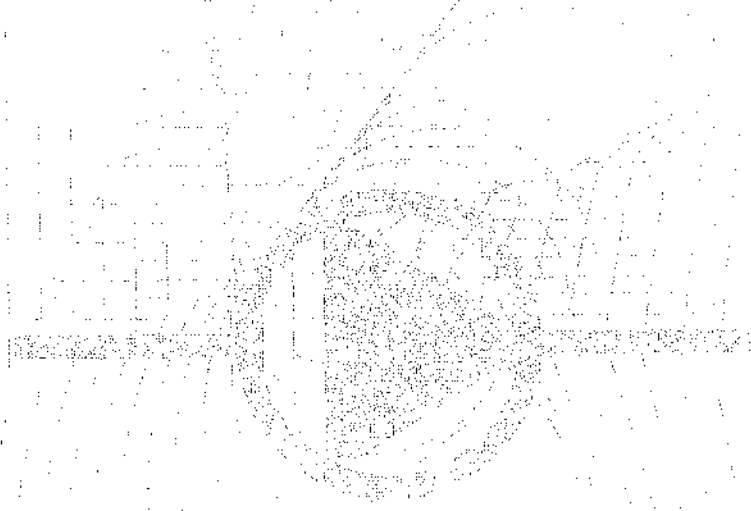


2. POMPA KONGRESİ VE SERGİSİ

3-4-5- Nisan 1996, Askeri Müze Kültür Sitesi, Harbiye-İSTANBUL



BİLDİRİLER KİTABI



İ.T.Ü. MAKİNA FAKÜLTESİ



İSTANBUL SANAYİ ODASI



TEKNİK YAYINCILIK TANITIM A.Ş.

Balmırcu, Barbaros Bulvarı 131/10 80700 Beşiktaş-İstanbul
Tel: (212) 275 83 59 - 275 25 32 Faks: (212) 288 26 14

© Bu kitapta yayınlanan 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 : Mart 1996
Düzenleme, Grafik : Teknik Yayıncılık, Tanıtım A.Ş.
Baskı : Cem Ofset

2. POMPA KONGRESİ VE SERGİSİ

3-4-5 Nisan 1996, Askeri Müze Kültür Sitesi, Harbiye- İSTANBUL

DÜZENLEME KURULU

İTÜ Makina Fakültesi
Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN
Prof. Dr. Kaan EDİS

Teknik Yayıncılık, Tanıtım A.Ş.
Süleyman BULAK
Hatice TARIK

DANIŞMA KURULU

Ahmet DİLLİOĞLUGİL (SAD)
Dr. Ahmet H. TÜRKMEN (STANDART)
Prof. Dr. Akın TEZEL (BÜ)
Dr. Baha ATABEK (STANDART)
Birol ÜNAL (İSKİ)
Bülent VURAL (WİLO)
Prof. Dr. Cahit ERALP (ODTÜ)
Prof. Dr. Cahit ÖZGÜR (İTÜ)
Celal OKUTAN (TMD)
Fikret DALKIRAN (İSO)
Prof. Dr. Hasan Fehmi YAZICI (İTÜ)
Doç. Dr. İbrahim GENTEZ (YTÜ)
Mehmet TEMUR (DEMİRDÖKÜM)
Prof. Dr. Mete ŞEN (İTÜ)
Metin HASPULAT (SMS)
Necati ARIKAN (KOÇ HOLDİNG)
Nurettin URUN (TÜRBOSAN)
Özden ERTÖZ (VANSAN)
Özer POLATOĞLU (MAS)
Dr. Saim EFELERLİ (DSİ)
Sinan ÖZGÜR (KSB)
Tunç GÜNEŞ (LAYNE BOWLER)
Dr. Üzeyir GARIH (ALARKO)

DÜZENLEYİCİ KURULUŞLAR



İ.T.Ü. Makina Fakültesi



İstanbul Sanayi Odası



Teknik Yayıncılık, Tanıtım A.Ş.

SUNUŞ

3-4-5 Nisan 1996 tarihlerinde İstanbul'da toplanan **2. POMPA KONGRESİ**, pompa tasarımı, pompalı sistem tasarımı, uygulaması ve işletmesi ile uğraşan kuruluşları, mühendisleri ve üniversite elemanlarını biraraya getirip her türlü pompa ve pompalama problemlerinin tartışıldığı bir ortam hazırlamıştır.

1. Pompa Kongresi'nin yapıldığı 1979 yılından bu yana bu sektörde önemli değişiklikler meydana gelmesine rağmen 1996 yılına kadar, böyle bir ihtisas kongresi yurdumuzda toplanamamıştır.

Bilginin güncelleştirilmesi, çağdaş malzemelerin kullanımı, ileri üretim tekniklerinin uygulanması, endüstriyel otomasyon, kalite ve standart üretim gibi konular, yatırımcıları ve mühendisleri zorlayan konulardır. Uluslararası düzeyde bir sanayi, ticaret ve mühendislik hizmeti, işletme ve bakım yapılmak isteniyorsa bu konularda izlenmesi gereken en yararlı yol, bu ve benzeri toplantılara katılıp yeni fikirleri ve uygulamaları anlamaya çalışmak ve tartışmaktır.

Ayrıca, kullanılan kavramların değişik kişi veya kurumlarca farklı algılanmaması ve berrak olması gerekir. Örneğin pompa ihalelerinde, sistemin gerektirdiği pompa ile şartnamede tanımlananın, teklifte belirtilenin ve kabul deneyinde bulunanın aynı olması, seyrek rastlanan bir durumdur.

2. Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı'nda 1 açış konferansı, 1 çağrılı bildiri ve 44 bildiri bulunmakta, bu bildiriler literatürde henüz rastlanmayan en akademik çalışmalardan yeni bir ürünün tanıtımına kadar geniş bir açılıma sahip olmasına rağmen, kongre duyurularında belirlenen ve beklenen konuların tamamını kapsamamaktadır. Çok daha ilginç olabilecek bazı konuların bundan sonraki kongrelerde yer alması umudundayız.

Danışma Kurulu, Bildiriler Kitabı'nın kongreden önce basılıp, katılımcıların eline kongre kayıtları sırasında verilmesi konusunda ısrar etmiştir. Bu nedenle Bildiriler Kitabı'nda tartışmalar yer almamaktadır.

İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul Sanayi Odası ve Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş.'nin girişimi yanında birçok sanayi kuruluşumuzun da desteği ile gerçekleştirilen 2. POMPA KONGRESİ'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

AÇIŞ KONFERANSI	1
"Santrifüj Pompaların Denenmesi"	1
Prof. Dr. Hasan Fehmi YAZICI (İTÜ)	
1. OTURUM.....	16
"Pompa Seçimi İçin Alternatif Veriler"	16
Dr. Baha ATABEK (STANDART)	
"Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi Ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler"	24
A. Özden ERTÖZ (VANSAN)	
"Optimum Pompa Sistemi Seçimi ve Yeni Çalışma Şartlarına Uydurulması"	34
Mahmut POLAT (Tarım Reform Bölg. Mdl.), Doç. Dr. Suat CANBAZOĞLU (ERCİYES Üniv.)	
2. OTURUM.....	44
"Graphite Gaskets As A Universal Replacement For Compressed Asbestos Gaskets"	44
Reinhold KIRSCHNEK (SGL Technik)	
"N.P.S.H. and Suction Lift Pumps"	55
Stephen P. NORTH (THE GORMAN-RUPP Int. Com.)	
"Pumping System and Hydraulic Components"	63
Armin GÖRISCH (KSB)	
3. OTURUM.....	74
"Pompa Çarklarının Bilgisayar Destekli Tasarımı ve İmalatı"	74
Ar. Gör. Kerem PEKKAN / Prof. Dr. O. Cahit ERALP (ODTÜ)	
"Tek Kademeli Pompalarda Modüler Tasarım	81
Dr. Ahmet H. TÜRKMEN / Dr. Baha ATABEK (STANDART)	
"Auto-CAD Yardımıyla Dalgıç Pompa İstasyonlarının Tasarımı ve Önemli Hususlar"	86
Funda ETAN (ANADOLU FLYGT)	
"Binalarda Su Konforunun Artırılması İçin Mikro Kontrolör Tabanlı Çözüm Paketi"	95
Osman Kaan EROL (ABC CEDETAŞ)	
4. OTURUM.....	98
"Santrifüj Pompalardaki Kaviteasyonun Deneysel İncelenmesi ve Analizi"	98
İ. Hakkı BİLGİN (DİE) / Prof. Dr. O. Cahit ERALP (ODTÜ)	
"Water-hammer in Pumping Systems"	108
Armin GÖRISCH (KSB)	
5. OTURUM.....	119
"Türbomakina Kanatları Arasındaki Akışın 3 Boyutlu Euler Denklemleri İle Çözümü"	119
Ar. Gör. Kemal SARIOĞLU / Doç. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)	
"Pompa Çarkı İçindeki Akışın Sanki 3 Boyutlu Sıkıştırılmaz Euler Denklemleri İle Çözümü"	126
Ar. Gör. Kemal SARIOĞLU / Doç. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)	
"Santrifüj Pompa Çarkının Bezier Eğrileri İle Modellenmesi"	132
Ar. Gör. Aşkın KARAKAŞ / Doç. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)	
6. OTURUM.....	137
"Vortex Formations Associated With The Sumps Of Centrifugal Pumps"	137
Gökhan ÖZGÜREL (ARÇELİK), Prof. Dr. O. Cahit ERALP (ODTÜ), Şemsettin EKSERT (ARÇELİK)	

“Pompalarda Korozyon ve Erozyon”	142
İbrahim ERENTAY (SERENA)	
“Açık Kanallı Pompa Tasarımında Optimum Karakteristiklerin Seçimi”	153
Ar. Gör. Ethem TOKLU / Yrd. Doç. Dr. K. Süleyman YİĞİT / Ar. Gör. İbrahim KILIÇASLAN (KOCAELİ Üniv.), Prof. Dr. İsmail ÇALLI (SAKARYA Üniv.)	
7. OTURUM	160
“New Test Bed For Tubular Casing Pumps”	160
Dr. Lech BOBOWSKI (HALBERG)	
“Polipropilen Esaslı Boru Ve Fittinglerde Yük Kayıplarının İncelenmesi”	167
Doç. Dr. A. İbrahim GENTEZ / Ar. Gör. Ertan YOLDAŞ (YTÜ)	
“Food Industry Pump Standards: An Overview of Standards and Application Guidelines”	175
Ton RIENSTRA (WAUKESHA CHERRY-BURNELL)	
8. OTURUM	185
“Pompalarda Titreşim ve Gürültü” – Çağrılı bildiri	185
Prof. Dr. Temel BELEK (İTÜ)	
“Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantıları”	194
Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ), Nurettin URUN (TÜRBOSAN)	
9. OTURUM	202
“Türkiye’deki Pompa Sektörünün Bugünü Ve Geleceği”	202
Hüseyin ERKİN (DSİ)	
“Çek Valflerin Dinamik Karakteristiklerinin Bulunması”	211
Dr. Levent KAVURMACIOĞLU / Prof. Dr. Cahit ÖZGÜR (İTÜ)	
“Çek Valflerin Dinamik Karakteristikleri ve Pompalı Sistemlere Uygulanması”	219
Dr. Levent KAVURMACIOĞLU / Prof. Dr. Cahit ÖZGÜR (İTÜ)	
10. OTURUM	228
“Kalite Standartları, Dalgıç Pompa Servis Hizmetlerinin Standardizasyonu Uygulaması Ve Sonuçları”	228
Erkin SAVÇIN (ALARKO - Alpom)	
“Pompa Seçimi”	234
Ali TERZİ (ALARKO- Alpom)	
“Yeraltı Suyunun Çıkarılmasında Kullanılan Pompaların Karakteristik Özellikleri Ve Uygun Pompa Seçimi”	241
Ar. Gör. Dr. Mehmet UÇAR (MARMARA Üniv.)	
11. OTURUM	251
“Software-Engineering for the Development of Axial Pumps”	251
Dr. Ing. Martin BÖHLE (SIHI-HALBERG)	
“Selection and Construction As Well As Application of Pumps for Low-boiling Liquids”	263
Hermann MÜLLER (SIHI GMBH & CO KG)	
12. OTURUM	273
“Hydraulic Control Valves In Service Of Protecting Water Pumping Systems And Pumps”	273
Benny BERGER (BERMAD)	
“İşletme ve Bakım”	279
Saffiye SARGUT (ALARKO - Alpom)	

"Yangın Hizmet Pompaları Ve Ülkemizdeki Durum"	286
Aydın ÖZKAYA (KARİNA)	
13. OTURUM	296
"Pump Control And Check Valves"	296
Theo van TILBORG (RMI Holland)	
"Mechanical Seals And Sliding Materials For Water Applications"	305
Dr. J. NOSOWICZ / P. HASELBACHER (BURGMANN)	
"ABS Scanpump Modüler Sistemi Ve Salmastra Kaseti"	317
Selim BAYER (ABS Pompa)	
14. OTURUM	326
"Petrol Endüstrisinde Moineau Pompalarının Kullanımı ve Tasarımı"	326
Hikmet DİNÇER (SONSAN), Umran SERPEN (İTÜ)	
"Korozif Ortamlarda Kullanılan Pompalar"*	
Dr. Haluk ARICAN (ALTEK)	
15. OTURUM	336
"Pompaların Elektrik Motoru İle Tahriki Üzerine Bir İnceleme"	336
Yücel GÜNAL (GMS)	
"Radyal Pompa Performansının Bir Boyutlu ve Daimi Olmayan Yöntemle Belirlenmesi"	339
Doç. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)	
"Türbomakinalı Sistemlerde Akış Kaynaklı Titreşimler"	346
Ar. Gör. Sait ALANSATAN / Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ)	
16. OTURUM	355
"Pompalarda Tahrik Kaynağı Olarak Hidrolik Motor Uygulaması"	355
Abdullah PARLAR (HEMA Hidrolik)	
"Kauçuk Pompaları"	364
Suat BÜYÜKAŞAKAL (ASÖBA)	
YAZARLAR DİZİNİ	375

* Bildiri, basım tarihinde elimize ulaşmadığı için basılamamıştır.

SANTRİFÜJ POMPALARIN DENENMESİ

Hasan Fehmi YAZICI
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

I - GİRİŞ

Santrifüj pompalar (daha genel olarak rotodinamik pompalar), sıvılara enerji verip belli bir hacımsal debiyi (Q), belli bir devir sayısında (n) çalışırken istenen bir manometrik yüksekliğe (H), belli bir verimle (η) basmak için projelendirilirler ve ona göre imal edilirler.

Bununla beraber, gerek hesaplama sırasında yapılan kabuller ve gerekse imalat esnasında meydana gelecek küçük sapmalar ve ayrıca, cidar pürüzlerinin şekline, dağılımına ve büyüklüklerine hakim olunamamak gibi sebepler yüzünden, imal edilmiş pompanın performansı tasarım aşamasında kabul edilmiş olan performansından az çok farklı olabilir.

Ancak deney yoluyla ortaya çıkarılabilecek olan bu farklar, bir yandan daha sonraki tasarımlar ve imalat için önemli yol gösterici olurlar. Öte yandan, müşteri de satın alacağı pompanın gerçekten ihtiyacını uygun verimle karşılayacak performansta olup olmadığını bilmek ister. Özellikle enerjinin gittikçe pahalılaşması, pompaların yüksek verimli olmalarını ve bu verimlerin gerçekleştiğinin dikkatle saptanmasını çok gerekli hale getirmiştir.

Performans kontrolü için yapılacak deneyler, ölçmeler birtakım standartlara bağlanmıştır. Konuşmamızda bu standartlara değinecek ve açık kalan hususları ve önerilerimizi belirtmeye çalışacağız.

Bilimsel araştırma amacıyla pompalar üzerinde yapılan deneyler şüphesiz herhangi bir standarda bağlı değildir. Araştırmanın gereklerine göre hareket edilir.

Bir pompanın karakteristik performans eğrileri şunlardır :
Sabit dönme hızında ,

$$\begin{aligned} H &= f_1(Q) & \text{eğrisi} & \quad (\text{Manometrik basma yüksekliği}) \\ N_e &= f_2(Q) & \text{eğrisi} & \quad (\text{Mil gücü, efektif güç, etkin güç}) \\ \eta &= f_3(Q) & \text{eğrisi} & \quad (\text{Genel verim}) \end{aligned}$$

Bu eğrilere bir de pompanın kavitasyon karakteristiğini eklemek gerekir.

Birinci eğri, pompanın nominal çalışma noktasında ve bunun dışında davranışının nasıl olacağını belirlemeye ve kontrol etmeye imkan verir.

İkinci eğri, pompanın motorunun debiye bağlı olarak nasıl yükleneceğini gösterir. Böylece pompayı çalıştıracak motorun hangi güçte seçilmesi gerektiğini belirtir.

Üçüncü eğri, pompanın tüketeceği enerjiyi israf edip etmediğini göstermesi açısından önemlidir. Bu eğri, pompanın en uygun çalışma aralığını belirlemeyi sağlar.

Değişik şekilde tanımlanabilen kavitasyon karakteristiği ise, pompanın kavitasyonlu çalışma durumundan ne kadar uzakta bulunduğunu belirlemeye imkan verir.

Bunların dışında, basılan sıvının sıcaklığı, (θ) , yatakların ısınma durumu, gerekli ise soğutma suyu ihtiyacı, pompanın sağlıklı emme yüksekliği, v.s. gibi hususlar hakkında da bilgi edinmek istenebilir. Ancak konuşmamızda bu konulara değinmeyeceğiz.

Deneylerde kullanılacak ölçü aletleri mutlaka kontrol edilmiş olmalı, gerekiyorsa kalibrasyon yapılmalı ve sistematik hataları en aza indirmek bakımından sınıfı küçük aletler tercih edilmelidir. (Bilindiği gibi sınıf (klas), aletin skalasının maksimum değerinin yüzdesini gösterir ve bu yüzde, bağıl sistematik hatayı ifade eder. Buna göre, sınıfı 1 olan bir madeni manometrenin skalasında en büyük basınç 20 bar ise, bu manometrede mutlak sistematik hata, 20 bar üzerinden en çok

$$\frac{1}{100} \cdot 20 = 0.2 \text{ bar}$$

demektir. O halde bu manometre ile 10 bar değerinde bir basınç ölçülürse yapılacak bağıl sistematik hata

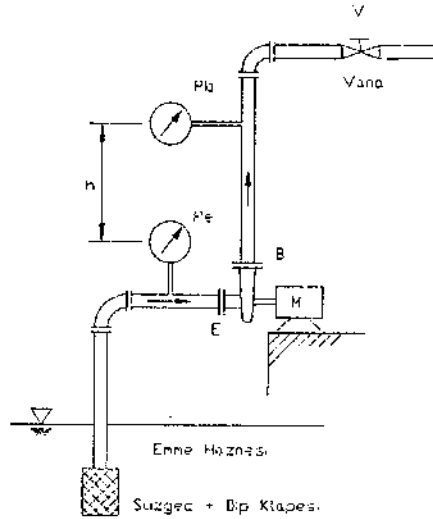
$$\frac{0.2}{10} = \%2$$

olacaktır.

II. DENEY TESİSATI VE ÖLÇMELER

Bir santrifüj pompanın performansını kontrol etmek için gerçekleştirilen deney tesisatı oldukça basittir. (Şekil 1) ' de görüldüğü gibi, emme haznesinden sıvıyı emcibilmek için, dip klapeli veya klapesiz sabit çaplı emme borusu pompanın emme ağzına (E) bağlanır. (B) basma ağzına bağlı sabit çaplı boru üzerinde, pompanın debisini, manometrik basma yüksekliğini, kısaca, çalışma noktasını değiştirmek için bir vana bulunur.

Aslında debinin vana ile değil, pompanın devir sayısı değiştirilerek ayarlanması, hem enerji ekonomisi, hem de borudaki akışta düşük frekanslı elastik (düzlemsel) dalgalanmalar olmaması açısından daha uygundur. Bunun için pompanın, mesela doğru akım motoru ile tahrik edilmesi yeterlidir.



Şekil 1

Elastik dalgalanmalar basınç ölçmelerinin hatalı yapılmasına sebep olabildiği için sakıncalıdır. Keskin dirsekler, ani kesit değişimleri de aynı nedenle tercih edilmemelidir.

Bir santrifüj pompanın performans değerleri arasında η genel veriminin önemli olduğunu belirtmiştik. Pompanın bastığı sıvının yoğunluğu ρ , yerçekimi ivmesi g , pompanın miline uygulanan döndürme momenti C ve milin açısal hızı ω ise, genel verim η :

$$\eta = \text{Faydalı Güç} / \text{Mile verilen güç} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N_e} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{C \omega}$$

bağıntısı ile hesaplanır. Bu bağıntı, deney sırasında hangi büyüklüklerin ölçülmesi gerektiğini de gösteriyor : sıvının yoğunluğu ρ , hacimsal debi Q , manometrik basma yüksekliği H , mile uygulanan moment C ve milin birim zamandaki devir sayısı n .

2.1. YOĞUNLUĞUN ÖLÇÜLMESİ

Bilindiği gibi, endüstride sıvıların yoğunluklarını kolayca ölçebilmek için dansimetreler kullanılır. Daha hassas ölçmek için aşağıdaki metotlar uygulanır :

Yoğunluk, sıvının birim hacminin kütlesi olarak tanımlandığına göre, hassas bir şekilde belli H hacmindeki bir kap, θ sıcaklığındaki sıvı ile doldurularak tartılır. Kabin darası çıkarıldıktan sonra H hacmindeki sıvının kütlesi m bulunmuş olur. Bu durumda da :

$$\rho = \frac{m}{H}$$

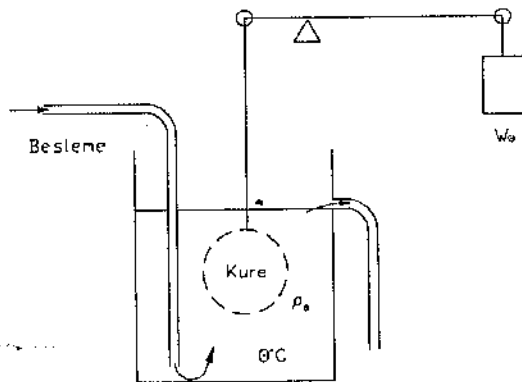
olur. p üzerindeki bağıl hata :

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta H}{H}$$

şeklinde iki hatarun toplamına eşit olduğu için, bu hatayı azaltmak üzere birkaç ölçme yapmak ve bulunan değerlerin aritmetik ortalamalarını almak uygun olur.

Bir başka metot da şudur :

Paslanmaz ve antimanyetik malzemeden, büyük hassasiyetle imal edilmiş bir küre, havada, damutık su içinde ve yoğunluğu bulunacak sıvı içinde tartılır. (Şekil 2)



Şekil 2

Küre terazinin bir koluna asılı olarak, içi sıvı ile dolu silindirik bir kabın içine tamamen daldırılır.

Kürenin havadaki ağırlığı W , θ sıcaklığındaki damıtık su içindeki ağırlığı W_d , yine θ sıcaklığındaki sıvının içinde iken ölçülen ağırlığı W_e ise, deney sıvısının aynı sıcaklıktaki damıtık suya göre bağıl yoğunluğu :

$$\delta = \frac{\rho_0}{\rho_d} = \frac{W - W_0}{W - W_d}$$

olur. Damıtık suyun hemen her sıcaklıktaki yoğunluğu tablolar halinde verilmiş olduğundan, pompanın basacağı sıvının yoğunluğu :

$$\rho_0 = \rho = \delta \cdot \rho_d$$

olarak elde edilmiş olur.

Deney sırasında az da olsa sıcaklığın değişmesi ve okuma hataları dolayısıyla, ekstrem hallerde, bu metotla yoğunluğun 25×10^{-6} bağıl hata ile bulunabileceği literatürde ifade edilmektedir.

2.2. DEBİNİN ÖLÇÜLMESİ

Pompanın bastığı sıvının Q hacimsel debisini ölçmek için pek çok debi ölçme metodu arasından, standartlar (bu arada TS 268) şu metotları tavsiye etmektedirler :

- a) Etalone (kalibre) edilmiş hazne metodu (ayarlı depo) veya tartı metodu;
- b) Savak metodu;
- c) Diyafram (orifis), lüle, venturimetre gibi, basma borusunun uygun yerinde kesit daraltılarak basınç farkı yaratmak yoluyla debiyi ölçme metodu;
- d) Çok büyük debiler için standart türbin metodu;
- e) Elektromanyetik debimetre metodu.

Dikkat edilirse, bütün bu metotların belli bir zaman aralığı içinde ortalama debiyi ölçmeye yönelik olduğu görülür. Esasen uygulama alanında gerekli olan debi değeri de ortalama debidir.

Ayarlı hazne metodu kullanılacaksa bu haznenin çok düzgün biçimde özenle inşa edilmesi ve uzun süre pek çok tekrarlarla dikkatli şekilde kalibre edilmesi şarttır. Deney yapılırken t saniyede haznede biriken sıvının hacmi H ise, bu süre içinde pompanın ortalama debisi :

$$Q = \frac{H}{t}$$

ve bağıl hata da :

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta H}{H} + \frac{\Delta t}{t}$$

olacağı için, istenilen bir hata sınırını aşmamak üzere t zamanı (dolayısıyla H hacmi) yeterince büyük olmalıdır.

Dikdörtgen (yanal daralmalı veya daralmasız) veya üçgen savakla ortalama debiyi ölçebilmek için pompanın basma borusu sıvıyı, standarda uygun şekilde yapılmış, yüzeysel dalgaları söndüren tertibatı olan bir açık kanala boşaltır. Kullanılacak savağın debi katsayısını veren ampirik bağıntının geçerli olduğu şartlara uymak zorunludur. Savaktan önce akışın üniform olması ve savak kesitinin hassasiyetle işlenmiş ve boyutlarının titizlikle ölçülmüş olması şarttır.

Diyafram (orifis) ve l  leler basma borusu üzerine yerleştirildiklerinde daralmış kesitlerinde meydana gelen huzmenin dış y  z  leri, kararsızlık nedeniyle, tesisatta elastik türden düşük frekanslı basınç titreşimlerinin oluşmasına sebep olurlar. Bu titreşimler tesisatın geometrisine bağlı olarak az çok amplifiye olurlar ve bu yüzden basınçların ortalama değerlerinin yalnız okunması sonucunu doğururlar. Esasen bunların debi katsayılarını tesbit için yapılmış olan deneylerde de benzer titreşimler yüzünden, az çok farklı debi katsayısı değerlerinin bulunmuş olduğu literatürde gözlenmektedir. Onun için, ya bu tür debi ölürler kullanılmamalı veya kullanılmalarında zorunluluk varsa, o takdirde, söz konusu titreşimleri söndürmek için uygun hacimde titreşim s  nd  rt  c  ler (hava kazanları gibi) tesisata eklenmelidir.

Kararsız hız s  reks  zlik yüzeyi yaratmayan venturimetre ile debi   l  lecekse, o vakit bunun giriş kesitinde hız dağılımının üniform olmasını sağlamak gerekir. Ayrıca, dar kesitin alanı hassas bir şekilde   l  tm  ş olmalıdır.

% 60 oranında daraltılmış kesiti olan ve kalibre edilmiş bir venturimetre ile debiyi $\pm\%1$ hata ile ölçmek kabildir. Kalibrasyon yapılmamışsa hata $\pm\%2$ mertebesine çıkabilir.

Tartı metodu en hassas olanıdır. Darası alınmış bir haznenin sıvı ile dolma süresi   l  l  r ve sonra hazne tartılırsa, bu süre içinde haznede birikmiş sıvının kütlesi belirlenmiş olur. Sıvının yoğunluğu bilindiğine göre buradan ortalama hacimsel debi derhal bulunur :

$$\rho \cdot Q = \frac{H}{t}$$

t zamanı elektronik olarak   l  l  rse ve sıvının hazneye verililişini ve kesilişini kontrol eden vanaya da elektronik olarak kumanda edilirse, bu tartı metodunda sistematik hatayı (1/3000) mertebesine düşürmek mümkün olabilmektedir. Load-cell ' ler kullanılarak 30 tonluk ve hatta biraz daha büyük hazneler yapılabilir.

Hassas bir kalibrasyonla tartı metodu, ortalama debiyi $\pm\% 0.2$ hata ile verebilir.

Pompanın Q debisini ölçmede elektromanyetik debimetreler de kullanılabilir. Bunların başlıca avantajı, kısa sürede   l  me yapmaya imkan vermeleridir. Bununla beraber, bu debi  l  rler, daha çok süspansiyon halinde katı parçacıklar taşıyan sıvıların debilerini ölçmede tercih edilirler.

2.3. MOMENT VE DEVİR SAYISININ (MİL GÜCÜNÜN) ÖLÇÜLMESİ

Pompanın miline uygulanan C momenti (dolayısıyla N_m mil gücü),

- Standardına uygun olarak verim eğrisi çıkarılmış elektrik motoru ile;
- Tahrik motorunun uygun şekilde (  ok kaliteli rulmanlarla) askıya alınmasıyla;
- Dinamometre ile;
- Torsiyonmetre (pompa ile vites kutusu arasına bağlıanan burulma çubuğu veya burulma t  b  ) ile   l  l  r.

Hangi metot uygulanırsa uygulansın, eşit zaman aralıklarında birkaç   l  me yapıp, sonuçların aritmetik ortalamalarını almak gerekir.

Milin birim zamandaki n devir sayısını ölçmek için mekanik takometre, stroboskop veya elektronik takimetreler kullanılır. Burada da tek   l  me ile yetinilmemelidir.

2.4. MANOMETRİK BASMA YÜKSEKLİĞİNİN ÖLÇÜLMESİ

En nazik ve anlaşmazlık yaratabilecek konu, manometrik basma yüksekliğinin ölçülmesi konusudur.

Bilindiği gibi, bir pompanın manometrik basma yüksekliği, bastığı sıvının, yani basma ağzından çıkan sıvının birim ağırlığına verdiği toplam enerji olarak tanımlanır.

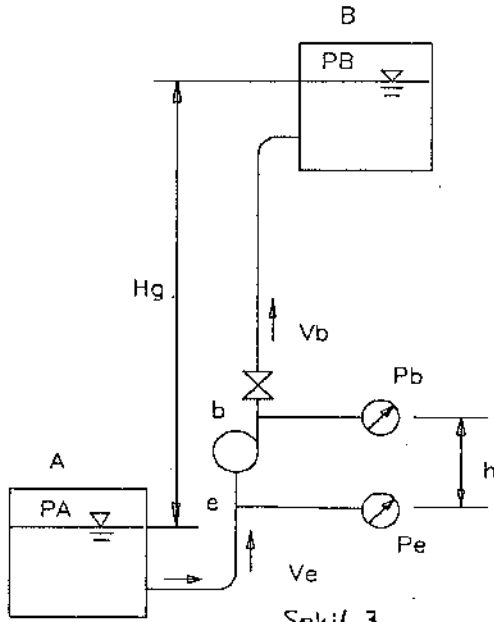
Pompanın basma ağzının çapı D_b , emme ağzının çapı D_e ise bu kesitlerdeki ortalama hızlar :

$$V_b = \frac{4.Q}{\pi.D_b^2}, \quad V_e = \frac{4.Q}{\pi.D_e^2}$$

dir. Statik basınç p , belli bir yatay düzlemden itibaren ölçülen kot (yüksekti) z ise, b indisi basma ağzını, e indisi emme ağzını temsil ederse, herkes tarafından kabul edilmiş yukarıdaki tanıma rağmen bütün standartlar pompanın manometrik basma yüksekliğini

$$H = \left(z_b + \frac{p_b}{\rho g} + \frac{V_b^2}{2g} \right) - \left(z_e + \frac{p_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} \right)$$

şeklinde ifade ediyorlar. Bu bağıntının düzeltilmesi gerektiğini biraz ilerde göreceğiz.



Şekil 3

Pompanın bağlı olduğu tesisat (Şekil 3) gözönüne alınırsa, H_g geometrik basma yüksekliği (şekildeki gibi pozitif veya B deposu A dan daha aşağıda ise negatif olur), p_A ve p_B sırasıyla A emme ve B basma haznelerindeki basınçlar, V_A ve V_B bu haznelerde (varsa) ortalama hızlar, $\sum \xi$ ise emme ve basma borularında meydana gelen yük kayıplarının toplamı olmak üzere, standartlara göre

$$H = H_g + \frac{p_B - p_A}{\rho g} + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + \sum_{AB} \xi = h + \frac{p_b - p_e}{\rho g} + \frac{V_b^2 - V_e^2}{2g}$$

yazılabilir. Burada h , pompanın emme ve basma ağzlarındaki basınçları ölçmek için kullanılan madeni manometrelerin eksenleri arasındaki yükselti farkıdır. $(p_b - p_e)$ basınç farkı doğrudan civalı bir diferansiyel manometre ile ölçülürse o vakit h değeri ortadan kalkar.

Dış tesisat kullanılarak pompanın manometrik basma yüksekliğinin bir değerini bulmak kabil olsa bile, tesisat kolay değiştirilemeyeceğine göre ve yük kayıplarını belirlemek çok zor olduğuna göre, pompanın emme ve basma ağzlarındaki basınçlar ve ortalama hızlar aracılığıyla H manometrik basma yüksekliğini belirlemek yolu daima tercih edilir.

$(p_b - p_e)$ basınç farkını ölçmek için sıvı manometreleri tercih edilmelidir. Zira, bu tip manometreler, dayandıkları hidrostatik kanun dolayısıyla, hem doğru hem de sadıktırlar. Ölçmelerde herhangi bir histeresiz olayı meydana gelmez. Oysa, madeni manometrelerde durum böyle değildir. Ancak, mukavemet açısından halen 40 mSS mertebesindeki basınçlara kadar civalı manometreler kullanılabilir. Bu mertebenin üzerindeki basınçların ölçülmesi için madeni manometre veya ağırlıklı (pistonlu) manometre kullanılması kaçınılmaz olur.

Statik basınç prizleri, borunun düz ve sabit kesitli olduğu bölgelerde, dirseklerden ve vanalardan yeterince uzakta borunun cidarı üzerine açılır. Ancak bu şartlarda ortalama sıvı yörüngeleri doğrusal ve boru

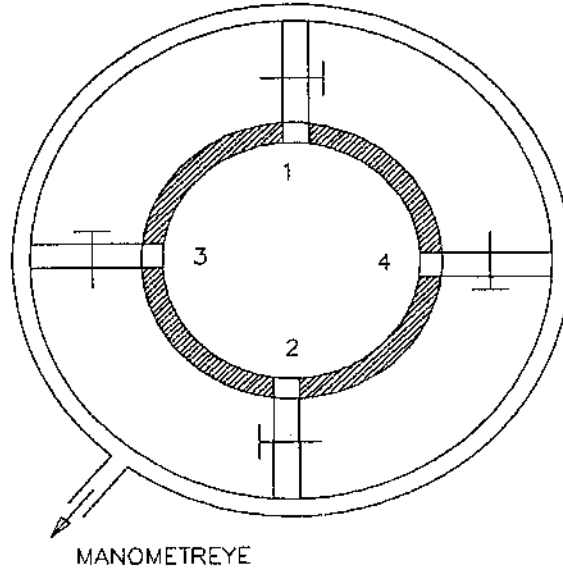
eksenine paralel olurlar ve o zaman cidarda ölçülen statik basınç kesitin iç kısmında her noktada pratik olarak aynı değerde olur.

Statik basınç prizleri pompanın basma ağız flanşından itibaren TS268' e göre 1 ila 4 boru çapı, İngiliz standardına göre 1 ila 3 boru çapı uzaklıkta yapılmalıdır. Yine TS268'e göre basma vanası basınç prizinden en az 6 boru çapı, İngilizlere göre ise en az 3 boru çapı uzaklıkta bulunmalıdır.

Görüldüğü gibi bu şartlar, pompanın çıkış ağız ile basınç prizi arasında kalan boru parçasındaki yük kaybını pompanın sırtına yüklemektedir. Başka deyişle, pompa böylece emme ağız E ile basma ağız B arasında kalan makina olmaktan fiilen çıkarılmaktadır, ama açıkça bunun sözü de edilmemektedir.

Kanımızca, basınç prizinin yapılacağı kesiti tesbit edebilmek için, tahmin yoluyla seçilecek bir kesitin çevresine eşit aralıklarla açılacak musluklu mesela 4 priz ayrı ayrı manometreye bağlanmalı, manometrede okunacak basınçlar birbirine eşit veya çok yakın ise (Şekil 4) seçilen kesit uygundur. Aksi halde yeni bir denemeye başvurmak gerekir ve pompanın basma ağızından biraz daha uzak bir kesit denenir.

Basınç prizinde delik çapı 1 mm ve eksenı boru cidarına dik olmalı. Delik açıldıktan sonra sadece çapaklar temizlenmeli, deliğin iç kısmı herhangi bir şekilde yuvarlatılmamalı (Şekil 5). Prizler (Şekil 4) deki gibi birbiriyle irtibatlandırıldıktan sonra bağlantı borusu aracılığıyla manometreye bağlanmalıdırlar.



Şekil 4



Şekil 5

Basınç prizi ile manometre arasındaki bağlantı borusunun iç çapı küçük (mesela 3 mm), boyu olabildiğince kısa, malzemesi sert olmalı ve içi tamamen sıvı ile dolu bulunmalıdır.

Bu tedbirler titreşimli basınçların ortalama değerlerini az hata ile ölçebilmek içindir. Titreşimler basınç okumalarını güçleştiren boyutta olursa, bağlantı borusu üzerine simetriyi koruyacak şekilde yerleştirilecek yeterli uzunlukta kılcal boru ile bu titreşimler lineer olarak sönümlenmeli, bu iş için kesinlikle musluk, v.s. gibi kesit daraltıcı eleman kullanılmamalıdır.

Manometredeki sıvı pompanın bastığı sıvıya karışmamalı ve yoğunluğu daha büyük olmalıdır.

Kılcallık olayının etkisini azaltmak için sıvı manometresinin cam tübünün iç çapı civa halinde en az 8 mm, damutık su halinde en az 15 mm olmalıdır.

Hazneli sıvı manometrelerinde haznenin iç dik kesit alanı cam tübünün 100 katı mertebesinde olmalı. Bu şart, hem aletin sıfırının hissedilir mertebede yerdeğiştirmesini azaltır ve hem de böylece basınç titreşimleri yüzünden okuma zorlaşmamış olur.

Manometrede damutık su varsa cam tüpteki meniskin alt yatay teğeti, civa varsa üst yatay teğeti gözönüne alınarak okuma yapılır.

Cam tüpte paralaks etkisini önlemek için manometrenin sıfır çizgisi birbirleriyle irtibatlandırılmış 2 tüple izlenir ve aynı düzeyde olup olmadıklarına bakılır.

Bağlantı borusu, yoğunluğu ρ olan sıvı ile dolu olduğuna göre, manometrede okunan seviye farkı h , ρ_m ile değil $(\rho_m - \rho)$ ile çarpılmalıdır.

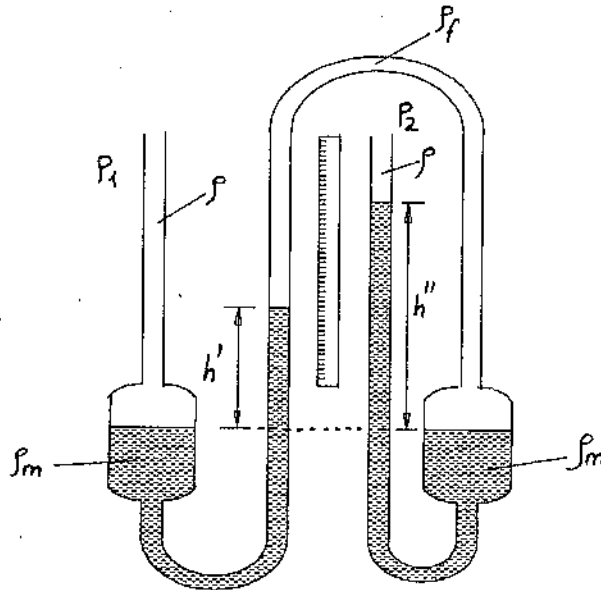
Yüksek basınç farklarını sıvı manometre ile ölçebilmek için (Şekil 6) daki gibi seri hazneli tüpler ve değişik yoğunlukta birden çok sıvı kullanılabilir. (Şekil 6) da haznelerdeki sıvının yoğunluğu ρ_m , iki hazne arasındaki bağlantı tübündeki sıvının yoğunluğu da ρ_f ise, hidrostatik denge kanununa göre manometrenin denklemi

$$P_1 - P_2 = \rho_m g(h' + h'') - \rho_f g h' - \rho g h''$$

olur. Özel hal olarak $\rho_f = \rho$ ise o vakit,

$$P_1 - P_2 = (\rho_m - \rho) g(h' + h'')$$

olur.

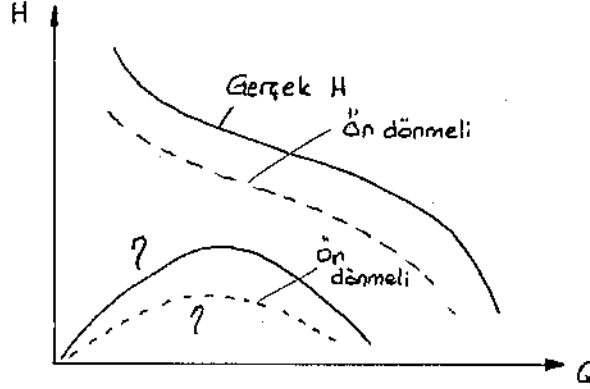


Şekil 6

Büyük basınçları ölçmek üzere, uygun olan madeni manometreyi seçerken bunların skalalarının 1/3 ile 2/3 ü arasındaki basınçlar için kullanıldıkları unutulmamalıdır. Basınç titreşimleri biraz fazla ise o vakit kullanma aralığı tam skalanın 1/3 ile 1/2 arası olur.

Ağırlıklı (pistonlu) manometre kullanırken ölçme anında pistonun kendi eksenini etrafında döndürülmesi ve böylece silindirin iç yüzeyi ile piston arasındaki sürtünmenin azaltılması gerekir.

Pompanın emme ağzındaki basınç ölçülürken önemli bir noktaya dikkat etmek gerekir. Şöyle ki, pompa çarkı dönerken henüz çarka girmemiş sıvıya bir dönme hareketi yaptırır. Ön dönme adı verilen bu hareket, emme borusunun pompaya yakın kısmında akışın helikoidal bir yapı kazanmasına ve bunun sonucu olarak ta cidardaki statik basıncın iç kısımdaki basınçtan daha büyük olmasına neden olur. Bu durumda da pompanın manometrik basma yüksekliği, hatalı olarak, gerçek değerinden küçük bulunur (Şekil 7).



Şekil 7

Nitekim, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarında Kaya BAYSAL ve Kaan EDİS tarafından yapılan bir çalışmada [6] , bir pompanın emme ağzında ön dönme varken, maksimum verim noktasında $Q = 127.5 \text{ dm}^3/\text{s}$, $H = 3.66 \text{ m}$, $\eta = 0.67$ değerleri bulunmuşken, ön dönme önlemediği zaman yine maksimum verim noktasında $Q = 125 \text{ dm}^3/\text{s}$, $H = 4.30 \text{ m}$, $\eta = 0.77$ elde edilmiştir. Literatürde başka örnekleri de vardır.

O halde, bu ön dönmeyi önlemek üzere, pompanın emme borusu içine ve emme ağzına yakın olarak 2 çap uzunluğunda, eksen boyunca birbirine dik olacak şekilde 2 ince madeni levha (doğrultucu) yerleştirilmesi şartı standartlara eklenmelidir.

Bütün bu hususlardan başka, standartlarda manometrik basma yüksekliği için verilen ifade, tanımına uygun hale getirilmelidir. Şöyle ki :

Pompanın emme ve basma ağzlarında da akım türbülanslı olmakla birlikte, lokal ortalama hız dağılımı üniform olmaktan çok uzaktır. Özellikle basma ağzında hız dağılımı çok karmaşıktır. Bu durumda kinetik enerji terimi tüm kesit için ortalama hız ile yazılırsa, bu terim, daima 1 den büyük olan α (kinetik enerji katsayısı) ile çarpılmalıdır.

Santrifüj pompaların salyangozlarının çıkışında bulunan düz konik difüzör α katsayısını çok büyütür. Nitekim salyangoza bağlı olmayan düz konik difüzörlerin çıkış kesitlerinde yapılan ölçmelerde $\alpha = 1.58$, $\alpha = 1.85$, $\alpha = 2.15$ gibi değerler elde edilmiştir.

Ayrıca söz konusu kesitte türbülans nedeniyle meydana gelen lokal V_{n1} hızından başka, çeşitli vesilelerle sözü ettiğimiz düşük frekanslı düzlemsel elastik titreşimler yüzünden bir de V_{n2} gibi bir bileşen (zamana bağlı) vardır.

Bu yüzden, pompanın bastığı birim ağırlıktaki sıvının, sözü geçen emme ve basma ağzındaki enerjilerinin farkı, yani, tanımına uygun olarak pompanın manometrik basma yüksekliği

$$\bar{H} = \left[z_b + \frac{\bar{P}_b}{\rho g} + \alpha_b \frac{\bar{V}_b^2}{2g} + \frac{1}{\rho g Q} \iint_{\Omega_b} \overline{p'V'}_{n2} d\Omega \right] - \left[z_e + \frac{\bar{P}_e}{\rho g} + \alpha_e \frac{\bar{V}_e^2}{2g} + \frac{1}{\rho g Q} \iint_{\Omega_e} \overline{p'V'}_{n2} d\Omega \right]$$

şeklinde olacaktır. (Büyüklerin üzerine konan yatay çizgiler o büyüklüğün zaman içindeki ortalamasını temsil etmektedir).

Debideki dalgalanmalarla basınç titreşimleri arasında korrelasyon (ilişki) yoksa, o vakit ($\overline{p'V'}_{n2} = 0$) olacağı için yukardaki bağıntı

$$H = \left[z_b + \frac{\bar{P}_b}{\rho g} + \alpha_b \frac{\bar{V}_b^2}{2g} \right] - \left[z_e + \frac{\bar{P}_e}{\rho g} + \alpha_e \frac{\bar{V}_e^2}{2g} \right] \quad (a)$$

şeklini alır. Ama korrelasyon varsa, o vakit

$$H = \left[z_b + \frac{\bar{P}_b}{\rho g} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\bar{P}_b'^2}{\bar{P}_b^2} \right) + \alpha_b \frac{\bar{V}_b^2}{2g} \right] - \left[z_e + \frac{\bar{P}_e}{\rho g} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\bar{P}_e'^2}{\bar{P}_e^2} \right) + \alpha_e \frac{\bar{V}_e^2}{2g} \right] \quad (b)$$

olur.

Bu durumda, özellikle manometrik basma yüksekliği küçük olan pompalar halinde, standartlardaki gibi ($\alpha_b = \alpha_e = 1$) alınırsa, ortaya çıkabilecek sistematik hata, manometrik basma yüksekliği aleyhine olmak üzere, % 1 mertebesine ulaşabilir.

(b) bağıntısına gelince, bu karışık ifadeden kurtulmak için şimdilik en iyi yol, debideki dalgalanmalar ile basınç titreşimleri arasında korrelasyonların bulunabileceği hallerden kaçmaktır. Bu tür durumlar, kısmi vana açıklıklarında, fazlaca keskin dirsek, ani kesit değişiklikleri (orifis, lüle, v.s) bulunması hallerinde ortaya çıkabiliyor. Akımı pülsatif hale getiren bu tür titreşimler uygun hacimli hava kazanlarıyla söndürülebilir. Ayrıca belirtelim ki, ortalama akış hızı yükseldikçe aynı tesisatta oluşan elastik titreşimlerin etkisi azalmaktadır.

O halde, salyangozdan çıkıştaki akımda hız dağılımını biraz düzgünleştirmek ve aynı zamanda elastik titreşimlerin etkisini azaltmak üzere, deney standında pompanın çıkış kesiti ile basma borusu arasına profilili yakınsak bir boru parçası yerleştirmek yararlı olacaktır.

Bütün bu açıklamalardan çıkan bir başka sonuç ta, standartlarda açıkça itiraf edilmeyen ve fakat basınç prizlerinin yerleri dolayısıyla, pompa adı verilen makinanın emme ve basma ağızları arasına sıkıştırılmayacağı hususudur. Nasıl ki, reaksiyon tipi su türbinlerinde yayıcı denilen eleman da türbinin bir parçası ise, santrifüj pompalarda da emme ve basma borularının bir kısmını pompanın parçası olarak saymak gerekecektir.

III-ÖLÇME SONUÇLARININ DÜZELTİLMESİ

Büyük güçlü pompaların uzunca süren deneyleri boyunca elektrik şebekesinde çeşitli sebeplerle voltaj ve frekans değişimleri meydana gelebildiği gibi, asankron motorların devir sayıları bir ölçüde, yüklerine bağlı olarak, az da olsa değişmektedir. Bu nedenlerle pompanın devir sayılarını bütün deney boyunca sabit tutmak mümkün olmuyor. Bu durumda, ölçülen değerden sabit devir sayısına ait değerlere geçebilmek için RATEAU Teoreminden yararlanılır.

Bu teoreme göre, bir pompanın debisi devir sayısı ile orantılı olarak, manometrik basma yüksekliği devir sayısının karesi ile orantılı olarak, gücü ise devir sayısının kübü ile orantılı olarak değiştirilirse verimi değişmez.

O halde, n devir sayısındaki değerlerden n_0 devir sayısındaki değerlere geçmek için :

$$Q_o = \left(\frac{n_0}{n}\right) Q; \quad H_o = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 H; \quad C_o = \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 C; \quad N_{e_o} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 N_e.$$

bağıntılarından yararlanılabilir.

Ancak, Rateau Teoremi, Benzeşim teorisinin bir sonucu olduğu için ve dinamik benzerlik şartlarını yazarken Reynolds benzerliği gözönüne alınmadığı için, yukardaki bağıntıları kullanabilmek ancak bu sayının çok değişmediği (yani devir sayısının fazla değişmediği) hallerde mümkündür. (Bkz V)

IV- ÖLÇME HATALARI MERTEBELERİ

Ölçme hatalarını azaltmak için eşit zaman aralıklarında birden çok okuma yaparak bulunan değerlerin aritmetik ortalamalarını almanın uygun olduğunu belirtmiştik. Şüphesiz hata miktarları deneycinin dikkatine ve deneyimine de bağlıdır. Burada sadece bir fikir vermek için bazı bağıl hataları vermek istiyoruz.:

- a) Debi Ölçmede - Tartı metodu ile $\pm \% 0,5$
 - Hazne metodu ile $\pm \% 0,8$
 - Savak metodu ile $\pm \% 1,5$
 - Türbin metodu ile $\pm \% 1,5$

b) Manometrik Basma Yüksekliğini Standartlara Göre Ölçmede:

- Sıvı manometreleriyle $\pm \% 1,0$
 - Pistonlu (ağırlıklı) mano. ile $\pm \% 0,3$
 - Madeni Manometre ile Klasına bağlı

c) Yoğunluk Ölçmede

- 100 °C ye kadar su $\pm \% 0$
 - Daha yüksek sıcaklıkta $\pm \% 0,5$
 - Küre ile $\pm \% 0,05$

d) Devir sayısını ölçmede

- Mekanik sayıcı ile $\pm \% 0,5$
 - Takometre ile $\pm \% 1,0$
 - Stroboskop ile $\pm \% 0,5$
 - Elektronik Takometre ile $\pm \% 0,3$

e) Faydalı gücü ölçmede ortalama karesel hata:

$$s_N = \sqrt{s_Q^2 + s_H^2 + s_P^2 + s_g^2}$$

g nin hatasız bilindiğini, madeni manometre kullanıldığı ve skalasının tam ortasında basınç ölçüldüğünü. manometrenin 1 klasında ve debinin de savakla ölçülmüş olduğunu var sayarsak,

$$s_N = \frac{\Delta N}{N} = \sqrt{(1,5)^2 + (2)^2 + (0)^2} = \%2,5$$

olur.

f) Mil gücünü ölçmede

- Asenkron motor ile	$\pm \% 1,0$
- Doğru akım motoru ile	$\pm \% 1,5$
- Motorun askıya alınması ile	$\pm \% \sqrt{(1,5)^2 + s_N^2}$
- Torsion (Burulma) Dinamometresiyle	$\pm \% \sqrt{1 + s_N^2}$

(s_N devir sayısı üzerindeki bağıl hata)

g) Genel verimin bulunmasında ortalama karesel hata

$$s_\eta = \sqrt{s_Q^2 + s_H^2 + s_P^2 + s_{Ne}^2}$$

Örnek: Pompa maksimum verim noktasında denendiğinde

$$s_Q = \% 1,5 ; s_H = \% 2 ; s_P = \% 0 , s_{Ne} = 1 + 0,5 = 1,5$$

ise

$$s_\eta = \frac{\Delta \eta}{\eta} = \sqrt{(1,5)^2 + (2)^2 + (0)^2 + (1,5)^2} \cong \%2,9 \cong \%3$$

eğer $\eta = 0,75$ bulunmuşsa, belirsizlik aralığı ($\Delta \eta = 0,03 \times 0,75$)

$$0,73 < \eta < 0,77 \quad \text{veya} \quad \eta = 0,75 \pm 0,02$$

olacak demektir.

V- MODEL KULLANILMASI

Boyutları ve imkanları belli bir deney sıtandında her büyüklükteki pompanın denenemeyeceği açıktır. Deney için pompanın standı uygun hale getirilmesi, yani modelinin yapılarak denenmesi gerekir.

Model deneylerine başvurulana başlıca diğer haller şunlardır:

- Büyük pompa imali söz konusu ise;
- Yeni bir seri pompa imal edilecekse;
- Kabul deneylerinde uygun hassasiyetle debi ve güç ölçmesi yapılamıyorsa;
- Pompa değişik bir sıvı ile çalıştırılacaksa;

-Bir pompa istasyonuna yerleştirilecek pompaların en uygun çalışma şartlarını belirlemek gerekiyorsa....

Yalnız, model yapma durumunda, geometrik benzerliğin tam olarak gerçekleştirilememesi, dinamik benzerliğin gerektirdiği şartların hepsinin aynı anda sağlanamaması yüzünden, ölçek etkisi adı verilen olayla

karşılaşılabilecek ve mesela genel verim modelde ve modeli yapılan pompada birbirinden farklı olacaktır. Zira, çark çapı D , yüzeylerin eşdeğer üniform pürüz yüksekliği k ile gösterilirse, Boyut Analizi

$$\eta = \phi \left(\frac{gH}{n^2 D^2}, \frac{Q}{n D^3}, \frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{k}{D} \right)$$

şeklinde, detayının bilinmesi gerekli olmayan, bir boyutsuz denklem verir. Boyutsuz serbest değişkenler modelde ve prototip pompada aynı değerlerde olursa, yukardaki bağıntı, η genel veriminin de her 2 pompada aynı olacağını gösterir.

Ancak, yüzeylerin pürüzlülüğü benzetilemediği gibi, Reynolds sayılarını da eşit yapmak pek mümkün değil. Bunu yapabilmek için, modelin devir sayısını n' ve içinden geçen sıvının kinematik viskozitesi ν' , çapı D' ise,

$$\frac{n'}{n} = \frac{\nu'}{\nu} \cdot \frac{D^2}{D'^2}$$

olmalıdır. Mesela, model 5 defa küçültülmüşse,

$$n' = 25 \frac{\nu'}{\nu}$$

şartı ortaya çıkmaktadır ki, bunu gerçekleştirmek kabil olmadığı için Reynolds sayılarını eşit yapma şartından vazgeçilir. O vakit

$$\eta = \phi_1 \left(\frac{gH}{n^2 D^2}, \frac{Q}{n D^3} \right)$$

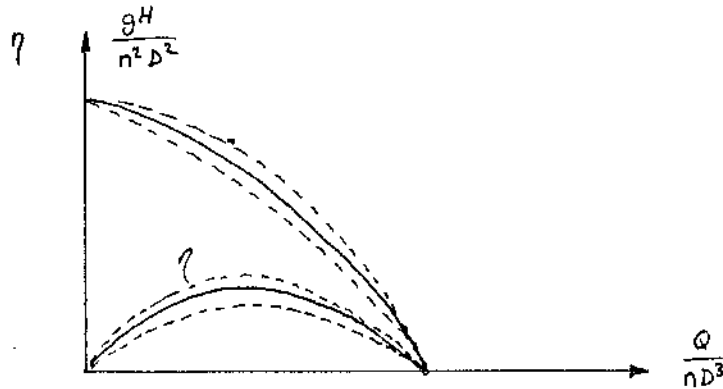
kalır.

Bu yüzden, sabit devir sayısında, model denencerekle elde edilen

$$\frac{gH}{n^2 D^2} = f_1 \left(\frac{Q}{n D^3} \right)$$

$$\eta = f_2 \left(\frac{Q}{n D^3} \right)$$

karakteristik eğrilerin (Şek.8) bu modele geometrik olarak benzeyen bütün pompalarda aynı olması teorik açıdan beklenirken, ölçek etkisi dolayısıyla az çok farklı olurlar. (Şek.8)



Şekil 8

Bu durumda, ancak ampirik bağıntılar kullanılarak modelin performans değerlerinden prototip pompanın değerlerine geçilebilir. Bu bağıntılar elde edildikleri şartlarda uygulanmalıdırlar. Genellikle maksimum verim noktası için kullanılırlar. Bir kaç tanesini yazalım:

C. PFLEIDERER formülü :

$$\frac{\frac{1}{\eta'} - 1}{\frac{1}{\eta} - 1} = \left(\frac{Re}{Re'} \right)^{0,1} = \left(\frac{n}{n'} \cdot \frac{D^2}{D'^2} \cdot \frac{v'}{v} \right)^{0,1}$$

η_i pompanın hidrolik verimi ile kaçak veriminin çarpımı olmak üzere,

DIN 1944 (1952) formülü:

$$\eta_i = 1 - \left(1 - \eta_i' \right) \left(\frac{n'}{n} \cdot \frac{v'}{v} \right)^{0,1}$$

$$\eta_i = 1 - \left(1 - \varphi \eta_i' \right) \left(\frac{n'}{n} \cdot \frac{D'}{D} \right)^{0,1}$$

$$\varphi = \frac{1 - \frac{10}{D_0^{2/3}}}{1 - \frac{10}{D_0'^{2/3}}}, \quad D_0 \text{ ç arkagiriş ağızı ç apı, mm}$$

ANDERSON formülü:

$$\frac{0,94 - \eta'}{0,94 - \eta} = \left(\frac{Q}{Q'} \right)^{0,32}$$

RÜTSCHI Formülü:

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{1 + \frac{3,15}{D_0^{1,6}}}{1 + \frac{3,15}{D_0'^{1,6}}}; \quad (D_0 \text{ ç arkagiriş ağızı ç apı cm})$$

Elde edildikleri şartlar tam belli olmayan bu bağıntılar aynı bir modele uygulandıklarında birbirinden farklı sonuçlar elde edilebilmektedir. Özellikle Teknik Şartnameler hazırlanırken bu husus hatırlanmalıdır.

Ölçek etkisi açısından, Rateau Teoremini ele alalım ve mesela C.Pfleiderer formülünün geçerli olduğunu düşünelim. Bu formülde $D'=D$, $v'=v$ yerlerine konursa :

$$\frac{\frac{1}{\eta'} - 1}{\frac{1}{\eta} - 1} = \left(\frac{n}{n'} \right)^{0,1}$$

olur. Pompa denenirken devir sayısı n den $0,8n = n'$ değerine düşmüşse ve bu devirde $\eta' = 0,75$ bulunmuşsa, o takdirde yukardaki bağıntı, pompanın n devir sayısında η veriminin $0,754$ olacağını gösteriyor. Ama ($n' = 0,5 n$) olursa, o vakit verimde çok daha büyük değişiklik olur:

$$\eta = 0,763$$

O halde, deney sonuçlarını düzeltmek için Rateau Teoreminden yararlanırken, başka hata yapmamak için, verimin sabit kaldığının kabul edilip edilmeyeceğini kontrol etmek gerekiyor.

Özetle, büyük pompaların verimlerinde virgülden sonra 3. rakamın da aranılır hale gelmiş olması, ölçmelerin büyük hassasiyetle yapılması gereğini ortaya koyduğundan, deney standartlarının bunu sağlayacak yönde yeniden ele alınması ve düzeltilmesi gerekmektedir.

LİTERATÜR

- [1] TS 268 : Yatay Eksenli Santrifüj Su Pompaları ,Birinci Baskı, Temmuz 1965
- [2] Pump Tests : British Standard 599, London 1966
- [3] R.DERNEDDE, Pumps, Experimental Techniques II, Von Karman Institute for Fluid Dynamics Lecture Series 29, December 14-18, 1970
- [4] S.T. BONNINGTON, Optimum Location of Suction and Discharge Tappings in Centrifugal Pump Tests BHRA-Report No: PR 467
- [5] G.A.J. YOUNG, A Note on the Influence of Suction Pipe Conditions on Centrifugal Pump Test Results BHRA-Report, Conference, Sept.1952
- [6] K.BAYSAL, K.EDİS, Santrifüj ve Eksenel Tulumbarın Girişindeki Ön Dönme Olayının Etüdü ve Ön Dönmenin Giderilerek Tulumbarın Geliştirilmesi Yolları TÜBİTAK, MAG Proje No: 219, 1976
- [7] C.H.COTTIGNIES, Contribution a l'étude des Pertes de Charge Singulières , Ministère de l'Air, France, 1949
- [8] H.F.YAZICI, Santrifüj Pompaların Denenmesi Konferas, Birinci Ulusal Pompa Kongresi 19-21 Haziran 1979, İstanbul
- [9] J.VALEMBOIS, Mesure des pressions variables Ed.Hermann, 1948

POMPA SEÇİMİ İÇİN ALTERNATİF VERİLER

Baha Atabek
Standart Pompa A.Ş.
Teknik Danışman

ABSTRAKT

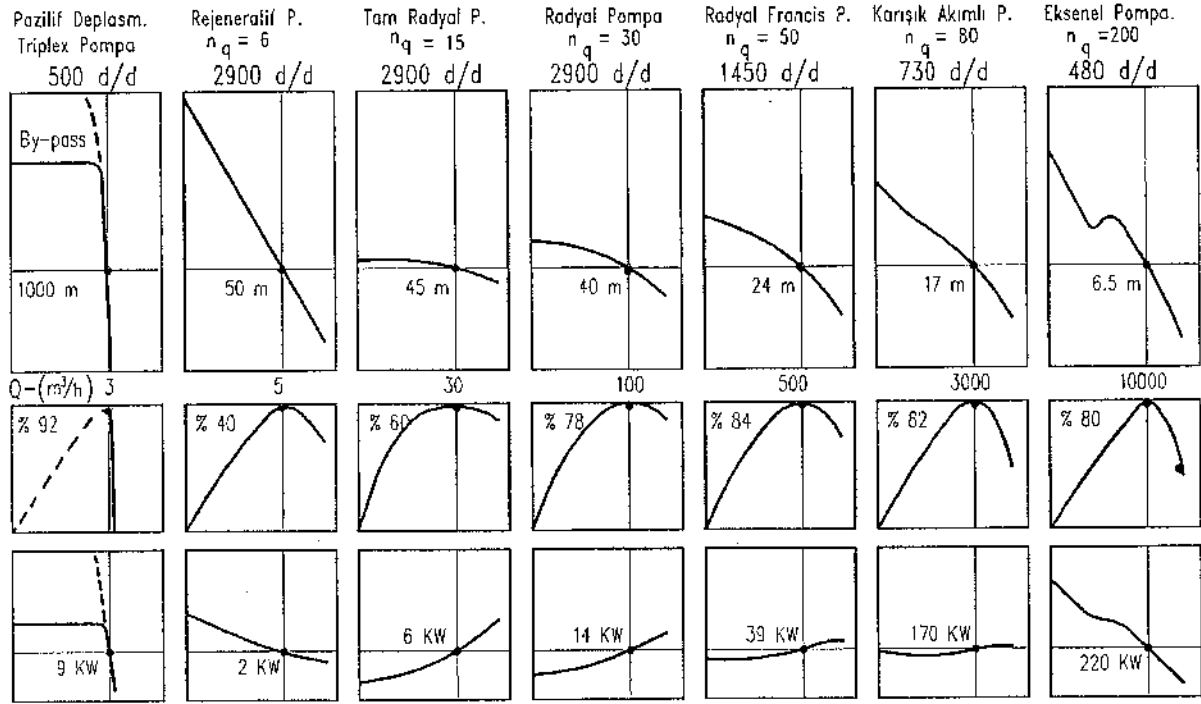
Bilindiği gibi pompa seçimi için, pompa yapısına iki temel büyüklük ve ve pompadan beklenen bir çok yan özellik bildirilir. Bu iki temel büyüklük DEBİ ve Toplam Dinamik Basma Yüksekliği'dir (Q ve H_m). Bu iki büyüklük her hangi bir pompanın çalışma bölgesindeki bir tek noktayı tarif eder. Genellikle işletme şartları, seçilen pompanın bu noktadan dışındaki noktalarda da çalışmasını gerektirir. Pompanın bu farklı çalışma noktalarında etkin ve verimli çalışabilmesi genellikle mümkün olmaktadır. Aynı $Q - H_m$ çalışma noktasına uygun (Karakteristik eğrileri bu noktadan geçen) bir çok pompa bulunabilir. Bunların içinden istenen değişken işletme şartlarına en uygun olanının seçilmesi en iyi sonucu verecektir. Bu seçimin yapılabilmesi için pompayı seçen kişinin pompanın tüm çalışma şartlarını yani "çalışma karakteristiği"ni bilmesi gerekir. Başka bir deyişle pompa seçimi istenirken klasik verilerle birlikte pompanın çalışma şartlarını belirleyen "ALTERNATİF VERİLER" de belirtilmelidir. Bildirimde bu konuyu irdeledim. Değişik çalışma karakteristiklerini inceleyerek bunlara uygun pompaların neler olabileceği ni belirttim. Tipik bazı uygulamalar için örnekler vererek olayın teknik ve ekonomik yönlerini ele aldım.

1- GİRİŞ

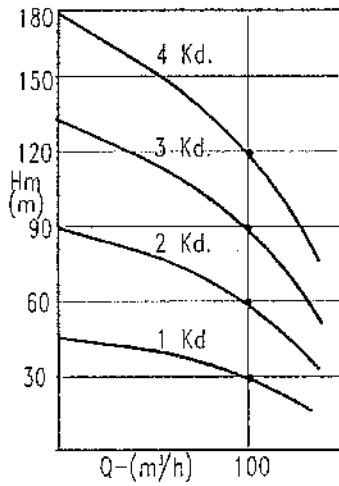
Bir pompalama olayının iki temel büyüklüğü olduğunu biliyoruz. Tüm pompalama olaylarını, bu iki büyüklüğün yatay ve düşey eksenlerde yer aldığı $Q - H$ düzleminde incelemek çok anlaşılır ve kolay olmaktadır. Olayı etkileyen diğer büyüklükler, bu düzlem üzerine parametreler şeklinde ifade edilebilir veya bu değişkenler için yatay eksen Q olan ikincil diyagramlar kullanılabilir. Her pompanın ve her sistemin $Q - H$ düzleminde bir karakteristiği çizilebilir. Bir pompa ile bir sistemin ortak çalışma noktası, bu iki karakteristiğin kesişme noktasıdır ve $Q - H$ düzleminde hemen görülebilir.

Pompa Karakteristik Eğrileri: Değişik pompa türlerinin $Q-H_m$ karakteristikleri birbirinden farklıdır. Öncelikle pompa tipine bağlı olarak farklıdır. Ve doğal olarak aynı türdeki pompalarda boyut (Büyükölç) olarak farklıdır. Aksi söylenmedikçe veya parametrelerle ifade edilmedikçe, bir pompa karakteristiği, pompanın sabit bir açılal hızdaki karakteristiğini ifade etmektedir (n =Sabit). Pozitif deplasmanlı (Pistonlu - Dişli - Paletli - Loblu - Vidalı vs.) pompaların karakteristikleri teorik olarak tam dikey bir doğru şeklindedir. H_m (Basınç) arttıkça artan kaçak kayıpları sebebiyle bu eğri bir miktar sola doğru kayacaktır. Rotadinamik (Santrifüj - Karışık akınlı - Eksenel - Rejeneratif) pompaların karakteristikleri ise teorik olarak alçalan ve Q ve H eksenlerini belirli pozitif değerlerde kesen bir doğru şeklindedir. Bu teorik eğriler, pompa içinde meydana gelen sürtünme, çarpma, mekanik ve hidrolik kayıpların etkisi ile debiye ve yüke bağlı olarak aşağı düşmekte gerçek karakteristik eğri ortaya çıkmaktadır. Rotadinamik pompaları karakterize eden **Özgül Hız** 'a bağlı olarak tipik bazı şekiller almaktadır. **Şekil-1** pozitif deplasmanlı ve değişik Rotadinamik pompalara ait tipik sabit hız karakteristiklerini göstermektedir. Bu şekillerde pompanın verim ve güç karakteristikleri ile en yüksek verim noktaları işaretlenmiştir. Eğriler üzerindeki rakamlar bu özellikteki örnek bir pompayı tanımlayan değerlerdir ve sadece fikir vermek amacıyla konulmuştur. Bu şekildeki karakteristikler tek çarklı pompalara aittir. Bilindiği gibi bir pompa içinde birden fazla çark olabilir. Bu çarkların seri bağlı yerleştirilmesi ile çok kademeli pompalar üretilmektedir. Böyle bir pompa karakteristik eğrisi **Şekil-2** 'de görülmektedir. Benzer şekilde bir pompa içinde iki çarkın paralel bağlanması ile çift emişli pompalar yapılmaktadır, böyle bir pompaya ait karakteristik eğri **Şekil-3** 'de gösterilmiştir.

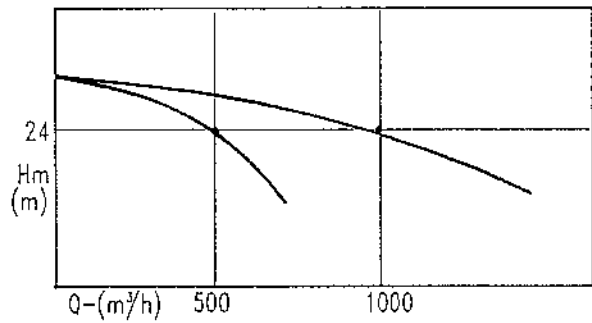
Sistem Karakteristik Eğrileri: Sistem Karakteristiği veya Şebeke Karakteristiği, sistemden istenen debinin geçebilmesi için birim ağırlık için gerekli enerjiyi yani bu iş için kullanılacak pompanın sağlaması gerekli Toplam Dinamik Basma Yükünü yani Manometrik Yüksekliği göstermektedir. Bu enerjinin boyutu **Birim Akışkan Sütunu** yani Metrik birim için m ' dir. Bilindiği gibi hidrolik enerji birbirine dönüşebilen üç elemandan (Yükseklik farkı - Basınç - Hız enerjisi) oluşur. Sistem içerisinde bulunan boru, armatür, dirsek, hazne vs. gibi elemanların sürtünme kayıpları da sistem karakteristiğinin önemli elemanlarıdır. Bir sistem karakteristiğini en genel şekli ile ele alalım. Burada su emilen ve basılan haznelerdeki sıvı seviyeleri arasında bir geometrik yükseklik farkı, bu hazneler üzerinde var olan basınç farkı, sistemdeki yük kayıpları ve hız yüksekliği elemanları bulunmaktadır. Sistemdeki yük kayıplarının ve hız yükünün debinin karesi ile değiştiğini biliyoruz. Böyle basit bir sistem karakteristiğinin genel formülü $H = H_g + P_d/\gamma + k \cdot Q^2$ şeklinde olacaktır. Bu formül sistem karakteristiğinin temel ifadesidir. Yukarıdaki ifadede H_g statik yükseklik



Şekil - 1: Çeşitli pompaların ana karakteristik eğrileri



Şekil - 2
Çok kademeli veya seri bağlı pompalar.



Şekil - 3
Çift emişli veya paralel bağlı pompalar.

farkını , P_d/γ emme ve basma hazneleri arasındaki basınç farkını ve k , Q^2 hız yüksekliği ve sistemdeki kayıpların toplamını göstermektedir . Yukarıdaki ifadede Q temel değişkendir. Basit bir şebekede diğer büyüklükler sabit olacağı için sistem belirgindir ve kolaylıkla çözülebilir. H_g , P_d ve k 'nın da değişken olabileceği düşünülürse sistem karakteristiğinin karışık bir hal aldığı ve sistem ile pompanın bir tek çalışma noktasından bahsedilemeyeceği ortaya çıkar. Farklı sistemlerin karakteristikleri birbirinden farklı olacaktır. Sistem karakteristiklerini öncelikle basit , belirlenebilen ve belirlenemiyen diye üçe ayırmak istiyorum.

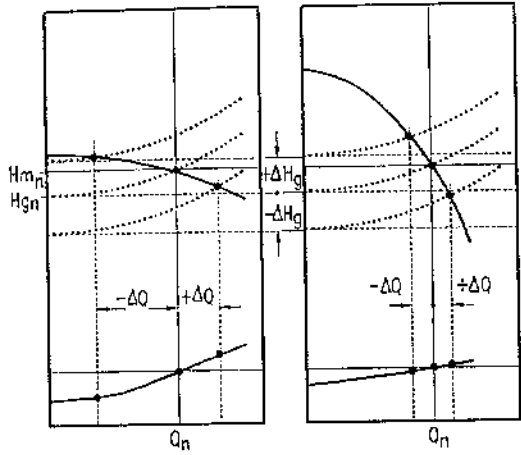
A-Basit sistem karakteristikleri : Geometrik yükseklik , Basınç farkı ve Sistem kayıp katsayısının sabit veya bazılarının sıfır olduğu sistemlerdir.

B-Belirlenebilen sistem karakteristikleri : Sistem değerlerinin bilinen bir kural içerisinde değiştiği sistemlerdir.

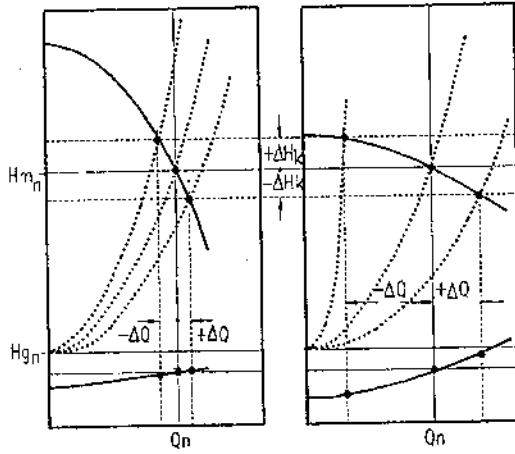
C-Belirlenemiyen sistem karakteristikleri : Sistem değerlerindeki değişimlerin hiç bir kurala bağlanamadığı sistemlerdir.

2- BASİT SİSTEMLER İÇİN GEREKLİ ALTERNATİF VERİLER:

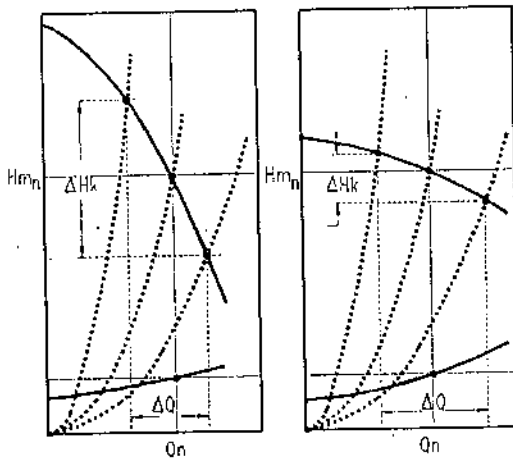
Bu bölümde üç değişik basit sistem örneği üzerinde inceleme yapacağız:



Yatay Karakteristik (yanlış) Dik Karakteristik (doğru)
Şekil - 4



Dik Karakteristik (yanlış) Yatay Karakteristik (doğru)
Şekil - 5

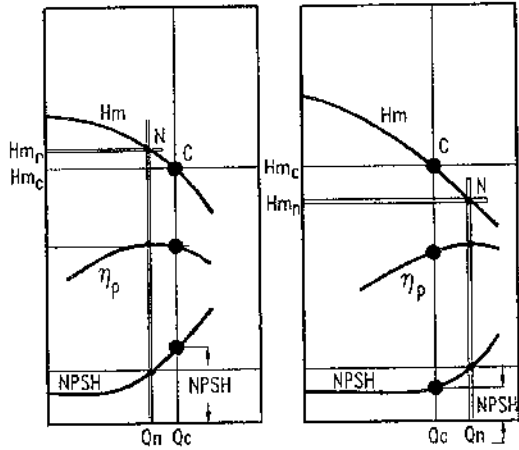


Dik Karakteristik (Yanlış) Yatay Karakteristik (Doğru)
Şekil - 6

a) Statik yükseklik ağırlıklı basit sistem : Örnek olarak bir köye içme suyu getirme sistemini inceleyeceğiz. Burada : Geometrik yükseklik sabit - Her iki uç atmosfere açık (Basınç farkı yok) ve Boru kaybı sabittir. Şekil-4 Bu tip bir şebekenin çalışma karakteristiğini göstermektedir. Bu tip bir işletmede debinin elden geldiğince sabit kalması istenir. Çünkü kaynaktaki debi sınırlıdır veya bu debi başka bir pompa ile (bir derin kuyudan) sağlanmaktadır. Geometrik yüksekliğin çok iyi hesaplanması ve Alternatif Veri olarak şartname veya istek formunda belirtilmesi gerektiği görülmektedir. Bu şebeke için seçilecek pompanın karakteristiği , çalışma noktası yakınında elden geldiğince dik olmalıdır. Şekilde yatay karakteristikli bir pompa seçilmesi halinde geometrik yükseklikteki küçük bir farkın debide büyük değişmelere yol açacağı görülmektedir. Sistem kayıpları geometrik yüksekliğe oranla çok küçük olduğu için buradaki bir değişim debiyi pek fazla etkilemeyecektir.

b) Kayıp ağırlıklı basit sistem : Örnek olarak eşanjörlü bir soğutma kulesini inceliyoruz. Bu sistem önceki sisteme benzemektedir. Aralarındaki tek fark geometrik yüksekliğin çok küçük ve değişme olasılığının az olmasıdır. Bu çalışma şeklinde geometrik yükseklikten çok sistemde kullanılan eşanjörün veya tüm sistemin direnç - debi bağıntısının Alternatif Veri olarak verilmesi gerekir. Sistem debisinin ihtiyaca göre değiştirilmesi gerekebilir. Bu sebeple seçilen pompanın karakteristik eğrisi oldukça yatay olmalıdır. Böylece sistem üzerindeki bir ayar vanası ile kayıpları çok az değiştirilerek debide büyük değişimler elde edilebilir. Bu durum şekilde açıkça görülmektedir.

c) Tamamı kayıplardan oluşan basit sistem : (Sirkülasyon devresi) : Sabit debili bir sirkülasyon devresinde Manometrik yüksekliğin tamamı sistem kayıplarından oluşmaktadır. Debideki sapmaların ayarlanabilmesi için sistemde bir ayar vanası bulunmalıdır. Vananın az kısılması ile - az enerji kaybı ile - debide büyük farklılıklar elde edebilmek için pompa karakteristik eğrisi elden geldiğince yatay olmalıdır. Böyle bir sisteme ait pompa istek formunda Alternatif Veri olarak sistemin bir sirkülasyon devresi olduğu ve statik yüksekliğin sıfır olduğu bildirilmelidir.

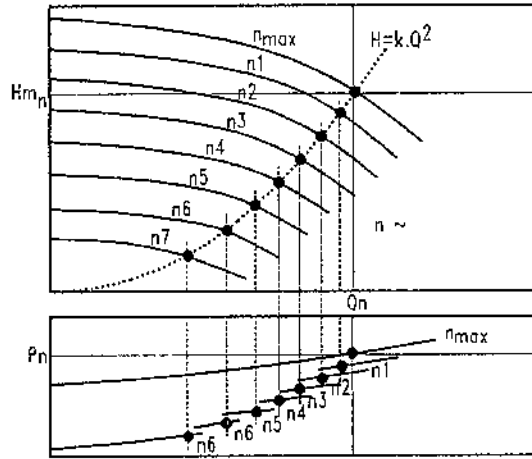


Çalışma Noktası sağda (yanlış) Çalışma Noktası solda (Doğru)
Şekil - 7

d) ENPY (NPSH) problemi olan devreler : Bu tip devrelerin ENPYM (NPSH-Av) değerleri düşüktür. Yani devrede kavitasyon tehlikesi mevcuttur. Sistemin Emmedeki Net Pozitif Yük değeri mutlaka Alternatif Veri olarak pompa istek formunda belirtilmelidir. Bilindiği gibi ENPY (NPSH) değeri devir sayısı ile artar. Pompa seçiminde öncelikle devir sayısı düşük olan pompa seçilmelidir. Aynı devir sayısındaki iki pompa arasında seçim yapılacaksa ; istenen çalışma noktası, pompa optimum noktasının solunda olan pompa seçilmelidir. Bu seçimin doğruluğu pompa karakteristik diyagramlarında bulunan ENPYG eğrilerinden araştırılmalıdır.

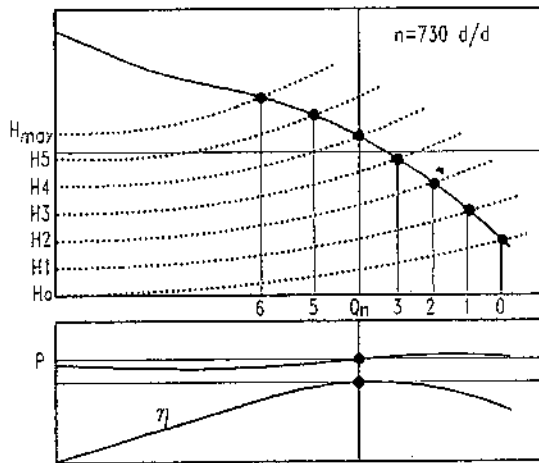
Şekil - 7' de bu tip bir devrede aynı devir sayısındaki iki pompa karşılaştırılmaktadır. Buradan da görüldüğü gibi çalışma noktası optimum noktanın solunda olan pompanın ENPY değeri daha küçüktür. Yani bu pompa seçilmelidir.

3- BELİRLENEBİLEN SİSTEMLER İÇİN GEREKLİ ALTERNATİF VERİLER :



Şekil - 8

a) Bir binanın ısı kontrollü kalorifer sirkülasyon sistemi : Geometrik yükseklik ve Basınç farkı yok- Tamamı debinin karesi ile değişen yük: Sistem karakteristiği $Q=0, H=0'$ dan geçen bir parabolüdür. ($H=k.Q^2$) Bu çok yaygın uygulamada pompa karakteristiğinin devir sayısı ile değişiminden yararlanmak en uygun yol olmaktadır. Bilindiği gibi bu değişim de benzer bir parabolüdür. Önceleri hızı kademeli olarak değişen motorlar kullanıldı . Şu anda daha çok sürekli değişen devirli (frekans kontrollü) sistemler uygulanmaktadır. Burada pompa seçimi için bilinmesi gereken Alternatif Veri Sistemin maksimum ve minimum debi gereksinimleri ve bu çalışma noktalarındaki sistem kayıpları (Yani Manometrik Yükseklikler) olmalıdır. Şekil - 8 de böyle bir sistemin çalışma karakteristiği ve şeklin alt bölümünde güç gereksinimi diyagramı gösterilmiştir.



Şekil - 9

b) Derin bir deponun (Örneğin gemi yapımında kullanılan bir kuru havuzun) boşaltılması işlemi :

Burada statik yükseklik sıfırdan başlayıp havuz taban derinliğine kadar değişmektedir. Burada kullanılan boru sisteminin kayıp karakteristiği Alternatif Veri olarak verilmelidir. Geometrik yükseklik sıfırdan başlayarak havuzdan su alınmasıyla artmakta ve buna bağlı olarak debi azalmaktadır. Havuzun tamamen boşalması için geçecek süre de bir Alternatif Veri olarak verilmiş olabilir. Boşalma süresi , her andaki debinin neden olacağı seviye düşmesini ve buna bağlı olarak değişecek yeni debiyi hesaplayarak yapılacak bir integrasyon ile bulunabilir. Bir akaryakıt deposunun doldurulması işlemi de aynı şekilde hesaplanabilir. Bu tip bir işletmeye ilişkin karakteristikler Şekil - 9 da görülmektedir.

4- BELİRLENEMEYEN SİSTEMLER VE ÇÖZÜMLERİ :

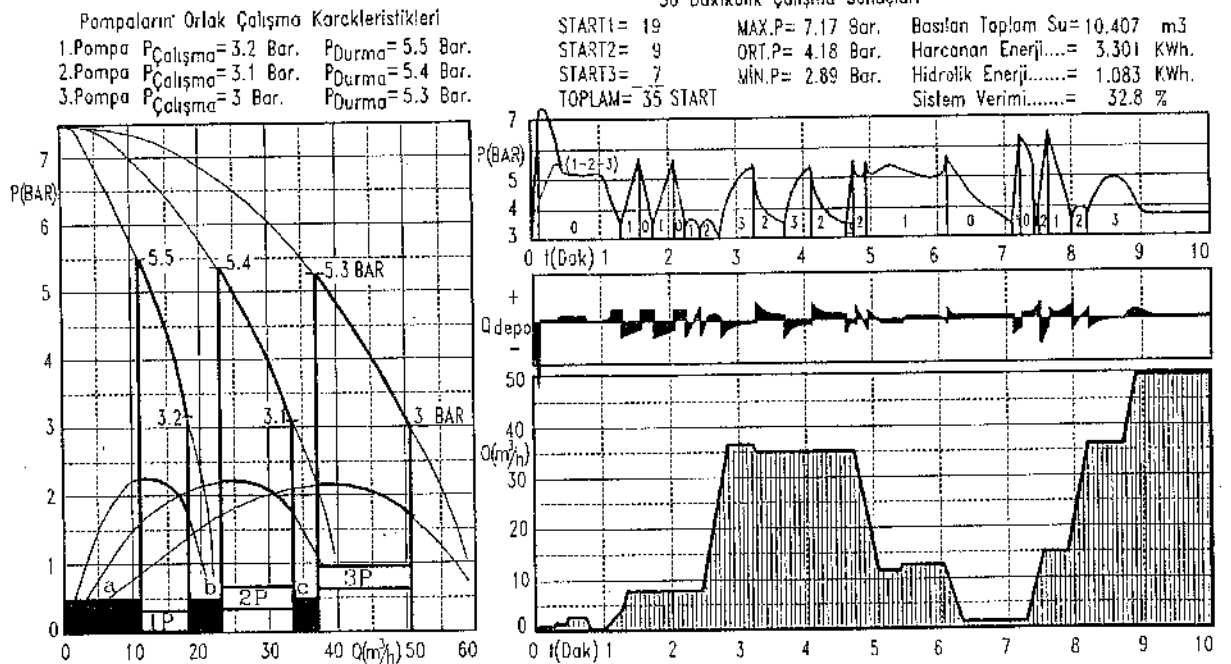
DEBİ ve Manometrik yükseklik gereksiminin hiç bir kurala ve hatta zamana bağlı olmadığı sistemler olabilir. Bu sistemlerin kesin çözümü ancak tam otomatik bir kontrol sistemi ile sağlanabilir. Yani o anda gerekli **Q-H_m** ikilisinin değeri ölçülmeli ve sistemde mevcut pompa karakteristiklerinin bu noktadan geçmesini sağlayacak parametre değişikliklerini uygulayarak sonuca ulaşılmasını sağlayacak hızlı ve etkili bir sistem uygulanmalıdır. Elde edilen sonuç tekrar kontrol edilerek gerekli düzeltmeler yapılmalı ve sistem gereksinimlerdeki değişikliklere sürekli uyum sağlanmalıdır. Teknolojinin bugün ulaştığı düzeyde özellikle güçlü frekans değiştiriciler , mikroelektronik ve bilgisayarlar yardımıyla bu sonuçlara ulaşmak (belirli bir hata düzeyini olağan sayarak) mümkün olmaktadır.

Hata düzeyini azaltmak ; otomatik kontrol ünitelerindeki gelişmelerle sağlanabilir. Ancak pompanın sisteme uyum sağlayacak özellikte seçilmesi kontrol işlemlerini ve zorunlu salınımları en az düzeye indirebilir. Burada belirlenemeyen ve çok yaygın olarak kullanılan birbirine benzer iki sistem ele alınmış ve kullanılan yaklaşık çözümler irdelenmiştir.

a) Hidrofor sistemi : Çok katlı bir binada kullanma suyunun basınçlandırılması: Debi belirsiz ve çok geniş bir alanda hiç bir kurala ve zamana bağlı olmaksızın değişebilir. Belirli konfor şartlarının yerine getirilmesi istenir (Basıncın mümkün olan en küçük tolerans içinde sabit tutulması gibi). Burada sistemin ana verileri genellikle Max. Debi ve Sağlanması istenen ortalama basınçtır (Bunun yerine Max. ve Min. basınç değerleri de verilmiş olabilir.) Basınç aralığı arttıkça konfor şartlarından uzaklaşılır ancak sistem basitleşir ve ucuzlar. Buradaki **Alternatif veri** bu basınç aralığı olabilir . Kullanılacak pompa sayısı da bildirilmiş olabilir. Böyle bir sistemde ideal çözüm ancak tam bir otomasyonla sağlanabilir . Ancak bu çok pahalı çözüm yerine kullanılan ara çözümler yaygın olarak uygulanmaktadır. Biz burada bu yaklaşık çözümlerden ikisini karşılaştırarak bu çözümlerde pompayı doğru seçmenin önemini vurgulamaya çalışacağız.

Şekil -10 ve Şekil - 11 de hidroforlarda çok sık kullanılan büyük depolu , basınç kumandalı , çok pompalı iki sistemi görülmektedir. Bu yapılabilecek en basit , ucuz ancak konfor şartlarından uzak çözümdür . Depo serbest yüzeyli veya membranlı olabilir. Serbest yüzeyli depo halinde basınç altında suda eriyip azalan havanın takviyesi için çeşitli düzenekler kullanılması zorunludur. (Ayrıca depodaki suyun bitmesi veya elektrik arızası gibi bir sebeple pompaların çalışmaması halinde binadaki boru şebekesine hava girmesi gibi bir sakınca da vardır.). Membranlı depolarla bu sakıncaların tümü önlenmektedir. Her pompaya ayrı bir basınç şalteri kumanda etmektedir. Bu basınç şalterlerinin alt ve üst basınçları kademeli olarak ayarlanmaktadır. İlk giren son

SKM-V 32/3 ...3 Ad...4KW-300lt-Dik Karakteristikli-Basınç kumandalı Hidrofor



Şekil - 10

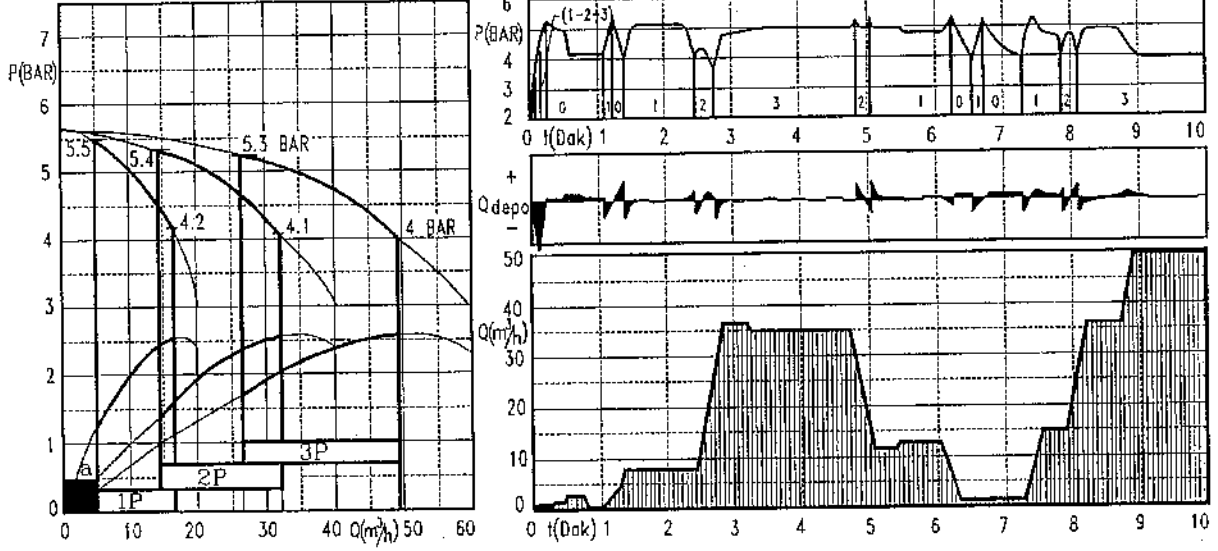
SKM-V 40/2A.3 Ad...4KW-300lt-Yatık Karakteristikli-Basınç Kumandalı Hidrofor

Pompaların Ortak Çalışma Karakteristikleri

1.Pompa	$P_{\text{Çalışma}} = 4.2 \text{ Bar.}$	$P_{\text{Durma}} = 5.5 \text{ Bar.}$
2.Pompa	$P_{\text{Çalışma}} = 4.1 \text{ Bar.}$	$P_{\text{Durma}} = 5.4 \text{ Bar.}$
3.Pompa	$P_{\text{Çalışma}} = 4 \text{ Bar.}$	$P_{\text{Durma}} = 5.3 \text{ Bar.}$

30 Dakikalık Çalışma Sonuçları

START1= 12	MAX.P= 5.67 Bar.	Basılan Toplam Su= 10.407 m ³
START2= 5	ORT.P= 4.82 Bar.	Harcanan Enerji...= 3.107 KWh.
START3= 5	MIN.P= 3.90 Bar.	Hidrolik Enerji.....= 1.291 KWh.
TOPLAM= 22 START		Sistem Verimi.....= 41.5 %



Şekil - 11

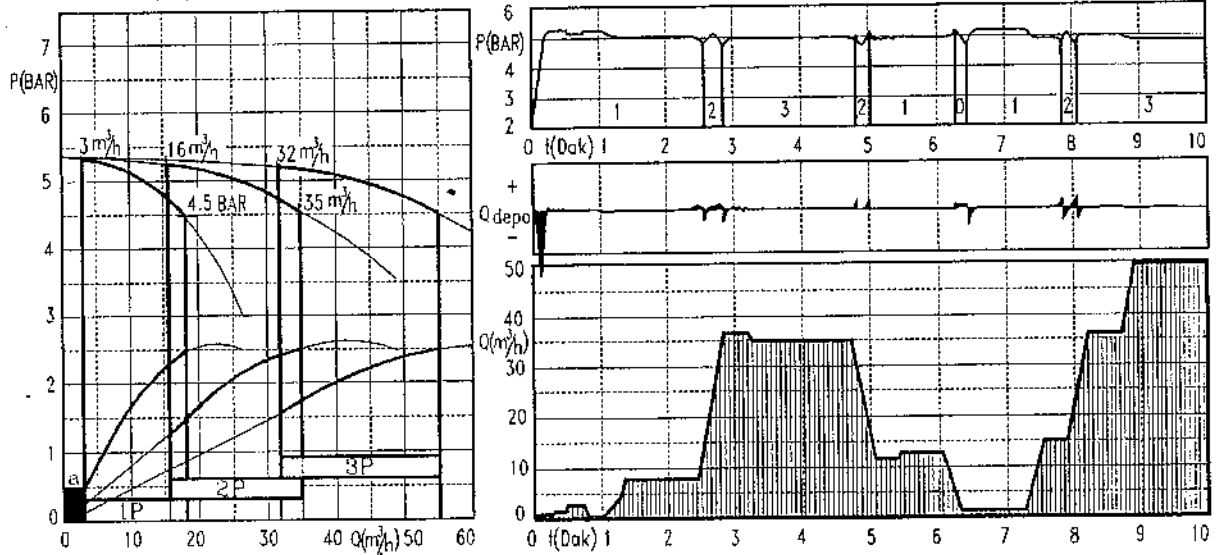
SNL 40-200... 3 Ad.5.5KW-100 lt-Yatık Karakteristikli-Debi Kumandalı Hidrofor

Pompaların Ortak Çalışma Karakteristikleri

1.Pompa	$P_{\text{Çalışma}} = 4.5 \text{ Bar.}$	$Q_{\text{Durma}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$
2.Pompa	$Q_{\text{Çalışma}} = 18 \text{ m}^3/\text{h}$	$Q_{\text{Durma}} = 16 \text{ m}^3/\text{h}$
3.Pompa	$Q_{\text{Çalışma}} = 35 \text{ m}^3/\text{h}$	$Q_{\text{Durma}} = 32 \text{ m}^3/\text{h}$

30 Dakikalık Çalışma Sonuçları

START1= 4	MAX.P= 5.67 Bar.	Basılan Toplam Su= 10.407 m ³
START2= 4	ORT.P= 5.09 Bar.	Harcanan Enerji...= 3.970 KWh.
START3= 4	MIN.P= 4.46 Bar.	Hidrolik Enerji.....= 1.410 KWh.
TOPLAM= 12 START		Sistem Verimi.....= 35.5 %



Şekil - 12

çıkacak şekilde bir kademelendirme yapılmaktadır. Böylece her pompanın devreye giriş ve devreden çıkış basınçları arasındaki basınç farkı eşit yapılabilmektedir. Şekil -10 da dik karakteristikli pompalar Şekil -11' de yatık karakteristikli pompalar kullanılmıştır. Dik karakteristikli pompalar halinde Şekil - 10 'da görüldüğü gibi bir pompanın kararlı çalışma alanına girmeyen a , b ve c bölgeleri vardır. Sistem bu debi bölgeleri içinde sürekli çalışmak durumunda kaldığında tankın faydalı hacmine bağlı olarak sık sık devreye girip çıkacaktır. 1P, 2P , 3P bölgeleri ise 1, 2 ve 3 pompanın kararlı çalışma bölgeleridir. Bu kararsızlığın çözümü bir sonraki pompanın durma basıncına ait debinin , bir önceki pompanın çalışma basıncındaki debiden küçük olması ile sağlanabilir. Yani , pompalara ait kararlı çalışma bölgeleri arasında boşluk kalmamalı ; hatta bu bölgeler bir miktar üst üste düşmelidir. Bunun için ya alt ve üst basınçlar arasındaki aralığın artırılması veya yatık karakteristikli pompalar seçilmesi gerekir. Basınç aralığının artırılması , konfordan vazgeçmek demektir. Yapılacak iş yatık karakteristikli pompalar kullanmaktır. Şekil - 11 böyle bir hidrofora ait karakteristiği göstermektedir. Burada sadece sıfır ile birinci pompa durma basınçları arasındaki (a) bölgesi kararsız bölgedir. Bu bölgede debi çok küçük olduğundan devreye girme sıklığı fazla olmayacaktır. Bu tip pompalarla imal edilmiş ve özellikleri şekillerin üzerinde belirtilmiş hidroforlarda aynı debi- zaman rejiminin uygulandığı deneyde elde edilen basınç değişimi ve 30 dakika sonundaki sonuçlar şekillerin üzerinde gösterilmiştir.

Şekil - 12 pompalara debi ile kumanda edilen başka bir sistemi göstermektedir. Bu sistemde ilk pompanın devreye girmesi bir alt basınç şalteri ile olmakta , ikinci ve üçüncü pompaların devreye girmesi debinin önceden belirlenmiş değerlere ulaşması ile yapılmaktadır. Pompaların devreden çıkması yine debi kontrolü ile yapılmaktadır. Birinci pompanın devreden çıkması debinin çok küçük bir değerinde yapılmaktadır. Başka bir ifade ile pompalardan biri çok küçük debilerde bile çalışmaktadır. Bu sebeple pompaların aynı oranda çalışmasını sağlayacak bir rotasyon düzeni gereklidir. Bir pompanın devreye giriş debisi devreden çıkış debisinden büyük olmalıdır böylece sık devreye girmeme ve kararlı çalışma şartları sağlanmış olur. Bu sistemde yatık karakteristikli pompaların kullanılması - basınç dalgalanmalarını azaltmak için - gereklidir. Şekil - 12 öncekilere benzer şekilde böyle bir sistemin teknik özelliklerini ve öncekilere aynı debi - zaman değişiminin uygulanması ile elde edilen deneysel sonuçları göstermektedir. Bu üç hidroforun karşılaştırılması sonucunda, yatay karakteristikli basınç kumandalı hidroforun diğerlerinden daha verimli olduğu debi kontrollu sistemdeki hidroforda ise basınç dalgalanmalarının ve devreye girme sayısının daha az olduğu görülmektedir.

b) Yangın Sistemleri : Pompa seçimi konusunda kuralları ve koşulları en iyi belirlenmiş örnek Yangın Sistemleridir. Örneğin NFPA (National Fire Protection Assosiation) ve benzeri kuruluşlar yangınla mücadele konusunda standartlar geliştirmiş ve bu standartların uygulanması çeşitli kuruluşlarca zorunlu hale getirilmiştir. Yangın pompası şartnamelerinin önemli bir bölümü kullanılacak ana pompanın sıfır debideki manometrik yüksekliğinin , işletme değerinin en çok % 20 fazlası olmasını öngörmektedir. Bu oldukça yatık bir karakteristik demektir. Ayrıca debi 1.5 katı arttığında basınç , işletme değerinin % 55 'inden daha küçük olmamalıdır. Böylece debinin değişik değerlerinde basıncın az değişmesi gereği vurgulanmıştır. Yangın hidroforları bir jockey pompa ile donatılmışlardır . Jockey pompa debi sıfırken boru donanımında ana pompa işletme basıncının üstünde bir basıncı sağlamakla yükümlüdür. Küçük kaçaklar halinde meydana gelecek basınç düşmelerinde devreye girerek sistem basıncının bekleme basıncına gelmesini sağlar. Sistemden fazla debi çekilmesi halinde (Yangın vanalarından biri veya birkaçı devreye girdiğinde) basınç bir anda fazlaca düşer ve ana pompanın çalışma basıncına iner ve ana pompa devreye girer. Vana kapatıldığında ana pompa durur. Bu sistem karakteristik bakımından statik yüksekliği az yük kaybı ağırlıklı bir basit sisteme benzer.

5- SONUÇ

Bir pompa seçimi olayında iki taraf vardır. Pompayı satın alan veya kullanacak olan taraf ve pompayı satan veya pompayı imal eden taraf. Pompanın imalatçısı ve bunun arkasında pompanın tasarımını ve deneylerini yapan kişi veya kişiler ürünlerinin tüm özelliklerini bilmektedirler. Bu özellikleri yansıtan kataloglar ve broşürler hazırlamışlardır. Diğer yandan alıcı veya kullanıcı ve bunun arkasında pompanın kullanılacağı tesisatı tasarlayan , hesaplayan ve bu tesisatın her türlü detayını en iyi bilen kişi veya kişiler bulunmaktadır. Tesisatta kullanılacak pompanın çalışma şartlarını en iyi bu grup bilmektedir. Bu grup pompanın satın alınması için bir veriler tablosu veya bir şartname hazırlamaktadır. Pompa seçimi için bildirilen bu veriler bazen sadece Debi ve Manometrik yüksekliğin bildirilmesi seviyesinde kalmakta , bazen buna devirsayısı ve emne derinliği eklenmekte , bazen pompanın boyut , mekanik ve malzeme özelliklerine inilmekte veya bazen tüm detayları ve imalatçının doldurması gereken soruları da içeren bir veya bir kaç sayfalık " Pompa Teknik Özellikleri Formu " veya daha formaliter kuruluşlarda çok daha bağlayıcı ve emredici niteliklerde "Teknik Şartname" ler şeklinde olmaktadır. Bu pompa seçim verilerinin büyük çoğunluğunda pompanın çalışma şartları tam açıklıkla verilmemektedir. Basit istek bildirilerinde pompanın işletme özellikleri için hiç bir bilgi

bulunmamakta , daha detaylı olan bazılarında pompa imalatçısının bilmesi mümkün olmayan , pompanın sistemdeki görevi adeta şifreli olarak bildirilmektedir. Bu gibi durumlarda pompa seçimini yapan kişi bildirilen özellikleri taşıyan bir kaç pompa arasından rekabet şansı en yüksek olanı (Yüksek devirli ve küçük boyutlu olanı) tercih etmektedir. Bu şekilde eksik verilerle seçilmiş bir pompa muhtemelen işletme şartlarına bildirilen işletme noktası dışında uyum sağlamıyacaktır.

Ben bu bildiride ,pompayı seçecek kişinin doğru seçimi yapabilmesi için sistem karakteristiğini de bilmesi gerektiğini vurgulamaya çalıştım. Değişik çalışma karakteristiklerine uygun pompaların neler olduğunu ve bu çalışma karakteristikleri için bildirilmesi gerekli "Alternatif Veriler"'i ve elde edilecek sistemi grafikler üzerinde açıklamaya çalıştım.

Son olarak , pompa kullanılan bir sistemi tasarlayan ve pompa için gerekli verileri hazırlayan meslekdaşlarıma bir önerim olacak. **Lütfen pompa ana verilerini abartmayınız.** Yani manometrik yükseklik ve debi için yaptığınız hesaplarla bulduğunuz değerleri , ölçmede, işletmede veya tesisatın yapımında yanlışlıklar olabileceği düşüncesiyle büyütmeyiniz. Manometrik yüksekliği ve debisi hesap değerlerinin üzerinde seçilmiş bir pompa ; ya aşırı yükte -tam açık vana ile- çalıştırılacak , fazla debi verecek , bu yüzden aşırı güç çekerek motoru zorlayacak ve belki de kavitasyonlu çalışacak veya vana kısılarak istenen debi noktasına getirilerek çalıştırılacak , ancak bu durumda da o pompa iyi çalışma bölgesinin dışında çalışacağı için genel verimi düşecek , ayrıca vanada kaybolan enerji de buna eklenirse önemli bir enerji israfı ortaya çıkacaktır. Bu çok iyi bilinen bir konu olmakla birlikte çoğunlukla gözardı edilmektedir. Yapılan hesaplardaki muhtemel sapmaları karşılamak üzere değerleri şişirmek yerine , pompanın kullanılan çark çapının artırılmasına uygun ve motorun bu gücü karşılayacak kadar büyük seçilmesi en uygun yol olmaktadır. Aslında bir çok şartnamede bu konu yer almaktadır.

Burada aklınıza bir soru takılabilir : Bir sistem içinde yukarıdaki bilgilere göre seçilmemiş bir pompanın çalışması halinde ne olur ? Bu sorunun cevabını vermek çok zor !.. Belki hiç bir şey olmaz , "sistemde nasıl olsa bir ayar vanası vardır , pompayı biraz büyük seçerim , debi fazla gelir , vanayı kısarak istediğim debiyi elde ederim, sistem de bal gibi çalışır..." denilebilir . Bu düşünce şekli " Enerjiyi boşa harcarım , yatırımı ve işletmeyi pahalıya malederim !.. " demektir.. Belki de sistem hiç çalışmaz , ya değerler yanlış hesaplanmıştır , ya da pompa büyük seçilmekten dolayı "Kavitasyonlu " çalışmaktadır. Harcanan paralar "Yanmıştır" sistem yeniden hesaplanacak ve yeniden yapılacaktır. Ne var ki böyle durumlarda genellikle suç pompaya ve onun imalatçısına yüklenerek bilgisizliğin veya ihmalin bedeli pompaya ciro edilmektedir.

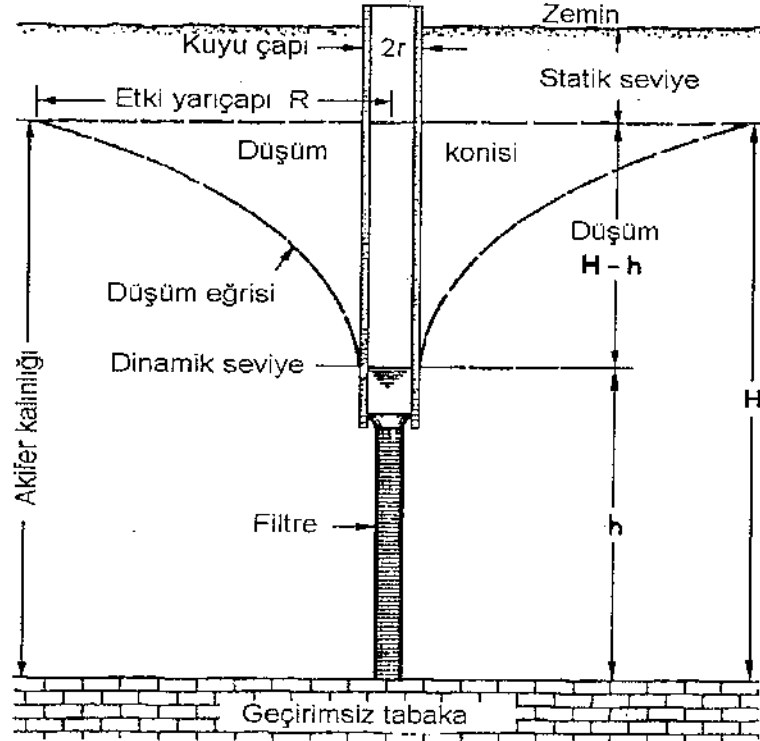
SUMMARY:

In order to select a pump , the pump user must give to the manufacturer at least the two basic specifications of the pump . Other additional secondary specifications also to be required from a pump should be mentioned at pump vendor's specifications sheet. As it is known , this two basic parameters are the Flow Rate and Total Dynamic Head (**Q and Hm**). Those two values describe one single **Duty Point** of a pump within the whole operating range. Usually the operating conditions may cause pump to operate at different points other than of the described one. Therefore it is usually not possible for the pump to operate all these different operating points efficiently and effectively. There may be several other pumps which are suitable for the same Q-Hm duty point. Selecting the most suitable pump proper for the different required operating conditions will give the best result. In order to make this selection, the one who selects the pump should know all the working conditions that is "Operating Characteristics" of the pump. In another word ,when a pump selection is required, at least some important data of Operating Charesteristics should be indicated as well as the required classical data . These are the "**Alternative Data**".

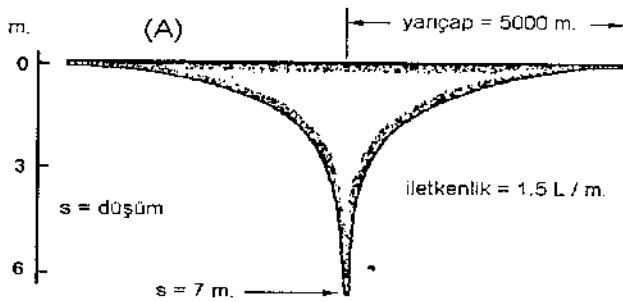
In this paper , I try to discuss this subject and indicate that which Alternative Data is required for which operating conditions. Giving the numerical examples for some typical applications , I discussed the technical and economical aspects of the case.

Bir kuyuda su çekilmezken kuyu içi su seviyesi ile zemin arasındaki mesafeye **statik seviye**, su çekilirken oluşan seviyeye de o debideki **dinamik seviye** denir. Statik seviye ile dinamik seviye arasındaki mesafe **düşüm**'dür. (Şekil 2.) Kuyudan uzaklaştıkça düşüm azalır. Pratik olarak düşümün olmadığı uzaklığa **etki yarıçapı** ve yeraltı suyunu içinde barındıran katmana da **akifer** denir.

Su geçirmez iki katman arasında bulunan akiferdeki basınçlı su bazen kuyu açılınca yeryüzüne kendiliğinden çıkar, su yeryüzüne çıkmasa da böyle kuyulara **artezyen kuyular** adı verilir. Zemin ile ilk geçirimsiz tabaka arasında kalan akiferlere açılan kuyular **artezyen olmayan kuyulardır**.



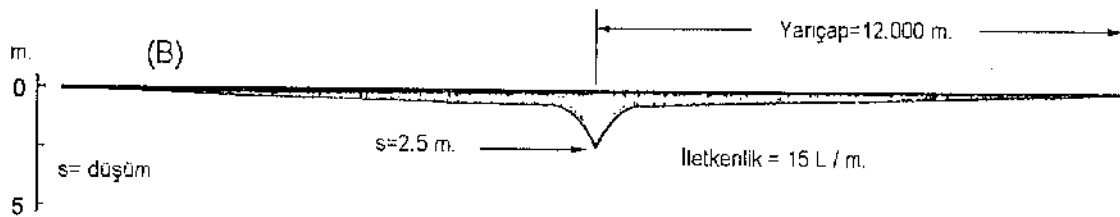
Şekil 2



Şekil 3.

Düşük geçirgenliği olan bir akiferde düşüm konisi dik ve dar tabanlıdır. Şekil 3.

Yüksek geçirgenlikli bir akiferde düşüm konisi yatık ve geniş tabanlı olur Şekil 4.



Şekil 4.

DEBİ-DÜŞÜM İLİŞKİSİ

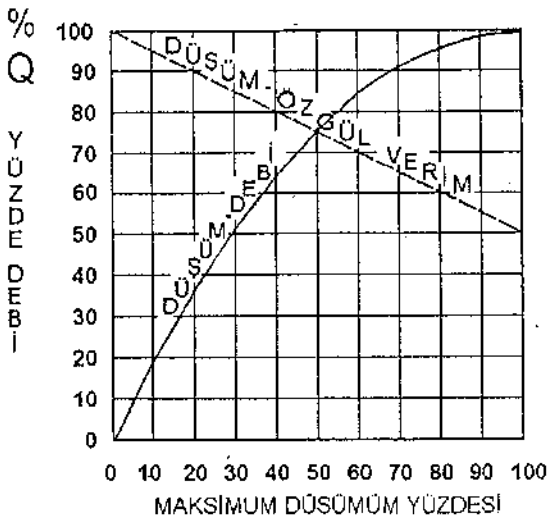
ayulardan alınabilecek debiler konusunda pek çok araştırmalar yapılmıştır ve bununla ilgili temel formüller Dupuit'in formülleri adı ile anılır. Artezien olmayan kuyular için bu formül :

$$Q = 1.366 \frac{k (H^2 - h^2)}{\log \frac{R}{r}}$$

- Q : debi (m³/s)
H : akifer tabanından statik seviye yüksekliği (m.)
h : akifer tabanından dinamik seviye yüksekliği (m.)
e : akifer kalınlığı (m.)
R : düşüm konisinin etki yarıçapı (m.)
r : kuyunun yarıçapı (m.)
k : kuyunun etrafındaki kumun geçirgenliği (m/s)

Artezien kuyular için ise $Q = 2.73 \frac{k * e (H - h)}{\log \frac{R}{r}}$ olarak verilmiştir.

Bu formülde de görüldüğü üzere artezien kuyularda debi, düşüm ile doğru orantılıdır. Yani debiyi iki kat ettirince, düşüm de iki katına çıkar. Ancak bu eşitlik dinamik su seviyesi akifer seviyesine gelinceye kadar geçerlidir. Artezien olmayan kuyular için böyle bir orantı söz konusu değildir. Bu tür kuyularda düşüm iki katına çıkarsa, debi iki katından daha az bir değere çıkar. Bir kuyunun özgül verimi, o kuyunun, belli bir debide, debinin, düşüme oranıdır. Artezien olmayan kuyularda düşüm arttıkça, özgül verim, düşümle doğru orantılı olarak azalır. Şekil 5, düşüm, debi ve özgül debi arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Bu grafikte düşüm, debi ve özgül debi yüzde olarak ifade edilmiştir. Maksimum düşüm (akifer kalınlığına eşittir) 100, kuyunun verebildiği maksimum debi 100, ve statik seviye civarındaki özgül verim 100 olarak kabul edilmiştir. Örüldüğü gibi özgül verim - düşüm eğrisinin bir noktadaki değeri, debi - düşüm eğrisinin o noktasını orijine göre eğitiren doğrunun eğimidir. Bu eğim 0 noktasında debi - düşüm eğrisinin teğetinin eğimi olup değeri 2'dir. 0 noktasında ise bu değer 1'e eşittir. Bunları yüzde cinsinden ifade edecek olursak, 0 noktasındaki özgül verim değeri 100, 100 noktasındaki özgül verim değeri 50 olur.



Şekil 5.

Bir kuyu için ekonomik pompaj üst sınırı Şekil 5 teki debi ve özgül verim çarpımlarının maksimumudur. Bu maksimum değer her kuyu için düşümün %67 sinde olmaktadır. Bu düşüme karşılık gelen debi ise % 90'dır bu sebepten kuyuların maksimum debisine % 90'dan daha fazla yaklaşmak pompaj ekonomisi bakımından tkıncalıdır.

Şekil 5 te görüldüğü gibi %67 düşümle %90 debi elde ediyorsunuz, ilave olarak %10 debi arttırımı için düşümü %67 arttırmak gerekmektedir. Bu sebeple bu kuyudan ekonomik olarak elde edilecek maksimum debi

Şimdi akifer kalınlığı ile dinamik seviyesi ve bu seviyedeki debisi belli olan ve artezien olmayan bir kuyu için, başka bir debide düşümün ne olacağını Şekil 5 teki grafik yardımı ile bulalım. Örneğin: statik seviye 15 metre, akifer kalınlığı 30 metre, 15 l/s debide dinamik seviye 30 metre olsun. Bu kuyuda 20 l/s debi için dinamik seviye ne olacaktır?

15 l/s için düşüm 30-15=15 m. dir. Maksimum düşüm akifer kalınlığına eşit olduğundan 15 m. Düşüm, maks. Düşümün %50 si olur. Buna karşılık gelen debi Şekil 5 ten %75 olarak okunur. 20 l/s debi, maksimum debinin 20/15*75=%100 olur. %100 debiye karşılık gelen düşüm ise 30 m. olduğundan dinamik seviyemiz 30+15=45 m. Olacaktır. Burada pompaj ekonomisi bakımından önemli bir noktaya debi ve özgül verimin düşüm ile değişimine temas etmek istiyorum.

%90*20=18 l/s olmalı, düşüm de 30*0.67=20.1 m., Basma yüksekliğide 20.1+15=35.1 m. Olmalıdır. Görüldüğü gibi ilave 2 l/s debi için toplam basma yüksekliği 9.9 m . artmaktadır.

Şekil 5 ten yararlanabilmek için akifer kalınlığının bilinmesi gerekmektedir. Bunun hesabı için ise kademeli pompaj deneyi yapıldıktan sonra olduça detaylı işlemlerle bir çözüme ulaşılmaktadır. Detaylı hidrojeolojik hesaplar yapmak biz pompacıların görevi dışındadır. Fakat, kuyu hakkında kabul edilebilir hassasiyetle bilgi sahibi olunması pompa seçimi için gereklidir. Bu maksatla yukarıda bahsettiğimiz temel bilgilere dayanarak geliştirdiğimiz bir hesap yöntemini açıklamak istiyorum.

Pompanın doğru seçilebilmesi için, sondajcılardan dinamik seviye ölçümü yaparlarken tek bir dinamik seviye yerine en azından maksimum debiye yakın bir dinamik seviye ve bu debinin yarısı kadar bir debide bir dinamik seviye daha ölçmelerini sağlayarak verdiğimiz kuyunun eşdeğer akifer kalınlığı ile düşüme bağlı olarak dinamik seviyelerini bulabiliriz.

Bu yöntemi kullanarak meydana getirdiğimiz bir bilgisayar programını ile elde ettiğimiz sonuçlarını İzmirde DSİ bölge müdürlüğünde kademeli pompaj deneyleri yapılmış 10 kuyunun verileri ile karşılaştırdık. Hepsinde de kabul edilebilir sonuçlar verdiğini gördük. Programı uygulayacaklar uygulama sonuçları hakkında bilgi iletirlerse memnun olacağım.

Debi - düşüm eğrisi ikinci dereceden bir eğridir (Castany sh. 292) ve her kuyu için geçerlidir. Bu eğrinin başlangıç noktası (0,0) olup, (100,100) noktası eğrinin tepe noktasıdır. çünkü bu nokta maksimum debinin elde edildiği yani akiferin son noktasıdır. Akiferin daha altına inilince debi daha fazla arttırılamayacağından o noktadaki teğet yatay olacaktır. Bir noktası ve tepe noktası bilinen bu parabolün denklemi:

$$Q = -0.01 * d^2 + 2 * d$$

olarak bulunur. Burada d yüzde olarak düşümü, Q ise yüzde olarak debiyi göstermektedir.

Özgül verim-düşüm eğrisinin denklemi ise $\bar{O}V = -0.5 * d + 100$ olur. Burada $\bar{O}V$ yüzde olarak özgül verimi, d ise yüzde olarak düşümü göstermektedir. Eğer bir kuyunun statik seviyesi ve iki ayrı dinamik seviyedeki debileri bilinirse, kuyunun eşdeğer akifer kalınlığı ve herhangi bir debi için dinamik seviye veya herhangi bir seviye için debisi hesaplanabilir.

Şöyle ki :

Kuyumuzun statik seviyesi H_s , 1. dinamik seviyesi H_{d1} , 2.dinamik seviyesi H_{d2} olsun. Bu seviyelerdeki debiler ise q_1 ve q_2 olsun. Bir başka deyişle $d_1 = H_{d1} - H_s$ ve $d_2 = H_{d2} - H_s$ bu düşümlerindeki debiler q_1 ve q_2 olsun. Birinci düşüm, akifer kalınlığının yüzde a'sı buna karşılık gelen debi de maksimum debinin yüzde b'si olsun. Bu durumda ikinci düşüm akifer kalınlığının yüzde $a * d_2 / d_1$ 'i olur. Buna karşılık gelen ikinci debi de maksimum debinin yüzde $b * q_2 / q_1$ 'i olur. Bu değerleri debi - düşüm denkleminde yerine koyup a'yı buradan çözersek :

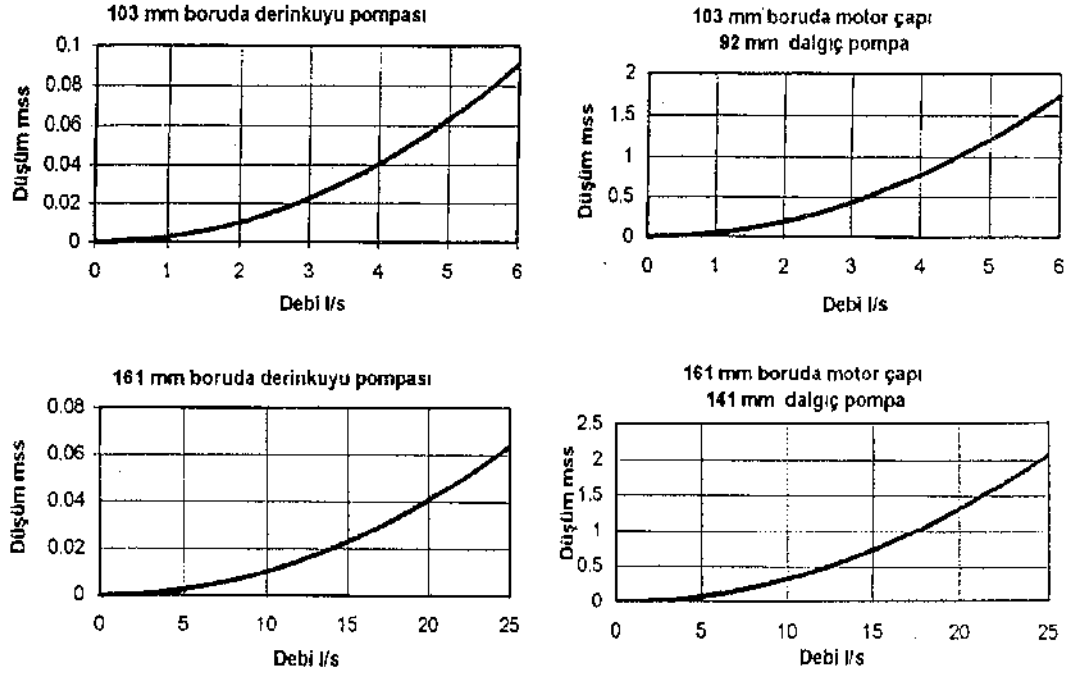
$$a = 200 \frac{\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{d_2}{d_1} \right)}{\left(\frac{q_2}{q_1} - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right)} \quad \text{akifer kalınlığı da } m = 100 * \frac{d_1}{a} \quad \text{olur.}$$

Bundan sonra değişik debilere karşılık gelen düşümler veya değişik düşümlere karşılık gelen debiler şekil 5 teki diyagram yardımıyla hesaplanır.

Şekil 6. da aynı örnek için bir tablo işlem programı ile hesaplanmış bir bilgisayar çıktısı görülmektedir. Burada statik seviye, dinamik seviyeler ile bunlara ait debilerden başka tesisin günlük su ihtiyacı ile enerji bedeli de tabloya dahil edilmiştir. Burada her satırda kuyudan günde 325 ton su çekmek için kullanabileceğimiz pompalar ve bunların herbirinin aylık elektrik enejisi maliyetleri ayrı ayrı gösterilmiştir. 1. Satırda 3.5 l/s debili bir pompa 0.96 kw lık bir motorla 24 saat devamlı çalışarak bu suyu basabilecektir. Suyun maliyeti 350 TL/ton aylık enerji maliyeti de 3,416,000 TL olacaktır. 10. Satırdaki çözümde ise 20 l/s debili bir pompa 12.6 kw lık bir motorla günde 4.5 saat çalışarak aynı işi yapacak , suyun maliyeti ise 876 TL/ton, aylık enerji maliyeti de 8,540,000 TL olacaktır. Görüldüğü gibi aralarında aynı iş için % 150 enerji maliyeti farkı vardır. Bu tesis için her iki çözüm de en uygun çözüm olmayabilir, fakat seçim yaparken en uygun çözümü satırlardan birinde mutlaka bulabiliriz.

- Dalgıç pompaların elektrik motorları pompanın altında olduğundan kuyuyu tıkamakta ve burada meydana gelen kayıplar dinamik seviyenin düşmesine sebep olmaktadır.
- Dalgıç pompaların elektrik motorları kuyunun içine girebilmesi için dar ve uzun yapıldıklarından motor verimleri normal motorlara göre %10 kadar daha azdır.
- Dalgıç pompalar için açılan kuyular 1. Pompa kongresinde söylendiği gibi daha ucuz değildir.

Şekil 7 de, deney standımızda yaptığımız araştırmada, dalgıç pompalarda elektrik motorunun kuyuyu tıkaması sebebi ile oluşan dinamik seviye düşümleri görülmektedir. Bu konudaki araştırmalarımız çeşitli boru tipleri için devam etmektedir. Piyasadaki tüm borular için araştırmalarımız tamamlanınca ayrıca yayınlayacağız..



Şekil 7. Dalgıç pompalarda elektrik motorunun sebep olduğu ek dinamik seviye düşümü

	Debi	Dalgıç pompada düşüm	Derinkuyu pompasında düşüm
4" techiz borusu içinde	4.5 l/s	100 Cmss	5 Cmss
6 5/8" techiz borusu içinde	20 l/s	130 Cmss	4 Cmss

- 4- Derinkuyu pompaları: Bu pompaların pompa kısmı su içerisinde, tahrik kısmı ise kuyu dışındadır. Güç, pompaya kuyu boyunca miller aracılığıyla iletilir. Yatay veya düşey milli bir elektrik motoru, bir dizel motor veya traktörlerle tahrik edilirler. Bunun için dişli başlık veya dik kayış kasnak asambleleri kullanılır. Genelde su ile yağlamalı olarak imal edilirler, fakat çok kumlu kuyularda milleri pompalanan suyun içindeki kumdan korumak için yağ ile yağlamalı olarak ta az sayıda imal edilmektedir.

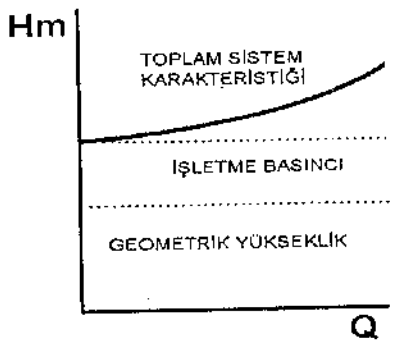
Fayda ve mahzurlarını şöyle sıralayabiliriz:

- Eğri kuyularda kullanılmamalıdır. Milleri tek taraflı aşınabilir.
- Çalışırken motor sesi duyulacağından sessizlik istenen yerlerde tedbir alınmadan kullanılamaz.
- Genellikle 1450 devirli olduklarından kumlu kuyularda dalgıç pompalara göre daha uzun ömürlüdür.
- İmalatçı firma tarafından yerine montajlı olarak satıldıklarından montaj hatalarına karşı garantilidir.
- Millerin doğrultulması tüm sektörde öğrenildiğinden nil kesilmesi artık problem değildir.
- Jeotermal kuyular için yegane güvenilir pompadır.
- Yüksek verimli olduklarından enerji tasarrufu sağlar.

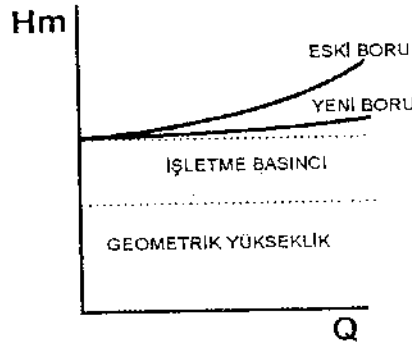
SİSTEM KARAKTERİSTİĞİNİN SAPTANMASI

ebi ve basma yüksekliği ile pompa seçimine karar vermeden önce sistem karakteristiğinin çizilmesi tercih lilmelidir. Sistem karakteristiği, bir devrede her debiye karşılık gelen basıncın grafik olarak gösterilimidir. u grafikte absiste debi, ordinatta ise bu debinin geçebilmesi için sistem direncinin değişimi, basılan sıvı itunu cinsinden gösterilir. Bu direnç üç bölümden oluşur

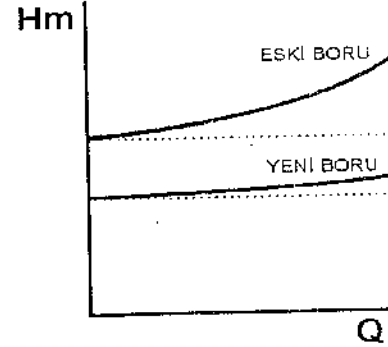
- Geometrik basma yüksekliği (debi değişimi ile değeri değişmez).
- Çalışmadaki dizayn basıncı. (debi değişimi ile değeri değişmez).
- Debi ile değişen sürtünme kayıpları (boru sürtünme kayıpları ile özel dirençler toplamı). (şekil 8). Sistem arakteristiği yeni boru için çizilirken, ileride boruların sürtünme kayıplarının artacağı göz önüne alınmak tenirse, değişik sürtünme katsayıları için iki tane sistem karakteristiği çizilmesi gerekir (şekil 9). ompanın emme deposundaki veya kuyu içindeki seviye değişiklikleri veya hidroforun alt ve üst basınçları eğişimini ve boru kayıplarının zamanla artması sonucu sistem karakteristiğinde meydana gelecek eğişiklikleri beraberce göstermek gerekince (şekil10) daki gibi bir sistem karekteristiği ortaya çıkar.



Şekil 8.



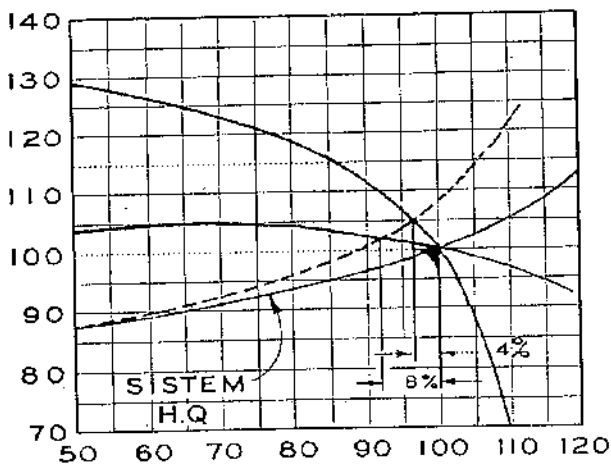
Şekil 9.



Şekil 10.

Burada tanımladığınız en basit bir hidrolik devredir. Daha karmaşık şebekelerde her çıkış noktası için bir sistem karakteristiği tanımlamak mümkündür. Sistem karakteristiği, değişik uygulamalar için oldukça fark gösterebilir. Bir sistemin toplam basma yüksekliğinin büyük kısmı geometrik basma yüksekliğinden oluşuyorsa. oldukça yatık bir sistem karakteristiği vardır. Sürtünme kayıplarının fazla, geometrik basma yüksekliğinin az olduğu sistemlerin ise oldukça dik bir sistem karakteristiği olur.

Derinkuyu pompalarında veya seviyesi değişken bir havuzdan su emen pompalarda geometrik basma yüksekliği değişkendir. Hidrofor devrelerinde de sistem iki basınç arasında çalıştığından alt ve üst basınçlar için iki sistem karakteristiği çizilir. Çalışma noktası bu iki eğri arasında herhangi bir yerde olabilir. Arzu edilen sistem direncinin değişimine karşın pompa debisinin debisinin oldukça sabit kalması isteniyorsa karakteristiği dik bir pompa seçilmelidir. Eğer sistem basıncının oldukça sabit kalması isteniyorsa yatık karakteristikli bir pompa seçilmesi uygun olur.



Şekil 11. de. zamanla sistem karakteristiğinde meydana gelebilecek basınç kaybı artışlarının da gözönüne alındığı bir pompada, pompa karakteristiği eğiminin etkisi gösterilmektedir. Pompa karakteristiği dik olan pompanın debisi sistem direnci artınca %4 azaldığı halde yatık karakteristikli pompanın debisi % 8 azalmaktadır. Pompa seçerken emniyet olarak basma yüksekliğini arttırmak yerine belli bir debinin geçmesini garanti altına almak için daha dik karakteristikli pompalar kullanılması uygun olur.

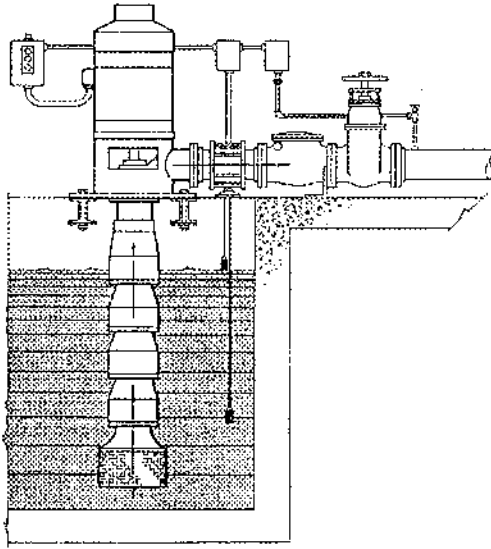
Şekil 11.

Pompa inalatçıları müşteri taleplerini az sayıda pompa tipi ile karşılamaya gayret ederler. Tek kademede fazla basma yüksekliği elde etmek için dizayn edilen radyal tipte bir santrifüj pompa çarkının çıkışı dönme eksenine dik olur. H-Q karakteristiği genel olarak yataya yakın bir görünümde olan bu pompaların güç eğrileri oldukça dik olup, güç eğrisinin yükselişi en iyi verim noktasından sonra da devam eder. Bunlar özgül hızları en düşük pompalardır.

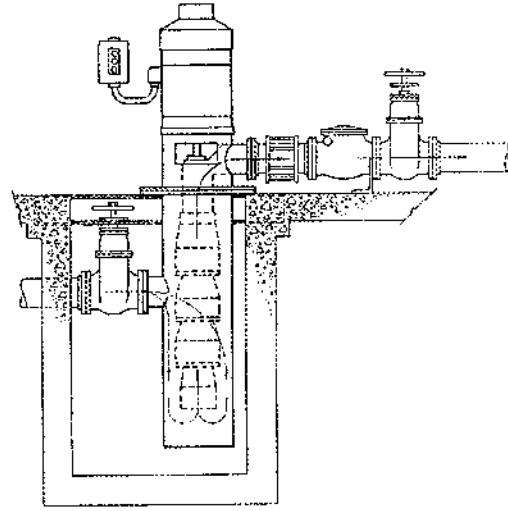
Eksenel pompalar ise dizaynın öteki ekstrem ucudur. Bu pompalarda çark çıkışı dönme eksenine paraleldir. Pompa karakteristiği ve güç eğrisi oldukça diktir. Bu tip pompaların debileri büyük, basma yükseklikleri azdır. Kapalı vana durumundaki basma yükseklikleri, en iyi verim noktasındaki basma yüksekliklerinden oldukça yüksektir. Güç eğrisi de kapalı vana durumunda maksimumdur. Debi arttıkça çekilen güç azalır. Bu iki ekstrem durumdaki pompaların en iyi verim noktası civarında çalıştırılmaması sakıncalar yaratır. Dizayn bakımından yukarıda bahsettiğimiz örneklerin arasında kalan özgül hızı ortalarda olan yarı aksiyal pompaların çark çıkışı eksen ile 45° - 80° açı yapar. Pompa karakteristiklerini dengelemek yani, kapalı vana durumuna kadar düzgün yükselen bir karakteristik ile maksimum verim noktasında maksimuma ulaşan bir güç eğrisi elde etmek, özgül hızı ortalarda olan bir dizayn ile mümkündür.

Özgül hızı ortalarda olan pompaların verimleri maksimum olduğundan diğer tip pompalara göre daha az enerji harcayan bir pompa tipi ortaya çıkmaktadır. Pek tabii olarak istenilen maksimum basma yüksekliğini tek kademede bu yöntemle elde etmek mümkün olmayabilir. Bu sebepten bu tip pompaların kademeli yapılması gerekir. Yatay millî kademeli pompalarda, eksenel kuvvetleri dengelemek, pompanın rijitliğini sağlamak için pompaların çok uzun yapılmasından kaçınılarak kademe başına basma yüksekliğinin fazla olması yeğlenir.

Yatay millî pompalar yerine dik millî pompalar kullanıldığında pompanın rijitliği ve eksenel kuvvetlerin dengelenmesi problemi ortadan kalktığı için kolaylıkla çok kademeli yapılarak istenilen basma yüksekliğini yüksek verimle elde etmek mümkündür.



Şekil-12 Dik millî pompalar sadece derinkuyu pompaları olmayıp aynı zamanda kolon borusuz veya kısa kolon borulu olarak yatay millî kademeli santrifüj pompalar yerine başarı ile kullanılmaktadır.



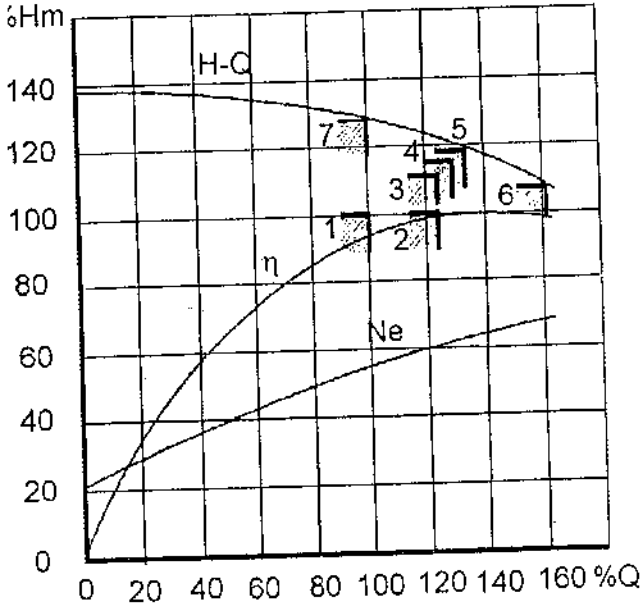
Şekil-13 Ara pompaj (booster pump) olarak dik millî pompalar emme kılıfı ile monte edildiğinde gelen boru hattı kılıfın herhangi bir yerine kaynakla bağlanabilir.

Yatay millî pompalar yerine dik millî pompaların kullanımında :

- 1- Emme vanası, dip klapesi, emme kollektörü olmadığından emiş hattı basınç kaybı yoktur.
- 2- Montajda yatay millî pompalara göre yarıdan daha az yer kaplar. Yerden tasarruf edilir.
- 3- Basma yüksekliğini değiştirmek gereken durumlarda hiç bir tesisat tadilatı yapmadan kademe eklemek veya çıkarmak mümkündür.
- 4- Kademe başına basma yükseklikleri az olduğundan pompa karakteristiğini hassas olarak ayarlamak mümkündür.
- 5- Verimleri daha yüksek olduğundan enerji tasarrufu sağlanır.

EMNİYET FAKTÖRLERİNİN POMPA PERFORMANSINA ETKİLERİ.

pompa seçiminde debi ve manometrik yükseklik hesaplandıktan sonra pompayı sipariş ederken debiyi %20-30, manometrik yüksekliği de %10 artırmak adet olmuştur. Buna cehalet faktörü de denmektedir. Siparişi alan pompa imalatçısı çalışma noktasını garanti etmek için çark çapını biraz büyük seçecek veya kayışla tahrik ediliyorsa kasnak çapını biraz küçük seçecektir. Pompa sınıp kafesli bir elektrik motoru ile tahrik edilirken motor devir sayısı (elektrik motoru imalatçısının emniyet faktörü ve etiketindeki devir sayısı) tam yükteki devir sayısı olduğundan ve pompa çok kere tam yükte çalışmadığından) etiket değerinden daha uzunlu dönecek ve bunun sonucu olarak pompamız gereken noktanın oldukça dışında bir noktada çalışacaktır.



Şekil 14.

7- SONUÇ

Pompa seçiminde gösterilecek itina tesisin işletme ekonomisine büyük ölçüde tesir etmektedir. Pompalar bir yılda kendi maliyetlerinin 10 katı tutarında enerji harcayabilir. Uygun seçimle bu enerji minimuma indirilmelidir. Son örnekte görüldüğü gibi yeraltı suyu pompajında pompanın uygun seçilmesi en az yarı yarıya enerji tasarrufu sağlayabilmektedir. Diğer taraftan pompa seçiminde gösterilecek itina cehalet faktörünün toplam etkisini azaltacak ve %30 fazla enerji harcanmasına mani olacaktır. Pompaj sistemlerinde göz önüne alınması gereken diğer bir nokta da zamanla sisteme yapılan ilavelerle debinin artırılması gerektiğinde pompa sayısının artırılarak ana borudaki kayıpların anormal ölçüde artmasına karşılık boru çapı ve armatürlerin değiştirilmesi gereğinin düşünülmemesidir.

Kaynaklar:

- 1- Ground Water and Wells
Edward E. Johnson, Inc. Saint Paul, Minnesota 55104, 1966
- 2- G. Castany "Yeraltı Suları Hakkında Pratik Uygulamalar"
D.S.İ. Genel Müdürlüğü 638-11-73, 1969
- 3- Allis Chalmers Mnf. Co. pompa kataloğu
- 4- Turbine Pump Facts
Vertical Turbine Pump Association

Özet (Summary)

Pumps are one of the most the significant equipment to be looked for energy economy in an installation. Safety factors effecting the selection of pumps are increasing the cost of pumps and cost of energy consumed by the operation far beyond the acceptable efficiency range.

To remedy this excessive power consuming operation, basics of ground water hydraulics are reviewed. Classical yield and drawdown equations and (% drawdown - % yield) and (% drawdown - % specific yield) graphs are presented and the basic principles of economic ground water pumping system design are laid down.

A new formula is presented to calculate the equivalent aquifer thickness and drawdown for a certain yield if yield and drawdown are known for two points, one for high yield and one for half of the high yield. A computer program using this equation is presented in the appendix. An example of a spread sheet program also presented to calculate the change of power cost of ground water pumping for various pump capacities. Which may easily be used to decide on the pump capacity by comparing the increase of operation cost by the increase of pump size.

A short summary of ground water pumping systems are given for air pumps, ejector pumps, submersible pumps and deep-well pumps. A preliminary results of a new investigation of blocking effect of submersible pump electric motor in wells are presented. Principles of hydraulic system characteristics and the effect of pump performance curve shapes to meet the system requirements are reviewed. Effect of safety factors on pump performance are also discussed.

EK 1.

CLS

```
INPUT " kuyudaki statik seviyeyi giriniz (m) ", hs
INPUT " 1. Dinamik seviyeyi giriniz (m) ", hd1
INPUT " 1. Dinamik seviyede debiyi giriniz (m) ", q1
INPUT " 2. Dinamik seviyeyi giriniz (m) ", hd2
INPUT " 2. Dinamik seviyedeki debiyi giriniz (m) ", q2
d1=hd1-hs
d2=hd2-hs
IF q1*(d2 / d1)/q2 < 1.05 THEN GOTO 1
a = 200 * ( d2 / d1 - q2 / q1 ) / (( d2 / d1 ) ^2 - q2 / q1)
b = - 0.1 * a ^ 2 + 2 * a
qmax = q1 / b * 100
m = d1 / a * 100
PRINT " eşdeğer akifer kalınlığı ", m, " metredir "
delta = m / 20
q = 0
PRINT " su seviyesi ", " debi "
```

```
FOR i = 1 TO 21 STEP 1
```

```
PRINT hs , q
```

```
hs = hs + delta
```

```
q = ( - 0.01 * ( 1 * delta / m * 100 ) ^2 + 2 * 1 * delta / m * 100 ) * qmax / 100
```

```
NEXT I
```

```
END
```

```
1 PRINT " kuyu artezyendir. Kuyudan alınacak su akiferin başlama seviyesine gelinceye kadar düşüm ile doğru orantılı olarak artar."
```

```
q = 0
```

```
PRINT " su seviyesi ", " debi "
```

```
FOR I = 1 TO 10 STEP 1
```

```
PRINT hs , q
```

```
hs = hs + 1
```

```
q = q1 * 1 * I / d1
```

```
NEXT I
```

```
END
```

OPTİMUM POMPA SİSTEMİ SEÇİMİ VE YENİ ÇALIŞMA ŞARTLARINA UYDURULMASI

Mahmut Polat

Tarım Reformu Bölge Müdürlüğü, AKSARAY

Suat Canbazoglu

Erciyes Üniversitesi, Müh. Fak. Makina Müh. Böl., KAYSERİ

ABSTRAKT

Pompalı sistemlerin optimum bir şekilde seçimi ve işletme esnasında ortaya çıkabilen yeni çalışma şartlarına uydurulması enerji ekonomisi açısından oldukça önemlidir. Bu çalışmada optimum pompa sistemi seçiminde debi, manometrik basma yüksekliği, maksimum emme derinliği, sıvının özellikleri, sızdırmazlık şartları, pompa organlarının malzeme ve konstrüktif özellikleri gibi faktörlerin düşünülmesinin zorunluluğu vurgulanacak ve uygulamada sık kullanılan Norm, Derinkuyu, Dalgıç, Sıcak su sirkülasyon ve Buhar kazanı besli pompaları gibi pompaların optimuma seçimiyle ilgili konular belirtilecektir. Pompa karakteristik eğrilerine ilave olarak boru ve bağlantıların kayıp eğrisinin de mutlaka göz önüne alınmasının önemi büyüktür. Yeni çalışma şartlarına uydurma işlemleri olarak; devir sayısı değişimi, basma vanasının kısılması, çarkın tornalanması, ve kanat açılarının ve salyangozdaki değişikliklerin denenebileceği, pompaların seri ve paralel bağlanması ile birlikte basma borusuna paralel borular bağlanması gibi yollara başvurulabileceği vurgulanacaktır.

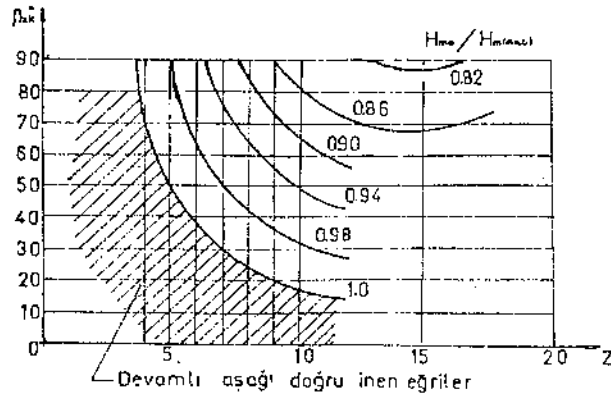
1. GİRİŞ

Endüstride sıvıların naklinde rotodinamik ve volumetrik (hacimsal) pompalar gurubuna giren bir çok pompa kullanılmaktadır. Pompa ve sistem seçiminin bilinçsizce yapılması, işletme esnasında ortaya çıkan yeni çalışma şartlarına pompalı sistemin uydurulması işleminin iyi yapılmaması hallerinde enerji tüketiminin artması, performans düşmeleri, kavitasyonlu çalışma vb. bir çok problemi de beraberinde getireceğinden, konuya endüstride çalışan mühendislerin hassasiyetle eğilmeleri gerekmektedir.

2. OPTİMUM POMPA SEÇİMİ

Rotodinamik pompaların volumetrik pompalara göre bir çok avantajları vardır. Bu avantajlar ilk yatırım masraflarının azlığı, bakımı ve onarım kolaylıkları, küçük atalet kuvvetleri, düzgün ve daimi bir debi sağlamaları, yağın suyu, kağıt hamuru, kimyasal maddeler, çamur vb. viskozitesi yüksek sıvıların basılmasını mümkün kılmaları ve genel verimlerinin yüksekliği gibi nedenlerdir. Özellikle küçük basma yükseklikleri ve büyük debilerde volumetrik pompalara tercih edilirler. Volumetrik pompalar ise küçük debilerin büyük ve değişken basma yüksekliklerine basılması, debilerinin geniş bir basma yüksekliği aralığında yaklaşık olarak sabit olması, basma yüksekliklerinin düşmesi halinde tahrik motorunun aşırı yüklenmemesi, debinin çok fazla değiştiği tesislerde kısmi yüklerde ve çok yüksek basınçlarda ve güçlerde verimlerinin yüksek olması ve emme yüksekliklerinin büyük olmasından dolayı rotodinamik pompalara üstünlük sağlarlar [1]. Ayrıca rotodinamik pompaların volumetrik pompalar gibi kendinden emişli olmamaları dezavantajlarındanır. Kendinden emişli (yan kanallı) rotodinamik pompalar ise verimlerinin düşüklüğü yüzünden büyük tesisler için uygun değildir.

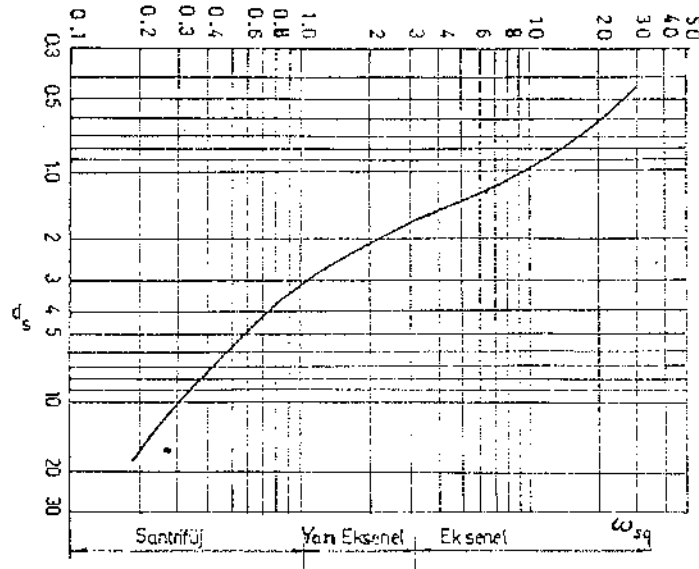
Pompaların manometrik basma yüksekliği-debi (H_m -Q) karakteristiği amaca uygun olarak dik veya yatık olarak seçilmelidir. Dik H_m -Q eğrileri basınç salınımlarının (basma yüksekliğindeki değişimlerin) meydana geldiği, buna karşılık debinin mümkün mertebe sabit kalmasının istendiği (örneğin Hidroforlu sistemlerde) ve çok sayıda pompanın paralel bağlanmasında avantajlıdır. Yatık H_m -Q eğrileri ise debinin değişmesi ve pompaların vana ile ayarlanması (örneğin hazneye değil doğrudan doğruya şebekeye sıvı pompalanması) halleri için uygundur. Ayrıca santrifüj pompalarda kararlı çalışma, yani surge (salınım) tipi kararsız çalışma şartlarından kaçınmak için maximum manometrik basma yüksekliğinin sıfır debi (kapalı vana) halinde olması istenir. Bu ise küçük ($\beta_{2k} = 15^\circ - 17^\circ$) kanat çıkış açılarında sağlanmaktadır. Sıfır debideki manometrik basma yüksekliği H_{m0} 'nin, maksimum manometrik basma yüksekliği (H_m)_{max}'a oranı parametre olarak alınıp, z kanat sayısının fonksiyonu olarak β_{2k} taralı alan içerisinde seçilirse, büyük bir ihtimalle H_m - Q eğrisinin maksimumu debinin negatif değerlere kayarak artan Q ile azalan H_m eğrisi elde edilir (şekil-1) [2].



Şekil-1. Maksimum basma yüksekliğinin kapalı vana (sıfır debi) halinde elde edildiği bölgeler [2].

Pompa efektif (mil) güç-debi (N_e-Q) karakteristiği eğrisi de enerji ekonomisi açısından oldukça önemlidir. Rotodinamik pompalarda küçük kanat çıkış ($\beta_{2k} = 15^\circ-17^\circ$) açılarında ve büyük özgül hızlarda N_e-Q eğrisi debi eksenine paralel duruma doğru yaklaşır. Pompa çalışırken H_m sürekli olarak değişecekse (hazne boşaltma ve doldurma gibi), bu özellik önemli bir avantaj sayılır.

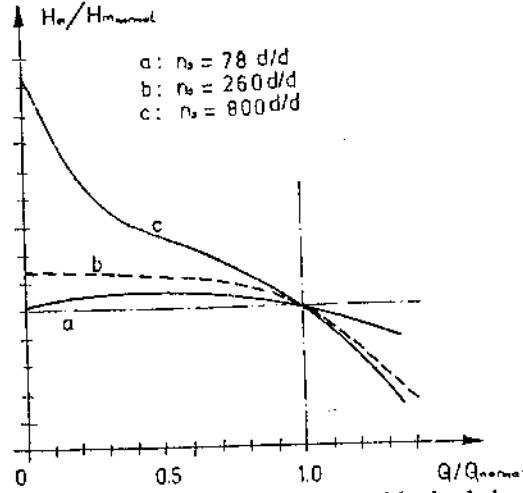
Optimum rotodinamik pompa seçiminde firma kataloglarına bakmadan önce çok sayıda Rotodinamik pompa ve vantilatör denenerek yüksek verimli olanların boyutsuz özgül hızları $\omega_{sq} = \omega Q^{1/2} / (gH_m)^{3/4}$, boyutsuz özgül çap $d_s = D (gH_m)^{1/4} / Q^{1/2}$ in fonksiyonu olarak çizilmesiyle elde edilmiş olan Cordier diyagramından bir ön belirleme amacıyla yararlanılabilir (şekil-2) [2]. Q , H_m , açısal hız ω belli ise D çark çapı ve pompa tipi belirlenebilir veya D , H_m ve Q belirli ise pompa tipi ve ω açısal hızı belirlenebilir. Bu ön belirlemeden sonra imalatçının pompa katalogundan mevcut uygun pompa seçilir.



Şekil-2. Optimum pompa seçimi için Cordier diyagramı [2].

Küçük özgül hızlı ($n_s = n N_e^{1/2} / H_m^{5/4} = 75-80$ d/d) rotodinamik pompaların H_m-Q eğrileri sıfırdan farklı bir Q debisinden geçer (şekil-3.a). Orta mertebelerdeki özgül hızlarda ($n_s = 250$ d/d) eğri çok yatık hale gelir (şekil-3.b). Daha yüksek özgül hızlarda ($n_s = 800$ d/d) ise H_m 'in en büyük değeri kapalı vana halinde elde edilir ve debi arttıkça H_m sürekli olarak azalır (şekil-3.c).

Ne-Q eğrileri de özgül hızla bağlı olarak benzer bir değişim gösterirler. Q debisi arttığında; küçük özgül hızlarda eğri yükselir, orta mertebelerdeki özgül hızlarda hemen hemen yataylaşır, büyük özgül hızlarda ise azalan bir eğri şeklindedir. Bu nedenle rotodinamik pompalardan santrifüj pompalara kapalı vana halinde, aksenal pompalara ise tam açık vana halinde yol verildiğinde önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanabilir. Ne-Q eğrisinin durumuna göre genel verimi % 1 büyük seçerken, H_m ve Q gereğinden büyük seçilirse Ne'de % 5-15 mertebelerinde farkların oluşabileceği unutulmamalıdır. Genel verim üzerinde özgül hız mertebesinin büyük önemi vardır. Santrifüj pompalarda en iyi genel verimin sağlandığı özgül hız aralığı ($n_s = 135-200$ d/d) dır [3].



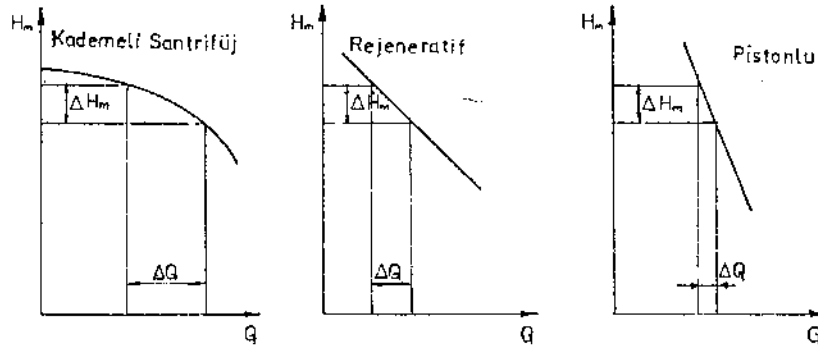
Şekil-3. a, b ve c. Rotodinamik pompalarda farklı özgül hızlarda boyutsuz H_m -Q eğrileri [2].

Norm pompaların seçiminde çalışma noktası birden fazla pompanın çalışma alanına girebilir. Bu durumda verim göz önüne alınmalıdır [4]. Düşük devir sayılarında, yüksek devir sayılı pompa tipleri dahil bir çok pompa tipi vardır. Bunun nedeni pompaları çevirici motorların kolaylıkla bulunmasıdır. Motor gücü devir sayısı oranının kübüyle orantılı olarak değiştiğinden bu durum enerji ekonomisi açısından oldukça önemlidir.

Derin kuyulardan sıvı emilmesinde; Derinkuyu, Dalgıç, Enjektörlü ve Mammüt (Hidroemülsör) pompaları kullanılabilir. Enjektörlü ve Mammüt pompalarda kavitasyon riski çok az olup, katı madde içeren sıvılar dahi pompalanabilir [5]. Derinkuyu ve Dalgıç pompalarda ise ilk kademenin emiş kısmında kavitasyon riski olabilir. Bu nedenle uygun bir derinlikte pompa sıvıya daldırılabilir. Dalgıç pompaların seçiminde kuyu çapı da dikkate alınarak, katalog veya abaklardan istenilen debi ve basma yüksekliğine göre bulunan noktanın hangi pompa tipi bölgesinde kaldığı belirlenir. Pompa büyüklüğünün tayini için o pompaya ait seçim abak veya çizelgesine geçilir. Dalgıç pompalar H_m 'nin 30 m'den büyük olduğu durumlarda Derinkuyu pompalarına göre daha ekonomik olmakla birlikte büyük debili ($Q > 15$ l/s) fakat az derin kuyular halinde ise Derinkuyu pompaları kullanılmalıdır [6].

Isıtma sistemlerinde kullanılan sıcak su sirkülasyon pompalarının seçiminde; pompa debisi sistemin ısıtma yüküne ve gidiş-dönüş sıcaklık farkına göre, manometrik basma yüksekliği ise pompa kapalı devre çalışacağından geometrik yükseklik göz önüne alınmaksızın sadece sistemdeki enerji kayıplarına göre belirlenmelidir. Ancak m.s.s. olarak hesaplanan manometrik basma yüksekliğine % 10 ilave yapılmalıdır, bununla birlikte küçük kapasiteli ısıtma sistemlerinde 0.3-0.8 m.s.s. ilave bir kazan dairesi kaybı eklenmeli ve ayrıca % 10 eklemeye yapılmalıdır [7]. Gürültünün minimum olması için kaymalı yatakların ve düşük devirle (750-950 d/d) çalışan son derece sessiz elektrik motorlarının kullanılması uygun olacaktır [8]. Elektrik motoru gücü pompa gücünden % 20 fazla seçilirse, bebi ve basma yüksekliğindeki muhtemel bir artış durumunda motorun aşırı yüklenmeyecektir. Ayrıca bir pompanın arızalanması durumunu da dikkate alarak birincinin aynı ikinci bir pompayı birinciye paralel veya iki pompa paralel çalışıyorsa üçüncü bir pompayı ilk ikisine paralel olarak bağlamak sistemin emniyeti açısından önemlidir. Sıcak su sirkülasyon pompası kazan çıkışına veya dönüşüne bağlanabilir. Genleşme deposu en yüksekteki radyatörden en az pompanın manometrik basma yüksekliği kadar bir yüksekliğe yerleştirilebiliyorsa, pompanın kazan dönüşüne aksine taktirde kazan çıkışına konulması uygundur [8]. 30 m³/h debi ve 6 m.s.s. manometrik basma yüksekliğine kadar kapasitelerde ıslak rotorlu pompalar kullanılmalıdır, fakat bugün büyük tesislerde de ıslak rotorlu pompalar kullanılmaktadır [8]. Çok büyük tesislerde ve uzak mesafeli ısıtma sistemlerinde bir tahrik motoruna akuple santrifüj pompalar kullanılır. Yüksek basınç gerekiyorsa kademeli santrifüj pompalar kullanılır.

Buhar kazanı besli pompalarının seçiminde; debi olarak küçük tesislerde maksimum buhar debisinden % 20 fazla, büyük tesislerde ise % 8 fazla olarak hesaplanan debi değerleri dikkate alınmalıdır [9]. Buhar kazanı besli pompası olarak Kademeli santrifüj pompalar, Rejeneratif (Yıldız pervaneli) pompalar ve Pistonlu pompalar kullanılır. Bu pompalara ait H_m -Q karakteristikleri şekil-4'de görülmektedir [9]. Kademeli santrifüj pompalarda H_m 'deki küçük bir değişiklik, Q'da büyük bir değişikliği gerektirmektedir. Örneğin H_m 'deki 10 m.s.s. kadarlık bir değişim debide 2 kat hatta daha fazla bir değişmeye sebep olmaktadır. Dolayısıyla bu tip pompa seçiminde kayıp ve H_m hesapları daha hassas yapılmalıdır. Buna karşılık Rejeneratif ve Pozitif deplasmanlı Pistonlu pompalarda H_m 'ye göre Q'daki değişim çok daha azdır. H_m , 10-20 m.s.s. değiştiği halde Rejeneratif pompalarda debideki değişim mevcut debinin % 10-20'si mertebelerinde olmakta, Pistonlu pompalarda ise pratik olarak debide değişim olmamaktadır. Buhar kazanı besli pompası sabit debide beslenece bu şartı en iyi Pistonlu ve Rejeneratif pompalar sağlayacaktır. Ancak debiler büyüdükçe Kademeli santrifüj pompaların verimleri yükseldiğinden tercih edilmelidirler. Küçük debilerde ise Rejeneratif ve Pistonlu pompaların seçimi daha uygun olmaktadır [9].



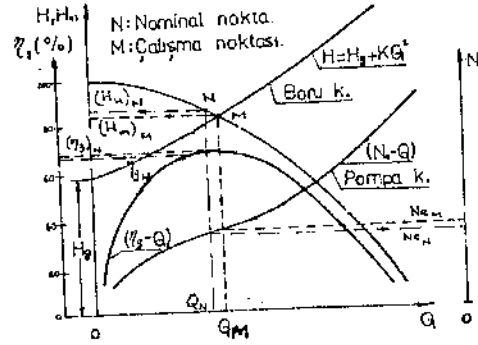
Şekil-4. Farklı tipteki Kazan besli pompaların karakteristik H_m -Q eğrileri [9].

3. POMPA SEÇİMİNDE BORU SİSTEMİ VE DİĞER FAKTÖRLERİN ÖNEMİ

Pompa seçiminde H_m -Q ve η_g -Q karakteristik eğrileri ile birlikte boru sisteminin karakteristik (kayıp veya kısma) eğrisi (H-Q)'de mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Çünkü pompanın çalışma noktası bir enerji dengesi halinde H_m -Q ve H-Q eğrilerinin kesim noktasıdır (şekil-5). Pompanın nominal (plaka, etiket veya dizayn noktası) değerleri ise genel verim η_g 'in maksimum olduğu noktaya karşı gelen değerler olup, çalışma noktası değerleri ile nominal değerler arasında en çok $\pm$ % 5 fark olmalıdır. Ayrıca kararlı çalışma için çalışma noktası H_m -Q eğrisinin maksimum noktasının soluna düşmemelidir. Böylece kesin olarak surge (salınım) tipi titreşimlerden kaçınılabılır [10]. Sistemde kullanılan vana, dirsek, orifis ve ani kesit değişimlerine ait vorteks kopma frekansları ve boru sisteminin doğal akustik frekansları bilinerek, akış (vorteks)-akustik yapı akuplajından mutlaka kaçınılmalıdır [10]. Debi ayar vanasının yerinin akış-akustik yapı akuplajının önlenmesinde önemli bir yeri olup, vananın yeri değiştirilerek bu titreşimler zararsız mertebelere indirgenebilir [11]. Büyük kapasiteli pompa istasyonlarında su darbelerini ve surge (salınım) tipi akım titreşimlerini önlemek için çek valf, volan ve/veya hava kazanı (veya küçük basma yüksekliklerinde denge bacası) kullanılmalı, bu elemanların kapasiteleri ve sistemdeki yerleşim düzenleri iyi bir şekilde belirlenmelidir [12]. Pompa seçiminde akışkanın cinsi de mutlaka dikkate alınmalıdır. Hız, basınç sınırları ve çalışma rejimi akışkanın cinsi ile yakından ilgilidir. Akışkan cinsine uygun malzeme seçimi de yapılmalıdır.

Pompa seçiminde kavitasyon olayının da büyük bir önemi olup, olumsuz etkilerinden dolayı özellikle rotodinamik pompaların emniyetli çalışma aralığını, emme yüksekliğini, dönme hızını ve dolayısıyla pompanın boyutlarını ve ekonomikliğini sınırlayan en önemli bir faktördür [13]. Yarı-eksenel ve eksenel pompaların özgül hızları yüksek olduğundan kavitasyona hassastırlar ve genellikle sıvıya dalmış olarak çalıştırılırlar. Kavitasyonsuz çalışma için $(ENPY_{sist.}) > (ENPY_{ger.})$ olmalıdır. Yani sistemdeki mevcut Emmedeki Net Pozitif Yük'ün gerekli olandan büyük olması gerekir. Genellikle $(ENPY_{ger.}-Q)$ pompa yapımcısı tarafından verilir. Maksimum emme yüksekliği tercihen emme özgül hızı veya kritik Thoma kavitasyon sayısı yardımıyla hesaplanmalıdır. Kavitasyona etki eden en önemli faktörler; sıvı sıcaklığı, deniz seviyesinden yükseklik, sıvı içindeki erimiş gaz ve toz miktarları, dönme hızı, debi, manometrik basma yüksekliği, sıvının türü, çark ve kapat profilidir [13]. Kavitasyon erozyonuna direnci en fazla olan malzemeler; alüminyum bronz, monel

metal, sertleştirilmiş martenzitik çelik ve titanyum alaşımı çeliktir. Ayrıca elastomerik malzeme veya kauçuk ile yüzey kaplanması etkilidir. Teknik ve ekonomik nedenlerle klasik dönme hızlarının aşılmasının gerektiği (proses pompaları, buhar kazanı bes pompaları vb.) hallerde çark girişine ön çark (inducer) koymak, süper kaviteyonlu çark dizayn etmek, çift girişli (emişli) pompa kullanmak ve pompa çıkışı ve girişi arasında by-pass yapmak gibi yollara başvurulmalıdır.



Şekil-5. Pompa çalışma noktası ve nominal (etiket, plaka) değerleri.

Pompayı tahrik eden motorun uygun bir şekilde seçilmesiyle de enerji ekonomisi sağlanabilir. Özellikle asenkron elektrik motoruyla tahrik edilen eksenel pompalara yol verirken kapalı vana direnç momentlerinin önemi büyük olup, kapalı vana ile yol vermekten kaçınılmalıdır. Elektrik motorunun yol verme akımlarının oluşturduğu darbeyi önlemek ve motorun uygun zamanada emniyetle kalkışını sağlamak için starter'in, karakteristiğe uygun olarak seçilmesi gerekir [14]. Motor gücü seçilirken pompa eğrisinin maksimum debisi de göz önüne alınmalı ve pompa mil gücünden % 10-20 mertebelerinde büyük alınmalıdır [3].

Kaynar su veya özel kimyasal madde basan pompalarda sızdırmazlığı sağlamak, milin ısınmasına ve korozif etkilere engel olmak için özel salmastra düzenleri kullanmak gerekir. Kimya sanayii'nde kullanılan proses pompalarında genellikle tam sızdırmazlık istenir ve bunun için özel yapıdaki mekanik salmastralar kullanılmalıdır [3].

4. POMPALI SİSTEMİN YENİ ÇALIŞMA ŞARTLARINA UYDURULMASI

Pompalı sistemin herhangi bir nedenle oluşan yeni çalışma şartlarına uydurulması amacıyla çeşitli metotlar uygulanabilir. Bunların başlıcaları devir sayısı değişimi, basma vanasının kısılması, çarkın torna edilmesi, kanat üstlerinin ve/veya altlarının eğelenecek kanat açılarının değişimi, salyangozda yapılan değişiklikler, pompaların seri ve/veya paralel bağlanması yöntemleridir.

4.1. Çarkın Tornalanması

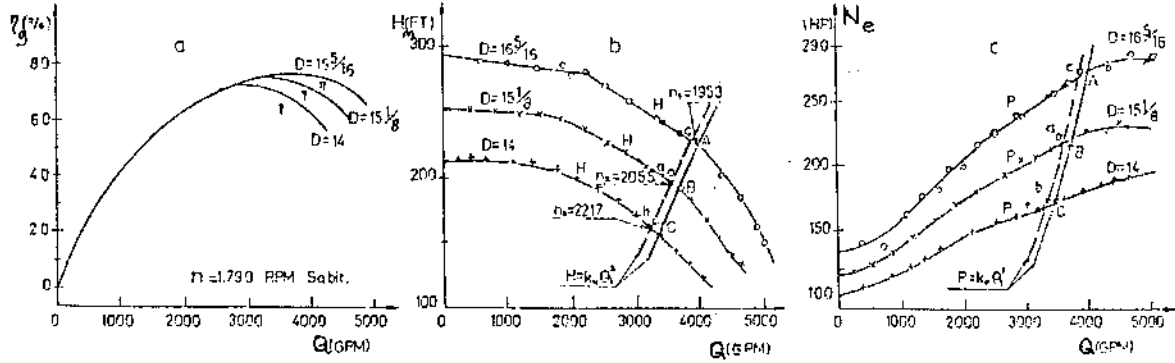
Sabit devir sayısında çark tornalandığında debi, manometrik basma yüksekliği ve mil gücü azalır. Manometrik basma yüksekliği ve özellikle mil gücündeki azalma ise daha belirgin olur. Ancak çark orijinal çapının % 10-20'sinden daha fazla bir oranda küçültülmemelidir [4]. Uygulamada 5 mm'den daha az çap azalmaları da yapılmaz [15]. Çark çapı azaltıldığında β_2 açısı değişebilir. Kanat uçları orijinal şeklini koruyacak biçimde eğelenebilir. Çark tornalandığında yataklarda ve salmastra kutusunda sürtünmeler sabit kalır ancak disk sürtünmesi azalır. Pompa gövdesinde akımın aldığı yol ise artar. Girişteki mutlak hızın meridyen bileşeni C_{m1} küçüleceğinden, giriş hız üçgenleri tornalama öncesi ve sonrası benzer kalmaz. Deneysel sonuçlara göre verimin fazla düşmemesi isteniyorsa santrifüj pompa çarkı için,

$$n_{sq} = n Q^{1/2} / H_m^{3/4} \geq 10 \text{ d/d} \text{ ve } H_m \leq 0.0464 Q^{2/3} n^{4/3} \quad (1)$$

ifadeleri gerçekleştirilmelidir [2,4]. Çark tornalandığında maksimum verimin azalması beklenir. Şekil-6'da sabit devirde santrifüj bir pompa çarkının tornalanması halinde verim, basma yüksekliği ve mil gücü değerlerinin debinin fonksiyonu olarak değişimleri verilmiştir [4]. Şekil-6'da gösterildiği gibi $D = 16 \frac{5}{16}$ " çark çaplı santrifüj pompanın basma yüksekliğini sabit devirde $H_m = 192.9 \text{ ft}$ 'e düşürmek için,

$$D' = D (Q'/Q)^{1/3}, H_m' = H_m (Q'/Q)^{2/3}, Ne' = Ne (Q'/Q)^{5/3} \quad (2)$$

bağıntılarından $D' = 15 \frac{1}{8}$, $Q' = 3709$ galon/dk ve $Ne' = 215.5$ HP olarak bulunur. Çark tornalama işlemi iki veya daha fazla aşamada yapılmalı ve her kesme sonrasında çarkta çok büyük küçültmeler yapmaktan kaçınılmalı, bunun için test yapılmalıdır [16]. Karışık akımlı çarklarda çark tornalama işlemi dış çapı maksimum keserek ve iç çapı ise hiç kesmeyerek veya çok az keserek yapılır [4].

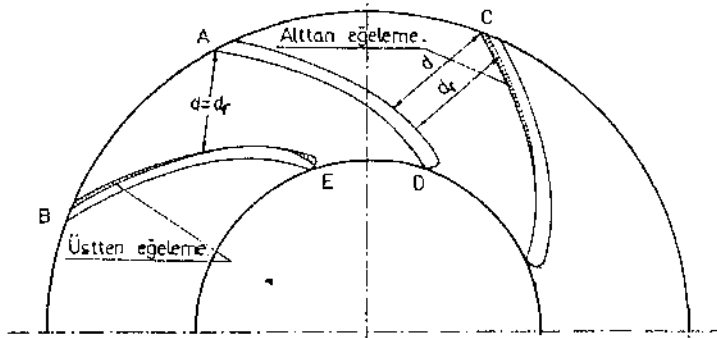


Şekil-6. Sabit devirde bir santrifüj pompa çarkının tornalanması halinde verim, basma yüksekliği ve mil gücünün debiye göre değişimleri [4].

Pratikte çarkın dış çapının tornalanması için H_m ve Q değerleri kesiştirildiğinde karakteristik eğriler üzerine düşüyorsa sorun yoktur. Ara kısımlara düşüyorsa bu durumda çarkta değişiklik yapılarak verim düşmesi engellenmelidir. Ancak önemli olan nokta çarkın ne kadar tornalanacağıdır. Çalışma noktasından sabit verim eğrisine bir paralel çizilerek bunun üst karakteristik eğriyi kestiği noktanın Q_1 ve H_{m1} değerleri okunur. Daha sonra istenen Q ve H_m değerleri için benzerlik bağıntıları yardımıyla yeni çark çapı bulunur.

4.2. Çark Kanat Açılarının Değişimi

Eğer çark kanatlarının boşaltma ağızları kalın ise, genellikle çarktan istenilen yararı sağlayabilmek için kanat altları veya kanat üstleri eğelenir. Boşaltma ağızlarına oluk açmak veya yuvarlatmak kayıpları artırır ve hiç bir zaman yapılmamalıdır [4]. Çark çapını küçültmek, boşaltma ağzının kalınlığını artırır [2,3]. Şekil-7'de eğelenmemiş (A) kanat hali ile kanat altı eğelenmiş (B) hali görülmektedir. Genellikle kanat boşluğu d ile eğelemeden sonraki d_f arasındaki fark çok küçüktür. Bu yüzden boşaltma alanı da hiç değişmez. Denciler göstermiştir ki β_2 açısında aşırı eğelemeye bağlı olarak meydana gelen değişiklikler performansta her zaman ihmal edilebilir değişikliklere neden olmaktadır [16].



Şekil-7. Eğelenmemiş kanat (A), kanat altı eğelenmiş (B), kanat üstü eğelenmiş (C) ve kanat ağızları körleştirilmiş (D) hallerinin gösterilmesi.

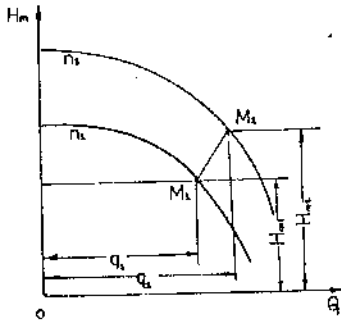
Şekil-7'de eğelenmemiş kanat (A) hali ile kanat üstü eğelenmiş (C) hali görülmektedir. Eğer az eğeleme yapılırsa kanat boşluğu d artarak d_f olur ve boşaltma alanı herhangi bir debide çıkıştaki ortalama meridyen hızı C_{m2} ile bağlantılıdır. β_2 açısı genellikle çok az artar. Alan ve C_{m2} 'deki değişiklik manometrik basma yüksekliğini en fazla % 10 artırabilir [4]. Eğer giriş kanat ağızları Şekil-7'de D ile gösterildiği gibi körleştirilmiş ise kötü kaviteasyon karakteristiği, E'deki gibi sivriltilerek düzeltilebilir. Bu durumda eğer daha fazla alan gerekiyorsa kanadın arka kısmını kesmek ve öndeki ucunu sivriltilmek avantajlı olabilir.

4.3. Salyangozda Yapılabilen Değişiklikler

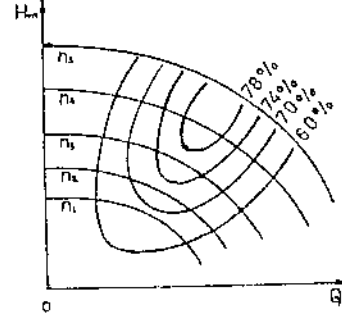
Salyangoz dili helezonlu olan gövdelerin genellikle boğaz bölgesi, kısma borusu gibi çalışmak üzere küçük bir yapıya sahip olup, çark'dan elde edilebilecek maksimum debiyi azaltma görevi görür. Dilin arka kısmı kesilirse boğaz bölgesi genişler ve maksimum debi de artar. Böylece H_m -Q karakteristiklerinin sürekli bir şekilde arttığı ve sonuçta ise verimde bir düşmenin görüldüğü söylenebilir [17]. Ülkemizde genellikle kanat açılarıyla ve salyangozla oynanılmamaktadır.

4.4. Devir Sayısının Değiştirilmesi ve Debi Ayar (Basma) Vanasının Ayarlanması

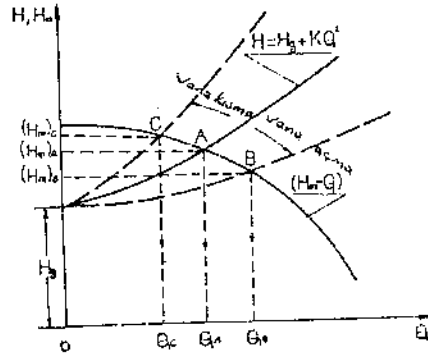
Bir pompanın benzer çalışma şartlarında çalıştırılması halinde; $Q \sim n$, $H_m \sim n^2$, $M \sim n^3$ ve $Ne \sim n^3$ olur. Dolayısıyla özellikle Ne mil gücü üzerinde devir sayısının büyük bir önemi vardır. Yapılan deneyler, pompa sürücüsünün devir sayısını değiştirerek pompa karakteristiklerini ayarlamak, özellikle enerji ekonomisi açısından basma vanasının ayarlanması ile yapılan ayara göre genellikle daha iyi olmaktadır. Devir sayısı ayarlanabilir sürücü kullanmak, sadece ilk yatırım masraflarını artırır. Şekil-8'de benzer çalışma hali için devir sayısı değişimi ($n_2 > n_1$) halinde H_m -Q eğrisinin nasıl olacağı görülmektedir. Reynolds sayısının etkisinden dolayı M_1 ve M_2 noktalarının verimleri aynı değildir. Şekil-9'da ise bir santrifüj pompanın farklı devir sayılarında elde edilen H_m -Q eğrileri ile eş verimli noktaların oluşturduğu dağ eğrileri görülmektedir. Dağ eğrilerinin tepe noktasından geçen H_m -Q karakteristiğine karşı gelen devir sayısı pompanın optimum devir sayısıdır. Basma (debi ayar) vanasının ayarlanması ile yapılan ayar durumunda çalışma noktalarının durumu şekil-10'da görülmektedir.



Şekil-8. H_m -Q eğrisinin n ile değişimi.



Şekil-9. Santrifüj pompaların eş verim (dağ) eğrileri.

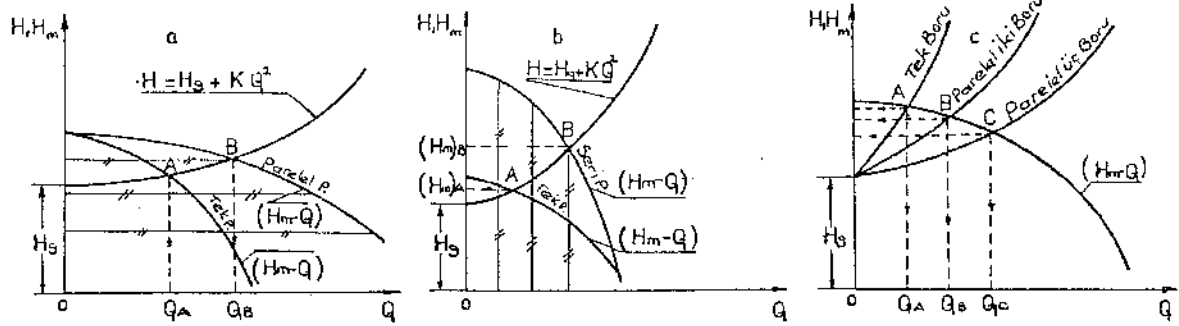


Şekil-10. Basma vanasıyla ayar halinde çalışma noktalarının değişimi.

4.5. Pompaları Seri ve Parellel Bağlama

Bir pompalı sistemde debi artırımını sağlamak için yapılabilecek bir çözüm de ikinci bir pompanın birinciye paralel olarak bağlanmasıdır. Ancak stabilite problemlerinden dolayı ikinci pompanın da birincinin aynı olması avantaj sağlar. Debi artışı pompa karakteristiğiyle birlikte boru sisteminin kayıp karakteristiğine de bağlıdır. Tek bir pompa bir boru sistemine Q debisi basıyorsa, birincinin aynı ikinci pompa ile oluşturulan paralel bağlı pompa sisteminin aynı boru sistemine kayıpların mertebesine bağlı olarak 2Q'dan daha küçük bir debide sıvı basacağı unutulmamalıdır. Ancak bazen (kayıplar fazla yani boru karakteristiği dik ise) iki pompayı seri bağlayarak, paralel bağlamaya oranla daha fazla bir debi artışı sağlanabilir. Şekil-11. a ve b'de paralel ve seri bağlama hallerinde debi artırımının nasıl olduğu görülmektedir. Bazı durumlarda farklı iki pompa paralel

bağlanırsa, sistemin kayıp eğrisinin durumuna göre istenilen debi artışı sağlanamayabilir ve pompalardan birisi boşuna çalıştırılıyor olabilir. Debiyi artırmanın bir başka yolu da aynı basma borusuna iki veya daha fazla boruyu paralel olarak bağlamaktır (şekil-11.c). Sistemde akışkana kazandırılan enerjiyi yani H_m 'yi artırmak için, pompalar genellikle seri bağlanırlar. Kayıpların mertebesine göre seri bağlı pompa sisteminden elde edilebilecek toplam H_m 'nin, bir pompanın çalışması halinde elde edilen H_m 'nin iki katından bir miktar küçük olacağı unutulmamalıdır. Ayrıca farklı karakteristiğe sahip iki pompa seri bağlandığında uygun olmayan bir boru sistemi kullanılırsa, istenilen H_m artışı sağlanamaz. Bazı durumlarda ikiden fazla pompayı seri + paralel (karışık) bağlamak da ihtiyacı ekonomik bir şekilde sağlamak mümkün olabilir.



Şekil-11.a-b-c. Boru karakteristiğinin durumuna göre, a-pompaları paralel, b-seri bağlayarak, c-aynı basma borusuna paralel borular bağlayarak debi artışının sağlanması.

6. SONUÇLAR

Optimum pompa sistemi seçimi ve işletme aşamasında ortaya çıkabilecek yeni çalışma şartlarına uydurma işleminin iyi bir şekilde yapılmasıyla elde edilebilecek enerji ekonomisi, işletmenin verimliliği yanında ülke ekonomisine de önemli katkılar sağlayacaktır. Bu amaçla aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulabilir;

1- Rotodinamik pompaların, Hacımsal pompalara bir çok konuda üstünlüklerinin olduğu unutulmamalıdır. Özellikle küçük basma yükseklikleri ve büyük debilerde hacımsal pompalara tercih edilmelidirler. Genç olarak verimleri yüksek, atalet kuvvetleri, ilk yatırım ve işletme masrafları küçüktürler. Ayrıca bakım-onarımlar kolay ve ucuzdurlar. Hacımsal pompalar ise küçük debilerin büyük ve değişken basma yüksekliklerine basılması, çok yüksek basınçlarda ve güçlerde dahi verimlerinin yüksek olması, emme yüksekliklerinin büyük olması, debinin çok fazla değiştiği tesislerde kısmi yüklerde dahi verimlerinin yüksek olması, debilerinin geniş bir basma yüksekliği aralığında hemen hemen sabit olması ve basma yüksekliklerinin düşmesi halinde motorun aşırı yüklenmemesi gibi konularda Rotodinamik pompalara üstünlük sağlarlar.

2- Pompanın manometrik basma yüksekliği-debi (H_m-Q) karakteristiği amaca uygun olarak yatık (özellikle bir hazneye değil de doğrudan bir boru şebekesine sıvı pompalanması ve debinin vana ile ayarlanması hallerinde) veya dik (basma yüksekliklerinde salınımın meydana geldiği, buna karşılık debinin yaklaşık sabit kalmasının istenildiği Hidroforlu sistemlerde ve çok sayıda pompanın paralel bağlanmasında) eğriler görünümünde olmalıdır.

3- Kararlı çalışma için pompanın H_m-Q karakteristiğine ilave olarak mutlaka boru sisteminin kayıp eğrisi de göz önüne alınmalı ve titreşimlerden kaçınmak için çalışma noktası, H_m-Q eğrisinin tepe noktasının solunda kalmamalıdır. En emniyetli yol ise H_m-Q eğrisinin maksimum noktasının sıfır debide olduğu pompanın seçilmesidir. Bu ise küçük β_{2k} kanat çıkış açılarında sağlanır.

4- Yüksek verimli Rotodinamik pompa seçiminde firma kataloğuna ek olarak Cordier diyagramından da yararlanabilir. Ayrıca pompa kataloğundan performans değerlerini sağlayan alternatiflerin tamamı göz önüne alınarak, optimum pompa seçilmelidir. Norm santrifüj pompa seçiminde çalışma noktası birden fazla pompanın çalışma alanına girebilir. Bu durumda verim dikkate alınmalıdır.

5- Derinkuyulardan sıvı emilmesinde küçük debili ($Q < 15$ l/s) ve büyük basma yüksekliklerinde Dalgıç pompalar, büyük debi ve küçük basma yüksekliklerinde ($H_m < 30$ m) Derinkuyu pompaları, katı madde içeren sıvılar ve yüksek kavitasyon riskli yerlerde enjektörlü pompalar ve Mammüt (Hidroemülsör) pompaları kullanılmalıdır.

6- Buhar kazanı besli pompalarının debileri belirlenirken; küçük tesislerde maksimum buhar debisinden % 20 fazla, büyük tesislerde ise % 8 fazla olarak hesaplanan debi değerleri dikkate alınmalıdır. Amaca uygun olarak Kademeli Santrifüj, Rejeneratif ve Pozitif Deplasmanlı Pistonlu Pompalar seçilmelidir.

- 7- Isıtma sistemlerinde kullanılan sıcak su sirkülasyon pompalarının seçiminde; pompa debisi sistemin ısıtma yüküne ve gidiş-dönüş sıcaklık farkına göre, manometrik basma yüksekliği ise pompa kapalı devre çalışacağından geometrik yükseklik göz önüne alınmaksızın sadece sistemdeki enerji kayıplarına göre belirlenmelidir. Ancak m.s.s. olarak hesaplanan manometrik basma yüksekliğine % 10 ilave yapılmalıdır, bununla birlikte küçük kapasiteli ısıtma sistemlerinde 0.3-0.8 m.s.s. ilave bir kazan dairesi kaybı eklenmeli ve ayrıca % 10 eklemeye yapılmalıdır. Gürültünün minimum olması düşünülmelidir. Ayrıca bir pompanın arızalanması durumunu da dikkate alarak birincinin aynı ikinci bir pompayı birinciye paralel veya iki pompa paralel çalışıyorsa üçüncü bir pompayı ilk ikisine paralel olarak bağlamak sistemin emniyeti açısından önemlidir. Genleşme deposu en yüksekteki radyatörden en az pompanın manometrik basma yüksekliği kadar bir yüksekliğe yerleştirilebiliyorsa, pompanın kazan dönüşüne aksi taktirde kazan çıkışına konulması uygundur.
- 8- Pompa seçiminde akışkanın cinsi ve pompa elemanlarının malzemesi mutlaka dikkate alınmalıdır. Kaviteasyon ve dolayısı ile emme yüksekliği çok önemli olup, emme yüksekliği 6-7 m'yi aştığında mutlaka Derinkuyu, Dalgıç, Enjektörlü veya Mammut pompaları kullanılmalı veya pompa basınç altında çalıştırılmalıdır. Çark malzemesi olarak gerekirse kaviteasyon erozyonuna dayanıklı malzemeler seçilmelidir. Büyük kapasiteli pompa sistemlerinde Santrifüj pompalara yol verirken kapalı vana, yarı-eksenel ve özellikle eksenel pompalara yol verirken ise tam açık vana halinde yol verilmesi enerji ekonomisi açısından büyük yarar sağlayacaktır.
- 9- Pompanın işletme aşamasında değişebilen yeni çalışma şartlarına uydurulmasında; devir sayısı değişimi, basma vanasının ayarlanması, çarkın tornalanması, kanat üstlerinin ve kanat altlarının eğelenerek kanat açılarının değişimi, pompaların seri ve/veya paralel bağlanması gibi yöntemlerden uygun olanı veya olanları belirlenerek uygulanmalıdır. Çark tornalanarak debi, basma yüksekliği ve mil gücü azaltılabilir. Ancak çark orijinal çapının % 10-20'sinden daha fazla ve 5 mm'den daha az tornalanmamalıdır. Genellikle devir sayısı ile ayar vana ile ayarlamaya göre daha ekonomik olmaktadır.
- 10- Pompaların boru karakteristiğine uygun bir şekilde seri ve/veya paralel bağlanması ile basma yüksekliği ve debi artırılabilir. Ayrıca debi artımı için basma borusuna paralel borular da bağlamak mümkündür. Seri bağlamada genellikle basma yüksekliği, paralel bağlamada ise debi önemli ölçüde artırılabilir. Enerji (yük) kayıplarından dolayı aynı iki pompa paralel bağlandığında debinin, seri bağlandığında basma yüksekliğinin tek pompada elde edilen değerlerin iki katına çıkmayacağı unutulmamalıdır.
- 11- Su darbelerinin önlenmesi için Hava kazanı (veya küçük basma yükseklikleri için Denge bacası), volan ve çek valf pompa sisteminde mutlaka kullanılmalı ve bu elemanların özellikleri iyi belirlenerek, yerleşim düzenleri optimum bir şekilde yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1]. Muslu, Y., Terfi Merkezleri ve İsale Hatları, Cilt I, Sayfa 39, İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı 1074, Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, İstanbul, 1976.
- [2]. Yazıcı, H. F., Su Makinaları Problemleri: Teori ve Uygulamalar, II.Baskı, Sayfa 36, İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı 1254, Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, İstanbul, 1983.
- [3]. Baysal, B. K., Tam Santrifüj Pompalar (Hesap, çizim ve konstrüksiyon Özellikleri), İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı: 1149, İ.T.Ü. Su Makinaları Kürsüsü, Teknik Üniversite Matbaası, İstanbul, 1979.
- [4]. Özen, E. N., Norm Pompa Seçimi ve Verilen Şartlara Uydurulması, Bitirme Ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 1985.
- [5]. Canbazoglu, S., Tecer, U. A., Hidroemülsör (Mammut Pompası), Akdeniz Üniv., Isparta Müh. Fak. Makina Müh. Bölümü Dergisi, Sayı 7, 411-425, 1993.
- [6]. Özgür, C., Su Makinaları Dersleri, İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı 1260, Teknik Üniversite Matbaası, 1983.
- [7]. Kasapoğlu, R., Ay, H., Arsan, A., Ergezen, E., Kalorifer Tesisatı, Bayındırlık ve İskan Bakanlığı, Yapı İşleri Genel Müdürlüğü, Teknik El Kitapları, No 10, Başbakanlık Basımevi, Ankara, 1985.
- [8]. Rietschel, H., Raiss, W., Çeviren: Köktürk, U., Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği, I. Cilt, Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Tesisleri, Kutulmuş Matbaası, İstanbul, 1973.
- [9]. Günel, Y., Buhar Kazanlarının Pompalarla Beslenmesi, I. Ulusal Pompa Kongresi, 25-36, 1979.
- [10]. Canbazoglu, S., Pompa Devrelerinde Akış Kaynaklı Titreşimler, 8. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Eskişehir, 1991.
- [11]. Chen, Y. N., Florjancic, D., Vortex-Induced Resonance in a Pipe System due to Branching, Conference on Vibration and Noise in Pump, Fan and Compressor Installations, University of Southampton, The Institution of Mechanical Engineers Proceedings, C109/75, 79-86, 1975.
- [12]. Edis, K., Su Darbesi Olayı ve Önleme Yöntemleri, I. Ulusal Pompa Kongresi, 285-296, İstanbul, 1979.
- [13]. Şen, M., Pompa Seçiminde Kaviteasyonun Önemi, Türbosan Semineri, 10-12 Mart, İstanbul, 1988.

- [14]. Özgür, C., Eksenel ve Yarı Eksenel Pompaların Santrifüj Pompalarla Karşılaştırılması ve Eksenel Pompalara Ait Bazı Problemler, Türbosan Semineri, 10-12 Mart, İstanbul, 1988.
- [15]. Özgür, S., Santrifüj Pompa Teknik El Kitabı, KSB-Pompa, Armatür Sanayi ve Tic. A.Ş. Yayını, Ankara, 1994.
- [16]. Baysal, B. K., Benzeşim Kurallarından Faydalanarak Moto-pompa Karakteristiklerinin Grafik ve Analitik Metotlarla Etüdü, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 1979.
- [17]. Polat, M., Optimum Pompa Seçimi ve Verilen Şartlara Uydurulması, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 1992.

SUMMARY

It is very important to select pumps optimally and to adjust them for new operation conditions because of energy economy. In this study, the subjects related with optimum pump selection and adjusting pump for new operation conditions are defined. These subjects are capacity (flow rate), manometric head, maximum suction head, properties of liquid, nonleaking condition, material and construction properties of pump structure. The changing of pump revolution speed, the throttling of valve, the reducing by lathe of impeller diameter and the changing of inlet-exit blade angles can be used to adjust to processes related with new operation conditions of pump. According to needs, pumps can be operated as series and parallel. Additionally, the parallel pipes may be mounted to pump exit.

Rotodynamic pumps have much advantages according to volumetric pumps. They can be prefer to volumetric pumps conditions such as large capacity (flow rate) and the small manometric heads. However, volumetric pumps can be selected conditions such as the small flow rates, high and variable manometric heads. Volumetric pumps have high efficiency at high exit pressures and powers, high suction heads, high efficiency at partial loadings and almost constant flow rate on a broad manometric head interval.

For stable operation of pump system, the manometric head-flow rate curve and head loss of pipeline-flow rate curve must be simultaneously considered. The part with positive slope of manometric head-flow rate curve is generally unstable operation (surging) region. For stable operating of pump, the maximum manometric head value must be on closed vane condition (zero capacity). Air or gas accumulators, surge tanks for especially small manometric heads, check valve and flywheel must be used to prevent water hammers and surge phenomenon. The capacities and locations of these elements should be selected optimally. The characteristic of manometric head-flow rate of pump must be selected forms such as vertical or horizontal curve according to purpose. The vertical manometric head-flow rate curves have some advantages for variable manometric heads having approximately constant flow rate and parallel operating of pumps. The horizontal manometric head-flow rate curves give good results conditions such as variable flow rate and adjusting by throttling of flow rate by a valve. When centrifugal pumps with large capacity is started, they must be loaded by closed vane because of energy economy. But axial pumps must be loaded by fully-open valve.

Submersible pumps should be used for small flow rates (smaller than 15 liters per second) and high manometric heads, but deep-well pumps should be used for large flow rates and less manometric heads (smaller than 30 meters). In the fluids including solid particles and in the conditions exposed cavitation hazard, gas-lift pumps and ejecting pumps must be selected.

According to purpose, pumps feeding steam boilers can be multistage centrifugal pumps, regenerative pumps or reciprocal pumps. The flow rate of pump can be selected the larger as the ratio of twenty percent than maximum flow rate of steam for small plants, the larger as the ratio of eight percent than maximum flow rate of steam for large plants. The operation point of norm centrifugal pumps may be in operating area of a number of pumps. However, the norm centrifugal pump having high efficiency can be selected.

The flow rate of hot water circulation pumps in heating systems should be calculated by using the heating load and temperature difference. The manometric head will be equal to head losses. But it must be taken larger as ten percent than calculated value. The losses of steam boiler as only 0.3 m.s.s.-0.8 m.s.s. for small heating plants should be added to calculated manometric head. If the height of expansion tank from radiator having highest location can be equal or larger than manometric head of pump, circulation pump should be mounted to return of steam boiler, other ways it should be mounted to exit of steam boiler. Journal bearings and electrical engines having low revolution speeds as 750-950 rpm should be used to prevent noise problems.



SGL CARBON GROUP

Reinhold Kirschnek
High-Performance Products
Sales Engineer

SGL TECHNIK GMBH
W.-v.-Siemens-Strasse 18
D-86405 Meltingen/Germany
Telephone (49) 8271-83-21 47
Telefax (49) 8271-83-14 27

GRAPHITE GASKETS AS A UNIVERSAL REPLACEMENT FOR COMPRESSED ASBESTOS GASKETS

S U M M A R Y

After being used for a long time mainly for demanding applications, flexible graphite is now making appreciable inroads into areas that were previously the preserve of compressed asbestos gaskets. Not only are flexible graphite gaskets capable of replacing the compressed asbestos gaskets used until now; they also provide greater operational reliability, lower leakage rates and longer lives. Hence, the wide range of types hitherto necessary can now be simplified. Limitations that originally applied to handling have since been overcome by product modifications and further developments.

1. Introduction *Introduction*

Asbestos-based sealing systems have a long history of use in all manner of versions. For gaskets, widespread use has hitherto been made of compressed asbestos fibre sheets. Owing to the high asbestos fibre content and the good resistance of this mineral fibre to heat and chemicals, compressed asbestos gaskets have proved satisfactory for most gasket applications.

For some time now, there have been attempts in a variety of countries and on differing scales to replace compressed asbestos seals by other materials. The main reasons for this have been as follows:

Owing to the potential risk that asbestos poses to the health, conspicuous efforts are being made to replace asbestos fibres by other fibres which are physiologically safe.

The criteria now being set for joints are becoming ever more stringent; so leakage rates that used to be tolerated are now often unacceptable.

The requirements imposed on the seals themselves have increased because of the need to cope with higher temperatures and pressures.

Flexible graphite, known under the trade name SIGRAFLEX (amongst others), has already been employed for some twenty years on a growing scale for high-grade stuffing-box packings, and many years of experience have now been acquired in its use in the gasket sector, chiefly for critical applications. Consequently, the material is establishing itself increasingly as a universal gasket material. Because of the quantity/price development customary among new materials, gaskets made from flexible graphite were initially used mainly in the nuclear power sector, as well as for critical applications in the chemical industry and for engine construction. Now that prices have fallen over the last few years, however, flexible graphite is penetrating increasingly into areas of application traditionally catered for by rubberized asbestos gaskets.

2. Structure

The structure of the hexagonal graphite crystal like that in flexible graphite can be seen from Figure 1. In this the carbon atoms are arranged in planar layers within which they are linked by firm covalent bonds. The planar layers are linked to one another only by relatively weak Van der Waals's bonds.

SIGRAFLEX is usually produced with a bulk density of 1.0 g/cm³, though also in other bulk densities for specific uses such as the manufacture of packing rings.

3. Production

The starting materials used in the production of flexible graphite are natural graphites in flake form with well-orientated crystalline structures from which graphite intercalation compounds are produced. The thermal decomposition of these compounds leads to the formation of loose flakes, which are compressed into foils without binder or fillers. The resulting orientation of the graphite particles and/or their planar structures produces a high degree of directional dependence (anisotropy) in the properties. The purity of SIGRAFLEX determined by the quality of mechanical, chemical and thermal purification processes.

4. Properties

SIGRAFLEX has the following characteristic properties:

- flexible, soft, impermeable to gas and liquids
- free from components harmful to the health
- can be used in air from lowest temperatures up to about 550 °C and in a reducing or inert atmosphere to about 3000 °C
- chemically resistant to nearly all media
- resistant to ageing even at high temperatures, as no fillers or binders are used
- long-term stability of recovery and compressive behaviour over a wide temperature range
- no cold or warm flow under any surface pressure up to maximum permissible load
- high stability under compressive stress
- very good resistance to temperature fluctuations
- resistant to radiation
- properties highly anisotropic, especially those involving electrical and thermal conductivity
- easily to machine by cutting or punching
- bonding possible with commercially available adhesives

5. Form of Processing

SIGRAFLEX is produced on an industrial scale as semi-finished material in the form of foils and sheets. The sheets differ from the foils in being thicker and stiffer; the foils are relatively thin and more flexible. All graphite sheets manufactured by SIGRI in unreinforced form are homogeneous, ie not produced by laminating several foils together. Sheet-metal-reinforced variants are available with perforated sheet reinforcement using no binder or with smooth metal sheet or foil in a bonded sandwich construction.

Both unreinforced sheets and those with perforated sheet metal reinforcement are mostly supplied with an impregnation affording a marked improvement in properties, such as the absence of adhesion to flanges, higher gas impermeability, better ease of handling due to greater stiffness and surfaces with greater scratch resistance.

As can be seen from Figures 2 and 3, the seal-manufacturing industry produces the different seal designs from these semi-finished materials by various processing techniques.

6. Designs of Graphite Seals

The most widely used gasket designs can be seen, together with their main fields of use, in Figure 4.

7. Comparison of Gasket Materials Based on Elastomer-Bonded Fibres with Gasket Materials Manufactured from Graphite

7. 1. Deformation Behaviour

The deformation behaviour of compressed asbestos materials is determined mainly by the proportion of asbestos fibre to elastomer. Hence, materials with a higher content of rubber are generally softer than those with a smaller. Another major influence is the degree of vulcanization during manufacture, as well as the subsequent duration of storage. As is well known, the hardness of these materials increase with the degree of vulcanization. As the vulcanization achieved during production is usually unfinished a varying degree of subsequent hardening can be observed when the manufactured material is stored as semi-finished product or as punched gaskets. Similar behaviour is also displayed by the asbestos-free gasket materials. The following comparison made with graphite on various properties relevant to their use in sealing is based on material which has undergone average ageing.

If the characteristic deformation curves shown in Figure 5 are compared, it is evident that flexible graphite (with a bulk density of 1.0 g/cm^3) has considerably greater compressibility than that of fibre-based sealing materials. For instance, at a compressive stress of 50 N/mm^2 graphite is compressed to about half its initial thickness, whereas rubberized asbestos can be compressed by only some 10 % under this stress.

Hence, flexible graphite is able to adapt well to flange surfaces, even at low sealing loads and even if the surface irregularities or flange distortions are greater than average.

If the values resulting after the release of compression are plotted in addition to the characteristic curves for compressive stress, the result is as shown in Figure 6. It will be seen that flexible graphite has good recovery even at very low surface pressures whereas rubberized asbestos does not display comparable values until pressures exceed some 100 N/mm^2 .

7.2. Ageing

The crystalline structure of the graphite is the most thermodynamically stable form of carbon. Only with an extremely high expenditure of energy, if at all, can it be converted into other forms such as diamond or amorphous forms. Consequently, if graphite is in a highly pure form, it displays no signs of physical ageing. The absence of binders and fillers means that no other influencing factors are present. Some limitations have to be imposed, however, in the case of certain composite forms in which specific properties are impaired

as a natural result of using adhesives. Metal-reinforced variants are inevitably restricted at high temperatures by the service limits of the metals employed.

Compared with graphite, all elastomer-bonded sealing materials containing graphite display more or less pronounced temperature-dependent ageing behaviour. As already mentioned, certain property values change even at room temperature. At elevated temperatures above 150 °C or thereabouts the rise in temperature is accompanied by increasing embrittlement and degradation of the elastomer constituent. In the case of rubberized asbestos materials with a high asbestos constituent it has often been possible to tolerate the resulting deterioration. Among materials constructed around asbestos-free fibres the fibre properties also have a major influence on the materials' thermostability. As no asbestos substitutes comparable to asbestos in all respects have so far been available, there have been severe limitations to the thermal stability of these asbestos-free materials. In the absence of any additional chemical stresses a service limit of 150 - 180 °C usually has to be imposed.

7.3. Stability under Compressive Stress

The stability under compressive stress (DIN 52913) is affected by the factors referred to in the previous section. In addition, however, the setting and creep behaviour have a major influence in this context. As is seen in Figure 7, SIGRAFLEX in its pure form displays outstanding behaviour here owing to the absence of other auxiliaries. This is also confirmed in practice by the fact that graphite gaskets do not need to be retightened.

The compressive stress drops comparatively steeply when rubberized asbestos gaskets are employed. Consequently, these usually have to be retightened when under thermal stress. Whereas after 16 hours graphite displays a maximum loss of stress of only 2 N/mm², that of rubberized asbestos falls by between 15 and 25 N/mm², representing a loss of compressive stress of 30 - 50 %. The figures for rubberized asbestos substitution at present available are considerably poorer.

7.4. Maximum Permissible Surface Pressures

Unlike rubberized asbestos, flexible graphite does not undergo any gradual sideways spread under excess compressive stress; above a certain compressive stress value it suffers relatively abrupt mechanical failure. As the compressive stress rises, graphite gaskets are deformed chiefly in the direction of the applied pressure without at the same time exhibiting lateral deformation. At a certain compressive stress flakes of graphite then slide off sideways spontaneously. This behaviour is affected only to a minor extent by the temperature.

The influence of the width-height ratio, however, is substantial. The thinner and wider a flexible graphite gasket is, the higher is the permissible surface pressure.

The maximum permissible surface pressures for unreinforced and metal-reinforced gaskets made from SIGRAFLEX are plotted as functions of the width-height ratio in Figure 8. These values also apply at elevated temperatures. It can be seen that the variants with perforated sheet metal reinforcements show the highest values. The values tolerated by variants with bonded-in stainless steel foils are comparatively low, though only material with a single layer of reinforcement is shown in the diagram. In principle the use of organic adhesives brings about a weakening of the material, as decomposition of the adhesive layers begins at temperatures of about 120 °C if the material is heated. The graphite then "floats" to some extent on a plastic layer of adhesive and can then slide off sideways even under relatively low surface pressures. This effect is less prevalent at low temperatures.

The maximum permissible surface pressures quoted by SIGRI should be regarded as limiting values for gasket design purposes. Since these values are arrived at by deducting an appropriate safety factor, the actual fracture and failure values are correspondingly higher.

7.5. Gasket Design Parameters

A thorough discussion of this topic would certainly exceed the scope of this paper. As there has still been no binding standardization of the testing procedure or of the leakage criterion to be applied in such a test, care should be taken in the assessment of the sealing

constants. At best a comparison can be made between constants ascertained with the same measuring equipment and method. The gasket factors published for SIGRAFLEX materials are based on a more stringent leakage criterion than the measuring method used for compressed asbestos constants in DIN 2505 and are therefore not directly comparable with the latter.

In general it can be stated that flexible graphite gives lower, ie more favourable, sealing factors than do compressed asbestos materials, especially as far as the deformation forces are concerned. In a comparison between graphite and compressed asbestos (Figure 9) the wide range of spread between various grades of compressed asbestos is apparent, this most likely being due in the first place to the differing relations of elastomer and in the second place to the differing storage times between production and testing.

At all events the bolt forces hitherto customary, which were derived from a flange design with constants as specified in DIN 2505 for rubberized asbestos gaskets, can be maintained. This provides an additional safety margin with a sealing effect at least as good.

7.6. Chemical Stability

As a universal gasket material, SIGRAFLEX is stable to nearly all media up to high temperatures. The only exceptions are media with a powerful oxidizing action, such as fuming nitric acid, oleum, nitrating acid, liquid sulphur trioxide and salt melts with a powerful oxidizing action. Graphite is scarcely attacked at all by reducing agents.

7.7. Gas Permeability

Like all relatively soft gasket materials, flexible SIGRAFLEX displays slight gas permeability even though this is relatively small.

Depending on the applied compressive stress, SIGRAFLEX can be compacted to various bulk densities. The form and size of the created pore system governs the material's permeability to gaseous and liquid media.

Figure 10 shows helium leakage as a function of the applied compressive stress. It is clear from this that the leakage values can be varied by up to six powers of ten by corresponding compression of the gaskets. It should, however, be noted in this connection that these values only indicate trends for other gases, since helium, like hydrogen, can diffuse through solids much better than other gases because of its small molecule size.

One crucial advantage of SIGRAFLEX over other gaskets manufactured from soft material is that, thermokinetic influences apart, its permeability does not increase even at high temperatures. In contrast, all gasket materials containing elastomer show their property constants to be heavily dependent on temperature.

Measurements were made on various compressed asbestos materials and asbestos-free substitutes, in comparison with gaskets of high-purity SIGRAFLEX to determine nitrogen permeability at temperatures of 200, 300 and 400 °C. In these measurements the gaskets to be tested were heated to the respective testing temperature over 1 to 2 hours with the test equipment illustrated in Figure 11 and then kept at this temperature for 2 days. Throughout the duration of the test both internal pressure and gasket pressure were maintained at a constant level. Figure 12 shows the leakage rates for SIGRAFLEX L20010Z compressed asbestos type II 400 and a high-grade asbestos-free substitute for compressed asbestos plotted against the duration of the test.

At room temperature all the materials tested had comparable leakage values. SIGRAFLEX displayed a reduction in leakage rate when heated, after which the leakage rate remained constant throughout the test. The permeability of the other materials at first declined by 1 to 2 powers of ten during heating, but thereafter, as the test progressed further, the leakage rates rose again sharply and, depending on the test temperature, reached a markedly higher level than that originally measured at room temperature.

The poorest behaviour in this test was that of the tested asbestos substitute materials. At temperatures as low as 200 °C the leakage rates after 2 days were already some 100 times the starting values.

This was also confirmed in tests in which measurements were made at room temperature in accordance with DIN 3535 after the test specimens had previously been climatized over 24 hours at temperatures of 150, 180 and 200 °C (Figure 13).

Whereas flexible graphite undergoes not loss of mass or physical changes because it contains no organic constituents, compressed asbestos materials at temperatures above some 150 °C increasingly display material changes. Although initially most remaining pores are closed by flow processes involving organic constituents, the elastomer constituents harden after relatively long dwell times at 150 - 200 °C and are progressively decomposed at increasing temperatures above 200 °C or thereabouts until eventually at about 300 °C all that remains is the mass of inorganic fibres with various inorganic fillers. In the case of compressed asbestos materials with a high asbestos fibre content the support function of the asbestos fibre is largely retained, and this ensures that, where the requirements for the tightness of the joint seal are not too severe, the serviceability of the material is fully adequate.

In the case of asbestos-free substitutes for compressed asbestos, however, the thermal damage or destruction affects not only the elastomer constituents, which are usually greater than in compressed asbestos, but also fibre constituents. This occurs at temperatures as low as 150 - 200 °C.

7.8. Handling

Greater care must be taken in handling flexible graphite gaskets than is called for with gaskets made of rubberized asbestos materials. In contrast to its excellent compressive strength values, flexible graphite has low tensile strength compared with rubberized asbestos. Associated with this is the relatively low flexural strength of the sheet material. In practical use under often rough working conditions certain problems may arise in the handling of unreinforced graphite seals. Another source of problems is the relative ease with which the surface of these gaskets can be damaged.

With the introduction of metal reinforcements in the form of perforated sheet metal or smooth bonded sheet metal and the additional use of a special impregnation, handling properties have now been improved so that they are virtually on a par with those of compressed asbestos.

8. Recommendation for Use

The correct choice of type and design of SIGRAFLEX-based seal is a governing factor in determining operational reliability, cost-effectiveness and ease of incorporation. Almost the entire range of compressed asbestos gasket applications can be covered with the designs listed in Figure 3.

To assist in making a rough choice, the various gasket materials are matched to various areas of application in Figure 14. A detailed selection process is possible by using the selection system illustrated in Figure 15 in which criteria such as dimensions, surface pressure and operating pressure are given more specific consideration.

Figure 1
Crystal lattice of the graphite

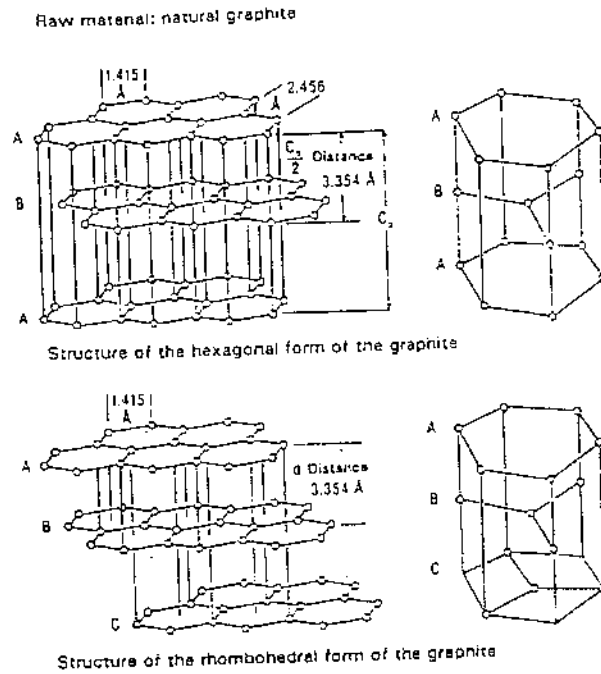


Figure 2
Processing of SIGRAFLEX foils into gaskets

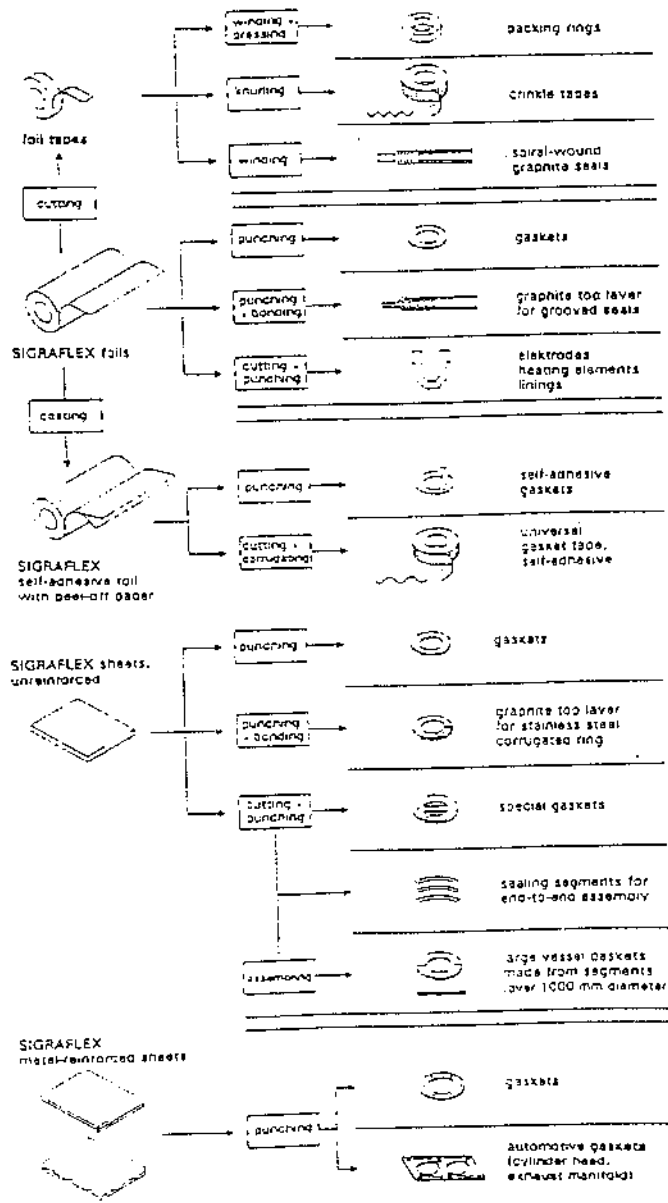


Figure 3
Processing of SIGRAFLEX sheets into gaskets

Figure 4
SIGRAFLEX
seal designs

SEAL DESIGN

FIELD OF APPLICATION

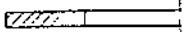
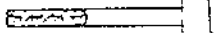
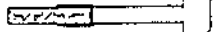
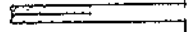
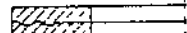
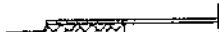
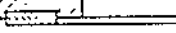
Unreinforced, impregnated		Flange DIN 2690 to about DIN 500, new plants, large vessels of more than 1000 mm diam., in segments, inspection glassess, emergency repairs, complicated configurations, highly corrosive media (chlorine, HCl)
Reinforced with perforated sheet in stainless steel, impregnated		Flange DIN 2691 (tongue-and-groove), narrow and large vessels, old plants, greater ease of handling, relatively high operating pressures, high surface pressures
Reinforced with perforated sheet, inner edge finished in stainless steel		Pharmaceutical and dairy sectors (no product contamination), critical media placing stringent demands on impermeability to gas
Reinforced with perforated sheet, inner edge finished in PTFE		
Bonded sandwich construction containing smooth stainless steel sheet reinforcement		Unstable flanges with low surface pressures, where installation disturbed elast
With stainless steel corrugated ring reinforcement		Enamel flanges and large vessels of more than 1000 mm diameter with relatively high operating pressures
Grooved seal with graphite too layer		High-pressure sector
Spiral-wound graphite seal		High-pressure sector
Steel ring with annular graphite inlay to allow compressibility		For seals subject to high external stresses (side stresses), high-pressure sector
Profile ring for conical cover seals		Conical cover seals

Figure 5
Residual thickness
as a function of
compressive stress

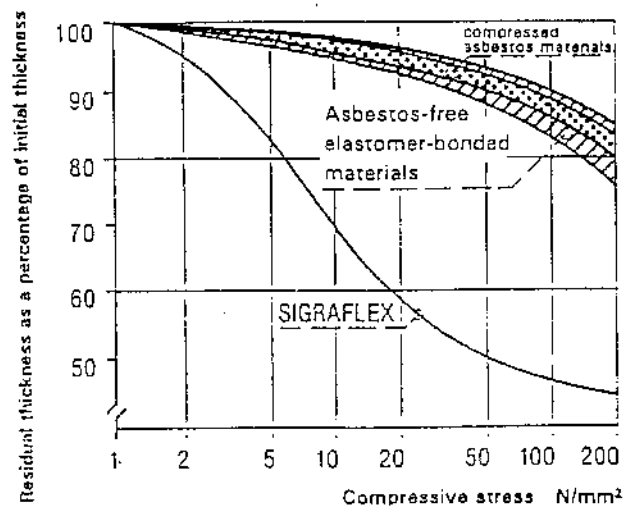


Figure 6
Comparison between
the compressibility
and recovery of
SIGRAFLEX and
compressed asbestos

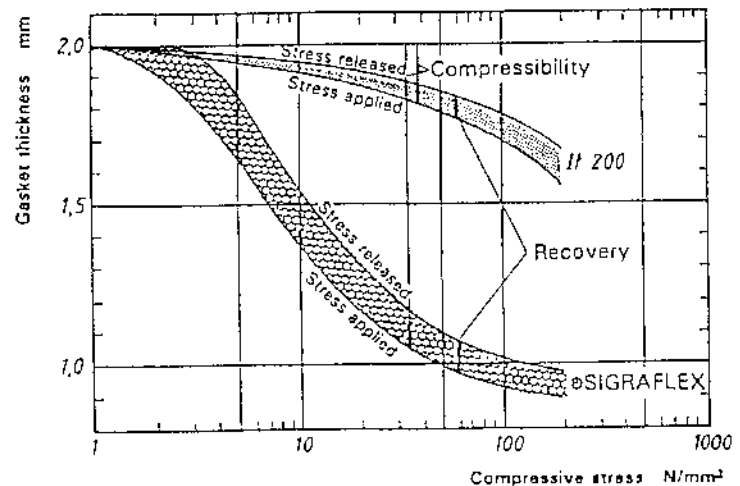


Figure 7
Residual stress of
various gasket
materials as a
function of time

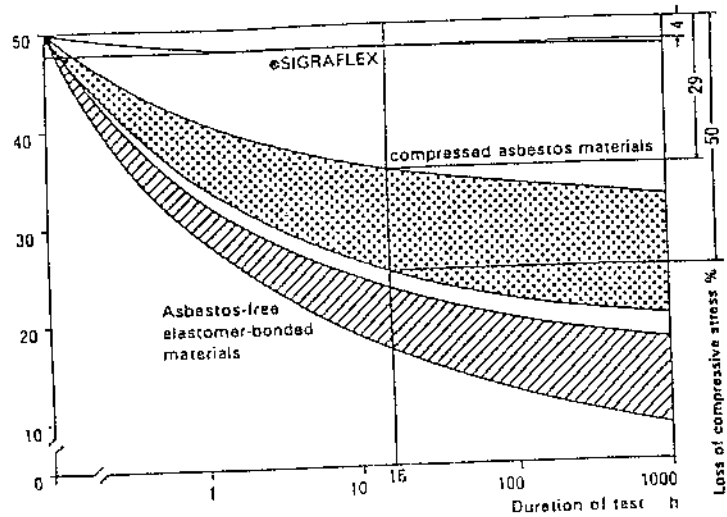


Figure 8
Maximum permissible surface
pressure on SIGRAFLEX gaskets

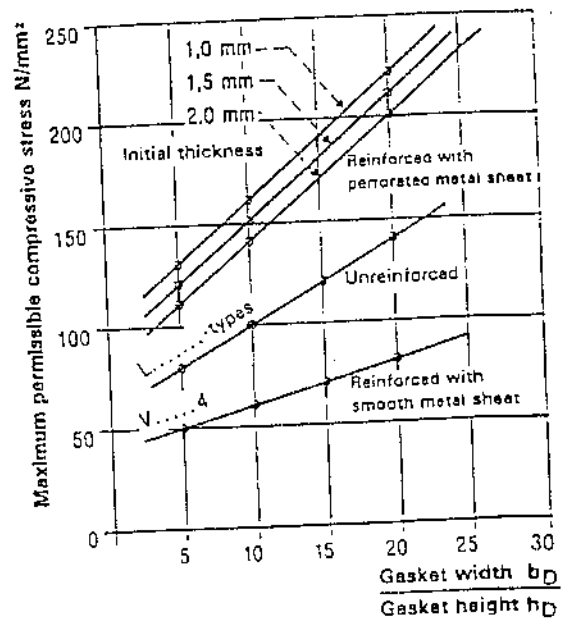


Figure 9
Range of spread of the
characteristic curves for
compressed asbestos and
SIGRAFLEX gaskets

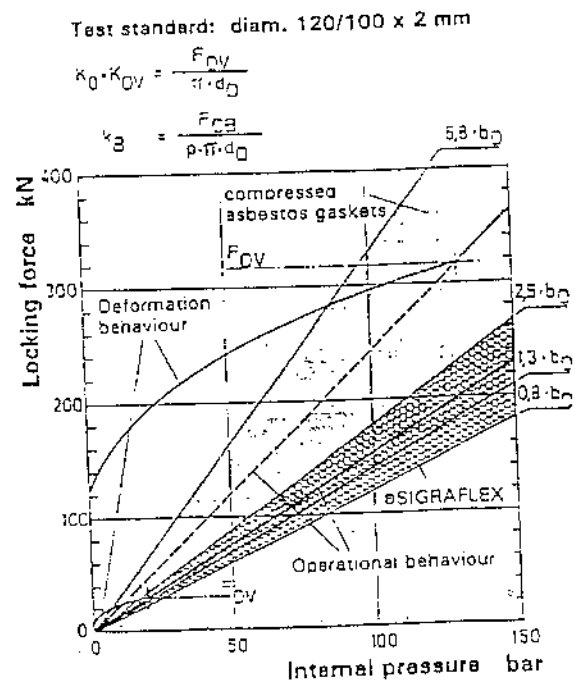


Figure 10
Helium leakage rate in
conjunction with SIGRAFLEX
gaskets

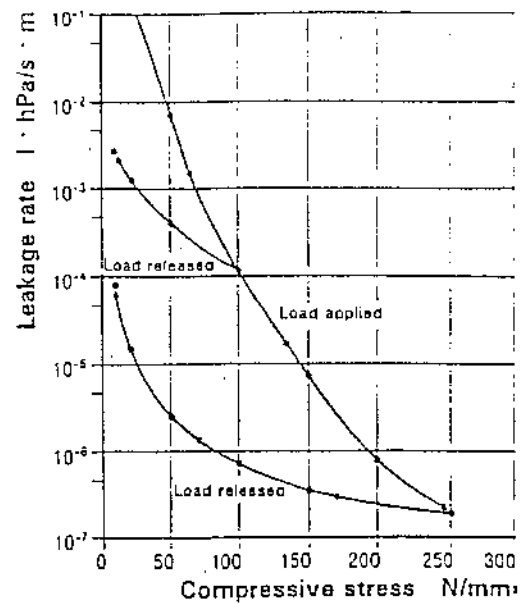


Figure 11
Test equipment for determining
gas permeability

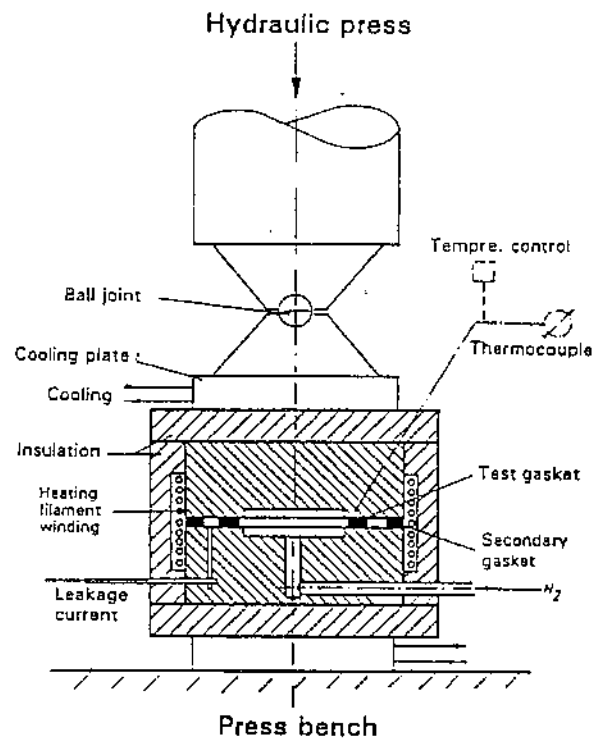


Figure 12
Gas permeability at elevated
temperatures

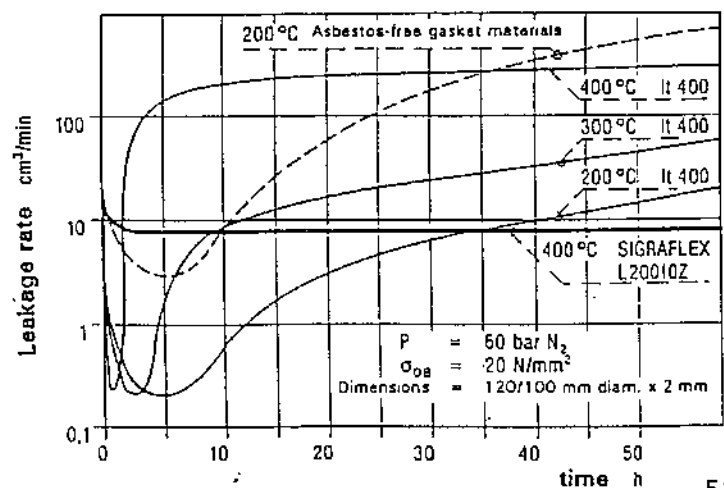


Figure 13

Gas permeability of various gasket materials as determined by DIN 3535 after storage at various temperatures

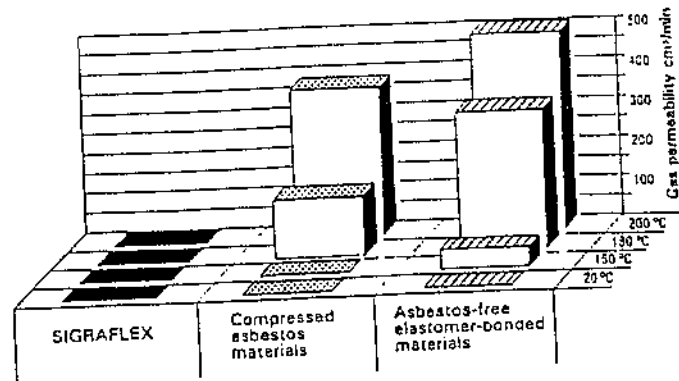


Figure 14

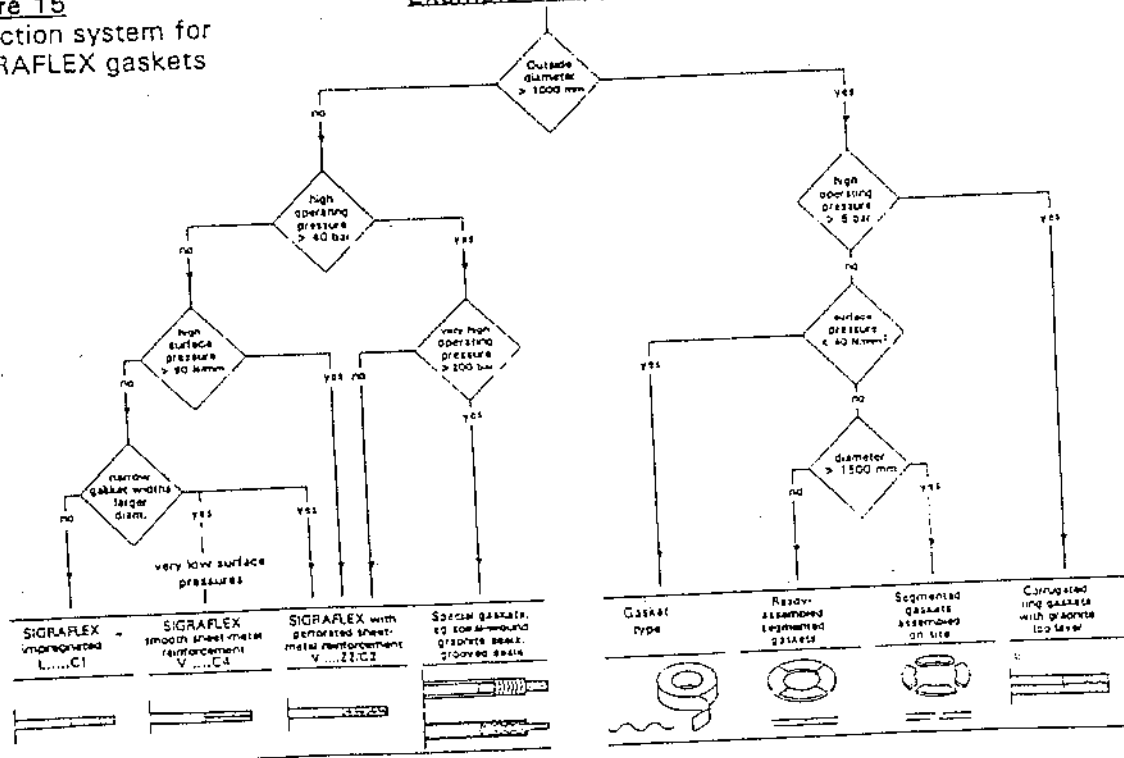
Recommended SIGRAFLEX grades for various applications

Use	Designation/grade	Material	Temperature	Pressure	Surface	Other
Waste gas purification						
Automotive industry						
Exhaust systems						
Secondary seals						
Cylinder-head gaskets						
Chemical industry						
Standard flanges < 1000 mm ø						
Tongue-and-groove < 1000 mm ø						
Sealing washers > 1000 mm ø						
High surface pressures						
Glass and enamel surfaces						
Corrosive media						
Mechanical and thermal shear movements						
Gas supply						
High-temperature technology						
Power station technology						
Fittings						
Vessels						
Pipelines						
Inspection glasses						
Food industry						
Drinking water supply						
Machine construction						

Figure 15

Selection system for SIGRAFLEX gaskets

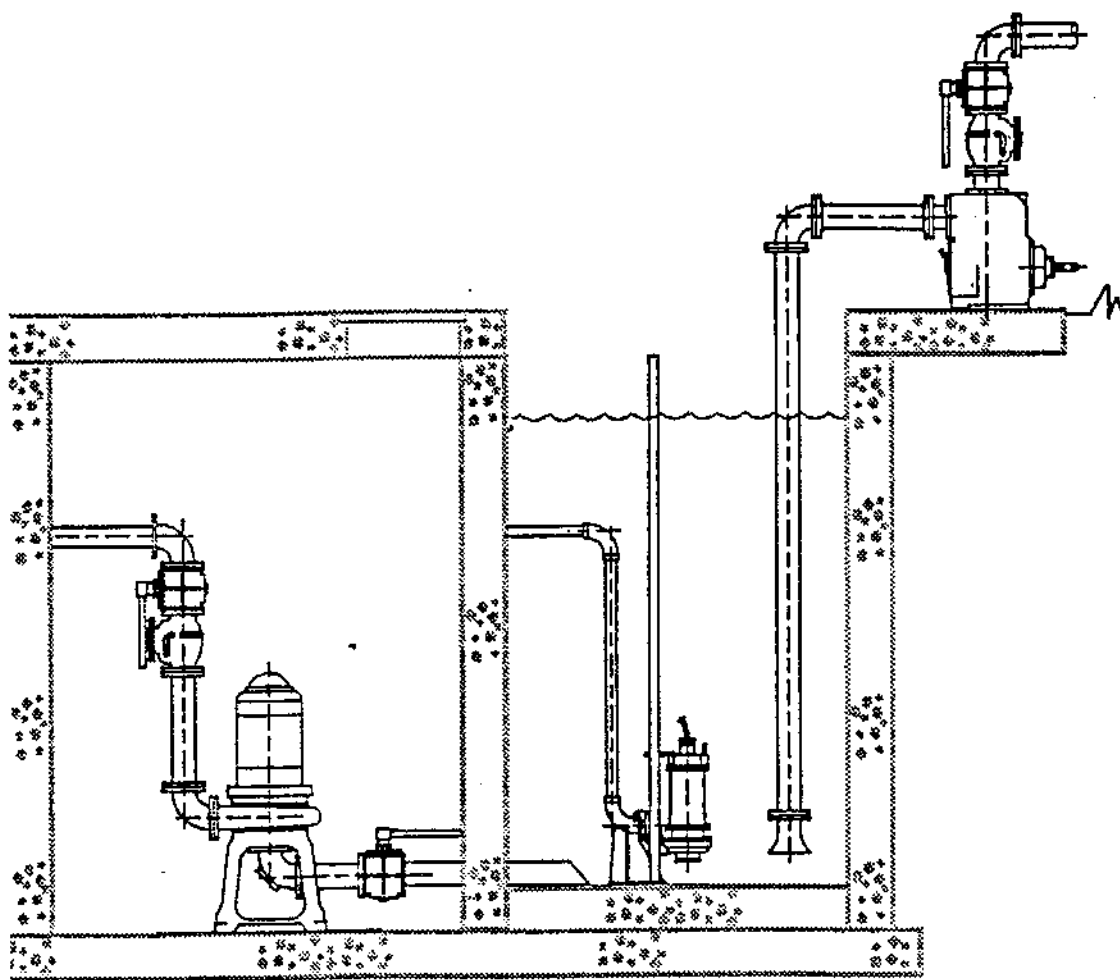
Example of application



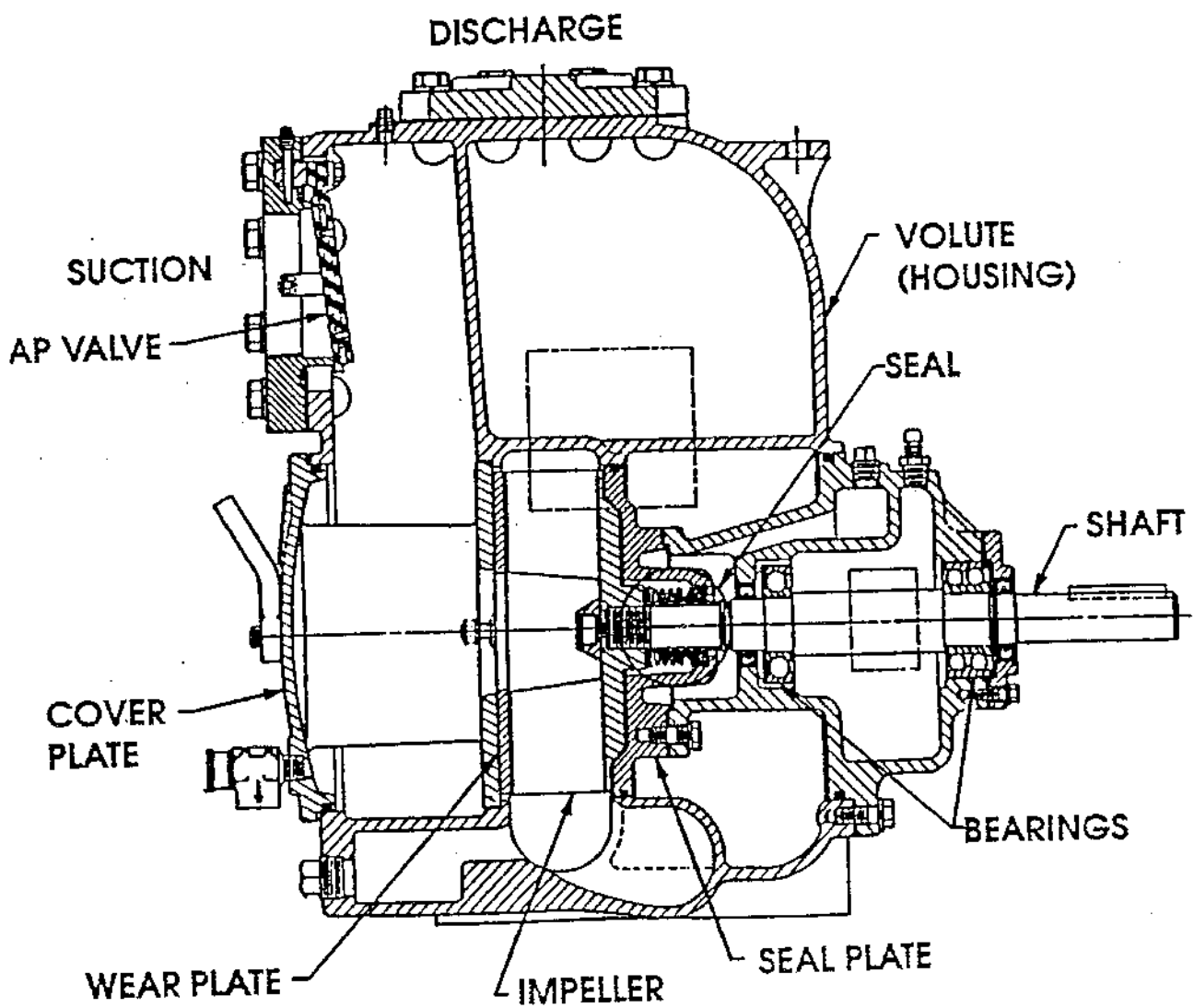
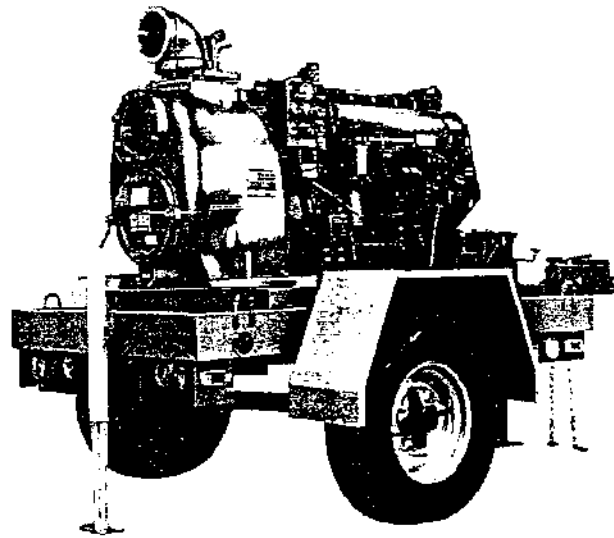
THE GORMAN-RUPP INTERNATIONAL COMPANY
PREPARED BY STEPHEN P. NORTH

NPSH
AND

CENTRIFUGAL PUMPS



Self-Priming



N.P.S.H. AND SUCTION LIFT PUMPS

The topic of this "At Your Service" is N.P.S.H., one of the least understood areas of pumping application and operation. It is not difficult to calculate, and is very important to successful pump and system operation.

We conduct distributor training sessions for the various markets we serve. A new employee of one of our distributors was scheduled to attend an upcoming training session. This person's fellow employees knew that the class would be asked the meaning of N.P.S.H. In order to help this salesperson they provided some coaching. Sure enough, during the session, the instructor asked the big question, "Who knows what the letters N.P.S.H. mean?"

The new salesperson waved vigorously to gain the attention of the instructor. Obliging the salesperson, the instructor asked that the answer be given for the entire class to hear. Proudly, the salesperson stood and informed everyone that N.P.S.H. meant "NOT PUMPING SO HOT."

What that new salesperson didn't realize is that there is some truth to the definition he gave to the class. If you don't have enough N.P.S.H. you probably aren't pumping so Hot!

In this edition of "At Your Service" we will discuss: definitions, what is N.P.S.H., how to calculate N.P.S.H., what happens to pump systems when there is insufficient N.P.S.H., and what can be done when N.P.S.H. is a limiting factor.

DEFINITIONS

N.P.S.H. — Net Positive Suction Head

N.P.S.H.a. — Net Positive Suction Head Available

N.P.S.H.r. — Net Positive Suction Head Required by the Pump

Ambient Atmospheric Pressure — The weight of atmosphere at a given place and given time.

Standard Atmospheric Pressure — 1,03 kg/cm², or 10,33 meters

T.D.S.L. — Total Dynamic Suction Lift — The total of the static suction lift plus all friction losses, at desired flow rate, in suction piping.

Vapor Pressure — The pressure at which a liquid will begin to vaporize. This pressure is relative to the temperature of the liquid.

S.W. — Specific Weight of liquid relative to the same quantity of water.

WHAT IS N.P.S.H.?

N.P.S.H. literally means Net Positive Suction Head. However, when we are talking about suction lift pumps, we can discard most of the theory and concentrate on the practical use of atmospheric pressure. Here on earth we have an ocean of air above us that creates pressure. When we apply a pump on a lift, the only force that pushes the water up and into the pump is this atmospheric pressure. Standard atmospheric pressure at sea level is 1,03KG/cm² or 10,33 meters of water. To understand this in a practical sense follow this example: Fill a glass tube 12 meters long sealed on one end full of water, plug the open end and invert it into a bucket. When the end is unplugged in the bucket, the water will drop down from the top of the tube until the height of the water in the tube equals the atmospheric pressure on top of the water in the bucket. This is the same principle used in mercury barometers.

With this in mind, N.P.S.H. can be calculated by beginning with standard atmospheric pressure at sea level (10,33 meters water column) and deducting application criteria. Those deductions include altitude or elevation of the pump at its installation, vapor pressure of the liquid being pumped, total dynamic suction lift, N.P.S.H. required by the pump, and a safety factor.

The remainder, after these deductions have been made from standard atmospheric pressure, is defined as available or excess N.P.S.H. If the remainder is positive, the suction side of the system will function. If the remainder is zero or negative, the pump will not function as expected. The result, during operation of a pump and system when all available N.P.S.H. is consumed by the deductions, will be cavitation. This means that the pump will still prime, it just won't deliver expected flow; damage will occur. Only when the reduction due to elevation results in a negative remainder, will the pump fail to prime. That is, if placed at an elevation where atmospheric pressure cannot support or overcome the static suction lift, the water will not reach the pump. Like the bucket, tube, and water experiment, the water will rise as high in the suction pipe as atmospheric pressure will push it.

Keep in mind, when a positive remainder is calculated, a remainder of 0,5 meters does not work any better than a remainder of 3,0 meters. A positive remainder simply states that there is an excess of atmospheric pressure (available N.P.S.H.) to push liquid into the pump and to keep liquid in a liquid state.

N.P.S.H. is often calculated during the design of a pump and system. Upon completion of the pump and system, many times N.P.S.H. is forgotten. Don't forget that when a pump is increased in speed, due to increased flow requirements, the N.P.S.H. requirement of the pump will also increase. Therefore, with the increase in speed comes the increase of deductions. The other increased deduction is total dynamic suction lift. With increase of flow comes increase of friction loss.

HOW TO CALCULATE N.P.S.H.

As mentioned before, we are going to start our calculation at standard atmospheric pressure, or 10,33 m of H₂O. From that we will make deductions for the following:

1. Altitude or Elevation at Job Site
2. Vapor Pressure of Liquid
3. Total Dynamic Suction Lift
4. Safety Factor
5. N.P.S.H. Required by Pump

These are all the deductions necessary. Only one other adjustment need be made. If the specific weight is other than 1.0 adjust the 10,33 m of H₂O accordingly.

FORMULA: $10,33\text{m} \div \text{S.W. of liquid} = \text{meters of water}$

Example: Gasoline with specific weight of .75

$$\frac{10,33\text{m of H}_2\text{O}}{\text{S.W. of .75}} = 13,77\text{m}$$

Example: Industrial waste with specific weight of 1.2

$$\frac{10,33\text{m of H}_2\text{O}}{\text{S.W. of 1.2}} = 8,61\text{m}$$

SAMPLE N.P.S.H. CALCULATION

(Refer to *Example 1*) Information given to us by distributor or customer:

Flow Rate — 410 cubic meters per hour

T.D.H. — 15 m

Liquid — Water

Temperature — 38° Celcius

Altitude at Job — 610 meters

Total Dynamic Suction Lift — 3,6 m static + 1,0 m friction loss or 4,6 m T.D.S.L.

Require minimum of 75 mm spherical solids handling trash pump.

Step 1 Using the net positive suction head calculation sheet fill in Item #1. Since our liquid is water it has a S.W. of 1,0 and we place 10,33m in the box at Item #1.

Step 2 The altitude at the job site is 600m. We refer to Chart A and locate the altitude of 600m in the far left column. Go across to the next column to the right (Reduction to Max. Practical Dyn. Suction Lift) and find 0,7m. Write 0,7m in the space provided at Item #2.

Step 3 The liquid is water at 37,8°C, write this information in the space provided at Item #3. Refer to Chart B (Vapor Pressure- Water Characteristics). Find 37,8°C in the far left column then follow that across to the right, under Vapor Pressure Meters. So, the Vapor Pressure number is 0,67. Write this number in the space provided at Item #3.

Step 4 Total Dynamic Suction Lift is made up of 2 parts, static suction lift and the friction loss in the suction line. This is given to us as 3,6m static suction lift and 1,0m F.L. Write this information in the space provided. Add the two figures together and write the sum in the space for Total Dynamic Suction Lift.

Step 5 Safety Factor. This component of our calculation is excluded not because we are unsure of our calculations, but rather, due to variations in atmospheric pressure caused by changes in weather conditions (such as high pressure systems vs. low pressure systems). For water and water like liquids, use 0,61m as the safety factor. For more volatile liquids, (i.e. petroleum, gasoline), use 0,92m as the safety factor. Write 0,61m in the space provided.

EXAMPLE 1

NET POSITIVE SUCTION HEAD CALCULATION SHEET	
1	Standard Atmospheric Pressure Adjusted For Specific Gravity Of Liquid Being Pumped $10,33\text{m} \div 1,0 = 10,33\text{m}$ (S.G.) 10,33m
DEDUCTIONS	
2	Altitude or Elevation..... 0,70m Actual Elevation 600m
3	Vapor Pressure..... 0,67m (Temp of Liquid 37,8°C Liquid) Water
4	Total Dynamic Suction Lift... 4,6m (Static Lift 3,6m + Friction Loss 1,0m)
5	Safety Factor..... 0,61m 0,61 m for water-like liquids 0,92 m for petroleum products
6	Total Deductions 6,58m -6,58m
7	Net Positive Suction Head Available (Subtract 6 from 1) 3,75m
8	Net Positive Suction Head Required By Pump 3,1m
9	Net Positive Suction Head Of System (Subtract 8 from 7) +0,65m

NOTE: If N.P.S.H. of a system is a positive number, system will function as expected.

If N.P.S.H. of system is a negative number, system will not function as required, and damage to equipment can be expected.

Step 6 Total Deductions. Add up the deductions for altitude vapor pressure, total dynamic suction lift and safety factor and write this number in the space provided.

Step 7 Net Positive Suction Head Available. Subtract the total deductions in Step 6 (6,58m) from the Standard Atmospheric Pressure adjusted for specific weight in Step 1 (10,33m). At this point, your figure in Step 7 would be 3,75m.

Step 8 Net Positive Suction Head Required By Pump. This information must be obtained from the manufacturer of the pump. In this case we will look at a T8 curve (attached). Read the curve across the bottom until you get to the flow rate of 410 m³/h. Now go up until you intersect the dashed N.P.S.H. line. Read across to the right to determine how much N.P.S.H. is required by this pump at a flow rate of 410 m³/h.

You should have determined the N.P.S.H.r. to be 3,1m. Write this in the space provided.

Step 9 Net Positive Suction Head of System.

Subtract the N.P.S.H.r. (Step 8) from the N.P.S.H.a. (Step 7). Your number is +0,65m.

You have just done a complete N.P.S.H. calculation and found out your system will work at the design condition point. Had any of the conditions been different enough to cause your number in Step 9 to be negative, the system would not work at the desired flow rate. Theoretically, as long as you have any positive number in Step 9 the system will function, such as +.01. However, I feel more comfortable with at least +0,31.

WHAT HAPPENS TO PUMP SYSTEMS WHEN THERE IS INSUFFICIENT N.P.S.H.

The symptoms of insufficient N.P.S.H. are just like those of a too high suction lift or partially blocked suction line. The results are the same, a vacuum at the eye of the impeller that is high enough to allow the liquid to flash to vapor. In other words, cavitation. You can also expect noise and vibration to be present when the system suffers from insufficient N.P.S.H. Damaged impellers, due to the cavitation at the eye, are also a sure thing. Reduced flow and low pressure can in turn be problems. The results of insufficient N.P.S.H. are all bad.

WHAT CAN BE DONE WHEN N.P.S.H. IS A LIMITING FACTOR

Once you have gone through the calculation and found that your system has an N.P.S.H. problem you will have to analyze what could be changed. For instance, if the N.P.S.H. calculation shows a -0,6 m in Step 9, you will have to find a way to make up 0,7-1,0 m in the system. The easiest way is to simply raise the off level in your liquid sump 0,6 m or 1,0 m, thus reducing the static suction lift. The selection of a different pump may also be helpful.

You probably won't be able to gain much altitude or vapor pressure. Never disregard the safety factor since it is to protect your system from fluctuations in atmospheric pressure. Be careful in oversizing suction lines as this will increase prime times.

CHART A

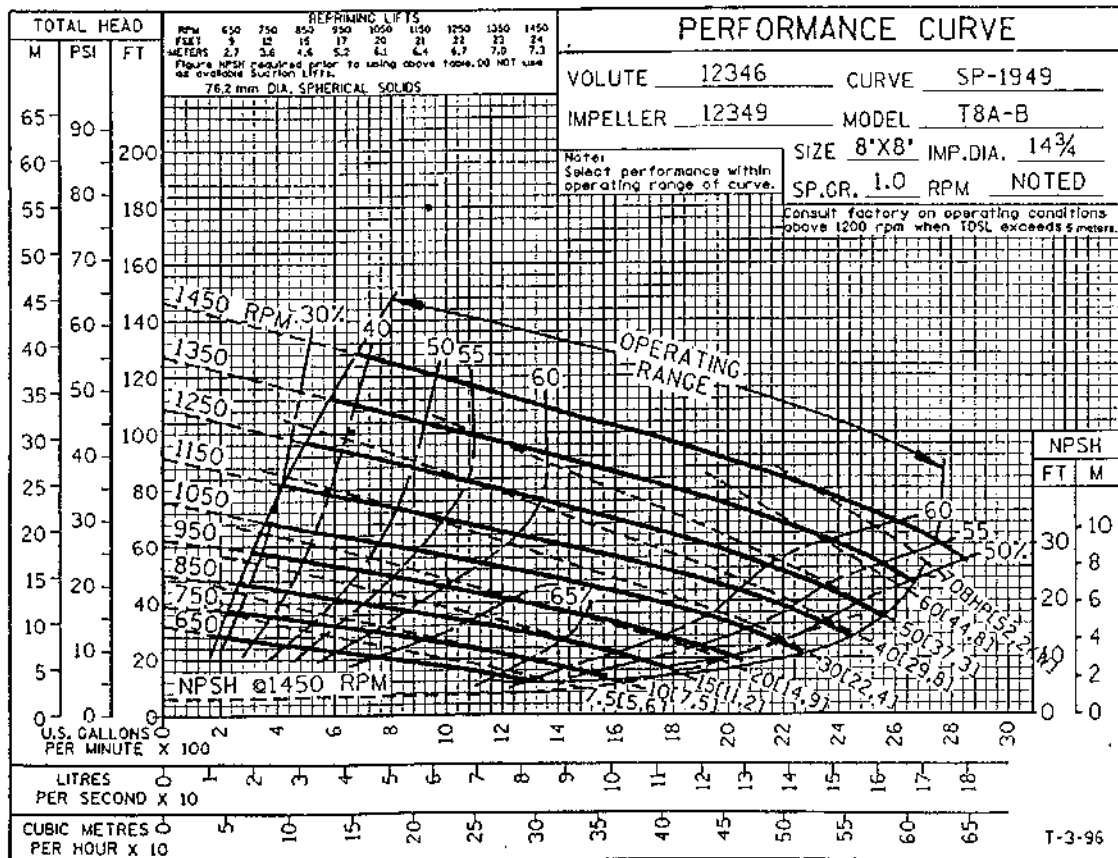
APPROXIMATE ATMOSPHERIC PRESSURE CONDITIONS ELEVATIONS ABOVE SEA LEVEL			
ALTITUDE ABOVE SEA LEVEL IN METERS	REDUCTION TO MAXIMUM PRACTICAL DYNAMIC LIFT IN METERS	BAROMETRIC READING MILLIMETERS OF MERCURY	EQUIVALENT HEAD IN METERS OF WATER
0	0	756	10,33
300	0,36	733	9,97
600	0,70	707	9,63
900	1,05	681	9,27
1200	1,39	656	8,94
1500	1,71	632	8,62
1800	2,02	609	8,31
2100	2,32	586	8,01
2500	2,73	564	7,60

*Please pass this newsletter along to others in your company. If you need help solving a N.P.S.H. problem, DON'T GUESS. Call the factory. Additional copies are available upon request at no charge.

CHART B

VAPOR PRESSURE WATER CHARACTERISTICS			
TEMPERATURE °C	VAPOR PRESSURE		SPECIFIC WEIGHT
	KPa ABSOLUTE	METERS	
4,4	0,839	0,086	1,000
10,0	1,228	0,125	0,999
15,6	1,767	0,180	0,999
21,1	2,504	0,248	0,998
26,7	3,495	0,357	0,997
32,2	4,814	0,491	0,995
37,8	6,545	0,668	0,993
43,3	8,791	0,897	0,991
48,9	11,666	1,192	0,989
54,4	15,327	1,568	0,986
60,0	19,919	2,035	0,983
65,6	25,635	2,609	0,980
71,1	32,688	3,336	0,977
76,7	41,314	4,218	0,974
82,2	51,780	5,288	0,970
87,8	64,391	6,568	0,966
93,3	79,497	8,123	0,963
98,9	97,355	9,937	0,959
104,4	118,522	12,101	0,955

CHART C



METRIC CALCULATION FOR NET POSITIVE SUCTION HEAD

- 1 Standard Atmospheric Pressure Adjusted For
Specific Weight Of Liquid Being Pumped**

$$10.33 \text{ Meters} \div \text{S.W.} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ M} \longrightarrow \boxed{\hspace{2cm}} \text{ M}$$

Deductions

- 2 Altitude or Elevation** $\dots\dots\dots$ M

Actual Elevation $\dots\dots\dots$ Meters

- 3 Vapor Pressure** $\dots\dots\dots$ M

(Temp of Liquid $\dots\dots\dots$ °C Liquid $\dots\dots\dots$)

- 4 Total Dynamic Suction Lift** $\dots\dots\dots$ M

(Static Lift $\dots\dots\dots$ Meters + Friction Loss $\dots\dots\dots$ M)

- 5 Safety Factor** $\dots\dots\dots$ M

0,61 meters for water-like liquids

0,92 meters for petroleum-like products

- 6 Total
Deductions**

$$\underline{\underline{\hspace{2cm}}} \text{ M} \longrightarrow \boxed{- \hspace{2cm}} \text{ M}$$

- 7 Net Positive Suction
Head Available**

(Subtract 6 from 1)

$$\longrightarrow \boxed{\hspace{2cm}} \text{ M}$$

- 8 Net Positive Suction
Head Required By Pump**

$$\longrightarrow \boxed{- \hspace{2cm}} \text{ M}$$

- 9 Net Positive Suction
Head Of System**

(Subtract 8 from 7)

$$\longrightarrow \boxed{\hspace{2cm}} \text{ M}$$

NOTE: If N.P.S.H. of system is a positive number,
system will function as expected.

If N.P.S.H. of system is a negative number,
system will not function as required, and damage
to equipment can be expected.

PUMPING SYSTEM AND HYDRAULIC COMPONENTS

By Armin GÖRISCH
KSB AKTIENGESELLSCHAFT

ABSTRACT

The following documentation deals with fundamental considerations concerning the design of pumping systems and components in general. The pump, as the heart of the plant, is given special attention.

Also discussed are such essential terms as NPSH available (NPSH-A), NPSH required (NPSH-R), calculation of the system curve, permissible pump operating ranges, and helpful hints on pump selection.

The normal task of a pumping system is to transfer a fluid from point 'A' to point 'B'. The relevant geographical survey clarifies the elevations on the intake and discharge ends and the run of pipes. The pump's installation code in relation to the feed reservoir is decisive for the cost of both the structure and the pumps. Also important is the surge control aspect and, hence, the potential effects of surge control systems.

In spite of the fact that flow and pressure requirements for water and sewage are fundamentally different, the above mentioned aspects will be handled more generally.

GENERAL ASPECTS

The many considerations involved in the design of pumping systems make an overview desirable for project engineers, designers, city engineers, utility managers, and for both beginners and (as a partial checklist with helpful hints) for experienced designers.

The purpose of a preliminary engineering phase of a pumping systems design project is to make the major decisions that establish such things as

- Whether a pumping system can be avoided in favour of an alternative solution
- The best site (with all factors considered)
- The type of pumping station and pumps
- The kind of drivers, constant or variable speed, electric or engine
- The need for (and type of) standby power
- The type of construction: excavation with sloping sides, sheeting, cofferdam, or caisson
- Extent of automation, control, and data recording and/or transmission
- Force main route and profile
- Auxiliary systems such as cranes and chlorination.

Most of the decisions can only be reached after cost comparison studies are made. Pumping stations are expensive to construct, maintain, and operate. Therefore nearly all decisions should be made with the co-ordinated help of supporting professionals, whether in-house or carefully selected outside consultants.

the following the disciplines and subdisciplines with their major duties are shown:

Civil engineering

- **Surveying:** Topography, excavation, elevations, demands; check alternatives: e.g. a reservoir at a critical elevation that could be filled when water demands (and transmission costs) are low
- **Soils (or geotechnical) engineering:** best site, check alternatives: e.g. a deep, gravity-flow interceptor sewer (in a tunnel?) or individual, on-site, or community underground sewage disposal systems at a lower elevation, especially for small service areas.
- **Structural engineering:** civil facilities (simple but safe)
- **Architecture**, incl. environmental engineering: landscape, city development etc.

Mechanical engineering

- **Hydraulics:** review and analyse existing systems (could their output be increased, e.g. by changing impellers, pumps or drives), solutions with best efficiency, transient analysis
- Noise, vibration and/or odour control
- Other equipment as drives, valves, heating/ventilating and/or conditioning, chlorination etc.
- Instrumentation and control requirements

Electrical engineering

- Power availability, power transmission
- Instrumentation and control system

Economic analysts

- Investment costs, incl. capital costs, spare parts inventory (e.g. seals, bearings, gaskets etc.)
- Annual operation and maintenance costs, incl. additional skilled personnel, power (also for heating/ventilation and/or odour control etc.), lubricants, additional spare parts (for repair).
- Service life and replacement cost recovery

HYDRAULIC CONSTRAINTS

The hydraulic constraints include the flow capacity (and the range of capacities), the discharge characteristics required of the pumps (the range of both the flow and the head), the suction head, and the type of fluid pumped.

DESIGNING PUMPING SYSTEMS

Pumping stations should be designed to handle flows from the entire service area. Obtain owner input regarding the size of the service area. Install a pumping capacity that is adequate for the fully developed service area. When making flow projections regard following points

- Choose a realistic design period, but try to meet flow demands beyond the design period;
- Design the station layout to allow for planned increases in the capacity at specific times within the design period;
- Carefully consider the maximum daily and hourly flowrates, the requirements for fire flow, and a combination of the two.
- If head and flow are expected to change significantly over the years, choose pumps with medium-sized impellers so that impellers only - not pumps - need to be changed to match the flow. Always use the larger pump size when choosing between two sizes.
- Choose correct pipe roughness (or range of roughnesses) and not a single "conservative" value.
- According to annual energy costs, consider the equipment (pump, motor etc.) with the highest efficiency. Even a higher price can reduce your total costs dramatically, because very often the energy costs are much higher than the initial cost for equipment.
- Optimise the size of force mains. Water hammer calculations have to be carried out and may require additional, expensive control equipment and structures.

TYPES OF WATER PUMPING SYSTEMS

For the purpose discussion, water pumping stations are considered to fall into five general categories or systems.

- Source (such as a well) pump discharging into an elevated tank
- Raw water pumping from a river or lake
- In-line booster pumping into an elevated tank
- High service pumping of finished water at high pressure
- Distribution system booster without a storage tank in the piping system

Functionally, there may be little difference between high service and distribution or in-line booster pumping or between low service (raw water pumping to a treatment plant) and booster pumping.

EXAMPLES FOR BOOSTER PUMPING SYSTEMS

Booster pumps can be divided into two types: in-line and distribution. In-line boosters take suction from an incoming pipeline, pressurise all the water, and discharge it into another pipeline. Distribution boosters take suction typically from storage (although sometimes from a portion of the flow in a pipeline) and maintain a given pressure (within limits) for supply in a distribution system at wide ranges of demand.

IN-LINE BOOSTER PUMPING STATIONS

The potential advantages of an in-line booster pumping station include: (1) the pipeline on the suction side of the booster station can be designed for a lower pressure rating, which thereby reduces the pipeline construction costs; (2) all of the water in the system need not be pumped at maximum system pressure, so energy costs are reduced; and (3) the primary pumping station (e.g., the source pumping station at a clear well or reservoir) need not be designed for the high-pressure conditions that are necessary for only a part of the entire water system.

General comments concerning the typical transmission main in-line booster pumping station, illustrated schematically in Figure 1a, are as follows:

System Fig. 1a	System Fig. 1b
Gravity suction flow	Primary pumping station
Critical suction side HGL (hydraulic grade line) = point B	H-Q-curve of primary pumps = point B
Reduction in costs of pipeline, only low pressure rating	Capital and annual costs of booster station against reduction of costs for primary station and pipeline
Maximum TDH (total dynamic head) at required flow and cavitation free operation at minimum TDH	TDH divided, but carefully matching of both pumping units for equal flow rate required
Booster station independent, normal transient analysis for suction pipeline - pump station - discharge pipeline = normal surge system design	Booster station not independent, complex transient analysis, both pumping stations can fail or only one = complex surge system design, protection for each one if the other fails.

ISTRIBUTION BOOSTER PUMPING STATIONS

Examples of booster pumping station installation that provide pressure to a municipal water supply per service zone are schematically shown in Figures 2a and 2b:

System Fig. 2a	System Fig. 2b
System hydraulics controlled by water level in elevated reservoir	Elevated reservoir not economic due to small area and flat terrain
Pumps controlled by system pressure. If no other demand, elevated reservoir will be filled.	System hydraulics controlled by hydropneumatic tank, its pressure control pump start and stop
Pump-control valve or equivalent device necessary to reduce transient pressures of start-up and shut-down	Hydropneumatic tank will smooth pressure fluctuations
Hydropneumatic tank can improve service $\Rightarrow$ no rapid pressure fluctuation	To reduce energy costs to take in consideration variable speed drive

PUMP SELECTION

The main characteristic quantities of a centrifugal pump are its:

Capacity	[m ³ /h]	Discharge head	[m]
Input power	[kW]	Efficiency	[%]
NPSH-R	[m]		

With the aid of an appropriate drive assembly, the pump delivers a combination of medium flow and discharge head. The main prerequisite for achieving the specified data (Q, H, η) is that the NPSH-A of the pumping station be at least as large as the NPSH-R called for by the centrifugal pump.

In other words: the NPSH-R of the centrifugal pump, as the required, pump-specific minimum total pressure at the pump's suction flange in excess of the respective vapour pressure of the incoming water, is a major requirement of the pump - one which must be satisfied by the system in the form of an equal or larger NPSH-A.

$$\text{NPSH-A} \geq \text{NPSH-R}$$

Figure 3a illustrates the pump operating range as a function of NPSH-A and NPSH-R

Figure 3b illustrates an optimisation study for the case of a single-stage, single-flow, dry-installed pump for which not only the cost of the plant and equipment is of interest, but also the cost of operation relative to changes in efficiency. The optimum elevation for the centrifugal pump is determined by the cost of plant as well as by the three main characteristics Q-H, NPSH-A and η (operating costs!). The effect of the requirement $\text{NPSH-A} \geq \text{NPSH-R}$ also depends on the quality of the centrifugal pump with regard to its net positive suction head requirement, i.e., on how familiar the pump's design engineer and/or manufacturer is with the NPSH behaviour of centrifugal pumps.

Optimisation is crucially dependent on the selection of an optimal speed and, of course, an appropriately well-designed waterworks pump.

The maximum efficiency that can be achieved by a centrifugal pump is also depending on the flow type of this pump. The flow type is characterised by the specific speed n_q , the characteristic hydraulic value of a centrifugal pump.

Pumps of radial flow type are at $n_q \leq 60$, mixed flow type pumps have n_q values between 50 and 120 and axial flow pump are at $n_q \geq 100$.

The range of best efficiency is between $30 \leq n_q \leq 100$ but depending on the flow, increasing flow gives increasing efficiency, if head and speed remain constant.

PUMPS FOR WATER SUPPLY AND SEWAGE HANDLING SYSTEMS

The production range of the pump manufacturer comprises more or less all types of centrifugal pumps

Fields of application	Type of pumps					
	Submersible motor pumps	Vertical spindle well pumps	Volute casing, radially split, single flow impeller	High pressure, single or multistage	Volute casing, axially split, double flow impeller	Tubular casing, radially split, axial and mixed flow impeller
<u>Water Winning</u>						
Ground water	X	X				
surface water	X	X	X	X	X	X
<u>Water Treatment</u>			X	X	X	
<u>Transport of Water</u>	X	X	X	X	X	
<u>Irrigation and Drainage</u>						
River pumping stations	X	X	X		X	X
Ground water	X	X				
<u>Sewage</u>	X	X	X			X

Decades of experience in pump engineering and hydraulic optimisation show that such pumps achieve best-possible efficiency in accordance with their quality of design. With regard to large waterworks pumps, i.e. to their energy consumption and other aforementioned factors, installing a diffuser between the impeller and the volute casing can significantly enhance the efficiency of single-stage, single- and double-flow volute casing pumps operating in certain specific speed ranges.

Apart from those aspects of pump design, it should also be noted that the nature of the pumped medium plays a dominant role in the choice of materials for the impeller, diffuser and volute casing. Naturally, different materials are required for different water qualities (corrosive, abrasive, ...).

PIPES AND FITTINGS

The selection of the right types and sizes of pipe, fittings, and associated materials commonly used in pumping system for the pressurised flow of water, sewage, and sludge has got very important influence for pipe the initial costs. For long transmission you have to calculate the optimum pipe diameter regarding energy cost and initial cost.

SELECTION OF EXPOSED PIPE

Factors to be considered in the selection of pipe (whether exposed or buried) include the following:

- Properties of the fluid, as corrosive or scale-forming properties, unusual characteristics,
- Service Conditions, as pressure (including surges and transients).
- Corrosive atmosphere for exposed piping, soil load, bearing capacity and settlement, external loads, and corrosion potential for buried piping
- Availability, depending on sizes, thickness, availability of fittings
- Properties of the pipe, as strength, ductility corrosion resistance and fluid friction resistance
- Economies, as required life, maintenance, cost (incl. freight to job site), repairs and salvage value

COMPARISON OF PIPE MATERIALS FOR BURIED SERVICE

Pipe	Advantages	Disadvantages/limitations
Ductile iron pipe (DIP)	high strength for supporting earth loads, long life	may require wrapping or cathodic protection in corrosive soils
Steel pipe	high strength for supporting earth loads	poor corrosion resistance unless both lined and coated or wrapped, may require cathodic protection in corrosive soils
Polyvinyl chloride (PVC) pipe	Tensile strength light in weight, very durable, very smooth, liners and wrapping not required, good variety of fittings available or can use ductile or cast-iron fittings with adapters, can be solvent-welded; diameters from 100 to 375 mm	Maximum pressure = 24 bar little reserve of strength for water hammer, limited resistance to cyclic loading, unsuited for outdoor use above ground
Asbestos cement (AC) pipe (ACP)	Yield strength: not applicable; design based on crushing strength, rigid, light weight in long lengths, low cost; diameters from 100 to 1050 mm, compatible with cast-iron fittings, pressure ratings from 16 to 31 bar for large pipe 450 mm or more	Attacked by soft water, acids, sulphates; requires thrust blocks at elbows, tees, and dead ends; maximum pressure = 13,8 bar for pipe up to 400 mm; health hazards of asbestos in potable water service are controversial
Reinforced concrete pressure pipe (RCP)	Several types available to suit different conditions. High strength for supporting earth loads, wide variety of sizes and pressure ratings, low cost, sizes from 600 to 4000 mm	Attacked by soft water, acids, sulphides, sulphates, and chlorides, often requires protective coatings; water hammer can crack outer shell, exposing reinforcement to corrosion and destroying its strength with time; maximum pressure 13,8 bar

VALVES

Most valves in a pumping station are for isolation service and, as such, are either open or closed. Check valves respond to flow direction and open and close automatically. Pump control valves serve a dual function as check valves and the powered actuators are programmed to open and close slowly enough to control transient pipeline pressures within acceptable limits. If used at all, control valves are the most important valves in a pumping station. Pressure-control valves are sometimes used in distribution systems to separate regions of two different pressures. In pumping stations, surge relief or surge anticipation valves are occasionally used to relieve high-pressure surges.

The associated design considerations of cavitation, noise, actuator sizing, and vibration are specific for the brand and model of the valve used and, hence, are not discussed. But designers should be aware of the problems and explore them thoroughly with the manufacturer.

ISOLATION VALVES

Isolation valves are either fully closed or opened. Valves that remain in one position for extended periods become difficult - even impossible - to operate unless they are "exercised" from time to time. Valves should be exercised at least once each year (more often if the water is corrosive or dirty), and the required exercise routine should be emphasised in the O&M manual.

Isolation valves likely to be used for water service include

- Ball, expensive, used rarely for isolation only
- Butterfly, common for water service but unusual for sewage service
- Cone, expensive, used rarely for isolation only
- Eccentric plug, excellent and useful in all sizes and services
- Gate, popular all sizes and services
- Plug, either lubricated or non lubricated rarely used for isolation only.

BALL VALVES

The rotor (round plug) in a ball valve rotates 90° from fully closed to fully open. A ball valve has very low headloss in the fully open position because the bore of the pipe is carried straight through the ball, which results in headloss nearly the same as in a straight piece of pipe of the same laying length as the valve.

Ball valves in water, sewage, and sludge pumping stations are not ordinarily used as isolation valves. An advantage of a ball valve is that it offers a relatively leak-free seal.

BUTTERFLY VALVES

A butterfly valve is a quarter-turn valve in which a disc (or rectangular vane for square channels) is rotated on a shaft so that the disc seats on a ring in the valve body. The seat usually is an elastomer bonded or fastened either to the vane or to the body.

Butterfly valves are used in both isolation and limited throttling service. Butterfly valves can be designed for leak proof shut-off, but leakage is significant without a resilient seat. Solids, wear, and scale build-up cause leakage even with resilient seats. In throttling service, the control range for the vane angle is about 15°/20° to 60°/70°. Because the majority of butterfly valve designs is entirely unsuitable for throttling and some are prone to failure, select only valves recommended by the manufacturer for throttling.

ECCENTRIC PLUG VALVES

In an eccentric plug valve, both the body and the plug seat are offset from the centre of rotation so that when the valve is opened the plug-seat surface rotates away from the body-seat surface; this movement minimises the scraping and deterioration of seats common in other valves.

Plug valves are especially attractive in sewage and sludge applications because there is nothing to become jammed or clogged with solids. The plug is usually coated with an elastomer, such as neoprene, to obtain a resilient seating.

GATE VALVES

A gate valve has a disc sliding in a bonnet at a right angle to the direction of flow. Gate valves are further divided into several subtypes: double disc, solid wedge resilient seated or metal seated, knife with rising or non rising stem.

Gate valves are suitable only for isolation (open/closed) service. They should not be used for throttling service because a relatively small valve opening allows a high flow capacity. Furthermore, gate valves are subject to damaging vibration when partly open.

CHECK VALVES

In comparison with choosing other valves, the judicious selection of the right valve for check service is by far the most difficult and frustrating. Location is particularly important for check valves; for example, check valves on manifolds usually behave quite differently from isolated check valves. Check valves should, if possible, be placed no closer than four or five pipe diameters from a pump. Special attention shall be drawn to check valves in systems with surge vessels. In this case they should be quick-acting as nozzle check valves do or they should be additionally equipped with a damping device to avoid slamming.

ANGLE VALVES

An angle valve is useful if it can serve the dual purpose of a 90° elbow and a valve, in a straight piping run; instead, a globe valve should be used. Angle valves are best used in clear liquid service because fluids containing grit or abrasives cause severe seat erosion.

GLOBE VALVES

As in the angle valve, a globe valve has a disc or plug that moves vertically in a bulbous body. Flow through a globe valve is directed through two 90° turns - upward and then outward - and is controlled or restricted by the disc or plug. The pressure drop or headloss is higher than in angle, gate, butterfly, or ball valves.

Because of this high pressure drop - even in the wide open position - globe valves are not ordinarily used as isolation valves except in seal water, gas, and fuel oil pipelines. They are used in applications requiring throttling, such as pressure or flow control.

Never use globe or gate valves for sewage or sludge service because they are prone to become blocked with solids.

NEEDLE VALVES

A needle valve is a special variation of a globe valve. The plug is a slender tapered needle. The flow annulus is easily blocked by particles; otherwise, its characteristics, advantages and disadvantages are much the same as for a globe valve.

A needle valve offers very fine pressure and flow control, even in a low flow range with the valve almost completely closed. It is often used in seal water piping and, to control the speed of operation, in the control piping of other valve types.

CONTROL VALVES

The control valves likely to be used for water service include angle, ball, butterfly, cone, globe, needle (for fine flow regulation in control piping), and eccentric, lubricated, or non lubricated plug valves. The only valves suitable for control of sewage are ball, cone, long radius elbow and eccentric, lubricated or non lubricated plug valves.

LEGEND

Q	flow	m ³ /s
H	manometric head	m
P	pump absorbed power	kW
η	efficiency	%
NPSH-R	net positive suction head required	m
NPSH-A	net positive suction head available	m
n	rotational speed	min ⁻¹
n_q	specific speed	"rpm"
	$N_s [\text{US-Units}] = 51,6 * n_q$	

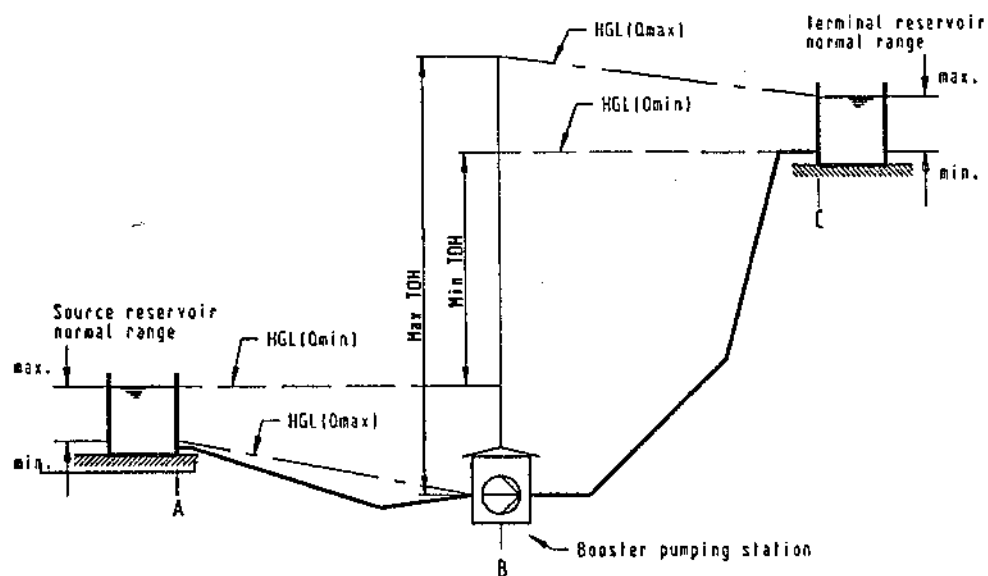


Fig.1a Transmission main with an in-line booster pumping station.
Gravity flow out of the source reservoir.

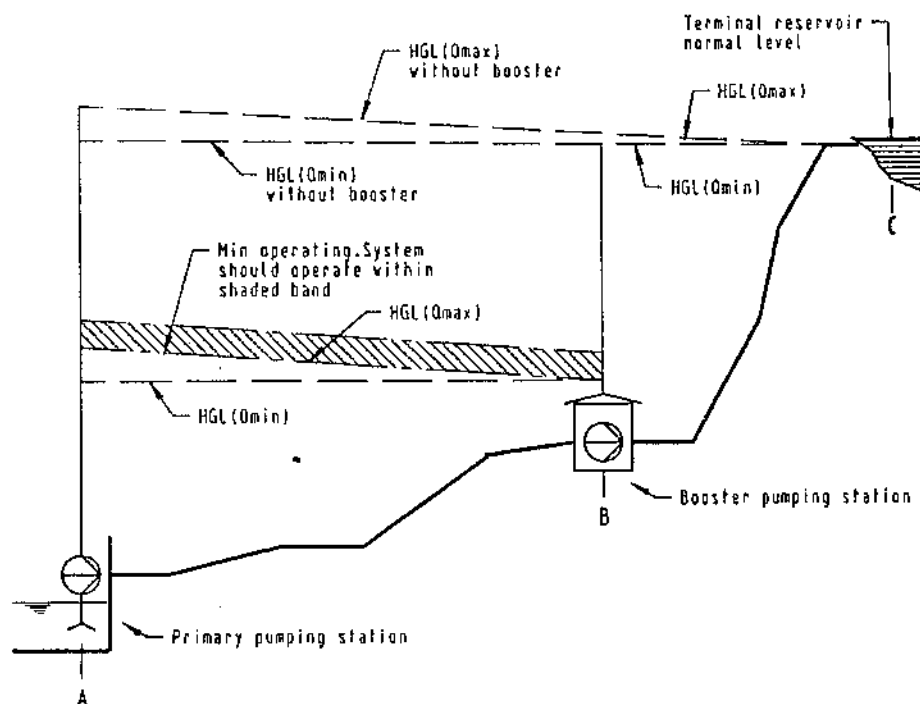


Fig.1b Transmission main with an primary pumping station and
a booster pumping station.

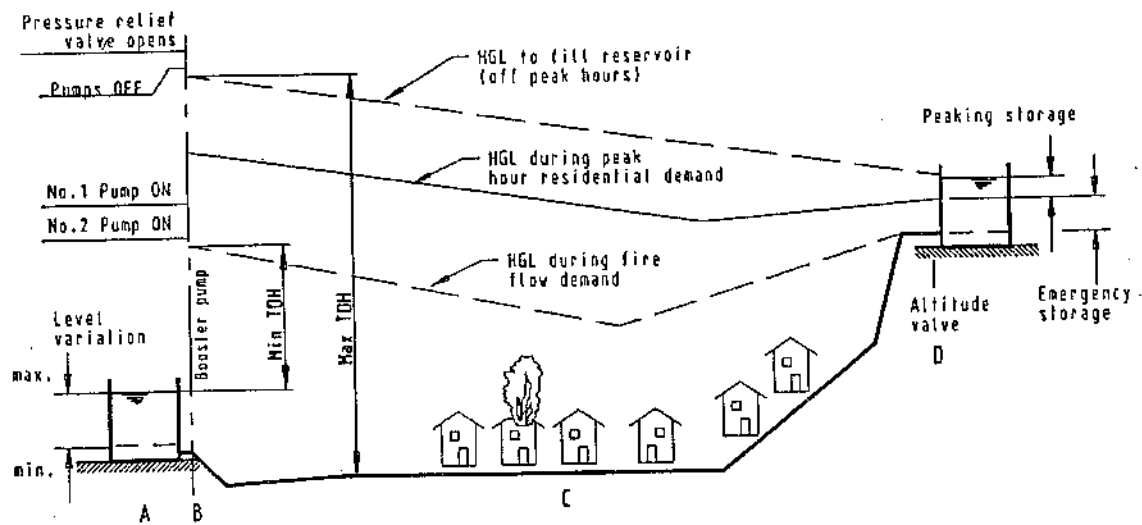


Fig.2a Distribution system booster with reservoir control of the hydraulic gradeline.

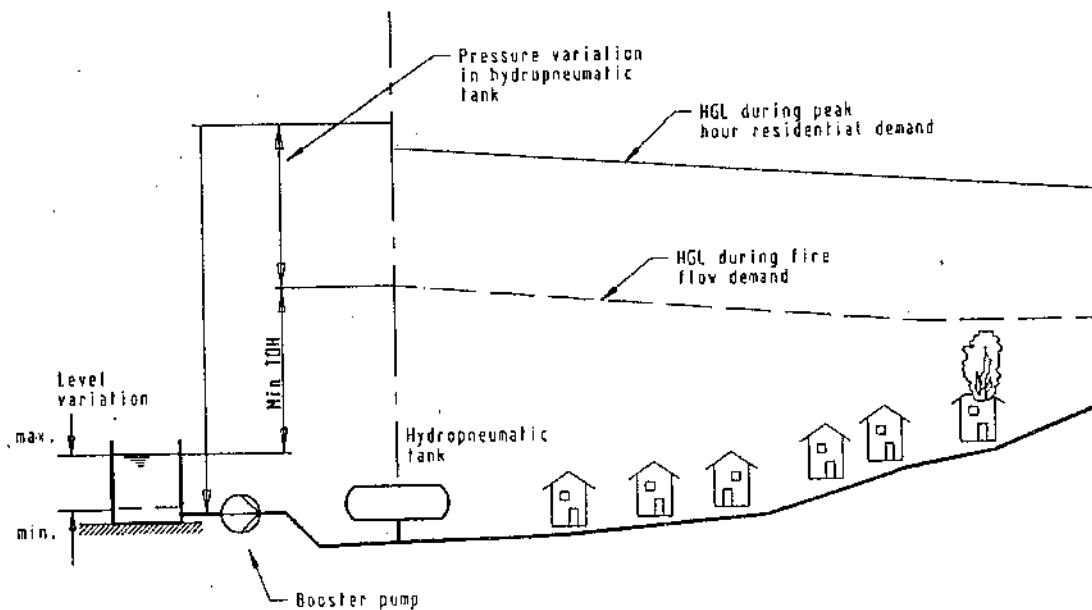


Fig.2b Distribution system booster without reservoir control of the hydraulic gradeline.

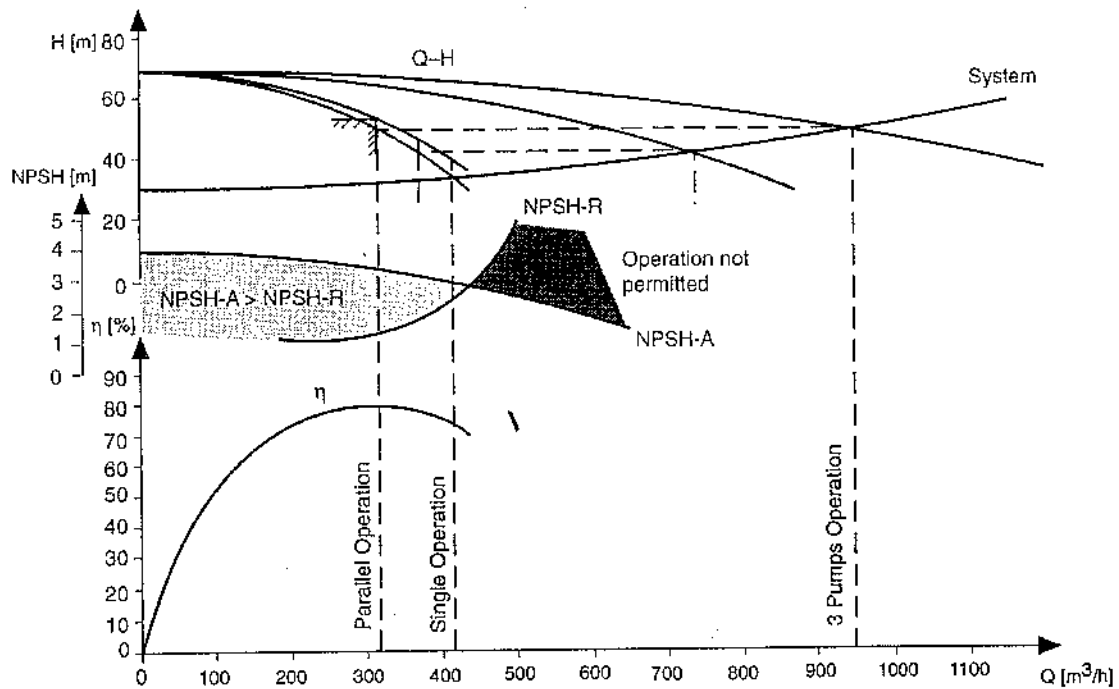


Fig. 3a Pump operating range as a function of NPSH-A and NPSH-R

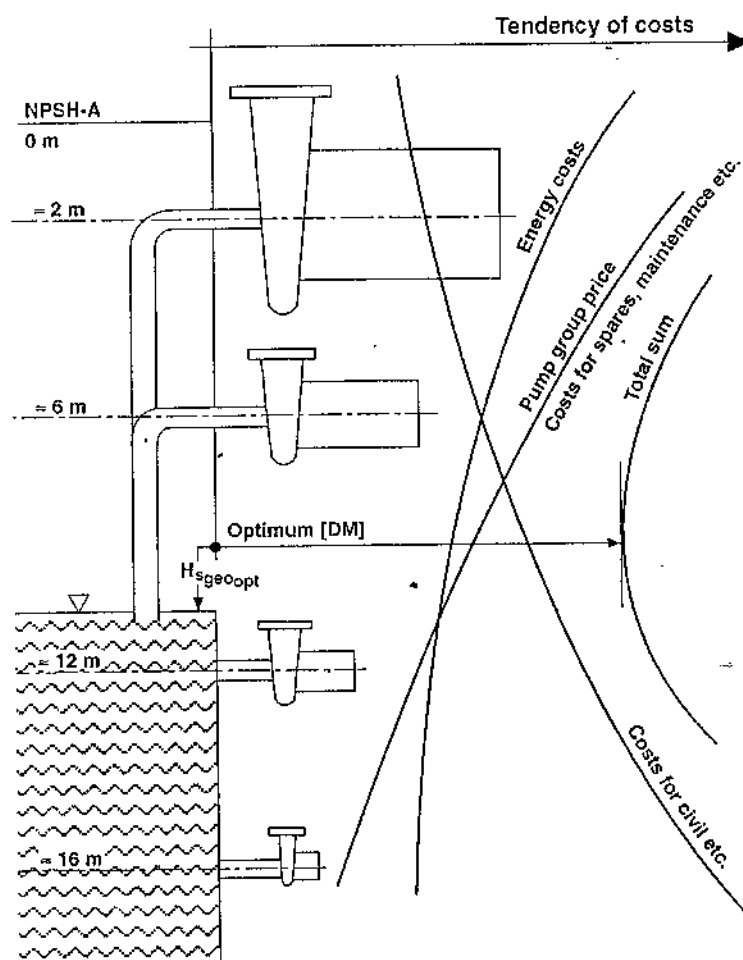


Fig. 3b Optimisation for single stage, single flow pump depending on NPSH-A, size etc.

POMPA ÇARKLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI ve İMALATI

Araş. Gör. Kerem PEKKAN
ODTÜ Makina Müh. Bölümü*

Prof. Dr. Cahit ERALP
ODTÜ Makina Müh. Bölümü

*Yayın tarihinde Roketsan Müh-Ge 'de çalışmaktadır

ABSTRAKT

İki farklı prototip pompa çarkı, daha önce ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde geliştirilmiş bilgisayar programı kullanılarak tasarlanmıştır. Çarkların geometrisi, hem programın doğru çalıştığını kanıtlayabilecek, hem de üniversitedeki bilgisayar destekli tasarım ve üretim tesislerinin tamamen kullanılmasına imkan verecek şekilde seçilmiştir. Tasarım kodu, klasik tasarım hesaplarına ek olarak, bazı tasarım parametrelerini pompa üreticilerinin verilerinden yarı deneysel bir teknik kullanarak çıkartmaktadır. Kişisel bilgisayarlar üzerinde çalışan Santrifüj Pompa Tasarım Kodundan elde edilen çark geometrileri, ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım ve İmalat Merkezindeki (ODTÜ-BİLTİR) iş istasyonlarına transfer edilmiştir. Burada ICEM adlı paket program kullanılarak çarkların son şekli verilmiş, üretim için gerekli olan dosyaları G-Koduna transfer edebilmek için kullanılan freze için (Deckel FP5cc/T) 5-eksen bir son işlemci yazılmıştır. Üretilen pompalar performans değerlendirmesi için deney düzeneğine bağlanmıştır. Test¹ sonuçları göstermiştir ki, son ürünler tasarım spesifikasyonlarını sağlamıştır.

1. GİRİŞ

Turbomakina uygulamalarında karşılaşılan üç boyutlu, kompleks geometrilerin kaçınılmazlığı bilgisayar destekli tasarım ve imalat yöntemlerinin kullanılmasına yol açmıştır. Pompalarda geometri belirleyici bir parametre olan Spesifik Hız arttıkça çark geometrisindeki dönüş artmakta ve pompaların üretimlerinde zorlaşmaktadır. Başarılı bir pompa tasarımından yüksek verimlilik ve basınç, birim giriş alanına düşen yüksek debi, optimum uzunluk, çıkış çapı ve ağırlık, güvenilir mekanik tasarım ve üretim beklenir. Literatürde özellikle kompresör üreticilerinin kullandığı gelişmiş bilgisayar destekli tasarım sistemleri mevcuttur. Gelişen ve aynı zamanda da ucuzlayan bilgisayar teknolojisi küçük ve orta ölçekli pompa üreticilerinin de bu sistemleri son yıllarda kullanmaya başlamalarına imkan tanımıştır. Bilgisayar kontrollü tezgahlar ve tasarımın yapıldığı iş istasyonları arasında kurulacak yerel bilgisayar ağı, hem çabuk prototip üretimine, hemde tek bağlamada üç boyutlu ve hassas çarkların işlenmesine imkan tanımaktadır. Pompa çarklarının genelde dökümden çıkartılmalarına rağmen, yüksek dönüş dönüş hızları için balans gerektirmeyen çark üretimlerinde, yüksek yüzey kalitesi ve hızlı prototip istenen durumlarda bilgisayar kontrollü tezgahların kullanılması kaçınılmazdır.

ODTÜ Makina Mühendisliği bölümünde geliştirilen Santrifüj Pompa Çarkı programı kullanılarak iki farklı çark tasarımı yapılmış ve Üniversitedeki BİLTİR Bilgisayar Destekli Tasarım ve İmalat Merkezinde bulunan 5-eksen freze ile imal edilmişlerdir. Üretilen iki pompanın tasarım hedefleri ve geometrileri aşağıda verilmiştir.

Çark Seri Kodu	S	D
Çark Geometrisi	Tek Dönüslü	Çift Dönüslü
Spesifik Hız	0.392	0.499
Verim	0.630	0.630
Güç (kW)	8.65	6.27
Debi (m ³ /s)	0.0139	0.0139
Basınç (mH ² O)	40	29
Dönüş Hızı (rpm)	2800	2800

Tablo 1. Üretilen Pompaların Tasarım Hedefleri

Bu çalışma ODTÜ Araştırma Fonu Projesi olarak desteklenmiştir.

'S' seri kodlu pompa çarkının (Çark S) üretilmesi için en az üç eksen kontrollü frezeze ihtiyaç vardır. Çark D içinse en az dört eksen ve bunlardan bağımsız bir döner tabla gereklidir. Bununla beraber üretim hızında ve kalitesinde artış sağlanabilmesi için beş ekseninde bilgisayar yardımıyla simultane kontrolü gereklidir.

Tasarımında kullanılan bilgisayar destekli Santrifüj pompa programının (CPID) kısa sürede sonuç vermesi, hem 5-eksen tezgahın limitleri içinde kalıp (örnek olarak kullanılan frezenin tablası öne 45 derece, arkaya ise sadece 15 derece eğilebilmektedir) hemde prototip olarak üretilen pompaların geometri açısından karşılaşılabilecek tüm üretim güçlüklerini kapsamaması ayrıca tasarlanan pompaların test düzeneğine uygunluğunu sağlamak için gerekli olan deneme yanılma süresinin çok kısalmasına yol açmıştır.

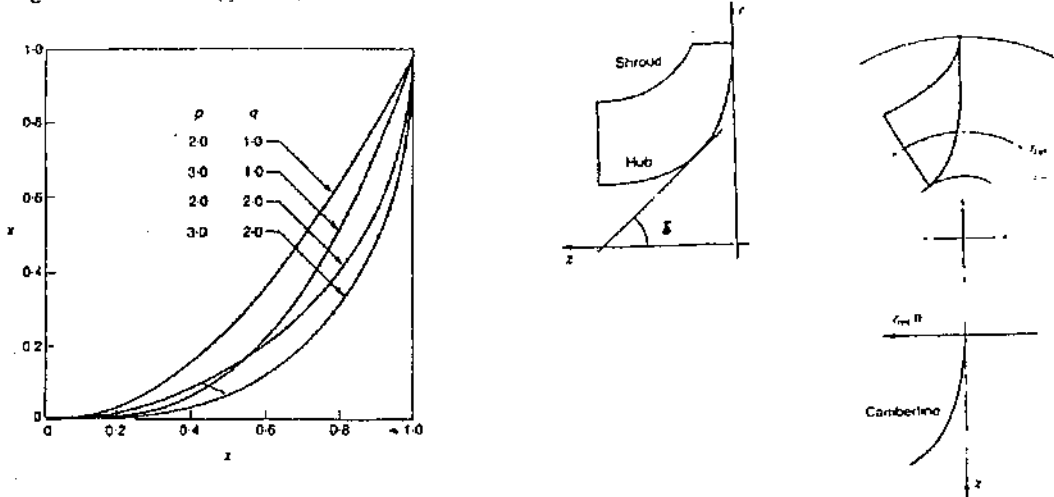
Günümüzde kullanılan pompa çarkı tasarım yöntemlerini üçe ayırmak mümkündür; analize dayanan, yarı-deneyssel ve evrik (inverse). Analize dayanan metodlarda bilinen çark geometrisi kullanılarak, pompa içi akış çözülür, ve çıkan sonuçlara göre ilk geometride değişiklik yapılır. evrik (inverse) metodlarda ise çark içindeki akıştan beklenen optimum ideal şartları sağlayacak geometrinin bulunmasına çalışılır. Pompa içi akışın komplike oluşu, çarkın dönüşü ve üç boyutlu geometri, yukarıda sayılan tasarım metodlarından elde edilen sonuçların yapılan varsayımlar ölçüsünde gerçekten uzak olmalarına yol açmaktadır. Yarı-deneyssel metodların çok çabuk sonuca ulaşmaları, pompalar için literatürde çok fazla empririk veri olması, tasarımcıların yarı deneyssel metodları özellikle ilk tasarım safhasında tercih etmelerinin nedenidir.

2. YÜZEYLERİN GEOMETRİK TANIMLANMASI

Santrifüj pompa çarkları, bunun yanında giriş, salyangoz ve çıkış bölgeleri için yüzey geometrisi bilgilerinin tasarım ve üretimde kullanıldığı gibi mukavemet, titreşim ve daha kapsamlı bilgisayar destekli akışkanlar mekaniği analizleri için de gerekebileceğinden, geometrik bilginin tanımlanması ve değişik analiz programları arası transferide büyük önem kazanır.

CPID Programı hem tek, hemde çift bükümlü çarklar için geometri bilgisini, yüksek verim ve girilen performans parametreleri doğrultusunda optimum kanat açılarını bularak hazırlar. İsteğe bağlı olarak döküm mastarı üretimi için kesit eğrilerini belirler. Bilgisayar destekli tasarım ve imalat ortamlarına uygun yüzey geometri modellenmesi aşağıda verildiği şekillerde yapılabilir;

Üç boyutlu çark yüzeyini, meridyonal (r-z) ve radyal (θ-z) yönde iki boyutlu *parametrik eğriler* (örneğin Lamé ovaleri) olarak tanımlamak. Pompa yüzeyi radyal doğrulardan oluşmuş ise, radyal yönde iz düşümünden elde edilen eğride lineer olur. (Şekil 1)



Şekil 1. Kanatların Değişik Düzlemlerdeki İzdüşümleri ve Radyal Çıkış için Lamé Ovaleri

Üç boyutlu yüzey parçaları kullanarak tüm çark geometrisinin tanımlanması. Bu methodda herhangi bir yüzey parçası için kartezyan koordinatlar;

$$x_1 = f_1(u, v)$$

$$x_2 = f_2(u, v)$$

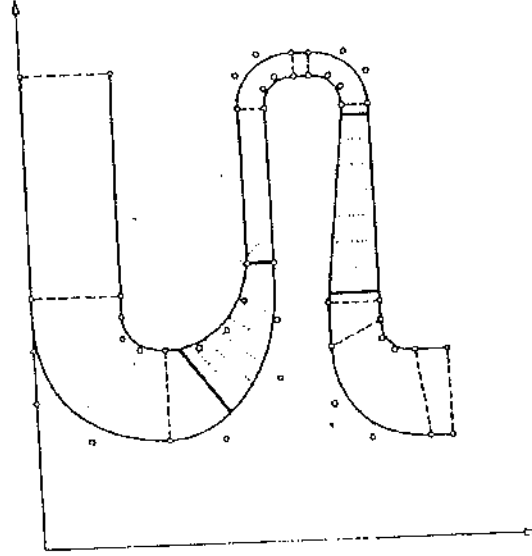
$$x_3 = f_3(u, v)$$

(1)

u ve v parametrelerinin 0 ve 1 değerleri yüzey parçasının köşe eğrilerini tanımlar.

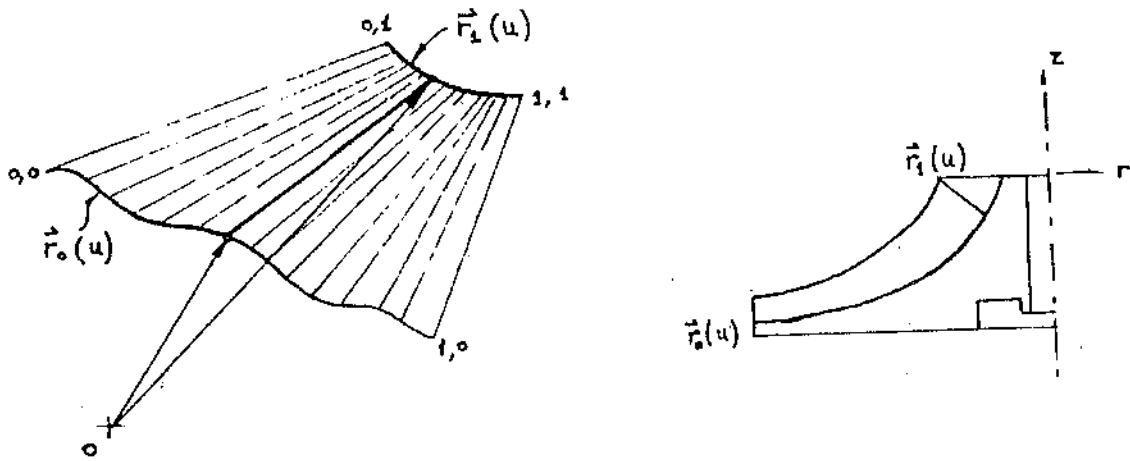
Bezier ve B-Spline yüzeyleri. (1) nolu denklemdeki fonksiyonlar için Bezier ve onun özel bir durumu olan B-Spline eğrileri, özellikle tasarımcının kontrol noktaları ($\bar{P}_0, \bar{P}_1, \bar{P}_2, \bar{P}_3$) ile interaktif oynayabilmesine olanak tanımları nedeniyle sıkça kullanılırlar. Örnek olarak dört kontrol noktasından geçen üçüncü dereceden Bezier polinomu aşağıda verilmiştir.

$$\bar{P}(u) = (1-u)^3 \bar{P}_0 + 3u(1-u)^2 \bar{P}_1 + 3u^2(1-u) \bar{P}_2 + u^3 \bar{P}_3 \quad (2)$$



Şekil 2. Meridyonal düzlemdeki Pompa geometrisi ve Bezier Kontrol Noktaları

Açılımlı Yüzeyler. Açılımlı yüzeylerin freze kalemi kenarıyla çok hızlı işlenebilmesi, bu tip yüzeylerin, özellikle 5-eksen uygulamalarda önemini artırır. Pompa giriş alanının küçük olduğu durumlarda, tek geçişte tüm yüzeyin imalatı, üretim zamanının fazlasıyla düşmesine yol açar.

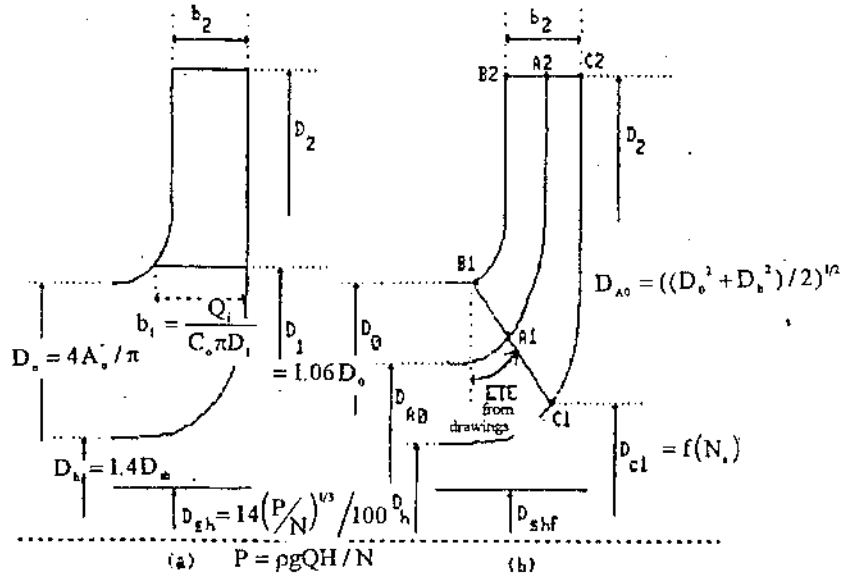


Şekil 3. Açılımlı Yüzeyler

3. SANTRİFÜJ POMPA TASARIM PROGRAMI

Hem çift dönlü (Çark D), hem de tek dönlü (Çark S) pompa çarklarının boyutları, Talayhan (1989)[2] tarafından yazılan tasarım programının yardımıyla bulunmuştur. Bu program klasik pompa tasarım yöntemlerini

kullanarak, çalışma basıncı, debisi ve motor hızı verilen konvansiyonel anaçlı pompaların tasarımını yapmakta, ayrıca döküm mastarı ve bilgisayar modellerinde kullanılabilecek yüzey geometri bilgisini hazırlamaktadır. Kullanıcı açısından, programın akış ağacı [1] de verilmiştir. Temel geometri tanımları Şekil 4. 'te, kullanılan denklemlerin detaylı çıkarımları yukarıda belirtilen referanslarda bulunabilmir.



Şekil 4. Temel Geometri Tanımları, (a) Tek, (b) Çift Dönüslü Pompa Çarkları İçin

CPID tarafından hazırlanan, meridonal düzlemde 9 Bezier noktasının koordinatları ve r-θ düzlemindeki pompa çarkı yüzeyi akış çizgilerinden oluşan çark geometrisi Cyber 910 iş istasyonlarında çalışan ICEM adlı tasarım, çizim ve nümerik kontrol programına aktarılmıştır.

4. ICEM DDN, BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM ORTAMI

Çark D için CPID programından elde edilen beş Bezier yüzey eğrisinin koordinatları, Çark S için ise r-θ düzlemindeki koordinatlar başlamak için yeterlidir. İleride oluşabilecek uygunsuzlukları önlemek için ileri tasarım kısmındaki toleransların ve bazı parametrelerin belirlenmesi gereklidir. Eldeki noktalardan B-Spline eğrileri, bu eğrilerden de ağ yüzeyleri geçilerek pompa kanatlarının merkez yüzeyi elde edilir. Kanat et kalınlığı bu yüzeylerin ofsetiyle verilir. Kanat yüzeylerinin giriş ve çıkış bölgeleri programın çeşitli birleştirici yüzey özellikleri kullanılarak hazırlanır. Freze çakısı konum dosyalarının üretilmesi için gerekli olan geometrik pompa çark modelinin hazırlanması sistemi bilen tecrübeli bir tasarımcı için 2-2.5 gün sürer. Bunun yanında hazır geometrilerdeki değişiklikler kısa sürede gerçekleştirilebilir.

Eldeki geometri için imalat planı çıkarıldıktan sonra, kesilmesine karar verilen yüzeyler için, kesici uç konum dosyaları ICEM 'in nümerik kontrol özellikleri kullanılarak bulunur. Yaklaşık bir gün tasarım zamanı alan bu safada da üretim ve sistemle ilgili daha önceki tecrübelerin önemi büyüktür.

5. TASARLANAN POMPALARIN ÜRETİMİ

Her iki pompada, Deckel FP5cc/T bilgisayar kontrollü freze tezgahı kullanılarak üretilmiştir. ICEM programının nümerik kontrollü üretim araçları, tüm bilgisayar kontrollü tezgahları kapsar. Kesici uç konum dosyalarını belirli tezgahlara uygulayabilmek için, tüm tezgah özelliklerinin girildiği son işlemci programlarının yazılmaları gereklidir. Beş eksenli tezgahlarda son işlemciler daha detaylıdır ve deneme yapılmadan tezgahların 5-eksen hassasiyeti veya son işlemcinin başarısı hakkında kesin birşey söylemek mümkün olmaz.

ICEM çıktısı, kesici uç konum dosyasının bir kısmı Tablo 2.'de verilmiştir. Bu dosyada her üretim adımı için, kesici ucun bilgisayar sıfır noktasına göre koordinatları ve takım ekseninden geçen vektörün doğrultusu bulunur.

```

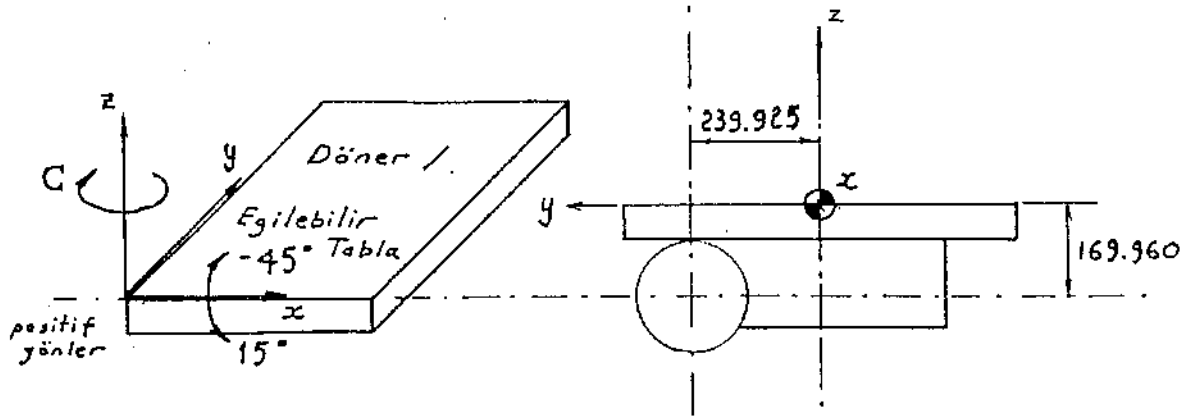
PARTNO NO TITLE
MULTAX/ON
UNITS/MM
INTOL/0.127000
OUTTOL/0.127000
FEDRAT/254.0000
GOTO/-25.7230,91.3758,134.3503,0.6510,-0.0092,0.7590
GOTO/-33.3447,82.8054,133.9319,0.5461,-0.0131,0.8376
GOTO/-39.9296,74.3811,133.5638,0.4125,-0.0237,0.9107
GOTO/-44.1886,68.1505,133.3414,0.2958,-0.0364,0.9546
GOTO/-47.8738,61.9871,133.1822,0.1707,-0.0528,0.9839
GOTO/-50.9984,55.8834,133.0974,0.0445,-0.0722,0.9964
GOTO/-53.5742,49.8341,133.0926,-0.0753,-0.0935,0.9928

```

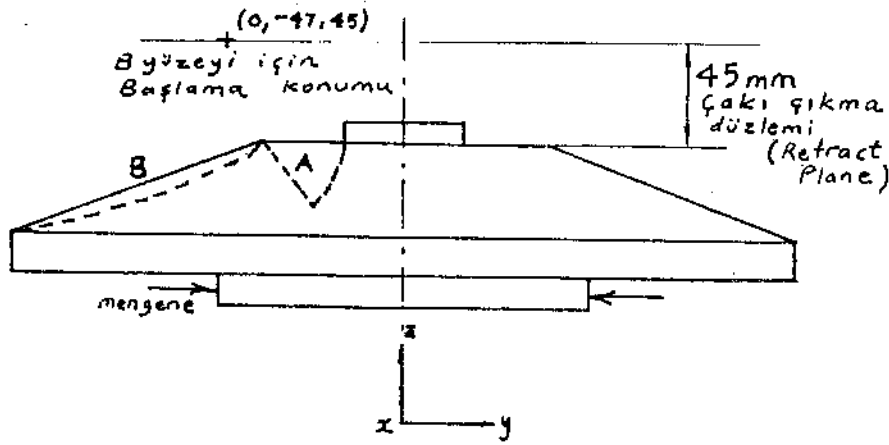
Tablo 2. ICEM Kesici Uç Konum Dosyasının Başlangıç Kısmı

Pompa çarkının tüm yüzeyleri için hazırlanan kesici uç konum dosyaları, ayrıca yazılan beş eksen son işlemci kullanılarak, Deckel FP5cc/T frezenin kontrolörünün (Grundic 2000) kabul ettiği G-koduna çevrilir. Pompa çarkları, kullanılabilirliğinin denemesi amacıyla Polyamide ve Delrin malzemelerinden kesilmiştir. Üst yanağın takılabilmesi için epoksi yapıştırıcı uygulanmış ve prototip üretimleri için bu kombinasyonun uygun olduğu görülmüştür. Polyamidin nem tutma özelliği test amacı dışında çalışacak pompalarda kullanılmasını sınırlandırır. Korozyif ortamlarda daha sağlam plastikler piyasada mevcuttur. İlerde kesilecek pompa çarklarında piring malzeme kullanılması düşünülmektedir.

[1] 'de 5-eksen üretimin geometrik detayları açıklanmıştır. Üç eksen kullanılarak üretilen bir parçada tablanın eğimini gerektirecek durumlarda tezgah sıfır noktası kaybolur, ve G-kodlarının devamı anlamsızlaşır. Beş eksen geometrideki parametrelerin fazlalığı üretilecek çarkın freze tablasında belirli bir yere, genellikle ortasına bağlanmasını gerektirir. İki pompanın üretimi için de 12mm, 6mm ve 4mm çapında yuvarlak uçlu üç freze çakısı yeterli olmuştur.



Şekil 5. Tabla Ofsetleri ve Pozitif Yönler



Şekil 6. Üç Eksen Kesilen Yüzeyler

6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Üretilen Pompaların Performansları DIN1944 ve API 610 standartlarına uygun olarak ODTÜ Makina Bölümü Akışkanlar Mekanikliği Laboratuvarında test edilmiştir. Deney sonuçları aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Çark Seri Kodu	S	D
Çark Geometrisi	Tek Dönüslü	Çift Dönüslü
Spesifik Hız	0.392	0.499
Verim	0.56	0.62
Güç (kW)	13.0	8.0
Debi (m ³ /s)	0.014	0.014
Basınç (mH ₂ O)	48	34
Dönüş Hızı (rpm)	2800	2800

Tablo 3. Pompaların Test Sonuçları

Çark D 'nin çıkış geometrisinin geliştirilmesi, ayrıca daha küçük çaplı salyangoz kullanılmasının verimi biraz daha arttıracakı düşünülmektedir.

Kesici uç çapı ideal tasarım geometrisini fazlaca değiştirmektedir. Çap azaldıkça istenen geometriye daha fazla yaklaşılmakta, bunun yanında üretim zamanı artmakta ve yüzey kalitesi bozulmaktadır.

Üretim zamanlarına bakıldığında Çark D 22 saat, Çark D 42 saat, sürmüştür. Kapak kısmının CNC tornayla işlenmesi bu zamanları yarı yarıya azaltacaktır.

Çarkların tek bağlamada, tamamen simetrik üretilmeleri hem hidrolik, hem de dinamik balanslı pompaların üretilmesini sağlamakta, daha büyük çaplı, yüksek hızlı ve uzun ömürlü sistemlere imkan tanımaktadır.

İlerki çalışmalarda sadece çarkların değil, salyangoz, giriş ve çıkış bölgelerinde bilgisayar destekli imalat yöntemleri araştırılmalı, üretilen pompaların kavitasyon performans testleri tamamlanmalıdır.

Summary

A computer aided design method for the conventional centrifugal pump impellers, which was already developed in the Mechanical Engineering Department of Middle East Technical University (METU), is used to design two different prototype impellers. The impellers are selected such that both the code can be assessed and the available CAM facilities of the University are utilised fully. One of the impellers has double curvature surfaces with

apparent three dimensionality. The design code uses a different semi-empirical technique in which some of the design parameters are interpolated from the pump manufacturers data, to supplement classical design calculations. The impeller geometry obtained as the Centrifugal Pump Impeller Design Code which works on PC, is transferred to the workstations of the CAD/CAM/ROBOTICS Research and Application Center of METU. Software package ICEM is then used as a design environment and the final shapes of the impeller is generated including toolpaths and Cutter Location (CL) files. For the milling machine Deckel FP5cc/T a 5-axis post processor is written to translate the CL files to G-Codes. The impellers produced are mounted on the test set-up for performance evaluation. The test results show that final products satisfy initial design specifications.

Referanslar

- [1] K. Pekkan, "Computer Aided Design and Manufacturing of Centrifugal Pump Impellers", M. Sc. Thesis in Mechanical Engineering, METU (1995)
- [2] M. Talayhan, "Computer Aided Design of Centrifugal Pumps", M. Sc. Thesis in Mechanical Engineering, METU (1988)

TEK KADEMELİ POMPALARDA MODÜLER TASARIM

Ahmet H. Türkmen
Standart Pompa A.Ş.
Teknik Danışman

Baha Atabek
Standart Pompa A.Ş.
Teknik Danışman

ABSTRAKT

Tek kademeli santrifüj pompalar, çok yaygın kullanma alanına sahiptir. Bu yüzden en çok imal edilen ve satılan pompa grubunu oluşturur. İmalat konusunda en çok araştırma da bu tip pompalar için yapılmaktadır. Klasik olarak bir şase üzerinde elastik kaplinle akupile edilmiş şekilde kullanılan ve bu hali ile uluslararası standartlara giren tek kademeli pompalar günümüz gereklerine uygun olarak motor ve pompayı birleştiren Monoblok yapıya dönüşmektedir. Monoblok pompa daha kullanışlı, daha ekonomik, daha az yer kaplayan bir tasarımdır. Biz STANDART POMPA A.Ş. olarak klasik yatay milli pompaları da kapsayan ve çeşitli monoblok yapıları içeren modüler bir grup pompa tasarımı yaptık ve bu seriyi imalat programımıza aldık. Sonuçta az çeşitte parça kullanarak her kullanım yerine uygun imkanlar yaratan bir pompa ailesi oluşturduk.

1-GİRİŞ

Tek kademeli santrifüj pompalar evsel kullanımdan tarıma kadar bir çok alanda, sıvı sirkülasyonundan kimyasal prosese kadar bir çok görevde kullanılmaktadır. Genel verimi yüksek, yapısı ve tasarımı basit, bakımı ve onarımı kolay, fiyatı ucuz bir pompa tipidir. Bu sebeplerle en çok imal edilen ve kullanılan pompa grubunu oluşturur. Boyutları ve performans özellikleri hemen hemen bütün ulusal ve uluslararası standard kuruluşlarınca normlara bağlanmış ve bu normlar bir çok kullanıcı firmalarca zorunlu hale getirilmiştir. Uluslararası düzeyde ISO 2858, Almanyada DIN 24 255 ve Türkiyede TSE 268 bu tip pompalara ait uyulması zorunlu normlardır. Bu normlar sadece çıplak (Bare Shaft) tek kademeli karışık girişli pompaları (single stage end suction pumps) kapsamaktadır.

Uzun yıllar pompa ve motor ayrı üniteler olarak ele alınmış ve yukarıdaki normlara uygun bir pompa, elektrik motoru ile ilgili normlara uygun standard yatay milli bir elektrik motoruna uygun bir elastik kaplin ile bir şase üzerinde yatay olarak monte edilerek elde edilmiş motopomplar şeklinde kullanılmıştır. Gelişen teknoloji ve yapılan araştırmalar, pompa ile motorun daha farklı şekil ve konumda birleştirilmesi ile çeşitli uygulamalar için daha kullanışlı, daha az yer kaplayan, boru sistemine daha kolay uyum sağlayan yapıların gelişmesi sonucunu getirmiştir. Bunlar genel olarak monoblok pompalar olarak adlandırılmaktadır.

2-MONOBLOK POMPA TÜRLERİ

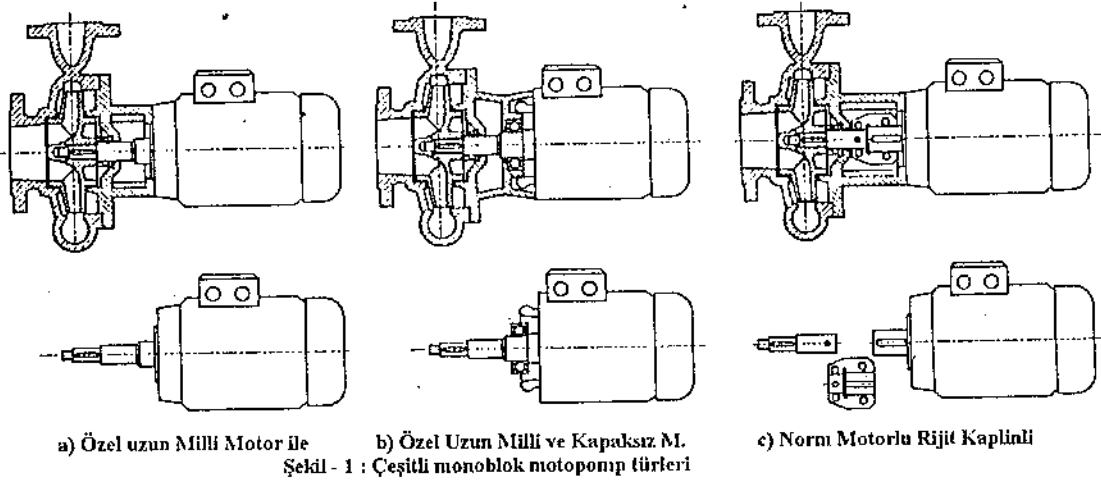
Elektrik motoru ile pompanın şase kullanmadan direkt olarak birleştirilmesi ile monoblok pompalar elde edilir. Motorda üretilen mekanik enerjinin pompaya aktarılması için pompa ve motor milleri çeşitli şekillerde birleştirilebilir:

a) Motor milleri özel olarak uzun ve pompa miline uygun boyutta imal edilir. Böylece pompa mili ortadan kalkmış olur. Ancak motorun arızalanması halinde aynı mil ölçülerinde bir motor temini zor hatta imkansızdır. Milin pompa içinde kalan bölümündeki bir aşınma da motorun yenilenmesini gerektirir.

b) Bazı imalatçılar motoru da kendileri ürettikleri veya motor imalatçılarına özel olarak yaptırdıkları için motor ile pompayı ayrılmaz bir ünite şeklinde düşünürler. Bu durumda motorun ön kapağı aynı zamanda pompanın salmastra kutusunu hatta gövdesini oluşturur. Bu tip bir tasarımı bir dayanıklı tüketim ürünü gibi ele almak, yani arızalanınca yenisi ile değiştirmek gerekir.

c) Standard bir motor kullanılır. Bu motorun normlara uygun ölçülerdeki miline rijit olarak bağlanabilen bir pompa mili yapılır. Değişik tipte rijit bağlantılar uygulanabilir. Bu tip bir monoblok pompada motor arızası halinde gerekli yeni norm motor kolayca sağlanabilir. Pompa milindeki bir aşınma halinde ise bu mil yedek parça olarak pompa imalatçısından temin edilir veya çok küçük ve ucuz olan bu parça stokta bulundurulabilir.

Şekil - 1' de bu üç tip tasarıma ait tipik kesit resimleri gösterilmiştir.



Monoblok pompalar pompa ile motor millerinin ve gövdelerinin tek bir rijit kütle oluşturması sebebi ile normal yatay pompalara göre bir çok üstünlüklere sahiptir.

1- Çok daha az yer kaplar. Çünkü pompanın ayrı bir yatak gövdesi yoktur , şase yoktur , elastik kaplin yoktur , kaplin muhafazası yoktur.

2- Daha hafiftir. Sebepleri önceki bölümde açıklandı.

3- Daha ucuzdur. Aynı sebeplerden dolayı.

4- Genel verimi daha yüksektir. Çünkü tüm sistemde sadece bir tek mil (pompa mili motor miline rijit bağlı olduğu için tek bir kütle oluşturur.) ve bunun üzerinde iki adet yatak vardır. Yatay milli motopompta ise iki adet ayrı mil , bunların üzerinde dört adet rulman ve arada bir elastik kaplin bulunur. Bu fazla sayıda mekanik elemanların oluşturduğu kayıplar sistemin mekanik verimini düşürür.

5-Daha az arıza yapar. Pompalardaki en önemli arıza kaynaklarının başında elastik kaplin arızaları gelir. Pompa ve motor eksenlerinin çeşitli nedenlerle kayması , "kaplin ayarının bozulması " olarak adlandırılır. Önceleri kaplinde ısınma , titreşim , aşırı gürültü olarak ortaya çıkan bu arıza pompa ve motor rulmanlarının ısınması ve zamanla parçalanması hatta zamanında önlem alınmazsa pompanın ve motorun parçalanmasına kadar varan bir arızalar zinciri oluşturur. Monoblok pompada elastik kaplin olmadığı ve eksenleme zamanla bozulmayacağı için böyle bir arıza söz konusu değildir.

6- Boru sistemine çok kolay uyum sağlar . Monoblok pompa , mil pompadan motora doğru alçalan -yani pompa fanının merkezinden geçen yatay düzlemin altına doğru eğimli - konum dışındaki her durumda monte edilebilir. Bu konumun sakıncası pompadan sızabilecek veya genellikle soğuk olan pompa yüzeyinde yoğunlaşan suyun motora doğru akıp motora zarar vermesidir. Monoblok pompa salyangoz gövdesinin ve ek parçalarının yapısı uygun seçilmek kaydıyla yatay olarak yere montajdan , yatay veya düşey konumlu düz boru üzerine veya düşey olarak yere montajdan dirsek konumunda birbirine dik borulara kadar her konumda monte edilebilir.

7- Daha sessiz çalışır. Yukarıda madde 5' de değinildiği gibi elastik kaplin yoktur , dönen kütle daha azdır ve bu sebeplerle daha az ses ve titreşim söz konusudur.

8- Bakımı ve tamiri daha kolaydır. Öncelikle küçük ve hafif olduğu için taşınması kolaydır. Parça sayısı ve dolayısı ile arıza kaynağı az olduğu için daha kolay sökülür ve takılır. Tek kritik nokta , montaj sırasında motor ve pompa millerini ekleyen rijit bağlantı elemanında açılmalı veya paralel bir eksen kaçıklığının olmamasını sağlamaktır .

3- TEK KADEMELİ POMPALARDA MODÜLER TASARIM

Biz , STANDART POMPA A.Ş. olarak yukarıda özellik ve üstünlüklerini anlatmaya çalıştığımız Monoblok pompa' ları , ulusal ve uluslararası NORM' larla standardlaştırılmış ve kısaca NORM POMPALAR diye adlandırılan pompaların performans ve boru sistemine bağlantıyla ilgili ölçülerini korumaya çalışarak 4 gruptan oluşan bir modüler tek kademeli pompa sistemi oluşturduk. Söz konusu bu 4 grup pompa:

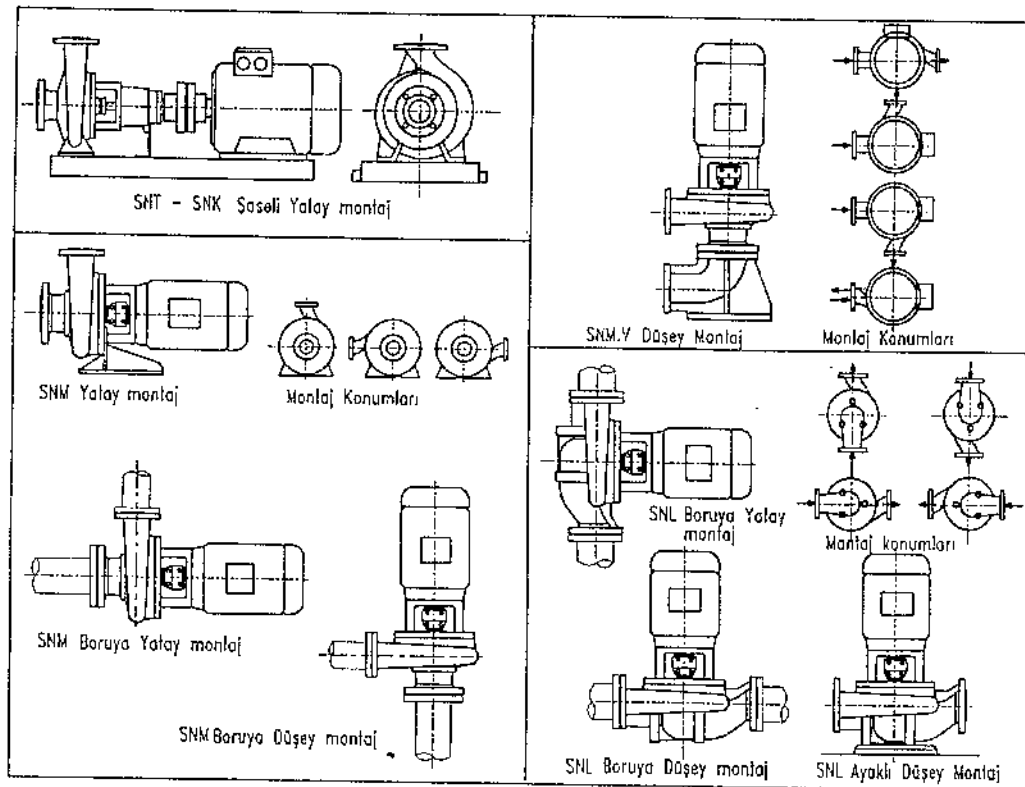
1- SNT ve SNK grubu : TSE 268 (DIN 24 255 ve ISO 2585) ' e uygun hidrolik ve geometrik özelliklerde , yatay milli , 2 ve 4 kutuplu (2900 - 1450 d/d) norm elektrik motorlarına , şase üzerinde elastik kaplinle bağlanan motopomplar. Bu grup adı geçen normlardaki 32-125 ... 100-250 grubunu kapsayan 21 boyutu 2 kutuplu motorlara bağlanabilmekte ve SNT adı ile anılmaktadır. SNK grubu ise aynı pompaların ve daha büyüklerinin 4 kutuplu (1450 d/d) motorlara bağlanan tiplerinden oluşmaktadır. Bu gruptaki daha büyük boyutlu pompalar modüler tasarım grubunun dışında kalmaktadır. Modüler tasarıma giren SNK grubunda 32-125... 100-315 ve 125-200..125-250 boyutlarında 29 boy pompa yer almaktadır.

2- SNM grubu : Yatay karşidan girişli monoblok pompalar . Bu grup normal karşidan girişli ayaksız (End suction) tip gövdelidir , bir adaptörle flanşlı norm elektrik motoruna bağlanmaktadır . Pompa ve motor milleri kelepçe şeklinde iki parçaltı rijit kaplinle birbirine eklenmiştir. Giriş ve çıkış flanşları , bunların eksene olan uzaklıkları ve performans değerleri yukarıda adı geçen standartlara uygundur. Pompa yatay veya düşey olarak birbirine dik iki boru arasına monte edilebilir. Veya ayak takılarak yatay milli yere montajlı olarak kullanılabilir. Motorlu veya motorsuz olarak teslim edilebilir. Tip ve model sayısı SNK grubu ile aynıdır (29 boy) . 2 ve 4 kutuplu motorlarla bağlanabilir ancak rijit kaplin dolayısı ile max 22 KW motor kullanılabilir.

3 - SNM-V grubu: Bir önceki pompanın düşey olarak yere monte edilebilmesi için pompa altına taşıyıcı bir dirsek ilave edilmiş şeklidir. Tüm diğer özellikleri SNM ile aynıdır. (29 boy ve 22 KW max motor gücü.)

4 - SNL grubu (INLINE) pompalar : Yukarıda adı geçen pompaların yatay veya düşey düz boru üzerine monte edilebilen - giriş ve çıkış ağızları aynı eksen üzerinde ve aynı çapta olan pompalardır. Daha önceki üç grup pompada giriş ağız çıkış ağızından bir veya iki boy (İlgili normlarda belirtildiği gibi) büyük olmasına karşın SNL pompalarda giriş ve çıkış ağızları aynı ölçüdedir ve bu ölçü , eşdeğer norm pompanın çıkış flanşından bir boy büyüktür. (Örneğin SNT 32-200 pompanın giriş flanşı DN50 çıkış flanşı DN32 dir. Bununla ve eşdeğeri SNM 32-200, SNM-V 32-200 ile aynı hidrolik özelliklerdeki INLINE pompa SNL 40-200 dır . Bu pompanın giriş ve çıkış flanşları eşit boyutta ve her ikisi de DN 40' dır. SNL tipi pompalar bir taban plakası eklenerek yere montajlı düşey pompa olarak da kullanılabilir.

Şekil -2 yukarıda adı geçen 4 tip pompanın çeşitli montaj şekillerini şematik olarak göstermektedir.



Şekil - 2 : STANDART tek kademeli pompaların çeşitli montaj konumları.

4 - MODÜLER TASARIMIN YARARLARI VE UYGULAMA

Modüler tasarımın amacı en az sayıda parça çeşiti ile en çok sayıda ürün çeşiti elde edebilmektir. Bunun için:

- 1- Modüller proje aşamasında çok iyi tasarlanmalı ve üretime geçmeden önce hiç bir boşluk kalmaması sağlanmalıdır.
- 2- Ürün uygun yerlerinden parçalara ayrılmalıdır.
- 3 - Parçaların birbirine bağlandığı noktalardaki ölçüler standardize edilmelidir.
- 4 - Hazır olarak sağlanacak makina parçalarının normlarına uyulmalıdır.
- 5 - Parçaların tüketim sayıları gözönüne alınmalı az sayıda kullanılacak parçalardan kaçınılmalıdır.

Yukarıda adı geçen 4 tip tek kademeli pompa tasarımında yukarıdaki esaslar uygulanmıştır . Bunlara ek olarak bu pompaların kullanım alanları ve bunlardan beklenen görev dikkate alınmıştır. Bunları maddeler şeklinde sıralarsak:

- 1- İlgili normlarla belirtilmiş performans ve boyut değerlerinden yola çıkılmıştır.
- 2- Uluslararası normlara uygun kısa devre sincap kafesli asenkron elektrik motorları kullanılacaktır. Motor flanşları IEC 112 gövdeye kadar B14 , daha büyükleri (132 - 180) B5 normunda olacaktır.
- 3- Pompalar motorlu veya motorsuz olarak satılabilecektir. Motorsuz satılan pompaya normlara uygun bir motor kullanıcı tarafından kolayca monte edilebilecektir.
- 4-Değişik tipteki eşdeğer pompalarda aynı hidrolik yapı geometrisi kullanılmıştır. Yani fanlar ortaktır, salyangoz iç boyutları aynıdır. Bazı gruplarda salyangozlar ortaktır.(SNM .. SNM-V.. SNT gibi).
- 5-Salmastra yatakları aynı zamanda motor- pompa adaptörü olarak kullanılmaktadır. Bu adaptörler doğal olarak motor boyutuna bağlı olarak değişmektedir. Ancak aynı fan çapındaki pompalar ve aynı boyuttaki motorlar için bir tek ara parça kullanılmaktadır.
- 6- Az kullanılan motor - pompa çiftleri için yeni ve farklı bir parça dizaynı yerine bir küçük boy adaptöre basit ek parçaları yapılması yoluna gidilmiştir.

SONUÇ

STANDART POMPA A.Ş' nin modüler tek kademeli pompa tasarımı sonunda elde edilen değerleri şöylece özetleyebiliriz:

Pompa boyutu : (SNL tipi için eşdeğer SNT boyutu kabul edilmiştir) :29

Bu boyutlarla elde edilen hidrolik alan :

- a- DEBİ : 1 - 400 m3/saat
- b- Manometrik Yükseklik..... : 1 - 90 m.

Elde edilen hidrolik alan sayısı..... :226

Elde edilen motopomp çeşidi : 858

Motorların Tipi : B5 ve B14 flanşlı , IEC 71 - 180 gövdeli

Motorların güç ve kutup sayıları : 2-4-6 kutuplu .. 0.25 - 22 KW .. IP 44

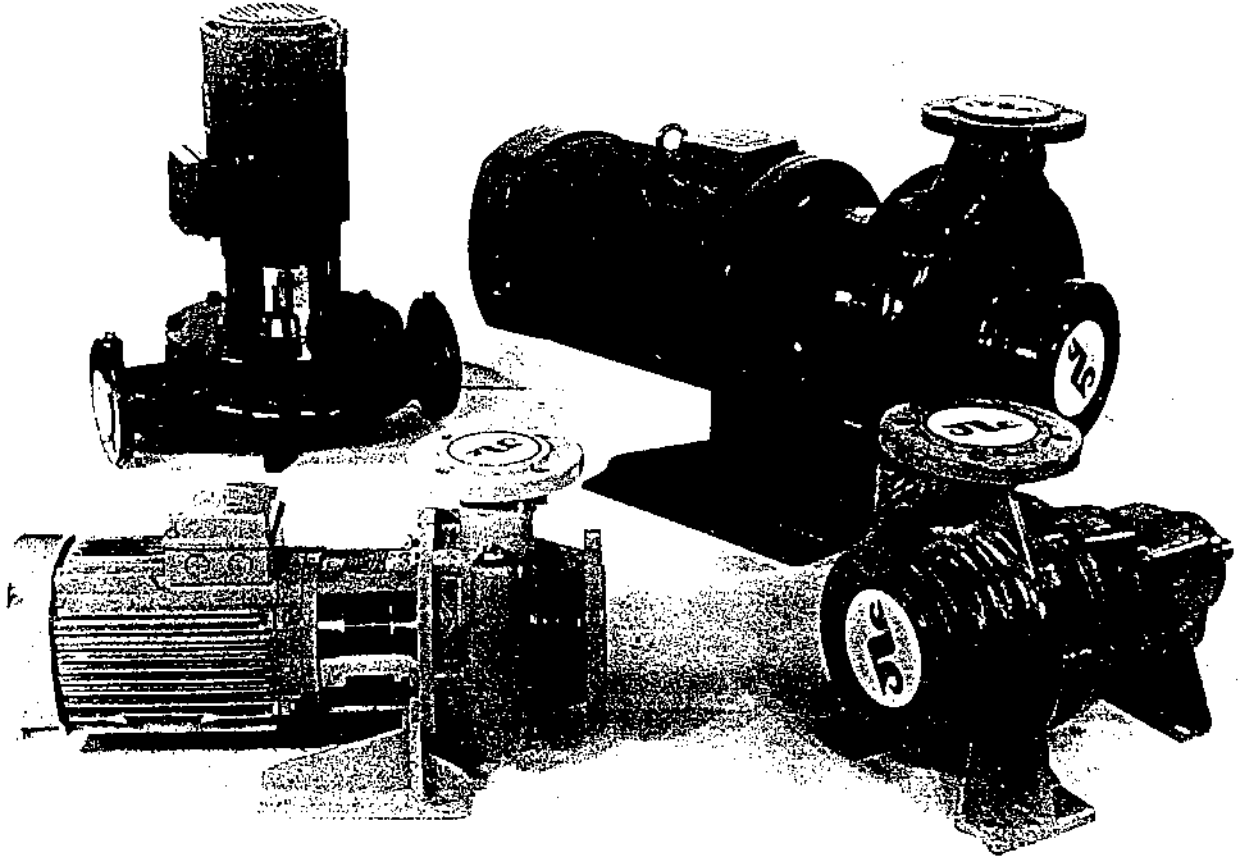
Kullanılan Motor çeşidi : 39 ;

Kullanılan parça çeşitleri:

SNT-SNK salyangoz gövde.....	: 28
SNM- SNM.V salyangoz gövde.....	: 28
SNL salyangoz gövde.....	: 21
Fan (Tüm çeşitler için).....	: 23
Aşınma halkası.(Tüm tipler için).....	: 9/
Salmastra yatağı - Adaptör (B14 flanşlı motorlar için).	: 10
Salmastra yatağı (B5 flanşlı motorlar için).....	: 7
Motor Adaptörü (B5 flanşlı motorlar için).....	: 2
Adaptör Flanş (Az kullanılan tipler için).....	: 2
Mekanik salmastra (Tüm Tipler için *).....	: 2
Rulman Yatağı (SNT-SNK için).....	: 2
Rulman kapağı (SNT-SNK için).....	: 2
Rulman (SNT-SNK için).....	: 2
Pompa Mili. (SNT-SNK için).....	: 2
Pompa Mili (SNM-SNM.V-SNL için).....	: 10
Rijit kaplin (SNM-SNM.V-SNL için).....	: 7
Pompa taşıyıcı ayak (SNM - yere yatay montaj için).....	: 13
Pompa taşıyıcı Dirsek (SNM.V için.....	: 5
Pompa taşıyıcı ayak (SNL - yere düşey montaj için).....	: 4
Destek ayak (SNT- SNK için).....	: 5

TOPLAM.....:228 (PARÇA+ MOTOR)

Görüldüğü gibi modüler tasarım sayesinde geniş bir hidrolik alanı kapsayan ve 28 hidrolik yapı ve 39 motoru kapsayan fakat kullanım şekilleriyle 858 tipe varan bir motopomp ailesi toplam 228 adet parça ile oluşturulmuştur. Bu pompaları tek tek yapmaya kalksak , her birinde motor dışında en az 8 özel parça bulunduğu düşünülürse bu çeşitlilikte bir pompa ailesi için 6864 çeşit parça gerekirdi. Modüler tasarım sayesinde toplam parça sayısı 228' e indirildi. Parça çeşidinde 30 katına varan bir azalma sağlandı. Bunun sonucunda sağlanacak üretimi ve maliyet avantajları açıkça görülmektedir.



Şekil -3: Modüler sistemle kılal edilen STANDART pompalarının genel görünümü.

SUMMARY

Single stage centrifugal pumps have a very wide application area . Therefore, they are the most produced and sold pump type group. Also, the biggest production research and developments are made on these type of pumps.

Single stage pumps are classically coupled by an elastic coupling on a base frame which is the type of form accepted by the international standards are nowadays changing their constructions to be as coupled motor and pump in a close-coupled (Monoblock) form suitable for today's needs.

Close-coupled pumps are more practical , economical and compact designs then of the conventional ones.

We as **STANDART POMPA A.S.** have designed a modular single stage pump group which consists of several close-coupled constructions as well as the classical horizontal pump types; and have taken these ranges in to our production program.

As a conclusion , we created a pump family which are proper for every application possibilities with minimum number of part uses.

AUTO-CAD YARDIMIYLA DALGIÇ POMPA İSTASYONLARININ TASARIMI VE ÖNEMLİ HUSUSLAR

Funda Etan
Anadolu Flygt Dalgıç Pompa
Pazarlama ve Ticaret A.Ş

ABSTRAKT

Bu çalışmada yağmursuyu ve atıksu pompa istasyonlarında dalgıç pompa kullanımının avantajlı yönleri ele alınacak olup, istasyon tasarımı dikkat edilecek hususlara değinilecektir. Auto-Cad çizim programı ile çizilmiş alternatif istasyon tasarımları ve inşaat örneklerine yer verildikten sonra pompa istasyonu dizaynında önem taşıyan kapasite, istasyon hacmi, pompa özellikleri ve yardımcı ekipmanlar gibi bazı genel hususlar incelenecektir.

1. GİRİŞ

Şehirleşmeye bağlı olarak meydana gelen nüfus artışı, su tüketimindeki artışı da beraberinde getirmiştir. Bu durum gerek su temini, gerekse su arıtımı açısından pompa istasyonlarına duyulan ihtiyacı daha da artırmış olup, en verimli ve en ekonomik çözüm arayışını gerektirmiştir. Dalgıç pompa istasyonlarının yer aldığı sistemler hem verim hem de maliyet açısından birçok avantaj sunmaktadır. Bununla beraber, istasyon hacminin doğru hesaplanıp, sistemin doğru dizayn edilmesi de verimi arttıran ve maliyeti düşüren önemli faktörlerden biridir.

Auto-Cad çizim programı üzerinde çalıştırılan özel bir program yardımıyla söz konusu pompa istasyonları optimum koşullara göre dizayn edilmekte, farklı alternatifler denenebilmekte ve dizayn süresi yine bu programla minimize edilebilmektedir. Bu programla çizilen bazı istasyon örnekleri Bölüm 3-2 ve 3-4'de verilmiş olup, çalışmada yer alan tüm hususlar bu çizimler üzerinde gösterilmiştir.

2. DALGIÇ POMPALARIN AVANTAJLI YÖNLERİ

- 2.1 Pompaların daha sık devreye girmesi nedeniyle depolama hacmi ve buna bağlı olarak emme haznesi daha küçüktür.
- 2.2 Yedek pompaların istasyon dışında muhafaza edilmesi yine emme haznesinin daha küçük inşa edilmesini sağlamaktadır.
- 2.3 İstasyonun yüzeyde kalacak kısmı sadece elektrik panosunun yerleştirilebileceği kadar küçük boyutlarda yapılabilir, veya bu kısım hiç inşa edilmez. Bu da maliyeti büyük oranda düşürür.
- 2.4 Pompalar sabit olmadığı için, kılavuz borular yardımıyla çabuk ve kolayca monte edilir ve kolaylıkla yerinden çıkarılabilir.
- 2.5 Pompaların su içerisinde çalışması nedeniyle gürültü ve taşma problemi ile karşılaşılmaz.

Yukarıda belirtilen şartlar altında, istasyonun inşaat ve işletme maliyetinde büyük oranda tasarruf sağlanabilmektedir.

3. İSTASYON TASARIMI

3.1 GENEL PRENSİPLER

3.1.1 Kararlı Akım ve Önemi

Dizayn edilen istasyonun optimum koşullarda çalışabilmesi için gelen debinin üniform ve kararlı olması büyük önem taşımaktadır. Aksi halde :

- Pompa fanı optimum koşullarda çalışamayacak ve verim düşecektir.
- Fanda titreşimler meydana gelecek ve gürültü, yataklama vb. problemlerle karşılaşılacaktır.
- İstasyon içerisinde meydana gelebilecek çevrıntiler kapasite, güç ihtiyacı ve verimde değişimlere neden olacaktır.
- Pompa içerisine hava girerek pompa fanı ve sistemin diğer parçaları etkilenecektir. Gürültü ve titreşim problemi ile karşılaşılacak ve sonuçta pompa fiziksel olarak zarar görecektir.

Yukarıda kısaca özetlenen problemler, istasyonun doğru dizayn edilmesi suretiyle önlenabilmektedir.

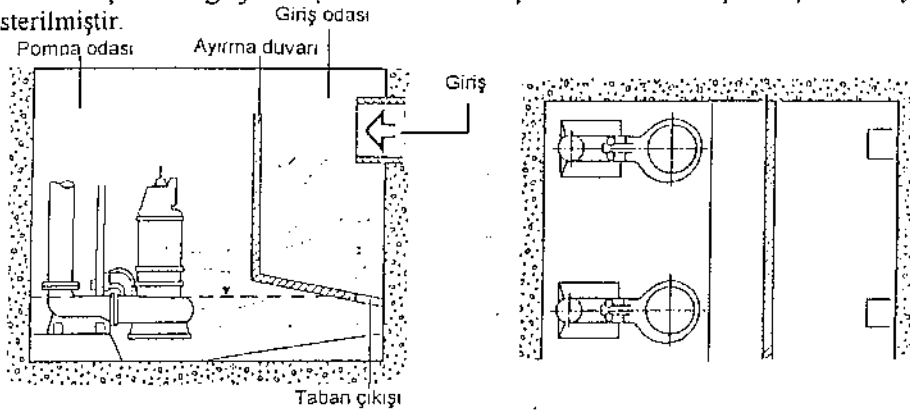
3.1.2 Tasarımında Dikkat Edilecek Hususlar :

İstasyonun doğru olarak dizayn edilmesi akımın uygun koşullarda pompaya ulaşmasını sağlamanın yanı sıra, tabanda çökelti birikiminin ve yüzeyde köpük oluşumunun önlenmesinde de büyük rol oynamaktadır.

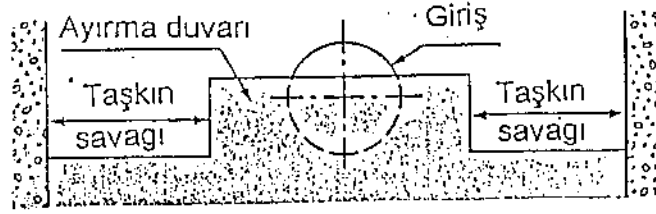
Bu durumda aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir,

- İstasyona gelen debi, enerji kayıpları en aza indirilecek şekilde, pompa emiş ağzına doğru yönlendirilmelidir.
- Girişe yakın bir bölgeye ayırma duvarı inşa edilmek suretiyle akım düzenlenmeli, hava girişi ve çevrıntiler engellenmelidir.
- İstasyonda ölü bölgelerin mevcut olması birikme ve çökelmelere, dolayısı ile de koku oluşumuna neden olacaktır. Bu gibi problemlerin önlenmesi için istasyonda belli bir hızın temin edilmesi ve gerekli yerlere uygun eğimler yapılması gerekmektedir.
- Yüzeyde köpük ve yüzücü çamur gibi maddelerin birikmesi engellenmeli, zaman zaman su seviyesinin düşürülmesi suretiyle hızın ve türbülansın artması sağlanmalıdır. Ancak pompaya hava girmemesine de özen gösterilmelidir.
- Pompa istasyonuna giriş borusu ile istasyondaki su seviyesi arasındaki kot farkının zaman zaman fazlaşması nedeniyle, su hızında ani ve düzensiz artışlar görülmektedir. Bu nedenle, akan suyun (bir engele çarptırılmak suretiyle) enerjisinin kırılması gerekmektedir.
- İnşaat maliyetinin minimize edilmesi açısından, istasyonun verimi etkilemeyecek oranda küçük ve basit olmasına dikkat edilmelidir. Bu suretle hem minimum bekletme süresi temin edilebilecek, hem de pompalar beirlenenenden fazla devreye girip çıkmayacaktır.

Yukarıda belirtilen koşulları sağlayacak şekilde tasarlanmış ve Auto-Cad ile çizilmiş bir istasyon Şekil 1 ve Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Örnek bir istasyonun şematik çizimi

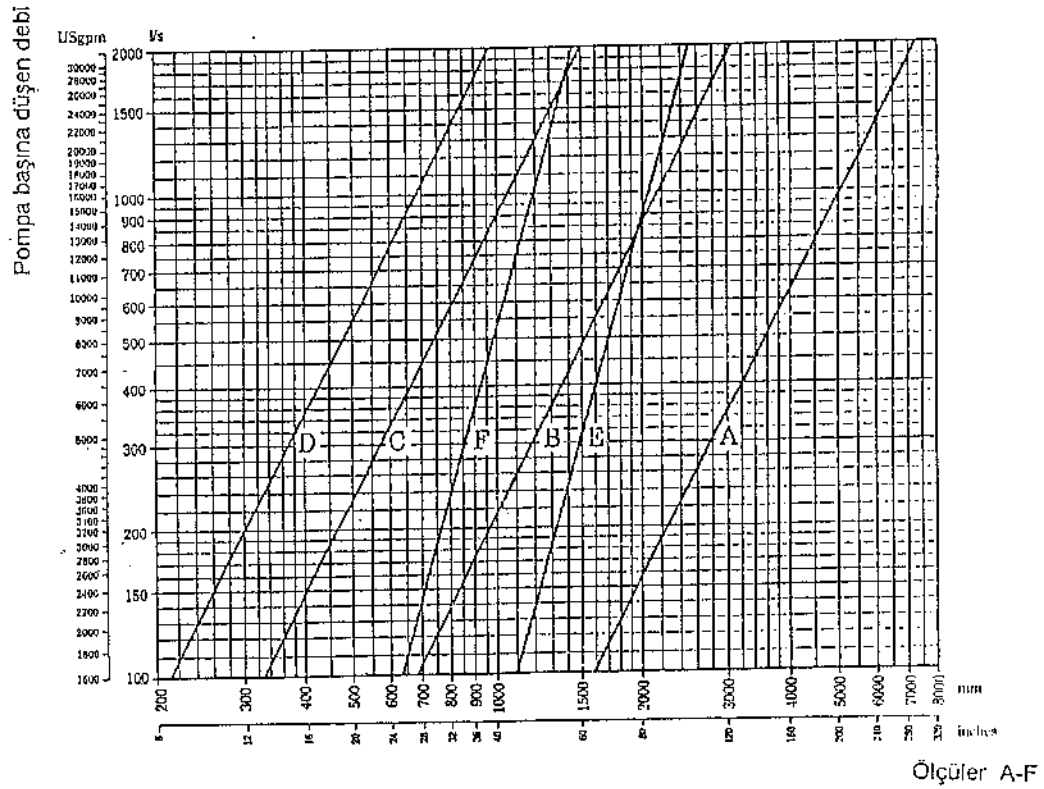


Şekil 2. Ayırma duvarı ve taşkın savakları

Şekil 1'den de görüleceği üzere ayırma duvarı inşa edilmek sureti ile hava ve su girişi kontrol altına alınmıştır. Duvarın tabanında bırakılan boşluk ise yine gelen suyu sınırlamakta ve hava çıkışını sağlamaktadır. Çöp, moloz vb. istenmeyen maddeler, ayırma duvarının iki yanında yer alan taşkın savaklarında birikmekte ve bu maddelerin pompa emiş ağzına girişi engellenmektedir (kz. Şekil 2).

3.2 AUTO-CAD İLE ÇİZİLMİŞ BAZI İSTASYON ÖRNEKLERİ

İdeal bir pompa istasyonu için belirlenen ve kritik açıdan önem taşıyan temel ölçüler Şekil 3'deki diyagramda gösterilmiştir. Burada önerilen ölçüler optimum değerler olup, pratik olarak da doğrulanmıştır.



Şekil 3. İstasyon boyutları

Notlar :

- 1) B ölçüsü :İki pompa ünitesi arasındaki mesafenin en az 200 mm olması gerekmektedir.
- 2) C ölçüsü :Duvarla pompa arasındaki mesafe en az 100 mm olmalıdır.
- 3) F ölçüsü :Pompa odası içindeki su derinliğinin F değerinin altına düşmemesi gerekmektedir.

Şekil 3'de önerilen değerlerde herhangi bir sapma olması halinde karşılaşılabilecek olası problemler şunlardır.

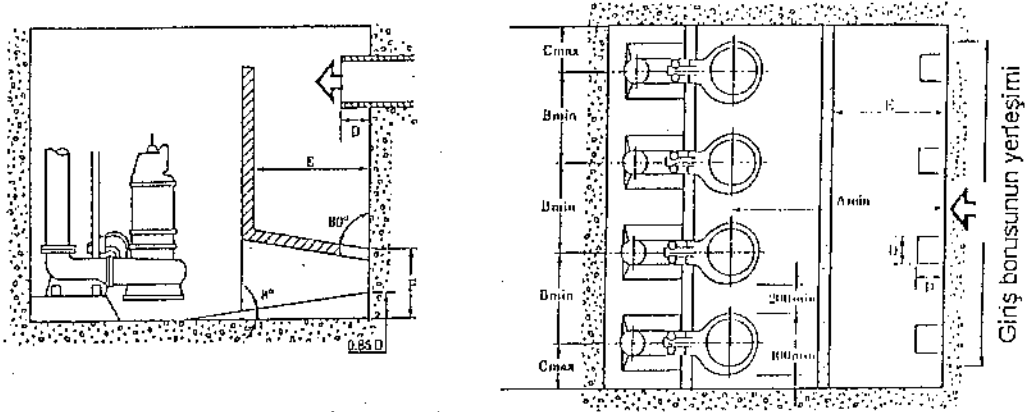
- a) Akım hızı artmakta ve vorteks problemi ile karşılaşarak sisteme hava girmektedir.
- b) Akım hızı düşerek çökelme problemine neden olmaktadır.

3.2.1 Yüksek Girişli İstasyonlar

Bu tür uygulamalarda atıksu kanalının pozisyonuna göre iki alternatif söz konusudur:

3.2.1.1 Önden Giriş

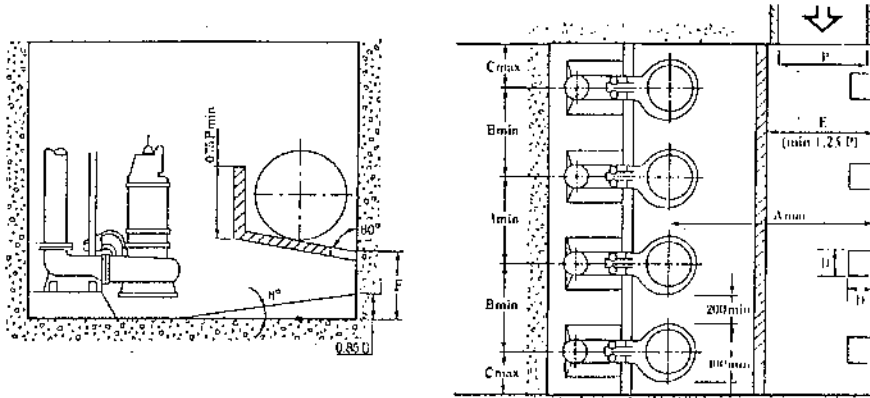
En basit istasyon şeklidir ve çok az yer kaplar.(bkz.Şekil 4).



Şekil 4. Yüksek girişli istasyon - önden giriş

3.2.1.2 Yandan Giriş

Su giriş bölmesinin, atıksu kanalı çapından % 25 oranında geniş olması gerekmektedir. Ayırma duvarının yüksekliği ise kanal çapının % 75'i kadar olmalıdır (bkz.Şekil 5).



Şekil 5. Yüksek girişli istasyon - yandan giriş

3.2.2 Alçak Girişli İstasyonlar

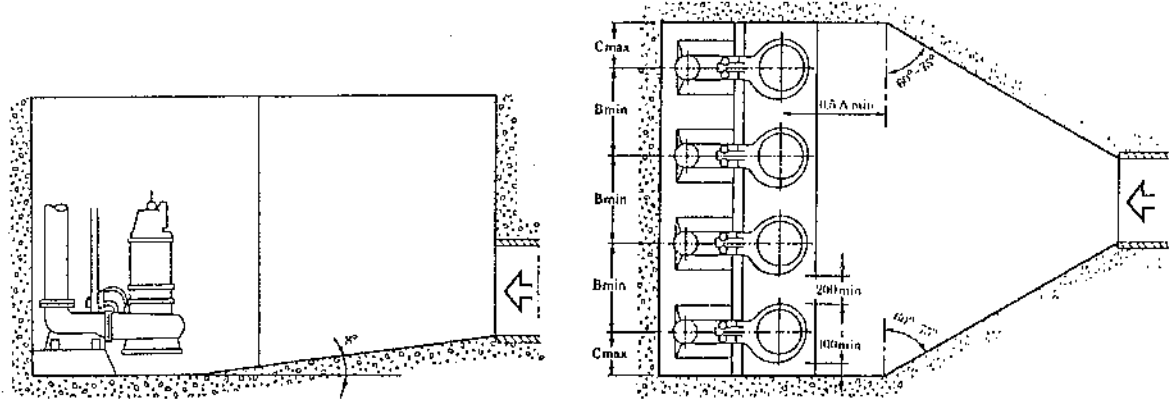
Bu tür uygulamalarda ise su iki farklı konumdan istasyona girmektedir :

- Atıksu kanalı, istasyon içindeki su seviyesinin altındadır.
- Pompa istasyonu bir açık kanal vasıtası ile beslenmektedir.

Suyun belirli bir mesafeden dökülmesi gibi bir durumun söz konusu olmaması nedeniyle hava girmemektedir. Su giriş bölmesi ise daha basit bir yapıda olup, suyu homojen olarak pompalara dağıtmaktadır.

3.2.2.1 Önden Giriş

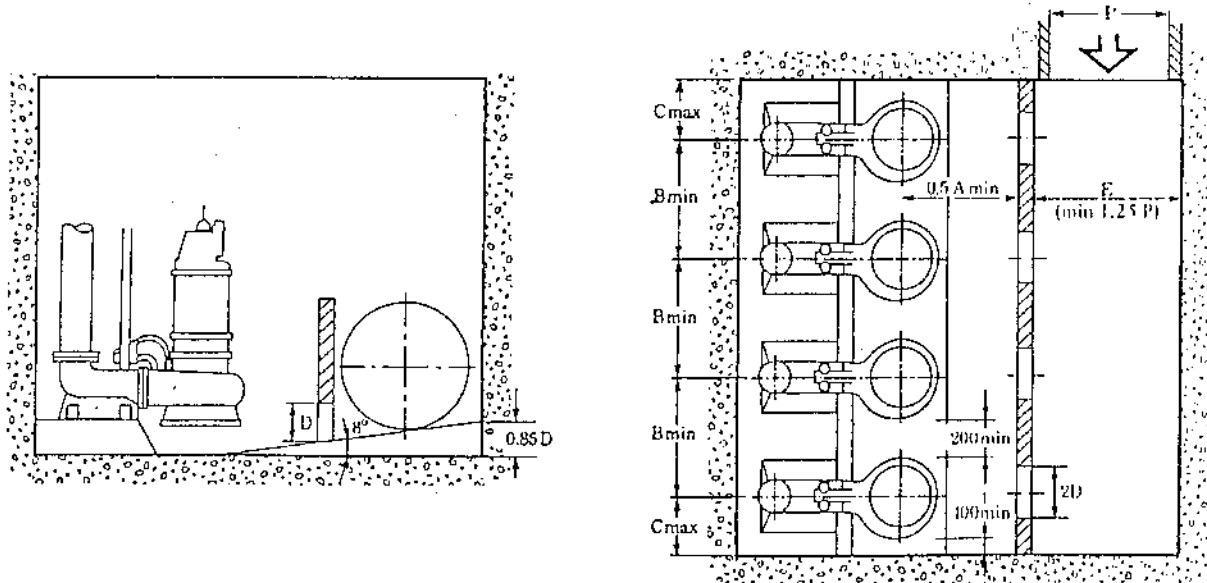
Su giriş bölgesinin bir ayırma duvarı vasıtası ile ayrılması gerekmektedir (bkz.Şekil 6).



Şekil 6. Alçak girişli istasyon - önden giriş

3.2.2.2 Yandan Giriş

Giriş borusu istasyonun tabanında yer almıştır ve dikey olarak yerleştirilmiş bir ayırma duvarı mevcuttur. Duvar üzerindeki çıkış delikleri ise tabana yakındır. Söz konusu duvarın üst kısmının, pompanın en yüksek çalışma seviyesinin bir miktar üzerinde kalması, yüzücü malzemelerin istasyona girişinin engellenmesi açısından önemlidir (bkz. Şekil 7).



Şekil 7. Alçak girişli istasyon - yandan girişli

3.3 GEREKLİ HACİM

Pompanın çalışmaya başladığı ve durduğu su seviyeleri arasındaki hacim, "gerekli aktif hacim (Vg) " olarak tanımlanmakta olup, aşağıdaki faktörlere bağlıdır:

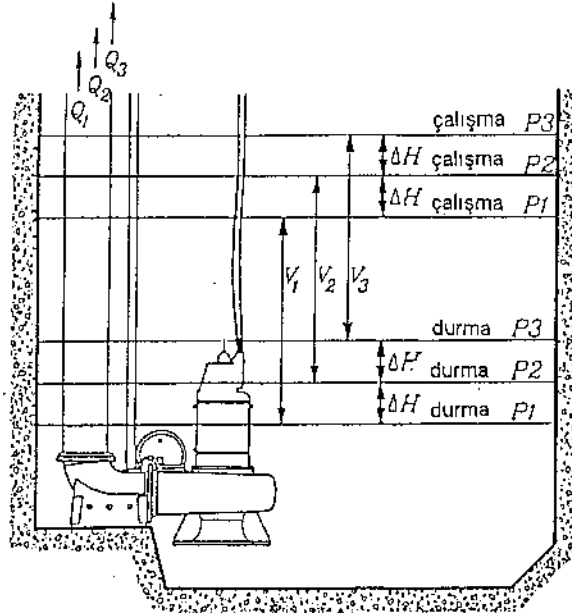
- Pompanın devreye giriş süresi :T
- Pompa kapasitesi :Q
- Gelen debi :q

q : Q/2 olması halinde pompa en kısa aralıklarla devreye girmekte ve istasyon hacmi minimum olmaktadır. Bu durumda :

$$V_g = \frac{T_{\min} \cdot Q}{4}$$

Tmin, elektrik motorundaki sıcaklık yükselmesine bağlı olarak pompanın devreye giriş - çıkış sayısı ile belirlenmektedir.

Aynı kapasiteye sahip birkaç pompanın yer aldığı istasyonlarda, minimum hacmin tenün edilebilmesi için, debideki artışa bağlı olarak su seviyesinin yükseldiği ve tam tersinin söz konusu olduğu durumlarda pompaların sıra ile devreye sokulması gerekmektedir (bkz. şekil 8).



Şekil 8. Aynı kapasitedeki üç pompanın çalışma düzeni

Farklı kapasitelere sahip pompaların yer aldığı istasyonlar için, gerekli hacmi, her pompaya (ve/veya pompa grubuna) göre ayrı ayrı hesaplanmalıdır.

3.4 İNŞAAT ALTERNATİFLERİ :

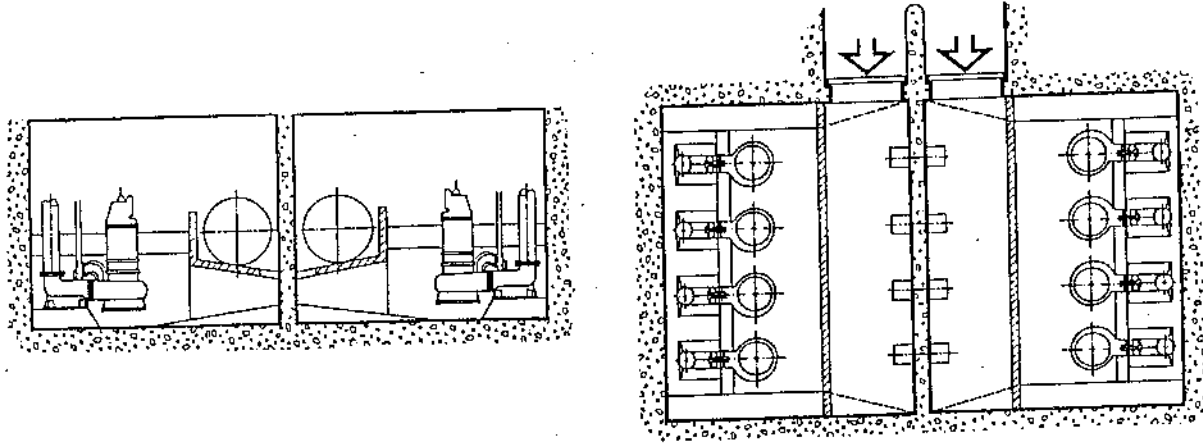
İstasyonun şekli ve sayısı, pompa adedine göre belirlenmektedir.

3.4.1 Standart Dikdörtgen İstasyon

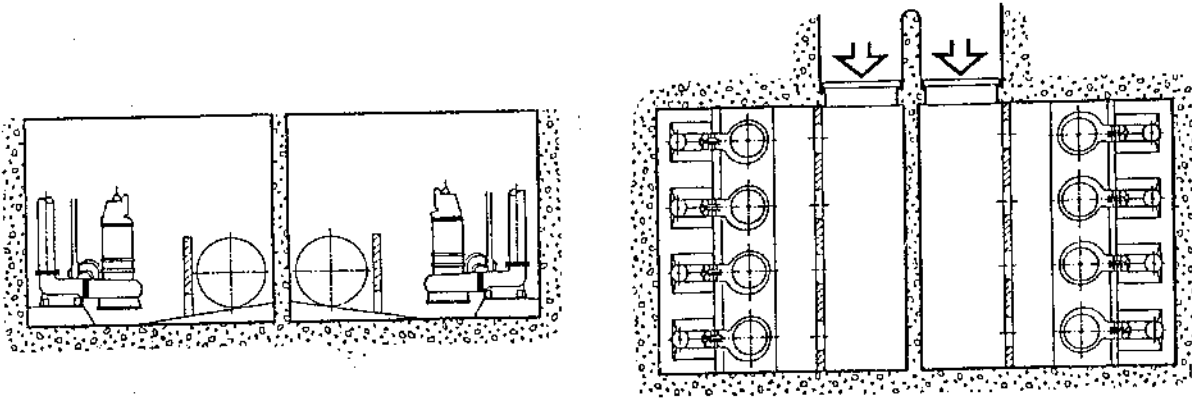
Pompa sayısının çok fazla olmadığı hallerde en fazla tercih edilen istasyon tipidir ve alternatif inşaat uygulamalarının temelini oluşturur (bkz. Şekil 1).

3.4.2 İkili İstasyon

Pompa adedinin 6 veya daha fazla olduğu durumlarda ikili istasyonlar yapılabilmektedir (bkz. Şekil 9-10).



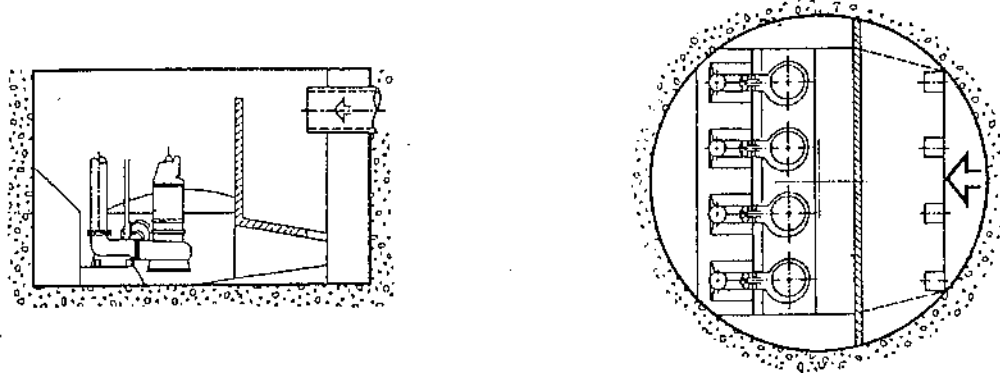
Şekil 9. Yandan girişli ikili istasyon (boru girişi ortadadır)



Şekil 10. Yandan girişli ikili istasyon (boru girişi tabandadır.)

3.4.3 Dairesel İstasyon

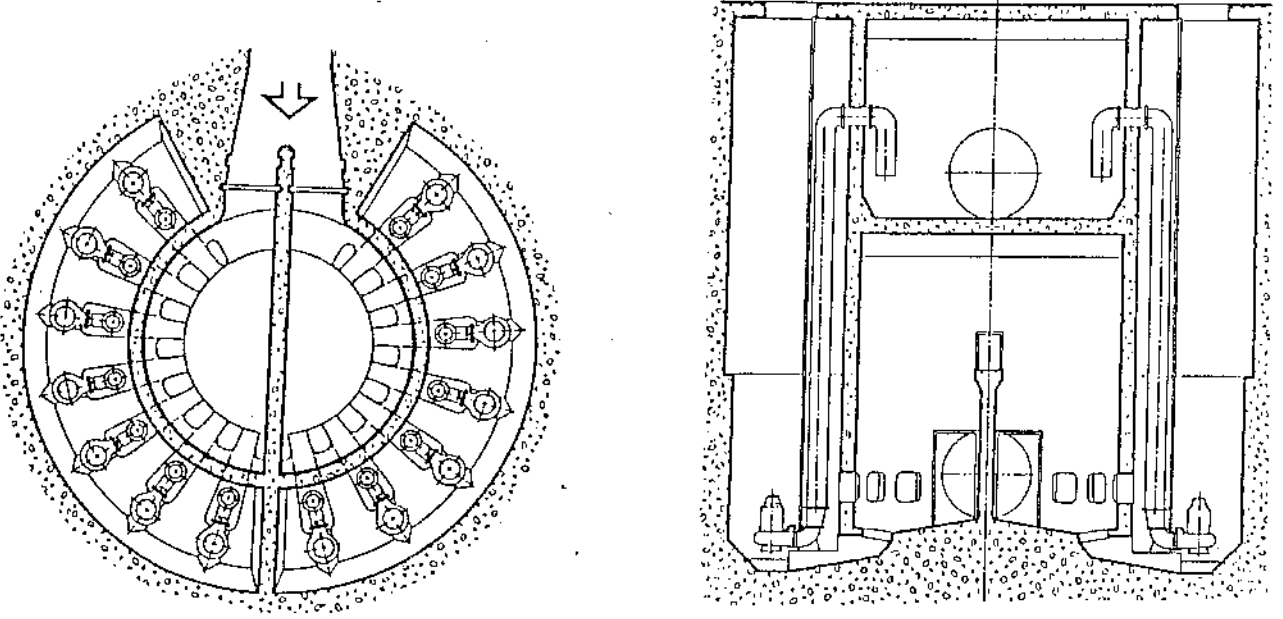
Derin istasyonların dairesele yapılması inşaat açısından daha avantajlı olmaktadır (bkz. Şekil 11).



Şekil 11. Dairesel istasyon (giriş bölmesi pompaların önündedir.)

3.4.4 Karmaşık Uygulamalar

Oldukça karmaşık bir istasyon dizaynı da Şekil 12'de gösterilmiştir.



Şekil 12. Pompalar dairesel giriş bölgesinin çevresine yerleştirilmiştir.

4. GENEL HUSUSLAR

Pompa istasyonunun optimum koşullarda çalışabilmesi ve gereken verimin sağlanabilmesi açısından aşağıdaki koşullara da dikkat edilmesi gerekmektedir.

4.1 DİZAYN KAPASİTESİ

- Minimum ölçülerde inşa edilecek olan pompa istasyonunun, debideki olası artışları da karşılayabilecek kapasitede olması büyük önem taşımaktadır. Toplam pompa kapasitesinin de, taşma riskinin engellenmesi açısından, bu artışlara uygun olması gerekmektedir.
- İstasyona su getiren kanala bir savak inşa edilmesi, akımdaki değişimleri bir ölçüde azaltacaktır.
- Pompa kontrol sisteminin, arıza karşısında pompaları koruyabilecek nitelikte olması çok önemlidir. Seviye regülatörlerinin kullanılması ise istasyon hacmini minimize edecektir.
- Deşarj borularının, pompaların çalışmadığı dönemlerde taşkınlara neden olmayacak şekilde dizayn edilmiş olması gerekmektedir.

4.2 POMPALAR

- Pompa fanının herhangi bir nedenle tıkanması pompa veriminde ve kapasitesinde düşüşe neden olmaktadır. Bu nedenle fanın tıkanmalara yol açmayacak şekilde yapılmış olması gerekmektedir. Atıksuyun ızgaradan geçirilerek istasyona verilmesi de tıkanma riskini büyük oranda azaltacaktır.
- Atıksuyun kum vb. malzemeler içermesi halinde, pompaların zarar görmemesi açısından kum tutucunun inşa edilmesi faydalı olmaktadır.
- Pompa altına monte edilecek bir plaka, çevrıntilerin fan üzerindeki olumsuz etkilerini minimize edecektir.

4.3 YARDIMCI EKİPMANLAR

İstasyonun verimli ve sorunsuz olarak çalışabilmesi için bazı yardımcı ekipmanlara da gerek duyulmaktadır. İzgara, emniyet kapağı, servis merdiveni, vinç, ısıtma ve havalandırma gibi ekipmanlar işletme, bakım ve servis açısından büyük fayda sağlamaktadır.

Bu yazı kapsamında yer alan istasyon örneklerinin tamamı Auto - Cad üzerinde çalıştırılan özel bir program vasıtası ile çizilmiştir. İstasyon dizaynı için önerilen tüm hususlar bu programda yer almakta olup, çizim süresi minimize edilmiştir. Programın çalışma prensibi ve konu ile ilgili örnekler kongre sırasında uygulamalı olarak anlatılacaktır.

Kaynak :

ITT Flygt, Flygt Systems Engineering, Design Recommendations For Pumping Stations With Large Submersible Centrifugal Pumps, Technical Brochure, Sweden, 1989.

SUMMARY

This study is intended for designers, planners and users of sewage and storm - water pumping systems that incorporate submersible pumps. The proper design of the sump for such systems is the most crucial part of such a pumping station. Two important requirements for an effective sump design are the prevention of significant quantities of air reaching the impeller and the disposal of sand and floating debris.

The pump and the sump are parts of an overall system. The latter includes a variety of structures and other elements like ventilation systems and handling equipment. Effective planning and suitable operation schedules can reduce both the initial and operating costs.

This study also includes some basic pumping station alternatives which have been designed and drawn by a special computer programme (operating on Auto - Cad).

All the important facts and design recommendations related to pump sumps have been compiled, in the data files of this programme. It is a user-friendly programme and it provides the user all the facts step by step to complete the overall design of the pumping stations in such a small period.

BİNALARDA SU KONFORUNUN ARTTIRILMASI İÇİN MİKROKONTROLÖR TABANLI ÇÖZÜM PAKETİ

Osman Kaan Erol
ABC Cedetaş

ABSTRAKT

Binalarda suyu belli bir yüksekliğe çıkarabilmek için kullanılan hidrofor sistemleri, talebin yüksek olması durumunda, yetersiz kalmaktadır. Bu gibi durumlarda, tek pompalı sistemlerin yerine birden fazla pompa içeren sistemler kullanılmaktadır. Bu pompalar su talebine bağlı olarak sırayla devreye alınmakta veya devreden çıkarılmaktadır. Günümüzde, kademeli olarak yapılan bu kontrole frekans kontrollü bir pompa ilavesi ile sistem kurulma maliyetleri düşürülürken, enerji tasarrufu da sağlanmaktadır. Bu yazıda, kullanılan sistemlerin karşılaştırmaları yapılarak, avantaj ve dezavantajları da verilmektedir.

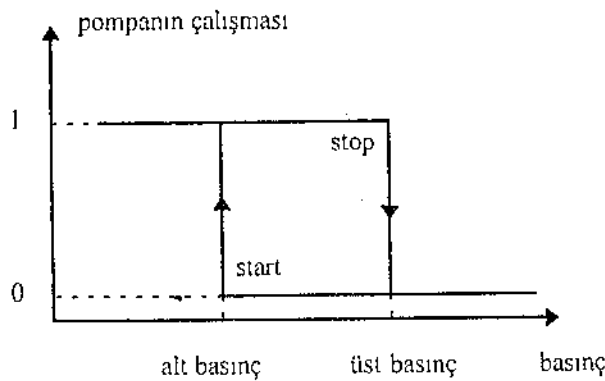
1.GİRİŞ

Bir kesitten herhangi bir sıvıyı akıtmak için, bu kesitin iki tarafında bir basınç farkı oluşturmak gerekir. Kullanıcı, talep ettiği debiyi elde edebilmek için, kesiti ayarlanabilir bir mekanizmanın (örneğin musluğun) akışkana gösterdiği direncini değiştirir. Debinin, kullanıcının istediği değerde kalabilmesi için, kesit aynı kaldığı sürece, bu kesitin (musluk veya vananın) iki tarafındaki basınç farkının sabit kalması gerekir. Bir tarafta değişmeyen atmosferik basınç olduğuna göre, akışkanı (suyu) temin eden tarafta da basınç sabit kalmalıdır. Buna göre, değişken taleplere rağmen sistem içindeki basıncın sabit tutulması problemi, temel hareket noktası olmuştur.

2.KONVANSİYONEL ÇÖZÜMLER

2.1. Tek Pompalı Hidrofor Sistemleri:

Basınç belli bir seviyenin altına düşünce pompa çalışmaya başlar, bir üst seviyeye ulaşınca durur. Basit bir histeresizli aç-kapa kontrolü ile basınç belirli bir bant içinde tutulur. Hidrofor olarak da adlandırılan bu sistemler, küçük çaplı su talebi olan yerlerde (ev, apartman), ucuz olmaları nedeniyle yaygın olarak kullanılırlar. Kontrolün nasıl yapıldığı Şekil.1.'de verilmiştir.



Şekil.1. Hidrofor çalışma prensibi

ÇALIŞMAYA DESTEK VEREN KURULUŞLAR:

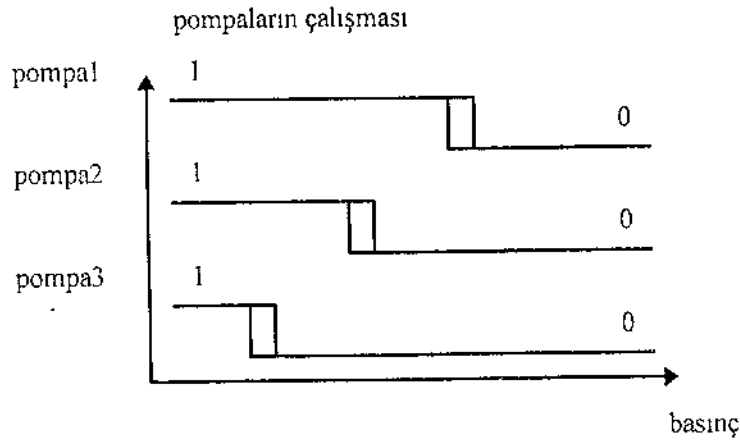
MAS POMPA
STANDART POMPA

2.2. Kademeli Pompa Sistemleri:

Su ihtiyacının fazla olduğu yerlerde tek bir pompa ile besleme yapmak aşağıdaki sebeplerden ötürü uygun olmamaktadır:

- Yüksek güçlü motorlar, belli bir zaman dilimi içinde ancak sınırlı sayıda kalkış yapabilirler. Çok sık yol verme ve durdurmalar motorun ısınmasına, dolayısıyla yanmasına sebep olur.
- Su talebinin az olduğu durumlarda, yüksek güçlü pompa devreye girdiğinde oluşacak basınç dalgalanmalarını önlemek veya yol verme süresinin uzunluğu nedeniyle gerekli talebi karşılayabilmek için büyük hacimli membran gerekir ki, bu da tesis maliyetini artırır.
- Bir pompa, kurulu olduğu sistemin kalbi sayılabileceğine göre, tek bir motora bağlanma, motorun veya pompanın bozulması durumunda yüksek bir üretim (fabrikalarda) veya ihtiyaç suyu (otel, konut vb. yerlerde) kaybına neden olur.
- Yüksek güçlü bir motor devreye girerken, nominal akımının üstünde bir akım çektiği, ve anma devrine çıkıncaya kadar pompanın verimli çalışma bölgesinde bulunmadığı için bir enerji kaybına neden olur.

Bütün bu nedenlerden dolayı, yüksek debi ihtiyacının olduğu yerlerde birden fazla sayıda pompa ile besleme yapmak uygun olur. Pompaların, basıncın değişimine göre nasıl devreye alınıp, devreden çıkarıldıkları Şekil.2.'de gösterilmiştir.

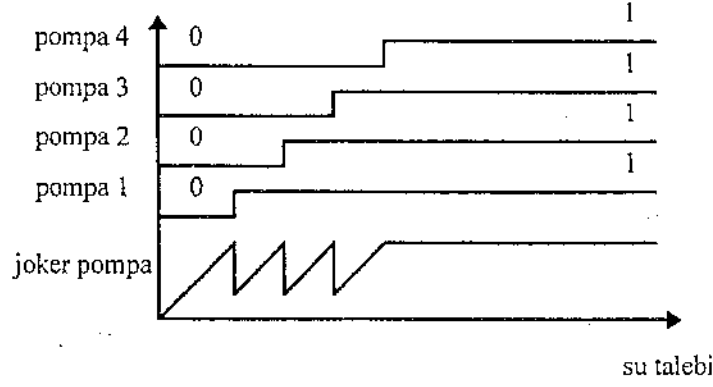


Şekil.2. Kademeli Pompa Sistemi

Kademeli hidrofor sistemlerinde, yüksek debi talebi olması durumunda tek bir pompa ile beslemeden daha iyi sonuçlar alınmasına karşın, pompa sayısı arttıkça alt-üst basınç farkının artması nedeniyle uygun bir su konforu elde edilememektedir. Bu basınç dalgalanmalarını azaltabilmek için pompa gücü artırılırken, sayısı sınırlı tutulur; bu da bölüm 2.1' de anlatılan problemleri beraberinde getirir. Bütün bu nedenlerden dolayı, günümüzde frekans kontrollü pompa sistemleri, yüksek debi talebi durumunda en uygun çözüm olmaktadır.

3. FREKANS KONTROLLÜ YAKLAŞIM

Bir basınç sensörü yardımıyla alınan sistem basınç değeri ile, referans basıncın karşılaştırılması sonucu elde edilen hatanın belli bir kontrol kuramına uygulanmasına göre (PID, bulanık kontrol) pompanın değişken devirde ayarlanması prensibine dayanır. Burada, yüksek güçlü bir pompanın kullanılması, motor sürücü maliyetini çok artırması nedeniyle uygun bir çözüm olamamaktadır. Buna karşın, daha düşük güçlü sürücüyle tahrik edilen bir pompa (joker pompa olarak da adlandırılır), kademeli olarak devreye alınan diğer pompaların desteğiyle çalıştırılır. Debi ihtiyacına göre pompaların devreye alınmaları ve joker pompanın deviri Şekil.3.'de gösterilmiştir.



Şekil.3. Frekans Kontrollü Yaklaşım

Buna göre, su ihtiyacı arttıkça, belli sayıda kademeli pompa devreye girerken, eksik kalan debi basını, joker pompa ile sağlanır. Joker pompa devri, pompaların verimli çalışma aralığında değiştirilerek basınç sabit tutulmaya çalışılır.

Frekans kontrollü yaklaşımın avantajları şu şekilde sıralanabilir:

- enerji tasarrufu,
- küçük hacimli tank kullanımı ile sistem maliyetinde ucuzlama,
- dağıtılmış risk,
- pompa sayısından bağımsız çalışma bandı aralığı,
- hassas olarak yapılan basınç kontrolü ile elde edilen su konforu,
- kullanılan mikrokontrolör teknolojisi ile üst düzey fonksiyonların (bina otomasyona entegrasyon, korumalar, sıra değiştirme vb.) gerçekleştirilmesi.

Bütün bu avantajlardan ötürü, günümüzde frekans kontrollü yaklaşım giderek kademeli pompaların yerini almaktadır.

SUMMARY

To obtain a desired flow rate, the pressure in the system must be kept within a specified range. Conventional systems with a pressure switch and a pump become insufficient when the flow rate exceeds a specified level. Main deficiencies in such a system are use of a great membrane tank, limited number of run of the ac motor, great consumption of the energy, etc. To overcome the above deficiencies, the number of pumps are increased. Each pump starts to run when the pressure falls below its adjusted switch pressure level. The main drawback of these systems are unsuccessful pressure stability in case of a large number of pumps, and again, use of a great membrane tank to compensate the pressure fluctuations due to switch of the pumps. Nowadays use of an inverter fed ac motor driven pump in accordance with auxiliary pumps is the optimal solution.

SANTRİFÜJ POMPALARDAKİ KAVİTASYONUN DENEYSEL İNCELENMESİ VE ANALİZİ

İ. Hakkı Bilgen

DİE

O. Cahit Eralp

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

ABSTRAKT

Santrifüj pompalar tasarım dışı debilerde çalıştırıldığı zaman, borularda ve pompa girişinde bir tür akış bozukluğu olan resirkülasyon ve dolayısıyla pompa içinde akışkan kaynaklı basınç dalgalanmalarına sebep olur. Bu koşullar altında oluşan düşük basınç, kavitasyon oluşmasına yol açabilir. Kavitasyon pompaya fiziksel bir zarar vermekle kalmaz pompanın mekanik verimini düşürür ve pompayı gürültülü yapar. Bu çalışmada yapılan deneylerde veriler, pompanın girişine yerleştirilen iki adet basınç duygargası ile algılanmış, PCLD-818 A/D kartı ile analogdan sayısalı dönüştürülmüş ve analizi yapılmıştır. Bu araştırmada kavitasyon oluşumunu spektral analiz yöntemi ve enerji içeriği analizi ile ortaya konmaya çalışılmıştır. Sonuç olarak; her iki yöntemin birbirini destekleyici nitelikte olduğu anlaşılmıştır.

1. GİRİŞ

Akışkanlar mekaniğindeki birçok mühendislik uygulamalarında, kavitasyon, pompa ve türbin gibi makinelerin performanslarını etkiler. Bir santrifüj pompa girişinde, akış hızı sebebiyle, atmosfer basıncı altında olan bir bölge oluşursa, ve buradaki basınç, pompalanmakta olan akışkanın gaz basıncı altında bir değere düşerse hava kabarcıkları meydana gelir. Akış, bu kabarcıkları patlayacakları yüksek basınç bölgelerine taşır. Bu koşullarda, o bölgelerde malzemeye zarar verebilecek, çok yüksek basınç tepcikleri oluşur. Uygun basınç algılayıcıları kullanarak, bu patlamalar, santrifüj pompanın dış yüzeyinde katı-taşınır (solid-borne) gürültü, pompa girişinde akışkan taşınır (fluid-borne) gürültü olarak ölçülebilir. Bu tür ölçümler, kavitasyon sorununun belirlenmesi ve hasar riskinin ortaya konmasında kullanılan en basit yoldur.

Kavitasyon erozyonu, gürültü, titreşim ve kayıplar kavitasyonun diğer sonuçlarıdır. Tüm bunlar zararlı olarak dikkate alındığından, kaçınılmalı ve kontrol edilmelidir. Metallerden betona kadar her çeşit katı kavitasyondan zarar görür. Hidrolik makineler alanında, kavitasyon, makina boyutunun alt sınırı ve akışkan hızının üst sınırının belirlenmesinde gözönüne alınan önemli bir faktördür.

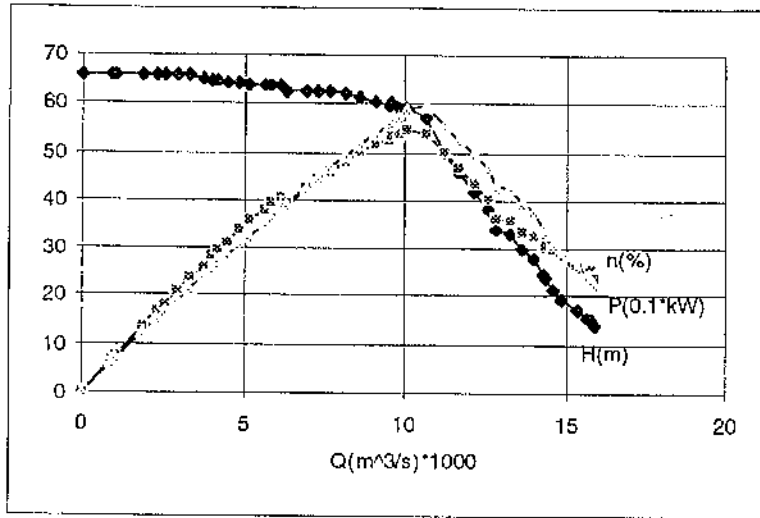
Mühendislik tasarımı açısından kavitasyona karşı koyabilen çalışma şartları ve geometriler oluşturulması arzu edildiğinden, kavitasyon başlangıcının kontrol edilmesi ve önceden tespit edilmesi gereklidir. Bu konuda, ölçümler ve gözlemler arasındaki korelasyonlara dayanan empirik sonuçlar vardır. Ancak, kavitasyon başlangıcı gözlemsel ve akustik tekniklerle dolaylı yoldan tespit edilebilir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

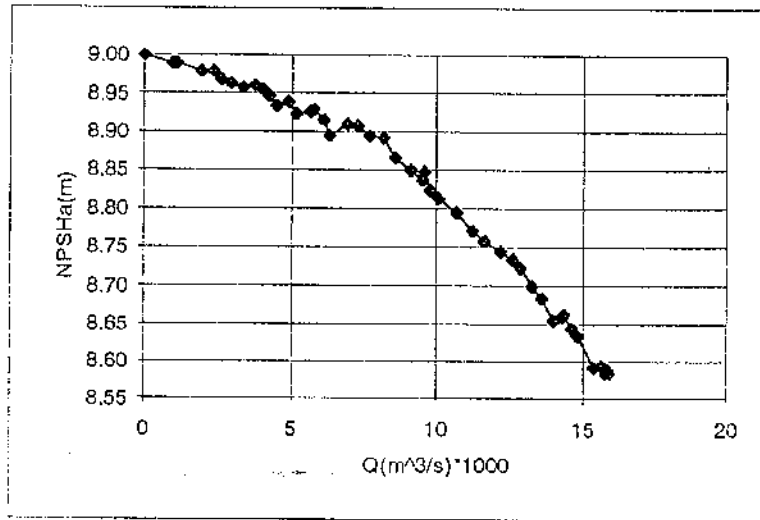
Deneylerin yapıldığı sistem bir santrifüj pompayı çalıştıran bir elektrik motoru, emme tarafında bir rezervuar tankı, basma tarafında bir orifis metre ve akışı ayarlamak için üç adet vanadan oluşmaktadır. Bu çalışmalar $H_d=55$ m, $Q_d=37$ m³/h, $N=20$ BG, $n=2800$ 1/dak ve kanat sayısı 7 olan bir Standart Pompa (SA5220) üzerinde yapılmıştır. Pompanın ölçülen performans karakteristikleri Şekil 1'de verilmiştir. Ayrıca, pompanın net pozitif emme yüksekliği NPEY (NPSH) deneyleri yapılmış ve Şekil 2'de olası netpozitif emme yüksekliği, NPSH_a, eğrisi gösterilmiştir.

Yapılan performans deneyleri sonucunda en yüksek verimin (η), debi 0.0105 m³/s ve basma yüksekliği 58 m olduğu zaman yaklaşık %55, olduğu görülmektedir. Bu debi, tasarım debisi, Q_d , olarak kabul edilmiştir.

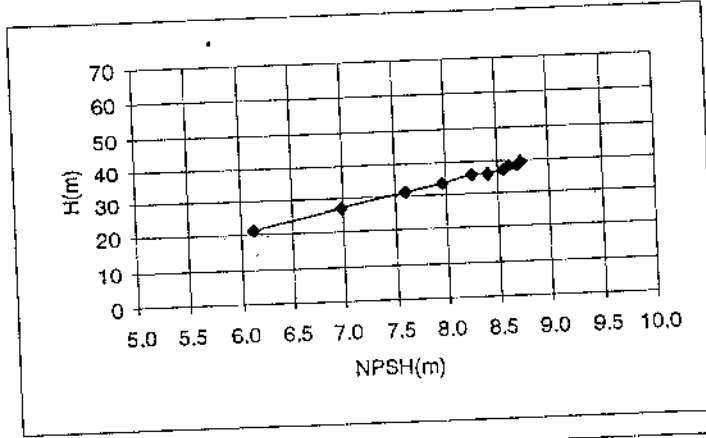
Bu çalışma, MISAG-36 projesi adı altında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yapılan bir tez çalışmasının TÜBİTAK tarafından desteklenmesi ile gerçekleştirilmiştir.



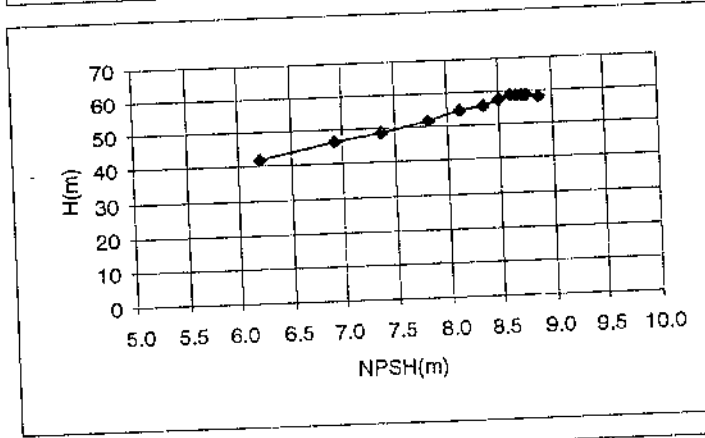
Şekil 1 Pompanın Performans Eğrileri



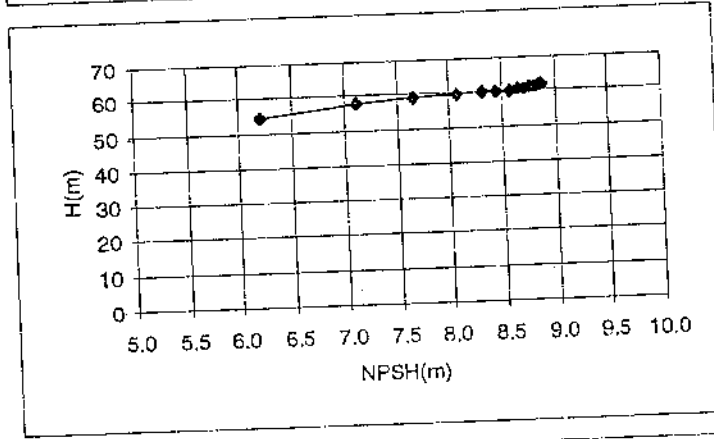
Şekil 2 NPSHa Karakteristik Eğrisi



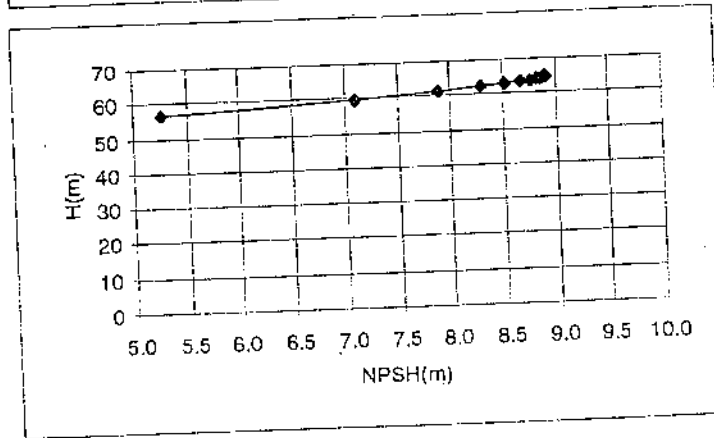
a) $Q/Q_d = 1.2$



b) $Q/Q_d = 1.0$

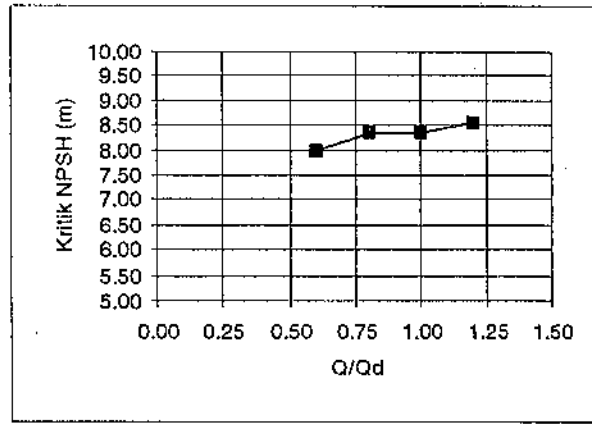


c) $Q/Q_d = 0.8$



d) $Q/Q_d = 0.6$

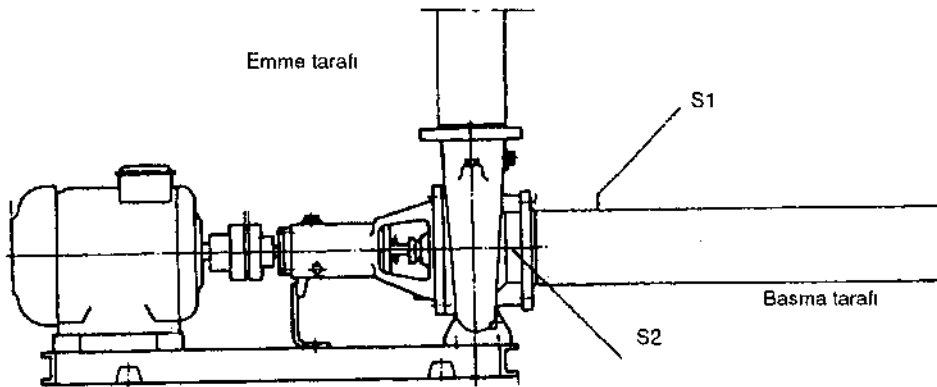
Şekil 3 Farklı Q/Q_d Oranlarında, H vs NPSH Eğrileri ($Q_d = 37 \text{ m}^3/\text{h}$)



Şekil 4 Basma Yüksekliği %3 Azaldığındaki NPSH Değerleri

Tablo 1 Basma Yüksekliği %3 ve %1 Azaldığındaki NPSH Değerleri

Q/Qd	Hd (m)	H3 (m)	NPSH3 (m)	H1 (m)	NPSH1 (m)
1.20	38	36.9	8.55	37.6	8.60
1.00	59	57.3	8.35	58.4	8.65
0.80	62	60.2	8.35	61.4	8.65
0.60	64	62.1	8.00	63.4	8.50



Şekil 5 Basınç Duyargalarının Yerleşimi

Pompa girişinde basınç düştükçe kavitasyon oluşumu olasılığı da artar. Bu pompanın basma yüksekliğine de zarar verir [1]. Pompa basma yüksekliğinin %3 düştüğü noktada kavitasyonun başladığı kabul edilir [2]. NPSH deneyleri, $Q/Q_d = 1.2, 1.0, 0.8, 0.6$ olmak üzere farklı debilerde tekrarlanmış ve H_e karşı NPSH eğrileri Şekil 3'de gösterilmiştir. Burada $Q_d = 37 \text{ m}^3/\text{h}$ dir. Tablo 1'de toplam basma yüksekliği değerlerindeki %3 ve %1 azalmanın olduğu NPSH değerleri gösterilmiştir. Aynı değerler Şekil 4'de de grafik olarak sunulmuştur.

Deneylerde basınç dalgalanmalarının AC bileşeni, pompa girişine ve pompa giriş borusunun üzerine yerleştirilen iki adet basınç duyargası ile algılanmıştır. Duyargaların yerleri S1 ve S2 olarak Şekil 5'de gösterilmiştir. S1 noktasında Entran EPX-M5W-15D ve S2 noktasında Entran EPX-M5W-35D basınç duyargaları kullanılmıştır.

Basınç duyargaları ile algılanan veriler önce "Accudata 218 Bridge Amplifiers, Honeywell" ile güçlendirilmektedir. Sinyal kayıt edilirken ve analiz edilirken "Hewlett Packard 1201-A dual trace" osiloskop ile gözlenmektedir. Kayıt sırasında, sinyal üzerinde AC kısmı olup olmadığı kontrol edilmiştir. Çünkü analiz edilecek sinyal, basınç dalgalanmalarının DC kısmına sahip olmamalıdır. Amplifikatör ile alınan sinyaller Racal Store 4 DS teyp kaydedici ile bir banda kaydedilmiştir.

Kaydedilmiş veriler tekrarlanırken "Disa 55D 25" filtresi ile filtrelenir. Kavitasyon deneyleriyle elde edilen verilerin çakışmasını önlemek için 20 kHz LP filtresi ve DC bileşenini atmak için 50 Hz HP filtresi uygulanmıştır. Böylece, 50 Hz ve 20 kHz arasındaki analog veriler 50 kHz örnekleme frekansı, yani 20 kHz ilgililenen maksimum frekans, ile sayısal verilere dönüştürülmüştür. Bu sırada filtrelenmiş sinyal osiloskop ile gözlenmiştir.

Filtrelenmiş sinyaller, üzerinde 8 giriş kanalı bulunan PCLD-880 Advantech bağlantı kartına bağlanmıştır. Bu bağlantı kartı D-tip kablo ile PCL-S18 Advantech A/D kartına bağlıdır.

Daha sonra geliştirilen veri alma ve analiz yazılımı kullanılmıştır. Geliştirilen yazılım 80386 DX-40 mikroprosesörlü, 4 MB RAM'i bulunan bir kişisel bilgisayara yüklenmiştir.

3. KAVİTASYON DENEYLERİ VE ANALİZİ

Kavitasyon deneyleri sabit debide ve sabit emme basıncında (NPSH değerinde) yapılmış ve farklı debi ve NPSH değerleri için tekrar edilmiştir. Deneyler sırasında kavitasyonlu akış elde etmek için NPSH değeri kontrollü olarak azaltılmıştır. Şekil 5'de gösterilen S1 ve S2 noktalarındaki basınç duyargalarından emme basıncı sinyalleri kayıt edilmiştir. Tablo 2'de kavitasyon deneylerinin operasyon noktaları gösterilmiştir.

Bu deneyler, Tablo 2'de verilen noktalarda kavitasyon başlangıcı ve gelişimini gözleyebilmek için tasarlanmıştır. Bu oluşumları gözlemek için basınç duyargalarından alınan sinyaller analiz edilmiş ve güç spektrumları çıkarılmıştır. Bu çalışmanın ayrıntıları [3] nolu kaynakta verilmiştir.

Kavitasyon başlangıcı tespiti için, kullanılan spektral analiz metodunun yanısıra enerji içeriği analizi de yapılmıştır. Emme basıncı sinyallerinin kök ortalama değerleri (RMS), kavitasyon başlangıç noktasını belirlemek için bir korelasyon oluşturmakta kullanılmıştır. 0 ile 4 kHz arasındaki spektrumun RMS değeri RMS' olarak, 0 ile 20 kHz arasındaki ise RMS olarak tanımlanmıştır. RMS'/RMS oranı tüm Q/Q_d oranları için Tablo 3'de ve grafikleri Şekil 6'da gösterilmiştir.

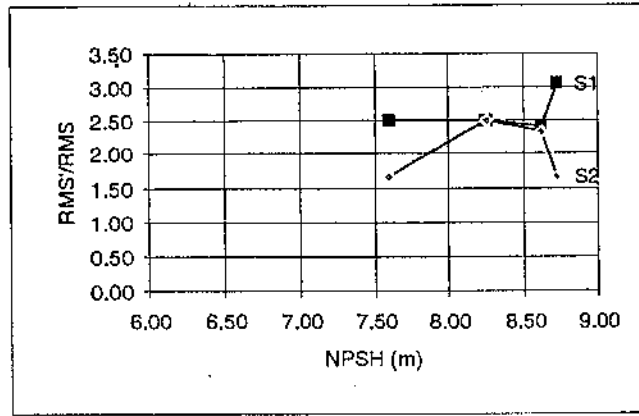
Farklı Q/Q_d oranları için kritik NPSH değerleri Tablo 4'de gösterilmiştir. Şekil 7'de S1 ve S2 noktaları için kritik NPSH değerlerinin Q/Q_d 'ye göre değişimini gösterilmiştir.

Tablo 2 Kaviteasyon Deneylerinin Operasyon Noktaları($Q_d = 37 \text{ m}^3/\text{h}$)

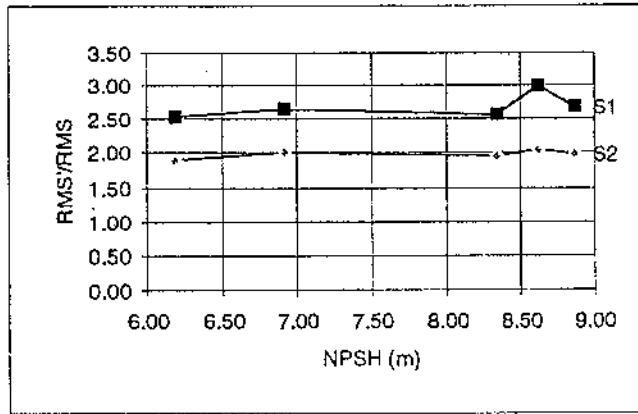
Debi, Q/Q_d	Basma Yüksekliği (m)	NPSH (m)
1.2	39.36	8.72
	38.20	8.62
	35.73	8.25
	31.39	7.60
1.0	58.41	8.87
	58.68	8.61
	55.78	8.34
	52.10	6.91
	42.06	6.19
0.8	62.07	8.88
	59.26	7.65
	54.65	6.20
0.6	64.72 ^a	8.92
	63.50	8.76
	61.58	7.89

Tablo 3 Farklı NPSH ve Q/Q_d Değerleri İçin RMS'/RMS Değerleri

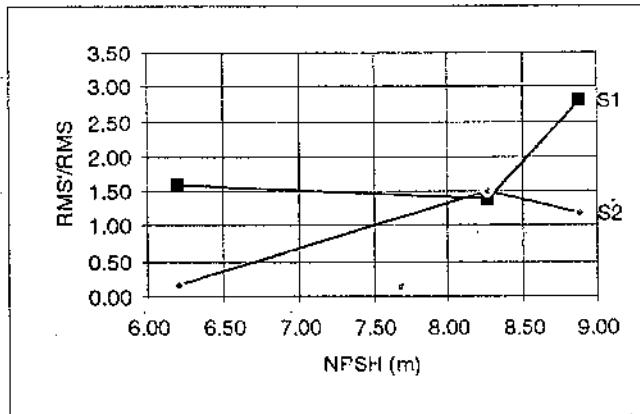
Q/Q_d	NPSH	Duyarga Yerleri					
		S1			S2		
		0-20 kHz RMS	0-4 kHz RMS'	RMS'/RMS	0-20 kHz RMS	0-4 kHz RMS'	RMS'/RMS
1.2	8.72	0.014	0.043	3.07	0.122	0.202	1.65
1.2	8.62	0.012	0.029	2.42	0.038	0.088	2.32
1.2	8.25	0.035	0.088	2.51	0.079	0.198	2.51
1.2	7.60	1.200	2.996	2.50	2.222	3.716	1.67
1.0	8.87	0.026	0.070	2.69	0.055	0.109	1.98
1.0	8.61	0.012	0.036	3.00	0.138	0.282	2.04
1.0	8.34	0.012	0.031	2.58	0.134	0.262	1.96
1.0	6.91	0.009	0.023	2.55	0.116	0.234	2.02
1.0	6.19	0.015	0.036	2.40	0.071	0.135	1.90
0.8	8.88	0.017	0.048	2.82	0.000	0.000	1.20
0.8	8.26	0.048	0.067	1.40	0.283	0.422	1.49
0.8	6.20	0.022	0.035	1.59	0.077	0.013	0.17
0.6	8.92	0.146	0.409	2.80	2.339	4.290	1.83
0.6	8.76	0.171	0.445	2.60	2.250	2.382	1.06
0.6	7.89	0.007	0.017	2.43	0.142	0.217	1.53



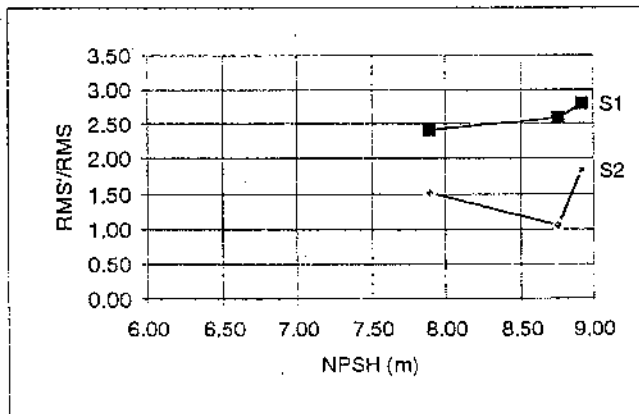
a) $Q/Q_d=1.2$



b) $Q/Q_d=1.0$

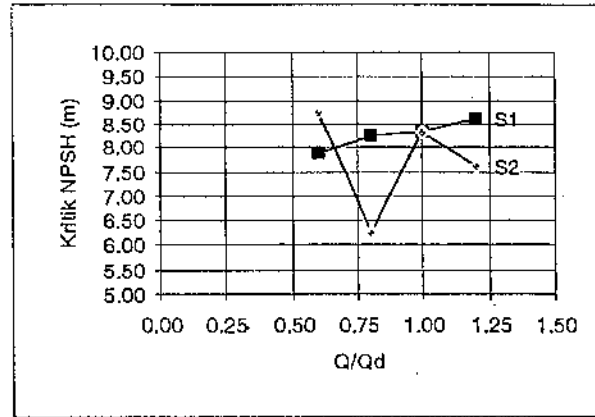


c) $Q/Q_d=0.8$



d) $Q/Q_d=0.6$

Şekil 6 Q/Q_d İçin RMS Oranlarına Göre Kaviteasyon Başlangıç Noktası Analizi



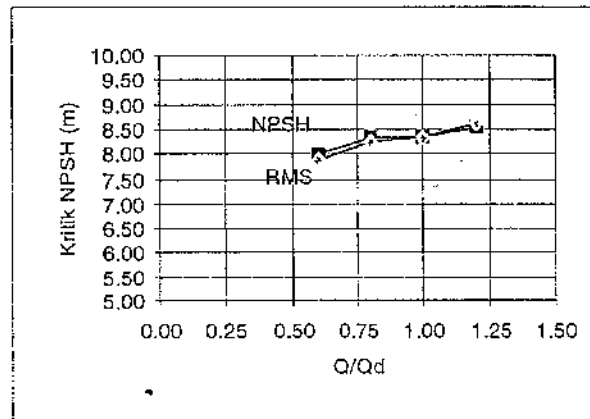
Şekil 7 S1 ve S2 Emme Basınç Sinyalleri İçin Kritik NPSH Değerlerinin Değişimi

Tablo 4 RMS Analizi ile Elde Edilen Kritik NPSH Değerleri

Q/Q _d	NPSH (m)	
	S1	S2
1.2	8.62	7.6
1.0	8.34	8.34
0.8	8.26	6.2
0.6	7.89	8.76

Tablo 5 S1 ve S2 Noktalarında $Q/Q_d=1.0$ İçin Maksimum Frekans Tepecik Değerleri

NPSH (m)	Duyarga Yerleri	
	S1 (bar**2)	S2 (bar**2)
8.87	0.415	0.438
8.61	0.262	2.020
8.34	0.193	1.290
6.91	0.116	1.330
6.19	0.224	0.813



Şekil 8 NPSH Deneyi (Tablo 1) ve RMS Analizi (Tablo 4) ile Elde Edilen Kritik NPSH Değerlerinin Karşılaştırma Eğrisi

Tablo 6 NPSH Değerlerinin Karşılaştırılması

Q/Q _d	NPSH (m)		
	NPSH Eğrisi (Tablo 1)	RMS Analizi (Tablo 4)	S1 için Güç Spektrumu
1.20	8.53	8.62	-
1.00	8.35	8.34	8.34
0.80	8.35	8.26	-
0.60	8.00	7.89	-

4. SONUÇLAR

Veri alma ve analiz için geliştirilen yazılımda "aliasing" olayından veriyi korumak için Nyquist kriteri 2.5 olarak alınmıştır. Böylece, maksimum çevrim hızı 100 kHz olan PCL-818 A/D kartı ile ilgilenilen maksimum frekans 40 kHz olmak şartıyla tek ve toplam 8 kanaldan A/D işi gerçekleştirilebilir. Kaviteasyon deneyleri, 20 kHz olan "ilgilenilen maksimum frekans" da, 2 kanaldan veri almak ve işlemek yoluyla gerçekleştirilmiştir. 20 kHz ya da 50 kHz örnekleme frekansı çok yüksek bir hız olduğu için PCL-818 A/D kartının DMA özelliği kullanılmıştır. Verinin istatistikî hatalarını aza indirmek için A/D çevrimi, 32 defa 1024 adet nokta ile ensemble ortalama hesaplanmıştır.

Pompanın tasarım debisinde, uygun NPSH değeri ile çalışırken elde edilmiş güç spektrumu ve düşük NPSH değerli test durumlarındaki güç spektrumları karşılaştırılınca kaviteasyon oluşumu farkedilmiştir. Tablo 5'de S1 ve S2 noktaları için tasarım debisinde alınan lineer ölçekli güç spektrumlarının maksimum tepecik değerleri gösterilmiştir. NPSH'nin 8.61 m.'ye düştüğünde, Tablo 1'de verildiği gibi basma yüksekliğindeki %1 azalma ile 8.65 m.'ye eşit olduğu noktadaki kaviteasyon başlangıcı anlaşılmaktadır. Kaviteasyon oluşumunun frekans tepeciklerinde bir düşüşe sebep olduğu farkedilmektedir. Tablo 5'de görüldüğü gibi, $Q/Q_d=1.0$ iken, güç spektrumlarının tepeciklerinin maksimum değerleri NPSH azaldıkça, azalmaktadırlar. Bu olay kaviteasyon gelişimi olarak adlandırılır. Tablo 1'de görülen, basma yüksekliğinde %3 düşüş kaydedilen noktadaki NPSH değeri olan 8.35 m. ile Tablo 5'de gösterilen güç spektrumlarındaki tepeciklerde düşüşün devam ettiği NPSH değeri olan 8.34 m.'nin birbirine çok yakın olduğu anlaşılmıştır. NPSH değerinin daha fazla düşmesiyle güç spektrumundaki bozulma gözlenmiştir. Fakat, NPSH=6.19 m olduğunda pompa çok yüksek kaviteasyon altında çalıştığı için Tablo 5'de görüldüğü gibi, bu noktadaki maksimum tepecik değeri de eğilime aykırı olarak biraz yükselme göstermektedir. Spektrum bu durumda iken pompa performansı düştüğü için gözardı edilebilir. Burada önemli olan, basma yüksekliğinde %1 ve %3 düşüş olduğundaki NPSH değerinde kaviteasyon başlangıcının farkedilmesidir [4].

Bu sonuç S1 noktasındaki basınç duyargası ile elde edilen güç spektrumları için uygundur. Şekil 5'de görüldüğü gibi S2 noktasındaki basınç duyargası pompa girişine çok yakındır ve pompa üzerindedir. Bu yüzden S2'deki duyarga ile enüme tarafında oluşan kaviteasyon kabarcıklarının hissedilmesi çok güç olmaktadır. Kabarcık oluşumu emme borusu içinde ve çevrede oluşmaktadır.

Yüksek frekansta enerji içeriğindeki artış kaviteasyon başlangıç noktasını bulmak için kullanılabilir [5]. Operasyon durumlarının geniş frekans aralığı için elde edilen sinyallerinin RMS değerleri, bir korelasyon geliştirmek için, sabit debide NPSH değişimi üzerinde incelenmiştir. Kaviteasyon, geniş band olayıdır. Bu yüzden, spektrumun 4 kHz'den büyük frekanslar için olan diğer kısımları bastırılır. 0-4 kHz arasındaki dar frekans bandı RMS değerinin 0-20 kHz arasındaki geniş frekans bandı RMS değerine oranı, farklı NPSH ve sabit Q/Q_d değerlerinde kaviteasyon başlangıç noktasını tanımlamakta kullanılmıştır. Düşük NPSH değerlerindeki düz kısımdan sonra belirgin bir NPSH değerinde, bir ani artış gözlenmektedir. Dar frekans bandındaki kök ortalama değerinin (RMS') tüm frekans bandındaki kök ortalama değeri (RMS) üzerindeki etkisi, kaviteasyonun kaybolduğu noktadaki NPSH değerinde artmaya başlar. Diğer bir deyişle, NPSH değeri düştükçe düz kısmın başladığı nokta, kaviteasyon başlangıç noktası olarak alınmıştır. Herbir Q/Q_d oranı için kaviteasyon başlangıç noktasına karşı gelen kritik NPSH değerleri Tablo 4'de gösterilmiştir. Tablo 4 ve 1'de görüldüğü üzere basma yüksekliğinde %3 düşüş kaydedilen noktadaki kritik NPSH değerleri karşılaştırıldığında, bu değerlerin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu benzerlik Şekil 8'de karşılaştırılmıştır. Şekil 4'deki kritik NPSH değerlerinin Q/Q_d oranları üzerindeki değişimi ve Şekil 7.a'daki S1 için olan değişim aynı eğilimi göstermektedir.

$Q/Q_d=1.0$ durumunda, basma yüksekliği %3 düştüğündeki kritik NPSH değeri, NPSH testleri ile elde edildiğinde, RMS analizi ile elde edilenle ve güç spektrumuna bakılarak görülen durumla hemen hemen aynıdır. Bu durum Tablo 6'da gösterilmiştir.

5. ÇIKARIMLAR

Pompalarda kaviteasyon olayını dinamik olarak incelemek için yüksek hızlı çevrim kartı gereklidir. İlgenilen maksimum frekansın 20 kHz olması kaviteasyonu incelemek için yeterli bir hızdır. Fakat "aliasing" olayında korunmak için Nyquist oranı 2.5 olarak alındığında kart hızının 50 kHz olması gerekmektedir.

Spektral analiz yöntemi, santrifüj pompalarda kaviteasyon başlangıç ve gelişimini araştırmak için iyi bir metottur.

Güç spektrumlarının RMS değerleri ile yapılan enerji içeriği analizi, kaviteasyon başlangıç noktası için güvenilir bir göstergedir.

Güç spektrumlarının ve RMS analizinin birlikte ele alınması bunların NPSH deneyleri sonucunda elde edilen eğrilerle de karşılaştırarak kavitasyon başlangıç ve gelişiminin bulunmasında iyi bir yöntemdir.

6. SUMMARY

An experimental research for investigating the cavitation problem of centrifugal pumps at different flowrate and suction pressure is performed. Experiments are planned on the effect of decreasing the suction pressure, consequently the net positive suction head, at constant flowrate and repeating this at different flowrates. The pressure changes are recorded as analog data through the pressure transducers located at different places of the pump inlet. The conversion of the acquired analog data into digital data is performed by programming a PCL-818 Advantech A/D converter card of 100 kHz capacity. A software package is developed for the analog to digital conversion and spectral analysis of the pressure signals. The power spectra of the data are investigated in order to detect the inception and extent of cavitation. Energy content analysis is also used to support the revealed results by comparing the RMS ratios of the frequency values of two different ranges. As a conclusion, the spectral analysis methods have been found to be useful tools for this purpose and energy content analysis can be a good supporting comparison method.

7. KAYNAKLAR

- [1] Grein, H., *Cavitation - an Overview*, Sulzer Research Number 1974, pp. 87-111, 1974.
- [2] Yedidiah, S., A New Look at Cavitation in Pumps, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.200 No.44, pp. 283-292, 1971.
- [3] Bilgen, H., Development of an Multichannel Data Acquisition and Analysis Software for the Experimental Investigation of Cavitating Flows in Pumps, MS. Thesis, Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, Ankara, 1994.
- [4] Samarasekera, H., *Detection of Inception of Cavitating or Damaging Recirculation in Centrifugal Pumps*, World Pumps, pp. 428-431, 1984.
- [5] McNulty, P.J. and Pearsall, I.S., *Cavitation Inception in Pumps*, Journal of Fluids Engineering, March, Vol.104, pp. 94-104, 1982.

WATER - HAMMER IN PUMPING SYSTEMS

By Armin GÖRISCH
KSB AKTIENGESELLSCHAFT

ABSTRACT

The paper describes briefly the theoretical process of pressure surge (i.e. water hammer) and important definitions such as head-flow diagram, reflection points, disturbances at the beginning and the end of a pipeline will be explained. For typical systems some guidance is offered to increase the sensitivity regarding water hammer for the engineer. Various methods of surge control device like air vessel, flywheels, pressure relief valves and so on will be discussed.

It is essential to carry out the examinations already during the initial phase of the project and not after construction of the system when required by unwanted phenomena. The cost arising then are in no proportion to the costs for investigations during the studying phase.

GENERAL PRINCIPLES

SIMPLIFIED DESCRIPTION OF THE PRESSURE SURGE

Any acceleration or deceleration of the flow velocity in a piping system results in dynamic pressure fluctuations, i.e. the pressure increases and drops periodically.

They are caused, for instance, by

- rapid changes in valve settings
- start-up and shut-down of pumps
- control processes within a plant
- pump failure due to power cut

All those cases of disturbance should be analysed when a pumping system is being planned. The objective of such an analysis is a transient flow protection system whose function - as in the case of any protection system - is to keep pressure fluctuations within the given limits.

Fig. 1 shows a simple system: a water reservoir is connected to a valve by means of a frictionless piping. Under steady state conditions the medium flows through the pipe with velocity c_0 under pressure p_0 . An instantaneous closing of the valve changes immediately this conditions. The possible consecutive transient events can be described as follows:

- 1) If the usual assumption - water is non-compressible and the piping wall non-elastic - were applicable, the pressure increase would have to be "infinitely large" after an instantaneous closing within a zero time step ($t_s = 0$). This is a theoretical view, but it does not apply really!

- 2) As water is compressible (approx. 0,5 % change in volume at 100 bar), the piping flexible and the valve closing time not zero, the pressure increase in the piping is finite, the well-known Joukowsky equation applies:

$$\Delta H = \pm \frac{a}{g} * \Delta c \quad [m]$$

where the pressure difference ΔH superimposes the actual system pressure. The pressure change occurs to the full extent only if the velocity change takes places within a period of

$$\Delta t = \frac{2L}{a} \quad [s]$$

Δt represents the reflection time, i.e. the stretch of time required by the pressure wave to move from the disturbance to a reflection point and back again to the disturbance.

Calculation example:

Steel pipe with a pressure wave propagation velocity	a	=	1200 m/s.
Abrupt flow velocity changes due to valve closing	Δc	=	1 m/s
System pressure	p	=	5 bar

The resulting maximum pressure will be

$$p_{\text{maximum}} = 5 \text{ bar} + 12 \text{ bar} = 17 \text{ bar}$$

Now a quick look back to Fig. 1:

The velocity at the valve becomes zero, thus increasing the pressure. The pressure rise leads to compression of the medium and increase of the piping diameter. The flow energy is consequently converted to stress energy. As shown in Fig. 1a, the pressure wave moves from the valve to the reservoir with a propagation velocity a , whereas the flow velocity between reservoir and wave front still points in the direction of the valve. This condition prevails until the stress has built up along the entire piping. The time required is

$$\frac{L}{a} = \frac{\Delta t}{2} \quad [s]$$

The pressure wave is now reflected at the reservoir and moves back to the valve with velocity a , while the built-up pressure $p = p_0 + \Delta p$ is relieved to the operating pressure p_0 . At the same time the flow velocity changes its direction. The flow now returns into the reservoir with $-c_0$.

The pressure wave reaching the valve does not meet with a state of equilibrium and is therefore reflected again. But now as a pressure decrease, as the flow velocity points in the direction of the reservoir. The pressure now prevailing in the piping is

$$p = p_0 - \Delta p$$

The pressure wave is again reflected at the reservoir (there is no state of equilibrium at the reservoir!). Here the flow velocity changes its direction again. As a consequence, the operating pressure changes back to the original one, i.e.

$$p = p_0$$

The process described is a complete course of changes in pressure and velocity during the time interval $4 * L/a$. Without friction this cycle would be repeated infinitely.

We know the prerequisite for this theoretical analysis: instantaneous closing of the valve and flow without friction losses. The other 'extreme': a valve closes very slowly.

Then the following equation applies

$$dH = \frac{L}{g} * \frac{dc}{dt} \quad [m]$$

i.e. the pressure variations are proportional to the time gradient of the velocity.

Calculation example:

Pipe length (steel pipe)	$L = 1200 \text{ m}$
Pressure wave propagation velocity	$a = 1200 \text{ m/s.}$
Flow velocity before valve closing	$c = 1 \text{ m/s}$
Valve closing time	$\Delta t = 45 \text{ s}$

The closing time is much longer than the reflection time ($2 * L/a = 2 \text{ s}$). Inserting these figures into the equation we arrive at

$$\Delta H = \frac{1200}{9.81} * \frac{1}{45} = 2.7 \text{ m}$$

This pressure increase is negligible compared to the previous example.

It still should be mentioned that according to the type of construction of a shut-off valve, only the last 10 to 30 % of the closing path produce efficient throttling. Thus we can say that only when the actual closing time is very much longer than the reflection time, we can speak of slow closing.

After reflecting on the extreme values, we now discuss the pressure increase that occurs during a single reflection time or within the first 2 or 3 reflections.

Fig. 2 shows the pressure course over the piping

- 1) Closing time = zero
- 2) Closing time < reflection time
- 3) Closing time = reflection time
- 4) Closing time > reflection time

PROPAGATION VELOCITY OF PRESSURE WAVES

The pressure wave propagation velocity - better known as sound velocity - is mainly influenced by the following parameters:

- sound velocity in the fluid a
- module of elasticity of the fluid E_F
- module of elasticity of the pipe material E_R
- ratio pipe diameter to wall thickness D/s

Based on the sound velocity of water ($a = 1425 \text{ m/s}$), we obtain a propagation velocity of

$$a = 1425 * \sqrt{1 + \frac{D/s * E_F}{E_R}} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

or in general:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{E_F}{\rho_w}}{1 + \frac{D/s * E_F}{E_R}}} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

For simple calculations with pipes of steel, ductile iron or concrete, $a = 1000 \text{ m/s}$ may be assumed.

If synthetic materials, such as polyvinyl chloride or polypropylene are concerned, the sound velocities are theoretically very small. The velocities actually arising are considerably higher, since the laying of pipes has a strong influence. Pipes laid underground or embedded in concrete have a much higher sound velocity than open pipes (lowest velocity measured so far = 640 m/s ; PVC/PE). Figs. 3 gives a large variety of materials and their sound velocities.

Gas handled in the liquid also has an influence on the propagation velocity. This, for instance, may occur in sewage systems. Although the gas content reduces the velocity of the pressure wave, it is recommended to use the higher value in the calculation, because the gas volume may vary or temporarily may not be there at all.

REPRESENTATION OF DIFFERENT TYPES OF DISTURBANCES IN THE H-C-DIAGRAM

The head-velocity-diagram (Fig. 4) clearly shows the dynamic pressure variations which occur with changing operating conditions. When plotted to scale, it is possible to calculate the arising dynamic pressure changes.

For this reason the normal operating diagram of a plant, which indicates the equilibrium resulting from the pressure and counter pressure characteristics, changes slightly. Due to the fact that capacity is proportional to velocity the head-flow-diagram becomes a head-velocity-diagram. In addition, the gradients of positive and negative surge pressure characteristics $\pm a/g$ are added.

If the system passes from one equilibrium to an other, all dynamic processes can be followed in this diagram provided the reflection points and new resistance characteristics are known. To complete the dynamic processes in a piping system, we have to go a bit deeper into the subject.

REFLECTION POINTS

If velocity changes occur somewhere in a piping system, the pressure waves will propagate with sound velocity and are reflected at points without equilibrium. The following indications are those reflection points

- closures (closed valve) and reductions or extensions in diameter, respectively
- pipe branches
- reservoirs (free levels)
- piping characteristics
- valve characteristics
- pump characteristic
- turbine characteristics

To avoid mistakes in determining the type of closing - quick or slow - it is very important for the calculation of the reflection time to know the reflection points.

DISTURBANCE AT THE END OF A PIPELINE DUE TO VALVE CLOSING

A supply system consists of an overhead reservoir or pumping station, a pressure main and a storage tank with shut-off valve, see Fig. 5. If the shut-off valve is closed within the reflection period, the pressure will first increase and drop in the 2nd phase. The course in the H-C-diagram is as follows.

The maximum pressure rise is represented at the point of intersection of the positive pressure surge characteristic and the H-axis ($c = 0$). The further course - pressure drop $\leftrightarrow$ pressure increase - with the alternately negative and positive pressure surge characteristic and flow characteristic at reflection point is shown in Fig. 5. The maximum pressure exceeds the operating pressure considerably.

The maximum pressure rise must be considered when dimensioning the pipes. It must be checked in how far pipes with higher nominal pressure are less expensive than pipes with larger diameter but lower nominal pressure. Furthermore, the operating cost should be considered as well.

Another option would be, the valve should close slowly, e.g. $t_s \geq 3 \cdot \Delta t$. The max. arising pressure will decrease considerably.

DISTURBANCE AT THE BEGINNING OF A PIPELINE DUE TO PUMP FAILURE

Fig. 6 shows the usual arrangement of a pumping station. A pump failure entails in general a pressure drop immediately behind the pump. A pressure rise does not take place before the 2nd phase.

Such a simple plant may involve considerable problems with regard to the low pressure, for instance, when the flow velocity is high. The pressure would, if no precaution were taken, drop so far that evaporation would occur, and - at subsequent pressure increase - condensation, a process known as cavitation. The local pressure changes could be extreme (up to 3000 bar), i.e. unacceptable for normal pumping systems.

The two examples show that each pumping system must be investigated on its own, and the person in charge must recognise the different effects and consider the correct marginal conditions in his solution.

HEAD INFLUENCE ON THE PLANT SAFETY

Fig. 4 shows a low-pressure and a medium-pressure pumping system with identical flow velocity and piping material.

Without an efficient pressure surge control, the low pressure system would be much more endangered, since the pressure cannot be prevented from dropping below the vapour pressure.

The medium pressure system is to be protected against the maximum pressure increase.

This example shows that a surge analysis should be performed consequently for both pumping systems, with low system pressures as well as with medium and high pressures.

THE FUNCTIONS OF PRESSURE SURGE CONTROL SYSTEM/CONTROL DEVICES

The function of a pressure surge control system is to keep the pressure fluctuation within the admissible limits. This means:

We have to aim at running those operations in such a way as to prevent

- on the one hand any vaporisation,
- on the other hand inadmissible excess pressure

in the whole system.

For water hammer protection we, therefore, will have to consider systems which

- are built of elastic components
- are reacting slowly enough
- are directly feeding the pipeline or limiting the excess pressure
- are working as variable throttling device within the piping system.

AIR VESSEL

The air vessel is a flexible element of the pipe system. It can, in case of a pressure drop, subsequently feed certain amount of water into the system within a short time and receive a certain amount of water when the pressure rises (reflected wave). This way the pressure fluctuation can be kept within admissible limits. 2 types of vessels can be selected:

- the air vessel with compressor
- the air vessel with an integrated water-filled bladder, i.e. the gas is separated from the fluid by a membrane

STAND PIPE

The stand pipe divides the system into two partial systems. Atmospheric pressure prevails on the water surface. This surface is the pumping target.

If required, water is fed from the stand pipe, i.e. the low pressure is limited. The reflected pressure wave then meets with a partially empty stand pipe and the overpressure is relieved into the standpipe. The effect is, therefore, identical with that of an air vessel.

FLYWHEEL

With this method energy is stored in a rotating mass. In case of a sudden power failure this energy is used to shut down the unit slowly. An instantaneous standstill or sudden breakdown of the flow does not occur. The pressure fluctuations remain clearly within the admissible range. An extension of the shut-down period prevents the low pressure from dropping near the vapour pressure. The application limits are:

- Effective only for pipe length up to 4 km
- Constructional expenditure of the flywheel
- Starting problems with electric motor.

BYPASS LINE

The bypass line is a direct connection between suction and discharge side of the pumping station, it is equipped with a non-return valve. In case of a power failure the pressure increases upstream and drops downstream of the pumps. The non-return valve opens with the pressure upstream exceeding that one downstream and the water flows through the bypass line to the pump discharge side, thus preventing the pressure from dropping further. Evaporation is prevented.

If required, additional measures must be taken to ensure that the overpressure to be expected with the reflected wave remains within the admissible limits.

AIR VALVE

This valve can be mounted directly on the discharge line, immediately behind the pumping station. In case the pressure falls below atmospheric pressure the valve opens and air flows into the pipe, the flow will be separated.

Evaporation cannot occur. However, in order to avoid extreme overpressures when the water columns meet again, it is absolutely necessary to relieve the piping system in case of a reflected wave. For this reason a specially selected combination of air and vent valves is frequently used.

ONE-WAY SURGE TANK

One-way surge tanks can be arranged either immediately behind the pumping station or at any point along the pipeline. They have to store the feed volume of the subsequent piping. If required, this volume is delivered to the main through a connecting pipe, equipped with a non-return valve.

This is done intermittently, as the non-return valve closes immediately with the reflected wave. The tank is filled from the end reservoir by an additional, adjustable filling valve. The plant itself can go into operation again only if the one-way surge tank is filled up again.

ADDITIONAL NON-RETURN VALVES WITH BYPASS

The demand - prevention of the vapour pressure - is perfectly met by a number of pressure surge control systems, however, the overpressures may, in case of a reflected wave, assume inadmissible high values.

This problem can be reduced by additional non-return valves installed in the pressure main with a permanently open small bypass. The non-return valve opens in normal flow direction and closes at reverse flow. The medium flowing back must force its way through the bypass, the velocity decreases and the pressure rise is clearly smaller. The transport line accommodates an additional, flow-dependent throttle with varying throttling degree.

BYPASSES AND SAFETY VALVES

Only very rarely bypasses and safety valves constitute a fully functioning pressure surge control on their own, because they are not capable of counteracting evaporation in case of pressure drop. They only help to stop and limit the overpressure arising when the pressure increases. The bypasses open depending either on the pressure or on time after failure of the pumps. When the safety valves are arranged on the discharge side, the emitting medium can be returned to the suction side.

SHUT-OFF VALVES, CLOSING CONTROLLED

A controlled closing shut-off valve acts as a variable throttle in the piping system. It only helps to produce additional losses and is, therefore, not able to counteract evaporation. For this purpose, other measures (e.g. fitting of a bypass line) must be taken.

The shut-off valve shall slow down the flow back through the pumps or a bypass in order to limit the upsurge pressure. Extensive calculations of the closing time as well as knowledge of the turbine operation of the pumps are basic conditions for such installations. Drop weight or power piston are used as drives for such valves, since closing must be ensured also in case of a power failure.

THE MOST EFFICIENT PRESSURE SURGE CONTROL

The question "which is the most efficient pressure surge control of all" is raised very often. There is no answer, because a lot of parameters have to be considered for evaluation.

Apart from the technical requirements, such as

- pipeline profile (highest and lowest points, length)
- admissible system pressure
- air-consistency of the medium
- noise
- feasibility (size of vessel, flywheel, etc.)
- constructional options (stand pipe)
- smooth functioning
- media with fibrous admixtures

the cost arising are a main factor for the selection of the surge control system. The question should therefore be:

Which type of pressure surge control suits my system best?

Actually the only possible answer is:

**A system able to just meet all requirements with absolutely trouble-free operation
at the lowest price.**

For this it is necessary to exactly analyse the respective system and to gather and evaluate possible solutions.

SYMBOLS

a	= sound velocity	m/s
c	= velocity	m/s
Δc	= velocity change	m/s
D	= diameter	m
E	= module of elasticity	N/m ²
g	= gravity	m/s ²
H	= head	m
ΔH	= head change (pressure head change)	m
L	= length of piping	m
p	= pressure	bar
Q	= capacity	m ³ /s
s	= wall thickness	m
Δt	= reflection time	s
ρ	= density	kg/m ³

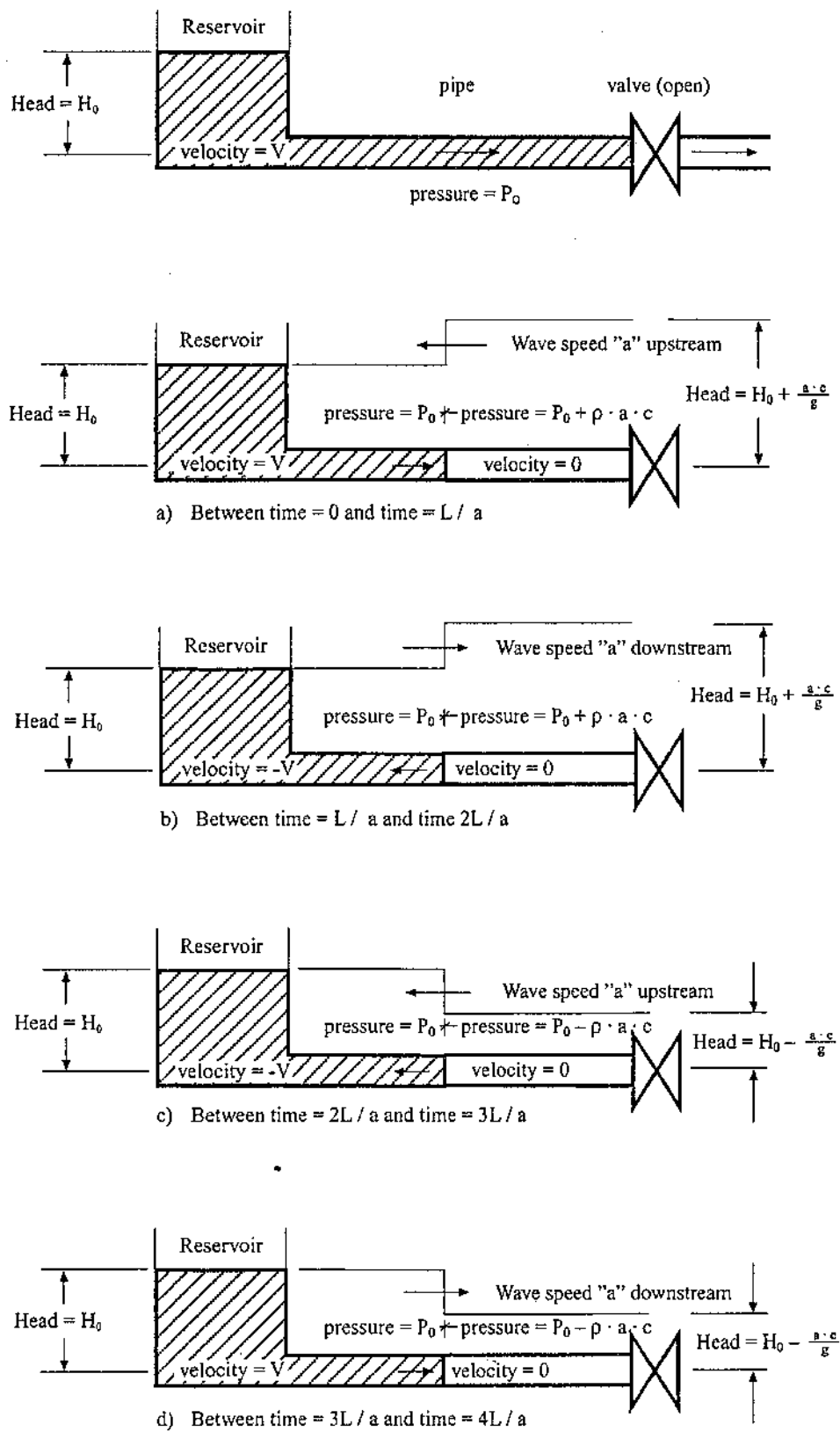


Fig. 1 Theoretic pressure sequence of events for four time intervals after sudden valve closure

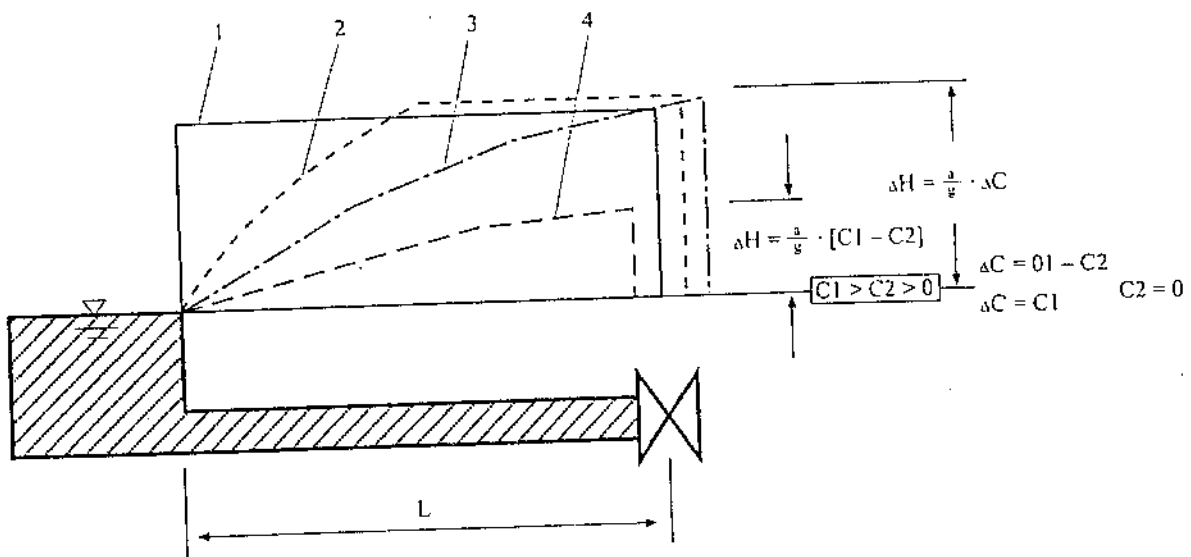


Fig. 2 Pressure distribution over the piping for various closing times

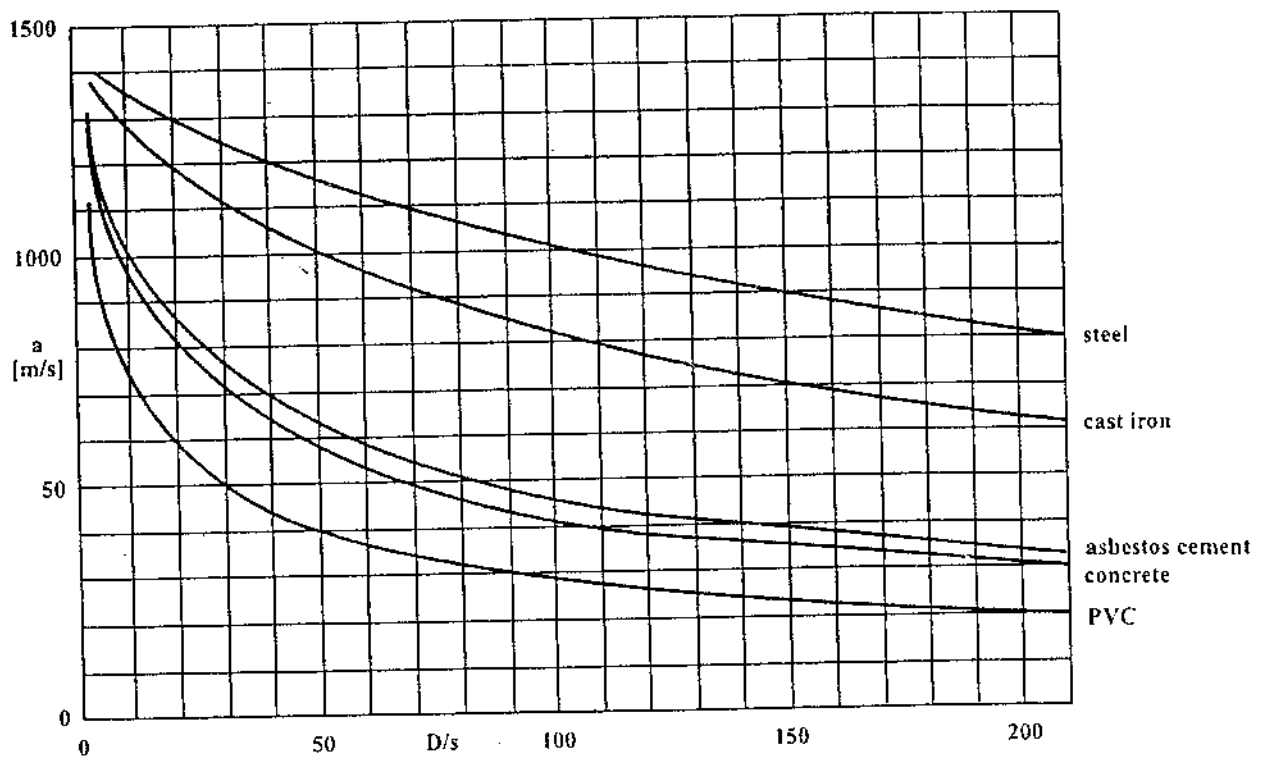


Fig. 3 Sound velocities in pipings filled with water

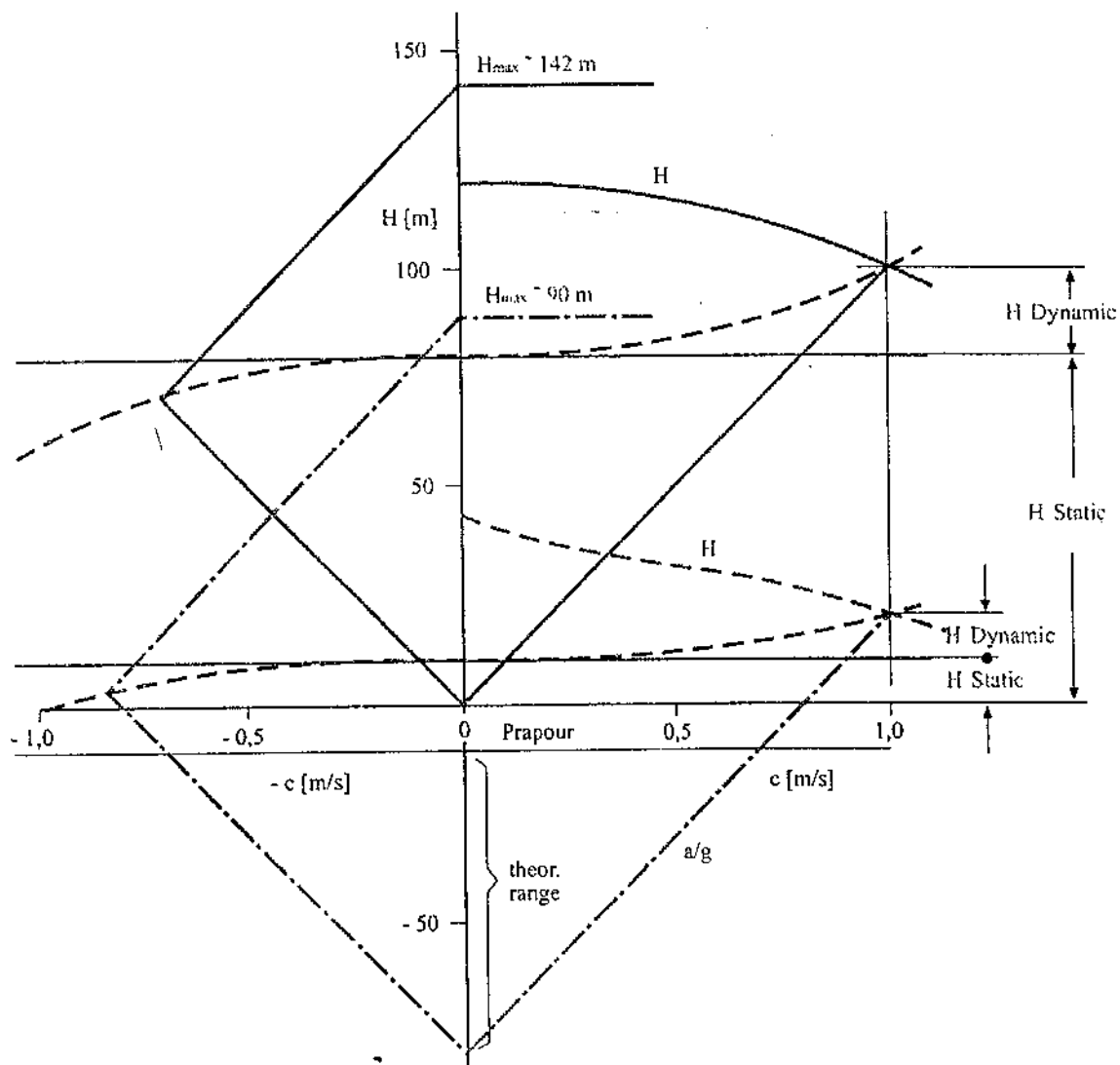


Fig. 4 Risk of evaporation for pumps with various heads

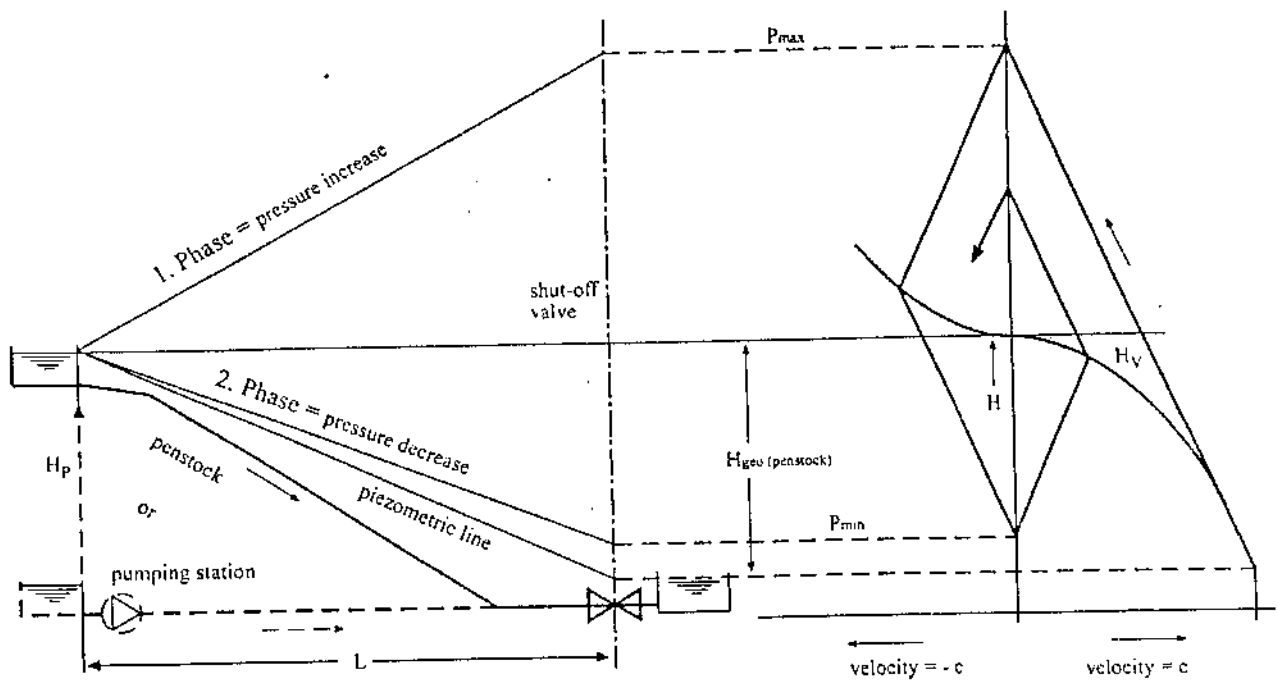


Fig. 5 Disturbance at the end of a piping valve closure time with in $t_s \leq \frac{2L}{c}$

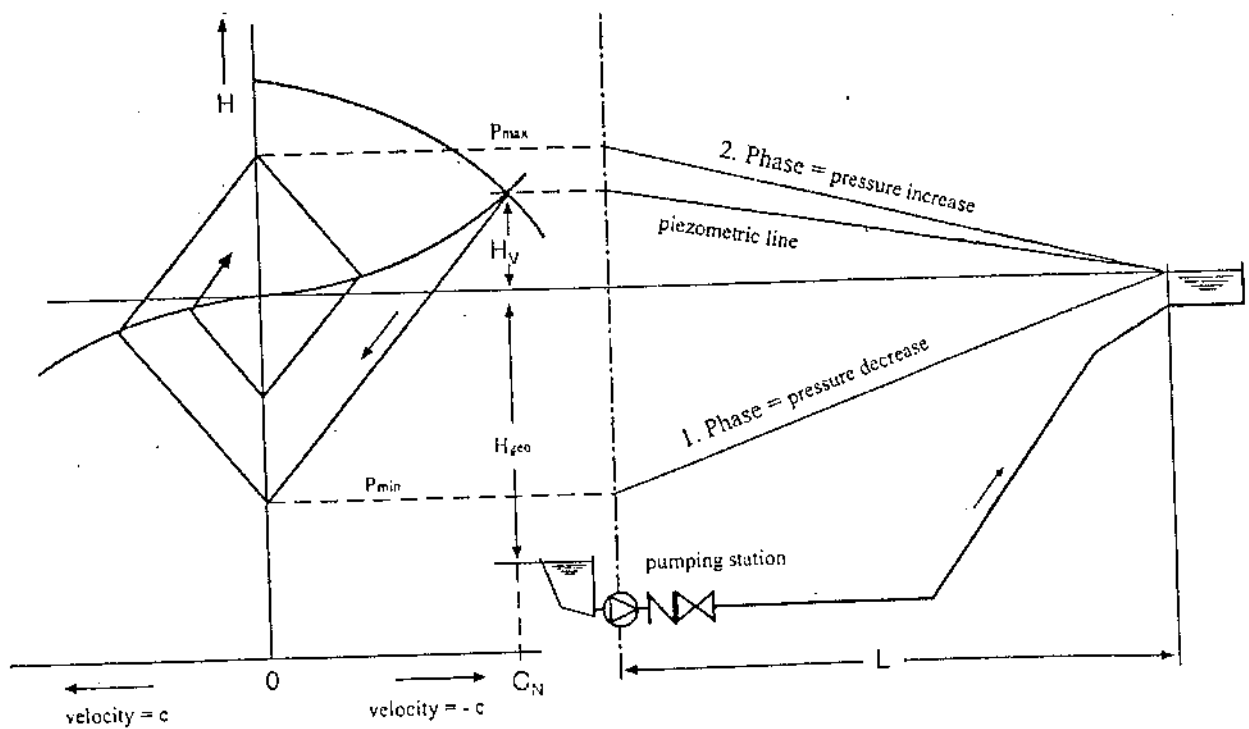


Fig. 6 Disturbance at the beginning of a piping. Failure of the pumps

TÜRBOMAKİNA KANATLARI ARASINDAKİ AKIŞIN 3 BOYUTLU EULER DENKLEMLERİ İLE ÇÖZÜMÜ

Kemal SARIOĞLU
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

Erkan AYDER
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Çark içindeki akışı analiz etmek için 3 boyutlu, zamana bağlı, korunumlu formda yazılmış Euler denklemleri kullanılmıştır. Akış sıkıştırılabilir, adyabatik ve rotasyoneldir. Silindirik koordinat sistemindeki Euler denklemleri kullanıldığından çözüm ağı bu koordinat sisteminde üretilmiştir. Denklemlerin ayrıklaştırması zaman ve uzay boyutunda ayrı ayrı yapılır. Zaman boyutunda ilerleme tekniği kullanılarak daimi haldeki çözüm elde edilir. Uzay boyutunda ayrıklaştırma ise sonlu hacimler tekniği kullanılarak yapılır.

SEMBOL LİSTESİ

r, θ, z	: Silindirik koordinatlar	k	: İzentropik bileşen
$\vec{f}, \vec{g}, \vec{h}$	: Euler denklem sisteminin akı vektörleri	R	: Gaz sabiti
$\vec{\sigma}$	: Çözüm vektörü	ρ	: Yoğunluk
$W_{r, \theta, z}$	: Bağlı hız bileşenleri	p	: Basınç
Ω	: Açısal hız	E	: Toplam enerji
V	: Kontrol hacmi	L	: Karakteristik uzunluk
S_m	: r, θ, z yönündeki izdüşüm alanı	a	: Ses hızı
0	: Toplam	1	: Giriş

GİRİŞ

Sayısal akışkanlar dinamiğinde günümüze kadar olan gelişmeler, teorik çalışmaların yetersiz kaldığı durumlarda pek çok problemin çözümüne imkan vermiştir. Ayrıca deneysel çalışmaların artan maliyeti sayısal akışkanlar dinamiği ile ilgili çalışmaların önemini artırmıştır. Bu çalışmalarda seçilen matematiksel model, nümerik metod ve çözülmesi istenen fiziksel büyüklükler çözümün esasını teşkil eder.

Bu çalışmada çark içindeki akışı çözümlemek için 3 boyutlu, zamana bağlı Euler denklemleri matematiksel model olarak seçilmiştir. Akış sıkıştırılabilir ve rotasyoneldir. Zaman ve uzay boyutunda ayrı ayrı ayrıklaştırma yapıldığından, uzay boyutunda denklemler adi diferansiyel denklem haline gelir ve 4 adımlı Runge Kutta metodu bu denklemlerin çözümüne olanak verir. Uzay boyutunda denklemlerin ayrıklaştırması sonlu hacimler tekniği kullanılarak yapılır. Zaman boyutunda ise zaman adımında ilerleme tekniği kullanılarak daimi haldeki çözüm elde edilir. Çözülmesi istenen fiziksel büyüklükler ise bağlı hızın silindirik koordinatlardaki bileşenleri, yoğunluk, basınç ve toplam enerji değerleridir. [1]

GENEL DENKLEMLER

Korunumlu formda 3 boyutlu Euler denklemleri (Makine eksenine etrafında türbomakinanın açısal hızıyla dönen) silindirik koordinat sisteminde (r, θ, z) boyutsuz olarak aşağıdaki gibi yazılabilir. [2]

$$\frac{\partial \vec{\sigma}}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \vec{f}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\vec{g}) + \frac{\partial}{\partial z} (\vec{h}) + \vec{b} = 0 \quad (1)$$

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho W_r \\ \rho W_\theta \\ \rho W_z \\ \rho E \end{bmatrix} \quad \bar{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\rho W_\theta^2 / r - p / r - \rho r \Omega^2 - 2\rho \Omega W_\theta \\ \rho W_r W_\theta / r + 2\rho \Omega W_r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{f} = \begin{bmatrix} \rho W_r \\ \rho W_r^2 + p \\ \rho W_r W_\theta \\ \rho W_r W_z \\ \rho W_r (E + p / \rho) \end{bmatrix} \quad \bar{g} = \begin{bmatrix} \rho W_\theta \\ \rho W_r W_\theta \\ \rho W_\theta^2 + p \\ \rho W_\theta W_z \\ \rho W_\theta (E + p / \rho) \end{bmatrix} \quad \bar{h} = \begin{bmatrix} \rho W_z \\ \rho W_r W_z \\ \rho W_\theta W_z \\ \rho W_z^2 + p \\ \rho W_z (E + p / \rho) \end{bmatrix}$$

Bu denklemler karakteristik uzunluk ve giriş termodinamik koşulları ile boyutsuzlaştırılır.

$$l = \frac{\bar{l}}{\bar{L}} \quad t = \frac{\bar{t}}{\bar{L}} \sqrt{\bar{R} \bar{T}_{01}} \quad p = \frac{\bar{p}}{\bar{p}_{01}} \quad \rho = \frac{\bar{\rho}}{\bar{\rho}_{01}} \quad T = \frac{\bar{T}}{\bar{T}_{01}}$$

$$W_{r,\theta,z} = \frac{\bar{W}_{r,\theta,z}}{\sqrt{\bar{R} \bar{T}_{01}}} \quad a = \frac{\bar{a}}{\sqrt{\bar{R} \bar{T}_{01}}} \quad E = \frac{\bar{E}}{\bar{R} \bar{T}_{01}} \quad \Omega r = \frac{\bar{\Omega} \bar{r}}{\sqrt{\bar{R} \bar{T}_{01}}}$$

Bu denklem sistemi zaman boyutunda hiperbolik, uzay boyutunda ise eliptiktir.

Süreklilik, r-θ-z momentum ve enerji denklemleri altı bilinmeyen içermektedir. (ρ, W_r, W_θ, W_z, E, p)

Bilinmeyenlerin bulunabilmesi için altıncı denklem olarak hal denklemi kullanılır.

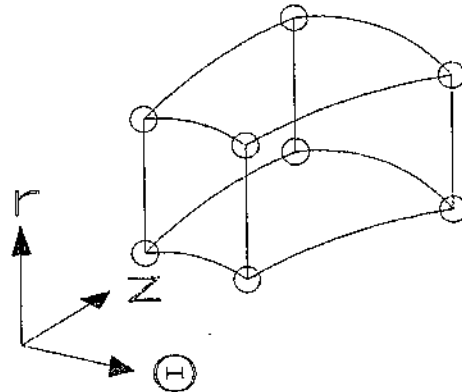
$$p = (k-1) \left[\rho E - \frac{1}{2} \rho (W_r^2 + W_\theta^2 + W_z^2) + \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 \right]$$

UZAY BOYUTUNDA DENKLEMLERİN AYRIKLAŞTIRMASI

Korunumlu formda yazılan Euler denklemlerinin çözülebilmesi için çözüm ağı içerisindeki her bir noktanın geometrik koordinatları tesbit edilir. 6 bilinmeyen bu her bir noktada elde edilmeye çalışılır. Uzay boyutunda denklemlerin ayrıklaştırması sonlu hacimler tekniği kullanılarak yapılır. [3]

Ayrıklaştırmanın anlamı denklemlerin bu teknik ile nümerik olarak gösterimidir. Bu teknikte çözüm bölgesi belirli sayıda kontrol hacimlerine bölünür ve bu kontrol hacimleri için enerji, momentum ve kütle korunumu denklemleri sağlanmaya çalışılır. Bu teknik kompleks geometrilerin içerisinde veya etrafındaki akış hesaplamaları için sonlu farklar yöntemine göre daha az uğraş ile sonuca ulaşmayı sağlar.

(1) denkleminin integre edileceği ufak bir kontrol hacmini ele alalım. (Şekil 1)

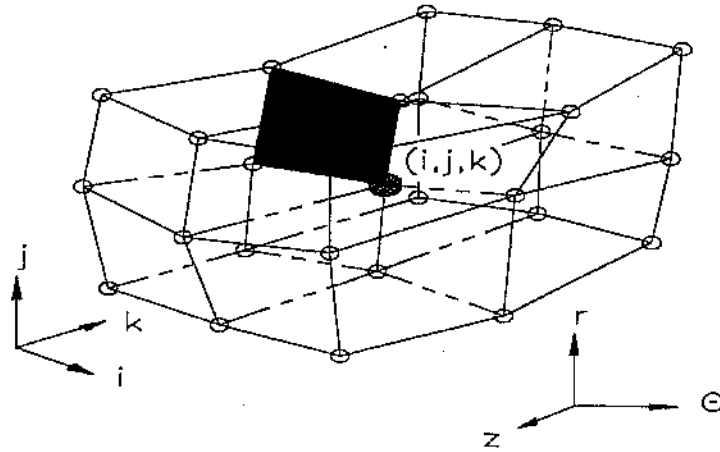


Şekil 1 . Sonsuz küçük kontrol hacmi

Gauss dönüşüm teoremi uygulanarak hacim integralleri yüzey integraline çevrilir ve kontrol hacimlerinin yüzeylerindeki akı değerlerinin uniform olduğu kabul edilirse bu denklem;

$$\sum_{m=1}^6 \tilde{f}_m S_{m_r} + \sum_{m=1}^6 \tilde{g}_m S_{m_\theta} + \sum_{m=1}^6 \tilde{h}_m S_{m_z} = - \left(\frac{\partial \tilde{\sigma}}{\partial t} + \tilde{b} \right) V$$

haline gelir. Bu denklemde $\tilde{f}, \tilde{g}, \tilde{h}$ akı vektörlerini, S_m değerleri ise r, θ, z yönündeki izdüşüm alanlarını göstermektedir. V ise kontrol hacmini göstermektedir. İzdüşüm alanları ve kontrol hacimleri silindirik koordinat sisteminde hesaplanır. Bu çalışmada altı köşeli hexahedral elemanlardan oluşan sekizli kontrol hacmi kullanılmıştır. [4]



Şekil 2 : Hexahedral elemanlardan oluşan kontrol hacmi

Gerekli fiziksel büyüklükler hexahedral elemanın köşelerinde tanımlanmıştır. Bu yaklaşıma eleman köşeli yaklaşım adı verilir.

Bu denklemlerin zaman boyutunda hiperbolik olmaları nedeniyle zaman boyutunda ilerleme tekniği uygulanarak daimi haldeki çözüm bulunmaya çalışılır. Bu yöntemin prensibi zamana bağlı Euler denklemlerinin belirli bir zaman sonra daimi haldeki çözümü vermesidir. Avantajı ise denklemlerin hiperbolik karakterde olmaları nedeniyle çözüm yönteminin akış türünden bağımsız olmasıdır.

ZAMAN BOYUTUNDA AYRIKLAŞTIRMA

(1) denkleminin yarı ayrıklaştırması ile birinci dereceden adi diferansiyel denklem sistemi elde edilir. [5]

$$\frac{d}{dt} \tilde{\sigma}_{ijk} + \tilde{P}_{ijk} = 0 \quad (2) \quad \tilde{P}_{ijk} = \frac{1}{V} (\tilde{Q}_{ijk} - \tilde{D}_{ijk})$$

Burada $\tilde{\sigma}$ çözüm vektörünü göstermektedir. $\tilde{P}$ operatörü (1) denklem sisteminin kalıntısı olarak adlandırılır. $\tilde{Q}$ akı vektörünü, $\tilde{D}$ ise sönmüleme vektörünü göstermektedir.

Bu denklem sistemi 4 adımlı geliştirilmiş Runge Kutta metodu kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir. n zaman adımını göstermektedir.

Δt teriminin paydasındaki katsayılar mümkün olan en yüksek doğruluk derecesini sağlayacak şekilde seçilmiştir. Her bir zaman adımında yukarıdaki 4 adım tatbik edilir ve bir sonraki zaman adımında bir önceki zaman adımının hesaplanan değerleri atanır.

$$\bar{\sigma}_{ijk}^{(0)} = \bar{\sigma}_{ijk}^n$$

$$\bar{\sigma}_{ijk}^{(1)} = \bar{\sigma}_{ijk}^{(0)} - \frac{\Delta t}{4} \bar{P}_{ijk}^{(0)}$$

$$\bar{\sigma}_{ijk}^{(2)} = \bar{\sigma}_{ijk}^{(0)} - \frac{\Delta t}{3} \bar{P}_{ijk}^{(1)}$$

$$\bar{\sigma}_{ijk}^{(3)} = \bar{\sigma}_{ijk}^{(0)} - \frac{\Delta t}{2} \bar{P}_{ijk}^{(2)}$$

$$\bar{\sigma}_{ijk}^{(4)} = \bar{\sigma}_{ijk}^{(0)} - \Delta t \bar{P}_{ijk}^{(3)}$$

$$\bar{\sigma}_{ijk}^{n+1} = \bar{\sigma}_{ijk}^{(4)}$$

ZAMAN ADIMI

Zaman adımında ilerleme tekniğinde bir sonraki zaman adımında bir önceki zaman adımında hesaplanan değerler kullanılır. Bu nedenle bu yöntem açık bir yöntemdir.

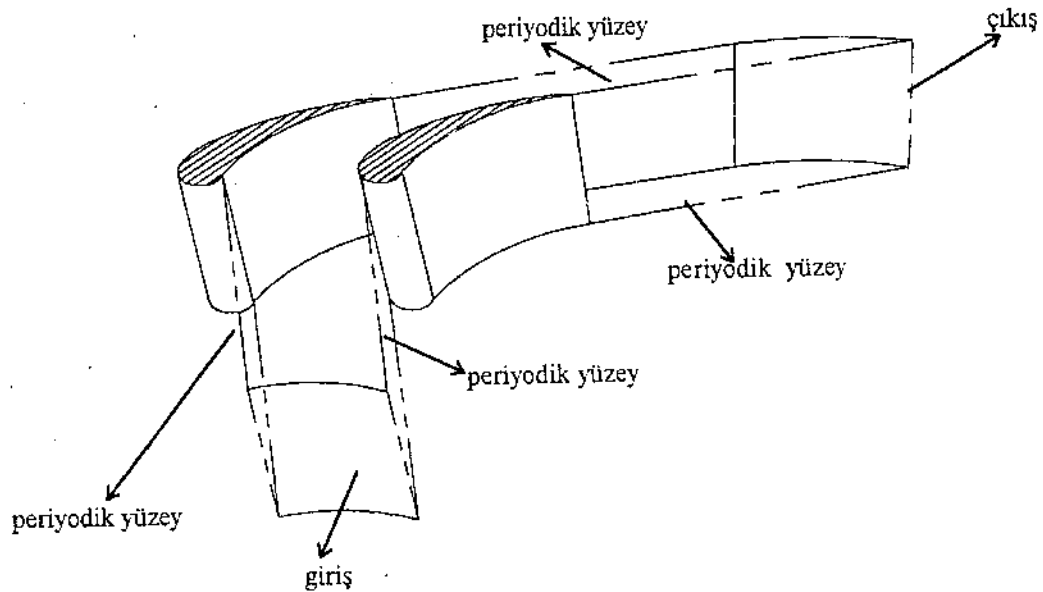
İki zaman adımı arasında hesaplanan değerler arasındaki fark makina doğruluğundan küçükse işlem bitirilir. Ancak açık yöntemlerde zaman adımı çözüm tekniğinin kararlılığını belirlediği için gelişigüzel kullanılamaz. Aksi takdirde daimi haldeki çözüm elde edilemez.

$$\left(\sqrt{W_r^2 + W_\theta^2 + W_z^2} + a \right) \frac{\Delta t}{\Delta l} \leq 1$$

Yukarıdaki kriter çözüm ağı içerisindeki her bir nokta için sağlanmalıdır.

SINIR KOŞULLARI

Denklemlerin karakterine uygun olarak sınır koşullarının düzgün olarak verilmesi gerekir. 3 boyutlu zamana bağlı Euler denklemlerin girişte toplam basınç, toplam sıcaklık ve girişteki bağıl hızın herhangi iki koordinat eksenine bağlı açılar ve çıkışta statik basıncın tanımlanmasıyla çözümü matematiksel olarak doğruluğu sağlanır. Kâti duvarlarda ise hızın duvara dik bileşeninin sıfır olması sağlanır. Ayrıca girişte yan yüzeylerde periyodik sınır koşulları uygulanır.



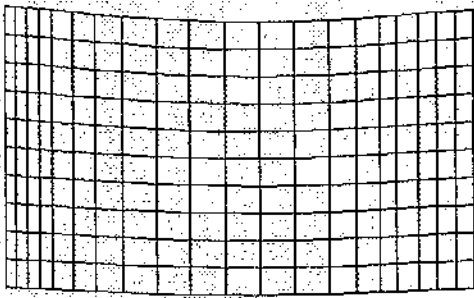
Şekil 3. Çözüm Bölgesi

YAPAY SÖNÜMLEME

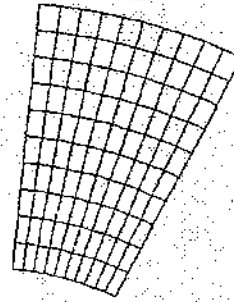
Euler denklemlerinin çözümünde yakınsama kriterlerinin sağlanabilmesi için denklemlere yapay sönümleme terimleri eklenir. Aksi takdirde çözüm içerisinde oluşan yüksek frekanslı dalgalanmalar nedeniyle çözüm elde edilemez. Bunun için iki türlü yaklaşım vardır. Eğer akış bölgesi içinde şok oluşuyorsa çözüm ağı içerisindeki hesaplanan hız değerlerinin ikinci mertebeden farkları ilave edilir. Bu çalışmada çözüm bölgesi içerisinde şok oluşmadığından 4. mertebeden farklar kullanılmıştır. Euler denklemlerine eklenen bu sönümleme terimlerinin fiziksel bir anlamı yoktur. Bu terimler bir nevi yapay viskozite görevini görürler.

ÖRNEK

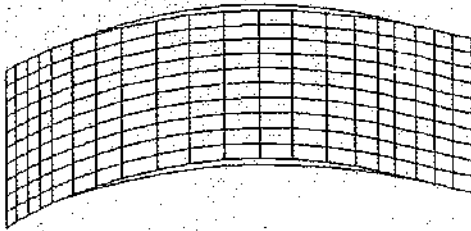
Korunumlu formda yazılan 3 boyutlu Euler denklemlerinin çözümü için referans [6] de verilen aksel kompresör örneği kullanılmıştır. Bu örneğe ait çözüm ağı Şekil 4 de gösterilmiştir.



Şekil 4a. Meridyenel düzlemdeki çözüm ağı



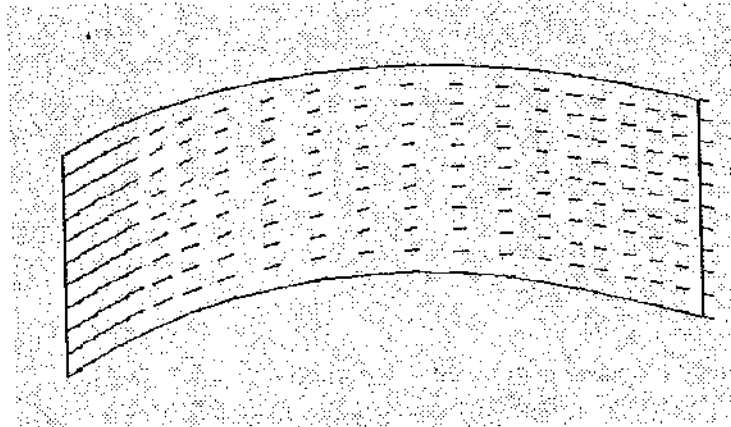
Şekil 4b. Kesit üzerinde çözüm ağı



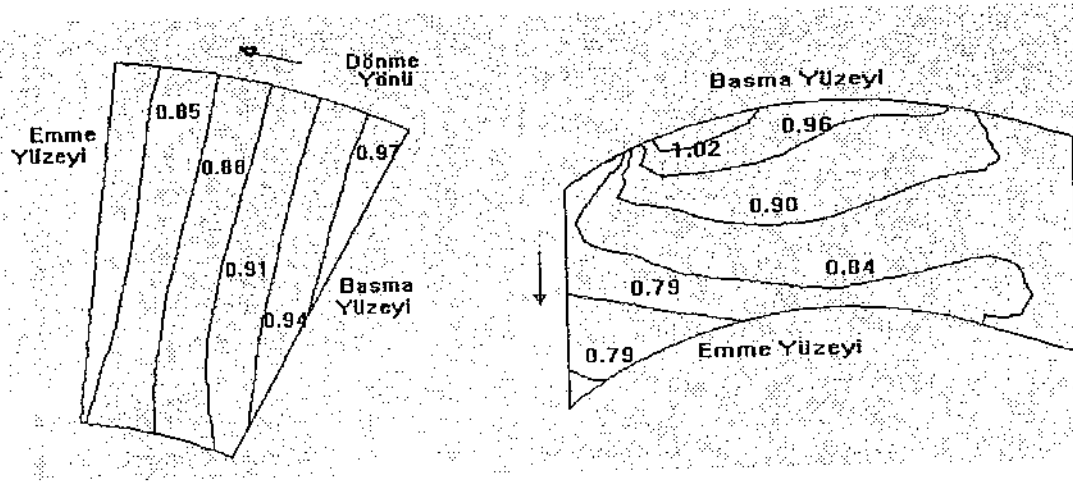
Şekil 4c. Kanatlar arası düzlemdeki çözüm ağı

Gösterilen çözüm ağının nokta sayısı 11x11x21 olup, program Pentium 120 mikroişlemcili tipi bilgisayarda çalıştırılmıştır.

Çark giriş kesitinde boyutsuz toplam basınç ve toplam sıcaklık değerleri uniform olarak 1 e eşit olarak tanımlanmıştır. Ayrıca girişteki akış açıları Şekil 4 de gösterilen çözüm ağına uyacak biçimde verilmişlerdir. Çözüm ağı bölgesi çıkış kesitinin alt yanağı boyunca boyutsuz statik basınç değeri 0.85 olarak tanımlanmıştır. Hesaplanan hız alanı Şekil 6 da alt ve üst yanağın tam ortasında olan yüzey üzerinde gösterilmiştir. Şekil 6 ve 7 de gösterilen hesaplanmış eş statik basınç eğrileri emme ve basma yüzeyleri arasındaki akışın niteliği hakkında bir fikir vermektedir. Dolayısıyla kanatların emme ve basma yüzeyleri üzerindeki basınç değişimi tasarımcının ulaşmayı amaçladığı dağılımı kontrol etme olanağı tanımaktadır. Tasarım ve tasarım dışı koşullarda türbomakina çarkları içindeki akış analizi bu yöntemle büyük bir yaklaşıklıkla yapılabilmektedir.



Şekil 5. Kanatlar arası yüzeydeki hesaplanan hız vektörleri



Şekil 6. Giriş ve çıkış arasında kalan orta kesitte eş statik basınç eğrileri

Şekil 7. Kanatlar arası yüzeydeki hesaplanan eş statik basınç eğrileri

KAYNAKLAR

- [1] HOLMES, D.G. (1989), "Numerical methods for flows in turbomachinery - Inviscid 3D solution methods", VKI 1989-06
- [2] ARTS, T. (1985), "Three dimensional rotational inviscid flow calculations in axial turbine blade rows", VKI Technical Note 154, September 1985
- [3] KROLL, N., JAIN, R.K. (1987), "Solutions of two dimensional Euler equations - Experience with a finite volume code", DFVLR-FB 87-41
- [4] DICK, E. (1989), "Introduction to finite volume techniques in CFD", VKI LS 89-01
- [5] JAMESON, A., SCHMIDT, W., TURKEL, E. (1981), "Numerical solutions of the Euler equations by a finite volume method using runge-kutta time stepping schemes", AIAA Paper 81-1259
- [6] KATSANIS, T., McNALLY, W.D. (1977), "Revised fortran program for calculating velocities and streamlines on the hub-shroud midchannel stream surface of an axial-, radial-, or mixed-flow turbomachine or annular duct", NASA TN D-8430

SUMMARY

Fully three dimensional solutions are important because they do not impose any kind of geometrical restriction. The aim of this work is to present a method to analyze the three dimensional, compressible, rotational, adiabatic, inviscid flow in any type of turbomachine blade row. The three dimensional compressible Euler system of equations written in a time dependent form are used. The equations are expressed in a cylindrical system of coordinates (r, θ, z) , fixed to the blade row which rotates at a constant angular velocity.

Discretization of equations are done in space and time separately. Finite volume technique is used for space discretization. Time marching technique is applied in time space to reach steady state solution. Fourth order differences are added to remove high oscillations in solution progress.

An example found in the literature is used to show the ability of the method. This method enables to the designer calculation of the performance of the turbomachine.

POMPA ÇARKI İÇİNDEKİ AKIŞIN SANKİ 3 BOYUTLU SIKIŞTIRILAMAZ EULER DENKLEMLERİ İLE ÇÖZÜMÜ

Kemal SARIOĞLU
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

Erkan AYDER
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Hidrodinamik ve düşük mach sayılı akış problemlerini analiz etmek için korunumlu formda yazılmış sanki üç boyutlu zamana bağlı sıkıştırılmaz Euler denklemleri kullanılmıştır. Denklemlerin ayrıklaştırması zaman ve uzay boyutunda ayrı ayrı yapılır. Zaman boyutunda ilerleme tekniği kullanılarak daimi haldeki çözüm elde edilir. Çözüm kanatlar arası akım yüzeyi üzerinde, meridyenel düzlemdeki akım kanalı genişliği de hesaba katılarak yapılır. Uzay boyutunda denklemlerin ayrıklaştırması sonlu hacimler tekniği kullanılarak yapılır.

SEMBOL LİSTESİ

$\vec{\sigma}$	: Çözüm vektörü	p	: Basınç
$\vec{f}, \vec{g}$	: Euler denklem sisteminin akı vektörleri	L	: Karakteristik uzunluk
m, θ	: Eğrisel koordinatlar	ω	: Açısal hız
R	: Yarıçap	t	: Zaman
h	: Meridyenel akım yüzeyi genişliği	c	: Yapay sıkıştırılabilirlik sabiti
$W_{m,\theta}$	: Bağlı hız bileşenleri	S	: İzdüşüm alanı
ρ_0	: Sabit yoğunluk		

GİRİŞ

Sıkıştırılmaz akışlar hidrodinamik ve düşük mach sayılı aerodinamik problemlerin çözümünde karşımıza çıkar ve sayısal çözümleri denklemlerin matematiksel karakteri yüzünden sıkıştırılabilir akış problemlerine göre daha zordur. Zaman boyutunda ilerleme tekniği kullanılarak çözülen daimi olmayan Euler denklemleri sıkıştırılmaz akışlarda, yoğunluğun sabit olması nedeniyle çözülemez. CHORIN (1967) [1] tarafından önerilen yapay sıkıştırılabilirlik tekniğinin uyarlandığı Euler denklemleri, hiperbolik karakterde oldukları için zaman boyutunda ilerleme tekniği ile çözülebilir.

Türbomakina kanatları arasındaki akışı incelemekte kullanılan yöntemlerden en eski olanı meridyenel akım yüzeyi ve kanatlar arası akım yüzeyinde akışın çözülmesidir. Bu iki akım yüzeyi eksenel simetrik akım yüzeyleridir. VAVRA (1960) [2] Bu çalışmanın konusu olan sanki üç boyutlu yaklaşımda, kanatlar arası akım yüzeyinde (dönel akım yüzeyi) çözüm yapılır ve akış kanalının kalınlığı hesaba katılır. Çözüm ağındaki tüm noktalarda hızın iki bileşeni ile basınç değeri hesaplanır.

GENEL DENKLEMLER

Korunumlu formda yazılmış sanki 3 boyutlu sıkıştırılmaz Euler denklemleri eğrisel koordinat sisteminde (m, r, θ) (Makine eksenine etrafında sabit açısal hızla dönen) boyutsuz olarak aşağıdaki gibi yazılabilir. HOLMES (1989) [3]

$$\frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \vec{f}(\sigma)}{\partial m} + \frac{r \partial \vec{g}(\sigma)}{r \partial \theta} = \vec{b}(\sigma) \quad (1)$$

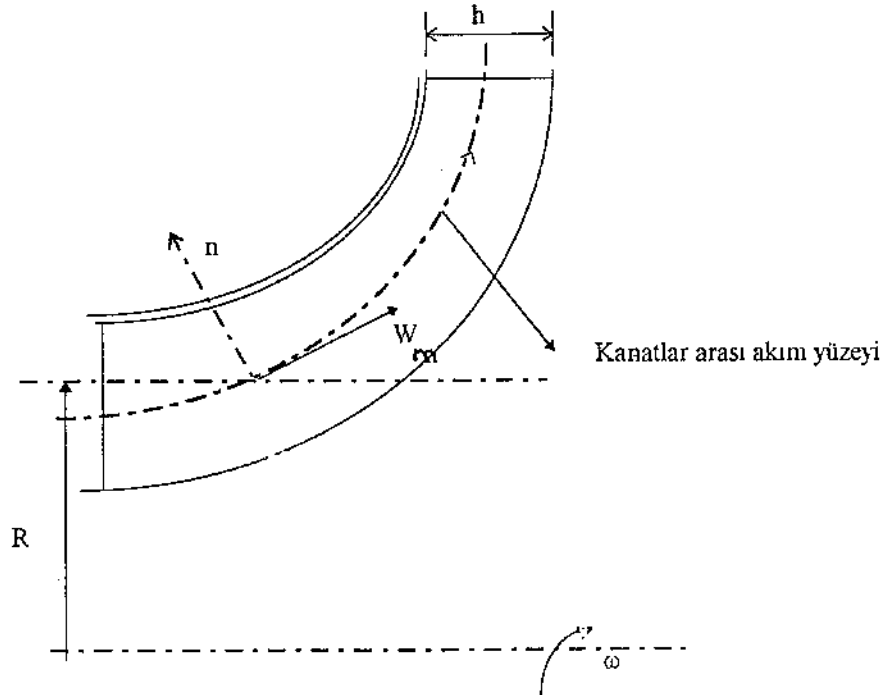
$$\vec{\sigma} = \begin{bmatrix} p / \rho_0 R h \\ W_m R h \\ W_\theta R h \end{bmatrix} \quad \vec{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ p / \rho_0 d(Rh) / dm + h(W_\theta + \omega R^2) dR / dm \\ -h W_m (W_\theta + 2\omega R) dR / dm \end{bmatrix}$$

$$\bar{f} = \begin{bmatrix} c^2 W_m R h \\ (W_m^2 + p / \rho_0) R h \\ W_m W_\theta R h \end{bmatrix} \quad \bar{g} = \begin{bmatrix} c^2 W_\theta R h \\ \rho W_m W_\theta R h \\ (W_\theta^2 + p / \rho_0) R h \end{bmatrix}$$

Bu denklemlerde kullanılan büyüklükler aşağıda gösterildiği şekilde, karakteristik uzunluk (L_0) ve giriş koşulları (P_0, ρ_0) ile boyutsuzlaştırılır. Üstü çizgili değerler boyutlu büyüklükleri göstermektedir.

$$p = \frac{\bar{p}}{\bar{p}_0} \quad m = \frac{\bar{m}}{\bar{L}_0} \quad R = \frac{\bar{R}}{\bar{L}_0} \quad W_{m,\theta} = \frac{\bar{W}_{m,\theta}}{\sqrt{\bar{p}_0 / \bar{\rho}_0}}$$

$$t = \frac{\bar{t}}{\bar{L}} \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{\rho}_0} \quad \omega R = \frac{\bar{\omega} \bar{R}}{\sqrt{\bar{p}_0 / \bar{\rho}_0}} \quad \rho_0 = \frac{\bar{\rho}}{\bar{\rho}_0}$$



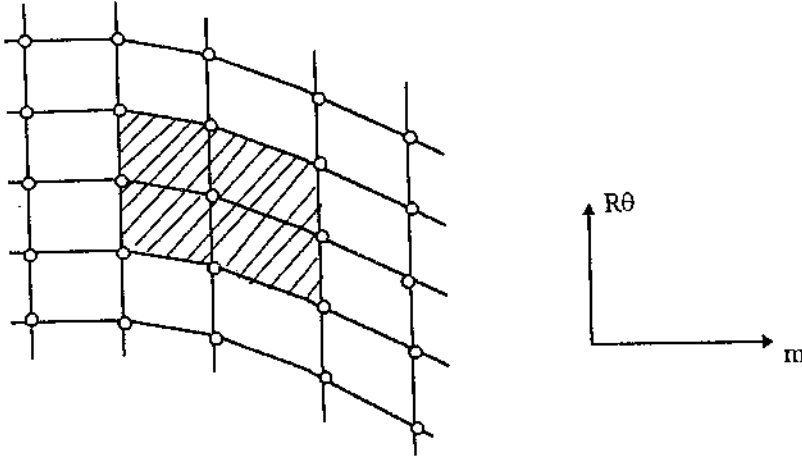
Şekil 1 :Meridyenel akım yüzeyi

YAPAY SIKIŞTIRILABİLİRLİK

Sıkıştırılabilir Euler denklemlerinin çözümleri hiperbolik metodlara dayanır. Sıkıştırılmaz akışta basınç alanı akış içerisinde herhangi bir rahatsızlıktan anı olarak etkilenir. Buna sonsuz hızda yayılan ses dalgaları sebep olur. CHORIN (1967) tarafından geliştirilen yapay sıkıştırılabilirlik tekniği bu dalgaların sonlu bir hız (denklemlerde c olarak gösterilen) ile yayılmasını sağlar. Özet olarak, bu yaklaşımda süreklilik denklemlerine zamana bağlı basınç terimi eklenir ve daimi hale ulaşıldığında bu terimin zamanla değişimi sıfıra eşit olduğundan süreklilik denklemi sağlanmış olur.

DENKLEMLERİN AYRIKLAŞTIRMASI

İki boyutlu korunumlu formda yazılmış Euler denklemleri zaman ve uzay boyutunda ayrı ayrı ayrıştırılır. Uzay boyutunda denklemlerin ayrıştırılması sonlu hacimler tekniği kullanılarak yapılır. Çözüm ağı muhtelif sayıda dört yüzlü elemanlardan oluşan kontrol hacimlerine bölünür. (Şekil 2) Bu hacimlerin (2 boyutlu çözümde alanlar) yüzeyleri boyunca korunum denklemleri sağlanmaya çalışılır. Bu çalışmada 4 elemandan oluşan kontrol hacmi kullanılır. Eleman köşeli yaklaşım kullanılarak her bir elemanın köşe noktalarında hesaplanması istenen büyüklükler bulunur.



Şekil 2 : Kontrol hacmi

Zaman boyutunda ise denklemler adi diferansiyel denklem haline geldiğinden 4 adımlı Runge Kutta metodu kullanılarak daimi haldeki çözüm elde edilir. KROLL (1987) [4]

ZAMAN ADIMI

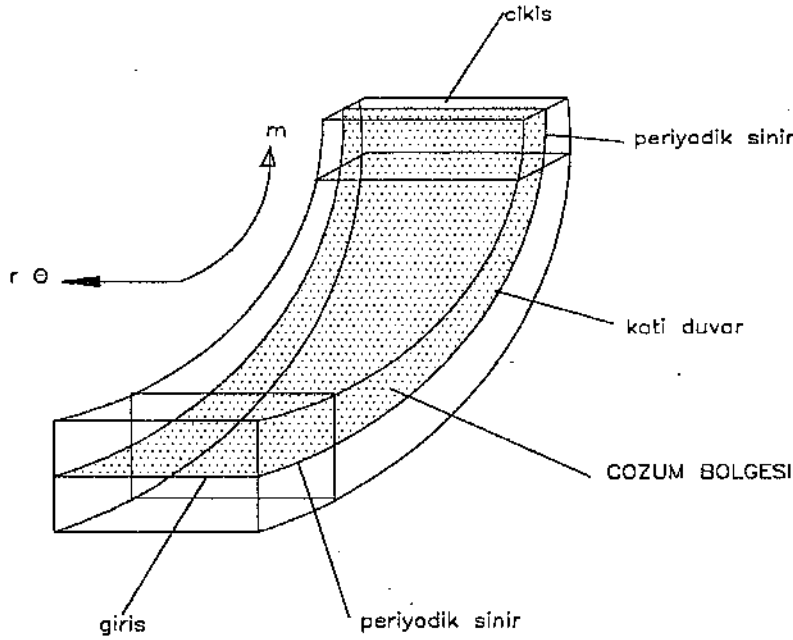
Zaman boyutunda denklemlerin çözümü zaman adımında ilerleme tekniğine dayanır. Yani bir sonraki zaman adımında bir önceki zaman adımında hesaplanan değerler kullanılır. İki zaman adımı arasında hesaplanan değerler arasındaki fark makina doğruluğundan küçükse daimi haldeki çözüme ulaşılmış olur. Fakat bu teknikte zaman adımı gelişigüzel seçilemez. Aksi takdirde çözüm yöntemi kararsız olur.

$$\Delta t_{ij} \leq \text{CFL} \left[\frac{\text{Kontrol Hacmi}}{\tilde{U} + (\tilde{U}^2 + c^2 S^2)^{1/2}} \right]_{ij} \quad c^2 = \max(0.3, r\tilde{W}\tilde{W}) \quad 1 \leq r \leq 5$$

$\tilde{U}$ değerinin tanımı RIZZI (1985) den alınmıştır. [5]
Yukarıdaki kriter çözüm ağı içerisindeki her bir nokta için sağlanmalıdır.

SINIR KOŞULLARI

Denklemlerin karakterine uygun olarak sınır koşullarının düzgün olarak verilmesi gerekir. Girişte toplam basınç ve bağıl hızın θ eksenine yaptığı açı, çıkışta ise statik basıncın verilmesi denklemlerin çözümünü matematiksel olarak doğru kılar. Katı duvarlarda ise hızın duvara dik bileşeninin sıfır olması sağlanır. Ayrıca girişte yan yüzeylerde periyodik sınır koşulları uygulanır.



Şekil 3 : Çözüm bölgesi

YAPAY SÖNÜMLEME

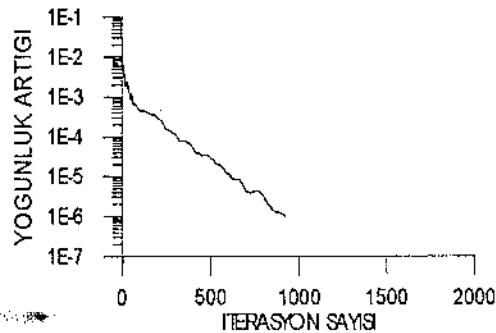
Euler denklemlerinin çözümünün elde edilmesi için denklemlere yapay sönümleme terimleri eklenir. Aksi takdirde çözüm içerisinde oluşan ani rahatsızlıklar sönümlenmez ve daimi haldeki çözüme ulaşamaz. Eklenen bu terimlerin fiziksel anlamından ziyade matematiksel anlamı vardır. Sıkıştırılamaz akış ilgi alanı olduğundan ve çözüm içerisinde herhangi bir şok oluşumu beklenmediğinden 4. mertebeden farklar kullanılır. KROLL (1987)

ÖRNEK

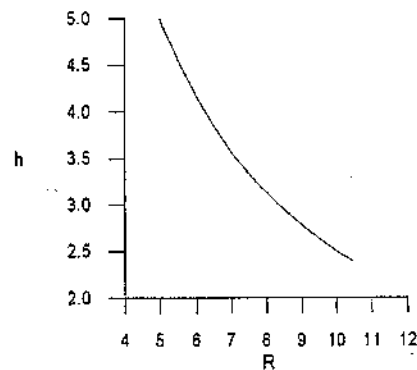
Şekil 3 de tanımlanan ve çözüm ağı 21x11 noktaya sahip olan çözüm bölgesine ait yakınsama Pentium 120 mikroişlemcili bilgisayar ile yaklaşık 3 dakikada elde edilmiştir. Meridyenel akım yüzeyi genişliğinin yarıçap ile değişimi Şekil 5 de gösterilmiştir.

Kanalın değişik boyutsuz açılma hızları ile döndürülmesi durumunda elde edilen kütle debisi - basınç oranı eğrisi Şekil 6 da gösterilmiştir. Bu eğriler program değişik çıkış basınç değerleri için çalıştırılıp, yakınsama olduktan sonra çarktan geçen debinin hesaplanması ile elde edilmiştir. Değişik çalışma noktalarında çözüm bölgesinde hesaplanan eş statik basınç eğrileri gösterilmiştir. Emme ve basma yüzeyinde aynı kesitteki basınç gradyanı çıkış statik basınç oranı artırıldığında azalmaktadır.

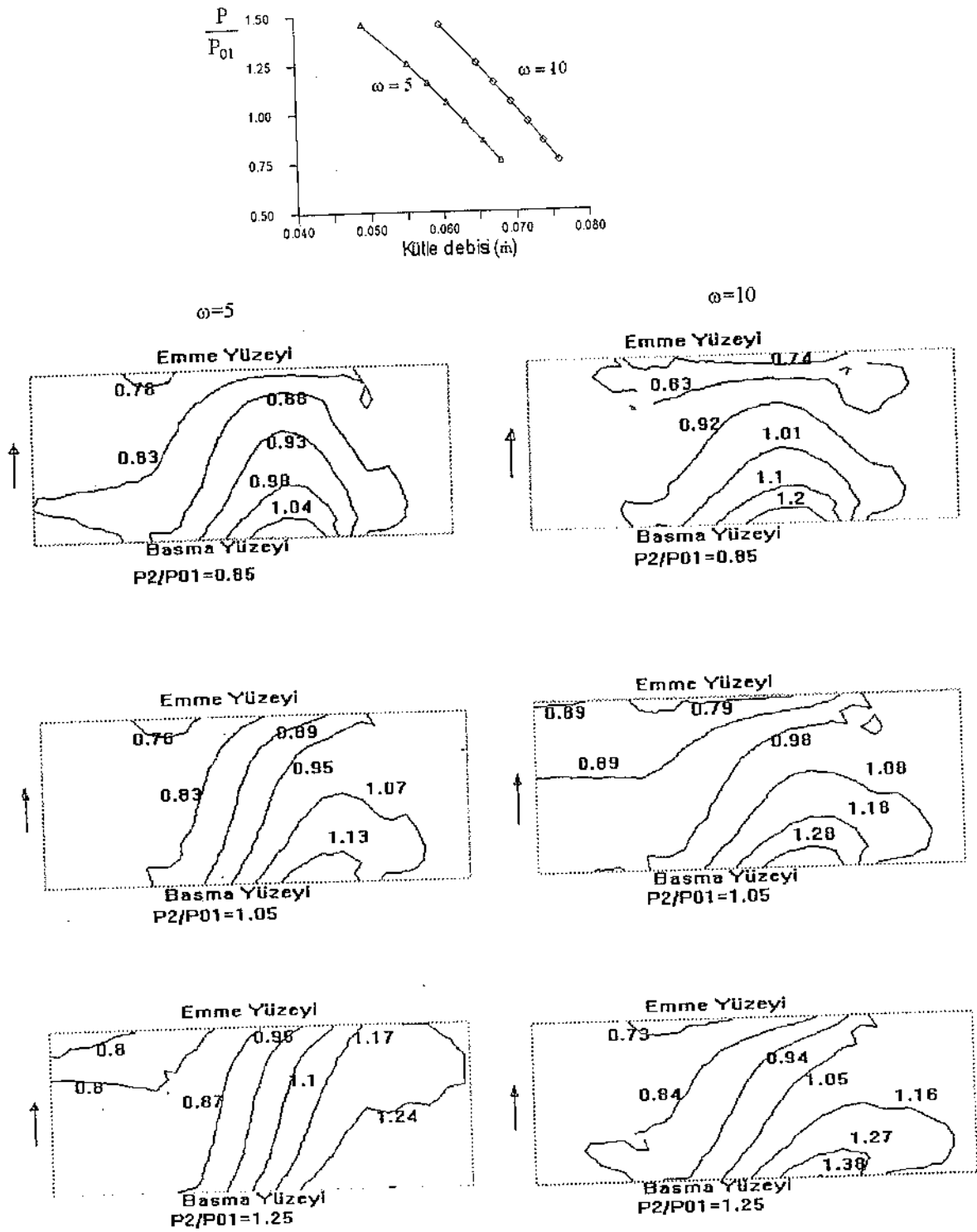
Elde edilen performans eğrisi ve eş statik basınç eğrileri pompa tasarımcısı için değişik çalışma koşullarını test etme imkânını sağlar.



Şekil 4 : Yakınsama eğrisi



Şekil 5 : R - h değişimi



Şekil 6 : Kütle debisi-Basınç oranı eğrisi ve değişik çalışma noktalarındaki eş statik basınç eğrileri

KAYNAKLAR

- [1] CHORIN, A.J. (1967), "A numerical method for solving incompressible viscous flow problems" J.Comp.Phys., 2, 12-26
- [2] VAVRA, M. (1960), "Aerodynamics of turbomachines", Wiley and Sons, 1960
- [3] HOLMES, D.G. (1989), "Numerical methods for flows in turbomachinery - Inviscid 2D solutions on unstructured, adaptive grids", VKI LS 1989-06
- [4] KROLL, N., JAIN, R.K. (1987), "Solutions of two dimensional Euler equations"
- [5] RIZZI, A., ERIKSSON, L.E. (1985), "Computation of incompressible flow with rotation" Journal of Fluid Mech. , vol.153, pp. 275-312

SUMMARY

Incompressible flows are related to hydrodynamics and low speed aerodynamics. The incompressible quasi 3-D Euler equations written in a time dependent form are solved by artificial compressibility approach. The equations, expressed in curvilinear coordinates, are discretized separately in time and space. Finite volume technique is used for space discretization.

The solution is performed on blade-to-blade surface by taking account meridional stream channel thickness. Runge Kutta time stepping scheme is used in time space. Time marching technique is applied to unsteady equations to obtain steady state solution.

As an example, the flow solver code has been used to analyze the internal flow in radial impeller having decreased meridional stream channel thickness.

SANTRİFÜJ POMPA ÇARKININ BEZIER EĞRİLERİ İLE MODELLENMESİ

Aşkın KARAKAŞ
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

Erkan AYDER
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISA ÖZET

Tam radyal bir santrifüj pompa çarkının geometrisinin parametrik eğri aileleri kullanılarak tanımlanabilmesi için gereken koşullar açıklanmıştır. Kanat profilini oluşturan eğri parçalarının birleşimi için gereken sınır şartları çıkarılmıştır. Tasarımcının pompa geometrisini kolaylıkla oluşturmaya ve gereken değişikliklerin mümkün olduğunca az zaman harcanarak yapılabilmesi için üç boyutlu çalışan bir paket program geliştirilmiştir.

GİRİŞ

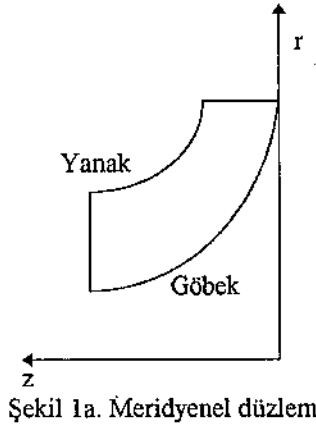
Pompaların bir boyutlu dizaynı kanat ve akış alanının geometrisi hakkında genel bir önfikir sağladığı halde, özellikle günümüzde kullanılan sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) programlarının kullanımı için yetersizdir. Sadece ortalama akım çizgisi göz önüne alınarak yapılan bir boyutlu dizayn sonucunda elde edilen geometri pompanın gerçek kanat şeklini ve akış alanını tanımlamaktan uzak olmakla beraber pratikte basitliği nedeniyle çok kullanılmaktadır. Pompa çarkı içindeki akışı çözmeyi hedefleyen SAD programları için ise çark girişi ve çıkışı ile kanatların oluşturduğu akış kanalı geometrisine ihtiyaç vardır. SAD programları ile yapılacak analizler sonucunda çark içinde, sıcaklık ve basınç değişimi, hız değerleri ve doğrultuları hesaplanabilir. Özellikle bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmeler, bu tür programların eskisine kıyasla sadece büyük araştırma merkezlerinde değil, pompa üreticilerinin de kullanımına olanak sağlamıştır.

ÇARK TASARIMI

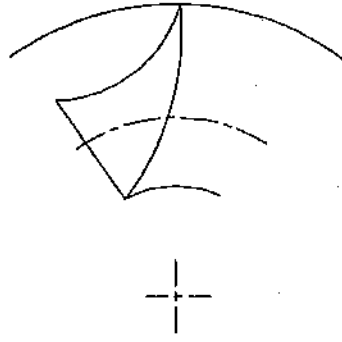
Pompa ve türbin tasarımında direkt yada indirekt metodlar kullanılabilir. Direkt yöntemle tasarımda pompanın istenen performansı sağlaması için kanat yüzeylerinde oluşması gereken hız veya basınç dağılımı tahmin edilip bu dağılımı sağlamak için gereken kanat geometrisi hesaplanabilir. Bu yöntem ile değişik kanat formları elde edilebilmesine rağmen bu kanat formlarının üretilebilirliğine ait sınırlamalar programlarda göz önüne alınmadığı için, geleneksel kanat formları haricinde olanların imal edilebilmesi tasarımcının karşılaştığı önemli sorunlardandır. Bu nedenle özel durumlar haricinde çoğunlukla indirekt yöntem uygulanarak pompa geometrisi elde edilmeye çalışılır. İndirekt yöntemde, önce genel boyutlara yakın olan ve istenen performansı sağlayabileceği düşünülen tahmini bir geometriyi kullanılarak çark içindeki akış çözülür. Bulunan sonuçların istenen değerlere yakınlığı dikkate alınarak üretilebilirlik de hesaba katılarak geometri üzerinde gerekli görülen değişiklikler yapılır ve yeni geometri için akış tekrar çözülür. İstenen akış özellikleri elde edilene kadar, geometrinin değiştirilmesi ve akışın tekrar çözülmesine dayanan bu yöntem, her hesaplamada değiştirilen geometrinin çözücü program için tekrar oluşturulması nedeniyle, zor ve zahmetli bir hal alır. Alıcının istekleri doğrultusunda optimum performansı verebilecek olan pompanın geliştirilebilmesi için tasarımcının minimum zaman ve kaynak ihtiyacı göz önüne alınacak olursa geometrinin ve bu geometride yaratılacak çözüm ağının oluşturulması için çözücü programla beraber çalışacak bir paket tasarım programının gereksinimi kaçınılmazdır.

Bir pompa tasarımı için gereken karmaşık, üç boyutda eğriliği olan geometriler iki şekilde tanımlanabilir : Akış eksenine dik ve paralel yüzeylerdeki izdüşümler kullanılarak, üç boyutlu geometri bu yüzeyleri tanımlayan eğriler ile oluşturulabilir. Bu eğriler analitik olabilir, sürekli yada birden fazla eğrinin birleşiminden oluşmuş olabilirler. Tanımlama için bir diğer yol, eğriyi geometrik noktalar ve bu noktalar arasındaki çeşitli interpolasyonlarla tarif etmektir. Geometriyi tanımlamak için ikinci yöntem pompanın akım kanalını oluşturan yüzeyleri doğrudan üç boyutlu geometrik fonksiyonlarla ifade etmektir. Örneğin kanat yüzeyi bir tek parametrik yüzeyle gösterilebilir yada birden fazla yüzeyin birleşmesi yoluyla oluşturulabilir. Birden fazla yüzeyin yada eğrinin birleştirilmesi durumunda birleşme noktalarında süreksizlik olmaması için birinci ve ikinci dereceden süreklilik şartının sağlanması gerekir.

Bir santrifüj pompanın iki boyutlu yüzeylerdeki izdüşümleri Şekil 1 de verilmiştir. $r - z$ düzleminde tanımlanan yüzeye genellikle meridyenel düzlem adı verilir. Bu düzlemde kanadın göbek ve yanak kenarlarının



Şekil 1a. Meridyenel düzlem



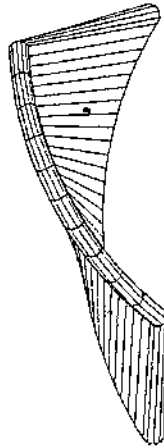
Şekil 1b. Çark eksenine dik düzlem

izdüşümleri bulunur. İkinci düzlem olan $\theta - z$ düzlemi her r yarıçapı için farklıdır. Kanadın bu düzlemdeki izdüşümü kamburluk çizgisi adını alır. Meridyenel düzlemdeki göbek ve yanak eğrileri ile farklı yarıçaplarda $\theta - z$ düzlemlerindeki kamburluk çizgilerinin tanımlanması ve kanat kalınlıklarının eklenmesi ile akım kanalının geometrisi üç boyutlu olarak verilmiş olur. Kanatların ön ve arka uçları ile kanadın göbekte birleştiği yerdeki yuvarlatmalar, yay elemanları kullanılarak yapılabilir.

KANAT TANIMLANMASI

Kanat profilinin belirlenmesi için gereken göbek, yanak ve kamburluk eğrilerini parametrik eğri ailelerinden seçilmesi bu eğrilerin modifikasyonu ve üretimi açısından kolaylık sağlar. Genel olarak geometriyi tanımlayan eğriler birden fazla eğrinin birleşimi şeklinde olduğu için her eğri birleşim noktalarında birinci ve ikinci dereceden sürekliliği sağlamalıdır. Kanat giriş ve çıkış açılarının sağlanması ve akış kanalında süreksizlik olmaması için eğrilerin birleşme noktalarında ve kanat başlangıcında eğimlerin uygun olmasına dikkat edilmelidir. Bu nedenle eğri parçalarının analitik denklemlerinin en az dört serbestlik derecesine sahip olmaları gerekir. Daha fazla serbestlik derecesine sahip denklemler ile katsayılar değiştirilerek her birinin başlangıç ve bitiş noktalarında aynı sürekliliğin sağlandığı değişik eğriler elde edilebilir. Tasarımcı bu eğri ailesini kullanarak istenilen geometriye en uygun olanı seçebilir.

Daire yada elips gibi konik eleman parçalarını geometrik tanımlamada kullanmak kolaylık sağlamasına karşı bu eğrilerin fonksiyonları sadece üç serbestlik derecesine sahip olduğu için birleşim noktalarındaki birinci türevin eşit olması şartını sağlamayabilirler. Doğru parçaları kullanılarak yapılan kombinasyonlar çoğunlukla istenen geometriyi yaklaşık olarak vermesine ve modifikasyonda esneklik tanınmasına rağmen birleşme noktalarında meydana gelebilecek süreksizliklerin akış çalkantıları oluşturma tehlikesi, bu eğrilerin kanat profilinin tanımlanmasında kullanılmamasını gerektirir. Profilin sürekliliği ve düzgünlüğü açısından bakılacak olursa, geometriyi tanımlamak için yüksek serbestlik dereceli eğrilerin kullanılması tasarımcıya istenen kanat profilinin oluşturulabilmesi için daha geniş olanaklar sunmaktadır. Bezier (1970) tarafından tanımlanan eğriler geometrinin tanımlanmasında genel amaçlar için yeterli olmaktadır.

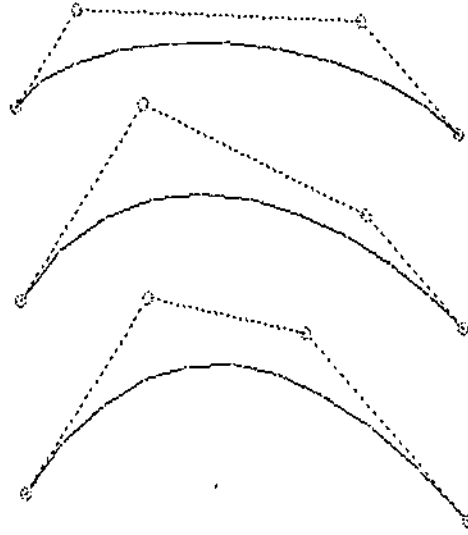


Şekil 2. Üç boyutlu kanat profili

Dördüncü dereceden bir Bezier eğrisini ifade eden denklem

$$p(u) = (1-u)^3 p_0 + 3u(1-u)^2 p_1 + 3u^2(1-u) p_2 + u^3 p_3$$

şeklindedir. Denklemde p_0, p_1, p_2, p_3 , eğriyi oluşturan noktaları gösterir. u ile gösterilen parametre 0 ile 1 arasında değişir ve her u değeri için eğri üzerindeki bir nokta bulunur. Elde edilen eğri parçalarının uygun şekillerde birleştirilmesi akım alanının geometrisinin oluşturulmasında yeterince iyi sonuçlar vermektedir. Eğrinin uç noktalarındaki eğimin ara noktalar tarafından belirlenmesi, birinci türevlerin birleştirme için gereken değerde olması gerektiği için bu noktaların yerlerinin seçimini sınırlar. Yine de bu noktalar, eğimi belirleyen çizgiler üzerinde kaydırılarak eğrinin istenilen formda olması sağlanır. Daha yüksek derecede Bezier eğrileri kullanılarak complex yüzeyler de tanımlanabilir.



Şekil 3. Üçüncü dereceden Bezier eğrisinin polinom noktalarının aynı doğrultu üzerinde değiştirilmesi ile elde edilen eğriler.

Bir Bezier polinomu için genel denklem

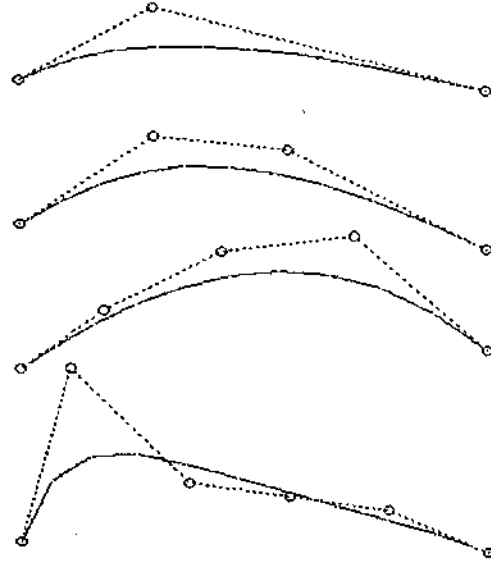
$$p(u) = \sum_{i=0}^n p_i B_i^n(u)$$

şeklindedir. Bu denklemde

$$B_i^n(u) = \binom{n}{i} u^i (1-u)^{n-i}$$

olarak tarif edilir. Birinci dereceden Bezier polinomu düz bir doğrudur. Tasarımcı kullanılan tanım noktalarını ve polinomun derecesini değiştirerek en uygun geometriyi elde edebilir.

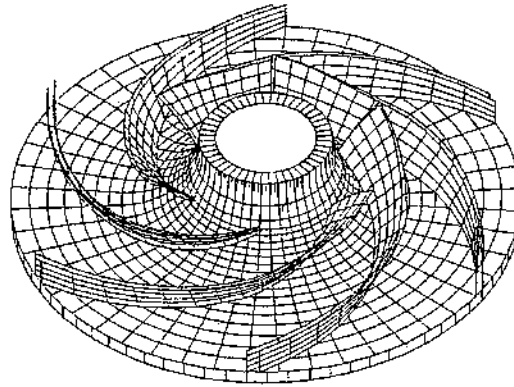
n tane Bezier eğrisinin birleşimi ile oluşacak olan bir tanım eğrisi için $2n$ adet noktanın uygun yerleştirilmesi gerekir. Birleşim noktalarında süreklilik açısından eğimlerin ve eğrilik yarıçaplarının eşit olması gerektiği için bu noktalarda birleşecek olan eğrilerin birinci ve ikinci türevlerinin aynı olması gerekir. Türevleri etkileyen $n-1$ adet ara nokta olduğu için ortaya $2n$ bilinmeyenli $2(n-1)$ denklemden oluşan bir denklem sistemi çıkar. Bu denklemlerin çözülebilmesi için başlangıç ve bitiş eğrilerinin uç noktalarındaki şartların verilmesi gerekir. Bir pompa kanadı için kanadın giriş ve çıkış uçlarındaki koordinatları, yada bu noktalardaki eğrilik yarıçapı verilerek bu denklemler çözülebilir ve sürekli, düzgün bir kanat geometrisi elde edilebilir. Bu teknik ile üretilen pompa çarkının görüntüsü Şekil 5 de verilmiştir.



Şekil 4. Farklı dereceler ve farklı tanım noktalarına sahip Bezier eğrileri

SONUÇ

Pompa tasarımı, geometrinin karışıklığı nedeniyle, geniş matematiksel hesaplamalar gerektiren ve zaman alan bir işlemdir. İstenen performansı sağlayacak pompanın üretimi için yaklaşık sonuçlar veren basit tasarım yöntemleri olsada elde edilen geometrinin üretilip uygunluğunun denemesi üretim maliyetlerini artırmaktadır. Bu nedenle eldeki geometrinin üç boyutlu olarak incelenip, rahatlıkla değiştirebileceği bir tasarım programının, bir akış çözücü programla iteratif kullanımı, istenen performansı sağlayabilecek en uygun pompa dizaynının yapılmasını sağlar. Bilgisayar teknolojisindeki son gelişmeler bu programların çalıştırılabileceği düşük maliyetli ve yeterince hızlı bilgisayarların kullanımına olanak sağlamıştır.



Şekil 5. Radyal pompa çarkı

KAYNAKLAR

- [1] MORENSEN, T., (1992), "Geometric Modelling", Mc Graw Hill.
- [2] WHITFIELD, A., BAINES, N.C., (1990), "Design of Radial Turbomachines", John Wiley & Sons.
- [3] HARRINGTON, S., (1987), "Computer Graphics", 2nd. Ed., Mc Graw Hill.
- [4] DENER, C., (1992), "Development of an interactive grid generation and geometry modeling system with object oriented programming", Doktora Tezi.

SUMMARY

Information about actual blade shapes determined with one dimensional analysis is not sufficient for time being. For the most CFD flow solvers, a detailed specification of the pump geometry has been required. Velocity and pressures either on streamlines or on a grid of points through the pump can be obtained with three dimensional analysis using detailed geometry of the flow channel. At this point of design process, therefore, a requirement for a blade or passage geometry which can be described and set up by the designer with minimum calculation or hand work.

The common technique available for describing such complex, multiple curved three dimensional shapes is considering the geometry in two dimensional projections, generally taken parallel and normal to the axis. Bezier curves is the most commonly used curve family to define surfaces.

VORTEX FORMATIONS ASSOCIATED WITH THE SUMPS OF CENTRIFUGAL PUMPS

Gökhan ÖZGÜREL
Arçelik A.Ş. Bulaşık Makinası İşletmesi

O. Cahit ERALP
ODTÜ Makina Mühendisliği

Şemsettin EKSERT
Arçelik A.Ş. Bulaşık Makinası İşletmesi

ABSTRACT

An experimental research on the formation of vortices at pump intakes and their effects on the pump performance is carried out. Minimum required water level above the intake is chosen to be the dominant parameter causing vortex formations. The critical water levels for a vortex free operation of the pump are investigated for different floor-to-intake pipe distances. Experimental results are processed to find the correlations of these parameters for a safe operational range. The results may be developed to give an opinion on the sump design guidelines.

1. INTRODUCTION

This study deals with the formation of vortices at the pump intakes (pump intakes can also be called as " pump sumps " for relatively small installations) and gives the experimental results on the concerned topic. Generally an intake structure can be considered as well designed, when a possible vortex formation is controlled in such a way that air entrainment is avoided and swirl entrainment is minimized. In order to avoid the vortex formations at the intakes of pumps, several precautions have to be taken during the design of pump intakes, installation and operation. Obviously the design of pump sumps is not the only guideline for a safe operation. The liquid level at the suction reservoir, the type of the liquid being pumped, the characteristics of the chosen pump and the piping system also play an important role during the design and operation.

2. MODELING OF VORTICES

The experiments are carried out on a set-up constructed for the analysis of formation of vortices for the horizontal intakes (Figure.1). The hydraulic modeling of such an intake requires the definition of important parameters.

1. Geometric parameters

- h_{cr} : critical submergence of the intake pipe from the free surface,
- d : inside diameter of the intake pipe,
- b : elevation of the intake pipe from the bottom of the sump,
- w : projection length of the intake pipe from the side wall,

2. Kinematic parameters

- V : average velocity of flow through the intake of diameter d ,
- C : average circulation at a specified cross-section along the axis of vorticity (circulation constant).

3. Dynamic parameters

- g : gravitational acceleration,
- μ : absolute viscosity of the liquid,
- ρ : density of the liquid,
- σ : surface tension of the liquid,

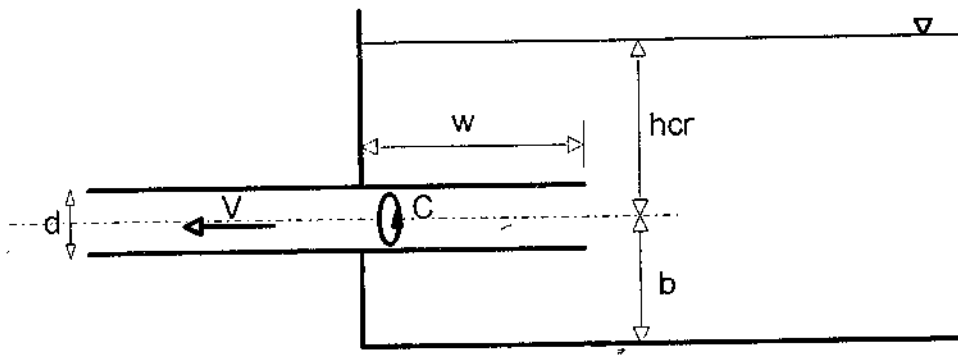


Figure.1 Important Parameters Related to a Horizontal Intake

Amongst the above parameters, the critical submergence of the intake pipe from the free surface attracts utmost attention since air-entrainment by the surface vortices is directly related to this parameter [1,2].

Therefore an adequate dimensional analysis should include the critical submergence as the governing parameter and can be carried out as shown below, [3] :

$$h_{cr} = f(V, d, b, w, C, g, \sigma, \mu, \rho) \quad (1)$$

Applying a dimensional analysis to the above equation results in several non-dimensional numbers related to both flow field and geometric constraints.

$$\frac{h_{cr}}{d} = f\left(\frac{d}{b}, \frac{d}{w}, \frac{V}{\sqrt{gd}}, V\sqrt{\frac{gd}{\sigma}}, \frac{Vd\rho}{\mu}, \frac{C}{Vd}, \frac{d}{h}\right) \quad (2)$$

The non-dimensional form of critical submergence, h_{cr} / d is called the " relative critical intake submergence ". Another important dimensionless number which can be drawn out from the analysis of the parameters told formerly is the " Coefficient of discharge ". These dimensionless numbers can be stated as follows :

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{gd}} \quad (\text{intake Froude number}), \quad C_D = \frac{V}{\sqrt{2gh}} \quad (\text{coefficient of discharge}),$$

$$Re = \frac{Vd\rho}{\mu} \quad (\text{intake Reynolds number}), \quad We = V\sqrt{\frac{\rho d}{\sigma}} \quad (\text{intake Weber number}),$$

$$N_C = \frac{C}{Vd} \quad (\text{circulation number}).$$

3. EXPERIMENTS

The experimental set-up for the research study of vortex formations is designed and built in the Fluid Mechanics Laboratory of Mechanical Engineering Department of Middle East Technical University.

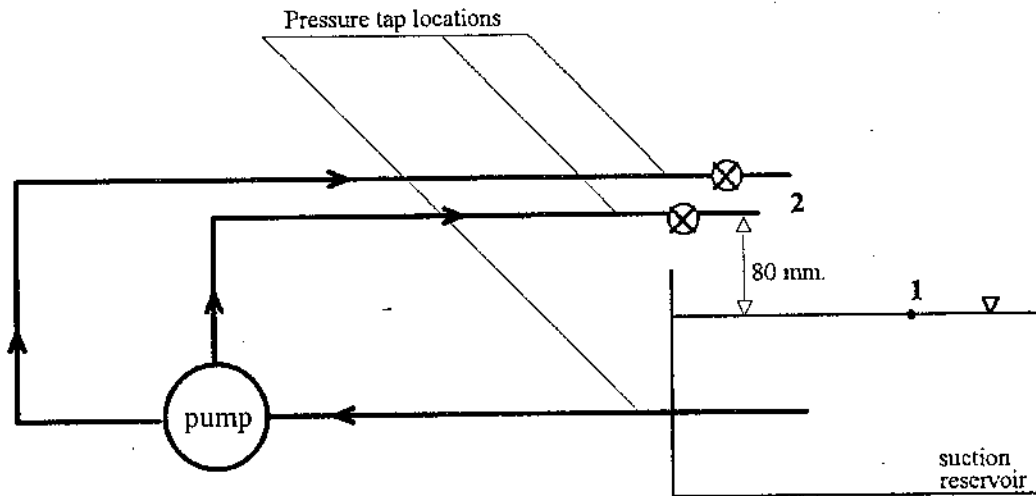


Figure.2

The set-up mainly consists of two parts :

i) Water tank : The water tank has the dimensions of 2m. x 2m. x 0.40m. and it is used as a constant head reservoir. Since it has a surface area of 4 m², the fluctuations in the water level during experimentation is low and fixing the water level is quite simple.

ii) Glass Box : The glass box has the dimensions of 800 mm. x 600 mm. x 350mm. and has a wall thickness of 6mm. The upper and front sides of the glass box are left open in order to allow the mounting of the glass box to the large water tank. On one of the side walls, approximately at the center a 40mm. diameter hole has been drilled for the pump inlet pipe intrusion (Figure.2). The glass box has been coupled to the water tank by a proper sealing of silicone. The pump inlet has been taken from the drilled surface of the glass box and water is circulated to the water tank in another location. The whole set-up has 70 cm. height from the ground. Moreover a perspex sheet of 590 mm.x 790 mm. is used during the experiments as a false bottom to obtain the correlation of critical submergence values with different floor clearances. The purpose of building a set-up made of glass is to enable the observation of vortex formations.

The experimental data taking strategy has been planned according to the dimensional analysis carried out previously. Froude number dependence and coefficient of discharge variations for horizontal intakes regarding the minimum water level for no vortex operation have been investigated, [5].

4. EXPERIMENTAL RESULTS .

Experiments related to the vortex formations at horizontal intakes are classified for different bottom floor clearances. At each fixed bottom floor clearance, for constant water level , the vortexing condition has been reached first. Then the flowrate is reduced until the vortex formation dies out, as in Ref. [5]. The water level corresponding to that flowrate is chosen to be the critical submergence of the intake. The same procedure is applied for different bottom floor clearances ranging from $b/d = 1$ to $b/d = 4.3$ and the relations among these three parameters have been drawn, Figure.3. A detailed investigation can be found in Ref. [6] including the Laser-Doppler and pressure transducer measurements with related plots.

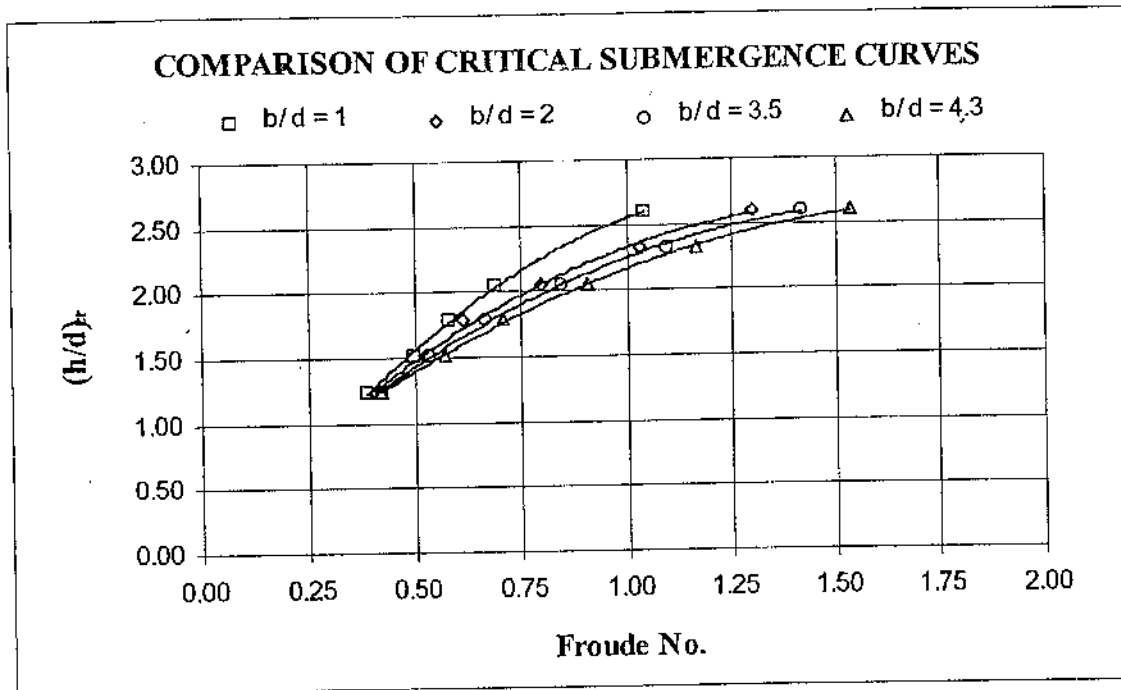


Figure.3 Comparison of Critical Submergences for Different Floor Clearances

Another important parameter " Coefficient of Discharge " can be plotted with respect to different bottom floor clearances in order to predict the upper limit which effects the vortex formations. Figure.5 shows the relations of these parameters.

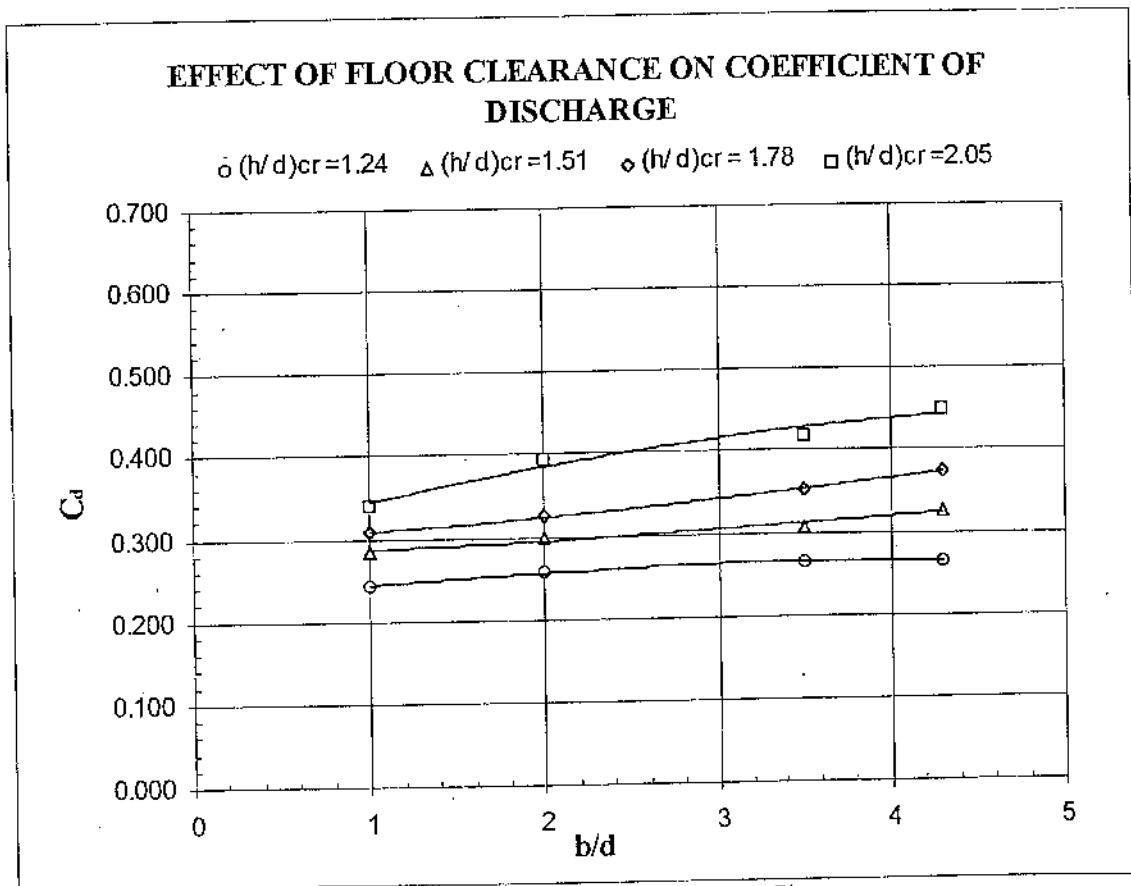


Figure.4 Coefficient of Discharge vs. Floor Clearance

5. CONCLUSIONS

1. To eliminate any vortex formation about an inlet having constant bottom floor clearance, either the water level should be increased or the flowrate should be decreased.
2. To obtain a safe (vortex free) operation of a pumping system with a horizontal inlet, the water level at the suction side should be increased when the bottom floor clearance is decreased at constant submergence Froude numbers.
3. The coefficient of discharge becomes almost constant for high values of bottom floor clearances.
4. The effect of bottom floor clearances on the formation of vortices diminishes as the value goes above $b/d=4$.

ACKNOWLEDGMENT

The work described herein is carried out as a part of a research project undertaken for Arçelik Dish Washer plant in Ankara. Therefore the authors gratefully appreciate Mr. Ahmet Sakızlı, the director of Arçelik dish washer plant, for his continuous support throughout the study.

REFERENCES

- [1] Amphlett, M.B. *Air-Entraining Vortices at a Horizontal Intake*, HRS Wallingford, Report No. OD/7, 1976
- [2] Anwar, H.O., J.A. Weller, and M.B. Amphlett *Similarity of Free-Vortex at Horizontal Intake* , Journal IAHR, 1978 (2), 1978
- [3] BHRA, *Swirling Flow Problems At Intakes*, A.A. Balkema, Rotterdam, 1987.
- [4] Chang, E., *Model-Prototype Comparison of Free Surface Vortices; Discussion of Hecker (1981)*, ASCE. J.Hydraul.Div. 108, HY11, 1982.
- [5] Hecker, G.E. *Model and Prototype Comparison of Free Surface Vortices* , ASCE. J.Hydraul. Div. HY10, 1981
- [6] Özgürel, G. *Vortex Formations Associated with the Sumps of Centrifugal Pumps and their Effect on Pump Performance* , MS. Thesis, Mechanical Engineering Department, Middle East Technical University, Ankara, 1995.

POMPALARDA KOROZYON VE EROZYON

İbrahim Erentay
SERENA Makina San. ve Tic. Limited

ABSTRAKT

Pompalarda korozyon ve erozyon önemli sorunlar yaratmakta, pahalıya malolmaktadır. Bu çalışmada, özellikle santrifüj tip ve kimyasal sıvılarda çalışan pompalarda, korozyon ve erozyonun prensipleri incelenecek, tanımları yapılacak, ve bunlardan kaçınmanın yolları belirtilecektir. Değişik kimyasalların, bilinen malzeme alaşımları üzerine etkisi, ve buna bağlı olarak seçilebilecek malzeme ve alaşım tipleri konusunda öneriler yapılacaktır.

GİRİŞ

Eğer korozyon olmasaydı dünya ekonomisi bambaşka bir yapıda olurdu. Korozyon kaçınılmaz şekilde var olmasına rağmen, doğru malzeme seçimi, doğru ürün dizaynı ve koruyucu bakım ile sanayideki maliyeti azaltılabilir. Korozyon dünyamızın doğal kaynaklarının azalmasına katkıda bulunmakta ve bunun sonucu olarak günümüzde çevreci insanları artan bir şekilde " korozyon-maliyeti" konusunda bilinçli hale getirmektedir.

Korozyon ve erozyon prensiplerini ortaya koyabilmek için bir şematik diyagram kullanılmıştır. Burada pompalarda, özellikle santrifüj pompalarda, ortaya çıkabilecek değişik korozyon şekilleri gösterilmiştir. Şemalar bir gövde içindeki pompa çarkını temsil etmektedir. Keçeler, yatak braketleri vs. hayal edilecektir.

Korozyon mühendisliğini doğru incelemek için, malzeme seçiminin dayandığı faktörleri hatırlamakta fayda vardır:

- | | |
|---|-------------------------|
| a. Maliyet | d. İşlenebilme Özelliği |
| b. Korozyon Dayanımı | e. Görünüş |
| c. Bulunabilirlik | |
| Pompa sistemlerinde, başka bazı faktörler de devreye girmektedir: | |
| a. Emme ve işletme şartları | d. Keçe tipi |
| b. Devamlı veya kesintili işletme | e. Pompalanan sıvı |
| c. Pompaların sayısı, seri veya paralel bağlanmış olması | f. Isı artışı |

Yukardaki faktörler seçilen herhangi bir malzemenin korozyon hızını etkilerler, ve herbiri Hidrolik Prensipleriyle detaylı incelenmektedir, fakat uygun malzemenin seçimi bu faktörlerin etkilerinin ne kadar doğru hesaplandığına bağlıdır.

Bu çalışmada, pompalanan sıvıların, değişik kimyasallar olduğu düşünülmüştür. Şüphesiz, açıklamalar kısmen sadece su pompalayan sistemler için de geçerlidir.

Tanımlaması zor kavramlardan biri de hatalı döküm korozyonudur. Kullanılan malzemenin ve döküm metodlarının yakından incelenmesini gerektirir. Genellikle bu tip hatalar belli noktalarda bulunur, ve döküm tekniği ve dizayn karmaşıklığı ile alakalıdır.

Bu tip hatalar, üreticinin basınç testleri sırasında ortaya çıkmaz. Korosif sıvı yabancı maddeyi yediğinde veya metal ile ayrık madde arasında lokal elektrolitik hareket başlattığında ortaya çıkar. Bazı kesitlerdeki çekme boşlukları malzemenin mukavemetini düşürür ve belli noktalarda kırılmaya yol açar. Bu tip olaylar korozyondan çok işleme sebeplerine aittir.

Pompaya yabancı maddelerin girmesi sonucu oluşacak arızalar da korozyona değil mekanik sebeplere bağlı olacaktır.

GENEL KOROZYON

Bu tip korozyonda oldukça düzgün bir malzeme incelmesi görülür. Yuvarlak kesitlerde korozyon bütün çeper boyunca, radyal olarak içeriye doğru hemen hemen düzgün bir hızla ilerler. Döküm malzemelerde, örneğin pompa çarkının sıvıyla temas eden yüzeyinde korozyon başlar ve dış duvara kadar düzgün bir şekilde yürür. Pompalanan sıvının cinsi, hızı ve basıncı bunu biraz daha karışık hale getirir.

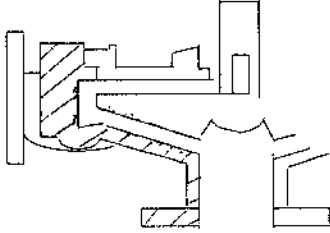
Genel Korozyonun İlerleme Şekilleri:

A. Korozyon reaksiyonu bir koruyucu tabaka oluşabilir ve bu tabaka korozyonun ilerlemesini yavaşlatabilir. Bu durumda malzeme asal olmadığı halde korozyon yavaşlar ve koruyucu tabaka yenilenmeyi sürdürür. Paslanmaz çelik gibi, korozyona dayanıklı pek çok ostenitik malzemeler, oksit yüzey filmleri aracılığıyla bu tip pasivasyon davranışı gösterirler. Bu tip koruma etkisi, sıvıdaki katı maddelere çok duyarlıdır. Katı parçacıklar koruyucu film tabakasını sıyrarak erozyon korozyonuna yol açabilirler.

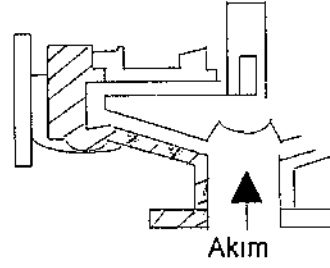
Bu bildirinin hazırlanmasında *spp - LABOUR Pump Company* firmasının, arşiv bilgi ve dökümanlarıyla, büyük katkıları olmuştur. Kendilerine teşekkür ederim.

KOROZYON ŞEKİLLERİ

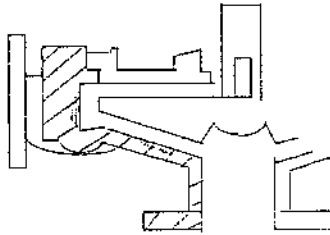
Genel Korozyon



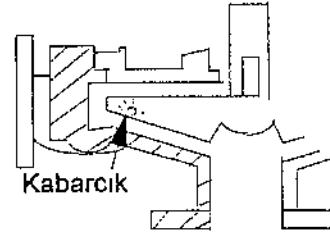
Erozyon



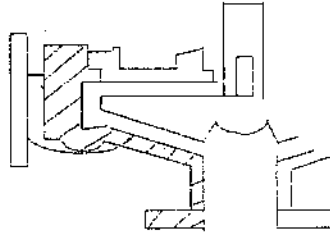
Lokal Korozyon



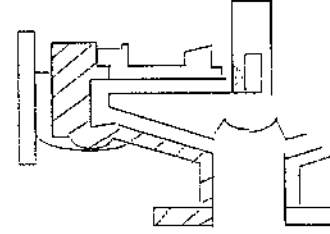
Kavitasyon



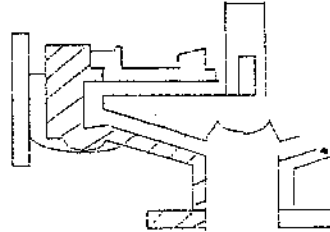
Karınçalanma



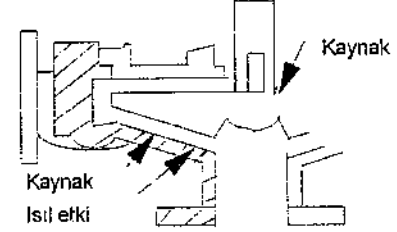
Dar Bölge (Crevice) Korozyonu



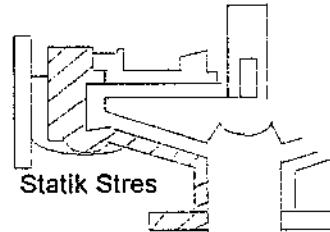
Galvanik Korozyon



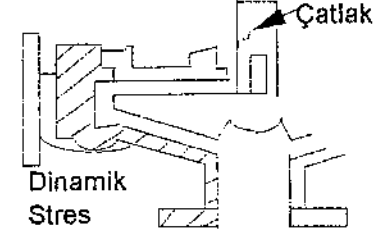
Kristal Yapı Korozyonu



İç Gerilim Korozyonu



Korozyon Yorulması



B. Korozyon etkisiyle oluşan tabaka, metalin elektrolitik gerilimince belirlenecek bir hızda, basılan sıvı içinde çözünür olabilir. Oksijen zengin suda çalışan çelik buna iyi bir örnektir.

C. Yapay olarak kontrol edilmiş düzgün çözünme işlemi özel bir durumdur ve mevcut çözeltinin pH derecesini veya akım yoğunluğunu denetleyerek kontrol altına alınır. Paslanmaz çeliğin korozyon dayanımını veya sürtünme karakteristiğini geliştirmek için yapılan kimyasal işleme ve elektrolitik parlatmada bu prensip kullanılır.

Pompalarda genel korozyon hız ve basınç değişimleriyle birlikte ele alınır. Gövdenin iç yüzeyinde, akışkanın hız değişiminin korozyon ilerlemesini etkilediği çıkıntı ve girintiler olabilir. Bu korozyon değişimlerinin, akışkan içindeki katı parçacıklardan oluştuğu sanılabilir. Fakat korozyonun yüzeyde aşındırma izi bıraktığı gerçeği yakın bir inceleme ile her zaman ortaya çıkarılabilir.

EROZYON

Erozyon kendisini iki şekilde gösterir:

A. Mekanik - Kimyasal veya Erozyon - Korozyon

B. Tamamen mekanik veya Parçacık Erozyonu

Erozyon-korozyon halinde, basılan sıvı aşındırıcı parçacıklar taşıyabilir. Fakat yüzeydeki akışkan sürekliliğini bozan kesintiler dolayısıyla akışkan hızı akım bozukluğu ve türbülansa yol açabilir. Yüzey bozuklukları bir kaynak taşması veya döküm çıkıntısı olabilir. Akışkan hızı bu gibi gevşek parçacıkları yerinden sökerek erozyon görüntüsü verebilir. Halbuki erozyon-korozyonun başladığı ve pompa malzemesiyle pompalanan sıvının oluşturduğu sistemin bir karakteristiği olan tanımlanmış bir "koparma hızı" vardır.

Eğer bu durum belirlenmişse ve yabancı parçacık çarpması yoksa, akışkan debisini düşürmek erozyon-korozyonunu azaltır. Yüzey bozukluklarının temizlenmesinde aynı etkiyi yapar.

Sıvı tarafından taşınan aşındırıcı parçacıkların çarpması, gövde, çark vs yüzeyinde mekanik hasara yol açabilir. Bu parçacıklar akışkan makası etkisiyle yüzeydeki koniyucu film tabakasını sürekli olarak bozarak hasarı artırır. Bu durumda akışkan debisini düşürmek çare olmaz. En önemlisi aşındırıcı parçacıkların çarpma açısıdır. Bu parçacıkların mümkünse filtre edilmesi en iyi çözümdür.

Hasara yol açan, çizik veya küçük çukurlar gibi yüzey bozukluklarına en iyi örnek mekanik salmastralarda görülür. Bu durumda, çizik üzerindeki sınırlanmış alandaki yüksek basınçlı akışkan, kanal oluşumuna yol açar. Yanyana gelen bu gibi kanalcıklar karakteristik bir dalgalanma formu gösterirler, malzemenin incelmeye sebep olurlar. Sert parçacıkların çarpması bir dizi kraterler oluşturur. Malzeme deformasyona uğrar ve sonunda tamamen bozulur. Bu tip erozyonu etkileyen faktörler, çarpma açısı, hız, sertlik ve parçacıkların geometrisidir. Akış yollarına aşırı duyarlıdır dolayısıyla lokal olarak görünürler.

Mekanik erozyon durumunda, etkinlik gövdenin dış çeperine doğru sınırlıdır, çünkü burada akışkanın hızı ve basıncı en yüksektir. Pompa mili etrafındaki açıklıkta genellikle hiç görülmez.

LOKAL KOROZYON

Bu ad sınırlı, küçük bir alandaki korozyon etkisini tanımlamak için kullanılır. Karıncalanma ve dar bölge korozyonuyla karıştırılmamalıdır. Döküm malzemed, bu tip korozyon genellikle gaz boşlukları, segregasyon, soğuk döküm veya yabancı parçacık gömülmesi gibi mekanik hatalardan oluşur. Aşındırıcı akışkan ya yabancı maddeyi yer, veya metal ile yabancı madde veya segregasyon arasında pil hücresi oluşturur.

Dökümün yapıldığı dökümhanenin teknolojisini ayrıntılı olarak bilmeden bu hataları belirlemek çok zordur. Dökümdeki böyle kötü noktalar, diğer tip korozyonlarla bağlantılı veya ilgili olmadan, belli çok lokal alanlarda kendini gösterirler. Pompa endüstrisinde bu şekildeki korozyon, hatalı döküm korozyonu olarak anılır.

KAVİTASYON

Kavitasyona bağlı erozyon aşağıdaki nedenlere bağlıdır:

A. Kabarcık oluşumu:

Pompa çarkın giriş ağzında akışkanın üzerindeki basınç, buharlaşmasına veya kabarcık oluşturmaya yetecek kadar azalabilir.

B. Kabarcıkların çökmesi:

Akışkan çarkın dış çeperine doğru pompalandıkça basınç artar ve kabarcığın çökmesine yol açar. Bu prosesin yüksek hızda tekrarı kabarcıkların hızla oluşup çökmesine sebep olur.

Bu şekilde çöken kabarcıklar 4400 bar basınca kadar ulaşabilen şok dalgaları oluşturabilir. Bu pek çok malzemenin kopma dayanımının üzerindedir. Bu kuvvetler malzemed plastik deformasyon yapar. Pompa çarkı ve gövdesi üzerindeki aşınma çizgileri şeklinde bunları görebiliriz.

Çöken kabarcıklar malzemenin yüzey düzgünlüğünü bozar. Bu bozulmuş bölgeler yeni kabarcıkların oluşumunu hızlandırma etkisi yapar. Çöken kabarcıklar sıkışmış noktacıklar şeklinde yüzeyi önemli ölçüde bozarlar. Bu sorunları azaltmak için alınabilecek bazı önlemler aşağıda sıralanmıştır.

- A. Pompa dizaynını akışkanın hidrodinamik basınç farklarını en aza indirecek şekilde değiştirmek.
- B. Daha dayanıklı malzeme kullanmak.
- C. Kabarcık oluşmasını azaltmak için pompa çarkının yüzeyini düzgünleştirmek.
- D. Yapısal olarak kuvvetli bir metal kaplama ara yüzeyi olan kauçuk veya plastik kaplama kullanmak.
- E. Katodik Koruma: Metal yüzeyinde hidrojen gazı oluşması sağlanarak, kabarcıkların çökmesiyle oluşan şok dalgaları yutulur, metal yüzeyin hasara uğramasını önlemek.

Kavitasyon hasarı çarkın giriş ağız ile kanatların ucu arasında herhangi bir yerde olabilir. Sıkışık çukurlar genellikle kanatların geri tarafında görülür. Bazı aşırı durumlarda kanatların basan taraflarında da görülebilir. Hasarın boyutu ve yeri basılan sıvıya, ısıya, ve dizayn karakteristiklerine bağlı olarak sıvının kısmi basınçlarına ve giriş akımlarına göre değişir.

KARINCALANMA

Bu şekildeki korozyon son derece sınırlı bölgeler halinde görülür. Genellikle genişliği ve derinliği yaklaşık aynı ölçülerde kaviteşler şeklinde ortaya çıkar. Genişliği arttıkça derinliği de artar ve gövde duvarında bir delik açılmasına sebep olur. Karıncalanmanın karakteristikleri şöyle sıralanabilir.

- A. Üzerleri korozyon tortularıyla kapalı olduğu için tespit edilmeleri zordur.
- B. Çukurlar genelde yerçekimi yönünde ilerleme yapar, bu da korozyon etkinliğinin sürebilmesi için yüksek yoğunlukta çözelti teması gerektiği gerçeğiyle uyumludur.
- C. Karıncalanmada, çukurların belirgin hale gelmesi için uzun bir gelişme dönemi gerekir. Bu süre, kullanılan malzemeye ve basılan sıvıya bağlı olarak, birkaç ay veya yıl arasında değişir.
- D. Karıncalanma otokatalitik bir prosestir. Yani, çukurlar içindeki korozyon etkinliğinin yarattığı şartlar hem korozyonu harekete geçiricidir hem de sürekliliği için gereklidir.
- E. Karıncalanma genellikle durağan şartlarda görülür. Örneğin 304 paslanmaz çelik malzemeden bir pompa, eğer sürekli çalıştırılırsa deniz suyunda iyi bir işletme performansı gösterir, fakat uzun süreler durursa karıncalanma başlar.
- F. Pek çok karıncalanma olayında, klorit, bromit ve hipoklorit gibi iyonlar devrededir. Florit ve iyoditler nispeten daha az karıncalanma yaparlar. Bakır, demir, ve kloritlerle bileşim halindeki civa iyonları gibi, oksitleme yapan metal iyonları en aşındırıcı özelliklerdedir. Sodyum klorit ve kalsiyum klorit gibi oksitleme yapmayan metal iyonları ise daha az aşındırıcıdır.

Bu tip korozyonu dar bölge korozyonundan ayıran özellik, karıncalanmanın kendi girinti ve çukurlarını yaratıyor olmasıdır. Dar bölge korozyonuna yatkın malzemelerin karıncalanmaya da yatkın olması gerekmez, fakat tersi genelde doğru kabul edilebilir.

DAR BÖLGE (CREVICE) / TORTU KOROZYONU

Bu tip korozyon, pompalanan sıvının serbestçe ulaşamadığı, kısıtlı bölgelerde oluşur. Dış çekilmiş boşaltma tapası gibi metalin metale deydiği yerlerde veya conta bağlantıları gibi metalin metal dışı malzemelerle temasta olduğu yerlerde görülür. Kum, pislik, ve karbonik tortular gibi engelleme ve durağan şartlar yaratan birikimlerin varlığıyla etkisi artar. Bazı durumlarda korozyon ürünü malzemeler birikim sonucu kendi çukurlarını oluştururlar.

Karıncalanma da olduğu gibi, otokatalitik reaksiyon, korozyonun ilerlemesini besler. Dolayısıyla ilk başlangıç bir oksijen veya metal iyonu konsantrasyon hücresidir, fakat, çukur veya yarık içerisinde asidik hidroliz tuzlarının birikmesiyle sürekli ilerleme oluşur. Dış yüzeyler katodik olarak koruma altındadır.

Bu şekildeki korozyon pek çok ortamda olabilir, fakat klorit taşıyan ortamlarda daha sık görülür. Başlangıcı yok yavaştır, fakat artan bir hızla ilerler.

Dar bölge (Crevice) korozyonuna karşı alınabilecek bazı önlemler:

- A. Dış çekilmiş bağlantılar yerine kaynaklı bağlantıların seçilmesi.
- B. Boru bağlantısında flanşın her iki tarafından kaynak yapılarak, penetrasyonun engellenmesi.
- C. Pompanın tamamen boşaltılıp tahliye edildiğinden emin olarak bekletilmesi.
- D. Uygunsa Teflon gibi emici özellik göstermeyen conta malzemelerinin kullanılması.
- E. Salmastra kutusunda, keçe etrafında durgun akış şartlarının engellenmesi.

TABLO 1 - GALVANİK SERİ

Korozyona Uğrayan Uç
ANODİK, veya en az asal malzeme tarafı

Magnezyum
Magnezyum Alaşımları
↓
Galvaniz Çelik veya Demir

Alüminyum
(5052, 3004, 3003, 1100, 6053)

↓
Kadmiyum

↓
Alüminyum
(2117, 2017, 2024)

↓
Yumuşak Çelik
Ham Demir
Pik Döküm

↓
Nikel-Alaşımları

↓
410 Paslanmaz Çelik (aktif)

↓
50-50 Kurşun Kalay Lehim

↓
304 Paslanmaz Çelik (aktif)
316 Paslanmaz Çelik (aktif)

↓
Kurşun
Kalay

↓
Muntz Metal
Manganez Bronzu
Deniz Bronzu

↓
Nikel 200 (aktif)
INCONEL 600 Alaşımı (aktif)

↓
Sarı Piring
Deniz Pirinci
Alüminyum Bronz
Kırmızı Bronz
Bakır
Silikon Bronz
70-30 Bakır Nikel

↓
Nikel 200 (pasif)
INCONEL 600 Alaşımı (pasif)

↓
MONEL 400 Alaşımı

↓
304 Paslanmaz Çelik (pasif)
316 Paslanmaz Çelik (aktif)

↓
INCONEL 625, HASTELLOY C Alaşımı
Titanyum

Korunan Uç
KATODİK, veya en asal malzeme tarafı

GALVANİK KOROZYON

İki farklı metal, aşındırıcı ve iletken bir sıvı içine daldırılırsa, aralarında bir potansiyel farkı oluşur. Eğer bu iki metal dışarıdan elektriksel geçirgenlik sağlayacak şekilde bağlanırsa, bir elektron akımı başlar. Metallerden biri diğerinden daha fazla korozyona uğrar. Korozyon hızı daha fazla olan metal anodik, diğeri katodiktir.

International Nickel Company tarafından, kirli olmayan deniz suyunda yapılan galvanik korozyon testleri ve elektrik potansiyel ölçümleri sonucu, sık kullanılan metal serileri Tablo 1 de verilmiştir. Bütün değişik durumlar için benzer serileri oluşturmak ve bunları test etmek sonsuz miktara yakın kombinasyon oluşturacaktır. Dolayısıyla bu seriler sadece galvanik ilişkileri tahmin için kullanılmalıdır. Bu serideki metal veya alaşımların arasındaki ayrım uzaklığı olası korozyon etkilerinin boyutunun göstergesidir. Polarizasyon (alaşımlar birbirine yaklaştıkça oluşan potansiyel kaymaları), alan, mesafe ve geometri gibi etkiler galvanik korozyonda önemli rol oynarlar.

Galvanik korozyonla baş edebilmenin bazı yolları şöyle sıralanabilir:

A. Malzeme seçimi son derece önemlidir. Mevcut bir sistemde pompa çarkını farklı bir alaşımla değiştirirken çok dikkatli olunmalıdır. İlgili galvanik seride çok büyük açıklık bırakmaktan kaçınılmalıdır.

B. Pompalanan sıvı, korozyon inhibitörü kullanılarak kontrol altına alınabilir.

C. Elektriksel devamlılığı kesmek amacıyla, bariyer kaplamalar ve elektriksel izolasyonu sağlayacak yalıtkanlar bazı uygulamalarda kullanılabilir.

D. Esir anod metal kullanarak katodik koruma yapılabilir.

E. Dizayn sırasında bazı değişiklikler yapılabilir: Uygun olmayan alan oranlarından kaçınmak, bağlanan gövde parçalarından daha asal malzemelerden yapılmış civata ve benzeri bağlantı elemanları kullanmak, farklı metallerin birleşme boşluğu yaratmasından kaçınmak, ve daha aktif olan malzemelerde büyük korozyon boşluğu bırakılmış değiştirilebilir parçalar kullanmak bunlardan bazılarıdır.

KRİSTAL YAPI KOROZYONU

Bilindiği gibi, metaller ve alaşımlar, teker teker dizilmiş kristallerden oluşur. Bu kristaller kübik, altıgen gibi kristal yapılar diye bilinen atomik düzenlemelere doğru gelişirler. Kimyasal ve ısı işlem yöntemleriyle bu kristal yapılarla oynanabilir. Her bir tip atomik düzenlemenin kendine has fiziksel ve mekanik özellikleri vardır. Örneğin paslanmaz çelikte, Ferrit ve Ostenitik diye adlandırılan iki önemli atomik düzenleme vardır. Eriyik metalin katılaşma süreci sırasında, artan sayıda kristaller birbirine çarptıkça, kendi kristal yapılarını temsil eden yüzeylerin oluşumu engellenir. Kristallerin birbiriyle temas ettikleri yerlerde, bunların yüzeyleri, kafesli bir yapı şeklini alan sınır yüzeyler oluşturur. Bu sınır yüzeyler, "elyafın" içine göre daha fazla derecede yapısal hataya sahiptir. Sınır yüzeylerde oluşan düşük enerji düzeyleri, alaşım elemanlarının ve metalik veya metal dışı kirliliğin ve en önemlisi çökeltilerin yoğunlaşmasını hızlandırabilir.

Hassaslaştırma diye bilinen olay, elyafın sınır yüzeylerinde karbit çökeltiler oluşmasıdır. Düşük karbonlu ostenitik paslanmaz çelik, denge koşulunda üç kristal fazdan oluşur: Ferrit, ostenit ve karbit. Bu çeliğin hızlı soğutulması ostenit fazın (yüksek ısı fazı) korunmasını sağlar. Fakat eğer yaklaşık 800°C civarında, uzunca bir süre tutulursa, elyaf sınır yüzeylerinde karbit çöker. Hassaslaştırma olayı krom ve karbon yoğunlukları üzerinde etki yapar. Elyaf sınır yüzeyinde dar bir bölgede krom yoğunluğu korozyona dayanıklılık için gereken minimum %12 değerinin altına düşer. Eğer alaşımda hiç karbon olmasaydı, şüphesiz bu durum oluşmayacaktı.

Ostenitik alaşımın hassaslaşması, serbest krom eksikliği olan elyaf sınır yüzeylerinde korozyon etkilerine izin verir. Elyafın kendisi daha yüksek krom oranlarına sahip olduğundan, korozyon sınır yüzeyleri takip eder. Bu da kristal yapı korozyonunun tipik özelliğidir.

Dökümün yüzeyinde, korozyon başlangıçta elyaf sınır yüzeylerinde oymalar şeklinde görülür. Zamanla dökümün içine doğru ilerler ve elyafın dökülmeye başlamasına da yol açabilir. Sonraları meydana gelebilecek çatlamlar ise genellikle stres korozyonuna bağlıdır.

Dökümhanede kalıpta yavaş soğumalar hassaslaştırmaya yol açar. Hızlı soğutmada ise bazı zorluklar vardır ve iç gerilmeler dolayısıyla çatlaklar oluşur. Hassaslaşmanın önlenmesi için en etkili yöntem, hassaslaşma ısı aralığı üzerinde, çözelti içinde soğutma işlemi yapılmasıdır.

İÇ GERİLİM KOROZYONU (Statik Stres)

Bu tip korozyonda iki karakteristik vardır: iç gerilim ve korozyon reaksiyonu. Bu tip korozyonla oluşan çatlaklar genellikle beklenmedik şekildedir ve bazende tehlikelidir. Çoğunlukla yanlış şekilde yorumlanırlar. Örneğin, kristal yapı korozyonu için iç gerilime gerek yoktur, fakat sonuçta oluşan çatlaklar gerilim korozyonuyla benzer bir morfolojik yapı gösterebilir. Kaynak işlemi bazen küçük çatlamlar yapar ve bunlar gerilim korozyonu çatlakları sanılabilir.

Herhangi bir durumdaki mevcut iç gerilmeler genellikle çok karmaşıktır. Etkileyen parametre, pompalanan sıvıyla temas eden yüzeydeki net iç gerilimdir. Oluşan çatlaklar, gerilim vektörlerine dik yöndedir.

İç gerilim korozyonu çatlaklarında korunmak için şunlar belirtilebilir:

- A. Verilen bir malzeme alaşımı / akışkan sisteminde, çatlakların oluşması için gereken bir gerilim düzeyi eşiği vardır. Bu eşik değerinin altındaki gerilimler çatlamaya yol açmaz, fakat gerilim eşiğinin üstüne çıkar çıkmaz çatlak görülür. Gerilim düzeyini eşik değerinin altına düşürmek için, ısı işlemi ve kumlama yapılabilir. Kumlama işlemi (shot blasting) malzeme üzerinde kompresyon stresi yaratarak, yüzeydeki çatlamaya yol açan gerilmeleri dengeler. Temas eden malzemelerin potansiyel polarizasyon uyumuna özen göstermek ve tuz iyonları yoğunlaşmasına yol açan geometrik yapıdan (girinti bölgeleri gibi) kaçınmak faydalı olur.
- B. Her ana malzeme alaşımı sınıfının gerilim korozyonuna duyarlı olduğu kimyasallar listesi farklıdır. Örneğin, kostikler karbon çeliğine, kloritler paslanmaz çeliğe, ve bakır alaşımları amonyaklı ortama duyarlıdır. Dolayısıyla, bu duyarlılığı göstermeyen başka alaşımlar tercih edilmelidir. Malzeme mikro yapısının önemini göstermek için şu örnek verilebilir:
 1. Nitrik asitte çalışan, hassaslaşmış bir 316 paslanmaz çelik, gerilim korozyonu çatlama gösterir.
 2. Aynı ortamda çalışan, çözelti içinde soğutulmuş 316 paslanmaz çelik, çatlak oluşturmaz.
- C. Bazı durumlarda, aşındırıcı sıvıya inhibitör katarak çatlak oluşturmaları olasılığı azaltılabilir, kostik ortama kromatların katılması gibi. Kritik kimyasalın sıvıdan uzaklaştırılması şüphesiz en çok istenendir. Eğer gerilim korozyonu çatlaklarıyla karşılaşırsa, sistemin tümünü çok iyi incelemek gerekir.
- D. Isı artışı genellikle gerilim korozyonunu olumsuz etkiler, yani çatlamları hızlandırır. Fakat ısı artışı, pompalanan sıvıdaki zararlı kimyasalları yok edecek kadar yüksek ise, bu etki azalır.
- E. Kaplama ve elektro kimyasal yöntemler kullanılabilir. Kaplamalar normal olarak, metal ile sıvı arasında bir engel teşkil ederler. Elektro kimyasal teknikler, metal alaşımını, gerilim korozyonu yapacak sınırların dışında bir oksitleme potansiyeline getirecek şekilde polarize etmek için kullanılır.

KOROZYON YORULMASI (Dinamik Sres)

Bu olay, tekrar eden dinamik çekme gerilmeleri ve temas eden aşındırıcı sıvının ortak etkisiyle oluşur. Korozyon olmadığı halde görülebildiği için biraz esrarengiz gelebilir. Gerilim korozyonu çatlamları için belirtilenlerin çoğu, korozyon yorulması için de geçerlidir.

Pompa millerinde, sıklıkla, korozyonun katkısı olmadan mekanik yorulmalar sonucu bozulmalar görülmüştür. Diğer yandan, statik gerilmeler altında, gerilim korozyonu çatlamları olduğu da bilinmektedir. Bu konu açıklanması oldukça zor çok geniş bir yelpazeyi kapsamaktadır.

ASİT KOROZYONU

Endüstride kullanılan asitler, genellikle sülfirik, nitrik, fosforik ve hidroklorik asitlerdir. Ve bunlar en yoğun korozyon olaylarına yol açarlar. Bu asitlerin geniş kullanma alanı olması, korozyonun hasarı ve maliyeti açısından, bunları önemli bir konuma getirir. Bazı durumlarda asit yoğunluğundaki artış korozyonu artırır, bazen de azaltır. Asitlerin ve tuzların, oksitleyen ve redükliyen karışımları, farklı malzemelerde farklı reaksiyonlara sebep olur. Hız ve hava karışımı dikkate alınması gereken faktörlerdir. Nihayet, sistemdeki yabancı partiküller ciddi problemlere ortam hazırlayabilirler.

SÜLFİRİK ASİT

Bu uygulama için malzeme seçimi esas olarak, çözeltinin redükliyen veya oksitleyen yapısına dayanır. % 65 ila % 85 yoğunluklar arasında ve 66°C 'ye kadar, asit redüksiyon yapıdadır ve buna uygun malzemeler kullanılmalıdır. Daha yüksek yoğunluklarda, asit oksitleyen yapıdadır ve oksidasyona dayanıklı malzemeler seçilmelidir.

Bazı malzemelerin, sülfirik asite karşı davranışı aşağıda verilmiştir:

Pik Döküm:

Pik döküm kuvvetli sülfirik asitlere çok iyi direnç gösterir. Bazen de, korozyon miktarı biraz daha yüksek olsa bile, pik döküm kullanmak çok daha ekonomiktir. Bu malzemenin direnci, asit ve metal matrisi arasındaki reaksiyonu engelleyen grafit dokuya atfedilir. Fakat Oleum denilen, içinde sülfür trioksit bulunan kuvvetli sülfirik asitler, grafit doku boyunca metale nüfuz edebilirler. Bu sınırlı alanlarda oluşan çok az korozyon zamanla ilerleyip pik döküm malzemeyi parçalayabilir. Bu kama hareketi pik döküme mahsustur, ve sfero malzemelerde görülmez. Dolayısıyla Oleum için sfero döküm kullanılabilir.

304 ve 316 Paslanmaz Alaşımı

Soğuk ve seyreltik sülfirik asitler için, kuvvetli redükleme şartları olmadıkça, bu malzemeler kullanılmaz.

A743/744, CN7M (K26) Paslanmaz Alaşımı

Minimum %21 Krom, %25 Nikel, %2,5 Molibden ve %2 Bakır taşıyan bu malzeme, oleum dahil bütün sülfirik asit çeşitlerinde kullanılabilir. %60-80 asit yoğunluklarında ve 66°C civarında, yılda yaklaşık 0,5 mm korozyon aşınması gösterir. Eğer pompa ara sıra kullanılıyorsa, sıcaklık sınırı 82°C 'ye yükseltilebilir. Asit içindeki demir sülfat ve bakır sülfat inhibitör olarak çalışır ve korozyonu azaltır. Nispeten yüksek yoğunluklarda demir klorit ve bakır klorit ise, karıncalanmaya sebep olur.

R 55 Paslanmaz Alaşımı

Minimum %21 Krom,%55 Nikel, %3 Molibden ve %3,5 Bakır taşıyan bu malzeme sülfirik asite ve daha pek çok korozyon yapıcı kimyasallara olağanüstü direnç gösterir. 80°C'ye kadar, hem redükliyen hem de oksitleyen şartlarda korozyona dayanır. Sadece metalle direkt temas eden halojen asit ve tuzlarına karşı tavsiye edilmez. Alaşımındaki bakır katı çözelti halinde tutulur ve sülfirik asit için bu zorunludur. Buradaki bakır katkısı, alaşımın rengini bozmaz.

R52 ve R53 Paslanmaz Alaşımı

R 53 minimum %15,5 Krom, %16 Molibden, %53 Nikel taşıyan bir malzemedir ve yüksek sıcaklıklarda çok iyi ısıl stabilite gösterir. Bütün yoğunluk seviyelerinde ve oksidasyon şartlarında çok faydalıdır. Maksimum 220ppm'e ve 70°C'ye kadar, kloritlere bütün yoğunluklarda çok dayanıklıdır.

R 52 minimum %26 Molibden, %60 Nikel taşıyan bir malzemedir. Orta ve yüksek yoğunluklarda sülfirik asite iyi bir korozyon direnci gösterir. Redükleme şartlarına daha uygundur, oksidasyon elemanlarına karşı hassas olduğu unutulmamalıdır.

NİTRİK ASİT

Nitrik asite direnç gösteren en önemli katkı kromdur. Krom yüzdesi arttıkça korozyon hızı azalır. Minimum krom miktarı genellikle %18 olarak kabul edilir. Bu kadar krom, ostenitik paslanmaz çelikleri pratikte raslanan bütün yoğunluk ve sıcaklıktaki nitrik asite dayanıklı hale getirir. Paslanmaz çeliğe molibden katkısı, nitrik asite direnci arttırmaz.

Bazı malzemelerin, nitrik asite karşı davranışı aşağıda verilmiştir:

304 ve 316 Paslanmaz Çelik

304 paslanmaz çelik, 30°C' ye kadar bütün yoğunluklarda nitrik asite, kaynama derecelerinde ise %50 yoğunluğa kadar direnç gösterir. Bu yoğunluk ve sıcaklıkların üzerine çıkıldıkça, korozyon dayanımı azalmaya başlar. 304 malzeme, oda ısısında, kırmızı ve beyaz derişik nitrik asitlere mükemmel direnç gösterir.

Daha önce belirtildiği gibi, yavaş soğutma dolayısıyla hassaslaşmış 304 paslanmaz çelik, nitrik asitte kristal yapı korozyonu göstermeye yatkındır. Üretimden önce bu durumu belirlemek için, kaynama derecesinde %65 derişik nitrik asit test amacıyla sıkça kullanılır. Bu test sadece bir fikir vermesi içindir, kesin davranışı gösteremez.

Nitrik asitle, sülfirik, fosforik ve asetik asit karıştığı zaman, paslanmaz çelik ve K26 alaşımlara olan korozyon etkisi azalır. Diğer yandan, nitrik asit ile hidroklorik veya hidroflorik asitlerin karışımı, paslanmaz çeliklerin korozyon hızını, yoğunluk ve sıcaklığa bağlı olarak artırır.

R52 ve R53 Paslanmaz Alaşımı

Bu malzemeler, çok çabuk korozyona uğradıkları için, nitrik asit ile kullanılamazlar.

R55 Paslanmaz Alaşımı

Bu malzeme iyi bir direnç gösterir, fakat direnç artışı malzeme maliyetindeki artışa değmez.

R48 Paslanmaz Alaşımı

Minimum %25 Krom, %1,75 Molibden, %5 Nikel ve %2,75 Bakır taşıyan bu alaşım, nitrik asite mükemmel bir direnç gösterir. Bu alaşım, muhtemelen, sertleştirilebilen tek paslanmaz alaşımdır, ve sertleştirildiği zaman bile çok iyi korozyon dayanımı gösterir.

Titanyum Alaşımı

Bu alaşım, bütün yoğunluk ve sıcaklıklarda olağanüstü dirençlidir. Pahalı bir malzemedir, fakat bazı uygulamalarda tek çözümdür. Tek zayıf noktası, nitrik asit içinde oksitleyen iyonların bulunması halinde, direncinin biraz azalmasıdır.

FOSFORİK ASİT

Islak yöntemle elde edilen fosforik asit genellikle gübre üretiminde kullanılır. Elektrik fırını yöntemiyle elde edilen asit ise daha saftır ve çoğunlukla sabun, deterjan, gıda endüstrisi ve haşere ilaçları üretiminde kullanılır.

Elektrik fırını yöntemiyle elde edilen fosforik asitin hemen hemen saf olmasına karşın, ıslak yöntemle üretilen fosforik asit içinde, sülfat, florit ve flosilikat gibi yan ürünlerin bulunması, korozyon davranışı ve malzeme seçiminde üretim yöntemine göre farklı düşünülmesini gerektirir.

Fosforik asit içinde demir ve bakır iyonlarının bulunmasının, inhibitör etkisi yaparak paslanmaz çeliğin korozyonunu engellediği, bazı deneylerde gözlenmiştir. R48 ve K26 gibi paslanmaz alaşımlarının ilk korozyonu, bakır iyonlarının varlığını sağlayabilir. Diğer yandan, fosforik asite klorit ve florit iyonlarının katılması, koruyucu film tabakasını yırtarak, korozyonun hızlanmasına neden olur.

Hassaslaşmış paslanmaz çeliğin, kristal yapı korozyonu göstermesi konusunda fosforik asit için halen tartışma sürmektedir. Daha fazla bilgi edinilinceye kadar, zor koşullardaki uygulamalar için, çok düşük karbonlu çelik veya dengelenmiş alaşımlar kullanılması doğru olur.

K26 Paslanmaz Alaşımı

Fosforik asitte yaygın olarak kullanılan bir alaşımdır. Dökümlerin ısıt işlemlerinin çözelti içinde soğutmayla yapılmasına çok özen gösterilmelidir.

R55 Paslanmaz Alaşımı

Bu alaşım, 90°C ısıya kadar, bütün yoğunluklarda fosforik asite yeterli direnç gösterir.

R52 Paslanmaz Alaşımı

Sıcak ve derişik şartlarda, saf fosforik asit için mükemmel bir alaşımdır. Fakat bakır iyonu sisteme girerse durum değişir. İlk başta korozyon hızı azalır, fakat iyonlar 10ppm düzeyine ulaştıkça korozyon hızlanmaya başlar. Eğer bu alaşım kullanılacaksa, bakır miktarının çok düşük seviyelerde kalmasına dikkat edilmelidir.

R48 Paslanmaz Alaşımı

Bu alaşım, K26 alaşımına yakın davranış gösterir. Daha ucuz ve aşındırıcı partiküllere daha dirençli olması ek avantajlarıdır.

HİDROKLORİK ASİT

Korozyon açısından, en zor şartları yaratan bir asittir. Bilinen pek çok metal ve alaşıma karşı korozyon etkisi vardır. Oksidasyon elemanlarının ve demir klorit veya bakır klorit, ve nitrik asit gibi kirlilik ve yan ürünlerin bulunması, korozyon şartlarını iyice ağırlaştırır. Hizmet ömrü ve ekipmanın maliyeti arasında denge kurmak için çok dikkatli karar vermeyi gerektirir.

R53 Paslanmaz Alaşımı

Oda ısısında bütün hidroklorik asit yoğunluklarına iyi bir direnç gösterir. 50°C sıcaklıklara kadar da başarıyla kullanıldığı olmuştur. Bünyesindeki yüksek krom miktarı dolayısıyla, oksidasyon şartlarına daha iyi

dayanır. Hatırlanması gereken bir husus, çözelmiş oksijenin, malzeme üzerinde koruyucu tabaka oluşturmaya yeterli olmadığıdır.

R52 Paslanmaz Alaşımı

Kaynama derecesine kadar bütün ısı ve yoğunluk derecelerinde, saf hidroklorik asit için yaygın olarak kullanılır. R 52 içinde krom bulunmaması yüzünden, hava karışımı ve nitrik asit veya demir klorit gibi oksidasyon kirliliklerinin varlığı halinde, çok az miktarlarda olsalar dahi, yıkıcı etkiler meydana gelir.

316 Paslanmaz Çelik ve K26 Alaşımı

K26 dahil, austenitik paslanmaz çelikler, ancak çok düşük yoğunluklarda ve oda ısısında kullanılmalıdır. Isının yükselmesi, bu malzemenin korozyona başlayacağı asit yoğunluk düzeylerini iyice düşürür. pH 4 veya 5'in altında, hızlı korozyon başlar. Metal yüzeyleri temizlemekte kullanılan asit banyolarında, bazen bu alaşımdan yapılmış pompalar kullanılır. Bu durumda, eğer sürekli bir işletme halindeyse, inhibitör katkılarının kullanılması zorunludur.

Nikel ve Demir-Nikel Alaşımları

Asit ortamına hava karışımı bu malzemeleri çok fazla etkiler. Hidroklorik asitin kendisinden başka diğer faktörlerin etkilerine karşı duyarlı olduğundan, bu tip alaşımlar çok uygun değildir. Eğer kullanılması düşünüülüyorsa, çok dikkatli olunmalı ve özel şartlar kesinlikle bilinmelidir.

Titanyum Alaşımı

Oda ısısında, %10 yoğunluğa kadar, bu alaşım iyidir. Demir ve bakır kloritlerin varlığı, paslamaz çeliklerin aksine, titanyum alaşımlarının korozyon hızını azaltıcı etki yapar.

ASETİK ASİT

Boya üretiminde kullanılan selüloz asetat ve sentetik elyaf üretiminde kullanılan asetik anhidritin elde edilmesinde gerekli olan bir ara kimyasaldır. Elde edilme metodlarına göre bir miktar kirlilik kimyasallarını taşırlar. Bunların korozyona iki türlü etkisi vardır.

1. Sülfür dioksit ve sülfür trioksit kirliliği korozyonu arttırıcı etki yapar. Formik asit de aynı etkiyi yapar. 316 paslanmaz çelikler bu şartlara dayanmak için yeterlidir.

2. Aldehit, keton ve ester gibi kirlilikler ise, korozyon hızını çok düşürürler. Özellikle %100 asetik asit yoğunluklarında, asetik anhidrit artkının bulunması korozyon hızını arttırır. Bu durumlarda K26 alaşımı seçilmesi daha doğru olur.

Eğer sistemde klorit kirliliği varsa, austenitik çeliklerde gerilim korozyonu yapma riski yüzünden, R53 alaşımı tavsiye edilebilir.

Isı yükselmesi ihtimali varsa, artan korozyon ve kirlilik etkileriyle başedebilmek için, 316L ve 304L alaşımları düşünülmelidir.

ALKALİLERİN KOROZYONU

Sodyum hidroksit veya ticari adıyla kostik soda, en yaygın kullanılan alkali kimyasaldır. Sodyum kloritin elektroliziyle elde edilir. Üretimde kullanılan elektrolitik batarya tipi, ulaşılabilecek saflığı belirler. Civalı banyolar %50, diyafram banyolar ise %9-15 saflıkta kostik soda üretirler.

Kostik sodanın ana kullanıcıları selüloz ve kağıt endüstrisi, alüminyum endüstrisi ve bazı kimya tesisleridir.

Eğer kostik soda düşük ısıda ise, pompa malzemesi olarak demir ve çelik, yüksek ısılarda ise, nikel ve nikel alaşımları genellikle tercih edilir. Çünkü yüksek ısılarda, demir ve çelik, artan korozyon ve kostik gevreklik oluşturma etkisine girerler.

304 ve 316 Paslanmaz Çelik

Kaynama derecesine kadar ısılarda ve %10 yoğunluğa kadar kullanılabilir. Bu yoğunluğun üzerinde sıcaklık tavanı azalır.

K26 Paslanmaz Alaşımı

120°C sıcaklığa ve %70 yoğunluğa kadar kostik soda için kullanılabilir.

R55 Paslanmaz Alaşımı

K26 ile benzer özelliktedir. Sadece gerilim korozyonu dayanımı daha fazladır.

R52 ve R53 Paslanmaz Alaşımları

Bu alaşımlar için yeterli bilgi yoktur. %50 yoğunluk ve kaynama derecesine kadar kullanılmıştır.

Ni-Resist Tipi Pk Döküm

%70 yoğunlukta kostik soda için kullanılabilir. Tercih sebebi çok az bakır kirlenmesi yapmasıdır. Isıl işlem yoluyla gerilim korozyonu ihtimali azaltılmalıdır.

ALAŞIMLAR ve NOMİNAL KİMYASAL KOMPOZİSYONLARI

DÖKÜM MALZEME	TANIMLAMA			MİNİMUM / MAKSİMUM KİMYASAL KOMPOZİSYON %								
	BS	ASTM	DİN	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cu
Pik Döküm	1452 - 260	A278-35/40	0,6026	Dökümhanenin Özelliklerine Göre								
Sfero Döküm	2789 420/12	A395	0,7040	Dökümhanenin Özelliklerine Göre								
Ni-resist Type 2	3468 L-Ni Cr 20 2	A436 Type 2	0,6660	3.0 max	1.0 2.8	0.5 1.5			1.0 2.5		18.0 22.0	0.5 max
Çelik Döküm	1504 161-430	A216 WCA / WCC	1,0446	0.25 max	0.60 max	0.90 max	0.050 max	0.050 max	0.25 max	0.15 max	0.40 max	0.30 max
18/8 Type 304	1504 347C17	A743/744 CF8	1,4552	0.08 max	1.5 max	2.0 max	0.040 max	0.040 max	17.0 21.0		8.5 min	
18/8 L.C. Type 304L	1504 304C12	A743/744 CF3	1,4306	0.03 max	1.5 max	2.0 max	0.040 max	0.040 max	17.0 21.0		8.0 min	
18/10/Mo Type 316	1504 316C17	A743/744 CF8M	1,4581	0.08 max	1.5 max	2.0 max	0.040 max	0.040 max	17.0 21.0	2.0 3.0	10.0 min	
18/10/MoL.C Type 316L	1504 316C12	A743/744 CF3M	1,4404	0.03 max	1.5 max	2.0 max	0.040 max	0.040 max	17.0 21.0	2.0 3.0	10.0 min	
K26		A743/744 CN7M	1,4500	0.10 max	1.5 max	1.0 max	0.040 max	0.040 max	21.0 25.0	2.5 3.5	25.0 28.0	2.0 2.75
R48		A743/744 CD4MCu	1,4540	0.04 max	0.75 max	0.75 max	0.040 max	0.040 max	25.0 26.5	1.75 2.25	5.0 6.0	2.75 3.25
R52		A494 N-12MV	2,4600	0.10 max	1.0 max	1.0 max	0.040 max	0.030 max		26.0 30.0	60.0 63.0	Fe 12.0 max
R53		A494 CW-12MW	2,4602	0.10 max	1.0 max	1.0 max	0.040 max	0.030 max	15.5 18.0	16.0 18.0	53.0 55.0	W 3.75 5.25
R55				0.12 max	3.0 4.5	1.0 max	0.040 max	0.040 max	21.0 24.0	3.0 4.5	55.0 60.0	3.5 5.0
Kurşunlu Gunmetal	1400 LG4		2,1090	Sn 6.0 8.0	Zn 1.7 3.2	Pb 2.7 3.5						Denge
Monel		A494/744 M35-1	2,4360	0.35 max	1.25 max	1.50 max	0.030 max	0.030 max			Denge	26.0 33.0
Nickel		A494/744 CZ100		1.00 max	2.00 max	1.50 max	0.030 max	0.030 max			95.00 min	1.25 min
Titanium		B367 C-3	3,7055	0.10 max	Ti Denge	N 0.05 max	H .010 max	Fe .010 max	O .010 max			

SUMMARY

The economical construction and optimum reliable performance of centrifugal pumps, especially the chemical process pumps depends on selecting the right alloy. In an effort to apply corrosion principles to contained chemical systems, and in particular to centrifugal pumps, eight forms of corrosion and two forms of cracking phenomena are studied. These are namely; General Corrosion, Erosion, Localized Corrosion, Cavitation, Pitting, Crevice/Deposit Corrosion, Galvanic Corrosion, Intergranular Corrosion, Stress Corrosion Cracking and Corrosion Fatigue.

General corrosion leads to thinning at rather uniform rate around the entire surface. Castings suffer corrosion starting at the wall exposed to the fluid, such as impeller face of the casting. In some cases the corrosion product may be a protective passive film on the surface.

Erosion starts at a defined breakaway velocity of the fluid, removing the particles. There are two types of damage modes: Erosion Corrosion and Particle Erosion.

Cavitation occurs by the cyclic formation of bubbles in the liquid and the collapse of these bubbles at high speed. These rapidly imploding bubbles may produce shock waves with pressures as high as 4400 bars. This is beyond the yield strength of most common materials. Generally the damage is located around the eye of the impeller.

Pitting usually results in a cavity with approximately the same breadth and depth. As the breadth of the cavity increases so does the depth leading to a hole through the wall of the casing. Pitting is usually associated with stagnant conditions. It occurs in the direction of gravity and the action is very slow in the beginning. It is an autocatalytic process.

Crevice corrosion occurs in restricted areas, either metal to metal, or metal to non-metal. It is aided by the presence of deposits. In certain cases corrosion products deposits and forms a crevice.

Galvanic corrosion is attributed to the existence of two dissimilar metals when they are immersed in a corrosive and conductive solution. The metal which is corroding at a faster rate becomes anodic, while the other metal is cathodic.

Intergranular corrosion is due to the changes of concentration of the alloy materials in the boundaries of the crystal structures. The structural imperfections on the boundaries compared to the grain itself let the material corrode along the grain boundaries.

Stress corrosion cracking is related to the tensile stress and corrosion reaction. The surface net stress in contact with the pumped fluid is the controlling parameter. The cracks produced are perpendicular to the stress vector.

Corrosion fatigue results from cyclic tensile stress and corrosive fluid in contact. Most of the factors in stress corrosion cracking are also applicable in corrosion fatigue.

The acids most generally used by industry are sulfuric, nitric, phosphoric and hydrochloric acids; and these cause some of the most severe corrosion problems. The widespread use of these acids places them in an important position with regard to costs and destruction by corrosion. In some cases, corrosion increases with the concentration of the acid, in others it decreases. Oxidizing and reducing mixtures of acids and salts also causes different reactions to different materials. Velocity and aeration are factors that must be taken into consideration. Finally impurities in the system can cause severe problems. Selection of the most proper material to the solution in use is the method to be applied to lessen the effects of corrosion.

AÇIK KANATLI POMPA TASARIMINDA OPTİMUM KARAKTERİSTİKLERİN SEÇİMİ

Ethem TOKLU, K. Süleyman YİĞİT
Kocaeli Üniversitesi, Müh. Fak. Mak. Müh. Böl., KOCAELİ

İbrahim KILIÇASLAN
Kocaeli Üniversitesi, Tek. Eğt. Fak. Mak. Eğt. Böl., KOCAELİ

İsmail ÇALLI
Sakarya Üniversitesi, Müh. Fak. Mak. Müh. Böl., SAKARYA

ABSTRAKT

Bir pompa projelendirilirken elektrik motorunun gücü, devir sayısı, çark giriş ve çıkış çapları, giriş ve çıkış genişliği, uygun kanat tipleri, debi ve basma yüksekliği gibi karakteristiklerin optimum değeri seçilmelidir. Serbest akımlı çarklarda sadece debi kaybı değil, özellikle basınç ve yükseklik kayıpları da oluşmaktadır. Hareketli kanatlar ile karşıdaki gövde arasındaki akışın araştırılması sırasında basma yüksekliğinin, debinin, verimin ve mil gücünün aralık boşluğu ile orantılı değiştiği görülmektedir. Kanat çıkışı ve girişi arasındaki basınç farkından dolayı kanat sonu ve gövdesi arasında bir aralık akımı oluşmaktadır. Bu aralık akımı ile kanat arasındaki kısmı, bir basınç dengesi oluşturmaktadır. Giriş ağzı çapının ve kavitasyonsuz çalışma şartının müsaade ettiği en yüksek devir sayısı için en elverişli olan devir sayısı bulunur. Kanat yapısı ve kanat sayısı tesbit edilirken maksimum verime göre hesap edilmelidir. Kanat çıkış genişliğinin küçük olduğu yerde pompanın debisi ve basma yüksekliği küçük, çıkış genişliğinin büyük olduğu yerde ise debi ve basma yüksekliği büyük olmaktadır. Kanatların konstrüksiyon biçimleri pompanın önemli özelliklerinden birisi olup düz ve eğimli olabilir. Kanatlar belirlenirken, düz kanatlarda kanatların mil eksenine dik olmasına dikkat edilir. Ancak eğik kanatların tasarımı çeşitli yöntemlere göre gerçekleştirilir. Çark yüzeylerinin işlenmesinin, verimi olumlu yönde etkilediği görülmektedir.

1. GİRİŞ

Santrifüj pompalarda, hareketli kanatlar ile karşıdaki sabit gövde arasındaki akışta basma yüksekliği, debi, verim ve güç aralık boşluğu ile orantılı değişmektedir. Bu durumda, güç düşüşü önce azalmaktadır, belirli bir değerden sonra, sabit kalmaktadır. Hacimsel debinin değiştiği bölgede, verilen aralık genişliğinde, verim genellikle çok az değişmektedir. Maksimum verim için hacimsel debi, özgül kademe işi ve verime göre aralık genişliğinden daha az etkilenmektedir[1].

Aralık etkisinin araştırılmasında pompa da önemli olan parametreleri bulabilmek için ulaşılabilen tasarım verileri ve ölçümler şu ana kadar incelenen pompaların bir araya getirilmesiyle elde edilmiştir. Bu pompalarda, çarklar farklı oldukları için büyüklüğe ve devir sayısına bağlı olarak her bir parametrenin etkisi önceden tesbit edilememektedir. Reynolds sayısına bağımlılığın görülebilmesi için belirli hız ve uzunlukta Reynolds sayısının bilinmesi gerekir. Verimin aralık değişimine karşı hassasiyeti, Reynolds sayısı ile artacaktır[2].

2. KANAT KUVVETİ

Kanat çıkışı ve girişi arasındaki basınç farkından dolayı kanat sonu ve gövdesi arasında bir aralık akımı oluşmaktadır. Bu aralık akımı, iki kanat arasında, bir basınç dengesi oluşturmaktadır. Bu basınç dengesi aralıktaki debi direnci ne kadar düşüğe o derece daha kolay bulunacaktır. Aralıktaki debi direnci her şeyden önce sürtünme yoluna bağlıdır. Pompa için verilen herhangi bir aralık genişliğinde, kanat kuvvetinin artması ile kanat sonlarındaki akış azalır. Böylece, özgül kademe enerjisi ve iç verim, kanat kuvvetinin artması ile artacaktır[1].

Debi direnci, birçok kısımda meydana gelmektedir. Bir kısmı kanat alın yüzeylerinde, cidar sürtünmelerinden ve gövde cidar sürtünmelerinden dolayı oluşmaktadır. Bu durum özellikle dar kısımlarda büyük etki yapar. Aralık artırıldıkça, debi yavaş bir şekilde artacaktır. Çünkü, debi direnci, aralığın cidar sürtünmesi sonucu yükseldiği için, aralık debisi, kanat kuvveti küçük olduğu zaman hızlı bir şekilde yükselecektir. Bu nedenle, hassas pompalarda, aralık genişliğinin ince kanatlardaki değişimi, kalın kanatlardaki değişime göre daha büyüktür[6].

3. DEVİR SAYISI

Reynolds sayısının ve kanat kuvvetinin etkileri, bir takım olayların açıklanmasına yetmemektedir. Her bir parametrenin etkisi kesin olarak belli olmadığından ortak bir parametre aranmalıdır. Bu parametreler pompaların özel durumlarından bağımsız olmalıdır. Diğer parametreler ile dönme sayıları arasında bir ilişki kurabilmemiz için pompaların dönme sayıları önceden belirlenmelidir. Bu belirleme yapılırken iki durum kabul edilebilir. Bunlardan birincisinde teorik debinin bilinmediği, ikincisinde ise teorik debinin bilindiğidir.

Yapılan incelemeler sonucunda; özgül kademe enerjisi aralık genişliğinin değişimine göre dönme sayısı ile beraber artmaktadır. Bunun anlamı, yavaş dönen çarkların, aralık genişliğinin değişimine pek bağlı olmadıkları, ancak orta ve yüksek devirli çarklarda ise 3 ile 6 katı kadar bağımlı olduğu söylenebilir[3].

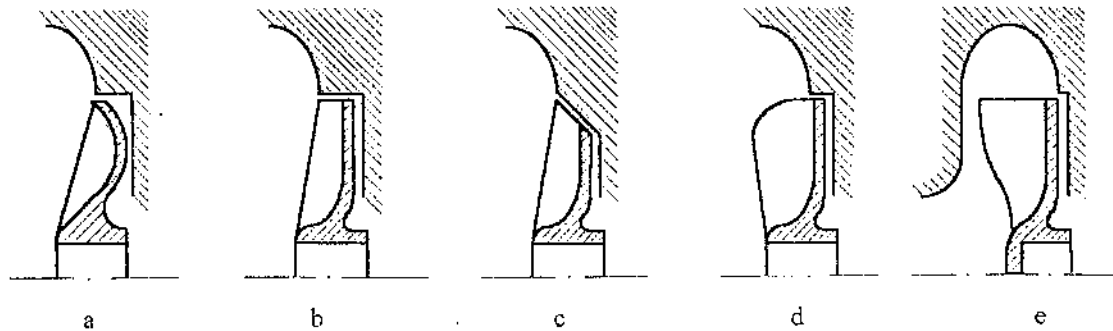
Verilen bir H basma yüksekliği için u_2 çevresel hızı belirli sınırlar arasındadır. Belirli bir u_2 hızı için devir sayısı ile değişen D_2 çapıdır. D_2 ne kadar büyükse b_2 genişliği o kadar küçük olur. u_2 değişmez kabul edilirse disk sürtünmesinden doğan kayıplar D_2^5 ile orantılı olur. Bu yüzden giriş ağzının D_0 çapı ile belirlenen sınırdan büyük kalmak şartıyla, en küçük D_2 çapı ve buna tekabül eden en yüksek devir sayısı en uygun değerdir[7].

Fakat giriş ağzının D_0 çapı keyfi olarak seçilemez. Gerçekte giriş ağzı kesiti ve giriş hızının değeri tesbit edilir. Giriş hızı değeri ancak kaviteasyonun müsaade ettiği sınıra kadar artırılabilir. Kanatların uzunluğu basıncın fonksiyonu olan lüzumlu taşıyıcı yüzeyin değerini tesbit eder ve D_2/D_1 oranı keyfi olarak azaltılamaz. Bu oranın mümkün olan en küçük değeri ancak alçak basınçlarda kullanılabilen eksensel çarklara tekabül eder. $D_2/D_1 = 1,5$ değerinin altındaki oranlar yüksek basınç hallerinde ancak mümkün olur.

Giriş ağzı çapının ve kaviteasyonsuz çalışma şartının müsaade ettiği en yüksek devir sayısı için, en elverişli olan devir sayısı bulunur. Sistemin diğer karakteristik büyüklükleri göz önüne alınarak en uygun devir sayısı tesbit edilmelidir[9].

4. KANAT YAPI BİÇİMLERİ

Son yıllarda, piyasaya değişik yapı biçimlerinde, açık kanatlı pompalar sürülmüştür. Şekil 1'de görülen kanatlar serbest akımlı pompalarda en çok kullanılan modellerdir.



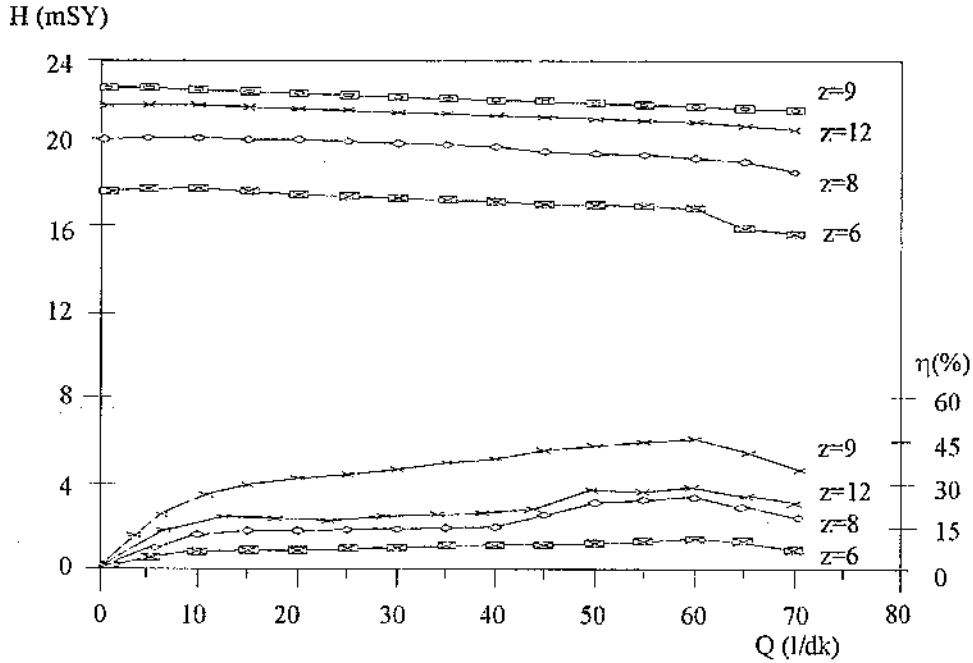
Şekil 1. Değişik kanat biçimleri.

Şekil 1.b en yaygın kullanılan çark tipidir. Bu modelde göze çarpan esas özellik; çark çıkışındaki ortak merkezli bir sınırlamanın olmasıdır. Böylece sirkülasyon akımının zorlanacağı ve bunun sonucu olarak normal bir santrifüj pompaya oranla, bu tür pompaların veriminin artırılması düşünülmüştür[8].

Şekil 1.c ve şekil 1.d 'de yeni model pompalar gösterilmiştir. Şekil 1.c ve şekil 1.d 'deki çark çıkışındaki bükülme ve eğilme, sıkışmanın önlenmesi için düşünülmüştür. Bu son yapı biçiminde çark gövdeden ön tarafa alınmıştır. Şekil 1.c 'deki yapı biçiminde olan kanatlar, çıkışının yanından tekrar kanat ucunu gövde cidarının emme bölgesine götürmüştür. Böylece daha iyi bir verim elde edilmiştir. Bu tip çarkın kanat sayısı azdır, dolayısıyla kanat aralıkları fazladır.

5. KANAT SAYISI

Kanat sayısı (z) ile gösterilir. Şekil 2. 'de basma yüksekliği-hacimsel debi ve verimin kanat sayısı ile olan değişimleri gösterilmiştir. Literatürde kanat sayısının pompa karakteristikleri üzerine etkileri detaylı incelenmiş olup en iyi değerler kanat sayısı tek olan çarklardan elde edilmiştir[7].

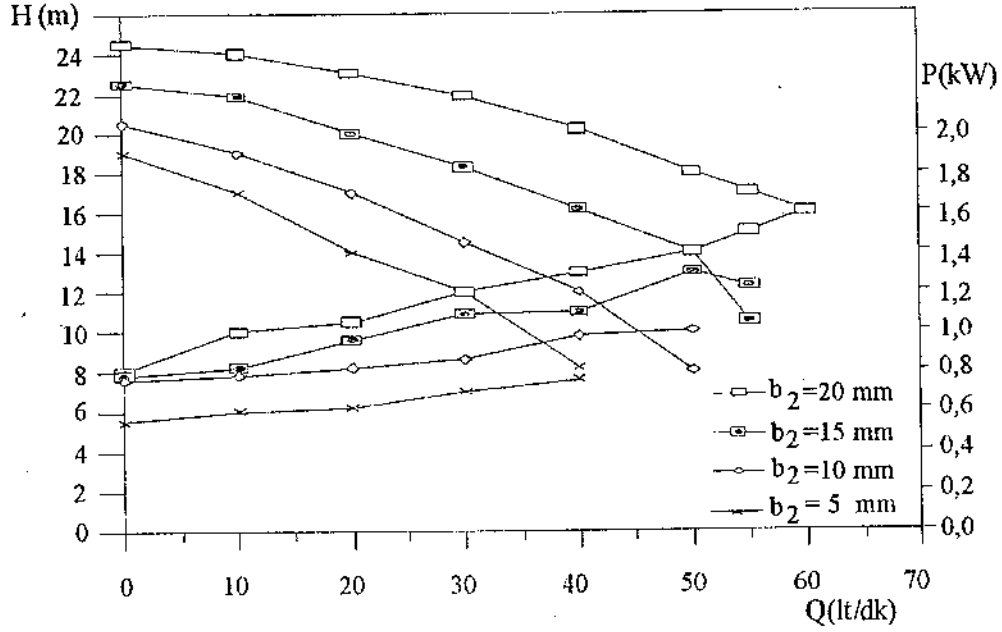


Şekil 2. Kanat sayısının basma yüksekliği ve verime etkisi

6. KANAT GENİŞLİĞİ

Santrifüj pompalarda, serbest akım teşekkülündeki (b_2) yani çark genişliği debi için esastır. Şekil 3.'te görüldüğü gibi serbest akımlı pompalardaki çark genişliği, gövde aynı kalmak koşuluyla, basma yüksekliğinin değişimi incelenmiştir. Küçük çark genişliğinde, debi küçüktür. Çark genişliği arttıkça hem debi, hemde basma yüksekliği artmaktadır[8].

Bir çarkın genişliği $b_2 = (0.25 - 0.3)D_m$ olarak önerilmektedir. Bu değerler arasında en elverişli verim ve basma yüksekliği elde edilir. Burada b_2 için ortalama bir değer söz konusudur. Bu değer serbest akımlı pompalarda önceden tesbit edildiği için çok kesin sonuçlar elde edilmektedir. Bu sonuçları küçük çark genişliklerinde elde etmek zordur. Genellikle uygulamada, b_2 çark kanat genişliği küçük seçilmektedir[5].



Şekil 3. Çark genişliğinin, debi, basma yüksekliği ve güce göre değişimi.

7. KANAT AÇISI

Şekil 4' te (a) çarkından (h) çarkına kadar değişik giriş ve çıkış açıları gösterilmektedir. Bu çarklarda (b_2) çark genişliği her yerde aynıdır. En yüksek basma yüksekliği $\beta_1=\beta_2=90^\circ$ olarak imal edilen düz çarklarda elde edilmektedir.

Çark	a	b	c	d	e	f
β_2°	90	90	30	70	112	90
z	12	10	9	8	12	9
$\eta\%$	49,8	47,6	48	48,4	47,8	49,3

Tablo 1. Değişik kanat sayıları ve çıkış açılarında pompa genel verimi değişimi

İncelenen 6 değişik tip çark; düz, öne ve geriye eğimli çark olup her bir model için değişik kanat sayıları için araştırmalar yapılmıştır.

9. KANATLAREN PROJELENDİRİLMESİ

Kanatların konstrüksiyon biçimleri pompanın en önemli özelliği olup düz, geriye eğimli veya öne eğimli olabilir. Çark kanatları planlanırken düz kanatlarda kanatların mil eksenine dik olmasına dikkat edilir. Ancak eğik kanatların tasarımı çeşitli yöntemlere göre gerçekleştirilir. Bu yöntemler tek daire metodu, çift daire metodu ve nokta nokta kanat çizim metodlarıdır. Genel olarak, çark çapı 100 mm den daha küçük olanlarda tek daire metodu, 100 mm den daha büyük olanlarda ise çift daire veya nokta nokta çizim metodları önerilmektedir[3].

10. SONUÇ

Pompa tasarımında karakteristik büyüklüklerin, optimum değerlerinin tesbit edilmesi, enerji tasarrufu ve verimin maximum olması açısından önemlidir. Çark boyutlandırılırken, giriş ve çıkış çaplarının, giriş ve çıkış genişliklerinin; pompa debisini, manometrik yüksekliği ve harcanan elektrik enerjisini doğrudan ilgilendirdiğini gözönünde bulundurarak, en ideal değerleri tesbit edilmelidir.

Kanat açıları ve enme giriş yolunun şekil ve grafiklerdeki en uygun değeri, tesbit edilmelidir. Çark yüzeylerinin işlenmesinin, verimi olumlu yönde etkilediği diğer araştırmacıların yaptığı deneylerden görülmektedir. Pompa karakteristiklerini etkileyen önemli etkenlerden birisi de devir sayısıdır. Pompanın çalışması gereken devir sayısı, verimin maximum olduğu devir sayısıdır[9].

12. KAYNAKLAR

- [1]- Balje, O.E., Turbomachines. A Guide to Design, Selection and Theory, John Wileyu. Sons, New York, 1981.
- [2]- Çallı, İ., Santrifüj Bir Pompa Salyangoz Çıkışında Yapılan Ölçmeler ve Salyangoz Dili Etkisinin Deneyisel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul, 1986.
- [3]- Ganter, M., Experimentelle Untersuchungen des Spaltverlustes Radialer Kreiselpumpen mit offenem Laufrad, Vonder Fakultat für maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolowilhemina zu Braunschweig, 1985.
- [4]- Çallı, İ., Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi, Kocaeli, 1991.
- [5]- Özerengin, F., Santrifüj ve Eksenel Akımlı Pompalar, Özellikleri, Hesap Metotları, Konstrüksiyon, Kurtuluş Matbaası, İstanbul, 1972.
- [6]- Pfeleiderer, C., Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, 5. Auflage, Springer-Verlag, 1961.
- [7]- Tang, G.L., Optimum Design of Centrifugal Impeller, II. International Conference on Pumps and Fans, V.1, P.319, China, October 17-20, 1995.
- [8]- Yiğit, K.S., Taşıt Motorlarında Kullanılan Açık Kanatlı Pompaların Aralık Kayıplarının Teorik ve Deneyisel İncelenmesi, Doktora Tezi, Kocaeli, 1994.
- [9]- Yiğit, K.S., Sözbir, N., Saraç, H.İ. and Çallı, İ., Experimental Investigation of Optimum Centrifugal Pump Speeds, II. International Conference on Pumps and Fans, V.2, P.501, China, October 17-20, 1995.

SELECTION OF THE OPTIMUM CHARACTERISTICS IN OPEN IMPELLER PUMP DESIGN

SUMMARY

During the design of pump, some characteristics features such as power of electrical motor, rotation speed, head and flow rate, optimum values could be chosen. In free flow vanes, there occur not only flow lost but also pressure and head lost.

Investigation of flow between the blades and body, is seen that head, flow rate, efficiency and power charge proportional with clearance.

Due to pressure difference between exit and entrance of the blade, tip flow is occurred between end of the blade and body.

Maximum efficiency should be considered when it is find number and shape of blade. The shape of blade is the importance characteristic of pump, can be smooth and curved.

The processing of vanes surfaces are increased the efficiency.

New Test Bed for Tubular Casing Pumps

By Lech BOBOWSKI

HALBERG Maschinenbau GmbH, Ludwigshafen, Germany

ABSTRACT

For the testing of tubular casing pumps a new test bed was built at the HALBERG company. With its closed measuring loop in concrete and steel design with adjustable system pressure, acceptance testing in accordance with all standards, incl. measurements of NPSH at original speed are possible. Maximum measurement sizes: flowrate 17 m³/s, delivery head 60 m, NPSH_{available} = 20 - 6 m. The distinguishing feature of this test bed lies in the very low system losses; thus, large axial tubular casing pumps with small delivery heads can be measured. Experience gained with first test runs are shown below.

INTRODUCTION

Tubular casing pumps are machines which convert large quantities of energy. The costs of such a pump are but a fraction of the costs incurred by the energy it consumes. That is why the pump efficiency is crucial to the selection of a pump. Further factors, such as the suction properties NPSH(Q) and the characteristic curve H(Q) are important for the pump operation in the system.

These parameters are guaranteed by the manufacturer, on the basis of tough acceptance test standards. The customers' demand is for a test run which should simulate the operation in the system as exactly as possible. This means similar speed and similar NPSH_{available}.

The test run is conducted on special test bays which are to meet numerous requirements. Improving measures at HALBERG involved the closure of the old test bed for tubular casing pumps. In 1995/96, a new state-of-the-art test bed applying the experience gained and complying with the latest standards was built at Ludwigshafen.

TUBULAR CASING PUMPS

Tubular casing pumps are used as cooling water pumps in power plants, for irrigation and drainage.

The design of the hydraulics is usually as follows (Fig.1):

Mixed flow impeller.

Propeller: mixed flow and axial, with blades either fixed or adjustable during operation.

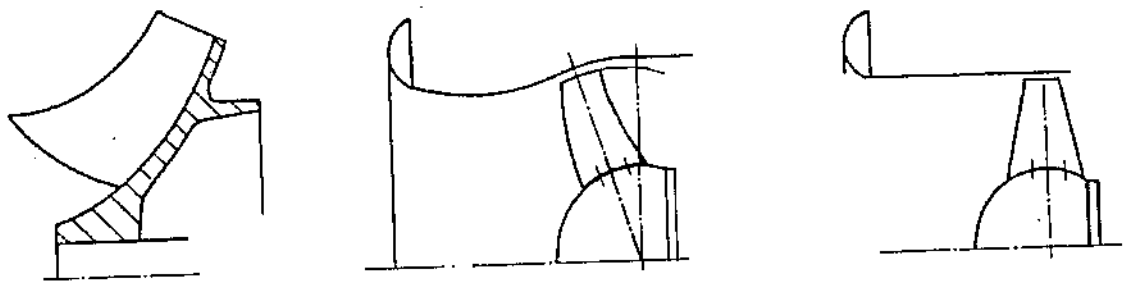


Fig.1. Tubular casing pumps - shapes of hydraulics

Duty points of the range: $Q = 0.02 - 24 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 2 - 100 \text{ m}$.
Speed: $n = 100 - 1000 \text{ rpm}$
DN 80 to 2000 mm.

Tubular casing pump designs are exemplified in Fig.2 and 3.

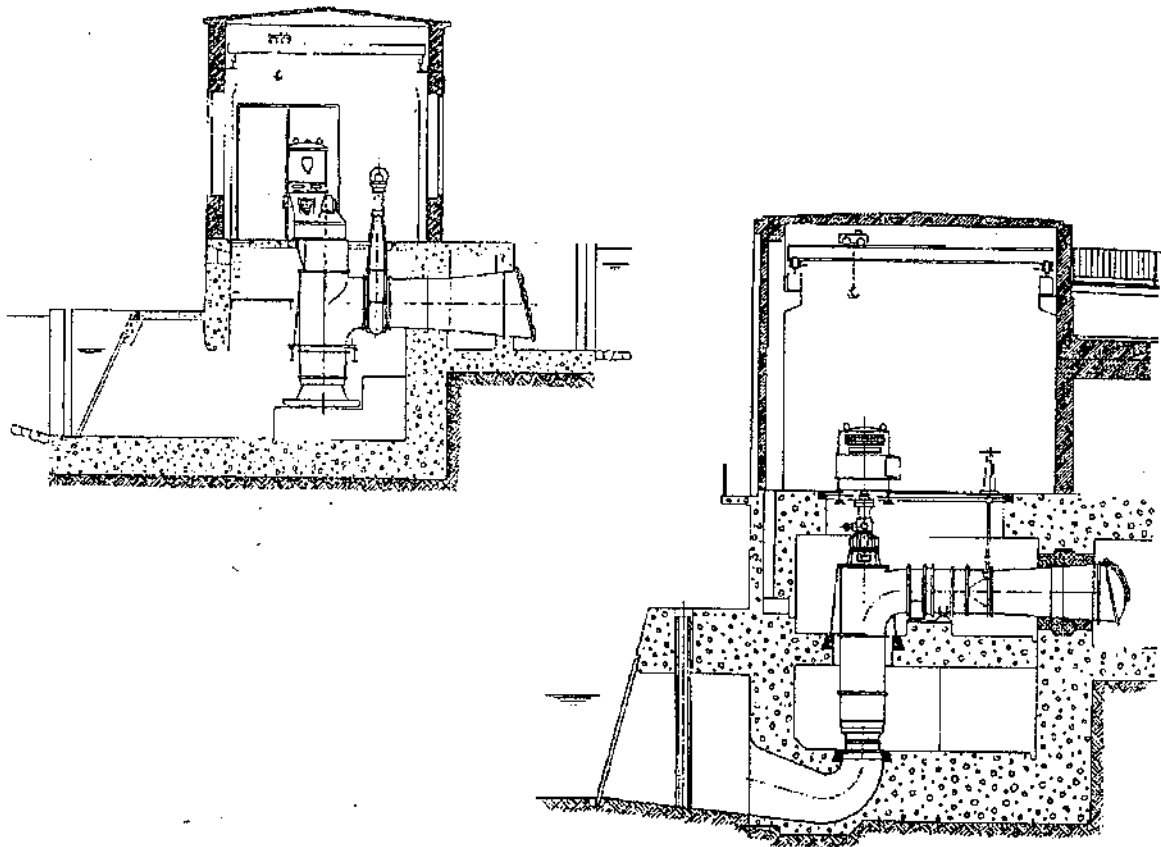


Fig.2. Examples of installations of vertical tubular casing pumps with a device for blade adjustment during operation for irrigation and drainage pumping stations

LIST OF REQUIREMENTS

Following are the central points of the requirement list for the new test bed:

1. Data of the largest pump to be tested:
 - Flowrate $Q_{\max} = 17 \text{ m}^3/\text{s}$,
 - Delivery head $H_{\max} = 60 \text{ m}$,
 - Power consumption $P_{\max} = 4.0 \text{ MW}$ at 50 and 60 Hz.
 - Diameter of the inlet bellmouth $D_{0\max} = 2.0 \text{ m}$,
 - Pump weight $G_{\max} = 40 \text{ t}$,
 - Pump length with motor and gear $L_{\max} = 15.0 \text{ m}$,
 - $\text{NPSH}_{\text{system}} = 20 - 6 \text{ m}$, infinitely variable,
2. Physical quantities to be measured:

Flowrate	Q ,
Pressure, delivery side	P_d ,
Pressure, suction side	P_s ,
Pump speed	n ,
Power consumption of the motor	P_1
or torque	M ,
Water temperature	t_w ,
vibrations,	
sound pressure level.	
3. Water temperature
 - $t_w = 10 - 40 \text{ }^\circ\text{C}$.
4. Number of the pumps to be tested at the same time - 2.
5. No air pockets must form in the pipeline and the channels.
6. The inlet chamber is to be tested in a model test.
7. Losses in the loop should be lower than 5 m at $17 \text{ m}^3/\text{s}$.
8. Additional testing potential for:
 - Vertical condensate pumps,
 - Sludge mixers,
 - Electro-submersible pumps.
9. Inspection of the pipelines and the closed chamber should be possible.

DESCRIPTION OF THE NEW TEST BED

On the new test bed hydraulic and mechanical tests of all types of tubular casing pumps manufactured by HALBERG are possible; it is designed for acceptance tests complying with all current acceptance test standards, for example DIN 1944, ISO, Hydraulic Institut.

It is a concrete construction with steel pipelines underground. Thus, most of the precious hall area above the test bed can be used. The dimensions: length: 27.2 m, width: 15.4 m; depth: 7.15 m.

The measuring set-up has the shape of a loop the pressure of which ($= \text{NPSH}_{\text{available}}$) can be adjusted via a system pressure tank. Fig. 4 shows a cut-away view of the new test bed with mounted mixed flow pump. In a closed chamber the water flows towards the pump to be tested. This pump is set up in a tower and driven by the customer's or a test bed motor. The water is pumped by the test pump through a manifold and then led into the 4 measuring lines (2 x DN 1200, DN 900, DN 600). There, the flowrate is measured by means of magnetic inductive flowmeters. The measuring lines are equipped with throttle valves for the adjustment of the measuring points (flowrate and head). A collecting pipe connects the measuring lines with a pipeline of DN 2000 which returns the water to the closed chamber.

Above the closed chamber there is an open basin serving as a water reservoir. The testing area has its own well supplying it with water. There is the additional possibility of exchanging water with the test bed for volute and

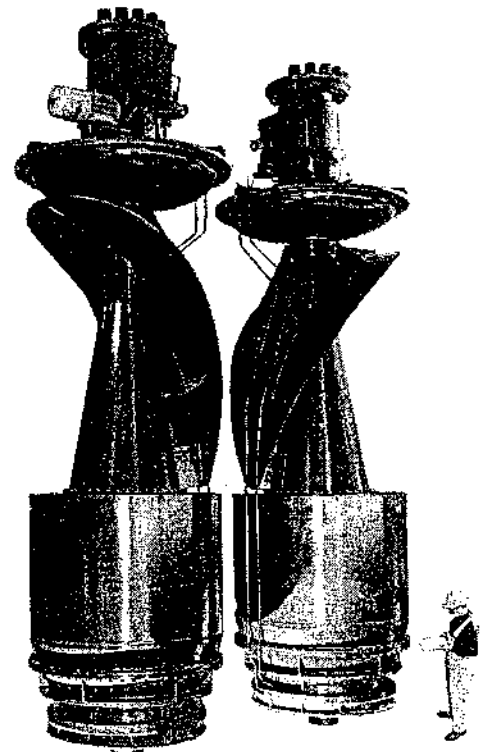


Fig.3. Vertical propeller pumps

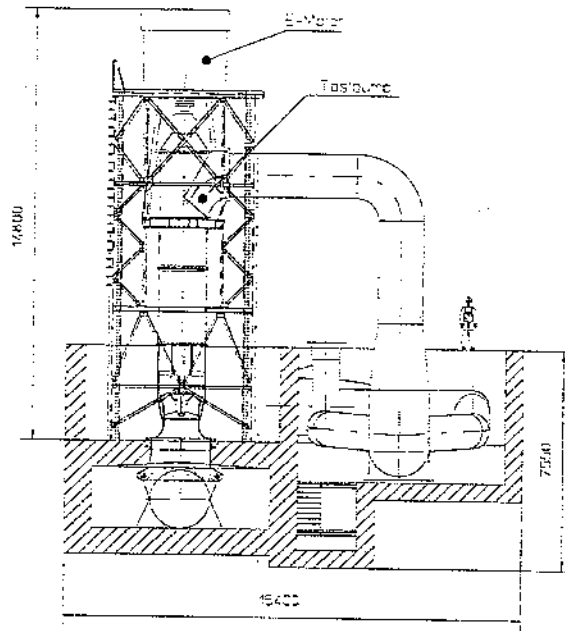


Fig.4. Cut-away view of the new test bed

split casing pumps. A filter unit keeps the water of both test beds clean. The water volume is 316 m³ in the loop and 250 m³ in the open basin.

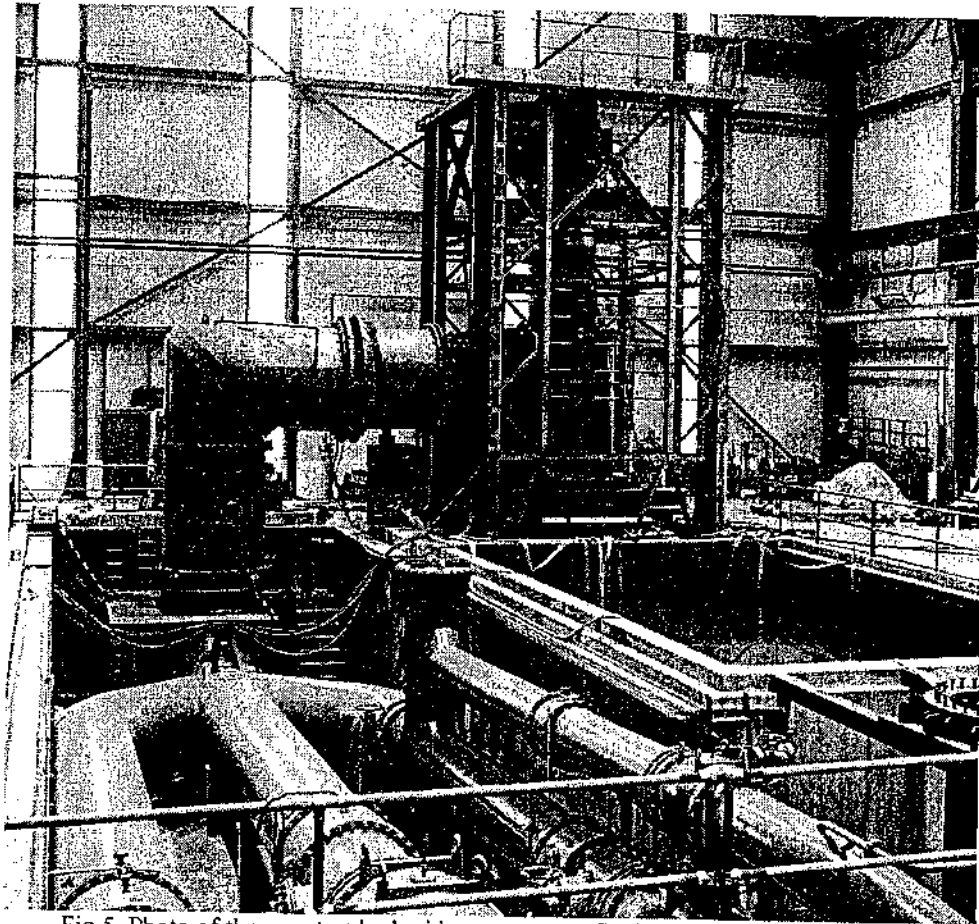


Fig.5. Photo of the new test bed with a test pump RAZA 16001 (still uncovered)

As on the previous test bed, it is possible to measure the suction properties of tubular casing pumps by means of an NPSH test at original speed [1]. The flow in the closed chamber can be observed through a window in a water-tight door. This door provides an access to the closed chamber e.g. to check the impeller of a mounted pump from inside.

Great care has been taken to design the measuring loop and its flow properties such that hydraulic resistance is kept to a minimum. This is a quality parameter for such a test bed. Large axial pumps deliver great flowrates at small heads. In order to be able to measure such pumps the losses of the measuring loop while all throttle valves are open must be smaller than the head of the pump. For this reason, the critical points - manifold, collecting pipe - have been designed to get an optimum flow.

All measured data are recorded and evaluated by a computerised data acquisition system.

Moreover, other pump types are also tested on the new test bed - due to a connection to the system with adjustable system pressure a booster pump is not necessary. Set-up and measurement are thus made easier.

A rotoscope as described under [2, 3] is used to observe irregular flow patterns (cavitation, partial load recirculation) at the impeller inlet. With this optical device rotating objects can be continuously observed as if the observer rotated with them. This is an advantage over the traditional observation using stroboscopic light where just an instant per revolution can be made visible. With a rotoscope unsteady flow patterns can be examined more precisely. A continuous picture intensity is kind to the observer's eyes. Conversely, if stroboscopic light is used a relatively low flash frequency resulting from the speed of the pump will strain the eyes. The rotoscope is coupled with a video camera, the picture is displayed on a screen and recorded. With this equipment the tubular casing pumps can be optimised further. In this respect, a scientific cooperation with university institutes has been envisaged.

COMPUTER-AIDED FORECASTS OF THE FLOW BEHAVIOUR IN INLET CHANNELS BY USING A NUMERICALLY SIMULATED FLOW

The design of the pump chamber (see Fig. 4) was optimised in a model test. An approach flow to the test pump without wall or bottom vortices and a uniform velocity distribution without pre-rotation was aimed at. In addition, the entire loop was simulated numerically.

With the aid of numeric calculation procedures it has become possible during the last few years to calculate three-dimensional flows on standard computers (workstations, personal computers) considering all the important physical parameters. For this purpose, the three-dimensional flow field is discretised by means of a net and the conservation equations (equations for mass, impulse, energy) also called Navier-Stokes-equations, numerically solved. The conservation equations include the complete physics, i.e. the inertia, friction, pressure and volume forces of the flow are taken into account. If required, the conservation equations can also be solved for transient flows (flows changing from time to time).

The use of flow simulation is not limited to simple geometries. With the grid generators available today any three-dimensional grids can be generated easily. By the use of flow simulation the performance of model tests (e.g. for inlet chambers) can be dispensed with. By means of modern computers and software products a calculated flow can be made visible and conclusions can be drawn from these results about necessary corrections.

FIRST EXPERIENCE

Two axial pumps of the RAZA 16001 type for the land reclamation plant at Varel (Northern Germany) were the first pumps to be tested; guaranteed data: $Q = 7 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 5 \text{ m}$, $n = 210 \text{ rpm}$, propeller diameter $D_A = 2,000 \text{ mm}$. Fig. 7 shows a photo of the rotor of this pump.

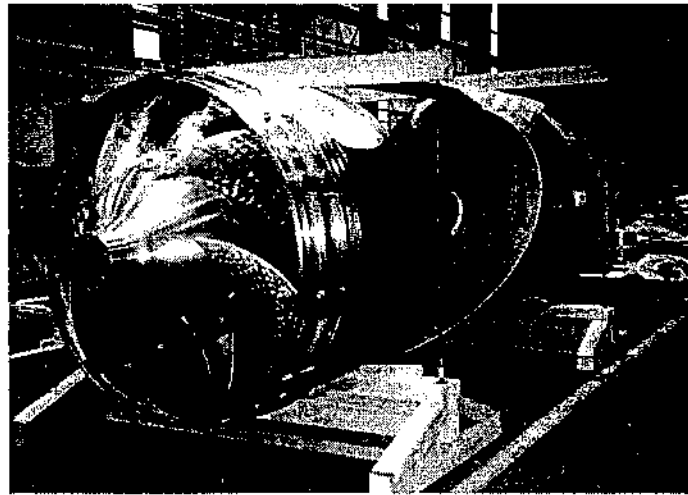


Fig.7. Rotor of pump RAZA 16001

This test run was at the same time a test for the system losses of the loop. The measurement has shown that these losses are very small and the characteristic curve $H(Q)$ can be measured at a great Q -range. The actual system losses corresponded to the expected data. The characteristic curve $H(Q)$ of this pump and the system curve measured are shown in Fig.8.

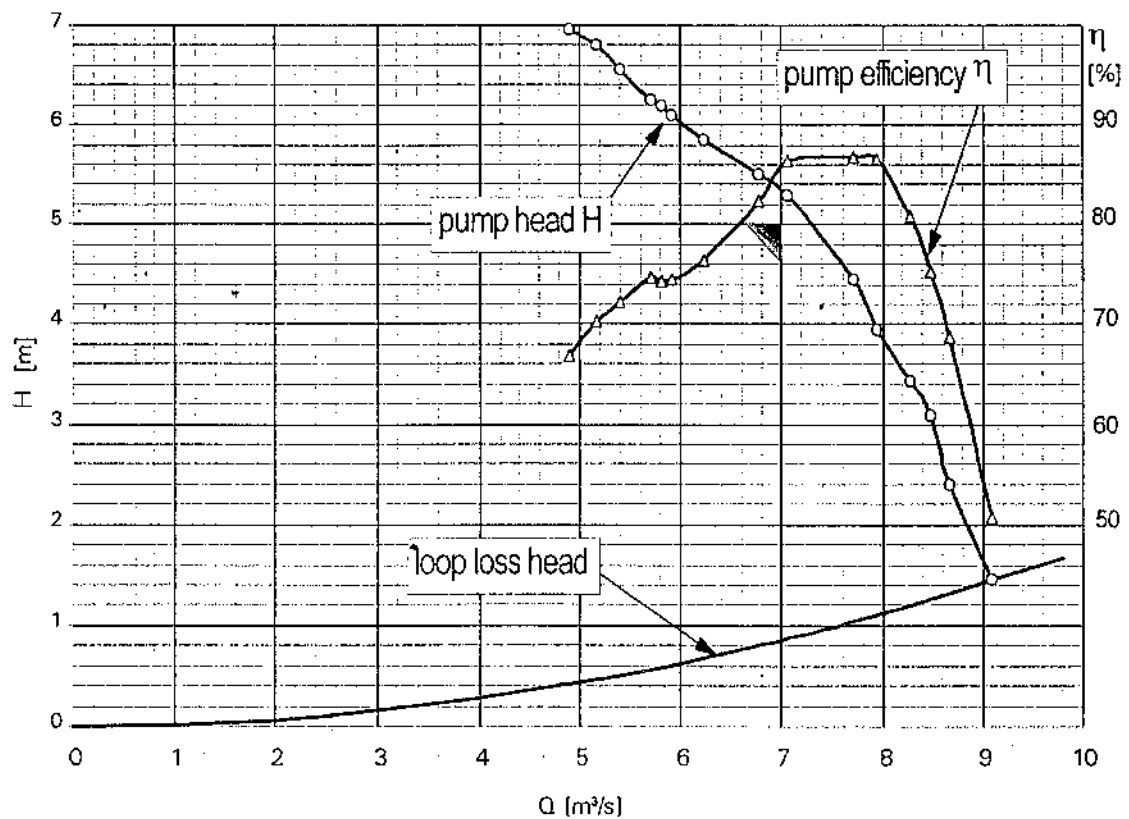


Fig.8. Characteristic curve measured - pump RAZA 16001

Four main cooling water mixed flow propeller pumps of type RKVA 18001 with the guaranteed data $Q = 9.2 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 20 \text{ m}$, $P_{\text{Motor}} = 2.4 \text{ MW}$, $n = 340 \text{ rpm}$ for the Schwarze Pumpe power plant (Germany) followed the first pump. For these pumps our customer required an NPSH measurement. And here again, the performance of the new test bed proved optimal.

Further acceptance will come up soon for the following pumps, so that we clearly can prove the high performance of our new test bed:

- * four cooling water pumps, RTNA 12001 (mixed flow), $Q = 4.1 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 61 \text{ m}$, $P = 3 \text{ MW}$,
- * two main cooling water pumps, RKVA 12002 (2-stage mixed flow propeller, adjustable during operation), $Q = 3.2 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 29.0 \text{ m}$, $P = 1.0 \text{ MW}$.
- * two main cooling water pumps RKVA 2200 (mixed flow propeller, adjustable during operation), $Q = 11.7 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 22.7 \text{ m}$, $P = 3.0 \text{ MW}$.

CONCLUSIONS

1. A compact test bed for tubular casing pumps was successfully built at HALBERG. With this testing facility all acceptance test measurements can be conducted.
2. The resistance of the system is very small so that large axial pumps with relatively low delivery heads can be measured.
3. Observations of the rotating impeller facilitate the study of flow phenomena such as cavitation and partial load recirculations.
4. Other pump types, such as split casing pumps, electro-submersible pumps, condensate extraction pumps, sludge mixers, can also be tested on the new test bed.

References:

- [1] Lottermoser, H. "Pumps on Test Bed", VGB Kraftwerkstechnik 72 (1992), Number 5, pp. 375 - 377.
- [2] Fischer, K., Thoma, D., "Investigation of the Flow in a Centrifugal Pump", Trans. ASME, Vol. 54, 1932, pp. 141-155.
- [3] Lennemann, E., Howard, J.H.G. "Unsteady Flow Phenomena in Rotating Centrifugal Impeller Passages" Transactions of the ASME - Journal of Engineering for Power, January 1970, pp. 65 - 72.

POLİPROPİLEN ESASLI BORU VE FİTTİNGLERDE YÜK KAYIPLARININ İNCELENMESİ

A.İbrahim Gentez

Y.T.Ü. Makina Fakültesi

Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı

Ertan Yoldaş

Y.T.Ü. Makina Fakültesi

Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı

ABSTRAKT:

Bilindiği gibi, paslanabilen malzemeden mamul borulardan akışta, malzeme yüzey pürüzlülük mertebesi yük kaybının artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla, hidrolik pürüzlülüğe haiz boruların kullanım alanlarının çakıştığı uygulamalarda kullanılan plastik esaslı malzemeden mamul ve kalitelerini daha ziyade renkleri ile özetleyen borularda yüzey pürüzlülüğünün yok denecek kadar az olması enerji kaybı bakımından bu tür boruların önemini arttırmaktadır. Ancak, tesiste bu tür bir borunun kullanılması arzu ediliyor ise, sistemde kullanılacak ve lokal enerji kaybına neden olacak fittinglerde meydana gelecek yük kayıplarının biliniyor olması gerekir.

Bu amaca uygun olarak, daha önce yapılan çalışmada, piyasada mevcut ve test edebilme imkanı bulabildiğimiz fittingler için akım yönü de gözönüne alınmak suretiyle belirlenmiş kayıp katsayıları referanslarda yer alan ilgili makalede sunulmuştur.

Burada, deneysel çalışma sonucu belirlenen kayıp katsayılarına göre, herbir elemandan geçen akışkan miktarı (debi) ile meydana gelecek yük kaybı değişimi grafik olarak sunulmuştur.

1.GİRİŞ:

Tesisat Mühendisliğinde, akışkan ortam naklinin sözkonusu olduğu bir sistemin proje safhasındaki hesaplamalarında öngörülen akım debisinde meydana gelecek enerji (yük) kaybının doğru olarak belirlenmesi büyük bir önem taşır. Bunun için, sistemin çok iyi analiz edilerek yük kaybına neden olacak elemanların uygun seçilmesi ve kullanılması gerekmektedir. Örneğin; herhangi bir sistemde kullanılacak boruda, arzu edilen akım debisinde oluşacak düz boru (sürekli) yük kaybı, artan hidrolik çap ile azalır iken buna karşılık borunun maliyeti artar. Dolayısıyla, enerji sarfiyatı bakımından ekonomik olan büyük çaplı boru, satınalma maliyeti açısından ekonomik olmamaktadır. Görüldüğü gibi, tesiste kullanılması düşünülen borunun ekonomik çap değerinin belirlenmesi proje safhasında halledilmesi gereken bir konudur./1/.

Herhangi bir tesisat sisteminde ön görülen akım debisinde meydana gelecek yük kayıplarını pratik olarak yok etmek mümkün değilse de, kullanılacak elemanların uygun seçilmesi ve yerleştirilmesi ile minimuma indirmek mümkündür. Örneğin, yüzey pürüzlülüğüne haiz malzemeden imal edilen borulardan akışta, yüzey pürüzlülük mertebesinin artması yük kaybını arttıracaktır. Bu nedenle, hidrolik pürüzsüz malzeme (cam, bakır, kurşun vb.)den mamul borular düz boru enerji kaybı bakımından daha avantajlıdır. Dolayısıyla, kullanım alanlarının çakıştığı uygulamalarda yüzey pürüzlülük mertebesi yok denecek kadar az olan polipropilen random kopolimerden imal edilen borular enerji kaybı bakımından önem kazanmakta, sıcak ve soğuk su tesisat sistemlerinde kullanımı gün geçtikçe yaygın hale gelmektedir. Sözkonusu bu borular kısaca PP-Tip3 olarak tanımlanmakta ve imalatçı firmanın yapım esnasında seçtiği renge göre anılmaktadır. Her ne kadar TSE, polipropilen boru sistemleri için TS9937 ve TS11451 olarak iki ayrı standart hazırlamış ise de, bu tür borular kalitelerini daha ziyade renkleri ile özetlemektedir. Uygulamada bu tür bir borunun kullanılması mümkün olabiliyor ise, tesiste kullanılacak ve lokal enerji kaybına sebebiyet verecek olan tüm elemanların (manşon, TE geçiş, redüksiyon, kavis, dirsek, nipel v.b.) enerji kayıp katsayılarının imalatçı firma tarafından yapılmış (veya yaptırılmış) deneysel çalışmalar sonucu belirlenmiş ve kullanıcıya sunulmuş güvenilir değerler olması gerekir. Bu arada, lokal yük kaybına neden olan elemanların boru devresinde aralarında akım çizgilerinin düzelmesine imkan sağlayacak kadar uygun bir mesafe olması gerektiği ve bu koşullar altında sözkonusu elemanlar için verilen kayıp katsayısı değerlerinin geçerli olabileceği unutulmamalıdır. Her ne kadar, imalatçı firmalar tarafından verilen kayıp katsayısı değerleri, enerji sarfiyatının belirlenmesi için yeterli ise de, uygulama esnasında öngörülen akım debisinde, kullanılması

düşünülen elemanda meydana gelecek enerji kaybının doğrudan belirlenebilmesini sağlayacak abakların verilmesi çok daha uygundur.

Bu çalışmada, yukarıda belirtilen amaca uygun olarak, kayıp katsayısı değerleri deneysel olarak belirlenen elemanlarda meydana gelen yük kayıpları hesaplanarak, grafik olarak sunulmuştur.

2.YÜK KAYIPLARININ İNCELENMESİ:

Deneysel Hidromekanikte düz boru (sürekli) yük kayıp katsayısı olarak tanımlanan Darcy sayısı, λ ve Fanning sayısı, C_f arasında $\lambda=4.C_f$ ilişkisi olup, Sınır Tabaka Akım Teorisinde, dairesel kesitli pürüzsüz düz borulardan türbülanslı rejimde iç akım olayında;

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = -1,81 + 4,07 \log_{10}(2.Re.\sqrt{C_f}) \quad (1)$$

bağıntısı çıkarılmıştır./2/.

Böylece, hidrolik pürüzsüz bir borudan akışta, akımın Re sayısı yardımıyla düz boru kayıp katsayısı C_f , (1) no'lu bağıntıdan hesaplanmalıdır. Ancak, ifadenin her iki yanında C_f 'in yer alması hesaplamada problem teşkil eder. Bu nedenle, (1) no'lu denklemin kullanılması durumunda;

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = 4 \log_{10} \left(\frac{d}{2.k} \right) + 3,48 \quad (2)$$

bağıntısından belirlenecek C_f değerinden başlamak suretiyle, ifadenin her iki tarafı arasında 1.10^{-4} mertebesinde fark oluşuncaya kadar işleme devam edilerek C_f değeri bulunmalıdır.

Bu çalışmada, hidrolik pürüzsüz borularda C_f 'i pratik olarak belirlemek gayesiyle, Blasius tarafından hidrolik pürüzsüz bakır ($k=1,5.10^{-3}$ mm) borular için çıkarılmış;

$$C_f = 0,079 / Re^{0,25} \quad (3)$$

bağıntısı kullanılacaktır.

Deneysel olarak, hidrolik pürüzsüz varsayılacak herhangi bir silindirik borudan akışta, C_f 'in belirlenmesi çalışmalarında; ön görülen akım debisinde belirlenen Reynolds sayısı ve belirlenen birim boy yük kaybı (J) yardımıyla hesaplanan düz boru yük kayıp katsayısı (C_f), (1) no'lu denkleme uygun sağlamalıdır.

Boru malzemesi yüzey pürüzlülük mertebesi türbülanslı akımda laminar alt sınır tabaka oluşumunu etkileyeceğinden hız dağılımı, hidrolik pürüzsüz borular için verilen bağıntı ile yansıtmayacak ve bu tür borular için (1) no'lu bağıntı geçerli olamayacaktır. Hidrolik pürüzlü borularda yük kayıp katsayısının belirlenmesi için en uygun formül, Colebrook ve White tarafından önerilen ,

$$\frac{1}{\sqrt{C_f}} = -4 \log_{10} \left(\frac{2,51}{2.Re.\sqrt{C_f}} + \frac{k}{3,7.d} \right) \quad (4)$$

bağıntıdır.

Burada k; ortalama yüzey pürüzlülük mertebesi olup, d; borunun hidrolik çapıdır. (4) no'lu bağıntının kullanılmasındaki güçlük de, ifadenin her iki yanında C_f 'in yer almasıdır. Bu konuda; Newton-Raphson ve False-Position yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilen bilgisayar çözümleri, ref.3 'de verilmiştir.

$T=20^{\circ}\text{C}$ 'de su için, ortam yoğunluğu $\rho=998 \text{ kg/m}^3$ ve kinematik viskozite $\nu=1,02.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ alınarak suretiyle, gerçekleştirilen deneysel çalışmada; polipropilen random kopolimerden imal edilen boru ve fittinglerde enerji kayıplarının araştırılması daha önce konu edilmiştir./4/. Kısaca PP-Tip3 olarak isimlendirilen malzemeden mamul test edilen borularda, hidrolik çap değerleri; anma çapı $\phi 20$ mm için 13,4mm, anma çapı $\phi 25$ mm için 16,7mm, anma çapı $\phi 32$ mm için 21mm ve plastik esaslı malzemenin ortalama yüzey pürüzlülük mertebesi $k=4.10^{-3}$ mm olarak ölçülmüştür.

Yukarıda verilen açıklamalar doğrultusunda, ref.4 'de verilen çalışmada gerçekleştirilen ölçümlerde, örneğin; akımın Reynolds sayısı, $Re=4695$ olduğunda, yük kayıp katsayısı, $\lambda=0,03855$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda; hesaplanan $C_f = \lambda/4 = 9,637.10^{-3}$ değeri hidrolik pürüzsüz borular için verilen (1) no'lu bağıntıda gözönüne alınacak olur ise, ifadenin sağ ve sol tarafının sayısal değeri oldukça iyi bir yaklaşım sağlamıştır, ($10,186=10,256$). Bu sonuç, sözkonusu PP-Tip3 esaslı malzemeden mamul boruların hidrolik pürüzsüz olduğunu göstermektedir. Hidrolik pürüzsüz boru olarak ifade edilebilecek olan polipropilen random kopolimer esaslı borularda; birim boy düz boru yük kaybı (J) 'nin akım debisi ile değişimi $\phi 20$ mm, $\phi 25$ mm ve $\phi 32$ mm 'lik anma çaplı borularda 20°C 'deki su için hesaplanarak , Şekil.1 'de grafik olarak sunulmuştur.

Düz boru yük kaybı bakımından bir kıyaslama yapabilmek gayesiyle, Tesisat Mühendisliği uygulamalarında, aynı amaçla kullanılacak TS 301/2 standartında imal edilen $\phi 25$ mm anma çaplı galvaniz borunun $L=982$ mm 'lik düz kısmında 20°C 'de suyun akışı esnasında meydana gelen yük kaybının araştırılmasında, test edilen borunun yüzey pürüzlülük mertebesi $k=134.10^{-3}$ mm olarak MITUTOYO SURFTEST-III cihazı ile ölçülmüş olup; deneysel veriler ve hesaplanan değerler Tablo.1 'de belirtilmiştir.

Tablo.1: Anma çapı $\phi 25$ mm, galvaniz, $\phi 33,7$ mm x 3,25mm, TS301/2'de $\epsilon=4,926.10^{-3}$ için birim boy yük kaybının araştırılması.

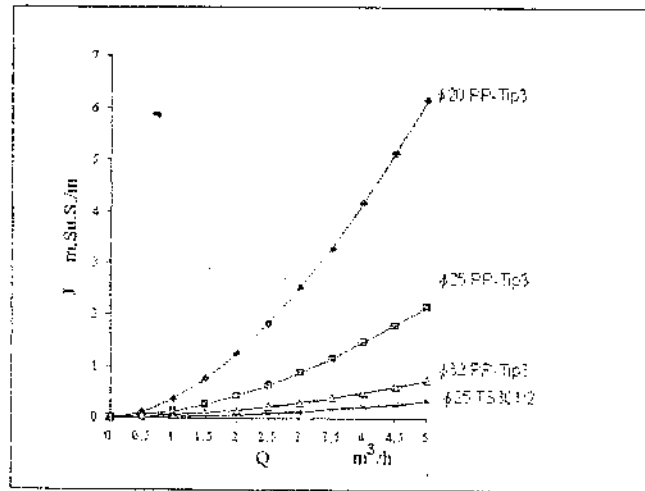
İşlem no:	Ölçülen Değerler			Hesaplanan Değerler			
	W (lt)	Δt (s)	Δh (mmHg)	Q (m^3/h)	J ($\text{mmH}_2\text{O}/\text{m}$)	Re (-)	λ (-)
1	15	50,11	1,3	1,077	17,715	13723	0,03566
2	15	30,7	3,3	1,758	44,969	22408	0,03397
3	15	24,58	5	2,196	68,135	27992	0,03299
4	15	19,2	8	2,812	109,016	35845	0,03219
5	15	12,14	20	4,448	272,54	56698	0,03216
6	15	11,31	22,8	4,774	310,695	60865	0,03183
7	15	8,9	35,9	6,067	489,209	77334	0,03103
8	15	7,81	46,5	6,914	633,655	88137	0,03095
9	15	6,92	59	7,803	803,993	99464	0,03083
10	15	6,47	67,5	8,346	919,822	106386	0,03083

Yapılan deneysel çalışmada, belirlenen λ ve Re sayıları gözönüne alınarak, test edilen borunun hidrolik pürüzlü olup olmadığı (1) ve (4) no'lu bağıntılar yardımıyla açıklanabilir. Örneğin; akımın Reynolds sayısı $Re=60865$ olması durumunda belirlenen yük kayıp katsayısı $\lambda=0,03183$ 'dür. Bu değerlere göre;

a- Hidrolik pürüzsüz borular için verilen (1) no'lu bağıntıdan $11,210 \neq 14,615$ eşitsizliği çıkmaktadır ki; bu da söz konusu borunun hidrolik pürüzsüz olamayacağını göstermektedir.

b- Hidrolik pürüzlü borular için verilen (4) no'lu bağıntıdan, ifadenin sağ ve sol tarafı iyi bir yaklaşım sağlamaktadır, ($11,210 \approx 11,224$). Bu ise, test edilen borunun hidrolik pürüzlü olduğunu göstermektedir.

Ayrıca, yapılan incelemede Reynolds sayısının 13723.....106386 aralığında, düz boru yük kayıp katsayısı λ 'nın, artan Re sayısı ile giderek azaldığı izlenmektedir. Bu sonuç, dairesel kesitli borularda $\lambda=f(Re, \epsilon)$ değişimini veren MOODY diyagramına uyum sağlamaktadır. Dolayısıyla, söz konusu galvanizli boruda $J=f(Q)$ değişimi, ref.1 'de yer alan MOODY diyagramından ($\epsilon=4,926.10^{-3}$ değerinde $Re>2.10^3$ için $\lambda=f(\epsilon)$ olup, $\lambda=0,03$ =Sabit olmaktadır.) belirlenen düz boru yük kayıp katsayılarına göre; ön görülen akım debileri için hesaplanarak, Şekil.1 'de grafik olarak verilmiştir.



Şekil.1

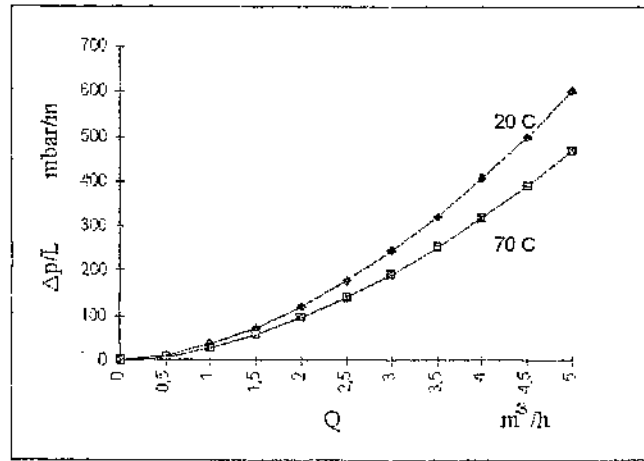
Ayrıca, 20°C 'de su için Şekil.1 'de birim boy yük kaybının akım debisi ile değişimleri verilen, sıcak ve soğuk su tesisatlarında kullanılan PP-Tip3 esaslı düz borulardan geçen akışkan ortam sıcaklığının, yük kaybı değişimi üzerindeki etkisi de inceleme konusu yapılmalıdır. Zira, söz konusu boruların hidrolik pürüzsüz olması nedeniyle, yük kayıp katsayısı sadece akımın Reynolds sayısının bir fonksiyonudur. Bu durumda, (3) no'lu bağıntı gözönüne alındığında; akışkan ortam sıcaklığının artması, kinematik viskoziteyi azaltacak ve Reynolds sayısını arttıracaktır. Bu da, düz boru yük kayıp katsayısının küçülmesine sebep olur ki; sonuçta, düz boru yük kaybı azalacaktır. Örneğin; 20° C 'de suyun, anma çapı $\phi 25\text{mm}$ olan borudan $Q=1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ debili akımında birim boy yük kaybı $J=0,361 \text{ m.Su.S./m}$ veya birim boy basınç kaybı $\Delta p/L= 35,3 \text{ mbar/m}$ olarak hesaplanmıştır. Aynı borudan, aynı debide su 70°C 'de ($\rho=977,9 \text{ kg/m}^3$ ve $\nu=0,41.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 'dir.)akma eylemi gerçekleşiyor ise; Birim boy yük kaybı;

$$J = \left(\frac{v}{v_{20^\circ\text{C}}} \right)^{0,25} \cdot J_{20^\circ\text{C}} \quad \text{ifadesinden, } J=0,287 \text{ m.Su.S./m veya}$$

Birim boy basınç kaybı;

$$\left(\frac{\Delta p}{L} \right) = \left(\frac{v}{v_{20^\circ\text{C}}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_{20^\circ\text{C}}} \right) \cdot \left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{20^\circ\text{C}} \quad \text{ifadesinden, } \Delta p/L= 27,5 \text{ mbar/m olarak bulunur.}$$

Yukarıda verilen örnek doğrultusunda, Şekil.2 'de anma çapı $\phi 20\text{mm}$ olan PP-Tip3 esaslı borudan suyun $T=20^\circ\text{C}$ ve $T=70^\circ\text{C}$ için birim boy basınç kaybının akım debisiyle değişimi çıkarılmıştır.



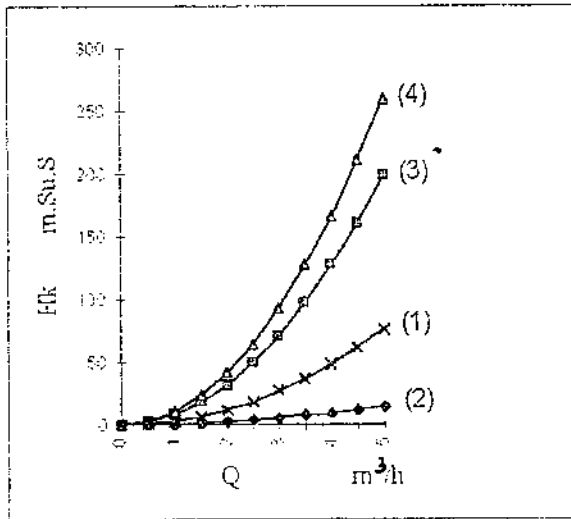
Şekil.2

Bilindiği gibi, lokal enerji kaybına neden olacak herhangi bir fittingde, akışkan ortamın birim ağırlığı için ön görülen akım debisinde meydana gelecek yük kaybının hesaplanabilmesi, söz konusu eleman için belirlenmiş K, kayıp katsayısı değerinin bilinmesi ile mümkündür. Bu nedenle, ref.4 'de verilen çalışmada polipropilen random kopolimerden imal edilen fittinglerin enerji kayıp katsayıları, deneysel olarak bulunmuştur. Burada; kayıp katsayıları belirlenen elemanlardan bir kısmı Tablo.2 'de özetlenmiş olup, fittinglerde meydana gelecek enerji kaybının akım debisi ile değişimi grafik olarak sunulmuştur.

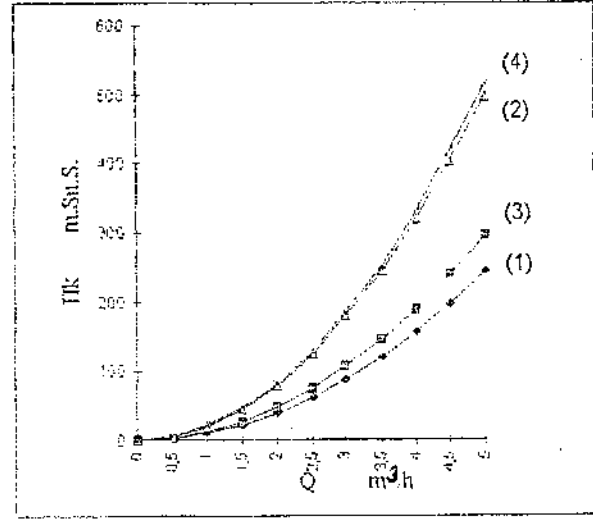
Tablo.2: Test Edilen Fitting Kayıp Katsayıları.

Elemanın adı:	Şekil No'su	Eğri No'su	Kayıp Katsayısı K
Manşon ($\phi 25$)	3	(1)	0,617
Rekor ($\phi 25$)	3	(2)	0,123
Kavis ($\phi 25$)	3	(3)	1,619
DİRSEK ($\phi 25$)	3	(4)	2,114

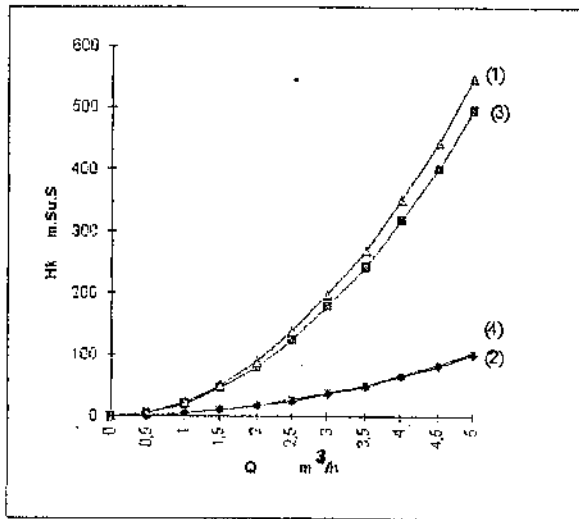
Redüksiyon($\phi 20 \Rightarrow \phi 25$)	4	(1)	1,99
Redüksiyon($\phi 20 \Rightarrow \phi 32$)	4	(2)	12,73
Redüksiyon($\phi 25 \Rightarrow \phi 20$)	4	(3)	0,801
Redüksiyon($\phi 32 \Rightarrow \phi 20$)	4	(4)	1,395
TE(İNEGAL)($\phi 32$ -25-32)Ayrılma durumunda,	5	(1)	14,007
TE(İNEGAL)($\phi 32$ -25-32)Birleşme durumunda,	5	(2)	0,802
TE($\phi 25$ -25-25)Ayrılma durumunda,	5	(3)	4,029
TE($\phi 25$ -25-25)Birleşme durumunda,	5	(4)	0,835
NIPEL(yuvarlak-iç dişli)($\phi 25$ -1/2")+DİRSEK($\phi 25$)	6	(1)	5,531
Dirsek(dış dişli)($\phi 25$ -1/2")+Nipel(yuvarlak)($\phi 25$)	6	(2)	6,781
NIPEL(yuvarlak-dış dişli)($\phi 25$ -1/2")+DİRSEK($\phi 25$)	6	(3)	3,157
Dirsek(iç dişli)($\phi 25$ -1/2")+Nipel(yuvarlak)($\phi 25$)	6	(4)	4,092
Nipel(yuvarlak-iç dişli)($\phi 25$ -3/4")+Dirsek($\phi 32$)	7	(1)	2,825
Dirsek(dış dişli)($\phi 32$ -3/4")+Nipel(yuvarlak)($\phi 25$)	7	(2)	1,371
Nipel(yuvarlak-dış dişli)($\phi 25$ -3/4")+Dirsek($\phi 32$)	7	(3)	4,859
Dirsek(iç dişli)($\phi 32$ -3/4")+Nipel(yuvarlak)($\phi 25$)	7	(4)	1,833
Nipel(altuköşe-iç dişli)($\phi 32$ -1")+Nipel(yuvarlak)($\phi 32$)	8	(1)	0,424
Nipel(yuvarlak-dış dişli)($\phi 32$ -1")+Nipel(altuköşe)($\phi 32$)	8	(2)	0,535
Nipel(altuköşe-iç dişli)($\phi 25$ -1")+Nipel(yuvarlak)($\phi 32$)	8	(3)	5,948
Nipel(yuvarlak-dış dişli)($\phi 32$ -1")+Nipel(altuköşe)($\phi 25$)	8	(4)	1,994
TE (iç dişli)($\phi 20$ -1/2"- $\phi 20$)+Nipel($\phi 20$)Ayrılma durumunda,	9	(1)	9,515
TE (iç dişli)($\phi 20$ -1/2"- $\phi 20$)+Nipel($\phi 20$)Birleşme durumunda,	9	(2)	2,34
TE (iç dişli)($\phi 20$ -3/4"- $\phi 20$)+Nipel($\phi 25$)Ayrılma durumunda,	9	(3)	5,943
TE (iç dişli)($\phi 20$ -3/4"- $\phi 20$)+Nipel($\phi 25$)Birleşme durumunda,	9	(4)	3,125
Stop vana ($\phi 25$ Tam açık,	10	(1)	25,815
Küresel vana ($\phi 25$) Tam açık,	10	(2)	1,011



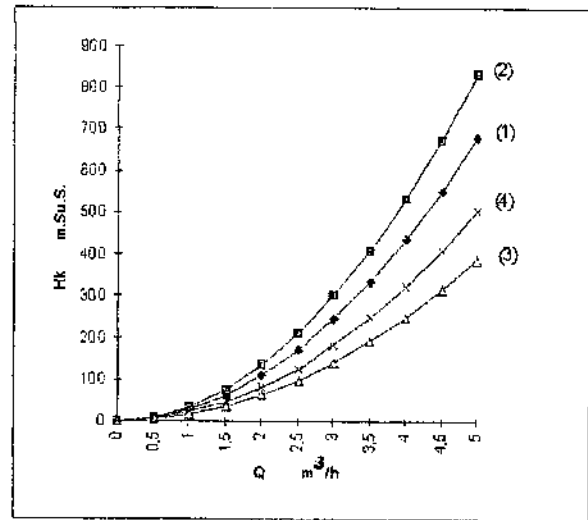
Şekil.3



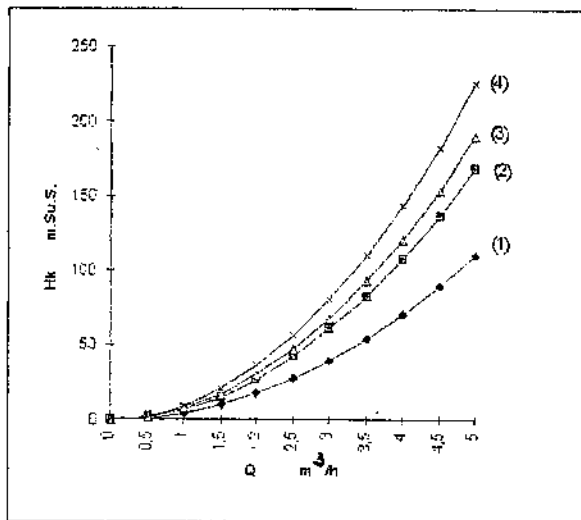
Şekil.4



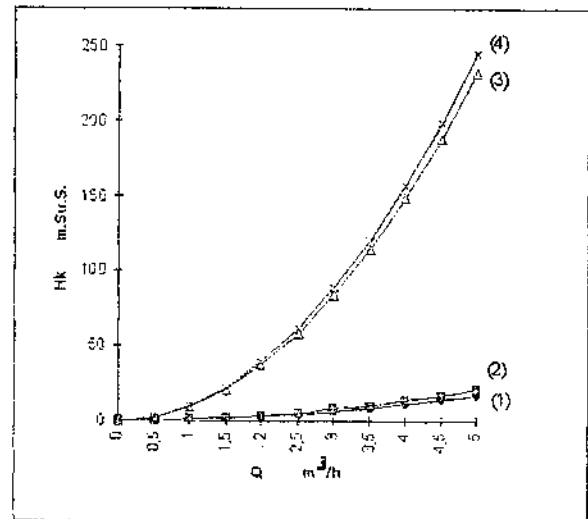
Şekil.5



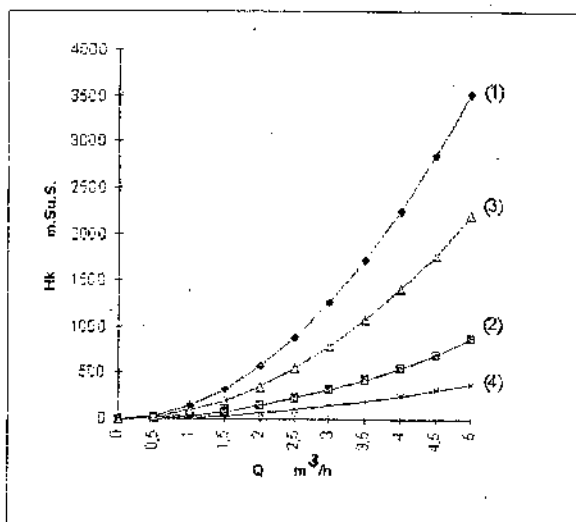
Şekil.6



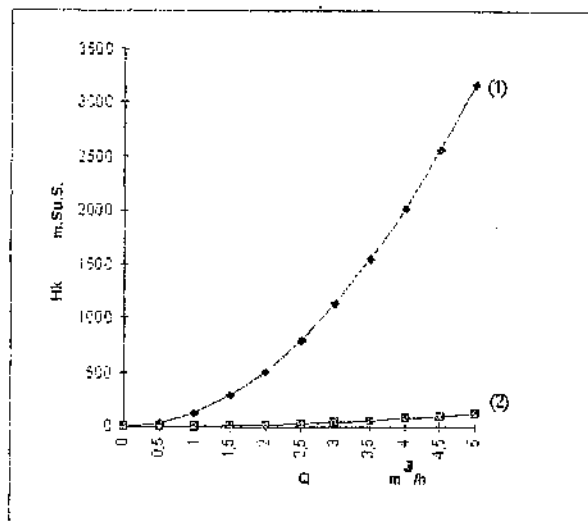
Şekil.7



Şekil.8



Şekil.9



Şekil.10

3. SONUÇ-DEĞERLENDİRME:

Bu çalışmada konu edilen sıcak ve soğuk su tesisatlarında kullanılabilen PP-Tip3 esaslı malzemeden imal edilen boruların hidrolik pürüzsüz olduğu, Sınır Tabaka Akım Teorisi yardımıyla açıklanabilmektedir. PP-Tip3 esaslı borulardan akışta, Şekil.1 'de verilen $J=f(Q)$ değişimleri izlendiğinde; bu tür borular ile mukayese yapabilmek gayesiyle, test edilerek hidrolik pürüzlü olduğu belirlenen anıma çapı $\phi 25\text{mm}$ olan galvanizli boruda, düz boru enerji kaybının daha az olacağı görülmektedir. Bu sonuç; söz konusu galvanizli borunun hidrolik çap değerinin, incelemede ele alınan PP-Tip3 esaslı borulara kıyasla daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Ancak, kullanım ömrü içerisinde galvanizli borunun paslanabilme özelliğinden dolayı, artan yüzey pürüzlülük mertebesi ve azalan akış kesiti nedeniyle düz boru enerji kaybı giderek artış gösterecektir. Bir diğer ifadeyle, bağıl pürüzlülük mertebesi $\varepsilon=4,926.10^{-3}$ için Şekil.1 'de çizilen ilgili $J=f(Q)$ eğrisinin eğimi zaman içerisinde artacaktır. Buna karşılık, PP-Tip3 esaslı malzemeden mamul borularda; paslanma, korozyon, küflenme ve kireçlenme meydana gelmediğinden, kullanım ömrü içerisinde boru malzemesi hidrolik pürüzsüz karakterini koruyacak ve Şekil.1'de verilen değişim eğrilerinde herhangi bir değişim olmayacaktır. Ancak, bu tür borularda önemli bir konu, sıcak su tesisatlarında ortaya çıkan boru boyutlarında ısı ile genleşme özelliğidir.

Sıcak su tesisatlarında, plastik esaslı PP-Tip3 'den mamul boruların kullanılması durumunda, akışkan ortam sıcaklığının düz boru enerji kaybı üzerindeki etkisini belirlemek gayesiyle, anıma çapı $\phi 20\text{mm}$ olan borudan $T=20^\circ\text{C}$ ve $T=70^\circ\text{C}$ 'de suyun akışında, birim boy basınç kaybının akım debisi ile değişimleri Şekil.2 'de verilmiştir. Şekil.2 'den görüldüğü gibi, artan akışkan ortam sıcaklığının düz boru yük kaybı üzerindeki olumlu etkisi açıktır.

Polipropilen random kopolimerden imal edilen fittinglerde enerji kayıplarının araştırılması üzerine yapılan ve ref.4'de verilen çalışmada belirlenen kayıp katsayıları yardımıyla, Tablo.2 'de yer alan her bir eleman için, akım debisi ile akışkan ortamın birim ağırlığı başına lokal yük kaybının değişimi, Tablo.2 'de belirtilen Şekil numarasında ait olduğu Eğri numarası ile verilmiştir.

Bu eğrilerin izlenmesi esnasında dikkat çekici bir husus, akım yönüne göre; aynı elemanda meydana gelen yük kaybının farklı olmasıdır. Örneğin; Şekil.6 'da (1) ve (2) veya (3) ve (4) no'lu eğriler karşılaştırıldığında, Dirsek ve Nipel kombinezonunda, akım yönünde Nipel'in önde yer alması, enerji kaybı bakımından daha avantajlıdır. Bu sonuç, Tesisat Mühendisliğinde proje aşamasında, sistemde ön görülen akım debisinde minimum enerji sarfiyatına sebebiyet verecek düzenlemenin yapılabilmesi için son derece önemlidir.

Bilindiği gibi, fittinglerde meydana gelen yük kaybı, akım çizgilerinin yön değiştirmesi ve bozulması sonucu ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla, lokal yük kaybının minimuma indirilebilmesi akım çizgilerinin minimum bozulmasına neden olacak dizaynın gerçekleştirilmesiyle mümkün olabilir.

Günümüzde giderek artan enerji maliyetinden dolayı, imalatçı firmalar araştırma-geliştirme çalışmalarında öncelikle enerji tasarrufu sağlayacak ürünleri dikkate almak zorundadır. Bu nedenle, uygun dizayn edilmiş bir fitting küçük kayıp katsayısı değerine haiz olup, daha az enerji sarfiyatına imkan sağlayacaktır. Sonuç olarak, lokal yük kaybı katsayısı; imalatçı firmanın yapım esnasında enerji kaybına verdiği önemi vurgulayan bir kriter olarak tanımlanabilir.

KAYNAKLAR:

/1/ Gentez,İ.,Ekonomik Boru Çapı Hesabı, Y.T.Ü.Müh.Fak.Matbaası,1992.

/2/ Fox, J.A.,Engineering Fluid Mechanics, McGraw Hill Book Company,(p.191-199), 1975

/3/ Aladağ,N.,Paslanabilen Borulardan Akışta Cidar Pürüzlülüğü Etkisinin İncelenmesi,Y.T.Ü. Fen Edebiyat Fak.,Mat.Müh.,Lisans Tezi,İstanbul,1983.

/4/ Gentez,İ. ve Yoldaş,E.,Polypropylene Esaslı Boru ve Fittingslerde Enerji Kayıplarının Araştırılması,Tesisat Mühendisliği,Mak.Müh.Odası,Ocak 1994.

SUMMARY:

Nowadays, the parallel of technological development, energy using has as much interest and importance as energy producing. That's why, in the Installation Engineering, the selection of elements that will be used in the foundation must not be evaluated superficially.

In this study, the energy losses caused by pipes and fittings, made of polypropylene, whose material is copolymer, and whose using has become very common day by day, have been done the lesson of researching as experimentally.

As it is known, in the case of flowing in pipes which can be rusted, increasing of roughness degree in surface increases the decreasing of pressure. That's why, the pipes whose material is hydraulic roughless, have more advantage from the point of view of energy losses. Having a little roughness in surfaces of pipes which can be used in the applications that their using areas intersect with pipes which have roughness and whose material can be rusted, and summarizes their quality with their colours in the market, increases the importance of these pipes according to the energy losses and makes these pipes more interesting. But, if it is wished to use something like this pipe in the foundation, the coefficients of energy losses of whole elements which causes the local energy losses and thought to use in the system, also must be known. However, It is highly important to calculate the energy losses correctly, in the stage of project of the system in which the transportation of fluid is available. That's why, the coefficients of energy losses of elements must not be the values taken in the foreign literatures about the subject. It must be trusty values found out by the manufacturer firm and obtained by using the experimental methods.

In the lights of explanations above, in figure.1, the variation of unit length head loss and volume per units, belongs to the smooth surface pipes giving the comparison to the rough surface pipes, have been shown. Considering the affects of temperature, the same variation has been calculated for 20° C and 70° C and offered in several volume per units values in figure.2. While tracing curves, an important point is that considering current direction, there is a difference in head lose which occurs in the same element. This reason is most important in order to prepare the order that causes minimum energy expenses in current volume which is being approved of at the project level of Institution Engineering. As it is known, head lose which occurs in fittings appears because of direction change of current lines or break down of them. On account of, it is possible to make a design that leads minimum breakdown of current lines for reducing local head losses to minimum.

Nowadays, because of energy cost, manufacturer firms have to payn attention to products which provide energy saving in their research-development works. So, fitting which has suitable design will provide the opportunity of less energy expenses, because of that it has small coefficient of energy loss value. The coefficient of energy loss offered as tables for each elements caused local energy losses and, which were had possibility of testing and found out as an average value, is criterion for the importance of energy loss given by the manufacturer firm.

FOOD INDUSTRY PUMP STANDARDS AN OVERVIEW OF STANDARDS AND APPLICATION GUIDELINES

By Ton Rienstra
Waukesha Cherry- Burrell

ABSTRACT

The food Industry is in the process of major change. New standards for hygienic processing are rapidly developing and gain importance. The responsibility for the production of health safe product becomes to be a shared responsibility of the Food Producers together with their suppliers of equipment. The future will call for certified components.

Being a system component, any Food Pump will be doing hygienic work together with other components such as valves, fittings, heat exchangers and filling equipment.

This, as well as the wide variety of liquids that are processed calls for more than usual good communication between endusers and suppliers. Detailed application knowledge is fundamental.

Understanding the hygienic standards, the liquids and the production processes is of major importance.

INTRODUCTION

Hygienic pumping covers a wide variety of liquids in many different applications.

To obtain the optimum result there is a need for good information that comes from the enduser.

In some cases an engineering office is involved to fine-tune the process as well as an equipment manufacturer that will do the plant erection.

Food producers expect the local pump distributor and the pump manufacturer to supply information and base recommendations on international experience.

Conclusion: The pump manufacturer can only take responsibility after being supplied with appropriate application data.

DEFINITIONS

Appendix 1 of the European Hygienic Equipment Design Group (EHEDG) describes commonly accepted definitions. (Note 1*.)

STANDARDS FOR HYGIENIC PROCESSING

- 3A Standard USA:
Concerns itself completely with sanitary standards for milk, milk products and eggs. Their influence on other food areas is very noticeable.
- FDA, Food and Drug Administration USA:
Specifies the material make up of rubber products used in contact with food products.
- USDA, United States Department of Agriculture:
Is involved in many areas protecting the food supplies including the approval of some equipment for meat and poultry.
- EHEDG, European Hygienic Design Group: One of the objectives of EHEDG is to produce hygienic design guidelines that gets verified with standard test procedures.
- CE certification
Certifies that machinery is according to EN 292, EN 294 and EN 414 (Safety guidelines for machinery)
- ISO 9001
Certifies that manufacturer meets Quality Standards for Design and Manufacturing.

PUMP DESIGN PRINCIPLES FOR HYGIENIC APPLICATIONS

Materials:

++ Polished 316(L) stainless steel is the preferred material.

More general: materials must resist both product and cleaning liquids for the full temperature operating range.

++ As a rule, polishing should meet RA value 0.8 or better, higher values may find acceptance in certain areas.

++ Product contact surfaces must be free of crevices.

++ Elastomer materials such as O-rings must be non toxic.

++ The use of toxic metals must be avoided.

Standards:

++ Design must meet one or more of the above mentioned standards for hygienic processing.

APPLICATION OVERVIEW

Food processing offers the pump manufacturer major challenges.

Which of the products are still pump-able? All products that will flow are pumpable. Only condition is to bring the product into the pump. The pump should then be able to discharge.

Refer to sheet 'typical products.' (Note 2*)

FLUID FUNDAMENTALS

- Fluids include gasses, and mixes of liquids, solids and gasses.

- Density, or specific weight: Weight per unit volume.

- Temperature: Is a measure of the internal energy level in a fluid.

The temperature of a fluid is usually of greatest concern in relation to vapor pressure.

When knowing all the details, cavitation phenomena (starved inlet) can easily be avoided.

- Viscosity: Can be described as resistance to flow (or resist shearing force) and is usually measured in centipoise (cps). Viscosity can change as a function of temperature.

In the Food Industry we find a wide variety of viscosity values, up to 1,000,000 cps.

++ Newtonian Fluids: Only a limited number of fluids in the Food Industry are Newtonian and have a constant viscosity at changing velocity.

Water and sugar solutions are examples.

++ Plastic Fluids, Pseudo Plastic Fluids and Thixotropic Fluids will show a decrease of viscosity at higher velocity.

Typical examples are: Tooth paste, yogurt and shampoo.

++ Dilatent Fluids: Viscosity will increase as shear rate (velocity) increases.

Clay is a typical example.

Conclusion: A fluid may look not pump-able at first sight while it is!

A supplier should have the instrumentation and trained technicians to determine the product characteristics necessary to economically size a pump and assist in determining optimum line sizing for a pumping system.

PUMP SELECTION IN RELATION WITH VISCOSITY

When products with viscosity values up to 1000 cps need to be processed pump manufacturers can offer two alternatives. Centrifugal Pumps (example Waukesha Series 200) or Rotary Positive Displacement Pumps (example Waukesha Universal 1 or 2).

The remaining part of the papers will focus on positive displacement pump principles.

PUMP SELECTION IN RELATION WITH PRESSURE:

Two items to be carefully considered:

A*: The pump's suction conditions.

NIPA (Net Inlet Pressure Available) should be higher than NIPR (Net Inlet Pressure Required).

NIPR is defined by a combination of pump speed and viscosity and shows up on the Waukesha Pump test graphs.

NIPA is the result of:

- absolute pressure above the liquid
- + the static pressure
- friction losses in the line between vessel and pump
- vapor pressure.

Notes: Friction losses in valves and accessories as a rule will calculate back to equivalent pipe line length. In less favorable conditions the pump is installed directly underneath the tank thus eliminating valves and pipes.

The Rectangular Flange (RF) pump-inlet is available for pumping heavy, sticky and high viscous materials such as dough, meat emulsions, puddings and cheese. The RF inlet reduces the NIPR value to half and that helps eliminating cavitation. Example: Priming from vacuum vessels at high temperature. For this application the NIPA value mostly is limited to static pressure less the friction losses between vessel and pump.

B*: Discharge pressure.

As a rule, the discharge pressure of a quality Food Pump is limited to 15 bar.

Processing Shear Thinning (Thixotropic, Plastic and Pseudo Plastic) fluids often leads to important and damaging pressure peaks.

Explanation of this is that the fluid in the discharge line is at zero velocity (speed) and therewith the viscosity is at its maximum level. During the start-up of the pump extra energy is needed to accelerate the liquid. This shows up as a pressure surge. In addition to that the processed product will need time to shear down to a lower viscosity value. That also requires more energy and shows up as a pressure peak. Conclusion: Food manufacturers need to prepare themselves to frequently handle pressure peaks during start-up.

There are several ways to eliminate these negative effects and we mention "soft start procedure" for the pump drive as an example only.

An alternative can be the installation of a valve combining the by-pass and safety function.

Remark: In many applications pressure peaks cannot be avoided: Accidentally, a valve may be closed.....

A filter may be clogged..... Product may get solid in the discharge line..... Temperature may drop.

These are examples only of what may lead to over-exceeding the system design pressure.

High pressure may lead to deflection (bending) of the pump shafts. This can lead to contact between pump parts.

To eliminate or limit negative effects from this the pump rotors can be constructed of the special stainless steel type Waukesha 88. This material contains a high percentage of nickel and is defined being a non galling (non seizing) metal comparable to slide bearing material.

The sheet shows you the 88-metal composition .

Conclusion: 88-metal is a safety issue that helps you with the following important issues:

A*: Non galling 88-metal offers the possibility to construct pumps having extreme close running clearance down to values 0.05 mm: Optimum pump efficiency is the result.

B*: The close clearance limits shear forces (homogenizing effect) which lead to improved product integrity. Fruit particles and yogurt (breakable structure) are examples where customers achieve major improvements.

C*: Close running clearance together with the long sealing path give the pump improved priming ability.

D*: This construction permits the use of the pump in metering applications.

E*: High efficiency limits abrasive wear. The arc-shaped rotors built in the rotary piston pump do not 'catch' abrasives.

PUMP SELECTION IN RELATION WITH METERING CAPABILITY

The Rotary Piston Pump as a metering unit:

Capacity is a direct function of pump speed.

The effective hydraulic efficiency is effectively 100 % when pumping viscosity values over 160 cps.

A metering accuracy (or repeatability) of plus minus 0.5 % is possible.

The system offers metering capability without the use of suction- and discharge pump-valves which are not easy to clean.

PUMP SELECTION IN RELATION WITH TEMPERATURE

In normal operating conditions, one expects a food pump to handle product temperature as well as CIP temperature. A quality pump is designed to handle the required temperature range without physical design changes.

For temperatures over 100 degrees C, the manufacturer must be informed.

OPERATING RANGE OF A PREMIUM FOOD PUMP

Viscosity range: Values between <1 up to 1,000,000 cps.

Capacity: From almost zero up to 250 m3 per hour.

Pressure: Up to 15 bar differential pressure, maximum system pressure 20 bar.

Temperature: Up to 150 degrees C, consult factory for higher values.

Pump speed: Up to 700 r.p.m.

Handling of abrasive products: Consult factory.

QUALITY DEMANDS

In the process of the selection of a food pump the seven following items can maximize benefits.

- 1*: Shelf life of the end product: CIP or SIP (Sterilization In Place) of the production line.
- 2*: Product may be shear sensitive: High volumetric pump efficiency, obtain maximum quality.
- 3*: Is the risk of foreign material (such as rubber parts) entering your product acceptable? In the majority of the applications an all metal stainless pump is the preferred option.
- 4*: Reliability: Most of the food production is done with last minute production procedures because of limited product shelf life: Pumps should not interrupt your production processes. A well engineered quality pump helps you eliminating down-time of your expensive production line.
- 5*: Maintenance: Priority in a food factory is food production, not pump maintenance. Expensive replacement parts such as mechanical seals can be replaced by dynamic O-ring shaft seals.
- 6*: Technical life time of a pump: Investing in a food pump is investing in capital equipment. Depending on application you may expect the food pump to work decades.
- 7*: What is the value of my product that passes through the pump per unit of time?

CONCLUSION

The selecting of a food pump comes down to team work between the food factory, the local distributor and the manufacturer.

Note 1*: From information sheet EHEDG, November 25, 1992

Note 2*: From Waukesha Engineering Manual 1110E-MM60-1

European Hygienic Equipment Design Group

Definitions of expressions relevant to hygienic processing
and plant design
30th May 1991

1. General

RELEVANT MICRO-ORGANISMS¹

Micro-organisms able to contaminate, multiply or survive in the product and harmful to the consumer or product quality.

SOIL

Any undesired matter including product residues whether containing micro-organisms or not.

CLEANING

The removal of soil.

DESTRUCTION OF MICRO-ORGANISMS

Irreversible physical or chemical damage to micro-organisms to prevent them from surviving and multiplying.

THERMAL DESTRUCTION

Destruction of micro-organisms using heat which may or may not be in combination with water or steam.

CHEMICAL DESTRUCTION

Destruction of micro-organisms using biocidal chemical(s).

STERILISATION

The removal or destruction of micro-organisms, including all relevant bacterial spores.

PASTEURISATION²

Thermal destruction of vegetative micro-organisms i.e. excluding thermoresistant bacterial spores.

2. Specific with respect to the hygienic characteristics of food
processing equipment

CLEANABILITY

The suitability to be freed from soil.

COMPARATIVE CLEANABILITY

The cleanability of equipment relative to a reference.

IN-PLACE CLEANABILITY

The suitability to be cleaned without dismantling.

STEAM STERILISABILITY³

The suitability of clean equipment to be freed from viable micro-organisms including relevant bacterial spores (i.e. sterilised) by a treatment with saturated steam at 120°C for 30 minutes.

HOT WATER STERILISABILITY³

The suitability of clean equipment to be freed from viable micro-organisms including relevant bacterial spores (i.e. sterilised) by a treatment with potable water at 120°C for 30 minutes.

PASTEURISABILITY³

The suitability of clean equipment to be freed from viable micro-organisms with the exception of thermoresistant bacterial spores by a treatment with hot potable water of up to 95°C for 20 minutes (i.e. pasteurised).

MICROBIAL IMPERMEABILITY

The ability of equipment to prevent the ingress of bacteria, yeasts and moulds from the outside (environment) to the inside (the product area).

HYGIENIC EQUIPMENT CLASS I⁴

Equipment that can be cleaned in-place and can be freed from relevant micro-organisms without any dismantling.

HYGIENIC EQUIPMENT CLASS II⁴

Equipment that is cleanable after dismantling and can be freed from relevant micro-organisms⁵ AFTER re-assembly.

ASEPTIC EQUIPMENT

Hygienic equipment that in addition is impermeable to micro-organisms.

¹Throughout this document the term micro-organisms includes bacteria, yeasts and moulds.

²In the dairy industry pasteurisation usually means the destruction of pathogenic and some spoilage micro-organisms.

³Alternative conditions can be used depending on local circumstances.

⁴If equipment does not comply with the definitions, this will be due to sharp corners, narrow orifices, crevices, hollow bodies, dead legs, etc. Such equipment can still be used to produce microbiologically safe products, provided that the dismantling and after-cleaning inspection is totally carried out before each production period and the equipment is not soiled again during re-assembly. Furthermore, it may be necessary to use more-aggressive decontamination methods and to increase the frequency of cleaning. The disadvantage is that less productive and, therefore, more costly procedures are required. Future aim should be to redesign such equipment.

⁵By e.g. steam or hot water sterilisation, or pasteurisation, in accordance with the definitions for sterilisability and pasteurisability.

FLUID VISCOSITY

Typical fluid viscosities are listed below. Values for many common organic and inorganic fluids can be found in other references. The values given for thixotropic fluids are effective viscosities at normal pumping shear rates. Effective viscosity can vary greatly with changes in solids content, concentration, etc. Waukesha will test your fluid if necessary to determine effective viscosity.

Viscous Behavior Type				N—Newtonian T—Thixotropic D—Dilatent			
Fluid	Specific Gravity	Viscosity CPS	Viscous Type	Fluid	Specific Gravity	Viscosity CPS	Viscous Type
Reference—Water	1.0	1.0	N	DYES AND INKS			
ADHESIVES				Ink, Printers	1 to 1.38	10,000	T
"Box" Adhesives	1.2	3,000	T	Dye	1.1	10	N
PVA	1.3	100	T	Gum		5,000	T
Rubber & Solvents	1.0	15,000	N	FATS AND OILS			
BAKERY				Corn Oil	.92	30	N
Batter	1.	2,200	T	Lard	.96	60 @ 100°F	N
Butter, Melted	.98	18 @ 140°F	N	Linseed Oil	.93	30 @ 100°F	N
Egg, Whole	.5	60 @ 50°F	N	Peanut Oil	.92	42 @ 100°F	N
Emulsifier		20	T	Soybean Oil	.95	36 @ 100°F	N
Frosting	1.	10,000	T	Vegetable Oil	.92	3 @ 300°	N
Lecithin		3,250 @ 125°F	T	FOODS, MISC			
77% Sweetened Condensed Milk	1.3	10,000 @ 77°F	N	Black Bean Paste		10,000	T
Yeast Slurry 15%	1.	180	T	Cream Style Corn		130 @ 190°F	T
BEER, WINE				Catsup	1.11	580 @ 145°	T
Beer	1.0	1.1 @ 40°F	N	Pabulum		4,500	T
Brewers Concentrated				Pear Pulp		4,000 @ 160°F	T
Yeast-80% Solids		16,000 @ 40°F	T	Potato—Mashed	1.0	20,000	T
Wort				Potato Skins & Caustic		20,000 @ 100°F	T
Wine	1.0			Prune Juice	1.0	60 @ 120°F	T
CONFECTIONARY				Orange Juice Conc.	1.1	5,000 @ 38°F	T
Caramel	1.2	400 @ 140°F	T	Tapioca Pudding	.7	1,000 @ 235°F	T
Chocolate	1.1	17,000 - 120°F	T	Mayonnaise	1.0	5,000 @ 75°F	T
Fudge, Hot	1.1	36,000	T	Tomato Paste—33%	1.14	7,000	T
Toffee	1.2	87,000	T	Honey	1.5	1,500 @ 100°F	T
COSMETICS, SOAPS				MEAT PRODUCTS			
Face Cream		10,000	T	Animal Fat, Melted	.9	43 - 110°F	N
Gel, Hair	1.4	5,000	T	Ground Beef Fat	.9	11,000 - 60°F	T
Shampoo		5,000	T	Meat Emulsion	1.0	22,000 - 40°F	T
Toothpaste		20,000	T	Pet Food	1.0	11,000 - 40°F	T
Hand Cleaner		2,000	T	Pork Fat Slurry	1.0	650 - 40°F	T
DAIRY				MISC CHEMICALS			
Cottage Cheese	1.08	225	T	Glycols	1	35 @ Range	
Cream	1.02	20 @ 40°F	N	PAINT			
Milk	1.03	12 @ 50°F	N	Auto Paint, Metallic		200	T
Cheese, Process		30,000 @ 160°F	T	Solvents	.8-9	5 to 10	N
Yogurt		1,100	T	Titanium Dioxide Slurry		10,000	T
DETERGENTS				Varnish	1.05	140 @ 100°	
Detergent Concentrate		10	N	Turpentine	.86	2 @ 60°	
				PAPER & TEXTILE			
				Black Liquor Tar		2,000 @ 300°F	
				Paper Coating 35%		400	
				Sulfide 8%		1,600	
				Black Liquor	1.3	1,100 @ 122°F	
				Black Liquor Soap		7,000 @ 122°F	

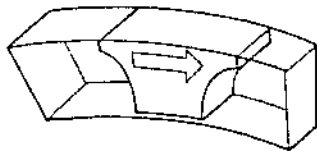
Fluid	Specific Gravity	Viscosity CPS	Viscous Type
PETROLEUM AND PETROLEUM PRODUCTS			
Asphalt—Unblended	1.3	500 to 2,500	
Gasoline	.7	.8 <i>at</i> 60°F	N
Kerosene	.8	3 <i>at</i> 68°F	N
Fuel Oil #6	.9	660 <i>at</i> 122°	N
Auto Lube Oil SAE 40	.9	200 <i>at</i> 100°F	N
Aut Trans Oil SAE 90	.9	320 <i>at</i> 100°F	N
Propane	.46	.2 <i>at</i> 100°	N
Tars	1.2	Wide Range	
PHARMACEUTICALS			
Castor Oil	.96	350	N
Cough Syrup	1.0	190	N
"Stomach" Remedy		1,500	T
Slurries			
Pill Pastes		5,000 ±	T
PLASTICS, RESINS			
Butadiene	.94	.17 <i>at</i> 40°	
Polyster Resin (Typ)	1.4	3,000	
PVA Resin (Typ)	1.3	65,000	T
(Wide Variety of Plastics can be Pumped, Viscosity Varies Greatly)			
STARCHES, GUMS			
Corn Starch Sol 22°B	1.18	32	T
Corn Starch Sol 25°B	1.21	300	T
SUGAR, SYRUPS, MOLASSES			
Corn Syrup 41 Be	1.39	15,000 <i>at</i> 60°F	N
Corn Syrup 45 Be	1.45	12,000 <i>at</i> 130°F	N
Glucose	1.42	10,000 <i>at</i> 100°	
Molasses—A	1.4 to 1.47	290 to 5,000 <i>at</i> 100°	
B	1.43 to 1.48	1,400 to 13,000 <i>at</i> 100°	
C	1.46 to 1.49	2,600 to 5,500 <i>at</i> 100°	
Sugar Syrups			
60 Brix	1.29	75 <i>at</i> 60°	N
68 Brix	1.34	360 <i>at</i> 60°	N
76 Brix	1.39	4,000 <i>at</i> 60°	N
WATER & WASTE TREATMENT			
Clarified Sewage Sludge	1.1	2,000 Range	

Viscous Behavior Type

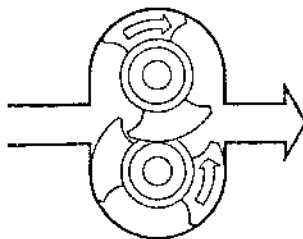
N—Newtonian

T—Thixotropic

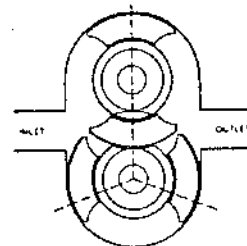
D—Dilatent



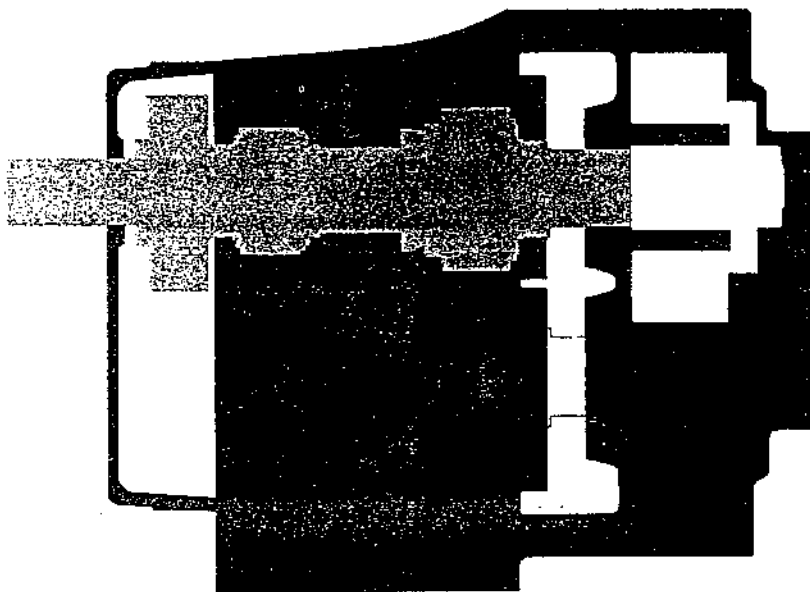
The time-tested Waukesha rotary pump operating principle involves arc-shaped "pistons" (rotor wings) travelling in annular-shaped "cylinders" machined in the pump body.



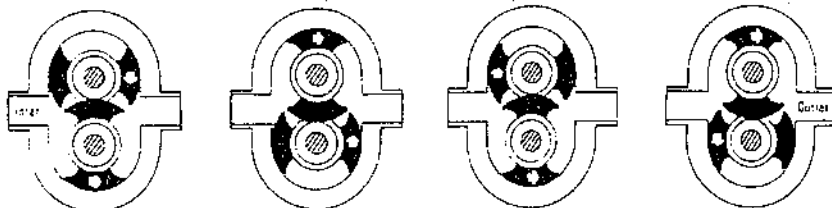
The *large fluid cavities* of the rotors in Waukesha rotary pumps...plus the large, easy entry *anti-cavitation ports*...allow efficient pumping of high viscosity fluids, slurries or even liquids with large particles with relative ease.



Waukesha stainless steel rotary pumps incorporate rotors made of non-corrosive, non-galling, "Waukesha 88" alloy. The pumps can be run with close clearance to the 316 stainless steel fluid head without seizing **SHOULD INADVERTENT PRESSURE SURGES CAUSE CONTACT**. The close clearances and the rotary geometry mean low slip operation resulting in: High Efficiency • Metering Capability • Good Flow Control



The unique Waukesha rotary pump design has no primary bearings in the fluid being pumped...no sliding or rolling contact...and no rotor-to-rotor contact...resulting in **MAXIMUM SERVICE LIFE** even under severe operating conditions.



WAUKESHA 88

Non Galling Alloy

If friction problems with galling or seizure is a major consideration in the design of your equipment which requires close clearance, tight fitting moving parts **and** corrosion resistance is a must

- WAUKESHA 88 - is your obvious partner.

Thanks to its unique chemical composition, NA 88 offers an unparalleled "self lubricating" effect combined with corrosion resistance similar to TYPE 316 stainless steel. Free of lead and copper, NA 88 is an outstanding material choice for applications requiring strict hygienic and corrosion controls as in food processing, pharmaceutical and specialized industrial equipment.

Waukesha 88 is often classified as a nickel-base grade, but apart from its common corrosion there are some differences that require some consideration. Waukesha 88 is used in the as-cast condition; no heat treatment is required. NA 88 can neither be shaped by cold or hot forging nor can it be welded. Casting quality and service performance is optimum in the form of basic concentric round cylinder shapes which, given the alloys superb machinability (much better than stainless steel), provides for ease of manufacturing.

So when designing machine parts in WAUKESHA 88, think first of suitable round bar size, diameter and length.

Chemical Composition

Carbon:	0.05 max
Manganese	1.50 max
Silicon	0.50 max
Iron	2.00 max
Chromium	11.0 - 14.0
Molybdenum	2.0 - 3.5
Tin	3.0 - 5.0
Bismuth	3.0 - 5.0
Nickel	Balance

POMPALARDA TİTREŞİM ve GÜRÜLTÜ

H.Temel Belek

Makina Teorisi, Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi
80191 Gümüşsuyu, İstanbul

ÖZET

Bu bildiride pompalarda karşılaşılan titreşim ve gürültü sorunları genel olarak ele alınmıştır. Pompalarda titreşim ve gürültü yaratan etkenler gözden geçirilmiş ve pompa üzerinde yapılan titreşim ölçümlerinin frekans karakteristiğine bağlı olarak sistemdeki problemlerin ne şekilde belirleneceği üzerinde durulmuştur. Daha sonra, pompalarda gürültü ölçümlerinin nasıl yapılacağı açıklanmıştır. Ses şiddeti ölçümü yardımıyla gürültü kaynaklarının sıralanmasında kullanılan yeni ölçüm teknikleri de tanıtılmıştır.

1. GİRİŞ

Tasarımcılar, son yıllarda endüstriyel talep doğrultusunda yüksek performanslı pompalar geliştirirken, aynı zamanda pompa sistemlerinde titreşim ve gürültünün, şartname ve yönetmeliklerle sınırlandırılması, gibi bir çelişki ile de karşı karşıya kalmışlardır. Bu durum, tasarımcıları titreşim ve gürültü yaratan etki mekanizmalarını daha iyi kavramak ve bu etkileri ortadan kaldırmak için araştırmalar yapmaya yöneltmiştir.

Bu etkiler arasında en önemlileri; pompa milinin eğilme ve burulma titreşimleri, akışın yarattığı geçici ve sürekli titreşimler, kavitasyon, borulardaki titreşimler, yapısal kökenli gürültü ve titreşimler olarak sayılabilir. Son derece duyarlı transdüserler kullanarak yapılan titreşim ölçümleri ve bu ölçüm sonuçlarını gerçek zamanda frekans düzleminde yansıtan frekans analizörleri yardımıyla pompaj sisteminde ortaya çıkan yüksek titreşimlerin nedenleri artık kolayca belirlenebilmektedir.

Pompalarda oluşan gürültü kaynakları ise iki ana grupta toplanabilir. Bunlardan birincisi akış kökenli gürültü ikincisi ise yapısal kökenli gürültüdür. Her iki tür gürültü doğrudan doğruya akışkan içinde dönen pompa çarkından veya sistem içinde kuvvet makinasında üretilen enerjinin pompa üzerindeki etkisinden kaynaklanmaktadır. Herhangi bir gürültü probleminde akustik enerjinin iletimi, gürültü kaynağı, gürültünün iletim yolu ve alıcı ortamdan oluşan bir zinciri izler. Gürültünün azaltılması için, bu iletim zinciri üzerinde alınabilecek önlemler önemli rol oynamaktadır.

Pompalar üzerinde yapılan gürültü ölçümleri için standard deney prosedürleri "Hidrolik Enstitüsü Standartları" nca tanımlanmıştır, [1]. Ancak son yıllarda geliştirilen ses şiddeti ölçüm tekniği yardımıyla pompadan, borulardan ve tahrik motorundan yayılan akustik enerjinin ayrı ayrı ölçülmesi de mümkün olabilmektedir, [2].

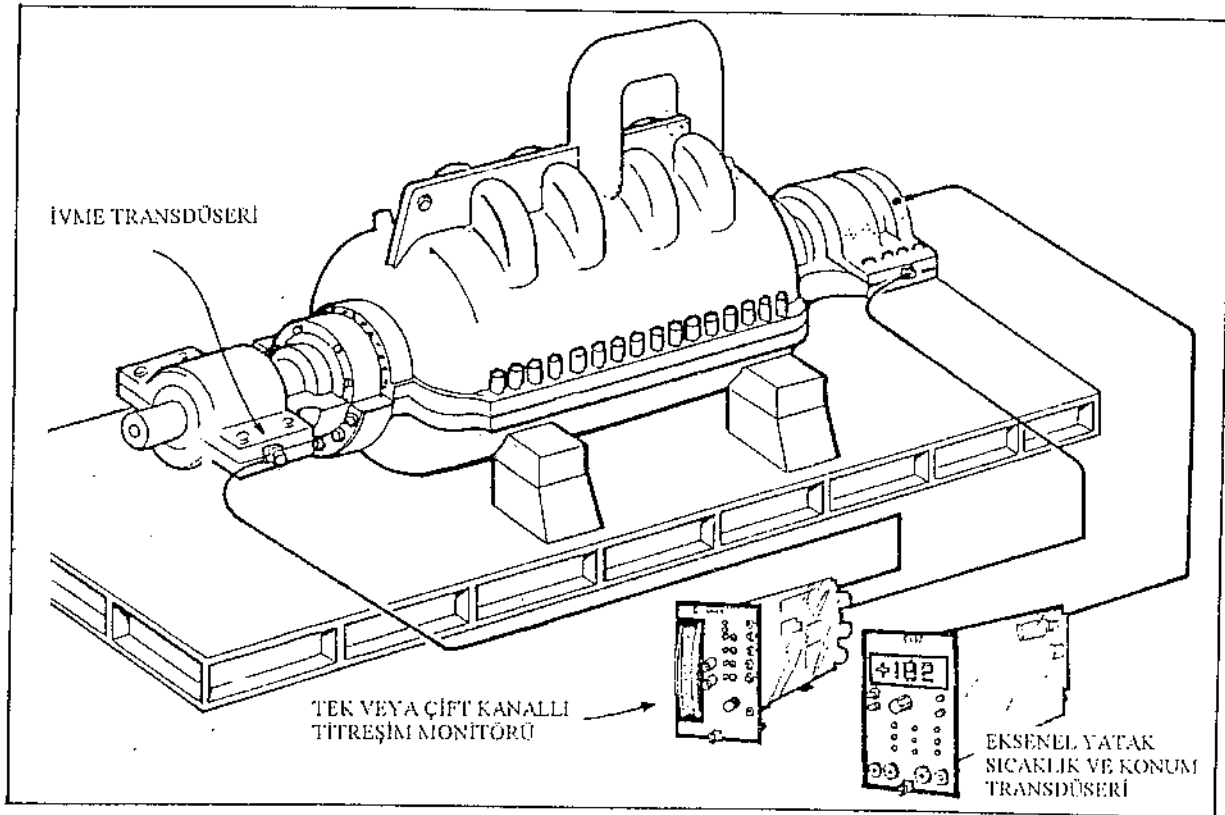
Bu çalışmada önce pompalardaki titreşim kaynakları ve titreşim ölçüm yöntemleri ele alınacaktır. Titreşim ölçümlerini değerlendirerek pompa arızalarını belirleme teknikleri açıklanacaktır. Daha sonra gürültü ölçüm ilkelerine kısaca değinilecek, ses basınç düzeyi, ses gücü ve ses şiddeti kavramları üzerinde durularak pompa gürültüsünün standartlara göre nasıl ölçüleceği ve ses şiddeti ölçümü ile pompa ses gücünün nasıl belirlendiği açıklanacaktır.

2. POMPALARDA TİTREŞİM KAYNAKLARI VE ÖLÇÜMLERİ

Pompa sistemlerinde karşılaşılan titreşimler genellikle mekanik, hidrolik kökenli ve tahrik grubu ile ilgili olarak da elektro-magnetik kökenli olmak üzere üç grupta toplanabilir. Tahrik grubu olarak en çok kullanılan makina asenkron elektrik motorlarıdır. Bu tip motorlarda oluşan arızalar literatürde oldukça yaygın bir biçimde ele alınmıştır, [3]. Bu nedenle bu inceleme kapsamında sadece mekanik ve hidrolik kökenli titreşimler üzerinde durulacaktır. Pompaların tasarımında ve kuvvet makinasına bağlı çalışmasında dikkate alınması gereken en

önemli kriterlerden biri, oluşturulan dönel sistemin milinde ortaya çıkabilecek titreşimlerdir. Bu titreşimler eğilme ve burulma titreşimleri olarak kendini gösterir. Milin eğilme ve burulma rijitliği, yataklama şekli, pompa çarkının kütle dağılımı bir iş makinası olan pompa tarafının; kavrama elemanları, tahrik makinası rotorunun kütle dağılımı ve milinin rijitliği de kuvvet makinasının dinamik özelliklerini oluşturur. Bir kez kütle dağılımı, yataklama biçimi ve millerin elastik özellikleri seçildi mi, eğilme ve burulma titreşimlerine ait doğal frekanslar da belirlenmiş demektir. Böyle bir sistemin eğilme ve burulma titreşimlerine ait doğal frekansların pompanın devir hızından en az 25% uzak olması tasarım ilkesidir. Aksi taktirde, dolanım hareketi ile aşırı eğilmelerin, burulma titreşimleri ile de burulma hareketlerinin mil malzemesini kısa sürede yorarak kırılmalara yol açacağı açıktır. Bu tür sistemlerde eğilme ve burulma titreşimlerinin nasıl hesaplanacağı temel titreşim kitaplarında ele alınmaktadır, [4].

Pompalarda oluşan titreşimlerin ölçülmesi için kullanılan titreşim transdüserleri genellikle pompa yataklarının üzerine düşey, yatay ve eksenel doğrultularda titreşimleri ölçebilecek şekilde monte edilir. Pompanın gördüğü işlevin önemine göre, titreşimlerin sürekli veya aralıklarla ölçülmesi planlanmalıdır. Son derece hayati işlevi olan ve arızalanması tüm tesisin durmasına yol açabilecek önemdeki pompalar sürekli gözetim altında tutulmalıdır. Şekil 1'de böyle bir sürekli ölçüm sistemi görülmektedir. Ölçüm frekans aralığı, kavitasyon da gözlenmek isteniyorsa, devir hızının çark kanatları sayısı ile çarpımı olarak tanımlanan "kanat geçiş frekansı"nın en az iki katını da içerecek şekilde seçilmelidir. Pompa sistemi rulmanlı yataklar içeriyorsa rulman arızalarının erken teşhisi için frekans ölçüm aralığının en az 10 kHz'e yükseltilmesi gerekir. Bu amaca en uygun transdüserler ise geniş bir frekans ölçüm bölgesine ve dinamik ölçüm aralığına sahip ivme transdüserleridir.

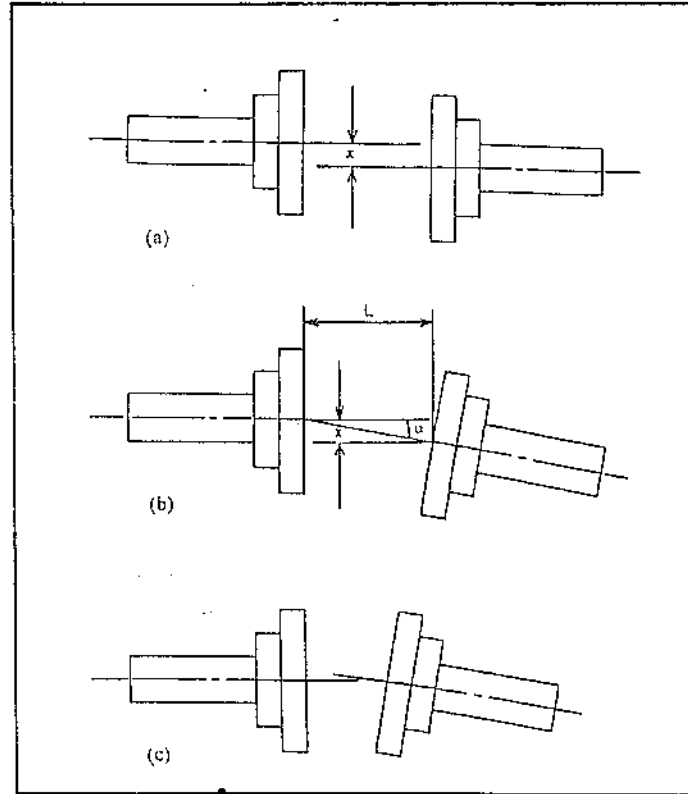


Şekil 1. Tipik bir santrifüj pumpada titreşimlerin sürekli izlenmesi.

Pompa titreşimlerinin değerlendirilmesi için titreşimlerin hangi frekanslarda daha fazla enerji içerdiğini bilmek gerekir. Bu nedenle titreşim sinyalini zaman düzleminde frekans düzlemine dönüştüren frekans analizörleri kullanılır. Titreşim enerjisinin hangi frekansta yoğunlaştığı bize aynı zamanda hangi arızanın pompa içinde geliştiğini gösterecektir. Çeşitli pompalar üzerinde yapılan titreşim ölçümleri sonucu toplanan bilgiler literatürde pompa arızalarının teşhisinde kullanılmaktadır, [5]. Frekansa bağlı olarak görülen pompa arızaları ve olası nedenlerini içeren bu bilgiler Tablo 1’de verilmiştir.

Mekanik arızalar içinde en çok görülen problemler dengesizlik, eksen kaçıklığı, yatak problemleri ve milin eğikliğidir. Dengesizlik yaklaşık 50% titreşim problemlerinin kaynağıdır. Devir sayısında titreşim bileşeninin artışı ile kendini gösterir. Pompa çarkının tek düzlem veya çok düzlemde dengelenmesi ile problem giderilebilir. Günümüzde titreşim ölçüm cihazları ile artık sahada dengeleme yapmak mümkündür. Bu nedenle pompa yataklama sistemleri ve çark, pompa üst kapağı açılarak yerinde dengeleme yapılabilecek şekilde tasarlanmalıdır.

Pompa sistemlerinde en çok görülen ikinci arıza ise yaklaşık 25% ile pompa mili ile kuvvet makinası mili arasındaki eksen kaçıklığıdır. Eksen kaçıklığı sadece güç iletim kaybına yol açmaz, ayrıca makinanın yataklarına ve diğer kritik parçalarına ek dinamik yüklerin iletilmesine de neden olur. Eksen kaçıklığı paralel ve açısal eksen kaçıklığı ile ikisinin kombinezonu olmak üzere üç tiptir, Şekil 2.



Şekil 2. Üç farklı tip eksen kaçıklığı.

Güç birim zamanda yapılan iş olarak tanımlanır. Kuvvet makinasının çıkış miliden iletilen güç

$$P = T \omega \quad (1)$$

ifadesi ile hesaplanabilir. Burada

P = Güç, [W]

T =Tahrik momenti, [N-m]

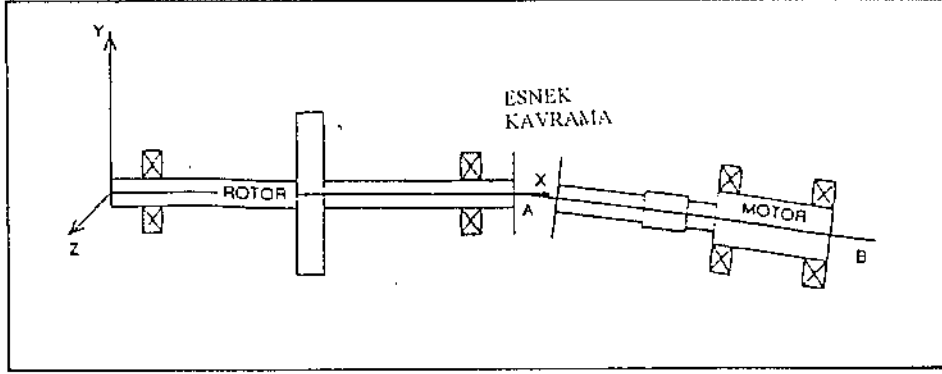
ω =Milin açısal hızı, [rad/s] dır.

Tablo 1. Pompalarda Karşılaşılan problemler, [5]

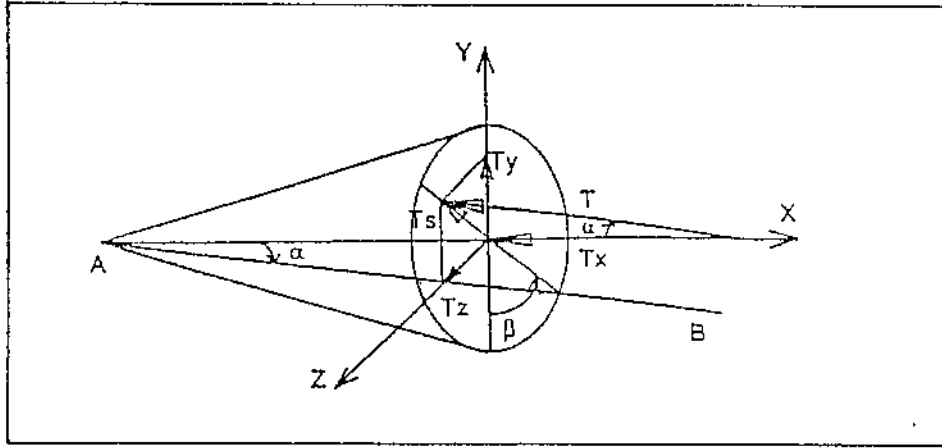
	Titreşim Frekansı	Karşılaşılan problem tipleri	Problem Kaynağı
1	0-40% (dev/dk)	Yağ filminin kamçı hareketine ait rezonans-Sürtünme kökenli yağ dolanımı Yataklarda boşluk- Sızdırmazlık contasında boşluk-Yatak arızası-Yatak taşıyıcı sistemi rezonansı-Gövde deformasyonu-Sıkma geçmede arıza-Burulma titreşimleri kritik frekansı	1
2	40-60% (dev/dk)	Yarı devir hızında dolanım-Yağ filminin kamçı hareketine ait rezonans-Yataklarda aşınma-Takviye elemanlarında rezonans-Kavrama arızası-Sıkma geçmede arıza-Yatak taşıyıcı sistemi rezonansı-Rotor sürtünmesi(eksenel)-Conta sürtünmesi-Burulma kritik frekansı	1
3	60-100% (dev/dk)	Yataklarda boşluk-Conta gevşekliliği-Sıkma geçmede arıza-Burulma titreşimleri kritik frekansı	1-2
4	(dev/dk)	Dengesizlik-Dolanım-Burulma kritik frekansı-Gepici burulma titreşimleri-Temel sistemi rezonansı-Eğik mil-Yataklarda arıza-Yataklarda eksantrisite-Conta sürtünmesi-Gevşek çark-Gevşek kavrama-Gövde deformasyonu-Mil kesit yuvarlaklık kaybı-Gövde titreşimleri	3
5	2x(dev/dk)	Eksen kaçıklığı-Kavramada boşluk-Conta sürtünmesi-Gövde deformasyonu-Yataklarda arıza-Kavrama boşluğu-Takviye elemanlarında rezonans-Eksenel yük taşıyan yatakta arıza	1-2-3
6	nx(dev/dk)	Kanat geçiş frekansı-Basınç pulsasyonları-Eksen kaçıklığı-Gövde deformasyonu-Conta sürtünmesi-Dişli çarklarda problemler	3-4
7	Çok yüksek frekanslarda	Milde sürtünme: conta ve yataklar-Dişli çarklarda problemler-Yataklarda vuruntu-Sıkma geçmelerde problemler	3-4
8	Devir hızı ile senkronize olmayan >(dev/dk) frekanslar	Boru sistemlerinde titreşimler-Temel sistem rezonansı-Gövde rezonansı-Basınç pulsasyonları-Vanalarda titreşimler-Gürültü-Milin çeşitli elemanlara sürtünmesi-Kavitasyon	5
Problem Kaynağı	Açıklamalar		
1	Yataklarla ilgili problemler		
	* Yatak davranışı kararlı değil * Aşırı yatak boşluğu var * Yatak kovanları gevşemiş * Yağ içinde yabancı maddeler olabilir * Yağ özelliklerinin uygun değil (sıcaklık ve viskozite gibi) * Yağ özellikleri hava ve proses akışkanı karışması nedeniyle bozulmuş * Yağlama sistemi iyi değil * Yataklarda aşınma var		
2	Sızdırmazlık elemanları ile ilgili problemler		
	* Aşırı boşluk var * Sızdırmazlık elemanları tutucuları gevşemiş * Conta aşırı sıkışık * Contalarda aşınma var		
3	Sistemin birimleri ile ilgili problemler		
	* Kritik hız etkili * Kavrama gevşemiş olabilir * Sıcaklık farkları problemi yaratıyor * Mil konantrik değil * Yük taşıyıcı elemanlar yeterli rijitlikte değil * Yatak taşıyıcı sistemi rezonansı etkili * Gövdede deformasyon var * Eksenel yük dengelenmemiş veya eksenel yük taşıyan yatak yetersiz * Dengesizlik var * Kavrama elemanları dengesiz * Milde eğilme var * Sıkma geçme elemanlar gevşemiş olabilir		
4	Sistemle ilgili problemler		
	* Burulma titreşimlerinin kritik frekansları devir hızıyla çakışıyor * Yatak taşıyıcı sistemi rezonansı etkili * Pompa temel sistemi rezonansı etkili * Mil eksen kaçıklığı etkili * Borulama sistemine aşırı yük etkiliyor * Dişli çark sistemi varsa diş kırılması ve aşınmalar olabilir * Borulama sisteminde rezonans frekansları etkili		
5	Sistemde akışla ilgili problemler		
	* Basınç pulsasyonları * Vorteks kopmaları * Borularda görülen kabuk titreşimlerine ait rezonans etkileri * Akış kesit alanının yetersiz kalması * Yetersiz net emiş basıncı * Akustik rezonanslar * Kavitasyon		

Eksen kaçıklığının yarattığı güç kaybı ve ek momentleri belirlemek için açısız eksen kaçıklığı içeren model kullanılabilir. Paralel eksen kaçıklığında güç kaybı büyük ölçüde kullanılan esnek kavramanın türüne bağlıdır ve modellenmesi daha güçtür. Bu tür eksen kaçıklığında güç kaybı açısız eksen kaçıklığına göre daha fazladır, Şekil 2. Bu nedenle güç kaybı hesaplarında, açısız eksen kaçıklığı içeren model, paralel eksen kaçıklığının etkilerinin tahmin edilmesinde tutucu bir hesaplama yöntemi olarak kullanılabilir. Ayrıca güç kayıplarının belirlenmesinde sürtünme ve sönüm etkileri de hesaba katılmamıştır.

Açısız eksen kaçıklığına sahip bir motor-kavrama-pompa sistemi Şekil 3(a) de gösterilmiştir. Pompa mili ve motor mili arasındaki açı α açısı ile gösterilmiştir. Motor mili AB doğrultusu üzerindedir ve motor milinin pompa miline göre açısız konumu y ekseninden itibaren ölçülen β konum açısı ile verilmektedir, Şekil 3(b).



(a) Açısız eksen kaçıklığına sahip bir motor-esnek kavrama-pompa sistemi.



(b) Moment bileşenleri

Şekil 3. Eksen kaçıklığının ve moment bileşenlerinin şematik gösterimi.

Motorun ürettiği tahrik momenti açısız eksen kaçıklığına sahip esnek kavramadan geçerek iki bileşene ayrılmaktadır. Bu bileşenler sırası ile şöyledir:

$$T_x = T \cos \alpha \quad (2)$$

$$T_y = T \sin \alpha \quad (3)$$

T_x moment bileşeni pompa eksenine doğrultusundadır ve pompa milini döndürür. Bu bileşen faydalı ve istenen bileşendir. Diğer T_y bileşeni ise pompa miline dik bir eksen etrafındadır ve milin eğilmesine yol açar. T_y bileşeni ayrıca y ve z eksenleri doğrultusunda moment bileşenlerine ayrılabilir, Şekil 3(b):

$$T_y = T_s \cos \beta \quad (4)$$

$$T_z = T_s \sin \beta \quad (5)$$

T_s momenti ve T_y, T_z bileşenleri tahrip edici etkiye sahiptir. Güç kaybına neden oldukları gibi, yataklara ve diğer makina parçalarına ek dinamik yüklerin etkimesine de yol açarlar. Açısal eksen kaçıklığı nedeniyle pompa tahrik sisteminde oluşan güç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$P_{GK} = T_s \omega = T \sin \alpha \quad (6)$$

Burada

$$\begin{aligned} P_{GK} &= \text{Güç kaybı, [W]} \\ T_s &= \text{Tahrik momentinin istenmeyen bileşeni, [N-m]} \\ \alpha &= \text{Açısal eksen kaçıklığı, [°]} \\ \omega &= \text{Milin açısal hızı, [rad/s] dir.} \end{aligned}$$

“Güç kayıp faktörü” ϕ ise

$$\phi = \frac{P_{GK}}{P} \quad (7)$$

denklemleriyle verilir. Bir pompada eğer açısal eksen kaçıklığı biliniyorsa “güç kayıp faktörü” hesaplanabilir. Örneğin bir elektro-pompa sisteminde açısal eksen kaçıklığı 5 [mm/m] olarak verilmişse

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{5}{1000} \right) = 0.2865^\circ$$

$$\phi = \sin (0.2865) = 0.005$$

bulunur. Güç kaybı, güç kayıp faktörü ile pompa motoru gücü ve toplam çalışma süresinin çarpılması ile bulunur. Örneğin; Ömerli Ham Su Pompa istasyonunda 2.2 MW gücündeki bir pompa, bütün bir yıl boyunca sürekli çalışıyorsa, yıllık çalışma süresi 8760 saattir. Buna göre yıllık güç kaybı

$$0.5 \text{ [kW/kW]} \times 8760 \text{ [saat]} \times 2200 \text{ [kW]} = 96\,360 \text{ [kW-Saat]}$$

olacaktır. Eğer elektriğin birim fiyatı 0.075 [US\$/ kW-Saat] ise bu kayıp yılda 7227 US\$’a ulaşır. Bu hesap, açısal eksen kaçıklığının oldukça mütevazı bir değeri için yapılmıştır ve salt açısal eksen kaçıklığını içerir. Aslında hesap edilen bu güç kayıp olmamakta, fakat elektro-pompa sisteminin yataklarına dinamik yükler ileterek, titreşime ve daha fazla aşınmaya yol açmaktadır. Bu da sisteme yapılan bakım ve yedek parça maliyetlerini artırır. Bütün bu faktörler göz önüne alınırsa, kayıpların 7227 US\$ dan çok daha fazla olacağı görülür.

Titreşimleri izleyerek pompa sistemlerinin gözetim altında tutulması ve gelişmiş kaplin ayar sistemleri ile bakım işlemlerinin yürütülmesi pompa sistemlerinin ömrünü uzatacaktır.

3. GÜRÜLTÜ ÖLÇÜM İLKELERİ, TEMEL BÜYÜKLÜKLER

Pompalarda gürültü düzeyini ve gürültü kaynaklarını belirlemek için gürültü ölçümleri yapılmalıdır. Gürültü ile ilgili değerlendirmeleri doğru yapabilmek için bazı temel kavramları bilmek gerekir. Gürültü ölçümlerinde üç temel büyüklük kullanılır. Bunlar ses gücü düzeyi, ses basınç düzeyi ve ses şiddeti düzeyidir.

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü denir ve ses gücünün düzeyi bu gücün şiddetini belirler. Ses gücü düzeyi W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi

$$L_w = 10 \log \left(\frac{W}{10^{-12}} \right) \quad (8)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada referans güç olarak 10^{-12} W kullanılır. Ses gücü makinaya has bir özelliktir ve o makinanın gücünün ne kadarlık bir bölümünün akustik enerjiye dönüştürüldüğünü yansıtır, skalar bir büyüklüktür. Bir makinanın ses gücü düzeyi bulunduğu mekana bağlı olarak değişmez.

Gürültü ölçümlerinde kullanılan ikinci parametre ise ses basınç düzeyidir. Ses, kulak zarıyla temasta olan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, ses kaynağının belli bir noktada yarattığı ses basıncının bilinmesi önem taşır. Ses basınç düzeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p^2}{p_o^2} \right) = 20 \log \left(\frac{p}{p_o} \right) \quad (9)$$

olarak tanımlanır. Burada p ses basıncının ortalama kare değerinin karekökü (rms değeri), p_o ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen $20 [\mu\text{Pa}]$ 'dır. Ses basınç düzeyi skalar bir büyüklüktür.

Ses basınç düzeyi, ses gücünden farklı olarak ortamın özelliklerine bağlı bir büyüklüktür ve gürültünün insan kulağı tarafından ne düzeyde algılandığının bir ölçütü olarak kullanılır. Ses basınç düzeyi sadece özel hallerde, tam dağınık alanda ve tam serbest alanda, ses gücünün bir ölçütü olarak değerlendirilebilir. Pompaların bulunduğu mahallerde, genellikle elektro-pompa grubunun ses gücü, ses basıncı ölçümleriyle belirlenemez.

Ses enerjisinin yayılması kaynağın bulunduğu ortama, ortamın akustik ve geometrik özelliklerine ve kaynaktan olan uzaklığa bağlıdır. Bu özelliği tanımlamak için vektörel bir büyüklük olan ses şiddeti kullanılır. Ses şiddeti bir noktada birim alandan birim zamanda geçen ses enerjisi olarak tanımlanır ve o noktadaki ses basıncı ile hava partikülünün yine o noktadaki hız vektörüyle çarpımı sonucu elde edilir.

$$\vec{I} = p \vec{v} \quad (10)$$

Ses şiddeti düzeyi L_I ise,

$$L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_o} \right) \quad (11)$$

olarak tanımlanır. I_o olarak 10^{-12} W/m² alınmaktadır. Ses şiddeti ile ses basıncı arasında, düzlemsel dalgalar için verilen ve serbest alanda kaynaktan uzak olmak koşulu ile geçerli olan, bir bağıntı mevcuttur. Buna göre

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (12)$$

eşitliği yazılabilir. Burada p^2 ölçülen ses basıncının rms değerinden hesaplanabilir, ρ , [kg/m³] olarak, ortamın yoğunluğu ve c, sesin [m/s] olarak, ortamdaki yayılma hızıdır. Sesin havada yayılması halinde (11) denklemi

$$L_I = L_p - 0.16 \text{ dB} \quad (13)$$

olarak yazılabilir. Burada, 0.16 dB insan kulağının fark etmeyeceği bir değer olduğundan, (12) eşitliğinin geçerli olduğu koşullarda L_I yerine L_p kullanılabilir. Ancak pompaların kullanıldığı mahallerde genellikle bu koşulların her zaman geçerli olmayacağı dikkate alınmalıdır.

Ses gücü, ses basınç ve ses şiddeti düzeyi büyüklüklerinin logaritmik büyüklükler olduğu ve hesaplarda buna dikkat edilmesi gerektiği önemle hatırlanmalıdır.

4. POMPALARDA GÜRÜLTÜ KAYNAKLARI VE ÖLÇÜMLERİ

Pompalarda gürültü genellikle kavitasyon, akışkan içindeki basınç pulsasyonları, mekanik parçaların çarpması, dengesizlik, rezonans, eksen kaçıklığı ve benzeri gibi çeşitli hidrolik ve mekanik nedenlerden kaynaklanır. Gürültünün iletim patikası ise akışkan, mekanik yapı ve hava ortamı içinde bir yol izler. Hidrolik kökenli

gürültünün pompalarda daha çok etkili olduğu görülmektedir. Pompalarda üretilen gürültü genellikle farklı iki tondadır, bunlar ayrık tonlar ve geniş bantlı gürültüdür. Bir pompanın periyodik basınç pulsasyonları ürettiği frekans, pompanın devir hızı ile pompa çarkındaki kanat sayısının çarpımı ile bulunan "pompa temel frekansı"dır. Bu frekansta üretilen basınç dalgaları, akışkan ortam yolu ile mekanik aksama, buradan da hava yolu ile insan kulağına iletilir. Pompa boyutları küçüldükçe maksimum gürültünün yayıldığı frekans da yükselir. Bu artış genellikle "pompa temel frekansı"nın yüksek harmoniklerine kadar uzanabilir. 3 kHz'in üzerindeki gürültü spektrumu hemen hemen düz bir karakterdedir, yani gürültü geniş bantlı gürültüdür.

Pompalarda toplam ses gücü dört oktav bandında 500, 1000, 2000 ve 4000 Hz'de şu empirik denklem ile hesaplanabilir, [6]:

$$L_w = 10 \log (hp) + K_p \text{ dB} \quad (14)$$

Burada

hp = Pompanın beygir gücü,

K_p = Pompa sabitidir. Bu değer santrifüj pompalar için 95 dB, vidalı pompalar için 100 dB, ve pistonlu pompalar için de 105 dB dir. Devir hızının 1600 dev/dk'nın altında olması halinde 5 dB eksiltmek gerekmektedir.

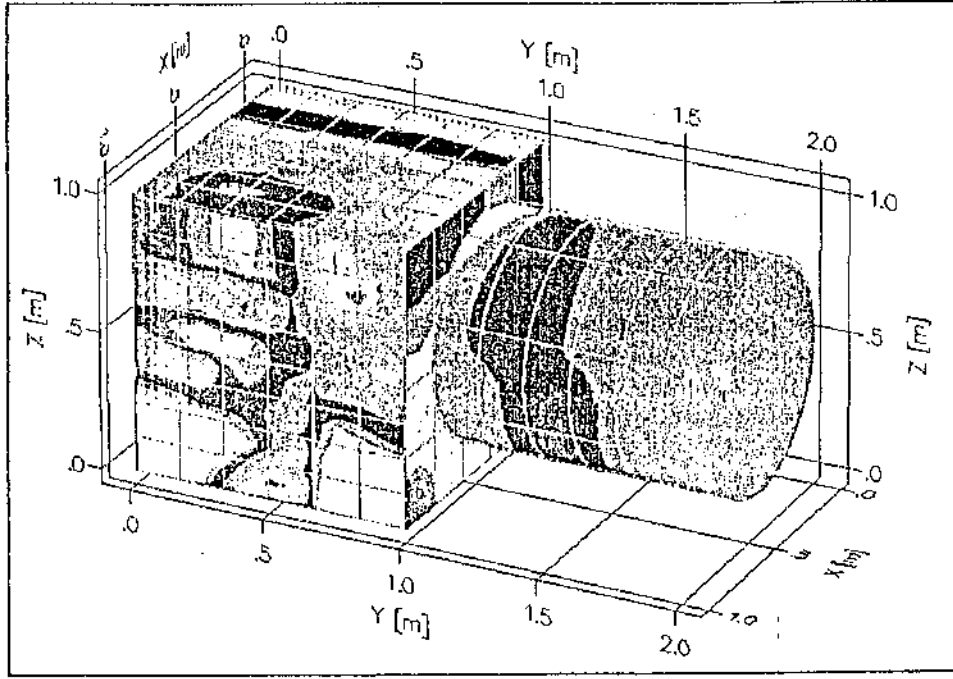
Pompaların tasarlanan işletme koşullarında çalıştırılmaması durumunda oluşan gürültü düzeyi daha da yüksektir. Türbülanslı akış, genellikle Strouhal frekansı ($f_s = 0.2V/D$, burada V akış hızı m/s ve D boru çapı) civarında geniş bantlı bir enerji üretir. Bu enerji boru cidarlarını zorlayarak havaya akustik enerjinin yansımaya yol açar. Kaviteasyon gürültüsü de lokal sistem basıncının, akışın kısıtlandığı bir kesitin hemen yanında, akışkanın buharlaşma basıncının da altına düştüğü noktalarda, geniş bantlı yüksek şiddette enerji üretebilir. Böyle durumlarda akışkan içinde oluşan boşluklar akış boyunca hareket ederek basıncın arttığı bölgelerde parçalanır. Bu olay, metal parçacıkları bile kopartacak güçte, lokal şok dalgalarının oluşmasına yol açar. Bu dalgaların metal yüzeylere çarpması sonucu oluşan zorlanmış titreşimler gürültünün havaya yayılması sonucunu yaratır.

Kaviteasyon pompa çarkının girişinde ortaya çıkan basınç pulsasyonları nedeniyle de oluşabilir. Bu basınç dalgalanmaları anlık düşük basınç bölgeleri yaratarak enerjinin sistem içinde yayılmasına yol açar. Bu durumda pompa temel frekansında ve harmoniklerinde ayrık tonlarda akustik enerji yoğunlaşır. Aynı tahrik mekanizması pompa sisteminin diğer mekanik aksamında titreşimler yaratarak gürültüye neden olurlar.

Yapısal kökenli gürültünün esas nedeni titreşimlerdir. Pompa gövdesi, borular takviye elemanlarının rezonansları bu tür gürültünün nedenleridir. Bu mekanizma ile gürültünün yayılmasını önlemek için titreşimleri azaltmak veya titreşen geniş yüzeylere sönümleyici malzemeler yapıştırmak etkili yöntemlerden biridir.

Havadan iletilen akustik enerjinin denetimi için ses kaynaklarının belirlenmesi ve yalıtılması gerekir. Bu amaçla gürültü analizleri yapılmalıdır. Geliştirilen ölçüm sistemlerinden en önemlisi ise "ses şiddeti ölçüm sistemi"dir. Bu ölçüm sistemiyle, pompa ve kuvvet makinası etrafında oluşturulan bir zarf üzerinde ses şiddeti ölçümleri yapılarak akustik enerjinin yayılımı görüntülenebilir. Bu yolla gürültü kaynaklarının güçlerine göre sıralanması, güç makinası ve pompadan ayrı ayrı yayılan ses gücünün hesaplanması mümkündür. Şekil 4. Ses şiddeti ölçümlerinin kullanılması, hem gürültünün azaltılması için alınacak önlemleri belirlemek hem de sessiz ürün tasarlamak açısından yarar sağlar. Pompa gürültüsünün azaltılması için, pompa istasyonları içinde yansıtıcı yüzeylerin kullanılmaması ve tavanlarda ses yutucu elemanlar asılması, böylece yansıma yolu ile mekan içinde gürültü denetimi uygulaması yararlı yöntemler arasındadır.

Farklı tip pompalarda ses basınç düzeyinin 1/1 oktav bandlarında ölçümlerinin ne şekilde yapılacağı, ortama bağlı olarak ses basınç düzeylerinin ne şekilde düzeltilileceği ve sonuçların nasıl raporlanacağı çok geniş bir biçimde Hidrolik Enstitüsü Standardları'nda açıklanmıştır, [1]. Bu standarda göre, ölçümlerin sağlıklı bir biçimde yapılabilmesi için, geri plan gürültüsünün mikrofona konumlarında pompa çalışırken ölçülen gürültüden, en az 10 dBA daha az olması gerekmektedir. Ayrıca, ölçüm mikrofonları pompa etrafında sadece serbest alana yerleştirilebilir. Bu koşullar sağlandıktan sonra, ölçümlerin ortalaması standartta verilen kurala göre hesaplanarak tek bir ortalama değer elde edilir.



Şekil 4. Ses şiddet ölçümleri ile gürültü kaynaklarının ve ses gücünün belirlenmesi

5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Pompalardan kaynaklanan gürültünün azaltılabilmesi için, gürültünün kaynaktan algılandığı noktaya kadar iletiminde etkili olan mekanizmaları iyi bilmek ve buna göre önlemler almak gerekir. Kaynakta gürültüyü azaltmanın yolu sessiz ürün tasarımı ve pompanın optimum koşullarda çalıştırılması ile sağlanır. Giriş ve çıkış borularının düzgün tasarlanması sistemin en az titreşim yapacak şekilde montajı gürültüyü azaltacaktır.

Gürültü ölçümlerinin doğru yapılması elastik kavramları doğru bir biçimde kullanmakla mümkündür. Ölçümlerin standartlarda öngörüldüğü şekilde yapılması durumunda, pompa gürültü düzeyinin tek bir ses basınç düzeyi büyüklüğü ile ifadesi mümkündür. Son yıllarda büyük gelişme gösteren ve ISO Standartlarına giren, [7], ses şiddeti ölçüm tekniği ile pompanın ve tahrik makinasının ayrı ayrı ses gücü düzeyleri ölçülebilir, gürültü kaynakları şiddetlerine göre sıralanabilir. Böylece alınabilecek önlemler ölçümlere dayalı olacağından son derece etkili olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Hydraulic Institute, Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary and Reciprocating Pumps, 14th Edition, Cleveland, Ohio, USA, 1983.
- [2] Hassall, J.R. and Zaveri, K. , Acoustic Noise Measurements, 5th Edition, Brüel & Kjær, Nærum, Denmark, 1988.
- [3] Bate, H.B. ; Vibration Diagnostics for Industrial Electric Motor Drives, Application Note: BO 0269-12, Brüel & Kjær, Nærum, Denmark.
- [4] Rao, S.S. , Mechanical Vibrations, 3rd Edition, Addison-Wesley Pub. Co. ,1995.
- [5] Karassik, I. J. , Krutzsch, W.C. , Fraser, W. H. and Messina, J.P. , Pump Handbook, McGraw-Hill Book Co. , 1976.
- [6] Irwin, J.D. and Graf, E.R. , Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, Inc. , New Jersey, 1979.
- [7] ISO 9614-1, Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity - Measurements at discrete points, grade 1, 2 and 3.

POMPA ÇIKIŞINDAKİ BASINÇ ÇALKANTILARI

Haluk KARADOĞAN
İ.T.Ü. Makina Fakültesi

Nurettin URUN
Türbosan A.Ş.

KISA ÖZET

Sanayide kullanılan pompaların bastığı akışkan üzerindeki basınç çalkantıları belirli sınırların üzerine çıktığında ürün kalitesini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu çalışmada pompa içinde çalkantıların oluşumunun ayrıntılarını incelemek ve modellemek yerine, genel olarak basit deneylerle durum değerlendirilmeğe çalışılmıştır. Çeşitli pompaların basma tarafından alınan basınç sinyalleri kaydedilmiş, çözümlenmiş ve yorumlanmaya çalışılmıştır.

1.GİRİŞ

Pompaların beslediği sistemler üzerinde görülen titreşimler yol açtığı arızalar nedeni ile maliyetleri arttırabilirken çeşitli sanayi kollarında üretimin kalitesini etkileyebilmektedir. Bu nedenle pompalı sistemlerde oluşan titreşimin uyarıcısı olabilecek titreşimlerin kaynağı olarak dönel veya hacimsel pompalar görülmektedir. Sistemdeki titreşimler, sistemin dinamik davranışlarıyla oynayarak yalıtım yoluyla azaltılabileceği gibi bu titreşimin ortaya çıkmasına yol açan pompanın davranışıyla oynayarak da denetlenebilirler.

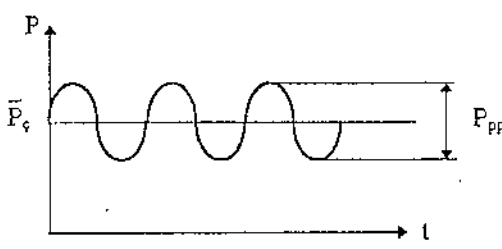
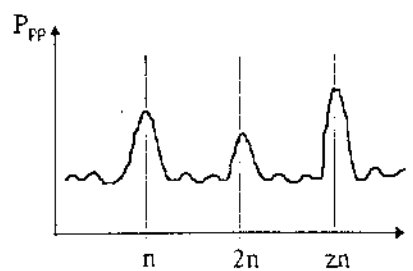
Sistem tasarımcıları bir rezonansa yol açmasa bile, ürün kalitesi açısından, çıkış flanşındaki basınç çalkantıları küçük olan pompaları tercih etmek yoluna gitmektedirler. Bu yöntemin ne kadar doğru olduğu tartışılabilir. Zira küçük genlikli bile olsa sistemi uyarıp rezonansa götürebilecek frekanstaki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

Bu çalışmada sistem tasarımında en çok kullanılan santrifüj pompalar ele alınıp çıkış flanşında ölçülen basınç çalkantıları sistematik olarak incelenmeye çalışılmıştır.

2.SANTRİFÜJ POMPALARDA İSTENEN ÇALKANTI SINIRLARI

Darbesiz olarak çalıştığı kabul edilebilen bir pompa için istenen özellikler aşağıda gösterilmiştir (Tablo 1).

Frekans (Hz)	SINIR DEĞERLER (Hangisi büyükse)	
	$\frac{P_{pp}}{\bar{P}_q + \rho \frac{v_f^2}{2}}$ (%)	P_{pp} (kPa)
n	0.005	1
2xn	0.005	1
3xn	0.005	
<n	0.01	

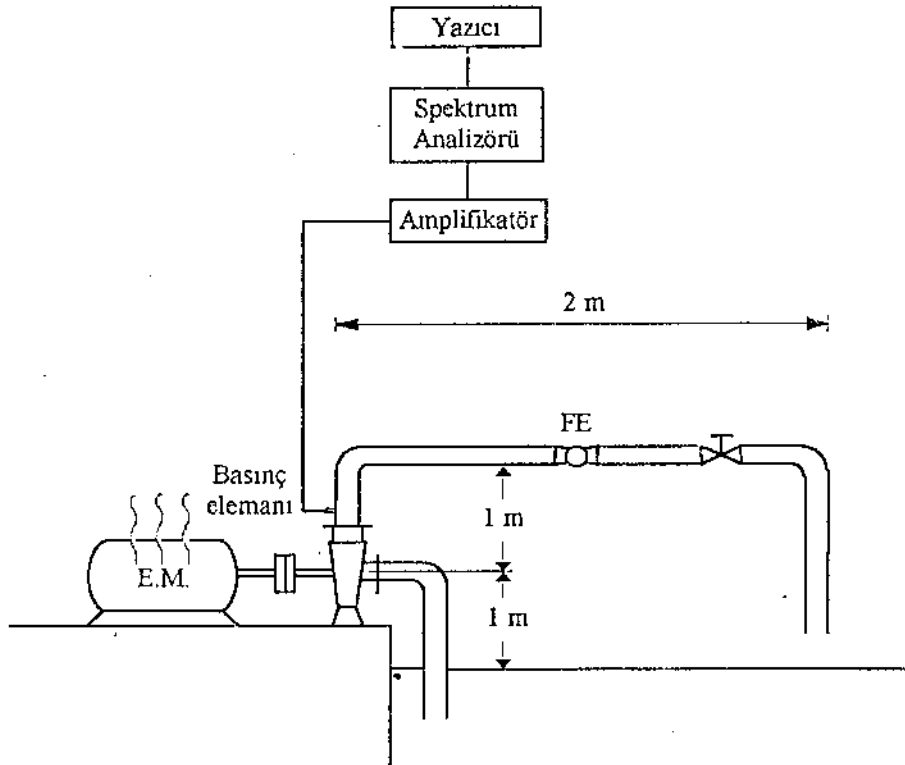



n	: dönme frekansı
z	: kanat sayısı
P_{pp}	: tepeden tepeye basınç genliği
P	: ortalama basınç
$\overline{P}_f + \rho \frac{v_f^2}{2}$	: çıkış flanşındaki toplam yük

Tablo 1 Pompa için istenen çıkıştaki çalkantı sınırları

3.DENEYSEL ÇALIŞMA

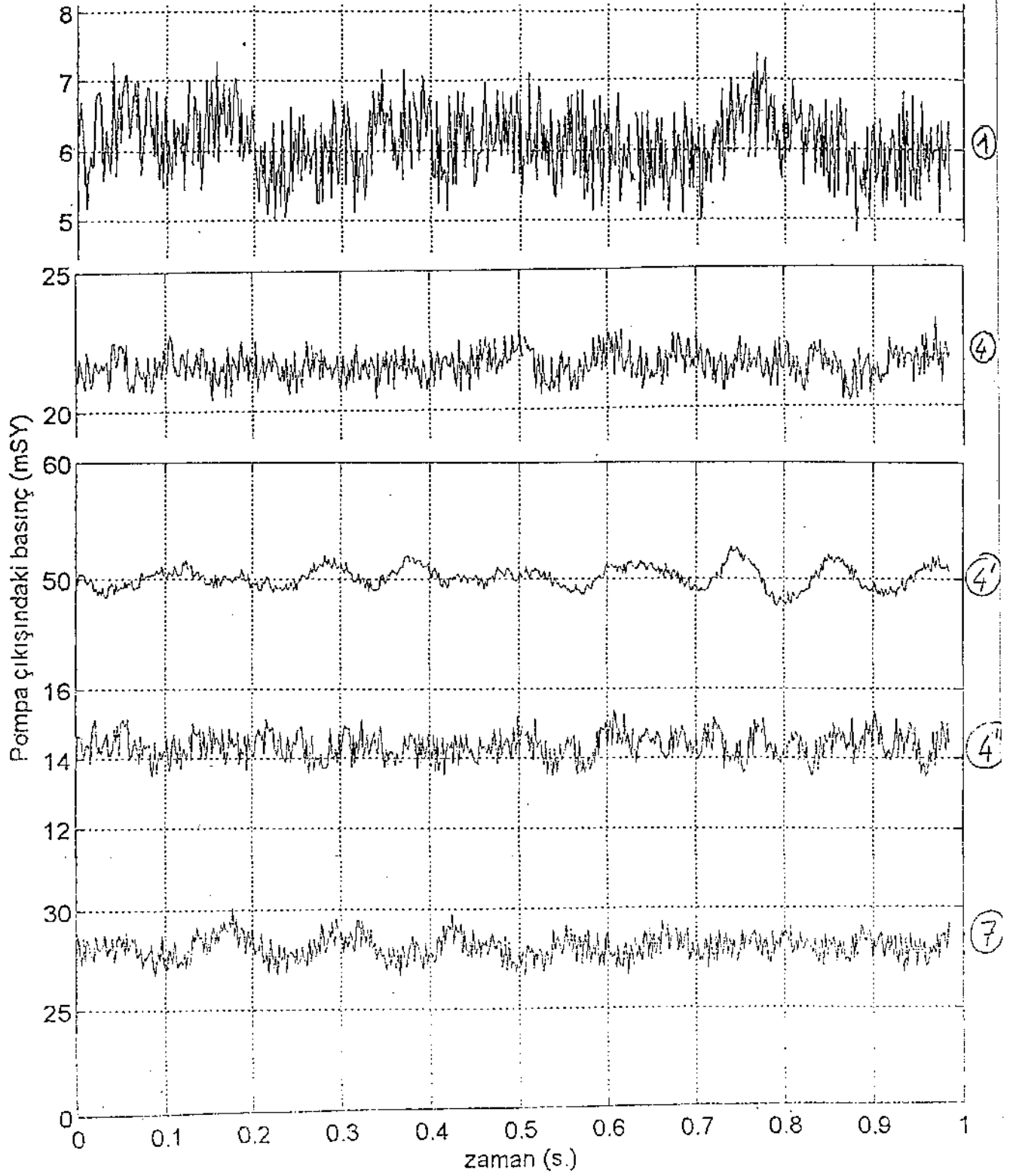
İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı ile Türbosan A.Ş. Tepeören Laboratuvarında değişik pompalar üzerinde pompa çıkışında alınan basınç çalkantıları kaydedilmiş ve çözümlenmiştir. Kurulan deney düzeni tipik olarak Şekil 1 deki gibidir. HBM PD 10 tip 8 mV/Volt hassasiyette, 10 bar skalalı basınç duyargası kullanılarak alınan basınç sinyalleri yükselticiden sonra FFT kullanan bir analizörde çözümlenmiş, sonuçlar yazıcıdan alınmıştır. Deney sisteminin çalkantı ölçmelerini en az etkilemesi için açık sistem kullanılmış, boru boyları kısa tutulmuştur.



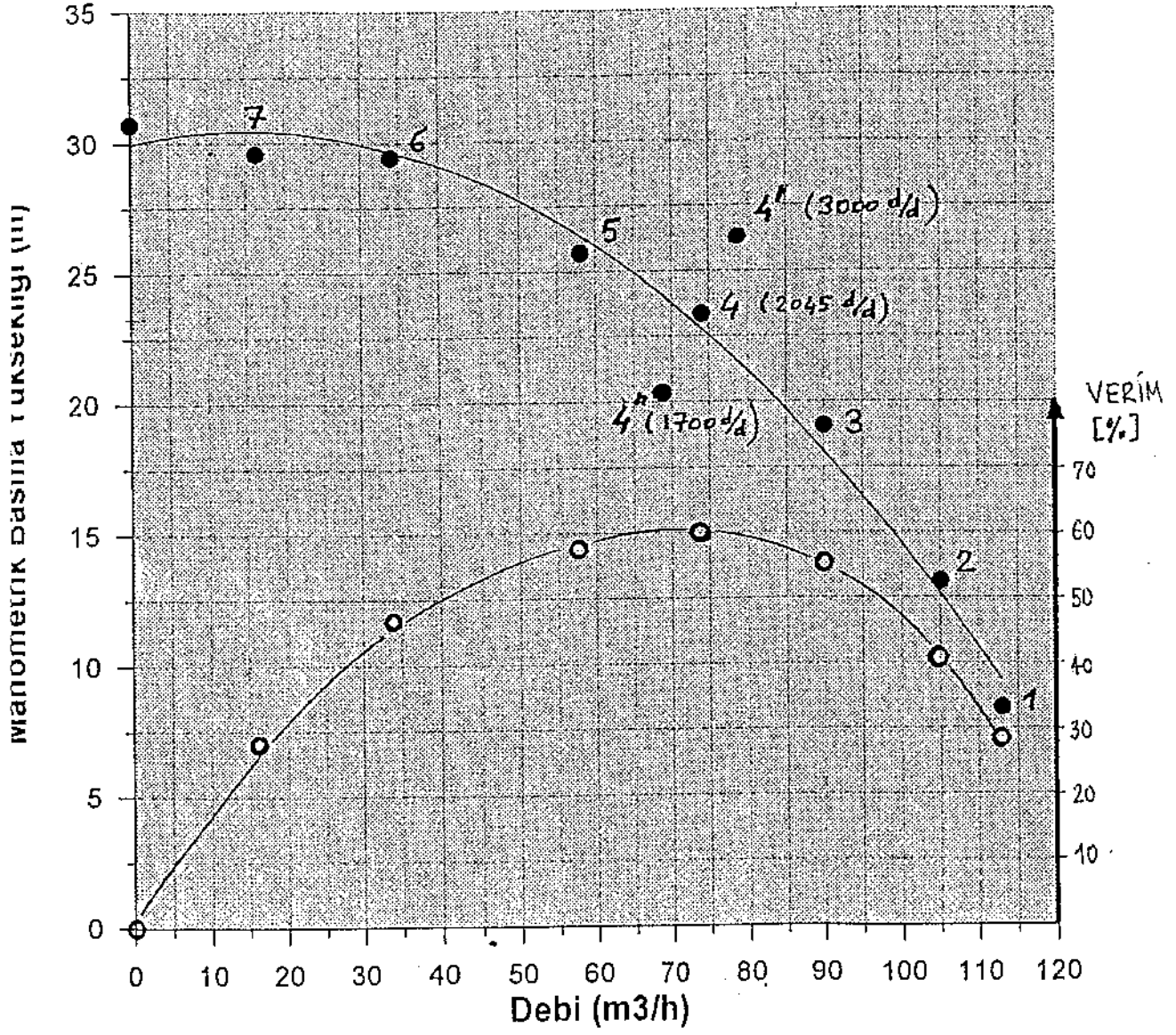
Şekil 1 Tipik deney düzeni

3.1 DENEY SONUÇLARINDAN BİR ÖRNEK

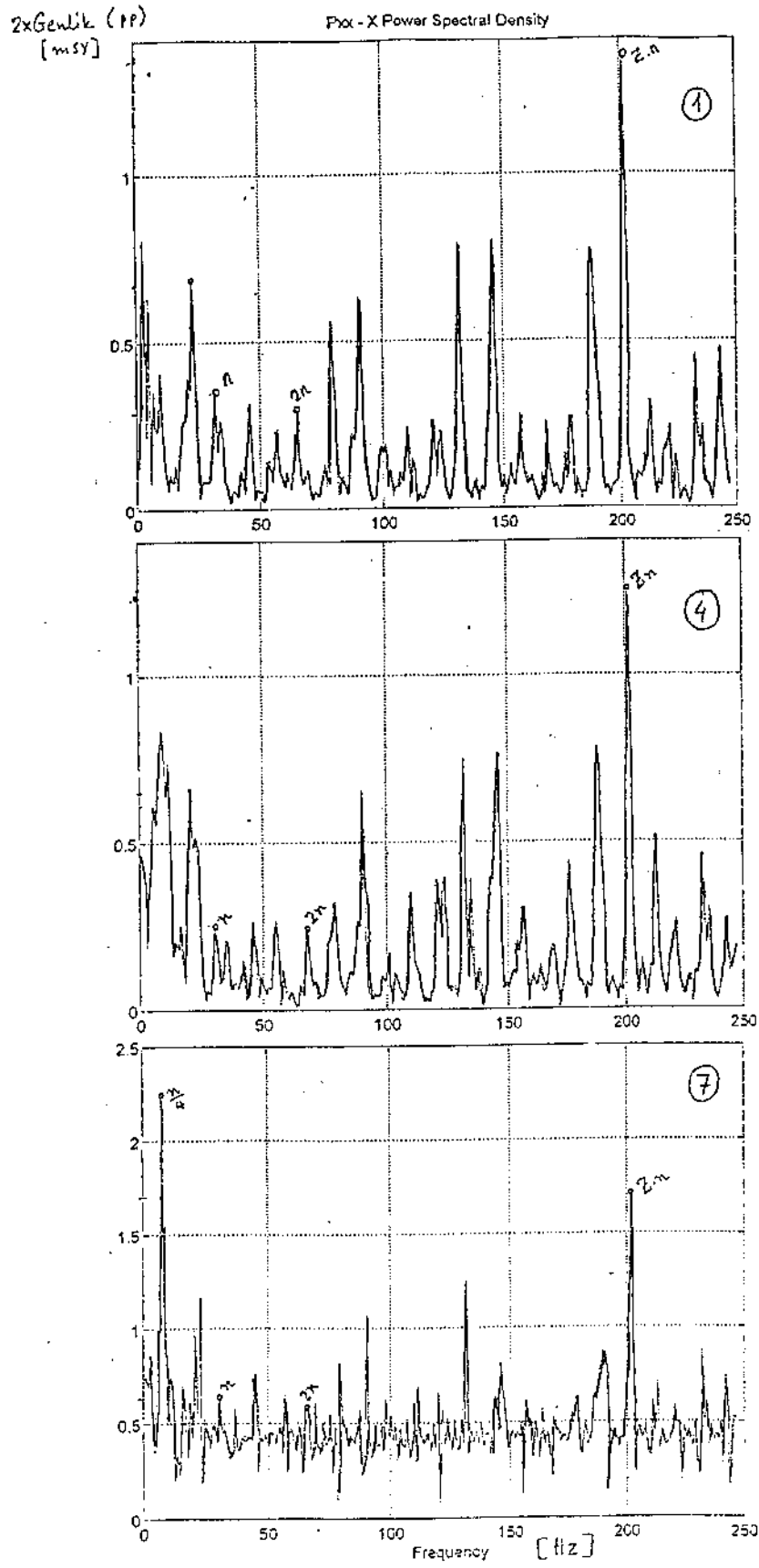
Karakteristikleri Şekil2 de verilen, sırt sırta şaşırtılmamış iki çarktan oluşan çift girişli, 6 kanatlı santrifüj pompa önce nominal dönme sayısı olan 2045 d/d çalıştırılmış ve tanım eğrisi üzerinde 7 farklı noktada veri toplanmıştır. Bunlardan 4 noktası pompanın en verimli çalışma noktası olup, pompanın dönme sayısı 3000 d/d çıkarıldığında 4 noktasının benzeri olan 4' noktasında ve dönme sayısı 1700 d/d olan 4'' noktasında aynı



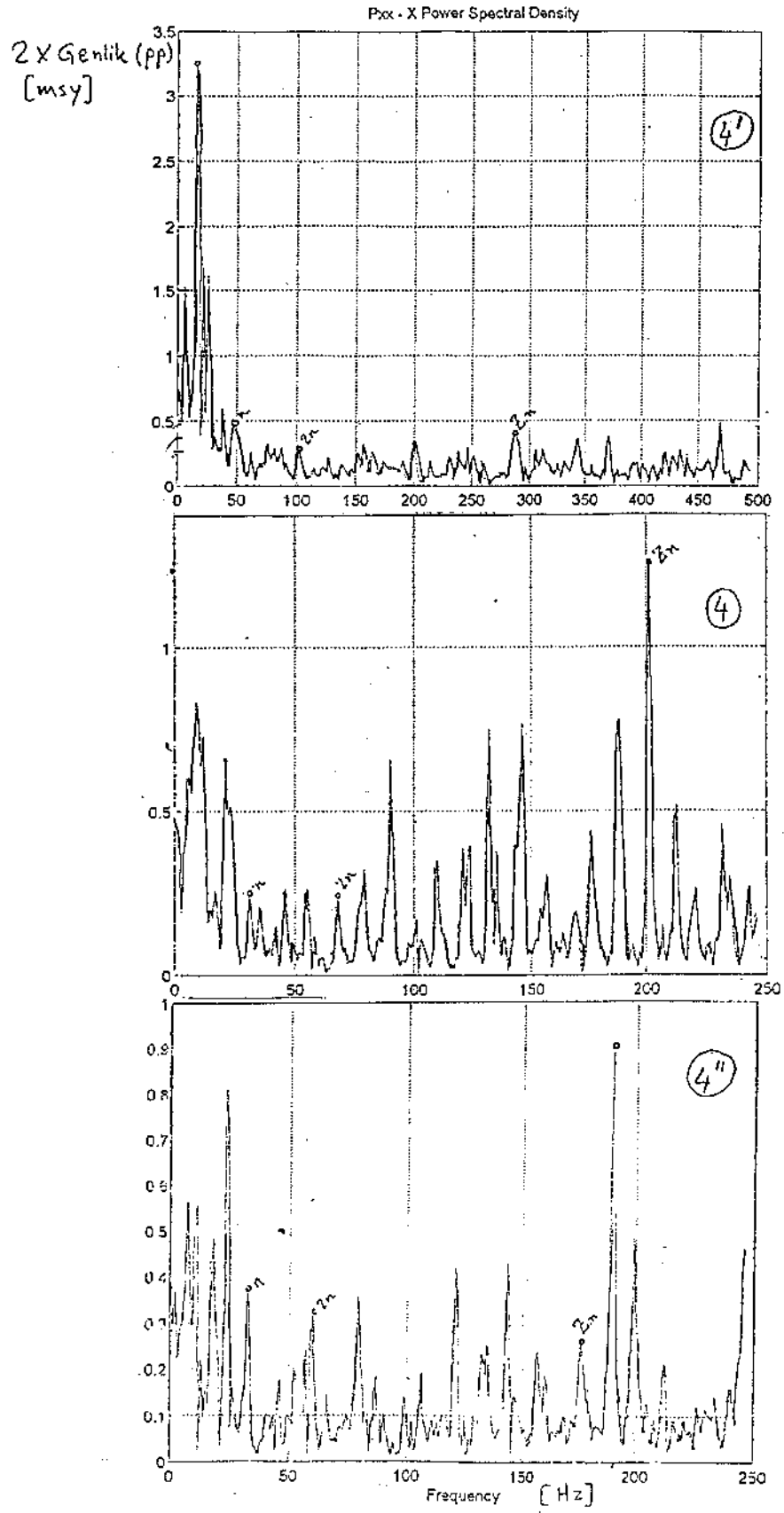
(Şekil 3) : Çeşitli çalışma noktalarında alınan çıkış basıncı sinyalleri



(Şekil 2) : Örnek pompa karakteristiği üzerinde seçilen ölçüm noktaları



(Şekil 4) : 1,4 ve 7 noktalarında alınan basınç sinyallerinin frekans ağırlımları



(Şekil 5) : 4', 4 ve 4'' noktalarında alınan basınç sinyallerinin frekans açılımları

veriler toplanmıştır. Şekil 3 te 1, 4, 7 ve 4', 4'' noktalarında alınmış olan basınç çalkantıları örnek olarak gösterilmiştir. Şekil 4 ve Şekil 5 te aynı noktalara ait basınç çalkantılarının frekans açılımları verilmiştir.

4. ÖRNEK POMPA İÇİN ALINAN ÖLÇÜMLERİN YORUMLANMASI

Kalibre edilmiş basınç transdüserlerinden alınan sinyallerin amplifikatör devresinden geçtikten sonra spektrum analizöründen elde edilen çıkış sinyalleri X-Y yazıcıdan alınarak Tablo 2 de toplanmıştır.

f	Sınır Değer	1 de ölçülenler	4 de ölçülenler	7 de ölçülenler	4' de ölçülenler	4'' de ölçülenler
n	1 kPa 0.005	3.5 kPa 0.043	2.5 kPa 0.010	6.2 kPa 0.022	4.7 kPa 0.006	3.75 kPa 0.017
2n	1 kPa 0.005	3 kPa 0.037	2.5 kPa 0.010	5.7 kPa 0.020	2.6 kPa 0.003	3.25 kPa 0.014
zxn	0.005	0.165	0.052	0.060	0.005	0.012
<n	0.01	0.084	0.027	0.040	0.046	0.036

Tablo 2 Örnek pompa için ölçülen değerler

Tablo 2 ye bakıldığında görülenler aşağıda özetlenmiştir:

- 1) 4' hali dışında her durum için sınır değerler aşılmaktadır.
- 2) Beklendiği gibi nominal nokta civarında basınç çalkantıları en düşüktür.
- 3) Aynı pompanın dönme sayısı değiştirildiğinde benzer noktaların basınç çalkantıları değişmektedir. Özellikle yüksek dönme sayılarındaki çalkantıların bağıl olarak daha düşük olduğu görülmektedir.
- 4) Kanat geçiş frekansındaki basınç çalkantılarının büyük olması pompanın büyük debilerine karşı düşmektedir.
- 5) Frekans açılımında en büyük genlik kanat geçiş frekansında görülmektedir.

5. DİĞER SANTRİFÜJ POMPALARDA DURUM VE BU ÇALKANTILARIN BOYUTSUZ OLARAK İFADE EDİLİP GENELLEŞTİRİLME OLASILIĞI

Piyasadan örnek alınan iki farklı santrifüj pompa ile de yapılan benzer ölçmelerde n, 2n, zxn, <n frekansları için verilmiş olan sınır değerlerin aşıldığı görülmüştür. Bir genelleştirebilmeye gitmek için pek çok veri toplayıp sistematik çözümleme yoluna gidilmesi gerekmektedir. Böyle bir işleme başlamadan önce sistem parametreleri arasında bir boyutsal çözümleme yoluna gidilerek olayı kontrol eden boyutsuz sayılar saptanabilir. Bunlar basınç sayısı ($\psi = gH/n^2D^2$), debi sayısına ($\phi = Q/nD^3$) ek olarak Strouhal sayısı ($St = f_{Bp}D/v$), çalkantı şiddeti ($A = H'/H$) gibi belirlenebilir.

H : basma yüksekliği

n : dönme sayısı

D : çark çapı

f_{Bp} : kanat geçiş frekansı

v : çıkış flanşındaki hız

H' : çalkantı yükü

6. SONUÇLAR

1. Pompa şartnamelerinde, artık çıkış basınç çalkantılarını sınırlayan şartlar sıkça görülecektir.
2. Pompa üreticileri kendi pompalarının çıkış basınç çalkantılarının yapısını bilmek durumundadırlar.

3. Özellikle merkezkaç pompalarda, çark kanadı ile salyangoz dilinin etkileşimi (kanatlı difüzör varsa çark kanat çıkışı ile difüzör kanatlarının etkileşimi, pompa çıkışında yüksek basınç çalkantılarına ve gürültüye sebep olmaktadır.
4. Pompa çıkışındaki basınç çalkantıları, özellikle salyangoz dili ile çark arasındaki boşluğa, dönme sayısına, kanat sayısına, kanat formuna, özgül hıza, tasarım noktası dışında çalışmaya, tasarım geometrisine ve hatta pompanın bağlı olduğu sistemin özelliklerine göre değişim gösterebilmektedir.
5. Olayı genelleştirebilmek için pek çok pompa üzerinde sistematik ölçümler yapılmalıdır. Bu amaçla değişik pompaların denenmesine ve titreşimlerin çözülmesine devam edilmektedir.

7. TEŞEKKÜR

Bu çalışmada deneylerin yapılması ve verilerin toplanmasında büyük emeği geçen Ar. Gör. Sait Alansatan'a teşekkür ederiz.

8. KAYNAKLAR

- [1] Bolleter, U., Waller, H., *Druckpulsationen bei Stoffauflaufpumpen für Papiermaschinen*, Technische Rundschau SULZER, 02/1981.
- [2] Akın, Ö., *Unsteady Flow In An Actively-Controlled Centrifugal Pump*, Ms. Sc. Thesis, Lehigh Univ., Bethlehem PA18015 USA, 1991.
- [3] Chu, S., Dong, R., Katz, J., *Relationship Between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations and Noise in a Centrifugal Pump*, Journal of Fluids Engineering, Vol.117, March 1995.

9. SUMMARY

Pressure fluctuations on the discharge pipe of industrial pumps may affect product quality in negative manner. In this study, instead of investigation of the details and modelling of fluctuations in pump, prediction of these pressure fluctuations are done by simple measurements. During these tests pressure signals taken from discharge pipe of different pumps are recorded, analyzed and evaluated.

TÜRKİYE' DEKİ POMPA SEKTÖRÜNÜN BUGÜNÜ VE GELECEĞİ

Hüseyin ERKİN

DSİ XI.Bölge Müdür Yardımcısı - EDİRNE

Ö Z E T

Gelişmekte olan ülkemizde, tarımsal sulama, sanayi proses suyu, içme ve kullanma suyu kullanımında pompaj konusunun önemi önümüzdeki günlerde daha da artacaktır. Halen yurdumuzun hidrolik potansiyelinin dörtte birini ancak değerlendirme imkanına sahip bulunmaktayız. Özellikle tarımsal sulama alanlarımızın halen yarısından azını sulayabilmekteyiz.

Ülkemizin cazibe sulamalarının önemli bir kısmı tamamlanmış olup bundan sonraki sulamaların tamamına yakın kısmı pompajlı sulama olacaktır. Küçük debili her türlü pompa imalatı konusunda iyi bir yerde olmamıza rağmen büyük kapasiteli pompa imalat sektörü arzu edilen gelişmeyi gösterememiştir. Çok yakın bir gelecekte özellikle büyük kapasiteli pompa imalatı konusunda önemli bir pazara sahip olan ülkemizde pompa imalat sektörümüzün de bu büyük pazarda yerini alarak rekabet edebilme gücüne sahip olması en büyük arzumuzdur.

GİRİŞ :

Ülkemizdeki pompa sektörünün durumuna değinmeden önce, Türkiye'nin hidrolik potansiyeline kısaca bir göz atalım. Bilindiği gibi ülkemizde su kaynaklarımızdan yararlanma hususları, 1954 yılında 6200 sayılı yasa ile kurulan, "Devlet Su İşleri" teşkilatına aittir. DSİ faaliyet alanı içinde yer alan sulama, drenaj ve içme suyu tesisleri oluşturur. Toplam tesisler içinde, pompa istasyonları ve tesisleride önemli bir yer tutmaktadır. Konunun önemini daha iyi kavramak için, Türkiye'nin su potansiyeline bakalım;

Su kaynaklarının gelişmesi ile ilgili konuları geniş çapta incelemek üzere Türkiye drenaj sahaları itibarıyla 26 havzaya ayrılmıştır. Her havzanın ayrı ayrı etüd neticelerine göre yurdumuzun yıllık yağış ortalaması 642 mm.dir. Buna tekabül eden su potansiyeli yıllık 500 milyar metreküptür. Bu miktarın akış haline geçen yerüstü suyu kısmı yaklaşık 186 milyar metreküptür. Bu miktarın tüketim maksatları ile kullanılabilecek kısmı 95 milyar metreküptür. Halen fiili yıllık tüketim 27 milyar metreküptür. Sulamamızdan yeterince yararlanabilmek amacıyla ihtiyaca paralel olarak sularımıza düzen vermek ve bu maksatla depolama tesisleri yani barajlar ve göletler yapılmaktadır. Yurdumuzdaki yıllık yeraltı suyu potansiyeli 12 milyar metreküptür. Halen bu miktarın yıllık 6 milyar metreküpü kullanılmaktadır. Yapılan ve yapılabilecek toplam baraj sayısı 504 olup, halen 99 HES ve 65 adet sulama amaçlı baraj işletmeye açılmıştır. 78 baraj ve HES inşaatı devam etmektedir. Görüldüğü gibi yurdumuzdaki yapılabilecek barajların yaklaşık % 50'si inşa edilmiş ve edilmektedir. Depolama tesislerinin tamamlanması ile, ekonomik olarak sulanabilecek alan 8,6 milyon hektar olacaktır. Halen sulamaya açılan brüt alan 4,3 milyon hektardır. DSİ tarafından inşa edilerek sulamaya açılan net alanlar 1 930 000 hektardır.

Kurulacak tüm HES tamamlandığında toplam gücü 35000 MW olup üretilecek enerji 125 milyar kwh/yıl olacaktır. halen ülkemizde fiilen yerüstü ve yeraltı suyu olarak toplam 32 milyar metreküp

su tarımsal sulama, endüstri suyu ve içme suyu olarak kullanılmaktadır.

Genel bir değerlendirme yapıldığında, kullanabildiğimiz su, kullanabileceğimiz suyun henüz % 14'ü dür. Yerüstü su kaynaklarıyla sulayabildiğimiz arazi, sulayabileceğimiz arazinin henüz brüt olarak % 50'si dir. Yeraltı su kaynakları ile sulayabildiğimiz arazi, sulayabileceğimiz arazinin % 60'ı dır. Halen üretilen hidrolik enerji, üretilmesi mümkün olanın % 29'u dur.

Bu kısa değerlendirmede göstermektedir ki, Türkiye mevcut su potansiyelinin kullanılmayan kısımlarını kesinlikle ve süratle kullanacak, sulanmayan arazilerini sulayarak tarımsal gelirlerini arttırarak ekonomik büyümesine hızlandıracaktır. Bu itibarla tarımsal sulamada, cazibeli sulama yöntemi her zaman mümkün değildir. O takdirde pompajlı sulama yapma mecburiyeti hasıl olmaktadır. Ülkemizdeki sulanabilir arazilerin, cazibeli sulama yapılacak kısımları büyük oranda gerçekleştirilmiş ya da yapımı devam etmektedir. Önümüzdeki yıllarda uygulaması yapılacak tarımsal sulama projelerinin büyük bölümü, cazibeli ve pompajlı sistem birlikte veya tamamen pompajlı sistem olarak uygulanacaktır. Halen DSİ tarafından inşa edilerek işletmeye açılan 1 900 000 ha alanın yaklaşık % 13'ü pompaj sulamasıdır. Konunun daha dikkat çekici olması açısından DSİ tarafından inşa edilmekte olan GAP Projesi bünyesindeki 1 693 027 ha'lık toplam sulama alanının yaklaşık 600 000 ha'lık kısmı pompaj sulaması olacaktır. Köy Hizmetleri, DSİ ve halk sulamaları birlikte düşünüldüğünde 2000'li yıllarda toplam tarımsal sulama alanlarının % 30'dan fazlası pompajlı sistemlerle sulanacaktır. Özellikle DSİ tarafından inşa edilen ve edilecek olan pompajlı sulamalarda büyük debili ve irtifalı pompalar kullanılmaktadır. Ülkemizdeki tarımsal amaçlı sulanan arazilerde kullanılan pompa sayılarına, DİE verilerine dayanarak bir göz atarsak; 1975 yılında 173 823 ad., 1982 yılında 236 488 ad., 1990 yılında 331 195 ad., 1995 yılında 387 000 ad. pompa kullanılmış. 2000 yılında bu değerin 443 000 ad. olacağı tahmin edilmektedir.

Bilindiği gibi DSİ büyük kapasiteli sulama, drenaj ve içme suyu pompa istasyonları tesis etmekte olduğundan pompa adedi, olarak fazla yekün tutmamakla beraber özel siparişlere dayalı pompa imalatının öncüsü durumundadır.

Yeraltı suyu kullanımında kullanılan pompaj konusuna baktığımızda; su kullanım kapasitesi itibarı ile % 60 seviyesinde olduğumuz görülmektedir. Bu amaçla kullanılan pompalar, küçük ve orta kapasiteli pompalar olup, bugün tamamen yerli sanayi tarafından üretilmektedir. Halen 6825 adet kuyu açıldığı tahmin edilmektedir. DSİ her yıl ortalama olarak 300 adet derin kuyu ve dalgıç pompa sipariş etmektedir.

Ülkemizin en önemli sulama projelerinden olan GAP (Güneydoğu Anadolu Projesi) bünyesinde 1 693 027 ha. toplam sulama alanının 600 000 ha. lık kısmı pompaj sulaması olup burada kullanılacak bir çok pompa büyük kapasiteli ve irtifalı olacaktır. 2000'li yıllarda; halen mevcut pompaj kapasitemiz planlanan sulama projeleri zamanında bitirilip işletmeye alındığında üç katına çıkacaktır. Bu açıdan özellikle büyük kapasiteli pompa imalat sektörü önem kazanacaktır. Bugün sayıları bir elin parmaklarından daha az olan büyük kapasiteli yerli pompa imalatçı sayısı önümüzdeki yıllarda çok daha fazla olacaktır. Pozitif olan bu pompa imalat artışının negatif etkisi; genel enerji tüketimimiz açısından olacaktır. Bu durumda yüksek verimli pompa imal ederek ya da satın alarak giderilebilir.

Bilindiği gibi gerek DSİ' de gerekse diğer kurumlar veya özel sulamalarda kullanılan eski pompaların verimleri düşük olup, tesis ve işletme maliyetleri oldukça yüksektir. Bu pompalar santrüflü tip, dikey milli kolonlu (eksenel veya karışık akımlı) tip pompalardır. Bu pompalardan oluşacak ünitelerin binaları, pompa ve elektrik aksam dışında kendileri kadar ilave bir masraf yaratmaktadır. Buna mukabil son yıllarda ülkemizde de kullanılmaya, hatta yerli olarak küçük kapasitede imal edilmeye de başlanan tüplü veya tüpsüz dalgıç pompalar (propeller) sulama ve drenaj tesislerinde büyük avantaj sağlamaktadır. Çünkü bu tip pompalar için binaya ihtiyaç yoktur. Ayrıca verimleri konvensiyonel pompalara göre

daha yüksektir. Yukarıda izah edildiği gibi Ülkemizde yüksek kapasiteli pompa kullanımı arttıkça enerji tüketimide artacaktır. Bu yüzden yüksek verimli ve kaliteli pompa imalatı önem kazanacaktır.

Türkiye'de Pompa İmalatının Kısa Tarihçesi :

Ülkemizde çok az sayıda da olsa, ilk pompa imalatları 1950'li yıllarda başlamıştır. 1956 yıllarında yapılan santrüfuj pompaların ortalama verimleri % 35'i geçmediği yapılan araştırmalarda görülmektedir. 1965 yıllarından itibaren Ülkemizde döküm teknolojisinin gelişmesine paralel olarak pompa imalatıda hızla gelişmeye başlamıştır. 1970'li yıllarda her tür ve özellikle pompa imalatı yapan 10'un üzerinde pompa firması Ülkemizde yer almaya başlamıştır. Günümüzde küçük kapasiteli her türlü pompa imalatı Ülkemizde yapılmakta olup iç ve dış pazarda rekabet edecek düzeydedir. Halbuki büyük kapasiteli sulama ve drenaj pompalarını imal eden çok az sayıda pompa firması vardır. Söz konusu bu firmalar, kapasite yönünden büyük boyutlu bütün pompaları imal edebilirken elektrik motoru ve bazı teçhizatları yapamamaktadırlar. Bu gibi ekipmanlar ithal edilerek sağlanmaktadır. Bilindiği gibi büyük kapasiteli pompaların siparişleri kamu kurumlarınca yapılmaktadır. Halen Ülkemizde imal edilememesi açısından büyük kapasiteli elektrik teçhizatı ve motorlar ithal edilmek zorunluluğundadır. Çünkü döviz kuru dengesizliği ve fiyat farkı ödenmemesi gibi sebeplerden dolayı işi alan firmalar bu siparişleri yerine getirememektedir.

Yerli Pompa Firmalarının Durumu ve Firmalardan Beklenenler:

Yukarıda ifade edildiği gibi, Ülkemizde genel olarak pompa sektörümüz oldukça gelişmiş durumdadır. Ancak tarımsal amaçlı kullanılan sulama ve drenaj pompaları, imalatı, pazarlama ve işletilmesi açısından sektörel bazda yeterli gelişmeyi gösterememiştir. Bunun birçok sebebinin bir kısmı firmalara bir kısmı da devlete aittir. Yaklaşık yirmi yıldan beri pompa ihtiyacımızın hızla artmasına paralel olarak, sektörel bazda dışa açılmamıştır. Yani, büyük kapasiteli pompaların satın alma ihaleleri dışa açılması, dışarıdan gelecek pompalar içinde yüksek gümrük

uygulanmaktadır. Durumun böyle olması rekabet gücünü büyük oranda azaltmaktadır. Dolayısıyla kalite azalmaktadır. Zaten sayıları çok az olan büyük kapasiteli pompa yapan firma sayısı son yıllarda üçe düşmüştür. Özellikle kamu kurumlarının yaptığı ihalelerde imalatçı firmaya, fiyat farkı veya avans gibi koruyucu uygulamalar yapılamamaktadır. Bu yüzden zaman zaman siparişi veren kamu kurumu ve imalatçı firma arasında ihtilaflar çıkmakta hatta imalat yarıda bırakılmaktadır. Büyük kapasiteli yerli pompa imalatçılarının durumuna daha detaylı baktığımızda;

a) Malzeme Konusu :

Ülkemizde pompa imalatında kullanılan hammadde ve mamul malzemenin hemen hemen tamamı sanayiden temin edilmektedir. İmalatın ana malzemesini oluşturan pik, kok ve alaşımlı çeliklerin büyük miktarı kamu sektöründen sağlanmaktadır. Bunların fiyatları sıkça değişmekte olup, imalatçılar bunları satın alırken peşin para ödemektedirler. Halbuki ihalelerde imalat bitiminde imalatçı parasını almaktadır. Ülkemizde maalesef her şeyde olduğu gibi standarda pek uyulmadığından imalatçı aldığı malzemeyle yetinmektedir. Çünkü malzemenin özellikleri hakkında yeterli bir garanti bulunmamaktadır. Kendi dökümhaneleri bulunan pompa imalatçılarının döküm parçaları diğer firmalara göre daha iyidir. Ama maalesef döküm pompa parçalarının çoğu standartlardaki özellikleri taşımamaktadır. Malzeme kalitesi yönünden gerekli titizlik gösterilmediği takdirde imalatçılarımızın yabancı pompa firmaları ile rekabet şansları azalacaktır.

b) Tezgah, Teçhizat ve Deney Standı Konusu :

Ülkemizde büyük kapasiteli yerli pompa firmalarının, tüm işleme tezgahları yeterli kapasite ve modernliktedir. Her türlü büyük kapasiteli pompa imalatı söz konusu firmalarda mümkünse de elektrik motoru ve bazı elektrik teçhizatlarını yerli olarak imal etmek ülkemizde henüz mümkün değildir. 3000 V ve 6000 V yüksek güçlü elektrik motorları henüz ülkemizde imal edilmemektedir. Deney standı açısından, küçük ve orta kapasiteli pompa ve elektrik motorlarını imalat sonunda test etme imkanı hemen hemen ülkemizdeki

tüm yerli firmaların fabrikalarında vardır. Ancak büyük kapasiteli pompa ve elektrik motorlarını test ve deneme imkanı henüz yoktur.

Bu açıdan bazı pompa ve elektrik motorları kendi istasyonlarında ilk geliştirme sırasında deneye tabi tutulmakta, çoğu zamanda istenmeyen eksikler görünmektedir. Kalitenin artması ve daha verimli pompa imalatı için sağlıklı ve büyük kapasiteli deney standı her pompa imalatçı firmada bulunmalıdır. Hatta pompa deneylerini daha modern ölçü aletleri ve teçhizatlarını kullanarak yapmak sonucun o derece iyi ortaya çıkmasına yardımcı olacağı gibi kaliteyi de arttıracaktır. Bilindiği gibi pompanın esas unsuru olan modeli yaptırabilecek modelciyi bulmak ve yaptırmak önemli hususlardan biridir. Özellikle büyük kapasiteli pompaların üretimi sayı ve firma bezında az olduğu için bunların modeli daha pahalıya çıkmaktadır. Halbuki önümüzdeki bir kaç yıl içinde büyük kapasiteli pompa ihtiyacından dolayı üretim miktarı ve firma sayısı artacak dolayısıyla model yapımı ve modelci bulmak kolaylaşacaktır.

c) Personel Konusu :

Pompa teknolojisi, Üniversitelerimiz ve yüksekokullarımızda çok detaylı bir şekilde teorik olarak verilmektedir. Ancak maalesef pratikte bunlar yeterli olmamaktadır. Pompa imalat sektöründe çalışacak olan teknik elemanlar, daha detaylı bilgileri işyerlerinde öğrenmekte ve kendilerini yetiştirmek zorunda kalmaktadırlar.

Eskiden olduğu gibi günümüzde de Üniversiteler ve araştırma kurumları arasında arzu edilen bir diyalog yoktur. Ülkemizde çok az sayıda büyük kapasiteli pompa yapan firmanın imkanları da, büyük masrafları gerektiren araştırmaları karşılamaktan yoksundur. Üniversitelerimiz ile pompa imalatçıları arasında da arzu edilen düzeyde, araştırma ve geliştirme konularında bir yakınlaşma yoktur. Bu iki kurumlar arasında oluşacak iletişim ve yardımlaşma sayesinde ya da imalatçıların kendileri araştırma bölümleri oluşturması ile daha kaliteli ve teknik düzeyi yüksek pompa imalatları yapmak mümkündür.

Pompa imalat sektöründe çalışacak teknik personel ile kalifiye işçi bulmak, eskiye göre daha kolaydır. Gelecekte ülkemizde bu anlamda sıkıntı çekilmeyeceği görülmektedir. Ayrıca başka ülkelere göre sektörde işçilik maliyeti daha ucuz olacaktır.

d) Parasal Konu :

Ülkemizin son yıllarda enflasyonist bir ekonomi ile yaşaması pompa sektörünü de olumsuz şekilde etkilemiştir. Küçük kapasiteli pompa imalatçıları belki bu olumsuzluktan daha az etkilenmektedirler. Ancak sayıları çok az büyük kapasiteli pompa üretici firmalar bundan çok etkilenmektedir. Özellikle kamu kurumlarınca açılan ihalelerde, imalat için avans verilmemektedir. Ekonomik göstergelere paralel olarak fiyat farkı imalatçıya verilememektedir.

Halbuki gelecekte çok miktarda kullanılma ihtiyacı hasıl olacak büyük kapasiteli sulama, drenaj ve içme suyu pompalarının siparişleri kamu kurumlarınca yapılacaktır. Bu açıdan yerli üretimi

teşvik ve kalite açısından, yapılacak pompa ihalelerinde bu hususların gözönüne alınması gereklidir. Burada tabii şuna da dikkat etmek gerekir; yerli üretimi teşvik edelim derken, içeride ve dışarıdaki imalatçılarla rekabet edecek ve kaliteyi yüksek tutacak şartlar her zaman muhafaza edilmelidir. Özellikle ithal edilen büyük güçlü elektrik motor ve teçhizatlarının kaliteli olmasına özen gösterilmelidir.

Ülkemizde pompa ve elektrik teçhizatının maliyetinin yaklaşık % 70'i malzeme, % 30'u işçilik ve diğer giderlere harcanmaktadır. Buradan da kabaca görülmektedir ki, imalatçının aldığı siparişi yerine getirmesi için gerekli malzemeyi satın alması gerekir. Bu açıdan kamudan yapılacak pompa ve elektrik teçhizatı ihalelerinde avans verme usulünün yerleşmesi faydalı olacaktır.

e) Pompa İmalatçıları - Müşteri İlişkileri :

Kamu kurumları, kooperatifler, birlikler, belediyeler gibi müşteri grupları, tarımsal sulama, drenaj ve içme suyu amaçlı pompalar kullanmaktadırlar. Günümüzde bu birimler ile imalatçı firmalar arasındaki ilişki sadece alış verişten ileriye gidememiştir.

Gerek firmalar gerekse bu müşteri grupları işletme-Bakım zincirinde ilişki kuramamışlardır. İmalatçı, işletmedeki makina ve teçhizatlarına gerekli önemi göstererek, işletme problemlerini ve yedek parça ihtiyaçlarını karşılamalıdır. Ferdi müşterilerde ilişkiler kısmen, grup müşterilere göre daha iyidir. Çünkü kişi, sorununa çözüm bulmayı hızlandırmakta veya bulamasada bu sorunun ekonomik boyutu küçük olmaktadır. Halbuki grup müşterilerde sorun ve ekonomik boyutu da büyük olmaktadır.

Bilindiği gibi ülkemizde DSI ve Köy Hizmetleri gibi kamu kuruluşları icra ettikleri sulama ve drenaj istasyonu ve sulama sistemlerini kooperatif birlik veya belediye gibi müşteri gruplarına devretmektedir. Her ne kadar DSI ve Köy Hizmetleri, devrettikleri bu tesisleri kullanan insanları eğitmekte ise de bu durum bir kaç yıl yeterli olmaktadır. Uygulanmakta olan hükümet politikaları, devletin işletmecilikten elini çekmesi doğrultusunda olduğundan, önümüzdeki günlerde tüm pompa istasyonları kullanıcı gruplara devredilecektir. Bu yüzden pompa imalatçı firmaların söz konusu bu müşteri gruplarının eğitimi ve işletme problemlerinin çözümü konusunda çalışmalar yapması gerekecektir. Gelecekte bu müşteri grupları sayısı hızla artacağından belki bölgesel servis ve bakım bölümleri kurulması mecburiyeti doğacaktır.

Sonuç :

Hızla gelişmekte olan ülkemizde tarımsal sulama, sanayi proses suyu, içme ve kullanma suyu konuları da önemli yer tutmaktadır. Bu işlemlerin fonksiyonları da pompalar ile yapıldığından pompaj konusu bugün olduğu gibi gelecekte de daha da önemli hale gelecektir. Özellikle büyük kapasiteli pompa üretimi ve kullanımı yakın gelecekte ülkemizde önemli bir yer tutacaktır. Enerji tüketimi açısından da bakıldığında; yüksek verimli pompalar imal edilmesi yanında önümüzdeki yıllarda oluşturulacak enerji politikalarında pompa istasyonlarının yutacağı enerji göz önüne alınmalıdır.

Halen sadece DSI tarafından inşa edilen ve işletmedeki pompa istasyonlarının kurulu gücü 250 MW olup, 1995 yılında 294 500 mwh enerji tüketilmiştir.

ÇEK VALFLERİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN BULUNMASI

Levent KAVURMACIOĞLU

Cahit ÖZGÜR

İTÜ Makina Fakültesi

KISA ÖZET :

Çek valflerin neden olabilecek basınç darbelerinin değerlendirilmesinde büyük rol oynayan dinamik karakteristiklerin geometrik ve fiziksel özelliklerden hareket ederek hesaplanması bu tebliğin amacını oluşturmaktadır. Çalpara çek valfler için iki model ele alınmış, bunlardan daha uzun ve yorucu laboratuvar testine gereksinim gösteren model geliştirilerek gereğinde deneye hiç başvurulmadan kullanılması için katsayılar boyutsuz fonksiyonlarla genelleştirilmiştir. Bu yöntemin iyi bir yaklaşım sergilediği gösterilmiştir. Ayrıca tablalı ve eksenel çek valfler için geliştirilmiş olan sayısal modeller anlatılmış ve üç tip valfin sayısal modelleri ile elde edilen dinamik karakteristikler kıyaslanmıştır.

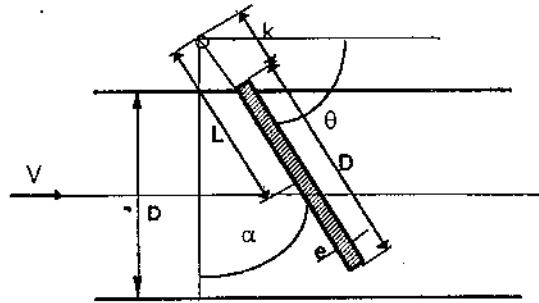
GİRİŞ :

Bir çek valfin dinamik karakteristiği bu elemanın belirli bir tesiste neden olabileceği su darbelerinin değerlendirilmesinde önemli bir araçtır. Valfin geometrisi ve fiziksel özellikleri belirli ise dinamik karakteristiğinin yani (maksimum ters hız - ters ivme bağıntısının) bulunması için en güvenilir yol kuşkusuz deneye başvurmaktır. Aslında imalatçı firmaların bunu yapması ve deneysel eğrileri kataloglarına koyarak piyasaya sundukları tüm ürünlerini dinamik karakteristikleri ile birlikte satmaları gerekir. Ancak uygulamada bunun böyle olmadığını, bazı imalatçıların deney düzenlerinin dahi bulunmadığını görmekteyiz. Bunun başlıca nedeni bu iş için gerekli tesisatın çok masraflı oluşu ve testlerin çok zaman alışıdır.

Bu durumda mühendisin başvuracağı yöntem hesap yöntemidir. Ancak bu konuda yararlanılacak hiç bir basit hesap yöntemi de yoktur. Bunun nedeni de aslında çok basit bir makina olan çek valfin kapama sürecinin hidrodinamik bakımdan zamana göre değişen çok karmaşık bir durum sergilemesidir. Bu yolda geliştirilecek bir simülasyon yalnız karakteristiğinin bulunmasına yardımcı olmakla kalmayıp fakat aynı zamanda var olan tesiste su darbelerinin azaltılması için alınacak önlemlere de ışık tutacaktır.

SİMÜLASYON MODELLERİ :

Burada daha önce çalpara çek valfler için ortaya atılmış iki model esas alınacak ve bunların geliştirilmesi ile dinamik karakteristiklerinin nasıl elde edileceği anlatılacaktır.



Şekil 1

Bu modellerden birincisi ve göreceli olarak daha basit olanı ELLIS modelidir [1]. Şekil 1 de şematik olarak gösterilen valfin hareket denklemi için mekanik, hidrolik ve atalet kuvvetlerinin dengede olduğu düşünülmektedir.

$$\ddot{\theta} = \frac{16 \cdot g \cdot L}{s \cdot (1 + 4 \cdot (1 + m)^2) \cdot D^2} \cdot \left[(s - 1) \cdot \cos \theta - \frac{\Delta H}{e} \right] \quad (1)$$

elde edilir. Burada $m = 2k/D$, s ise kapak malzemesinin özgül ağırlığının akışkanın özgül ağırlığına oranıdır. Kapağın iki tarafındaki ΔH basınç farkının da ELLIS - KAVURMACIOĞLU modeline göre sıvı sütunu cinsinden,

$$\Delta H = \frac{(L \cdot \dot{\theta} + V \cdot \sin \theta)^2}{2 \cdot g \cdot (\sin \theta_{\max} - \sin \theta)^2} \quad (2)$$

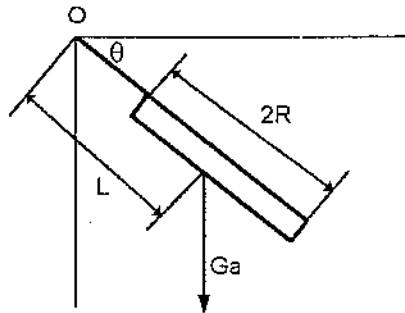
olarak yazılabileceği kabul edilir. Eğer borudaki ortalama V hızının zamana göre değişim fonksiyonu bilinirse son iki denklemden ΔH yok edilerek hareket denklemi için tüm katsayıları zamana göre belirli bir diferansiyel denklem elde edilir. Ancak denklem lineer olmadığı gibi sabit katsayılı da değildir. Runge - Kutta yöntemine göre sayısal olarak çözülerek θ açısının zamana göre değişimi simüle edilir. Su kolonunun ters ivmesi (yani yavaşlama) sabit kabul edilebilirse hız değişim ifadesi, V_0 kapağın tam açık durumdaki ortalama su hızını göstermek üzere

$$V = V_0 - \frac{dV}{dt} \cdot t \quad (3)$$

olarak belirlir. Bu takdirde model çalıştırılarak kapağın kapama zamanı ve maksimum ters hız saptanabilir. Ancak burada dikkat edilecek bir nokta kapama noktası civarında (2) bağıntısının sonsuza gitmesi ve ana denklemin bu yüzden geçerli olmamasıdır. Buradaki zayıf nokta basınç farkı ifadesinin aslında statik şarta göre yazılmasıdır. Özellikle kapağın strokunun son kısmında su kolonunun dinamik etkisi basınç farkını ters döndürmekte ve su darbesi yaratmaktadır. Burada kapağın çok hızlı kapanması ile sıvı kolon durdurulacak ve kolon rijitliğine bağlı olarak fazla basınç Allievi - Joukowsky bağıntısı ile belirecektir. Bu güçlüğü yenerek modeli çalıştırıp maksimum ters hızı bulabilmek için yukarıdaki bağıntıda $\theta_{\max}$ yerine $\theta_{\max} - 3^\circ$ koymak ve hesapları tam kapama açısına kadar yürütmek yeterli olmaktadır. Elde edilen maksimum ters hızlar ile dinamik karakteristik çizilir.

POOL - PORWIT MODELİ

Yukarıda açıklanan basit modelde basınç katsayısının yalnızca kapağın konumuna bağlı olduğu kabul edilmektedir. Gerçekte kapağın dinamik durumunun, örneğin hızının da basınç katsayısı üzerinde etkisinin olduğu bilinmektedir. Bu eksikliği gidermek için *Pool ve arkadaşları* [3] kapağın iki yüzü arasındaki basınç farkını, biri su akış hızına diğeri ise kapak hızına bağlı iki terime ayırmışlardır.



Şekil 2

Ayrıntıları burada gösterilmeyen bir hesaplama şekli ile kapağın hareket denklemi,

$$I\ddot{\theta} - G_a \cdot L \cdot \cos \theta - G_y \cdot r_p \cdot \mu + \frac{\rho}{2} \cdot \left[\left(B \cdot \frac{V}{K_f} + C \cdot \frac{\dot{\theta}}{K_D} \right)^2 + \left(E \cdot \frac{V}{K_f} \right)^2 + \left(G \cdot \frac{\dot{\theta}}{K_D} \right)^2 \right] = 0 \quad (4)$$

olarak elde edilmektedir. Burada B, C, G, E katsayıları R yarıçaplı dairesel kapak için

$$\begin{aligned} B &= 1.723 R^{3/2} & E &= 0.416 R^{3/2} \\ C &= 2.279 R^{5/2} & F &= 0.550 R^{5/2} \end{aligned}$$

değerlerine sahiptir. I, kapağın mıyılı eksenine göre atalet momentini, G_a kapağın su içindeki ağırlığını, r_p mıyılı çapını, μ sürtme katsayısını, G_y mıyılıya etkiyen radyal kuvveti ve ρ suyun özgül kütlesini göstermektedir.

K_f ve K_D katsayılarına gelince, bunların bulunması için orijinal modelde çalpara çek valfin laboratuvarında denenmesi gerekmektedir. Kapağın statik denge konumu için (4) denkleminde $\dot{\theta} = \ddot{\theta} = 0$ konursa denklemden katsayılarından yalnızca K_f kalır. Eğer statik denge durumlarında kapak açısına karşılık gelen su hızı deneyle saptanırsa yani ayar eğrisi bulunursa, bu denklemden her θ açısı için bir K_f değeri bulunur.

Diğer taraftan aynı denklemden su hızı sıfır alınırsa, kapağın durgun ortamdaki kapanışını karakterize eden hale karşı gelen durum elde edilir. Bu denklemden katsayılarından yalnızca K_D kalır. Bu nedenle sakin ortamda yapılacak olan serbest kapama deneyi ile $\theta = f(t)$ bağıntısı elde edilirse θ açıları ve bunların birinci ve ikinci türevleri denkleme götürülerek her θ açısı için bir K_D değeri elde edilir.

Bu şekilde θ açısı cinsinden elde edilen K_f ve K_D katsayıları denkleme götürülürse, katsayıları θ ve hızın fonksiyonu olan ikinci mertebeden bir diferansiyel denklem oluşur. Buradan itibaren yukarıdaki modelde de yapıldığı gibi sabit bir ters ivme için hızın doğrusal bir fonksiyonu da belirlediğinden sayısal yöntemle denklem çözülerek model oluşturulur. Bu modelde her ters ivme için kapama halindeki maksimum ters hızlar hesaplanarak dinamik karakteristik elde edilir.

YÖNTEMİN GENİŞLETİLMESİ

Yukarıda anlatılan yöntemde belirli bir geometriye ve boyuta sahip bir çek valfin dinamik karakteristiğinin bulunabilmesi için bu elemanın laboratuvarında ve özel test düzeninde biri göreceli olarak basit ikincisi ise oldukça zor ve zaman alan iki ayrı teste tabi tutulması gerekmektedir. Şimdi akla gelen şudur. Acaba bir seri deneyden elde edilen deneysel sonuçların genişletilmesi ve her defasında deney yapmak zorunluluğundan kurtulmak olası mıdır? Bunun için önce boyutsuzlaştırma yapıp ayar eğrisini karakterize eden L_v boyutsuz sayısı tanımlanmıştır. (D_B boru çapı, D_K kapak çapı olmak üzere)

$$L_v = \frac{V}{\sqrt{2 \cdot g \cdot e \cdot (s-1) \cdot \cos \theta}} \left(\frac{D_B}{D_K} \right)^2 \quad (5)$$

Teorik olarak gösterilebileceği gibi K_f katsayısı L_v sayısı ile orantılı olarak değişir ve iki sayı arasında

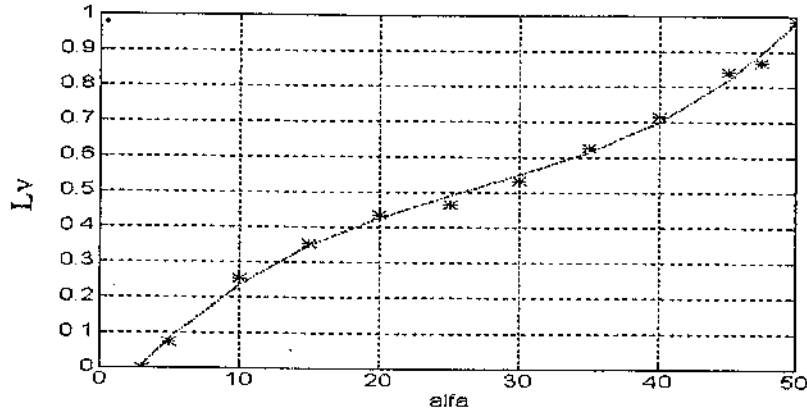
$$K_f = L_v \cdot \sqrt{1+m} \quad (6)$$

basit bağıntısı yazılabilir. Buna göre L_v sayısını belirten bir ayar eğrisi bulunursa doğrudan doğruya K_f değişimi elde edilir.

Laboratuvarında 50 mm. nominal çapta bir valf üzerinde yaptığımız deney verileri kullanılarak bulunan L_v değerleri Şekil 3 de gösterilmiştir. Bu değişimin doğrusallaştırılması ile K_f için yaklaşık,

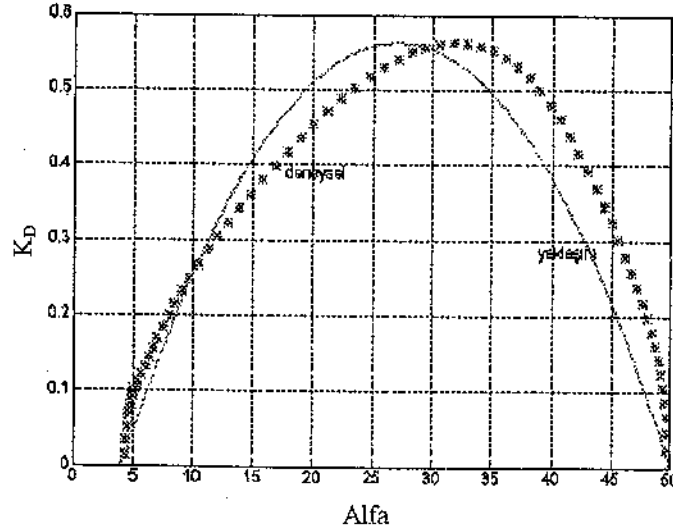
$$K_f = \frac{L_{v_0} \cdot (\alpha - \alpha_{\min})}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}} \cdot \sqrt{1+m} \quad (7)$$

bağıntısı elde edilir. Burada L_{v_0} kapağın tam açık durumuna yani $\dot{\theta} = \ddot{\theta} = 0$ haline karşı gelmektedir.



Şekil 3

Diğer taraftan K_D katsayısına gelince, benzer şekilde laboratuvar test sonuçlarına göre elde edilen katsayıların α açısına göre değişimi Şekil 4 de noktalı hatlarla gösterilmiştir. Bu eğrinin kapağın tam açık ve tam kapalı valf durumlarında eksenini keseceği belli olduğuna göre, maksimum için bulunan $K_{D0} = 0.58$



Şekil 4

değeri korunmak üzere bu eğri bir parabola dönüştürülürse

$$K_D = 0.58 \cdot \left[1 - \frac{(\alpha - \alpha_{\min} - S)^2}{S^2} \right] \quad (8)$$

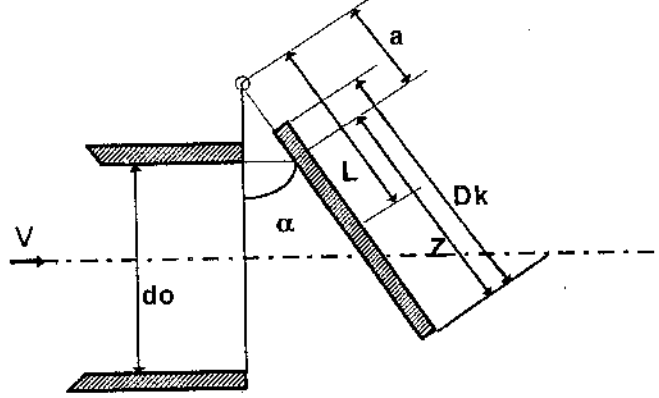
bağıntısına varılır. Burada S derece cinsinden kapak strokunun yarısı göstermektedir. (7) ifadesinde Lv_0 değerinin kullanılması için V_0 tam açıklık su hızının bilinmesine gerek vardır. Bunun için ya basit bir deney yapılır ya da Rahmayer yaklaşımı [4] kullanılır. Deneysel olarak uygunluğu saptanmış olan bağıntı şudur :

$$V_0 = \sqrt{\frac{e \cdot g \cdot (s-1) \cdot \sin \alpha_{\max}}{\frac{A}{A_*} \cdot \left(\frac{a+z/2}{L} \right) \cdot \cos \alpha_{\max} + \frac{1}{(K_b \cdot \alpha_{\max})^3}}} \quad (9)$$

Burada,

$$A_* = \sqrt{2 \cdot D_k \cdot z^3 \cdot \cos^3 \alpha_{\max} - z^4 \cdot \cos^4 \alpha_{\max}} \quad (10)$$

$$z = \left(L + \frac{D_k}{2} \right) - a, \quad a = \frac{L - d_o / 2}{\cos \alpha} \quad \text{olarak hesaplanır.}$$

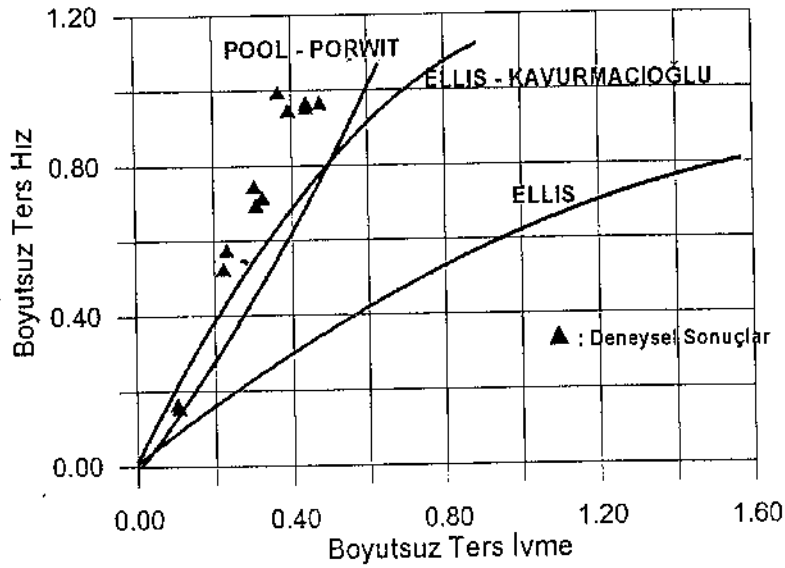


Şekil 5

Burada Rahmayer $K_b = 0.025$ değerini önermektedir. Bu suretle değişik çaptaki tüm çalpara çek valflere uygulanmak üzere genişletilmiş bir yöntemle uzun deneylerden kurtulunabileceği gibi örneğin kapağın kapanma açısı yada benzeri parametrelerin değişiminin etkileri de kolaylıkla izlenebilir.

DENEYSEL SONUÇLARLA KIYASLAMA

Söz konusu 3 modele göre elde edilen dinamik karakteristikler laboratuvarında 50 mm. nominal çapında çalpara valf üzerinde yapılan deneylerden doğrudan elde edilen ters hızlar ile Şekil 5 de kıyaslanmıştır. Görüldüğü gibi basit ELLIS Modeli en aykırı sonucu vermiştir. Buna rağmen geliştirilmiş ELLIS - KAVURMACIOĞLU Modelinin basitliğine göre oldukça iyi sonuç verdiği söylenebilir.



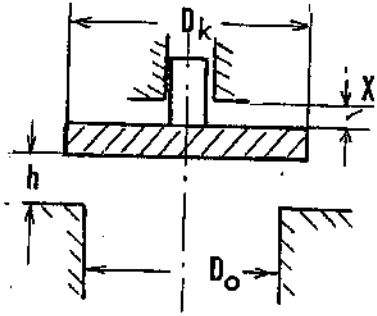
Şekil 6

TABLALI ve EKSENEL ÇEK VALFLER

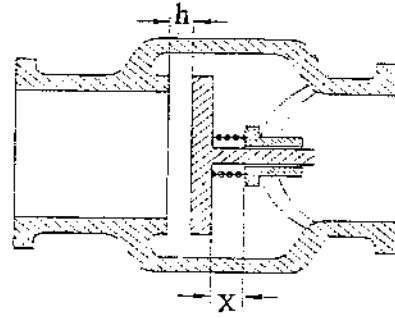
Tablalı çek valfler için KUBİE [5] tarafından yapılan yaklaşım esas alınırsa kapağın hareket denklemi aşağıdaki şekle getirilebilmektedir.

$$s \cdot \ddot{X} = (s-1) \cdot g - \frac{1}{32 \cdot C_d^2} \cdot \frac{D_0^2}{e} \cdot \left(\frac{D_0}{D_k} \right)^4 \cdot \frac{V^2}{(h_{\max} - X)^2} - \left(\frac{D_0}{D_k} \right)^2 \cdot \frac{(V + \dot{X})^2}{e} \quad (11)$$

Burada C_d valfin kapağı ile oturağı arasında kalan sukbe yada orifis diyebileceğimiz silindirik açıklığın debi katsayısıdır ve valfin hızından bağımsız kabul edilmiştir.



Şekil 7



Şekil 8

KUBİE ayrıca bu katsayıyı 0.82 olarak sabit değerde almıştır. Ancak bu değer "h" dan bağımsız olmadığı ve özellikle ters akış halinde çok daha küçük olduğu laboratuvar deneylerimizle kanıtlanmıştır.

Tablalıdakine benzer esaslar dahilinde ağırlık kuvveti yerine yay kuvveti konarak eksenel çek valfler için aşağıdaki denklem elde edilir :

$$s \cdot \ddot{X} = \frac{F_0 - k \cdot X}{\rho \cdot e \cdot \frac{\pi \cdot D_k^2}{4}} - \frac{1}{32 \cdot C_d^2} \cdot \frac{D_0^2}{e} \cdot \left(\frac{D_0}{D_k} \right)^4 \cdot \frac{V \cdot |V|}{(h_{\max} - X)^2} - \left(\frac{D_0}{D_k} \right)^2 \cdot \frac{(V + \dot{X})^2}{e} \quad (12)$$

Burada k yay katsayısını, F_0 kapağın tam açık durumdaki yay kuvvetini göstermektedir. Bu denklemler yukarıda sözü edilen sayısal yöntem kullanılarak sabit ters ivme halinde çözülerek dinamik karakteristikleri veren modeller geliştirilmiştir.

DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Ele alınan 3 tip çek valf için önerilen sayısal modeller kullanılarak elde edilen dinamik karakteristikler Şekil 8 de gösterilmiştir. Her 3 hal için de hesaplama esas alınan valflerin nominal çapları 50 mm. dir. Referans hızlar da nominal çaptaki kesitteki ortalama hızlardır. Fiziksel özellikler aşağıdaki gibidir :

Çalpara : $e/D = 0.11$

$\theta_{\max} = 40^\circ$

Tablalı : $e/D = 0.214$

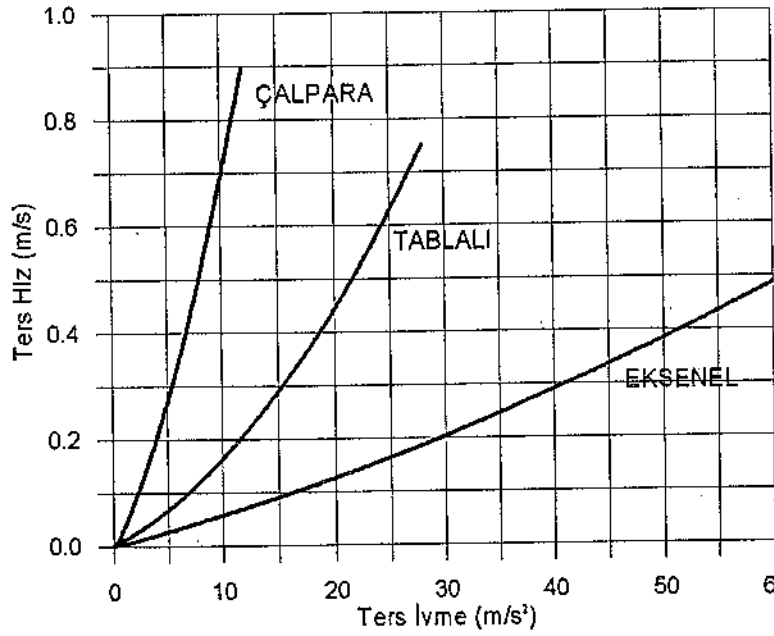
$h_{\max} / D = 0.32$

Eksenel : $e/D = 0.214$

$h_{\max} / D = 0.25$

$k = 792 \text{ N/m}$

$F_0 = 21.5 \text{ N}$



Şekil 9

KAYNAKLAR

- [1] ELLIS, J. , " A Study of Pipe - Liquid Interaction Following Pump Trip and Check - Valve Closure in Pumping Systems" , Third Int. Conf. on Pressure Surges , Canterbury England , March 1980.
- [2] KAVURMACIOĞLU Levent , "Çek Valflerin Dinamik Davranışlarının Analizi" , Doktora Tezi İ.T.Ü. , İstanbul, Aralık 1996
- [3] POOL, E.B. , Porwit, A.J. , Carlton, J.L. , "Prediction of Pressure Surges from Check Valves for Nuclear Loops" , ASME Paper , 62 - WA - 219 , Oct. , 1962.
- [4] RAHMAYER, W.J. , "Sizing Swing Check Valves for Stability and Minimum Velocity" , Trans. ASME , Vol. 115 , pp. 406 - 410 , Nov. , 1993.
- [5] KUBIE , J. , "Performance and Design of Plug Type Check Valves" , Procs. Instn. Mech. Engrs. , Vol. 196 , pp. 47 - 56 , 1982.

DETERMINATION OF CHECK VALVE DYNAMIC CHARACTERISTICS

The dynamic characteristic of a reflux valve is a valuable tool for estimating the pressure surge cause by the valve in the hydraulic systems. Therefore how to find this curve is the utmost interest either in design or in operation stage.

Obviously the straight forward method is the determination by testing but unfortunately most of the manufacturers are not in the position to supply these curves due to lack of adequate laboratory facilities or in some cases they may not consider these experiments affordable. This paper concerns three types of reflux valve characteristics with special emphasis on the swing type valve.

Two numerical models are represented here. ELLIS - KAVURMACIOĞLU model is relatively simple and gives rough estimates while POOL - PORWIT approach is more accurate. However the later has a drawback of necessitating the test of every check valve on a special set - up in order to obtain the coefficients which will be used in the calculation.

In the proposed method these coefficients are calculated by non - dimensional expressions obtained from the experiment. This avoids troublesome tests of every check valve in question. The results obtained by the aid of the proposed numerical model were checked and found to be quite satisfactory.

In order to simulate the plug type check valves the KUBIE's approach was adopted and corrections and improvements were brought over the original model.

Similar considerations were adopted for axial type reflux valves and a numerical model was developed. By the aid of the mentioned simulation models, valve closures were studied under varying decelerating rates and dynamic characteristics for the three different types having the same nominal dimensions are plotted. A comparison of these curves showed that the most sever waterhammer must be expected in the systems equipped with swing valve.

ÇEK VALFLERİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİ ve POMPALI SİSTEMLERE UYGULANMASI

Levent KAVURMACIOĞLU

Cahit ÖZGÜR

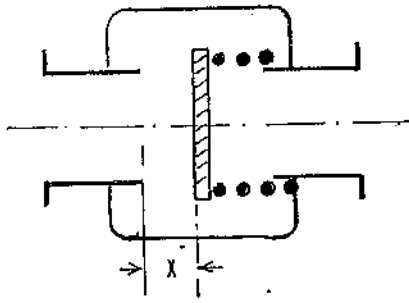
İTÜ Makina Fakültesi

ÖZET

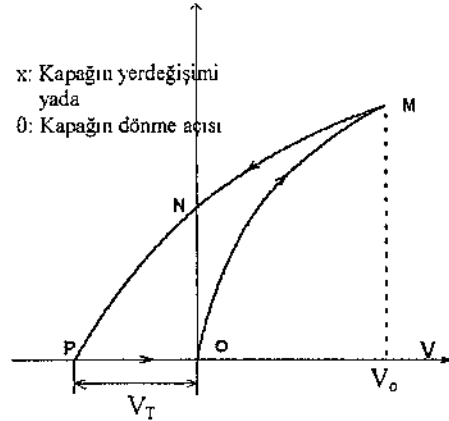
Dinamik Karakteristiği bilinen bir çek valfin belirli bir pompalı tesiste kullanılması halinde neden olacağı maksimum basınç artışının hesabı tartışılmıştır. Pompalı tesislerde boru hazne sisteminin çıplak ters ivmesinden çok düşük olan gerçek ters ivmenin hesabı için bir yöntem geliştirilmiştir. Yöntemin çek valfler için uygulama sınırları boyutsuz volan sayısı ve kolon rijitlik sayısına göre tesbit edildiği gibi hesap için gerekli diyagramlar da verilmiştir. Ayrıca yöntemin geçerliliği komple matematik modellerle kontrol edilmiştir.

GİRİŞ VE TANIM

Bilindiği gibi çek valfler çeşitli hidrolik sistemlerde ters akışın önlenmesi amacı ile kullanılan elemanlardır. Ancak bu elemanlar yapılarından gelen bir özellikte bu işlevlerini bir gecikme ile yerine getirebilirler. Kapanma gecikmesinden doğan ters akım ani kapanma sonucu, özellikle pompalı tesislerde, çok önemli su darbelerine neden olabilir ve sağlıklı çalışmayı tehlikeye sokar. Bu bakımdan sistemde kullanılacak bir çek valfin daha proje safhasında incelenmesi, doğuracağı fazla basıncın tahmin edilmesi ve buna göre uygun valfin seçilmesi gerekir.



Şekil 1



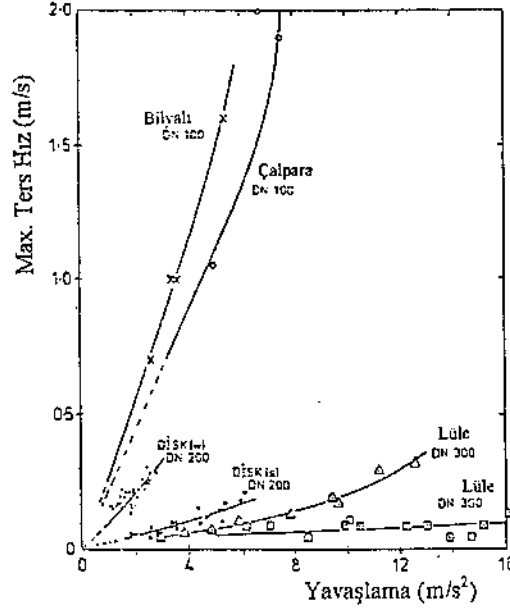
Şekil 2

Çek valfin çalışma prensibine göz atılırsa Şekil 1 de şematik olarak gösterilen valfin x kapak açıklığı, V boru içindeki ortalama su hızına bağlı olarak Şekil 2 deki tarzda değişir. Hız basma yönünde sıfır değerinden V_0 değerine kadar arttırılırsa, yay kuvveti ile dinamik etki dengede olarak kapak maksimum açıklık durumuna gelir (OM Eğrisi). Eğer valften geçen debi kontrollü olarak çok yavaş bir şekilde azaltılırsa aynı eğri üzerinden bir geri dönüş olur ve debi sıfırlanınca kapak ta kapanır. Ancak çoğu zaman pratikte olduğu gibi pompa akımının kesilmesi ile su kolonu oldukça hızlı bir şekilde yavaşlar. Bu durumda kapağın konumu MP Eğrisini izler ve su hızı sıfıra indiği zaman henüz kapak kapanmamıştır (N noktası). Su kolonu negatif ivme ile hızını kaybetmeye devam edince bir ters hız oluşur ve bu hız P noktasında maksimum değerine ulaşır. Bunun ardından ani ve yakın bir hızlı kapama ile su hızı sıfıra iner ve hissedilir bir su darbesine neden olur. Görüldüğü gibi burada dinamik bir histerisiz söz konusudur.

Su kolonunun yavaşlama hızı yani ters ivme değeri ne kadar yüksek olursa, oluşan maksimum ters hız da o derece yüksek olacaktır. Bu iki büyüklük arasındaki

$$V_{T_{\max}} = f\left(\left|\frac{dV}{dt}\right|\right) \quad (1)$$

bağıntısına çek valfin **Dinamik Karakteristiği** diyoruz. Bu karakteristik valfin tipine, geometrisine, boyutuna ve diğer fiziksel özelliklerine bağlıdır. Bir fikir vermek için çeşitli tipte çek valflerin dinamik karakteristikleri Şekil 3 te kıyaslanmıştır.

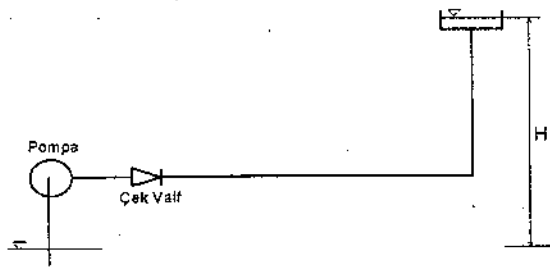


Şekil 3

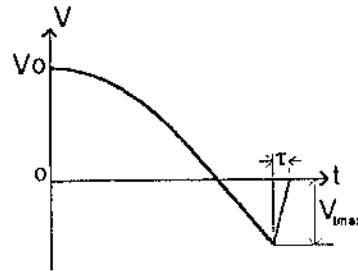
Valf seçimi, dinamik karakteristik ve davranışlar ile ilgili bilgiler için A.Thorley'in revü yazısını başvurulabilir. [6]

HIZIN ZAMANA GÖRE DEĞİŞİMİ

Pompa çıkışında bir çek valf bulunan basit bir pompalı tesis düşünelim (Şekil 4) . Pompayı çeviren motorun akımı ani olarak kesilirse su hızının zamana göre değişimi genellikle Şekil 5 teki gibi olur. Burada görüldüğü gibi eğrinin eğimi yani ters ivme mutlak değer olarak gittikçe artar ve sabit bir değere ulaşır. Başlangıçta hız azalmasını frenleyen faktör çarkın kinetik enerjisidir. Çark yavaşladıkça bu etki de azalır. Deneysel ve teorik sonuçlar doğrusal kısmın kapama sürecinin önemli bir kısmını kapsadığını göstermektedir. Ters hız maksimum değerine eriştikten sonra kapak hızla kapanır ve bu çarpmanın yarattığı su darbesi kapakın ön kısmında ani bir basınç artmasına neden olur.

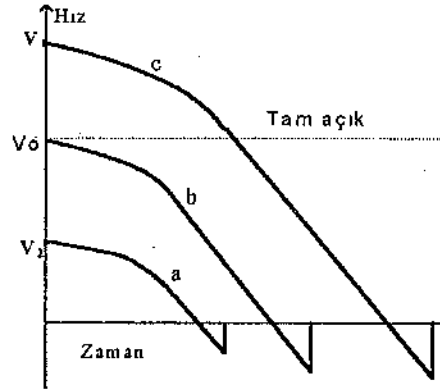


Şekil 4



Şekil 5

Şimdi Şekil 5 de aynı tesisin başlangıç hız değerleri farklı olan üç değişik çalışma halini ele alalım. V_0 değeri kapak tam açıklıkta tutan hızı gösterecek. Başlangıç hızları ,



Şekil 6

$V_1 > V_0 > V_2$ şeklindedir. Görüldüğü gibi doğrusal kısımların eğimleri aynı olmasına rağmen kapak harekete geçtikten sonra en büyük ters ivme (c) eğrisindedir. En küçük ortalama ters ivme de (a) halinde gerçekleşmektedir. Oluşan ters hızlar da buna uygun olarak sıralanmışlardır.

BOYUTSUZ KARAKTERİSTİK

Aynı geometriye sahip çek valflerin değişik boyutlarını birbiri ile kıyaslamak ve elde edilen verileri daha geniş bir alanda kullanabilmek için dinamik benzerlik gözönüne alınarak **dinamik karakteristik** aşağıdaki şekilde boyutsuzlaştırılmıştır.

$$\frac{V_T}{V_0} = f \left(\frac{dV}{dt} \frac{D}{V_0^2}, \frac{\gamma_k}{\gamma} \right) \quad (2)$$

sıvının değişmesi söz konusu değilse kapak özgül ağırlığı γ_k nın sıvı özgül ağırlığı γ ya oranı olan boyutsuz parametre ortadan kalkar ve denklem yine tek değişkenli hale indirgenir.

$$\frac{V_T}{V_0} = f \left(\frac{dV}{dt} \frac{D}{V_0^2} \right) \quad (3)$$

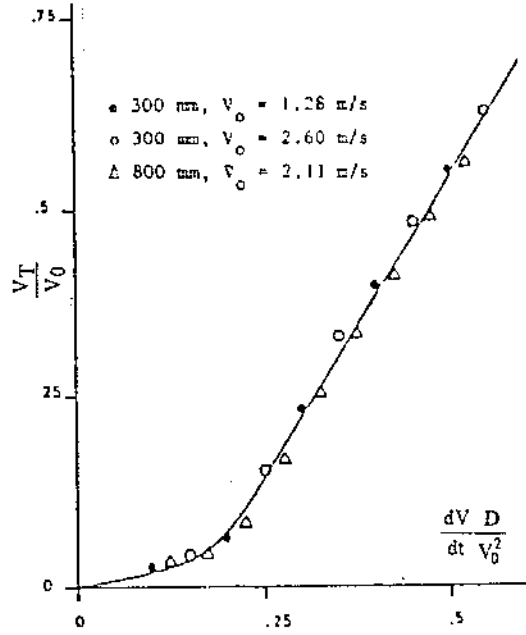
Şekil 7 de çalpara bir çek valfin boyutsuz dinamik karakteristiği görülmektedir.

KARAKTERİSTİĞİN KULLANILIŞI

Dinamik karakteristiğin nasıl elde edilebileceği ayrı bir tebliğ konusudur; şimdi karakteristiği bilinen bir çek valfin belirli bir pompalı tesiste neden olabileceği maksimum su darbesini bulmaya çalışalım. Bu işlem için önce pompayı besleyen elektrik enerjisinin kesilmesinden sonra sistemde oluşacak ters ivmenin

bilinmesine gereksinim vardır. Bir an için bunun da bilindiğini ve değerinin kapama süresince sabit olduğunu kabul edelim.

Bu taktirde var olan dinamik karakteristik kullanılarak maksimum ters hız saptanır.



Şekil 7

Valf kapağının hızlı kapandığı, yani maksimum hıza eriştikten sonra kapağın kapama süresinin basınç dalgasının depoya gidip gelme zamanından küçük olduğu, varsayılarak Joukowski-Allievi bağıntısı kullanılır.

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{a \cdot V}{g} \quad (4)$$

Burada a sesin boru içindeki öteleme hızını göstermektedir. Bu suretle klapeinin tam kapanmasından doğan basınç artışı hesaplanır. Ancak gerek deneysel veriler gerekse teorik hesaplar pompalı hattın ters ivmesinin kapama süresi içinde Şekil 5 dekine benzer tarzda değiştiğini göstermektedir. Enerji kesildikten sonra oluşan ters ivme eğrisini ele alıp her defasında bu değişime göre çek valfin davranışını hesap etmek çok zor bir iştir. Bunun için ortalama ters ivme üzerinde işlem yapmak ve dinamik karakteristiği kullanmak hatıra gelebilir. Bu yüzden önce ortalama su hızının değişim eğrisini nasıl elde edebileceğimizi ve böyle bir uygulamanın başarı şansını etüde edeceğiz.

SİSTEMİN TERS İVMESİ

Basit bir pompa boru hattı - depo sistemi düşünelim. (Şek.4) Pompanın ters akışa karşı yarattığı direnç ve yük kayıpları düşünülmezse sistemin çiplak ters ivmesi basitçe (5) bağıntısı ile hesaplanır.

$$\frac{dV}{dt} = g \cdot \frac{H}{L} \quad (5)$$

Ancak pompanın etkisi küçümsenemez. Bu sistemde nominal noktada çalışan pompanın akımın kesilmesinden sonra boru içindeki su hızının zamana göre değişimini veren sayısal modeller geliştirilmiştir. Burada karakteristikler yöntemini ve sonlu farklar tekniğini kullanan boyutsuz sayılara dayanan bir modeli kullanacağız. Su kolonunun rijitlik katsayısı, (a boru içindeki dalganın yayılma hızı, V_0 tranzisyon başlamadan önceki hız olmak üzere),

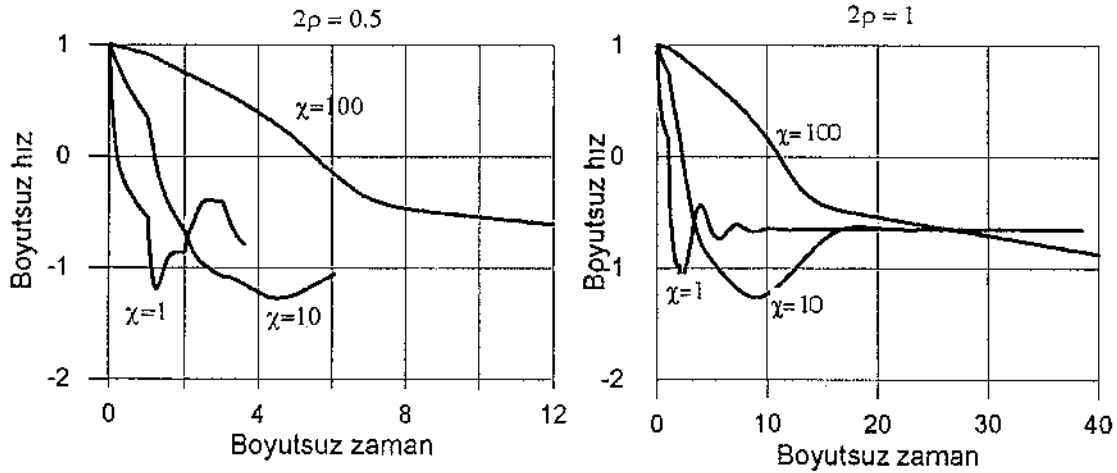
$$2\rho = \frac{a \cdot V_0}{g \cdot H_0} \quad (6)$$

bağıntısı ile tanımlanan su darbeleri hesaplarında yaygınca kullanılan bir sayıdır. Teorik ve deneysel çalışmalar göstermiştir ki $2\rho = 8-10$ değerinin üzerinde suyun sıkışması ve borunun genişlemesi yok sayılabilmekte ve rijit kolon teorisi uygulanabilmektedir. Pompalı sistemler için daha önce ÖZGÜR ve GÜRSÜL [1] tarafından konmuş ve pompa grubunun dönen parçalarının kinetik enerjisinin su kolonunun kinetik enerjisine oranını ifade eden Volan Sayısı

$$\chi = \frac{I \cdot \Omega_0^2}{\rho \cdot L \cdot A \cdot V_0^2} \quad (7)$$

böyle bir sistemde ikinci boyutsuz serbest değişkendir. Burada Ω_0 rotorun akım kesildiği andaki açısal hızı, I dönen parçaların atalet momenti, A ise boru kesit alanını göstermektedir. Bu iki boyutsuz büyüklük saptanınca sistemdeki aşırı basınç artışları ve minimum basınçlar bulunabilmektedir [2]. Aynı noktadan hareket ederek belirli bir özgül hızı sahip pompanın akım kesilmesinden sonra neden olacağı gelişmeler ve pompa çıkışında hızın zamana göre değişimini geliştiren boyutsuz matematik modellerle izlenebilir. ÖZGÜR ve KAVURMACIOĞLU [3].

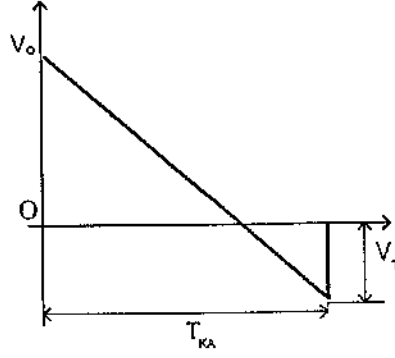
Bu programda zaman, yarım dalga periyodu olan $(2L/a)$ ya bölünerek boyutsuzlaştırılmıştır. Bu program ile elde edilmiş diyagramlardan iki örnek Şekil 8 de verilmiştir. (2ρ) ve (χ) çiftleri belirlenince boyutsuz hızın boyutsuz zamana göre değişim eğrileri belirlenmektedir. Bu diyagramların temsil ettiği sistemlerde çek valf bulunmadığı kabul edildiğinden negatif hızlarda çekvalfe ait bir sınırlama yoktur.



Şekil 8

Diyagramların incelenmesinden özellikle küçük χ değerlerinde ters hızın belirli bir zamana kadar artış gösterdiği ve kritik bir zamanın ötesinde tekrar azaldığı gözlenmektedir. Ters ivmenin işaret değiştirdiği bu kritik zaman çek valfli sistemler açısından çok önemlidir. Çek valfin kapama zamanının kritik zamandan daha küçük olması halinde bu diyagramdan ölçülen ortalama ters ivme doğrudan doğruya dinamik karakteristiğe götürülerek maksimum ters hızı tahmin etmek olasıdır. Bunun aksine kritik noktadan önce valf kapanmıyorsa böyle bir uygulamanın şansı yoktur. Bu konuyu kontrol edeceğiz.

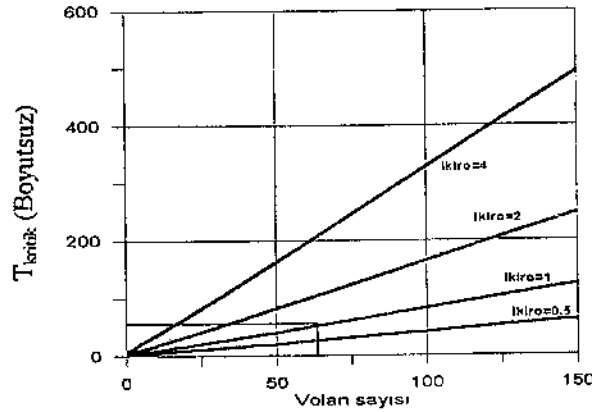
Şimdi kapanmanın kritik zamandan önce tamamlanıp, tamamlanmayacağını nasıl anlayacağız? Bunun için iki yol vardır. Birinci yol göreceli olarak basit ve yaklaşıktır. Dinamik karakteristiğin bilindiği varsayıldığına göre sabit ters ivme altında bu karakteristikten maksimum ters hız hesaplanabilir. Bu iki değer bilinince Şekil 9 daki basit geometriden elde edilen



Şekil 9

$$T_{KA} = \frac{V_0 + f\left(\frac{dV}{dt}\right)}{\left|\frac{dV}{dt}\right|} \quad (8)$$

bağıntısı kullanılarak kapama zamanı hesaplanır. Bu değer T_{KR} kritik zamanla kıyaslanacaktır. T_{KR} değerlerinin bulunmasına gelince; bunun için Şekil 8 de örneği verilen diyagramlar kullanılabildiği gibi daha güvenli bir işlem için doğrudan doğruya sözü edilen programdan elde edilmiş olan Şekil 10 daki diyagram da kullanılabilir. Burada rijitlik sayısı ve volan sayısı bilinen ve tam santrifüj bir pompa grubu ile donatılmış bir sistemin boyutsuz kritik zaman sayıları verilmiştir.

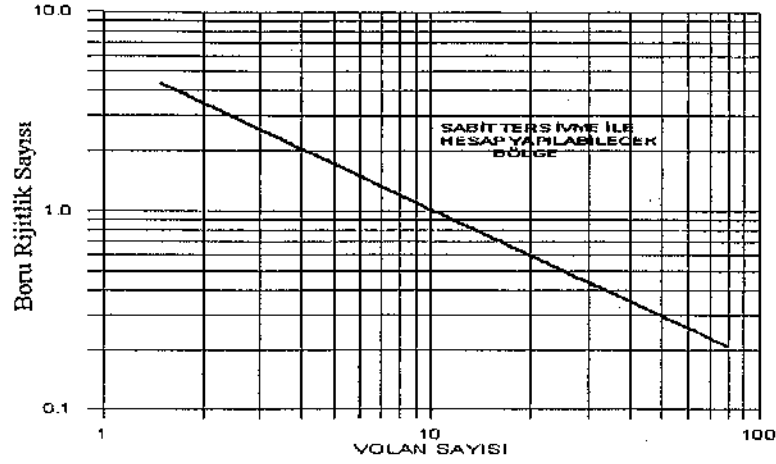


Şekil 10

İkinci Yol:

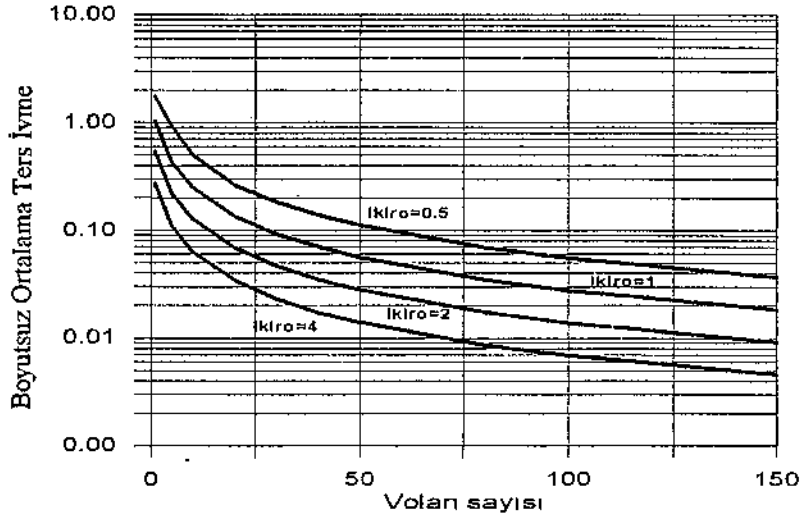
Bu yol daha uzun olmasına rağmen daha sağlıklıdır. Bunun için önce çek valfin hareketini simüle edecek bir modele gereksinim vardır. Çalpara çek valfler için çeşitli modeller geliştirilmiştir. İlk önce ELLIS [4] tarafından ortaya atılan ve sonra KAVURMACIOĞLU [5] tarafından geliştirilen bu model ikinci tebliğde daha ayrıntılı olarak takdim edilmiştir.

Bu modelle belirli bir $V=V(t)$ hız değişim eğrisi için örneğin sabit ters ivmeli su hareketi Runge - Kutta metodu kullanılarak sayısal olarak çözülebilir ; kapağın hareketi, bunun sonucunda kapama zamanı saptanabilir. Bu programda elde edilen değerler kullanılarak kapama zamanlarının tesisin kritik zamanlarına eşit olma şartları sistematik bir şekilde araştırılırsa Şekil 11 de verilen diyagram elde edilir. (Ayrıntılı bilgi için [5] e başvurulabilir.). Bu diyagramda verilen eğri kapama zamanının kritik zamandan küçük olduğu bölgenin sınırını göstermektedir. Bu eğrinin altında kalan bölgede kapama zamanı kritik zamanın üzerindedir. Bu nedenle sınır eğrisinin üzerinde kalan bölgede Şekil 12 de verilen ortalama ters ivme değerlerini doğrudan dinamik karakteristiğe taşıyarak işlem yapılabilir.



Şekil 11

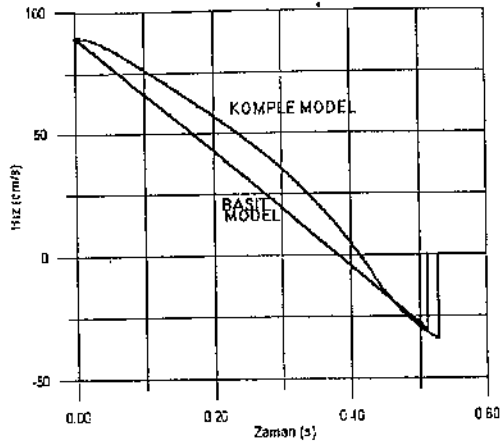
Aksine olarak tesisin değerleri bu bölgenin dışında ise sözü edilen yöntemin uygulama şansı çok zayıftır. Başka bir deyişle burada artık dinamik karakteristiğin kullanılması anlamı kalmadığı düşünülmelidir. Böyle bir halde en sağlıklı yol çek valfli sistemin komple modelinin geliştirilmesi ve maksimum ters hızın bu modelden elde edilmesidir.



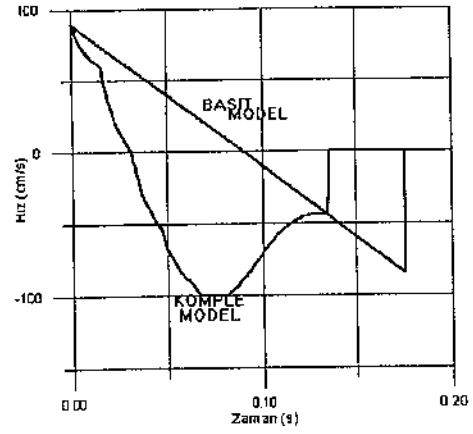
Şekil 12

YÖNTEMİN KONTROLÜ

Çek valflerin dinamik davranışları ile ilgili çalışma çerçevesinde çalpara valfi içeren pompa - çek valf - boru hattı depo sistemi için komple matematik bir model geliştirilmiştir (5). Bu program kullanılarak iki örnek hesaplanmıştır. Bunlardan birisindeki tesis değerleri sınırın içinde, diğerlerinde ise sınırın dışında olarak seçilmiştir. Kapama zamanı kritik zamanın altında olan hal için basit model ile (yani ortalama hız ve dinamik karakteristik ile) elde edilen hız diyagramı komple model ile elde edilen diyagram ile Şekil 13 de karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi maksimum ters hızlar bakımından büyük bir yakınlık vardır. Buna karşılık kapama zamanının kritik zamanın üzerinde olduğu hale karşı gelen ikinci örnek tamamı ile aykırı sonuç vermektedir. Şekil 14 ten görüldüğü gibi burada yaklaşık metod komple modelin verdiği ters hızdan %40 mertebesinde daha küçüktür. Bu durum geliştirilen yaklaşık yöntemin verilen sınırlar içinde güvenilir olduğunu da kanıtlamaktadır.



Şekil 13



Şekil 14

KAYNAKLAR

- [1] ÖZGÜR, C. , GÜRSÜL, İ. , "An Investigation of the Flywheel Effect on the Waterhammer Caused by Power Failure in Pump Systems" , Procs. 5th Int. Conf. on Pressures Surges , BHRA Hannover 1986.
- [2] ÖZGÜR, C. , GÜRSÜL, İ. , AYDER, E. , "On the Prediction of Downsurge in Pump System" , Bull. of Technical Univ. of İst. , Vol. 40 , No 2 , İstanbul 1987.
- [3] ÖZGÜR, C. , KAVURMACIOĞLU L. , "Non Dimensional Mathematical Model for Pumping Systems in transition with and without Air Chamber" , Bull. of Technical Univ. of İst. , Vol. 45 , No 1 - 3 , İstanbul 1992.
- [4] ELLIS, J. , "A Study of Pipe - Liquid Interaction Following Pump Trip and Check - Valve Closure in Pumping Systems" , Third Int. Conf. on Pressure Surges , Canterbury England , March 1980.
- [5] KAVURMACIOĞLU Levent , "Çek Valflerin Dinamik Davranışlarının Analizi" , Doktora Tezi İ.T.Ü. İstanbul, Aralık 1996
- [6] THORLEY A.R.D. "Check Valve Behaviour Under Transient Flow Conditions", Trans. ASME Vol. 111, June 1989

THE USE OF CHECK VALVE DYNAMIC CHARACTERISTICS IN THE PREDICTION OF SURGE PRESSURE IN PUMPING SYSTEMS

In order to achieve a proper design for a specific job or to select the correct check valve satisfying the maximum allowable pressure conditions of hydraulic systems, the dynamic characteristics defined as reverse velocity versus deceleration has to be determined. If the dynamic characteristic is known the estimation of the deceleration of the water column is needed for the prediction of the maximum reverse velocity with which pressure surge can be evaluated.

In the present paper pumping systems without check valves are considered first and with the aid of special computer code, velocity versus time curves following a pump trip are obtained in terms of column rigidity factor and flywheel number. This allows to determine the deceleration of the system. A close examination of these diagrams showed that there is a critical time for which deceleration of water column changes sign.

On the other hand a numerical model was developed for the simulation the swing check valve body movement in the system and the closure time was calculated. When the closure time is smaller than the critical time proposed simple method can be applied to find maximum reverse velocity, using average decelerations. To facilitate the calculation a special diagram has been provided giving average decelerations in term of rigidity and flywheel numbers.

In order to fix the limits of this application a boundary line is given in the rigidity - flywheel number plane beyond which the method can not be applied and consequently the dynamic characteristic loses its meaning.

Pump systems with check valves were also investigated which lead to a complete numerical model. The proposed method was checked with this model and proved to be satisfactory.

KALİTE STANDARTLARI, DALGIÇ POMPA SERVİS HİZMETLERİNİN STANDARDİZASYONU UYGULAMASI VE SONUÇLARI

Erkin Savçın
Makina Mühendisi
Alarko San. Tic. A.Ş.
Alpom Müessesesi

ABSTRAKT

Gümrük Birliği Anlaşmasının yürürlüğe girmesiyle ISO 9000 standartları ve standardizasyon Türkiye'nin gündemine oturmıştır. Birçok kuruluş ISO 9001 Kalite belgesini almak için ya çalışmalarını devam ettirmekte ya da tamamlamış bulunmaktadır. Avrupalılarla eşit koşullarla aynı vitrinde yer alabilmeyin yolu Avrupa mozağı ile aynı kalite dilini konuşmaktan geçer. Türk insanından önce Türk malının Avrupa'da serbest dolaşımını sağlayacak belge "CE" belgesidir. Bu belgeye ulaşmadaki temel ihtiyaç ise ISO 9000 dir. Bu çalışmada standard ve standardizasyonun ne olduğu, gerekliliği ortaya konulduktan sonra, ISO 9000 Kalite standartlarına bağlı olarak, satış sonrası hizmetlerin veya bir başka anlatılma servis hizmetlerinin standardizasyonu Dalgıç pompa uygulaması ile açıklanacaktır.

1. GİRİŞ

01/01/1996.. Gümrük Birliği Anlaşmasının yürürlüğe girdiği tarih, ya da diğer bir anlatımla Türkiye için dönüm noktası, Ülke endüstrisi için uçsuz bucaksız bir pazar; iç pazar, dış pazar kavramlarının ortadan kalktığı entegre olmuş tek pazar.. 1996 yılı Türkiye insanı için yeni hedeflerin yeni ufukların yılı olacaktır. Bu yeni başlangıçta endüstrileşme ve beraberinde ekonomik gelişme ancak, Avrupa ile uyum sürecinin hızlandırılmasıyla mümkün olabilir. Bu sürecinin kısaltılması, üretim yöntemlerinin iyileştirilmesi yani imalatla tam otomasyona geçirilerek üretim verimliliğinin artırılmasının yanı sıra mamül ve hizmet kalitesinin dünya seviyesine yükseltilmesiyle mümkün olacaktır. Dünya ölçütüne yükseltmek demek; o ülkelerde kabul gören kalitenin, o kaliteyi sağlayan standartların, bizim ülkemiz, bizim insanlarımız için de geçerli olması demektir. Diğer bir ifadeyle açıklayacak olursak; farklı dili farklı kültürü olan bu ulusların kalite yönetiminde aynı dili kullanmaları demektir. Kalite yönetiminin temeli ile standartlardır.

2. ŞARTNAME NEDİR?

Ürün veya hizmetin uyması gereken şartları detaylı olarak açıklayan dökümanlardır. Bir şartname, teknik resim, standard, örnek veya ilgili başka dökümanlara atıf yapılabildiği gibi bunları da kapsayabilir, aynı zamanda uygunluğun kriterlerini de belirtir. Diğer bir ifadeyle, ürünün sağlaması gerekli nicel ve nitel koşulları ortaya koyarak uygunluk durumunun belirlenmesi amacıyla hazırlanırlar. Kullanım şartnameleri, satınalma şartnameleri, test şartnameleri gibi..

3. STANDARD NEDİR ?

Tüketicinin çıkarlarının korunması, kullanıcının mal ve can güvenliğinin sağlanması ve çevre koruması amacıyla yetkili bir kişi ya da kurul tarafından uzun süren çalışmalar sonucu hazırlanan dökümanlardır. Standartlar ulusal kimlik taşıyabilecekleri gibi uluslararası işleve de sahip olabilirler.

4. STANDARTLAR NASIL HAZIRLANIR?

Ülkemizde standard hazırlama yetkisi "Türk Standartları Enstitüsü"ndedir (TSE). Standard hazırlanırken, üretici, kullanıcı ve bilimsel kuruluşların ortak çıkarlarının korunması gerekir. Bu nedenle dünyadaki geçerli standartlar ile ülke koşulları birarada değerlendirilir ve "Odalar Birliği" bünyesindeki özel sektör kuruluşları, Üniversiteler ve ilgili bakanlıklara bağlı kamu kuruluşlarının görüşlerine başvurularak katılımları sağlanır.

5. STANDARTLARIN SONUÇLARI NELERDİR

- 1) Belirsizliklerin giderilmesi,
- 2) Planlamanın kolaylaşması,

- 3) Endüstrinin gelişmesi,
- 4) Üretimde verimliliğin artması,
- 5) Üretim maliyetlerinin düşürülmesi,
- 6) Mamül kalitesinin yükseltilmesi,

6. STANDARDİZASYONUN TANIMI

Standardizasyon; düzen içinde yasama içgüdüsünün ifadesidir. Eski çağlarda insanlar aralarında anlaşabilmek için standardlaştırılmış bir dil kullanmayı, nicelikleri ölçmek için yöntemler geliştirmeyi öğrenmiş, kalite ve fiyat kavramlarını da içeren bir sistem oluşturmuştur. Tüm bunlar bir örneklik anlamına gelen, yöntem ve kuralların bütününe içine alan standardizasyonun, insanlıkla beraber var olduğunu ortaya koyar. Uluslararası standard teşkilatı (ISO), standardizasyonun tanımını aşağıdaki gibi yapmaktadır:

"Herhangi bir faaliyetle ilgili bulunan bütün tarafların katkı ve işbirliği ile ekonomik bir fayda sağlamak üzere belirli kurallar konması ve bu kuralların uyulanması işlemidir."

Ancak bu konuda çok farklı tariflere de rastlamak mümkündür. Fakat genel anlamıyla "Belirlenen koşullara dayanarak, ürün, yöntem ve hizmetleri bir hale getirme işlemidir." diyebiliriz. Ortaya konulan standartlar ve bağlı olarak standardizasyon, anlamda, deneyde, üretimde, kontrolde beraberlik sonucunu sağlamaktadır.

7. STANDARDİZASYONUN SAĞLADIĞI SONUÇLAR NELERDİR

- 1) Üretim metodları ve tasarımın gelişmesi,
- 2) Mamule, proses ve hizmetlerin özelliklerini tanımlayarak gereksinimleri karşılayacak uygunluğun kazandırılması,
- 3) Emniyet, sağlık ve çevre koruması sağlanarak yaşam düzeyinin yükseltilmesi,
- 4) Üretimde ve malların mübadelesinde, malzeme, enerji ve insan gücünün ekonomik kullanılmasının sağlanması,
- 5) Bütün taraflar arasındaki iletişimin kolaylaşması,
- 6) Uluslararası ticaretin gelişmesi,
- 7) Farklılıklar denetim altına alınarak endüstriyel verimliliğin artması,
- 8) Emniyet kriterlerinin oluşumu ve müşteri güveninin sağlanması,

8. KALİTE NEDİR?

Kalite ile ilgili farklı tanımlamalar sözkonusudur. Kısaca kalite, bir ürün veya hizmetin amaca uygun olmasıdır şeklinde tanımlanabilir. Ya da ürün veya hizmetin müşteriye tatmin etmesi müşteri isteklerini karşılaması olarak da ifade edilebilir.

TS-9005'de ise Kalite, "Bir ürün veya hizmetin belirlenen veya olabilecek ihtiyaçları karşılama kabiliyetine dayanan, özelliklerin toplamıdır" ifadesi ile tanımlanmıştır.

9. KALİTE GÜVENCESİ NEDİR?

Ürün veya hizmetin, kalite için belirlenen istekleri karşılamak amacıyla, yeterli güveni sağlaması için gereken planlı ve sistematik faaliyetlerin bütünüdür.

10. KALİTE SİSTEMİ NEDİR?

Kalite yönetiminin uygulanması için gerekli olan kuruluş yapısı, sorumluluklar, prosedürler, işlemler ve kaynaklardır.

11. STANDARD VE KALİTE

Dünyadaki hakim güç sağlam temellere dayanan ekonomik yapıdır. İktisaden güçlü olan toplumların refah seviyeleri, ekonomik güçlükleri nisbetinde gelişecektir. Ekonomik anlamda güçlenmenin dayanağı sürekli kaliteyi sağlamaktır. Kaliteyi bilmek, benimsemek, uygulamak artık dünyada ortak bir dil haline gelmiştir. Diğer bir ifadeyle kalite, coğrafi, siyasi ve askeri sınırları aşmış, evrensel bir dil haline almıştır. Dünyanın yeni

entegrasyonu içinde, davranışlar değişiyor, ihtiyaçlar değişiyor. Globalleşen bu ekonomik dünyada standard belgeleri de aynı hızla gelişiyor. 1980'li yıllarda standard kuruluşları arasındaki anlaşmalara bağlı olarak bir ülke standard kuruluşu tarafından onaylanan bir ürünün uygunluğu anlaşmalı diğer ülkenin standard kuruluşu tarafından da onaylanmaktaydı. Artık bu sorun aşılmıştır. Şimdi dünya tek bir sistem oluşturmaya çalışmaktadır yani tek bir çözüme doğru gidilmektedir. Kalite denilen olayı komple ele almak gerekmektedir. Bu olgunun sonunda bir belge gelir. Bu belge, dünyanın global olarak öngördüğü standartları içeren ya da onu onaylayan böylelikle ürünün serbest dolaşımını sağlayan CE belgesidir. Bu belgeye ulaşmadaki temel ihtiyaç ise ISO 9000 dir.

12. TS-ISO 9000 KALİTE STANDARTLARI

Tedarikçi firmalar bunların müşterileri ve belgelendirme kuruluşlarının kullanımı için yayınlanan ISO 9000 Kalite Standartlar serisinin tam bir çevirisidir.

Tedarikçi firmaların uygulayacakları kalite sistemlerinde ne gibi şartlar arandığını belirten bu standartlar; temel disiplinleri tanımlamakta, ürün veya hizmetlerin müşteri ihtiyaçlarını karşılamaını sağlayan prosedürleri kapsamaktadır. Firmada çalışan eleman sayısına bağlı olmaksızın tatbik olunabilir.

Bu standartların uygulanması, maliyetlerin azalmasına, kaynakların verimli kullanımıyla firma kazancının artmasına yanısıra kalitenin her aşamada oluşmasına güvence sağlamakta da öncelikle müşteriye tatmin edecektir.

1) TS-ISO 9000;

Kalite yönetimi ve kalite standartları kullanım kılavuzu-TSISO 9001, 9002, 90003'de verilen 3 modelin kullanım kuralları bu standardda verilmektedir.

2) TS-ISO 9001;

Kalite Sistemleri/Tasarım, Geliştirme, Üretim, Tesis ve Servis için Kalite Güvencesi modelidir. Bu standard sözleşme özellikle tasarım gerektiriyorsa ve ürün şartları performans terimleriyle belirtilmişse kullanılır.

3) TS-ISO 9002;

Kalite Sistemleri/Üretim, Tesis için Kalite Güvencesi modelini ortaya koyar.

4) TS-ISO 9003;

Kalite Sistemleri/Son Muayene ve Deneyler için Kalite Güvencesi Modelini ortaya koyar.

5) TS-ISO 9004;

Kalite yönetimi ve kalite sistemi elemanları kılavuzu; TS-ISO 9000 ve sistem standartlarında karşılıklı referans gösterilen kalite sistem elemanlarının her birinin irdelenmesini kapsamaktadır.

TS-ISO 9000 Standartlar serisi, bir firmanın kalite ihtiyaçlarını karşılayabileceğini müşterisine kanıtlayacak etkin bir kalite sistemini, nasıl kurabileceği, dökümanete edebileceği ve devamlılığını sağlayabileceği konusunda yol gösterir. Kalite Standartları serisinin kullanımı, uygulanan firmada yönetimin iyileşmesini, faaliyetin daha iyi planlanmasını, problemlerin daha hızlı çözülmesini, verimliliğin, kârlılığın ve saygınlığın artmasını sağlayacaktır. Üretimin her aşamasında uygulanacak kayıt sistemiyle ürün ve proses geliştirilebilecektir.

13. TS-ISO 9001 VE SERVİS HİZMETLERİ

"TS-ISO 9001/Aralık 1994'de KAPSAM Başlığı altında aşağıdaki ifadeler yer almaktadır.

1) KAPSAM

"Bu standard, tedarikçinin uygun ürün tasarımı ve temini konusunda yeterliliğini gösterilmesi gereken durumlarda kullanılan kalite sistem şartlarını belirtmektedir. Belirtilen şartlar, tasarımdan servise kadar bütün aşamalarda öncelikle uygunsuzlukların önlenerek müşteri memnuniyetinin sağlanması amacına yöneliktir. Bu standard aşağıdaki durumlarda geçerlidir.

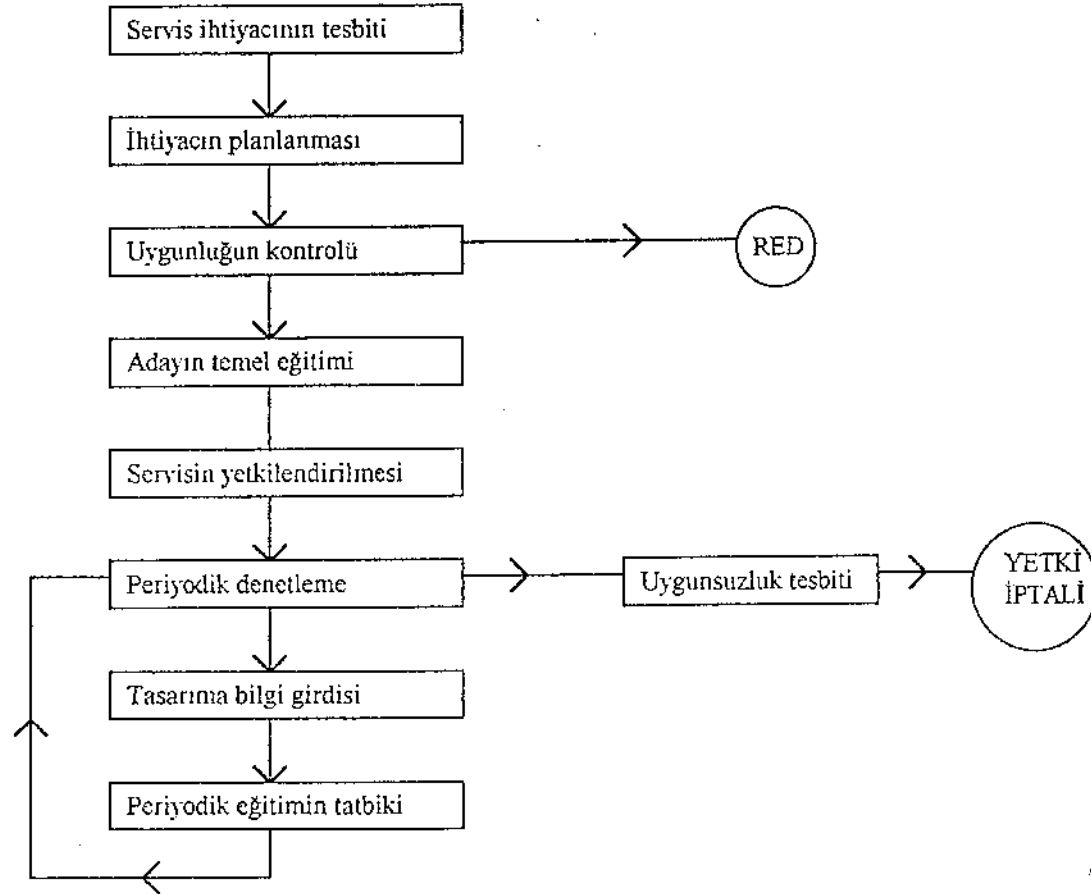
a) Tasarım gereken durumlarda ve ürün şartlarının esas olarak performans terimleri ile belirtildiği ve oluşturulması gerektiği durumlarda,

b) Ürün uygunluğuna güvenin, tedarikçinin tasarım, geliştirme, üretim, tesis ve servis aşamalarında yeterliliğini göstermesi ile sağlanabildiği durumlarda.
Aynı standardda, satış sonrası hizmetler ya da servis hizmetleri aşağıdaki gibi yer almaktadır.

2) SERVİS

Servis belirtilmiş bir şart olduğunda, tedarikçi servisin belirtilen şartları karşılayacak şekilde yerine getirilmesi, doğrulanması ve rapor edilmesi için dökümanite edilmiş prosedürleri oluşturmalı ve sürekliliğini sağlamalıdır.

14. DALGIÇ POMPA SERVİS HİZMETLERİYLE İLGİLİ STANDARDİZASYON UYGULAMASI İŞ AKIŞI



KAYNAKLAR

- [1] TS-ISO 9000
- [2] TS-ISO 9001
- [3] TS-ISO 9002
- [4] TS-ISO 9003
- [5] TS-ISO 9004
- [6] ALARKO SAN. TİC. A.Ş. ALPOM MÜESSESESİ "KALİTE PROSEDÜRLERİ" STANDARD DERGİSİ KASIM - 1994
- [7] STANDARD DERGİSİ MAYIS - 1995

ABSTRACT

01.01.1996 - The date on which the Customs Union Agreement was signed is a milestone for Turkey. A very large market for the industry of Turkey. An integrated market where the terms domestic market and foreign market are no more used. 1996 shall be the year wherein Turkish people will have new objectives and new horizons. Industrialization and economic growth to accompany it only can be obtained by accelerating the process of conformity with Europe. This process might be shortened by updating production processes i.e. increasing productivity by stepping into full automation as well as by bringing up the product and service quality with the world's high standard. Lining these factors with those of world means that the same standards will apply for our people. In other words, the nations in the union having different languages and cultures should use the same language for quality management and standards are essential elements of this quality management.

1. WHAT ARE SPECIFICATIONS

Specifications are documents giving the conditions that the product or service should accord with. Specifications might refer to technical drawings, standards, samples or other relevant documents and also give the criteria of accordance. In other words, they are prepared in order to determine whether or not the product is in accordance with the requirements by stating the qualitative and quantitative requirements. Specifications of the use, of the purchase and of the test are examples to that.

2. WHAT ARE STANDARDS

These are documents that are prepared in a long time by a competent person or authority in order to protect interests and secure properties and lives of the consumers. Standards might be national and can have international enforcement as well.

3. WHAT IS STANDARDIZATION

Standardization is defined by the International Organization of Standards as follows:

"Standardization is the process of adjusting the rules in order to provide economic interests by contribution and cooperation of all parties that are related to an operation.

4. WHAT IS QUALITY

Quality is defined in a number of ways. It can be shortly defined as the propriety of the product or service with the planned use. Alternatively it may be defined as the level of customer satisfaction produced by a product or service.

With regard to Turkish Standard No: 9005, Quality is

"The entire characteristics of a service or product providing its satisfaction of present or future needs"

5. TS ISO 9000 QUALITY STANDARDS

1. TS ISO 9000

Manual for quality management and Quality standards. The instructions concerning the use of the 3 models given in TS-ISO 9001, 9002 and 9003 are included in these specifications.

2. TS-ISO 9001

Quality Systems / Quality assurance model for Design, Improvement, Production, Installation and Service

This standard is applicable if the contract stipulates a specific design and if product requirements is particularly defined with regard to its performance.

3. TS-ISO 9002

Quality systems /

Gives quality assurance model for Production and Installation

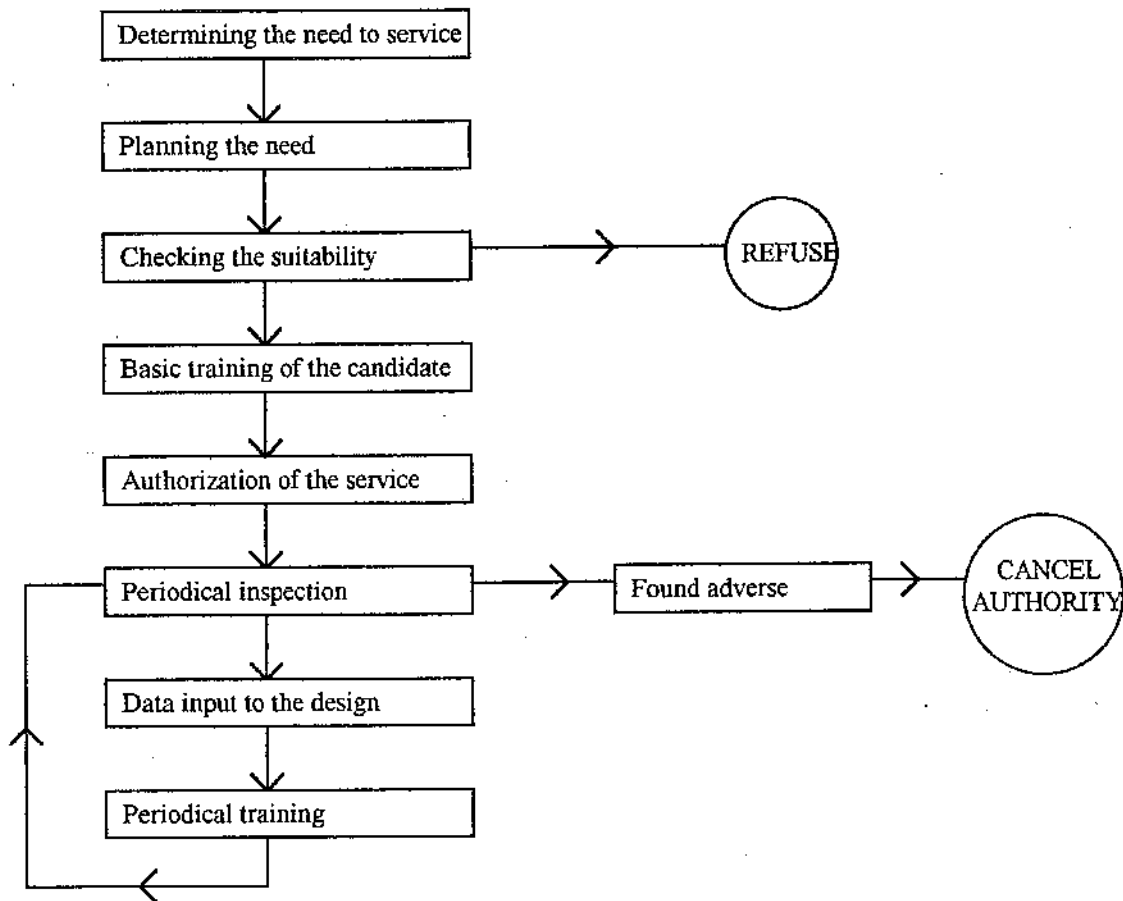
4. TS-ISO 9003

Quality Systems / Quality Assurance Model for Final Inspections and Tests

5. TS-ISO 9004

Quality management and quality system elements Manual, includes evaluation and comparison of each of the quality system elements that are referred to in both Turkish Standards - ISO 9000 and system standards.

6. STANDARDIZATION FLOWCHART OF PLUNGER PUMP/SERVICING



POMPA SEÇİMİ

Ali Terzi
Makina Mühendisi
Alarko San. Tic. A.Ş.
Alpom Müessesesi

ABSTRAKT

Enerji tasarrufunun önemi kazanmaya başladığı son yıllarda buna paralel olarak sıvı transfer makineleri seçimi de önem kazanmıştır. Bu makinelerin en önemlilerinden birisi pompalardır. Gelişen sanayi ve şehircilik sonucu tesisat hacimlerinde dikey ve yatay olarak büyük artışlar meydana gelmiştir. Bunun sonucunda pompa kapasitesi (Q) ve basma yüksekliklerinde yüksek değerlere ihtiyaç duyulmuştur. Ayrıca yeraltı sularının azalması da bunda önemli bir rol oynamıştır. Dolayısıyla kullanıcı kendisine optimum verim sağlayacak, enerji sarfiyatını minimuma indiren bir seçim yapmak zorundadır. Buna paralel olarak üretici de pompa üretimini gerçekleştireceği pompa tipini seçerken yukarıdaki şartları gözünde bulundurmak zorundadır. İlk bölümde sistem ile pompanın beraber çalışmalarını etkileyen analizler ve parametreler anlatılacaktır. Daha sonra ise pompa seçimini etkileyen parametreler ve sınıflandırmalar irdelenecektir.

1. POMPA SEÇİMİ İÇİN SİSTEM ANALİZİ

Bir pompa seçilmeden yada bir prototip dizayn edilmeden önce, uygulama alanı açıklıkla belirlenmelidir. İster küçük bir geriye dönüşlü, isterse karmaşık bir boru hatına ihtiyaç duyulsun tüm uygulamaların ortak gereksinimini sıvıyı bir noktadan diğerine ulaştırmaktır. Pompa gereksinimlerinin, sistem karakteristiklerine uyması gerektiğinden, pompa şartlarını açıkça belirlemek için tüm sistemin analizi gerekir. Bu kullanıcının sorumluluğunda olup, sistem konfigürasyonunun, yükseklikteki değişikliklerin, pompanın güç kaynağının ve terminalindeki ihtiyaç duyulan basıncın incelenmesini içerir. Bu analizle ilgili bilgi pompa üreticisine, bir pompa veri sayfası ve pompa spesifikasyonu şeklinde iletilir. Verilen bu bilgidir sonra aşağıdaki maddeler pompa seçimini belirleyecektir.

- A) Hareket ettirilecek sıvının kapasite alanı (Q)
- B) İhtiyaç duyulan basma yüksekliği
- C) NPSHA
- D) Basma yüksekliği eğrisinin şekli (Q-H)
- E) Sıvı karakteristikleri
- F) Konstrüksiyon

A) Transfer edilecek sıvının kapasite alanı seçimi etkileyen en etkili faktörlerden biridir. Tesisat çapını ve buna bağlı olarak pompa boyutlarını belirleyici bir özellik taşır. Sıvının kapasitesini belirleyen faktör tesisatın çalışma amacına göre yer değiştirecek sıvı miktarı ihtiyacıdır.

B) Pompanın sağladığı basma yüksekliği, sistem basma yüksekliği eğrisinden bulunabilir. Bu toplam statik basma yüksekliği ve değişken akış hızlarındaki sürtünme kayıplarının grafik şekilde çizimidir. İstenilen herhangi bir akış hızında pompanın sağladığı basma yüksekliği için (Şekil 1.1) aşağıdaki şekle bakılabilir.

C) Emme nozulundaki belirli bir seviyeye göre (datum) sıvının feet olarak kesin basılabilme yüksekliği eksi sıvının feet olarak buhar basıncıdır. Net positif mümkün emme yüksekliği pompada oluşacak kavitasyon açısından önemlidir.

D) H-Q eğrisinin istenilen şekli, sistemin analizi sırasında belirlenir. Spesifikasyonların bir çoğu sistem limitleri, çalışma modu ve değişken ya da kanca şeklinde eğrilerle belirlenen (Şekil 1.4) en uygun verimlilik noktasındaki (BEP) yüzde olarak artışla sürekli yükselen bir eğri meydana getirir.

Maximum basma yüksekliğinin sıfırdan biraz daha yüksek olduğu yerlerde bir çok pompanın paralel çalışması istenilen bir durum değildir. Bu tip uygulamalarda sıfır basma yüksekliğinin sıfırdan biraz daha yüksek olduğu yerlerde bir çok pompanın paralel çalışması istenilen bir durum değildir. Bu tip uygulamalarda sıfır basma yüksekliği, sistem basma yüksekliğinden düşük olabilir ve ikinci bir pompanın hatta dahil edilmesini engeller.

Aynı zamanda bir pompanın akış hızını belirleyen ve diğerinden, çıkış basıncından doğan eşit olmayan bir akış ile ayrılması mümkündür. Bu kanuni sebepler herhangi bir uygulama için değişken (sabit olmayan, dengesiz) eğrilerinin kullanımının yasaklanması sonucunu doğurmuştur. Bu durum mükemmel bir şekilde kullanıma uygun olan eğriler için talihsizlik olmuştur. Daha önemlisi, değişken eğrilere sahip pompalar kendilerine sürekli yükselen karşıt parçalarına nazaran daha fazla basma yüksekliği sağlar ve daha verimli olur. Bu dengesiz durum normal olarak daha düşük hızlarda gerçekleşir. Spesifik hız arttığında H-Q eğrisi daha dengeli hale gelir.

1) Pompa hızı, elektrik frekansı ya da uygun tahrik edici hızına uymak üzere kullanıcı tarafından tahmin edilebilir. Ancak pompa üreticisi istenilen hızının NPSHA'ya uygun olmasını ve optimum verimliliğini sağlamasını temin etmek zorundadır.

2) Bir pompadan sıvı akarken, oluşan hidrodinamik kayıplar viskositeden etkilenir ve herhangi bir artış, oluşan basma yüksekliğinin azalması ve emilen güçteki artıştan kaynaklanan verimlilik ile sonuçlanır (Şekil 1.5).

İç akış pasajlarının boyutu da, kayıplar üzerinde gözle görülür bir etkiye sahiptir, böylece epompa ne kadar küçük olursa, viskositenin etkileri daha büyük olur. Bir pompanın fiziki büyüklüğü arttığında, taşıyabileceği maximum viskosite artar. 3 inçlik bir çıkış nozuluna sahip bir pompa 500 ssu tutabildiği halde, 6 inçlik çıkış nozuluna sahip bir pompa 1700 ssu tutabilir. Santrifüj pompalar daha yüksek viskositeler tutabilirler, fakat bu limitlerin ötesinde artan bir kayıp vardır. Belirli bir büyüklükteki pompa için viskosite çok yüksek olduğu zaman daha büyük bir pompa seçilir. Makul bir viskositeye karşı pompa büyüklüğü Şekil 1.6'da gösterilmiştir. Viskos sıvılarla pompa performansını önceden tahmin etmek için kullanılan metodlar, Hidrolik Enstitü Standartları ile belirlenir.

E) SIVI KARAKTERİSTİKLERİ

Makul bir ömür için pompa malzemeleri sıvı ile uyumlu olmalıdır. Basılacak sıvı ile ilgili (inimate) bilgi sahibi olarak kullanıcı üreticiye kullanılması gereken malzemeleri belirtir. Pompa üreticisinin pompa malzemelerini seçmesi gerektiğinde kullanıcının gerekli tüm bilgileri ona iletmesi gerekir.

Sıvılar temiz olanlardan, içinde gazlar, buharlar ve çeşitli katı maddeler içerenlere kadar birçok değişikliğe olduğundan bu konudaki önemli bilgiler sıcaklık, spesifik yerçekimi, PH seviyesi, katı içerik, içerdiği (entrained) hava veya da çözünmüş gaz miktarı ve sıvının korozyon olup olmadığını içerir. Son olarak malzeme seçiminde, pompa üreticisi, çalışma gerilmelerini ve korozyon, erozyon ve abrazyonun etkilerini de dikkate almalıdır.

1) SPESİFİK YERÇEKİMİ

Viskos olmayan bir sıvıyı basarken pompalar sıvının spesifik ağırlığından etkilenmeden aynı basma yüksekliğini verecektir. Basınç spesifik yerçekimi ile değişir ve aşağıdaki ifadeyle hesaplanır.

$$\text{Değişken basınç (PSE)} = \frac{\text{Değişken basma yüksekliği} \times \text{spgr}}{2.31}$$

Böylece pompalar, ürün yoğunluğundaki değişimle, aynı basma yüksekliği verdiklerinde basınçta bir değişim gösterecek ve pompanın çektiği beygir gücü spesifik yerçekimi ile direkt olarak değişecektir. (Şekil 1.7/1.8) 0.5'lik spesifik yerçekimine (spesifik ağırlık, özgül ağırlık) sahip bir hidrokarbonu tutmak için satın alınan bir pompa normal olarak eğrinin üzerindeki beygir gücünden bir miktar daha fazla olacak şekilde bir motora sahip olmalıdır. 1.0'lik özgül ağırlığa sahip su üzerinde yapılan fabrika testi esnasında, emilen beygir gücü, normal çalışma altındaki 2 katı olacaktır ve böylece test esnasında contract motor kullanımını engelleyecektir. Bu tip durumlarda, pompa üreticileri standart test motorları kullanırlar.

F) KONSTRÜKSİYON

Pompa konstrüksiyonu hakkında daha çok pompa veri yaprağında bahsedilir. Yatay, dikey, radyal ayırım ve aksiyal ayırım gibi genel terimler kullanılır. Birçok uygulama için konstrüksiyon bakım kolaylığı, güvenilirlik, uygun hakiki değer ve çalışma parametreleri ile belirlenir. Ancak şartlara uygun konstrüksiyonu seçmek pompa üreticisinin görevidir.

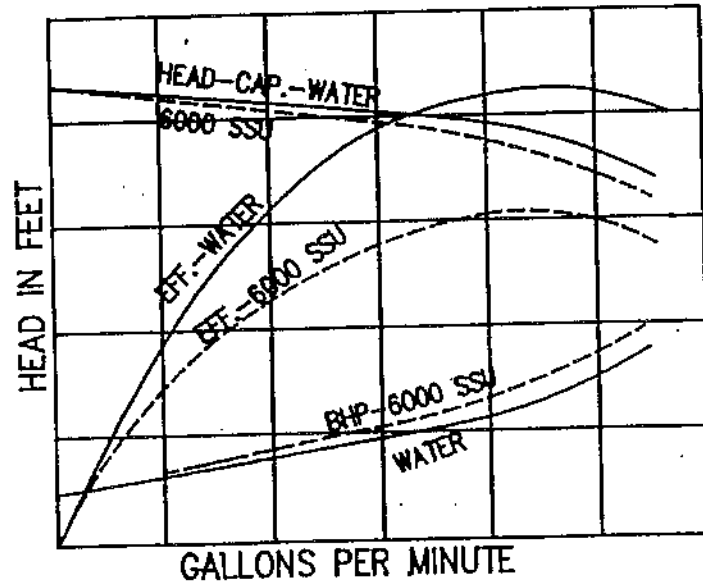
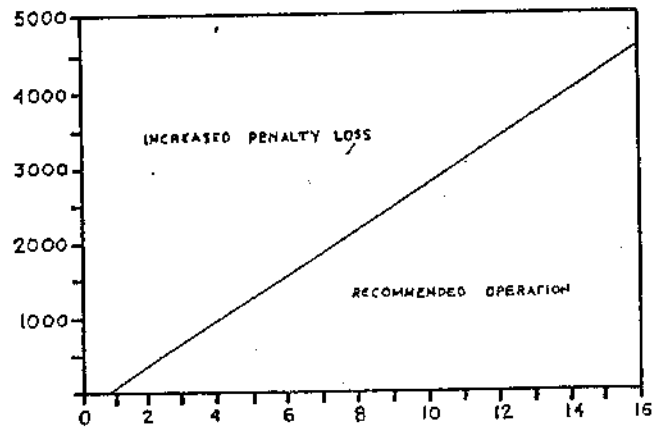
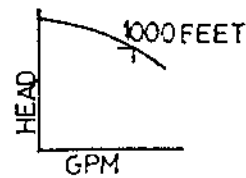
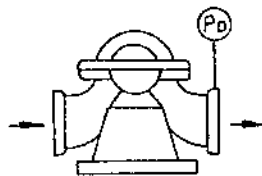


Figure 1-5. Viskozite performans değisiği



Pompa ıkış nozul apı

Santrifüj pompa için maximum sıvı viskozitesi



LIQUID	SPECIFIC GRAVITY	P_0
ETHANE	.5	26 PSI
CRUDE OIL	.85	368 PSI
WATER	1.0	433 PSI

Basınç - Özgöl ağırlık

2. POMPA SEÇİMİ

Veri yaprağından elde edilen bilgilerle, bir pompa üreticinin satış kataloğundan seçilebilir. Bunlar genellikle bölümlere ayrılır ve her biri belirli bir konstrüksiyonu temsil eder. Performans haritaları, kapasite sınırlarını ve mümkün basma yüksekliğini verirken tek tek performans eğrileri verimliliği ve NPSHR'yi verir. Eğer pompa gereksinimleri satış kitabında gösterilen performansların içine giriyorsa, işlem nisbeten kolaydır. Ancak pompa gereksinimleri, performans sınırının dışına taşıyorsa, seçim artık kolay değildir. Pompa dizaynerinin sorumluluğu haline dönüşür.

3. POMPA SINIFLANDIRMALARI

Çalışmaların temel prensibi bakımından pompalar DİNAMİK ve DEPLASMAN pompaları olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Daha az bilinen ejektör (pulsatör), gaz kaldırma pompası, hidrolik eşanjörler ve sınıflandırması zor olan çeşitli tiplerde vardır.

Hem pozitif deplasman pompaları (PD), hem de santrifüj pompalar geniş tanımlamalar gerektirmektedir. Pozitif deplasman pompaları kendi aralarında reciprocating (karşılıklı gidiş gelişli) ve rotary (dönel) pompalar olarak ikiye ayrılırlar ve her birinin formu da farklıdır. Dönel pompalarda en önemli çalışma elemanı bir impeller, fırlıdak ya da vida formundan oluşan bir rotordur. Impeller tip rotorlu pompalara impeller pompaları da denir. Bu impeller tarifi daha çok bir turbo makinenin dönen elemanları için kullanıldığından karışıklığa yol açabilir. Deplasman pompaları reciprocating ve dönen pompalar dışında bucket (kova), scoop, wheel (tekerlek) v.s.enjektör, pulsatör (ejektör) v.s. gibi çok çeşitli pompaları da kapsamaktadır. Bazı tipler ise ne deplasman ne de turbo makine tipinde olup bunların sınıflandırılması pratikte çok akademik bilgiyi gerekli kılmaktadır.

4. SANTRİFÜJ POMPA

Santrifüj pompa impeller ile akışkana pozitif yolverme momentum ile yer değiştiren makinaların genel tarifidir. Sonuç olarak akış, basma yüksekliği ve dağıtımına bağlıdır ki, performansı ilk prensiplerden rahatlıkla çıkarılamaz. Bunlar en iyi turbo makinalardır. Çünkü değişik impeller formlarına sahiptir ve sıvıyı pompadan değişik yollarla aktarırlar. Alternatif tarif ise genel kabul görmemekle birlikte rotodinamik pompalardır.

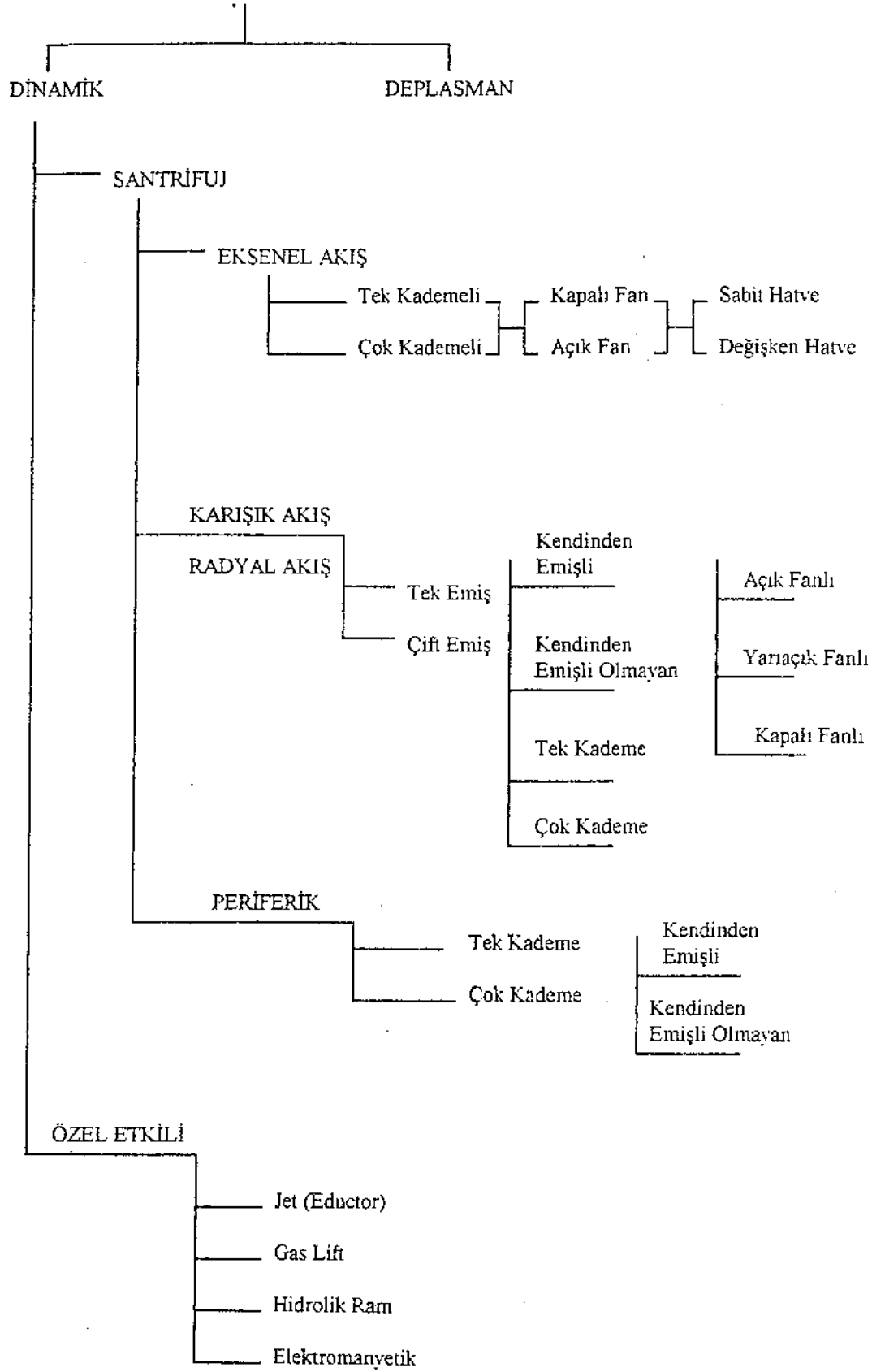
Turbo-pompalar ve küresel pompalar daha çok kıta Avrupa'sında genişçe kullanılmaktadır. İkincisi santrifüj pompa anlamına gelmektedir ve bu da gerçekte bir tür turbo-makina sınıfına girmektedir.

Alt sınıflandırmalar santrifüj pompalar ve turbo makinalar genel tabloda gösterilmiştir. Turbo makinaların temel olarak alt sınıflandırmaları, santrifüj pompalar, karışık akışlı pompalar, eksenel akışlı pompalar ve kanal pompalarıdır. Bunların hepsi değişik impeller formlarına sahiptir ve tarifler, akışkanın nasıl yer değiştirdiğine bakılarak yapılmaktadır. Örneğin; bir santrifüj pompa impelleri akışkanı radyal olarak, eksenel bir pompa eksenel olarak hareket ettirmektedir. Bir kanal pompası ise üzerinde türbin tipli kanatlar bulunan ve tekerliğin çevresini saran kanalın içinde çalışan periferik bir impeller içermektedir. Bu da içerdiği kanal sayısı veya kanal formuna göre daha alt gruplara ayrılabilir.

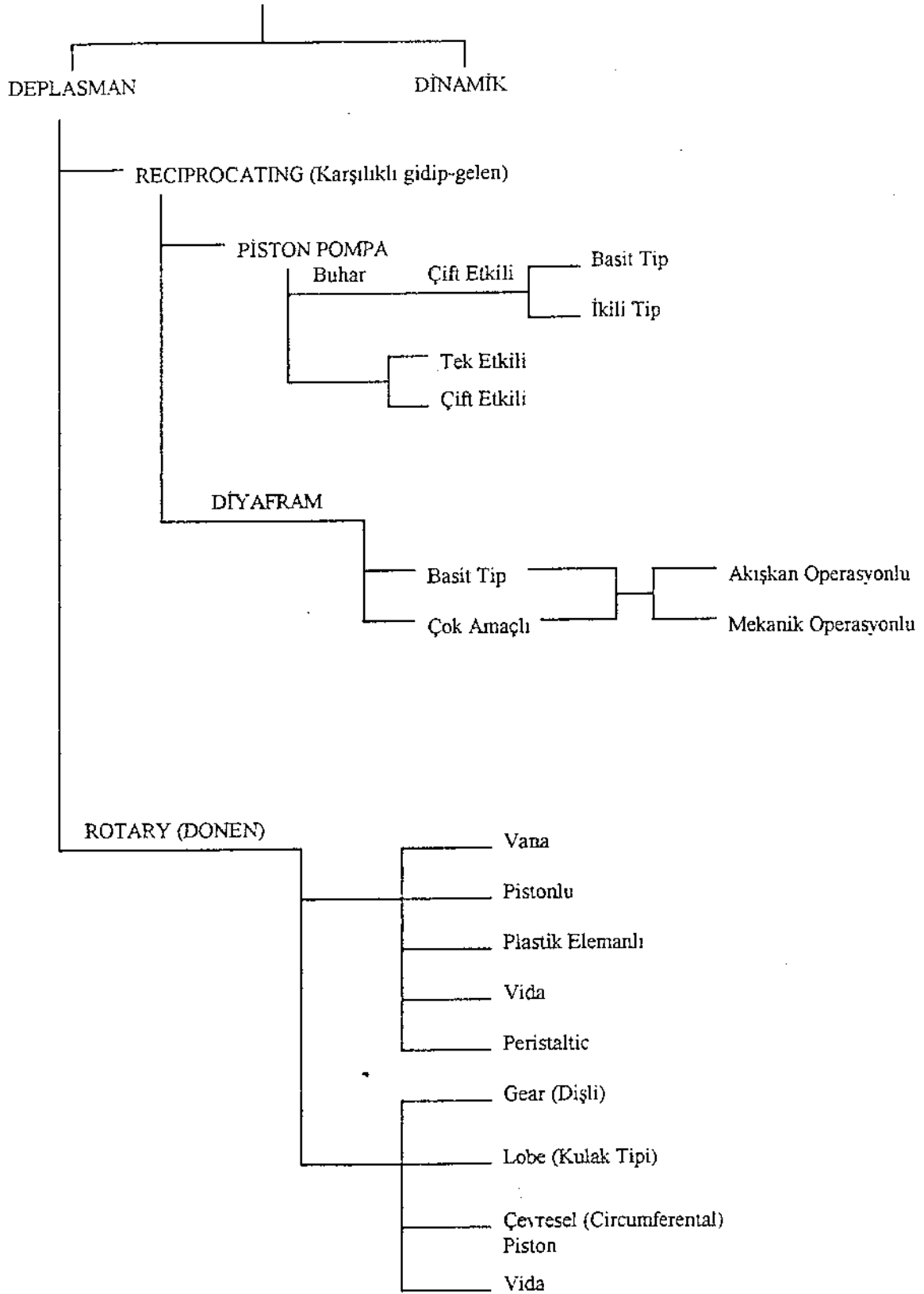
Temel olarak, bir santrifüj pompa bir impeller birim şafttan oluşmaktadır. Impeller belirli bir hızda, sabit bir gövde içinde döner ve pompanın bağlı olduğu sistemin sürtünmesini ve statik basıncı yenmek için gerekli santrifüj kuvvetle akışkanı dışarı doğru fırlatır.

Santrifüj kuvvet, en iyi şekilde aşağıdaki gibi açıklanabilir. Eğer bardaktaki çayı ser bir şekilde karıştırırsanız fincinin kenarlarında çay yüksekliği orta merkeze göre daha yüksek olacaktır. Bu santrifüj kuvvetten kaynaklanmaktadır. Tipik olarak, bu yüzden bir santrifüj pompa dinamiktir ve giriş çıkış arasındaki basınçtan kaynaklanan basma yüksekliğini oluşturmak için gerekli dönüş hızına bağlıdır. Basılan sıvı miktarı ve kullanılan güç, sistemdeki sıvı tanklarının statik basıncı ve pompanın bağlı olduğu boru hattına bağlıdır. Yeni kapaksız pompalardaki, manyetik yatak ve tahrik sistemlerindeki teknolojik gelişmelerin herbiri santrifüj pompaların dizayn ve çalışması üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

POMPALAR



POMPALAR



SANTRİFÜJ POMPALAR AŞAĞIDAKİ YOLLARLA SINIFLANDIRILABİLİR

- 1- Geometriye göre sınıflandırma
- 2- Giriş geometrisine göre sınıflandırma
- 3- Yerleştirme şekline göre sınıflandırma
- 4- Montaj şekline göre sınıflandırma
- 5- Çalışma prensibine göre sınıflandırma
- 6- Basılan sıvı cinsine göre sınıflandırma
- 7- Malzeme cinsine göre sınıflandırma
- 8- Tahrik sistemine göre sınıflandırma

Yukarıdaki sınıflandırma yöntemleri seçimde en etkili faktörlerdir. Aynı zamanda bu faktörler seçilen pompanın sistem ile organize biçimde çalışmasını önemli şekilde etkiler. Seçim yapılırken ilk önce dikkat edilecek husus sistemin gerektirdikleri olduğu için yukarıdaki sınıflandırma önemli bir kriterdir.

KAYNAKLAR

- [1] Rayner, R. Pump Users Handbook 4th Edition Section: Criteria for Pump Selection 1995
- [2] DICKENSON, T.C. Pumping Manual 9th Edition Section 1 Pump Classification 1995
- [3] Lobonoff, Vol S. and Ross, Robert R. Centrifugal Pumps Design and Application Part 1 1985
- [4] Lozarkiewicz, Stephen and Troskolanski, Adam Impeller Pumps Chapter XVI, Introduction 1965 (First Edition)

ABSTRACT

SYSTEM ANALYSIS FOR PUMP SELECTION

Before a pump can be selected or a prototype designed the application must be clearly defined. Whether a simple recirculation line or a complex pipeline is needed, the common requirement of all applications is to move liquid from one point to another. As pump requirements must match system characteristic, analysis of the overall system is necessary establish pump conditions. From the information given the following ultimately determine pump selection.

- A) Capacity range of liquid to be moved
- B) Differential head required
- C) NPSHA
- D) Shape of head-capacity curve
- E) Liquid characteristic
- F) Construction:

Pump construction is quite often spelled out on the pump data sheet. General terms like horizontal, vertical, radial split, and axial split are normally used. For most applications, construction is determined by reliability, ease of maintenance, available real estate and operating parameters. Ultimately however it is the pump manufacturer's responsibility to select appropriate construction.

PUMP SELECTION

From the information supplied in the data sheet, a pump normally be selected from the pump manufacturer's sales book. These are normally divided in to sections each representing a particular construction. Performance maps show the range of capacity and head available while individual performance curves show efficiency and NPSHR. If the pump requirements fall within the performances. Shown in the sales book, the process of selection is relatively simple. When the required pumping conditions. However, are outside the existing range of performance selection is no longer simple and becomes the responsibility of the pump designer.

YERALTI SUYUNUN ÇIKARTILMASINDA KULLANILAN POMPALARIN KAREKTERİSTİK ÖZELLİKLERİ VE UYGUN POMPA SEÇİMİ

Mehmet Uçar

Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi
Makina Eğitimi Bölümü

ABSTRAKT

Özellikle karasal iklimli bölgelerde tarımsal sulama alanında, yeraltı suyunun kullanımına olan ilgi ve ihtiyaç giderek artmaktadır. Bu çalışmada yeraltı suyunun çıkartılmasında kullanılan pompa çeşitleri ve pompaların karakteristik özellikleri ifade edilmiştir. Bu tanımlamalardan yola çıkarak yeraltı suyunun çıkartılmasında kullanılan pompaların seçim kriterleri belirlenip uygun pompa seçimine etki eden faktörler açıklanmıştır. Pompa ve tahrik motoru arasındaki basınç, güç ve verim eğrileri karşılaştırılarak bir birine uygun çalışma koşulları ifade edilmiştir. Yapılan bölgesel bir araştırmada pompa seçimi ve uygulaması alanında ülkemizde olan bazı yanlışlıklar görülmüştür. Yanlış pompa seçimi sonucu boşa harcanan enerji miktarı belirtip yanlış seçim uygulamaların düzeltilmesi için alınması gereken tedbirler ifade edilmiştir.

1. GİRİŞ

Ülkemizde karasal iklimli bölgelerde, tarımsal alanda toprak verimini artırmak ve daha kaliteli ürün üretmek gayesi ile yeraltı suyunun önemi çok fazladır. Bu nedenle yeryüzü suyunun (baraj, göl, ırmak vb.) olmadığı bölgelerde, yeraltı suyunun, özellikle tarımsal alanda ve içme suyu olarak kullanılması yoluna gidilmektedir. Ancak yeraltı suyunun çıkartılmasında kullanılan pompaların seçimi ve bu alanda kullanılabilecek pompaların karakteristik özellikleri hakkında kullanıcıların çok geniş ve sağlıklı bilgiye ve beceriye sahip olmadıkları görülmüştür [1]. Bu nedenle yeraltı suyundan tarımsal sulama gayesi ile oldukça çok faydalanan Nevşehir ile Niğde illerimiz arasındaki bölge pilot bölge seçilmiştir. Pilot bölgedeki yeraltı suyunun özellikleri incelenmiş, çıkartılması için kullanılan pompalar ve buna karşılık kullanılması gereken pompalar ve karakteristik özellikleri üzerinde durulmuştur.

Seçilen plot bölgedeki yeraltı suyunun bazı özellikleri:

Suyun ortalama sıcaklığı	: 12-14 °C
Suyun PH değeri	: ≈6.5
Su ile çıkan m ³ başına kum miktarı	: 4.5 (gr-kum)/(m ³ -su)
Kuyulardaki statik su seviyesi	: 60-95 m
Kuyulardaki dinamik su seviyesi	: 16 lt/s için statik su seviyesinin 5-12 m altında.
Ortalama kuyu derinliği	: 155 m

2. YERALTI SUYUNUN ÇIKARTILMASINDA KULLANILAN POMPA ÇEŞİTLERİ

Yeraltı suyunun çıkartılmasında uzun zaman önceleri geniş kuyular açarak yatay milli uçtan emmeli santrifüj pompalar kullanılmış ise de günümüzde bunlar yerini tamamen türbinli pompalara bırakmıştır. Günümüzde sondaj teknolojisinin gelişmiş olması ve geniş alanlara yayılması ve bunun yanı sıra özellikle tarımsal sulama alanında, belediyelerce şehir suyunun temini için yüksek debide suya ihtiyacın olmasından dolayı türbinli pompalara olan rağbet artmıştır. Bu nedenle derin kuyulardan yer altı suyunun çıkartılmasında kullanılan türbinli

pompalar ayrı ayrı incelenerek karakteristik özellikleri tanımlanıp uygun pompa seçimi açıkça ifade edilmelidir. Günümüzde yeraltı suyunun çıkartılmasında kullanılan pompalar, a) Düşey milli türbinli pompalar, b) Pervaneli pompalar ve c) Dalgıç pompalar olmak üzere üç grupta toplanabilir. Bunların yanısıra ülkemizde uygulama alanı az olan Enjektörlü ve Basınçlı havalı pompa sistemleride mevcuttur. Bu çalışmada yukarıda sıralanan üç pompa çeşiti üzerinde durulacaktır.

2.1 Düşey Milli Türbinli Pompalar

Düşey milli türbinli pompalar, suyu derin kuyudan yer yüzüne ve devamındaki sistemlere pompalamak geyesi ile dizayn edilmiş pompalar olmasından dolayı bunlar derin kuyu pompaları, türbinli kuyu pompaları ve dar kuyu pompaları olarakta adlandırılmaktadır. Ancak bunlara çalışma prensipleri ve konstrüksiyonları göz önüne alındığında düşey milli türbinli derin kuyu pompaları demek daha uygun olacaktır.

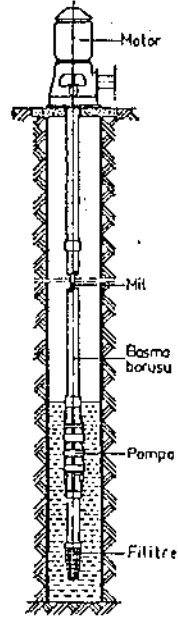
Düşey milli türbinli derin kuyu pompaları, en altta pompalama birimi, su sütunu borusu, çıkış başlığı (su akıtma başlığı) ve tahrik motoru donanımından ibarettir. Şekil 1'de görüldüğü gibi düşey milli türbinli derin kuyu pompalarında, hareket tahrik motorundan su sütunu boruları içerisine yataklanmış tahrik miline ve buradanda pompalama ünitesindeki pervanelere iletilir. Su sütunu içerisindeki tahrik milleri belirli aralıklarla burulara yerleştirmiş yataklarla yataklanır. Yataklar su ile yağlamalı ve yağ ile yağlamalı olmak üzere iki çeşittir. Su ile yağlamalı yatak, radyal kaymalı yatak türünde olup tahrik mili sert kavucuk veya lastik içerisinde hareket etmektedir. Yağ ile yağlamalı yataklar ise buru içerisindeki sudan sızdırmazlık elemanları ile korunmuş hazne içerisine yerleştirilen yuvarlanmalı veya kaymalı yataklar kullanılır. Burada kaymalı yataklar genelde bronzdan yapılmaktadır.

Düşey milli türbinli derin kuyu pompalarında tahrik motoru olarak eğer elektrik motoru kullanılacak ise ve pompa devri ile motor devri uygun ise motor doğrudan çıkış başlığı üzerine dikey olarak montaj edilir. Motor devri pompa devrine uymuyor veya içten yanmalı motorlar ile tahrik ediliyorsa pompa mili kayış kasnak ve dişli kutusu tetibatları ile tahrik edilir.

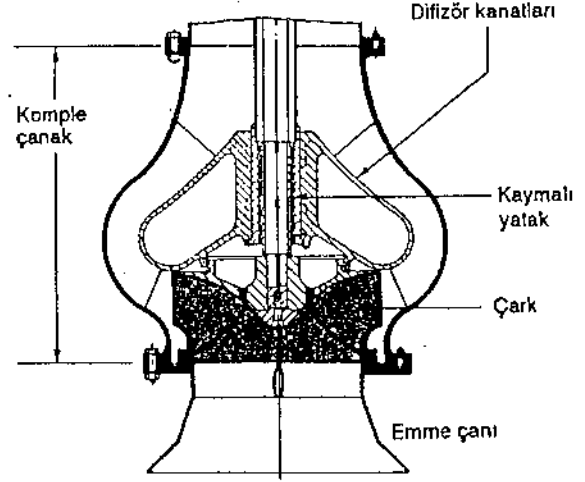
Düşey milli türbinli derin kuyu pompalarında çarklar kapalı yada yarı açık tiptedir. Yarı açık çark pompa montaj edildikten sonra pompa debisini veya çıkış basıncını değiştirmek üzere yükseltilebilir veya alçaltılabilir. Bu ayarlama tahrik miline bağlanmış olan tesbit somunu ile yapılır. Yarı açık çarklı pompalarda, çarkın çalışma konumunun ayarlanması kritik olabilir. Mesala, özel bir pompada tesbit somunu ile yapılan çark konumundaki 0.025 mm'lik yükseklikle yapılan ayar değişikliği pompanın basma yüksekliğini 3 m düşürebilmektedir [2]. Düşey milli türbinli derin kuyu pompalarının ideal azami su basma yüksekliği 60 m dir. Bu yüksekliğin üzerine çıkılması halinde pompa verimi oldukça düşmektedir [3].

2.2. Düşey Milli Pervaneli Pompalar

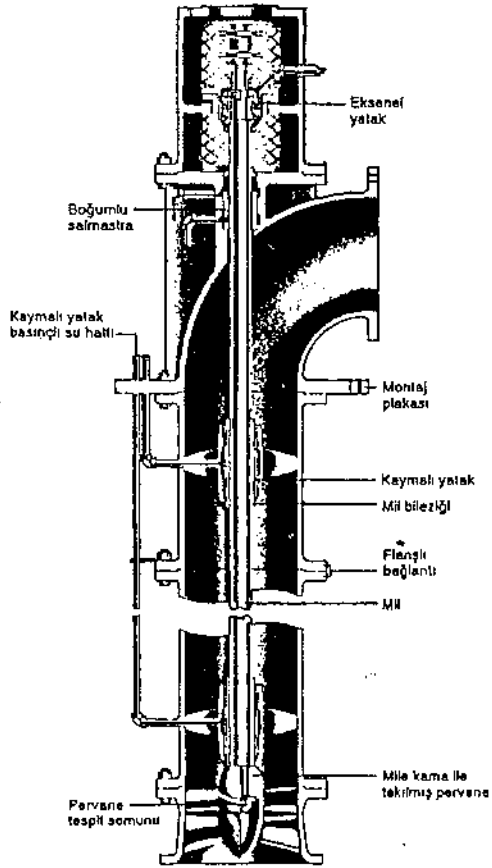
Eksenel akışlı pervaneli pompalar olarakta tanımlanan bu pompalar belediye hizmetleri ve sulama gayesi ile kullanılır. Çok düşük basınçlarda ve yüksek debili alanlarda kullanılması halinde verimleri yüksektir. Dolayısıyla derin kuyularda verimli olarak kullanılamaz. Şekil 3'de görüldüğü gibi pervaneli pompaların pompalama birimi, şekil 4'de görülen ve pompalama çanağı olarak adlandırılan ve içerisinde pervana ve dağıtıcı kanatların bulunduğu donanımdan ibarettir [2]. Burada dağıtıcı kanatlar, pompa pervanesi tarafından oluşturulan karmaşık akışı



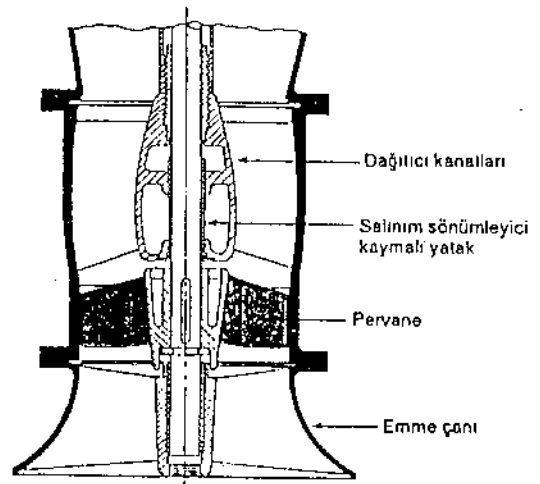
Şekil 1. Düşey Milli Türbinli Derin Kuyu Pompası



Şekil 2. Düşey Milli Türbinli Derin Kuyu Pompasına Ait Pompalama birimi



Şekil 3. Eksenel Akışlı Pervaneli Pompa



Şekil 4. Pervaneli Pompa Çanağı

düzenleyerek akışkanı çıkış borusu içerisine doğru yönlendirir. Pervane çarklarının konstrüksiyonlarından oluşan santrifüj hareketten dolayı pompaya bir miktar emme derinliği kazandırabilmekte isede bu tip pompaların pompalama birimleri tamamı ile suya daldırılarak kullanılır. Bu pompların 4200 dev/dak. hızın altında çalışması verimini düşürmektedir [3]. Pervaneli pompalarda yüksek çıkış basıncı istenilmesi halinde ikili yada üçlü kademe kullanılabilir. Ancak burada her kademe aynı pervane tasarımına sahip olmalıdır. Dağıtıcı kanatlar bir çarktan diğer çarka akışkanın basılması halinde akışkanı bir sonraki kademenin emişine yönlendirmelidir.

2.3 Dalgıç Türbinli Pompalar

Elektrik enerjisinin yaygınlaştırılması ile oldukça oldukça geniş uygulama alanı bulan dalgıç pompalar pompalama birimi bakımından düşey millî türbinli pompalar ile aynı donanımına sahiptir. Dalgıç pompalarını türbinli derin kuyu pompalarından ayıran en önemli özellik tahrik motorunun pompalama biriminin alt kısmında yer almasıdır. Bu durum dalgıç pomplarına bir çok avantajlar sağlamaktadır.

Türbinli derin kuyu pompalarındaki tahrik motorundan pomplama birimine kadar olan tahrik milinin ortadan kalkmasıyla tahrik mili ile suyun ve yatakların oluşturduğu sürtünme kuvvetlerinden oluşan kayıplar kazanca dönmektedir. Ayrıca tahrik milinin çok uzun olması sebebi ile milde oluşan atalet kuvveti ve aksel akışlı akışkanın her bir mil yataklama kısmından sıkışarak geçmesinden dolayı oluşan lokal kayıplar ortadan kalkmaktadır. Bütün bu avantajlar türbinli dalgıç pompaların pompalama basıncını (basma yüksekliğini), pompanın debisini ve verimini, sarıncı birer faktördür.

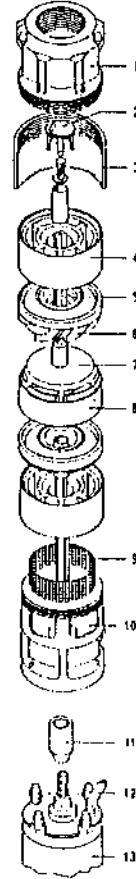
Türbinli dalgıç pompalarda tahrik motoru, şekil 5 ve 6'da görüldüğü gibi pompalama biriminin altında bulunan emiş filtresinin alt kısmına yerleştirilmiş olup motor pompalanacak olan su içerisine daldırılmış biçimde çalışmaktadır. Pompa ve motor mili kaymalı yatakla yatklanmış olup, pompa yataklarının yağlanması ve motorun soğutulması kuyu suyu ile yapılır. Burada dikkat edilmesi gereken önemli bir noktada susuz kuyularda veya kuyu suyunun bitmesi veya azalması durumlarında dalgıç pompa motorunun çalışmasını otomatik olarak durduracak kontrol biriminin olması gereklidir. Diğer yandan motor yatakları motor içerisine doldurulan temiz su ile yağlanır. Bu durum elektrik motorunun sargı ve elektrik akımının bulunduğu kısımlarının suya karşı çok iyi izole edilmesi şartını gerektirmektedir. Aksi takdirde motorun arıza yapması kaçınılmazdır.

Dalgıç pompaların çarklarına su girişi motor ile pompalama birimi arasındaki boşluğa yerleştirilmiş emme süzgecinden sağlanır. Pompalama birimi 2 m'lik veya 3 m'lik ve pompa debisine bağlı olarak çeşitli çaplarda burular ile derin kuyulara daldırılır. Boruların ve birbirlerine bağlantı flanşlarının mukavemeti pompayı ve burudaki suyu taşıyacak büyüklükte olmalıdır. Diğer yandan elektrik motune enerjiyi iletecek kablolar da neme ve suya karşı iyi izole edilmelidir.

Türbinli dalgıç pompaların basma yüksekliği pompanın karakteritik özelliğine ve pompadaki çark veya kademe sayısına ve tahrik motoru gücüne bağlı olarak değişmektedir. Şekil 7'de tipik bir türbinli dalgıç pompalara ait motor gücü, kademe sayısı ve debilerine bağlı olarak manometrik basma yükseklik eğrileri görülmektedir [4].

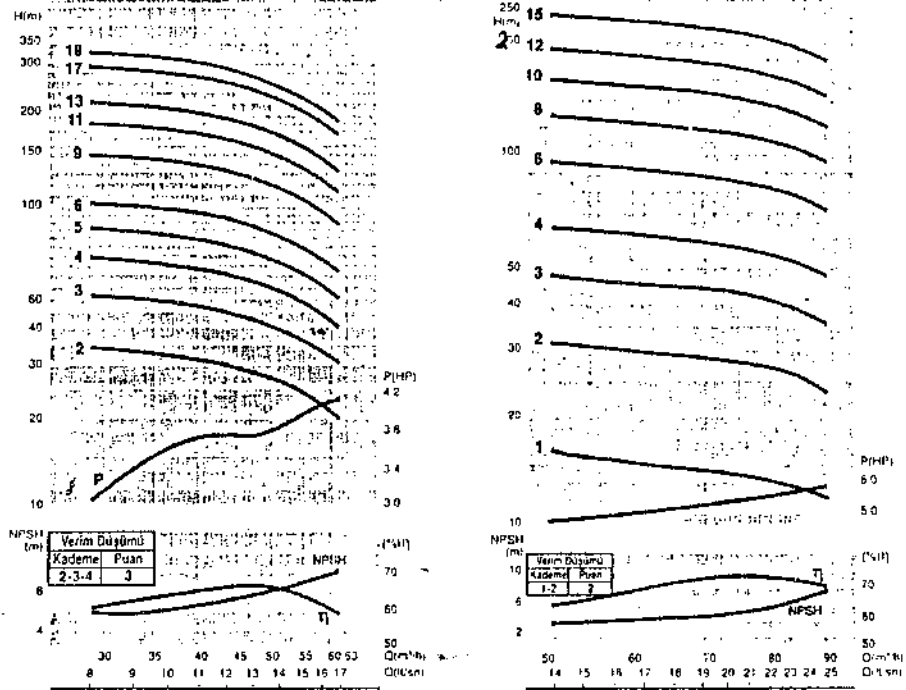


Şekil 5. Tübinli Dalgıç Pompa



Şekil 6. Tübinli Dalgıç Pompa Ait Birimler

- 1) Ventil Gövdesi, 2) Ventil Tablası, 3) Gövde Borusu, 4)Yatak Gövdesi, 5) Pompa Mili, 6) Difüzör, 7) Fan, 8)Kademe Halkası, 9)Emme Süzgeci, 10) Emme Kutusu, 11) Kavrana, 12)Elektirik Kablosu, 13) Motor.



Şekil 7. Seçilen Tipik Bir Dalgıç Pompanın Karakteristik Eğrileri

3. POMPA SEÇİMİNDE DİKKAT EDİLECEK HUSUSLAR

Herhangi bir görevi yerine getirmek için önce görevin saptamsa esastır. Bu nedenle kullanıcının ihtiyacına cevap verebilecek bir pompayı seçebilmesi için önceden bir çok parametreyi yamınlanmış olmsaı gereklidir. Pompa seçiminde gerekli olan parametreler tamınlayan tamal seçim kriterleri şöyle sıralanabilir.

- Sistemin gerektirdiği mühendislik bilgileri
- Pompanın ve tahrik motorunun seçimi
- Seçilecek pompanın özellikleri
- Ekonomik olması
- Kolay temin edilmesi

3.1. Sistemin Gerektirdiği Mühendislik Bilgileri

Pompa seçimine başlanmadan önce gerekli olan mühendislik faktörlerinin göz önünde bulundurulması gerektiği bilinmelidir. Bu faktörleri şöyle ifade edilebilir.

Akışkan tipi:

Pompa ile yer altından çıkartılacak olan akışkanın; viskozitesi, yoğunluğu, korozif etkisi, lağlayıcı özelliği, kimyasal stabilitesi, düşük sıcaklıklarda buharlaşma özelliği ve içerisindeki partikülleri doğrudan pompanın ömrüne, verimine ve bir çok özelliğine etki edecektir. Mesela, korozif etkisi olan bir akışkanı için kullanılacak pompa malzemesi ve konstrüksiyonu tamamen değişik olacaktır.

Pompaların yüksekliği :

Suyun çıkartılacağı manometrik yüksekliğin önceden tamınlanıp ve buna bağılı olarak bu yüksekliği ulaşmak için gereken boru boyutları ve bütün kayıplar belirlenmelidir. Bunun için gerekli olan basıncı ve istenen debiyi verecek pompanın gücü ve kapasitif özellikleri tayin edilebilmelidir.

Kapasitif sınırları:

Seçilen pompanın kapasitif sınırları isstenilen kapasitenin bir miktar altında ve üstünde olacak biçimde geniş olması, özel durumların gerektirdiği hallerde bu sınırlara kadar yaklaşarak pompanın çalışabilmesi gereklidir. Bu kriter pompanın fiyatını bir miktar yükseltse de kısa zaman aralıklarında olsa dahi pompanın değiştirilmeden kullanılmasına imkan sağlar.

Aşınma:

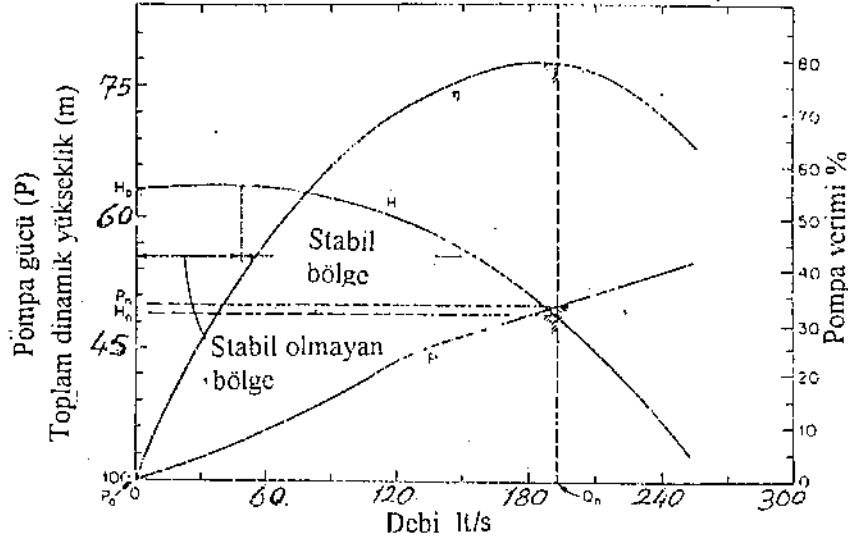
Aşınma, sistemin dizaynı için göz önünde bulundurulması gereken önemli bir faktördür. Bu nedenle pompa elemanlarının yapımında kullanılacak malzemelerin, kuyudaki akışkanın ve diğer çevre etkilerinin abraziv ve koroziv aşındırma özelliklerine bakılarak aşınmaya karşı dayanıklı olması gereklidir.

Sistemin İleriki Dizaynlar için kolay değişebilir olması:

Sistem üzerinde yapılacak olan her hangi bir yeni dizaynda sisteme ait elemanların yine kullanılabilmesi veya fazla hasar görmeden değiştirilebilmesi sistem üzerinde değişiklikler yapmayı kolaylaştırır. Aynı zamanda sistem üzerindeki her hangi bir elemanın (parçanın) hasar görmesi veya görevini yapamaz hale gelmesi durumunda kolayca yenisi ile değiştirilebilir olmalıdır.

3.2. Pompanın ve Tahrik Motorunun Seçimi

Pompa sınıfını ve tipini seçmek için etki eden bazı faktörler, sistemin gereksinimleri, akışkan karakteristiği, ömür, enerji fiyatı ve malzemedir. Diğer yandan pompa ve tahrik motoru ikilisinin karakteristik eğrileri birbirlerine uyummalıdır.



Şekil 8. Tipik Pompa Karakteristik Eğrileri

Pompa karakteristiği:

Pompalar tip ve çalışma prensiplerine göre sabit basınçlı ve/veya debili olmalarının yanı sıra bu özellikleri değişken olan ve bu çalışmada esas alınan, santrfüj esaslı olanları değişken manometrik basınç ve debi özelliklerine sahiptir. Düzgün akışlı santrfüj pompalar, düşük ve orta debili, yüksek basınçlı uygulamalarda kullanılırken, aksenel akışlı santrfüj pompalar ise düşük basma yüksekliği ve yüksek debili alanlarda kullanmak için oldukça uygundur. Karmaşık akışlı santrfüj pompalar ise orta basınçlı ve orta debili alanlar için uygundur[3]. Diğer yandan pompanın basma yüksekliği, verimi ve gücü arasındaki bağıntıyı ifade eden şekil 8'de görüldüğü gibi pompa karakteristik eğrileri açıkça belirtilmelidir.

Pompa kodu:

İmal edilen pompaların belirli standartlar altında ve her bir tipi için uluslararası birimlere uygun biçimde kodlandırılması gereklidir. Bu durum pompanın diğer imalatçıların imal ettiği pompalar ile kolayca kıyaslanmasını ve pompaların tanınmasında büyük kolaylık sağlar.

Akışkan karakteristiği:

Yeraltından çıkartılacak olan akışkanın viskozitesi, yoğunluğu, kimyasal stabilitesi ve içindeki patiküllerin miktarı ve fiziksel boyutları pompa seçimine doğrudan faktörlerdir.

Pompa malzemesi:

Kullanılacak pompa malzemesi, pompalancak akışkanı ve çevreyi doğrudan etkiler. Korozyona ve aşınmaya dayanıklı malzemelerin kullanılması, pompa ömrünü artırıcı bir parametredir. Ayrıca kullanılan malzemenin çıkartılan suya kimyasal olarak zarar vermemesi gereklidir.

Tahrik motoru tipi:

Pompalar, elektrik motoru, gaz türbini, buhar türbini ve içten yanmalı motorlar ile tahrik edilebilir. Ancak pompanın tahrik edilmesi için kullanılan motor, mevcut en uygun enerji kaynağına göre seçilmelidir. Pompalar sabit veya değişken hızlarda tahrik edilebilirler. Özellikle santrifüj pompalar karakteristik eğrileri boyunca değişken hızlarda tahrik edilebilirler. İçten yanmalı motorlar ile sabit ve değişken hızlar sağlanabilirken elektrik motorlarında değişken hızla tahrik doğrudan olmaz. Ancak elektrik motoru hidrodinamik veya mekanik hız ayarlayıcıları ile birlikte kullanılarak değişken hızlar elde edilebilir. Elektrik enerjisinin olduğu bir alanda her zaman elektrik motorunun kullanılması daha verimlidir.

3.3. Seçilecek Pompanın Özellikleri

Pompaların imalatçı firma tarafından karakteristik özellikleri uygulama ortamlarına göre açık ve kolay okunabilir bir biçimde ifade edilip bunlar uluslararası standartlara uygun olarak kullanıcılara açıklanmalıdır. Aşınan elemanlarının kolayca temin edilip yenisi ile değiştirilmesi kolay olmalıdır. Pompaya ait bütün konstrüksiyon özellikleri detaylı bir şekilde açıklanmalıdır. Pompanın üzerinde yapılan performans testleri ve test şartları ifade edilmelidir. Pompaya ait bütün teknik özellikler ifade edilip işletme şartları, bakım onarım teknikleri ve periyodik bakımları açıklanmalıdır.

3.4. Ekonomik ve Kolay Temin Edilebilir Olması

Ekonomiklik iki kısma ayrılabilir. Bunlar pompanın ucuza temin edilmesi bu her zaman aranan bir özelliktir, ve işletme esnasında ek masraflara fazla gerek duyulmaması olarak ifade edilebilir. Pompanın veya herhangi bir parçasının kolay ve kısa zamanda temin edilmesi kullanıcı açısından önemli bir husustur. Her hangi bir arıza durumunda hasar gören elemanın kısa zamanda temin edilmesi gerekir ki bu iş akışının uzun süre durmasını önleyecektir. Ayrıca imalatçı veya satıcı firmaların geniş servis ekipleri oluşturmuş olmaları aranan bir haldir.

4. PİLOT BÖLGEDEKİ UYGULAMA VE SONUÇLARI

Bu bölgede kuyular, zemin yapısına bağlı olarak sert kayalık ve yumşak zemin olarak iki ana bölgeye ayrılmıştır. Ancak özellikle yumşak zeminlerdeki kuyuların ömrünü artırıcı kılıfların kullanılmadığı ve kısa zamanda kuyuların deforme olduğu görülmektedir. Diğer yandan kuyu derinliklerinin oldukça fazla olmasına rağmen ki bu 2450 adet kuyu için ortalama 155 metre ve kullanılan pompa derinlikleri (H_p) ise $H_p \geq 100$ m olanlar 1050 adet, $100 \geq H_p \geq 70$ m olanlar 100 adet ve $H_p \leq 70$ m olanlar ise 120 adet, verimi düşük ve azami 70 m derinlik için kullanılması uygun olan düşey milli derin kuyu türbinli pompaları kullanılmaktadır. Bölgede her ne kadar 1980'li yıllara kadar dizel motorlar ile pompalar tahrik edilmiş ise de 1989 yılından itibaren elektrik enerjisi kullanımı geniş alanlara yayılmıştır. Buna rağmen düşey milli türbinli pomplara nazaran verimi oldukça yüksek olan dalgıç türbinli pompaların geniş olarak kullanılmadığı görülmektedir. Mesela pompa yüksekliği 100m olan bir kuyudan 16 lt/s'lik debide yeraltı suyu çıkartılmak istense, bütün kayıplar göz önüne alındığında düşey milli türbinli derin kuyu

pompası için yaklaşık ihdiyaç duyulan elektirik motoru gücü 50 kW iken aynı şartlarda dalgıç türbinli pompa için ihdiyaç duyulan motor gücü 37 kW'dır [4]. Buradan görülyorki aynı şartlar altında düşey milli türbinli derin kuyu pompası yerine dalgıç türbinli pompa kullanılması halinde 13 kW'lık bir güç kazancı söz konusudur. Tarımsal sulama amaçlı bir kuyunun günde ortalama 15 saat çalıştığı göz önüne alınırsa yanlış seçimden dolayı günlük 195 kW saat'lik enerji boşa harcanmaktadır. Dalgıç türbinli pompaların bakım masrafları düşey milli türbinli pompalara nazaran daha düşük olduğu göz önüne alındığında, dalgıç türbinli pompaların ilk kuruluş maliyetinin düşey milli türbinli pompaların maliyetinden %80 fazla olması [5], hiç göz önüne alınmamalıdır. Bu durumun kısa zamanda amorti edilip karlı duruma geçileceği açıktır.

5. SONUÇ

Yeraltı suyunun çıkartılmasında kullanılan pompa çeşitleri bunlara ait pompalama yüksekliği, verim ve güç eğrilerinden oluşan karakteristik eğrilerin pompa seçiminde temel parametreler olduğu görülmektedir. Kuyulara ait temel fiziksel bilgiler pompa seçimini doğrudan etkilemektedir. Diğer yandan kuyudaki su debisi, kuyu derinliği ve kuyudaki suyun statik ve dinamik seviyeleri de pompa seçimine doğrudan etkimektedir. Pompa seçimi, yukarıda belirtilen parametreler göz önüne alınarak, karakteristik eğrilere bakarak, istenilen debi ve yükseklik için verimin azami olduğu pompa tipi şekil 7'deki karakteristik eğriden faydalanılarak yapılır. Burada belirtilen pompa ve tahrik motoru boyutları belirlenerek uygun pompa seçimi yapılmış olur.

KAYNAKLAR

1. Anonim, DSİ. Kayseri 7.Bölge Derinkuyu Toprak Su Kooperatifi Yetkilileri. 1995.
2. Mahiroğlu, A., Endüstriyel Okullar için Pompalar. Evren Ofset, Ankara, 1994.
3. Krassikk, I.J., Kurtzsch, W.C., Fraser, W.H. and Messina, J.P., Pump Handbook, Second Edition, McGraw-Hill, 1986
4. Alarko, 6", 8", 10", 14", Dalgıç Pompa Karakteristik Eğrileri ve Pompa Boyutları Kataloğu
5. İkizler, C. Ve Seven, S., Dalgıç Tulumbar ve-Türkiye Ekonomisi Bakımından Yeraltı Sularımızın Değerlendirilmesindeki Yeri, 1. Pompa Kongresi Bildiri No:4
6. Hicks, T.G., Pump Operation And Maintanance. McGraw-Hill Book Co. 1985

SUMMARY

In this study, the pump types which are necessary to pump the deep well used in agricultural irrigation are examined. Usually three types of pump are used at the deep well, called as vertical turbine well pump, vertical propeller pump and submersible motor driven wet pit pump or submersible pumps.

Vertical turbine pumps were originally developed for pumping water from wells and have been called deep well pumps, turbine well pumps and bore hole pumps. These pumps have been made for capacities as low as 2 or 3 m³/h and as high as 5700 m³/h or more and for heads up to 300 m. Vertical turbine pumps should be designed with a shaft that can be readily raised or lowered from the top to permit proper positioning of the impeller in the bowl.

At the propeller pumps; originally the term vertical propeller pump was applied to vertical wet pit diffuser or turbine pumps with a propeller or axial flow impellers. Like vertical turbine pumps, propeller pumps have been made with both open and enclosed line shafting.

The installation of conventional vertical wet pit pumps with the motor located above the liquid level may require a considerable length of drive shafting, particularly in the case of deep setting. The addition of this shafting, of the many line bearings, and possibly of an external lubrication system may represent a major portion of the total installed cost of the pumping unit. Submersible wet pit pumps eliminate the need for extended shafting, shaft couplings, a stuffing box, subsurface motor stand, and in some cases, an expensive pump house. The submersible turbine pump driven by a submersible motor located at the bottom of the pump. The pump suction is through a perforated strainer located between the motor and first stage impeller bowl. There is no shafting above the pump and the pump and motor unit is supported by the discharge pipe only. The motor is completely enclosed and oil filled and is provided with a thrust bearing to carry the pump downthrust and no lubrication is required. So that the efficiency of submersible turbine pumps is increased.

The selection of the pump type to discharge the water from deep well is generally made by using pump characteristics curves. They are maximum head, power and efficiency curves. Other side, the sequence involved in obtaining a pumping system, following the initial decision that pumping equipment is required for a system and culminating with the purchasing of the equipment can be divided into the following general steps; engineering of system requirements, selection of pump and driver, specification of pump, bidding and negotiation, evaluation of bids, purchasing of selected pump.

SOFTWARE-ENGINEERING FOR THE DEVELOPMENT OF AXIAL PUMPS

Martin Böhle
SIHL-HALBERG Maschinenbau GmbH

Computers and software have become the base tools of the design process of pumps. With their application the development of pumps can be improved in many ways. It is possible, e.g. to calculate the geometry of a hydraulic component and to visualize it by a 3D-visualization software. The calculated geometry can be modified by 3D-CAD-techniques and the manufacturing process is also controlled by CAX-software products. Additionally, flow calculation software makes it possible to get insight into the flow behaviour and can be used for the determination of the geometry of hydraulic components. In the present contribution the emphasis lies on the aforementioned flow calculation software. It is described how flow calculation techniques, which are based on the hierarchy of the fluidmechanical equations, are applied for the development of an axial pump and how they work together with additional CAX-techniques. The development of an axial pump is presented from the very beginning to the manufacturing stage.

1. Introduction

Software-engineering is a well established technological discipline, which has become more and more important for development purposes in the last ten years. It consists of the sequence of processing information or data by software components in order to develop and manufacture a product. CAD- and CAM-software applications are one example for this discipline, which is still under development.

With software-engineering the time and cost of development can be reduced drastically, because many trivial works like executing simple calculations or producing drawings are performed with software products. A further advantage of software-engineering contains the possibility of working out several alternatives for the solution of technical problems in a very short time. But nevertheless, software-engineering must be well organised in companies, and persons, who handle this systems, must be educated and trained on this techniques.

In the following contribution the emphasis lies on the CAE-techniques. It is described how fluidmechanical design and calculation procedures (this means CAE [1]) are organised, on which theoretical background they are based and how they are integrated into the whole development and manufacturing process. The description refers to the design and manufacturing process of an axial pump.

The explanation of the CAE-techniques is orientated by the hierarchy of the fluidmechanical equations, which is described in the next chapter. This chapter is followed by a description of the whole design process. In chapter 5 the applications of the fluidmechanical equations are explained and it is demonstrated how they work together with other CAX-software products. Finally, a summary of the advantages of software-engineering is given, which contains an outlook for future research tasks.

2. Nomenclature

Symbol	Explanation	Dimension
$c_p = (p - p_\infty)/(\rho/2 \cdot C_\infty^2)$	pressure coefficient, C for free stream	$[-]$
$c_f = (\tau_w)/(\rho/2 \cdot U^2)$	friction coefficient, U outer velocity	$[-]$
C	absolute flow velocity	$[m/s]$
C_m	meridional component of C	$[m/s]$
C_u	circumferential component of C	$[m/s]$
g	acceleration of gravity	$[m/s^2]$
h	head	$[m]$
l	length of profile	$[m]$
n	speed of pump	$[1/s]$
p	static pressure	$[N/m^2]$
r	radius perpendicular to machine axis	$[m]$
s	coord. of flow direc. inside boundary layer	$[m/s]$
t	distance of blades in circumf. direc.	$[m]$
U	velocity at outer edge of boundary layer	$[m/s]$
u	velocity inside the boundary layer	$[m/s]$
v	normal velocity inside the boundary layer (in u -direc.)	$[m/s]$
β	angle between C and axial direction	$[grad]$
λ	stagger angle	$[grad]$
τ	shear stress	$[N/m^2]$
Θ	thickness of momentum loss	$[m]$
ρ	density	$[Kg/m^3]$
K	kernel function	$[-]$

Indices

Index 1 in front of impeller

Index 2 behind impeller

Index ' relative flow (angle β' , for example)

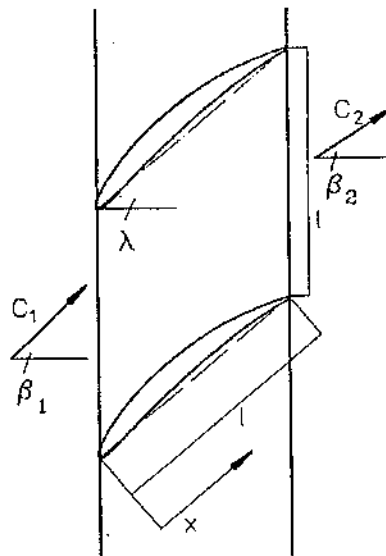


Figure 1: Nomenclature of cascade

3. Hierarchy of the Fluidmechanical Equations

In Fig. 2 the hierarchy of the fluidmechanical equations are shown. The hierarchy only contains equations, which are of interest for hydraulic design. If compressible flows are considered, then it could be convenient to add further equations.

At the top of this hierarchy the Navier-Stokes equations stand. They are not solvable for technical problems. This is the reason why the Reynolds averaged equations are applied for flow simulation techniques. These equations constitute a system of nonlinear partial differential equations [2], which are very similar to the Navier-Stokes equations and which contain the whole physics of the flow. It needs a certain time and cost to solve them by numerical techniques (flow simulation).

The Reynolds averaged equations can not be used for design purposes, because the equations are solved on a numerical grid, which takes some time to generate. For design purposes more simple equations are used. In these equations the terms of friction effects are neglected (Euler equations, Potential equation) or are limited to a small region of the flow (boundary layer equations). Especially the potential equation (neglects friction, irrotational flow) together with singularity techniques (it is only an application of potential theory and not a special equation) are a powerful tool for design. If they are combined with boundary layer theory (Interaction Techniques), it is possible to design profiles without flow separation.

For fluidmachinery design quasi three-dimensional calculation procedures are established. They contain the 2D-Euler solutions blade to blade and hub to tip and assemble these two solutions in such a way that the continuity equation is fulfilled. So this calculation procedure is based on the

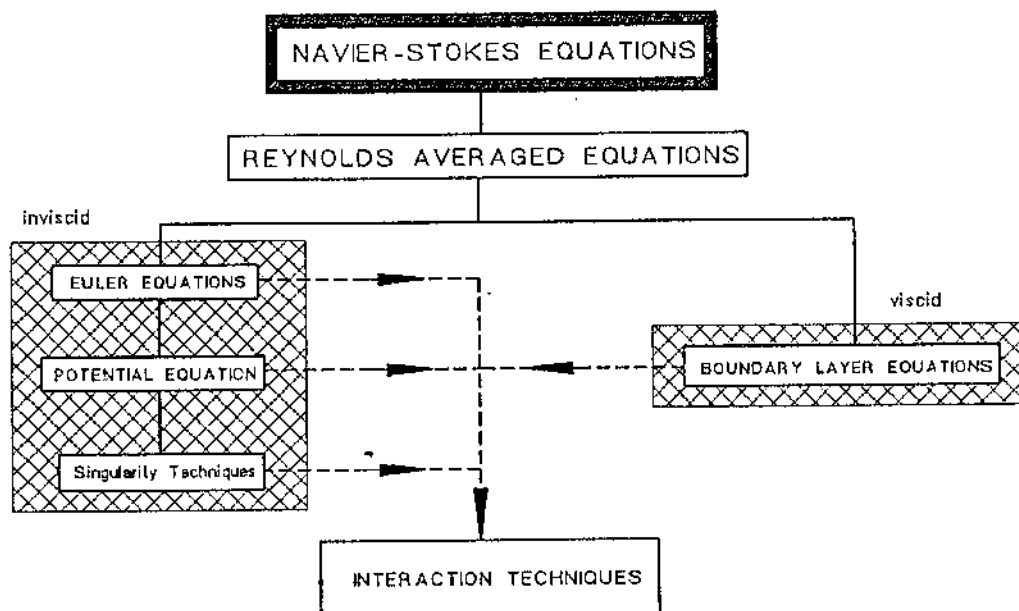


Figure 2: Hierarchy of Fluidmechanical Equations

Euler equations. Although for this calculation procedure a three-dimensional grid is necessary, this procedure belongs to the design techniques, because the grid must not be so sophisticated as for solving the Reynolds averaged equations and because nowadays, the computers are efficient enough to perform the procedures in a very short time (about 5 seconds).

If a design of a hydraulic component is based on the described hierarchy of fluidmechanical equations, the design process starts on the lowest level with singularity techniques (potential theory) combined with boundary layer theory in order to calculate two-dimensional flow for each cross section of the blades. With this method it is possible to optimize the 2D-profiles according to cavitation, the begin of boundary layer separation in the off-design region etc.

After that the Euler equations are used, for example the quasi3D-techniques, to gain insight into the three-dimensional flow behaviour. If this must not be corrected by modifying the geometry, a full three-dimensional flow simulation, based on the Reynolds averaged equations, is performed. This last step of hydraulic design, which is also called Navier-Stokes simulation, takes all effects into account, including the effects of the boundary layers on the hub and casing.

4. Software-Engineering Process

In Fig. 3a the software-engineering process of the hydraulic development of an axial pump is shown. The following description is confined to the design of the impeller. It is also applicable analogously for the design of diffuser guide vanes.

The kernel of this system is a data base, which contains at the end of the process all information about the hydraulics of the pump including the data for manufacturing. During the development process data are produced and written into the data base by software products. Furthermore the data are read from the data base by software components in order to use the information for further calculation or visualization purposes.

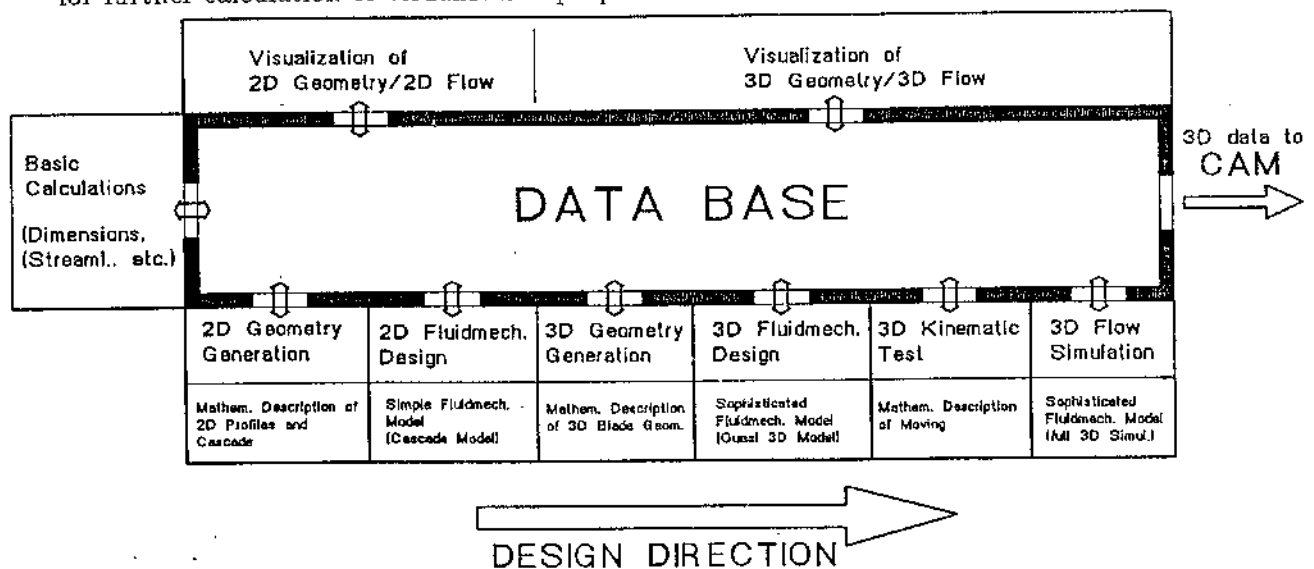


Fig. 3 a: Software-engineering

At the very beginning of the process, the design data and some characteristics of the axial pump are prescribed, as a rule the mass flow rate, the head and speed of the machine together with some determinations of dimensions (inner radius of the impeller, e.g.). The boundary conditions of the requirements are an optimal efficiency and a good NPSH-behaviour in the design and off-design operation.

The first step consists of the calculation of the streamlines in the meridional plane and the

velocity triangles as it usually performed for fluidmachinery design [4]. This is carried out like all following steps by software applications. The resulting data are written in the data base and visualized in order to control the design process.

The data of the velocity triangles and streamlines are used for the design of the blade geometry, which is performed in three steps. The first step consists of the mathematical modelling of twodimensional cascade sections for each streamline of the meridonal plane (first step). The flow around the twodimensional profiles is calculated by the application of simple fluidmechanical models (cascade model based on the potential and boundary layer theory) and it is checked whether the velocity triangle just behind the impeller is achieved according to the results of the previous velocity triangle calculation. After that the geometry of the cascade are optimized in such a way that the flow is accelerated to small velocities on the suction surface and that the flow do not tend to sepearate (second step).

Finally, the third step is performed. The optimized 2D profile sections are assembled to constitute a 3D-blade geometry.

All software components, which determine the deveopment to this stage, are working rapidly on simple computers, so that the engineer can correct his design in a very short time. Furthermore he can take into account the dominant effects of the flow and the produced data are accessible easily for further tests (for example kinematic tests for turning the blades on the hub) and/or for examing the flow through the pump by flow simulation techniques, which are based on the Euler equations (working fast) or Reynolds averaged equations .

However, the major advantages of software-engineering are:

- Scientific models can be integrated into the design process. So the design process is based on a fluidmechanical base.
- During the whole design process the generated geometry is visualized. Mistakes, which may be recognized in the manufacturing stage, can be avoided, because the engineer gets to see the full threedimensional contours. Bumps, too small curvatures, too thin blades etc. can be excluded.
- The data are available for CAM. Joiner can use the data for building a pattern. If it is taken into account to build a prototype for test purposes, modern techniques like prototyping can be applicated.
- Drawings of different kind are easily produced (Data can be read by CAD-systems).
- The data can be used on networks, so that the whole information about the pump design are accessible for all departments.

5. Application of Software-Engineering

The following description refers to Fig. 3 a. In this chapter the theoretical background and formulas are presented, which are utilized for the flow calculations and the geometry generation. The order of the different themes is equal to the process, which is shown in Fig. 3 a (from left to right).

The geometry generation is performed by superposing a circular arc line with a thickness distribution as it is known from the profile theory. The thickness distribution is chosen according to a new development direction in hydraulic design. Bisuperellipses are combined in such a way that they constitute a drop (s. Fig. 3).

The formula of a bisuperellipse is

$$\left(\frac{x}{a}\right)^n + \left(\frac{y}{b}\right)^m = 1$$

The advantage of this drop description is that it contains only four parameters. Parameters a and b determine the length and maximum thickness of the bisuperellipse, respectively, whereas the parameters m and n are used for the determination of the shape. If the maximum thickness and the location of it are given, m and n can be varied in such a way that the outer velocity on the suction surface is optimized with regard to the cavitation behaviour, for example (important for outer profiles).

The thickness distribution of the 2D-profiles described in this paper consists of three combined superellipses as it is shown in Fig. 3. The 2D-profiles are designed in such a way that the calculated velocity triangles are realized just behind the impeller and that the boundary layer do not separate in a wide range of operation. Furthermore it has been taken into account that the suction peak has been kept small in order to obtain a good NPSH-behaviour.

For this design a 2D potential flow calculation technique together with a 2D boundary layer equation solver has been applicated. The procedure works as follows:

- The camber is prescribed for each profile section of the blade (it is prescribed over the radius).
- The stagger angle λ for each profile section is estimated and the velocity distribution is calculated by the potential calculation procedure. With the knowledge of the velocity

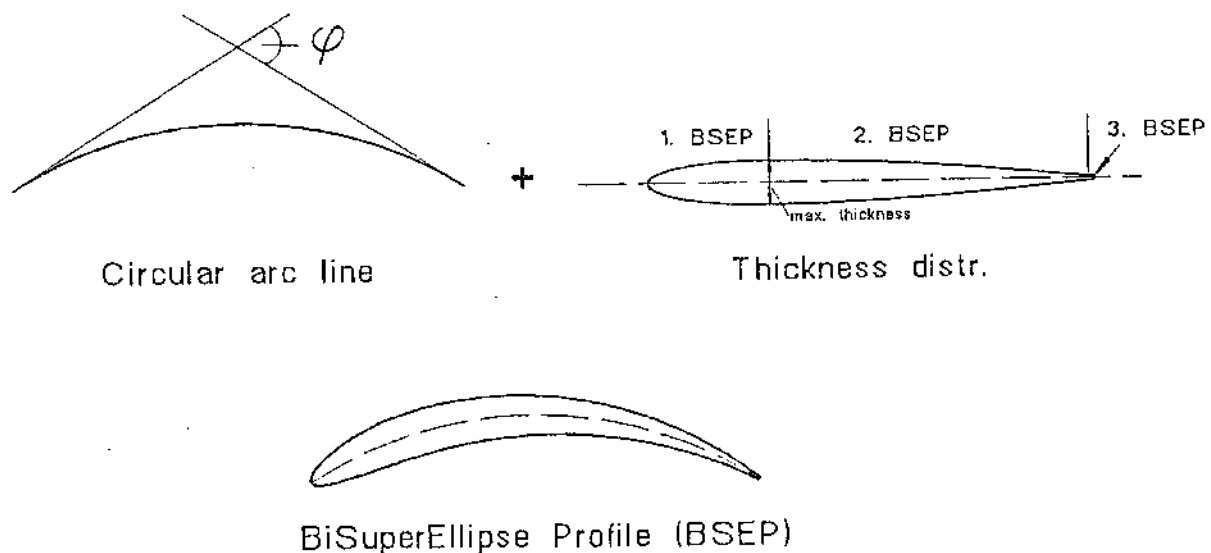


Figure 3: Bisuperellipse

distribution the flow angle β'_2 can be calculated (s. Fig. 4). If the prescribed angle of relative flow behind the impeller is not realized the stagger angle is varied until there will be no difference between prescribed and realized flow angle.

- Then it is checked with a boundary layer calculation whether the flow tends to separate. If there exists a sufficient distance to separation no changes are performed. Otherwise the camber distribution must be prescribed again and the design process is repeated (s. Fig. 4, definition of c_f and θ is given below).
- The last step consists of reducing the suction peak in order to obtain a good NPSII-behaviour. Therefore, the parameter m and n of the bisuperellipses of the outer radius are varied until the maximum velocity on the suction surface can not be reduced anymore. As a rule the flow angles are not influenced significantly by the thickness distribution, so that only slight corrections of the stagger angle are necessary. But the separation behaviour must be checked again.

The potential calculation is performed with a singularity technique, which has been developed by Martensen [5]. Martensen substitutes the profiles of the cascade by resting fluid and generates a velocity jump to the outer side of the profiles by imposing a vortex distribution on the contours (see Fig. [?]). The velocity field of this vortex distribution is superposed with the incoming free stream velocity field of the cascade resulting in a modeled flow, which is equal to the inviscid cascade flow. This physical model is described by a Fredholmsche integral equation, which is

$$\bar{\gamma}(\Phi) - \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2 \cdot \pi} K(\Phi, \Phi') \cdot \bar{\gamma}(\Phi') \cdot d\Phi' = 2 \cdot C_\infty \cdot \left(\frac{dx_c}{d\Phi} \cdot \cos \beta_\infty + \frac{dy_c}{d\Phi} \cdot \sin \beta_\infty \right) \quad (2)$$

with

$$\bar{\gamma} = \gamma \cdot \sqrt{\left(\frac{dx_c}{d\Phi} \right)^2 + \left(\frac{dy_c}{d\Phi} \right)^2} \quad .$$

x_c and y_c are coordinates of the profile for a coordinate system of the cascade. K is a kernel function, which is a function of Φ and Φ' . Φ and Φ' run from 0 to $2 \cdot \pi$ and is also a coordinate of the profile. It starts and ends at the trailing edge and runs in a counterclock direction. Φ determines a fixed position of a vortex and Φ' is a running coordinate as it is expressed in the integral equation. γ stands for the vortex density and is equal to the velocity U on the contours of the profiles. It is the aim to solve equation (2) with respect to $\bar{\gamma}$. Equation (2) is solved numerically by using its discretized form

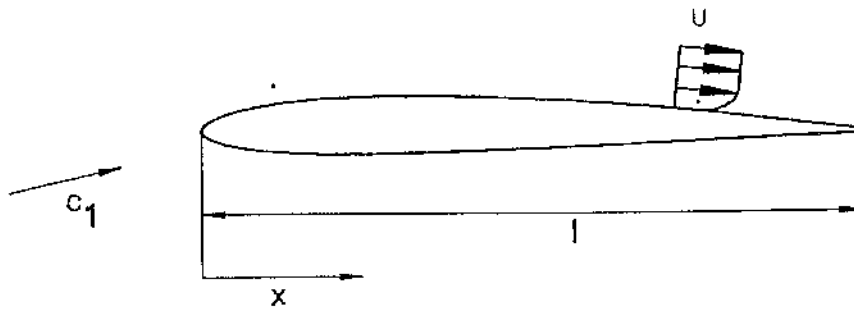
$$\bar{\gamma}_\mu - \frac{1}{2 \cdot N} \cdot \sum_{\nu=0}^{N-1} K_{\mu\nu} \cdot \bar{\gamma}_\nu = 2 \cdot C_\infty \cdot \left(\frac{dx_c}{d\Phi_\mu} \cdot \cos \beta_\infty + \frac{dy_c}{d\Phi_\mu} \cdot \sin \beta_\infty \right) \quad . \quad (3)$$

in order to constitute a equation system for $\bar{\gamma}$, which is solved by taking into account that the circulation Γ of the flow is so large that the rear stagnation point lies on the trailing edge. (N stands for the number of point on the contours). A discussion of this procedure is given in [6].

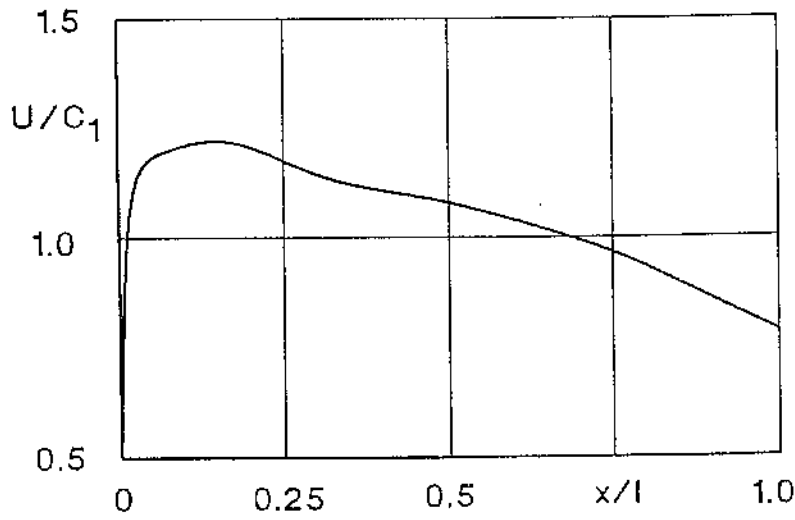
For the determination of the boundary layer parameters the boundary layer equations

$$\frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial n} = 0 \quad (4)$$

$$\rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial u}{\partial s} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \right) = \rho \cdot U \cdot \frac{dU}{ds} + \mu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial n^2} \quad (5)$$



Potential Theory Result



Boundary Layer Values

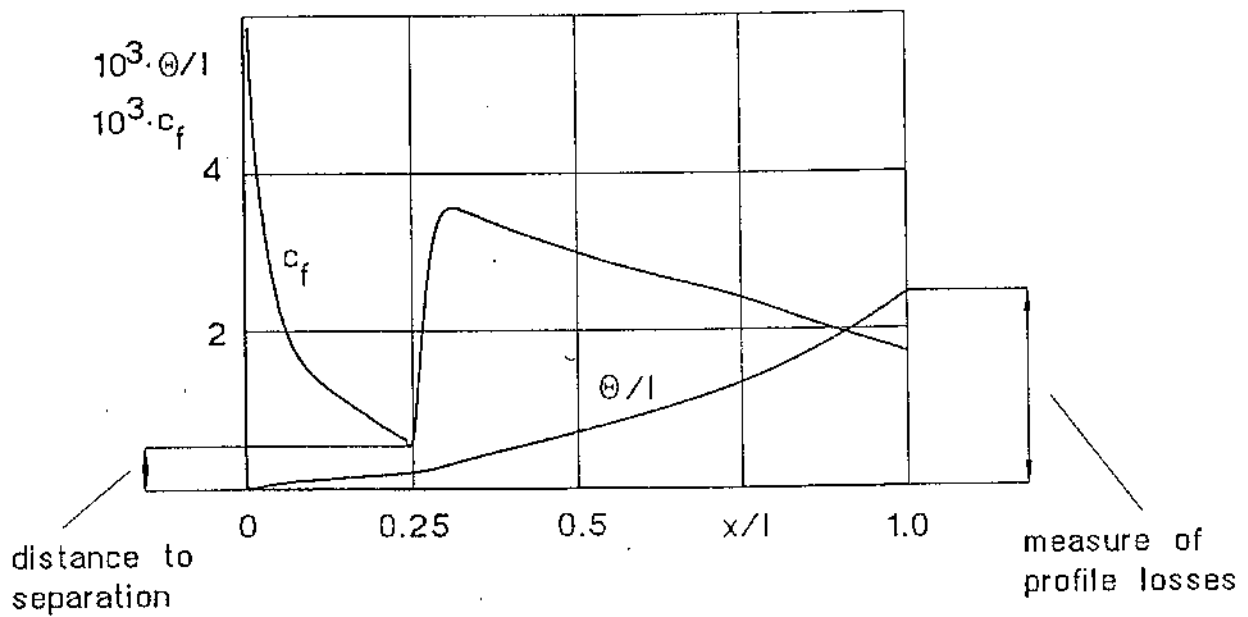


Figure 4: Results of Potential and Boundary Layer Theory

are solved numerically by a finite difference technique, which is described in [7]. The boundary conditions of equation (4) are:

$$u = v = 0 \quad \text{for} \quad n = 0 \quad \quad u = U \quad \text{for} \quad n \rightarrow \infty$$

The onset of transition is calculated by a correlation function, which depends on Re_θ . For details see [7].

For the design process the following two boundary layer values are of interest. They are:

$$c_f = \frac{\tau_w}{\rho \cdot U^2/2} = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial n_{n=0}} \quad \theta = \int_0^\infty \frac{u}{U} \cdot \left(1 - \frac{u}{U}\right) \cdot dn \quad (6)$$

c_f is the friction coefficient and is an indicator whether the boundary layer tends to separate (s. Fig. 4, separation criterion $c_f = 0$). θ stands for an estimation for the loss of momentum in the boundary layer (in this case boundary layer of suction side) at the trailing edge.

For the design process it is taken into account that the boundary layer changes its behaviour from the laminar to the turbulent flow behaviour. On the other hand the Reynold number $Re = C \cdot l/\nu$ (l is a characteristic length) and the turbulence level Tu in a pump are very large ($Re \approx 10^6$, $Tu = \sqrt{u_{ii}^2} > 5\%$), so one could assume that the whole boundary layer is turbulent and that it is not necessary to differentiate between these two flow behaviours. But it is thinkable that there are laminar boundary layers on the blades. If the engineer wants to be absolutely sure that the boundary layer does not separate, then he must take into account a laminar part of a boundary layer, which changes its flow behaviour further downstream.

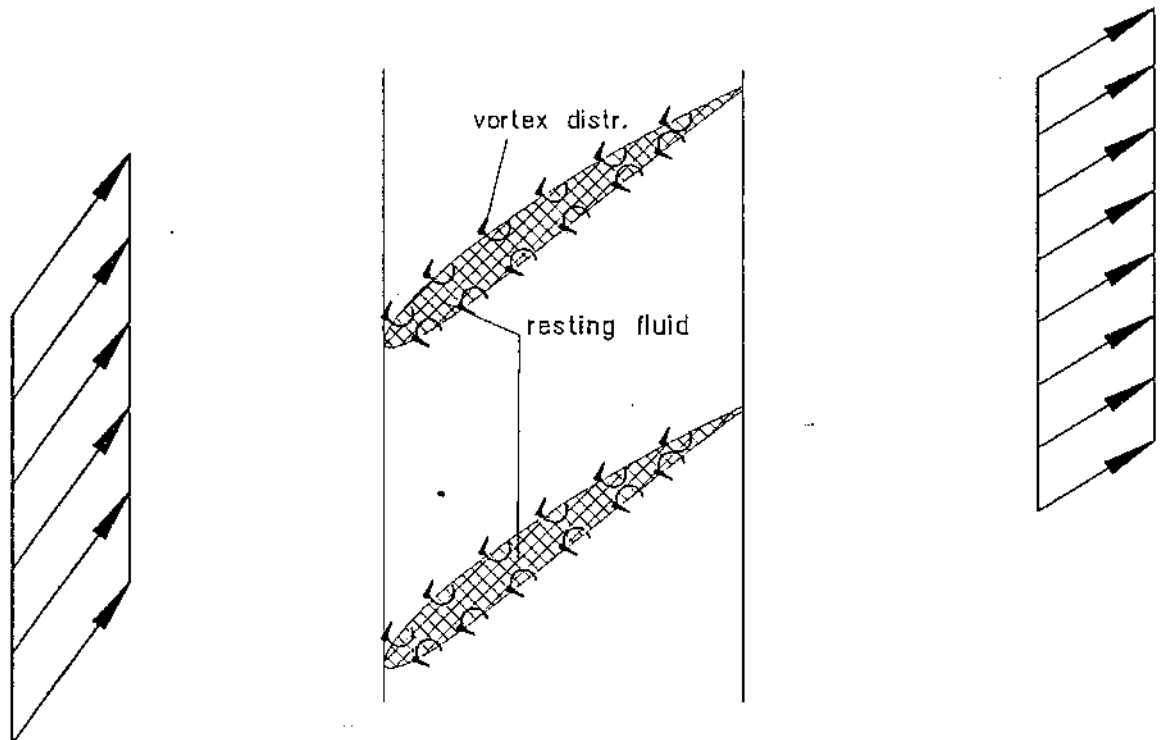


Figure 5: Cascade Model

After having finished the 2D flow design process the profiles are assembled to a 3D blade. The full impeller is shown in Fig. 6. The solidity has been prescribed over the radius (runs from 1 to 0.5) and at the very beginning of the design process it has been prescribed that the impeller should contain three blades (depends on the specific speed [4]). The next step for the fluidmechanical design process contains the quasi three dimensional calculation of the flow around the impeller blades. This step is still under development. Such an important calculation technique has been programmed by Schilling [3] and at present this software is implemented into the software design concept shown in Fig. 3a.

For the flow simulation (Reynolds averaged equations are solved) a calculation technique which belongs to the group of the finite volume techniques is applicated. It discretizes the equation on unstructured grids. Unstructured grids are absolutely necessary for pump development, because it is nearly impossible to generate grids for such complicated geometries of pumps without neglecting any (significant) details. This step is also under development, but wil be finished shortly.

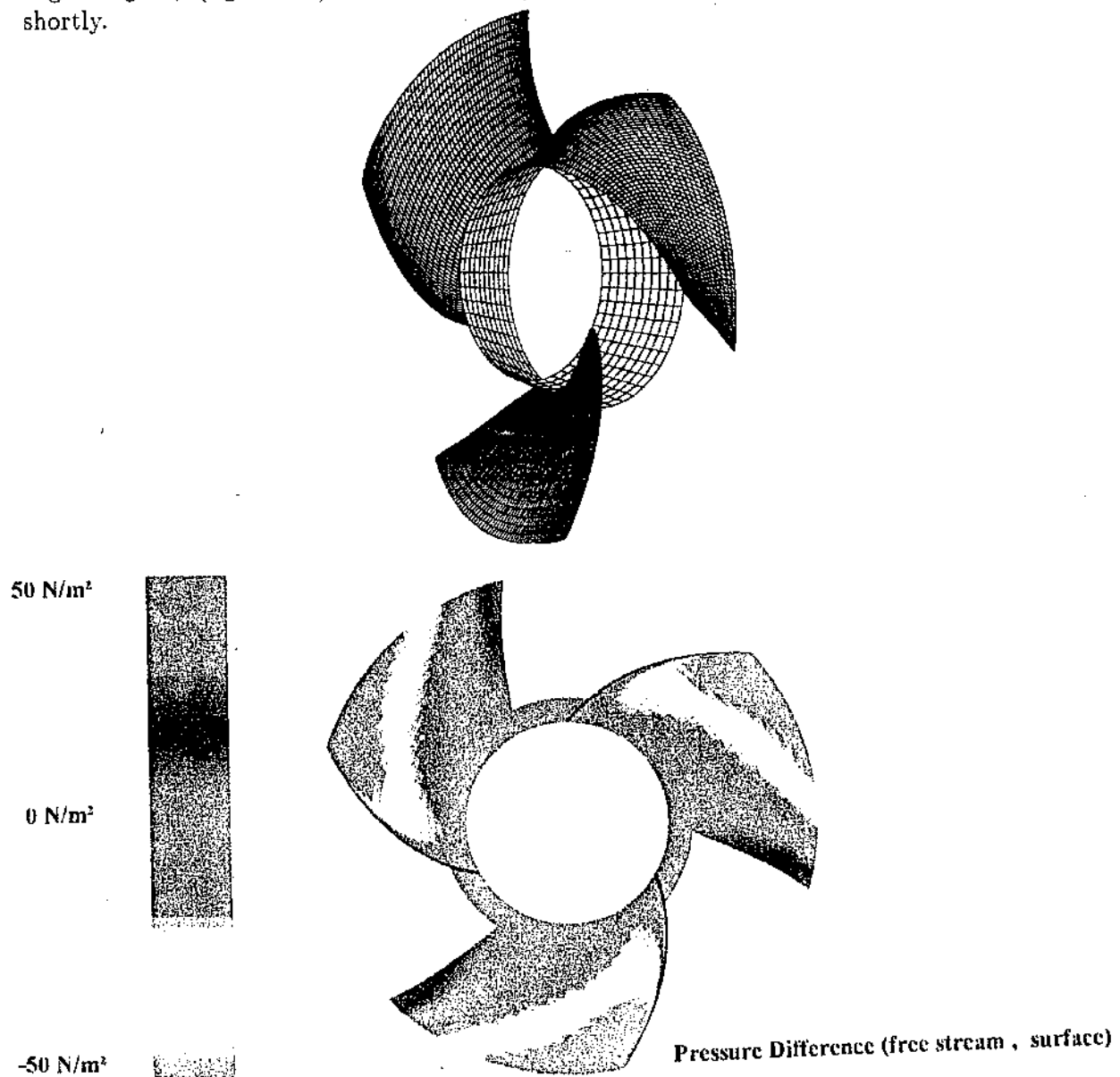


Figure 6: Designed Impeller

After having designed the impeller a simple kinematic test has been performed. The question arises how the blades are located to each other when they all are turned around their axes of rotation (running normal to the machine axis) on the hub. This question is of interest for manufacturing puposes, if the hub and the blades should be casted as one part.

Finally, the data of the impeller have been transmitted to a CAM-application and a prototype of impeller have been manufactured by prototyping within some days (s.Fig. 7).

5. Conclusions

With the application of software engineering it is possible to reduce the time and cost of development. Furthermore more accurate calculation techniques, which are based on scientific methods, can be used in order to match the prescribed design point of the pump more exactly and/or to optimize hydraulic components.

It has been explained how the scientific techniques are integrated into the design process and on which physical background they are based. Now, the following questions arise:

- Is it necessary to improve the aforementioned calculation methods in order to make the design process more reliable ?
- Which further information will help the engineer to match the prescribed design point more accurate ?

For engineering purposes the established mathematical techniques are sufficiently accurate. The emphasis of research work should lie on the improvement of turbulence models, which are

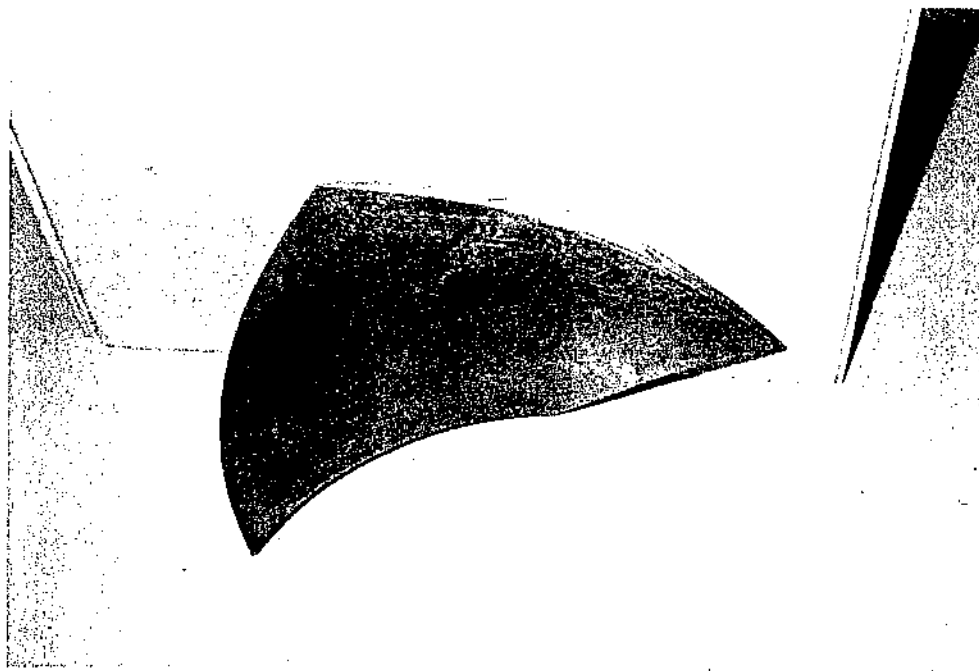


Figure 7: Manufactured blade

necessary for the calculation of viscous flows.

As it could be seen there are calculation techniques for the design of hydraulic components and for flow simulations of designed hydraulic parts of a pump. At present, there are no informations about the differences between the results of the design process and flow simulations. It would be helpful for an engineer to know how large these differences are and what are their causes. This is a typical task for scientific engineering.

References

- [1] : L. Cronjäger: Bausteine für die Fabrik der Zukunft
Springer-Verlag Berlin, 1994
- [2] H. Oertel: Strömungsmechanik, Methoden und Phänomene
Springer-Verlag Berlin, 1994
- [3] R. Schilling: Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Echtzeit-Entwurfssystem
VDMA-Bericht, Dezember 1993
- [4] S. Lazarkiewicz, A.T. Troskolanski: Impeller Pumps
Pergamon Press Frankfurt, 1965
- [5] E. Martensen: Die Berechnung der Druckverteilung an dicken Gitterprofilen mit Hilfe von Fredholmschen Integralgleichungen zweiter Art
Mitteilungen aus dem Max-Planck-Institut für Strömungsmechanik der Aerodynamischen Versuchsanstalt, Göttingen 1959
- [6] J.P. Gostelow: Cascade Aerodynamics
Pergamon International Library of Science, Technology, Engineering and Social Studies
- [7] M. Böhle: An Inverse Design Procedure for Axial Pumps Working on Personal Computers
FLUID INTERNATIONAL, Singapore, June 1994

SELECTION AND CONSTRUCTION AS WELL AS APPLICATION OF PUMPS FOR LOW-BOILING LIQUIDS

BY HERMANN MÜLLER
SIHI GMBH & CO KG

ABSTRACT

Nowadays centrifugal pumps are applied in nearly all technical circuits, from water supply to process engineering. There are so many fields of duties and so wide areas of application that in addition to the standard or serial pumps often pumps with special properties are required. In these cases have proved their worth functional designs using known operational principles. Of great importance are not only the required availability, but also the improvement of the cost/benefit ratio.

Already now, but increasingly in the future, the prevention of environmental pollution will be brought into focus. Here can be offered perfected constructional solutions using closed pumps such as pumps with magnetic drive.

The cost of maintenance of pumps and installations increase disproportionately caused by higher and higher wages. Therefore constructions with automatic monitoring come to the fore.

1. SELF-PRIMING SIDE CHANNEL PUMPS

The mode of operation of side channel pumps or side channel stages often is described in a confusing manner, even in specialized books. Sometimes these pumps are classified as positive displacement pumps sometimes as fluid flow machines. That seems to be contradictory, and yet it is correct when dealing intensively with their specific characteristics.

If you attribute to a side channel stage only the ability to increase the energy content of the pumped liquid then it is obviously a fluid flow machine, a typical centrifugal pump.

It is known that side channel pumps are able to evacuate their suction lines and consequently absorb the pumping liquid, if they had been filled with service liquid before. During this operating phase that only exists for a limited period, usually immediately after starting up a pump unit, the side channel pump has to be classified as positive displacement pump with rotating displacement element. The displacement effect is created by a circulating liquid ring that enters and leaves pistonlike the vane wheel impeller and the side channel during every rotation in the partially filled side channel stage.

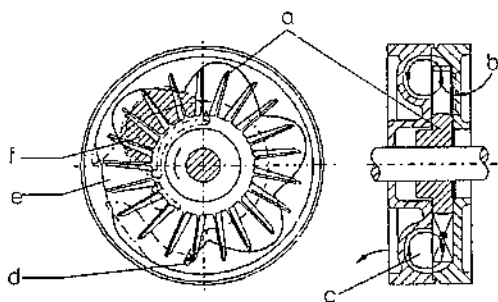


fig. 1 (components of side channel-stage)

a=impeller, b,c=liquid flow, d=discharge port
e=apex, f=suction port

side channel casing. The side channel is only interrupted by the breaker which separates suction and discharge area.

The liquid flows helically in peripheral direction through the stage. In doing so it enters and leaves repeatedly the impeller cells and the side channel. Caused by this frequent momentum exchange which is more intensive in case of a small flow, a side channel stage is able to give the pumping medium a higher energy content than conventional centrifugal pumps can do it.

That also becomes evident when looking at the pressure value psi. The value for centrifugal pumps is abt. $\psi = 0,95$ to 1,1; the value reached by side channel pumps is between $\psi = 1,8$ to 3,2, each related to $Q_{opt.}$. The kind of flow through a side channel stage shows that high efficiency cannot be expected. This is the result of losses by shock and deviation, by partial flows via the breaker and in the clearance area at the hub of the impeller (which are necessary for centring and forming of a lubricating film). If design, casting technique and manufacture are calculated economically, the optimum obtainable efficiency at present is between 40 and 45 % (fig. 2). Therefore side channel pumps are applied in the fields where comparable pumping systems do not reach higher efficiency or require expensive installations. That is so in case of low and medium outputs. But they are preferred if the system requires a self-priming or gas handling pump for a troublefree operation.

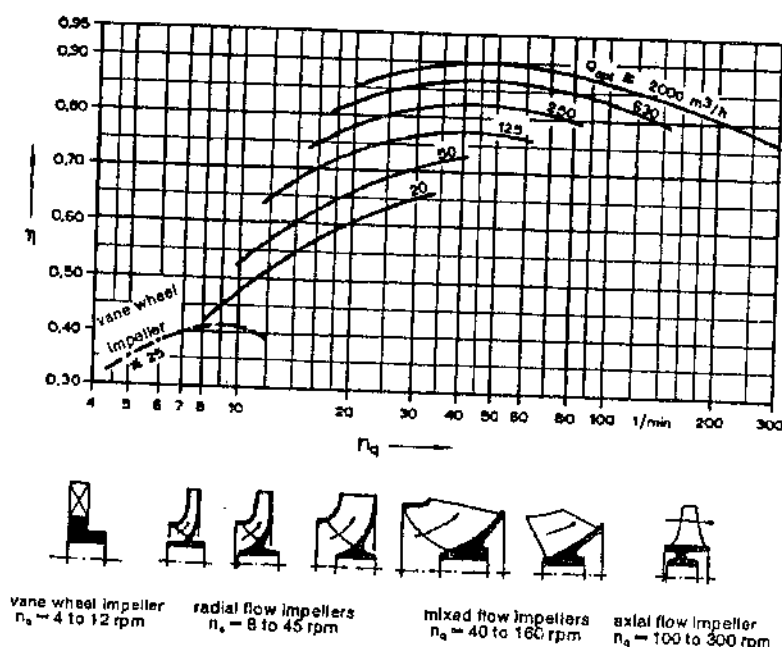


fig. 2 (efficiencies of side channel pumps)

1.1 CONSTRUCTION TYPES AND OPERATING BEHAVIOUR

Many different construction types of side channel pumps, of various materials in single- or multi-stage design are applied. Of special importance is the horizontal design in segmental construction (fig. 3). It has been standardized acc. to DIN 24254 and is besides the so called standard water pump (DIN 24255) and the chemical standard pumps (DIN 24256/ISO 2858) considered one of the most common pump types used in the chemical industry and engineered systems. Today multistage machines of the described construction type are manufactured for outputs up to $35 m^3/h$ and delivery heads up to 400 m (fig. 4).

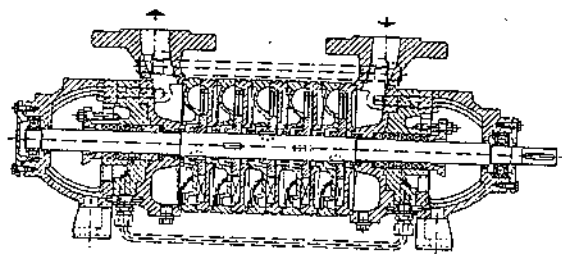


fig. 3 (horizontal side channel pump)

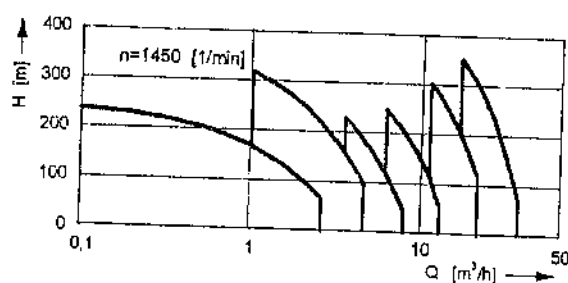


fig. 4 (performance range)

The mode of operation of the side channel stages results in a special shape of the characteristic curves (fig. 5). On the one hand the very sloping Q/H curve has to be noticed on the other hand the required drive power decreases at increasing output. By this behaviour side channel pumps are distinguished from centrifugal pumps with conventional impellers which results in a very good control action. The course of the NPSH did not show any special features.

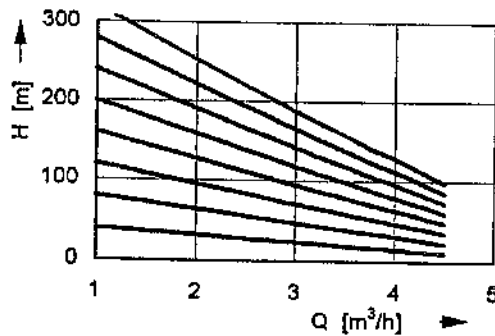


fig. 5 (pump characteristic, $n = 1450 \text{ 1/min}$)

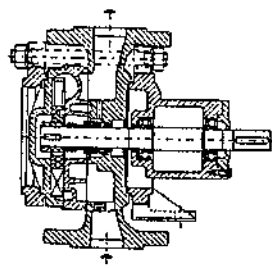
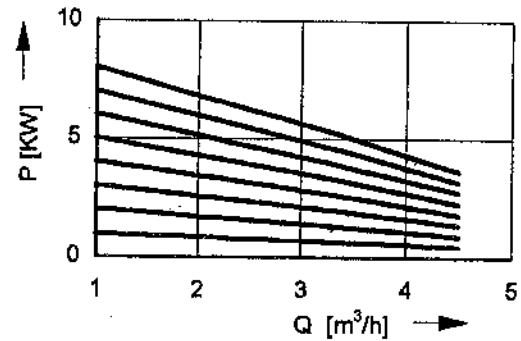


fig. 6 (inline version)

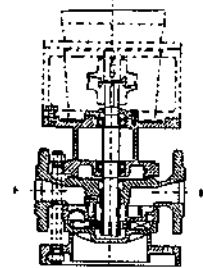


fig. 6a (vertical version)

The DIN series is completed by a multitude of mainly single-stage pumps. They are of simpler construction and easier to maintain and therefore less expensive for the user. That is shown by an INLINE design (fig. 6) and a VERTICAL design (fig. 6a).

1.2 SUCTION CAPACITY AND HANDLING OF ENTRAINED GAS

From the operational principle result suction capacity curves as known of gas handling vacuum pumps and compressors with rotating displacement element. From fig. 7 may be learned that suction pressures of 100 mbar and lower can be reached when handling air against atmosphere. But side channel pumps can also reach discharge pressures up to 5 bar. When handling liquids close to the vapour pressure or liquids that tend to efflux of gas as a rule the separation and growth of gas bubbles at suction side are to be expected. Especially if great geodetic suction lifts are to be overcome, if the flow in the suction line is throttled and additionally heated. Therefore it is important to pay attention to the operating behaviour and to the limits of application of the individual pump types when handling liquid/gas mixtures (fig. 8).

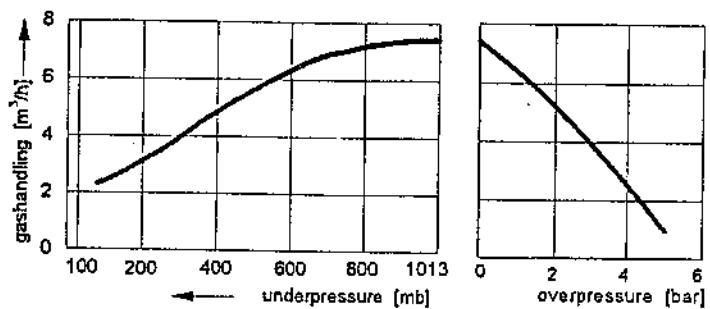


fig. 7 (gas pumping characteristic)

The influence of the mixture on the characteristic curves is recorded in dependence on the relative gas content in the liquid flow according to the formula: $Q_{G_{\text{rel}}} = Q_G / Q_F$ relating the gas flow Q_G to the conditions at suction side. NON-SELF-PRIMING centrifugal pumps can only handle a limited gas flow together with the liquid. This limit is reached by a single stage pump with radial impeller already at a relatively small content of gas,

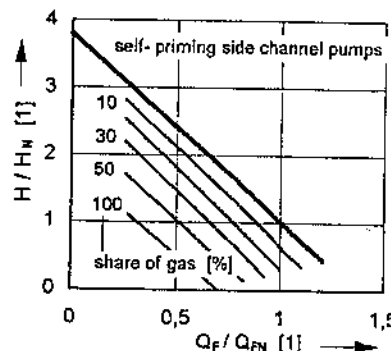
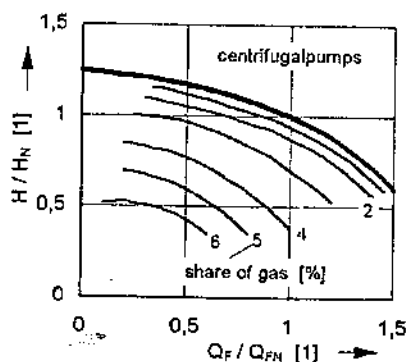


fig. 8 (liquid/gas pumping characteristic)

about $q_{Gs} = 6\%$ (fig. 8). Together with the throttling curve decrease proportionally the power absorption and the efficiency. In the optimum point and a gas content of 7 % the delivery head has already fallen by half; also the flow volume is divided in half. Higher gas content would cause an unstable flow and finally the

break away of flow. In contrast to that self-priming side channel pumps in stationary operation are able to handle big gas flows together with the liquid. In extreme cases only gas is handled during the evacuation of the suction line. Between this condition and the handling of pure liquid all gas mixtures can be handled without auxiliary devices. A gas content of, for example, 10 % which would cause a normal centrifugal pump "to snap off" do not raise any difficulties for side channel pumps.

2. SELF-PRIMING SIDE CHANNEL COMBINATION PUMPS

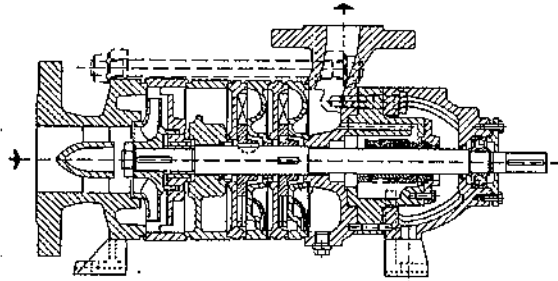


fig. 9 (low NPSH side channel pump)

Dependent on the design and the inflow into the impeller at an angle of 90° the flow conditions in the inflow area of side channel pumps are not very favourable. Therefore a centrifugal impeller is arranged at suction side before the side channel stages in order to obtain favourable NPSH. In this way are built combination systems where the specific properties of the handling principles complement one another advantageously (fig. 9).

By means of the incorporated centrifugal stage extremely favourable NPSH are obtainable. This is achieved by the good axial inflow as well as by the special impellers. The delivery head of this special first stage is adjusted in such

a way that the required inlet pressure of the following side channel stage is created also under unfavourable conditions and at the same time is shaped a compact segmental type pump. With reference to DIN 24254 these combination pumps also are available for flow volumes up to $35 \text{ m}^3/\text{h}$ and delivery heads up to 400 m.

In comparison with standard side channel and centrifugal pumps can be reached extremely favourable NPSH

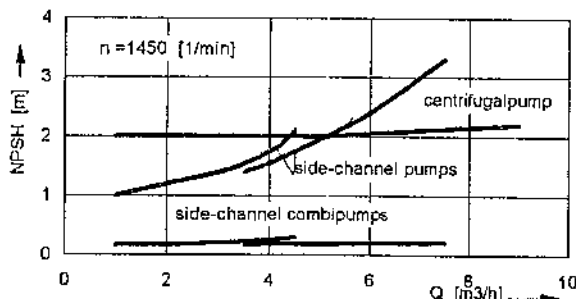


fig. 10 (NPSH characteristic)

when handling boiling liquids, as condensates, liquefied gases, fuels, solvents etc. At a flow velocity of less than 1 m/s in the inlet and at a speed of 1450/1750 rpm, NPSH of less than 0.5 m can be obtained in the range up to $35 \text{ m}^3/\text{h}$ (fig. 10). The consequences are easy installation into the plant and low costs. The combination with the external side channel stages guarantees safe operation, that means no flow break off will happen not even in case of partial efflux of gas.

3. SYSTEMS WITH SELF-PRIMING COMBINATION PUMPS FOR HANDLING LPG

During the various stages of the distribution, pumps are required for the LPG transport in order to compensate the losses due to the flow process, by the delivery head of the pumps (fig. 11). Liquid gases are gaseous under

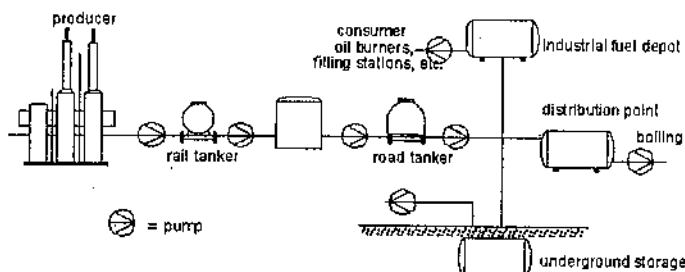


fig. 11 (example of distribution scheme for LPG)

normal atmospheric conditions. They can be liquefied at certain pressures, depending on the temperature. This property and other specific properties of liquid gases require pumps having special characteristics for this application. Therefore the liquid has to flow into the pump, however when using special pump types in combination with a special plant construction, even static suction is possible.

pump, has to be higher than the vapour pressure (fig. 12), the pressure, supplying the LPG into the measurement x) by a value corresponding to the NPSH of the pump. This overpressure is necessary for a troublefree operation because of inflow conditions and, depending on the pump design very low for self-priming combination pumps.

For the liquid filling stations this „overpressure“ to the vaporisation point is produced mostly by differences in static height between feed tank and pump (fig 13). Such arrangements cause additional costs for the installation of the plants. Therefore the „required suction head“ NPSHR of the pump is a quality factor which is of special significance for a pump handling LPG. These low suction heads are achieved by the SIHI-LPG-pumps.

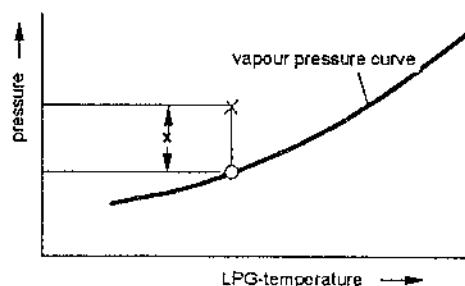


fig. 12 (vapour pressure)

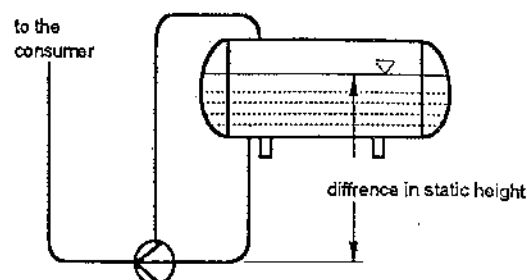


fig. 13 (LPG filling station)

It is absolutely necessary that the required feeding head (NPSHR) must be available at the suction nozzle of the pump.

When pumping close to the vapour pressure, partial vaporisation in the feed line, suction line or in the first pump stage, is frequently caused and the pump has to handle a liquid/vapour mixture; but this is only possible

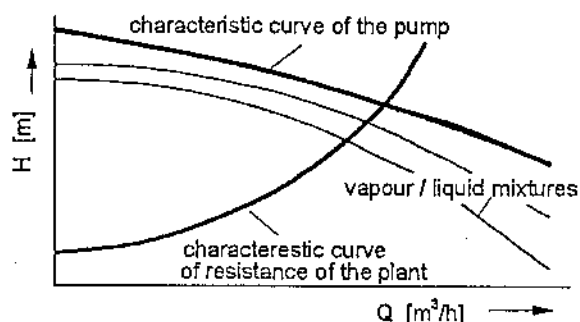


fig. 14 (liquid/vapour mixtures)

if the pump has been designed hydraulically for this application. When handling liquid/vapour mixtures the pumps are operating in a such way, as if they handle a liquid with lower weight (fig. 14), corresponding to the specific gravity of the mixture. In fig. 14 the characteristic curves for different mixtures are shown by dotted lines. Any vapour which separates in the feeding area is re-condensed in the pump so that on the discharge side vapour free LPG can be delivered. For the storage of liquefied gases and liquid gas LPG mostly stationary tanks are used. Generally they are shaped cylindrically and are placed horizontally. Space restrictions and safety regulations increasingly require the in-

stallation of underground tanks or surface mounted tanks covered with earth (fig. 15). The suction lift operation required by these conditions makes severe demands of the pumps. These demands can be met by selv-priming combinationpumps in connection with special plants.

Due to their capability of handling large quantities of vapour and their very low NPSH, selv priming combinationpumps offer the advantage to be applicable without the necessity of mounting moving components inside the pressurised tank.

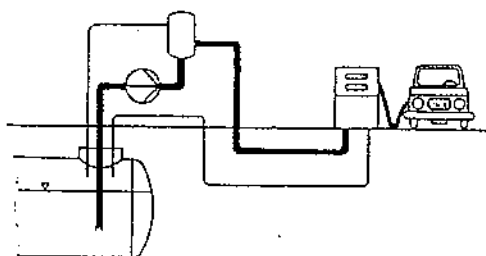


fig. 15 (car filling station)

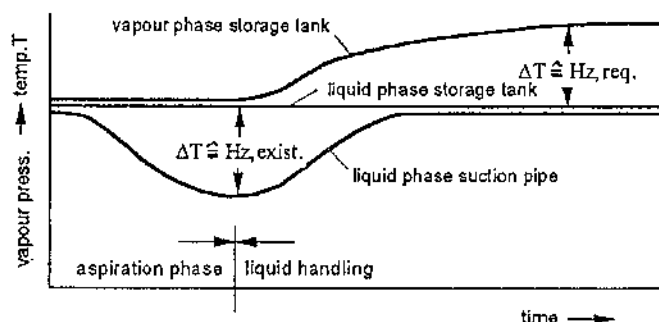
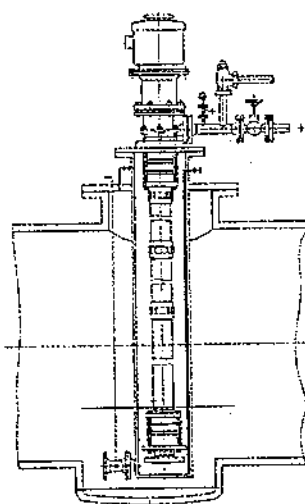


fig. 16 (pressure/temperature at suction lift operation)

The operating principle of these special plants can be seen by reference to the pressure/temperature diagram (fig. 17). By the exhausting of vapour and re-vapourizing during the suction phase heat is drawn from the liquid in the suction pipe. The pressure difference generated against the constant tank pressure causes the liquid to rise up to the pump and the pumping commences.



At the same time an energy bearing partial flow is returned to the vapour phase of the tank and continues to produce the differential pressure to overcome the initial suction lift required. The relatively high use of energy caused by the partial recirculation sets an economic limit to this system, at suction lift $H_s < 4$ m and $Q < 100$ m³ for propane and $Q < 20$ m³ for butane.

In underground storage tanks with higher capacity tank pumps with externally mounted motors can be used as an alternative (fig. 17). These vertical pumps are mounted inside the storage tank on the dished end and are designed to suit a specific tank. The first pumping stage is located in the bottom of the tank by means of an extension piece and operates under suction head conditions.

fig 17. (LPG-underground tank pump)

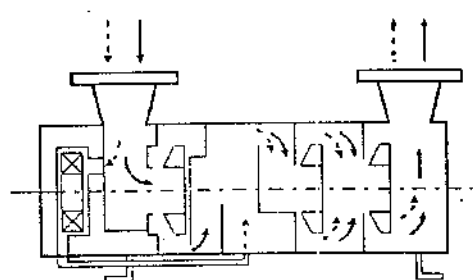
4. SELF-PRIMING MULTI STAGE SEGMENTAL TYPE COMBINATION PUMPS

Single-stage as well as multi-stage normal centrifugal pumps have the disadvantage not to be able to evacuate their lines self-acting or in other words to prime automatically, in spite of their wide spreading and their universal application. However, in many cases it would be advantageous to leave out the annoying and time-consuming filling of the suction line, especially in case of toxic or valuable liquids. Frequently there are installations where a small additional vacuum pump is used to evacuate the suction line. However, this method is not economical, apart from some exceptions.

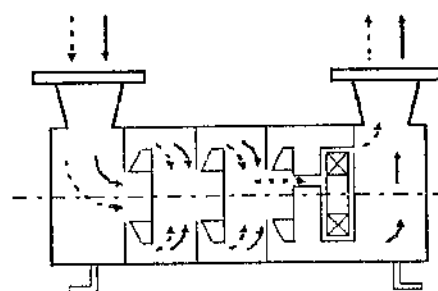
Therefore it is more favourable to install an evacuation system directly into the centrifugal pump. It should be installed into a specially designed side channel stage because of the mentioned good properties to handle air and gas. Such a "suction stage", working in parallel within a centrifugal pump, combines the positive attributes of both pumping systems: the good gas handling capacity of the side channel stage and the high efficiency of the centrifugal pump. Beyond the suction capacity the operation is secured even if efflux or rush-in of gas may occur.

If the suction stage of the first centrifugal stage operates in parallel this is called "sucking-off principle" (fig. 18). Accumulating gases generally are sucked off before they enter the first centrifugal impeller and are transported behind the centrifugal impeller. Thus the first centrifugal stage is fully admitted by liquid and presses the sucked in gas together with main flow via the following stages into the discharge line. The special design of the impeller and its diffuser prevent the reflux of the gas.

If the suction stage of the last centrifugal stage operates in parallel this is called "sucking through principle" (fig. 19). This design requires that the sucked in gas flows through all pre-arranged stages before they are seized by the suction stage and are transported into the discharge line. Also in this case a special design of the last conducting element is necessary to prevent the reflux of the gas.



— liquid - - - - gas
fig. 18 (suck off principle)



— liquid - - - - gas
fig. 19 (suck through principle)

4.1 COMPARISON OF THE CONSTRUCTION TYPES

The suction capacity of a self-priming, multi-stage combination pump is determined by the suction stage. During the priming phase this pump has a characteristic curve identical with that of a pure side channel pump. That is unlike if big gas quantities or efflux of gas enter the pump together with the pumping liquid and must be pumped by the centrifugal stages, too. Naturally the sucking-off principle (fig. 20) has enormous advantages compared with the sucking through principle (fig. 21), because more stable characteristic curves are obtained in the first centrifugal stage by small quantities of gas.

Therefore the preferential field of application of combination pumps operating acc. to the sucking off principle is the handling of liquids tending to efflux of gas as petrol, solvents, Diesel fuel, whereas combination pumps operating acc. to the sucking through principle are more common in the potable water supply, in installations for irrigation and fire fighting and sprinkler systems.

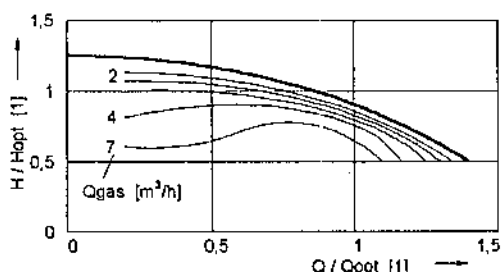


fig. 20 (sucking off characteristic)

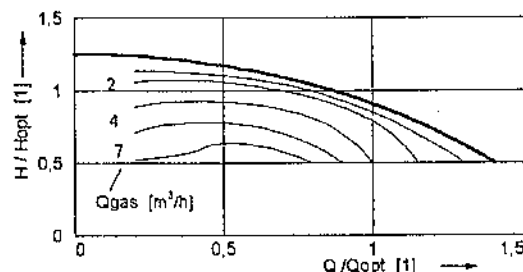


fig. 21 (sucking through characteristic)

5. SELF PRIMING MULTI STAGE SEGMENTAL TYPE PUMPS WITH LOW-NPSH-IMPELLER

The present knowledge enables the designing engineer to develop impellers with optimal properties. He is obliged to create economical articles manufactured in series for a broad application. As a rule this leads to compromises regarding the conditions at suction side. The NPSH of serial pumps comply with most of the requirements, but not with the high demands when handling condensate, liquefied gases or liquids close to the boiling point.

For these duties construction types with a special suction impeller have proved to be a good solution. This is illustrated by an example (fig 22). In order to obtain very good NPSH the first stage will be built with favourable flow properties and a specially calculated and manufactured impeller will be fitted (fig. 23).

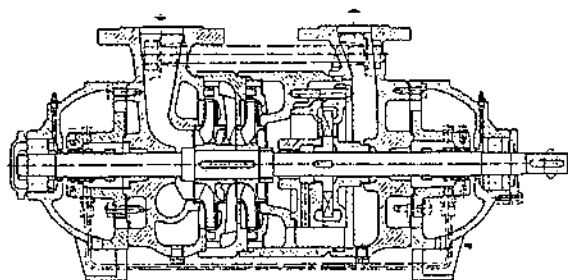


fig. 22 (normal centrifugal pump)

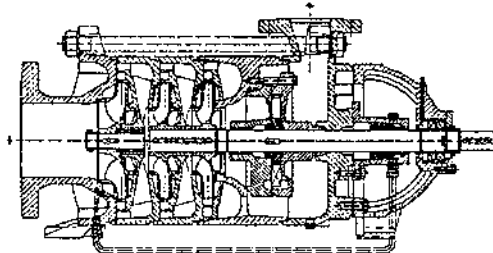


fig. 23 (low-NPSH centrifugal pump)

Such a construction represents a good combination of:

- Ability to prime automatically and to handle entrained gas
- Low cost standard components
- Suction impeller with extremely low NPSH

As the suction impellers are rated for a bigger volume flow than the following impellers, very good NPSH can be obtained, especially in case of overload (fig. 24). But also in case of partial load they obtain better NPSH than serial impellers.

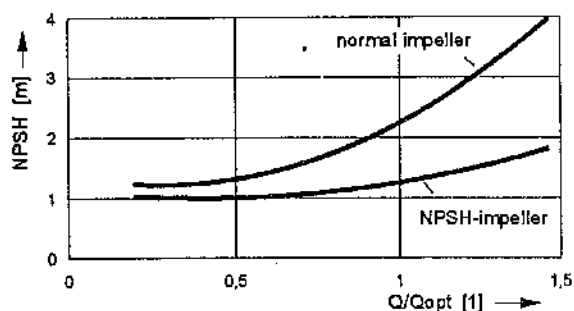


fig. 24 (NPSH characteristics)

These pumps complete the programme of self-priming side channel combination pumps in an ideal and economical manner by their ability to reach outputs up to approx. 200 m³/h and delivery heads up to approx. 250 m.

6. SELF PRIMING VOLUTE CASING PUMPS

At the beginning it was already mentioned that single-stage volute casing pumps as per DIN 24255, the so called "standard water pumps" are widespread. Caused by the determined dimensions they can be manufactured everywhere, often in countries with a low production cost level which then are able to offer them unrivalled on the market. A higher worth of these pumps can be obtained by a special constructional detail, a suction stage,

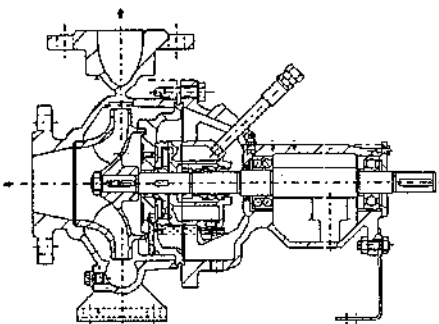


fig. 25. (Self priming volute casing pump)

and in this way open up new market segments for them (fig 25). It is a decisive feature that the dimensions of the pump have not been changed; i.e. also the self-priming volute casing pumps comply with DIN 24255. The side channel stage must be filled with water in order that it can operate. Therefore the pipeline at suction side must be installed with a "swanneck". Also this design requires a special side channel stage which operates in parallel with the centrifugal impeller. As the standard components, volute casing and impeller, have not been modified the suction capacity and the ability of handling entrained gas are not so distinctly good as those of the multi-stage, self-priming segmental type pumps. Therefore the field of application is not preferably the LPG sector but more frequent the sector of fuels, irrigation, drainage and water supply.

7. SHAFT SEALS AND MAGNETIC DRIVES

Increasing public concern over the environment, government regulations as well as the awareness of social responsibility has directed industry, users and manufacturers, to improve technologies regarding the control of emissions for a wide range of critical substances.

Supervisory Bodies, such as „TA-Luft“ in Germany and the Environmental Protection Agency (EPA) in the US, has recognized pumps, specifically sealed units, as a potential source of leaks and are now imposing stricter limits on emissions from pumps. EPA's Federal Clean Air Amendment of 1991 requires emissions to be reduced to specific limits, starting with targets from 10.000 ppm down to 500 ppm in 1995. Unless in case for sealless pumps is made entirely on safety or environmentally related grounds, many users still hesitate to select them as a first choice, perhaps because of the increased initial capital costs.

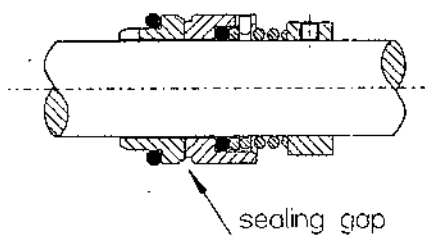


fig. 26 (mechanical seal)

7.1 MECHANICAL SEALS

Also when taking a favourable view of the environmental protection it has to be noticed that the overwhelming number of the pumps are equipped with single mechanical seals which are proved to be good, but are not absolutely tight (fig. 26). During visual inspections leakages cannot be detected, because the liquid leaving the sealing gap immediately vapourizes in the atmosphere. Only double systems can eliminate the leakage, however, they are more expensive because of the necessary sealing pressure circuit; furthermore it is possible that sealing liquid enters the pump.

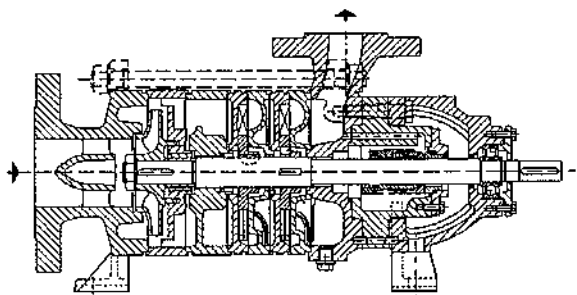


fig. 27 (side channel combipump with mechanical seal)

On the discharge side (fig. 27), the shaft sealing is effected by an approved mechanical seal which is flushed internally by the pumped liquid and therefore maintenance-free for all selfpriming side channel-combipumps.

7.2 MAGNETIC DRIVE

In recent years the utilisation of magnetically driven pumps has risen up enormously. A considerable degree of sophistication has been achieved through constant improvement and attention to detail. In the case of magnetic driven pumps torque is transmitted from the driver to the driven pump. Coaxial synchronous torque couplings comprise of an inner and outer ring of magnets which a containment shroud positioned in between (fig. 28). Its basic construction is shown in fig. 28 representing a self priming side channel combipump with metallic shroud. The deep drawn shroud is of non-magnetic material, in many cases Hastelloy C4, and serves as static pressure shell to prevent product leakage to the atmosphere (fig. 29). The motor driving torque is transferred to the pump rotor through the magnetic force field, which is established between the North pole of the drive and South pole of the driven magnet assembly. Permanent magnet couplings operate without slip. Therefore, motor and pump are running synchronously.

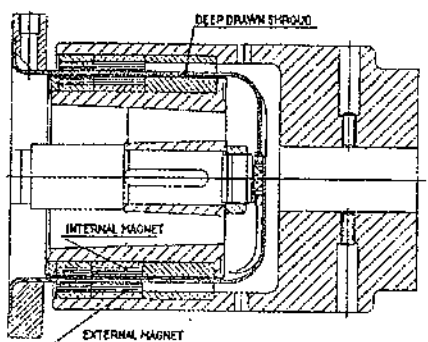


fig. 28 (principal construction mag drive)

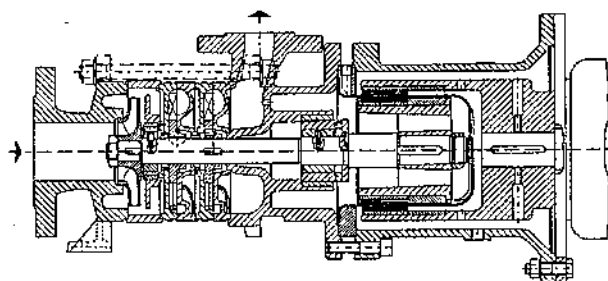


fig. 29 (mag driven pump)

The pump shaft is supported by product lubricated bearings, designed to accept all axial and radial loads generated from the pump. A slip stream is taken from the pump discharge to lubricate the bearing as well as to remove the heat generated in the shroud resulting from eddy current losses.

Glandless design with magnetic driven pumps are available for a broad range of applications and suitable for highest safety (fig. 30,31).

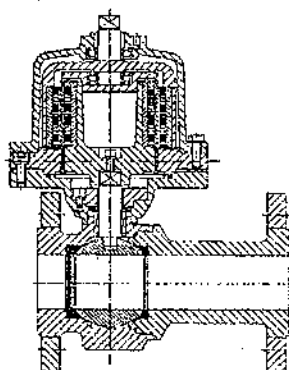


fig. 30 (mag driven ball valve)

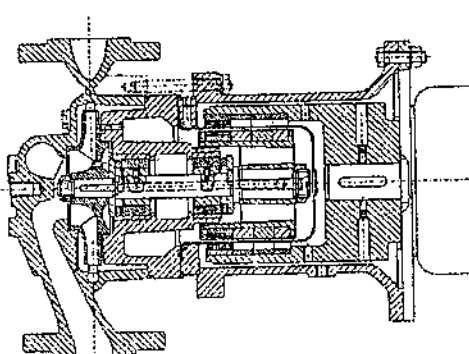


fig. 31 (mag driven inline pump)

8. GENERAL ASPECTS OF INSTALLATION, SAFETY REQUIREMENTS

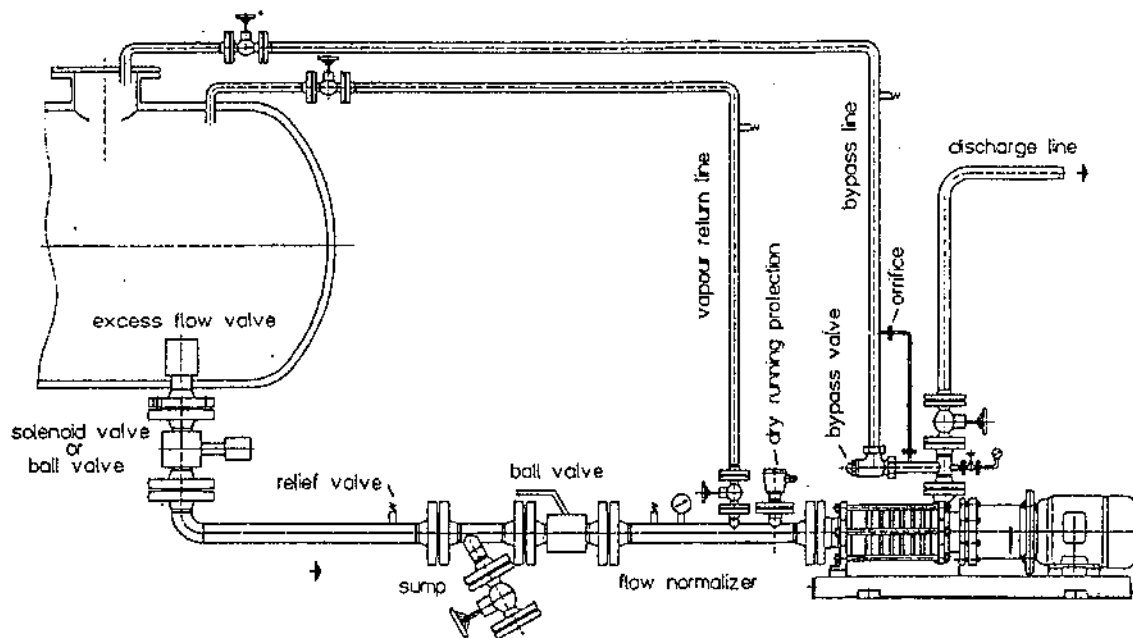


fig. 32 (LPG-plant)

Taking as an example a LPG-plant (fig. 32) the following can be understood:

- The net positive suction head available has to be higher than required
- The pump range as indicated has to be maintained by suitable methods.
- The diameter of the feed line has to correspond with the nominal width of the pump.
- The feed resp. the suction line has to be assembled with minimum resistances. The flow should not be disturbed by bends, filters, gate valves etc. Before entering the pump.
- By-pass lines from the discharge side to the feed resp. Suction side are not admissible. The by-pass back flow from the overload valve has to be led back to the storage tank.
- From the suction branch to the vapour phase of the feed tank a line should be assembled in order to enable the escape of vapour getting into the pump.
- If one pump is to serve the filling of several tanks with different LPG mixtures at different vapour pressures, correct working non return-valves or other suitable shut-off devices are to be provided on the discharge side, to avoid blowing out in the service liquid during the change over processes.
- The training of operating personnels on LPG plants is of considerable importance.
- The relevant regulations are to be observed (for example German VBG 16, TRBF 801)

9. SUMMARY

For the selection and operation of pumps for handling of LPG or of low-boiling liquids it is necessary to know the properties of the liquids as well as the characteristics of the pumps.

The above lecture will give a general view of that.

POMPA VE POMPA SİSTEMLERİNİ KORUMAYA YÖNELİK HİDROLİK KONTROL VANALARI

Benny BERGER
BERMAD
Çeviri: Bülent HACIRAIFOGLU

1. GİRİŞ

Hidrolik Kontrol Vanalarına Genel Bakış;

Bu makalede dünyada mevcut bulunan kontrol vanalarından; “ Kendi Kendine Hareket Eden” ve” Kendi Kendine Kontrol Eden” hidrolik vanalardan bahsedeceğiz.

Bu vanalar kendi hareketlerini sağlamak üzere, üzerine bağlandıkları boru hattından geçen akış enerjisini kullanırlar ve kendi kontrol devresi üzerine takılmış bulunan, pilotlar vasıtası ile kontrol edilirler. Endüstride, böyle kendi kendine hareket etme ve kendi kendini kontrol etme işlevi, robotik çalışmalar olarak tanımlanır.

Bahsetmekte olduğumuz vanalar harici bir güç kaynağı kullanmazlar. Bu vanalar boru hattındaki basınçtan hareket alırlar ve değişen sistem şartlarına daha hızlı reaksiyon gösterirler.

Motor kumandalı çekvalflerde, basınç düşürücü vanalarda veya basınç relief vanalarındaki herhangi bir elektrikli kontrol veya komut, değişen sistem şartlarına reaksiyon göstermekte çok yavaş kalacaktır. Ayrıca bir yay vasıtası ile yapılacak mekaniksel kontrol, her bir mantıksal talep için ayrı bir vanayı gerektirecektir. Sadece, hidrolik kontrol vanaları robotlar gibi kompleks problemleri otomatik olarak ve yeterli hızda çözmeye muktedirdir. Örneğin, bir pompa kontrol vanası, aynı zamanda bir çekvalf görevini görür. Elektrik kesintisi gibi planlanmamış duruşlarda dahi, pompanın durma hızına bağlı olarak kapanır ve suyun geriye akışını önler. Eğer pompanın duruşu isteğe bağlı ise, koç darbesi ve kolon kesilmesini önlemek üzere, bu vana sayesinde kapama hızını kontrol etmek mümkündür.

Bu vana aynı zamanda pompanın çalıştırılmasında ve boru hattının doldurulması esnasında, pompanın istenilen çıkış basıncında çalıştırılabilmesinde temin eder.

Bir koç darbesi önleme vanası, darbe oluşmadan önce açık konuma gelerek fazla basıncın darbe yaratmadan deşarj edilmesini sağlar.

Bunlar, bahsetmekte olduğumuz vanaların, yapabileceği fonksiyonlardan sadece birkaçıdır.

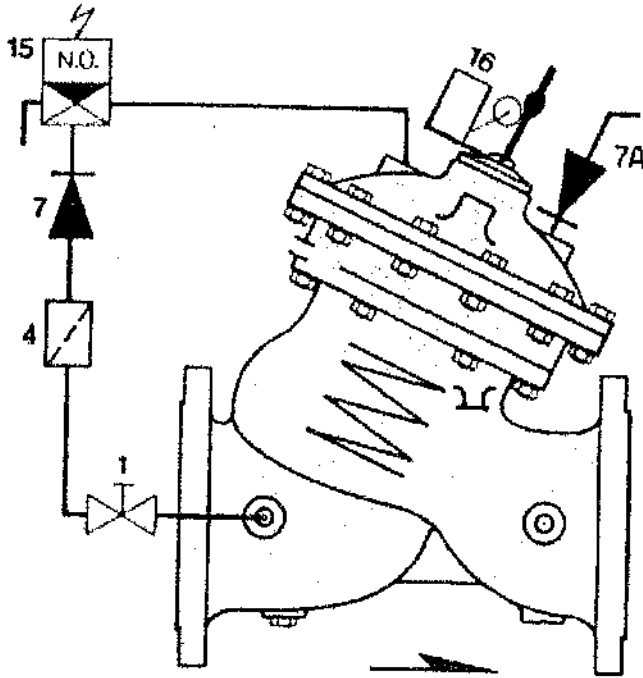
2. MODEL 740-Q BUSTER TİPİ POMPA KONTROL VANASI veya HİDROLİK KUMANDALI ÇEKVALFLER .

Özelliklerinden bahsetmeden önce, elektrikli çekvalfler veya pompa kontrol çekvalfleri diye tanımlanan, standart tip hidrolik kumandalı çekvalflerin çalışmasını açıklayacağız.

Çekvalf, pompanın çalışmadığı durumda normalde kapalı konumdadır. Pompanın enerjilendirilmesinden ve yeterli basınç olmasından sonra, çekvalf zamanlandırılmış açılma sırasını takip eder ve akışkan kolonu, pompa tarafından tedrici olarak ivmelendirilir. Basınç değişimleri genel olarak istenilen limitler içinde tutulur. Normal bir kapatma komutu pompa çalışmaya devam ederken vananın tedrici olarak kapanmasını başlatır ve akışkan kolonu yavaş yavaş durgunluğa geçer. Vana tamamen kapanmadan hemen önce, üzerindeki bir limit şalter vasıtası ile pompa motorunun enerjisini keser ve netice olarak hiç bir basınç artışı meydana gelmez. Böylece vanalar, birbirinden bağımsız olarak devreye sokulur veya devreden çıkartılabilir.

Pompa istasyonlarında bir elektrik kesintisi olması durumunda, pompanın geri dönüşünü önlemek için çekvalflerin çok daha hızlı kapanmasında istenebilir. Bazı çekvalfler üzerine standart olarak takılmış bulun, diğer bir özellikte, manuel kumanda ilavesidir.

KONTROL DİYAGRAMI



KONTROL LİSTESİ:

- 1. Mini Küresel Vana
- 4. Filtre
- 7. Çekvalf
- 7A. Çekvalf
- 15. Üç yollu Selenoid Vana
- 16. Limit Switch

740-Q Buster Tip Pompa Kontrol Vanası Kontrol Diyagramı

3. MODEL 743-BXQ GERİ BASINÇ SABİTLEME ÖZELLİKLİ POMPA KONTROL VANALARI:

Daha önceden bahsedilmiş bulunan standart fonksiyonlara ilaveten, bu vana, pompa çıkış basıncını algılayabilecek şekilde düzenlenmiştir.

Bu basınç sabitleme özelliği, bir çok pompanın çok küçük sürtünme kayıplarının olduğu büyük bir bon hattına su basması durumunda, pompanın demeraja girmesini önleyecek şekilde kısma yaparak, debiyi limitlemesine yarar. Bu şekilde, derin kuyu pompalarının kuyu kapasitesinin düşük olduğu periyotlarda, aşırı pompalama oranlarını önlemek mümkün olabilmektedir.

Vana üzerindeki basınç sabitleme pilotu, vananın modülasyon yapmasına sebebiyet vererek pompanın optimum noktada çalışmasını sağlar. Vananın bu kısma özelliğine, boru hattının doldurulmasında ihtiyaç duyulur. Daha sonra enerji kayıplarına yol açmamak üzere vana tamamen açık hale gelir.

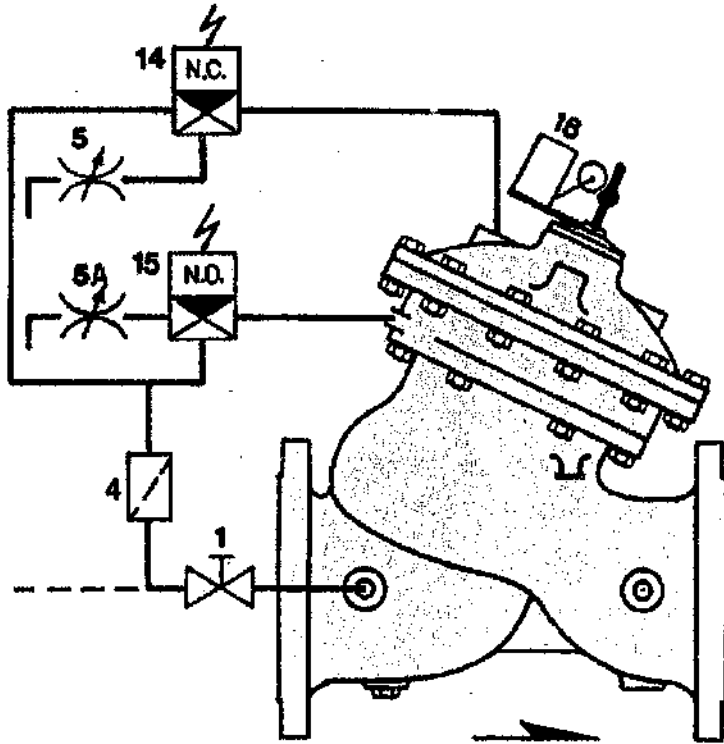
Vananın kapanma noktasında su, ana boru hattına yönelir ve buradaki ana vana, ayarlı bir şekilde açılarak darbelerin oluşmasını önler.

Pompanın durdurulması istenildiğinde ise, selenoidin enerjisi kesilir. Vananın üzerinde bulunan bir limit switch ile motor devresini kapalı konumda tutarak, motorun çalışmaya devam etmesini sağlar. Bu esnada pompa kontrol vanası, yavaş bir şekilde açılmak suretiyle pompa çıkışını atmosfere açar. Daha sonra pompa çıkış basıncının düşmesi suretiyle, ana hattaki çekvalf, yavaşça kapanır ve pompanın durması esnasında herhangi bir şok veya vuruntu, etkin bir şekilde önlenmiş olur. Pompa kontrol vanası tam açık konuma geldiğinde de, limit switch pompanın motor devresini keser ve pompa durur.

7. POMPA VE VANA KONTROLÖRLERİ:

Yukarıda bahsedilmiş bulunan tüm pompa kontrol vanaları, pompanın elektriksel olarak çalıştırılması ve durdurulmasına senkronize edilmiştir. Bu kontrol, pompanın elektrik panelinde veya tarafımızca tavsiye edilen özel bir pompa / vana kontrolörü vasıtası ile yapılır. (Ekteki bağlantı şemasına bakınız.)

KONTROL DİYAGRAMI



KONTROL LİSTESİ

- 1. Mini Küresel Vana
- 4. Filtre
- 5. İğne Vana (Açma Hızı Kontrol)
- 5A. İğne Vana (Kapatma Hızı Kontrol)
- 14. Üç yollu Selenoid Vana
- 15. Üç yollu Selenoid Vana
- 16. Limit Switch

745-Q Tip Derin Kuyu Pompa Kontrol Vanası Kontrol Diyagramı

8. MODEL 735-M HİDROLİK TİP KOÇ DARBESİ ÖNLEME VANASI:

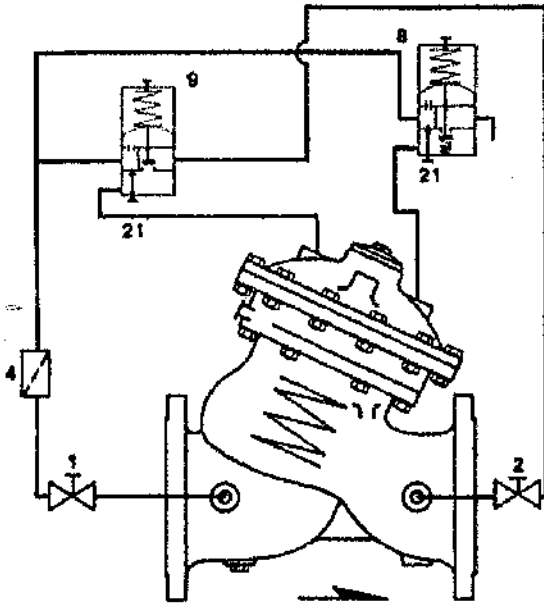
Koç darbesi önleme vanası, çekvalfden sonra yapılacak bir T branşmanına takılır. Bu ekipman, pompayı, pompalama cihazlarını ve bununla ilgili tüm boru hatlarını, ani akış hızı değişimleri neticesinde meydana gelebilecek, tehlikeli koç darbesinden veya dalgalarından korumak üzere kullanılır.

Pompaların yavaş bir şekilde devreye alınmaları veya devreden çıkartılmaları durumunda, zararlı darbeler meydana gelmez. Ancak, bir elektrik kesintisi olduğunda, pompanın ani durması sonucu, sistemde büyük hasarlar yaratacak tehlikeli darbeler meydana gelebilir. Buna bağlı olarak, pompa sistemlerindeki darbelerin kontrolü son derece önemlidir.

Koç darbesi önleme vanaları, bir elektrik kesintisi durumunda oluşabilecek aşırı darbe basınçlarını önleme üzere, pompa sistemlerine bağlı olarak kullanılmak için dizayn edilmişlerdir. Elektrik kesintisi, bir pompa istasyonunda, önce basınçta bir azalmaya daha sonra basınçta bir artışa meydan vermektedir. Böyle durumlarda koç darbesi önleme vanasının, negatif basınç dalgası meydana geldiği anda açılması son derece gereklidir. Bu dalga, pompanın ani duruşu ve akışkan kolonunun, pompadan ileriye doğru kendi ataleti ile hareket etmesi sonucu oluşur.

Vananın, ilk düşük basınç dalgası esnasında açılması nedeni ile geriye dönen yüksek basınç dalgası, sistemden dışarıya atılır. Aslında vananın açık olması nedeni ile yüksek basınç darbesi sönmülmüştür. Buna bağlı olarak yüksek basınç hiçbir şekilde meydana gelmez. Bu darbenin dışarıya atılmasından sonra, vana başka bir basınç dalgası meydana getirmeyecek bir şekilde yavaşça kapanır. Koç darbesi önleme vanasına, aynı zamanda bir hızlı basınç relief fonksiyonunda ilave edilebilir. Bu ikinci özellik, boru hattında ki kolon kesilmesi bile meydana gelmeden, vananın açık konuma gelmesi sağlanmış olur. Bu şekilde vana, yüksek basınç darbesi sürdüğü müddetçe, açık konumda kalacak şekilde durumunu muhafaza eder.

KONTROL DİYAGRAMI



KONTROL LİSTESİ

- 1. Mini Küresel Vana
- 2. Mini Küresel Vana
- 4. Filtre
- 8. Basınç Düşürücü Pilot
- 9. Basınç Relief Pilotu
- 21. İğne vana

735-M Tip Koç Darbesi Önleme Vanası Kontrol Diyagramı

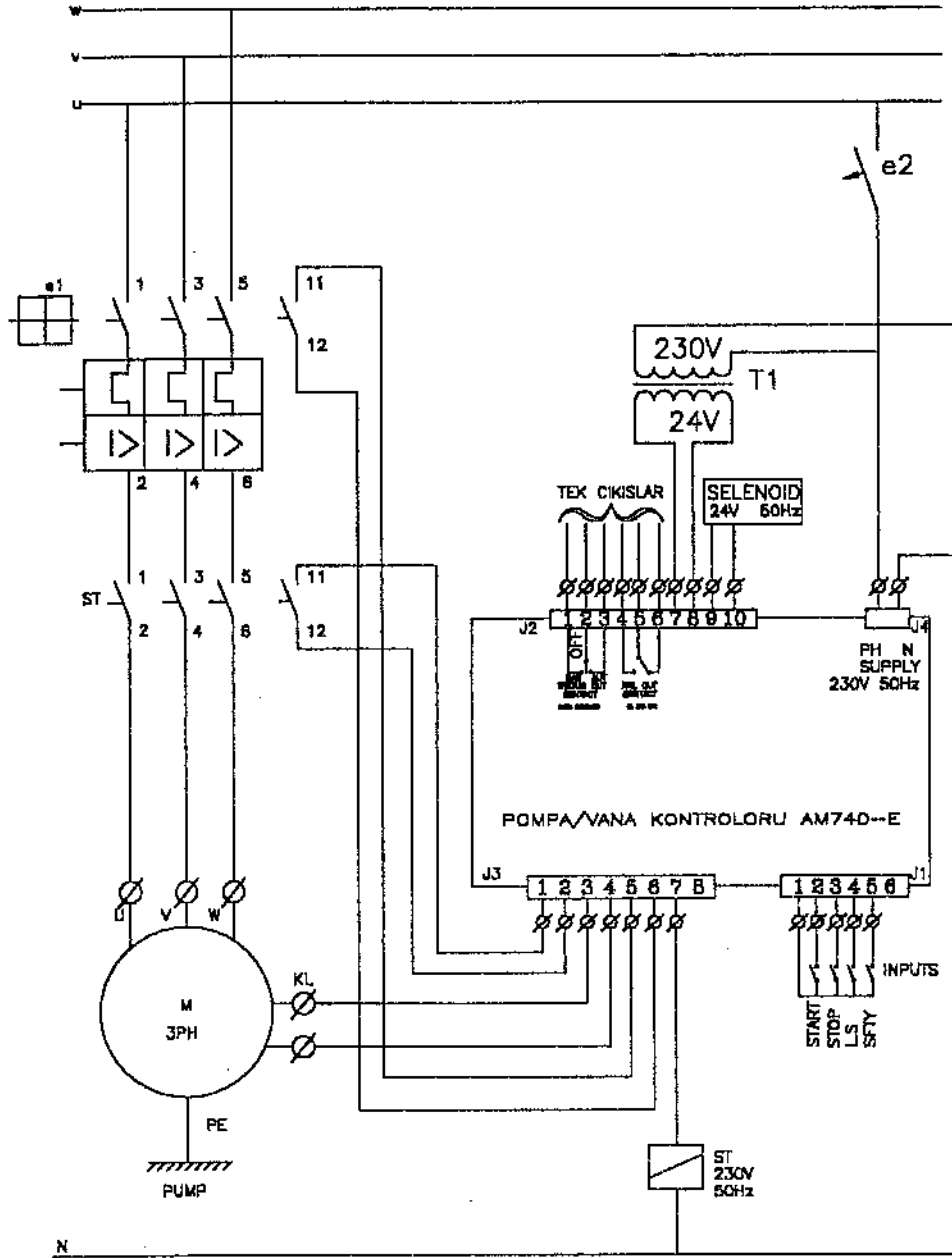
9. MODEL 735-55-M ELEKTRİKSEL TİPTE KOÇ DARBESİ ÖNLEME VANASI:

Bu fonksiyon en son bahsedilen tipte bir fonksiyondur. Ancak, burada vana elektrik kesintisi olduğu anda elektriksel olarak hemen açık konuma gelir ve bir aktü vasıtası ile bir zaman gecikmesi ardından tekrar kapanır.

10. DOĞRU KOÇ DARBESİ VANASI SEÇİMİ:

Koç darbesi önleme vanası çapının seçimi karmaşık bir işlemdir. Bu nedenle, çok büyük veya çok küçük bir vana çapı seçilme hatasının yapılması olası bir durumdur. İşte tüm bunlar gözönünde bulundurularak bu seçimin, BERMAD firması tarafından, sadece bu amaçla dizayn edilmiş bilgisayar programı yardımı ile yapılması tavsiye edilmiştir. Bu program uzman kişilerce kabul edilmiş bir formüle dayanmakta olup, bilgisayar çıktıları seminer esnasında gösterilecektir.

BAĞLANTI ŞEMASI



AÇIKLAMALAR:

e1 : Termo- Magnetik Starter (Termik)

e2 : AM-740 E Kontrolörünün akım butonu.(Tavsiye edilen 2A)

ST: Üç Fazlı Kontaktör (yardımcı kontaklı)

T1: 230/24 V AC Yalıtımlı Trafo (Tavsiye edilen 50 VA)

İŞLETME VE BAKIM

Safiye Sargut
Makina Mühendisi
Alarko San. Tic. A.Ş.
Alpom Müessesesi

ABSTRAKT

Pompa arızalarının; ürün kalitesinin yanında doğru seçim ve uygulamaya, uygun koruma düzenin kullanılmasına bağlı olarak azaldığı dikkate alınarak doğru, ekonomik ve emniyetli kullanımı sağlayan, ürün bilgilerinin sunulduğu kılavuzlar ve önleyici bakım konuları "İŞLETME-BAKIM" genel başlığı altına değerlendirilmektedir.

1. GİRİŞ

İnsanoğlu vazgeçilmez kaynağı suya ulaşmak ve kullanmak amacıyla çeşitli ekipmanlar geliştirmiş ve bu gelişim içinde en önemli yeri pompalar almıştır. Kullanım alanının çeşitliliği, müşteri profilinin farklılığı, yatırım ve işletme maliyetinin fazlalığı gözönüne alındığında, satın alınan pompadan max, ömür ve verimde yararlanmak için gereken bilgi kalitesinin en az ürün kalitesi kadar önemli olduğu unutulmamalıdır. Günümüzde kalite kavramının kontrol ekibinin sorumluluk alanından çıkarak, yerinc tüketici gereksinimlerinin belirlenmesi ve buna bağlı olarak en uygun kalite ve maliyeti sağlayacak tasarım-üretim-dağıtım-servis-satış sonrası hizmetli hedefleyen toplam kalite güvencesi kavramına bırakması; tüketici haklarının ve çevrenin kanunlarla koruma altına alınması, ürün bilgilerini içeren kılavuzların önemini oldukça arttırmıştır. Kılavuz bilgilerinin az ya da fazla olması pompanın amaca uygun, ekonomik ve emniyetli olarak kullanılmama reskini ortaya çıkarır. Ürünle ilgili yanlış bilgilendirmeden, üreticinin ve satıcının sorumlu olduğu, ürün pazarlamasında kullanılan reklam dokümanlarına verilen önemin aynı oranda kılavuzlara da verilmesi gerektiği; kılavuzların ürün kalitesi ile birlikte bir sonraki satış için aktif rekabet aracı olduğu unutulmamalıdır.

2.. KILAVUZ BİLGİLERİ

Kılavuzlar; pompanın doğru, ekonomik ve emniyetli kullanımı için gerekli bilgileri kapsayacak şekilde hazırlanmalı ve eğitimle desteklenmelidir. Kılavuz, çeşidine bağlı olarak bilgilerin tamamını veya birkaçını içerebilir.

- Ürün bilgileri
- Yerleştirme için gerekli bilgiler
- Kullanım bilgileri
- Nakliye bilgileri

3. KILAVUZ BİÇİMİ

Kılavuz biçiminin aşağıda belirtilen kurallara uygun olması, bilgilerin kullanıcıya aktarılması açısından çok önemlidir.

- Reklama dönük olmamalı
- Bölümler uygulama akışına göre düzenlenmeli
- Bölümlerin açık olması, başlıkların problem ve uygulamaya uygun seçilmesi
- Kısa ve anlaşılır cümleler kullanılması
- Kullanılan mesleki ifadeler, semboller ve şemaların açıklanması
- Aynı şeyler için farklı ifadelerin kullanılmaması
- Metinlerin şema ve resimlerle desteklenmesi
- Yazı büyüklüğü ve tipinin anlaşılır olması
- Kılavuzun çeşidine ve hacmine bağlı olarak içindekiler, index v.s. gibi bölümlerle desteklenmesi
- Kılavuz malzemesinin ürünün kullanma yerine (çevre şartlarına) uygun olması (kılavuz ömrünün ürün ömrüyle eşdeğer olduğu unutulmamalıdır)
- Sınırlı şahıslar için hazırlanmış bilgilerin belirtilmesi (ör. teknik servisler için hazırlanmış bölüm)

4. KILAVUZ ÇEŞİTLERİ

4.1 KULLANMA KILAVUZU

Pompanın kullanma amacına uygun bilinmesi gereken herşeyi kısa biçimde içerir.

4.2 MONTAJ KILAVUZU

Pompanın sisteme montajı veya özel kullanım şartlarına uyumunu sağlamak amacıyla hazırlanan bilgileri içerir.

4.3. İŞLETMEYE ALMA KILAVUZU

Sistemin beslenmesi ve çıktıları için doğru bağlantıları, çevre koruma koşullarını, pompa ve kullanıcı için emniyet bilgilerini içerir.

4.4. İŞLETME KILAVUZU

Sistemin çalıştırılması, kontrolü, kumandası ve bakımı için gerekli bilgileri içerir.

5. KILAVUZ İÇERİĞİ

Bilgiye ihtiyaç duyulacak zaman ve tehlike derecesi gözönüne alınarak ürün ve ambalaj üzerinde bazı kılavuz bilgilerinin tekrarı veya ilave bilgiler söz konusu olabilir. Aşağıdaki liste gerek kılavuz içeriği gerekse kılavuz haricinde verilmesi gereken ürün bilgileriyle ilgili genel bir referans vermektedir.

5.1. MAMUL BİLGİLERİ

5.1.1 Kullanıcı bilgilerini belli bir mamule bağlayan bilgiler

5.1.1.1 Üretici, ithalatçı ve satıcı

5.1.1.2 İsim, tip

5.1.1.3 Mamul

5.1.1.4 Kullanıcı bilgileri baskı no ve/veya yayın tarihi, değişiklik işareti

5.1.2 Uygunluk belgeleri, kontrol işareti ve benzerleri

5.1.3 Adres ve sipariş, sorun halinde haberleşme bilgileri

5.1.4 Güç verileri

5.1.4.1 Güç verileri

5.1.4.2 yüklenebilirlik verileri

5.1.4.3 Kullanma veya çalışma aralığı

5.1.4.4 İlave düzenekler

5.1.5 Ürün ve aksesuar tanımlanması

5.1.5.1 Ürün fonksiyonu, çalışması, kontrolü ve koruma düzenlerinin tanımı

5.1.5.2 Boyutlar, ağırlıklar, ağırlık noktası, kaldırma imkanı

5.1.5.3 Devre şemaları, fonksiyon planları

5.1.5.4 Diğer özellikler

5.1.5.5 Uygulama çeşitleri

5.2 KULLANIM YERİ

5.2.1 Kullanma ve servis için yer ihtiyacı

5.2.2 Kabul edilebilir çevre koşulları

5.2.3 Zemin, duvar, tesisat v.s.

5.2.4 Enerji ihtiyacı tipi, kalitesi, miktarı

5.2.5 Besleme bağlantıları (işletme/servis içi tüketim miktarı)

5.2.6 Ürün çıktılarına dair bilgiler

5.2.7 Gerekirse emniyet önlemlerine dair bilgiler (koruma düzenleri, emniyet mesafeleri, işaretleme)

5.3 NAKLİYE, DEPOLAMA, YÜKLEME

5.3.1 Nakliye/depolama

5.3.2 Ambalaj sökülmesi, temizleme, gruplama

5.3.3 Kurma, bağlama v.s.

5.3.4 Bağlantıların yapılması

5.3.5 Sökme, ambalaj, yükleme

5.3.6 Emniyet önlemleri

5.4 KULLANMA

- 5.4.1 Çalıştırma ve kontrol düzenlerinin tanımı
- 5.4.2 İlk işletmeye alma kılavuzu
- 5.4.3 Uygun işletme ve yardımcı maddeler
- 5.4.4 Ayarlama
- 5.4.5 Çalıştırma
- 5.4.6 Güvenli çalışma için kılavuz
- 5.4.7 Belli çalışma hallerine dair emniyet önlemleri
- 5.4.8 İlave düzen kullanımı halinde emniyet önlemleri
- 5.4.9 Tecrübe ile oluşan ancak güvenli olmayan çalışma şekilleri
- 5.4.10 Çalışmada arıza giderme/arıza arama kılavuzu

5.5 BAKIM (SERVIS)

- 5.5.1 Bakım talimatı
- 5.5.2 Kontrol talimatı
- 5.5.3 Servis talimatı
- 5.5.4 Bakım çalışmaları için gereken kalifikasyon, kabiliyet ihtiyacı
- 5.5.5 Emniyet önlemleri
- 5.5.6 Yedek parça ve aşınan parçalarına ait bilgiler, sipariş için gerekli bilgiler

6. BAKIM

Bakım kavramı koruyucu ve arıza sonrası olmak üzere iki ana başlık altında incelenebilir.

6.1 KORUYUCU BAKIM

Arıza oluşumunun önlenmesi, işletme şartlarının kontrol altına alınması ve oluşan arıza sebebinin belirlenmesi amacıyla yapılan gözlem ve tedbirleri içermektedir. Kısa vadede ekonomik görünmemesine rağmen uzun vadede aşağıdaki avantajları sağlamaktadır.

- Azalan bakım masrafları
- Pompanın kullanılabilirliğinin artması
- Artan ürün ve kullanıcı emniyeti

Gelişen ölçüm teknolojisi yardımıyla özellikle aşağıda belirtilen üç alanda yapılan düzenli kayıtlardaki değişimin incelenmesi, pek çok arızanın oluşmadan önlenmesini sağlamaktadır.

- Titreşim ölçümü - yatak titreşimi
- Hidrolik değerlerin ölçümü - debi, basınç değerleri
- Elektriksel değerlerin ölçümü - çekilen akım - güç v.s.
- Sıcaklık ölçümü - yatak sıcaklığı, motor sargı sıcaklığı

Kullanıcı ve pompa emniyeti aşağıdaki korumaların uygulanmasıyla garanti altına alınmaktadır.

- Faz dengesizliğine ve hatalarına karşı koruma
- Aşırı yüklenmeye karşı koruma
- Kuru çalışmaya karşı koruma
- Aşırı ısınmaya karşı koruma
- Neme karşı koruma
- Voltaj dengesizliğine karşı koruma
- Mekanik zorlanmalara karşı koruma

6.2 ARIZA SONRASI BAKIM

Koruyucu bakımın yetersiz ve parça ömürlerinin sona erdiği durumlarda, ürünün normal çalışma şekline dönmelerini sağlamak amacıyla yapılan bakımdır. Genellikle aşağıda belirtilen arıza oluşumlarından sonra uygulanır.

6.2.1 İşletmeye Alınır-Alınmaz Oluşan Arızalar: Kılavuz bilgilerine uygun olarak işlemlerin yapılmadığı veya imalat hatalarına bağlı olarak ortaya çıkan arızalar.

6.2.2 Normal Çalışma Süresinde Oluşan Arızalar: İşletme şartlarında meydana gelen değişimler sonucunda ortaya çıkan arızalar.

6.2.3 Parça Ömürlerine Bağlı Arızalar: Malzeme ömür ve toleranslarına bağlı olarak özellikle aşınmaların sonucunda oluşan arızalar.

Parça değişimi ile sonuçlanan arıza sonrası bakım işlemi gerekli eğitimi almış ve satıcı firma tarafından yetkilendirilmiş, denetim altında tutulan servisler tarafından yapılmalıdır.

% 65 verimle işletmeye alınan bir pompanın (A Durumu), aşınmalar nedeniyle veriminin %60'a düşmesinin (B Durumu) önleyici bakım yoluyla saptanarak, gerekli bakımın yapılması veya daha yüksek verimli pompa (C Durumu) kullanılmasıyla sağlanacak tasarruf karşılaştırmalı olarak aşağıdaki tabloda verilmektedir. Tasarruf edilen her birim enerjinin sağladığı ekonomik kazanç yanında, çevrenin korunmasına olan katkısının temiz ve doğal bir gelecek için yapılacak en büyük yatırım olduğu unutulmamalıdır.

* DURUM	Q (m ³ /h)	H (mSS)	η_p (%)	bhp (HP)	Enerji Tasarrufu (HP)	Tasarruf (TL) B'ye göre
A	140	80	65	63,81	5,3	50.000.000
B	140	80	60	69,13		
C	140	80	75	55,30	13,8	130.000.000

Yukarıda tablonun hazırlanmasında kullanılan kriterler :

Pompaların çalışma süresi (t) = 3000 saat/yıl

Elektriğin fiyatı (p) = 3395 kW/h

Motor verimi (η_m) = % 80

$$bhp (HP) = \frac{Q (lt / sn) \times h (mSS)}{75 \times \eta_p (\%)}$$

$$\text{Enerji masrafı (TL)} = \frac{bhp (HP) \times 0,746}{\eta_m (\%)} \times t(h) \times p (kW / h)$$

KAYNAK

DIN 8418 Users information, references for the presantion.

OPERATION AND MAINTENANCE

ABSTRACT

Considering that pump failures can be reduced by choosing the right product and protection suiting applications, the manuals wherein the product information instructing correct, safe and economic use and preventive maintenance might be evclauted under the heading of "OPERATION AND MAINTENANCE".

1. INTRODUCTION

Man made many equipment in order to reach water that is one of the basic resource of his life. Pumps has taken one of the most important place within this development.

Taking into account the variety of range of use, differences in customer profile, high investment and operation cost, it should not be forgotten that the quality of knowledge is as much important as the product quality for obtaining most effective use of pumps.

Today, the term of quality is beyond the responsibilities of the inspection team and left its place to total quality assurance that will provide the most suitable quality and cost. This quality assurance system that aims design, production, distribution, service, post-sale service, warranting the consumer rights and the environment by legislation, increased the importance of the manuals including product information. The pump can be used in accordance with the aim, can be economic or cannot be used depending on the sufficiency of the information. Mis-informing is failure of both the producer and the seller. The importance dedicated to the advertisement used in marketing the product should also be given to the manuals. The manuals are active means of competition for the sale that will take effect in the future.

2. MANUAL CONTENT

The Manuals should be prepared to include necessary information for correct use and operation of the pump and should be supported by training.

The manual might include entire or partial information on the product depending on its type.

- * Product information
- * The information necessary for installation
- * Information to users
- * Maintenance
- * Transport

3. TYPES OF MANUALS

3.1. USER'S MANUAL

Gives short information concerning all factors for the pump usage.

3.2. INSTALLATION MANUAL

This includes information for installation of the pump to the system and adoption of the pump to the particular types of use.

3.3. COMMISSIONING MANUAL

This gives information on the connections of the pump to provide correct feeding of the system. Includes environmental protection and safety information for the pump and the user.

3.4. OPERATIONAL MANUAL

This gives the necessary information for operation and control of the system.

4. MAINTENANCE

This concept might be categorized into two namely protective maintenance and post-failure maintenance.

4.1. PROTECTIVE MAINTENANCE

This includes visual controls and measures for preventing the failures, taking the operational conditions under control and finding out the cause of the failure. While it does not seem economic within short term, provides the following advantages:

- * Less maintenance cost
- * Longer life

- * Increasing product and user safety

Using the measurement technology, the evaluation of the variations in the following three points would be able to prevent failures prior to it will exist:

- * Measuring of vibration - vibration in the bearings
- * Measuring hydraulic variables - flow rate, pressure
- * Measuring electrical values - current and power etc.
- * Temperature - temperature of the bearing and motor winding

The safety of the user and the pump are warranted by performing the following protections:

- * Protection against phase instability and failures
- * Protection against overloading
- * Protection against dry operation
- * Protection against overheating
- * Protection against humidity
- * Protection against voltage instability
- * Protection against mechanic pressure

4.2. POST FAILURE MAINTENANCE

This is the process applied when protective maintenance is insufficient and the parts' lives end. It is usually applied following the below failures:

4.2.1. The failures occurring right after commissioning:

The failures occurring when the instructions given in the manual are not followed or due to manufacturing defects.

4.2.2. The failures faced during normal period of operation

The failures due to the changes in the conditions of the operation.

4.2.3. The failures due to the lives of the parts

Failures particularly due to wear depending on the part life and tolerances of the material

The post-failure maintenance that results in part replacement should be made by the trained technicians, he should also be authorized and inspected by the company.

YANGIN HİZMETİ POMPALARI ÜLKEMİZDEKİ DURUM VE KULLANIMI ÜZERİNE ÖNERİLER

Aydın Özkaya
KARİNA Tasarım, Danışmanlık ve Eğitim Hizmetleri Ltd.Şti.

ABSTRAKT

Sağlıklı iç dinamiklerin yarattığı bir süreç yerine, dış etkiler ve öykünme sonucunda, genelde yabancı standartların arkasına sığınarak ve nedensellik atlanarak karşımıza çıkan bazı teknik uygulamalar, benimsenmekte haklı güçlüklerle karşılaşmaktadır. Yangından korunma sistemleri arasında önemli bir yer tutan suyu yangın söndürme sistemleri de bu sağlıklı süreçten geçmekte, nedensellik bağı kurulamamasından kaynaklanan, eksik ve yanlış uygulamalar yapılmaktadır. Aynı bağlamda yangın pompalarında henüz yeterli düzeyde tanınmamaktadır.

Yazar, Pompa Kongresi kapsamındaki bu bildirisiyle, yangın güvenliği bakış açısı ve kaygılarıyla, pompa çevreleri arasında bir köprü oluşturmayı hedeflemekte ve bu yolla, özellikle yerli pompa üreticilerine ve teknik çevrelere, deneyim ve teknik nedenselliğe dayalı bir işbirliği, anlayış ve destek çağrısı yapmaktadır. Bu çağrı bir yandan uluslararası eğilimlerin belirlediği tekniğe bağlı kalırken, diğer yandan ülkemizin özgül koşullarını ortaya çıkarmakta, sistemlerde yerel bir parasal ve teknik optimizasyonun temellerini oluşturmaya çalışmakta, söz konusu temeli tartışmaya açarak, tarafları katılıma çağırmaktadır.

Bu çerçevede, yangın güvenliğinin bir sonucu olarak yangın suyu isteminin (talebinin) özellikleri incelenmekte, bu istemin yangın pompaları olarak anılan türdeki pompalara nasıl yansıdığı, arkasındaki gerekçelerle birlikte ortaya konmaktadır. Daha sonra yangın pompalarının sınıflanmasına gidilerek, ülkemizdeki kullanım dağılımına geçilmektedir. Bu dağılımdan yola çıkılarak, dışalım veya eşdeğer olmayan pompa kullanımı yerine, yerli üretim konusunda bir öneri geliştirilmekte, bu sonuç, yerli pompa üreticilerine bir üretim çağrısı olarak sunulmaktadır.

1. GİRİŞ

Yangın güvenliği ve yangından korunma bilinci ve pratiğinin, ülkemizin can ve mal varlığına verdiği önemle ilintili olarak gelişme göstermesi beklenirken, daha çok dış etkiler ve öykünme yoluyla olması, çeşitli sorunların doğmasına neden olmaktadır. Gelişmiş ülkelerde olduğu gibi sağlıklı iç dinamiklerin, teknik ve toplumsal birikimlerin, beklentilerin yarattığı bir süreç yerine, daha çok dış etkiler ve öykünme yoluyla gerçekleşen uygulamalar, teknik ve nesnel temellere dayalı gibi görünen bir çok yaklaşım, teknik ve parasal çevrelerce benimsenmekte güçlüklerle karşılaşmakta, sonuçta temelsiz, eksik ve yanlış uygulamaları doğurmaktadır.

Yangından korunma sistemleri arasında ağırlıklı bir yer tutan suyu yangın söndürme sistemleri de bu temelsiz süreçten geçmekte, teknik nedensellik bağı kurulamamasından kaynaklanan, çoğu iyi niyetli ancak bilgisizce ve sorgulanmasız kalan, eksik ve yanlış uygulamalarla ülkemizin kaynakları harcanmaktadır. Teknik çevrelerin bilgilendirme ve bilinçlenme süreci, suyu yangın söndürme sistemlerinin birçok elemanı ve bileşeni açısından gerekli en alt düzeyi yakalamaya başlamış olmasına karşın, bazı elemanları henüz yeterli düzeyde tanınmamaktadır. Özellikle teknik önemi ve parasal büyüklüğü nedeniyle yangın hizmeti pompaları, henüz yeterince tanınmayan, ancak tanınma gerekliliği en üst düzeye ulaşmış bir sistem elemanıdır.

Amaç, bir pompanın kullanım yeri ve amacı ile değil, o amacın gerektirdiği özgül niteliklere sahip olunmasıyla belli bir hizmet pompası olunabileceği gerçeğinden hareketle, yangın pompası olarak adlandırdığımız, "yangın suyu hizmeti pompaları" hakkında, yangın suyu isteminin özgül koşullarını açıklayarak ve tanıtarak bilgi vermektir. Böylece yangın pompaları için verili aynı genel tanıma ulaşırsak bile, bu noktaya getiren gerekçeleri, altında yatan nedenleri anlayabilecek ve bu bilgiden çıkarak, ülkemiz koşullarına uyumlu, teknik verime dayalı ve tutumlu bir yangın hizmeti pompası kullanım önerileri demeti oluşturmaya çalışacağız.

Bu çalışmayı, yangından korunma uzmanlarıyla, pompa uzmanlarının karşılıklı anlaşmasına dayalı, uzlaşmacı ve yerel değerlere yakın bir öncü çalışma olarak sunuyor, gerek yangından korunma, gerekse pompa uzmanlarının

görüş ve eleştirileriyle, geliştirici, açıklayıcı katkı ve katılımlarını bekliyoruz. Bu nedenle bu çalışma, ayrıntıları derinleştirilmek, teknik değerleri tartışılmak ve sınamak, ana doğrultusu zenginleştirilmek ve sahip çıkılarak geliştirilmek üzere, yerel teknik kamuoyuna sunulan bir çalışma olarak algılanmalıdır. Ayrıca ülkemiz gibi, bir yandan gelişme çabaları içinde yabancı etkileşimi arttırırken, diğer yandan gelişmiş ülkelerle nasıl bir düzlemde bilgi, teknoloji alışverişine gireceğini sorgulayan arayışlara da, bir yöntem örneği sunulmaya çalışılmaktadır.

2. YANGIN HİZMETİ POMPALARININ ÖZELLİKLERİ

Yangın hizmeti pompalarının bu hizmet için gerekli özelliklerini belirleyebilmek için, öncelikle sulu yangın söndürme sistemlerinin istemlerini belirlememiz gerekir. Bu istemleri ne tür bir pompayla karşılayabileceğimiz ise daha sonra incelenecektir.

2.1 Sulu Yangın Söndürme Sistemlerinin Su İstemleri

Yangın hizmeti pompaları, sulu yangın söndürme sistemleri için gerekli olan suyun sağlanmasının üç ana yönteminden biridir. Bu yöntemler yükseltilmiş tank, basınçlandırılmış tank ve pompa kullanımıdır. Su istemini oluşturan sulu yangın söndürme sistemleri de, su istemleri açısından dört ana grupta toplanabilir. Bu ana grupları su istem karakteristikleri açısından inceleyelim.

2.1.1 Yangın Dolabı Sistemi Su İstemi

Yangın dolaplarından oluşan bu sistem, dolap başına 50 gpm¹ debi üstünden, aynı anda iki dolabın çalışması için gerekli olan debinin, yani 100 gpm'in ve dolap girişinde 45 mSS basıncın sağlanmasını bekler. Buna göre dolap sistemini, 0-100 gpm arasında değişen bir debi ve borulamaya bağlı olmak koşuluyla 50-70 mSS basınç² isteyen bir sistem olarak tanımlayabiliriz. Ancak yeterli debinin alınamaması durumunda, yani yeterli basınç oluşmadığında, kullanıcının dolap vanasını daha fazla açarak gerekli basıncı alacak debiyi yaratacağı düşünüldüğünde, bu istemi 50 gpm-50 mSS ve 100 gpm-70 mSS olarak iki noktada sağlanması gereken bir istem olarak değerlendirebileceğimiz ortaya çıkar. Üst sınırlar açısından baktığımızda ise, fazla basıncın hortumu denetleme güçlüğü yaratması nedeniyle, bir dolapta 70 mSS ve iki dolapta 90 mSS basıncın aşılması gerektiğini görürüz.

Demekki bu sistemi, herhangi bir debi değerinde bile 90 mSS basıncı geçmeyecek, 50 gpm-50 mSS değerini ve 100 gpm-70 mSS değerini sağlayabilecek bir pompa ile karşılaşmanız mümkündür. Böyle bir pompayı (örneğin anma değeri 75 gpm-60 mSS olan bir pompayı) iki noktalı ve debi anma değerinin $\pm\%30$ değişimini anma basıncının $\pm\%15$ değişimiyle sağlayabilen bir pompa olarak tanımlayabiliriz.

2.1.2 Dış Saha Hidrant Sistemi Su İstemi

Dış saha ayaklı hidrant ağzlarından oluşan bu sistem, debi ve basınç değerlerindeki farklılık dışında, yukarıda anlatılan yangın dolabı sistemiyle aynı özellikleri taşır. Yangın hidrant ağzlarından oluşan bu sistem, ağız başına 50-75 gpm debi üstünden, aynı anda iki ağız çalışması için gerekli olan debinin, yani 100-150 gpm'in ve hidrant girişinde 45 mSS basıncın sağlanmasını bekler. Buna göre hidrant sistemini, 0-150 gpm arasında değişen bir debi ve borulamaya bağlı olmak koşuluyla 50-70 mSS basınç isteyen bir sistem olarak tanımlayabiliriz. Ancak yeterli debinin alınamaması durumunda, yani yeterli basınç oluşmadığında, kullanıcının hidrant vanasını daha fazla açarak gerekli basıncı alacak debiyi yaratacağı düşünüldüğünde, bu istemi 75 gpm-50 mSS ve 150 gpm-70 mSS olarak iki noktada sağlanması gereken bir istem olarak değerlendirebileceğimiz ortaya çıkar. Üst sınırlar açısından baktığımızda ise, fazla basıncın hortumu denetleme güçlüğü yaratması nedeniyle, bir hidrantta 80 mSS ve iki hidrantta 100 mSS basıncın aşılması gerektiğini görürüz.

Demekki bu sistemi, herhangi bir debi değerinde bile 100 mSS basıncı geçmeyecek, 75 gpm-50 mSS değerini ve 150 gpm-70 mSS değerini sağlayabilecek bir pompa ile karşılaşmanız mümkündür. Böyle bir pompayı (örneğin 115 gpm - 60 mSS) iki noktalı ve debi anma değerinin $\pm\%30$ değişimlerinde anma basıncının $\pm\%15$ değişimiyle sağlayabilen bir pompa olarak tanımlayabiliriz.

2.1.3 Yağmurlama (Sprinkler) Sistemi Su İstemi

Olağan durumda kapalı bulunan ve çevre sıcaklığının belli bir değere ulaşmasıyla kendiliğinden açılan püskürtücü (sprinkler) kafalardan oluşan bu sistem, debi-basınç karakteristiği üzerinde en çok çalışması gereken yangın suyu istemini oluşturmaktadır. Ancak hidrolik hesaplama sonucunda debi ve basınç değeri kesinleşebilen bu tür sistemlerin debi-basınç karakteristiğinin temel özellikleri şöyle sıralanabilir :

- Olağan durumda kapalı olan püskürtücüler yangının büyüklüğüne göre tek tek devreye girmektedir, bu nedenle de açılan her püskürtücü ile çekilen debide artış olmaktadır.

- Söndürmede etkili olabilmesi için, akış halindeki açılmış her püskürtücünün girişinde belli bir basıncın sağlanması gereklidir, tersi bir durumda gerekli su atım profili ve debi sağlanamamakta, dolayısıyla da söndürme için gerekli ısı çekimi yerine getirilememektedir. Püskürtücülerin teker teker açılmasının sonucu olarak, her püskürtücü açıldığında besleme basıncının yükselmesi ve düşen basıncı telafi etmesi gereklidir. Bu basınç alt değeri püskürtücü türüne bağlı olarak değişmekle birlikte, kabaca 0.5-6 bar arasında değişir.
- Püskürtücülerin kaç adet açılacağı tümüyle yangının büyüklüğüne ve açılan püskürtücünün yangının denetlenmesine olan katkısına bağlıdır. Bu nedenle fazla ısı açığa çıkaran bir yangın veya etkisiz kalan püskürtücüler, çok sayıda püskürtücünün açılmasına yol açar. Oysa bir yağmurlama sisteminin başarısı, olabildiğince az sayıda püskürtücünün açılması ile ölçülür. Çünkü az sayıda açılmış püskürtücü ile yangının yayılımı küçük bir alanda durdurulmuş, yanma ve ısıtma kayıpları en alt düzeyde tutulmuş olmaktadır. Her ne kadar beklenen yangın türüne göre açılacak püskürtücünün en fazla kaç adet olacağı kestirilebilse de, tam olarak kaç adet püskürtücünün açılacağı kesin olarak bilinmemektedir. Bu nedenle su beslemesi, bir ile en fazla sayıda beklenen açılmış püskürtücü için gerekli debi-basınç kombinasyonunu, her püskürtücü için teker teker olmak üzere sağlamalıdır. Açılması beklenen püskürtücü sayısının tehlike sınıfına bağlı olarak 6-30 püskürtücü arasında değiştiği ve birçok yangının sadece bir püskürtücünün açılması ile söndüğü düşünülürse, toplam sistem debisinin otuzda birinden başlayan bir debiden, toplam sistem debisine kadar olan aralıktaki her noktada debi-basınç koşullarının sağlanması gerektiği ortaya çıkar. 30 püskürtücünün açılmasının beklendiği bir sistemde sadece bir püskürtücünün açılması, sistem debisinin %3.3'ü gibi bir debi anlamına gelir ki, beslemenin pompa tarafından yapıldığı durumlar için bu, kapalı bir sisteme su basma etkisine eşdeğerdir.
- Püskürtücülerin işlevlerini yerine getirebilmesi için alt bir basınç değeri yanında, üst bir basınç değeri de vardır. Yani püskürtücü girişindeki basıncın gerekenin üstüne çıkması da püskürtücünün atım karakteristiğini ve yangına etkisini bozar ve azaltır. Genelde basıncın çok olması su taneciklerinin çok küçülerek sise dönüşmesine neden olur ki, çoğu zaman bu durum yangınla mücadelenin etkisiz kalmasıyla sonuçlanır. Bu nedenle, basıncın üst değeri de en az alt değeri kadar önemlidir. Bu üst değer püskürtücü türüne bağlı olarak değişmekle birlikte, kabaca 4-8 bar arasında değişmektedir.

2.1.4 Baskın Sistemi Su İstemi

Sürekli açık bulunan püskürtücü kafalardan ve akışa kumanda eden baskın vanasından oluşan bu sistem, debi-basınç karakteristiği tek nokta olan en basit sistemdir. Tüm püskürtücüler ve boru sistemi sabit olduğundan, yangın söndürme için gerekli işlevi yerine getirebileceği debi-basınç gereksinimi tek bir değerde sağlanabilen bir sistemdir. Baskın vanası açıldığında sistem debi ve basıncında sabit bir su beslemesi ister. Sistem olarak yağmurlama sistemlerinin bir alt türü olmasına karşın, pompa beslemeli su sağlama sistemleri açısından ayrı ele alınması gereken bir sistemdir. Çünkü yağmurlama sistemlerinin tersine tek noktalı bir debi-basınç değerinde çalışır.

2.1.5 Bileşik Sistemlerin Su İstemi

Yukarıda ayrı ayrı verilmiş olan sistemler, uygulamada çoğu zaman birkaçı birarada olarak karşımıza çıkar. Yani yağmurlama sistemi olan bir tesiste, elle müdahale için mutlaka yangın hortum dolapları ve çoğu zaman dış saha hidrantları da vardır. Ancak ne denli farklı tür ve sayıda sistem olursa olsun, yangın suyu beslemesi genelde ortak olmaktadır. Bu tür, birden çok istemin bir araya gelmesi, bileşik yangın suyu istemini oluşturur. Bu durumda ortaya çıkan yangın suyu istemi tüm sistemlerin tek tek veya birlikte çalışabilecekleri ilkesine göre birleştirilmelidir. Böyle bir su istemini karşılayacak beslemenin, en alt su isteminden en üst su istemine değin tüm aralıkta istenen basıncı karşılaması gerekecektir. Bu da, çoğu zaman bileşik olan sistemlerde değişken su isteminin, yangın suyu isteminin ne denli önemli bir özelliği olduğunu daha da açık olarak ortaya koymaktadır.

2.2 Yangın Suyu Beslemesinin Özel Gereklere

Yangın suyu isteminin debi-basınç karakteristiği dışında da, yangın olgusunun özgül niteliklerinden kaynaklanan özel gereklere vardır. Bu gereklere, genelde tüm yangından korunma ile ilgili sistem ve önlemler için geçerli ve yerine getirilmesi gerekli koşullardır :

2.2.1 Her an hazır olma : Yangın, ideal koşullarda çıkma olanağı olmayan bir olgudur. Ancak olumsuz koşulların, tersliklerin üst üste gelerek birbirini güçlendirmesi, beklenmeyen veya değişen etmenler, yangını her an çıkabilecek ve bu nedenle de her an hazırlıklı olunması gereken bir olgu haline getirmektedir. Bu doğrultuda, yangınla mücadele olanakları da her an kullanıma ve çalışmaya hazır olmalıdır. Su beslemeleri de, her an oluşabilecek bir yangın suyu istemine yanıt vermeye hazır olmalıdır. Belli bir yerde aynı koşulların birden fazla biraraya gelerek üst üste yangın çıkması (özel bazı endüstriyel riskler dışında) olağandışı bir durumdur. Bu yüzden, belki de tüm ekonomik önünde bir kez gerekli olacak bir su beslemesinin, o bir kerede de çalışmaması veya işlevini yerine getirememesi o yatırımın veya önlemin varlık nedenini ortadan kaldıracaktır. Bu kritik

durum, tasarım, malzeme seçimi, montaj, işletme ve bakım evrelerinin tümünde bir bütün olarak doğru ve etkili bir yaklaşımla, her an çalışmaya hazır sistemler kurulmasını gerekli kılar.

2.2.2 Az ve yerinde bakım olanağı : Gene yukarıda belirttiğimiz her an hazır olabilme gerekliliğinin bir yönü de çalışmama riskinin azaltılması için az bakım gerektirme ve kısa sürede yerinde bakım yapılabilme gereğidir. Yangından korunma sistemlerinin bakım veya onarım nedenleriyle, denetimli olarak bile devre dışı bırakılması büyük riskler oluşturur. Nitekim, mükemmel sistemler içeren birçok tesisin yangın sisteminin bir gün gibi çok kısa süreli duraklama sırasında çok ciddi can ve mal kayıplı yangınlar geçirdiği tarihte rastlanmaktadır. İşte bu nedenle, yangından korunma sistemleri ve bunların elemanları sahada kolaylıkla onarılabilir, bakımı yapılabilir ve yedeklenebilir olmalıdır.

2.2.3 Sürekli çalışmama durumunda bile verim kaybının olmaması : Yangının ne zaman çıkacağını kestirilememesi, kurulu sistemlerin sürekli çalışmasalar bile, her an çalışmaya hazır olarak bulunmalarını gerektirir. Oysa sürekli çalışmayan bir sistemin, gerektiğinde çalışacağından emin olmak da oldukça zordur. Özellikle sürekli çalıştıkça verimi ve rahatlığı artan pompa sistemleri için sürekli çalışmama son derece büyük bir sakınca oluşturmaktadır. Bu nedenle pompa sistemleri gibi çalışmadıkça parçaları temizlenemeyen, tortu, karıncalanma ve paslanma görünen sistemlerde, önleyici bakım ve sürekli denetim zorunludur. Ayrıca sistemlerin sürekli çalışmama durumu karşısındaki toleransları, verim garantileri yüksek olmalıdır.

2.2.4 Bütünlük : Yangından korunma sistemleri birbirleriyle tam ve uyumlu çalışacak bir çok eleman ve alt sistemden oluşur. Ancak sonuç verim ve başarı, tüm elemanların eksiksiz ve zamanında bir bütünlük içinde çalışmasıyla mümkündür. Doğru bir borulamaya bağlı püskürtücünün açılması söndürme için yeterli olmayıp, vanasının açık olması ve arkasında yeterli suyun da bulunması gerekir. Bunun için de pompa kumanda sisteminin, pompa sürücünün ve pompa gövdesinin, arada hiçbir aksamaksızın işlevini yerine getirmesi gerekir. Bu özellik nedeniyle kendi içinde bütünlük içeren sistem ve alt sistemler mutlaka birlikte ele alınmalı, birbirleriyle uyumlu olduklarının garantisi alınmalıdır.

2.2.5 Yüksek güvenilirlik ve Onay : Verimin aksaksız bir şekilde yerine getirilmesinin zorunlu olduğu başka alanlarda da (örneğin uzay, havacılık, askeri) olduğu gibi, yangından korunma konusunda da eksik ve hatalı bir eleman, karşılanamaz, değeri ölçülemez can ve mal kayıplarına yol açtığından, yüksek bir güvenilirliğe sahip olmalıdır. Bunun sağlanabilmesi için toleransların ve kalitenin yüksek tutulması zorunluluğu bulunmaktadır. Ayrıca belli bir dizi sistem veya elemanın istenen verimi yerine getireceği kuramsal olarak kanıtlanırsa bile, bütün ötesinde o belli elemanın kendisinin de bu koşullara uyduğunun test edilerek gösterilmesi esastır. İşte bu nedenlerden dolayı, elemanlar ve bütünlük içinde olması gereken donanım belli bir deneme ve onay işleminden geçmelidir. Bu deneme ve onaylar, yüksek güvenirliliğin bir kanıtı olarak, bağımsız yetkililerin haketliğinde saptanması koşuluyla istenmektedir.

2.3 Yangın suyunun pompa sistemi tarafından sağlanması

Yangın suyu istemi yukarıda açıklamaya çalıştığımız gereklere uygun olarak birkaç biçimde sağlanabilir. Bunlar; şehir şebekesinden doğrudan besleme, yükseltilmiş tank, basınçlı tank ve pompa sistemleridir. Genelde yükseltilmiş tank ve basınçlı tank, su ve basınçlandırılması önceden hazırlanmış ve kullanıma hazır bekleyen birer yöntem olarak, pompa sistemleri ise istem anında devreye giren ve hazır suyu gerekli basınca kavuşturan yöntemler olarak birbirinden ayrılır. Doğaldır ki, her üç sistemin de olumlu ve olumsuz yönleri, uygulamaya bağlı olarak yeğlenmesini sağlayan özellikleri ve tipik uygulama alanları vardır. Ancak, pompa sürücülerinin enerji kaynaklarının artan güvenirliliği (elektriğin daha az kesilmesi ve yedeklenmesi, dizel motorların güvenirliliği) yangın söndürmede suyun çok daha yaygın kullanılması, özellikle endüstriyel uygulamalarda su gereksiniminin oldukça fazla olması, yer üstü yerine yer altı su depolama olanaklarının yeğlenmesi, otomatik çalışmanın ucuz ve güvenilir hale gelmesi gibi nedenler pompa kullanımını oldukça yaygınlaştırmıştır. Bu artan yaygınlık ve buradaki ana konumuz olması nedeniyle, ilginizi pompa uygulamalarıyla sınırlı tutacağız.

2.4 Yangın Hizmeti Pompalarının Özgül Nitelikleri ve Teknik Özellikleri

Yukarıda ayrıntılarını sunduğumuz su istemlerinin ne tür karakteristiğe sahip pompalarla karşılanabileceği incelendiğinde karşımıza şöyle bir durum çıkmaktadır :

- Tek noktalı (baskın sistemi) veya iki noktalı (dolap veya hidrant sistemleri) su istemlerini, karakteristik açısından, klasik tek veya çok kademeli santrifüj pompalarla sağlamak olanaklıdır. Ancak karakteristiğin ötesindeki yangın hizmeti özel gereklerini (bölüm 2.2) bu tür pompalarda bulmak sağlamak mümkün değildir.
- Yağmurlama sistemi ve bileşik sistemler gibi çok noktalı, değişken debi-basınç istemlerini karakteristik açısından bile, klasik tek veya çok kademeli santrifüj pompalarla sağlamak olanaklı değildir. Çünkü bu tür

pompalar, düşük debilerde basınç üretemezler, debideki değişmeye bağlı olarak basınçları önemli ölçüde salınım gösterir ve kapalı sisteme su basıtlarında basıncı azda olsa, ama sürekli olarak artırırlar.

İşte yukarıdaki nedenlerden dolayı, çeşitlerini açıkladığımız yangın suyu istemlerini karşılayacak pompaların ne tür özelliklere sahip olmaları gerektiği incelenmiş, toleranslar eklenmiş ve belli bir teknik koşullar bütününde fikir birliği sağlanmıştır. Bu teknik fikir birliğinin sonucu olan koşulları çeşitli gelişmiş ülke standartlarında görmekteyiz. İşte, bir pompayı "anma değeri sistemin toplam gereksinimine karşılık gelen, beslediği sulu yangın söndürme sistemi türüne bakmaksızın, her türlü sistem için sağlayabilen ve sonuçta da yangın hizmeti pompası yapan koşullar" şunlardır :

- anma debisinin %150'sinden (1.5 katından) daha az bir debiyi, anma basıncının %65'inden daha az olmayan bir basınçta sağlayabilmek,

- basma ağız kapalı olduğunda oluşan basıncın, anma basıncının %140'ını (1.4 katını) geçmemesi,

Diğer bir deyişle, pompanın basma ağız kapalı olduğunda basıncının, anma değerinin %101'i ile %140'ı (1.4 katı) arasında olması, %150 debide ise basıncın, anma değerinin %65'i ile %100'ü arasında kalan bir değerde olması.

Pompa karakteristiği açısından bu son derece basitmiş gibi görünen iki koşul, oldukça yatay bir eğriye karşılık gelmekte ve yangın hizmeti pompalarının ana özelliğini oluşturmaktadır. Bu koşulların gerekçelerinin özellikle yağmurlama sistemlerinde odaklanan ve çok noktalı, değişken debi-basınç istemini karşılamaya yönelik olduğunu bir kez daha vurgulamak gereklidir.

Pompa karakteristiği dışında, gerek pompanın, sürücüsünün ve kontrol ünitesinin, gerekse montajın, işletme ve bakımın uyması gerekli koşullar ise yukarıda (bölüm 2.2'de) söz edilen diğer gerekleri karşılamak içindir. Bunlar arasında ayrılabilir gövde (split case), sürücünün kabul edilen güç değerleri, kontrol ünitesinin izlenebilir olması, haftada bir test edilmesi, pompanın emişte kalmaması, pompanın susuz kalmasının engellenmesi, pompa içi aksamı malzemesi, vb. sayılabilir.

2.5 Standartlar

Gerek karakteristik, gerekse diğer koşullarla ortaya çıkan pompa tipini, bütünleyici çevre elemanlarını ve uygulama kural ve sınırlamalarını konuyla ilgili standartlar sıkı kurallar altına almıştır. Bu standartlar arasında NFPA (ABD), VdS (Alman) ve NF (Fransız) yüksek nitelikli özelliklerle öne çıkarken, başta BS (İngiliz) ve diğer ülke standartları daha gevşek ve geniş toleranslı koşullar getirmektedir. Sıkı olan standartlar yangın hizmeti pompa ünitelerini çevre donanımlarıyla, seçim, uygulama ve montaj kurallarıyla bir bütünlük içinde son derece özel hale getirirken, gevşek standartlar ise karakteristiği ve dolayısıyla pompa gövdesini temel alarak, çevre donanımlarını, seçim, uygulama ve montaj kurallarını gevşek tutan bir yaklaşım göstermektedirler.

Ülkemizde ise yangından korunmanın diğer konularında olduğu gibi herhangi bir kalite ve ürün standardı yoktur. Ayrıca seçim ve uygulama standardı ve yönetmeliği de yoktur. Bu durum, uygulamada ve seçimde kullanıcıyı başta yabancı standartlar olmak üzere çeşitli etkilere ve güdümlere açık hale getirmekte ve kargaşa yaratmaktadır. Bu kargaşanın kalkması için ülkemiz koşullarını dikkate alan, çeviri veya aynen alıntı anlayışıyla hazırlanmamış özgün standartlarımızın hazırlanması gereklidir.

2.6 Yangın Hizmeti Pompalarının Çeşitleri³

Yangın hizmeti pompalarını yapısına göre yatay, dikey ve hat tipi (in-line) olarak üçe, sürücü çeşidine göre ise elektrik motorlu, dizel motorlu ve buhar türbinli olarak ayrıca üçe daha ayırabiliriz. Yangın pompaları, sistem gereksinimi olan debiyle anılmayıp, sistem kapasitesine en yakın üst değer kullanıldığı, belli kademelerdeki debilerle anılırlar (örneğin, 500, 750, 1000 gpm). Bu çeşitler arasında tek kademeli yatay ve elektrik motor sürücülü pompalar tüm uygulamaların %70-80'ini oluşturur. Geri kalan %20'yi ise sırasıyla yatay dizel motorlu, dikey elektrik motorlu, dikey dizel motorlu, dikey ve yatay türbin sürücüler izler. Elektrik motorları için elektrik ve koruma sınıfı özellikleri dışında bir farklılık istenmezken, dizel motorlar için, yol verme düzeneğinden, soğutma sistemine değin birçok değişiklik yapılmakta ve ancak bu değişiklikler sonrasında yangın hizmeti pompası koşullarını sağlayabilmektedir.

3. ÜLKEMİZDEKİ YANGIN HİZMETİ POMPALARININ KULLANIMI ve SORUNLAR

Yukarıda da belirtildiği gibi yangın hizmeti pompalarının kullanımını, üretimini, montaj, test ve bakımını düzenleyen standart ve yönetmelikler olmadığından, sonucu genelde parasal olanaklar ve sigorta, yabancı işletmeciler, yurtdışı standartlara uygun olma gibi bireysel insiyatifler belirlemektedir. Kamu binalarının çoğunda

yetersiz boyutlardaki yangın hidroforları (basınçlandırılmış tank) ve klasik çok kademeli pompalar kullanılmaktadır. Özel yatırımlarda ve endüstride ise ithal yangın pompası kullanımı son yıllarda oldukça yaygınlaşmıştır. Ancak kısıtlı parasal olanaklar, yangından korunmanın ikincil bir nitelik taşınması, ithal bile olsa konunun gereklerine uygun bir bütünsellikte uygulanamamasına neden olmaktadır. Sonuçta konunun tekniğini hemen hemen tümüyle geri plana iten, su istemi ve özel koşulların analizini tümüyle göz ardı eden, yerli klasik çok kademeli santrifüj pompa-ithal yangın pompası çatışmasına dönüşmüş bir seçim yapılmaktadır. Ne yazık ki çoğu zaman, ithal bile olsa genel sistem bütünlüğündeki eksikler, yanlış seçim, yanlış montaj, işleme-bakım eksikliği, toplamda sulu yangın söndürme sistemlerinin verimsiz ve etkisiz olmalarına neden olmaktadır. Yangın sistemleri sürekli çalışan sistemler olmadığından bu sorunlar hemen anlaşılamamakta, örtük kalmakta, işlevlerini yerine getirmeleri gerektiğinde, getiremeyince sorun anlaşılmaktadır.

Genelde sulu yangın söndürme sistemlerinin su sağlama ve basınçlandırma sorunlarından kaynaklanan verimsizliği ve etkisizliği zararlı boyutlardadır. Bu sorunlar ülke çapında bir uyanış ve anlayış birliğiyle ile giderilmelidir. Bir yandan bu konuda harcanan parasal kaynakların verime dönüştürülmesi, diğer yandan yangından korunma sektörünün gelişerek, gerçekçi bir yapıya ulaşması için bir dönüşüm, uyanış ve anlayış birliği zorunlu olup, pompa üreticilerinin desteğine gereksinim duymaktadır. Kaydadeğer bir büyüklüğe ulaşmış olan sulu yangın söndürme ve yangın pompası pazarının önündeki en büyük engel, bu anlayış birliğidir.

4. ÖNERİLER

Yangından korunma sektörü kaydadeğer bir gelişme gösterip, önemli bir büyüklüğe ulaşmıştır. Bu sektörün gelişmesinin önündeki eşik, yabancı insiyatifler ve kurallar ötesine geçerek, topluma yararlı, yaygın, geniş kitlelerce destek bulan ve gerçekçi bir yapıya ulaşmaktır. Bu eşiği aşamaması durumunda, doygunluğa erişme noktasına yakındır. Toplum yararlı, yaygın ve geniş kitlelerce destek bulabilmesi, sektörün yurtdışına olan malzeme ve teknoloji bağımlılığını azaltarak, iç olanaklara vereceği destekle olanaklıdır. Bu nedenle yatırımcılar, tasarımcılar, kullanıcılar, malzeme sağlayıcılar, sigortacılar, Bayındırlık Bakanlığı, TSE, itfaiyeler vb. kişi ve kuruluşlar özel koşullarımızı merkeze alan yaklaşımları, üretimleri desteklemelidirler. Onlara yol göstermeli, işbirliği yapmalı, kalite ve verimliliklerini arttırmalarını sağlayıcı teknik ve ticari destek sağlamalıdır.

Bu çerçevede, birçok teknolojik ve özellikli pompayı üretebilen yerli pompa sektörümüz, yangın hizmeti pompalarını da ürün yelpazesine katmalıdır. Bu konuda daha önceki bazı üretim girişimlerinin gelişmemesinden umutsuzluğa kapılmamalı, tam tersine bu girişimler yangın hizmeti pompalarının da üretilebileceği yönünde destekleyici birer deneyim olarak alınmalıdır. Doğru tanımlara dayalı bir üretim serisi, düşürülmüş maliyetler, yangından korunma sektörüyle işbirliği, kontrol ünitesi ve pompa aksamlarını da içine alan bütünsel bir sunuş, sadece ülkemizde değil, yakın çevremizdeki ülkelerde de pazar bulacaktır. Bunun için öncelikle 250-500-750-1000 gpm kapasitede, 100 mSS'na çıkan elektrik motorlu pompalar hedef alınmalıdır. Kaliteli bir üretim, yangından korunma firmalarıyla ortaklaşa yürütülen etkili bir tanıtım ve pazarlama yeterli pazarın varlığını gösterecektir. Kanımızca bu türden pompa üreten, en az üç üreticinin üç yıl içinde doyurucu bir pazar payına ulaşması mümkün olabilecektir.

Ayrıca ülkemizdeki teknik pazarın önemli bir belirleyicisi olan Bayındırlık Bakanlığı da, Birim Fiyatlar'ına doğru tanımlamayla yangın hizmet pompalarını ayrılarak katmalıdır. Çok kademeli, klasik santrifüj pompa, yangın hizmeti pompası tanımı ve birim fiyatı destek olucu nitelikte ayrılmalıdır. Onay konusunda başta TSEK ile başlayarak, TSE'nin yangın hizmeti pompaları standartını çıkartması sağlanmalıdır. 4 Kasım 1995 tarihinde yayımıyla birlikte yürürlüğe giren "Kamu Binalarının Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik"te dolap, hidrant debilerini anan, otomatik sprinkler sistemini vurgulayan devlet, başlattığı bu girişimin arkasını, yerli yangın hizmeti pompasının üretilmesi için gerekli koşulları sağlayarak getirmelidir.

Tüm bu önerilerin, teknik ve ulusal koşullarımızın değerlendirilmesinin sonucu olarak, yangın hizmeti pompası kullanımında aşağıdaki yaklaşımı inceleme ve değerlendirmelerinize sunmaktayız :

1) Tek noktalı yangın suyu istemlerinde, yani,

- * bir yangın hortum dolabının çalışacağı sistemlerde, veya,
- * tek hidrantlık dış saha hidrant sistemlerinde, veya,
- * tek baskın sisteminde,

bir klasik, elektrik motorlu, tek veya çok kademeli santrifüj pompa kullanılabilir, şu koşullarla ki,

i) pompanın susuz kalmasını önlemek için, su seviyesinin pompa emişinin altına düşmemesi sağlanmalıdır,

ii) pompa, ayrıntılı olarak tasarımılanmış, yerli olarak üretilmiş, haftalık test zamanlayıcı, hata bildirme düzenli, otomatik basınç kumandalı ve otomatik ana-yedek geçiş yapabilecek bir pompa kontrol ünitesiyle birlikte sağlanmalıdır,

iii) ortak manifolda bağlı, %100 yedeklemeli, ana-yedek düzeninde, otomatik basınç kumandalı ve yedek geçişli bir pompa grubu olarak sağlanmalıdır.

2) İki veya dört noktalı yangın suyu istemlerinde, yani,

- * iki yangın hortum dolabı sistemlerinde, ve/veya,
- * iki hidrantlık dış saha hidrant sistemlerinde, ve/veya,
- * bir veya daha çok, bileşik baskın sistemlerinde,

iki veya daha fazla klasik, elektrik motorlu, tek veya çok kademeli santrifüj pompa kullanılabilir, şu koşullarla ki,

i) pompanın susuz kalmasını önlemek için, su seviyesinin pompa emişinin altına düşmemesi sağlanmalıdır,

ii) pompa, ayrıntılı olarak tasarımılanmış, yerli olarak üretilmiş, haftalık test zamanlayıcı, hata bildirme düzenli, otomatik basınç kumandalı ve otomatik ana-yedek geçiş yapabilecek bir pompa kontrol ünitesiyle birlikte sağlanmalıdır,

iii) ortak manifolda bağlı, %25-50 yedeklemeli, ana-yedek düzeninde, otomatik basınç kumandalı ve yedek geçişli bir pompa grubu olarak sağlanmalıdır,

3) Çok noktalı yangın suyu istemlerinde, yani,

- * yağmurlama (sprinkler) sistemlerinde, ve/veya,
- * bileşik yağmurlama, dolap ve hidrant sistemlerinde,
- * birden çok ve çeşitli istemleri olan baskın sistemlerinde,

yangın hizmeti pompaları kullanılabilir, şu koşullarla ki,

i) pompanın susuz kalmasını önlemek için, su seviyesinin pompa emişinin altına düşmemesi sağlanmalıdır,

ii) pompa, ayrıntılı olarak tasarımılanmış, yerli olarak üretilmiş, eksiksiz özelliklerde bir pompa kontrol ünitesiyle birlikte sağlanmalıdır,

iii) pompa, yangın pompasının gerektirdiği tüm teknik özelliklere sahip olmalıdır,

iv) pompa, güvenilir ve garantili bir elektrik kaynağından beslenmelidir,

4) Sıradan Tehlike Grup II ve üstündeki tehlike sınıflarında kullanılacak pompalar, ortak manifolda bağlı, %100 yedeklemeli, ana-yedek düzeninde, otomatik basınç kumandalı ve yedek geçişli bir pompa grubu olarak sağlanmalıdır,

5) 1000 gpm'den ve 100 mSS'dan büyük pompalar, kaliteli yabancı imalatçılardan sağlanabilir, şu koşullarla ki,

- * pompa NFPA 20 veya VdS'e uygun ve onaylı olmalıdır,
- * pompa, tüm teknik özelliklere sahip, deneme sonuçlarıyla kanıtlanmış, test ve onay mercii sertifikalı olmalıdır,

6) Dizel motorlu, türbin sürücülü ve dik tip pompalarda ise, tasarımcılar, danışmanlar, yangından korunma sistemi uzmanları ve pompa üreticileri, risk, beklenen verim, imalatçı, sigorta, vb. koşulları dikkate alarak her durum için ayrı ayrı karar verilmelidir.

7) Standart, tek veya çok kademeli pompalar kaliteli yerli üreticilerden kullanılabilir, şu koşullarla ki,

- * pompa gerçek test eğrisi ile birlikte sağlanmalıdır,
- * pompanın elektrik motoru test edilmiş ve kaliteli olmalıdır,

8) 500-750-1000 gpm'lik ve 100 mSS'na kadar olan pompalar yerli üreticiden sağlanmalıdır, şu koşullarla ki,

- * pompa gerçek test eğrisi ile birlikte sağlanmalıdır,
- * pompanın elektrik motoru test edilmiş ve kaliteli olmalıdır,
- * pompa tüm teknik özelliklere sahip olmalı, kanıtlanmış test ve sertifikalı olmalıdır,

Bu uygulama nedeniyle ki, en az üç yerli üretici firma, yatay, ayrılabılır gövdeli, elektrik motorlu pompayı, ithal pompadan (malzeme+taşıma bedeline göre) en az %25-40 oranında daha ucuza satabilecek şekilde teşvik edilmeli ve desteklenmelidir.

Açıktır ki, tüm öneriler ve değerler tartışmaya, üzerinde çalışmaya ve hatta gerçek ölçekli testler yapılmayı gerektirmektedir. Ancak böylesine bir çaba ve yaklaşım ile, taraflı ve güdümlü yabancı etmenlerce belirlenen uygulamalardan kurtulmak, "yerli yangın pompası uygulaması fikir birliğimizi" kurmak mümkün olabilecektir.

5. SONUÇ

Yukarıda sunulmuş olan bilgiler ve tartışma üç temel amacı bu bildirinin sonuçları haline getirmektedir :

a) Yangın suyu beslemesinde ne tür pompaların kullanılması gerektiği, yabancı standartların arkasına sığınmış bir teknik gerekçeler manzumesinden, bizzat ilgili sistemin yangın suyu isteminin ayrıntılı bir çözümlemesi ile ve ülke koşulları dikkate alınarak yapılacak bir mühendislik çalışması ve çözümleme ile karara bağlanmalıdır. Bu tür karar seçeneklerince ve ölçütlere ilişkin sunulmuş olan çalışma bir deneme, ayrıntılı teknik çalışmalar için bir

başlangıç çağrısı olarak alınmalıdır. Tersine bir tutumla kalıplaşmış, nedenselliği ve irdelenmeyi devre dışı bırakan, araştırmaya isteksiz, kolaycı yaklaşımda olanlar, teknik verimi tartışmalı klasik pompalar ile, büyük paralar karşılığı ithal pompalar arasında seçim yapma ikileminden kurtulamayacaklardır.

b) Yerli pompa üreticilerimiz yangın pompalarına olan yaklaşımlarını gözden geçirmelidirler. Yangından korunma sektörünün de desteğiyle, önümüzdeki üç yıl içinde en az üç pompa üreticimiz, öncelikli olarak, elektrik motorlu 500-750-1000 gpm, 60-100 mSS sınıfındaki yangın pompalarını sürekli ürün yelpazesine katmalıdır. İç ve yakın çevremizdeki dış pazar böylesine bir üretimi taşıyabilecek bir istene ulaşmıştır. Bunu yaparken üretici, sistem bütünlüğü gereği elektrik motorunu, kaidesini, kontrol ünitesini ve yardımcı aksamını birlikte ele almalıdır. Bu konuda, suyu yangın söndürme sistemleri kuran firmaları da yanlarına almaları, hatta pazarlama çalışmalarını onlara vermeleri önemli bir desteği arkalarına almalarını sağlayacaktır. Çoğu suyu söndürme sistemi sağlayan pompa ithalatçı firmaları da, ülke koşullarını ve ayrıntılı mühendisliği merkeze alan çalışmaların bir sonucu olan yerli üretim olanaklarının artmasıyla gelişecek sağlıklı bir pazardaki uzun erimli ve toplumsal çıkarlarını görmeli ve yerli üretimle işbirliği yapmalıdırlar.

c) Son olarak, bu çalışma, yerel bir yangın pompası kullanımı anlayışı ve yaklaşımına temel oluşturma çabasıyla birlikte, gelişmiş ülkelerin "teknik ve kavram güdümlü ekonomik sızma (nüfuz) ve egemenlik çabaları" karşısında "yabancı teknolojinin özel koşullarımıza nasıl uyumlu hale getirilmesi gerektiği" konusunda yöntemsel bir deneme örneği olarak da ele alınmalıdır.

5. NOTLAR

¹ Yangından korunma konusunda herhangi bir teknik değer vermek, ancak belli bir tasarım standardı temel alınarak yapılabilir. Standartlar arası ortaklık ise ne yazık ki olanaklı değildir. Bu nedenle yazımızda geçen teknik değerler için de bir standart temel alınmış ve örnekler ülkemizde en yaygın olarak bilinen ve uygulanan Amerikan NFPA standartlarından seçilmiştir. Ancak bu durumu, NFPA'nın üstünlüğünün varsayılması ve bir referans olarak alınması için kamuoyu oluşturulması biçiminde algılanmamalıdır.

² Sistem ve uygulamaya bağlı olarak değişen değerler, belli bir tip uygulama (örneğin iki katlı bina, sıradan tehlike grup 1 sınıfı risk) temel alınarak kurgulanmıştır. Böylece sonuç değerlerin neler olabileceğine dair bir fikir verilmesi amaçlanmaktadır.

³ Yangın hizmeti pompalarının sınıflamasına ve çeşitlerine sadece yazının bütünlüğü kaygısıyla değinilmiş olup, bu konuda fazla ayrıntı verilmemiştir.

6. KAYNAKLAR

NFPA 20 Standard for the Installation of Centrifugal Fire Pumps, 1987.

Form 3012 VdS 3/82 Specifications and Testing Methods for Sprinkler Pumps, 1982.

FIRE SERVICE PUMPS LOCAL CONDITIONS AND SUGGESTIONS ON THEIR USE

The fire safety and fire protection awareness would be expected to develop with an increase in importance given to people and to the property. However in Turkey, the recent and current interest in fire protection is with the foreign influence and imitation of the modern and developed countries, with a serious neglect that the level which these countries have reached is the result of a technical and practical experience, maturing within time. This neglect of the process and the lack in grasping the underlying facts create problems in front of a healthy application and importation of the foreign technique, ending up with incomplete and biased applications causing waste of money. Proper use of fire pumps is one of the areas where we face with the above problem.

Although most of the elements of water fire extinguishing systems are known at least by the minimum level, one of the most important aspect of the water fire extinguishing systems, that is water supply in general and fire pumps in specific is still in obscure. Since Turkey has his own subjective conditions about fire hazard and fire safety, we can only develop our own limits and compromise by a detailed analysis of the fire water demand and its specific character in the light of our subjective conditions.

After a set of technical and economical evaluations, the writer comes with a proposal for an effective use of fire pumps. These suggestions are as follows :

1) For single point fire water demands like,

- * fire hose cabinet system for one cabinet or
- * outdoor hydrant systems for one hydrant or
- * single open sprinkler(nozzle) deluge system,

one single, standard, electrical motor driven single or multi-stage centrifugal pumps can be used, with the minimum conditions that,

- i) the water level should not be allowed to drop below the pump suction, to avoid the need of priming,
- ii) the pump should be supplied with a detailed designed, locally manufactured pump controller, with a weekly automatic test timer, trouble annunciator and automatic pressure controlled main-spare back-up change-over,
- iii) the pump set should be 100% redundant connected to the common header, in main-spare configuration, with an automatic, pressure-controlled change-over,

2) For two or four point fire water demands like,

- * fire hose cabinet system for two cabinet operation and/or,
- * outdoor hydrant systems for one-two hydrant operation or,
- * one or more single combined feed open sprinkler(nozzle) deluge systems,

two or more sequential operating standard, electrical motor driven single or multi-stage centrifugal pumps can be used, with the minimum conditions that,

- i) the water level should not be allowed to drop below the pump suction, to avoid the need of priming,
- ii) the pump should be supplied with a detailed designed, locally manufactured pump controller, with a weekly automatic test timer, trouble annunciator and automatic pressure controlled sequential starter and back-up change-over,
- iii) the pump set should be 25-50% redundant connected to the common header, with an automatic, pressure-controlled sequential controller including the redundant pumps.

3) For multi point fire water demands like,

- * sprinkler systems and/or,
- * combined sprinkler, hose and hydrant systems,
- * deluge systems with too many different demands,

fire pumps can be used, with the conditions that,

- i) the water level should not be allowed to drop below the pump suction, to avoid the need of priming,
- ii) the pump should be supplied with a detailed designed, local or foreign pump controller, with full specifications,
- iii) the pump should be with full specifications,
- iv) the pump set should be supplied from a secure and guaranteed electrical supply.

4) For fire pump uses serving Ordinary Hazard Group II and higher, the fire pump should be 100% redundant, connected to the common header, with an automatic, pressure-controlled back-up change-over,

5) The pumps bigger than 1000 gpm and pumps with a head greater than 10 bar can be supplied from foreign quality manufacturers with the conditions that,

- * the pump should be listed and conformable to NFPA 20 or to VdS ,
- * the pump should have full specifications with proven tests and certification from the testing and listing authority,

6) The action in diesel driven and vertical fire pump requirements should be decided case-by-case, by qualified designers and consultants, competent in fire protection systems and pump manufacturers, depending on the risk, performance, manufacturer, insurance conditions, etc.

7) The standard, single or multi stage pumps can be supplied from quality local manufacturers with the conditions that,

- * the pump should be supplied with an actual test performance curve,
- * the pump should have a tested quality electrical drive,

8) The 500-750-1000 gpm fire pumps with a maximum 10 bar head must be supplied from local manufacturers with the conditions that,

- * the pump should be supplied with an actual test performance curve,
- * the pump should have a tested quality electrical drive,
- * the pump should have full specifications with proven tests and certification.

Therefore at least three quality local manufacturers of horizontal, split case fire pumps should be promoted and supported to manufacture at least 25-40% cheaper than the cost (material+freight) of a foreign manufactured fire pump.

It is quite clear that all these suggestions and figures are open to discussion, further study and even real scale tests. to open a way to "a local fire pump consensus and practice" in order to stop the biased and foreign oriented application, is essential.

Last but not the least, with this study, besides offering a local practice reference on fire pumps, giving a methodological example on "how to adopt the foreign technology to local subjective conditions" to challenge with developed countries' technical, conceptual oriented economical penetration and domination, is intended as well.

PUMP CONTROL AND CHECK VALVES

By Theo van Tilborg
RMI Holland-Bergen op Zoom

ABSTRACT

Today there are many type of check valves controlling the water flow in the pipelines from the discharging pumps to the end users. The purpose of this presentation is to guide the engineers, purchasers, and users for the preliminary evaluation of what type of valve is the best suitable for their own requirement.

INTRODUCTION

The type selection of the check valve is the most important requirement for the implication of the system. Incorrect valve selection will cause problems due to operational differences between valves, their expected service lives and maintenance costs.

As a matter of fact, improper valve selection may cause unnecessary additional costs which can seriously effect the total cost of the project, both procurement and operation costs.

The decision of valve chamber or pumping station is more than just some valves and fittings. It requires careful consulting with specialists/manufacturers of the equipment needed.

VNR-GEN. "HOLLAND" non-return valves are manufactured in four major series .

- Swing disc type - TB, TBH, TR, TRH
- Tilting disc type - TDS, TDX
- Double door type - VDD
- Flap valves - VFL

All valves are flanged to BS 4504, and can be supplied in a variety of pressure ranges and sizes, as shown in the following table.

Type of Valve	Diameter range (mm)	Maximum Pressure in Ductile Cast Iron (BARS)	Maximum Pressure in Meehanite Cast Iron (Bars)
Swing Check (VSD)	40- 200	24 bar	16 bar
	250- 300	16 bar	10 bar
	350- 600	12 bar	8 bar
	700-1000	10 bar	6 bar
Tilting Disc (TDS)	200-1200	16 bar	10 bar
	1400-1600	10 bar	not available
Tilting Disc (TDX)	250-1200	10 bar	10 bar
	1400-1600	10 bar	not available
Double door type (VDD)	1200-1500	10 bar	6 bar
Flap valve (VFL)	40- 600		10 bar

We R M I Holland, offer you the operational best check valve system for your service.

By saying this we feel obliged to mention you the advantages of our design.

This will be done by comparing our system with the specified one.

a) Swing check.

b) Tilting disc, our R M I system.

Both systems with a disc/seat closed position under a circa 55° - 60° angle with the flow axis.

As you will understand we support this part of your specification.

You specify that your system operates with more pumps parallel running and a surge tower in the main discharge line.

The surge tower protects the discharge line, but the check valve behaviour is responsible for extra pressure fluctuations if the closing causes an extreme $\frac{\Delta v}{\Delta t}$ value in the back flow.

The ideal situation is to calculate with the principle of having a check valve closed at Q positive is zero.

In practice however, in the long run little things might cause problems, specially with check valves having the shaft bearings in the medium. To prevent this, the R M I tilting disc check valve is designed having the bearings outside the medium and separated from the medium by O-ring seals.

Nevertheless, it is always better to controll, as far as possible, the possibly occuring back flow, which is done better by a tilting disc check valve than by a swing check valve.

The pressure fluctuation (Δp) which can occur by backflow is related to the fluctuations in volume related to time: $\Delta C = \frac{\Delta v}{\Delta t}$

We, R M I Holland, manufacture our tilting disc check valves already for over 20 years, bearing in mind a small ΔC value, just before closing.

This means a small ΔV just before closing.
This is achieved by the "cone" design of the disc-seating.

Closing time.

The principle of operation of swing check valves is based on the heavy weight of the door.

However, the disadvantage of this system is the massmoment of the inertia, giving a delay in the time when the door has to follow the reducing flow.

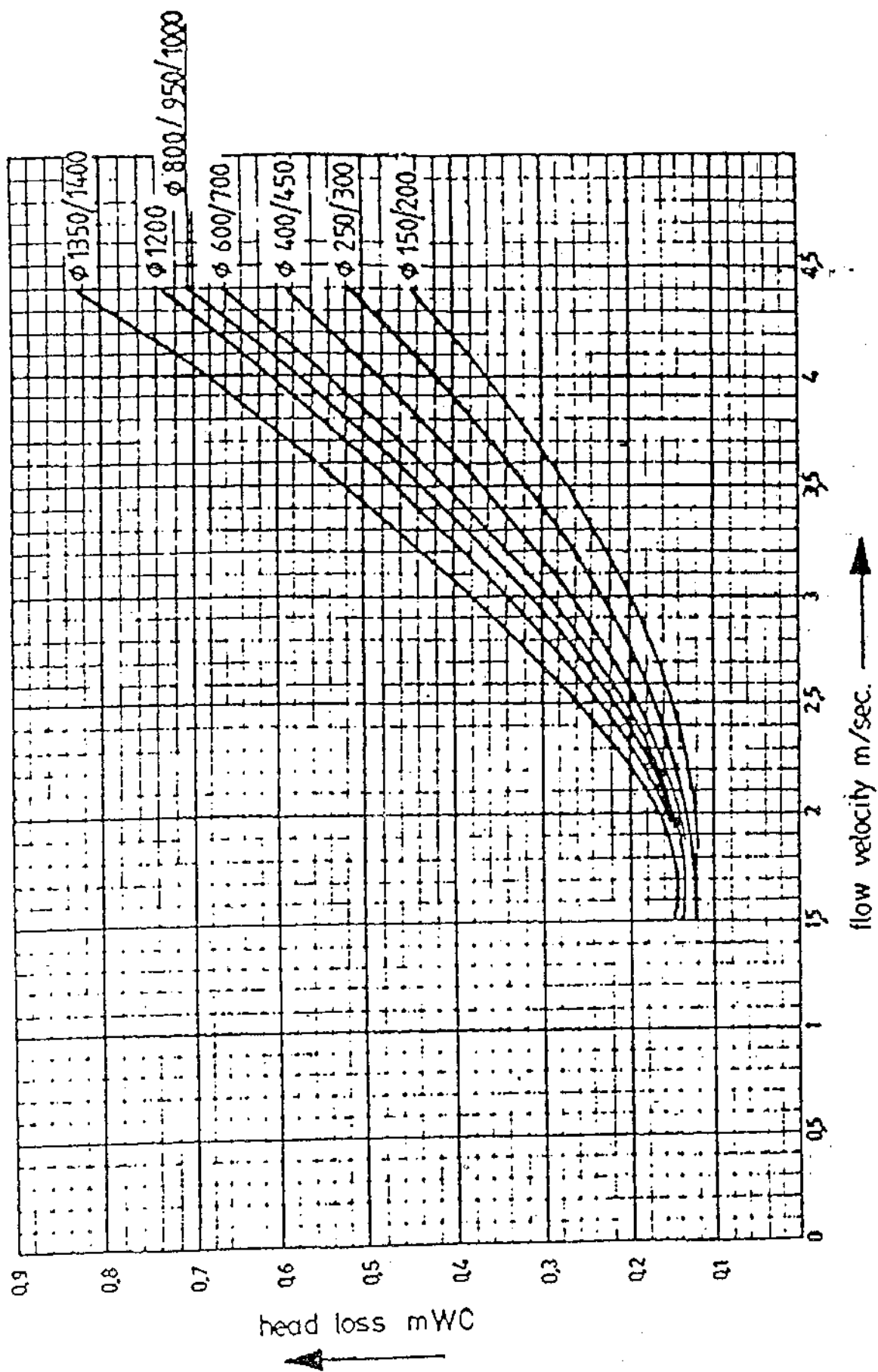
For larger diameters this disadvantage can be reduced to a certain extent by applying multi-door systems, this reducing the massmoment of inertia of each individual door, but still leaving the principle disadvantage.

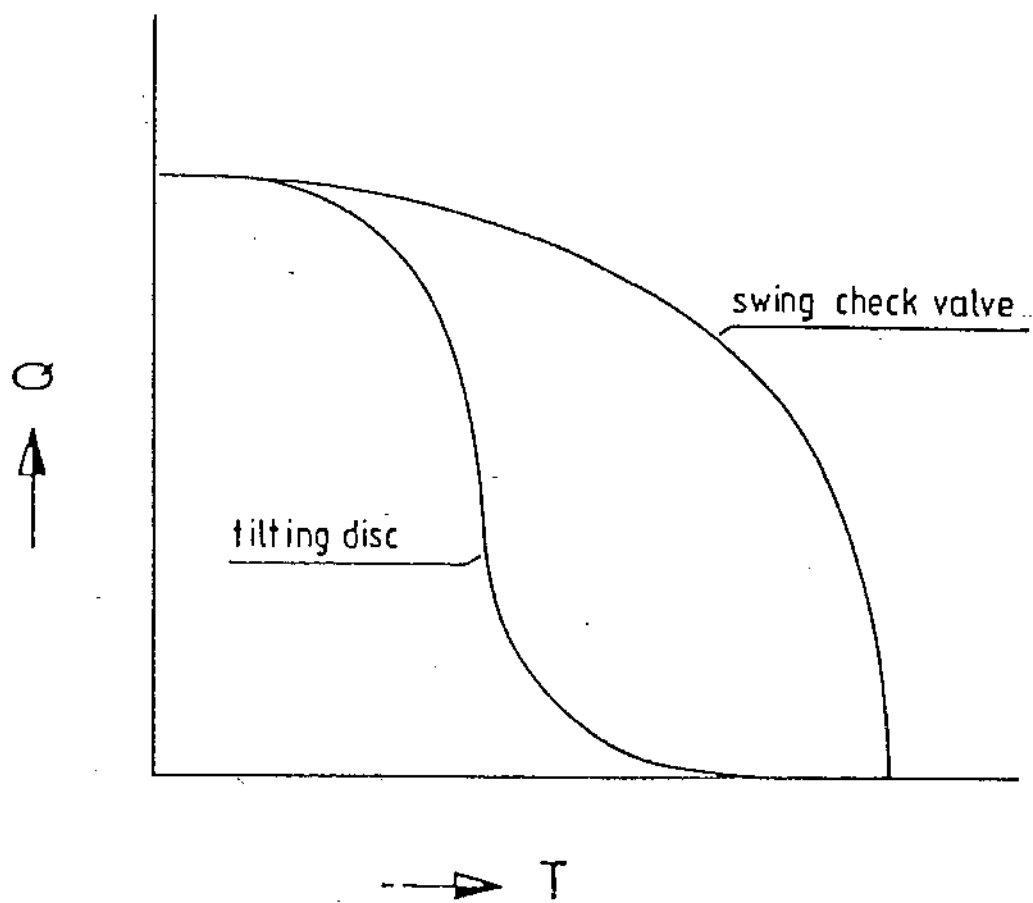
The operation of a tilting disc check valve, because of the position of the shaft nearer to the centre of gravity, is based on the pendulum effect, allowing the door to follow the flow much faster, resulting in a shorter closing time.

In case back-flow might occur, and in that case the risk of slamming arises, this risk is much less with a tilting disc, having a "risc-area" of F_2-F_1 , than with a swing type check valve, where the back-flow is pushing the full area against the seat ($F+F$).

Advantages R M I tilting disc check valves.

- 1) The position of the main shaft gives a much faster swinging, so a shorter closing time, over the total open-close travel.
- 2) At about 5° angle the disc cone reaches the seat cone, which gives a throttle effect on the back flow ($< \Delta V$).
- 3) Many years of operation will not influence the friction between mainshaft and bearing because the bearings are outside the medium and seperately sealed with O-rings against the medium.
- 4) Less risk of back-flow, and in case of back-flow, less risk of slamming.
- 5) The head loss of the tilting disc check valve is less than of any swing check valve.





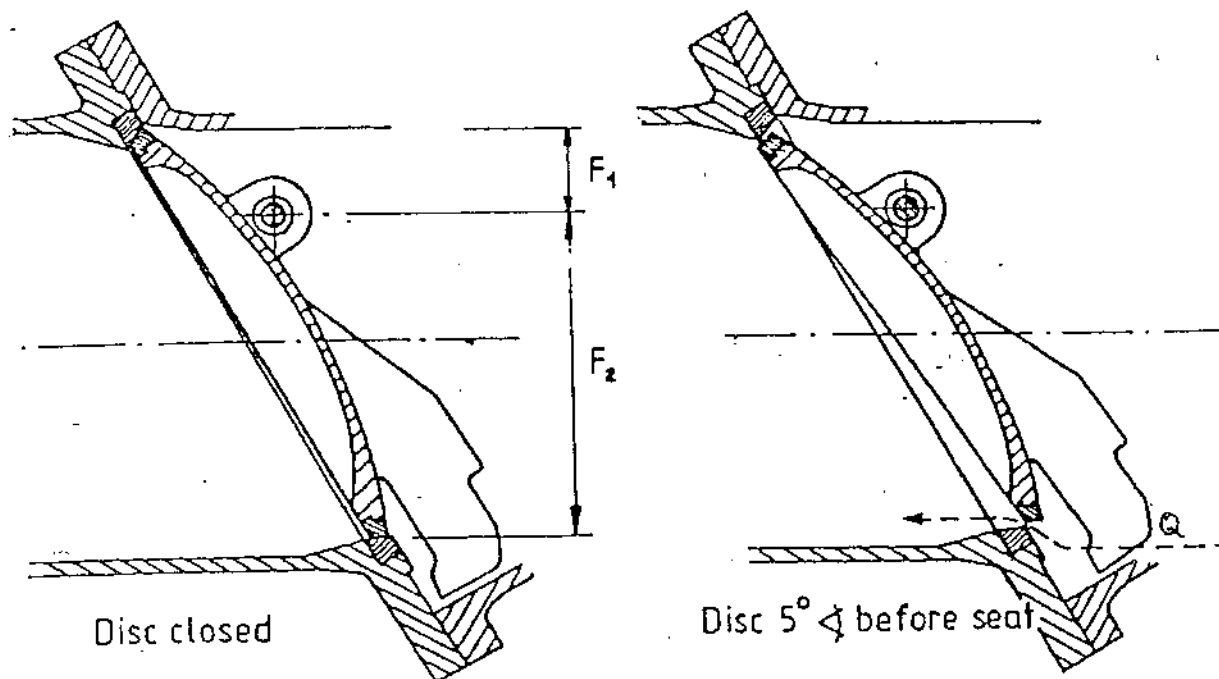
TDS-GEN. HOLLAND TILTING DISC non return valves are manufactured in both short and long laying lengths. The TDS type has flange-face-to-face dimensions equivalent to HOLLAND GATE VALVES, TYPE LAW, AND HOLLAND DUBEX butterfly valves, all which meet the ISO recommendations of $L = 0,5 \text{ (NOMINAL DIAMETER)} + 150 \text{ mm}$, where L = the flange face-to-face dimension, TYPE TDS valves feature external counterweights.

The IDX TYPE has longer laying lengths, and disc seating is at an acute angle to the axis of the pipe.

The counterweight is integral with the disc and the normal model is equipped with a dashpot which guarantees non-slam characteristics even under the most severe conditions of sudden reversal of water flow.

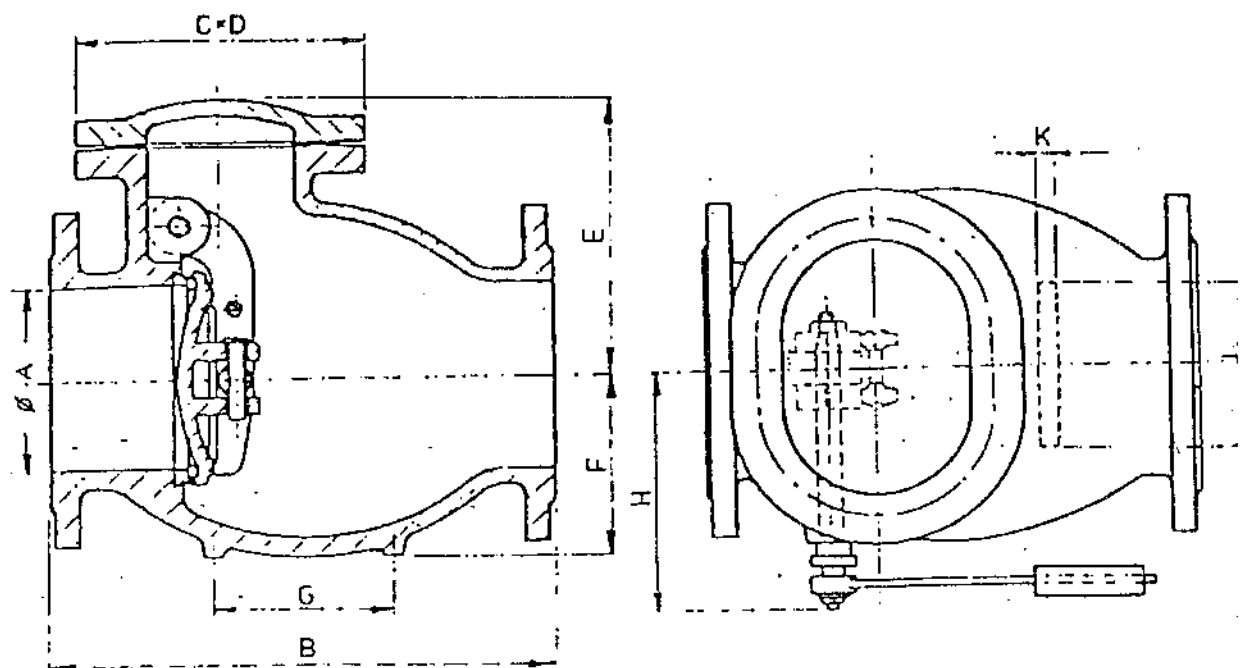
TDS-1.0 DESIGN

- 1.1 Size Range 200 to 1600 mm TDS
250 to 1600 mm IDX
- 1.2 Double Flanged to BS 4504 to PN 10, PN 16, PN 25
- 1.3 Flange Drillings to:
ISO 2531, BS 4504, BS 10 Table "E", OR TO CUSTOMER SPECIFICATIONS
- 1.4 Working Pressure
200 to 1200 PN 10 IN MEEHANITE CAST IRON
PN 16 IN MEEHANITE DUCTILE CAST IRON
1400 to 1600 PN 10 IN MEEHANITE DUCTILE CAST IRON
- 1.5 Disc Operation:
-(STANDARD)- EXTERNAL COUNTERWEIGHT FOR TDS TYPE
-(OPTIONAL)- SPRING FOR DISC RETURN FOR TDS, IDX
-(STANDARD)- INTEGRAL DISC COUNTERWEIGHT FOR IDX TYPE
-(STANDARD)- DASHPOT FOR CONTROLLED CLOSING - TYPE IDX
- 1.6 Disc Access:
- TYPE IDX HAS BODY ACCESS PLATE.



VSD-GEN. "HOLLAND" Swing Disc non-return valves are manufactured in both rubber and metal seated models. Swing disc non return valves provide the most hydraulically efficient installation. When the pipeline is flowing, the disc and support arm is completely clear of the full diameter of the pipeline. Headloss through the valve is at a minimum. A feature of the "HOLLAND" swing disc line is that the disc is suspended by two hinge pins, thus insuring that the disc may seat without mis-alignment and with 100 % contact on the body seat. The full size access plate allows 100 % dismantling of the disc without removal of the valve body from the pipeline. Counterweighted and non-counterweighted models are available. The valves are suitable for waterworks and sewerage service.

- VSD-1.0 DESIGN
- 1.1 Size Range - 40 to 1000 mm
 - 1.2 Double Flanged to BS 4504 to PN 10, 16, 25
 - 1.3 Flange Drillings to
 - ISO 2531, BS 4504, PN 10, 16, 25
 - BS 10 Table "E"
 - AWWA



SDD-GEN. "HOLLAND" Double Door Swing Disc non return valves are manufactured for large diameter low pressure uses. Swing disc non return valves provide for hydraulically efficient installation. Headloss through the valve is at a minimum.

A feature of the "HOLLAND" double door swing disc line is that each disc is suspended by two hinge pins, thus insuring that the disc may seat without mis-alignment and with 100 % contact on the body seat. The full size access plate allows 100 % dismantling of the disc without removal of the valve body from the pipeline.

The valves are suitable for waterworks and sewerage service.

SDD-1.0 DESIGN

1.1 Size Range - 1200 to 1500 mm

1.2 Double Flanged to BS 4504 to PN 10.

1.3 Flange Drillings to

- ISO 2531, BS 4504, PN 10, 16, 25

- BS 10 Table "E"

- AWWA

- Customers specifications

1.4 WORKING PRESSURES

1200 to 1500 mm 6 bar in MEEHANITE cast iron

10 bar in MEEHANITE ductile cast iron

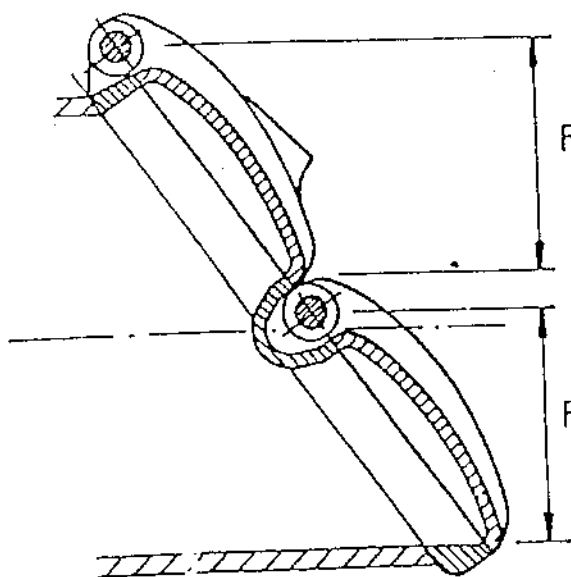
1.5 DISC OPERATION

EXTERNAL COUNTERWEIGHT - SEPARATE COUNTERWEIGHTS FOR EACH DOOR.

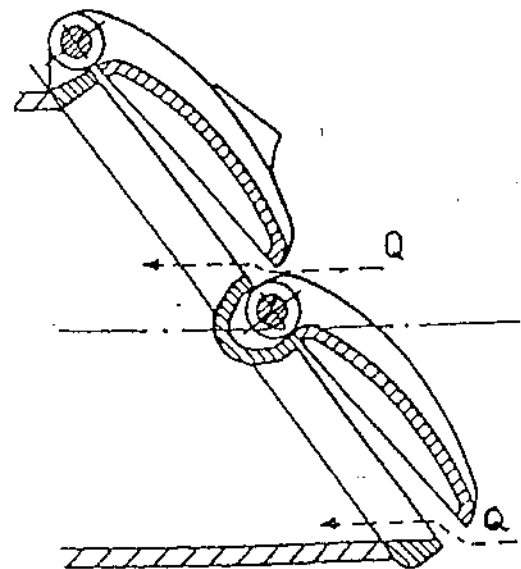
1.6 DISC SEATS - METAL

1.7 DISC ACCESS

ALL VALVE BODIES HAVE FULL SIZE ACCESS PLATE ALLOWING REMOVAL OF ALL INTERNAL COMPONENTS FOR SERVICE OR REPLACEMENT. REMOVAL OF DISC AND LEVER ALLOWS UNOBSTRUCTED PASSAGE OF PIPELINE CLEANING PIGS.



Disc closed

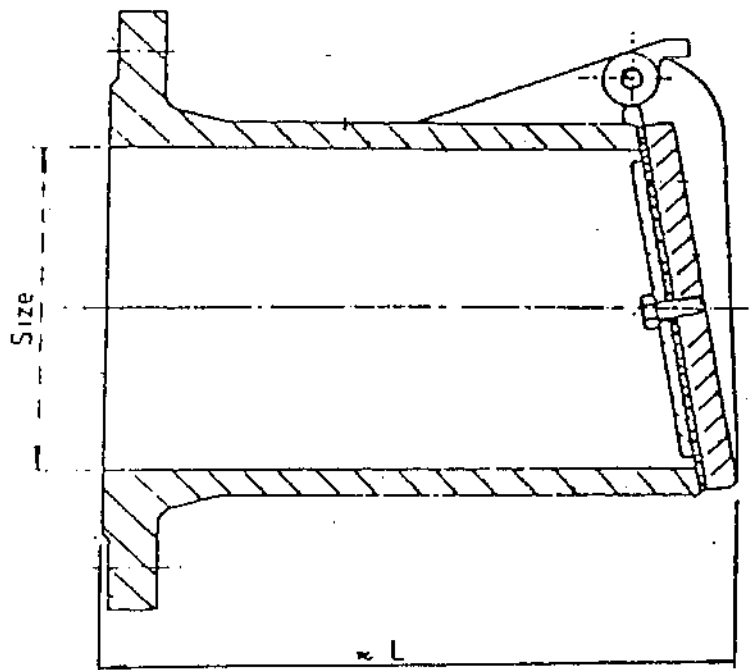


Disc 5° before seat

-The flapvalve body is of Meehanite cast iron with end flange faced and drilled for wall thimble or pipe flange mounting. Body is framed with metal seats.

-The flap of the flapvalve is of Meehanite cast iron with metal or rubber seats whatever is required. Flaps are designed to withstand operating conditions.

The metal seating faces are embedded onto machined body and flap surfaces and secured with long taper countersunk phosphor bronze screwed pins. This design ensure that the seating faces will remain in place free from distortion and loosening, during the life of flap valve.



Mechanical seals and sliding materials for water applications

Dr. J. Nosowicz, P. Haselbacher

F. Burgmann Dichtungswerke GmbH, Wolfratshausen, Germany

Conclusion

This report will present the range of applications of mechanical seals in "water applications". The medium water and the materials used as sliding materials will be described in detail. "Hot-water applications" have been taken as an example to discuss the experience made both in the test field and in practice, comparing several material combinations.

Introduction and survey

The load of the sliding materials of mechanical seals in water applications is often underestimated because there are the medium properties on the one hand, such as low viscosity, poor lubricating properties, cavitation tendency, etc., and on the other hand the wide range of possible applications. In addition the medium properties are strongly influenced by the purity and the additives contained as well as by the temperature development in the area of the sealing gap combined with the mechanical load [1]. The range of water applications covered presently is shown in figure 1. The application-related range of possible versions is exemplarily shown in figures 2...5.

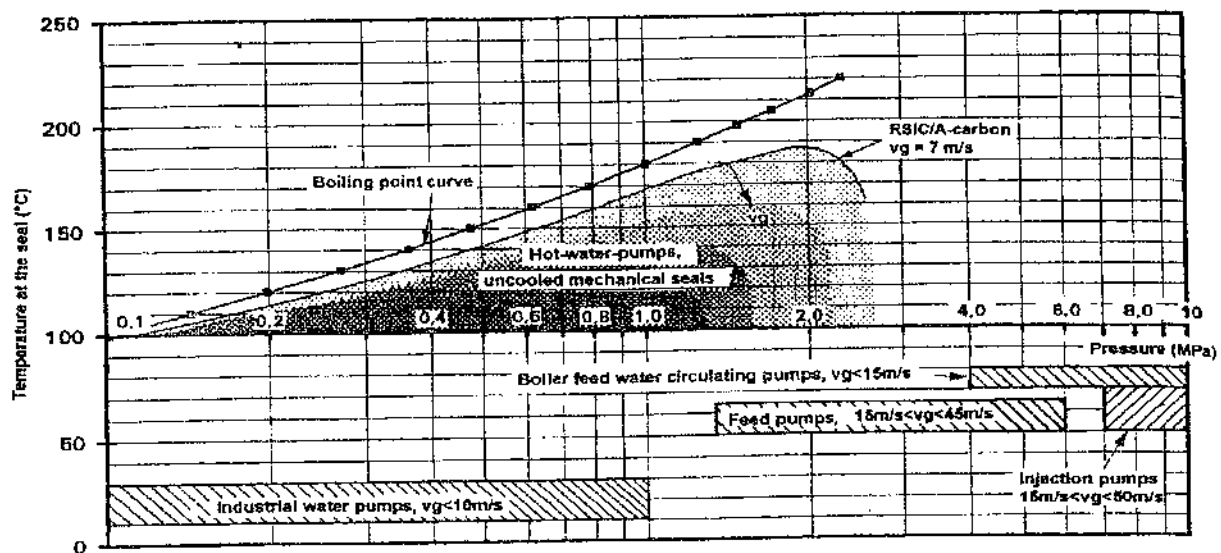
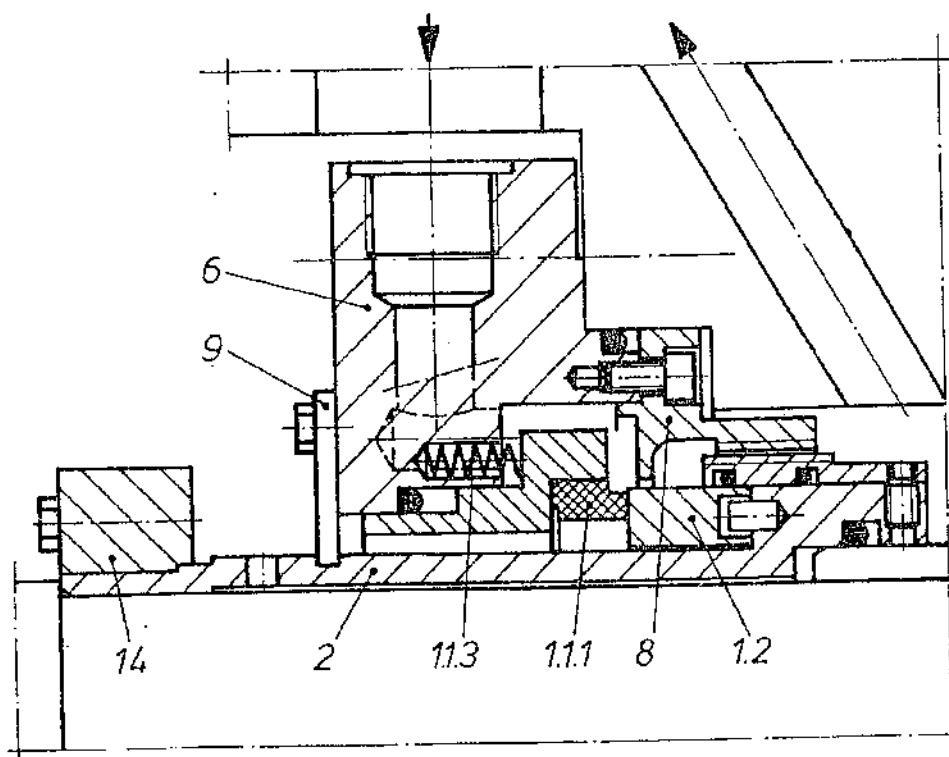
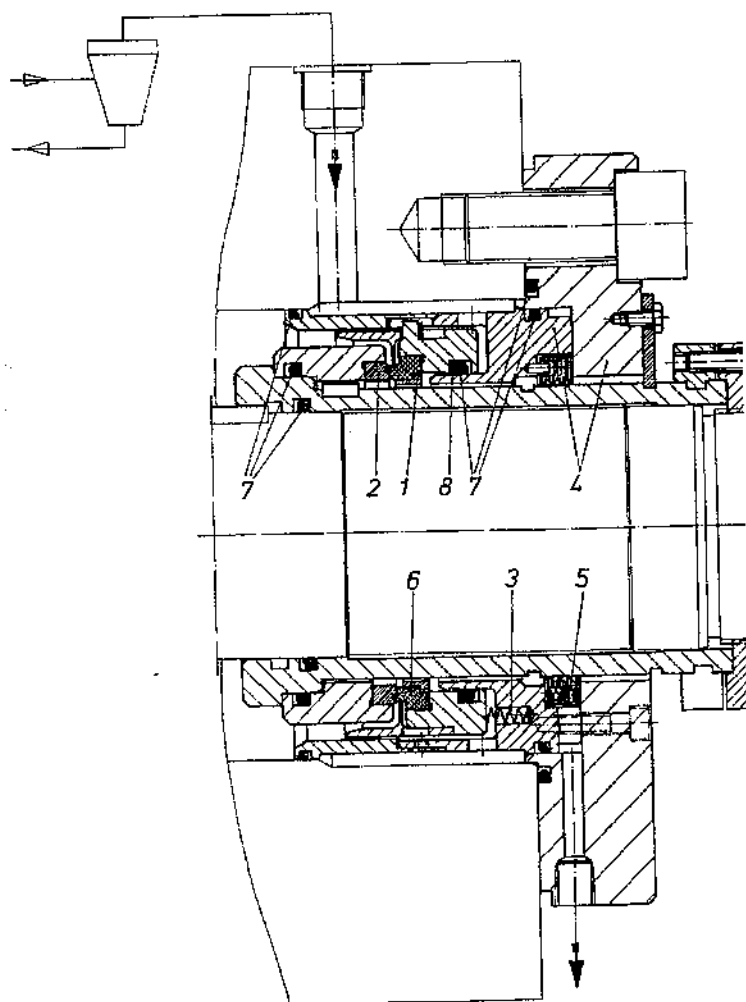


Figure 1 Range of "water applications"



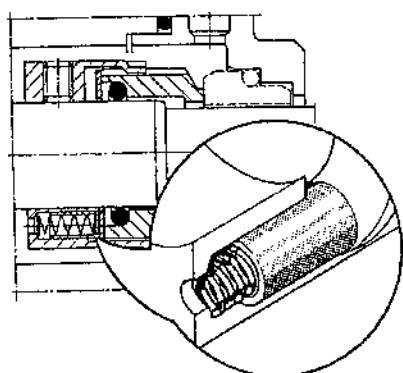
Shaft diameter	40...200mm	Product pressure	5 MPa
Product temperature	300°C	Temperature at the seal	60°C
Max. sliding speed	75 m/s		

Figure 2 Boiler feed pump with integrated pumping screw



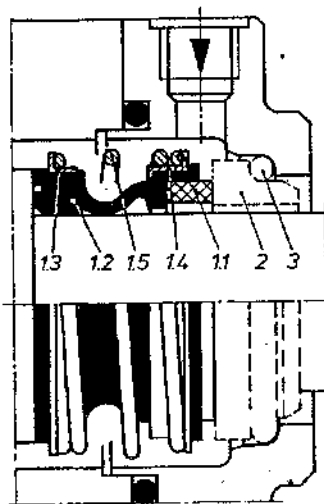
Shaft diameter	130 mm
Product pressure	10 MPa
Product temperature	55...65 °C
Max. sliding speed	50 m/s

Figure 3 Mechanical seal for water injection pumps



Shaft diameter	14...200 mm
Product pressure	<2,5 MPa
Product temperature	<220 °C
Max. sliding speed	<20 m/s

Figure 4 Series for water pumps



Shaft diameter	10...100 mm
Product pressure	<1,2 MPa
Product temperature	<120 °C
Max. sliding speed	<10 m/s

Figure 5 Rubber bellows seal for water pumps

Water

Natural waters contain undissolved and dissolved inorganic and organic solids and gases. Many of the dissolved and undissolved substances come into the water via the natural water circulation [1]. Dissolved solids occur mostly in the form of inorganic salts (compounds of calcium and magnesium) and organic substances. Some calcium and magnesium salts can be decomposed under the influence of heat and form deposits, resulting in corrosion. The deposits are called "boiler scale". If the substances deposit in the sealing gap of a mechanical seal with the sliding material combination hard/soft increased wear and leakage have to be expected. Deposits in the area of the dynamically loaded o-ring hinder the moveability of the seal face, also resulting in an increased leakage.

Gases such as oxygen, nitrogen and carbon dioxide are often dissolved. The quantity of dissolved gases depends on the temperature and pressure applied. The gases liberated at certain pressure/temperature conditions can lead to partial dry-run and increased leakage.

To avoid problems in water systems the circulating water is suitably conditioned. Deposits on and corrosion of heating surfaces as well as in pipes and heaters can be avoided during operation by conditioning heating waters. The conditioning will produce a covering homogenous protective coating on metal surfaces. The conditioning demands depend on the chemical composition of the water.

The water additives are divided in vapour-volatile and non vapour-volatile additives. The max. permitted dosage of non vapour-volatile conditioning additives must not be exceeded. If the dosage is exceeded the additives dissolved in the water will crystallize, hinder the axial moveability of the seal face and cause seal damages due to abrasion. This applies particularly to mechanical seals used in hot-water applications with temperatures exceeding 100°C.

When using vapour-volatile water additives they can degasify in the area of the sealing gap, resulting in dry-run of the mechanical seal. If there is no thermal degassing the chemical degassing is carried out by adding oxygen binders, e.g. sodium (Na_2SO_3) or hydrazin (N_2H_4). Oxygen binders, which increase the salt content in the water, e.g. Na_2SO_3 , in combination with anticorrosives, e.g. Na_3PO_4 , affect the function of the mechanical seal.

Sliding materials

Depending on the application the sliding material combinations of mechanical seals are either hard/soft or hard/hard combinations [2]. The following material combinations have proved to be successful in water applications:

Tungsten carbide with NiCrMo-binders	/ carbon graphite impregnated with synthetic resin or antimony
Directly sintered silicon carbide	/ carbon graphite impregnated with synthetic resin or antimony
Reaction bonded silicon carbide	/ carbon graphite impregnated with synthetic resin or antimony
Directly sintered silicon carbide	/ directly sintered silicon carbide
Reaction bonded silicon carbide	/ reaction bonded silicon carbide
Silicon impregnated electrographite	/ silicon impregnated electrographite

Carbon graphite

In the hard/soft material combination carbon graphite is used as abrasive material. The good sliding behaviour regarding mixed friction and the emergency running properties are primarily influenced by the type, composition and grain size of the basic material, a mixture of amorphous carbon and crystalline graphite and the chosen binder, and in addition by the impregnation. Table 1 shows the physical data of these sliding materials.

Material		Carbon graphite impregnated with	
Parameter		phenolic resin	antimony
Density	(g/cm ³)	1.8...1.85	2.0...2.4
Compressive strength	(N/mm ²)	210...260	280...400
Young's modulus	*10 ⁴ (N/mm ²)	2.0...2.6	2.5...4.0
Hardness	(Skler)	84...95	80...95
Thermal elongation coefficient	*10 ⁻⁶ (1/K)	4.0...5.1	4...5.2
Thermal conduction coefficient	(W/mK)	9...18	9...22
Temp. resistant in oxid. environment	(°C)	200...350	350

Table 1 Physical data of carbon graphite sliding materials

The strength of the antimony impregnated qualities is slightly higher than that of the those impregnated with phenolic resin. The range of applications is limited by the selective corrosion of the antimony.

Tungsten carbide

The tungsten carbides used as sliding materials differ mainly in their alloys, particularly in the binders, and their percentages. An increasing binder content will result in a decreased corrosion resistance and an improved toughness. The type of binder influences the corrosion resistance. In addition to qualities containing binders there have been nearly binderless tungsten carbide on the market for approx. two years.

They are more brittle but on the other hand more corrosion-resistant than the other tungsten carbides. The physical data of these materials are listed in table 2.

Parameter	Material	Tungsten carbide with			
		Co-binder 88...94% WC 6...12% Co	Ni-binder 91...94% WC 6...9% Ni	NiCr(Mo)-bind. 89...91% WC 9...11% NiCr	Binderless 95%WC, 3%TiC, 2%TaC
Density	(g/cm ³)	14.3...14.9	14.8...14.9	14.3...14.6	14.5...14.7
Compressive strength	(N/mm ²)	3200...6200	4000...5500	4500...5600	3600...4100
Young's modulus	*10 ⁴ (N/mm ²)	55...63	60...63	57...59	59...64
Hardness	(HV)	1230...1640	1390...1500	1375...1700	1700...2000
Thermal elongation coefficient	*10 ⁻⁶ (1/K)	4.6...7.0	4.8...5.6	5.0...5.6	4.7...4.8
Thermal conduction coefficient	(W/mK)	80...115	44...80	35...120	70...100
Permitted pH-range	(20°C)	>7	>6	>5	

Table 2 Physical data of the tungsten carbides

Silicon carbide

The group of silicon carbide sliding materials has increased the service life of mechanical seals considerably. This is mainly due to the higher hardness, resulting in a better resistance to wear, the improved corrosion resistance and the similar and even slightly better thermal conduction coefficients and thermal elongation coefficients of the silicon carbides as compared to tungsten carbides. However, in the group of silicon carbides there is a considerable difference between the solid, homogenous materials and the composite materials (see table 3).

The solid materials described, in particular the directly sintered silicon carbides, are brittle. This property has to be taken into account when shaping the part and designing the torque transmission. The weak point of the reaction-bonded silicon carbides is the silicon phase, which is selectively attacked in alkaline operation (see figure 6). Tribologically however the bimodal structure of these materials has proved to be successful. The tribological behaviour of both material types is improved by embedded carbon, particularly in case of two-phase lubrication.

Parameter		Material	Solid material				Composite silicon impregnated electrograph. 57...67% SiC 28...38% C 0...5% Si
			Directly sintered silicon carbide		Reaction-bonded silicon carbide		
			>99% SiC <1% C	% SiC 2...5% C	86...92% SiC 8...14% Si	60...80% SiC 5...10% Si 15...30% C	
Density	(g/cm³)		3.05...3.16	2.95...3.02	3.05...3.11	2.80...2.95	2.6...2.85
Compressive strength	(N/mm²)		2000...3800	-	1500...2750	>600	>600
Young's modulus	*10⁴ (N/mm²)		39...42	33...36	36...39	15...32	11...16
Hardness	(Knoop)		2500...2800	-	2400...2500		-
Thermal elongation coeff.	*10⁻⁶ (1/K)		3.5...4.0	3.5...4.0	3.2...4.5	2.8...4.5	3.0
Thermal conduct. coeff.	(W/mK)		90...120	90...120	110...145	80...100	125
Permitted pH-range	(20°C)		-	-	<11	<11	-

Table 3 Physical data of silicon carbides

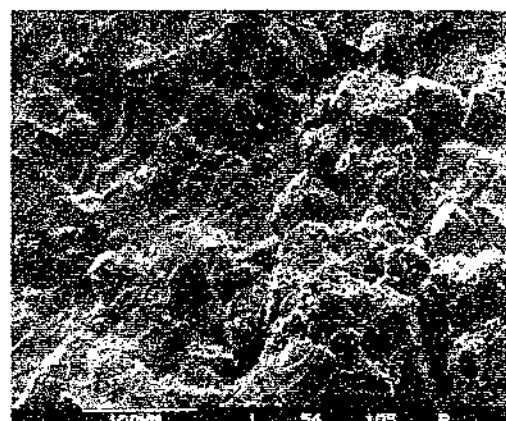
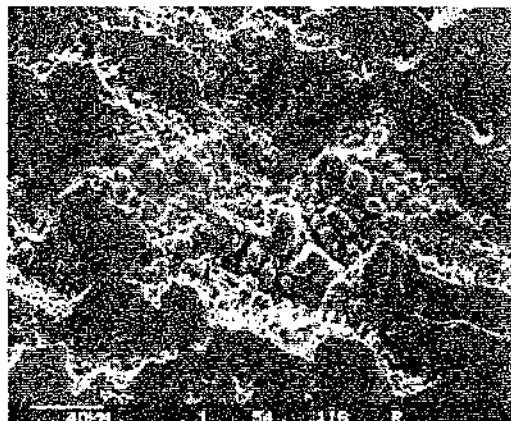


Figure 6 Selective corrosion with reaction-bonded silicon carbide

Hot-water application

Taking the hot-water application as an example the experience made with the tribo-system

seal face - hot water - seat

will be presented in detail. This has been based on application-oriented tests at the Technical University (TU) Braunschweig, Germany, [3], at customers and in the test field of the Burgmann company.

The following operating parameters mainly influence the operating behaviour and the service life of a hot-water seal:

- pressure at the seal
- temperature at the seal
- sliding speed
- water composition

When applying single hot-water seals the pressure decrease in the sealing gap and the temperature rise due to friction result in an evaporation of the medium at the atmosphere side. Due to this pressure decrease at the given temperature the corresponding vapour pressure cannot be kept, the medium evaporates. The operating behaviour of the seal is influenced by the position of this evaporation zone in relation to the sealing width. With a new seal this point is positioned close to the atmosphere side diameter. The partial dry-run implied leads to a locally increased wear, the evaporation zone moves into the sealing gap (see figure 7). To ensure a trouble-free operation of the seal the product temperature has to be below the boiling point temperature. This necessary temperature difference (ΔT) is influenced by pressure, temperature, sliding speed, seal type and material combination. Figure 8 shows the defined permitted operating range of a hydraulically balanced, uncooled mechanical seal. An operating point beyond the permitted range will lead to blistering, roughening and heavy wear of the sliding materials, resulting in an early failure of the mechanical seal.

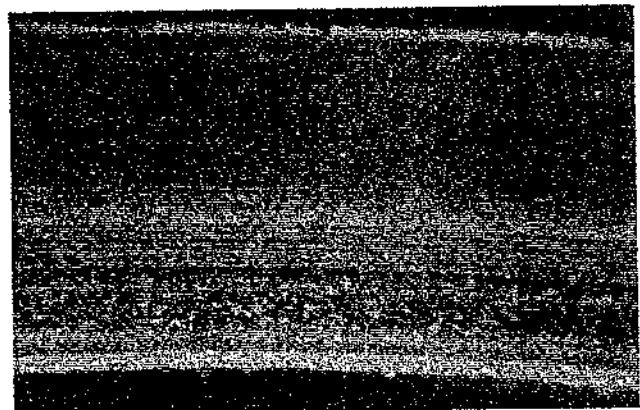
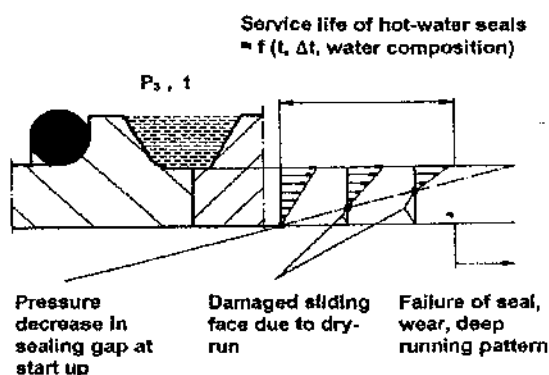


Figure 7 Pressure decrease in the sealing gap and resulting appearance of the sliding faces

Reaction-bonded silicon carbide

$t=160^{\circ}\text{C}$, $p=1.8\text{ MPa}$, $v_d=18.4\text{ m/s}$

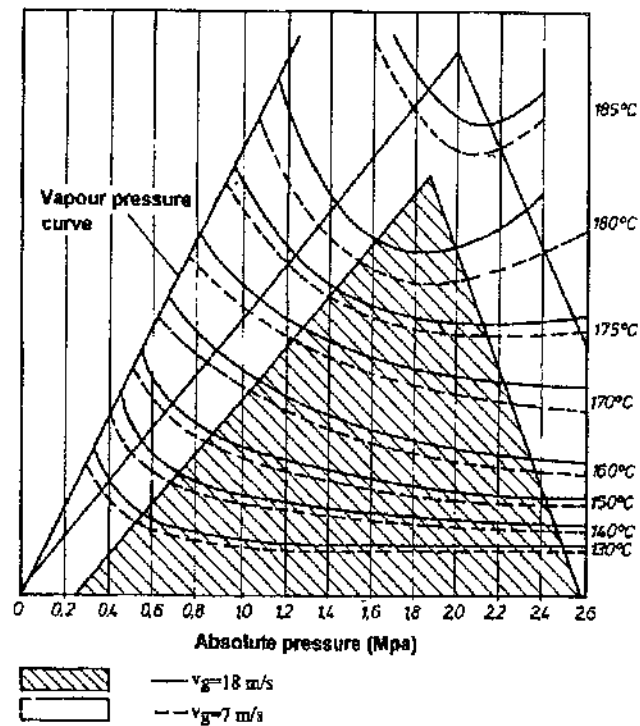


Figure 8 Permitted operating range for hydraulically balanced, uncooled hot-water seal

Medium: Deionized water
 Material combination: Directly sintered silicon carbide/antimony-impregnated carbon graphite

In the long-term tests of mechanical seals in hot-water-applications carried out at the TU Braunschweig [3], in the test field of the Burgmann company and at the customers, the operating behavior of both the material combination silicon carbide vs. synthetic-resin (antimony) impregnated carbon graphite and the combination tungsten carbide vs. synthetic-resin (antimony) impregnated carbon graphite was examined.

In some cases silicon oxide was found in tiny carities, which can only be produced at local temperatures of approx. 900 °C. The tungsten carbide faces and seats showed deposits on the sliding faces leading to a gradual increase of leakage (figure 9). A shattering of the material could not be found.

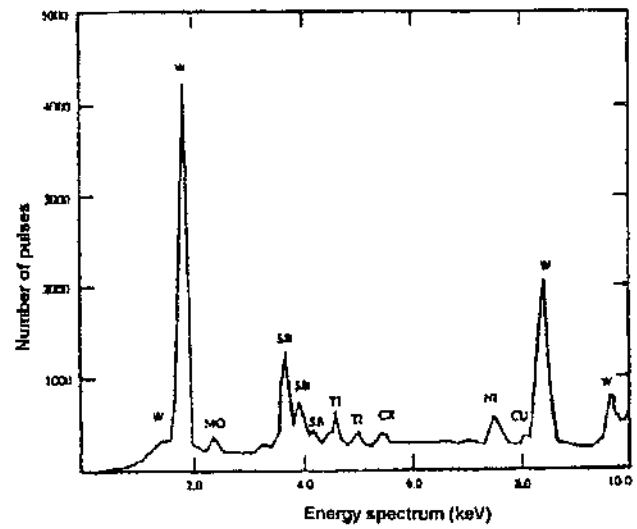


Figure 9 Spectral analysis of the deposits on the tungsten carbide sliding face

Conclusion

For "water applications" the special characteristics of the medium water have to be taken into consideration when selecting the sliding materials and the sliding material combination. In hot-water applications without abrasive particles the following material combinations proved to be efficient:

- Silicon carbide vs. carbon graphite
- Tungsten carbide vs. carbon graphite

In applications with abrasive and/or crystallizing media the material combination SiC vs. SiC can be used up to a sliding speed of max. 100°C.

In order to avoid partial dry-run and the resulting increased wear care has to be taken to keep a certain distance from the vapour pressure curve (see figure 8). This is defined by the product temperature, the pressure at the seal, the sliding speed and the material combination as well as by the design. The recommendations of the seal suppliers should be followed.

Literature

- [1] J. Nosowicz, W. Schöpplein;
Mechanical seals in hot-water applications
Special print 44, F. Burgmann Dichtungswerke, Wolfratshausen
- [2] W. Schöpplein, D. Zeus;
Sliding materials - The state of Art and Development Trends.
Special print 37, F. Burgmann Dichtungswerke, Wolfratshausen
- [3] H. J. Franke, R. Lachmayer, J. Nosowicz;
Longterm-tests of mechanical seals for hot water application
14th International Conference on Fluid Sealing, Firenze, Italy 1994

ABS SCANPUMP MODÜLER SİSTEMİ

Selim Bayer
ABS Pompaları TÜRKİYE

ABSTRAKT

ABS pompalarında uzun süreden beri modüler sistem ile pompa dizaynı gerçekleştirilmektedir. Modüler sistemde pompalar yatak sisteminin boyutuna göre dizayn edilirler. Bu sistem sayesinde pompa maliyetleri, yedek parça ve servis için yapılan harcamalar farkedilebilir bir şekilde azalmıştır. Aynı zamanda bu sistemde dizayn edilmiş pomparın diğer pompalara göre verimleri daha yüksek, rulman ömürleri çok daha uzundur. Sistemde sadece beş farklı rulman sistemi boyutu ile yetmiş dört ayrı pompa imal edilir.

1. GİRİŞ

ABS Pumps International AB..CARDO gurubun bünyesinde bulunan ,Avrupa'nın en büyük pompa üreticilerinden biridir. CARDO gurubun diğer faaliyet alanları endüstriyel kapı sistemleri ve yüksek hızlı tren fren sistemlerinin üretilmesidir. Merkezi İsveç'te olup, Almanya, İrlanda ve İsveç'te üretim yapmaktadır. ABS Pompaların kullandığı başlıca sektörler su, atık su, kağıt, proses, inşaat sektörleridir.-ABS Pompa ürünlerinin başlıcaları: proses pompaları, dalgıç, santrifuj pompalar, mikserler, ve bina tesisat pompalarıdır . Jumbo serisinin Türkiye tek distribütörü SİF OTOMOTİV A.Ş.' dir. Bu makalede birinci bölümde Modüler sistem ikinci bölümde de modüler sistemde önemli bir yer tutan Salmastra kasedi , üçüncü bölümde de müahat pompa tipi olan Jumbo serisi anlatılacaktır.

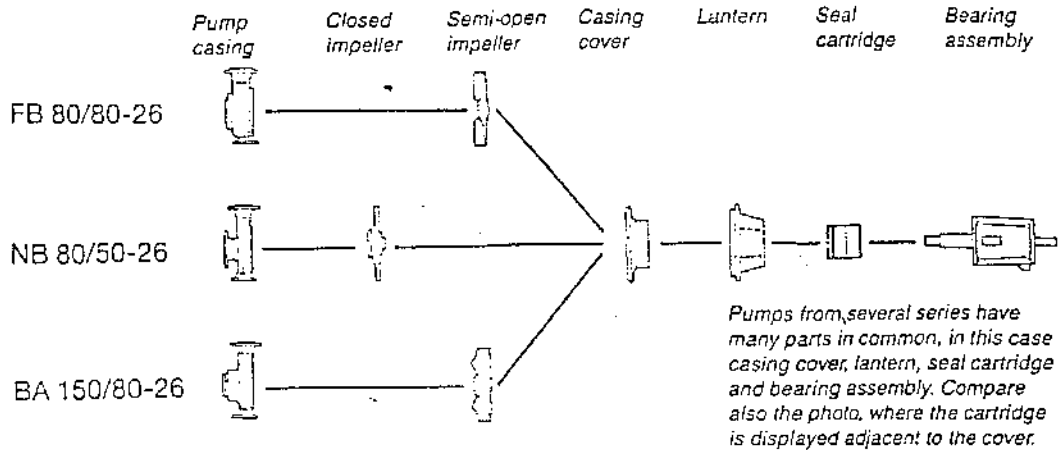
2. MODÜLER SİSTEM

1968 yılından bu yana ABS yatay pompaları ,rulman sistemi temeliyle üretilen, modüler sistem içinde dizayn edilmektedir. Bu rulman sistemi, şaft, salmastra yatağı, rulman hanesi ve dirsek çıkışını kapsar. Şaft salmastrasının, salmastra hanesinin , şaft kolu içeren salmastra kasetinin ve fanı sabitleyen parçalarının ,boyutları yatak sistemi boyutu tarafından belirlenir.

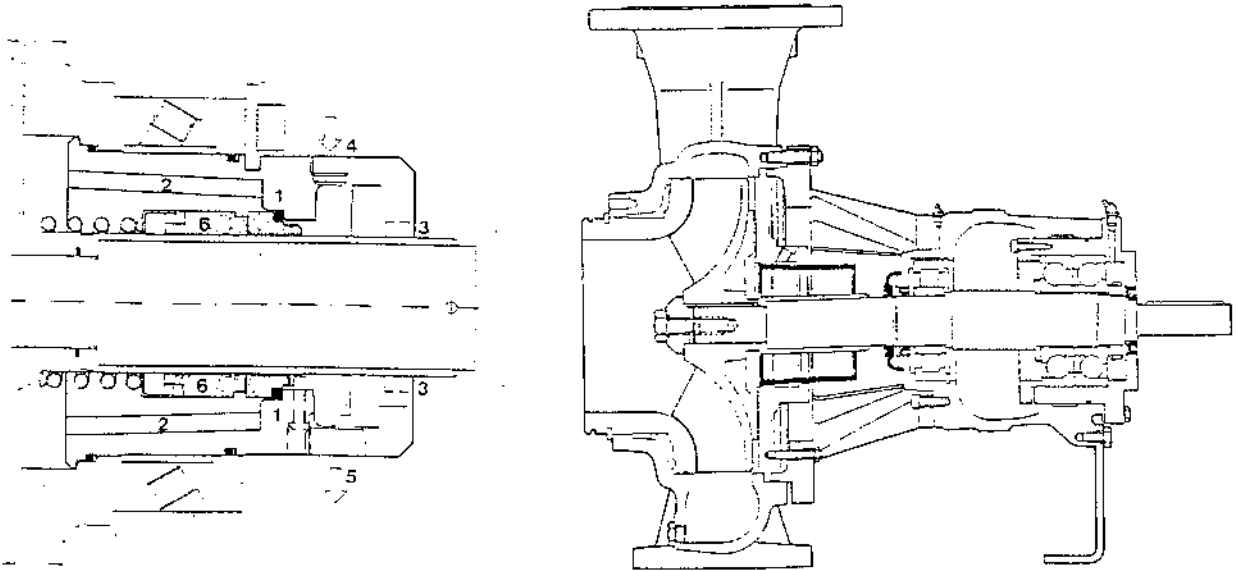
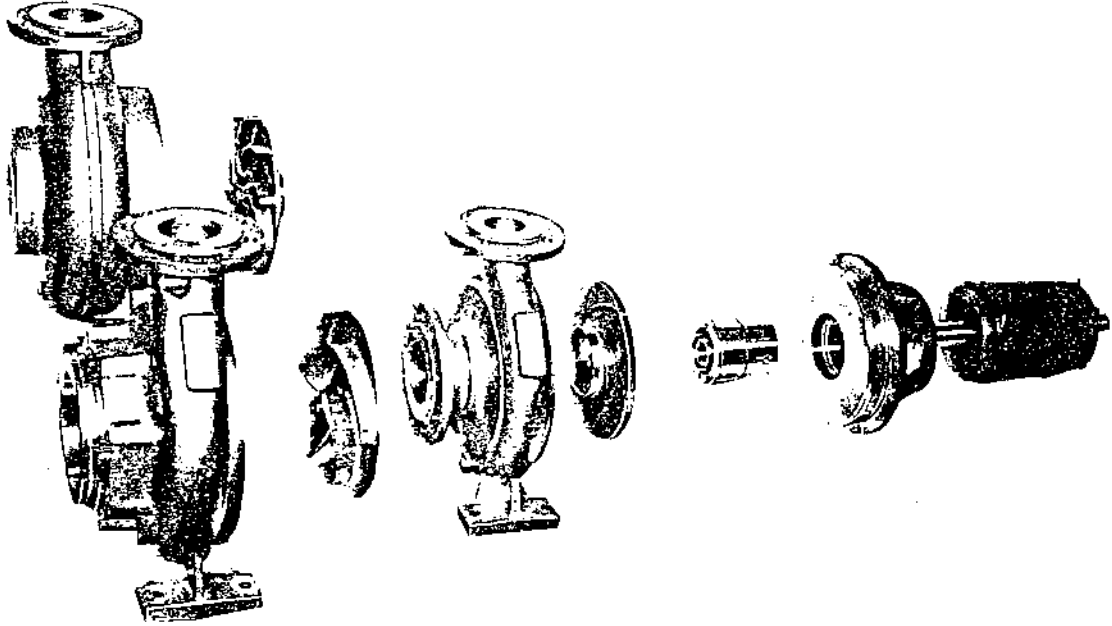
Modüler sistemde sadece beş farklı yatak sistemi boyutu bulunur. Dolayısıyla, yatak sistemi ve salmastra kaseti parçaları (takriben elli parça) beş ayrı boyuttadır. Bu sistem içerisindeki yetmiş dört pompa bulunur ve bu pompaların saatlik debileri 2m³ ile 2400 m³ arasındadır. Çok büyük tesisatlarda dahi , sadece üç yada dört yatak sistemi boyu ile çalışmak mümkündür.

Pompa parçalarının yüzde sekseninin boyutu, yatak sisteminin boyu tarafından belirlenir. Bundan dolayı birçok yedek parça aynı yatak sistemi ölçüsü içinde bulunan pompaların tümü için kullanılabilir. Bu kullanıcının bakım servisinde azalma olmaksızın yedek parça stoğunun minimize etmesi demektir.

Modüler dizayn sayesinde servis ve bakım oldukça kolaylaşmıştır. Rulman sistemi ve salmastra kaseti hızlı ve kolay bir şekilde daha önceden montaj edilmiş ünitelerle değiştirilebilir ve değiştirilen eski modüller daha sonra bakım atölyelerinde yenilenebilirler. Modüler sistemin oluşumu aşağıda basit bir şekilde gösterilmiştir.



Modüler sistem içindeki 74 pompa tipi , basınç oranı 25 bar olan NK ve BK serilerinden ve basınç oranı 16 bar olan NB ,BA ve FB serilerini içerir. Modüler sistem içindeki bütün pompalar ISO 5199 standardına uygundur.Sistemde beş ana grup vardır. Bir grup içinde yer alan tüm pompalar aynı rulman sistemi ve salmastra kaseti ölçüsüne sahiptir. Ayrıca lantern ve casing cover'lar normal olarak bir yada iki pompa tipi için ortak olarak kullanılırlar.Aşağıda modüler sistemin fotoğrafı ile pompa çizimi verilmiştir verilmiştir.



1. MERKEZ TUTUCU
2. BAR
3. LABİRENT TİPİ İKİNCİL SALMASTRA
4. YIKAMA GİRİŞİ
5. YIKAMA ÇIKIŞI
6. MEKANİK SALMASTRA

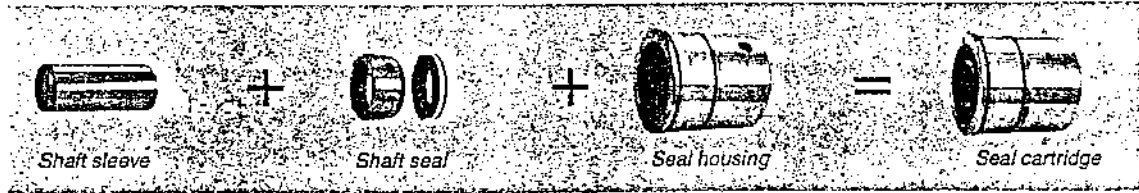
Yatak sistemleri, santrifüj pompalarda var olan kuvvetlerle başa çıkacak şekilde dizayn edilmiştir. İtici ağırlık , açılabilir bağlanmış bilyeli rulman tarafından taşınmaktadır Rulman ömrü en yüksek verimde çalışan pompa için 5000 saattir. Bu her seri içindeki en büyük pompa için geçerlidir. Rulmanlar isteğe bağlı olarak normalde gres yağı ile yağlanırlar, sık yağlama gerektirmezler ve bakımları kolaydır. Özellikle yüksek ısının rulman sisteminin su soğutmasını gerektirdiği durumlarda yağlama yapılmalıdır. Rotor'un eksenine hanesine oturtulurken, ayarlama için şim kullanılır. Sonuç olarak yarı açık fan ile disk kapağı (wear disc) arasındaki açıklığın ayarlanması mümkündür ve aşınma olsa bile yüksek pompalama verimi korunur.

Şafta bağlı olan rulman özel kauçuk püskürtücü tarafından korunur. Shaft sabitken püskürtücü yuvarlatılmış yüzeye yapışık, hareketliken de merkezkaç kuvvetiyle thrower yüzeyden ayrılır, böylece yıpranma azalır ve sıvı sapma etkisi artar.

Pompaların enerji tasarrufuna katkıda bulunması amacıyla, en geniş iki yatak sistemi fandan eksensel itmenin etkilerini önleyecek şekilde dizayn edilmiştir. İlk dizaynlarda eksensel itiş azaltması için fanların arkalarında vanaları vardı. Bu vanalar özellikle büyük pompalarda önemli enerji sarfiyatına neden olurlar. Daha sonraki dizaynlarda üçlü itici rulman sistemi kullanılmıştır. Üçlü itici dizaynı dolayısıyla arka vanaları elimine etmek mümkündür. Sonuç olarak verimlilik yüzdesi birkaç puan artırılabilir. Sürekli çalışan büyük bir pompa için bu yılda 50000 kwh enerji tasarrufu demektir.

Yağlamayı sağlıklı şekilde yapabilmek için yağlama esnasında rulmanlar arasına aralayıcı halka yerleştirilir. Çevresi yüksek sıcaklıkta olsa bile, ısıyı düşük seviyede tutmak için bir fan eklenmiştir. Bu yüzden her durumda normal kalitede yağ kullanılabilir. 1 numaralı yatak sistemi içine giren pompalar (theraded) yivli fan'a sahiptir. 2. ve 3. tipte yıpranma ve paslanma etkilerine karşı bu bir alternatif olarak mevcuttur. Şaft bitimi o-ring ile sıvalardan korunmaktadır. Yatak sistemi ölçüsü 2 ve 3 olan pompalar vida ve anahtarla tutturulmuş fan'a sahiptir. Yatak sistemi ölçüsü 4 ve 5 olan pompalar sırasıyla iki ve üç vidalıdır, şaft fan ile aynı malzemeden yapılmıştır ve şaft çıkışı altındaki akıntı O-ring ile önlenmiştir.

Salmastra kasedi salmastra şaftı ve salmastra hanesinden oluşur ve o-ring ile sızdırmazlığı sağlanır. O-ring'in malzemesi pompalanacak sıvının kimyasal içeriğine ve sıcaklığına bağlıdır. Yatak sisteminin ölçüsüne uygun olarak, kaset modüler sistemin bir parçasıdır. Salmastra oyuğu ISO 3069 standardına göre imal edilmiştir.



Modüler sistem içindeki bütün pompalar çıkarılıp tekrar takılabilir bir yapıya sahiptir. Pompa bakımı yapılırken ne pompa çerçevesi ne de motorun yerinden oynatılması gerekmez. Fanı çıkardıktan sonra salmastra kaseti herhangi removal tool yardımıyla çıkarılabilir. Yeni bir kaset takarken yuvaya bir fan vidası ile tutturulabilir. Salmastra şaftını değiştirebilmek için rotor sistemi pompa hanesinden çıkarılır ve fan şafttan sökülür. Daha sonra kaseti çekmek ve değiştirmek mümkün olur. Bu metodla birlikte salmastra şaftını değiştirmek için harcanan süre % 50 azaltılmış olur. Mekanik salmastranın kırılma ve ince parçaları kasetin pompa içine yerleştirilmesiyle tamamen korunmuş olur. Mekanik salmastralar, uygun ve doğru tesisat için bilgi ve tecrübe ister. Bununla beraber salmastra kaseti değiştirmek için engin tecrübeye ihtiyaç yoktur.

Şasiler dökme beton yada çelik krişlerden imal edilmiş olup sert ve sağlam bir yapıya sahiptir. Vibrasyonun önlenmesi için uygun şekilde demir ilave edilelererek ağırlaştırılması gereklidir. Şasiler aynı zamanda modüler sistem içine ilave edilmişlerdir. Ölçüleri yatak sistemi ve motor ölçüsüne göre belirlenir, pompa tipinden bağımsızdır. Beton Şasi normal olarak daha önceden dört IEC motor ölçüsü için delinmiştir. Böylece sonradan daha küçük veya daha büyük ölçüde bir motorla değiştirilebilecek bir baseplate seçilebilir. Aşağıda pompalarda kullanılan şasi tipleri verilmiştir:

- U-Kirşli Şasi: Ayaklarda kaynak yapılmış düzlemsel çelik kiriş. Yatak ölçüsü 1 olan pompalar için standarttır.
- Beton Şasi: Güçlendirilmiş beton K350 motor ve pompalar için demir madeni levha kullanılmış. Yüksek dayanıklılığa sahip. Yatak ölçüsü 2 ve 3 olan pompalar için standarttır. Yatak ölçüsü 3 olan şasilerde kaldırma kolu (lifting arm) yuvası vardır.
- Beton Plinths: Demir levhalarla sabitleştirilmiştir. K350 beton kullanılır, çelik çubuklar ve civatalarla tutturulur ve yatak ölçüsü 4 ve 5 olan pompalar içindir.

- Çelikten İmal Edilmiş Şasi:Yüzeysel madeni levhalı çelik cıvatalardan imal edilmiştir., ölçüsü 4 ve 5 olan pompa ve motorlar içindir, kaldırma kolu için dirsek donanımlıdır.

3.SALMASTRA KASETİNİN ÖZELLİKLERİ

Bir mekanik salmastranın doğru çalışması için uygun çevre koşullarını yaratmanız gerekir. İlk iki gereksinim olan shaft ekslenlenmesi ve minimum sapmanın elde edilmesi güçlü rulman yatağını sağlar. Üçüncü gereksinim ise, her zaman temiz ve basınçlı sıvı ile dolu salmastra haznesidir. Bizim güçlü rulman yataklarımız ile birleşen sızdırmazlık sistemimiz, mekanik salmastralar için ideal çalışma koşullarını yaratır.

Pompa sıvı ile tamamen dolu olduğu zaman, gaz kabarcıklarının salmastrada toplanarak sızdırmaya sebep olma riski Scanpump sızdırmazlık kaseti sayesinde önlenmiş olur. Kaçan hava ve gazın hızlı bir şekilde tahliyesi, salmastra gövdesindeki barlar ve özel olarak dizayn edilen fan sayesinde sağlanır. Pompada sıvı olduğundan, salmastranın kuru çalışması böylece önlenmiş olur. Dikey pompalardaki salmastra haznesi pompa çalıştıktan hemen sonra sıvı ile dolacağından bu tahliye çok etkilidir. Salmastra gövdesinin iç yapısı sayesinde ağır veya hafif, tüm mevcut katı maddeler derhal salmastradan, pompalanan sıvıya geri gönderilir. Sonuç olarak, salmastra haznesinde aşınma olmaz, mekanik salmastra da ise düşük aşınma olur.

Mekanik salmastranın merkez tutucusu, kaset gövdesinin gerekli kısmıdır. Birkaç parça, kaseti basit ve kolay takılabilir yapar. Kaseti doğru taraftan kurmak (pompanın iç tarafından kurmak), mükemmel radyal yerleşme sağlar. Bu aynı zamanda hızlı bakım ve pompanın kısa süreli devre dışı kalmasını sağlar. İkincil salmastra, labirent tipindedir ve hareketli parçası yoktur. Sonuç olarak, aşınma yoktur. Sıvı gerektirmez ve pompa böylece soğutmalı yada soğutmasız çalışabilir. Bu da, daha fazla esneklik demektir.

Scanpump salmastra kaseti su harcamalarında önemli tasarruf sağlar. Bir çok uygulamada yıkama gereksizdir. Bu da, önemli tasarruf demektir. Eğer kristallerin salmastradan uzaklaştırılması gerekiyorsa aralıklı yıkama kullanılır. Alan testleri göstermiştir ki her on saatte, on saniyelik akıntı yeterli olmaktadır. Bu da yıkama sıvısında % 99.9'luk bir kazançtır. Sürekli yıkama ise üç durumda gereklidir: 1) Soğutma gerekli ise; 2) Giriş basıncı çok düşük ve salmastra haznesinde vakum olması bekleniyorsa; 3) Boru sisteminin boşalmasından dolayı pompanın kuru çalışma riski varsa. Mühendislerimiz, en uygun çözümün seçilmesinde yardımcı olacaktır.

Sızdırmazlık kaseti içerisindeki salmastra yataklaması DIN 24960'a göre boyutlandırılmıştır. Bu da, yüksek kalitede, çok geniş bir salmastra tipinin uygunluğu demektir. Standart dışındaki bazı lastik salmastralar da kullanılabilir.

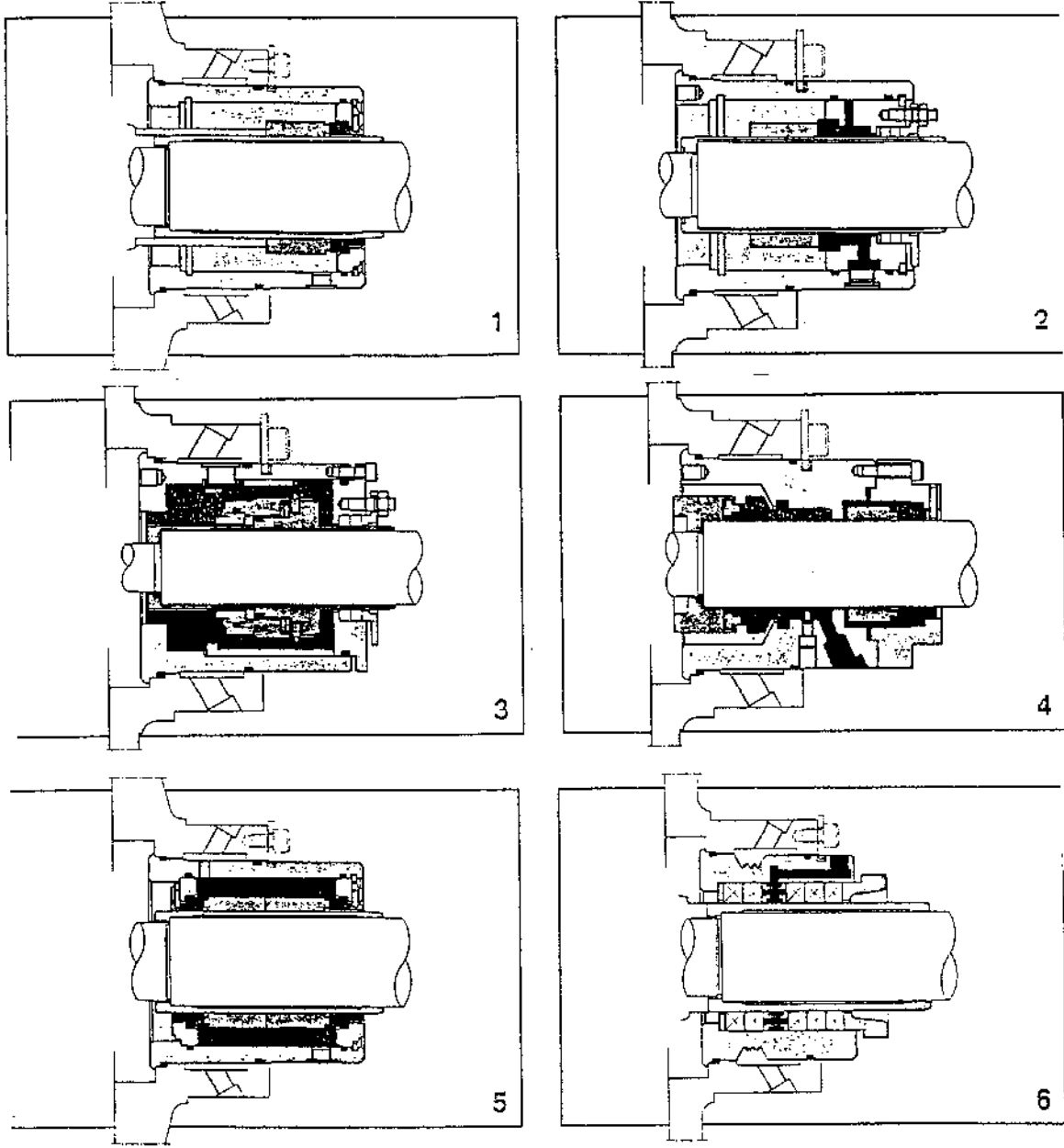
Scanpump tasarımı, salmastrada sızıntı olduğu zaman, pompalanan sıvının doğrudan doğruya çevreye fışkırmasını önler. İkincil salmastraya birleştirilmiş olan kollektör, mekanik salmastra yıkama suyundan daha büyük miktarlardaki suyu da tahliye edebilir. Böylece, kişisel emniyet açısından da önemli olan herhangi bir sızıntı güvenli bir şekilde tahliye edilebilir. Bu tasarım EN standartları 'Makina güvenliği', pr EN809 ile uyudur.

Bu salmastra kaseti, şu anda kullanılan kasetlerle tamamen değiştirilebilir anlamına gelen ve bizim proses pompaları için çok iyi bilinen Modüler Sistemimizin bir parçasıdır. Rulman yatağı ölçüsü ile ilgili olarak Scanpump Modüler sisteminin bir parçası olan bu kaset böylece modüler sistem içindeki bütün yetmiş dört pompa tipi için sadece beş ölçü olarak mevcuttur.

Çeşitli salmastra tiplerimiz :

1. Tekli Mekanik Salmastra: DIN 24960'a uygundur (dışarıdan sızdırmazlık için sıvı gerektirmez.). Temiz ve az kirlenmiş sıvılar içindir.
2. Yıkamalı Mekanik Salmastra : Bir takım parçalar içeren yada kristalize edilebilen sıvılar içindir. Yıkama, salmastra dışındaki alanı temiz tutarken salmastranın tıkanmasını önleyecektir. Düşük basınçlı yıkama, pompalanan sıvıyı sulandırmıyacaktır.
3. Dengelenmiş Yıkamalı Salmastra: Temiz veya çok az atık madde içeren sıvılar içindir. Salmastra dengelenmiştir ve genellikle yüksek sıcaklık ve basınçta kullanılır. Aynı zamanda düşük basınçlı yıkama sistemi gerektiğinde sıvıyı soğutma fonksiyonunu da yerine getirir.İkincil salmastra gland packing yada mekanik salmastradır.
4. Soğutmalı Katı Atıklar için Tekli Salmastra:Katı atık madde içeren sıvılar içindir. Düşükbasınçlı yıkama sistemi yoluyla sulandırma yoktur. İkincil salmastra olarak Gland packing yada mekanik salmastra uygundur.
5. Çiftli Mekanik Salmastra: Sızıntının asla olmaması gereken kimyasal çürütücü, aşındırıcı sıvılar yada atık madde içeren sıvılar için DIN 24960'a göre üretilmiş standart tip. Bu versiyon fanın arkasındakiinden daha yüksek basınçta harici sızdırmazlık sağlar.

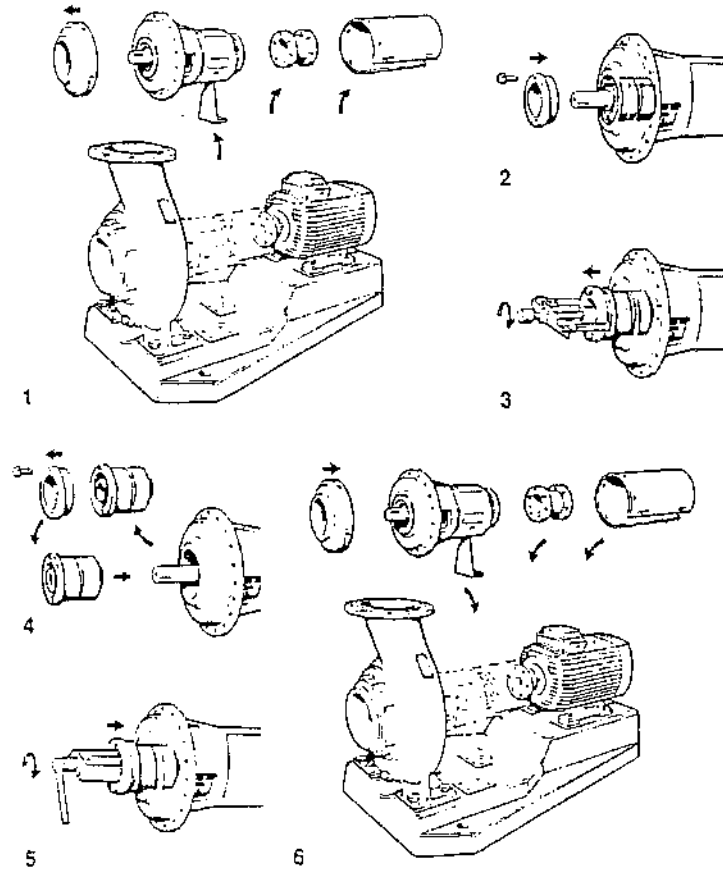
6. Gland Packing: Daha çok proses endüstrisi sıvıları içindir. Çevreye mekanik salmastralardan daha zararlıdır. Salmastraların çizimleri:



Scanpump dinamik salmastra, pompa fanının altında bir gövde içinde iki püskürtücü içerir. Pompa faaliyeteyken fan altındaki basınca karşılık bir basınç püskürtücü (repellers) bulunur. Böylece pompalanan sıvı için de akıntı önlenmiş olur. Pompa sabit olduğu zaman radial bir lip seal yada packed gland statik bir salmastra olarak işlem yapar. Dinamik salmastra zararlı olmayan, çok az atık madde içeren yada temiz sıvılarla sürekli olarak çalışma gerektiren durumlarda kullanılabilir. Bu düşük maliyetli ve en ufak bir sızdırma olmadan başarılı bir sızdırmazlık avantajı sağlar. Dinamik salmastra Scanpump Modüler sistemin bir parçasıdır ve düşük enerji tüketimi sağlar. 2 ile 5 sistemi ölçüsü arasında bulunan bütün pompalar dinamik salmastralıdır.

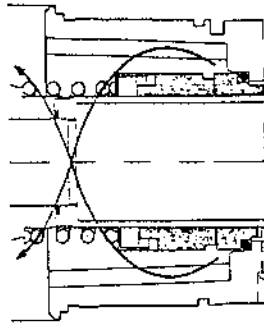
Şaft salmastrasını yerleştirmek için, rotor yatağı pompa gövdesinden ayrılır ve fan -Şekil 2-gösterildiği gibi sökülür. Daha sonra, önceden montaj edilmiş kaset ile yenisini değiştirmek mümkündür. Bu metod sayesinde salmastrayı yerleştirmek diğer geleneksel metodlara göre % 50 daha az zamanda yapılır. Mekanik salmastranın kolay kırılır parçaları, kasetin pompaya takılması ile tamamen korunur.

Bir mekanik salmastrayı doğru yerleştirmek için bilgi ve beceri gerekir. Önceden yerleştirilmiş kaseti takmak için ise böyle fazla beceriye gerek yoktur.

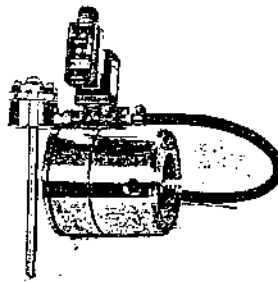


- Modüler Sistemdeki bütün pompalar özel olarak dizayn edilmiştir; bakım için pompa gövdesinin yada motorun çıkarılmasına gerek yoktur. Fan söküldükten sonra, salmastra kaseti kolayca çıkartılabilir

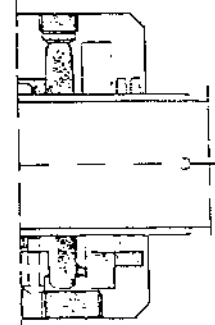
Kaset gövdesindeki barlar sayesinde, gaz ve katı maddeleri pompalanan sıvıya geri gönderen akış yolları yaratılır



Kesikli yıkama için sadece üç alete gerek vardır: Flomatik sıvı regülatörü, zamanlayıcı ve selenoid sübap



İkinci salmastra ile entegre olan toplayıcı, aynı zamanda önemli bir güvenlik özelliği olarak şaft salmastrasındaki sızıntıyı da alır



4. ABS JUMBO SERİSİ

Orta kapasiteli müteahhit pompalar, ürün aralığı içinde Jumbo 14 W ile Jumbo 84 HD arasındaki pompa tiplerini kapsar. Kablosuz ağırlıkları 17 kg. ve 75 kg. arasında değişirken, yükseklikleri 576 mm ile 776 mm arasında değişir. Büyük kapasiteli müteahhit pompalar, ürün aralığı içinde Jumbo 204 ND ile Jumbo 604 HD arasındaki pompa tiplerini kapsar. Kablosuz ağırlıkları 162 kg. ile 525 kg. arasında değişirken, yükseklikleri 920 mm ile 1127 mm arasında değişir. Orta kapasiteli müteahhit pompaların motor güçleri 1.5 kW ile 10.8 kW arasındadır. Büyük kapasiteli müteahhit pompaların motor güçleri 24 kW ile 61 kW arasındadır. Tüm pompalar F ızalasyon sınıfında olup 1968 koruma sınıfındadır.

Su seviyesinin belirli bir sınırın altına düşmesi halinde pompa motoru yanmadan çalışmaya devam edebilir. Su seviyesi belirli bir sınırın altına düşerse pompa hem su, hem de hava basmaya başlar. Bunun sonucunda horlama sesini andıran vakumlama sesi çıkar. Yapısındaki kontaktör nedeniyle vakumlama operasyonu sırasında motor içinde sıcaklığın yükselip motorun yanması söz konusu değildir. Yani şantiye şartları gereği pompayı terketmeniz gereken zamanlar pompalar emniyetle çalışmaya devam eder. Zaten su seviyesi yükseldiği zaman pompa yeniden suyu boşaltma işine devam eder.

Optimum motor soğutması için oluklu ve güçlü soğutma ceketi sayesinde motor ile dış gövde arasında motor soğutması sağlanır. Boşaltma dirsek bağlantısı bir gövde üzerinde çevrilerek, pompanın suyu yatay ve dikey olarak boşaltması mümkün olur. İsteğe bağlı olarak çıkış ağız çapı değiştirilebilir.

Çıkış ağız çapları "inch" ile ifade edilir. Örneğin Jumbo 14 W için 2, 2.5, ve 3 inch'lik çıkış ağızları mevcutken Jumbo 204 ND için 4, 6 ve 8 inch'lik çıkış ağızları mevcuttur. Büyük kapasiteli müteahhit pompalarda yıldız - üçgen kalkış tercih edilirken, orta kapasiteli müteahhit pompalarda DOL start (direk kalkış) tercih edilir.

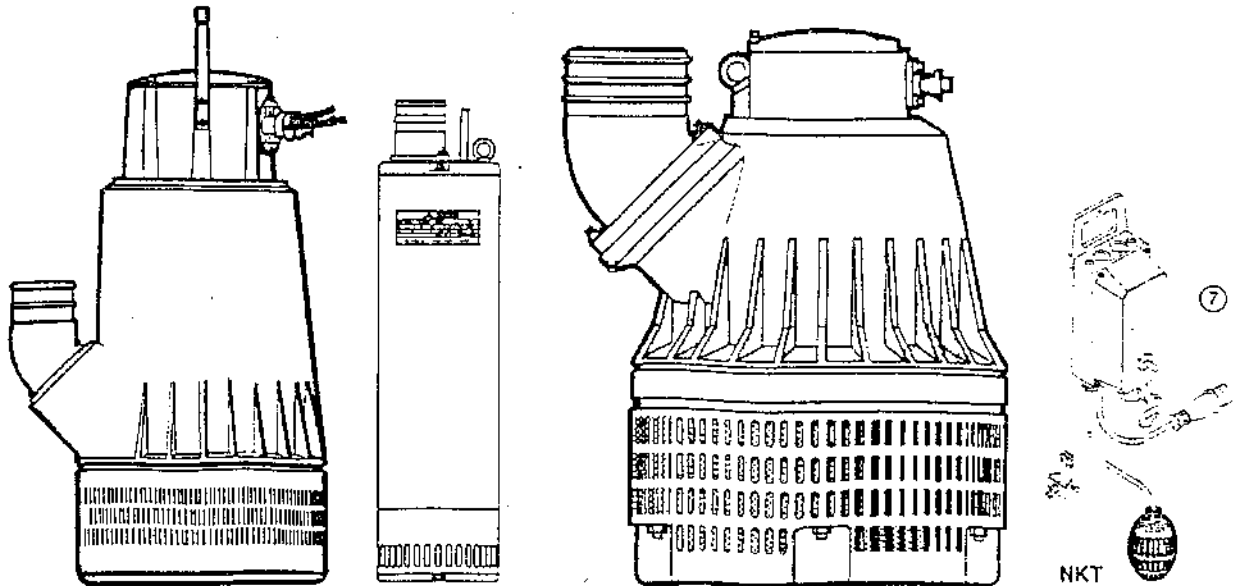
ABS Jumbo Dalgıç Pompaları içinde ağırlık olarak 3 fazlı olmak üzere, tek fazlı ve üç fazlı ürünler mevcuttur. Sadece 1,5 kW gücündeki Jumbo 14 ve 2,3 kW gücündeki Jumbo 24 için tek fazlı ürünler mevcuttur. ABS Jumbo Dalgıç Pompaları ürün aralığında 50 Hz ve 60 Hz'lik ürünler mevcuttur. Türkiye'de 50 Hz'lik ürünler kullanılmaktadır.

ABS Jumbo Dalgıç Pompaları son derece hafif olup taşınması kolaydır. Taşınmasının kolay olması şantiye gibi ortamlarda çok büyük avantajdır. Ürün aralığı boyunca aynı çapta güçlü şaftlar mevcuttur. Birbirleriyle değişebilen standart yedek parçalar ve tüm tipler için az sayıda mekanik salmastra stok maliyetlerini çok aza indirir. Difüzörler kalın, yağ geçirilmeyen lastiklerle kaplanmışlardır ki bu da karşı konulamaz aşınmaları minimuma indirmesi içindir. İstenilen optimum verimi sağlayabilmek için alt difüzörle pompa çarkı arasındaki mesafeyi ayarlamak mümkündür. Yapısında bulunan termik sensörler vasıtasıyla, motorda aşırı ısınma meydana gelmesi durumunda, devre açılarak kısa devre meydana gelir. Motor otomatikman durur. Motordaki ısının düşmesiyle devre kapanarak pompa yeniden çalışmaya başlar. Yağ haznesinde bulunan sensörler motor yağına su karışması halinde sinyal verirler. Sistem alt ve üst olmak üzere iki mekanik salmastra içerir. Bu salmastralar arasında da keçeleri yağlayan ve soğutan yağ haznesi bulunmaktadır. Salmastralar, motor ve hidrolik kısımlar arasında çift mekanik sızdırmazlık elemanlarıdır. Sıvının motora sızmasını önlerler. Üst salmastra, karbona karşı paslanmaz çeliktenidir. Alt salmastra dayanıklı karpittir. Mekanik Salmastralar; döner eleman, körük, yay kovani, yay, sabit eleman ve O-ring malzemelerini içerirler. ABS Jumbo Dalgıç Pompalarındaki mekanik salmastraların en büyük avantajı DIN 24250'ye uymalarıdır. Aşındırıcı sıvı madde içinde kullanım için hidrolik parçalar kauçukla kaplıdır. Motor kabloları agresif ortama dayanıklı bükülebilir malzemedendir. O-ringler korozif ve agresif ortamlarda önemli sızdırmazlık elemanlarıdır. O-ringler nitril lastik veya florürlü lastiktendir. Tamir gerektirmeyen rulmanlar mili altta ve üstte desteklerler, korurlar. Geniş ürün çeşiti içinde ihtiyaç için doğru olan pompa rahatlıkla temin edilebilir.

ABS pompalarında kullanılan modüler sistem sayesinde standart yedek parçalar, rulmanlar, mekanik salmastralar, tüm sızdırmazlık elemanları, hidrolik aksama ait parçalar birbirleri için kullanılabilirler. Değiştirilebilir hidrolik aksam ve standart yedek parçalar sayesinde az bir ürün stoğu ile çok geniş üründelpazesini elinde bulundurabilir. ABS pompalarının kullanıcı profilinde müteahhitler, inşaat firmaları, temel kazı firmaları, kanal kazı işleri, baraj inşaatı, yol inşaatı, köprü inşaatı, açık madenler, kapalı

madenler, taş ocakları, belediyeler bulunur. Panolar üzerinde genellikle voltmetre, ampermetre, trifaze, pompalar için faz seçici komitatör ve si nyal lambası, pompayı minimum ve maksimum su seviyelerinde durdurup çalıştıracak seviye röleleri ve bunların ikazları, çalışma ve durma durumunu gösteren sinyal lambaları, otomatik veya el konumunda çalıştırma komitatör anahtarı, pano içerisinde pompayı düşük ve yüksek akıma karşı koruyacak koruma rölesi ve sinyalleri mevcuttur. Otomatik kesicili ABS seviye kontrol şamandırası, sıvının seviyesini kullanarak kontrol operasyonları için kullanılır. Fonksiyon: KS Seviye Kontrol Şamandırası içinde, bir top yüzme pozisyonuna göre hareket eder ve yüksek kalitede micro switch operasyonu yapar. Kablo kıvrılmış bile olsa, top için huni şeklinde yuvarlanma yüzeyizorluk oluşturmeyen bir fonksiyon sağlar. Yüksek basma yükseklikleri için iki veya daha fazla pompa seri olarak bağlanabilir. Bu ancak özel seri bağlama adaptörlerinin kullanılmasıyla başarılabilir. Prosedür: Adaptör bir hortum için merkezi bir bağlantıya sahiptir. Jumbo 14 ile 44 arasındaki ürünler için alt levhanın, seri bağlantı adaptörü ile değiştirilmesi gerekir. Jumbo 54 ile 84 arasındaki ürünler için alt levhanın ve soğutma ceketinin, seri bağlantı adaptörü ile değiştirilmesi gerekir. Tavsiyeler: Pompalarda uygun basınç yüksekliği elde etmek için aşağıdaki tavsiyelere uygun olacak şekilde pompalara yerleştirilmesi önerilir: Pratikte pompaların birbirlerine olabildiğince yakın monte edilmeleri gerekir. Her pompadaki çıkış basıncının seksen metreyi veya hortum için izin verilen basıncı aşmaması gözönünde bulundurulmalıdır. Aynı pompalarla seri bağlantı halinde; pompalar arasındaki maksimum mesafenin, toplam basıncın kullanılan pompa sayısına bölünmesiyle ortaya çıkan değeri aşmaması gerekir. Debinin hesabı: Aynı pompalarla seri bağlantı halinde kapasiteyi hesaplamak için toplam basınç kullanılan pompa sayısına bölünür ve sonuç her pompanın mSS cinsinden istenilen basınç yüksekliğidir. Daha sonra debi, pompalardan birinin Q-H diyagramından hesaplanır. Genel olarak : Standart bir pompanın pompalayabildiği en düşük seviye, difüzör girişi ile çukurun dibi arasında ki yüksekliktir. Bu seviye şantiyelerde oldukça iyidir fakat başka yerlerde çok daha düşük seviyelere kadar pompalanmak istenebilir. Prosedür: Bazı durumlarda alt levhanın alt emme adaptörü ile yeri değiştirilerek, su pompanın aşağısından emilerek direk difüzöre aktarılır. Tavsiye: Suyun zemine geri akmasını önleyebilmek için, pompa hala çalışırken pompanın çalıştığı yeri değiştirmek önerilebilir. Suyun akışı düzenleniyorsa bu işleme gerek yoktur. Elde edilebilir parçalar: Bu adaptör sadece Jumbo 14 ve 24 pompaları için elde edilebilir. Ana cephe kaplanmasına ve alt levhaya monte edilen çinko anotlar katodik koruma olarak mevcuttur. Jumbo 14 ile 604 dahil olmak üzere tüm Jumbo pompalarında elde edilebilir. Pompaların denizde ve tuzlu suda kullanılması durumunda koruma sağlar. ABS Dalgıç pompalarının MF-VO serisi özellikle inşaat alanlarındaki uygulamalar için dizayn edilmiştir. DIN 1986 normlarına uygun olarak su seviyesi altında bulunduğundan sel basma tehlikesi bulunan alanlardan ve binalardan içinde katı atık madde bulunmayan kanalizasyon suyu tasfiyesi için de uygundur. Ayrıca aynı zamanda tankları doldurup boşaltmak için kullanılabilir. Foseptik boşaltımı, bodrum veya mahzen suyunu tasfiyesi ve yağmur suyunun pompalanması uygulamalarında yeterlidir.

ABS Jumbo pompa örnekleri



SUMMARY

Since 1968, ABS horizontal pumps have been designed with in a modular system in which the bearing assembly is the base. This bearing assembly comprises the shaft, bearings with seals, bearing housing and bearing bracket (outer sealing casing). The seal cartridge, including the shaft seal, seal housing and shaft sleeve, is determined in size by the bearing assembly, as are the impeller fixed.

In modular system, 74 pump types are available for five different bearing assembly size. Pump parts, which are determined by the size of the bearing assembly accounts for about 80% of the total number of spare parts. Therefore, for pumps have the same bearing assembly size most spare parts are inter changeably. And also servicing and repairs are made considerably easier by the modular system.

The bearing assemblies have been designed to cope with the special combination of forces existing centrifugal pumps. The bearing life is at least 50.000 hours for continuous operation at best efficiency point. The bearings are normally grease lubricated requiring only influent lubrication and simple maintenance. The axial position of the rotor is set at bearing housing, adjustments being made with shims. Consequently it is easily possible to adjust the clearance between a semi-open impeller and wear disc, maintaining high pumping efficiency even after wear has occurred. The bearing adjacent to the shaft seal is protected by a special rubber thrower.

Contributing to the energy saving characteristics of the pumps, the to largest bearing assemblies are designed to handle the total axial thrust from the impellers. On earlier designs, the impellers had back vanes to decrease the axial thrust. However, such vanes consumes energy, which can be quite considerable on large pumps. As a result of the design with three thrust bearing, it has been possible to eliminate the back vanes As a consequence efficiencies have increased by several percentage points.

The shaft seal and seal housing form one unit, the seal cartridge, which is sealed against the casing cover by o-ring. The o-ring materials are selected with reference to the temperature and the chemical properties of the pumped liquid. A mechanical seal demands both knowledge and skill for proper installation. However such high levels of skill are not necessary to fit a pre-assembled cartridge.

All pumps in the modular system are back pull-out design. Neither the pump casing nor the motor need to be remove for pump maintenance. After removing the impeller, the seal cartridge can be pulled out using a remover tool. When inserting a new cartridge it is pressed home by the impeller screw and hub by using a special yoke.

Medium and large contractor pumps ABS JUMBO bring a lot of benefits with themselves. First off all they are light and have slim design that makes handling easy in construction sites. One of the most important advantages of ABS JUMBO pumps is their modular design. That means certain parts are interchangeable between different sizes of JUMBO pumps and low number of seals for all sizes reduce inventory costs. Throughout the range the shafts are with the same diameters. Built-in contactor with overload protection for plug-in start eliminates the need for extra controls. Discharge connection elbow can be swivelled for upright or horizontal discharge. The pumps can be used on snore operation. That means, if the water level decreases under a definite limit water and air can be pumped together. Options include a bottom suction strainer for low level drainage and tandem adaptors (discharge to suction) for high head. Zinc anodes are also available optional as 'cathodic protection' mounted on the bottom plate and the main cover. The optional accessory ABS float switch KS can be used in liquids for control operations by using the level of liquid. It gives a signal where maximum and/or minimum levels are reached. The JUMBO pumps are highly versatile and flexible for many applications. They are used by contractors, construction firms, channel preparations, dam, road, bridge construction companies, open and closed mines, stone quarries and municipalities.

PETROL ENDÜSTRİSİNDE MOINEAU POMPALARIN KULLANIM VE TASARIMI

Hikmet Dinçer
Sonsan Ltd..

Umrhan Serpen
İTÜ Petrol ve Doğalgaz
Mühendisliği Bölümü

ABSTRAKT

Döner, pozitif ötelemeli tip Moineau pompalarının tanıtımı yapıldıktan sonra, bunların petrol endüstrisindeki, özellikle ağır ve viskoz petrolerin yeraltından pompalanması yanında, yine aynı endüstride kullanılan newtonien olmayan sıvılardaki uygulamalarından bahsedilmiştir. Ayrıca, petrol endüstrisindeki aynı işleve sahip pompalarla karşılaştırılarak hangilerinin ekonomik ve teknolojik üstünlüğe sahip olduğu tartışılmıştır.

1. GİRİŞ

Bu pompa 1939 yılında Prf. Rene Moineau tarafından icad edildi. Moineau' nun çalışmasının tek oluşunun en önemli göstergesi daha sonraki pratik gereksinimleri karşılamak amacıyla bu pompa sistemi için esas olarak yeni fikirler geliştirilmek zorunda kalınmasıdır.

Moineau pompaları biri döner (rotor), diğeri de sabit (stator) helis şeklinde iki elemandan oluşur. Pompa donanımının geometrisi bir seri ayrı, eşdeğer boşluklardan oluşacak şekilde yapılmıştır. Rotor, stator içinde döndüğünde, bu boşluklar eksenel olarak pompanın emici ucundan çıkışına kadar hareket ederek pompalama işlemini yerine getirirler. Bundan dolayı da ilerleyen boşluk pompası olarak da anılırlar. Pozitif ötelemeli pompalardır.

Bu tip pompalar başta kimya, gıda ve içki, petrol, boya ve kağıt, seramik, kömür, inşaat, konfeksiyon, kozmetik sanayileri, belediye ve endüstriyel atık muamele tesisleri ve çevre teknolojisi olmak üzere çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Böylesine geniş bir kullanım yelpazesine sahip olmasının nedenleri aşağıda belirtildiği gibi çeşitli pompaların olumlu yönlerini kendi içinde toplamasıdır:

- Santrifüj ve pistonlu pompalar gibi giriş ve çıkış valfleri yoktur,
- Pistonlu pompalar gibi güçlü bir emiş boşluğu oluşturur,
- Diyafram ve peristaltik pompalar gibi newtonien ve newtonien olmayan, tüm tiplerdeki homojen olmayan, abrasif karakterli, katı ve lifli madde taşıyan sıvıları pompalayabilir,
- Vida ve dişli pompalar gibi yüksek viskoziteli sıvıları pompalayabilir,
- Hassas dozları doğru ve sağlıklı olarak pompalayabilir.

Bu pompalar yüksek sıcaklıklarda çalışma gibi özel nitelikleri, sağlamlıkları ve operasyonlardaki güvenilirlikleri dolayısıyla petrol endüstrisinde büyük kullanım alanı bulmuşlardır. Rafinerilerde separatörleri besleme, su-petrol karışımlarını basma ve genel atık pompalama gibi işlerde kullanılırken, petrol endüstrisinin diğer sektörlerinde çamur, atık su,

polimer ve ağır petrol basma işlemlerinde görev alırlar. Bu endüstri dalında moineau pompayla basılan newtonien ve newtonien olmayan sıvı tipleri aşağıda verilmektedir:

- Sondaj çamuru,
- Kerosen,
- Separatörden çıkan "skimmer oil",
- Atık çamurlar,
- Emülsiyonlu petrol,
- Madeni yağlar,
- Petrol ve parafin karışımı,
- Parafin,
- Polimerler,
- Petrol ve ince katı maddeler,
- Gresler,
- Ham petrol.

2. MOINEAU POMPA VE ÇALIŞMASI

Pompanın çalışmasını sağlayan ilerleyen boşluk ilkesinin arkasındaki teori oldukça basittir. Helis şeklinde bir rotor, yine helis şeklindeki bir stator içinde dönerken sıvı içeren sızdırmaz boşluklar oluşturmaktadır. Rotor döndükçe boşluklar ünitenin bir ucundan öbür ucuna doğru ilerlemektedir. Rotor çok büyük atımlı, yuvarlak dişli bir vida gibi olup, diş derinliği büyük ve gövde çapı ise küçüktür. Statorun diş atımı rotorunkinin iki katıdır. Bundan dolayı, stator ile eksantrik olarak dönen rotor arasında ilerleyen boşluklar yaratılır. Şekil-1'de¹ rotor ve statorun atımları, sızdırmaz boşlukların yaratılışı ve rotorun stator içindeki hareketi görülmektedir.

Moineau'nun ilerleyen boşluk tasarımındaki iki anahtar eleman rotor ve statordur. Rotor yuvarlak ya da "cycloidal" kesitli bir dış helis olup, iç tasarımı dolayısıyla rotordan bir fazla helise sahip olan bir stator içinde döner. Stator helisinin atım uzunluğu, stator- rotor lob oranlarının rotor atım uzunluğuyla çarpımına eşittir. Stator-rotor lob oranlarını aynı tutarken lob sayısını arttırmak, rotor hızını azaltır ve aynı fiziksel boşluk içinde torku artırır. Bu durum Şekil-2'de² görülmektedir.

Rotor hızının azaltılabilip torkun artırılabilmesi, petrol endüstrisinde bu pompaların fonksiyonlarının tersine çevrilerek onların motor olarak kullanımını sağladığı için, yeni bir çağır açmıştır. Diğer bir deyişle, pompanın akışkanı hareket ettirmesi yerine, basılan akışkanın cihazı hareket ettirmesi, yani rotoru döndürmesi, petrol endüstrisine yepyeni bir sondaj motoru kazandırmıştır. Daha önceleri bu alanda türbinler kullanılmakta, fakat hızları çok yüksek olduğu için sondaj matkaplarının kısa sürede aşınmalarına neden olmaktaydı. Moineau motorlarla bu sakınca ortadan kalktığı için, sondaj endüstrisinde kısa zamanda çok popüler hale gelmişlerdir. Bu tür motorlar özellikle eğik kuyuların delinmesinde yoğun olarak kullanılmaktadır.

Pompa tasarımında stator-rotor geometrisi pompa kullanımının çeşitlendirilmesi, veriminin artırılması gibi konularda önemli avantajlar sağlamaktadır. Bunlar Şekil-3'te görülmektedir.

Pompanın bir rotor devri sonunda ötelediği teorik hacim aşağıda verilmektedir:

$$Q = 4. e. DR. HS$$

Burada:

e = rotorun eksantrisitesi,

HR = rotor kestinin çapı,
HS = stator atımı / 2 rotor atımı

Pompanın stator / rotor atımları olası basınçları belirler. Diğer bir deyişle, her bir kademe en fazla 6 bar'lık bir basınç yaratır. Petrol endüstrisinde 24 kademeli 144 bar'a kadar basınç veren pompalar kullanılmaktadır. Ayrıca, bu tip pompalar pistonlu pompalar gibi 9m su sütununa karşı gelen bir emme basıncı da yaratırlar.

Pompa tasarımında dikkate alınması gereken üç önemli parametre aşağıda verilmektedir:

- Parçacık büyüklüğü,
- Sıvının aşındırıcılık karakteristiği,
- Sıvının viskozitesi.

3. MOINEAU POMPA UYGULAMASI

Moineau pompaların daha önce bahsedilen kullanım yerlerinin en önemlisi petrol kuyularından üretim yapan pompalardır. Türkiye'de yapay kaldırma yöntemiyle üretim yapan yaklaşık 500 kuyudan 400'ünde klasik at kafası denilen "sucker rod" pompalar, 40'ında da moineau pompalar kullanılmaktadır. Özellikle 12 API graviteli, viskozitesi 1000 cp'a kadar çıkan ağır petrolün üretiminde moineau pompalar oldukça başarılı olmuşlar ve daha önce at kafası pompalarla elde edilen üretimden daha fazla üretim gerçekleştirmişlerdir. Petrol kuyularında kullanılan düşey tip bir moineau pompa Şekil-4'te görülmektedir.

At kafası denilen pistonlu pompayla karşılaştırıldığında, üretim yapmak için hareket eden mekanik düzeneği çok daha az olması dolayısıyla düşük maliyetli olan moineau pompalar, az üretim kapasitesine sahip marjinal kuyuları karla işletilebilir hale getirebilir. Pistonlu pompalara göre kurulmaları ve taşınmaları son derece basit ve kolaydır. Ayrıca, petrolle beraber gelen kum, jips ve tuz gibi katı maddeler yanında, parafinli ve ağır petrolleri sorunsuz pompalayabilirler. Pistonlu pompalar petrolle gelen gaz dolayısıyla kilitlenebilir veya verimleri düşerken, moineau pompalar gazlı kuyularda sorunsuz çalışabildikleri gibi, gazdan dolayı ortaya çıkan üretim düşümünü devir sayısını artırarak telafi edebilirler.

Bu çalışmada bu iki pompayı karşılaştırmak için, bunların ülkemizdeki ağır petrolü tipik bir sahada çalıştıkları varsayıldı. Böyle bir karşılaştırma yapabilmek amacıyla aşağıdaki yine varsayılan verilerle heriki pompanın tasarımı yapıldı.

Kuyu derinliği : 1300m
Pompa derinliği : 1200m
Petrol gravitesi : 12° API
Petrol viskozitesi : 600 cp
Üretim debisi : 100 bbl/gün

Yukarıdaki tipik kuyudan üretim amacıyla her iki pompa için yapılan tasarımda pistonlu pompa için 10 HP, moineau pompa için 7.5 HP güç gereksinimi hesaplanmıştır. Üretim debisi 300 bbl/gün'e artırılınca, güç gereksinimi değerleri 22 HP'a karşın 15 HP olarak hesaplanmıştır. Yukarıdaki örnek kuyu için pistonlu ve moineau pompaların maliyetleri aşağıda verilmiştir:

	İlk Yatırım(\$)	İşletme(\$)
Pistonlu Pompa	22000	8950
Moineau Pompa	17000	4750

Buradaki işletme maliyetleri yıllık yakıt ve yedek parça gereksinimlerini kapsamaktadır.

Aynı analiz daha büyük fakat eşdeğer kapasiteli sayılabilecek (35 HP'lık pistonluya karşın 25 HP'lık moineau) pistonlu ve moineau pompalar için tekrarlanınca aşağıdaki tablo ortaya çıkmaktadır.

	İlk Yatırım(\$)	İşletme(\$)
Pistonlu Pompa (API 320)	37870	21440
Moineau Pompa (DH-7-140)	25150	12105

4. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Dünyada pompayla çalışan petrol kuyularının yaklaşık % 80 kadarı pistonlu at kafası pompalarla üretim yapmaktadır. Bu durum ülkemizde de yaklaşık olarak böyledir. Moineau pompanın yukarıda da görüldüğü gibi daha basit kullanımlı, hafif, küçük ve ekonomik olmasına rağmen, çok fazla kullanım alanı bulamaması endüstrinin muhafazakar yapısından da kaynaklanmaktadır. Endüstri, bilinen ve denenmişten kolayca vazgeçememektedir. Diğer önemli bir neden de, bu pompalarda şimdilerde varolan basınç sınırlaması (144 bar) dolayısıyla, sıvı seviyesi 1000 m'nin altındaki kuyularda kullanılamamasıdır. Yalnız, burada dikkat edilmesi gereken bir nokta, petrol sahalarında yeraltı pompalarının petrolü yeryüzüne pompaladıktan sonra, kuyu başından toplama tanklarına da basma gibi yalnız bir pratiğin uygulanmasıdır. Kuyu başı ile tanklar arasındaki yükselti farkı ve boru hattındaki sürtünme basınç kayıpları, yeraltı pompalarına yeryüzünden ek bir basınç gereksimi yüklemektedir. Böyle durumlarda yeryüzünde 2. bir moineau pompanın devreye girerek yeryüzü hizmetlerini yapması, yeraltı pompasının yükünü azaltacak ve yeraltında daha verimli çalışan moineau pompayla daha fazla üretim yapma imkanı doğacaktır. Özellikle viskozitesi yüksek petrolü olan sahalarda moineau pompalarının pistonlu pompalardan daha fazla üretim yaptığı hem dünyada, hem de ülkemizde belirlenmiş bir gerçektir. Bundan dolayı üretilen fazla petrolden kazanılacak KAYNAKLAR ek gelir moineau pompayı daha da ekonomik ve çekici hale getirmektedir.

Diğer taraftan, birçok değişik pompanın avantajlarını üzerinde toplayan moineau pompa temelde pistonlu pompaya göre daha az arıza yapan bir pompadır. Pistonlu pompalarda çok sık rod, tübing (üretim borusu), kopmaları ve yeraltı pompası arızaları oluşmakta; gaz kilitlenmesi ve sıvı vuruntuları gibi olaylar üretimi engellemektedir. Dolayısıyla moineau pompa işletme açısından da daha avantajlıdır.

Yukarıda bahsedilenlerin ışığı altında aşağıdaki öneriler yapılabilir:

- Moineau pompalar özellikle ağır ve viskozitesi yüksek petrolü kuyularda daha ekonomik oldukları ve teknolojik avantajlara sahip oldukları için kullanılmalıdırlar.
- Moineau'ların basınçlarının kritik olduğu durumlarda, yerüstündeki pompalama hizmetleri yine ayrı yatay moineau'lar tarafından karşılanmalıdır.

- Ülkemizdeki sahalarda pistonlu ve moineau arıza sayıları ve bunlardan dolayı oluşan zaman ve üretim kayıplarını belirleyecek bir araştırma yapılarak, daha kapsamlı, karşılaştırmalı bir ekonomik analiz gerçekleştirilmelidir.

- Ülkemizde sondaj çamur hizmetlerinde pek kullanılmayan moineau pompaların çok geniş olan bu alanda kullanılabilmesi için çalışmalar yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

1. "Nemo Pumps Information", Div.Pumps of Netsch Group, Munich Germany, 1993
2. Moyno Motors, "New directions in Down-Hole Drilling", Bulletin 310-A, Houston USA, 1991

SUMMARY

Moineau pumps are positive displacement pumps. The main components in this progressing cavity pump system invented by Prof. Rene Moineau are the rotor (a rotating part) and the stator (a fixed part), the former rotating within the latter. The rotor is a type of extremely coarse pitch threaded screw with a deep thread and narrow core. The stator has twice the pitch of the rotor. As a result, cavities are formed between the stator and the eccentrically turning rotor. These cavities progress continuously from the inlet port to the outlet port, and therefore these pumps are called progressive cavity pumps.

The progressive cavity pumps have a wide range of industrial and municipal applications such as, chemical, ceramics, agriculture, beverage, coal, construction, food, cosmetics, oil, confectionery, pulp and paper, paint and varnish industries, and waste water and waste treatment plants. The reasons of these wide range applications are the many advantages that moineau pump system incorporates of other pump types:

- Unlike the centrifugal pumps, moineau pump does not need any suction and pressure valves which cause flow resistance and may develop faults and it also has continuous delivery;
- Like reciprocating pump, the moineau has a suction head of up to 9 m of vacuum, or as ambient physical conditions allow;
- Like diaphragm pump, moineau can convey almost every type of medium which contain solid or fibrous matter from a non-fluid consistency to a gas;
- Like gear or screw pumps moineau is able to handle extreme viscosities;
- Like reciprocating, diaphragm and gear pumps moineau can be used for dispensing and proportioning.

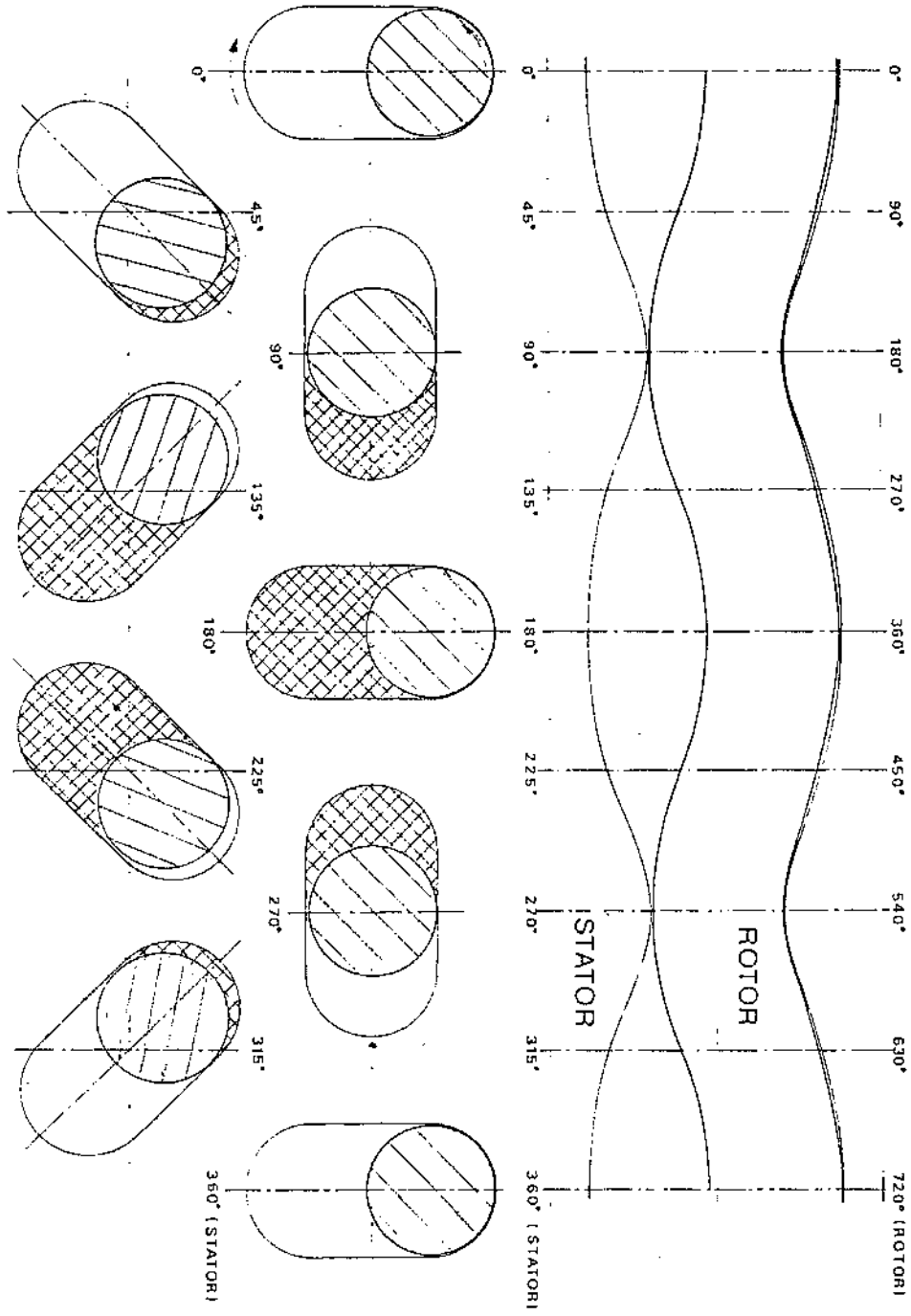
Moineau pumps are applied in oil industry because of their special qualities, robustness and reliability in the operations. Some of the tasks they fulfil are in the following:

- Handling clean and polluted drilling fluids;
- Handling dry matter discharges;
- Handling waste water and waste sludges;
- Handling light and heavy crude oil;
- Handling the collected waste oil;
- Handling oilsludges in cleaning tanks;
- Producing oil from the wells;
- Handling the drilling muds;
- As skimmer pump;
- Pumping polymers.

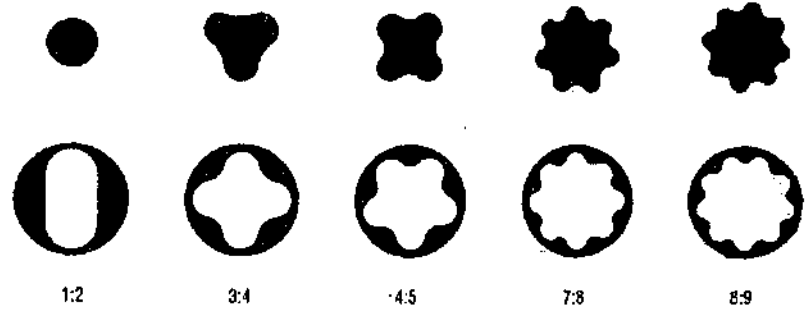
In this study, the use of moineau pumps in oil production is discussed comparing with sucker-rod beam pumps. Several other aspects of both pumps are also investigated. In oil production

moineau pump was found to have both economical and technological advantages over the sucker-rod pump. And the following recommendations are made:

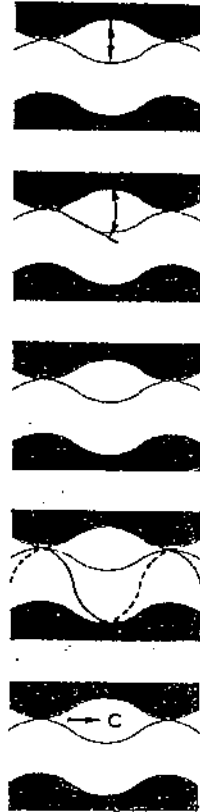
- Moineau pumps should be especially applied in heavy and viscous oil bearing fields, since they are economically and technologically advantageous, and they produce more oil and have less break-downs than the sucker-rod beam pumps.
- When the pressure requirements of artificial lifting of oil are critical i.e., moineau pump has just enough capacity to bring the oil to the surface, then surface pumping services such as, pumping oil to the storage tanks should be handled by another horizontal moineau pump, so that subsurface moineau pump could produce more oil.
- A study should be conducted in the oil fields of our country to investigate break-downs of both sucker-rod beam pumps and moineau pumps in operation; and taking into account the lost time and the lost money, a more complete economical analysis have to be carried out.
- Moineau pumps are not used in our country for drilling mud services. This should also be considered for future.



Şekil-1 Moineau pompanın çalışma düzeni



Şekil -2 Çeşitli Stator-rotor lob konfigürasyonları



Büyük Kompartıman Şekli
Ortam büyük parçacıklar içerebilir.

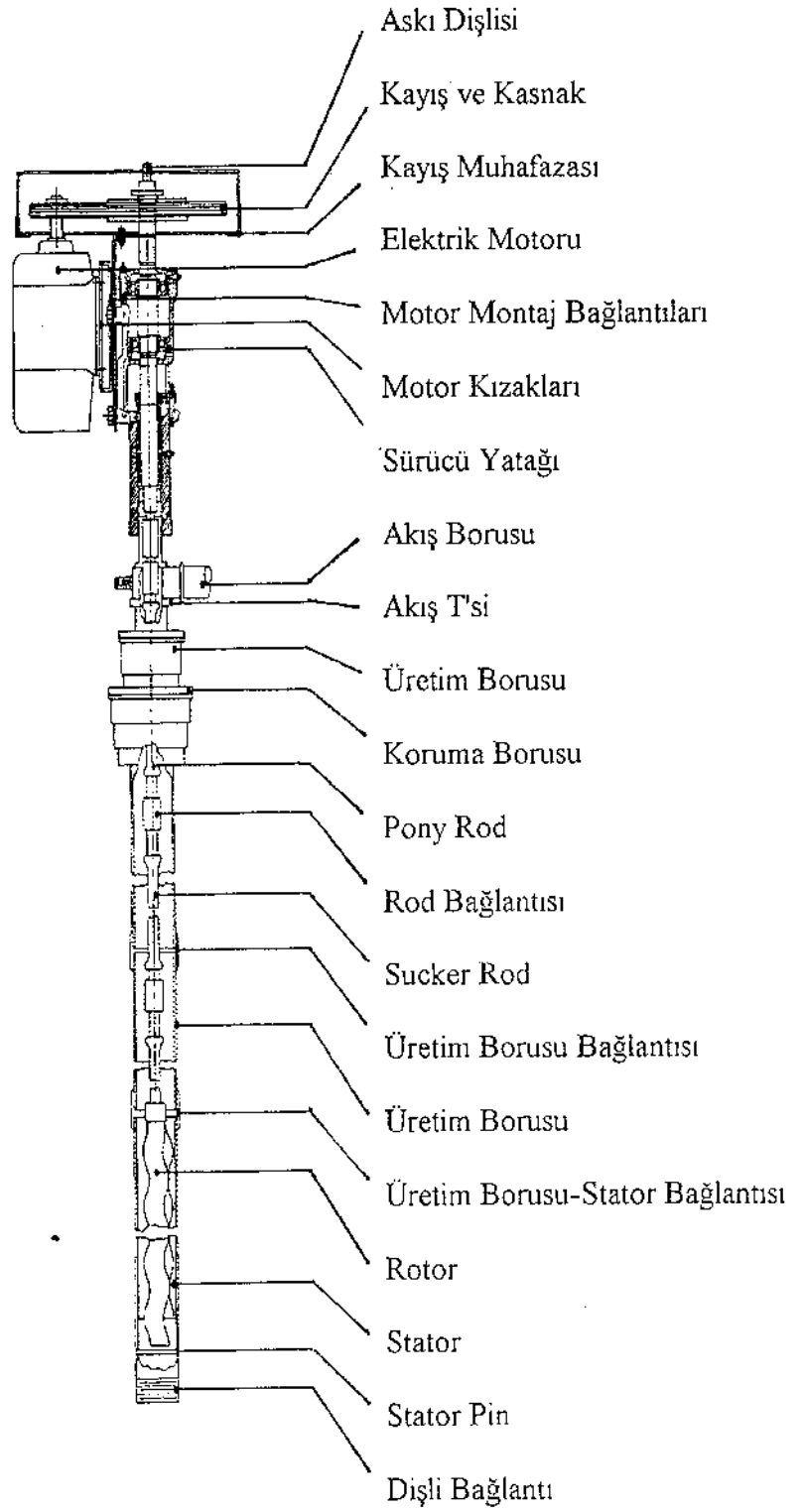
Büyük Temas Açısı:
Daha az aşınma, az blokaj

Dar temas alanı:
Az sürtünme, iyi verim

Kısa Temas Çizgisi
Az sürtünme, iyi verim

Düşük akış hızı:
Az aşınma, fazla emiş kapasitesi

Şekil-3 Stator-rotor geometrisi



Şekil-4 Tipik Düşey Moineau Tipi Üretim pompası

POMPALARIN ELEKTRİK MOTORU İLE TAHRİKİ ÜZERİNE BİR İNCELEME

Yücel Günal
Mak.Yük. Müh.
Genel Makina San. Ltd.Şti.

ABSTRAKT

Bu çalışma ile pompa ve pompayı tahrik eden (en çok kullanılan sincap kafesli asenkron) elektrik motorları ile beraber verimli çalışmasının nasıl sağlanabileceği incelenmiştir. Elektropompa çiftinin gerekli incelemeler yapılarak düzeltmeler yapıldığında, çok daha verimli ve ekonomik çalışabileceği gösterilmiştir. Pompaların kullanılması ile ilgili kayıp hesaplarının önemi vurgulanarak, bu bilgilerle bunu kullanacak mühendislerin, işletmelerdeki rolleri belirtilmiştir.

1.GİRİŞ

Çoğu zaman pompanın büyüklüğünü tesbit eden ihtiyaç sahibidir. İşletmesini bildiği için saatte ihtiyacı olan akışkan miktarını bilir. Pompa talebini belirtirken, mesela saatte 50m³ su yeter veya saatte 15 m³ yağ, mazot vb. ifadelerle ihtiyacını belirtir. Daha sonrada mevcut boru çapı, uzunlukları, dirsekleri ve armatürleri belirtilir. Bu bilgilerle pompanın manometrik basma yüksekliği hesaplanır ve motor seçimi yapılır.

2. HESAP ESASLARI

Pompa devresine ait unutulmayacak en genel prensip; pompa çalışırken, emme ve basma devresinde bulunan tüm armatürlerin "TAM AÇIK OLMASI" gerekliliğidir.

Bizim belirtmek istediğimiz husus bütün bu verileri doğru verilmiş kabul ederek, elektrik motorunu bilgili ve doğru olarak seçmenin, işletmeye sağlayacağı faydalardır.

Elektirik motorlarında güç ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$P_f = \frac{\sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_m}{1000} \quad (1)$$

P_f : Motor fren gücü

η_m : Mekanik verim

U : Gerilim (volt)

I : Akım (amper)

$\cos \varphi$: Güç faktörü

Verimli bölgede çalışan, güç ihtiyacı belli bir pompa için iki motor seçmiş olalım:

P_1 : Tam güçte çalışan motor olsun

P_2 : 2 misli güçte olan motor, yani $P_2 = 2P_1$ olsun.

Bu motorlar çalışırken şebekeden hangi akımları çekecek ve verimleri ne olacak şimdi bunu araştıralım:

$$P_{f1} = \frac{\sqrt{3} \cdot U \cdot I_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \eta_{m1}}{1000} \quad (2) \quad \text{ve} \quad P_{f2} = \frac{\sqrt{3} \cdot U \cdot I_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \eta_{m2}}{1000} \quad (3)$$

P_{f1} : Birinci Motorun Fren Gücü

P_{f2} : İkinci Motorun Fren Gücü

Aynı güçte pompayı tahrik ettiklerinde $P_{f1} = P_{f2}$ olmak zorundadır. U şebeke gerilimi her iki motor için de aynıdır. Yukarıdaki formülleri birbirine eşitlersek;

$$U \cdot I_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \eta_{m1} = U \cdot I_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \eta_{m2} \quad (4)$$

bağıntısı ortaya çıkar. Motor imalatçıların kataloglarından, (örn.: 5.5 kW, 1.500 d/dk motorla ki bu motor P_1 olsun, 11 kW, 1.500 d/dk motor ki bu da P_2 olsun) $\cos \varphi$ ve η_m değerlerini alabiliriz.

P_1 : Tam yükte 5.5 kW 1.500 d/dk

P_2 : 1/2 yükte 11 kW 1.500 d/dk yani $P_2 = 2P_1$ olsun.

Tam Yük

$\cos \varphi = 0.85$ ve $\eta_m = 0.82$

$\cos \varphi = 0.73$ ve $\eta_m = 0.82$

$\cos \varphi = 0.85$ ve $\eta_m = 0.85$

Değerler formülde yerlerine konursa;

$$I_1 \cdot 0.85 \cdot 0.82 = I_2 \cdot 0.73 \cdot 0.82 \quad (5)$$

$$I_1 = 0.86 I_2 \quad (6)$$

değeri bulunur. P_1 güçlü motorla yapılan iş, P_2 güçlü motorda yapılan işe nazaran %16 daha verimlidir.

Muhtelif işletmelerde yapmış olduğum tetkiklerde, bir çok pompanın, motorunun gerekenden 3 ile 4 misli olduğunu tesbit etmiş bulunuyorum.. Bu motorlarda $\cos \varphi$ etkisi ile de verimleri %45' den aşağıya düşmektedir.

Yine basit bir hesaplama yaparsak;

1979 yılında mevcut yerleşmiş pompa gücü 1.000.000 kW idi ise %16' lık verim ile minimum sağlanan tasarruf 160.000 kW olacaktır.

Bu bir saatte tasarruf edilen enerji, 160.000 kW.h ise; 1 saatteki kazancımız 720.000.000.-TL yani yaklaşık 12.000 US\$ olacaktır.

Bu kazancı tüm Türkiye çapında düşünecek olursak, tasarruf edilebilecek elektrik enerjisinin oldukça büyük olacağı görülür.

Pompa imalatçıları olarak pompanın verimini %5 arttırmak için yaptığımız tüm çalışmalar, motor seçiminde yapılacak bu çalışmaya nazaran çok daha zahmetli ve yorucudur. Pompa tasarımına sarf edilen aynı dikkat, motor seçimi sırasında da sarf edilmelidir. Pompa

imalatçısı firmalar ile yapılacak olan bir çalışma ile bu seçimi kolaylaştırmak ve doğru yapmak mümkündür.

Yaptığımız bir testin sonucunda aldığımız değerleri aşağıda bilgilerinize sunuyorum.

Kullanılan Pompa : Helisel Dişli Pompa 50 m³/h, 30 mSS, Marka GMS
Kullanılan Akışkan : Fuel-Oil, viskozite 220cSt, sıcaklık 41°C
Kullanılan Motor : 15 kW, 1.000d/dk
4/4 yükteki Motor Değerleri : I=31 A, U=380 V, Cos φ =0.84 ve η_m = 0.88
Ölçülen Değerler:

	<u>P1</u> <u>mSS</u>	<u>I</u> <u>Amper</u>	<u>U</u> <u>Volt</u>	<u>Cos φ</u>	<u>η_m</u>	<u>Hesaplanan Güç</u> <u>kW</u>
1-	0	20	380	0.45	0.62	3.7
2-	30	22	380	0.65	0.84	8.5
3-	50	24	380	0.72	0.86	9.8
4-	70	31	380	0.84	0.88	15

Bu pompa yerine bağlanınca "2" no.lu konumda yani 30 mSS gibi bir basınçla çalışacaktır. ve Cos φ : 0.65 olacaktır. Oysa 70 mSS çalışacakmış gibi büyüklükteki (2.3 misli büyük seçilmiştir.) bir motor seçilmiştir. Fark Cos φ = 0.85-0.65 = 0.20 olacağına göre pompaların %20 daha az güç çekerek çalışması ve böylece tasarruf sağlanması mümkün olabilecekti.

3.SONUÇ

Motor seçimini en doğru yapmanın yolu bilgi olduğuna göre, kayıp hesaplarına gereken önem verilmelidir.

Motor seçimi için tavsiyelerimiz:

- 1- Proje bürolarından etkili biçimde faydalanılmalıdır.
- 2- Devrelerdeki kayıpların hesaplanmasında özen gösterilmelidir.
- 3- Elektrik motoru seçiminde pompa imalatçısı firma ile çalışılmalıdır ki bunun sonucunda motorlar yeterli büyüklükte ve doğru olarak seçilebilsin.

4.SUMMARY

By this proclamation, I wanted to notice about the energy saving of electric motors of pumps. In most of companies i.e. we are in contact at the moment, we stated that they are using big powered electric motors for their pumps unnecessarily and in inefficient way also.

If you would check the formulas i.e. we are using for power calculation, you can realize, how we are losing the energy by using such these big powered electric motors.

If we want to use our pumps in efficient way, we all should take care about how many kW' s the pump needs and in which ranges the pump is going to work, by calculation of it' s characteristic values.

In this case all engineers who works in such pump user companies, should calculate the power of electric motors or should let the pump seller company for their consultancy.

RADYAL POMPA PERFORMANSININ BİR BOYUTLU VE DAİMİ OLMAYAN YÖNTEMLE BELİRLENMESİ

Erkan Ayder
İTÜ Makina Fakültesi
Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı

KISA ÖZET

Radyal pompanın tasarım dışı çalışma koşullarında, basınç, salyangoz kanalı boyunca sabit olmaz. Bunun sonucunda çark dönmesi sırasında farklı karşı basınç değerleriyle karşılaşır ve bu çarkın performansını etkiler. Bir boyutlu performans belirlenmesi yöntemlerinde bu daimi olmayan oluşumun, çarkın dinamik denklemi kullanılarak, yöntem içersine konması daha gerçekçi sonuçlar vermektedir.

GİRİŞ VE TANIM

Türbomakinalarda enerji transferinin olabilmesi için çark içersindeki akışın daimi olmaması gerekir. Bununla beraber, değişik nedenlerle oluşan daimi olmayan hareketler türbomakinanın performansına önemli ölçüde etkiyebilirler. Bunlardan bazıları, örneğin sınır tabaka içersindeki türbülans ve çark çıkışındaki jet-ölü bölge, daimi olan sınır koşulları altında bile oluşurlar. Daimi olmayan koşullar, kanat titreşimleri, dönel ayrılma, çark-stator etkileşimi, giriş yada çıkıştaki akış düzgünsüzlükleri nedeniyle de oluşabilirler. Bu nedenlerle oluşan koşullar türbomakinanın, en iyi verimle çalıştığı noktadan uzaklaşarak farklı bir noktada çalışmasına ve çalışma aralığının daralmasına neden olur.

Bu çalışmada, salyangoz nedeniyle oluşan ve çarkın çıkışına etkiyen, çevresel basınç dağılımının çark performansına etkisi incelenmektedir.

Bir türbomakinanın, her sabit dönme sayısı için sadece bir debi değerinde çarkın çıkışında çevresel olarak değişmeyen akış koşulları oluşur. Makinanın bu debiden daha küçük debide çalıştırılması durumunda, basınç, salyangoz dilinden, çıkışa doğru artar. Daha büyük debi değerinde basınç, dilden çıkışa doğru azalır. Çark dönerken çıkışında periyodik olarak farklı basınçlarla karşılaşır ve çark içersindeki akış bu koşullardan etkilenir ve kanat kuvvetleri artar.

Çark çıkışındaki akış koşullarının çevresel değişimi, radyal kuvvetlerin oluşmasına, kayıpların artmasına, gürültü ve titreşimlerin oluşmasına neden olabilir. Tüm bu etkiler çarkın dinamik davranışının performans tahmini yönteminin içersine konması ile belirlenebilir.

Bu çalışmada ilk önce çarkın daimi ve daimi olmayan performansları belirlenecek ve bunlar deneysel performanslar ile karşılaştırılacaktır.

BİR BOYUTLU DAİMİ PERFORMANS TAHMİN YÖNTEMİ

Bu metod, çarkın akışkana aktardığı enerjiden, makinanın değişik organlarında oluşan kayıpların çıkartılması yoluyla türbomakinanın performansının belirlenmesidir. Şekil 1'de bir radyal pompanın, pompa miline paralel ve dik düzlemlerdeki kesitleri gösterilmiştir. 0 ile pompa çarkının girişi, 1 ile kanatların başlangıç yeri, 2 ile çark çıkışı, 3 ile salyangoz dili, 4 ile salyangozun çıkışı ve 5 ile pompanın çıkışı gösterilmektedir. Şekil 3'te ise çark girişindeki ve çıkışındaki hız üçgenleri gösterilmektedir.

Teorik Yük

Wiesner tarafından tanımlanan kayma faktörü göz önüne alınarak, çark çıkışındaki mutlak hızın teğetsel bileşeni (1) nolu bağıntıdan hesaplanabilir.

$$C_{u2} = \sigma u_2 - C_{m2} \cot(\beta_2) \quad (1)$$

$$\sigma = (1 - \sin^{1/2} \beta_2 z^{0.7}) (1 - (D_1/D_2 - \epsilon)^3 (1 - \epsilon)^{-3}) \quad (2)$$

bu bağıntıdaki ϵ ise

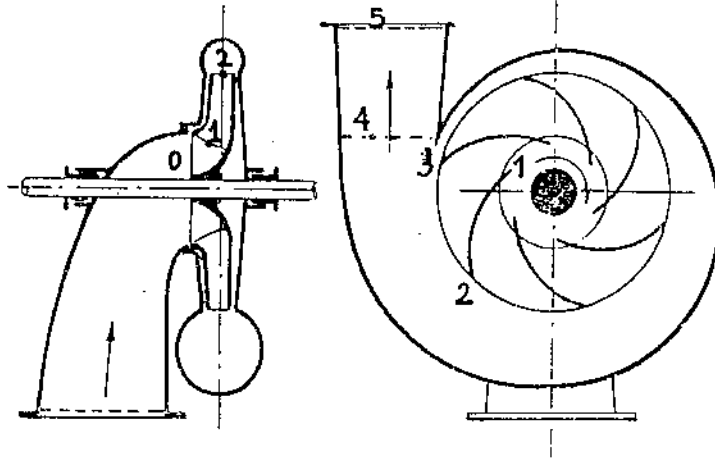
$$\epsilon = e^{-8.16 \sin \beta_2 / z}$$

şeklinde tanımlanmıştır. $D_1/D_2 < \epsilon$ olması durumunda (2) nolu bağıntıdaki ikinci terim gözönüne alınmaz.

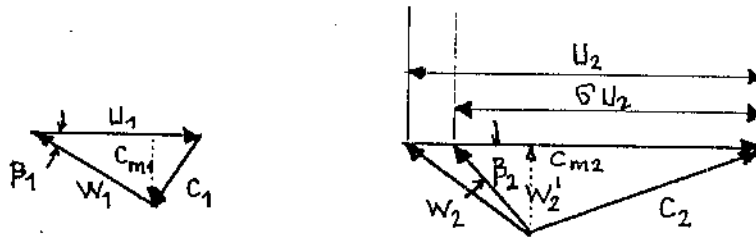
Çarka öndönme olmaksızın akışkanın girmesi durumunda, çarkın akışkana aktardığı enerji dolayısıyla teorik yük

bağıntısıyla hesaplanır.

$$H_{th} = U_2 C_{u2} \quad (3)$$



Şekil 1. Radyal pompanın meridyenel ve karşıdan görünümü (Özgür, 1983)



Şekil 2. Çark girişi ve çıkışı hız üçgenleri

Kayıplar:

1. Çark Kayıpları

Çarpma Kaybı: Tasarım dışı çalışma koşullarında çarkın girişinde oluşan mutlak hızın dönme yönündeki bileşenin neden olduğu kayıptır. Çark girişi hız üçgenlerinden

$$C_{u1} = U_1 - C_{m1} \cot \beta_1 \quad (4)$$

C_{m1} hızı ise

$$C_{m1} = Q / (\pi D_1 b_1 \tau_1) \quad (5)$$

bağıntısından elde edilir. Burada τ_1 kanat işgal katsayısıdır.

$$\tau_1 = 1 - (t/z) / (\pi D_1 \sin \beta_1)$$

Bu bağıntılar kullanılarak çarpma kaybı

$$\Delta H_{\text{çp}} = 0.65 C_{u1}^2 / 2 \quad (6)$$

bağıntısıyla bulunur.

Sürtünme Kaybı: Aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$$\Delta H_{fs} = \xi (L/D_h)(W_1^2 / 2) \quad (7)$$

Burada ξ kayıp katsayısı olup

$$\xi = (1.138 + 2 \log(D_h/k))^{-2}$$

bağıntısıyla bulunur. k pürüz yüksekliğidir. L ortalama akış yolu uzunluğunu ifade etmekte olup,

$$L = (D_2 - D_1) / (2 \sin((\beta_1 + \beta_2)/2))$$

bağıntısıyla bulunur. Burada D_h akış kanalının hidrolik çapıdır.

2. Genişleme (Difüzyon) Kaybı

Eksenel kompresörler için Myles (1970) tarafından önerilen yöntem radyal pompalara, kayıp fonksiyonu yeniden tanımlanarak uyarlanmıştır. Genişleme faktörü

$$D_f = 1 - (W_1/W_2) - ((U_1 - C_{u1}) - (U_2 - C_{u2})) / (2 s W_1) \quad (8)$$

s katılık olup

$$s = \ln(D_2/D_1) z / (2\pi \sin((\beta_1 + \beta_2)/2))$$

Genişleme kaybı bu bağıntılar yardımıyla,

$$\Delta H_g = f(D_f) W_2^2 / 2 \quad (9)$$

şeklinde hesaplanır. $f(D_f)$ fonksiyonu için

$$\begin{aligned} f(D_f) &= D_f^2 & D_f < 0.4 \\ f(D_f) &= 0.8 D_f^2 & D_f > 0.4 \end{aligned}$$

bağıntıları kullanılır.

3. Salyangoz Kaybı

Sürtünme kaybı ve sapma kaybı olmak üzere ikiye ayrılarak göz önüne alınır. Sapma kaybı pompanın tasarım dışı durumlarda çalışması durumunda oluşur. $R_2 C_{u2} > R_4 C_4$ olması durumunda

$$\Delta H_{sa} = 0.5 ((R_2 C_{u2}/R_3) - (R_4 C_4/R_3))^2 \quad (10)$$

bağıntısıyla bulunur. Aksi halde sapma kaybı oluşmaz. Sürtünme kaybı ise aşağıdaki ifadeden bulunur.

$$\Delta H_{sf} = \xi (A_v/A_4) (C_4^2 / 2) \quad (11)$$

Burada A_v salyangozun yüzey alanını, A_4 ise salyangoz çıkış kesiti alanını göstermektedir. ξ kayıp katsayısı,

$$\xi = (1.89 + 1.62 \log(L/k))^{-2.5}$$

ifadesiyle bulunur. L salyangozun uzunluğu, k ise pürüz yüksekliğidir.

4. Çıkış Difüzörü Kaybı

Konik difüzördeki kayıplar gibi modellenenebilir.

$$\Delta H_D = K (C_4^2 - C_5^2) / 2 \quad (12)$$

5. Disk Sürtmesi Kaybı

$$\Delta H_{DS} = 0.0225 (U_2 D_2 / \nu)^{0.2} U_2^3 R_2^2 / Q \quad (13)$$

bağıntısından bulunur.

Dolayısıyla pompanın gerçek yük değeri, teorik yük değerinden bu kayıpların çıkartılmasıyla bulunur:

$$H = H_{th} - \Delta H_{cc} - \Delta H_{ca} - \Delta H_g - \Delta H_{sa} - \Delta H_{sf} - \Delta H_D - \Delta H_{DS} \quad (14)$$

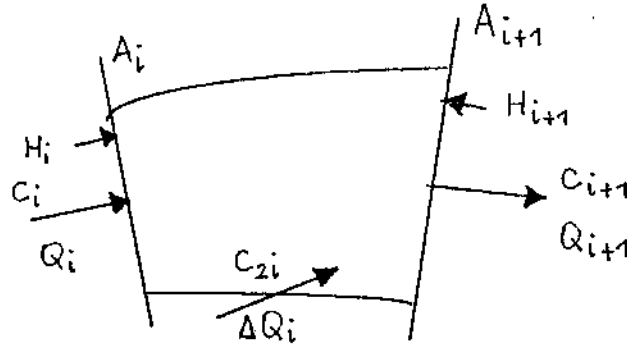
BİR BOYUTLU DAİMİ OLMAYAN PERFORMANS TAHMİN YÖNTEMİ

Tasarım dışı koşullarda çarkın çıkış çevresi boyunca sabit olmayan bir basınç dağılımı oluşur. Bunun sonucunda çark içerisindeki akış dönmesi sırasında değişen çıkış basıncıyla karşılaşır. Çark girişindeki basınç sabit olarak düşünülebilir. Fakat Çark çıkışındaki koşulların değişken olması nedeniyle çark içerisinde daimi olmayan hızlanmalar yada yavaşlamalar oluşur. Bu çalışmada ele alınan yöntemde bunların makina performansına etkileri incelenmektedir.

Salyangoz N sayıda sonlu küçük parçalara bölünmektedir (Lorett, Gopalakrishnan, 1986). Parçalardan bir tanesi Şekil 3' de gösterilmiştir. Bir parça için süreklilik denklemi

$$Q_{i+1} = Q_i + \Delta Q_i \quad Q_i = A_i C_i \quad Q_{i+1} = A_{i+1} C_{i+1} \quad \Delta Q_i = A_2 C_{m2,i}$$

bağıntılarıyla ifade edilebilir. Burada $A_2 = \pi D_2 b_2 \tau_2 / N$ olmaktadır. Bu denklemden N parçaya bölünmüş olan salyangozun i. elemanının çıkış yüzeyindeki akış hızı, C_{i+1} , hesaplanmaktadır.



Şekil 3. Salyangoz Parçası

Bir parça için momentumun korunumu uygulanarak, salyangozun i+1. elemanının çıkış yüzeyindeki yük değerinin aşağıdaki bağıntıyla hesaplandığı bulunmuştur.

$$H_{i+1} = H_i - \xi \Delta L C_i^2 / (2 D_h) - (2 / (A_{i+1} + A_i)) (A_{i+1} C_{i+1}^2 + A_i C_i^2 + A_2 C_{m2,i} C_{u2,i}) \quad (15)$$

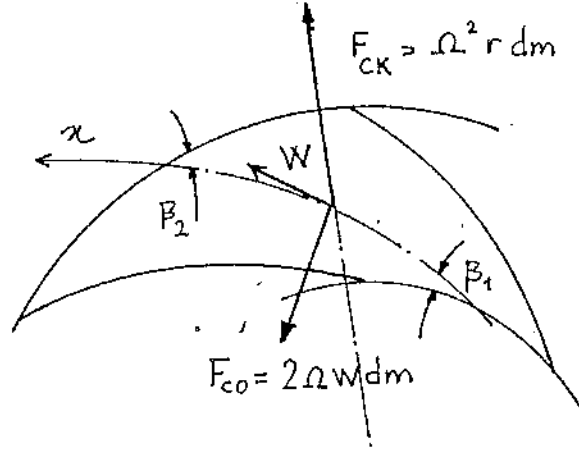
Çarkın Dinamik Denklemi

Şekil 4'de radyal pompa çarkı içerisindeki bir akışkan parçacığına etkiyen kuvvetler gösterilmiştir. Bağıl akış çizgisi üzerinde, bir boyutlu akış için momentum denklemini yazarsak,

$$\rho A dx (dW/dt) + \rho A (d(W^2/2) + dp/\rho) = \rho A (dx \Omega^2 r \sin \beta) \quad (16)$$

$dx \sin \beta = dr$ olduğu göz önüne alınarak, ve daimi olmayan bağıl hız W ile daimi bağıl hız W_r karşılaştırılarak aşağıdaki ifade elde edilir (Dick, Annmı, 1993).

$$D(W - W_r) / Dt + d(H - H_s) / dx = 0 \quad (17)$$



Şekil 4. Pompa çarkı içersindeki akışkan parçacığına etkiyen kuvvetler

Burada H ve H_1 daimi olmayan ve daimi olan basınç yüküdür. Daimi olan ve olmayan ivmelenme arasındaki farkın akış kanalı boyunca yaklaşık olarak sabit olduğunu varsayarak, önceki ifadenin integrali alınarak,

$$L(D(W-W_s)/Dt)_2 + (H-H_s)_2 = 0 \quad (18)$$

Burada L akış kanalının uzunluğu olup,

$$L = (D_2 - D_1) / (2 \sin \beta_2)$$

bağıntısıyla bulunur. Δt zaman süresince pompa çarkının bir salyangoz elemanı boyunca hareket ettiğini varsayarak, son denklem aşağıdaki şekilde ayrıklaştırılabilir:

$$L (W_{2,i+1} - W_{1,2}) / \Delta t + (H_{i+1} - H_s) = 0. \quad (19)$$

Daimi olmayan hız W ile, mutlak hızın meridyenel bileşeni arasındaki ilişki

$$\Delta C_{m2} / \Delta W_2 = \sin \beta_2 \quad (20)$$

bağıntısıyla ifade edilerek, son denklem

$$C_{m2,i+1} - C_{m2,i} = 2 \Delta t \sin^2 \beta_2 (H_s - H_{i+1}) \quad (21)$$

şeklini alır. Bu denklemi kullanabilmek için daimi haldeki çark çıkışı statik basınç değerlerinin bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu değerler bir boyutlu daimi model ile belirlenir.

Salyangoz dili civarında, aşağıdaki bağıntı yardımıyla denklem sayısı bilinmeyen sayısına eşit sayıya getirilir.

$$C_1^2 / 2 = C_N^2 / 2 + (H_N - H_1) \quad (22)$$

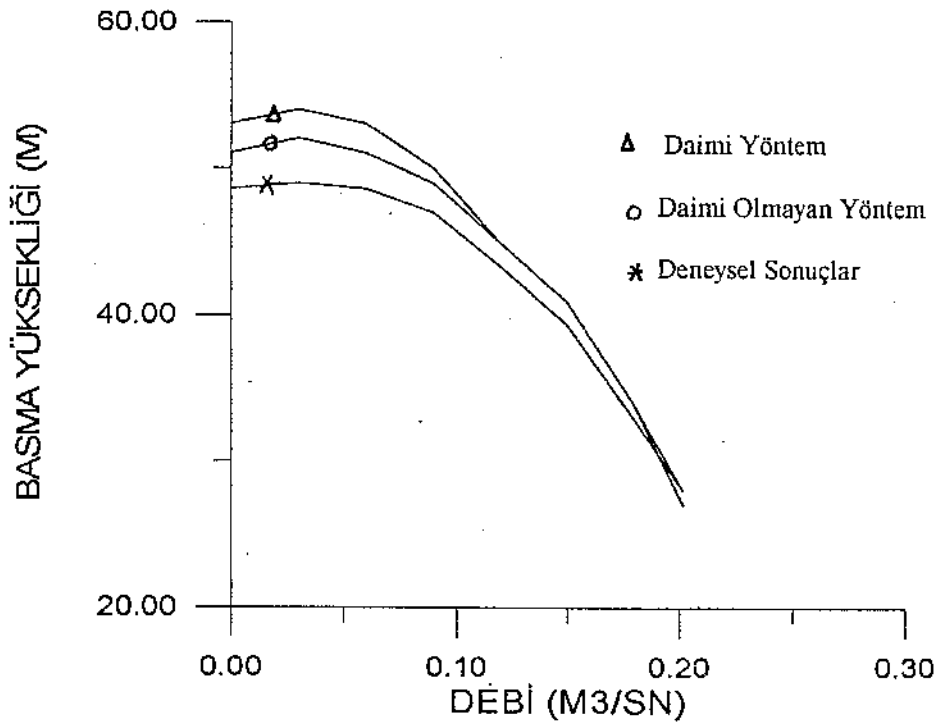
SONUÇ

Tablo 1 ' de verileri belirtilen pompa için açıklanan yöntem ile bulunan sonuçlar aşağıda deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmışlardır.

Şekil 6' dan görüleceği üzere pompa çarkının içerisinde oluşan daimi olmayan akışın modellenmesi ile tasarım debisinden ($0.15 \text{ m}^3/\text{sn}$) daha küçük debi değerlerinde deneysel sonuçlara daha iyi bir yaklaşım sağlanmıştır. Bunun nedeni tasarım dışı durumlarda oluşan daimi olmayan kayıpların modele dahil edilmesidir.

	Sembol	
Çark giriş çapı	D_1	270 mm
Çark çıkış çapı	D_2	400 mm
Çark giriş genişliği	b_1	55 mm
Çark çıkış genişliği	b_2	43 mm
Giriş kanat açısı	β_1	19°
Çıkış kanat açısı	β_2	22°
Salyangoz dil çapı	D_3	415 mm
Salyangoz genişliği	b_4	250 mm
Kanat sayısı	z	5
Kanat kalınlığı	t	7 mm
Dönme sayısı	-	1400 rpm
Tasarım debisi	Q_n	150 l/sn
Salyangoz kesit alanı	-	600 cm ²

Tablo 1. Örnek pompa verileri



Şekil 6. Hesaplanan ve ölçülen pompa performanslarının karşılaştırılması

KAYNAKLAR

- DICK E., AMMI M., 1991, "Comparison between steady and unsteady one-dimensional performance analysis methods for centrifugal pumps", European Journal M, Vol.36, No.3
- MYLES D.J., 1970, "An analysis of impeller and volute losses in centrifugal fans", Proc. I. Mech, Pt 1, 14
- LORETT J.A., GOPALAKRISHNAN S., 1986, "Interaction between impeller and volut of pumps at off-design conditions", ASME Journal of Fluids Engineering, 108, 12-18
- ÖZGÜR C., 1983, Su Makinaları Dersleri, İTÜ Kütüphanesi, Sayı 1260

PUMP PERFORMANCE PREDICTIONS BY MEANS OF THE UNSTEADY METHOD

Erkan AYDER

I.T.U. Faculty of Mechanical Engineering

A short summary of the one dimensional steady radial pump performance technique is given. Dynamic modelling of the flow inside the radial pump impeller is done and is combined with the steady method. This is called unsteady method. The steady and unsteady methods are used to predict the performances of the described radial pump. The comparisons show that the unsteady method performs better than the steady method.

TÜRBOMAKİNALI SİSTEMLERDE AKIŞ KAYNAKLI TİTREŞİMLER

Sait ALANSATAN

Haluk KARADOĞAN

İ.T.Ü. Makina Fakültesi

KISAÖZET

Çalışmaların birinci aşamasında Hidrolik Makinaların üretebilecekleri çalkantıların yapısı hakkında deneysel bilgi üretmek hedeflenmiştir.

İkinci aşamada ise bir Hidrolik Makina ile beslenen bir boru sisteminde ,Hidrolik Makinanın uyarımı ile boru sisteminin akustik yapısının akuple olması sonucu ortaya çıkabilecek olan titreşimler deneysel olarak incelenmiştir.

Kurulan matematik modelle akış-akustik yapı akuplajı aranmış ve deneysel bulgularla karşılaştırma yapılmıştır.

1. GİRİŞ

Su, petrol, doğal gaz ve benzeri akışkanların taşındığı boru hatlarında akışı sağlamak amacıyla çeşitli tipte dönel akım makinaları (türbomakinalar) kullanılmaktadır. Bu makinaların çıkışında basınç ve debi değerleri zamana bağlı incelendiğinde ortalama bir değerin etrafında periyodik bir çalkantı bileşenine sahip oldukları görülür. Ayrıca bu çalkantıların genlik ve frekanslarının da tasarıma bağlı olarak değiştiği de bilinmektedir. Bununla birlikte akım makinası içinde akış sırasında oluşacak sınır tabaka ayrılmaları nedeniyle yaklaşık periyodik yapıda girdaplar üretilmektedir. Gerek elemanlardan kaynaklanan ve gerekse sonlu kanat/daimi olmayan akış nedeniyle oluşan çalkantıların, akım makinasının bağlı bulunduğu boru sistemlerinin akustik, mekanik veya ısı yapısı ile akuple olması halinde, mühendisleri tedirgin eden ciddi titreşim problemleri ortaya çıkmaktadır. Çalışmanın amacı, dönel akım makinalarının bir uyarım kaynağı olarak akım makinası-boru sisteminde ortaya çıkabilecek olan akış-akustik yapı incelenmesi ve bu nedenle ortaya çıkabilecek zararlı titreşimlerin giderilme çarelerinin belirlenmesidir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

2.1. Boru Akustiği

İki ucu açık bir boru üzerindeki akışkanın doğal akustik frekansını veren ifade şu şekildedir

$$f_n = i \frac{c}{2L} \quad (2.1)$$

C: akışkan içindeki ses hızı (m/s)

L: boru boyu (m)

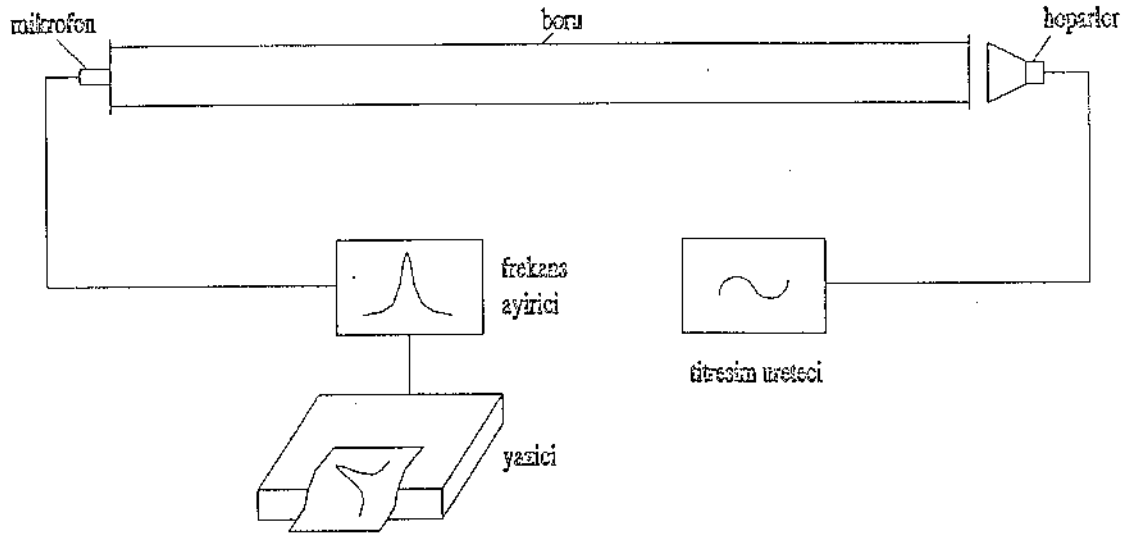
f_n : Doğal akustik frekans (Hz)

i: 1,2,3,.....

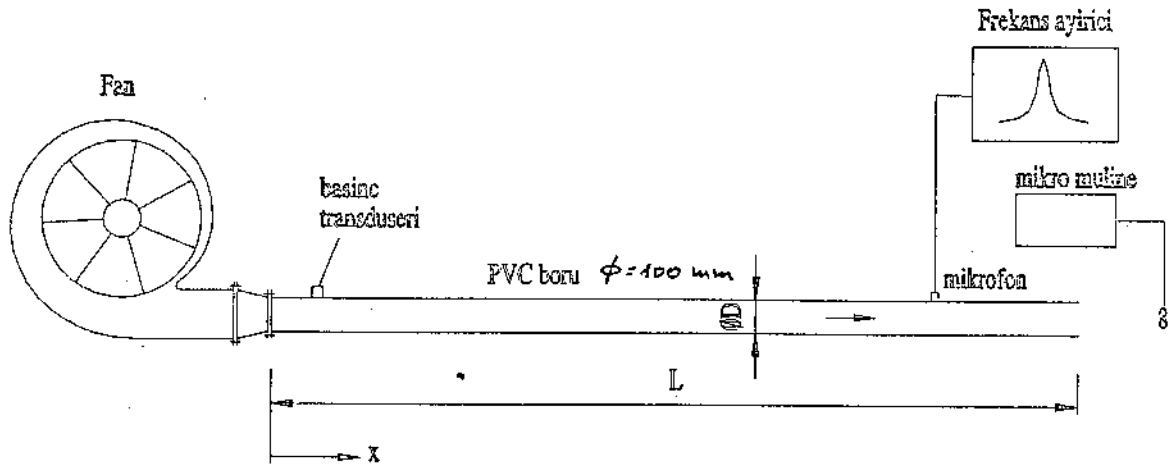
Boru akustiği deneyinde bir hoparlör ve osilatör (titreşim uyarıcı) yardımıyla boru girişine değişik frekanslarda basınç titreşimleri uygulanmış ve boru çıkışındaki cevabı alınmıştır. (Şekil 1.1) Deney sonucunda L=5 m boyundaki boruda 33Hz ve tam katlarında rezonans hali görülmüştür. L= 8.8 m uzunluğundaki boruda 19 Hz ,

L= 1,2 m boruda ise 140 Hz ve

katlarında rezonans görülmüştür. Bu değerler (2.1) eşitliğiyle uyum sağlamaktadır ve boru içinde bu akışkanın rezonansa geçebileceğini göstermektedir.

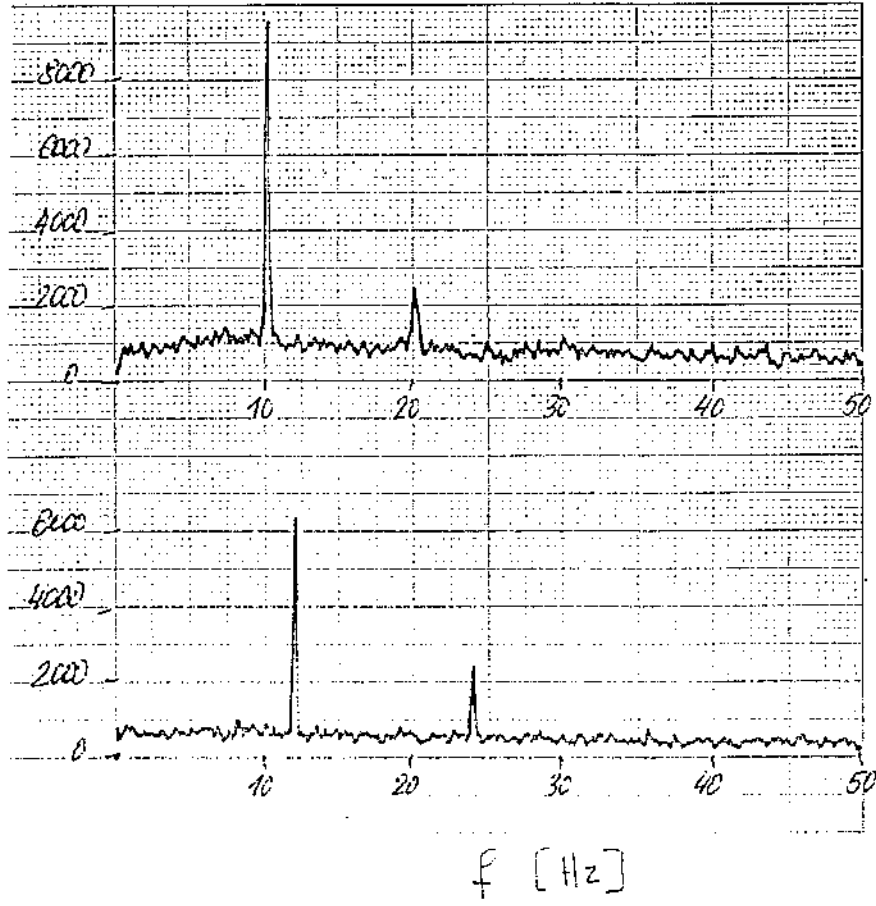


Şekil 1 Doğal Frekansın Ölçülmesi

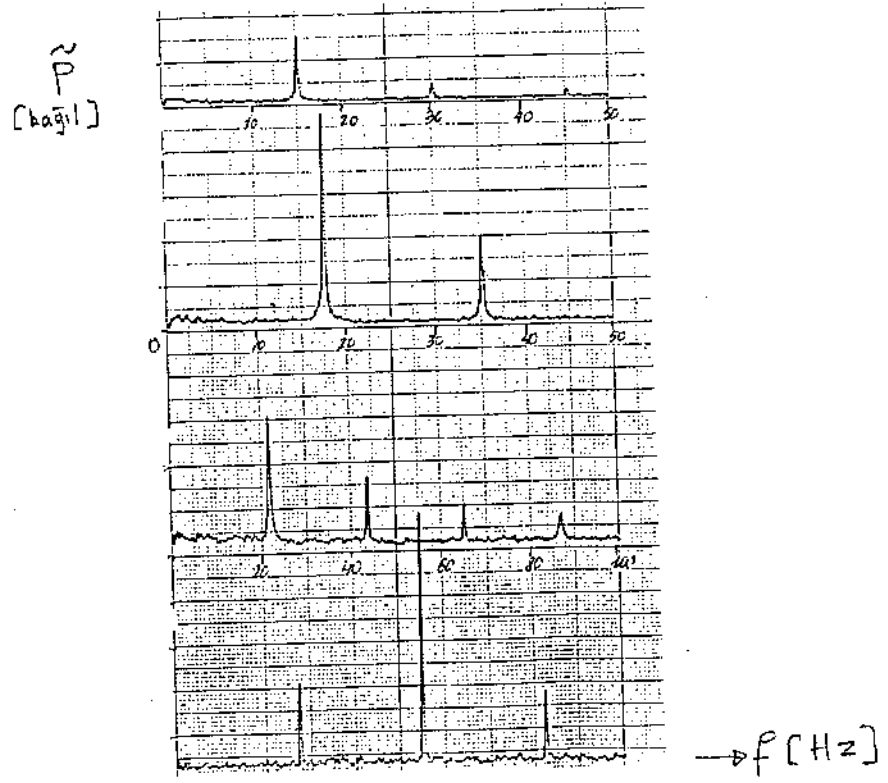


Şekil 2 Fana Bağlıanan Boru Tesisatı

$\tilde{p}$
[mV]



Şekil 3 : Çarkın bir gözünün açık olması halinde çıkişta boru olmaksızın elde edilen frekans açılımlarına bir örnek



Şekil 4 : Akuplaj halinde alınan örnek frekans açılımları

n	(d/d)	f_{kg}	f_1	f_2	f_3	f_4	P1 (mV)	P2	P3	P4	f_{max}	mV/cm
		f_{ge} (Hz)										
1.	553	9.2	9.2	18.4	27.6	36.8	1.36	5.85	-	1.39	50	2
2.	541	9.0	9	18	27	36	1.34	6.07	-	2.03	50	2
3.	535	8.9	8.9	17.8	26.8	35.6	1.09	5.30	-	1.49	50	2
4.	523	8.7	8.7	17.4	-	-	0.87	4.00	-	-	50	2
5.	505	8.4	8.4	16.8	-	-	1.07	2.30	-	-	50	2
6.	481	8.0	8.0	16.0	-	-	1.00	1.63	-	-	50	2
7.	402	6.7	6.72	13.4	20.1	-	0.48	0.505	0.569	-	50	0.5
8.	359	6.0	6.04	12.0	18.0	-	-	-	1.52	-	50	0.5
9.	320	5.33	5.32	-	16	-	0.305	-	0.333	-	50	0.5
10.	271	4.51	-	-	-	18.0	-	-	-	0.55	50	0.2
11.	307	5.11	5.12	-	15.4	-	0.235	-	0.238	-	50	0.2
12.	927	15	15.5	31.0	-	-	15.2	4.28	-	-	50	5
13.	1076	17.9	17.9	35.8	-	-	47.8	19.6	-	-	50	10
14.	1328	22.1	22.2	44.4	66.6	88.8	30.7	16.8	10.3	7.78	100	10
15.			28	56	84	-	20.9	58.4	17.8	-	100	10

Tablo 1 : Fanın kanat geçiş frekansında uyardığı boru içindeki kovanın cevabı

2.2. Türbomakinanın yarattığı uyarım:

Deneylerde aşağıda özellikleri belirtilen sanayi tipi bir fan kullanılmıştır.

$$n = 2850 \text{ d/d}$$

$$Q = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N = 3.37 \text{ kW}$$

$$\Delta P = 2 \times 400 \text{ mm SY}$$

Fan, iki kademeli olup 7 kanatlı çarklardan oluşmaktadır. Buna göre fan çıkışı debi / basınç çalkantılarını veren ifadede kanat geçişi frekansı, aşağıda gösterildiği gibi olacaktır.

$$f_{kg} = \frac{7n}{60} \quad (2.2)$$

Fan boruya bağlanmaksızın fan çıkışından 1/2 " mikrofon ve frekans ayırıcı (spektrum analizatörü) kullanılarak ölçümler yapılmıştır. Fan çıkışında alınan basınç çalkantılarının frekans dağılımının 2.2 ifadesine uyduğu görülmektedir.

Uyarımın belirlenleştirilmesi için çark tükama yöntemi uygulanarak tek kanat açık bırakılmıştır. Bu durumda

$$f_{kg} = \frac{n}{60} \quad (2.3)$$

eşitliğine bağlı kalınmıştır. Örnek fekans açılımları (Şekil 3) te gösterilmiştir. Yapılan ölçümlerde Şekil 2.4'te ise tükalı çarkta basınç-zaman ifadesinde

$$\frac{\tilde{p}}{\bar{p}} < \%10 \quad (2.4)$$

olduğu görülmüştür.

2.3. Akış-Akustik Yapı Akuplajı

Uyarım kaynağı fanın boru akustik yapısını ne ölçüde etkileyeceğini görmek için $L = 8.8 \text{ m}$ lik boru ile birleştirilerek boru çıkışındaki basınç titreşimleri incelenmiştir. (Şekil 2) Farklı devir sayılarında titreşimlerin frekans dağılımları alınmıştır. Bu durumda ki örnek frekans açılımları (Şekil 4) te gösterilmiştir. (Tablo 1) de görüldüğü gibi baskın frekans değerleri, f_{kg} ve harmonikleri etrafında hesaplanırken, f_{kg} nin doğal akustik frekansa (f_n) yakın değerlerinde f_{kg} veya harmoniklerinin genliklerinde rezonans hali görülmüştür. Yani rezonans

$$f_{kg} = \frac{f_n}{3}, \frac{f_n}{2}, f_n, \frac{3}{2} f_n, 2f_n$$

değerlerinde ortaya çıkmıştır.

3. Teorik Çalışma

Kurulan matematik modele ait temel kabuller şunlardır.

- 1) $\rho = f(t)$ yoğunluk zamana göre değişiyor,
 $\rho \neq f(x)$ yoğunluk konuma göre değişmiyor.

Boru içindeki akışkan bir yay gibi davranıp her bölgede aynı anda sıkışma ve genleşme olmaktadır.

2) 1/4 dalga modeli geçerli olup çalkantı değeri boru çıkışında en yüksek değerine sahiptir.

3) Boru giriş- çıkışı arasında kayıp yok.

Buna göre giriş (1)-çıkış(2) arası Bermoulli Denklemi.

$$p_1 - p_2 = \rho V_1^2 - \rho V_2^2 + \int_0^L \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) dV \quad (3.1)$$

Süreklilik Denklemi

$$\rho(Q_1 - Q_2) = \sum L \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.2)$$

hal

denklemi

$$\frac{d(p_1 - p_2)}{dt} = c^2 \frac{d\rho}{dt} \quad (3.3)$$

çalkantı dağılımı

$$\tilde{V} = \tilde{V}_1 + (\tilde{V}_2 - \tilde{V}_1) \frac{X^2}{L^2} \quad (3.4)$$

$$Q = \bar{Q} + \tilde{Q} \quad \text{çalkantılı debi}$$

ifadesi (3,1) denkleminde yerine konulur. ve (3,3) denklemini' birleştirilerek (3,2) tek bir denklem haline getirilir. Ayrıca $\tilde{Q}_1, \tilde{Q}_2, \tilde{Q}_1^2, \tilde{Q}_2^2, \dots$ ve 2. dereceden çalkantı terimleri ihmal

edilen ve denklem $\frac{\pi^2}{L}$ ile çarpılırsa

$$\tilde{Q}_2'' \left(\frac{\pi^2}{3} \right) + \tilde{Q}_2' \left(-\frac{\bar{Q} \pi^2}{\sum L} \right) + \tilde{Q}_2 \left(\frac{\pi^2 C^2}{L^2} \right) = \tilde{Q}_1'' \left(-\frac{2\pi^2}{3} \right) + \tilde{Q}_1' \left(-\frac{\bar{Q} \pi^2}{\sum L} \right) + \tilde{Q}_1 \left(\frac{\pi^2 C^2}{L^2} \right) \quad (3.5)$$

bulunur. Burada $\frac{\pi^2 C^2}{L^2} = \omega_a^2$ yani sistemin doğal akustik açısal frekansıdır.

Değişkenlerin başındaki katsayılar:

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{\pi^2}{3} [\text{boyutsuz}] & A_1 &= -\frac{2\pi^2}{3} [\text{boyutsuz}] \\ B_1 &= B_2 = -\frac{\bar{Q} \pi^2}{\sum L} & & \left[\frac{1}{T} \right] \\ C_1 &= C_2 = \omega_a^2 & & \left[\frac{1}{T^2} \right] \end{aligned} \quad (3.6)$$

denklem ,

$$A_2 \tilde{Q}_2'' + B_2 \tilde{Q}_2' + C_2 \tilde{Q}_2 = A_1 \tilde{Q}_1'' + B_1 \tilde{Q}_1' + C_1 \tilde{Q}_1 \quad (3.7)$$

şeklinde birleştirilir.

$$\begin{aligned}\tilde{Q}_1 &= \bar{Q}_1 a_1 \cos(\omega t) \\ \tilde{Q}_2 &= \bar{Q}_2 a_2 \cos(\omega t - \phi)\end{aligned}\quad (3.8)$$

Şeklindeki bir çözüm esas alınrsa, (3.7) ifadesi (3.6) da yerine konularak kuvvetlendirme oranı,

$$\left(\frac{a_1}{a_2}\right)^2 = Y^2 = \frac{[\omega_a^2 - A_1 \omega^2]^2 + [B_1 \omega]^2}{[\omega_a^2 - A_2 \omega^2]^2 + [B_2 \omega]^2} \quad (3.9)$$

bulunur.

Denklemdaki katsayılarından B_1, B_2 ifadesindeki $\bar{Q}$ değeri, türbo makinanın çalışma noktalarına göre değişim göstermektedir.

$$\frac{\bar{Q}}{\bar{Q}'} = \frac{n}{n'} = \frac{\omega}{\omega'} \quad (3.10)$$

Debi sayısı,

$$\phi = \frac{\bar{Q}}{n D^3} \quad (3.11)$$

(3.11) ve 3.6) ifadeleri birleştirilerek

$$B_1 = B_2 = 30 D^3 \pi \phi \omega = D \omega \quad (3.12)$$

yazılabilir. Bu durumda (3.9) ifadesi

$$Y = \frac{[\omega_a^2 - A_1 \omega^2]^2 + [D \omega^2]^2}{[\omega_a^2 - A_2 \omega^2]^2 + [D \omega^2]^2} \quad (3.13)$$

halini alır. Y'nin en yüksek olduğu hal için pratik olarak paydayı 0 yapan değer esas alınrsa,

$$\left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2 = \frac{A_2}{A^2 + D^2} \quad (3.14)$$

eşitliği bulunur.

Benzer sonuç $\frac{\partial Y}{\partial \omega} = 0$ işlemiyle

$$\left(\frac{\omega}{\omega_a}\right)^2 = \frac{A_2 - \sqrt{A_2^2 - 4 D^2}}{2 D^2} \quad (3.15)$$

şartını verir.

Sabitler yerlerine konularak

$$A_2 = 3,29$$

$$D = 0,1$$

için 3.14 ifadesinde en büyük büyütme oranı

$$\frac{\omega}{\omega_a} = \frac{f_{kg}}{f_n} = 0,53$$

3.15 e göre ise ,

$$\frac{f_{kg}}{f_n} = 0,57$$

koşullarında ortaya çıkar şeklinde görölüyor. D, A_2 'nin yanında ihmal edilirse 3,15 ve 3,14 eşitliklerinde,

$$\frac{\omega}{\omega_a} \approx \frac{1}{\sqrt{A_2}} \quad (3.16)$$

şartı bulunur. Buna göre elde edilen sayısal değer ise $\frac{\omega}{\omega_a} = 0,55$ şeklindedir.

SONUÇ:

- 1- Boru hatlarından oluşan tesisatlarda türbomakina bir uyarıcı olarak davranıp , zorlanmış titreşimlere yol açabilmektedir.
- 2- Uyarım frekansı ve harmoniklerinin, doğal akustik frekansa veya harmoniklerine eşit olması durumunda rezonans hali oluşmaktadır.
- 3- Deneysel sonuçlar, kritik dönme sayılarında oluşan rezonansın en belirgin halinin $f_{kg} = f_n$ halinde ortaya çıktığını göstermektedir.
- 4- Kuramsal çalışma ise en kuvvetli rezonansın $f_{kg} \cong \frac{f_n}{2}$ de oluştuğunu ortaya koymaktadır.
- 5- Gaz dinamiğindeki titreşim olaylarının, katı cisim dinamiğinin tersine 2 ve 3 harmoniklerde belirginlik kazandığı görölmektedir.
- 6- İTÜ Araştırma fonu tarafından desteklenen bu projede çalışmalar devam etmektedir.

KAYNAKLAR

- 1 - KARADOĞAN , H., İZMİRLİOĞLU , Ş., CANBAZOĞLU , S.,
" Boru Hatlarında Akışın Yaratığı Titreşimler "
3.Ulusal Makina Teorisi Semineri Foça- İzmir (1988)
- 2 - FRANCE , D ; TAYLOR , PW ;
" Near running speed subsynchronous vibration in centrifugal pumps "
I Mech E , Vibrations in Centrifugal Pumps , (1990)

SUMMARY

Different types of turbo machinery are used for pumping water , crude oil , natural gas , ect. Their pipelines. Flow fluctuations are observed at the discharge pipe of these turbo machines. The reasons may be listed as ;

- * unsteady flow*
- * limited number of blades*
- * blade - volute , blade / diffuser interactions*
- * hydraulic elements*
- * quasi - periodic large scale vortex formation due to boundary layer separation .*

Such periodic fluctuations which are generated by turbomachines may excite the acoustical , thermal or mechanical structure of piping system , which may cause serious vibration problems.

In this study the structure of fluctuations created by turbomachines are investigated experimentally.

In the second stage , flow - acoustic coupling is tested in a piping system feeded by an hydraulic machine .

Flow - acoustic coupling is simulated on a mathematical model.

Calculated results are compaired with measured values .

POMPALARDA TAHİRİK KAYNAĞI OLARAK HİDROLİK MOTOR UYGULAMASI

Abdullah Parlar
Hema Hidrolik A.Ş.

ABSTRAKT

Pompalarda tahrik sistemi olarak genellikle elektrikli motorlar, içten yanmalı motorlar, tarım traktörleri, kuyruk mili veya kayış kasnağı kullanılır.

Aşağıda bu sistemlere ilave olarak, pompaların bilinen ancak uygulaması fazla yapılmayan hidrolik motorlarla tahrik edilmesi anlatılmaya çalışılacaktır.

1. HİDROLİK POMPA VE HİDROLİK MOTORLAR

Bilindiği gibi hidrolik pompalar kendilerine verilen mekanik enerjiyi (genellikle bir dönme hareketi) hidrolik enerjiye dönüştüren (genellikle yağ) aygıtlardır. Bu pompalar basınçlı yağ gerektiren hidrolik sistemlere sahip muhtelif taşıt ve makinalarda kullanılırlar. Bu pompalar; dişli, pistonlu, paletli v.b. şeklinde dizayn edilmiş olabilirler. Bu bildiride söz konusu olan pompa ve motorlar şirketimiz Hema Hidrolik A.Ş. tarafından 1974 yılından beri ülkemizde üretilen dişli türlerdir.

Mevcut herhangi bir hidrolik sistemden basınçlı sıvı alarak mekanik enerjiye dönüştüren aygıtlar bir hidrolik motor olarak tanımlanır.

Dişli tip hidrolik motorlarda Tablo 1'de görüldüğü gibi dizayn, debi ve basınç değiştirilerek muhtelif devir ve güçler elde edilmesi mümkündür.

Tablo 2'de hidrolik motor seçiminde gerekli olabilecek hidrolik formülleri, Tablo 3'te de şirketimiz tarafından üretilen hidrolik motor bağlantı ölçüleri verilmiştir.

2. HİDROLİK MOTOR UYGULAMALARI

Hidrolik motorlar genellikle iş makinaları, plastik makinaları v.b. komple hidrolik sistemlere sahip makinalarda kullanılır. Basınçlı yağ üreten bir ana pompa istasyonu ve bu basınçlı yağdan hareket alıp muhtelif fonksiyonlar icra eden hidrolik motorlar mevcuttur.

Bu motorlar daha çok düşük devirli (Max. 1000 d/d) yüksek momentli Gerotor tipi motorlardır.

Bu bildiride sizlere teorik olmaktan çok pratik sonuçlardan söz etmek istiyorum. Konu başlığımızda da ifade edildiği gibi, santrifüj pompaların hidrolik motorlarla tahrik edilmesi.

3. SANTRİFÜJ POMPALARIN HİDROLİK MOTORLARLA TAHRİK EDİLMESİ

Piyasada üretilen santrifüj pompalar genellikle bir elektrik motoru, benzinli veya dizel bir motor ve bunların içinde bulunduğu bir makina veya taşıttan alınan hareketle tahrik edilirler.

Elektrik enerjisinin mevcut olduğu veya elektrik ve hidrolik enerjinin olmadığı bir yerde benzinli veya dizel motorların kullanılması normaldir. Ancak kırsal kesimde tarım traktörünün kullanıldığı yerlerde hidrolik motor da kullanılabilir. Artık günümüzde tarım traktörleri çok gelişmiş bir hidrolik sisteme sahiptir. Bu hidrolik sistem traktörün kendi hidrolik mekanizmaları için görev yaptığı gibi, dışarda bulunan herhangi bir sisteme hidrolik enerji verebilmek üzere bir hidrolik valf sistemi ile donatılmışlardır. Ülkemizde üretilen traktörlerin de tamamında mevcut olan bu hidrolik valflerin bir giriş ve bir çıkış ağzı mevcuttur. Ancak pratikte tek çıkışın sadece damperli remork kaldırmada kullanıldığını görmekteyiz. Traktör fabrikaları da tek bir çıkışın kullanılması dolayısıyla genellikle diğer çıkışı iptal etmektedirler. Ancak son zamanlarda döner pulluk v.b. ihtiyaçlar için çift çıkış uygulamaları da başlatılmıştır.

İşte traktörlerin bu mevcut hidrolik valf çıkışlarından istifade ile hidrolik motor döndürülmesi ve bu dönme hareketi ile de santrifüj pompanın tahrik edilmesi mümkündür.

Tabiatıyla böyle bir hidrolik motorla ihtiyaç halinde jeneratör, kompresör, tahıl nakil helezonları, çim biçme ve ilaçlama makinaları v.b. de tahrik edilebilir.

Ülkemizde birçok yerde ve özellikle güneydeki tatil bölgemizde su sıkıntısı vardır ve tankerle su taşınmaktadır.

Tanker çoğunlukla bir traktör tarafından çekilmekte su doldurma boşaltma ise elle veya santrifüj pompalarla yapılmaktadır.

Şimdiye kadar görülen uygulamalar santrifüj pompanın traktörün kuyruk milinden hareket alınması şeklinde olmaktadır.

Traktör kuyruk mili de genellikle düşük devirlidir. (~ 500 d /d) Bu devir santrifüj pompalar için düşük olduğundan araya bir de dişli kutusu veya kayış kasnak mekanizması konulması gerekmektedir. Kuyruk mili hareketi de bir kardan mafsallı şaftla alındığından ortaya komplike bir mekanik sistem çıkmaktadır. Gerekli emniyet tedbirleri çoğunlukla alınmadığından kardan mafsallı şaft kazalara sebep olmaktadır. Bu kazalarla ilgili birçok olayı bizzat çiftçilerden dinledim. Ayrıca bir T.V. programına da konu olmuştu. Bu tip bir uygulama fotoğraf 1 ve 2'de görülmektedir.

4. HİDROLİK MOTORUN TRAKTÖRLE TAHRİK EDİLMESİ

Tarım Traktörlerinin çok gelişmiş bir hidrolik sisteme sahip olduğuna daha önce değinmiştik. Üzerinde bulunan pompa tarafından üretilen basınçlı yağ, traktörün hidrolik kaldırıcı sistemini tahrik ettiği gibi, fotoğraf 3'te görülen ve hemen bütün

traktörlerde bulunan, büyük çoğunlukla da şirketimiz tarafından üretilen valfle traktör dışında bir yere hidrolik güç vermek mümkündür. Bu maksatla zaten fotoğraf 4'te görüldüğü gibi hidrolik çıkış kaplinleri ile de teçhiz edilmişlerdir. Hidrolik motorun giriş ve çıkış hortumlarının buralara bağlanması hidrolik güç nakli için yeterli olmaktadır. Fotoğraf 5'te bir tarım traktörüne bağlantıları tamamlanmış hidrolik motor ve akuple halde bir santifüj pompa görülmektedir.

Bu sistemle bir su tankerine doldurma ve boşaltma yapılabileceği gibi, bir kuyu veya dereden su alınarak sulama yapılması da mümkündür. Enteresan bir tatbikatı geçen sene yaz aylarında bir Ege kasabasında yaptık. Bölgede büyük ölçüde yeraltı suyu ile tarım alanları sulanmakta, ancak aşırı kullanım sebebiyle de su seviyesi kurak mevsimlerde düşmektedir. Çiftçi mevcut stasyoner hava soğutmalı dizel motoru ve santifüj pompasını kullanabilmek için kuyu ağzını genişletmekte ve motoru bu kuyu içine yerleştirmektedir. Ancak bu durumda da dizel motorun soğutması yeterli olmadığından, motor yanmakta, bunu önlemek için de santrifüj pompanın tahriki traktör kuyruk mili, konik dişli mekanizması veya kayış kasnakla hareket verilmeye çalışıldığı görülmektedir. Böyle bir durumda hidrolik motorun çalışması hiç bir sorun çıkarmadığı gibi, son derecede güvenli ve sessiz bir çözüm olarak sunulmaktadır. Fotoğraf 6'da satışa arz edilen bir hidrolik motor / santrifüj pompa kompleksi görülmektedir.

5. SONUÇ

Hidrolik gücün bulunduğu yerlerde tahrik sistemi olarak hidrolik motor kullanılması, son derecede sade, temiz ve güvenli bir çözümdür. Hatta, elektrik motoru veya başka tahrik sistemlerinin ıslak veya pis ortamlarda kullanılamadığı yerlerde (Demir çelik tesisleri gibi) bir hidrolik güç ünitesi kurularak hidrolik motor kullanılması mümkündür.

SUMMARY

Centrifugal Pumps are generally driven by an electrical, diesel or gas engine. On the other hand, they can be driven by tail rod or belt drive mechanisms in the agriculture field.

In this paper subject is driving the centrifugal pumps by hydraulic motor.

Today, agricultural machinery have a very improved hydraulic system. However, it can not be said that this system is used adequately in our country. The existing hydraulic pump in the tractors can drive its own hydraulic lift cover. But this pump can also be used as a hydraulic power supplier for any system by an exiting valve in all tractors.

The hydraulic motor manufactured in our company are driven by the power supplied from this existing valve. Generator, compressor, spirar, grass cutting, insecticide spray machinery can also be driven by this hydraulic motor.

The technical data data practical information can be seen on the tables and photographs in the given paper.

Tablo 1

MOTORLARIN SİPARİŞ YÖNTEMLERİ
Motors ordering data

MOTOR TİPİ Motor type	TEORİK İLETİM HACMI Theoretical disp. cm ³ /devir (rev.)	MİN. HIZ Min. speed d/d (rev./min.)	MAK. HIZ Max. speed d/d (rev./min.)	MAK. ÇALIŞMA BASINCI Max. continuous pr. (bar)	MAK. DÖNDÜRME TORKU Max. running torque (Nm)
1M1-113	4,0	500	3500	210	12,2
1M1-117	6,1				18,5
1M1-124	8,2				24,9
1M1-136	11,9				36,6
1M1-144	14				43
1M1-152	16,8				51,6
1M1-160	19,21				59
1M1-172	22,9		3000	175	59,3
1M1-190	28,1			150	63
2M1-3105	33,34			207	62,8
2M1-3120	37,88		2500	175	116
2M1-3135	42,61				110,3
2M1-3146	45,46				118,3
2M1-3158	49,40				129,3
2M1-3180	56,10			150	120,5
3M1-4150	47,01		2250	207	142,4
3M1-4180	56,10				170
3M1-4210	65,16				197,5
3M1-4250	77,04			187	210,9
3M1-4300	91,92			166	225,8
3M1-4330	101,54		2100	152	228,4
3M1-4380	116,7		2000	111	226,7

50°C VE SAE 20W YAĞI KULLANILDIĞI ZAMAN HİDROLİK MOTOR DEĞERLERİ UYGULANABİLİR.
Motor data are applicable when using SAE 20W fluid at 50°C

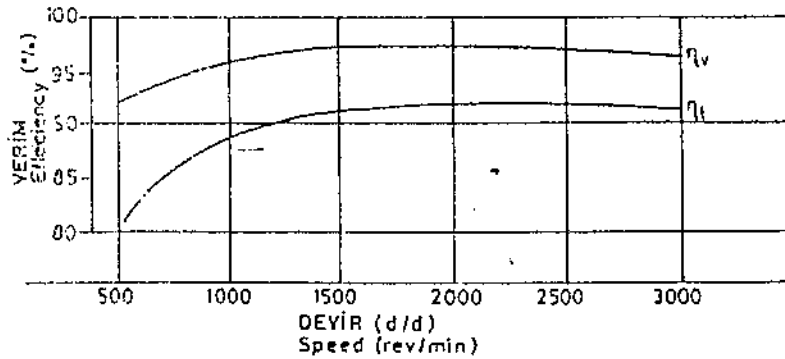
ÖZEL İHTİYAÇLARINIZI KARŞILAMAK İÇİN LÜTFEN TEKNİK MÜHENDİSLİK KISMIMIZA MÜRACAAT EDİNİZ.

Please consult Technical Engineering Department to meet your special needs.

HİDROLİK DİŞLİ MOTORLAR İÇİN PRATİK HİDROLİK FORMÜLLER
Practical hydraulic formulas for hydraulic gear motors

Tablo 2

FORMÜLE EDİLECEK Formule for	SÖZEL FORMÜL Word formula	FORMÜL Formula
AKIŞKAN BASINCI (bar) Fluid pressure	$BASINÇ = \frac{KUVVET (kg)}{KESİT ALANI (m^2)}$ $Pressure = \frac{Force (kg)}{Unit area (m^2)}$	$P = \frac{F}{A}$
TEORİK DEBİ (lt/d) Theoretical flow rate (lt/min)	$DEBİ = \frac{İLETİM HACMİ (cm^3/d) \cdot DEVİR (d/d)}{1000}$ $Flow rate = \frac{Theoretical displacement (cm^3/rev) \cdot Speed (rev/min)}{1000}$	$Q = \frac{V \cdot n}{1000}$
MOTOR DÖNDÜRME TORKU (Nm) Fluid motor running torq.	$TORK = \frac{İLETİM HACMİ (cm^3/d) \cdot BASINÇ (bar) \cdot TOPLAM VERİM}{20 \cdot \pi}$ $= \frac{MOTOR ÇIKIŞ GÜCÜ (HP) \cdot 63025}{DEVİR (d/d)}$ $Torque = \frac{Theoretical disp. (cm^3/rev) \cdot Pressure (bar) \cdot Overall efficiency}{20 \cdot \pi}$ $= \frac{Fluid motor output power (HP) \cdot 63025}{Speed (rev/min)}$	$T = \frac{V \cdot P \cdot \eta_t}{612}$ $T = \frac{HP \cdot 63025}{n}$
MOTOR ÇIKIŞ GÜCÜ (kw) Fluid motor power	$GÜÇ = \frac{DEBİ (lt/d) \cdot BASINÇ (bar) \cdot TOPLAM VERİM}{612}$ $Power = \frac{Flow rate (lt/min) \cdot Pressure (bar) \cdot Overall efficiency}{612}$	$N = \frac{O.P. \cdot \eta_t}{612}$
MOTOR HIZI (d/d) Motor speed (rev/min)	$HIZ = \frac{DEBİ (lt/d) \cdot VOLUMETRİK VERİM \cdot 1000}{İLETİM HACMİ (cm^3/d)}$ $Speed = \frac{Flow rate (lt/min) \cdot Volumetric efficiency \cdot 1000}{Theoretical displacement (cm^3/rev)}$	$n = \frac{Q \cdot \eta_v \cdot 1000}{V}$
BORU İÇİNDEKİ AKIŞKAN HIZI (m/s) Velocity of fluid in pipe (m/sec)	$HIZ = \frac{DEBİ (m^3/s) \cdot 16,67}{BORU İÇ ÇAP (m^2)}$ $Velocity = \frac{Flow rate (m^3/sec) \cdot 16,67}{Inside dia. of pipe (m^2)}$	$V = \frac{Q \cdot 21,22}{D^2}$



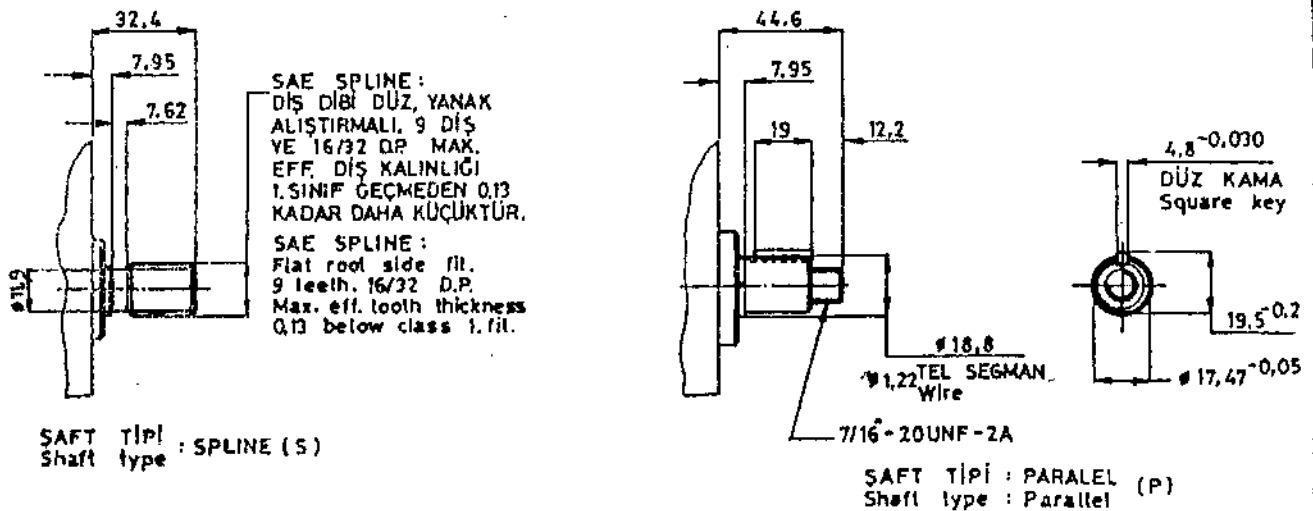
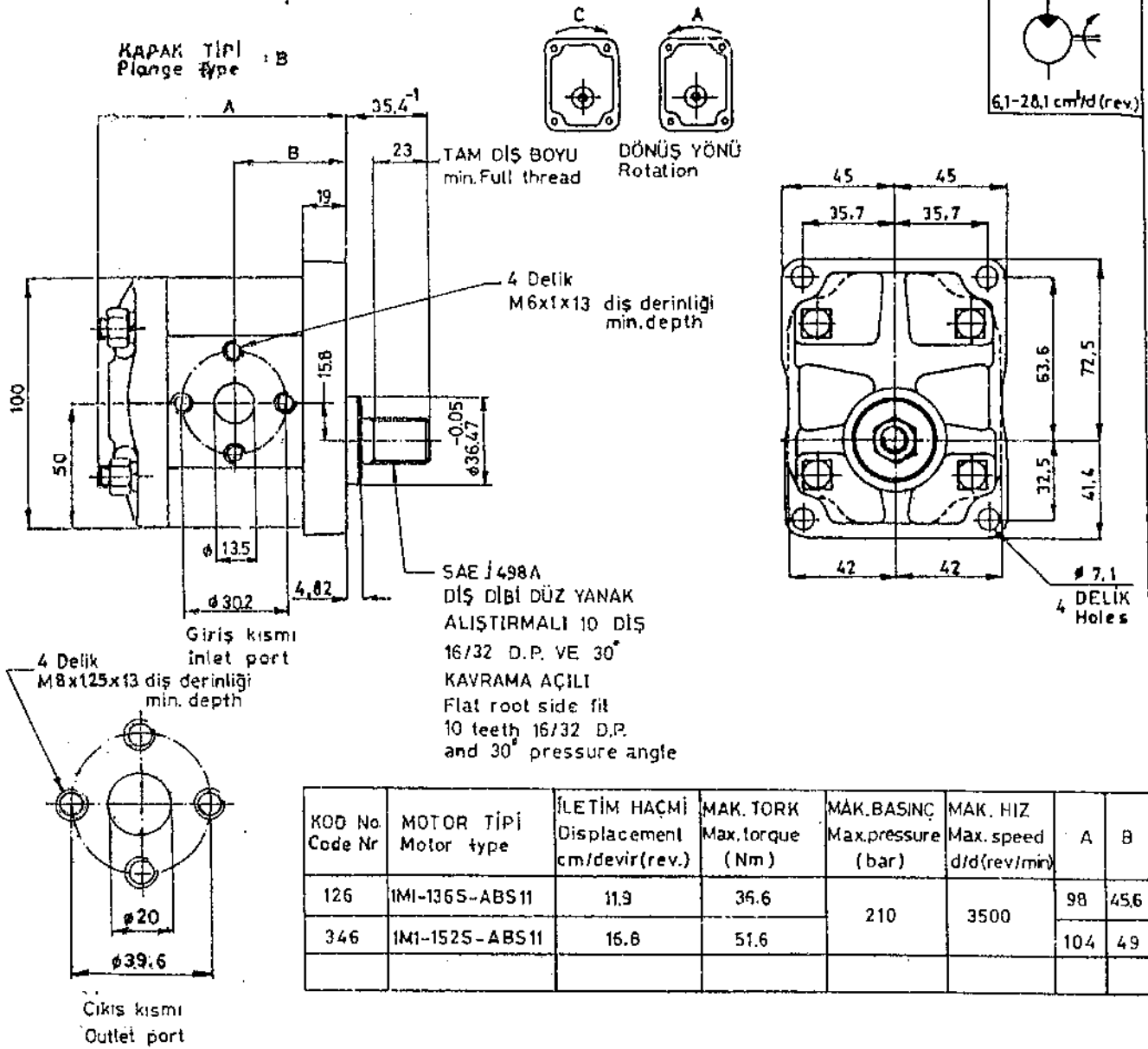
η_v = VOLUMETRİK VERİM
Volumetric efficiency

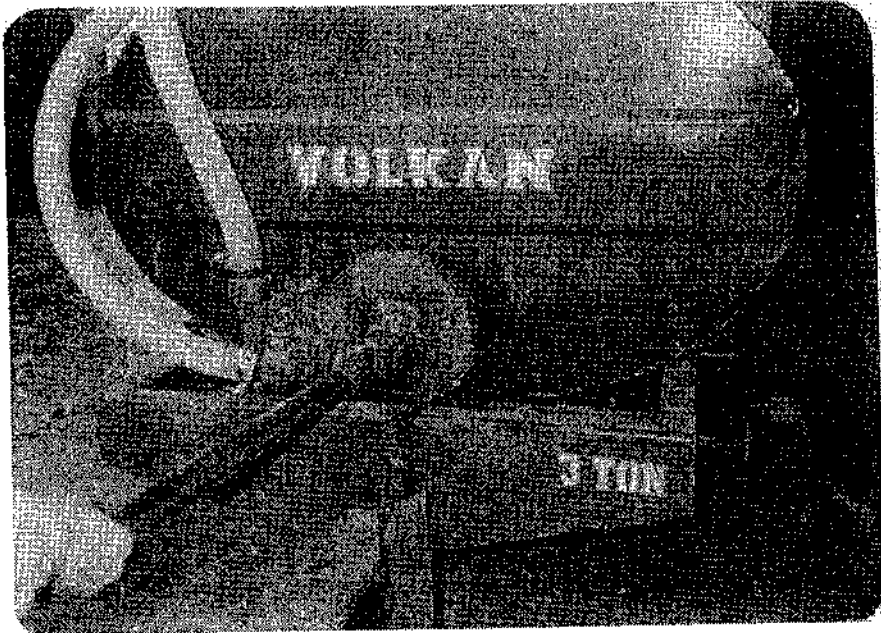
η_t = TOPLAM VERİM
Overall efficiency

MAKSİMUM ÇALIŞMA BASINÇINDA MOTOR VERİMLERİNİN DİYAGRAMDA GÖSTERİLMESİ.
Indicative diagram of motor efficiencies at maximum working pressure.

1M1 - SERİSİ · HİDROLİK DİŞLİ MOTORLAR 1M1 - Series hydraulic gear motors

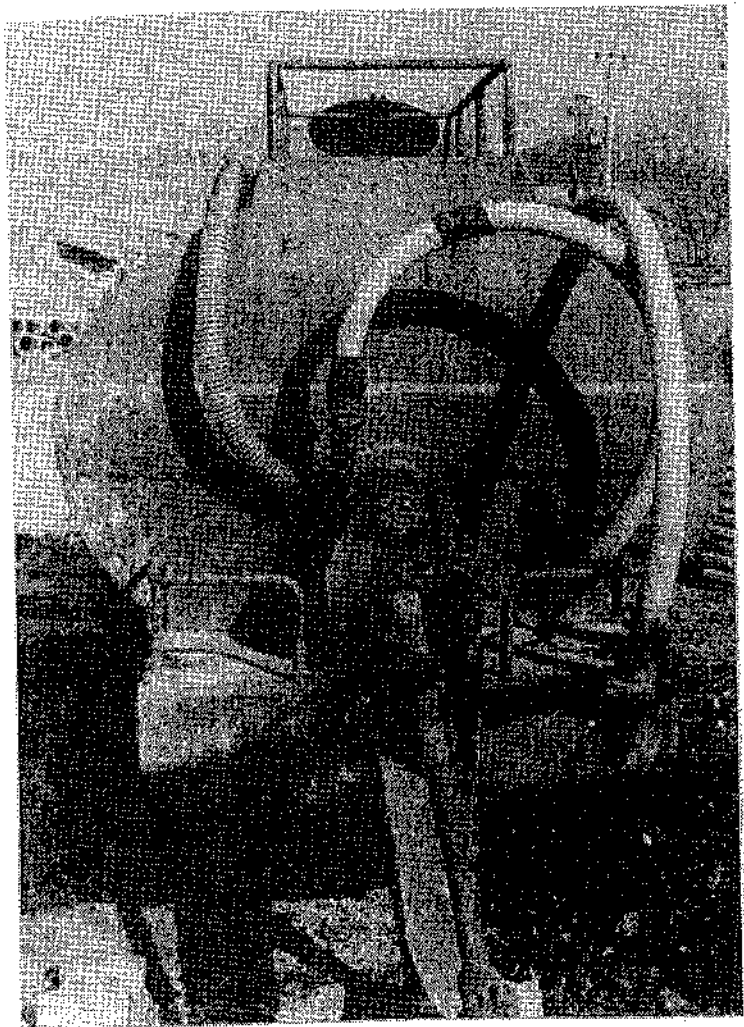
Tablo 3

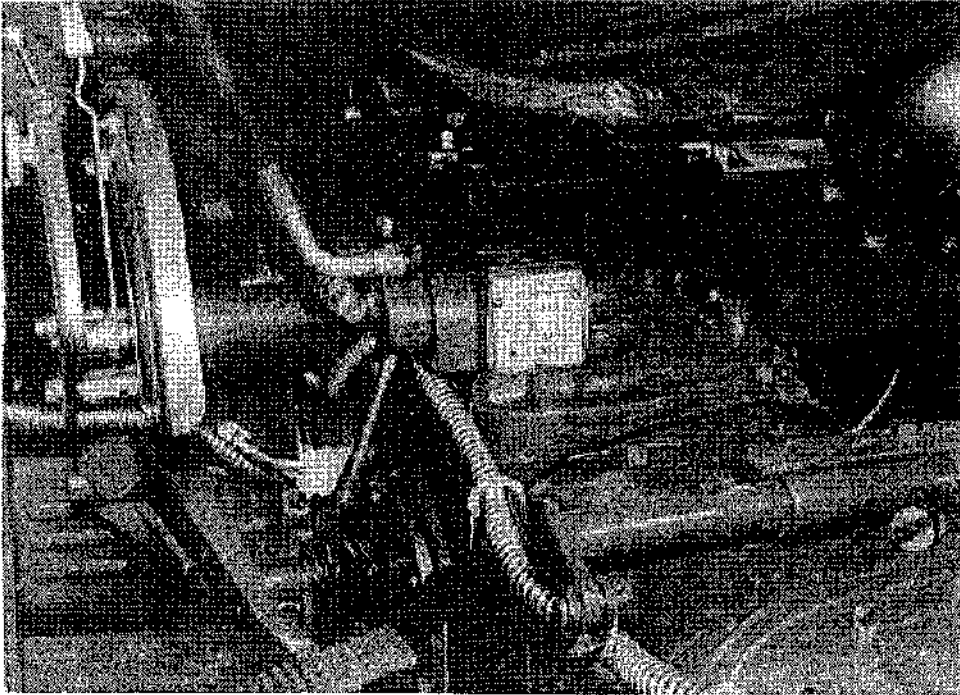




Resim 1

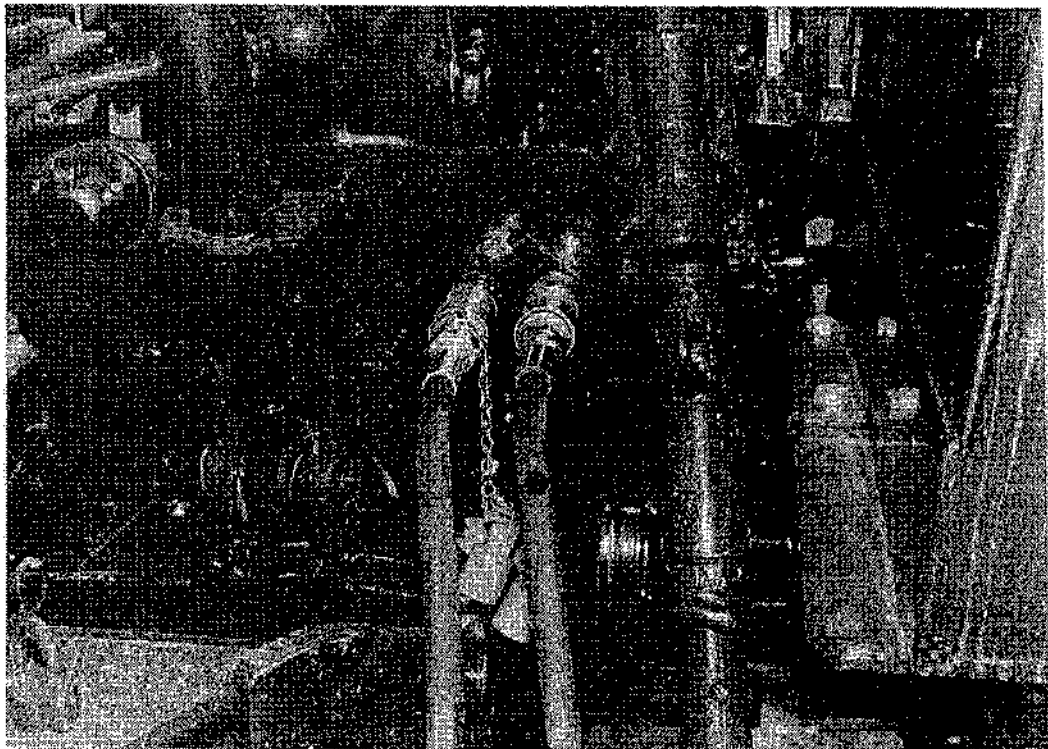
Resim 2





Resim 3

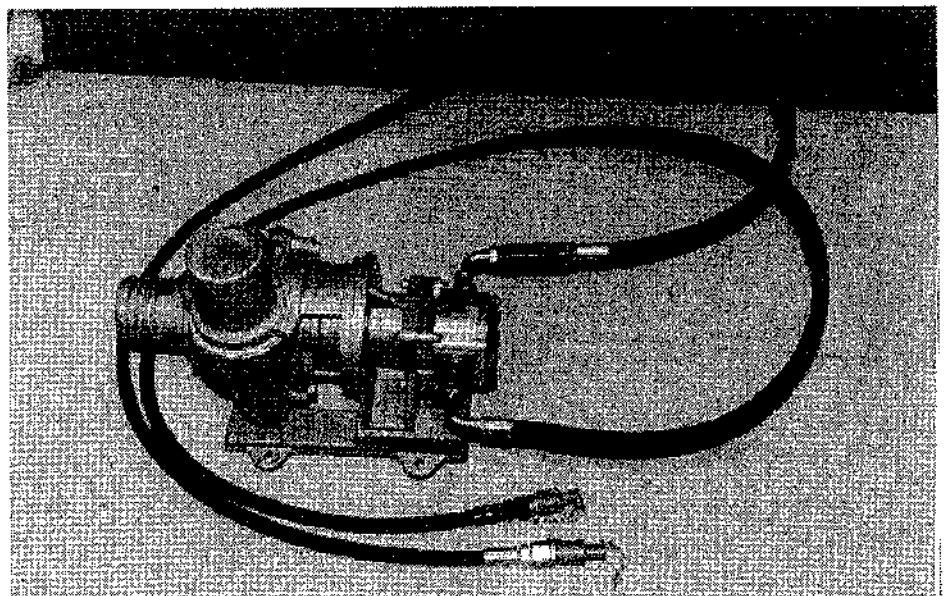
Resim 4





Resim 5

Resim 6



KAUÇUK POMPALARI - Suat BÜYÜKAKSAKAL (ASÖBA)

Kauçuk pompaları, yumuşak kauçuk astarlı (Soft Rubber Lined) kelimelerinin baş harfleri rumuzu ile tesmiye edilmektedir. Yani SRL pompaları diye piyasada isimlendirilmektedir. 1960 yılındanberi ülkemizde imal edilen SRL pompaları, yeryüzünde ilk defa 1930 lu yıllarda kuzey Amerikada üretilmeye başlanmıştır.

Kauçuk pompalar, tek kademeli, yatay milli, akışkan ile temas eden bütün pompa yüzeylerinin kauçuk astarla kaplı ve fanlarında kauçuktan mamül pompalardır. Ondört ayrı yapılış tarzında ve saatte 4500 m³'e kadar debide ve yedi ayrı gövde yapısı üzerinde bu pompalar üretilmektedir. Bu yedi grup içindeki pompaların farklı parçaları, her grup içinde birbirleriyle değiştirilebilme özelliğine sahiptirler. Bu tipler ve kapasiteleri aşağıdaki gibidir:

Pompa Tipleri	Motor Gücü	Pompanın	Pompanın	Grup
Emme ve basma çapları	18 m İrtifada	Debisi	Ağırlığı	No
İnç x İnç	HP	m ³ / Saat	Kilo	-
I.I/2 x I.I/4 SRL	2,2	0-I6	280	I
2.I/2"x 2 SRL	5,2	10-38	300	I
3 x 3 SRL	8,6	30-68	550	II
4 x 3 SRL-C	8,4	30-68	800	II
5 x 4 SRL-C	16,3	50-I58	1200	III
5 x 5 SRL	25,3	100-227	1600	III
6 x 6 SRL	30,3	125-317	1800	III
8 x 6 SRL-C	29,5	125-317	2200	IV
10 x 8 SRL-C	42	200-658	3200	IV
12 x 10 SRL-C	62	400-I044	4200	V
14 x 12 SRL-C	105	700-I589	6000	V
16 x 14 SRL-C	145	1000-2270	8000	V
18 x 16 SRL-C	213	2000-3500	12000	VI
20 x 18 SRL-C	300	3000-4500	16000	VII

Bu pompalar:

- Atık Su Endüstrisinde, çeşitli atık suların pompalanmasında,
- Kimya Sanayiinde, çeşitli kimyasal maddelerin pompalanmasında,

-Madencilik Sanayiinde,çeşitli maden cevherlerinin sulu olarak pompalanmasında,

Kömür Endüstrisinde,çeşitli kömürlerin zenginleştirilmesinde sulu olarak pompalanmasında,

-Cam Sanayiinde,cam kumunun yıkanmasındaproses pülp pompaları olarak

-Kağıt,Toprak,Keramik,Seramik endüstrisinde ,demir ve çelik sanayiinde pülp pompaları olarak kullanılmaktadır.

Bütün bu çalışma sahalarında pompalanan sıvıların içinde,aşındırıcı (abrasif) veya paslandırıcı (Korrozif) yahut her ikisininde birlikte bulunduğu ve pompaya tesir ettiği katı ve kimyasal maddeler bulunmaktadır.

Pompaların salyangoz gövdeleri ortadan iki parçalı olarak imal edilmiş olup,yumuşak kauçuk astarlarla,birbirlerine civatalı olarak bağlanıp tesbit edilecek şekilde,kaplanmıştır. Böylece pompalanan sıvı hiçbir zaman kauçuk salyangoz astarlardan başka bir metalik yüzeyler ile temas etmemektedir.Pompaların fanlarında kauçuktan imal edildiği için,pompalanan sıvı sadece kauçuktan mamul fan ve astarların bulunduğu bir ortamda sadece kauçuk yüzeyleri ile temas edebilmektedirler.

Senelerce yapılan tecrübeler göstermiştirki,yumuşak tabii kauçuk (takriben 35 -45 Şor sertliğinde)aşınmaya ve korrozyona karşı,en sert ve aşınmaya dayanıklı çelik türlerinden çok daha fazla dayanıklı ve uzun ömürlüdür.Bu,pompalanan sıvı içindeki katı parçaların kauçuk yüzleri üzerinde zıplamasından dolayı,kauçuk yüzeyleri hemen aşındıramamakta veya çeşitli kimyasal maddelerin kauçuk pompa yüzeylerine kimyasal veya fiziksel olarak tesir edememesinden ötürü,kauçuk pompa parçaları çeliğe göre çok daha uzun ömürlü olmaktadırlar.

Bu pompalarda kauçuk salyangoz astarlarının ve fanın değişmesi,pompanın emme ve basma borularının sökülmesi gerekmeden yapılabilir.Bu maksatla pompa gövdesi,kızaklı bir şasi üzerinde,emme ve basma borularının tesbit edildiği yer olan emme tarafı salyangoz gövdesinden vidalı bir tertibat yardımıyla geriye doğru çekilmekte ve çok uzun zaman sonra eskien ,aşınan kauçuk astar ve fan yarım saatten kısa bir zaman içinde yenisi ile değiştirilerek pompa tamamen yenilenebilmektedir.

Pompalarda kauçuk fan ve emme tarafı kauçuk salyangoz astarıarasındaki mesafenin daima sifıra yakın yani bu iki kısmın birbirlerine temas edecek şekilde olması gerekir.Zamanla kauçuk fan ile emme tarafı kauçuk salyangoz astarı arasındaki mesafe, aşınmalardan dolayı artacaktır. Bu mesafenin yeniden sifıra yakın bir değere kadar pompada kapatılması

için,pompanın mil asamblesi komple olarak kauçuk fan ile birlikte ileri ye doğru sürülürve bu aralık,pompanın bastığı sıvının debisi ve manometrik irtifası düşmeksizin,sıfıra yaklaşık bir değerde daima sabit tutulabilir.

Pompalarda salmastra düzeni olarak aşağıdaki gibi salmastra tertibatları vardır:

-Yumuşak salmastralı ve basınçlı su vermek suretiyle pompa salmastrası pompalanan sıvının içindeki katı maddelerin tesirinden korunur.

Basınçlı olarak verilen salmastra suyu,salmastra önünde temiz bir su perdesi hasıl edip,salmastra ile katı maddenin temasını önler ve böylece salmastranın kısa zamanda aşınmamasını sağlamış olur.Bu basınçlı suyun basıncı,pompanın bastığı akışkanın manometrik yüksekliğinden daima en az 7 metre su sütünü daha fazla olmalıdır.

Bahis konusu salmastra suyu (temiz su) miktarı ise aşağıdaki gibi pompa tiplerine göre değişik miktarlarda olabilmektedir:

Pompa tipleri	Salmastra temiz suyu miktarları
inç x inç	Litre / Dakika
I.I/2 x I.I/4 SRL	4
2.I/2 x 2 SRL	4
3 x 3 SRL	8
4 x 3 SRL-C	8
5 x 4 SRL-C	12
5 x 5 SRL	12
6 x 6 SRL	12
8 x 6 SRL-C	24
10 x 8 SRL-C	24
12 x 10 SRL-C	32
14 x 12 SRL-C	32
16 x 14 SRL-C	32
18 x 16 SRL-C	56
20 x 18 SRL-C	64

Pompaların rülmanları bir rülman kovani içinde bulunur.Bu kovan sıvı SAE 30 no yağ ile takriben yarı yarıya doludur.Her iki kovan başında,pompa milinin yataklanması için çift sıra ikişer adetten dört adet rülman ve 12" x 14" SRL-C tipinden itibaren ilaveten ekstenel yük taşıyan konik bir rülmanlada yataklanır.Böylece pompa milinin üzerinde hasıl olan ekstenel ve radyal yükler bu rülman tarafından taşınır. Bütün rülmanlar sıvı yağ içinde bulunup,sıvı yağ ile yağlanırlar.Yağ kovani üzerinde I 366

Adet üstte yağ ikmal tıpası,I adet yanda yağ seviyesini gösteren müş-ir ve I adette altta yağ boşaltma tapası vardır.Pompa mili asamblesinin komple ileriye doğru sürülmesi için kovan üzerinde vidalı bir ayar tertibatı bulunmaktadır.

Pompaların Seri Halde Birbirine bağlanması :

Kauçuk pompalar,birbirlerine seri olarak bağlanması için çok uygun yapılmışlardır.Pompaları birbirine niçin seri olarak bağlamak gerekmektedir ? .Kauçuk pompaları yatık tip tek kademeli kauçuk pompalardır.Bu pompaların herbir tipi en fazla 35 ila 40 m SS na kadar olan manometrik irtifalara basabilir,pompalayabilir.Eğer pompalanacak sıvının manometrik irtifası 35 ila 40 metreden daha fazla yükseklikte ise bu durumda,debisi belirli bir tip pompa ile bu manometrik yükseklik, 35 veya 40 metreye bölünür,çıkan rakam ,birbirine seri olarak bağlanması gereken pompaların adedini verir.Mesela,I40 M SS manometrik irtifaya akışkanı pompalamak gerekirse,bu taktirde 4 adet bu iş için uygun kapasitedeki pompaya ihtiyaç vardır.Bu 4 pompadan herbiri 35 m SS basacak ve birbirine seri olarak bağlanarak I40 m SS manometrik irtifa temin edilecektir.Bu maksatla kullanılan pompaların yapılışıda , IIO m SS manometrik irtifaya kadar sağlam yapılışlı (Heavy Duty) , IIO m SS dan daha fazla mesela 500 m SS na kadarda çok sağlam (Extra Heavy Duty) yapılış tarzındadırlar.

Manometrik yükseklik I000 m SS na kadar dahi olsa pompaların yapılışı birbirine seri olarak bağlanmak suretiyle,bu yüksekliği kadar basmaya müsa-ittir.Seri olarak pompaların birbirine bağlanmasında,pompalar bir pompa istasyonunda yanyana bulunur.Seri bağlamada,ilk pompanın bastığı akışkan ikinci pompanın emme borusuna verilir,ikinci pompanın bastığı akışkan ise üçüncü pompanın emme borusuna verilir ve ilanihaye böyle giderek istenilen manometrik irtifa elde edilinceye kadar,pompalar birbirleri ile böylece irtibatlandırılmış olunur.

Değiştirilebilir Pompa Hızı? _

Kauçuk pompalarda pompa milinin tahriki aşağıdaki şekilde çeşitli varyasyonlar halinde yapılabilir.

-Sabit devirli ,V-Kayıs -Kasnak ile tahrik sekli : Bu şekilde tahrik motoru olan elektirik motoru,pompa üzerindeki motor sehpasında olup, pompa kasnağı bir grup V-Kayışları yardımıyla,elektirik motoru kasnağı tarafından tahrik edilir.Pompa milinin devir sayısını artırmak veya eksiltmek yani değiştirmek gerekirse,sadece motor kasnağı çok kısa zamanda göbek kısmından değiştirilerek pompa mili devir sayısı artırılır veya

azaltılabilir,yani değiştirilebilir.

-Doğru akım motoru ile tahrik şekli: Bu durumda pompa mili doğru akım motoru ile tahrik edilerek,kademesiz olarak değiştirilebilir.

-PIV Şanzımanı ile tahrik şekli: Bu durumda elektirik motoru önce PIV şanzımanı ile irtibatlandırılarak,bu şanzımanı tahrik eder,PIV şanzımanında pompa milini döndürür.Bu tahrikler,aynı eksenli miller üzerinde olur.Yatay şekilde olur.Pompa mili böylece kademesiz olarak döner.

-Hidrolik Kavrama ile tahrik: Elektrik motoru önce bir hidrolik kavramayı tahrik eder,hidrolik kavrama tahrik üniteside kademesiz olarak pompa milini tahrik eder(çevirir).Bu sistemdede tahrik kademesizdir.

-Frekans Konvertörü ile tahrik: Bu sistemdede elektirik motorunun devir sayısı,elektirik akımının frekansı değiştirilerek,değiştirilir,böylece pompa mili devir sayısı kademesiz olarak değiştirilerek tahrik edilebilir.Son zamanlarda kullanılan en güvenilir ve mükemmel tahrik şekli,frekans konvertörü ile tahrik şekli olup,pompa mili istenilen devir sayıları arasında kademesiz olarak tahrik edilir. Böylece minimum ve maksimum debi değerleri arasında ,pompa mili devir sayısı kademesiz olarak değiştirilerek,pompanın pompaladığı akışkanın debisi ve manometrik irtifası değiştirilebilir.

-Alternatif Yedek Parça Temini :

Pompaların gövde yapılışına göre çeşitleri:

Yukarıda emme ve basma borularının çaplarının inç olarak belirtildiği her tip Kauçuk pompaları belirli bir gövde numarasına sahiptir.Bu surette 14 ayrı tipteki kauçuk pompalar 7 ayrı grup gövde ile imal edilmektedir.Gövde grup nosu aynı olan pompaların birçok parçaları birbirine benzer ve aynı ölçülerde imal edilmiştir.Böylece çeşitli pompa tiplerinin yedek parçalarını temin için yapılan ambar stoku azaltılmış olmaktadır.Bu husus bilahare birçok grup pompaları bünyesinde bulunduran yüze yakın pompaların aynı işletmede çalıştığı kuruluşlarda yedek parça stokunu azaltmaktadır.Alternatif salmastra düzeni,kauçuk pompaların salmastra gövdeleri değiştirilerek 3 ayrı çeşitte salmastra düzeni temin edilebilir:

Salmastra Düzenleri:

I.Standart solisyonlu yumuşak salmastra tertibatı:Kuvvetli temiz su akışı ile yumuşak salmastranın korunduğu düzen olup,normal ve aşındırıcı akışkanların pompalanmasında kullanılmaktadır.

2.Yarı kısık sulu salmastra düzeni: Bu tip salmastra düzeninde,içinde katı maddesi az ve salmastra temiz suyunun az miktarda akışkana karışmasının istendiği işletmelerde kullanılır.

3. Çift (Double) mekanik salmastra düzeni: Çeşitli kimyasal maddelerin pompalanmasında bu mekanik salmastra tertibatı kullanılır.Burada mekanik salmastraya temiz su verilmesi yine gerekir,ancak bu temiz su pompalanan akışkana karışmaz,mechanik salmastranın sadece soğutulmasını temin eder.

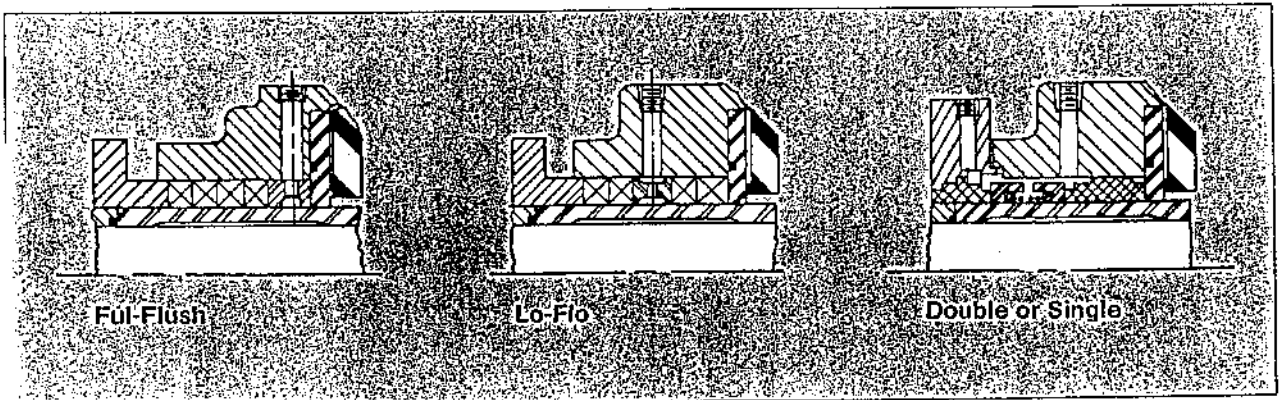
Pompaların performans göstergeleri:

Kuzey Amerikada ve ülkemizde imal edilen kauçuk pompalar,ülkemizde çeşitli endüstri dallarında kullanılmaktadır.Pompaların kağıt üzerinde tesbit edilmiş performans değerleri,mesela debileri,manometrik irtifaları,randımanları,devir sayıları gibi karakteristik değerleri çeşitli işletmelerdede aynen elde edilmektedir.Böylece pompalar yüksek performanslı yüksek randımanlı ve çok uzun ömürlü olduklarını isbat etmişlerdir.

-Pompalarda kullanılan kauçuk fan ve astarların kauçuk çeşitleri:

Halen yeryüzünde 14 ayrı yapılış tarzında değişik kauçuk türleri imal edilmektedir.Bunlardan en az 9 ayrı kauçuk tipi pompalarda kullanılmaktadır.Biz bu tipleri kimyasal ve fiziksel özellikleri ile birlikte aşağıda sunmaktayız:

GLAND CONSTRUCTION



Ticari Adı	Tabii Kauçuk	Perbunan	Neopran
Elastomer	Tabii kauçuk	Akrinitril-Budienli kauçuk	Klorpren Kauçuğu
	Tabii kauçuk elastikiyetiyle, mukavemeti ile, soğuğa karşı dayanıklılığı ile ve çok iyi fiziksel özellikleri ile birinci sırada yer alır, lastik metal kaynaşmaları için çok idealdir. Benzin , yağ, gres yağı ve ozona uygun değildir.	Aşınma yırtılma ve eskimeye karşı dayanıklıdır. Bilhassa petrol ürünleri, ısı ve yağlamalarda tavsiye edilir, benzine, benzole estere ve ketonlara karşı dayanıklı değildir.	Çok yönlü sentez kauçuğudur, çabuk yanmaz, aşınmaya karşı dayanıklıdır dışa mukavemeti çok iyi elektirik iletme özelliğine sahip Bilhassa ozona ve dış etkilere karşı tavsiye edilir.
Uluslararası Sembolü	NR	NBR	CR
Sertliği	25-95 Shore A	25-95 Shore A	30-90 Shore A
Isıya dayanım	-40 ila 110 C°	-40 ila 140 C°	-30 ila 120 C°
Azami ısı	100 C°	160 C°	150 C°
Çekme mukavemet Kg/cm N/mm	250 (25)	250 (25)	250 (25)
Çekme uzaması %	800	500	450
Diğer Özellikleri Aşınma	İyi	Çok iyi	İyi
Bükme mukavemet	İyi	Orta	Çok iyi
Çekme mukavemet	Mükemmel	İyi	İyi
Elastikiyet	Mükemmel	İyi	İyi
Çentik Mukaveme	Mükemmel	İyi	İyi
Kırılma Mukave.	Kötü	Kötü	Çok iyi
Oksidasyon Muk.	Orta	Orta	İyi
Ozona Mukavemet	Orta	Orta	Çok iyi
Aşınmaya Mukave.	Çok iyi	Çok iyi	Çok iyi

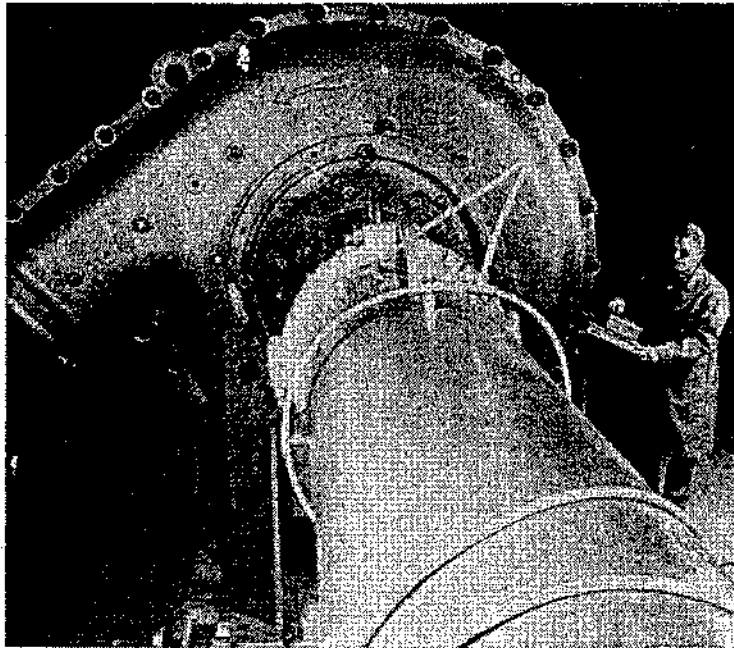
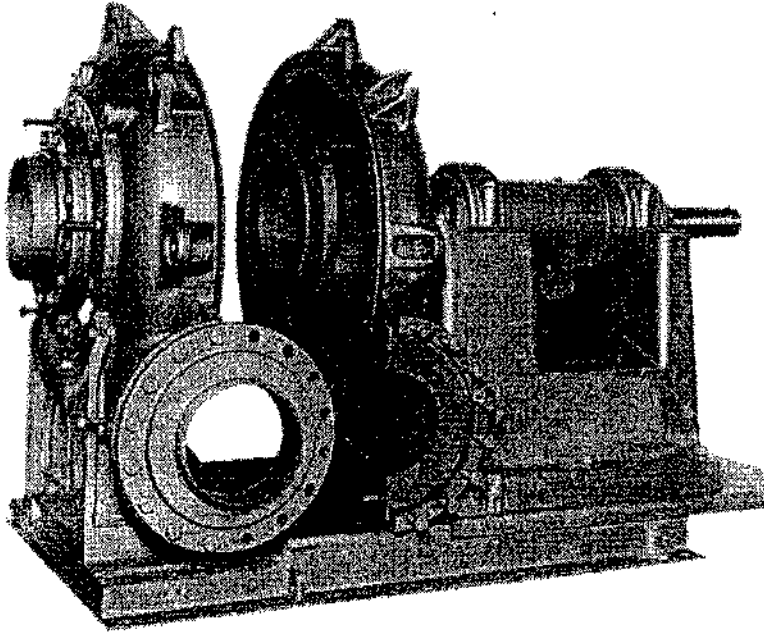
Özellikleri	Tabii Kauçuk	Perbunan	Neopren
Dış Etkenler	İyi	Orta	Çok iyi
.. 'e karşı dayanıklı Alkaliler	İyi	İyi	Çok iyi
Benzin	Uygun değil	Mükemmel	Orta
Benzol	Uygun Değil	Kötü	Uygun Değ
Yiyecek	Uygun	Uygun	Uygun
Alifatik Muhalli	Uygun değil	Çok iyi	Orta
Aromatik Muhalli	Uygun Değil	Kısıtlı	Orta
Halojen Muhalli	Uygun Değil	Kötü	Kötü
Yağlar ve gres	Uygun Değil	Mükemmel	Kısıtlı
Asitler	Kısıtlı	Kısıtlı	İyi
Su	İyi	İyi	Çok iyi
Ticari Adı	Stiren	Poliüretan	Silikon
Elastomer	Tabii Kauçuğa benzer, aşınma yakopmaya ve çekmeye karşı dayanıklı, ısı ya yırtılmaya ve sağığa kar şıdayanıklı. Alkole asitlere ve küllü sulara karşı bilhassa tav siye edilir. Benzin,benzol gres yağı ve yağ için tav siye edilmez.	Aşınmaya kar şı çok iyi dayanıklı. Elastomerler içinde en iyi elasti kiyete ve Shore sert liğine sahip yağa karşı dayanıklı hidrolizlere karşı daya nıklı değil.	Isıya çok dayanıklı kokusuz tatsız,yiyecekler kanununa göre zehir siz,steri lize edil miş deniz suyuna ve kuvvetli tuz mah lüllerine karşı da- yanıklı.
Uluslararası Sembolü	SBR	PUR	Q
Sertliği	35-95 Shor	55-98 Shor	40-80 Shor
Isıya Dayanıklılığı	-30 ila 110 C°	-30 ila 80 C°	-70 ila 180

Özellikleri	Stiren	Poliüretan	Silikon
Azami Sıcaklık	150 c°	100 c°	225 c°
Çekme Mukavemeti Kp/cm N/mm	250 (25)	300 (30)	80 (8)
Uzama oranı %	450	800	250
Özellikleri			
Aşınma	Çok İyi	Mükemmel	Orta
Bükülme Mukavemeti	İyi	-	Kötü
Çekme Mukavemeti	İyi	Mükemmel	Kötü
Elastikiyet	İyi	İyi	İyi
Çentik Dayanıklılığı	İyi	Mükemmel	Orta
Kırılmaya Mukavemeti	Orta	İyi	Mükemmel
Oksidasyon Mukavemeti	Orta	İyi	Çok İyi
Ozona Dayanıklılığı	Orta	İyi	Mükemmel
Aşınmaya Mukavemeti	Çok İyi	Mükemmel	Kötü
Das Etkenler	İyi	Orta	Mükemmel
...e karşı dayanıklı Alkaliler	İyi	Uygun Değil	Uygun Değil
Benzin	Uygun Değil	Çok İyi	Uygun Değil
Benzol	Uygun Değil	Uygun Değil	Uygun Değil
Yiyecek	Uygun	Uygun Değil	Çok Uygun
Alifatik Mahalli	Uygun Değil	Çok İyi	Uygun Değil
Aromatik Mahalli	Uygun Değil	Orta	Uygun Değil
Halajen Mahalli	Uygun Değil	Kötü	Uygun Değil
Yağlar ve Gres	Uygun Değil	Çok İyi	İyi
Asitler	Kısıtlı	Uygun Değil	Uygun Değil
Su	Çok İyi	Uygun Değil	İyi

Ticari Adı	APTK Kauçuğu	Hypalon	Viton
Elastomer	Etilen -Propilen Terpolimer Çok Yönlü kul- lanılabilir, iyi elastikiyete sahip, aşınmaya eskimeye, ozona hava değişiklik- lerine ve soğuğa karşı dayanıklı, temizleyici ve deterjan madde- lerine karşı kullanışlı, profil iplerine karşıda çok uy- gundur, Benzin eriyiklerde ve mineral yağlarda kullanılamaz.		
Uluslararası Sembolü	EPDM	CSM	FKM
Sertliği	30 ila 90 Shor	50-95 Shor	65-90 Shor
Isıya Dayanıklılığı C°	-40 dan 150	-40 dan 120	30 dan 225
Azami Sıcaklık C°	180	175	350
Çekme Mukavemeti Kp/cm N/mm	200 (20)	180 (18)	200 (20)
Çekme Uzaması %	450	300	400
Özellikleri:			
Aşınma Mukavemeti	İyi	Orta	Orta
Bükme Mukavemeti	Çok İyi	İyi	İyi
Uzama Mukavemeti	İyi	İyi	İyi
Elastikiyet	İyi	İyi	İyi
Çentik Mukavemeti	Orta	İyi	Az İyi
Kırılmaya Mukavemeti	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel
Oksidasyona Mukavemet	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel
Ozona Mukavemeti	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel
Aşınmaya Mukavemeti	İyi	İyi	Az İyi
Dış Etkenlere karşı	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel
....'e karşı dayanıklı			
Alkaliler	Mükemmel	Çok İyi	Çok İyi
Benzin	Uygun Değil	Orta	Mükemmel
Benzol	Uygun Değil	Uygun Değil	İyi

... 'e karşı dayanıklı

	APTK Kauçuğu	Hypalon	Viton
Yiyecek	Uygun	Uygun	Uygun Değil
Alifatik Muhalli	Kötü	Orta	Çok İyi
Aromatik Muhalli	Uygun Değil	Orta	İyi
Halojen Muhalli	Uygun Değil	Orta	İyi
Yağlar ve Gres	Kötü	İyi	İyi
Asitler	Çok İyi	Çok İyi	Çok İyi
Su	Çok İyi	İyi	İyi



YAZARLAR DİZİNİ

• Doç. Dr. A. İbrahim GENTEZ (YTÜ) Polipropilen Esaslı Boru Ve Fittinglerde Yük Kayıplarının İncelenmesi	167
• A. Özden ERTÖZ (VANSAN) Yeraltı Suları Pompa Ekonomisi Ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler	24
• Abdullah PARLAR (HEMA Hidrolik) Pompalarda Tahrik Kaynağı Olarak Hidrolik Motor Uygulaması	355
• Ahmet H. TÜRKMEN (STANDART) Tek Kademeli Pompalarda Modüler Tasarım	81
• Ali TERZİ (ALARKO – Alpom) Pompa Seçimi	234
• Armin GÖRİSCH (KSB) Pumping System and Hydraulic Components	63
Water-hammer In Pumping Systems	108
• Ar. Gör. Aşkın KARAKAŞ (İTÜ) Santrifüj Pompa Çarkının Bezier Eğrileri İle Modellenmesi	132
• Aydın ÖZKAYA (KARİNA) Yangın Hizmet Pompaları Ve Ülkemizdeki Durum	286
• Dr. Baha ATABEK (STANDART) Pompa Seçimi İçin Alternatif Veriler	16
Tek Kademeli Pompalarda Modüler Tasarım	81
• Benny BERGER (BERMAD) Hydraulic Control Valves In Service Of Protecting Water Pumping Systems and Pumps	273
• Prof. Dr. Cahit ÖZGÜR (İTÜ) Çek Valflerin Dinamik Karakteristiklerinin Bulunması	211
Çek Valflerin Dinamik Karakteristikleri ve Pompa Sistemlere Uygulanması	219
• Doç. Dr. Erkan AYDER (İTÜ) Türbomakina Kanatları Arasındaki Akışın 3 Boyutlu Euler Denklemleri İle Çözümü	119
Pompa Çarkı İçindeki Akışın Sanki 3 Boyutlu Sıkıştırılmaz Euler Denklemleri İle Çözümü	126
Santrifüj Pompa Çarkının Bezier Eğrileri İle Modellenmesi	132
Radyal Pompa Performansının Bir Boyutlu ve Daimi Olmayan Yöntemle Belirlenmesi	339
• Erkin SAVÇIN (ALARKO – Alpom) Kalite Standartları, Dalgıç Pompa Servis Hizmetlerinin Standardizasyonu Uygulaması Ve Sonuçları	228
• Ar. Gör. Ertan YOLDAŞ (YTÜ) Polipropilen Esaslı Boru Ve Fittinglerde Yük Kayıplarının İncelenmesi	167
• Ar. Gör. Ethem TOKLU (KOCAELİ Üniv.) Açık Kanatlı Pompa Tasarımında Optimum Karakteristiklerin Seçimi	153
• Funda ETAN (ANADOLU FLYGT) Auto-CAD Yardımıyla Dalgıç Pompa İstasyonlarının Tasarımı ve Önemli Hususlar	86
• Gökhan ÖZGÜREL (ARÇELİK) Vortex Formations Associated The Sumps Of Centrifugal Pumps	137
• Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ) Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantıları	194
Türbomakinalı Sistemlerde Akış Kaynaklı Titreşimler	346
• Prof. Dr. Hasan Fehmi YAZICI (İTÜ) Santrifüj Pompaların Denenmesi	1
• Hermann MÜLLER (SIHI GMBH & CO KG) Selection and Construction As Well As Application of Pumps for Low boiling Liquids	251
• Hikmet DİNÇER (SONSAN) Petrol Endüstrisinde Moineau Pompalarının Kullanımı ve Tasarımı	326
• Hüseyin ERKİN (DSİ) Türkiye'deki Pompa Sektörünün Bugünü Ve Geleceği	202
• İ. Hakkı BİLGEN (DİE) Santrifüj Pompalardaki Kaviteasyonun Deneysel İncelenmesi ve Analizi	98
• İbrahim ERENTAY (SERENA) Pompalarda Korozyon ve Erozyon	142
• Ar. Gör. İbrahim KILIÇASLAN (KOCAELİ Üniv.) Açık Kanatlı Pompa Tasarımında Optimum Karakteristiklerin Seçimi	153

• Prof. Dr. İsmail ÇALLI (SAKARYA Üniv.) Açık Kanatlı Pompa Tasarımında Optimum Karakteristiklerin Seçimi	153
• Dr. J. NOSOWICZ (BURGMANN) Mechanical Seals And Sliding Materials For Water Applications	305
• Yrd. Doç. Dr. K. Süleyman YİĞİT (KOCAELİ Üniv.) Açık Kanatlı Pompa Tasarımında Optimum Karakteristiklerin Seçimi	153
• Ar. Gör. Kemal SARIOĞLU (İTÜ) Türbomakina Kanatları Arasındaki Akışın 3 Boyutlu Euler Denklemleri İle Çözümü	119
Pompa Çarkı İçindeki Akışın Sanki 3 Boyutlu Sıkıştırılmaz Euler Denklemleri İle Çözümü	126
• Ar. Gör. Kerem PEKKAN (ODTÜ) Pompa Çarklarının Bilgisayar Destekli Tasarımı ve İmalatı	74
• Dr. Lech BOBOWSKI (HALBERG) New Test Bed For Tubular Casing Pumps	160
• Dr. Levent KAYURMACIOĞLU (İTÜ) Çek Valflerin Dinamik Karakteristiklerinin Bulunması	211
Çek Valflerin Dinamik Karakteristikleri ve Pompalı Sistemlere Uygulanması	219
• Mahmut POLAT (Tarım Reform Böl. Md.) Optimum Pompa Sistemi Seçimi ve Yeni Çalışma Şartlarına Uydurulması	34
• Dr. Ing. Martin BÖHLE (SIHL-HALBERG) Software-Engineering for the Development of Axial Pumps	251
• Ar. Gör. Dr. Mehmet UÇAR (MARMARA Üniv.) Yeraltı Suyunun Çıkarılmasında Kullanılan Pompaların Karakteristik Özellikleri Ve Uygun Pompa Seçimi	241
• Nurettin URUN (TÜRBOSAN) Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantıları	194
• Prof. Dr. O. Cahit ERALP (ODTÜ) Pompa Çarklarının Bilgisayar Destekli Tasarımı ve İmalatı	74
Santrifüj Pompalardaki Kaviteasyonun Deneysel İncelenmesi ve Analizi	98
Vortex Formations Associated The Sumps Of Centrifugal Pumps	137
• Osman Kaan EROL (ABC CEDETAŞ) Binalarda Su Konforunun Artırılması İçin Mikro Kontrolör Tabanlı Çözüm Paketi	95
• P. HASELBACHER (BURGMANN) Mechanical Seals And Sliding Materials For Water Applications	305
• Reinhold KIRSCHNEK (SGL Technik) Graphite Gaskets As A Universal Replacement For Compressed Asbestos Gaskets	44
• Safiye SARGUT (ALARKO - Alpom) İşletme ve Bakım	279
• Ar. Gör. Salt ALANSATAN (İTÜ) Türbomakinalı Sistemlerde Akış Kaynaklı Titreşimler	346
• Selim BAYER (ABS Pompa) ABS Scarpump Modüler Sistemi Ve Salmastra Kaseti	317
• Stephen P. NORTH (THE GORMAN-RUPP Int. Com.) N.P.S.H. and Suction Lift Pumps	55
• Doç. Dr. Suat CANBAZOĞLU (ERCİYES Üniv.) Optimum Pompa Sistemi Seçimi ve Yeni Çalışma Şartlarına Uydurulması	34
• Suat BÜYÜKAŞAKAL (ASÖBA) Kauçuk Pompaları	364
• Şemsettin EKSERT (ARÇELİK) Vortex Formations Associated The Sumps Of Centrifugal Pumps	137
• Prof. Dr. Temel BELEK (İTÜ) Pompalarda Titreşim ve Gürültü — <i>Çağrılı bildirir</i>	185
• Theo van TILBORG (RMI Holland) Pump Control And Check Valves	296
• Ton RIENSTRA (WAUKESHA CHERRY-BURNELL) Food Industry Pump Standards: An Overview of Standards and Application Guidelines	175
• Umran SERPEN (İTÜ) Petrol Endüstrisinde Moineau Pompalarının Kullanımı ve Tasarımı	326
• Yücel GÜNAL (GMS) Pompaların Elektrik Motoru İle Tahriki Üzerine Bir İnceleme	336

ŞAHİNLER

DALGIÇ POMPA

**22 SENELİK
TECRÜBE**

Tarımsal sulamada, sanayide,
otel, hastane ve toplu
konutlarda, belediye ve
köylerin içme suyu temininde
en emin ve
en ekonomik çözüm.

1 YIL GARANTİ
10 YIL PARÇA GARANTİSİ

**ŞAHİNLER DALGIÇ POMPA
TİC. VE SAN. LTD. ŞTİ.**

Alipaşa Değirmeni Sk. 12,
80030 Karaköy - İstanbul

Tel: (212) 252 82 17

(212) 249 44 23

(212) 243 65 51

Fax: (212) 245 15 52

100

101

102

103

104

105

106

107

108

109

110

111