesisat Sistemleri-Wavin AS, Polibütan Yerden Isıtma ve Kalorifer Tesisat Sistemi-Aquatherm, Manyetik Kireç Önleyici-Solvin, WC ve Pisuar Bas Sistemleri-Schell, Armatür, Vitrifiye ve Akrilik Küvetler-İdeal Standard, Dekoratif Banyo Akseuarları-Geesa, Otomatik Armatürler (Fotoselli Batarya ve Pisuarlar)-Iqua

GENEL MAKİNA SANAYİ LTD. ŞTİ. (GMS)

Genel Müdürlük:

Perpa Ticaret Merkezi Kat:5 No:307

Okmeydanı/İstanbul

Tel:(0212) 221 29 24 (Pbx)

Faks:(0212) 221 30 15

Bölge Müdürlükleri:

İstanbul Bölge Müdürlüğü:

Fabrika

Evren Mahallesi Halkalı Yolu No:5

Güneşli/Bakırköy/İstanbul

Tel:(0212) 550 46 79 - 550 38 00

Faks:(0212) 550 39 26

Temsilcilikleri:

İntek Müh. Ltd. Şti.

2. Sanayi Sitesi 351. Sokak No:29

Bornova/İzmir

Tel:(0232) 435 09 30

Faks:(0232) 435 98 78

Sunsay Ltd. Şti.

Kızılay Caddesi 20. Sokak No:13

Seyhan/Adana

Tel:(0322) 351 74 13

Faks:(0322) 351 40 49

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Santrifüj-GMS Pompaları, Dişli-GMS Pompaları, Vorteks-GMS Pompaları, Türbin-GMS Pompaları

GRUNDFOS POMPA SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Bulgurlu Caddesi No:32

Üsküdar/İstanbul

Tel:(0216) 428 03 06

Faks:(0216) 327 99 88

Bölge Müdürlükleri:

Ankara Bölge Müdürlüğü:

Faks:(0312) 222 75 56

İzmir Bölge Müdürlüğü:

Faks:(0232) 369 61 78

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Sirkülasyon Pompaları-Grundfos, Dalgıç Pompalar-Grundfos, Hidroforlar-Grundfos, Atık Su Pompaları-Grundfos

GÜCÜM POMPA ve MAKİNA SANAYİ

Genel Müdürlük:

Toygar Sokak Keçeci Piri Mahallesi No:19/A

Hasköy/İstanbul

Tel:(0212) 254 80 93 (3 Hat)

Faks:(0212) 250 60 86

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Vakum Pompası - Gücüm

GÜNMAK KOMPRESÖR ve SANAYİ A.Ş.

Genel Müdürlük:

Perpa Ticaret Merkezi Kat:9 No:1354

Okmeydanı/İstanbul

Tel:(0212) 221 55 10

Faks:(0212) 221 35 09

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Diyaframlı Pompa-Aro, Pistonlu Pompa-Aro

GÜRKOMP A.Ş. (GÜRMACK CLASS)

Genel Müdürlük:

5709/65 No:14

K.Bağlar/İzmir

Tel:(0232) 237 97 40

Faks:(0232) 237 98 67

Bölge Müdürlükleri:

İstanbul Bölge Müdürlüğü:

Bayar Caddesi Gülbahar Sokak No:13/5

Kozyatağı/İstanbul

Tel:(0216) 362 80 09

Faks:(0216) 384 22 13

Ankara Bölge Müdürlüğü:

fevzipaşa Mahallesi Atık Sokak 4/83

Ulus/Ankara

Tel:(0312) 324 59 88

Faks:(0312) 324 59 89

Malatya Bölge Müdürlüğü:

Yeni Kaynak Mahallesi 4. Sokak No:6

Malatya

Tel:(0422) 336 51 46

Faks:(0422) 336 05 22

Temsilcilikleri:

Im Löhle 59-7070 Schw-Gmünd (07171) 76639

Almanya

Faaliyet Alanları: Hidrofor, Katkallorifer, Radyatör, Dalgıç Pompa, Güneş Enerjisi**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

Kompresör-Gürmak/Class/Gürkomp

HACI AYVAZ END. MALZ. SAN. ve TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Necatibey Caddesi Ayvaz Han No:207

Karaköy/İstanbul

Tel:(0212) 251 89 76/77 - 245 60 27/28

Faks:(0212) 251 90 41 - 292 12 98

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü:**

Necatibey Caddesi Ayvaz Han No:207

Karaköy/İstanbul

Tel:(0212) 251 90 82/83 - 245 60 29

Faks:(0212) 251 90 41 - 292 12 98

Ankara Bölge Müdürlüğü:

Uğur Mumcu Caddesi Kırçiçeği Sokak

GaziOsmanpaşa/Ankara

Tel:(0312) 446 72 96 - 446 72 97

Faks:(0312) 447 52 52

Adana Bölge Müdürlüğü:

Abidin Paşa Cad. 104. Sokak Yusuf Çelik İş Mak. No:5

Adana

Tel:(0322) 352 88 27

Faks:(0322) 359 94 50

Bursa Bölge Müdürlüğü:

Gazıcılar Kayağı Sokak No:52/44 Tuğcu Plaza Kat:1/20

Bursa

Tel:(0224) 256 97 45

Faks:(0224) 256 97 46

İzmir Bölge Müdürlüğü:

1145/7 Sokak No:2 Özbek İş Merkezi Kat:2

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 459 42 36

Faks:(0232) 459 42 36

Çorlu Bölge Müdürlüğü:

Cumhuriyet Meydanı Görgün İş Merkezi Hacı Salih

Sokak No:37/2 Çorlu/Tekirdağ

Tel:(0282) 654 73 01

Faks:(0282) 653 28 28

Temsilcilikleri:

Tozen Saneyo Co; Ltd.

8-4 Asahi Yoshikawa Saitama-Ken 342

Japan

Tel:(0489) 93-1035

Faks:(0489) 93-1018

Arı-Armaturen

Arı-Armaturen Albert Richter GmbH-Co.KG 33756

Schloß Holte/Stukenbrock

Tel:0 5207 994-0

Faks:0 5207 994297/98

Faaliyet Alanları: Kompresör, Kondenstop, Seviye Kontrol Cih., Vanalar**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**Kompresör, Kondenstop, Seviye Kontrol Cih., Vanalar--
Ayvaz Tozen, Arı Armaturen, Fantini**İSITES YAPI ve END. TESİS. SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.****Genel Müdürlük:**

Yıldız Caddesi No:45/1 80700

Beşiktaş/İstanbul

Tel:(0212) 259 41 35

Faks:(0212) 261 68 97

Subeleri:**İstanbul Şube:**

Yeni Doğan Sokak No:20 Dikilitaş

Beşiktaş/İstanbul

Tel:(0212) 236 61 30

Faks:(0212) 236 61 32

İnternet Adresi: <http://isites.com.tr>**E-mail Address:** info@isites.com.tr**Faaliyet Alanları:** Radyatör, Aspiratör, Vana ve Tesisat

Ekipmanları, Klima

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Radyatör-Mectherm Alüminyum Radyatörler, Kristal

Alüminyum Radyatörler, Aural Alüminyum Radyatörler,

Brandoni Dekoratif Radyatörler, Scirocco Dekoratif

Radyatörler, Aspiratör-Orieme, Vana ve Tesisat

Ekipmanları-Far Tesisat Ekipmanları, Scirocco Dekoratif

Vanalar, Klima-Fuji Electric, Mitsubishi Electric, Sanyo,

York

İNTEK MAKİNA, ENDÜSTRİ ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

2. Sanayi Sitesi 351. Sokak No:29 (35100)

Bornova/İzmir

Tel:(0232) 435 98 78 - 461 15 28

Faks:(0232) 435 09 30

Bölge Müdürlükleri:**Ankara Bölge Müdürlüğü:**

Atatürk Bulvarı No:59/22 06410

Kızılay/Ankara

Tel:(0312) 435 10 82

Faks:(0312) 432 21 26

Temsilcilikleri:

Gms Pompa, Türbosan, Şirinoğlu, Standart, Mas,

Gücüm, Zinisan, Makdos, Flygt, Alarko, Alldos, Versa-

matic, Lowara, Innox, Leporis

Faaliyet Alanları: Her türlü sıcaklık ve viskozitedeki

akışkanlar için özel amaçlı pompaların satışı, bakımı ve

servis hizmetleri, uygun pompa donanımlarının kurulması

ve işletilmesi (endüstriyel, sulama ve hidrofor donanımları

gibi), pompa onarım ve servisi, siparişe göre pompa

yedek parçalarının üretimi, bazı özel pompa/türbin

dizaynlarının hazırlanması, özel makina parçalarının

yapımı, kalıp, model ve döküm işleri (sfero döküm,

paslanmaz döküm, bronz döküm gibi) ile redüktör ve

elektrik motoru bayiliği

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Özel Endüstri-Gms Pompa, Santrifüj ve Atık Su Dalgıç

Pompaları-Türbosan, Asit Pompaları-Şirinoğlu, Santrifüj/

Kademeli Santrifüj Pompaları-Standart, Santrifüj/

Kademeli Santrifüj Pompaları-Mas, Vakum Pompaları-

Gücüm, Vakum Pompaları-Zinisan, Pistonlu Dozaj

Pompaları-Makdos, Atık Su Dalgıç Pompa ve Mikserleri-
Flygt, Dalgıç Pompaları-Alarko, Dozaj Pompaları-Alldos,
Havalı/Diyafırlı Pompalar-Versa-Matic, Dalgıç ve
Paslanmaz Santrifüj Pompalar-Lowara, Mini-Pomp ve
Hidroforlar-Inox, Mini-Pomp ve Hidroforlar-Leporis

INTERVALF SANAYİ ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Yalı Yolu Sokak No:56 Kat:1 81110

Baostancı/İstanbul

Tel:(0216) 410 69 00 - 463 22 73

Faks:(0216) 410 77 36

Bölge Müdürlükleri:

İzmir Bölge Müdürlüğü:

1202/1 Sokak, No:69 Kat:6 D:607

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 459 90 68

Faks:(0232) 459 90 68

Bursa Bölge Müdürlüğü:

Gazıcılar Caddesi Şirin Sokak No:10 Karamanoğulları

Plaza K:3 D:20/A Bursa

Tel:(0224) 250 95 61

Faks:(0224) 250 95 61

Adana Bölge Müdürlüğü:

Kızılay Caddesi 102. Sokak No:2 Serhan İş Hanı 2/15

Adana

Tel:(0322) 352 16 78

Faks:(0322) 352 16 78

Trakya Bölge Müdürlüğü:

Omurtak Caddesi Babadağ Sokak Özlem İş Mrk. 4/15
Çorlu

Tel:(0282) 652 36 44

Faks:(0282) 652 36 44

Temsilcilikleri:

Spirax-Sarco (İngiltere), Mival (İtalya), Desbordes
(Fransa), Soda (Fransa), Kember (Almanya), Iprosa
(İspanya)

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Vanalar, Buhar Cihazları, Kontrol Vanaları

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Vanalar-Interval/Mival/Iprosa, Buhar Cihazları-Spirax
Sarco, Kontrol Vanaları-Spirax Sarco/Desbordes

İZOCAM TİCARET ve SANAYİ A.Ş.

Genel Müdürlük:

Dilovası Mevki, 41455

Gebze-Kocaeli

Tel:(0262) 754 63 90 (6 Hat) - 754 81 65 (6 Hat)

Faks:(0262) 754 61 62 - 754 61 82

Gebze Taşyünü Üretim Tesisleri

Dilovası Mevki, 41455

Gebze-Kocaeli

Tel:(0262) 754 63 90 (6 Hat) - 754 81 65 (6 Hat)

Faks:(0262) 754 51 57

Gebze Foamboard ve İzopor Üretim Tesisleri

Dilovası Mevki, 41455

Gebze-Kocaeli

Tel:(0262) 754 63 90 (6 Hat) - 754 81 65 (6 Hat)

Faks:(0262) 754 66 87

Tarsus Cam Yünü Üretim Tesisleri

Adana-Mersin Karayolu Üzeri Konaklar Köyü Keli Mevki
33401 Tarsus-İçel

Tel:(0324) 622 25 52 (4 Hat)

Faks:(0324) 622 25 56

Beylikdüzü İzopor Üretim Tesisleri

43901 Büyükçekmece-İstanbul

Tel:(0212) 872 13 15

Faks:(0212) 872 56 12

Bölge Müdürlükleri:

İstanbul Bölge Müdürlüğü

Büyükdere Cad. No:111 TEV Kocabaş İşhanı 80300

Gayrettepe-İstanbul

Tel:(0212) 275 72 22 (8 Hat)

Faks:(0212) 266 97 69

Ankara Bölge Müdürlüğü

Atatürk Bulvarı No:58 K:9 06440

Kızılay-Ankara

Tel:(0312) 418 66 67 - 418 30 32

Faks:(0312) 425 05 15

Adana Bölge Müdürlüğü

Özler Cad. No:67 Kuru Köprü İşhanı K:6 01060 Adana

Tel:(0322) 352 29 80

Faks:(0322) 352 02 54

İzmir Bölge Müdürlüğü

Hürriyet Cad. Niyazi Ersoy İşhanı No:8 Kat:7/707 35030

Pasaport/İzmir

Tel:(0232) 484 57 85 - 484 31 78

Faks:(0232) 489 00 52

Bursa Bürosu

Kükürtlü Cad. Tan İş Merkezi No:67 B Blok D:7 16080

Bursa

Tel:(0224) 253 95 35

Faks:(0224) 255 60 13

Elazığ Bürosu

Şehit İlhanlar Cad. Vali Muharrem Göktaoğlu İş Merkezi

No:307 K:3 23100 Elazığ

Tel:(0424) 218 66 00

Faks:(0424) 233 19 96

Antalya Bürosu

Anafartalar Cad. No:14 K:1 D:4 07040

Antalya

Tel:(0242) 241 19 50

Faks:(0242) 242 39 84

Gaziantep Bürosu

İncili Pınar Mah. Gazi Muhtar Paşa Bulvarı Kalyon İş

Merkezi K:5 No:38 27090 Gaziantep

Tel:(0342) 233 97 00

Faks:(0342) 233 97 00

Erzurum Bürosu

Cumhuriyet Cad. Eren İş Merkezi No:86 K:1/11 25100

Erzurum

Tel:(0442) 235 59 76 / 77

Faks:(0442) 235 59 78

İnternet Adresi: www.izocam.com.tr

Ücretsiz Danışma Hattı: 0 800 211 43 86

Faaliyet Alanları: Isı, Ses, Yangın, Su Yalıtım

Malzemeleri İmalatı

İmalat: İzocam Camyünü (Çatı Şiltesi, Kaplı Çatı Şiltesi
(Rulopan), Mertek Arası Şiltesi, Çıplak Duvar Levhası,
Duvar Arası Levhası (Dupan), Dış Cephe Levhası
(Cephepan), Asma Tavan, İzopan, Prefabrik Boru,

Kiryolen, Klima Levhası, Klima Şiltesi, Cam Giydirmce Cephe Levhası, Prefabrik Klima Kanalı), İzocam Taşyünü (Teras Çatı Levhası, Yüzer Döşeme Levhası, Dış Cephe Levhası, Ara Bölme Levhası, Kalıbel, Asma Tavan, Sanayi Şiltesi, Sanayi Levhası, Dökme, Gemi Şiltesi, Gemi Levhası), İzocam Polistiren (İzoparLevha), İzocam Ekstrude Polistiren (Foamboard 1500 2500 3500), İzocam Polimerik Bitümlü Membranlar (İzosu)

İZSAL FITTINGS DAĞITIM ve PAZARLAMA A.Ş.

Genel Müdürlük:

Topkapı Maltepe Caddesi No:1 34020
İstanbul

Tel:(0212) 613 42 76 (12 Hat Pbx)

Faks:(0212) 576 72 03

Faaliyet Alanları: İmalat ve Satış

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Boru Ekleme Parçaları-İ.B., Fittings-İ.B.

JOHN CRANE TÜRKİYE

Genel Müdürlük:

İzzettin Çalışlar Caddesi No:45/4 34590

Bahçelievler/İstanbul

Tel:(0212) 575 57 88 - 507 06 04

Faks:(0212) 506 71 40

Dağıtıcı Firma:

Genmar Sanayi Ürünleri Paz. A.Ş.

Bayman Caddesi No:1 Oto Sanayi 80660

4. Levent/İstanbul

Tel:(0212) 282 28 80

Faks:(0212) 280 70 74

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Mekanik Salmastralar, Sızdırmazlık Sistemleri

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Mekanik Salmastralar, Sızdırmazlık Sistemleri-John Crane

KOÇTAŞ TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Bulgurlu Mahallesi Üçpınar Mevkii No:23 K:1

Üsküdar/İstanbul

Tel:(0216) 454 16 00 (4 Hat)

Faks:(0216) 454 16 14

Bölge Müdürlükleri:

Tel:(0216) 361 03 16

Faks:(0216) 380 29 39

Faaliyet Alanları: İngiliz Prefabrike Bacalar

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Baca Sistemi-Selkirk

KONSAN TESİSAT MALZ. SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Marmara Sanayi Sitesi G Blok No:128

İkitelli/İstanbul

Tel:(0212) 472 00 05

Faks:(0212) 472 00 09

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Küresel Vanalar, Kondenstoplar

İthalat: Küresel Vanalar, Doğalgaz Vanası, Radyatör Vanası

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Küresel Vanalar-Konsan, Kondenstoplar-Konsan, Doğalgaz Vanası-KONSAN, Radyatör Vanası-KONSAN

LAYNE-BOWLER DİKTÜRBİN POM. SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Yeni Foça Sokak No:2 06700

Gaziosmanpaşa/Ankara

Tel:(0312) 446 35 00 (12 Hat)

Faks:(0312) 446 35 15

E-mail Address: karaveli@aydiner.com.tr

Fabrika

İstanbul Yolu 16. Km. Ayaş Kavşağı Üzeri PK.3

Etimesgut/Ankara

Tel:(0312) 255 96 51 (pbx)

Faks:(0312) 155 96 50

E-mail Address: layne-f@tr-net.net.tr

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Dalgıç ve Düşey Milli Derinkuyu Pompaları, Sürgülü ve Kelebek Vanalar, Manşonlu Kolon Boruları ve Basınçlı Kaplar

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Dalgıç ve Düşey Milli Derinkuyu Pompaları, Sürgülü ve Kelebek Vanalar, Manşonlu Kolon Boruları ve Basınçlı Kaplar - Layne-Bowler

MAKTEK MAKİNA TEK. EKİP. SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Kore Şehitleri Caddesi No:37

Zincirlikuyu/İstanbul

Tel:(0212) 274 93 50

Faks:(0212) 275 90 73

Temsilcilikleri:

Toyo Tanso-Japonya, Carrara SpA

Faaliyet Alanları: Pompa Sızdırmazlık Elemanları

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Toyo Karbon Ürünleri:

Mekanik Salmastra Karbon/metal, silicon carbide elemanları, Pompa eksenel/radyal karbon yatakları, Türbin/Kompresör karbon piston ringleri, rod packingler, Vakum pompaları karbon paletleri, Buhar başlıkları karbon kılavuz/rotöleri, Tekstil makineleri için küresel, kare yataklar, kızaklar

Carrara SpA Sızdırmazlık Ürünleri:

Örgülü (Teflon, grafit, kevlar elyafı) Salmastralar (3 mm'den 40 mm'ye), Amyantsız Gasketler (antipetrol, antiasit), Saf grafit contalar, saf teflon contalar, yapışkan bantlar, Saf grafit vana ringleri/vana-seatleri (yüksek ısıya mukavim, Fire-Safe), Spiral sarımlı contalar (İç ringli/Dış ringli, API 601/DIN 2699'a uygun)

MANNESEMANN - SÜMERBANK BORU END. T.A.Ş.

Genel Müdürlük:

Yenidoğan Mahallesi

İzmit

Tel:(0262) 324 23 60

Faks:(0262) 321 53 70

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Boyuna ve Spiral Kaynak Dikişli Çelik Boru Üretimi (Siyah Galvaniz, Epoxy, Beton, PE Kaplı)

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Boyuna ve Spiral Kaynak Dikişli Çelik Boru Üretimi (Siyah Galvaniz, Epoxy, Beton, PE Kaplı)-Mannesmann Boru

MAVİLİ ELEKTRONİK TİC. ve SAN. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Alemdağ Cad. Yeni İstanbul Çarşısı A Blok No:72
 Ümraniye/İstanbul
 Tel:(0216) 466 45 05 (Pbx)
 Faks:(0216) 466 45 10

Şubeleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü:**

Ortaklar Caddesi No:22/8
 Mecidiyeköy/İstanbul
 Tel:(0212) 272 32 24 - 288 02 82
 Faks:(0212) 288 02 20

Temsilcilikleri:

Hochiki Europe (Yangın Dedektörü)-İngiltere, Kentec
 Electronics (Yangın Alarm ve Söndürme Santrali)-
 İngiltere, Crowndetection (Gaz Algılama Sistemleri)-
 İngiltere, Medc (Ex-Proff Malzemeler)-İngiltere

Faaliyet Alanları: Gaz Dedektörleri, Yangın
 Dedektörleri, Ex-Proff

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
 Gaz Dedektörleri-Orowcon., Yangın Dedektörleri-Hochiki
 Ltd., Ex-Proff-Medc

MAS POMPA SANAYİ A.Ş. -**DAF DÖKÜM ARMATÜR ve FENNİ MAKİNA SAN. A.Ş.****Genel Müdürlük:**

Necatibey Caddesi No:38
 Karaköy/İstanbul
 Tel:(0212) 251 97 00
 Faks:(0212) 251 23 94

Bölge Müdürlükleri:**Ankara Bölge Müdürlüğü:**

Hoşdere Caddesi 78/6
 Y.Ayrancı/Ankara
 Tel:(0312) 466 02 13/14
 Faks:(0312) 466 02 15

İzmir Bölge Müdürlüğü:

Gaziler Caddesi Yenışehir İş Merkezi No:478 K:5 D:506
 Yenışehir/İzmir
 Tel:(0232) 433 13 91
 Faks:(0232) 433 13 91

Bursa Bölge Müdürlüğü:

Uluyol No:89 Gülhan 417
 Bursa
 Tel:(0224) 256 34 07
 Faks:(0224) 256 34 07

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
 Yatay Milli Norm Santrifüj Pompalar (TL/TLH/TS Serisi),
 İn Line Tip Santrifüj Pompalar (INL/INS Serisi) Isı Trans-
 fer Pompaları (HTP/HLP Serisi), Yüksek Basıncılı
 Kademeli Santrifüj Pompalar (MKY/MKT Serisi), Yangın
 Pompaları (TK/SPLT Serisi), Yangın Söndürme
 Hidroforları (YSS Serisi), Dişli Pompalar (DP/MF/MV
 Serisi) - MAS

Değiştirilebilir Membranlı Kapalı Genleşme Depoları,
 Değiştirilebilir Membranlı Hidrofor Denge Tankları, Tek
 Veya Çok Pompalı Paket Hidroforlar, Drenaj Pompaları,
 Düşey Milli Kademeli Santrifüj Pompalar - DAF

MERTAŞ SU ARITMA FİLTASYON LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Süleyman Sırnı Sokak 20/5 06410
 Sıhhiye/Ankara
 Tel:(0312) 435 41 42 (2 Hat)
 Faks:(0312) 433 85 34

Faaliyet Alanları: Su Arıtma-Yumuşatma-Filtrasyon-
 Saflaştırma Sistemleri

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
 Yumuşatma/Filtre-Alman Cwg, Saflaştırma-Alman Cwg,
 Reçineler-Amberlite, Alık Su-Amexco

METRANS MAKİNA END. ÜR. SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Karanfil Sokak No:49 K:1 06640
 Kızılay/Ankara
 Tel:(0312) 418 91 60
 Faks:(0312) 418 89 47

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü:**

Perpa Ticaret Merkezi K:11 No:1860 80270
 Okmeydanı/İstanbul

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Pompa, Vana, Dolum Kolu, Diğer

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
 Pompa-Netsch Mohnopumpen Gmbh, Brede
 Hosepump B.v., Dickow Pumpen Kg, Friatec Rheinhütte
 Gmeh & Co, Leistritz Ag, Lewa Hehbert O.t. Gmbh,
 Standard Pump, Sterling Fluid Sys. Halberg Maci -
 Nenbau Gmbh, Uraca Pumpenfabrik Gmbh+Co.Kg,
 Viking Pump,Inc, Warman International Limited,
 Waukesha Cherry Burrell, Wilden Pump, Vana-Argus,
 Bopp&Reuther Armturen Gmbh, Braunschwaiger
 Flammenfilter Protego, Dolum Kolu-Opw Engineered
 Systems Europe B.v., Diğer-Stenfelx Rudolf, Stender
 Gmbh, Faudufilters Systeme Gmbh, Hoerbiger
 Ventilwerke Gmbh, Magaldi, Isoril

METRO OTOM.ve KONT.SİST.SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Perpa Ticaret Merkezi 8. Kat 5. Cadde No:984
 Okmeydanı/İstanbul
 Tel:(0212) 210 05 29 (3 Hat)
 Faks:(0212) 220 85 66

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Bina Otomasyonu, Yangın Güvenlik, Endüstriyel
 Otomasyon

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
 Bina Otomasyonu-Solidyne, Yangın Güvenlik-Eff-Eff,
 Endüstriyel Otomasyon-A-B, ABB, Peter, VB.

NIJHUIS POMPEN B.V.**Genel Müdürlük:**

Parallelweg 4, Postbox 102 7100
 AC Winterswijk/Holland
 Tel:+31 5435 47474
 Faks:+31 5435 47475

Subeleri:**Almanya Şube:**

Nijhuis Pompen Projects Gmbh
Kontorhaus, Schifferstrasse 20-22 D-47059
Duisburg/Almanya
Tel:(0203) 932 64 40
Faks:(0203) 932 64 44

Temsilcilikleri:

İstanbul

Rateimlak İthalat, İhracat A.Ş.

Egemen Sokak No:22/11 Feneryolu
Kadıköy/İstanbul

Tel:(0216) 330 79 16 - 33 79 17

Faks:(0216) 336 79 43

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Santrifüj, Su Pompaları ve Pompa

İthalat: Pompa Ekipmanları

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Santrifüj ve Su Pompaları-Nijhuis, Pompa-Nijhuis, Motor-Vem, Vana-Rm

ODE**Genel Müdürlük:**

Halit Ziya Türkkan Sokak Kaptanpaşa Mahallesi Famas
Plaza A Blok Kat:14 Şişli/İstanbul

Tel:(0212) 210 49 06

Faks:(0212) 210 49 07

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü:**

Fulya Hakkı Yeten Caddesi No:17/1

Şişli/İstanbul

Tel:(0212) 225 59 50 (6 Hat)

Faks:(0212) 225 59 56

Ankara Bölge Müdürlüğü:

Sedat Simavi Sokak No:54 06550

Çankaya/Ankara

Tel:(0312) 441 77 28 (3 Hat)

Faks:(0312) 441 77 26

Antalya Bölge Müdürlüğü:

Yıldız Mahallesi Turgut Reis Caddesi 225. Sokak No:28/

A Antalya

Tel:(0242) 344 72 26

Faks:(0242) 346 79 01

İzmir Bölge Müdürlüğü:

Ege Ticaret Merkezi 1203/4 Sokak No:1/A

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 449 12 50

Faks:(0232) 449 01 34

Adana Bölge Müdürlüğü:

Kurtuluş Mahallesi 6. Sokak H. Gergin Apt. No:4/1

Adana

Tel:(0322) 458 50 13

Faks:(0322) 458 49 08

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Isı-Ses-Su-Yangın Yalıtım Malzemeleri

ÖZ-KAN MAKİNA ELEM. SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

10008 Sokak No:15 Atatürk Organize Sanayi Böl.35620
Çiğli/İzmir

Tel:(0232) 328 06 00

Faks:(0232) 328 06 09

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Kelebek Vana, Çekvalf, Demontaj Parçaları, Vantuz

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Kelebek Vana-Öz-Kan, Çekvalf-Öz-Kan, Demontaj Parçaları-Öz-Kan, Vantuz-Öz-Kan

PANCAR MOTOR SAN. ve TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Eski Edime Asfaltı Üzeri No:33

Bayrampaşa/İstanbul

Tel:(0212) 545 46 00

Faks:(0212) 578 03 41

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Dizel Motor-Pancar Motor (E89, E108, Z108, RF80, RF90, RF120, RF140), Pompa (OK 80-200, OK 100-200, YK 65-225, YK 50-250, YP 80-230), Dizel Motor-Ruggerini (MD150, MD190, RD210, RD270, RP350)

PEKSEN&SAFEMATIC SİZD.ELEM. SAN. ve TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

E-5 Karayolu, Pekşenler Mevki 54170

Adapazarı

Tel:(0264) 353 44 00 - 353 43 70 (3 Hat)

Faks:(0264) 353 49 02

Bölge Müdürlükleri:**Marmara Bölge Müdürlüğü:**

Perpa Ticaret Merkezi Kat:13 No:2448 80270

Okmeydanı/İstanbul

Tel:(0212) 222 40 47 - 222 40 48 - 220 47 71

Faks:(0212) 222 53 34

Ege/Akdeniz Bölge Müdürlüğü:

1202/1 Sokak No:69 D:405 35110

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 459 77 88 - 459 77 99

Faks:(0232) 459 71 03

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat, İhracat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Endüstriyel Sızdırmazlık Elemanları, Mekanik salmastralar, Contalar-Peksen&Safematic

PROTEK TEKNİK ÜRÜNLER SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Sanayi Sitesi 680 Sokak No:37 07040

Antalya

Tel:(0242) 345 52 41- 344 66 38

Faks:(0242) 346 13 83

Şubeleri:

AkdenizYeni Sanayi Sitesi Şafak Mahallesi 5036 Sokak
No:37

Antalya

Tel:(0242) 221 35 47

Faks:(0242) 221 35 46

Faaliyet Alanları: Ana Bayii, Dağıtım

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Vesbo Boru ve Fittingleri-Vesbo

RİVA POMPA SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Alemdar Caddesi, No:400

Ümraniye/İstanbul

Tel:(0216) 443 42 51/52 - 461 36 37

Faks:(0216) 461 36 96

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Dalgıç Pompa-Vilo/Grundfos, Hidrafor-Vilo/Daf, Sondaş
Borusu-Esen Plastik, Sondaş Yedekleri-Bit Köpük

ROTEK ENERJİ ve BACA SİST.SAN.ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Söğütözü Caddesi No:184 D:6

Kadıköy

Tel:(0216) 346 96 39 - 338 28 48

Faks:(0216) 346 71 09

Temsilcilikleri:

Flex Tubi

Via dell Imprenditore - 37060

Buttapletra (VR) Italia

Tel:(39) 4516649811

Faks:(39) 4516660033

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Baca, Şut

İthalat: Baca

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Doğalgaz Bacası-Rotek, Fuel-oil Bacaları-Rotek, LPG
Bacaları-Rotek, Çöp ve Çamaşır Şutları-Rotek, Baca-
Flex Tubi

SAMSUN MAKİNA SANAYİ A.Ş.

Genel Müdürlük:

Ankara Yolu 5. km.

Samsun

Tel:(0362) 437 08 45

Faks:(0362) 437 08 47

Bölge Müdürlükleri:

Ankara Bölge Müdürlüğü:

Yeni Foça Sokak No:2 06700

Gaziosmanpaşa/Ankara

Tel:(0312) 446 35 00 (12 Hat)

Faks:(0312) 446 35 15

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Pompalar, Vanalar, Çek Valfler, Vantuzlar, Priz
Kolye, Düktil Boru Özel Parçaları, Radyal Kapaklar,
Penstoklar, Kaynaklı Borular

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Santrifüj Pompalar, Derin Kuyu Pompaları, Propeller ve
Karışık Akışlı Pompalar, Dalgıç Pompalar, Kelebek
Vanalar (döküm), Howel-Bunger Konik Vanalar, Hidrolik
Çek Vanalar, Titting Tip Çek Valfler, Çalpara Tipi Çek
Valfler, Elastomer Yataklı Sürgülü Vanalar, Metal Yataklı
Sürgülü Vanalar, Vantuzlar, Priz Kolye, Düktil Boru Özel
Parçaları, Radyal Kapaklar, Penstoklar, Kaynaklı Borular

SESİNOKS PASLANMAZ MAMULLERİ LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

DES Sanayi Sitesi 111. Sokak D:12/12

Dudullu/İstanbul

Tel:(0216) 466 33 95

Faks:(0216) 466 33 97

Şubeleri:

İstanbul Şube:

Demirciler Sitesi 2.Yol No:22

Zeytinburnu/İstanbul

Tel:(0212) 547 17 43

Faks:(0212) 547 17 43

Temsilcilikleri:

Inoxpa, Johnson

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Pompa-Inoxpa, Pompa-Johnson

SPECK POMPA SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

PK.41 81072

Suadiye/İstanbul

Tel:(0216) 372 24 91

Faks:(0216) 372 75 70

Temsilcilikleri:

Speck-Pumpen (Hilpoltstein)

Speck-Pumpenfabrik (Roth)

Speck-Kolbenpumpen-Fabrik (Geretsried)

Speck-Triplex-Pumpen (Bielefeld)

Speck-Pumpen Verkaufsgejellschaft (Lauf)

Krülland Schwimmbecken (Kaarst)

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat, ihracat

İmalat: Montaj

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Endüstriyel Pompalar, Kademeli Pompalar, Yüksek
Basıncılı-Pistonlu Pompalar, Sıcak Su Pompaları,
Sirkülatörler, Çok Küçük Santrifüj Pompaları, Vakum
Pompaları, Sıcak Yağ Pompaları, Mıknatıslı Pistonlu
Pompalar, Derin Kuyu ve Dalgıç Pompaları, Yüzme
Havuzu ve Hidromasaj Sistemi Pompa ve Sair
Ekipmanları, Hazır Yüzme ve Masaj Havuzları ve Pompa,
Filtre ve Tüm Aksesuarları -
Speck - Krülland - Hydro-Air

STANDART POMPA ve MAK. SAN. TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Necatibey Cad. No:81

Karaköy/İstanbul

Tel:(0212) 249 49 11

Faks:(0212) 245 01 58

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat**İmalat:** Pompa-Hidrofor**İthalat:** Pompa-Motor Yedek Parça**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

Pompa-Hidrofor, Pompa-Motor Yedek Parça

SÜPERMATİK PAZARLAMA A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Pasiner İş Merkezi Abdi İpekçi Caddesi, Karaman

Sokak, No:9 Yakacık/Kartal/İstanbul

Tel:(0216) 452 04 01 (pbx)

Faks:(0216) 451 78 02

Bölge Müdürlükleri:**Ankara Bölge Müdürlükleri:**

Hoşdere Caddesi No:60/21 06550

Y.Ayrancı/Ankara

Tel:(0312) 427 55 36/37 - 468 15 73

Faks:(0312) 427 82 26

Ege Bölge Müdürlükleri:

1203/2 Sokak No:20/1-C İkizçarşı

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 469 81 50 (3 Hat)

Faks:(0232) 469 81 49

Şubeleri:

Necatibey Caddesi No:68 80030

Karaköy/İstanbul

Tel:(0212) 252 98 46 (pbx)

Faks:(0212) 293 94 13

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

Isı-Süpermatik/Sime/Kyung Dong/Etna/Unicas, Su-Süpermatik/Lowara/World Pump/Vogel Pompe

TEMPO POMPA VANA SANAYİ ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

1. Cadde No:3/6

B.Evler/Ankara

Tel:(0312) 223 87 67

Faks:(0312) 223 35 69

Şubeleri:**Ankara Şube:**

Fabrika: Organize Sanayi Bölgesi Altınordu Cad. No:6

Sincan/Ankara

Tel:(0312) 267 11 89

Faks:(0312) 267 06 91

Faaliyet Alanları: İmalat**İmalat:** Pompalar, Hava Kazanı, Kelebek Vanalar,

Çekvalfler, Vanalar, Yed.Malzm.

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Pompalar, Hava Kazanı, Kelebek Vanalar, Çekvalfler, Vanalar, Yed.Malzm.-Tempo

TERMO BUHAR CİHAZLARI SAN. ve TİC. A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Yayalar Caddesi No:78

Pendik/İstanbul

Tel:(0216) 307 12 62

Faks:(0216) 307 28 69

Bölge Müdürlükleri:**İstanbul Bölge Müdürlüğü**

Perpa İş Merkezi K:5, No:190 80270

Okmeydanı/İstanbul

Tel:(0212) 220 03 04 - 220 03 08

Faks:(0212) 220 03 36

Ankara Bölge Müdürlüğü

Degol Caddesi 43/3

Tandoğan/Ankara

Tel:(0312) 212 36 37

Faks:(0312) 212 66 78

İzmir Bölge Müdürlüğü

Egerek Yolu Tek Trafo Karşısı No:27

Menemen/İzmir

Tel:(0232) 831 17 00

Faks:(0232) 831 09 03

Adana Bölge Müdürlüğü

Gazipaşa Bulvarı Üçler Apt. K:1 D:1

Adana

Tel:(0322) 453 19 56

Faks:(0322) 453 87 32

Bursa Bölge Müdürlüğü

Çeğirge Caddesi Mutlu Sokak İntam 99 K:7 No:55-56

Bursa

Tel:(0224) 235 66 86

Faks:(0224) 235 45 56

Temsilcilikleri:

Almanya

İngiltere

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat**İmalat:** Vana ve Armatür**İthalat:** Emniyet Ventili ve Sızdırmazlık Elemanları**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

Vana ve Armatür-Termo, Emniyet Ventili-Leser,

Sızdırmazlık Elemanları-James Walker

TERSAN DALGIÇ POM. MAK. SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.**Genel Müdürlük:**

Y.Dudullu İmes Sanayi Sitesi Yanı Yol Sokak No:12

Ümraniye/İstanbul

Tel:(0216) 364 56 29 - 313 09 09 - 415 42 55

Faks:(0216) 415 42 57

Faaliyet Alanları: Dalgıç Pompa ve Dalgıç Motoru**Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:**

4" Dalgıç Pompa, 6" Dalgıç Pompa, 6" Dalgıç Motoru

TOPKAR TESİSAT SİST. ENDÜSTRİ ve YATIRIM A.Ş.**Genel Müdürlük:**

Yeni Yalova Yolu No:334

Bursa

Tel:(0224) 271 00 94 (Pbx)

Faks:(0224) 256 58 37 - 256 74 37

Beyçelik Radyatör Isı Sistemleri San. ve Tic. A.Ş.
Yeni Yalova Yolu No:334-A
Bursa

Tel:(0224) 271 00 94 (Pbx)

Faks:(0224) 256 58 37 - 256 74 37

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Radyatör Vanaları, Sarı Filtreler, Radyatör
Rekorları, Doğalgaz Kelepçeleri, Endüstriyel Contalar,
ISO 9001 Panel Radyatör

İthalat: Küresel Su ve Gaz Vanaları, Şiber Vanalar,
Çekvalfler, Küresel Musluklar, Emniyet Ventilleri, Teflon
Bant, Gaz Filtreleri, Termostadlar, Döküm Fittingsler, Gaz
Alarm Cihazları

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Radyatör Vanaları-Vita, Sarı Filtreler-Vita, Radyatör
Rekorları-Vita, Doğalgaz Kelepçeleri-Adell, Endüstriyel
Contalar-Adell, ISO 9001 Panel Radyatör-Vita

TÜRBOSAN TÜRBOMAKİNALAR SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Gümüşsuyu Caddesi Hastane Yolu No:1 34020 Maltepe-
Topkapı/İstanbul

Tel:(0212) 567 95 50

Faks:(0212) 612 47 41

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Pompa

İthalat: Pompa

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Dalgıç Pompa-Kelebek Vana, Kanalizasyon Pom.-
Carrari Pompa, Çep Pompa-Inox Pompa, Norm Pompa-
Kademeli Pompa

TÜRK DEMİR DÖKÜM FABRİKALARI A.Ş.

Genel Müdürlük:

Çamlıca İş Merkezi B2 Blok Ünalan Mahallesi Ayazma
Caddesi 81190 Üsküdar/İstanbul

Tel:(0216) 454 15 30 (15 Hat)

Faks:(0216) 454 15 24

Bölge Müdürlükleri:

Adana Bölge Müdürlüğü:

Ziya Paşa Bulvarı Ser Apt. 27/A

Adana

Tel:(0322) 459 30 96

Faks:(0322) 459 31 00

Ankara Bölge Müdürlüğü:

İzmir Caddesi Koç Han 25/3

Yenişehir/Ankara

Tel:(0312) 418 70 44

Faks:(0312) 418 70 44

Bursa Bölge Müdürlüğü:

Yalova Yolu 5.Km Panayır Köyü Kavşağı Mevki 16250
Bursa

Tel:(0224) 257 36 10

Faks:(0224) 257 36 16

İzmir Bölge Müdürlüğü:

1203/3 Sokak F-1

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 458 58 58

Faks:(0232) 458 05 42

Samsun Bölge Müdürlüğü:

Ulugazi Mahallesi İstiklal Caddesi Celil apt. 32/A

Samsun

Tel:(0362) 435 10 52

Faks:(0362) 435 39 34

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat, İhracat

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Döküm Radyatör, Çelik Radyatör, Panel Radyatör,
Şofben, Termosifon, Kombi, Kat Kaloriferi, Kazan,
Doğalgaz/LPG/Motorin/Fuel Oil Brülörleri, Boyler, Katı
Yakıtlı-Doğalgazlı Sobalar, Hidrofor, Sirkülasyon
Pompası, Klima, Güneş Kolektörleri, Armatürler, Vanalar,
Hazır Mutfak ve Banyolar

TÜRK ELEKTRİK ENDÜSTRİSİ A.Ş.

Genel Müdürlük:

Davutpaşa Caddesi Litros Yolu No:1 34020

Topkapı/İstanbul

Tel:(0212) 613 85 00

Faks:(0212) 613 85 47

Faaliyet Alanları: Üç Fazlı Elektrik Motoru, Dalgıç
Pompa Motoru, Elektropomp, Fan Motoru, Tek Fazlı
Elektrik Motoru, Ev Aletleri Motorları, Hermetik
Kompresör

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

Üç Fazlı Elektrik Motoru-Wat, Dalgıç Pompa Motoru-
Wat, Elektropomp-Wat, Fan Motoru-Wat, Tek Fazlı
Elektrik Motoru-Tee, Ev Aletleri Motorları-Tee, Hermetik
Kompresör-Tee

ÜMRAN ÇELİK BORU SAN. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Meclisi Mebusan Caddesi 85-5 80040

Salıpazarı/İstanbul

Tel:(0212) 252 52 80 (6 Hat)

Faks:(0212) 249 43 49

Faaliyet Alanları: İmalat

İmalat: Ümraniye, Akçakoca, Flemalle-Belçika
Tesislerinde Boru İmalatı

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:
Pompa-Hidrofor, Pompa-Motor Yedek Parça-Standart

VİMPİ VİSKÖZ MAYI POM.İML.SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Sincan Sanayi Sitesi İstasyon Mahallesi 24. Sokak No:11
06930 Sincan-Ankara

Tel:(0312) 270 22 61 (3 Hat) - 268 52 65 (3 Hat)

Faks:(0312) 270 19 58

Temsilcilikler:

Vimpo Ltd. Şti. / Ankara

Tel:(0312) 341 60 50 / 53

Faks:(0312) 342 35 05

Vi-ma Müh. Ltd. Şti. / Ankara

Tel:(0312) 384 34 61

Faks:(0312) 384 34 62

Vi-mak Ltd. Şti. / İzmir

Tel:(0232) 347 05 15

Faks:(0232) 347 04 84

Makinsan Ltd. Şti. / İstanbul

Tel:(0212) 210 41 40

Faks:(0212) 220 00 69

Faaliyet Alanları: Talaşlı İmalat

İmalat: Pompa, Bek, Blower, Redüktör, Süpürge Makinası

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları: Pompa, Bek, Blower, Redüktör, Süpürge Makinası-Vimpi

VEMEKS MÜHENDİSLİK LTD. ŞTİ.

Genel Müdürlük:

Kızılsaray Mahallesi 86. Sokak No:44/9

Antalya

Tel:(0242) 241 40 31 - 243 95 61 - 248 60 74

Faks:(0242) 242 39 34

Temsilcilikleri:

Biral Pompa (İsviçre) Türkiye Genel Distribütörü

Dreno Pompa (İtalya) Türkiye Genel Distribütörü

Antalya

Tel:(0242) 221 35 47

Faks:(0242) 221 35 46

E-mail Adress: vemeks@orion.net.tr

Faaliyet Alanları: Isıtma, Soğutma, Klima Proje, Taahhüt, Müşavirlik ve Distribütörlük

WILO POMPA SİSTEMLERİ SAN. ve TİC. A.Ş.

Genel Müdürlük:

Akdeniz Caddesi 30. Sokak Ferhatpaşa

Maltepe-İstanbul

Tel:(0216) 466 49 20

Faks:(0216) 466 49 29

Faaliyet Alanları: İthalat

İthalat: Sirkülasyon Pompası, Hidrafor Sistemleri, Dalgıç Pompalar

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları: Sirkülasyon Pompası-Wilo, Hidrafor Sistemleri-Wilo, Dalgıç Pompalar-Wilo

YETSAN A.Ş.

Genel Müdürlük:

Necatibey Caddesi No:58 80030

Karaköy-İstanbul

Tel:(0212) 293 12 00

Faks:(0212) 293 12 09

Bölge Müdürlükleri:

İstanbul Anadolu Yakası Bölge Müdürlüğü:

Göztepe Mazharbey Durak Kayışdağı Caddesi No:179/1 Göztepe/İstanbul

Tel:(0216) 363 11 49 - 363 11 54

Faks:(0216) 369 87 19

Ankara Bölge Müdürlüğü:

Gazi Mustafa Kemal Bulvarı No:90/A

Maltepe/Ankara

Tel:(0312) 230 60 66 - 230 60 67

Faks:(0312) 231 56 52

İzmir Bölge Müdürlüğü:

Ege Tic. İş Merkezi 1203/7 Sokak No:1 35110

Yenişehir/İzmir

Tel:(0232) 433 61 08 - 459 06 05

Faks:(0232) 547 44 49

Adana Bölge Müdürlüğü:

Dr. Zekeriya Özveren İş Merkezi Çınar Mahallesi

Ziyapaşa Bulvarı No:110 Adana

Tel:(0322) 363 43 87 - 363 40 17

Faks:(0322) 363 40 17

Şubeleri:

Bursa Şube:

Burtes Ltd.

Kükürtlül Mahallesi Mudanya Caddesi Tan Sitesi 83/A

Bursa

Tel:(0224) 232 23 70 - 232 23 71

Faks:(0224) 232 23 72

Isitet Ltd.

Yeni Mudanya Caddesi Esenkent Sitesi A-4 Blok

İhsaniye/Bursa

Tel:(0224) 247 37 83

Faks:(0224) 247 37 71

Konya Şube:

Akkoç Makina

Feritpaşa Mahallesi Kerkük Caddesi Akva Sitesi 6B Blok

1/DF Konya

Tel:(0332) 237 37 97

Faks:(0332) 237 37 98

Temsilcilikleri:

Ecoflam S.P.A.

31023 Resona (Treviso) Italia/Via Roma 64

Italy

Tel:0423 715 345

Faks:0423 715 444

Puzol Industrial

Ctra-Aeropuerto Torrejon Km.1600-28806

Akcala Dehenares / Madrid Spain

Tel:0034 1 888 1800

Faks:0034 1 889 1500

DeLonghi S.P.A.

31100 Via Lodovico Seltz 47 Treviso/Italia

Italy

Tel:0039 422 41 31

Faks:0039 422 413 659

Saer Elettropompe S.R.L.

Via Parma 8-42016 Guastalla (R.E.)

Italy

Tel:0522 830 941

Faks:0522 826 948

Lae Electronic S.R.L.

Via Radova 25-31046 Oderzo (TV)

Italy

Tel:0422 815 320

Faks:0422 814 073

Faaliyet Alanları: İmalat, İthalat

İmalat: Doğalgaz, Su Sistemleri

İthalat: Doğalgaz, Klima, Su Sistemleri, Otomatik Kontrol

Satışa Sunulan Ürünlerin Grup İsimleri-Markaları:

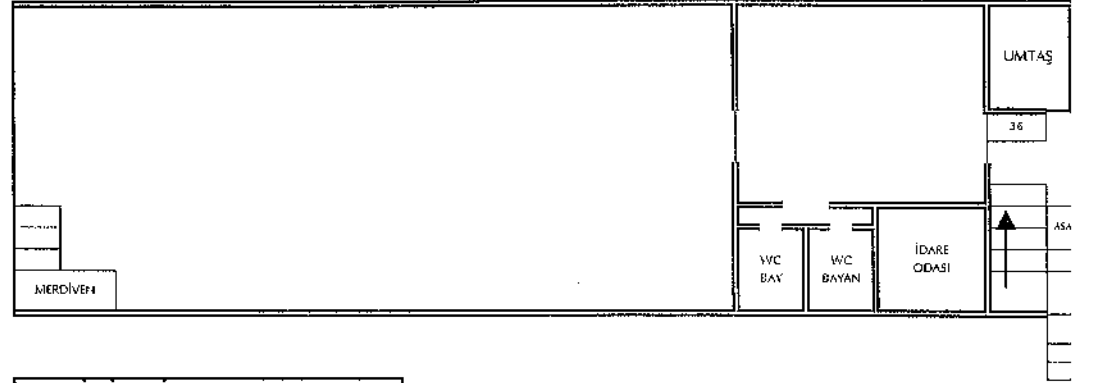
Doğalgaz-Contra/Ecoflam, Klima-DeLonghi, Su

Sistemleri-Yetpomp ve Saer, Otomatik Kontrol-Lae

3. POMPA KONGRE

ASKERİ MÜZE KÜLTÜR Sİ

24 - 25



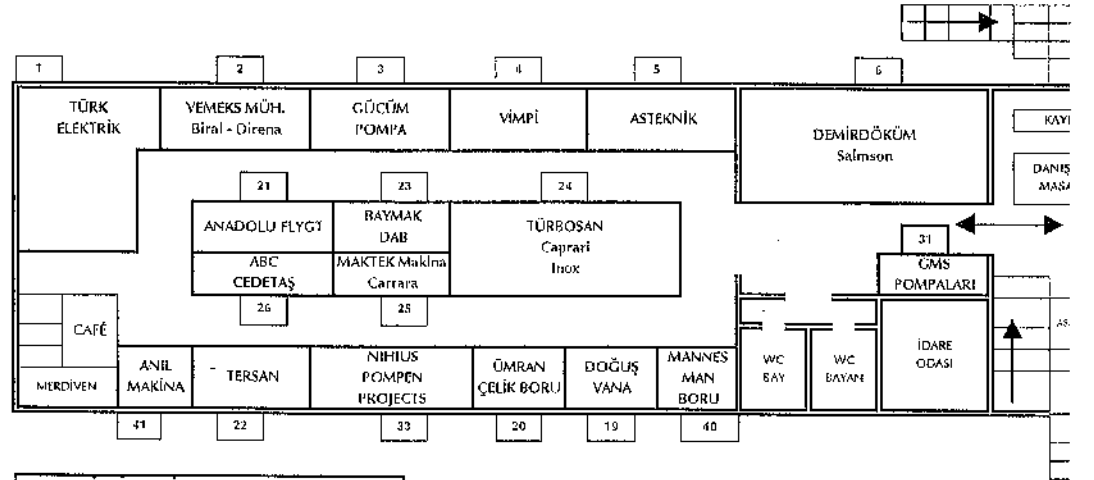
İKİNCİ KAT PLANI

S

AS

S

ASKERİ MÜZE DİŞİNİ



BİRİNCİ KAT PLANI

SEF

ASKE

İLANLAR BÖLÜMÜ

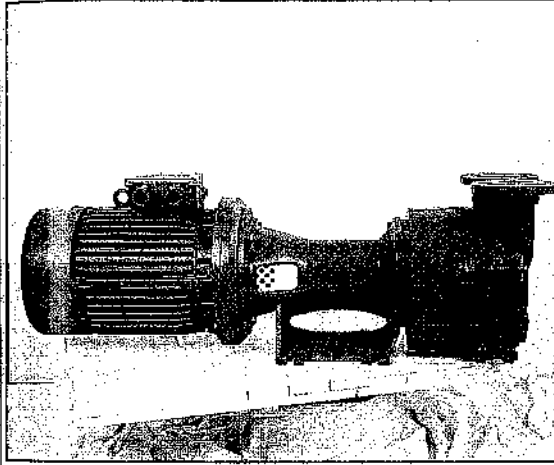
İLAN VEREN FİRMALAR DİZİNİ

ABS Pompaları San. ve Tic. Ltd. Şti.	5
Aknur End. Malz. San. ve Tic. Ltd. Şti.	28
Altek Metal Ticaret A.Ş.	6
Asteknik Mak. San ve Tic.A.Ş.	7
Ayvaz End. Mam. San. ve Tic. A.Ş.	8
Borusan Boru A.Ş.	9
Burgmann Endüstriyel Sızdırmazlık San. Tic. Ltd. Şti.	10
DemirDöküm A.Ş.	11
Dikkaya Tek. Mal. San. ve Tic. Ltd. Şti.	12
Duyar End. Malz. Taahhüt ve Tic. A.Ş.	13
Eka A.Ş.	15
Emo Tek. Mal. Tic. ve San. Ltd. Şti.	14
Gücüm Pompa Mak. San. ve Ltd. Şti.	1-4
Günmak Kompresör ve Mak. San. ve Tic. A.Ş.	16
Gürpompa San. ve Tic. A.Ş.	17
İntek Mak. Müh. End. Tic. Ltd. Şti.	20
İntervalf A.Ş.	18-19
İzocam Tic. ve San. A.Ş.	21
John Crane Türkiye	22
Mannessmann Sümerbank Boru San. ve Tic. A.Ş.	23
Makdos Makinaları San. ve Tic. A.Ş.	24
Metrans Mak. End. Ürünleri San. ve Tic. Ltd. Şti.	Arka kapak içi
Nijhuis Pompen	25
Öz-kan Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.	26
Riva A.Ş.	28
Samsun Makina San. A.Ş. / Layne Bowler A.Ş.	27
Speck Pumpen, BV	29
Standart Pompa A.Ş.	33
Süpermatik Pazarlama A.Ş.	30-31
Tempo Pompa Vana San. Tic. Ltd. Şti.	35
Türbosan A.Ş.	34
Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş.	32
Vemeks Ltd. Şti.	36

Digitized by Google

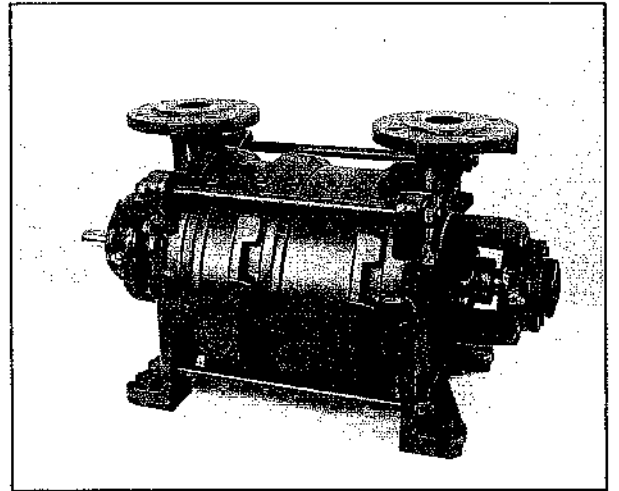
GÜCÜM pompa ve makina sanayi

VAKUM POMPASI BİZİM İŞİMİZ
SİZİN İÇİN KALİTEYİ ÜRETİYORUZ



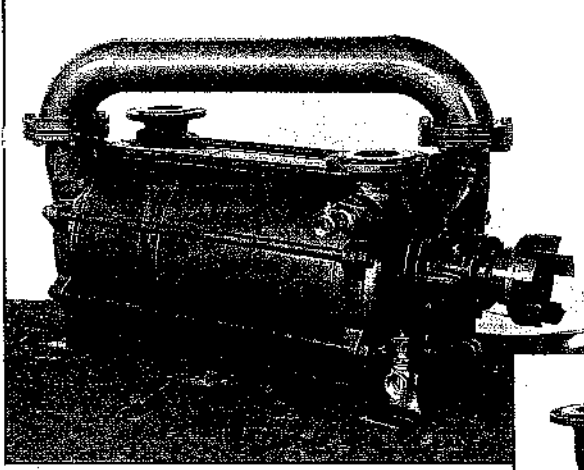
30 Referansımız,
Yıllık Tecrübemiz
ve
MARKAMIZ

İşyerinizin Verimini
DÜŞÜNÜYORSANIZ,
Zamana Karşı
YARIŞIYORSANIZ,
Bizi
ŞİMDİ ARAYIN
GÜCÜNÜZÜ SINIRLAMAYIN



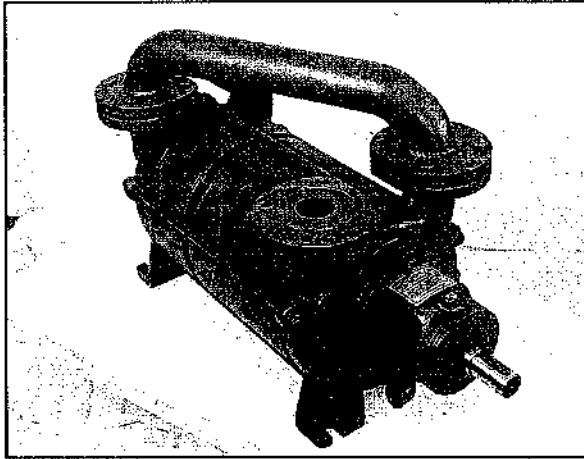
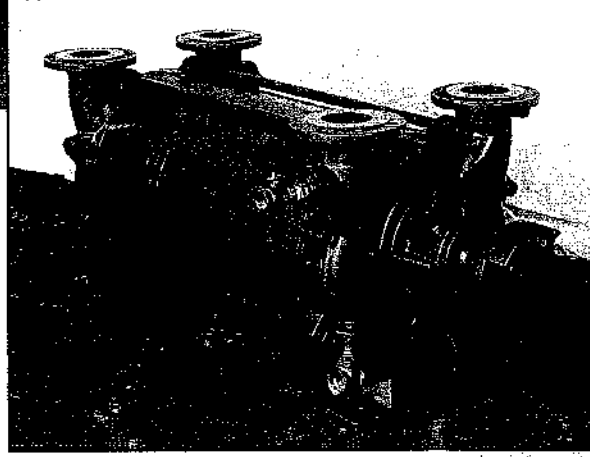
GÜCÜM VAKUM POMPALARI

Keçeci Piri Mahallesi, Toygar Sk. No: 19/A 80320 Hasköy / İSTANBUL
Tel: 0212.254 80 93-94-95 Faks: 0212.250 60 86



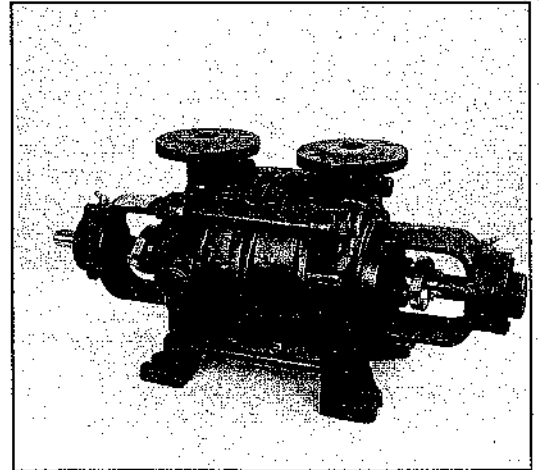
- Plastik Sektörlerinde
- Tekstil Sektörlerinde
- Kağıt Sektörlerinde

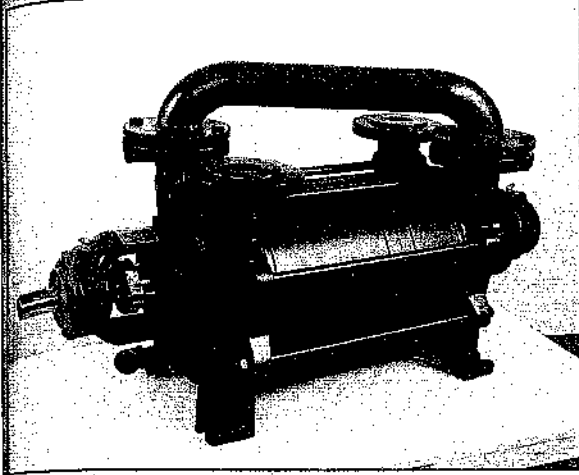
- Seramik Sektörlerinde
- Tuğla Sektörlerinde
- Kiremit Sektörlerinde
- Mermer Sektörlerinde



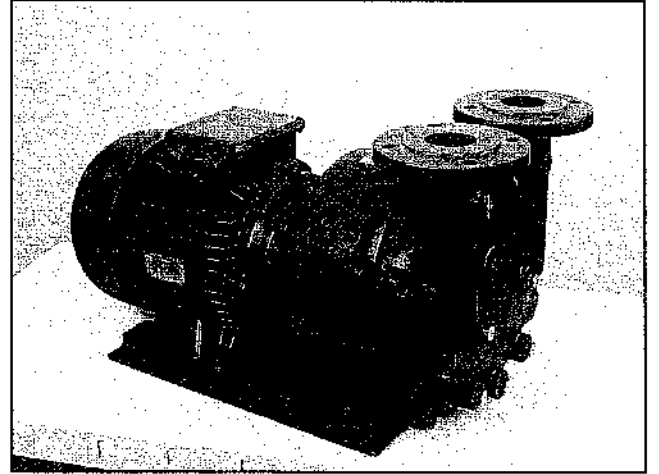
Konusunda
Lider
Firmayla
Çalışın

- Her Türlü
Ambalaj
İşlemlerinde





- İlaç İmalatında
- Sabun İmalatında
- Boya İmalatında
- Kozmetik İmalatında



- Yağ İmalatında
- Süt İmalatında
- Yoğurt İmalatında

çukun
POMPA - MAKİNA SANAYİ
ve TİCARET LİMİTED ŞİRKETİ

Keçeci Piri Mahallesi,
Toygar Sokak No: 19/A
80320 Hasköy/ İSTANBUL
Tel: 0212.254 80 93
0212.254 80 94
0212.254 80 95
aks: 0212. 250 60 86

- Salça İmalatında
- Konserve İmalatında
- Makarna İmalatında

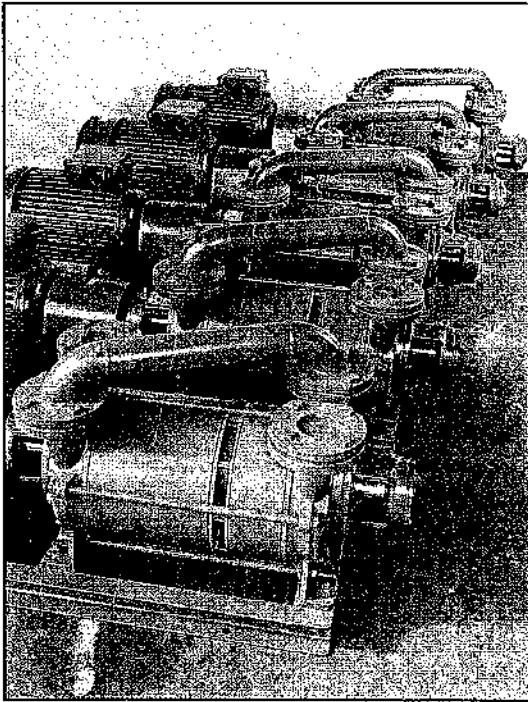
GÜCÜM pompa ve makina sanayi

30

Yıllık Tecrübe

Yatırımlarda Dikkat Çeken

G Ü C Ü M
V A K U M
P O M P A L A R I
G ü v e n i n i z i
K a z a n m ı ş
T e k M a r k a



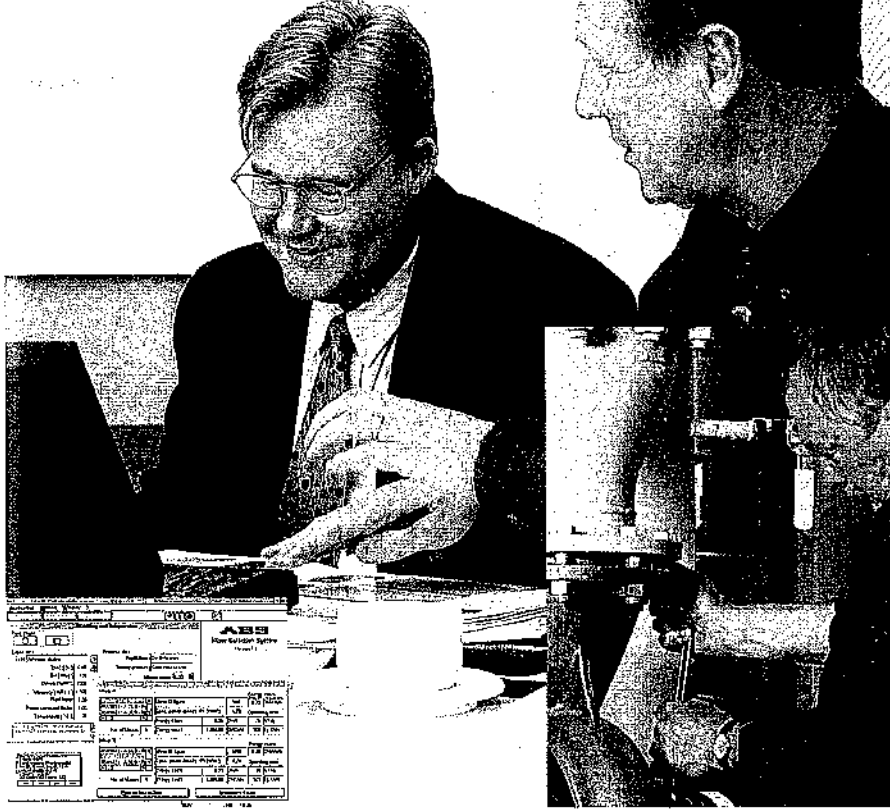
M A K K Kalite
S | Verim
M U M Vakum

Profesyonelle
GÜCÜM
Kullanın

- Geniş Ürün Yelpazesi
- Kalite Üstünlüğü
- Zaman Tasarrufu
- Fiyat Ayricalığı
- Ödeme Kolaylığı ve
- GÜCÜM Markası

GÜCÜM VAKUM POMPALARI

Keçeci Piri Mahallesi, Toygar Sk. No:19/A 80320 Hasköy / İSTANBUL

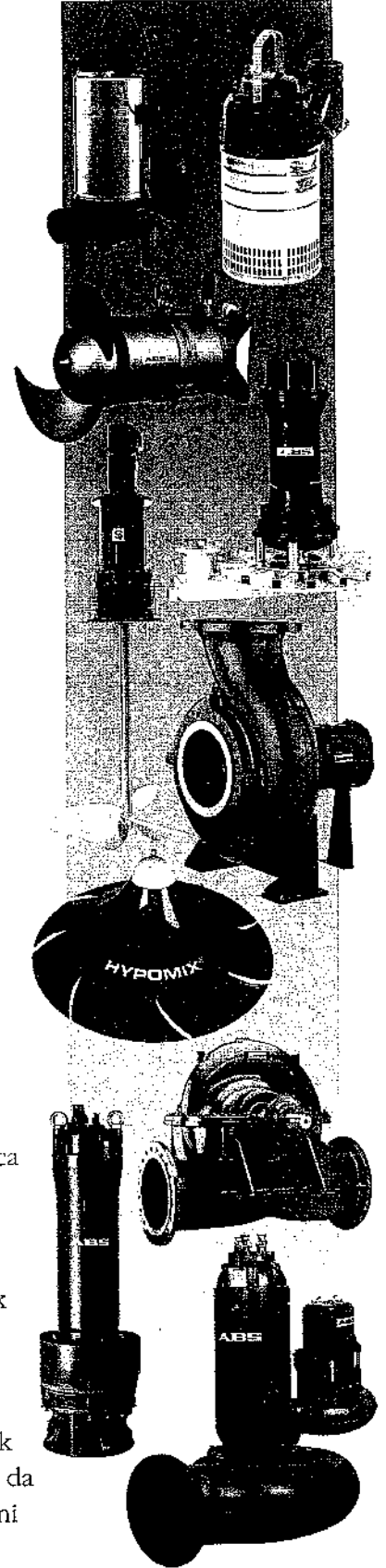


Maliyet-Etkin Pompalama

Pompa gereksinimi olduğunda, doğru pompayı -veya mikseri veya havalandırıcıyı- bulmak gün geçtikçe daha zorlaşmaktadır. Pompa yalnızca ihtiyaçlarınızı karşılamakla kalmamalı aynı zamanda yıllar sonra bile minimum reel masraflarla çalışmalıdır.

Bu yalnızca yeterince iyi olanını değil doğru pompayı kullanmak anlamına gelir. Ve bu da ABS'nin mühendislik uzmanlığının ürünü olarak size sunulmuştur. Her ihtiyaç için doğru pompa temel prensibimizdir ve en uygun çözümü en kısa zamanda alacağınızdan emin olabilirsiniz.

Maliyet-etkin pompalama ABS'nin akışkanlara bakış açısını en güzel şekilde yansıtmaktadır. Sürekli olarak ürünlerimizi yeni tasarımlar yaparak ve mevcut tasarımlarımızı iyileştirerek daha üstün hale getirmekteyiz. Bu da karşılığında her ihtiyaç için kullanılabilircek çok geniş bir ürün yelpazesini getirmektedir. Yani ihtiyaçlarınız ne olursa olsun size doğru pompayı ve maliyet-etkin çözümü sunmayı taahhüt ediyoruz.



ABS - for Cost-Effective Pumping

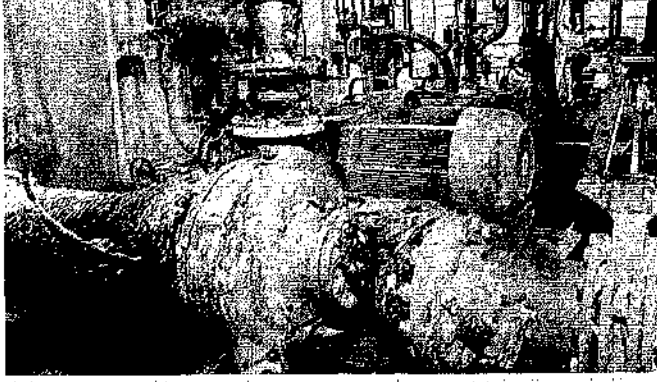
ABS su, atıksu, proses endüstrisi drenaj ve bina tesisatında kullanılan pompalarda uzmanlaşmış dünyanın en büyük pompa, mikser ve havalandırıcı üreticilerinden biridir. Avrupa, Güney ve Kuzey Amerika ve Uzak Doğu'da şirketlerimiz ve dünyanın dört yanında temsilciliklerimiz bulunmaktadır.

Trademarks ABS SCANPUMP JMW VADSTENA LEFI SCABA, FRINGS

ABS

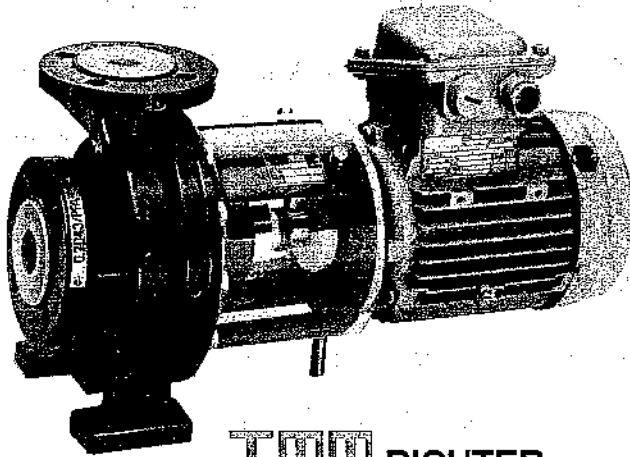
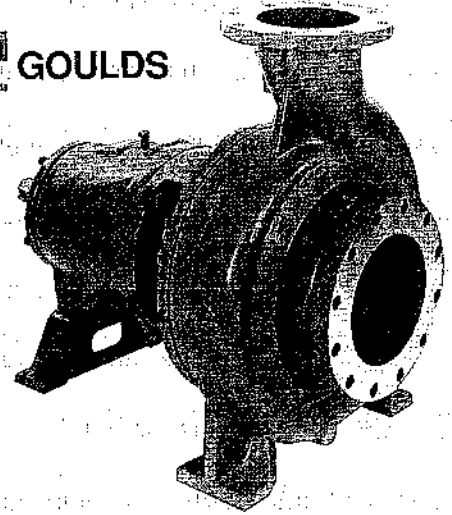
A company in the Cardo Group

ABS Pompaları Ltd.
Karaman Çiftliği Cad. Yakut 1/9 TR-81120 Ataşehir / İstanbul
Tel. : +90 (216) 455 22 56 PABX-10
Fax : +90 (216) 455 22 65
e-mail: abs@abspumps.com.tr
www.abspumps.com.tr

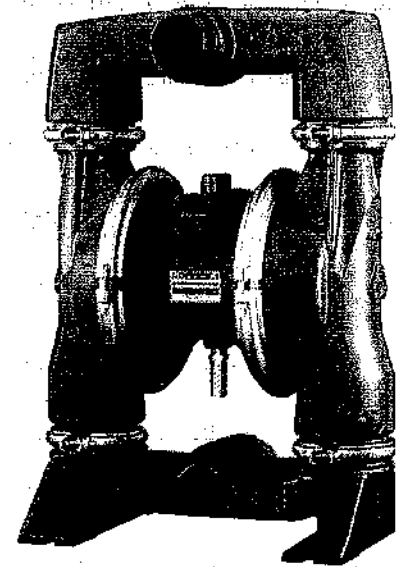


ITT GOULDS

- Kimyasal Proses pompaları
- API Proses Pompaları
- Aşınmaya karşı özel döküm pompaları
- Dik türbin pompalar
- İçleri plastik kaplı, paslanmaz çelik ve egzotik metal manyetik pompalar
- (FM-UL) onaylı NFPA-20 ye göre imal edilmiş dizel ve elektrik motorlu yangın pompaları
- Havalı diyafram pompalar
- Özel gıda ve FDA tüzüğüne uygun paslanmaz çelik pompalar
- Dişli piston pompalar



ITT RICHTER



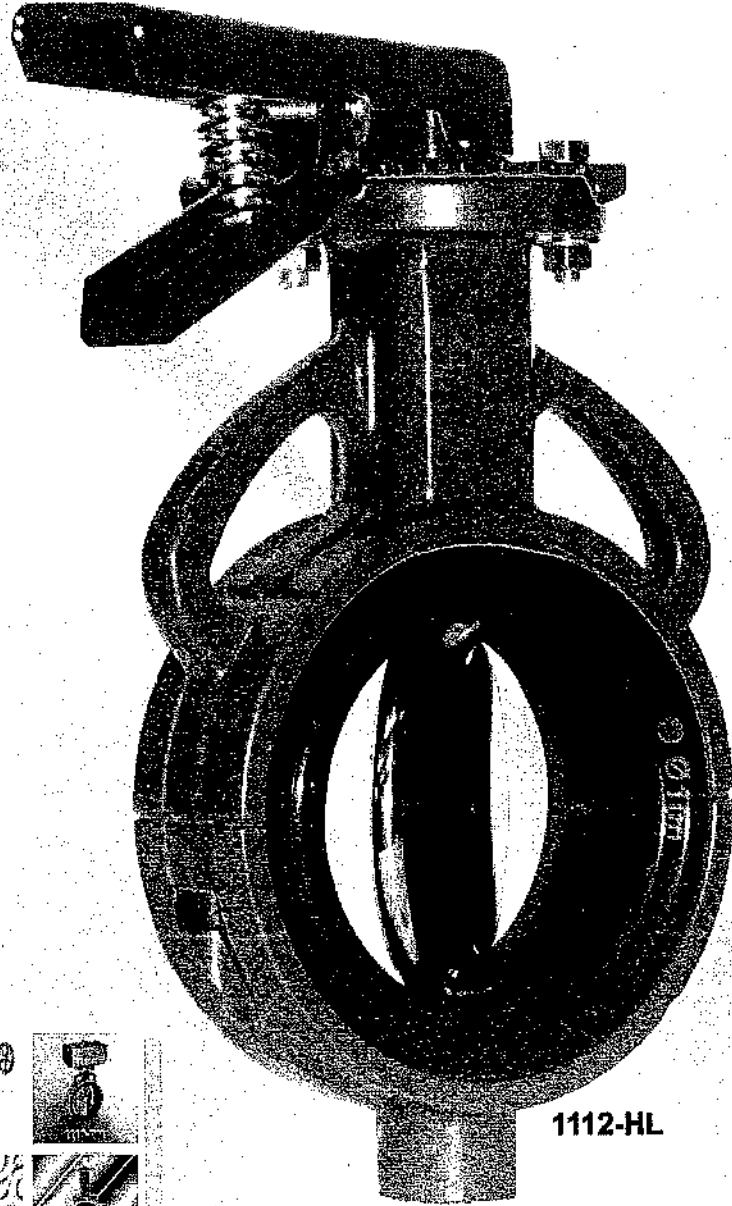
ITT A-C MARLOV



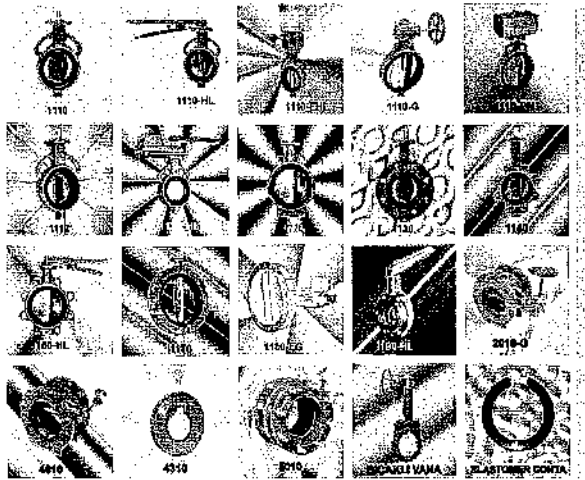
ASTEKNIK

NERELERDE KELEBEK VANA?

- Soğuk - sıcak su tesisatlarında.
- Asit, baz ve tuz ortamlarında.
- Viskoz akışkanlarda.
- Enerji istasyonlarında.
- Sondaj - arıtma merkezlerinde.
- Klima santrallerinde.
- Kompresör hatlarında.
- Gaz - egzost hatlarında.
- Yangın söndürme devrelerinde.
- Kimyasal ve petrokimyasal tesislerde.
- Gemi inşaatı sanayinde.
- Gıda sanayinde.
- Kağıt sanayinde.
- Maden sanayinde.
- Ve diğer akışkan ortamlarında...



1112-HL

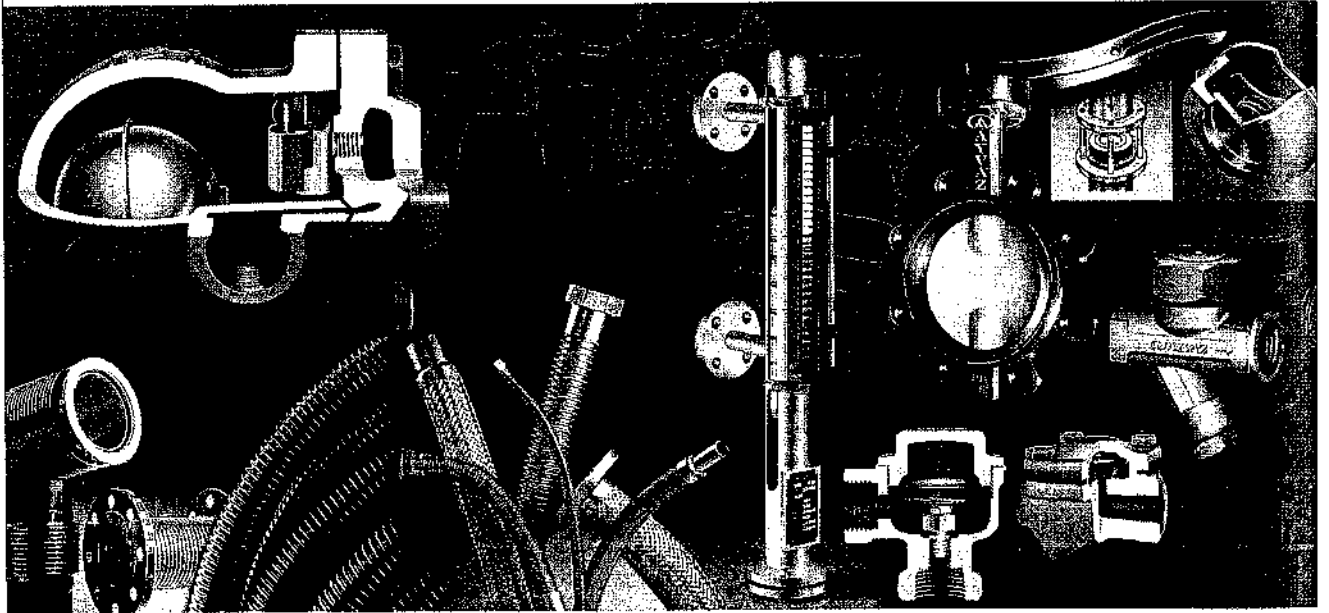


KELEBEK VANA

Üretici Firma :ELMAK Mak. San. Ve Tic. A.Ş.
Mustafakemalpaşa Organize San. Bölgesi BURSA
Yurt İsti. Paçacılar : ASTEKNIK Mak. San. Ve Tic. A.Ş.
Gözcüler Cad. No:54/5 BURSA. Tel: 0.(224).252 19 91(4-Hat) Fax: 0.(224).254 67 37
e-mail:elmakmak@escartnet.com



- METAL & KAUCUK KOMPANSATÖRLER
- ESNEK METAL HORTUMLAR
- BUHAR KAPANLARI
- ÇEKVALFLER
- SEVİYE KONTROL GÖSTERGE CİHAZLARI
- KELEBEK VANALAR
- RUBBER & METAL EXPANSION JOINTS
- FLEXIBLE METAL HOSES
- STEAM TRAPS
- NON-RETURN VALVES
- LEVEL CONTROLLERS & INDICATORS
- BUTTERFLY VALVES



Başarıya götüren çözümler / Solutions leading to success

Özellikle proseslerinde buhar kullanan fabrikalar için geniş ürün yelpazemizin tanıdığı olanak şimdi "Kelebek Vana" üretimimiz ile yeni bir boyut kazandı. 1948'den bugüne kadar taşıdığımız haklı gururumuzu yeni ürünlerimize de yansıtarak Türkiye ve Dünya piyasalarında bir adım daha ilerdeyiz.

The facilities provided by our extensive product portfolio, especially for the factories using steam in their processes, gained a new dimension with our "Butterfly Valve" production.

We are now one step ahead in Turkish and World markets by reflecting our honor to our new products, which we have been holding since 1948.



HACI AYVAZ ENDÜSTRİYEL MAMULLER SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Necatibey Cad. Ayvaz Han, No. 207, Tophane, 80030 Karaköy - İstanbul - TÜRKİYE

Tel: ++90(212) 251 90 82 (pbx) Fax: ++90(212) 249 89 68 - 251 90 41

E MAIL : ayvaz@turk.net

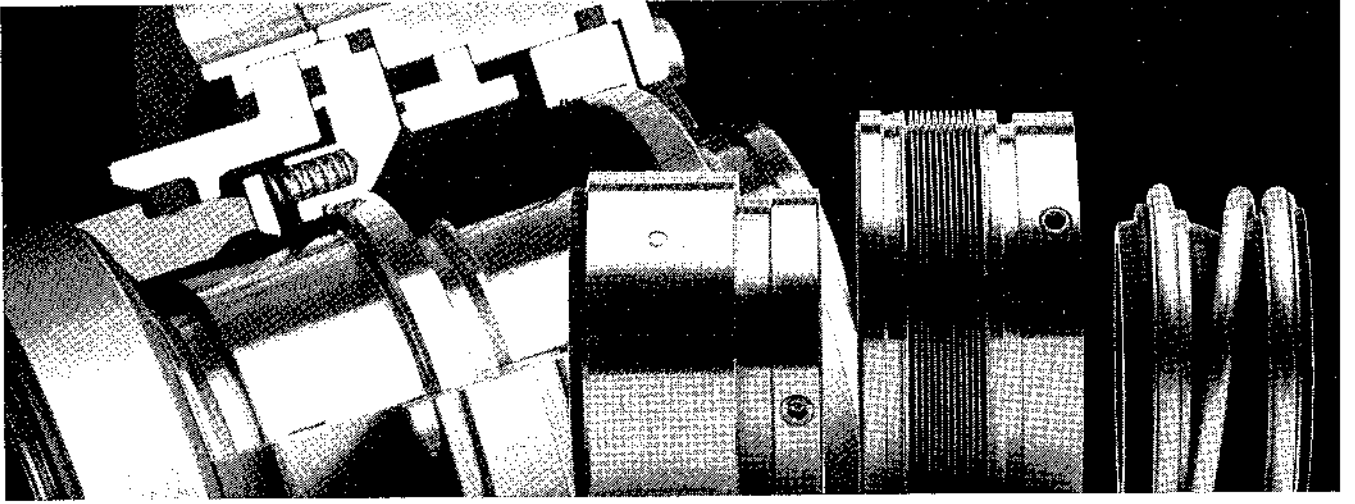
40 yıllık başarımızın ardında
teknolojiden
fazlası var.



BORUSAN BORU

40
YIL

Hic bir Şey görmeden kokusunu duymadan taŕıyın, karıŕtırın ya da sıkıŕtırın.



Burgmann mekanik salmastralar.

Pompalarınızda, karıŕtırıcılarınızda ve kompres rlerinizde verimlilik ve  evre bilinci sözkonusu ise en iyi     m Burgmann Mekanik Salmastralardır.  alıŕma koŕullarının zorluğu sorun değildir.

Dünyadaki mekanik salmastralar içinde Burgmann'ın en baŕarlı olması se- bepsiz değildir.

Onaylanmış kalite (DIN ISO 9001'e uygunluk), dört dörtlük mühendislik, yay-

gın servis ağımız ve deneyimimiz iŕinin ehli bir ortaktan beklediğinizdir. Baŕlan- gı ta doğru seçim.

Yeŕil bir doğa temiz bir  evre için.



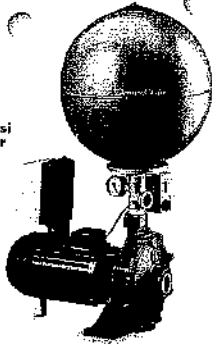
BURGMANN

Endüstriyel Sızdırmazlık
Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.
Yukarı Dudullu İmes Yanı
Gamak Sapağı Kuru Sk. No.9
TR-81260 Ümraniye/İstanbul
Tel : 0 216-420 37 00 (5 Hat)
Fax: 0 216-420 37 05

Biz bu işi su gibi biliyoruz!

DemirDöküm suyla ilgili tüm problemlerinizi çözüyor.
Basınçlı su ihtiyacı, sıcak ve soğuk su sirkülasyonu, kirliliği su tahliyesi için bizi arayın!

DH Serisi
Hidrofor



HTB SERİSİ HİDROFORLAR

Kumanda panosu, çekvalf, küresel vanalar, pislik tutucu ve elektronik susuz çalışma emniyeti ile komple. Her türlü konut ve işyerine uygun 1, 2 ve 3 pompalı toplam 12 değişik model...

DH SERİSİ HİDROFORLAR

Ekonomik, uzun ömürlü hidrofor serisi. Flatörlü seviye şalteriyle beraber. Her türlü konut ve işyerine uygun 1, 2 ve 3 pompalı toplam 17 değişik model...

MULTİ-V SERİSİ HİDROFORLAR

Sessiz, konforlu, üstün kaliteli, paslanmaz çelik çarklı yeni hidrofor serisi. İhtiyaca göre 80, 100, 200 veya 300 litrelik genişleme tankı seçeneği. Elektronik kumanda panosu, flatörlü su seviye şalteri, çekvalf ve pislik tutucusu ile beraber. 1, 2 ve 3 pompalı toplam 14 değişik model; maksimum 36 m³/saat debi...

PRIMSON PAC HİDROMATLİ HİDROFORLAR

Kendinden emişli, jet pompalı, hidromatlı hidrofor. Küçük, ekonomik ve pratik. Özel sessiz çekvalf ile beraber 3 değişik model. Dupleks villalar, daireler için ideal...

ISLAK ROTORLU SİRKÜLASYON POMPALARI

Sessiz, uzun ömürlü. Her türlü merkezi ısıtma, soğutma, havalandırma sistemlerinde kullanıma uygun geniş ürün gamı...

KURU ROTORLU SİRKÜLASYON POMPALARI

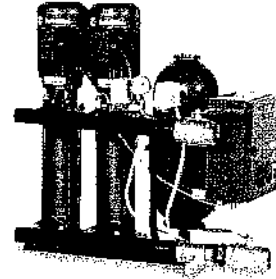
Bina ve endüstriyel tesislerde, kireçli, tortulu ve açık çevrimli, yüksek kapasiteli, merkezi ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinde kullanıma uygun. Tekli ve ikiz pompalı 19 değişik model...

PRIMSON JET POMPA

Kendinden emişli jet pompa. Portatif ve pratik, fişini prize takıp üzerindeki düğmeye basmak yeterli. Yazlıkta, bahçede, araba yıkarken...

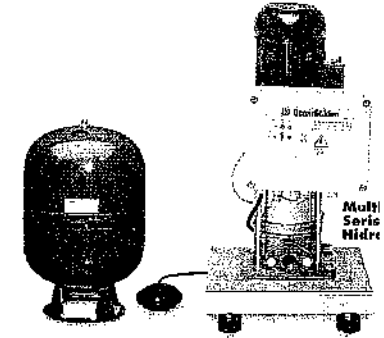
SUBSON KİRLİ SU DRENAJ POMPASI

Üzerindeki flatörlü seviye şalteri ile tam otomatik çalışır. Agresif ve korozif suya dayanıklı modelleri mevcut. Zemin katlara, kalorifer dairelerine sızan yağmur suyu gibi az kirli suların tahliyesi için mükemmel...



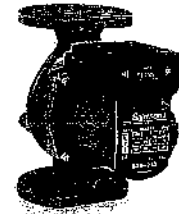
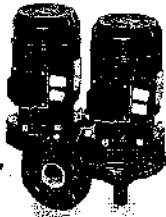
HTB Serisi
Hidrofor

Primson
Pac Hidromatlı
Hidrofor



Multi
Serisi
Hidrofor

Kuru Rotorlu
Sirkülasyon
Pompası



Islak Rotorlu
Sirkülasyon
Pompası

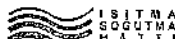
Primson
Jet Pompa



Subson
Drenaj
Pompası

DD DemirDöküm

Türk Demir Döküm Fabrikaları A.Ş. Pazarlama ve Satış Grubu: Çamlıca İş Merkezi, B2 Blok, Unalan Mah. Ayazma Cad. Küçük Çamlıca 81190 Üsküdar/İstanbul, Tel: (0216) 454 16 24 Faks: (0216) 454 15 16 **İstanbul Showroom:** Kısıklı Cad. No: 16-18 Alınizade/İstanbul, Tel: (0216) 474 03 30 **Adana Blg. Satış Md.:** Ziyapaşa Bulvarı, Ser Apt. 27/A Adana Tel: (0322) 459 30 96 (3 Hat) **Ankara Blg. Satış Md.:** İstanbul Yolu 16. Km. P.K. 11, 06790 Etimesgut-Ankara, Tel: (0312) 245 02 11 (pbx) **Bursa Blg. Satış Md.:** Yalova Yolu 5. Km. Bursa, Tel: (0224) 257 36 10 (7 Hat) **İzmir Blg. Satış Md.:** 12031/3 Sokak F-1 Yenisehir-İzmir Tel: (0232) 458 58 58 **Samsun Blg.:**



Dikkaya

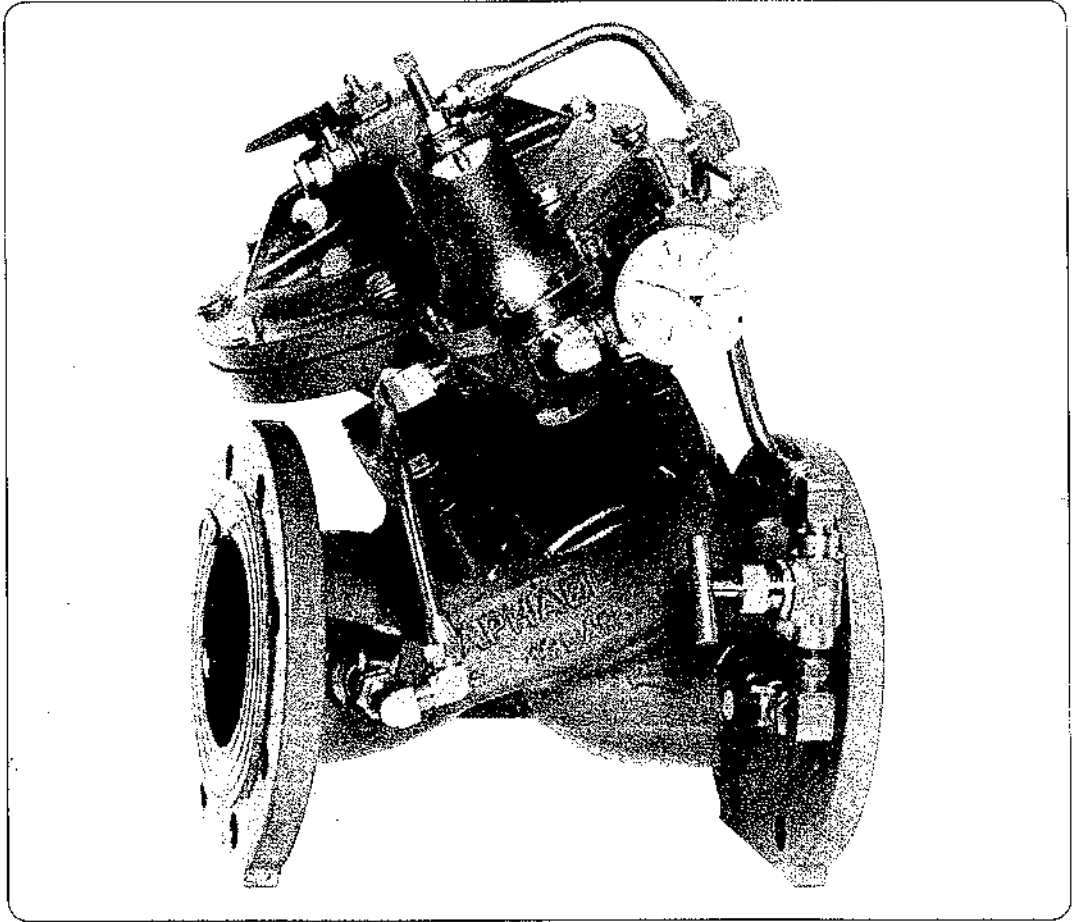
TEKNİK MALZEME SANAYİ VE TİCARET LTD. ŞTİ.



RAPHAEL

VALVES INDUSTRIES (1975) LTD.

OTOMATİK KONTROL VANALARI



STOKTAN TESLİM

TÜRKİYE TEK YETKİLİ DİSTRİBÜTÖRÜ TECRÜBELİ MÜHENDİS
KADROMUZLA ÜCRETSİZ PROJE DESTEĞİ VE SATIŞ SONRASI
TEKNİK SERVİSİMİZLE HİZMETİNİZDEYİZ.

- * BASINÇ DÜŞÜRME
- * HIZLI BASINÇ TAHLİYE
- * KOÇ DARBESİ SÖNÜMLEME
- * SİSTEM BASINCINI SABİTLEME

- * SU DEPOSU SEVİYE KONTROLÜ
- * POMPA START/STOP KONTROLÜ
- * SOLENOİD KONTROLLÜ ZAMANLAMA

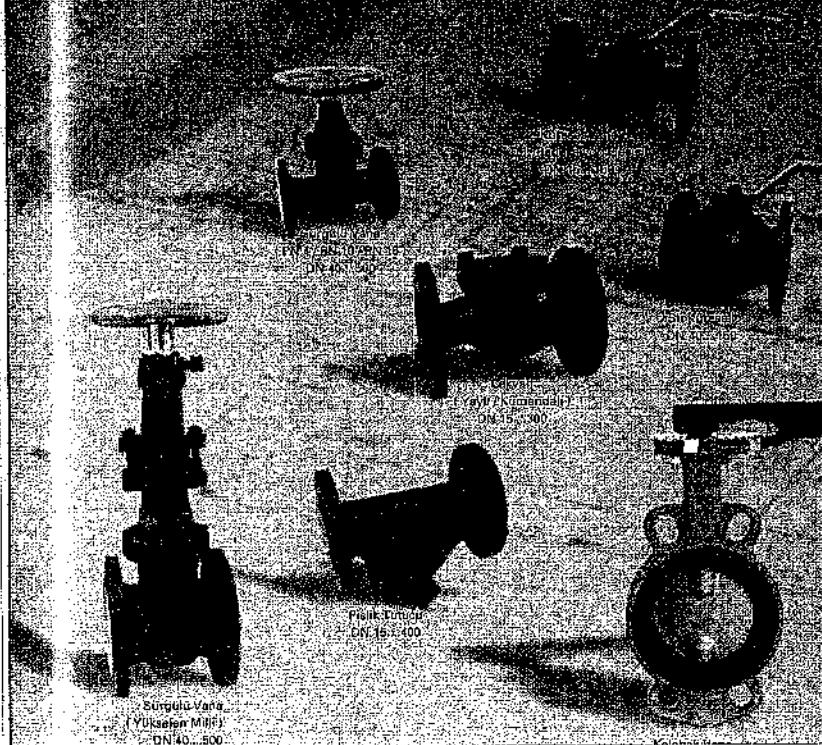
ADRES: 1202/3 Sokak No: 4 İNŞAATÇILAR ÇARŞISI YENİŞEHİR - İZMİR
TEL: (0.232) 433 59 55 - 433 60 38 - 433 59 62 - 457 57 08 - 469 23 43 - 469 23 50 FAX: (0.232) 457 55 54
e-mail: dikkaya@superonline.com



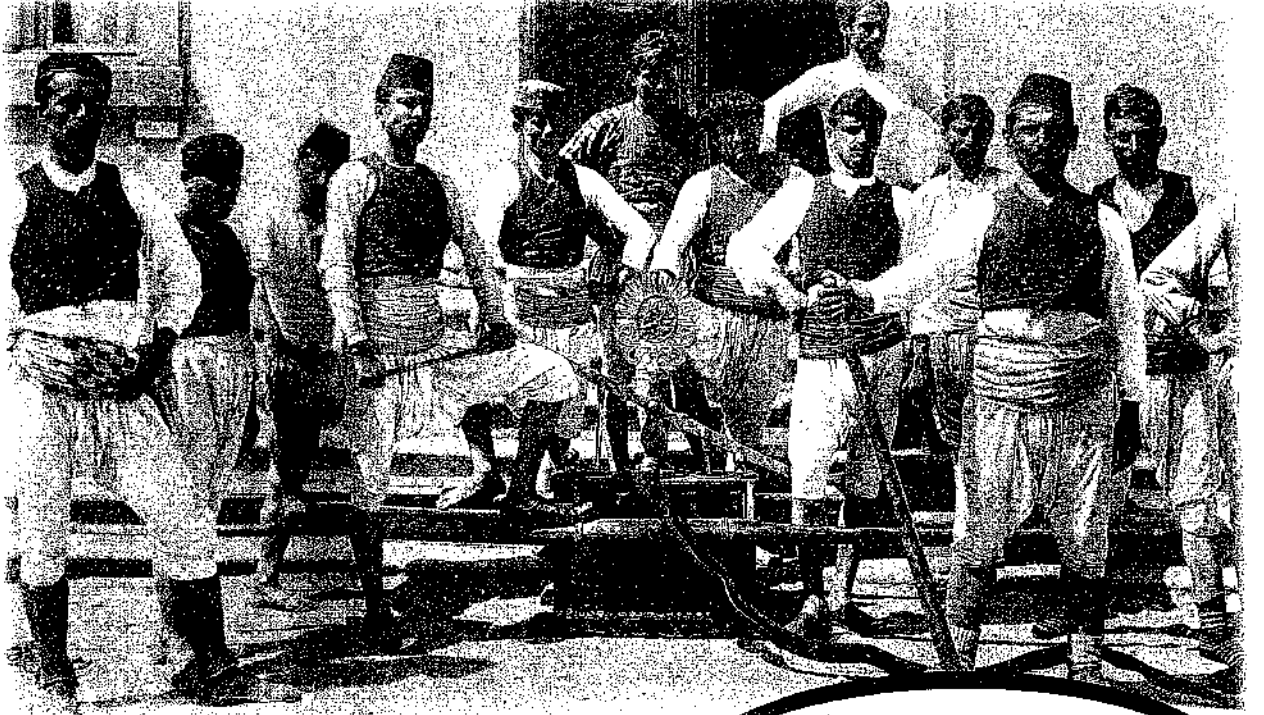
DUYAR VANA

bir kalite geleneği

Yıllardır , Türkiye'nin
inşaat ve sanayi
sektöründeki üretimiyle
kaliteyi bir geleneğe
dönüştüren Duyar Vana
Avupa ve Uzakdoğu
ülkelerine de ihraç ettiği
yeni ürünleriyle
'geleneği'
yarınlara taşıyor.



DUYAR VANA MAKINA SAN. VE TIC. A.Ş.
MERKEZ: 50. Yıl Mah. N. Cad. No 66 34120 E-0 Rasat / İstanbul
Tel: (0212) 594 31 67 (2 Hatt) 668 43 00 6 6120
Fax: (0212) 594 23 65 6 6120



*"Haaaaayt!... Karada aslan, denizde kaplan yetmiş
iki buçuk millete duman attıran, yaman gelir yaman
gider Çeşmemeydanı'nın yiğitleri haaayt!..."*

**PEERLESS
PUMP**

Yüzyıl öncesinde varolsaydık eğer,
eminiz ki bu yiğitlere hiç iş düşmeyecekti...



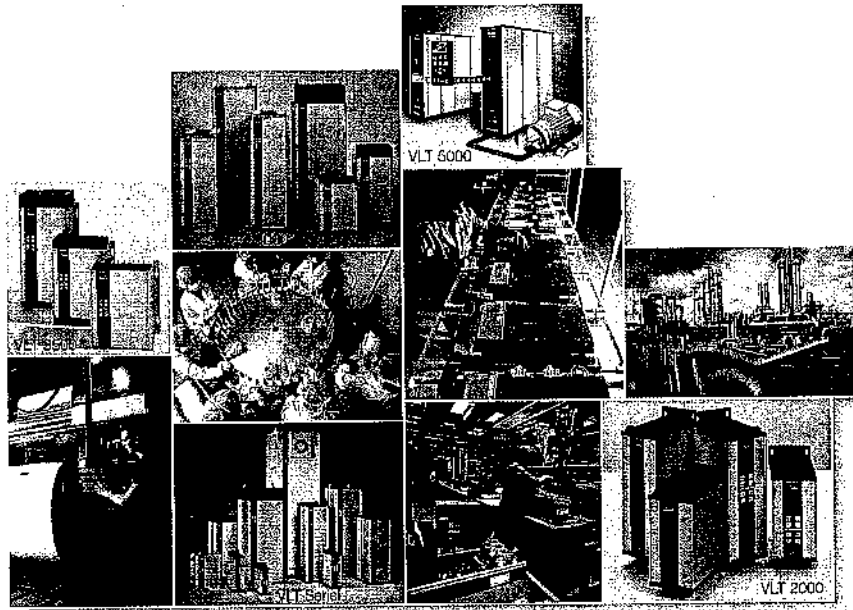
EMO TEKNİK MALZEME TİCARET VE SANAYİ LTD. ŞTİ.

Ankara: Ziyabey Caddesi No:59 BALGAT, 06520 Tel: (0 312) 285 20 60 • Fax: (0 312) 286 23 23

İstanbul: Krizantem Sok. No:5 80620 LEVENT / İSTANBUL Tel: (0 212) 283 94 34 • Fax: (0 212) 284 94 41

maksimum verim ve danfoss devri!

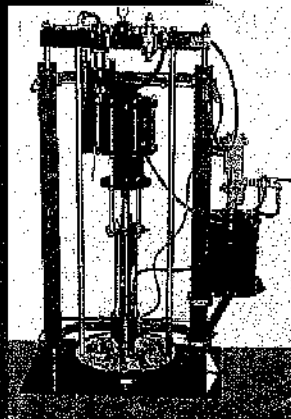
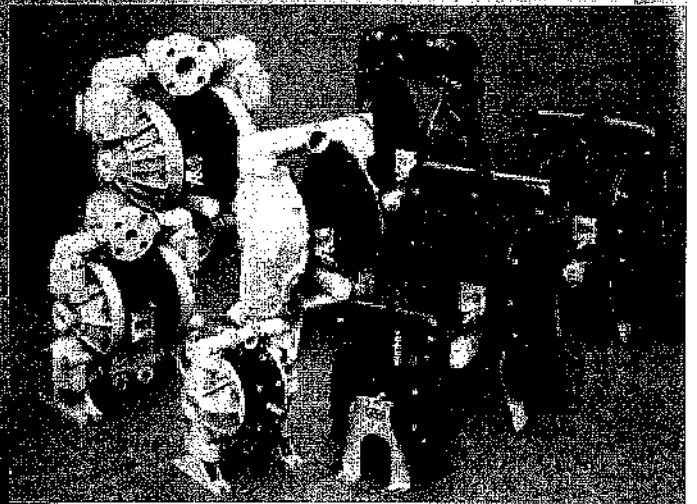
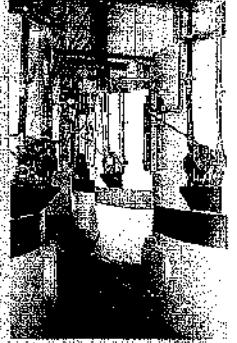
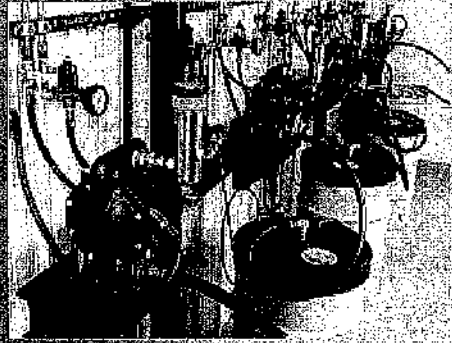
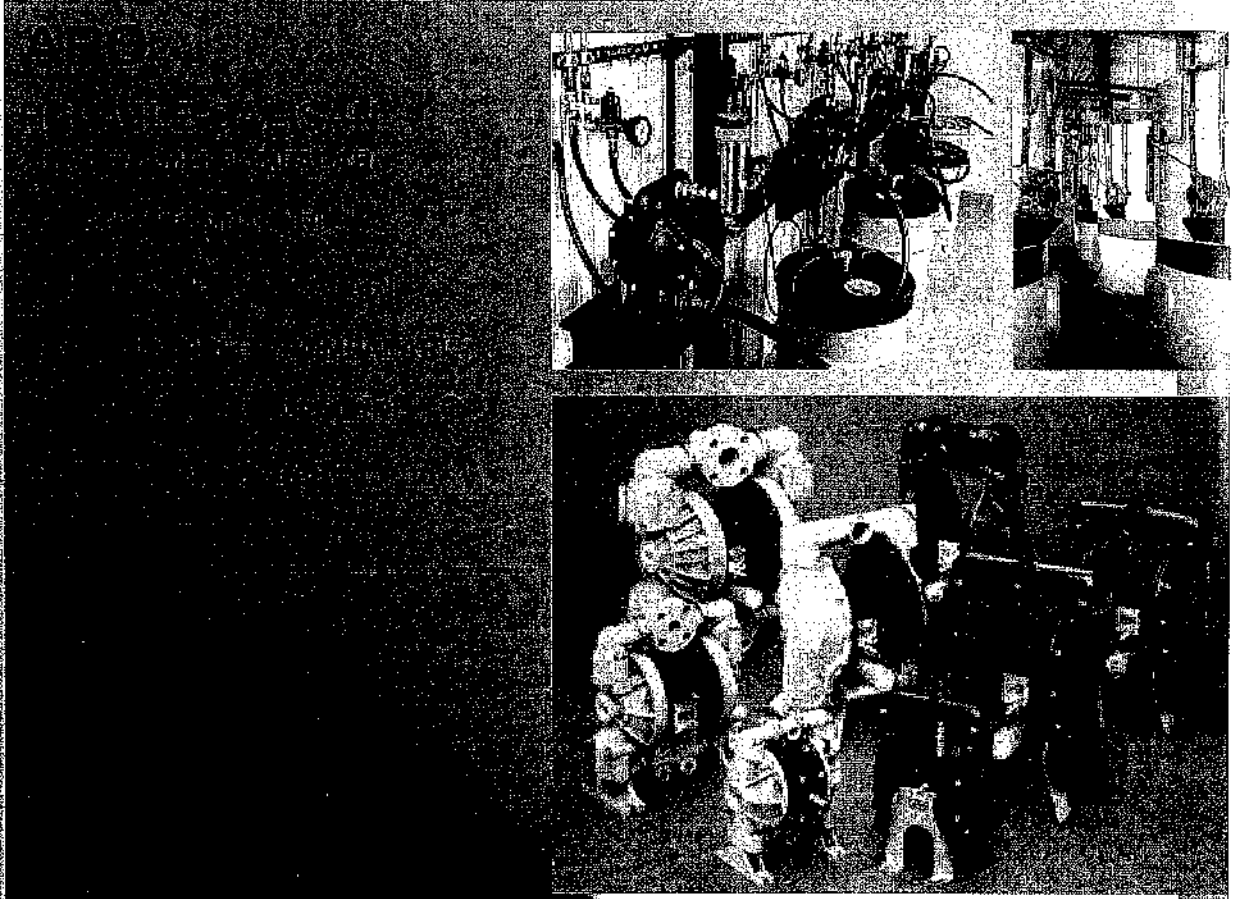
Dünya'da 100'den fazla ülkede, en düşük enerjiyle en yüksek verimi sağlayabilmek için Danfoss A.C. motor devir ayarlayıcıları kullanılıyor. Konutta, işyerinde, sanayi tesislerinde ve üretiminizin her aşamasında Danfoss motor devir ayarlayıcılarını kullanın, hem elektrik motorlarınıza üstün koruma, hem de büyük bir enerji tasarrufu sağlayın. Daha çok kazanın, rekabet gücünüzü artırın. Unutmayın, dünya lideri Danfoss ürünleri ülkemizde 21 yıldır enerji denetiminin öncülüğünü üstlenen EKA güvencesi ve EKA servis gücüyle sunuluyor.



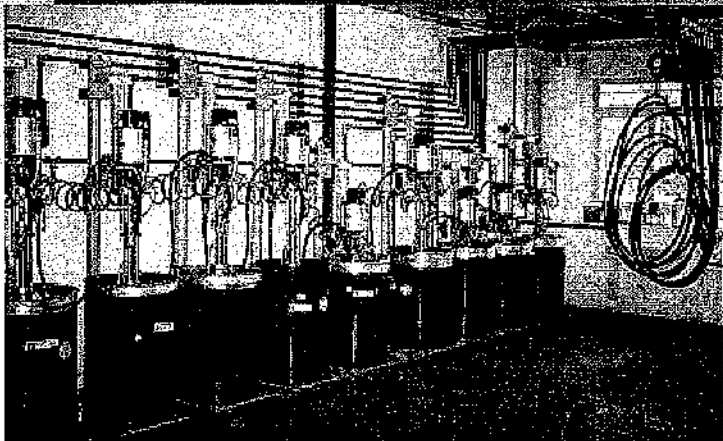
EKA ELEKTRONİK KONTROL ALETLERİ SANAYİ VE TİCARET A.Ş.

Büyükdere Cd. Ayazağa Aşfağı 3.Yol 19, B3079 Maslak İst. Tel: (0212) 285 25 40 (7hat) Faks: (0212) 275 13 42, e-posta: eka@eka.com.tr, www.eka.com.tr
ANKARA BÜROSU: Atatürk Bulvarı No: 59/22, 06410 Kızılay Ankara Tel: (0312) 435 10 82 • 432 21 26 Faks: (0312) 432 21 26
İZMİR BÜROSU: TÜMEL LTD.ŞTİ. Fatih Cad. 601/1 Sok. No: 36, 35220 Çamdibi İzmir Tel: (0232) 433 26 10 - 433 65 26 Fax: (0232) 457 31 40





- Satış
 - Servis
 - Mühendislik
- Hizmetleri**



ARO

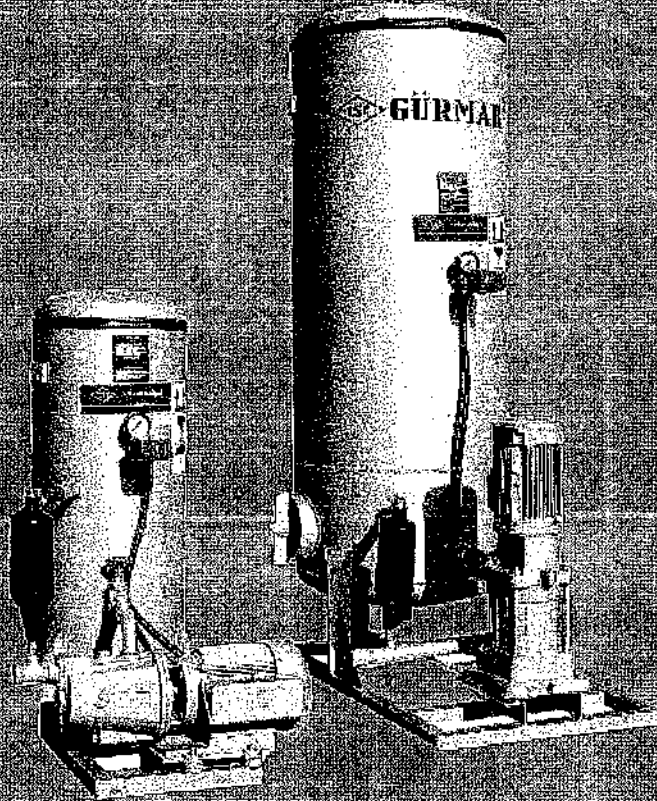
INGERSOLL-RAND

FLUID PRODUCTS

GÜRMAK

HİDROFOR

KALİTEDİR GÜVENCEDİR EKONOMİDİR



Dünyaya Türkiye'den patent ihrac eden tek markadır.
GÜRMAK patentli hava cihazı ile kendinden hava teminlidir.
Bisiklet pompası ile hava basmak için kosmak gerekmez.

Sık sık membran değişimi yoktur.

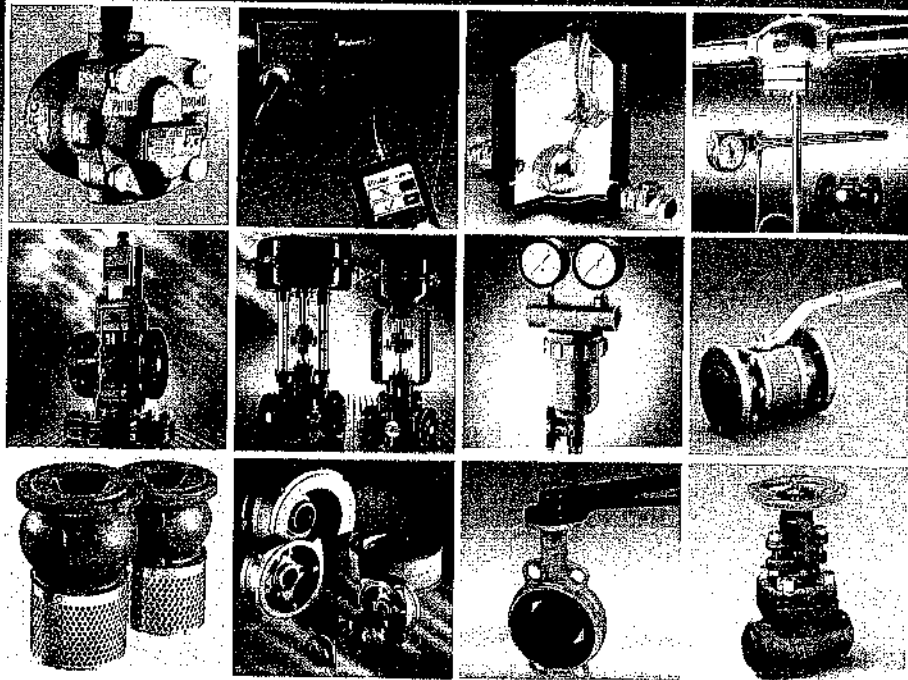
Salt sayısı çok düşüktür. Dolayısıyla az elektrik harcar.

Omru minimum 10 yıldır. Bakım gerektirmez. Çok sessizdir.

Anıza yapmaz. 1' den 1000' e kadar 1' atmosferden 20 atmosfere kadar.

Konusunda dünyanın en deneyimli firmasının ürünüdür.

Tesisatınız için doğru armatür, doğru seçim: Intervalf



spirax
sarco
İNGİLTERE

DESBORDES
FRANSA

I PROSA
İSPANYA

KEMPER
ALMANYA

MIVAL
İTALYA

SOCLA
FRANSA

STAR LINE
İTALYA

RÖTELMANN
ALMANYA

VELAN
AMERİKA

HATTERSLEY
İNGİLTERE

MALGORANI
İTALYA

DÜRHOOLDT
ALMANYA



MERKEZ / HEAD OFFICE

Yalı Yolu Sok. No: 56 Kat:1 81110 Bostancı - İstanbul
Tel: (0216) 483 22 73-483 72 74-410 68 00-445 19 72
Fax: (0216) 410 77 36

İZMİR

1202/1 Sk. No: 69 Kat: 6 Daire: 607
Yenişehir-İZMİR
Tel-Fax: (0232) 459 90 68

BURSA

Gazılar Cad. Şirin Sokak No: 10
Karamanogulları Plaza Kat: 3 Daire 23/A BURSA
Tel-Fax: (0224) 250 95 61

ADANA:

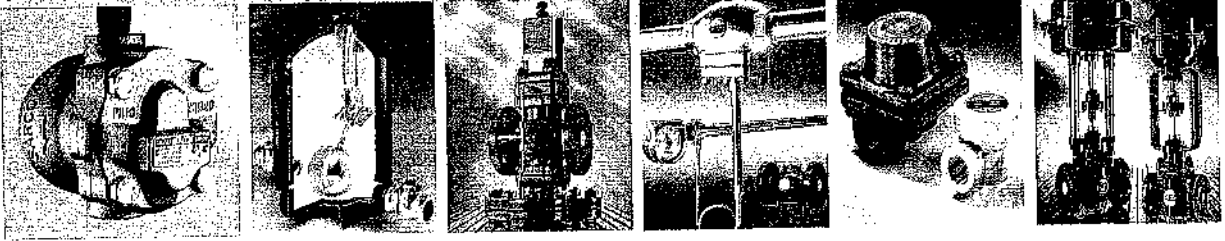
Kızılay Caddesi 102. Sokak No: 2
Serhan İşhan: No: 2/15 - ADANA
Tel-Fax: (0322) 352 16 78

ÇORLU:

Ömürak Cad. Babadağ Sok
Özlem İş Merkezi 4/15
Tel: (0282) 652 36 44

Buhar Cihazlarında Dünya Lideri

spirax
sarco



- Kondenstop
- Kondenstop Kontrol cihazı (Spiratec)
- Basınç Düşürücü Vana
- Termostatik Vana
- Separatör
- Kazan Otomatik Blöf Sistemi
- Kontrol Vanaları
- Buharlı Nemlendiriciler
- Buhar Sayacı
- Kondens Pompaları
- Hava Atıcı
- Vakum Kırıcı
- Hava Kondenstopu
- Disk Çek Vana



MERKEZ / HEAD OFFICE

Yalı Yolu Sok. No: 56 Kat:1 81110 Bostancı - İstanbul
Tel: (0216) 463 22 73-463 22 74-410 68 00-445 19 72
Fax: (0216) 410 77 36

İZMİR

1202/1 Sk. No: 69 Kat: 6 Daire: 607
Yenişehir-İZMİR
Tel-Fax: (0232) 459 90 68

BURSA

Gazılar Cad. Şirazi Sokak No: 10
Karamanogulları Plaza Kat: 3 Daire: 20/A BURSA
Tel-Fax: (0224) 250 95 61

ADANA:

Kızılay Caddesi 102. Sokak No: 2
Serhan Işhanı No: 2/15 - ADANA
Tel-Fax: (0322) 352 16 78

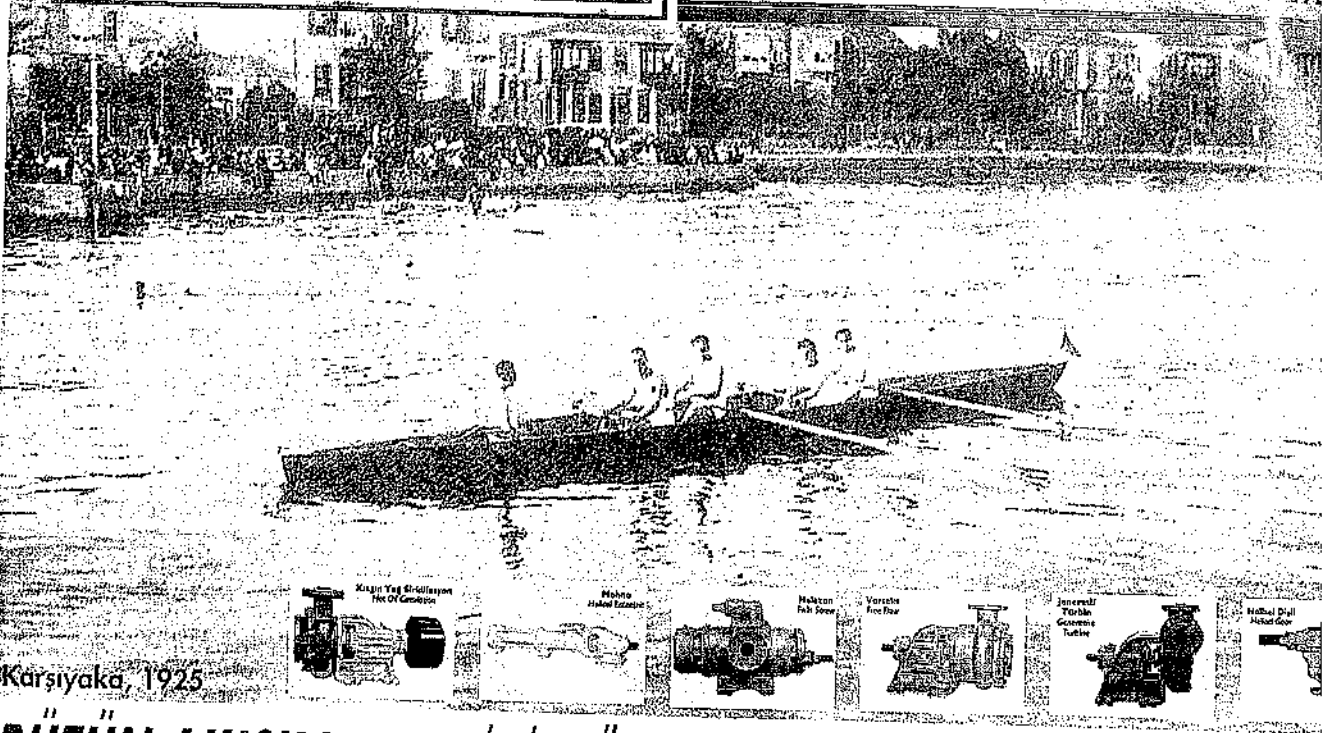
ÇORLU:

Ömürlük Cad. Babadağ Sok.
Özlem İş Merkezi 4/15
Tel: (0282) 652 35 44

İNTEK

"POMPA-MARKET"

MAKİNA, MÜHENDİSLİK, ENDÜSTRİ VE TİCARET LİMİTED



Karşıyaka, 1925

BÜTÜN AKIŞKANLAR İÇİN ÖZEL AMAÇLI ENDÜSTRİ POMPALARI



ENDÜSTRİ POMPALARI



ASİT POMPALARI

VAKUM POMPA



DALGIÇ POMPALARI



DOZAJ POMPALARI



REDÜKTÖRLERİ



DALGIÇ POMPA
VE MİKSERLERİ



HAVALI DİYAFRAMLI
POMPALARI



EX-PROOF MOT



DALGIÇ POMPALARI



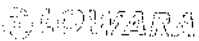
MİNİ - POMPALARI



EX-PROOF MOT



POMPALARI



PASLANMAZ POMPALARI



ELEKTRİK MOTO



POMPALARI

Leistritz VİDALI POMPALARI



ELEKTRİK MOTO

"POMPA-MARKET"

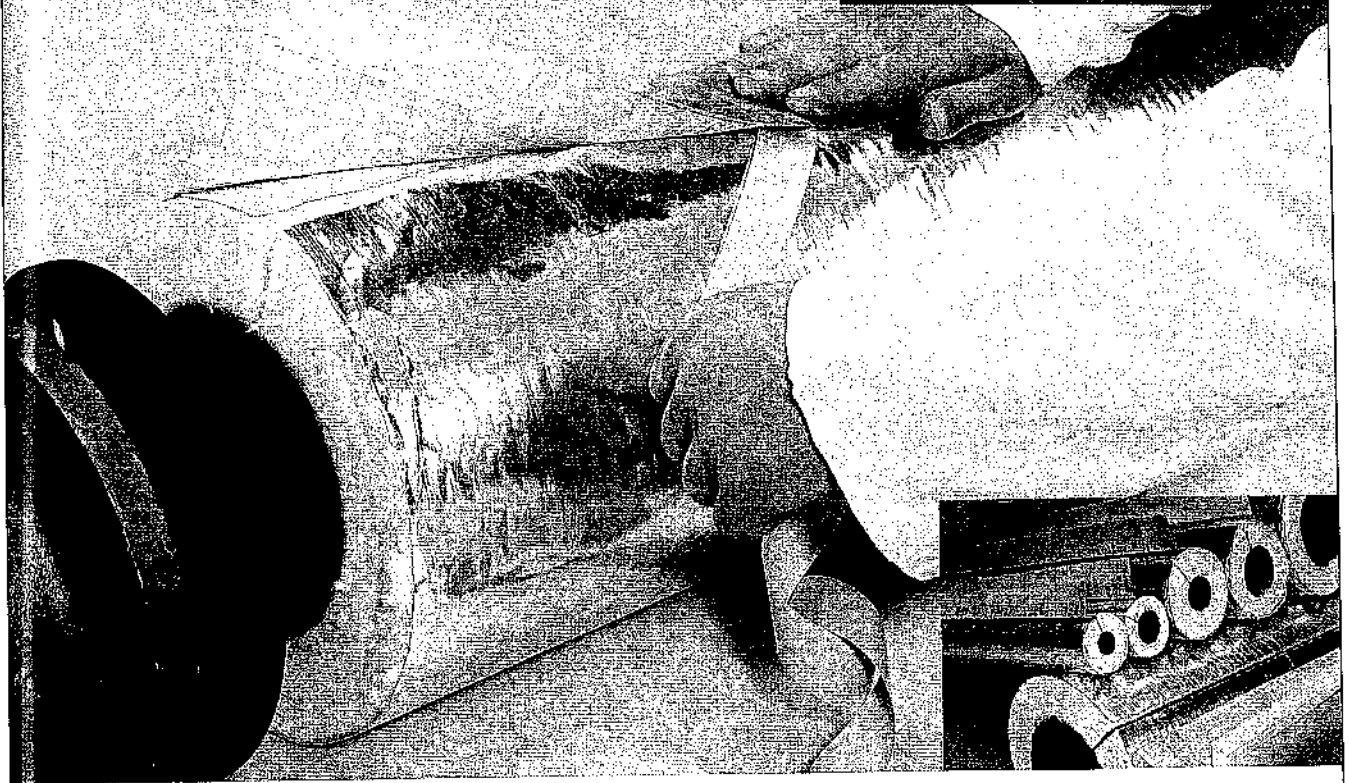
- REDÜKTÖR • ELEKTRİK MOTORU • ÇİTEL SANAYİ TEKERLEK
- POMPA DONANIMI, BAKIM VE SERVİSİ
- YEDEK PARÇA/MODEL/DÖKÜM/TALAŞLI ÜRETİM
- ÖZEL ENDÜSTRİ MALZEMELERİ

HER TÜRLÜ SICAKLIK VE VİSKOZİTEDEKİ AKIŞKANLAR İÇİN POMPA SORUNLARINIZDAN LÜTFEN BİZİ ARAYINIZ...



TEL & FAX: 90 (232) 435 98 78 - 435 09 30 - 461 15 28 GSM: (0542) 513 85
2. SANAYİ SİTESİ, 351 S. No: 29 (35100) BORNOVA - İZMİR / TÜRKİYE

kesin çözüm:



İzocam Prefabrik Boru

IZOCAM'DAN, ISITMA, SOĞUTMA VE SOĞUK SU BORULARINDA ISI KAYBINI

ÖNLEM EK İÇİN ÇOK PRATİK, ÇOK HESAPLI BİR ÜRÜN:

BİNDİRME PAYI YAPIŞKAN BANTLI ALÜMİNYUM FOLYO KAPLI PREFABRİK BORU...

İZOCAM ALÜ-FOLYO KAPLI PREFABRİK BORU, YÜKSEK BİRİM AĞIRLIKTA
CAMYÜNÜNDEN ÜRETİLİR. ALÜMİNYUM FOLYONUN BUHAR KESİCİ ÖZELLİĞİ

SAYESİNDE, İZOLASYON ÖZELLİKLERİ KORUNUR, BUHAR DİFÜZYONU

KONTROL ALTINA ALINIR. IZOCAM ALÜ-FOLYO KAPLI PREFABRİK BORU,

KENDİNDEN YAPIŞKANLI BANDIYLA UYGULAMAYI KOLAYLAŞTIRIR.

HIZLI MONTAJ İMKÂNI SAĞLAR. İŞÇİLİK, ZAMAN VE MALİYETTEN KAZANDIRIR.

IZOCAM ALÜ-FOLYO

KAPLI PREFABRİK BORU'nun
kullanım alanları:

- Sanayi borularında.
- Klorifer tesisatlarında.
- Merkezi ısıtma tesisatlarında.
- Soğuk su borularında ısınmaya karşı.
- Güneş enerjisi tesisatlarında.
- Boruların terlemeye karşı korunmasında.
- Yüksek basınçlı su borularında titreşime ve sese karşı.
- Boruların donmaya karşı korunmasında.

İZOCAM TİCARET VE SANAYİ A.Ş.
DANIŞMA MERKEZLERİ

• **İSTANBUL** Tel [212] 275 72 22 [8 hat]
Faks [212] 266 97 69 • **ANKARA** Tel [312]
418 66 67-418 30 32 Faks [312] 425 05 15
• **İZMİR** Tel [232] 484 57 85- 484 31 78
Faks [232] 489 00 32 • **ADANA** Tel [322]
352 29 80 Faks [322] 352 02 54 • **BURSA**
Tel [224] 253 95 35 Faks [224] 255 60 13
• **ELAZIĞ** Tel [424] 218 66 00 Faks [424]
233 19 96 • **ERZURUM** Tel [442] 235 59 76/77
Faks [442] 235 59 78 • **ANTALYA** Tel [242]
241 19 50 Faks [242] 242 39 84 • **GAZİANTEP**
Tel [342] 233 97 00 Faks [342] 233 97 00
Internet adresi: www.izocam.com.tr

IZOCAM



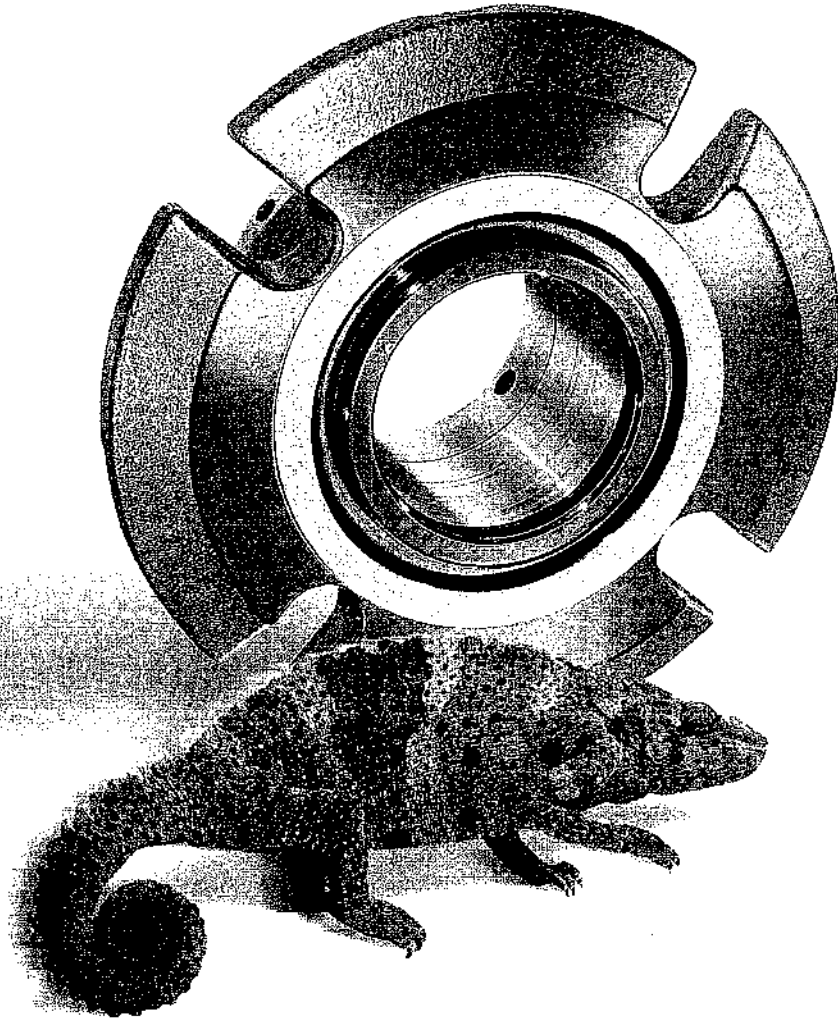
ÜCRETSİZ DANIŞMA HATTI 0 800 211 43 86

5600 Series

UNIVERSAL CARTRIDGE™

KULLANIM ŞARTLARINA GÖRE DEĞİŞEBİLEN MEKANİK SALMASTRA

- İsterseniz O-RİNG'LI
- İsterseniz ELASTOMER KÖRÜKLÜ
- İsterseniz METAL KÖRÜKLÜ



**John Crane
Mechanical Seals**

John Crane Türkiye
İzzettin Çalışlar Cad. No:48/4
34590 Bahçelievler-İstanbul
Tel: (212) 575 57 88
507 06 04
Fax: (212) 506 71 40
E-mail: jctur@ibm.net

<http://www.johncrane.com>

TI Group
Global Specialized Engineering



tubes & trading
mannesmann
Sümerbank

1955'DEN GÜNÜMÜZE BORUDA KALİTE ÖNCÜSÜ

MANNESMANN - SÜMERBANK BORU ENDÜSTRİSİ T.A.Ş.
TÜRKİYEDE KURULAN İLK ÇELİK BORU FABRİKASIDIR

MANNESMANN - SÜMERBANK BORU ENDÜSTRİSİ T.A.Ş.

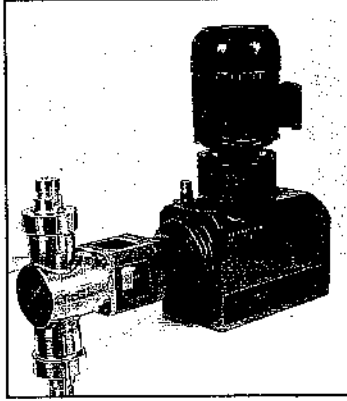
P.K. 5 41001 İZMİT - KOCAELİ Tel: 0262/324 23 60 Fax: 0262/321 53 70
Telex: 33128a Boru Tr. E-Mail: mannesmanntr@superonline.com.

MAKDOS

Dozaj Tekniğinin En Mükemmelidir

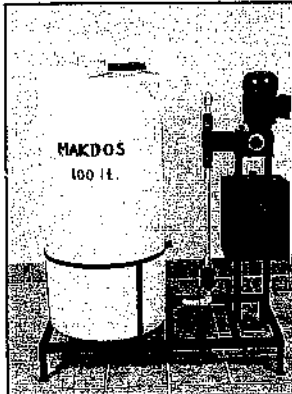
DOZAJ, TRANSFER ve YÜKSEK BASINÇ POMPALARI

Makdos, Dozaj, Transfer ve yüksek basınç Pompaları 6 tlp 300 çeşit ürün yelpazeyle sanayinin her kesiminde ihtiyaç duyulan proseslerde, başarılı bir şekilde kullanılmaktadır.



ÇOK KOMPONENTLİ HİPOKLORİT DOZAJ ÜNİTESİ

Çok komponentli Hipoklorit dozaj ünitelerimiz şekilde görüldüğü gibi bir veya birkaç dozaj kalasından ibarettir. Alüminyum sülfat Bakır sülfat gibi eriyik hazırlanmasında ve benzeri tesislerde yüzme havuzu içme suyu tesislerinin klorlanması için kullanılabilen ünitelerimiz kullanım sahalarına göre karışıklık olarak (6) Maximum arasında ayarlanabilen değişken debili pistonlu diyaframlı dozaj pompalarıyla paket ünite olarak teçhiz edilmiştir.



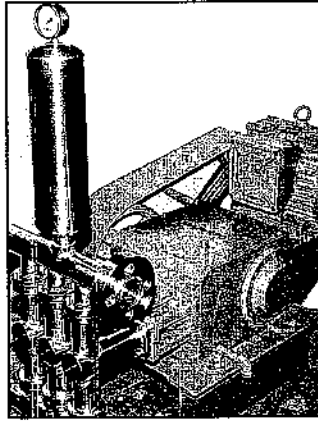
TEKNİK ÖZELLİKLER

- * Kademesiz kendinden ayarlanabilir sistem.
- * 0 - 1 Lt' den 0 - 4 m arası
- * 0,5 - 300 bar basınçta kadar dozaj pompaları
- * Her türlü kimyasal maddeyi dozajlar.

**NOT : LÜTFEN AYRINTILI BİLGİ İÇİN
BROŞÜR İSTEYİNİZ.**

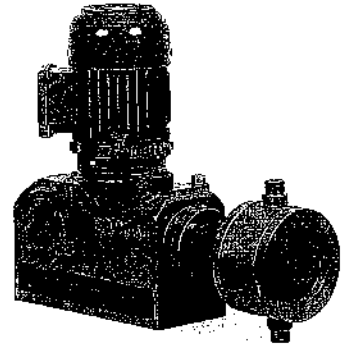
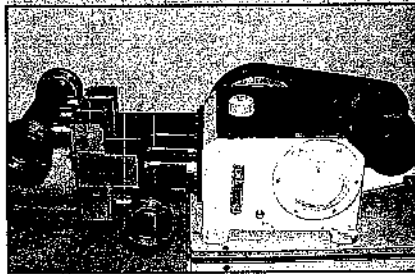
PİSTONLU ve DİYAFRAMLİ DOZAJ POMPALARI

Bir veya birkaç kfadadan ibaret olup 0-5 Lt/h'dan 4m3/h kapasiteye kadar 0 ile maximum arası ayarlanabilen 5 bar'dan 200 bara kadar yüksek verimli dozaj pompalarımız Kimyasal sıvılardan etkilenmeyecek şekilde 304-316 paslanmaz çelik, PVC, teflon, poliamid, polipropilen malzemelerden imal edilmekte olup her türlü viskos sıvıları pompalayacak niteliklere sahiptir.



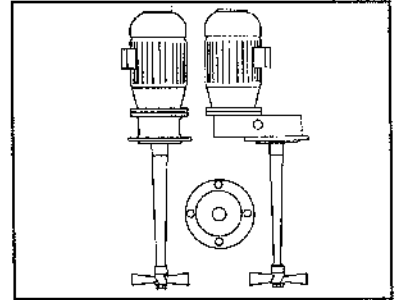
YÜKSEK BASINÇLI DONKİ POMPA

Yüksek basınçlı pompalarımız pistonlu tipler olup genelde toz deterjan üretiminde basınçlı kapların testinde ve reaktörlerde kullanılmaktadır. 304-316 cRNI ve çelik malzemeden imal edilmekte olup kendinden soğutmalı 0-100 Lt/h-10m3/h kapasiteye kadar 15 bardan maximum 300 bar karşı basınçta göre dizayn edilmiştir.



MOTORLU MİKSER KARIŞTIRICILARI

Sanayii sektöründe kullanılan motorlu karıştırıcı elemanlarımız 60 d/d-500 d/d'ya kadar tank ve karıştırıcıyla birlikte özel olarak imal edilmektedir.



SABİT DEBİLİ TRANSFER POMPASI

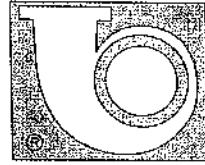
Sabit debili transfer pompalarımız Kimyasal niteliklere haiz viskos sıvıların transferinde kullanılmaktadır. Pompalarımız 8 bar maximum 80m3/h kapasiteye kadar transfer edilecek sıvının kimyasal ve fiziksel yönünden etkilenmeyecek malzemelerden imal edilmektedir.

POMPALARIMIZIN KULLANMA SAHALARI

- * Kullanma suları tasfiyesinde
- * Tekstil sanayinde
- * Atık su arıtma tesislerinde
- * Fueloil yakma tesislerinde
- * Nükleer ve termik santrallerde su şartlandırma işlemlerinde
- * Temizlik, sabun ve deterjan sanayinde.
- * Gıda Sanayide
- * Kimya sanayinde katkılı dozajında
- * Pulverizasyon işlemlerinde
- * Boya sanayinde
- * Meşrubat sanayisinde
- * İlaç sanayinde
- * Kağıt sanayinde
- * Kireç sanayinde
- * Kazan suları tasfiyesinde
- * İçme suları tasfiyesinde
- * Şeker fabrikalarında
- * Otomatik klorlama tesislerinde
- * Dolum tesislerinde ve daha birçok iş sahalarında kullanılmaktadır.

Merkez Mah. Üzeyir Ağa Sok. No : 11 Yenibosna / İSTANBUL
Tel. : (0212) 655 24 83 (3 hat) - 651 91 92 Fax : (0212) 651 90 85

NIJHUIS POMPEN



*Solutions where the pumps
are matching the pumping
system, like the heart
matching the human body.*

CONTACT

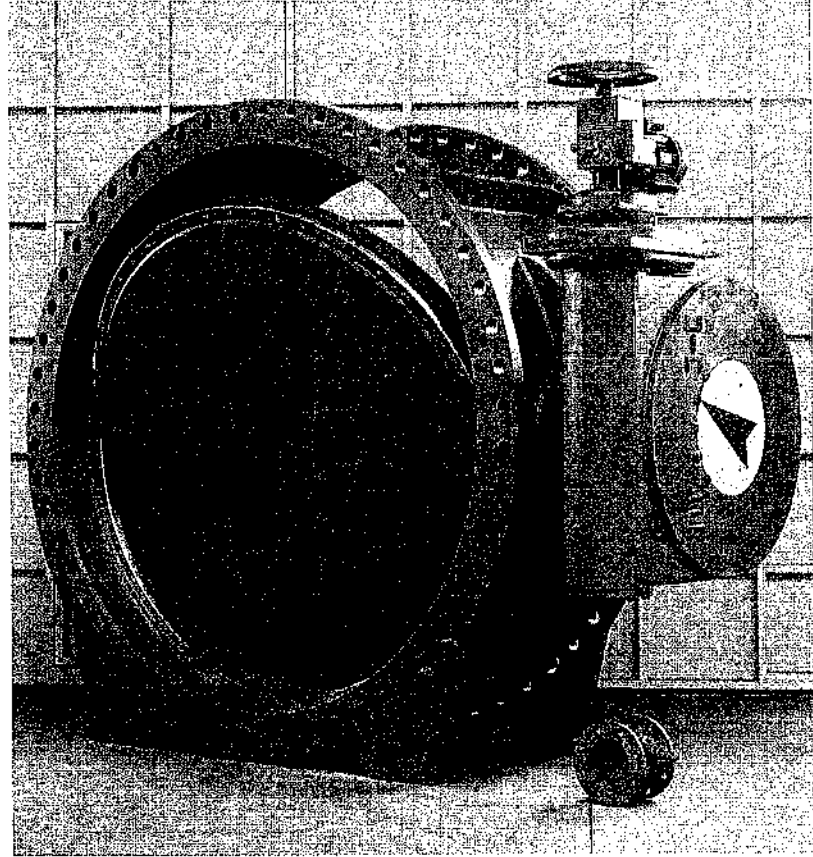
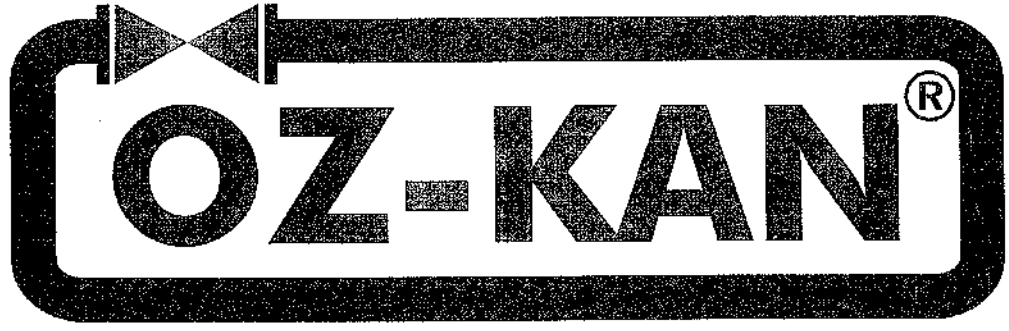
Turkey
Ratelmak İthalat İhracat A.S.
Feneryolu, Egemen Sok 22/11
81300 Kadıköy
Istanbul
Tel.: +90-216-33007916 / 33077917 / 33077923
Fax.: +90-216-3367943
e-mail: ratel@escortnet.com

Netherlands

Nijhuis Pompen BV
P.O.Box 102, NL-7100 AC Winterswijk
Tel: +31-543-547474
Fax: +31-54-547475, Telex 44185
e-mail: nijhuis@nijhuispompen.nl
Internet: <http://www.nijhuispompen.nl>

Germany

Nijhuis Pompen Projects GmbH
Schifferstrasse 20-22, D-47059 Duisburg
Tel: +49-(0)203-93 26 40
Fax: +49-(0)-203-93 26 444
e-mail: info@nijhuis-projects.de



KELEBEK VANA

- ◆ EL KUMANDALI
- ◆ MOTOR KUMANDALI
- ◆ PNÖMATİK KUMANDALI
- ◆ ÇEK-KELEBEK VANA

TİLTİNG ÇEKVALF

HİDROLİK FRENLİ ÇEKVA

DEMONTAJ PARÇASI

- ◆ RİJİT TİP
- ◆ ESNEK TİP
- ◆ SALMASTRALI TİP

ÇİFT KÜRELİ VANTUZ

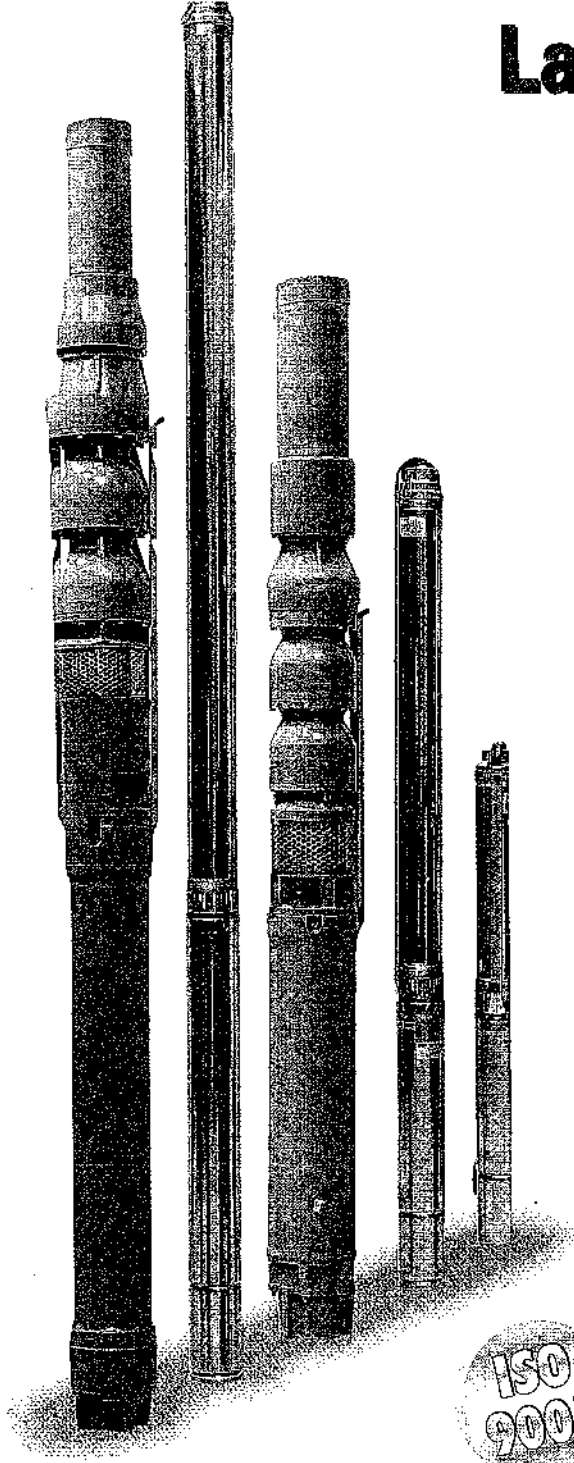
FLANŞ VE FITİNGS



MAKİNA ELEMANLARI SAN. ve TİC.LTD. ŞTİ.

10008. Sk. No: 15 Atatürk Organize Sanayi Bölgesi
35620 Çiğli - İZMİR / TÜRKİYE
Tel: (90) 232.328 06 00 Pbx. Fax: (90) 232.328 06 09

Yaşam kaynağı su gün ışığına 1965'den beri Layne Bowler ile kavuşuyor



Yüksek verimli, uzun ömürlü
Layne Bowler pompaları ile
işinize ve evinize
bereket gelirken
aynı zamanda
gelecek kuşaklara
aktarabileceğiniz
bir yatırım yapmanın
keyfini yaşayacaksınız.

**Layne
Bowler**

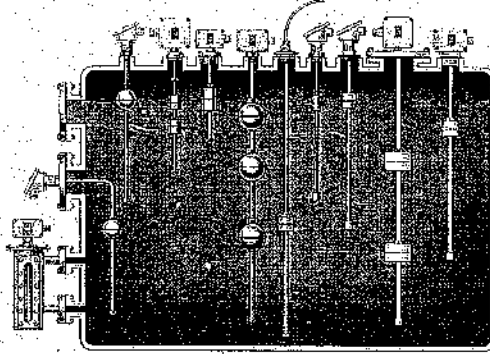
Layne Bowler Dik Türbin Pompaları
Sanayi ve Ticaret A.Ş.
İstanbul Karayolu 16. Km. Ankara
Tel.: (0. 312) 255 96 51
Fax: (0. 312) 255 96 50
e-mail: layne-f@tr-net.net.tr

ISO
9001

ÇÖZEMEDİĞİNİZ SEVİYE KONTROL PROBLEMLERİNDE YANINIZDAYIZ

Alman JOLA SEVİYE KONTROL CİHAZLARI

SEVİYE KONTROLÜNDE GENİŞ PROGRAM



- Her türlü sıvı için seviye kontrolü
- Tank içine daldırma, tank dışında yandan ve üstten monte edilebilir şamandıralar
- Tank dolumunu izleme aygıtları
- Türbülanslı ortamlarda seviye kontrolü
- Yüksek basınçlı, yüksek sıcaklıklı ortamlarda seviye kontrolü
- Boru kaçaklarını, tavan ve zemin rutubetlerini izleme dedektörleri
- Sarı, Paslanmaz ST37 veya 1.4571, PP, PTFE, PVDF, Hastelloy B ve C, Titan, Monel, Tantal v.s. malzemeden
- Ex - EEx - IIC T- V.S. emniyet sistemlerine ve TÜV gibi önemli kontrol müesseselerinin şartlarına uygun üretim

AKNUR
endüstri malzemeleri sanayi ve ticaret ltd. şti.

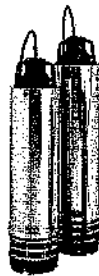
Merkezi/İstanbul : Mithane Cad. Gümüşhalka Sk. No.1 80030 Karaköy-İSTANBUL
Tel: 0(212) 251 32 83-84/245 18 06 Fax: 0(212) 249 64 61/245 37 18
Şube/Ankara : Tel: 0(312) 310 14 35 Fax: 0(312) 310 43 05
Şube/Antalya : Tel: 0(242) 312 34 21-22 Fax: 0(242) 312 34 23
Şube/Bursa : Tel: 0(224) 220 79 17 Fax: 0(224) 221 45 45
Şube/İstanbul : Tel: 0(212) 659 01 67-68 Fax: 0(212) 659 01 69
Şube/İzmir : Tel: 0(232) 469 80 60 Fax: 0(232) 469 80 60
Şube/Kartal : Tel: 0(216) 389 69 10-11 Fax: 0(216) 353 27 13

RIVA POMPA'DAN ANAHTAR TESLİM

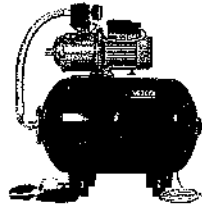
**TEMİZ SU
DALGIÇ POMPALARI**
3" 4" 6" Boyutlarında



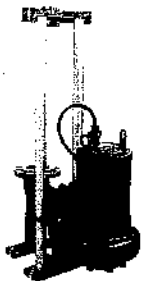
**KESON KUYU
POMPALARI**



**HİDROFORLAR
ve BASINÇLANDIRMA
SİSTEMLERİ**
Domestik, Endüstriyel,
Yangın ve Özel Amaçlı



**PİSSU ve FOSEPTİK
POMPALARI**
Az ve çok kirli akışkan
pompaları, Foseptik
tahliye cihazları



PROJELENDİRME, SATIŞ, İŞLETMEYE ALMA, SERVİS, DEMONTAJ ve TAMİR

ANA ÜRÜN GRUPLAR :

4"-6"-8"-10"-12" Derin kuyuları için temiz su dalgıç pompalar, Keson kuyular için şamandıralı dalgıç pompaları, Drenaj, foseptik ve atık suların tahliyesinde kullanılan pompalar, Mini tip, endüstriyel tip paket ve piston pompalı hidrofor grupları, Sıcak ve soğuk su sirkülasyon pompaları, Benzinli ve dizel motorlu tarımsal sulama ve yağmurlama pompaları, Dişli yakıt pompaları, Enjektörlü ve jet motorlu derinden emişli pompalar, Dalgıç pompa ve hidrofor kumanda panoları, Sondaj ekipmanları

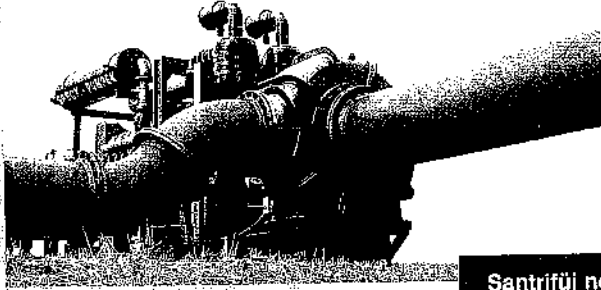
EN İDEAL SU POMPASI "POMPA + MOTOR + PANO + KABLO + BORU" SİTEMİ AMAÇ UYGUN SEÇİLEN POMPADIR.

Alemdağ Cd. No: 400 ÜMRANIYE / İSTANBUL Tel: 0216. 443 42 51 - 52 - 461 36 97 Faks: 0216. 461 36 96

SPECK

YARATICILIK · KALİTE · BAŞARI

"1909'dan beri..."



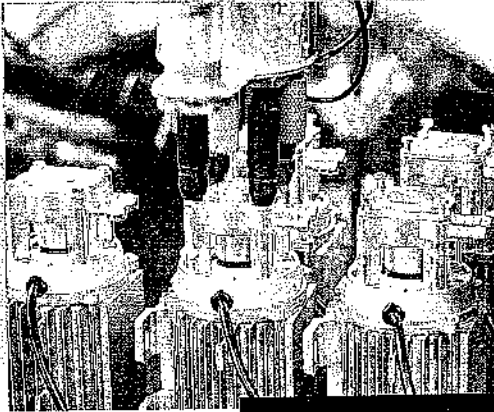
Santrifüj norm pompa

SPECK HILPOLTSTEIN

Endüstri, sulama, gemi inşa, yangın, transmikser, derin kuyu ve bina inşasında santrifüj ve çok kademeli yatay ve dikey tip pompalar, kimyasal pompalar

SPECK GERETSRIED

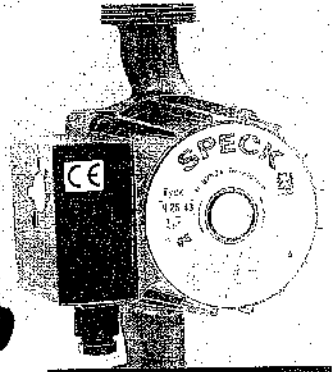
Hidrofor, buhar jeneratörü, kanal temizliği, su ıslahı ve basınç testleri için yüksek basınçlı sıcak ve soğuk su pistonlu pompalar.



Küçük santrifüj pompa



Triplex yüksek basınçlı pompa



Sıcak devridaim pompası

SPECK ROTH

Endüstri ve makina mühendisliği, tıbbi makineler, kaynak makineleri, kalıp ısı kontrolü, gıda ve meşrubat sanayii için küçük santrifüj pompalar, sıvı halkalı vakum pompası, termal yağ pompası, mıknatıslı pistonlu pompalar.

SPECK LAUF

Özel ve genel amaçlı yüzme havuzları fiske sistemleri, hidromasaj kuvvetleri ve jet stream için cam elyafı plastikten pompalar, dalgıç pompaları, kartuşlu ve kum filtreleri ile diğer havuz ekipmanları.



Kendinden emişli sirkülasyon pompası

Hazır havuz için güneş kolektörü



SPECK

POMPA SANAYİ VE TİC. LTD. ŞTİ.

P.K. 41, SUADİYE - 81072 İSTANBUL

TEL : (0.216) 372 24 91 · FAX : (0.216) 372 75 70

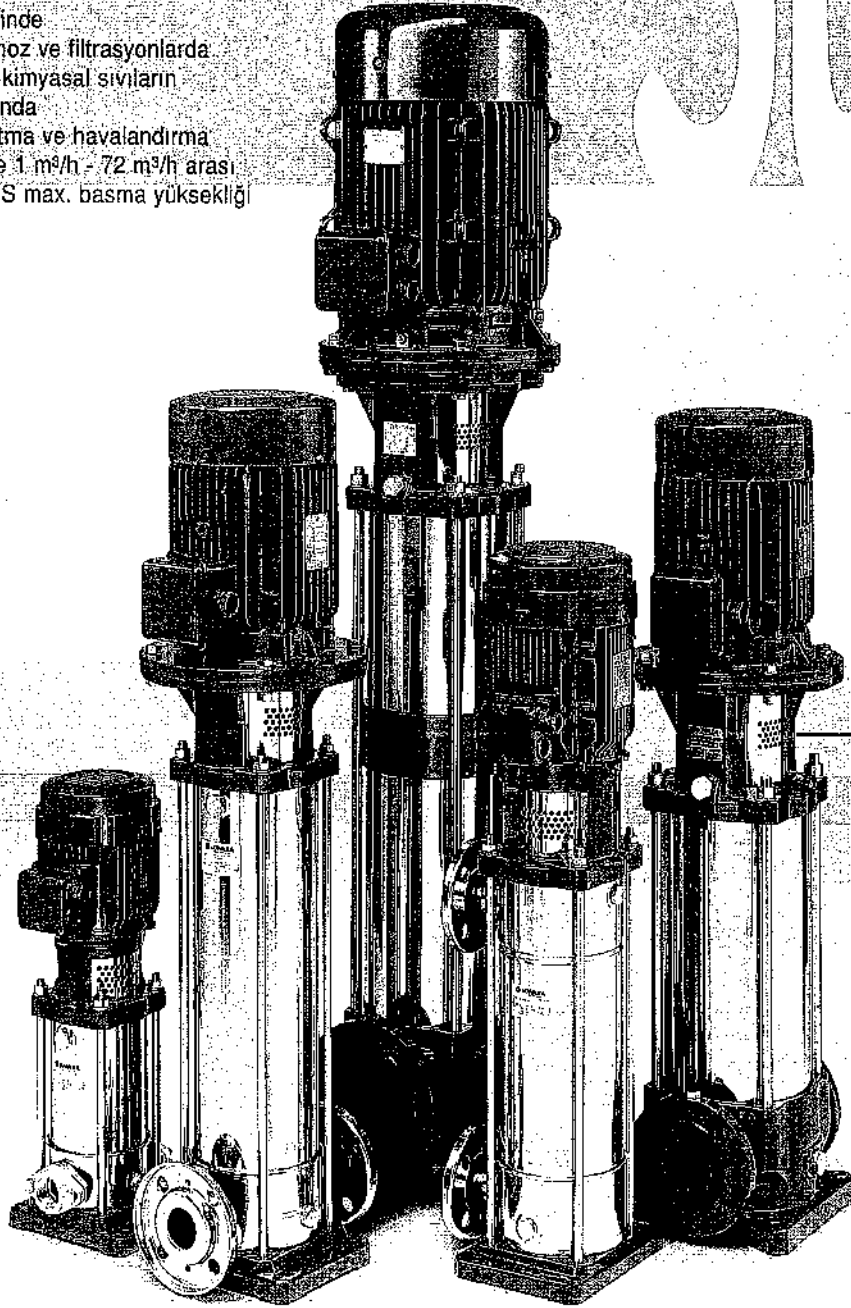
Suyun sağlıklı ve verimli

LOWARA SSV SERİSİ

(AISI 304-316 Paslanmaz Çelik)

SSV serisi pompalar:

- Basınçlı su temininde ve hidrofor sisteminde
- Yıkama sistemlerinde
- Kazan beslemelerinde
- Sivil, endüstriyel ve tarımsal temiz likitlerin sirkülasyonunda
- Sulama sistemlerinde
- Spor tesislerinde
- Reverse ozmoz ve filtrasyonlarda
- Hafif agresif kimyasal sıvıların sirkülasyonunda
- Isıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinde 1 m³/h - 72 m³/h arası debi 247 mSS max. basma yüksekliği



İstanbul Merkez: Pasiner İş Merkezi Abdi İpekçi Cd. Karaman Sk. No: 9 81450 Yakacık-KARTAL/ İSTANBUL Tel: 0216.452 04 01 Pbx. Fax: 0216.451 781

İzmir Bölge Müdürlüğü: 1203/2. Sk. No: 20/1-C İkizçarsı Yenışehir Tel: 0232.469 81 50/3 Hat Fax: 0232.469 81 49

İSTANBUL BÖLGE MÜDÜRLÜĞÜ NECATİBEY CAD. NO: 68 80030 KARAKÖY TEL: (0212) 252 98 46 (PBX) FAKS: (0212) 293 94

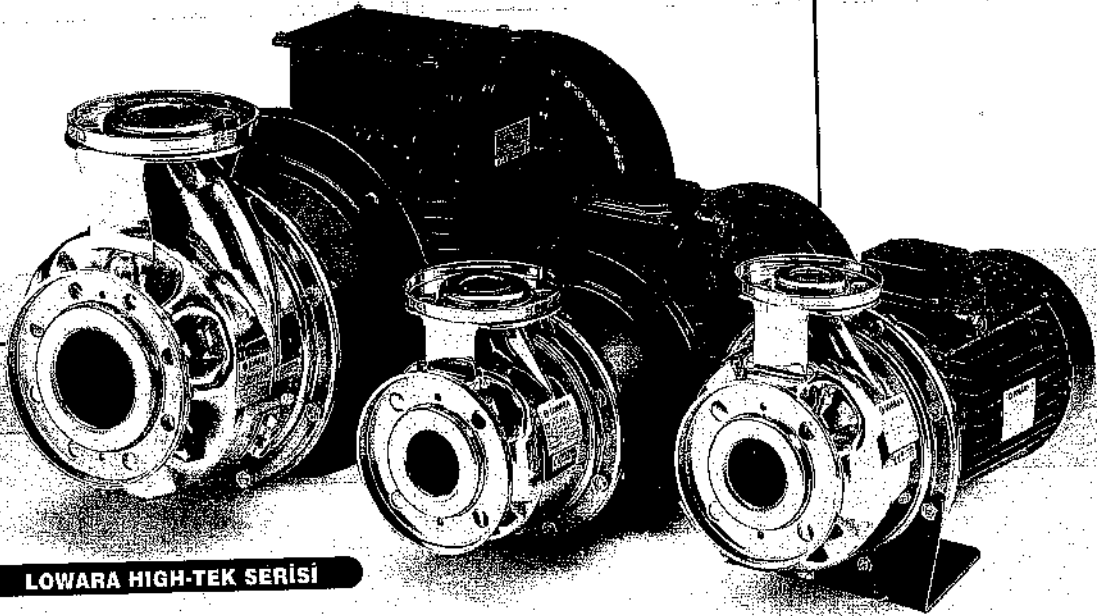
ANKARA BÖLGE MÜDÜRLÜĞÜ HOŞDERE CAD. NO: 60/21 06550 Y. AYRANCI TEL: (0312) 427 55 35-36 FAKS: (0312) 427 82



akışını sağlayan paslanmaz

High Pumps

Lowara



LOWARA HIGH-TEK SERİSİ

- (AISI 304 Paslanmaz Çelik)
- Sıcak, soğuk su ile endüstriyel akışkan transferinde yüksek verimli pompalar.
- 2900 devirde: 240 m³/h max debi 108 mSS max. basma yüksekliği
- 1450 devirde: 150 m³/h max. debi 27 mSS max. basma yüksekliği
- Likit sıcaklığı: (-20 °C) - (+110 °C)
- Max. çalışma basıncı: 12 bar

SÜPERMATİK®



LOWARA
A GOULDS PUMPS COMPANY

İstanbul Merkez: Pasiner İş Merkezi Abdi İpekçi Cd. Karaman Sk. No: 9 81450 Yakaçık - KARTAL/İSTANBUL Tel: 0216.452 04 01 Pbx. Fax: 0216.451 78 02
Tel: 0216.452 04 01 Pbx. Fax: 0216.451 78 02

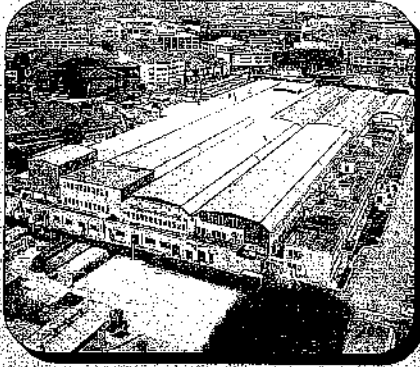


1998 ÇEVRE BÜYÜK ÖDÜLÜ sahib

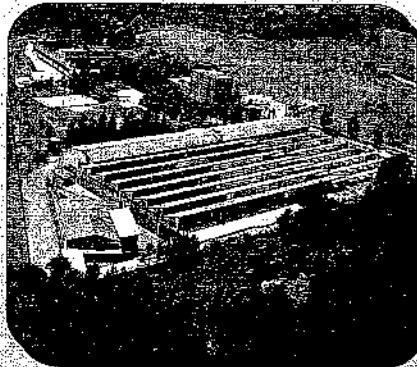


Türk Elektrik

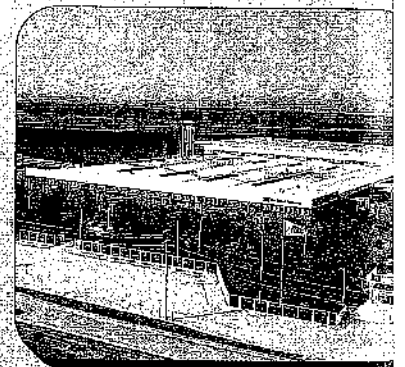
**Ev aletleri motorlarında, Sanayi motorlarında
Soğutma kompresörlerinde Türkiye'nin lideridir...**



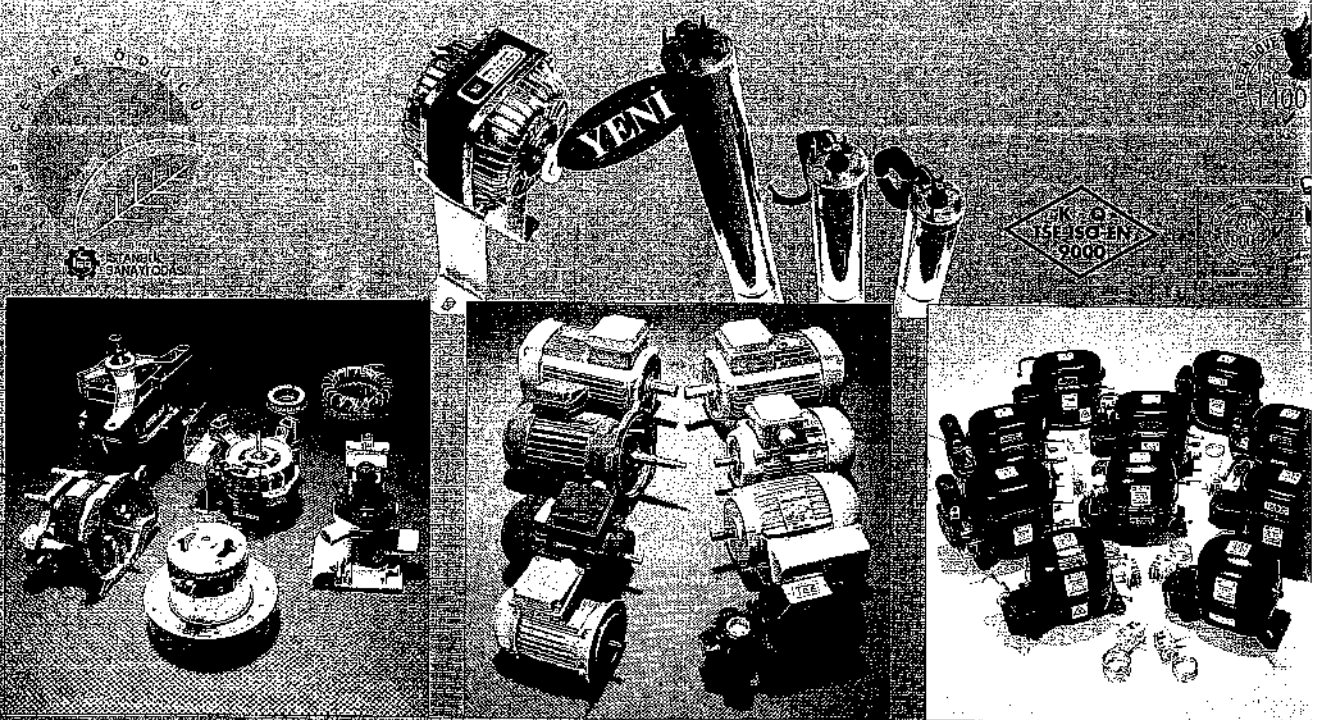
TOPEM İşletmesinde; çamaşır makinaları, bulaşık makinaları, elektrikli süpürgeler için, yılda 5 milyon adede yakın ISO 9001 Kalite Güvence Belgeli elektrik motoru üretiliyor.



SUTEM İşletmesinde, endüstriyel amaçlı trifaze ve monofaze genel maksat motorları, ISO 9001 Kalite Güvencesiyle, yılda bir milyon adede yakın üretiliyor.



ESKOM İşletmesinde, 1993'den beri ISO 9001, 1997'den beri ISO 14001 Kalite Güvence Belgeli yılda 2 milyon a yakın soğutma kompresörü üretiliyor.



Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş.

Davutpaşa Caddesi, Litros Yolu No: 1, Topkapı - İstanbul • Tel: 0 212 613 85 00 (pbx) • Faks: 0 212 613 85 47 •

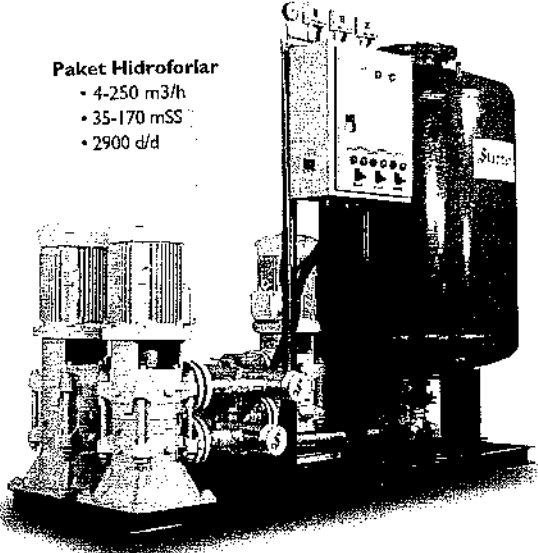
http://www.tee.com.tr • e-mail: feedback@tee.com.tr



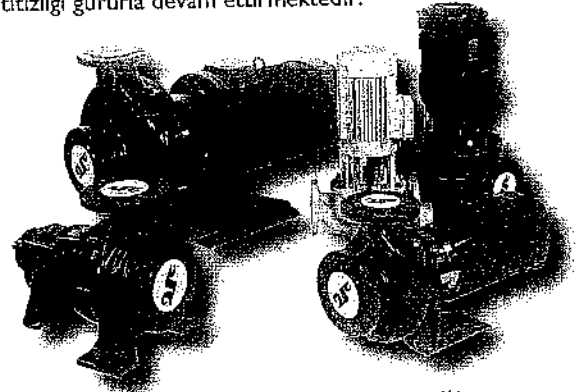
Standart Pompa'dan Yerli teknoloji harikaları

Paket Hidroforlar

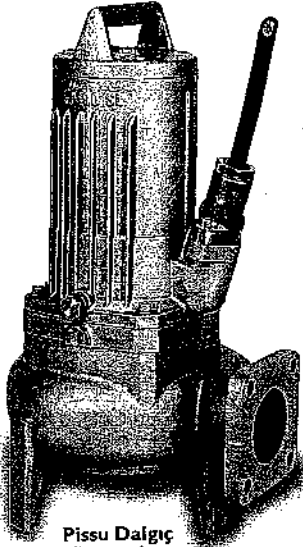
- 4-250 m³/h
- 35-170 mSS
- 2900 d/d



Teknolojik gelişmelere paralel olarak tamamen bilgisayar destekli tasarım ve imalat programlarıyla hizmet veren Standart Pompa; 170 kişilik Dr. Mühendis ve uzman kadrosuyla geliştirdiği 200 değişik motor bağlantılı 2000 tip pompayı; 1 yıl garanti, anında yedek parça temini ve yaygın servis anlayışıyla üretmekte ve taleplerinizi karşılamakta gösterdiği titizliği gururla devam ettirmektedir.



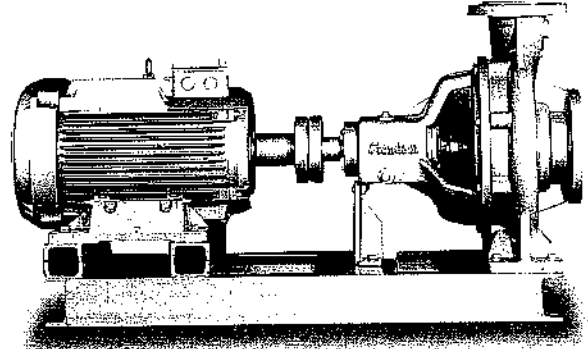
- SNM 2-750 m³/h • 4-110 mSS 1400-2900 d/d
- SNL 2-500 m³/h • 2.5-120 mSS 1400-2900 d/d



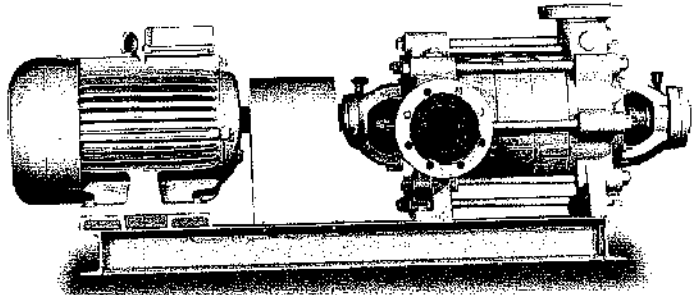
Pissu Dalgıç
Pompalar
• 5-500 m³/h
• 1-50 mSS

KULLANIM ALANLARI

- Konutlar-sosyal tesisler
- Tarım - inşaat
- Genel su işleri
- Isı ve enerji santralleri
- Sanayi tesisleri
- Otellerde
- Fosseptiklerde
- Yağmurlama tesisleri
- Araç yıkamada
- Arıtma tesisleri
- Tekstil fabrikaları
- Deri sanayiinde



Salyangoz Gövdeli Norm Pompalar
• 2-1200 m³/h • 3-120 mSS • 1400-2900 d/d



Yatay Kademeli Pompalar
• 1-1000 m³/h • 50-500 mSS • 1450-2900 d/d



Standart

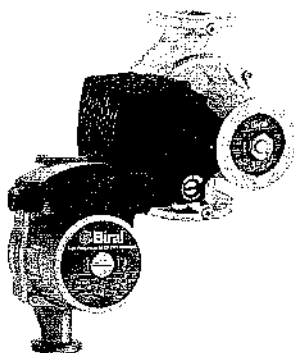
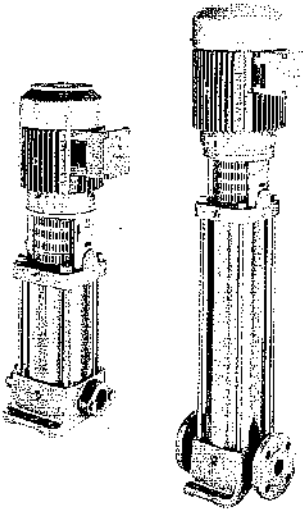
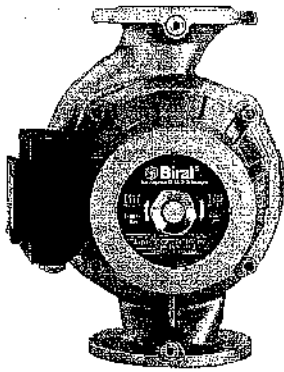
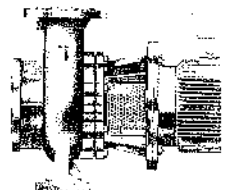
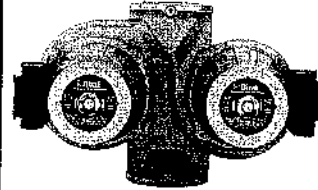
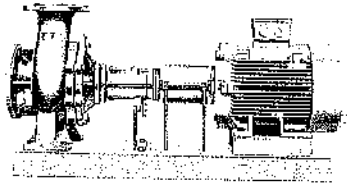
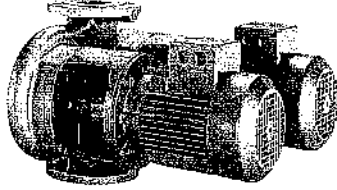
Standart Pompa ve Makina Sanayi Ticaret A.Ş.
Fabrika : Reşitpaşa Cad. No: 14 Ümraniye 81240 İstanbul
Tel: (0216) 316 46 70 (4 Hat) Faks: (0216) 328 85 63



Isıtma, Soğutma ve Klima Sistemleri için
Sirkülasyon Pompaları



İsviçre Tekno
Vemeks Güvencesi Al



Stoktan Hemen Teslim!

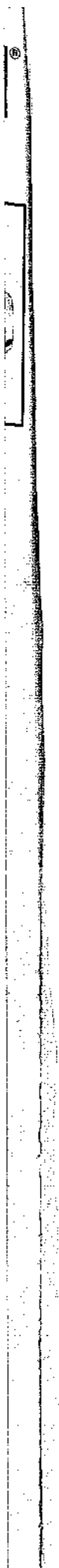


SQS
Sertifika ISO 9001

**MODERN DİZAYNI İLE
POMDA TEKNOLOJİSİNDE ÖNCÜ**

**Türkiye Genel Distribütör
Vemeks Mühendislik Ltd. Şti**

Adres: Kızılsaray Mah. 86. Sok. No:44/9 AN
Tel: 0.242 248 60 74
0.242 248 60 96

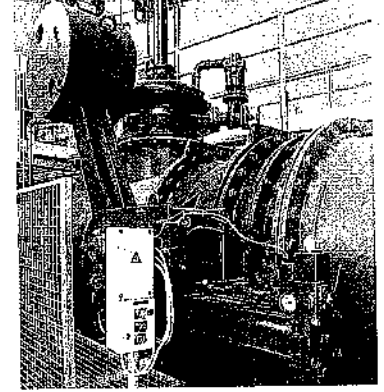


Bopp & Reuther Armaturen GmbH

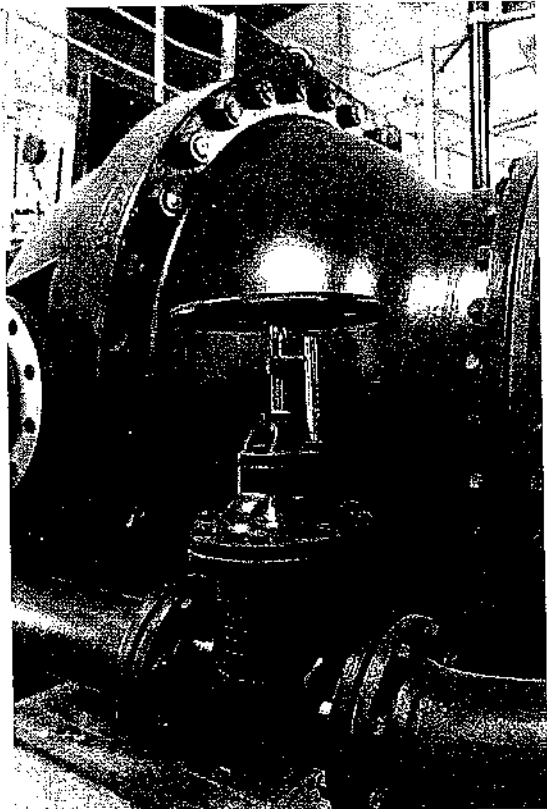


1812 yılında,
Almanya'da Carl
Reuther ve Carl Bopp
tarafından kurulan
Bopp&Reuther Firması,
günümüzde su ve kanalizasyon
idareleri ve enerji tesislerinden, kimya,
petrokimya ya da gıda sektörüne kadar
birçok değişik yerde kullanılan akış düzenleme,
kontrol ve emniyet ekipmanlarının imalatçısıdır.

Bopp&Reuther Firması, üstün imalat kalitesi
ve geniş ürün yelpazesi ile birçok sorunlu uygulamada
en uygun ve pratik çözümü sunmaktadır. Her bir farklı
uygulamaya göre, emniyet ön planda tutularak yapılan
tasarım ile güvenli çalışma için gerekli tüm hususlar yerine
getirilmektedir. Bopp&Reuther tüm dünyada, su
uygulamalarında kullanılan sürgülü vanaların %60'ını imal
etmektedir.

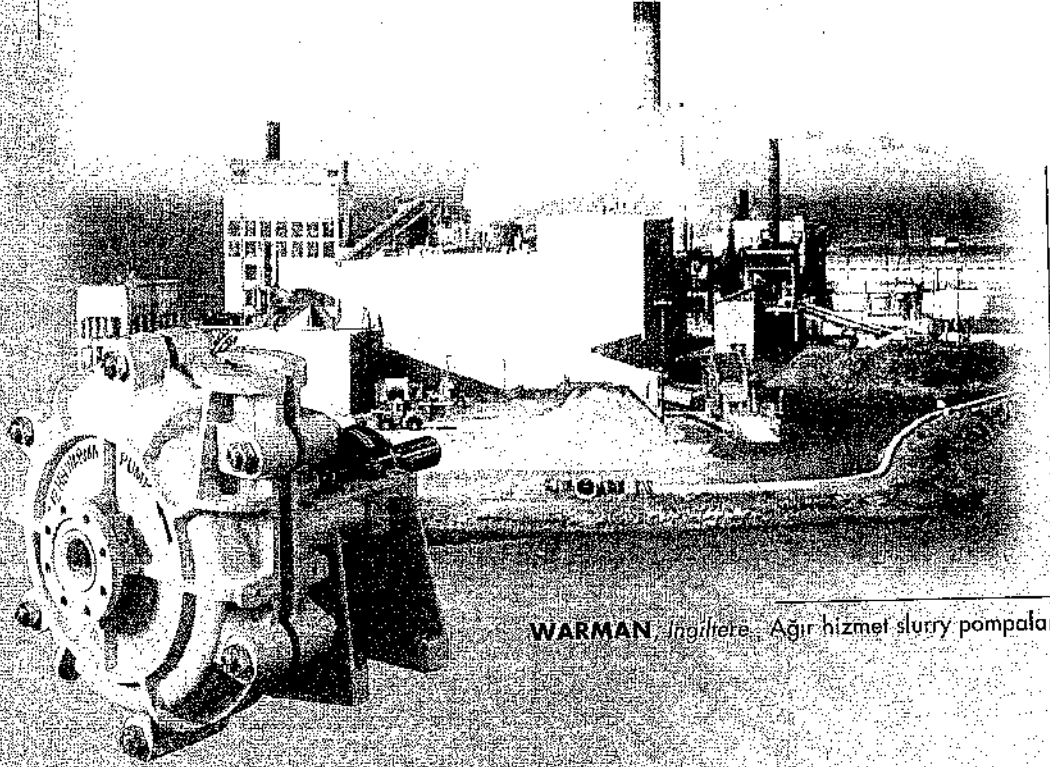


Sıvı ve gazlar için kullanılan kapama ve akış düzenleme valfleri
gibi ağır hizmet ekipmanları, su idareleri ve endüstrilerin boru
hatlarında gerekli olan en temel malzemelerdir. Bu ekipmanlar çok
ağır çalışma şartlarında bile kesintisiz ve sorunsuz olarak çalışmalı ve
uzun çalışma ömrü boyunca ağır yüklere dayanım göstermelidir. Bu şartları
sağlayacak fonksiyon özelliklerini ve sağlamlığı oluşturabilmek için yoğun
bir tasarım çalışması, yüksek verimli ve teknolojik bir imalat kapasitesi

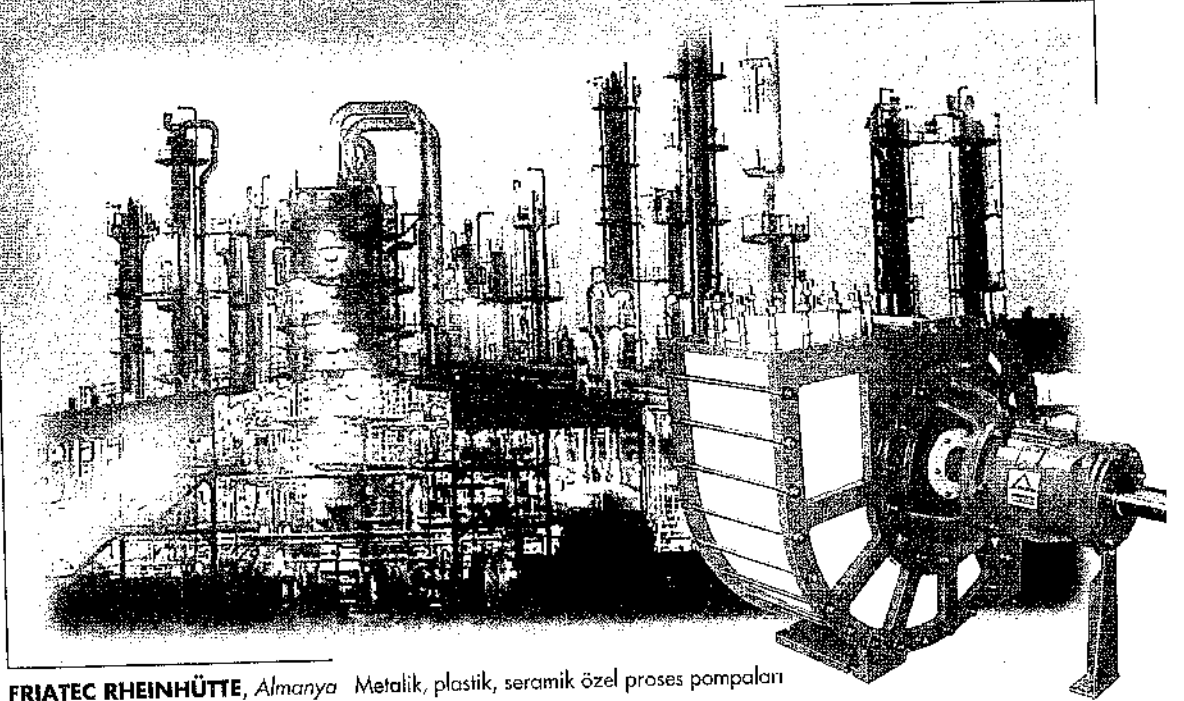


gereklidir. Tasarım ve imalat en iyi
kalitede olmalıdır. Bu yüzden, üretim
tesislerimizin teknolojik altyapısı,
metallerin ve diğer malzemelerin kesimi
ve işlenmesinden kaynak teknolojisinin
değişik proseslerine kadar bir çok kademeyi
içerir. Ayrıca, emaye, elektrostatik plastik
kaplama, yaş lake gibi bir çok değişik yüzey
kaplama teknikleri uygulanmaktadır. Esnek
imalat sistemleri, çok nadir ve zor problemlerin
çözümü için önerilen özel ürünlerin bile imalat
ve teslimatının çok kısa sürede
gerçekleştirilmesini sağlar. Verimliliğimiz, işçi,
tekniker ve mühendislerimizin profesyonelliği
ve bunun yanı sıra kaliteye katkı bilinci ve
sorumluluğunu taşımaları müşterilerimizin
taleplerini karşılamamızda en önemli unsurlardır.

TÜRKİYE TEMSİLCİSİ VE DİSTRİBÜTÖRÜ
METRANS
Akışkan Transferi
MAKİNA ENDÜSTRİSİ ÜRÜNLERİ SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.



WARMAN, İngiltere - Ağır hizmet slurry pompaları



FRIATEC RHEINHÜTTE, Almanya - Metalik, plastik, seramik özel proses pompaları



METRANS
Akışkan Transferi

MAKİNA ENDÜSTRİSİ ÜRÜNLERİ SAN. ve TİC. LTD. ŞTİ.
ANKARA: Karanfil Sok. Candar İş Merkezi No:49 Kat:1 06640 Kızılay
Tel: (0312) 418 91 60 Fax: (0312) 418 85 47 E-mail: mailbox@metrans.com.tr
İSTANBUL: PERPA Ticaret Merkezi Kat:11 No:1860 80270 Okmeydanı
Tel: (0212) 222 63 06 Fax: (0212) 222 34 66

