



# 8 POMPA-VANA KONGRESİ

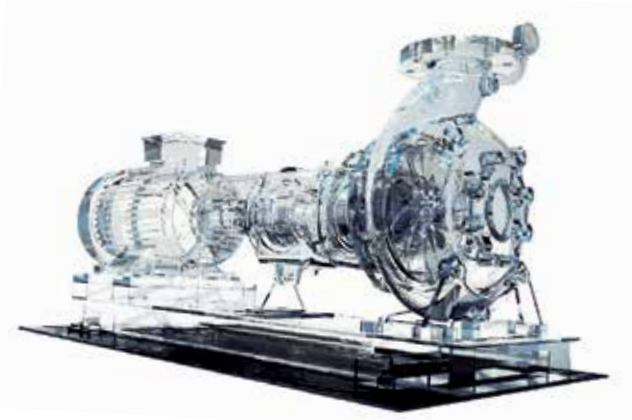
2 - 4 MAYIS 2013  
İSTANBUL FUAR MERKEZİ

## BİLDİRİ KİTABI CONFERENCE PROCEEDINGS

ANA SPONSORLAR



# Enerjinizi boşa harcamayın!



Daha Yüksek Enerji Verimi ,  
Daha Fazla Kazanç.. .

■ EUP (Enerji Kullanan Ürünler) direktifi doğrultusunda yüksek verimli yeni nesil **Mas Blue Efficiency** Teknolojisi ile üretilen ürünlerimiz 1 Ocak 2013 itibariyle kullanımınıza sunulmuştur. Bu kapsamda Ar-Ge çalışmaları tamamlanan ve satışa sunulan " **Blue Efficiency Pompalar** " ile tasarruf yapmaya bugün başlayın.



**Mas Grup**

[www.masgrup.com](http://www.masgrup.com) ] [ [satis@masgrup.com](mailto:satis@masgrup.com)

Pompalar | Genleşme Tankları  
Hidroforlar | Sistemler



# 8 POMPA-VANA KONGRESİ

2 - 4 MAYIS 2013  
İSTANBUL FUAR MERKEZİ

## DESTEKLEYİCİ KURULUŞLAR



**CEIR**  
Avrupa Vana  
Sanayicileri  
Derneği



**ESSİAD**  
Ege Soğutma  
Sanayicileri ve  
İş Adamları  
Derneği



**EUROPUMP**  
Avrupa  
Pompa İmalatçıları  
Derneği



**ISKAV**  
Isıtma Soğutma  
Klima Araştırma  
ve Eğitim Vakfı



**MTG**  
Makine  
Tanıtım  
Grubu



**TTMD**  
Türk Tesisat  
Mühendisleri  
Derneği



**TÜYAK**  
Türkiye  
Yangından  
Korunma  
Derneği



**TÜYAK**  
Türkiye  
Yangından  
Korunma ve  
Eğitim Vakfı

## DÜZENLEYİCİ KURULUŞLAR



**POMSAD**  
Türk Pompa ve Vana  
Sanayicileri Derneği



**İTÜ**  
Makina Fakültesi



**ODTÜ**  
Makina Mühendisliği  
Bölümü

© Bu kitapta yayınlanan yazı ve grafiklerin her hakkı mahfuzdur. Türk Pompa ve Vana Sanayicileri Derneği'nin yazılı izni alınmadan, kaynak gösterilerek de olsa iktibas edilemez. Bildirilerin bütün sorumluluğu yazarlarına, ilanların sorumluluğu ilan sahiplerine aittir.

© All rights reserved. No parts of this publication may be reproduced in any form or by any means, whether a source without the consent of the Turkish Pump and Valve Manufacturers' Association. The responsibility of all presentation and ads belong to their authors and owners.

**Dernek:**

Türk Pompa ve Vana Sanayicileri Derneği  
İstanbul Karayolu 16. Km, No:153 06790 Etimesgut, Ankara  
pomsad@pomsad.org.tr | T: 0090(312) 255 10 73 | F: 0090(312) 255 10 74

**Dizgi - Hazırlık:**

Ventio Organizasyon  
Göztepe Mah. Göksu Evleri Sitesi Üst Çamlık Cad. B175 B Anadoluhisarı, İstanbul  
info@ventio.com.tr | T: 0090(216) 465 68 10 | F: 0090(216) 668 07 86

**Baskı - Cilt:**

Atalay Matbaacılık  
Büyük Sanayi 1. Cadde Elif Sk. No: 7 / 59 İskitler, Ankara  
T: 0090(312) 341 51 05 | F: 0090(312) 341 99 61

Fluid under control...



all over the world...

*A Reliable Partner For Industrial Automation*

Solenoid Valves | Pneumatic Actuators | Electric Actuators | Pneumatic Piston Valves | Natural Gas Control Products | Pulse Valves | Measurement & Control Products



TSEK



Lloyd



ROHS

TS EN264

UKSEPRO



**SMS Sanayi Malzemeleri Üretim ve Satış A.Ş.**

Head Office: Bostancı Yolu Cad. Kuru Sok. No:16 Y. Dudullu, 34776 Ümraniye / İstanbul - Turkey  
Tel: +90 (216) 364 34 05 (pbx) Fax: +90 (216) 364 37 57

Factory: Çerkeşli OSB Mah. Dilovası İMES OSB 5. Cad. No:6 - Kocaeli / Turkey  
Tel: +90 (262) 290 20 20 Fax: +90 (262) 290 20 21

[www.sms-tork.com](http://www.sms-tork.com)

## ÖNSÖZ

1976 yılında İTÜ Makina Fakültesi ve İSO'nın inisiyatifleri ile başlayan, sektörün küresel rekabete hazır hale gelip örgütlendiği yıllardan itibaren, iki yılda bir POMSAD tarafından düzenlene gelen ve Pompa-Vana sektörlerinin her alanından kişileri bir araya getirip, teknolojik ve ticari gelişmeler ile sektörün sorun ve çözüm önerilerinin tartışıldığı, kısa orta vadeli projeksiyonların yapıldığı ve bilginin tabana yayılmasına ve tüm unsurlarınca özümsemesine gayret edildiği bir platform olan kongrelerimizden 8.sine hoşgeldiniz.

1997 yılında, POMSAD kurulduktan sonra, kongreleri düzenleme görevi sektörün imalatçı kanadınca üstlenilmiş, İTÜ ve ODTÜ bu göreve teknik bakımdan ortak olmuş, bir çok sektörel dernek de destekleyici kuruluşlar arasında yer almışlardır. 8. Kongre, iki üniversitemizin ilgili fakültelerinin esas katkıları ve 9 imalatçı kuruluşun maddi ve manevi desteği ile tertiplenmiş bulunmaktadır.

Bu seneki ana temamız “Pompa - Vana Tasarım ve İmalatında İleri Teknolojilerin Kullanımı” olmakla birlikte, ilgi alanı içinde diğer konulara da herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir.

Kongrenin ilk gününde “Ateş, Su ve Pompa” başlıklı Açılış Konferansı'na ilave olarak “Pompa - Vana Sektörü İçin Kısa ve Orta Vadeli Projeksiyon”un konuşulacağı İkili Konferans ile “Pompa - Vana Sektörü, Sorunları, Çözüm Önerileri Geleceği” başlıklı, sektör sorunlarının sektörün farklı alanlarındaki temsilcileri tarafından tartışıldığı bir panel oturumu düzenlenecektir. Kongrenin ikinci ve üçüncü günü ise tebliğler ile devam edecektir.

Kongre ile eş zamanlı olarak, ilki 2011 yılında gerçekleştirilen, pompa ve vana sektörlerini ilk kez tek başına bir fuarda bir araya getiren PAWEX Fuarı'nın 2.si de bu yıl 2-5 Mayıs 2013 tarihleri arasında, İstanbul Fuar Merkezi'nde PAWEX (Pompa, Vana, Su Arıtma Sistemleri, Boru ve Bağlantı Elemanları Fuarı) adıyla gerçekleştirilmektedir. Hannover-Messe Sodeks Fuarcılık A.Ş. tarafından POMSAD'ın desteğiyle düzenlenecek olan Fuar, pompa-vana ve ilgili sektör paydaşlarını bir araya getirmektedir.

Kongre ve fuarın düzenlenmesindeki katkılarından dolayı Düzenleme Kurulu'na, POMSAD Yönetim Kurulu'na, kongrenin gerçekleşmesindeki tüm katkı ve destekleri için Sponsor firmalara, PAWEX Fuarı'nın kongre ile koordinasyon halinde gerçekleştirilmesini sağlayan Sodeks Fuarcılık'a, bildiri sunmak, tartışmalara iştirak etmek, oturum yönetmek ve benzerleri şekilde kongreye katkıda bulunan kıymetli katılımcılara, kongre programının oluşturulması ve düzenlenmesinde verdiği emek ve desteklerden dolayı Prof. Dr. Erkan Ayder'e şükranlarımızı sunuyoruz.

Başarılı bir kongre geçirilmesi dileklerimizle,

*Türk Pompa ve Vana Sanayicileri Derneği*

Tesisatınızdaki her vana ve kondensstop

# SİZE PARA KAZANDIRSIN

istememez misiniz?



## Cevabınız evetse, sizi Ayvaz Vana ve Kondensstop Çeketleriyle tanıştıralım!

Aerogel içeren yalıtım malzemesi sayesinde çok düşük ( $0^{\circ}\text{C}$ 'de  $0,014 \text{ w/m-K}$ ) ısı iletim katsayısı... Geleneksel yalıtım ürünlerine kıyasla üçte bir oranında incelik... Suya, dış etkenlere ve deformasyona karşı dayanıklı yapı... 20 yıl garantili yalıtım malzemesi...

**Hepsi sadece tek bir üründe.  
Tanışmanızı bekliyor!**



YÜKSEK ISIL  
KAZANÇ



KOLAY  
MONTAJ



DAYANIKLI  
YAPI



İNCE  
MALZEME



UZUN  
ÖMÜR

TÜM CEKETLERDE  
**TANIŞMA  
İNDİRİMİ!**

Ayvaz'dan vana ve kondensstop alırken, sipariş adediniz kadar ceket alın, **özel indirim yakalayın!**

## İÇİNDEKİLER

### DALGIÇ POMPA TASARIM VE ANALİZİ

Didem Deniz KAYABAŞI - Alarko-Carrier San. ve Tic. A.Ş. .... 17

### EKSENL AKIŞLI POMPALARDA HÜCUM AÇISI (STAGGER ANGLE) DEĞİŞİMİNİN PERFORMANSAETKİSİ

Özgür CANBAZ - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Onur KONURALP - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Ramazan ÖZCAN - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK - Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ ..... 20

### POMPALARDA KAVİTASYON VE ÖNGÖRME YÖNTEMLERİ

Mehmet KAYA - Standart Pompa ve Makine San. Tic. A.Ş. .... 26

### SANTRİFÜJ POMPALARIN ÇEVRE ÜZERİNDE ETKİLERİ

Oğuz AYDOĞAN - MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş. .... 33

### BORU VE POMPA SİSTEMLERİNİN MALİYET VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN YAPILAN FİZİBİLİTE ÇALIŞMALARINDA YAPAY SİNİR AĞLARI VE TAGUCHİ DENEY TASARIMI İLE OPTİMİZASYON

Tuna USLU - Gedik Üniversitesi Meslek Yüksekokulu, Özel Gebze Doğa Hastanesi Sağlık Hizmetleri A.Ş. .... 38

### DİKEY EKSENLİ DARRIEUS TİPİ SU TÜRBİNLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ

Eren DEMİRCAN - ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü  
Prof. Dr. M. Haluk AKSEL - ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü  
M. Metin YAVUZ - ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü ..... 41

### POMPA TEKNİK ŞARTNAMESLERİ HAZIRLAMA ÇALIŞMASI

Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN - İTÜ Makina Fakültesi  
Zikri ÇELİK - SMS-Tork ve Layne Bowler Pompa  
Cezmi NURŞEN - Standart Pompa  
Birol HENDEN - MAS Pompa ..... 45

### YANGIN POMPASI VE YANGIN GRUPLARINDA BELİRLEYİCİ STANDARTLARIN VE YÖNETMELİKLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Oğuz AYDOĞAN - MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş. .... 47

### EU 547/2012 DİREKTİFİNE GÖRE SU POMPALARINDA MİNİMUM VERİMLİLİK ENDEKSİNİN BELİRLENMESİ

Birol HENDEN - MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş. .... 56

### ISO 9906 : 2012 NASIL UYGULANMALI?

Haluk KARADOĞAN - İTÜ Makina Fakültesi ..... 60

### KİSMİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN POMPALARDA KARARSIZ AKIŞ BÖLGESİNİN İNCELENMESİ

Özgür CANBAZ - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Onur KONURALP - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK - Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ ..... 63

### SİRKÜLASYON POMPA MOTORLARINDA EPOKSİ REÇİNE UYGULAMASI

Tunacan AKFİDAN - Alarko Carrier  
Devrim AVCI - Henkel ..... 68

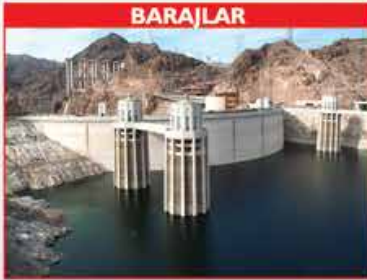


Pik Döküm, Sfero Döküm, Çelik Döküm, Dövme Çelik,  
Paslanmaz Çelik, Bronz

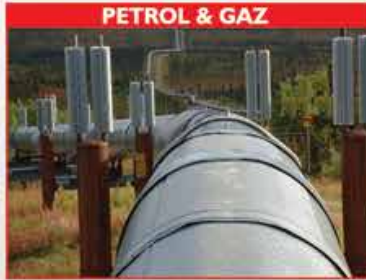


PN16 - PN160 DN15 - DN700

TESİSATINIZDAKİ GERÇEK GÜÇ



BARAJLAR



PETROL & GAZ



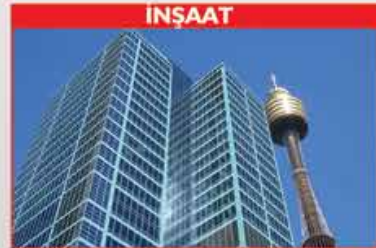
ENDÜSTRİYEL TESİSLER



İÇME SUYU



GEMİ İNŞA



İNŞAAT



**GEDİK  
DÖKÜM VE VANA**

termo@gedikdokum.com.tr  
www.gedikdokum.com



Made in Turkey

**YÜKSEK VERİMLİ ELEKTRİK MOTORLARI KULLANILMA NEDENLERİ VE GEÇİŞ SÜREÇLERİ**

Ferudun ÖZDEMİR - Volt Elektrik Motor San. ve Tic. A.Ş. .... 72

**DALGIÇ MOTOR ELEKTROMANYETİK TASARIMI VE ANALİZİ**

Celal ZEREN - Alarko-Carrier San. ve Tic. A.Ş. .... 74

**SULAMADA POMPAJ TESİSLERİ VE İŞLETMECİLİĞİ**

Coşkun ÜÇER - DSİ Genel Müdürlüğü İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı  
Tülay EDİSAN - DSİ Genel Müdürlüğü İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı .... 76

**DÜNYA DIŞINDAKİ GÖKÇİSİMLERİ İÇİN SANTRİFÜJ POMPA SEÇİMİ VE OLASI SORUNLAR**

Onur KONURALP - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Özgür CANBAZ - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK - Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ .... 82

**TS EN12845 STANDARDI VE YANGIN POMPALARI**

Taner KABOĞLU - Tasarım Mühendislik Proje ve Danışmanlık Ltd. Şti. .... 88

**FRANCIS TİPİ BİR HİDROLİK TÜRBİN ÇARKININ TASARIMI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN YAPILMASI**

Arslan Ömür ÖZCAN - ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü  
Prof. Dr. M. Haluk AKSEL - ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü .... 92

**BORULARDAKİ SÜRTÜNME KAYIPLARI ANALİZİNDE DARCY-WEISBACH SÜRTÜNME KATSAYISI HESAPLARINDA COLEBROOK-WHITE DENKLEMİ YERİNE GEÇECEK DÖNGÜSEL OLMAYAN ÇÖZÜMLÜ DENKLEMLERİN HATA ANALİZİ**

Dr. M. Turhan ÇOBAN - Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü  
Emre YELMEN - Vansan Makina San. ve Tic. A.Ş. .... 94

**PNÖMATİK KUMANDALI EL FRENLERİNDE GÜVENLİK AMAÇLI KULLANILAN TORK SOLENOİD VANASI**

Yaşar MUTLU - SMS-TORK Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş. .... 98

**KONTROL VANALARININ BOYUTLANDIRILMASI ve ENERJİ TASARRUFUNA ETKİSİ**

Seçil Kızanlık İSKENDER .... 100

**GELİŞEN BÖLGEDE, VANA VE ÇEKVALFLERDE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Eyüp AKDEMİR - Asteknik Vana  
Ahmet Feyzi AYDINER - Elmak Mak. San. ve Tic. A.Ş. .... 104

**GÜÇ AKTARIM SİSTEMLERİNDE KAPLİN SEÇİMİ VE DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN HUSUSLAR**

Cem Zeki KABA - Hidropar Kocaeli Hid. Oto. Elk. Ltd. Şti. .... 106

**POMPA RULMAN YATAĞI SIZDIRMAZLIĞI (LABİRENT KEÇELER)**

Deniz Arzu ARAZ - AESSEAL Türkiye .... 108

**SANTRİFÜJ ÇAMUR POMPASININ PERFORMANS EĞRİLERİNİN HAD YARDIMIYLA BELİRLENMESİ**

Mehmet Salih CELLEK - Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü  
Tahsin ENGİN - Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü .... 111



Mühendisliğin  
**tadına  
varın!**



**Layne  
Bowler**

**Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.**

İstanbul Karayolu 16. km. PK.3, 06930, Etiler/Beşiktaş, Ankara  
Tel : (312) 255 96 51 • Faks : (312) 255 96 50  
www.laynebowler.com.tr • layne@laynebowler.com.tr



## DÜZENLEME KURULU

Kutlu Karavelioğlu (SMS)  
Bülent Hacırifoğlu (Doğuş)  
İbrahim Akdemir (Asteknik)  
Prof. Dr. Kahraman Albayrak (ODTÜ)  
Prof. Dr. Erkan Ayder (İTÜ)  
Ercan Çelebi (Standart)  
İsmail Gökhan Çıtak (Göksan)  
Murat Çopur (Alarko)  
Ali Rıza Dağlıoğlu (TTMD)  
Özden Ertöz (Vansan)  
Prof. Dr. Haluk Karadoğan (İTÜ)  
Prof. Dr. Abdurrahman Kılıç (İTÜ)  
Prof. Dr. Doğan Özgür (YTÜ)  
Prof. Dr. Ali Pınarbaşı (YTÜ)  
Ahmet Saraoğlu (Vastaş)  
Prof. Dr. Mete Şen (İTÜ)  
Vahdettin Yırtmaç (Mas-Daf)  
Nurdan Yücel (Layne Bowler)

## PROGRAM

### 2 Mayıs 2013, Perşembe

|               |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|---------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 09:30 - 10:30 | KAYIT İŞLEMLERİ                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| 11:00 - 12:15 | AÇILIŞ OTURUMU                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
| 12:15 - 13:00 | AÇILIŞ KONFERANSI<br>Oturma Başkanı : <b>PROF. DR. METE ŞEN (İTÜ)</b><br>ATEŞ, SU ve POMPA<br><b>PROF. DR. ABDURRAHMAN KILIÇ (İTÜ)</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |
| 13:00 - 14:00 | Öğle Yemeği Arası                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| 14:00 - 15:30 | <b>İKİLİ KONFERANS</b><br>POMPA - VANA SEKTÖRÜ İÇİN KISA VE ORTA VADELİ PROJEKSİYON<br>Oturma Başkanı: <b>PROF. DR. HALUK AKSEL (ODTÜ)</b><br>TÜRKİYE EKONOMİSİNDEKİ GELİŞMELER İŞİĞİNDA MAKİNA SEKTÖRÜ VE POMPA - VANA SANAYİ;<br>GELİŞMELER, BEKLENTİLER<br><b>DR. CAN FUAT GÜRLESEL (Türkiye İhracatçılar Meclisi, Ekonomi Danışmanı)</b><br>AVRUPA BİRLİĞİ MEVZUATINDA SEKTÖRLE İLGİLİ GELİŞMELER<br><b>JULIEN CHALET (Profluid)</b> |
| 15:30 - 15:45 | Çay - Kahve Arası                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| 15:45 - 17:30 | <b>PANEL</b><br>POMPA - VANA SEKTÖRÜ, SORUNLARI, ÇÖZÜM ÖNERİLERİ VE GELECEĞİ<br>Panel Başkanı: <b>PROF. DR. HALUK KARADOĞAN (İTÜ)</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |

### 3 Mayıs 2013, Cuma

|               |                                                                                                                                                                                                                                |
|---------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 10:00 - 11:30 | <b>1. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: ÖZDEN ERTÖZ (Vansan)                                                                                                                                                                       |
| 10:00 - 10:30 | <b>BİLDİRİ 1</b><br>DALGIÇ POMPA TASARIM VE ANALİZİ<br><b>DİDEM DENİZ KAYABAŞI (Alarko-Carrier)</b>                                                                                                                            |
| 10:30 - 11:00 | <b>BİLDİRİ 2</b><br>EKSENEL AKIŞLI POMPALARDA HÜCUM AÇISI DEĞİŞİMİNİN PERFORMANSA ETKİSİ<br><b>ÖZGÜR CANBAZ (Layne Bowler), ONUR KONURALP (Layne Bowler), RAMAZAN ÖZCAN (Layne Bowler), PROF. DR. KAHRAMAN ALBAYRAK (ODTÜ)</b> |
| 11:00 - 11:30 | <b>BİLDİRİ 3</b><br>POMPALARDA KAVİTASYON VE ÖNGÖRME YÖNTEMLERİ<br><b>MEHMET KAYA (Standart Pompa)</b>                                                                                                                         |
| 11:30 - 11:45 | <b>Çay - Kahve Arası</b>                                                                                                                                                                                                       |
| 11:45 - 13:15 | <b>2. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: PROF. DR. KAHRAMAN ALBAYRAK (ODTÜ)                                                                                                                                                         |
| 11:45 - 12:15 | <b>BİLDİRİ 4</b><br>SANTRİFÜJ POMPALARIN ÇEVRE ÜZERİNDE ETKİLERİ - EKOTASARIM<br><b>OĞUZ AYDOĞAN (Mas-Daf Makina)</b>                                                                                                          |
| 12:15 - 12:45 | <b>BİLDİRİ 5</b><br>BORU VE POMPA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN YAPILAN FİZİBİLİTE ÇALIŞMALARINDA YAPAY SINIR AĞLARI VE TAGUCHI DENEY TASARIMI İLE OPTİMİZASYON<br><b>ÖĞR. GÖR. TUNA USLU (Gedik Üniversitesi)</b>     |
| 12:45 - 13:15 | <b>BİLDİRİ 6</b><br>DİKEY EKSENLİ DARRIEUS TİPİ TÜRBİNLERİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ<br><b>ARŞ. GÖR. EREN DEMİRCAN (ODTÜ), PROF. DR. M. HALUK AKSEL (ODTÜ), YARD. DOÇ. M. METİN YAVUZ (ODTÜ)</b>            |
| 13:15 - 14:00 | <b>Öğle Yemeği Arası</b>                                                                                                                                                                                                       |
| 14:00 - 16:00 | <b>3. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: BÜLENT HACIRAIFOĞLU (Doğuş Vana)                                                                                                                                                           |
| 14:00 - 14:30 | <b>BİLDİRİ 7</b><br>POMPA TEKNİK ŞARTNAMESLERİ HAZIRLAMA ÇALIŞMASI<br><b>PROF. DR. HALUK KARADOĞAN (İTÜ), ZİKRİ ÇELİK (SMS Tork - Layne Bowler), CEZMİ NURŞEN (Standart Pompa), BİROL HENDEN (Mas-Daf Makina)</b>              |
| 14:30 - 15:00 | <b>BİLDİRİ 8</b><br>YANGIN POMPASI VE YANGIN GRUPLARINDA BELİRLEYİCİ STANDARTLARIN VE YÖNETMELİKLERİN KARŞILAŞTIRILMASI<br><b>OĞUZ AYDOĞAN (Mas-Daf Makina)</b>                                                                |
| 15:00 - 15:30 | <b>BİLDİRİ 9</b><br>EU547/2012 DİREKTİFİNE GÖRE SU POMPALARINDA MINİMUM VERİMLİLİK ENDEKSİNİN BELİRLENMESİ<br><b>BİROL HENDEN (Mas-Daf Makina), BURAK KARAMAN (Mas-Daf Makina)</b>                                             |
| 15:30 - 16:00 | <b>BİLDİRİ 10</b><br>ISO 9906: 2012 NASIL UYGULANMALI?<br><b>PROF. DR. HALUK KARADOĞAN (İTÜ)</b>                                                                                                                               |
| 16:00 - 16:15 | <b>Çay - Kahve Arası</b>                                                                                                                                                                                                       |
| 16:15 - 18:15 | <b>4. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: BİROL HENDEN (Mas-Daf Makina)                                                                                                                                                              |
| 16:15 - 16:45 | <b>BİLDİRİ 11</b><br>KISMİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN POMPALARDA KARARSIZ AKIŞ BÖLGESİNİN İNCELENMESİ<br><b>ÖZGÜR CANBAZ (Layne Bowler), ONUR KONURALP (Layne Bowler), PROF. DR. KAHRAMAN ALBAYRAK (ODTÜ)</b>                         |
| 16:45 - 17:15 | <b>BİLDİRİ 12</b><br>SİRKÜLASYON POMPA MOTORLARINDA EPOKSİ REÇİNE UYGULAMASI<br><b>TUNACAN AKFİDAN (Alarko-Carrier), DEVRİM AVCI (Henkel)</b>                                                                                  |
| 17:15 - 17:45 | <b>BİLDİRİ 13</b><br>YÜKSEK VERİMLİ ELEKTRİK MOTORLARI KULLANILMA NEDENLERİ VE GEÇİŞ SÜRELERİ<br><b>FERUDUN ÖZDEMİR (Volt Elektrik Motorları)</b>                                                                              |
| 17:45 - 18:15 | <b>BİLDİRİ 14</b><br>DALGIÇ MOTOR ELEKTROMANYETİK TASARIMI VE ANALİZİ<br><b>CELAL ZEREN (Alarko-Carrier)</b>                                                                                                                   |

## 4 Mayıs 2013, Cumartesi

|               |                                                                                                                                                                                                                                                                          |
|---------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 10:00 - 11:30 | <b>5. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: DİDEM DENİZ KAYABAŞI (Alarko-Carrier)                                                                                                                                                                                                |
| 10:00 - 10:30 | <b>BİLDİRİ 15</b><br>SULAMADA POMPAJ TESİSLERİ VE İŞLETMECİLİĞİ<br>COŞKUN ÜÇER (DSİ), TULAY EDİSAN (DSİ)                                                                                                                                                                 |
| 10:30 - 11:00 | <b>BİLDİRİ 16</b><br>DÜNYA DIŞINDAKİ GÖKCİSİMLERİ İÇİN SANTRİFÜJ POMPA SEÇİMİ VE OLASI SORUNLAR<br>ONUR KONURALP (Layne Bowler), ÖZGÜR CANBAZ (Layne Bowler), PROF. DR. KAHRAMAN ALBAYRAK (ODTÜ)                                                                         |
| 11:00 - 11:30 | <b>BİLDİRİ 17</b><br>TS EN12845 STANDARDI VE YANGIN POMPALARI<br>TANER KABOĞLU (Tasarım Mühendislik)                                                                                                                                                                     |
| 11:30 - 11:45 | <b>Çay - Kahve Arası</b>                                                                                                                                                                                                                                                 |
| 11:45 - 13:15 | <b>6. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: HAMDİ NADİR TURAL (Standart Pompa)                                                                                                                                                                                                   |
| 11:45 - 12:15 | <b>BİLDİRİ 18</b><br>FRANCIS TİPİ BİR HİDROLİK TÜRBİN ÇARKININ TASARIMI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN YAPILMASI<br>ARSLAN ÖMÜR ÖZCAN (ODTÜ), PROF. DR. HALUK AKSEL (ODTÜ)                                                                                                        |
| 12:15 - 12:45 | <b>BİLDİRİ 19</b><br>BORULARDAKİ SÜRTÜNME KAYIPLARI ANALİZİNDE DARCY-WEISBACH SÜRTÜNME KATSAYISI HESAPLARINDA COLEBROOK-WHITE DENKLEMİ YERİNE GEÇECEK DÖNGÜSEL OLMAYAN ÇÖZÜMLÜ DENKLEMLERİN HATA ANALİZİ<br>DR. M. TURHAN ÇOBAN (Ege Üniversitesi), EMRE YELMEN (Vansan) |
| 12:45 - 13:15 | <b>BİLDİRİ 20</b><br>PNÖMATİK KUMANDALI EL FRENLERİNDE GÜVENLİK AMAÇLI KULLANILAN SELENOID VALF<br>YAŞAR MUTLU (SMS-Tork)                                                                                                                                                |
| 13:15 - 14:00 | <b>Öğle Yemeği Arası</b>                                                                                                                                                                                                                                                 |
| 14:00 - 15:30 | <b>7. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: PROF. DR. TAHSİN ENGİN (Sakarya Üniversitesi)                                                                                                                                                                                        |
| 14:00 - 14:30 | <b>BİLDİRİ 21</b><br>ÜÇ EKSENLİ KELEBEK VANALARIN (TRIPLE ECCENTRIC BUTTERFLY VALVE) ÜRETİMİ VE KULLANMA ALANLARI<br>MEHMET ÜZER (Gedik Döküm)                                                                                                                           |
| 14:30 - 15:00 | <b>BİLDİRİ 22</b><br>KONTROL VANALARININ BOYUTLANDIRILMASI ve ENERJİ TASARRUFUNA ETKİSİ<br>SEÇİL KIZANLIK İSKENDER                                                                                                                                                       |
| 15:00 - 15:30 | <b>BİLDİRİ 23</b><br>GELİŞEN BÖLGEDE, VANA VE ÇEKVALFLERDE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ<br>EYÜP AKDEMİR (Asteknik Vana), AHMET FEYZİ AYDINER (Elmak)                                                                                                            |
| 15:30 - 15:45 | <b>Çay - Kahve Arası</b>                                                                                                                                                                                                                                                 |
| 15:45 - 17:45 | <b>8. OTURUM</b><br>Oturum Başkanı: ONUR KONURALP (Layne Bowler)                                                                                                                                                                                                         |
| 15:45 - 16:15 | <b>BİLDİRİ 24</b><br>GÜÇ AKTARIM SİSTEMLERİNDE KAPLİN SEÇİMİ VE DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN HUSUSLAR<br>CEM ZEKİ KABA (Hidropar)                                                                                                                                             |
| 16:15 - 16:45 | <b>BİLDİRİ 25</b><br>POMPA RULMAN YATAĞI SIZDIRMAZLIĞI (LABİRENT KEÇELER)<br>DENİZ ARZU ARAZ (AESSEAL Türkiye)                                                                                                                                                           |
| 16:45 - 17:15 | <b>BİLDİRİ 26</b><br>SANTRİFÜJ ÇAMUR POMPASININ PERFORMANS EĞRİLERİNİN HAD YARDIMIYLA BELİRLENMESİ<br>MEHMET SALİH CELLEK (Sakarya Üniversitesi), PROF. DR. TAHSİN ENGİN (Sakarya Üniversitesi)                                                                          |
| 17:15 - 17:45 | <b>BİLDİRİ 27</b><br>KUZEY KUTBUNDA VE DÜNYANIN EN BÜYÜK DEMİR MADENİNDE ÇALIŞMAK<br>HAMDİ NADİR TURAL (Standart Pompa)                                                                                                                                                  |



# BİLDİRİLER

\*Bildiri metinleri, yazarlar tarafından gönderildiği biçimde yayınlanmıştır.



# DALGIÇ POMPA TASARIM VE ANALİZİ

Didem Deniz KAYABAŞI

Alarko-Carrier San. ve Tic. A.Ş.

## ÖZET

Bu çalışmada geleneksel yöntemler yerine bir bilgisayar yazılımı kullanılarak dalgıç pompa tasarımı yapılmıştır. Dalgıç pompaya ait çark ve difüzör kanatları yazılımın kullandığı tersten dizayn metodu ile oluşturulmuştur. Elde edilen kanat geometrilerinden çark ve difüzör katı modelleri oluşturulmuş ve bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı kullanılarak tasarlanan dalgıç pompa modelinin akış analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan dalgıç pompanın prototip, modeli üretilerek bu model test edilmiş ve HAD analizleri ile testlerden elde edilen pompa karakteristik eğrileri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda HAD analizlerinden elde edilen değerlerin test değerleri ile uyuştukları görülmüştür.

## 1. GİRİŞ

Hızla ilerleyen sanayi ortamında rekabet edebilmek için firmaların tasarım süreçlerini kısaltmaları gerekmektedir. Bu sebeple dalgıç pompa tasarımında uzun süreçler alan geleneksel yöntemler yerine bilgisayar yazılımlarının kullanılması artık zorunluluk haline gelmiştir.

Bu yazılımlar kullanılarak tasarım süreci kısılırken aynı zamanda çalışana düşen iş yükü de azalacaktır. Bilgisayar ortamında yazılımlar kullanılarak gerçekleşen bu süreçte tasarımcı, dalgıç pompa tasarımına ait parametreleri kolaylıkla değiştirebilmekte ve bu değişikliklerin sonuçlarını da kısa süre içerisinde görebilmektedir.

Bu sayede geleneksel yöntemler kullanılarak yapılan dalgıç pompa tasarımlarına göre çok daha kısa çalışma sürelerinde istenilen çalışma noktası ve verimde çalışacak dalgıç pompalar tasarlanabilmektedir. Tasarımı yapılan dalgıç pompanın bir katı modelleme programı ile akış analizi için uygun modeli hazırlanarak bir HAD yazılımı ile performans değerleri de elde edilebilmektedir. Böylece performans değerlerini görebilmek için pompanın prototipini üreterek test etmeye gerek kalmayacak ve tasarım maliyeti düşecektir.

## 2. HİDROLİK TASARIM

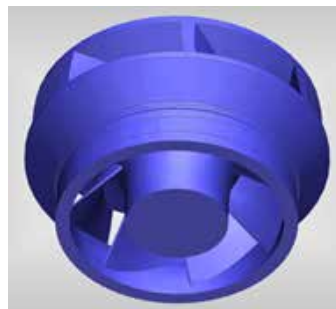
Dalgıç pompa çark tasarımında öncelikle belirlenmesi gereken tasarlanması istenen pompanın karakteristik eğrisinde en yüksek verim değerine karşılık gelecek olan debi (Q) ve bu debide pompadan elde edilecek basma yüksekliği (H) değerleridir. Tasarıma başlayabilmek için belirlenecek olan bir diğer tasarım parametresi ise çarkın devir sayısı (n) değeridir. Bu değerler belirlendikten sonra izlenecek adım her pompaya ait farklı ve o pompaya özgü olan özgül hız (ns) değerinin hesaplanmasıdır (1).

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (1)$$

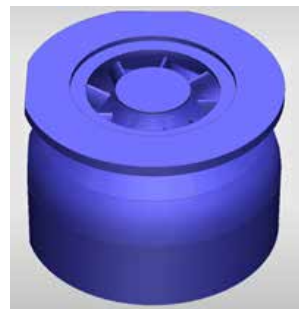
Literatürde çarklar özgül hız değerlerine göre radyal, karışık akışlı ve eksenel olarak sınıflandırılmışlardır. Belirlenen dizayn noktası değerleri kullanılarak hesaplanan özgül hız değeri  $n_s=160$  olarak bulunmuş ve bu değere karşılık gelen dalgıç pompa çarkının karışık akışlı olacağı belirlenmiştir.

Dalgıç pompa çark ve difüzör tasarımı için tersten dizayn yöntemi ile hesaplama yapan bir yazılım kullanılmıştır. Bu tasarım yönteminde, çarka ait tasarım noktası değerleri olan en yüksek verimin gerçekleştiği debi değeri, bu debi değerine karşılık gelen çarkın basma yüksekliği ve çarkın devir sayısı yazılıma tanımlanmıştır. Çark içerisinde akışkanın izlediği meridyonel kanal olarak da ifade edilen kesit belirlenerek tanımlanan tasarım noktasında en yüksek verimi sağlayacak olan 3 boyutlu çark kanat geometrisi yazılımdan elde edilmiştir. Bu çarka ait akış analizi yapılarak verim değerleri ve çark içindeki akış alanı incelenmiştir. Akış alanında verim değerlerini etkileyebilecek geri akışların olduğu bölgeler belirlenmiş ve tasarım esnasında bu bölgelerde çeşitli iyileştirmeler yapılarak en verimli tasarıma ulaşılan kadar bu işlem tekrarlanmıştır. En verimli çark tasarımına ulaşıldıktan sonra bu çarktan çıkan akışkanın fiziksel değerleri kullanılarak dalgıç pompaya ait difüzörün kanat tasarımına geçilmiştir. Difüzörün kanat geometrisi de çark tasarımında olduğu gibi aynı yazılım kullanılarak elde edilmiştir.

Tasarımı tamamlanan kanat geometrileri üç boyutlu bir katı modelleme programı aracılığı ile çark ve difüzör olarak sırasıyla Şekil-1'de ve Şekil-2'de görüldüğü gibi modellenmiştir.



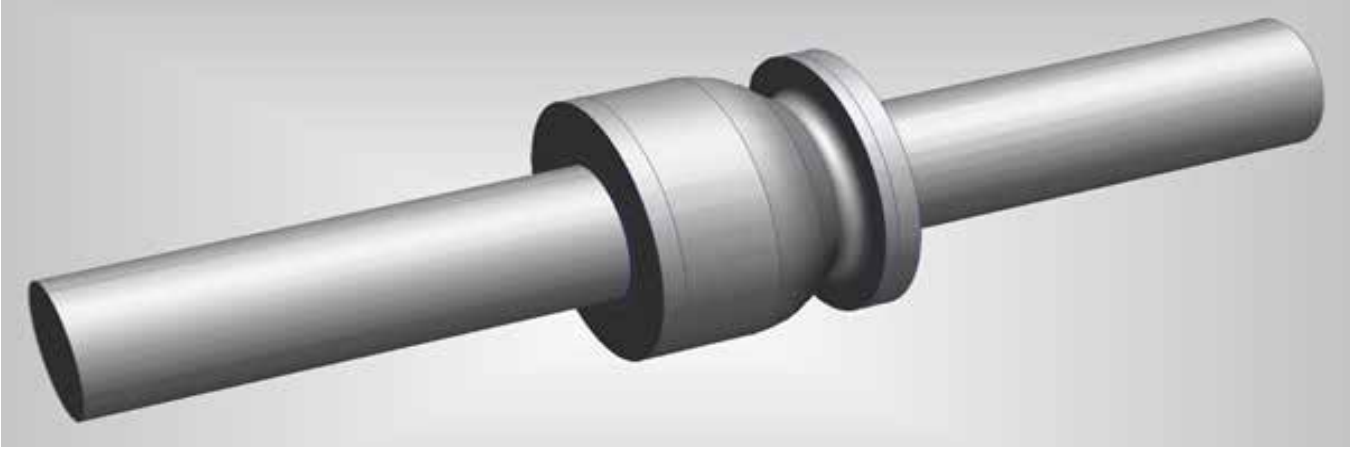
Şekil-1. Çark Katı Modeli



Şekil-2. Difüzör Katı Modeli

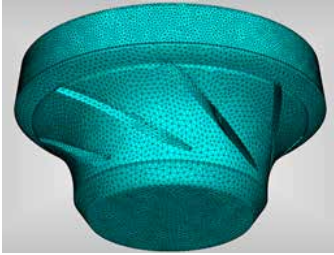
## 2. HAD ANALİZİ

Katı modelleme programında HAD analizi için uygun bir model oluşturulurken öncelikle çark ve difüzör geometrileri montajı yapılmış daha sonra bu modele ek olarak emiş yönünde çarka giren ve basma yönünde difüzörden çıkan silindirik şekilde su hacimleri oluşturularak analiz modeli tamamlanmıştır (Şekil-3). Ayrıca model hazırlanırken ağ oluşturmada sorun yaratacak küçük boşluklar gözardı edilerek kapatılmış böylece analiz sırasında meydana gelebilecek stabilite problemlerinin önüne geçilmiştir. Hazırlanan analiz modeli HAD çözümü yapan bir yazılıma aktararak analiz için uygun

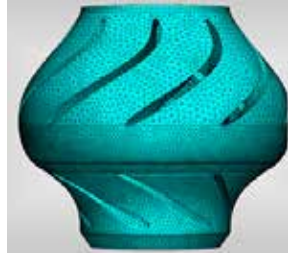


Şekil-3. HAD Analizi için Hazırlanan Katı Model

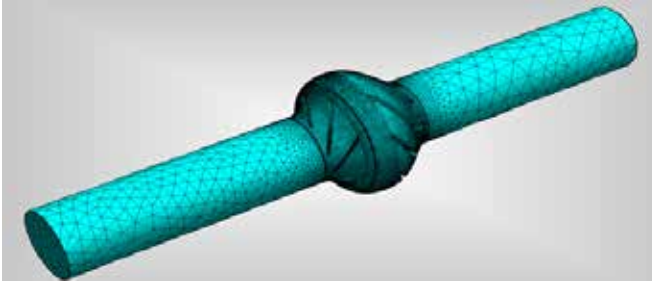
ağ ayarları seçilmiştir. Ağ oluşturulurken çark ile çevresini içine alan ve dönen bölge olarak ifade edilen akış hacmi (Şekil-4) ile difüzör içindeki akış hacmi için daha küçük eleman boyutları seçilerek bu bölgelerde daha sık bir ağ yapısı oluşturulmuştur (Şekil-5). Çarka giren ve difüzörden çıkan akış hacimlerinde ise çark ve çevresine göre daha kaba bir ağ yapısı oluşturulmuştur (Şekil-6).



Şekil-1. Çark Katı Modeli



Şekil-2. Difüzör Katı Modeli



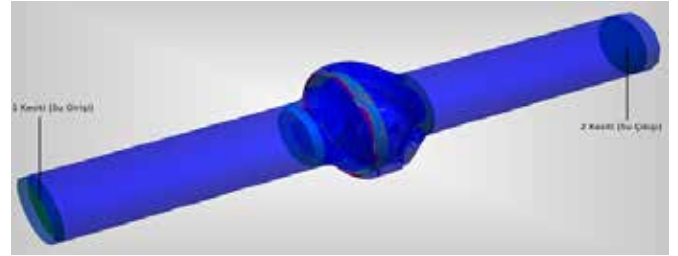
Şekil-6. Analiz Modelindeki Akış Hacminin Ağ Yapısı

Ağ işleminden sonra modele ait sınır koşulları belirlenmiştir. Sınır koşulu olarak modelde su giriş yüzeyinde 0 Pa efektif basıncı tanımlanırken su çıkış yüzeyinde debi değeri tanımlanmıştır. Pompa karakteristik eğrisini elde etmek için 30-100 m<sup>3</sup>/h debi aralığında 8 farklı noktada debi değerleri değiştirilerek analiz tekrarlanmıştır.

Analiz ile elde edilen sonuçlar kullanılarak pompaya ait basma yüksekliği ve verim değerleri hesaplanmıştır.

Basma yükseklikleri hesaplarında Şekil-8’de görülen 1 ve 2 kesitleri için Bernoulli Eşitliği (2) kullanılmıştır.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + h_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + h_2 \quad (2)$$



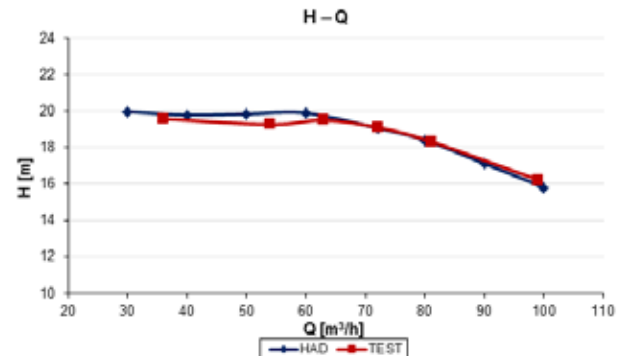
Şekil-7. HAD Analizi Sonrası Dalgıç Pompanın Su Giriş ve Çıkış Değerlerinin Okunduğu Kesitler

Analiz sonuçlarından, dönen bölge eksenindeki tork değeri kullanılarak önce pompanın hidrolik verimi (3) daha sonra da toplam verim değeri (4) hesaplanmıştır.

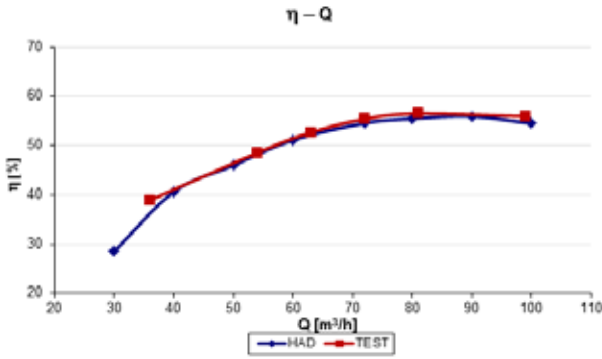
$$\eta_h = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{T \cdot \omega} \quad (3) \quad \eta_t = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (4)$$

Farklı debi değerlerinde tekrarlanan analiz sonuçlarından hesaplanan basma yüksekliği ve verim değerleri ile pompa karakteristik eğrileri oluşturulmuştur.

Tasarımı yapılan dalgıç pompanın prototipi imal edilerek test edilmiştir. HAD analizi ile elde edilen karakteristik eğriler ve prototip testleri sonucunda çizilen karakteristik eğriler birbirleriyle karşılaştırılmış ve değerlerin birbirleriyle tutarlı oldukları görülmüştür (Şekil-8 ve Şekil-9).



Şekil-8. HAD Analizi ve Test ile Elde Edilen Pompa H-Q Eğrilerinin Karşılaştırması



Şekil-9. HAD Analizi ve Test ile Elde Edilen Pompa  $\eta$ -Q Eğrilerinin Karşılaştırması

## 4. SONUÇ

Bu çalışmada bir bilgisayar yazılımı kullanılarak dalgıç pompa tasarımı yapılmış tasarımı yapılan dalgıç pompanın bir HAD yazılımı ile performans değerleri elde edilmiştir. Geleneksel tasarım yöntemleri yerine bilgisayar yazılımları kullanılarak gerçekleştirilen dalgıç pompa tasarımının çok daha kısa sürelerde yapılabileceği görülmüştür.

Tasarlanan dalgıç pompanın prototipi üretilerek bu prototipin testleri gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarından elde edilen pompa karakteristik eğrileri ile HAD yazılımından elde edilen karakteristik eğrileri karşılaştırılmış ve iki eğrinin birbirlerine çok yakın değerler verdikleri görülmüştür.

## KAYNAKLAR

1. Tuzson, John., *Centrifugal Pump Design*, John Wiley & Sons, Inc., 2000
2. Labanoff, Val S., Ross, Robert R., *Centrifugal Pumps Design & Application*, Gulf Publishing Company, 1985
3. Lazarkiewicz, Stephen, Trokolanski, Adam T., *Impeller Pumps*, Permagon Press Ltd., 1965
4. Karassik, Igor J., *Centrifugal Pump Clinic*, Marcel Dekker, Inc., 1964

## SUMMARY

Although there still conventional methods are used to design submersible pumps, these methods have many disadvantages. It takes a lot of time and effort to design a new pump with conventional methods. Nowadays, the time for designing a new pump can be shortened, the employee's workload and the cost can be reduced by using a computer software instead of conventional methods.

In this study a computer software has been used to design a submersible pump. A prototype of the designed pump has been produced. The characteristic curves of the pump has been obtained by using a Computational Fluid Dynamics (CFD) software and testing the prototype at the same time.

The characteristic curves obtained by CFD analyses and tests of the designed submersible pump have been compared and the results have been seen in agreement with each other.

*It can be concluded that a new submersible pump can be designed in a short time by using a design software and the characteristics of the pump can be obtained by using a Computational Fluid Dynamics software more cost-effectively instead of manufacturing a prototype and testing it.*

## EKSENEL AKIŞLI POMPALARDA HÜCUM AÇISI (STAGGER ANGLE) DEĞİŞİMİNİN PERFORMANSA ETKİSİ

Özgür CANBAZ

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Ramazan ÖZCAN

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ

### ÖZET

Eksenel akışlı pompalar özel profiller kullanılarak oluşturulmaktadır. Yüksek verimli ve kaviteasyon performansı yüksek pompalara ulaşmak için bu özel profillere ihtiyaç vardır. Bu tip pompalarda giriş ve çıkış arasında bir çap farkı bulunmadığından en verimli çalışma noktasının daha düşük debilere ayarlanması için kullanılan, fan çapı traşlama yönteminin uygulanması yüksek verim kayıplarına sebep olur. Eksenel pompalarda performans değişimi için kanat uzunluğu kısaltma yöntemi de uygulanabilir. Ancak, bu yöntem kanatlar için özel tasarlanmış kanat profillerini bozar ve pompa verimini etkiler.

Eksenel pompalarda, ayarlanabilir kanatlı yapılar kullanıldığında verim kaybı olmadan belirli bir çalışma aralığında istenen performans değerlerine kontrollü bir şekilde ulaşılabilir. Çarklardaki ayarlanabilir kanatlı yapı ile kanatların hücum açıları değişmektedir. Bu yöntem kullanılarak aynı pompa ile geniş bir çalışma aralığı elde edilebilir. Bu çalışmada, tasarımı ve HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri biten bir pompanın üretimi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar deneysel testler ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, pompanın farklı kanat açılarındaki en verimli noktalarındaki ENPYg karakteristiği HAD kullanılarak çıkartılmıştır.

### 1. GİRİŞ

Dik türbin çok kademeli pompa üreticilerinin ürün ailesi, yurtiçi ve yurtdışı talepler dikkate alınarak farklı tipte ve kapasitede pompalardan oluşmaktadır. Buradaki farklı tip tanımları, pompanın karakteristiği ile ilgilidir. Santrifüj pompalar, radyal, karışık ve eksenel akışlı olmak üzere 3 tiptir. Radyal tipten eksenele doğru özgül hız artmaktadır. Özgül hızın artması aynı debi ve aynı hız düşünülerek basma yüksekliğinin düşmesi demektir. Birçok pompa üreticisi, gelen talepleri karşılamak üzere farklı özgül hızlara sahip pompalardan oluşan bir ürün ailesi oluşturmaya çalışır. Bu ürün ailesinden müşteri için uygun bir pompa seçilir ya da yok ise tasarlanır. Çoğu zaman, var olan pompalar üzerinde çap traşlaması ya da hız değişimi yapılarak pompalar sistem ile uyumlu hale getirilebilirler. Bu yöntemler literatürde var olan sabit kanatlı çarklar için kullanılan yöntemlerdir, [1]. Fakat, performans bu yöntemler ile ayarlanan pompaların, verim kaybı olmadan çalıştırılabilecekleri güvenilir alan sınırlıdır.

Sabit kanatlı eksenel çarklarda kanat boyu kısaltılması yapıldığında birbirine eş kanatların elde edilmesi zordur. Eksenel pompalarda kanatlardaki ufak bir tesviye farkı pompa performansını çok fazla etkilemektedir. Bu, tekrar edilebilirliği düşük, profil bozulmasıyla da verim kaybına sebep olan kontrolsüz bir yöntemdir. Bu bakımdan, ayarlanabilir kanatlı pompaların kullanılması daha sağlıklıdır.

Bu makalede, eksenel pompalarda kullanılabilen ayarlanabilir kanat uygulaması üzerinde durulmuştur. Ayarlanabilir kanatlı çarklarda, çark göbeği küresel bir yapıdadır. Kanatlar çark göbeğine ayrı ayrı monte edilmektedir. Bu özellik sayesinde farklı tipte ve farklı malzemede kanatlar aynı göbeğe takılabilir. Aynı kanatları farklı kanat sayılarında kullanıp kanat sayısı artışı ile de geniş performans aralığı elde edilebilir.

Bahsedilen avantajlar sayesinde, daha az malzeme ve döküm maliyeti ile yeni pompalar elde edilmektedir. Bu sebeplerden dolayı pompa üretiminde verimlilik, dolayısı ile en az maliyetle üretim gerçekleştirilebilir ve müşteriye de istenen pompanın stoklarda bulunan çark kanatlarının göbeklere montajı ile çok daha kısa zamanda ulaşması sağlanabilir. Sabit kanatlı büyük çarklar stoklarda tutulmadığından sadece göbek ve çeşitli kanatların stokta tutulması çok daha mantıklı bir durumdur. Talep olduğunda istenen çarkın montajı gerekli parçaların birleştirilmesi en az maliyet ile kısa zamanda yapılabilir.

Ayrıca, kurulu ve işletilen pompalı sistemlerde sistem karakteristiğinin değişimi durumunda pompa değiştirilmeden mekanik olarak çark kanatların yeni konumlara ayarlanması mümkündür. İşletmeci açısından, ömür boyu maliyet anlamında da büyük yararlılık sağlanabilir.

Şekil 1'de Layne Bowler'de üretilen sabit kanatlı dik türbin bir eksenel pompa görülmektedir.



Şekil 1. Dik türbin sabit kanatlı eksenel pompa [LAYNE BOWLER]

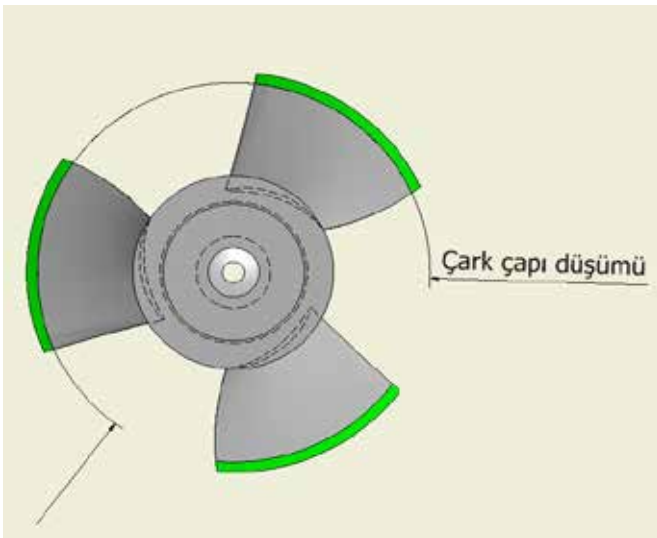
## 2. POMPALARDA PERFORMANS AYARLAMA YÖNTEMLERİ

**Sabit kanatlı pompalarda** kullanılan performans ayarlama yöntemleri şunlardır :

- Hız değişimi,
- Traşlama (çark çapı düşürülmesi), [1],
- Çark kanat çıkışının inceltilmesi,
- Çark girişinde bir ön-dönüş yaratılması.

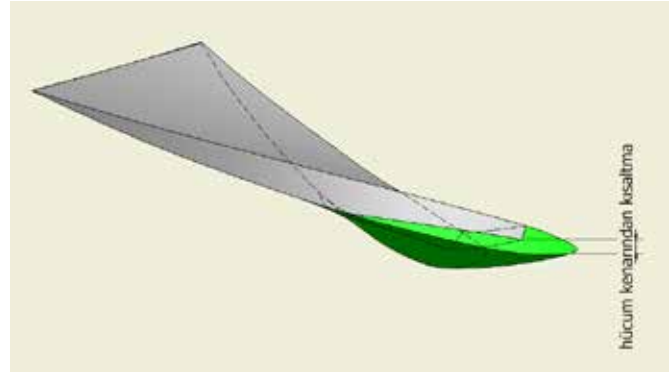
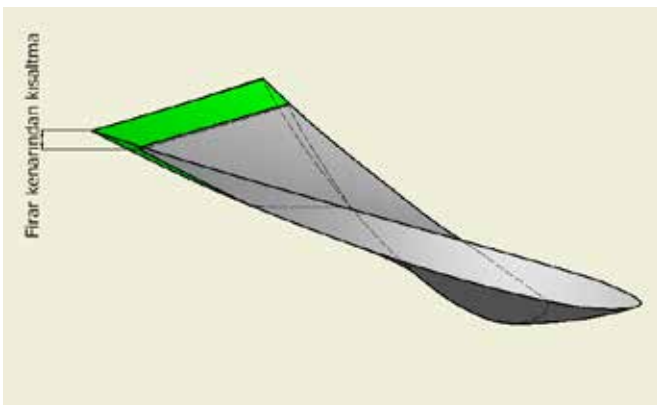
**Eksenel pompalarda** giriş-çıkış çapları birbirine eşittir. Bu pompalarda farklı performans ayarlama yöntemleri kullanılmaktadır.

• **Çark çapı düşürülmesi:** Eksenel pompalarda giriş-çıkış çapları birbirine eşit olduğu için çapın düşürülmesi difüzör ile çark arasındaki boşluğun artmasına neden olur, (Şekil 2). Bu yüzden verimde düşüş görülür. Bu yöntem ile verim kaybı olmadan geniş bir çalışma aralığının elde edilmesi mümkün değildir.



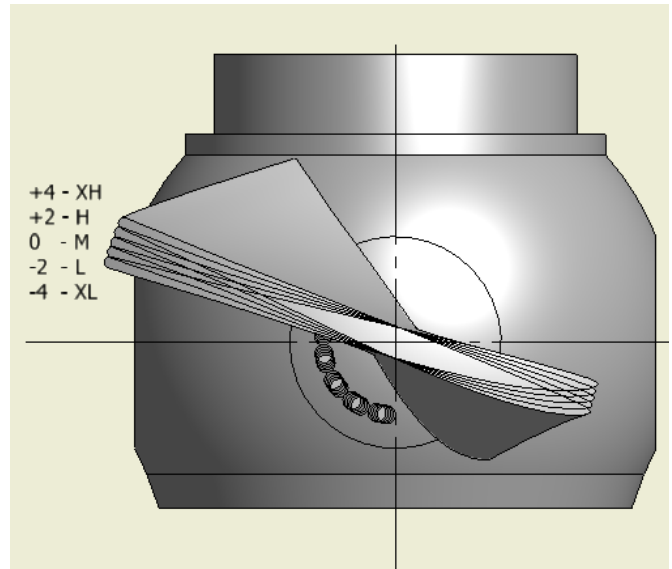
Şekil 2. Çark çapının düşürülmesi

• **Çark kanat uzunluğunun kısaltılması:** İki şekilde bu kısaltma işlemi gerçekleştirilebilir, (Şekil 3). Hücum ya da firar kenarından kısaltma yapılabilir. Her iki durumda da, mekanik bir tesviye işlemi söz konusudur. Eş kanatların elde edilmesi zordur. Kanat profillerinin bozulmasından dolayı verimde büyük kayıplar olmaktadır.



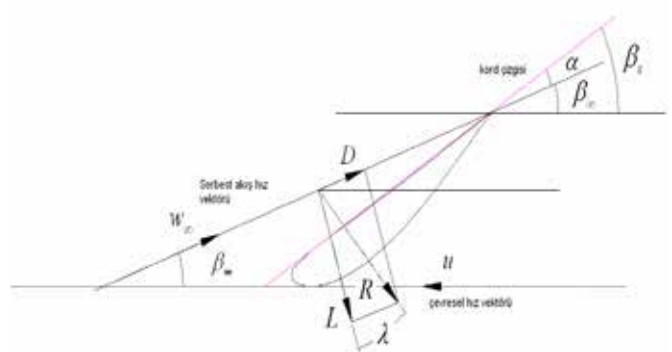
Şekil 3. Kanat uzunluğunun kısaltılması

• **Ayarlanabilir kanatlı tasarım:** Kanatlar ayrı parça olarak imal edilir ve çark gövdesine bağlantısı yapılır. Kanadın bir bütün olarak gövde üzerinde döndürülmesi ile kanatlar istenilen konuma ayarlanır, (Şekil 4). Diğer yöntemlerdeki gibi kalıcı bir performans değişikliği olmayıp, istenen performans değerlerine geri dönüş mümkündür. Büyük çaptaki çarklar için hidrolik ya da mekanik kontrollü bir mekanizma ile açı değişimi pompa demonte edilmeden de yapılabilir.

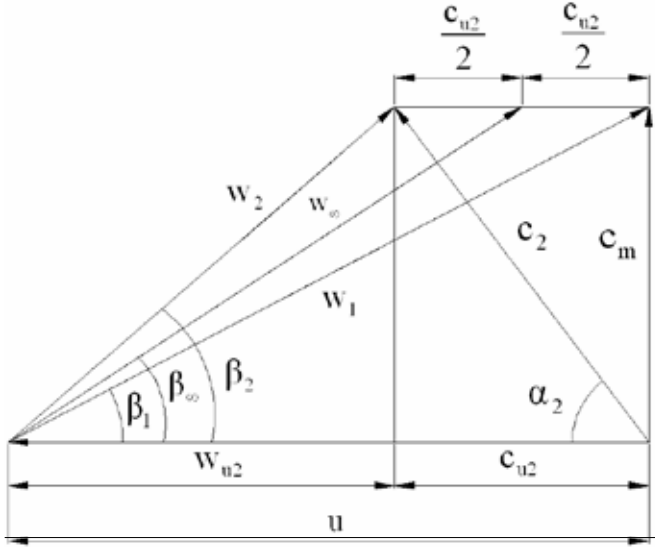


Şekil 3. Kanat uzunluğunun kısaltılması

Şekil 5'te kanada etkiyen kuvvetler, akış açıları ve hızlar görülmektedir, [2].



Şekil 5. Kanada etkiyen kuvvetler, akış açıları ve hızlar, [2]



Şekil 6. Eksenel çark için ön dönmesiz durumda giriş-çıkış hız üçgeni, [2]

Çarkın hücum açısı (stagger angle),  $\beta_s$  arttırıldığında aşağıdaki sonuçlar oluşmaktadır :

- Giriş ve çıkış hız üçgenlerindeki meridyonel hız bileşeni  $C_m$ 'de artış olmaktadır.  $C_m$ 'in artması aynı kesit alanı için debinin artması demektir.

$$Q = C_m A \quad (1)$$

- Çıkış hız üçgeninde  $C_{u2}$  artar. Çıkış hız üçgenindeki bu değişim, denklem (2)'deki sabit  $U$  için  $C_{u2}$ 'nin artmasından dolayı, basma yüksekliğini arttırmaktadır.

Eksenel pompalar için Euler-türbin denklemi (ön-dönmesiz giriş):

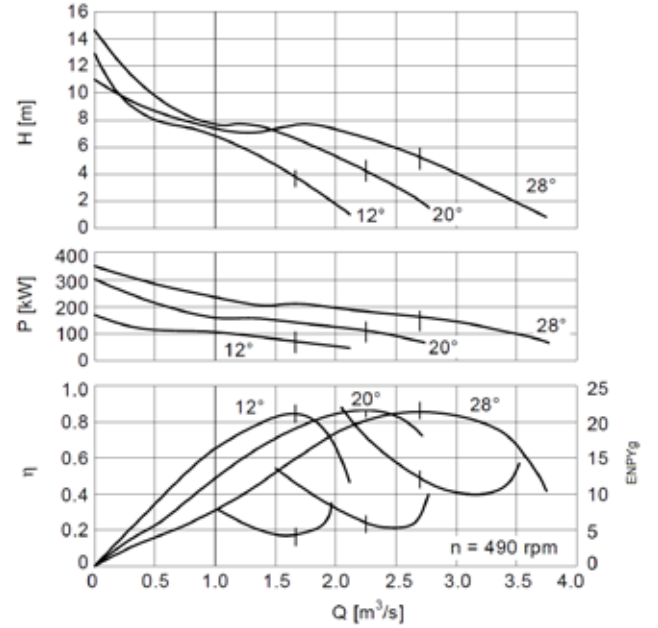
$$H_{th} = \frac{C_{u2} U}{g} \quad (2)$$

- Pompanın en verimli noktası daha yüksek debilerde, daha yüksek basma yüksekliği değerlerine kaydığı için pompanın gücü ve ENPYg değerleri de artmaktadır.

$$P = \rho g Q H \quad (3)$$

- Büyük açı değişimleri olmadığı sürece pompanın verimi ciddi oranda etkilenmemektedir. Açı değişimi yapılarak geniş bir çalışma aralığı elde edilmekte ve verim kaybı olmamaktadır.

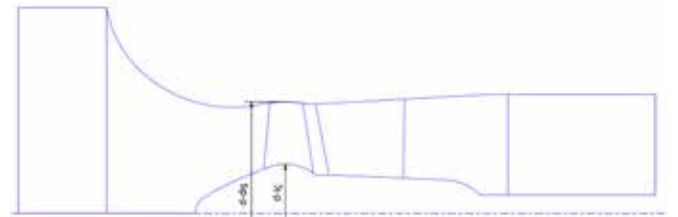
- Büyük açı değişimleri olmadığı sürece pompanın verimi ciddi oranda etkilenmemektedir. Açı değişimi yapılarak geniş bir çalışma aralığı elde edilmekte ve verim kaybı olmamaktadır.



Şekil 7. Örnek bir ayarlanabilir kanatlı eksenel pompa performans eğrisi, [3]

### 3. TASARIMI VE ÜRETİMİ YAPILAN EKSENEL POMPA

Belirli bir debi ve basma yüksekliği aralığında çalışacak, 1000 d/d'da eksenel bir pompanın tasarımı yapılmıştır. Özgül hızı yaklaşık 5 olan pompanın geometrik tasarım bilgileri Tablo 1'de sunulmuştur. Pompa tasarımı, Kaynak [2]'deki tasarım prosedürü kullanılarak yapılmıştır. Tasarımda HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamği) ile bir entegrasyon kurularak verim iyileştirilmesi yapılmıştır. Bunun için öncelikle çarkta gerekli iyileştirmeler yapıldıktan sonra, çark-difüzör uyumu için çalışmalar yapılmıştır. Farklı kanat profilleri de bu iyileştirmelerde kullanılmıştır. Şekil 8'de eksenel pompanın meridyonel kesiti verilmektedir.

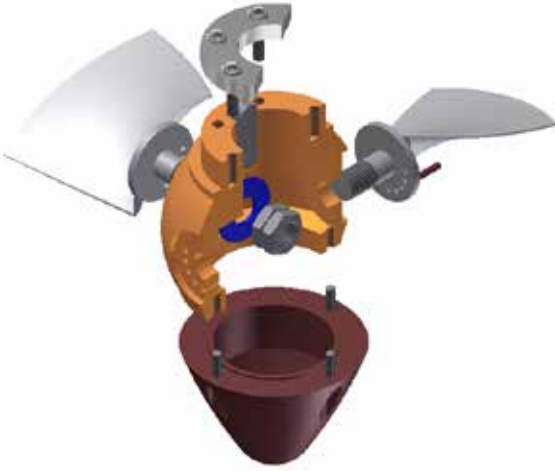


Şekil 8. Eksenel pompa meridyonel kesiti

Tablo 1. Tasarım parametreleri

| $d_c / d_{d1}$ | Kanat Sayısı | 1/t (katınlık - solidity) |
|----------------|--------------|---------------------------|
| 0.43           | 4            | 0.55                      |

Pompanın kanat açısı ayarlama yapısı Şekil 9'de gösterilmiştir. Bu sistemde kanatlar göbeğe pim, kontra somunlar ve pul kullanılarak monte edilmiştir. Kanatlarda çeşitli açı farkları yaratılabilmektedir. Bu makalede, +4, 0 ve -4 derece konumlarının HAD ve test sonuçları karşılaştırılmıştır.

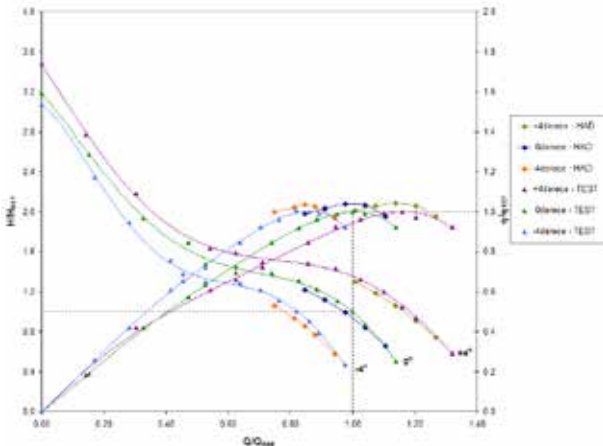


Şekil 9. Ayarlanabilir kanatlı eksenel çark katı modeli

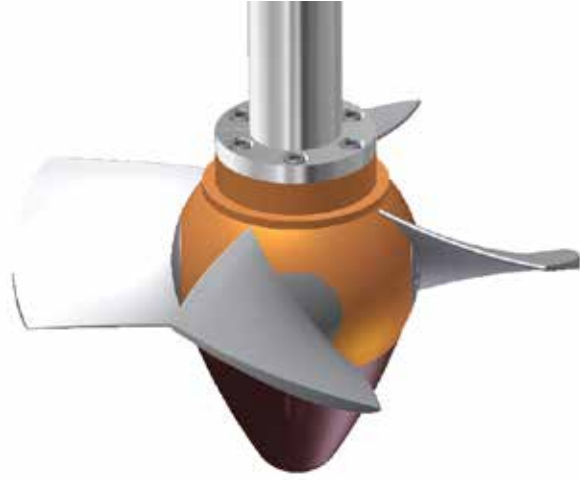
#### 4. HAD VE DENEYSEL TEST KARŞILAŞTIRMALARI

Pompanın HAD analizleri, CFX yazılımı kullanılarak yapılmıştır. CFX ile her 3 farklı konumdaki analizler gerçekleştirilmiş, en verimli noktalar bulunmuş ve pompa performans eğrisi çıkartılmıştır. Hücum açısı değiştirilerek pompanın en verimli çalışma noktası Şekil 10'da görüldüğü gibi değişmiştir.

Pompa performans deneyleri Layne Bowler test standında gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinde kullanılan 3 farklı konum deneysel testlerde de kullanılmıştır. Sonuçları Şekil 10'da HAD sonuçları ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Şekilde 0 derece, referans konum olarak tanımlanmış ve bu konumdaki en verimli noktadaki değerler referans değerler olarak kullanılmıştır. Deneysel test sonuçlarına göre,  $\pm 4$  derecelik açı değişimi en verimli çalışma debisini yaklaşık olarak  $\pm 16$  oranında kaydırmaktadır. Basma yüksekliği ise, yaklaşık olarak  $\pm 10$  değişmektedir. Deneysel sonuçlar, HAD sonuçları ile uyum göstermektedir. Üretimdeki döküm çekme payları, işleme toleransları ve deneysel test ile ilgili belirsizlikler göz önünde bulundurulduğunda karşılaştırmadaki farkların kabul edilebilir olduğu söylenebilir. Açı değişimi sonucunda elde edilen yeni pompanın çalışma noktasının tahmininin, HAD yardımı ile güvenli bir şekilde yapılabildiği görülmüştür.



Şekil 10. 3 konumda gerçekleştirilen HAD ve deneysel test sonuçları karşılaştırması



Açı değişimi ile pompa performans eğrisinin değişimini bulmak için bazı yaklaşımlar geliştirilebilir. Bu yaklaşımlar, karışık akışlı pompalarda çap düşümü etkisinin tahmini için geliştirilen yaklaşımlar gibi, bu çalışmada elde edilen 3 konumdaki test sonuçları kullanılarak yapılabilir. Yani, testi yapılmayan ara açılardaki ya da daha yüksek ve düşük açılardaki değişimlerin performansı nasıl etkileyeceğinin tahminleri geliştirilen bu yaklaşımlar ile yapılabilir.

Bir örnek olarak, Kaynak [4]'te eksenel pompalar için verilen kanat açısı değişikliği yaklaşımı şu şekildedir :

$$\frac{\Delta Q}{Q_{ref}} = \frac{\Delta \beta_s}{\beta_{s,ref}} \quad (4)$$

Denklem (4)'teki  $\beta_{s,ref}$  değeri referans konumdaki kanadın ortalama açı değeridir. Bu çalışmadaki pompa için  $\beta_{s,ref}$ , 0 açı konumunda (referans konum) yaklaşık olarak  $27^\circ$  alınmıştır.

$$\Delta Q = Q_{ref} \frac{\Delta \beta_s}{\beta_{s,ref}}$$

$Q_{ref} = 100$  l/s için,

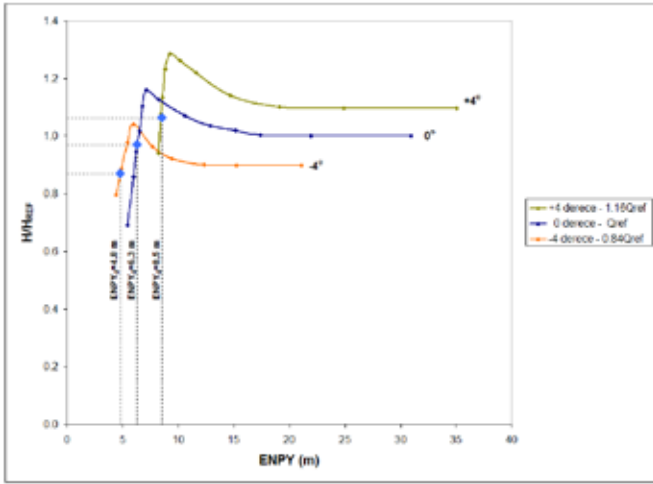
$$\Delta Q = 100 \times \frac{4}{27} = 14.8 \text{ l/s 'dir.}$$

Hesaplanan bu değer, test ile bulunan yaklaşık  $\pm 16$  değişim değerine yakın bir değerdir.

Oluşan hidrolik ve mekanik kaynaklı sorunlar güvenilir olarak kullanılabilecek açı aralığını sınırlamaktadır. Verimde belirli bir açı değişiminden sonra düşüş olması kaçınılmazdır. Bu aralığın sınır değerlerinde, en yüksek ve en düşük kanat açısında, beklenildiği gibi verim değerleri minimumdur. Ancak, bu çalışmada, sadece  $\pm 4$  derece aralığı incelendiği için bu açılar sınır değer olarak kabul edilmemelidir. Yüksek açı değerlerini hidrolik açıdan sınırlayan parametreler çark içerisindeki yüksek hızlar (sürtünme kayıpları) ve bununla ilgili olarak emme kabiliyetidir (ENPYg). Bunun yanında,

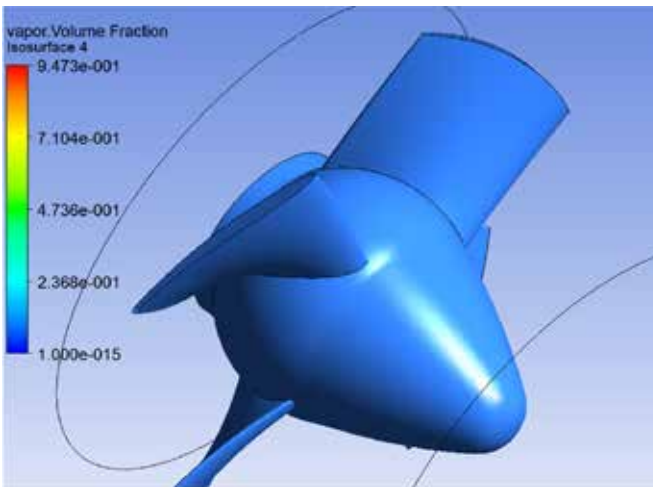
yüksek çıkış açılarının çarktaki akış ayrılmalarını da büyük oranda etkilediği düşünülürse, pompanın veriminin belirli bir açıdan sonra hızla düşmesi beklenir. Diğer bir sınırlayıcı etken ise, çark çıkışında değişen akış açılarının difüzör kanatlarıyla uyumunun bozulmasıdır. Yüksek açı değişimlerinde difüzörde büyük kayıplar görülür. Daha yüksek ve düşük açıların performansa etkisi ileride yapılacak çalışmalarda detaylı olarak incelenecektir.

HAD analizi ile pompanın kavitasyon karakteristiği de incelenmiştir. Her 3 konumda en verimli noktalar için ENPYg değerleri HAD ile bulunmuştur, (Şekil 11). ENPYg, % 3 H düşümünün olduğu nokta olarak tanımlanmıştır. Eksenel pompalarda ENPY'ye bağlı H değişimi karışık ve radyal akışlı pompalara göre farklıdır. Eksenel pompalarda ENPY'nin düşmesiyle birlikte H belirli bir noktaya kadar yükselip sonra hızla düşmektedir. H'nin yükseldiği bölgede kavitasyon da artmaya başladığı için verim de düşmektedir.

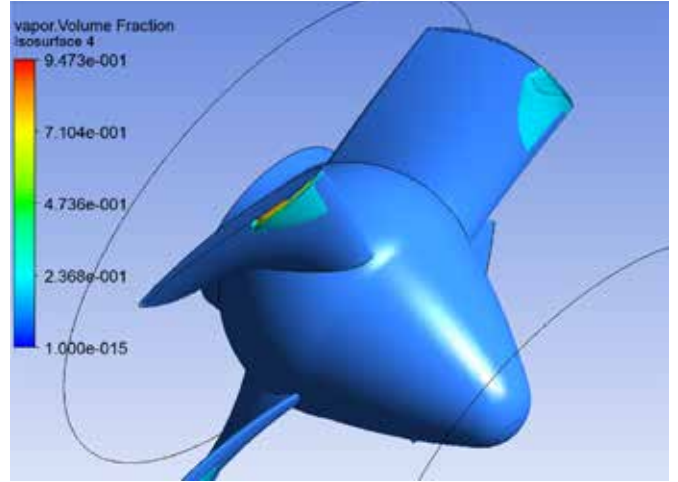


Şekil 11. 3 konumda, en verimli debideki ENPY'ye göre H değişimi

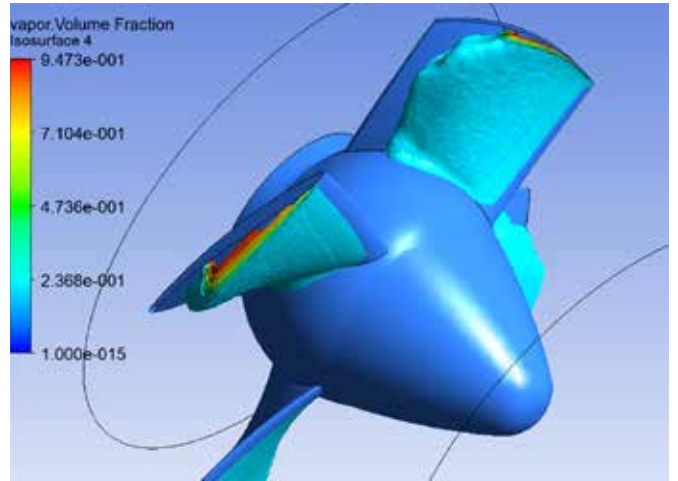
Şekil 12'de, +4 derece konumu için çark kanatlarının emiş taraflarında oluşan buhar yoğunluğunun (vapor volume fraction) ENPY'ye göre değişimi gösterilmiştir.



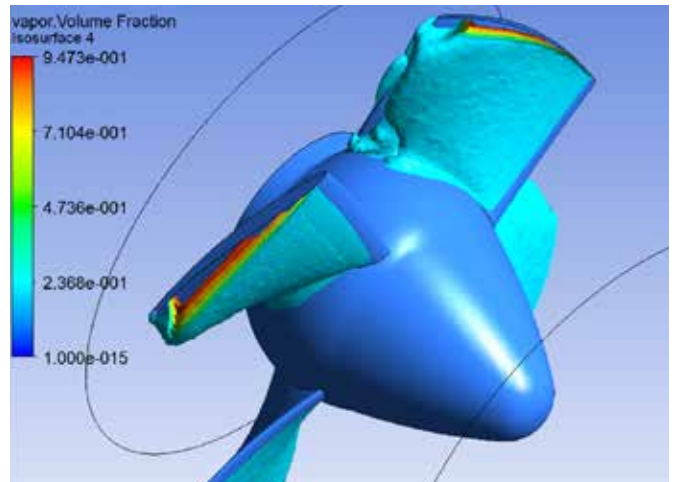
Şekil 12. 1. ENYP = 25 m



Şekil 12. 2. ENYP = 15 m



Şekil 12. 3. ENYP = 8.5 m (ENPYg noktası - %3 H düşümü)



Şekil 12. 4. ENYP = 8 m

Şekil 12. +4 derece konumu için oluşan buhar yoğunluğunun ENPY'ye göre değişimi

Üretilen ayarlanabilir kanatlı eksenel çark Şekil 13'te verilmiştir.



Şekil 13. Ayarlanabilir kanatlı eksenel çark

## 5. SONUÇ

Ayarlanabilir kanat yapısı eksenel pompalarda çok kullanılan bir yöntemdir. Kanat geometrisi bu tip bir ayarlama yöntemi için uygundur. Geniş bir çalışma aralığı, belirli açı sınırlarında verim kaybı olmadan elde edilmektedir.

Bu yöntem pompa sistem uyumu için de kullanılabilir. Böylece işletilen pompalı sistemlerde enerji verimliliği açısından da yarar sağlanabilir.

Bu çalışmada, eksenel bir pompanın tasarımı yapılmış, HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Farklı açı konumlarında elde edilen sonuçlar deneysel testler ile karşılaştırılmıştır.  $\pm 4$  derece açı değişikliği incelenmiştir. Debi  $\pm 16\%$ , basma yüksekliğinde ise  $\pm 10\%$  bir değişimin olduğu görülmüştür. Bu çalışma aralığı daha yüksek açı değişimleri için de incelenecektir. Ayrıca, kavitasyon analizleri de yapılarak her konumun en verimli noktalarındaki ENPYg karakteristikleri çıkartılmıştır.

Farklı özgül hızlardaki eksenel pompalar için, açısal konum değişikliklerinin sınırlarının belirlenmesi amaçlı çalışmalar sürdürülmektedir. Hidrolik ve mekanik olarak farklı özgül hızlardaki pompalarda farklı sınırlar oluşabilir. Açı değişiklikleri ile elde edilen performans değişimlerinin ve açısal sınırlamaların özgül hıza göre farklılık gösterebileceği düşünülmektedir. Bu amaçla, bir TÜBİTAK projesi Layne Bowler ve üniversite işbirliği ile devam etmektedir.

## KAYNAKLAR

1. Konuralp, Onur (2001), "Pompa performansının çark çapının traşlanarak değiştirilmesi", 4. Pompa Kongresi
2. Canbaz, Özgür (2011), "Eksenel pompalarda performansın iç akış çözümleri ile geliştirilmesi", 7. Pompa-Vana Kongresi
3. Gulich, J. F., (2008), Centrifugal Pumps, Springer Berlin Heidelberg, New York

4. The Ebara Pump System Engineering Handbook, Ebara Corporation.
5. Lazarkiewicz, S. and Troskolanski, A.T. (1965) Impeller Pumps, Pergamon Press Ltd., Oxford.
6. Stepanoff, A.J. (1957) Flow Pumps Design and Application, John Wile & Sons Inc., U.S.A.
7. Turton, R. K. (1995) Principles of Turbomachinery, Second edition, Chapman & Hall, London.
8. Hydraulic Institute ANSI/HI 2.3
9. CFX User Manual.

## SUMMARY

Axial flow pumps are designed as airfoil profiles. These profiles are appropriate to obtain high efficiency and good cavitation performance pumps. For these types of pumps, the trimming method causes high efficiency losses when decreasing the best efficiency flow rate to the lower flow rates. The reduction in propeller blade length method can be used, too. However, with this operation the blade profiles of the blades may change and the efficiency is affected.

By using the variable pitch method, in a specific region the performance of the pump can be adjusted without losing the efficiency. The stagger angle is adjusted with the variable pitch mechanism at the propellers. Therefore, a large operational region is obtained with the same pump. In this study, a pump is designed and investigated with the help of CFD (Computational Fluid Dynamics). The results of the CFD are compared with results of the experimental test. Furthermore, the NPSHr characteristics at the best efficiency points of the pump at various blade positions is obtain with the CFD.

# POMPALARDA KAVİTASYON VE ÖNGÖRME YÖNTEMLERİ

Mehmet KAYA

Standart Pompa ve Makine San. Tic. A.Ş.

## ÖZET

Kavitasyon; düşük basınçlara maruz kalan akışkanın buhar fazına geçmesine müteakiben buharlaşma basıncının üzerindeki basınçlarda buhar fazının yok olması sürecini ifade etmektedir. Kavitasyon bulutu oluşumu ile sıvıların kaynaması arasında bir analogi kurulabilirse de bu süreç akışkana ısı iletimi ile değil, basınç düşümünün bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Kavitasyon termodinamik bir hal değişimini ifade eder. Sıvı fazdan buhara ve bunun tersi yönde gerçekleşen bir kütle transferi sürecidir (buhar kabarcığı oluşumu ve patlaması). Pompaların kavitasyonlu çalışma durumunda hidrolik performans kaybı ve hidrodinamik - termodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlıklar ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada kavitasyon parametreleri tanımlanmış ve ilgili kavramlar açıklanarak, kavitasyonlu çalışma durumunda ortaya çıkan çalışma rejimleri verilmiş, kavitasyona etki eden unsurlar özetlenerek ortaya çıkabilecek hasarların üzerinde durulmuştur. Bununla beraber kavitasyonun öngörülebilmesi için kullanılan yöntemler özetlenmiştir. Bu yöntemlerin bazıları;

- Benzeşim kanunları (scaling laws) / benzer pompalarda NPSHR ilişkileri
- Termodinamik etkilerin öngörülmesi
- Kavitasyon karakterini sayısal olarak hesaplama

## 1. POMPALARDA KAVİTASYONLU ÇALIŞMA REJİMLERİ

Pompaların kavitasyonlu çalışma durumunda aşağıdaki durumlar ortaya çıkabilir;

### - Hidrolik performans kaybı ( $H_m, \eta$ )

Pompa çarkı içerisinde yerel basınç düşümlerinin olduğu bölgeler kavitasyonun ilk olarak oluşacağı bölgelerdir. Bu bölgelerdeki basınç bölgesel olarak buharlaşma basıncının üzerine yükseltilebilirse kavitasyon ortadan kalkacaktır. Eğer emme hattında yeterli basınç sağlanamamışsa, pompa basma yüksekliği kavitasyonsuz duruma göre daha düşük seviyelere çekilir. Bu durumda pompa gerekli debiyi sağlayamaz (pump duty shortfall). İkinci bir durumda ise, pompa optimum çalışma noktasının solundaki çok düşük debi değerlerinde çalışıyorsa, çark tarafından harcanan enerjinin büyük bir kısmı akışkanı ısıtmaya harcanacaktır. Bu durumda sürekli çalışma halinde akışkan buharlaşmaya başlayacak ve pompa kavitasyona girecektir (vapour locking).

### - Hidrodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlık

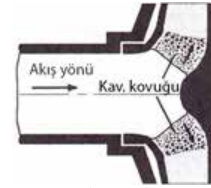
Pompa kısmi debilerde çalışırken akış açısı ile çark kanadı girişi açıları arasında uyumsuzluk ortaya çıkmaktadır. Bu durum ön yanağa yakın yerlerde daha belirgindir. Böyle durumlarda emme borusuna doğru bir resirkülasyon akımı başlamaktadır. Bu sirkülasyon debi kısıldıkça daha da artacaktır. Böylece ortaya çıkan düşük basınç alanlarında kavitasyon

ortaya çıkmaktadır (hydrodynamically induced cavitation surging). Buhar fazına geçen akışkan emme hattına doğru ilerledikçe daha düşük basınç gradyanlarıyla karşılaşmakta ve kavitasyon bulutunun boyu büyümekte, çökmesi ise gecikmektedir. Bu kararsızlık tipik olarak 2-10 Hz aralığında bir frekansa sahiptir.

### - Termodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlık

Emme borusundaki basınç akışkanı sıvı fazında tutmaya yetmeyecek kadar azsa, pompa içerisinde ve hatta tesisat borularında kavitasyon oluşabilir (thermodynamically induced cavitation surging). Bu durumda ve benzer olarak vapour locking durumunda ortaya çıkan ekstra buhar hacmi pompa gövdesi içerisindeki basıncı arttırmaktadır.

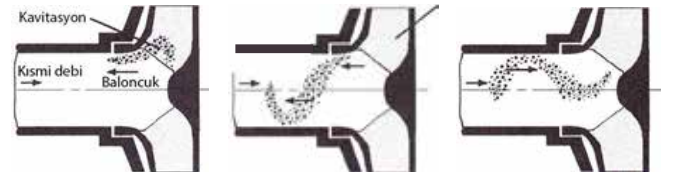
Yukarıda özetlenen durumlara bağlı olarak pompalarda 3 çeşit kavitasyonlu çalışma rejimi tanımlanmıştır.



Şekil 1. Buhar Kabarcığı Oluşumu

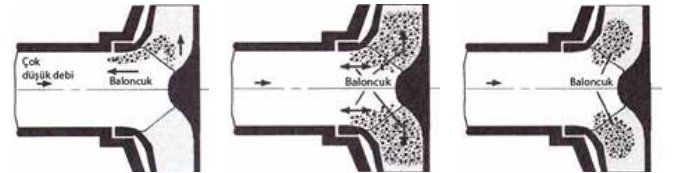
Kararlı (stable) çalışma rejimi pump duty shortfall durumu ile ilişkin olarak ortaya çıkmaktadır. Bu rejim herhangi bir debi değerinde gerçekleşebilir. Buhar akışı gözlemlenebilir ve buhar kabarcıklarının kapladığı hacim zamandan bağımsızdır.

Kararsız (unstable) çalışma rejimi hidrodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlığın sonucunda ortaya çıkar. Bu rejim düşük debi değerlerinde gözlemlenebilir. Buhar kabarcıklarının hacmi zamana bağlı olarak değişir.



Şekil 2. Kabarcık başlangıcı Şekil 3. Büyüme ve ilerleme Şekil 4. Çökme

Kararsız (unstable) çalışma rejimi hidrodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlığın sonucunda ortaya çıkar. Bu rejim düşük debi değerlerinde gözlemlenebilir. Buhar kabarcıklarının hacmi zamana bağlı olarak değişir.

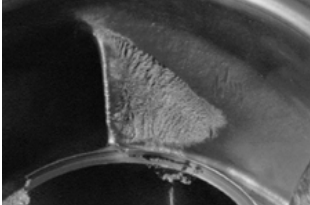


Şekil 2. Kabarcık başlangıcı Şekil 3. Büyüme ve ilerleme Şekil 4. Çökme

Geçiş (transient) çalışma rejimi termodinamik sebeplerle oluşan kavitasyona bağlı kararsızlığın sonucunda ortaya çıkar. Çok düşük veya sıfır debi şartlarında ortaya çıkar. Buhar akışının izlenmesi güçtür. Buhar kabarcıklarının hacmi patlamaya kadar büyümeye devam eder.

#### - Kaviteasyon erozyonu

Buhar parçacıklarının yüksek basınç altında patlamasıyla metal yüzeylerinde bir hasar mekanizması ortaya çıkmaktadır (local pitting). Parçacıklar metal yüzeylerinden uzakta patlarsa hasar meydana gelmeyebilir. Bunun için malzeme yüzeylerindeki hasara bakarak kaviteasyon yoğunluğu hakkında bir tahminde bulunmak güçtür.



Şekil 8. Santrifüj pompa çarkında kaviteasyona bağlı erozyon



Şekil 9. Bir francis türbininde kaviteasyona bağlı malzeme kaybı

#### - Ses ve titreşim seviyelerindeki artış

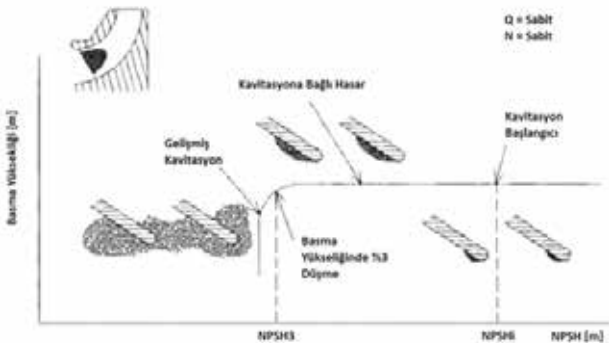
Kaviteasyonun ortaya çıkmasıyla beraber pompa basınç çalkantıları oluşmaya başlar. Bununla beraber pompanın içerisinde çakıl taneleri geçirmiş gibi bir ses kendini gösterir. Ses basınç seviyesi ölçümü yaparak ve toplanan sinyaller işlenerek kaviteasyon yoğunluğu tahminleri yapılabilmektedir.

## 2. KAVİTASYON PARAMETRELERİ VE TERMİNOLOJİ

Kaviteasyonu ifade eden temel parametreler; net pozitif yük NPSH, basma yüksekliği, hacimsel debi, mil dönme sayısı, çark dış çapı, emme özgül hızı Nss, kaviteasyon sayısı  $\sigma$ , Thoma kaviteasyon katsayısı  $\sigma_{TH}$  olarak ifade edilebilir. Net Pozitif Emme Yüksekliği [NPSH veya ENPY] pompa girişindeki toplam mutlak basıncın akışkanın buharlaşma basıncından farkı olarak ifade edilmektedir.

$$NPSH = \frac{P_{o1} - P_v}{\rho g} \quad \sigma = \frac{P_1 - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad \sigma_{TH} = \frac{NPSH}{H}$$

Kaviteasyon sayısı akışkanın yerel basıncı ve buharlaşma basıncı arasındaki farkın boyutsuz gösterimi, Thoma sayısı ise boyutsuz NPSH ölçeğini gösterir. Genel olarak kaviteasyon performansı kritik bir değer olan NPSHR ile ilişkilendirilir. Bu değer pompa girişinde sağlanması gereken minimum basınç değerini göstermektedir. Yani  $NPSH_{mevcut} \geq NPSH_{gerekli}$  olmalıdır. Bu kritik değeri ele alırken kaviteasyon başlangıç değeri  $NPSH_i$ , aynı debi için basma yüksekliğinde %3 düşümü veren gelişmiş kaviteasyon  $NPSH_{3\%}$  veya  $NPSH_{5\%}$  tercih edilebilmektedir.



Şekil 10.  $NPSH_i$ ,  $NPSH_{3\%}$  ve çark kanatlarında kaviteasyonun ortaya çıktığı bölgeler

Pompalarda kaviteasyona etki eden pek çok unsur vardır. Bunlardan bazıları;

- Çark emme ağız ve göbek çapı
- Kanat giriş açıları
- Kanat sayısı. Kanat sayısı azaldıkça giriş alanı artacağından akış blokajı azalacaktır. Bununla beraber kanat sayısı az olan çarklar genellikle uzun olduğundan, kaviteasyon kanat boğaz kesitine kadar penetre etmez.
- Kanatlar arası boğaz kesiti
- Kanat hücum kenarı profili
- Kanat hücum kenarının meridyenel kesitteki yerleşimi
- Kanat hücum kenarı ve boğaz kesidi arasındaki kanat geometrisi
- Ön yanak ve arka yanaktaki eğrilikler
- Kanat ve yanakların birleşimindeki yarıçapların şekli
- Kanat yüzey pürüzlülüğü (ilk kabarcık oluşumunda etkisi gözlenir).
- Dengeleme deliklerinde ve çevresel boşluklarda meydana gelen kaçak akışları
- Çark çapının tornalanması

Bununla beraber çarka gelmeden emme hücresinde meydana gelen akışın da kaviteasyona etkisi vardır. Girişteki hidrolik kayıplar, vorteks oluşumları ve türbülans yoğunluğu kaviteasyonu etkileyen önemli parametrelerdir.

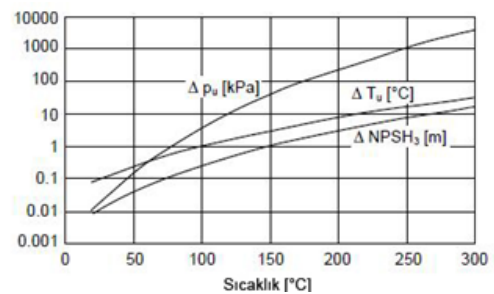
## 3. POMPALARDA KAVİTASYONUN ÖNGÖRÜLMESİ

Pompalarda kaviteasyonun öngörülmesi son yıllarda tamamen sayısal çözümler üzerine yoğunlaşmış durumdadır. Buna rağmen endüstriyel olarak kullanım alanı bulan benzeşim kanunlarını özetlemekte fayda vardır. Pompalarda benzeşim kuralları kullanılarak sabit Thoma sayısı için farklı dönme sayılarında NPSH tahmini yapılabilmektedir [1,3]. Kaviteasyon başlangıcı ve  $NPSH_3$  için;

$$NPSH_i = NPSH_{iREF} \left( \frac{N}{N_{REF}} \right)^2$$

$$NPSH_3 = f NPSH_{3REF} \left( \frac{N}{N_{REF}} \right)^2 \quad N < N_{ref}, f > 1 \quad N > N_{ref}, f < 1$$

Bu formüllerde f sayısının tahmini tamamen deneysel sonuçlara ve tecrübeye bağlıdır. Akışkan sıcaklığının ve termodinamik özelliklerinin (akışkan tipinin) de NPSH üzerinde etkisi vardır. Bunlar ampirik formüller vasıtasıyla bulunabilir. Akışkan sıcaklığının NPSH üzerindeki etkisi şekil 11 de gösterilmiştir.



Şekil 11. Su sıcaklığının kaviteasyona etkisi

Termodinamik etkilere bağlı olarak yapılacak NPSH tahmini Stepanoff metodu veya Hidrolik Enstitüsü düzeltme grafikleri kullanılarak yapılabilmektedir. Bu öngörme yönteminde hal dengesi teoremi kullanılarak şu denklemler yazılmaktadır;

$$NPSH_3 = NPSH_{3REF} - \nabla N P S H$$

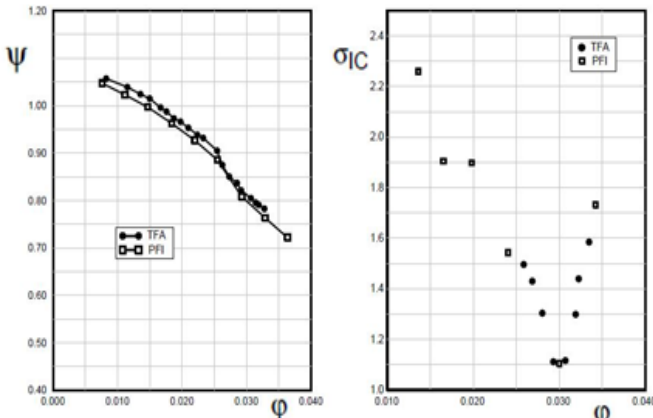
$$\nabla NPSH = \frac{V_V \rho_L}{V_L \rho_V^2} \frac{h_{fg}^2}{v_{fg} gCT}$$

Akışkanın içerisinde çözünmüş veya akışın içerisine karışmış gazların kavitasyon karakteristiğine etkileri incelenirken zahiri bir buharlaşma basıncı ( $P_E$ ) tanımlanmaktadır. Bu durumda kavitasyon performansı klasik buhar oluşumu yaklaşımı ile değil, akış içerisindeki gazların oluşumu ve büyümeleri ile karakterize edilmektedir. Mevcut NPSH\* alanı ise gazların akış içerisindeki varlığından etkilenecek düşmektedir. Böyle durumlarda  $NPSH_A > NPSH_R$  olmasına rağmen  $NPSH_A^* < NPSH_R$  tehlikesi vardır.

$$NPSH_A^* = (P_{01} - P_E) / \rho g$$

### 3.1 Kavitasyon Karakteristiğinin Deneysel Olarak İncelenmesi (Ses, Titreşim ve Optik Ölçümler)

Optik yöntemler ile kavitasyon karakterizasyonuna örnek olarak Darmstadt ve Braunschweig üniversitelerinde yapılan bir çalışma verilebilir [4]. İki adet benzer çarkın geometrik özelliklerinin periyodik tekrarlayan düşük debi kavitasyon karakteristikleri (rotating cavitation) üzerine olan etkileri optik ölçüm yöntemleri ile test edilmiştir. Söz konusu pompalar 0,5 benzerlik faktörü ile geometrik olarak ölçeklendirilmiş, aynı özgül hız ve aynı Reynolds sayılarında çalışmaları sağlanmıştır. Rotating cavitation durumunu gözlemek için 12 bit CCD kamera ve strotoskopik ışık kaynakları kullanılmıştır. Örnekleme hızı 40000 kare/saniye seçilmiştir. Bu ölçüm teknikleri ile çark henüz 1 devir dönmüşken ortaya çıkan zamana bağlı kavitasyon kovuğu oluşumları gözlemlenebilmiştir. Şekil 12 de bu iki çarka ait performans eğrileri ve kavitasyon başlangıcı grafikleri verilmiştir. Görüldüğü üzere geometrik olarak benzer çarklar, NPSHi karakteristikleri bakımından da benzerlik göstermektedir.

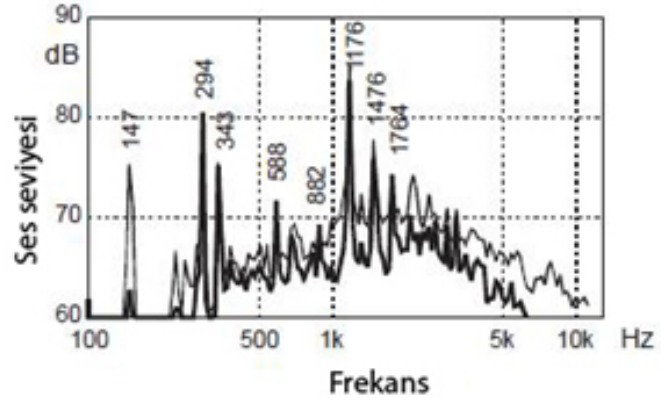


Şekil 12. Benzer iki çarka ait performans ve kavitasyon başlangıcı grafikleri

Periyodik kavitasyon başlangıcının  $\sigma/2\alpha$  şeklinde ifade edilen bir boyutsuz parametre ile ifade edilebildiği görülmüştür. Burada  $\sigma$  kavitasyon sayısı,  $\alpha$  ise hücum açısıdır.

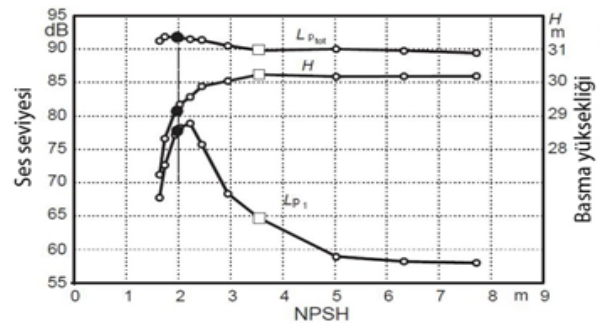
Kavitasyon durumu ortaya çıktığında pompa gürültü seviyelerinde hissedilir bir artış meydana gelmektedir. Kavitasyon başlangıcını ve sonraki safhalarını tayin edebilmek için ses ve titreşim ölçümleri yapılarak [5,6,7,8,9] kavitasyon karakterizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Deneysel sonuçlar kavitasyonun 147 Hz frekansında veya kanat geçiş frekansının yarısında (BPF/2) ortaya çıkan ayırık bir frekansı olduğunu göstermiştir. Buradan hareketle 147 Hz frekansında ortaya çıkan ton, kavitasyon halindeki pompanın ses spektrasından ayrılmış ve kavitasyon başlangıcının tayini için kullanılmıştır. Böyle bir sistem NPSHi tayininde kullanılabileceği gibi, elektronik bir kontrol sistemi vasıtasıyla kritik NPSH değerine gelindiğinde bir alarm sistemini de çalıştırabilir. Söz konusu pompa [5] 2900 rpm de 5kW gücünde bir motorla tahrik edilmiş ve sabit debi değerinde pompa basma yüksekliği değişken NPSH koşulları altında ölçülmüştür. Ölçümler yapılırken ses spektrumu pompaya 0,5-1m uzaklıkta bir mikrofon yardımıyla kaydedilmiştir. Spektral analiz FFT dönüşümü ile yapılmıştır.

Şekil.13 de kavitasyonlu durumda oluşan ses seviyelerinin 147 Hz frekansında ve kanat geçiş frekansının harmoniklerinde kavitasyonsuz duruma göre ayrıştığı açık olarak görülmektedir.



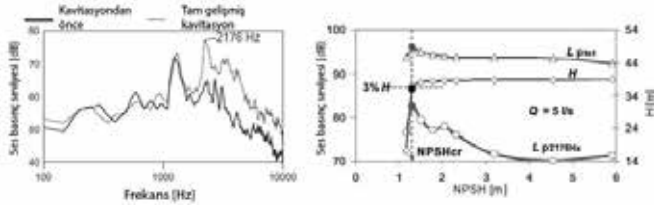
Şekil 13. Kavitasyon başlamadan önce ve geliştikten sonra ortaya çıkan ses spektrumu

Ses seviyeleri kullanılarak yapılan NPSH tahmini ise Şekil. 14 de gösterilmektedir. 147 Hz deki ses seviyesi 70-80 dB olarak görülmüştür. Bu ses seviyelerindeki NPSH =2m ise basma yüksekliğindeki %3 düşmeye tekabül etmektedir.



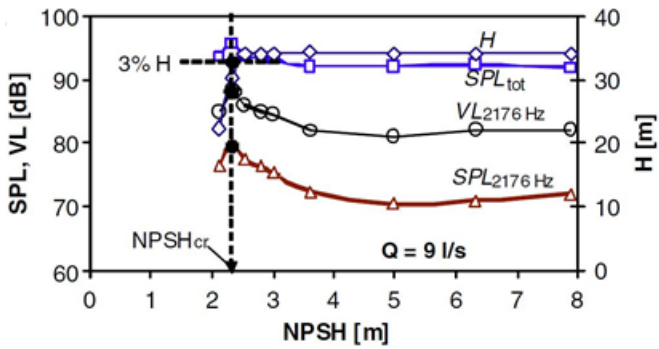
Şekil 14. Toplam ses seviyesi ( $L_{p_{total}}$ ), 147 Hz deki ses seviyesi ( $L_{p1}$ ) ve basma yüksekliği değerleri

Belirli bir frekans değerinde ya da ayrık frekans spektrumunun pik noktasında ortaya çıkan değerin, kritik NPSH değeri ile ilişkili olduğu görülmüştü. Bu bilgiden yola çıkarak yapılan bir deneysel çalışmada [7] 2176Hz frekans komponentinin ortaya çıkmasının sebebi olan kavitasyonlu çalışma durumundaki ses üretim mekanizması araştırılmıştır. Bu amaçla ilk olarak açık havada ses basınç seviyesi ölçümleri, ikinci olarak su altı akustiği ölçümleri ve son olarak yapısal titreşim esaslı ölçümler alınmıştır. Ölçüm sonuçları şekil16 da görülmektedir.



Şekil 15. 2176 Hz deki ses basınç seviyeleri ve ve bu frekanstan yola çıkarak kritik NPSH değerinin tayini

Belirli bir frekans değerinde ya da ayrık frekans spektrumunun pik noktasında ortaya çıkan değerin, kritik NPSH değeri ile ilişkili olduğu görülmüştü. Bu bilgiden yola çıkarak yapılan bir deneysel çalışmada [7] 2176Hz frekans komponentinin ortaya çıkmasının sebebi olan kavitasyonlu çalışma durumundaki ses üretim mekanizması araştırılmıştır. Bu amaçla ilk olarak açık havada ses basınç seviyesi ölçümleri, ikinci olarak su altı akustiği ölçümleri ve son olarak yapısal titreşim esaslı ölçümler alınmıştır. Ölçüm sonuçları şekil16 da görülmektedir.



Şekil 16. 2176 Hz frekansında ortaya çıkan titreşim ve ses basınç seviyeleri

Ayrık frekans komponentinin esas olarak kavitasyona bağlı yapısal titreşimlerin bir sonucu olarak ortaya çıktığı görülmüştür. Bu durum görüldükten sonra, kavitasyona bağlı titreşimin en fazla hangi bölgelerde etkili olduğu araştırılmıştır [8]. Farklı NPSH değerlerindeki sonuçlara göre en yüksek titreşim salyangoz gövde yan duvarında, daha sonra ise pompa çıkışında ve giriş flanşı üzerinde ortaya çıkmıştır. Ayrıca ses basınç seviyesi ve titreşim karakteristiklerinin aynı yönde eğilim göstererek geliştiği gözlemlenmiştir.

## 3.2 Kavitasyon Karakteristiğinin Nümerik Olarak İncelenmesi

Pompalarda kavitasyonun nümerik olarak hesaplanmasındaki amaç kavitasyon başlangıcını (inception), kavitasyon kovuğu boyutunu ve kavitasyona bağlı basma yüksekliği düşüşünü tahmin etmektir [1].

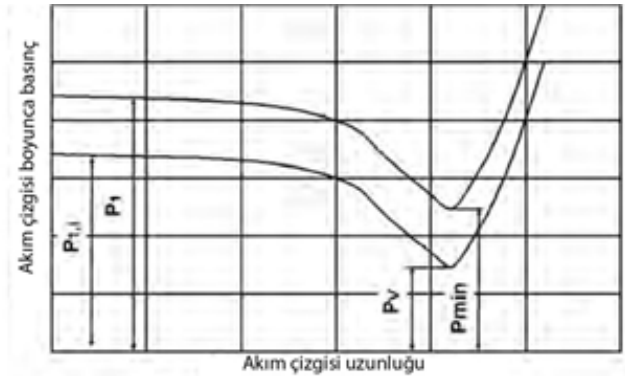
Pompalarda sayısal kavitasyon hesaplarını temel olarak 2 kategoride değerlendirmek mümkündür.

1. Kavitasyon kovuğunun sıvı-buhar ara yüzünde önceden verilen hız veya basınç koşullarına ulaşıncaya kadar yapılan iteratif şekil değişiklikleri ve adaptasyonu ile akış modelleme. Bu sistemde kavitasyon boşluğu iteratif olarak her adımda şekil değişikliğine uğrar. Çift faz modelleme gereği duyulmaz. Bu yöntemde Interface Tracking – Arayüz izleme metodu denmektedir.
2. Akışı çift fazlı olacak şekilde modelleme. Bö yöntemde ise Interface Capturing – Arayüz hesaplama metodu denmektedir.

### 3.2.1. Tek Fazlı Akış Modelleme ile Kavitasyon Hesaplama (Interface Tracking) Yöntemleri

İlk yaklaşımda sıvı buhar arayüzü kanat üzerindeki basınç dağılımı göz önüne alınarak bulunur. Kavitasyon kovuğu ve ana akım arasında bir bağlantı olmadığı ve baloncuk içerisinde akış gerçekleşmediği varsayımları yapılır [1]. Dupont [2] tarafından geliştirilen algoritmanın adımları şöyledir;

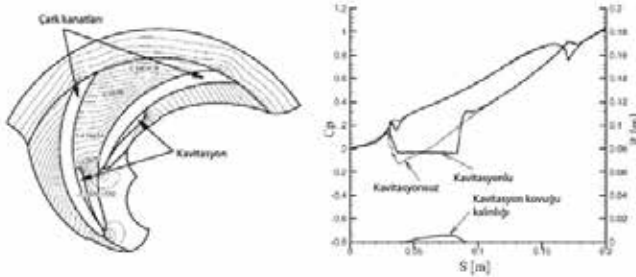
1. Çarkın önündeki hız dağılımını tam olarak hesaplayabilmek için emme hattındaki ve emme hücreesindeki akışın 3D NS çözümleri yapılır.
2. Giriş sınır şartları tanımlandıktan sonra çark içerisinde 3D NS çözümleri yapılır. Çark üzerindeki basınç dağılımından faydalanarak NPSHi (Inception NPSH) değeri hesaplanabilir (şekil 17).



4. Kaviteasyon kovuğu sınırları basınç dağılımına göre iteratif olarak değiştirilerek, kovuk konturu  $P=P_v$  izobarına eşit oluncaya dek modifiye edilir.

5. NPSH3 değeri ise ampirik bağıntılar yardımıyla hesaplanır. Kaviteasyon kovuğu uzunluğunun kanat giriş adımına (blade inlet pitch) eşit olduğu boyutta veya kaviteasyonlu bölgenin boğaz kesitine ulaştığı büyüklükte kaviteasyon NPSH3 değerine ulaşmış kabul edilmektedir.

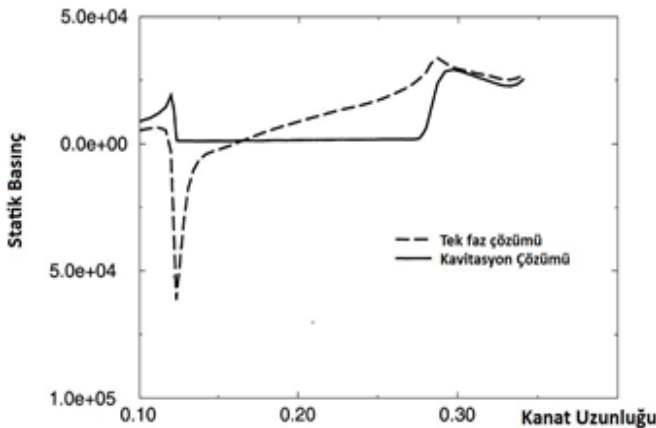
Bu yaklaşım 5 adet farklı özgül hızı sahip çark üzerinde denenmiş ve özellikle NPSH<sub>i</sub> değeri için uygun sonuçlar üretilebilmiştir. Yine interface tracking metodu ile yapılan bir çalışmada [12] çark kanadında ortaya çıkan basınç dağılımından yola çıkarak kaviteasyon kovuğu lokasyonu ve büyüklüğü hesaplanmıştır.



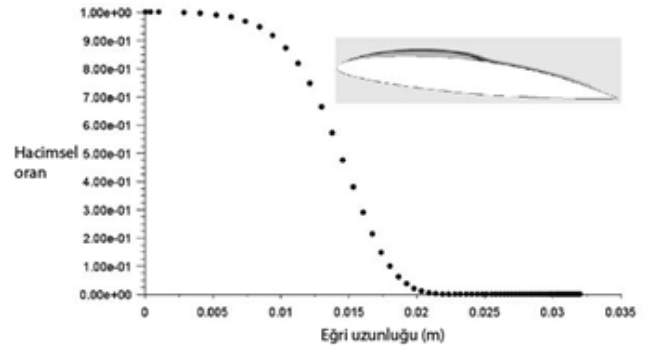
Şekil 19. Basınç sayısı konturları ve kaviteasyon kovuğu kalınlığı

### 3.2.2. Çift Fazlı Akış Modellemeye ile Kaviteasyon Hesaplama (Interface Capturing) Yöntemleri

İkinci yaklaşım ise kaviteasyonu CFD yazılımları ile çift fazlı olarak modellemektir [10-24]. Tam kaviteasyon modeli geliştirilmesi amacıyla 2002 yılında yapılan çalışmada [10] bir buhar taşınımı denklemi türetilmiş ve türbülanslı NS denklem çözücüsüne adapte edilmiştir. Kabarcık oluşumunu ve lokal basınç alanı altındaki zamana bağlı değişimini hesaplamak için kullanılan formülasyon düşük mertebeli Rayleigh-Plesset denklemlerini içermektedir. Farklı emme özgül hızlarında yapılan hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan kaviteasyon bölgelerinin şekli, yeri ve boyutundaki değişimler fiziksel olarak açıklanabilir bulunmuştur. Şekil.20 de santrifüj pompa kanadında emme yüzeyi boyunca statik basınç dağılımı kaviteasyonlu ve kaviteasyonsuz çözümler için verilmektedir.



Şekil 20. Kanat emme yüzeyi, giriş kenarı dış çapına yakın bir bölgede oluşan yüklem

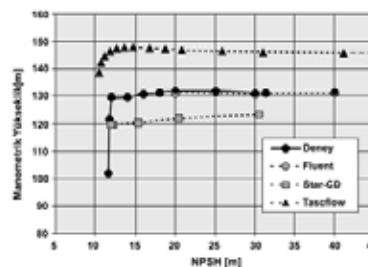


Şekil 21. Kaviteasyon kovuğu ve kanat emme yüzeyindeki hacimsel buhar - sıvı oranları

2009 yılında yapılan çalışmada araştırmacılar yapay sinir ağları yöntemi ile pompaların kaviteasyon performansını hesaplamışlardır [13]. Bu amaçla MATLAB içerisindeki yapay sinir ağları araç kutularından BP ve RBF kullanılmıştır. ANN in işlerlik kazanabilmesi için kaviteasyon performansı bilinen pompaların geometrik özellikleri ve NPSH arasında bir ilişki kurulmuştur. ANN algoritması 60 adet örnekle beslenmiştir. Bu örnekleme verilerinin miktarı hesaplamalardaki kesinliğin bir ölçüsü olduğundan mümkün olduğunca fazla training data gerekmektedir. Bunun sonucunda giriş değerleri ve sonuç verileri arasında matematiksel bir ilişki kurulmaktadır. ANN algoritması 3 farklı pompa için koşullmuş ve bulunan NPSH değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. İki durum için de ortaya çıkan farkın %2-5 mertebelerinde olduğu görülmüştür.

Kaviteasyonun hızlı bir şekilde modellenmesine imkân veren yeni bir yöntemde ise [15] zamana bağlı tabaka kaviteasyonunun sınır elemanlar yöntemi ile çözümü verilmiştir. Bu yöntemde konumsal iterasyon adımları ortadan kaldırılmış, bunun yerine anlık kaviteasyon kovuğu boyutlarını veren yeni bir yaklaşım önerilmiştir. Algoritmanın performansı çeşitli kaviteasyon akışlarında değişik geometrilerdeki kanatlar üzerinde düşük mertebeli frekanslarda zamana bağlı olarak hesaplanmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar konvansiyonel yöntemlerle karşılaştırılmıştır. Kaviteasyon kovuğu ve kaldırma katsayıları (CL) doğrulukla hesaplanmıştır (max %7 fark ile). Kaviteasyon kovuğunun akışla birleşim noktası civarındaki basınç dağılımının modifikasyonu için ise basit bir cebirsel ilişki kurulmuştur.

Ticari CFD yazılımları ile (ANSYS Fluent, CFX, Numeca, StarCD, vb..) çift fazlı kaviteasyon hesapları endüstride geniş kullanım alanı bulmaktadır. Bu hesaplamalar neticesinde pompaya ait karakteristik eğrilerden biri olan Q-NPSH<sub>r</sub> değeri hesaplanabilmekte ve bu karakteristikler firma kataloglarında kullanım alanı bulabilmektedir. Yine pompa endüstrisinde faaliyet gösteren firmalarından araştırmacılar seçtikleri bir pompa üzerinde 3 farklı ticari yazılım ile (Fluent, Star CD, CFX) kaviteasyon hesapları yapmışlardır [11]. Elde edilen NPSH-H karakteristikleri deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır (şekil 22).



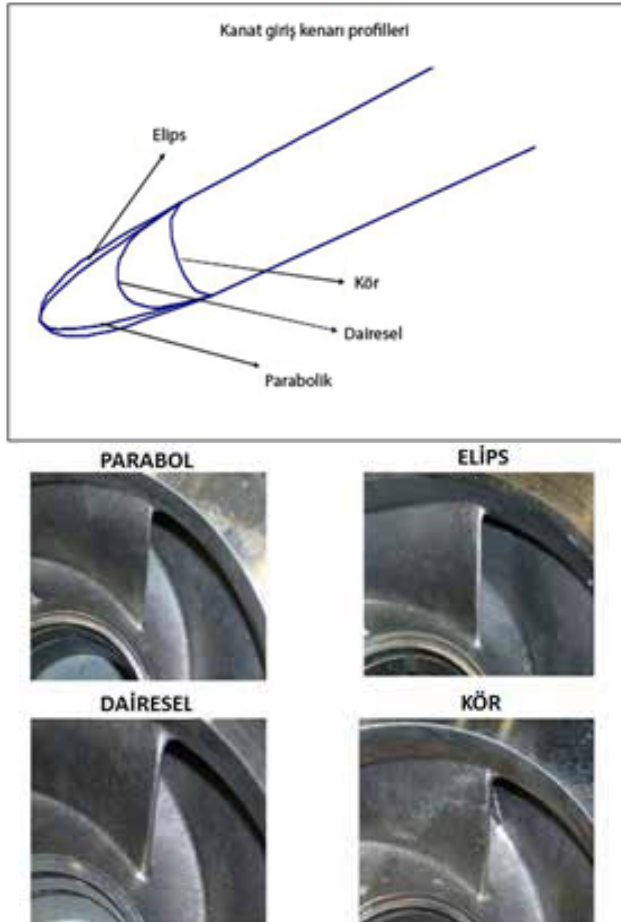
Şekil 22. Üç farklı yazılım ile hesaplanan NPSH karakteristiği ve deneysel sonuçlar

Sonuçlara bakıldığında basma yüksekliği karakteri en iyi Fluent yazılımıyla hesaplanmış olmasına rağmen, NPSH değeri her 3 yazılımda da iyi bir doğrulukla bulunabilmiştir. CFX yazılımında basma yüksekliği değerinin fazla çıkmasının nedeni ise sadece çarkın modellenmiş olması, salyangozdaki ve diğer bölümlerdeki kayıpların hesaba girmemesi olarak gösterilmiştir. Teoriden de bilindiği gibi mevcut NPSH azaldıkça kavitasyonlu bölgelerin yoğunluğu da artmaktadır (şekil 23).



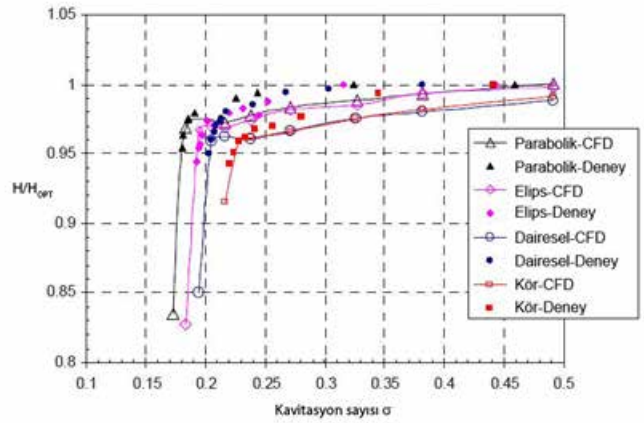
Şekil23. Fluent ile hesaplanan kavitasyon kovuğu bölgeleri

Yine endüstriden bir uygulamada araştırmacılar [14] CFD ile çark kanadı giriş kenarı profillerinin kavitasyon karakteristiğine etkilerini hesaplamışlardır. Bu profiller şekil 24 de görülmektedir. Nümerik olarak hesaplanan sonuçlar NPSH testi yapılan çarkların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar yapılırken çark göbek ve emme ağzı çapı, kanat giriş açıları ve hücum açısı, kanat sayısı ve kalınlığı, pasaj boğaz kesidi, yüzey pürüzlülüğü gibi kavitasyona etki eden diğer parametreler sabit tutulmuştur.



Şekil 24. Farklı geometrilere haiz kanat giriş kenarı profilleri

Kavitasyon akışı CFX yazılımı ile çift faz homojen mixture modeli ile modellenmiştir. Kavitasyon başlangıcı, kovuk oluşumu ve uzunluğu ve NPSH3 gibi değerler hesaplanmıştır. Kavitasyon modeli Rayleigh-Plesset denklemlerine buhar oluşumu-patlama gibi kaynak terimlerinin eklenmesi ile oluşturulmuştur. Türbülans Shear Stress SST yaklaşımı ile modellenmiştir.



Şekil25. Optimum noktada farklı geometrideki kavitasyon karakteristikleri

Yukarıdaki şekilden de görülebileceği gibi deneysel sonuçlar ve sayısal sonuçlar arasında iyi bir uyum gözlenmektedir. Bununla beraber en iyi kavitasyon karakteristiğini düşük kavitasyon sayıları verdiği için parabolik profil oluşturmaktadır. Bir sıralama yapmak gerekirse parabolik profilin ardından elips, dairese ve kör profil gelmektedir. Kavitasyon sayısına bağlı debi karakteristiklerine bakıldığında tüm debilerde parabolik profilin kör profile göre yaklaşık %20 lik bir üstünlüğü olduğu görülmektedir. %120 debide ise bu farkın kapandığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak bu bölgelerde emme resirkülasyonunun ortaya çıkması ve bu fenomenin akışı domine etmesi gösterilmiştir.

## REFERANS LİSTESİ

1. J. F. Gülich, 2008, *Centrifugal Pumps, Second Edition*.
2. Dupont P. Casartelli E., 2002, "Numerical prediction of the cavitation in pumps" ASME FEDSM2002-31189.
3. B. Schiavello, F.C. Visser, 2009, "Pump Cavitation – Various NPSHr Criteria, NPSHa Margins, and Impeller Life Expectancy", *Proceedings of the 25th International Pump Users Symposium*.
4. M. Hofmann, B. Stoffel, J. Friedrichs, G. Kosyna, 2001, "Similarities and Geometrical Effects on Rotating Cavitation In Two Scaled Centrifugal Pumps", *Proceedings of the CAV 2001 Fourth International Symposium on Cavitation*.
5. M. Cudina, 2003, "Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound", *Mechanical Systems and Signal Processing* 17(6), 1335-1347.
6. M. Cudina, J. Prezelj, 2009, "Detection of cavitation in operation of kinetic pumps. Use of discrete frequency tone in audible spectra", *Applied Acoustics* 70, 540-546.
7. M. Cudina, J. Prezelj, 2009, "Detection of cavitation in situ operation of kinetic pumps: Effects of cavitation on the characteristic discrete frequency component", *Applied Acoustics* 70, 1175-1182.
8. W. Yong, L. Houlin, Y. Shouqi, L. Dongxi, W. Jian, 2012, "Experimental measurement on cavitation induced vibration and noise of centrifugal pumps", *Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation*.

9. A.Cervone, L.Torre, A.Pasini, L.D'Agostino, 2009, "Cavitation and flow instabilities in a 3-Bladed axial inducer designed by means of a reduced order analytical model", *Proceedings of the seventh International Symposium on Cavitation*.
10. M.Athavale, H.Y.Li, Y. Jiang, A.K.Singhal, 2002, "Application of the full cavitation model to pumps and inducers", *International Journal of Rotating Machinery* 8(1):45-56.
11. P.Dupont, T.Okamura, 2003, "Cavitating flow calculations in industry", *International Journal of Rotating Machinery* 9(3): 163-170.
12. J.Li, L.J.Liu, Z.P.Feng, 2006, "Two dimensional analysis of cavitating flows in a centrifugal pump using a single phase Reynolds averaged Navier-Stokes solver and cavitation model", *Proc. IMechE Vol. 220 Part A:J. Power and Energy*.
13. W.Yong, L. Houlin, Y. Shouqui, T. Minggao, W.Kai, 2009, "Prediction research on cavitation performance for centrifugal pumps", *Proceedings of the seventh International Symposium on Cavitation*.
14. R. Balasubramanian, E. Sabini, S. Bradshaw, 2011, "Influence of impeller leading edge profiles on cavitation and suction performance", *Proceedings of the 27th. International Pump Users Symposium*.
15. M.B. Nejad, M. Cihangizian, 2012, "A fast non-iterative algorithm to predict unsteady partial cavitation", *Proceedings of the 8th International Symposium on Cavitation*.
16. S. Phoemsapthawee, J.B. Leroux, S. Kerampran, J.M. Laurens, 2012, "Implementaion of a transpiration velocity based cavitation model within a RANSE solver", *European Journal of Mechanics B/Fluids* 32 (2012) 45-51.

## SUMMARY

### CAVITATION IN PUMPS & PREDICTION OF CAVITATION

*Cavitation is the process of evaporation of the fluid that is exposed to low local pressures and then vanishing of the vapour phase exposed to pressures higher than the evaporation pressure. Although there exists an analogy between boiling and cavity formation; this process occurs due to local pressure drop not with heat transfer mechanisms. Cavitation represents a thermodynamic phase transition, a mass transfer mechanism from fluid state to vapour state and vice versa (formation and explosion of cavities). When operating in thermodynamically or hydrodinamically induced cavitating conditions, the pump suffers various kinds of instabilities and hydraulic performance loss.*

*In this paper cavitation parameters are defined, related concepts and operating regimes are described. Factors that are affecting cavitation and possible damage that may occur are considered. In addition, cavitation prediction methods are summarized. Some of these include;*

- *Scaling laws*
- *Impact of thermodynamic factors*
- *Numerical computation of cavitation*

# SANTRİFÜJ POMPALARIN ÇEVRE ÜZERİNDE ETKİLERİ

Oğuz AYDOĞAN  
MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş.

## ÖZET

Pompaların yaşam döngüsü; ürünü oluşturan hammaddelerin edinimi ile başlayan, ürünün kullanımının sona ermesi sonucu yok edilmesi ile biten, birbirini izleyen ve birbiri ile ilişkili süreçler bütünüdür. Var olan pompaların üretim tekniklerinin değişmesi, yeni teknolojilerin bulunması ve çeşitlerinin hızlı bir biçimde artması ile nitelikleri gelişmiş ve değişmiştir. Pompa seçimindeki kararların yanlış verilmesi ile öncelikle doğal ve yapma çevre; dolayısıyla insan sağlığı, ayrıca da ülke ekonomisi zarar görmektedir. Doğru ürün tasarım kararları; yeterli düzeyde tasarımcı tecrübesi, gelişmiş ürün bilgisi gerektirmektedir.

Çalışmamızın amacı bir pompanın yaşam döngüsü boyunca hammaddede seçiminden pompa bileşenlerinin geri dönüşüme kadar geçen süreçte çevreye olan etkileri belirlemek, ekolojik olarak çevreye en az düzeyde zarar veren ürünlerin seçilmesini sağlamak ve ekotasarım konusu ile ilgili günümüzde ön plana çıkan direktifleri inceleyerek sektörde bu konuda yeterli bilincin oluşmasına yardımcı olmaktır.

## 1. GİRİŞ

Çevre, yaşam içinde yer alan ilişkiler ve yaşamın oluşturduğu ortamlar bütünüdür. Bu çevre tanımlaması içinde insan için en hayati önem taşıyan bileşen sudur. Hem insan bedeninin hem de çevrenin sürdürülebilir olması su ve su kullanan ürünlerin ömür döngülerinin daha dikkatli incelenmesi gerekliliğini ortaya koyar. Günümüzde en çok enerji tüketen makinaların başında gelen pompaların tasarımında, EUP (Energy Used Products – Enerji Kullanan Ürünler) direktifleri ve bu ürünlerin çevreye olan etkileşimi konusu tasarım kriterlerinin başında gelmektedir.

Santrifüj pompaların yaşam döngüsü hammaddelerinin edinimi, üretimi, yapıya uygulanması, kullanılması ve ürünün kullanımının sona ermesi ile geri dönüşümü ya da yok edilmesi gibi süreçlerden oluşur. Bir santrifüj pompanın yaşam döngüsünü oluşturan süreçler genel anlamda aşağıda verildiği gibidir.

- 1) Hammaddede edinimi: Doğadan hammaddelerin ve enerji kaynaklarının çıkarılması ve hammaddenin çıkarıldığı noktadan işleme noktasına ulaşımı,
- 2) Pompa ürününün üretimi:  
Gerecin üretimi: Bitmiş bir ürünün yapımında kullanılması için hammaddelerin işlenmesi,  
Pompanın üretimi: Gereçten daha çok bitirilmiş bir ürünün elde edilmesi
- 3) Pompanın paketlenmesi ve dağıtımı
- 4) Pompanın kurulumu, bakım ve onarımı, kullanımının yenilenmesi,
- 5) Pompanın yok edilmesi ve geri dönüşümü

Günümüzde en çok enerji tüketen makinaların başında gelen pompaların tasarımında, EUP (Energy Used Products – Enerji Kullanan Ürünler) direktifleri ve bu ürünlerin çevreye olan etkileşimi konusu tasarım kriterlerinin başında gelmektedir. Bir ürün tasarlarken dikkat etmemiz gereken en önemli iki özellik tükettiği enerji ve ürünün tekrardan geri dönüştürülebilir olmasıdır. Bu iki kriter doğru açılardan yaklaşım yapılırsa ürünün çevreye fayda/zarar optimizasyonu en iyi şekilde sonuç verecektir. Özellikle yeni çıkan direktifler sonucunda üretim yapan her kurumun mutlaka bir EUP politikası geliştirmesi gerekmektedir. Bu şekilde hem çevreye verilecek zararı minimuma indirirken, kurumlara ve doğamıza maksimum fayda sağlayabiliriz.

## 2. EUP (ENERJİ KULLANAN ÜRÜNLER) KAPSAMINDA SANTRİFÜJ POMPALAR

Yeni çıkan ve enerji tüketimini minimuma indirme amacı taşıyan EUP direktiflerinde pompalara yönelik belli başlı tasarım maddeleri göze çarpmaktadır. Bu maddelerin temel amacı dünyanın elektrik tüketiminin oldukça ciddi bir kısmını oluşturan santrifüj pompaların kısa yada uzun vadede tüketimlerini minimuma indirmektir. Aşağıda değinilecek olan bu maddelere uyum sağlanması sonucunda hem üreticilere hem de tüketicilere ciddi kazançlar sağlamaktadır.

### 2.1 Performans için Entegre Tasarım

Özellikle pompa uygulamalarında kullanılan tasarım yüksek enerji tasarrufunun yanı sıra güvenilir bir çalışma ve bu çalışmanın da etkili bir şekilde kontrol edilmesini sağlar. Entegre tasarım yani olabildiğince kolay ve az parça ve az işlem ile nihai ürünün ortaya çıkarılması, her yönüyle enerji kazancı sağlamaktadır.

### 2.2 Ömür Boyu Maliyetinin Azaltılması

Bir pompaya ait ömür boyu maliyetinin yaklaşık %80-90' ını genellikle enerji tüketimi oluşturur. Eğer enerji verimliliği yüksek bir pompa ve yanında yüksek verimli bir elektrik motor kullanılırsa, ürünün enerji tüketiminde ciddi azalmalar ortaya çıkacaktır. Bu şekilde ömür boyu maliyette %50 lere varan tasarruflar yapılabilir. Örnek vermek gerekirse bugün birçok üretici yaptıkları fizibilite çalışmaları ile müşterilerine 1 ile 3 sene içinde kendini amorti edebilecek ürünler teklif edebilmektedir. Bu kısa geri dönüşüm süresi, enerji verimliliği yüksek ürün kullanıldığında ömür boyu maliyetin ne kadar ciddi oranda düşürülebileceği konusunda açıkça fikir vermektedir.

### 2.3 İşletim Masraflarının Azaltılması

Özellikle daha tasarım aşamasındayken üretimde kullanılacak yeni teknolojiler ve EUP kapsamında ortaya çıkarılan kaliteli bir ürün, işletim sırasında çalışma güvenliğini arttırmakta, bakım ve servis masraflarını azaltacaktır. Santrifüj pompalar farklı sektörlerdeki zorlu çalışma koşullarını karşılayacak şekilde tasarlanmalı kullanılacak akışkana göre malzeme seçimleri yapılmalı ve ilk proje hesaplarında çalışma koşulları çok iyi şekilde belirlenmelidir. Bu şekilde kullanıcı hatalarından kaynaklı hatalar da en aza inecek ve daha uzun bir çalışma ömrü sağlanacaktır.

### 2.4 Çevre Üzerindeki Olumsuzlukların Azaltılması

2009/125/EC EuP Enerji Tüketen ekipmanlar direktifi ürünlerin yalnızca çalışırken sağladığı enerji tasarrufuyla çevre dostu olduğunu göstermez. Ürünün daha üretim sırasında da enerjisi mümkün olan en verimli şekilde kullanması da önemlidir. Karbon gazlarının atmosfere salınımının azaltılması ve üretim dâhil bir ürünün nihai ömrünün tamamlama aşamasına kadar tüm çevresel etki değerlendirme şartlarının

sağlandığı ilgili bir CE direktifi ile desteklenmesi gerekmektedir. Ayrıca üretici tarafından, kullanılan parçaların ömrünü doldurması durumunda son kullanıcılara sıkıntı yaratmayacak şekilde ürünlerin geri kazanım koşulları sağlanmalıdır.

### 3. SANTRİFÜJ POMPA ÜRETİM VE KULLANIM SÜREÇLERİ

Santrifüj pompaların yaşam döngüsünü oluşturan süreçler;

- i. Hammadde edinimi: Doğadan hammaddelerin ve enerji kaynaklarının çıkarılması ve hammaddenin çıkarıldığı noktadan işleme noktasına ulaşımı,
- ii. Pompa ürününün üretimi:  
Gerecin üretimi: Bitmiş bir ürünün yapımında kullanılması için hammaddelerin işlenmesi,  
Pompanın üretimi: Gereçten daha çok bitirilmiş bir ürünün elde edilmesi Pompanın paketlenmesi ve dağıtımı
- iii. Pompanın kurulumu, bakım ve onarımı, kullanımının yenilenmesi,
- iv. Pompanın ömrünün tamamlanması ve geri dönüşümü

Bir ürünün yaşam döngüsü kapalı ya da açık olabilir. Kapalı döngü; kullanımı sona eren ürünün, aynı ürünü üretiminde kullanılmak üzere geri dönüştürülmesi. Açık döngü ise; ürünün, farklı bir ürünü üretiminde kullanılmak üzere geri dönüştürülmesidir.

Santrifüj pompaların hammaddelerinin edinimi, üretimi, yapıya uygulanması, kullanılması ve ürünün kullanımının sona ermesi ile geri dönüşümü ya da yok edilmesi gibi süreçleri içine alan bir döngü boyunca oluşmuş ve olası çevre etkilerinin değerlendirilmesi; Yaşam Döngüsü Değerlendirilmesi (YDD - LCA Life Cycle Assessment) olarak tanımlanmaktadır. YDD'nin ilkesi; ürünlerin çevreye olan zararlı etkilerini belirlemek ve azaltmak, ekolojik çevreye en az düzeyde zarar veren ürünlerin seçilmesini sağlamaktır.

### 3.1 Hammadde Seçimi ve Kullanımı

Hammadde edinimi sürecinde; enerji, işgücü, para tüketilmektedir. Süreç sonunda hammadde, hava emisyonları, sıvı ve katı atıklar oluşabilmektedir. Santrifüj pompaların üretiminde kullanılacak doğru hammadde seçimi hem ekonomiye yarar sağlamakta hem de hammaddelerin taşınması sırasında oluşabilecek zararların (enerji tüketimi, atıklar gibi) azaltılmasına yardımcı olmaktadır. Santrifüj pompaların üretiminde kullanılan malzemeler ve bunlar çevresel etkileri aşağıda listelenmiştir.

#### 3.1.1 Pik Dökme Demir (GG22-25), Sfero Dökme Demir (GGG40)

Kullanılan parçalar: Verici gövde, alıcı gövde, difüzörlü kademe, son kademe difüzörü, çark, çark son kademe, rulman yatağı, dış rulman kapağı, alıcı rulman kapağı, glen.

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Santrifüj pompalarda kullanılan döküm demir cevheri ve hurda demir kullanılarak üretilir, böylece doğal kaynakların korunmasına yardımcı olur. Plastik malzemelerin aksine, pik döküm ömrünü tamamladığında, çevreye zarar vermeyen süreçlerden geçerek eksiksiz ve sistematik bir biçimde geri dönüştürülebilir. Santrifüj pompanın pik döküm parçaları niteliklerinden hiçbir şey kaybetmeden geri dönüşüme tabi tutulabilir, böylece aynı görevi görecektir şekilde yeniden üretime sokulabilirler. Hiçbir şey ziyan olmaz; her şey geri kazanılır. Pik döküm parçalar demonte edildiğinde veya tümünden değiştirildiğinde, bu bileşenler başka yerlerde tekrar kullanılabilir, böylece atık oluşumu azaltılır.

#### 3.1.2. Bronz Döküm (RG-5)

Kullanılan Parçalar: Salmastra sulama halkası, çark, aşınma halkası, glen, gövde

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Santrifüj pompalarda kullanılan bronz alaşımların; çok yüksek oranlarda geri dönüşümü mümkündür. Mekanik özelliklerinin yanında kolayca geri dönüştürülebilir olması bu malzemeyi oldukça değerli kılmaktadır.

i. İyi korozyon dayanımı: Uzun kullanım süresi sağlar ve uzun dönemde masrafları azaltır.

ii. Deniz organizmalarını önleme direnci: Deniz suyunda mevcut organizmaların çoğalmasını önler. Bu özellik alışımla azalmasına rağmen birçok alaşımlar bu özelliği uygun sınırlarda tutarlar.

iii. İyi dökülebilirlik: Bütün bakır alaşımları kuma dökülebilir ve çoğu savurma, sürekli döküm ve kokile dökümü de yapılabilir.

iv. İyi işlenebilirlik: Kurşunlu bakırlar, yüksek devirlerde çok kolay işlenirler.

v. Döküm sonrası işleme kolaylığı: Mükemmel yüzey kalitesi ve tolerans kontrolü kolayca sağlanır.

#### 3.1.3. Paslanmaz Çelik (AISI 420-304-316)

Kullanılan Parçalar: Mil, ara burç, çark ön burcu, kesik ara burç, muhafaza burcu, salmastra burcu, kamalar, saplamalar.

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Paslanmaz çelikler mükemmel korozyon dayanımları yanında, düşük veya yüksek sıcaklıklarda ve basınçlarda kullanılabilir, şekil verme kolaylığı, estetik görünümü gibi özelliklere sahiptirler. Paslanmaz çelik mükemmel bir 'green' malzemedir ve sonsuz geri dönüşümlüdür. Bu maddenin %50' s i n d e n fazlası eritilmiş hurda paslanmaz içermektedir.

#### 3.1.4. Pirinç Alaşımlar

Kullanılan Parçalar: Körtapalar, gresörler.

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Santrifüj pompalarda kullanılan pirinç malzemeler çok iyi talaşlı işlenebilir, dövülebilir, soğuk işe, yüksek dayanım ve geri dönüşebilir özelliklere sahiptir. Bu alaşımlar toksik maddeler içermez, çevre ve sağlık direktiflerine uyum sağlar. Kullanım ve içme suyu uygulamaları için idealdir. Diğer bütün bakır alaşımları gibi santrifüj pompalarda kullanılan pirinç alaşımlar geri dönüşebilirliği oldukça iyidir. Bu alaşımların geri dönüşümleri, silisyum içeriğinden dolayı diğer pirinçlerle karıştırılmamalıdır.

#### 3.1.5. Çelik (ST42-50)

Kullanılan Parçalar: Saplamalar, civatalar, somunlar.

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Çok yüksek oranda geri dönüşüm özelliğine sahip olan ST42 çelikler, bu özelliği sayesinde hem çevre dostu bir malzeme hem de mekanik özellikleri sayesinde birçok alanda ve parçada kullanım alanına sahiptir. Piyasada da oldukça yaygın olarak kullanılan ST42-50 çelikler, santrifüj pompalarda yan ürünler olan saplama, civata, somunlarda kullanılmaktadır. Kullanılmış çelik geri kazanılıp üretime sokulduğunda hammadde kaynağı korunmuş olur. 1000 kg. kullanılmış çelik geri kazanılıp tekrar çelik üretiminde kullanıldığı zaman 1050 kg. demir cevherinden, 454 kg. kok kömüründen ve 55 kg. kireç taşından tasarruf edilmiş olunur. Kullanılmış çelikten çelik üretildiğinde su kirliliği ve hava kirliliği ¼ oranında azalır. Enerjinin % 74 ve hammaddenin % 90 korunduğu, su tüketiminin % 40 azaltıldığı, atık su kirlenmesinde % 76, hava kirlenmesinde % 86 ve maden atıklarında % 97 azalma olduğu gözlenmiştir.

### 3.1.6. Yüksek Karbonlu Çelik

Kullanılan Parçalar: Rulmanlar, Miller

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Santrifüj pompalarda kullanılan Rulmanlar Yüksek Karbonlu Paslanmaz Çelikten üretilmektedirler. Bu çelikler diğer çeliklere oranla fiyat bakımından daha pahalıdır, ancak bakımlarının ucuz ve kolay olması, uzun ömürlü olmaları, tümüyle geri kazanabilmeleri ve çevre dostu bir malzeme olmaları çok büyük avantajlar sağlar.

### 3.1.7. Teflon (PTFE)

Kullanılan Parçalar: Salmastralar

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Santrifüj pompalarda kullanılan PTFE malzemeli salmastralar, herhangi bir kimyasal reaksiyon gerektirmeden tekrardan geri dönüşüm özelliğine sahiptirler. Bu özellikleri hem tehlikeli atık riskini ortadan kaldırmakta hem de ekonomik anlamda büyük geri kazanımlar sağlamaktadır.

### 3.1.8. Silikon

Kullanılan Parçalar: O-ring

Çevresel ve Ekonomik Etkiler: Santrifüj pompalarda kullanılan O-ringler silikondan yapılmaktadır ve -60°C ile 200°C sıcaklıklar arasında elastikiyetini korur. Aralıklı olarak 250°C 'ye kadar dayanıklıdır. Esneklik özelliği, hava direnci ve ozon dayanımı yüksektir. Farklı uygulamalarda tekrardan kullanılmak üzere yüksek oranlarda geri dönüşüm imkânı bulunmaktadır.

## 3.2. Üretim Süreçleri

### 3.2.1. Döküm Prosesi

Katı, sıvı & gaz atıkların bertarafı ve gürültü kirliliği döküm işleminden kaynaklanan çevre sorunlarıdır. Çevre kirliliğinin önlenmesine yönelik tesislerin kuruluş maliyetlerinin çok yüksek olması nedeni ile her sektörde olduğu gibi, bu sektörde ve çevre kirliliğini önlemeye yönelik çalışmalarda öncelik, atıkların içindeki değerli maddelerin geri kazanılarak değerlendirilmesidir. Böylelikle atıkların çevreye vereceği zarar en aza indirildiği gibi ekonomik yararlar da sağlamaktadır. Geri kazanım veya değerlendirilme imkânı bulunmayan atıkların ise, çevre kirliliğine yol açmayacak şekilde bertarafını sağlamaya yönelik arıtma tesisleri kurulması, bu sektör atıklarının nitelikleri bakımından önemli ve zorunludur.

Santrifüj pompalarda kullanılan malzemelerin döküm süreci sonucu çıkan çelik, demir döküm kırıntılarının hepsi yeni ürünlere dönüşecek şekilde eritilebilirler. Genelde döküm proseslerinin çevre üzerinde ki kötü etkisi, termal işlemlerin ve madeni katkılarının kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Çevresel zararları minimize etmek için dökümhanedeki egzoz ve çıkış gazları ile madeni kalıntıların yeniden kullanımı veya bertarafına dikkat edilmelidir.

Santrifüj pompalarda döküm parçaları ortaya çıkartılırken kumun depoya, taşıyıcı konveyöre ve karıştırıcıya yüklenmesi sırasında çevreye toz yayılımını önlemek için kum deposunun üstü kapatılmakta, savurma yapmadan boşaltma ve doldurma yapılarak toz çıkışı yapılmaktadır. Depodan taşıyıcı bant üzerine yüklenirken bir davlumbaz dizayn edilerek çevre üzerindeki olumsuz etkisi azaltılmaktadır. Görüntü kirliliğini önlemek için ise dökümhanede bakım ve temizlik zamanında ve gerektiği şekilde yapılmaktadır.

Kalıp malzemelerinin karıştırılması ve sertleştirilmesi esnasında açığa çıkan buharlaşabilen bileşenler çevreyi kirletirler. Kirleticileri azaltmak için aktivite edilmiş karbon prosesi, termal veya katalitik yanma ile biyolojik temizleme yöntemi, potasyum permanganat veya ozon oksidasyonu yöntemi uygulanmaktadır. İşyeri ortamında oluşan emisyonların azaltılması için tesis içerisinde davlumbaz ve fanlar yaptırılarak uygun bir baca ile atmosfere deşarjı sağlanmaktadır.

### 3.2.2. Talaşlı İmalat

Santrifüj pompalarda ki talaşlı imalat işlemleri sırasında gereksiz kaynak kullanımını önlemek, çevreye verilen kirlilik ve zararı en aza indirmek gerekmektedir. CNC Tezgahları genelde malzemenin 50%'ine kadar talaş üretmekte talaşlar ile birlikte soğutucu sıvı kaybına uğramaktadır. Santrifüj pompaların üretiminde etkin bir talaş kaldırma ve işleme yöntemi uygulanarak bu kayıpları kazanca çevrilebilmektedir. Talaşların Santrifüjlenmesi soğutucunun geri kazanılması, filtrelenmesi 90% üretim prosesine geri dönüşümü demektir. Talaşların sonraki aşamalarda preslenmesi ile eritme prosesinde ve taşımada getirileri ile ek kazançlar elde edilebilir.

Yağ buharları makine operatörlerin sağlığını ve üretiminizin verimliliğini etkilemektedir. Fabrikaların duvarlarına ve makinelerine yapışır, kaygan zeminlere sebep olur. Buhar filtreleri kullanarak yağlı havayı temizleyip ve çalışanların temiz hava solunumu sağlanmalıdır.

### 3.2.3. Boyama İşlemi

Pompalarda kullanılan boyalar çevreye zararı tamamen minimize edilmiş, doğa dostu ürünler olmalıdır. Boyama işlemleri özel boyama merkezlerinde büyük titizlikle yapılmalı, atık boyalar biriktirilerek çevreye zarar vermeleri engellenmelidir.

### 3.2.4. Ambalajlama, Taşıma ve Dağıtım

Santrifüj pompalar özel paletli ahşap sandıklarla ambalajlanır. Avrupa standartlarına uygun tahta kullanılarak yapılması geri dönüşümlü olması ve demonte olarak stoklanması sebebiyle avantaj yaratır. Kullanılan özel malzemeden dolayı (kontraplak-osb) nem ve suya karşı dayanıklıdır. Korozyon dayanımlı malzemeler kullanılmalıdır.

Paletli taşımacılık sayesinde TIR'da büyük parçalarda 2 kat, küçük parçalarda 3 kat mal taşınabilmektedir. Paletli taşımacılık kullanılmadığı taktirde, malların zarar görmemesi için üst üste konulamaması nedeniyle, mal sevkiyatları çok sayıda TIR ile gerçekleştirilmek zorunda kalmaktadır. Bu da zaman ve para kaybına sebep olmaktadır. Malların paletlerle depolanması, fabrika içindeki boşalanların da kullanılmasını sağlamak suretiyle, depolama maliyetlerini azaltmaktadır. Paletler, fabrika içinde imalat sürecine malzeme sevkiyatında ve imalat içi geçici stok yapılmasında da önemli bir işleve sahiptir. Paletli taşımacılık, malların nakliyesi için yapılan ambalajlamayı ortadan kaldırması nedeniyle de kaynak tasarrufu sağlamakta ve böylece çevreye verilen zararları da azaltmaktadır. Yenilenebilir hammaddelerden imal edilen ahşap paletler, çok sayıda kullanılabilme, onarılabilme ve işlenip yeniden kullanılabilir hale getirilebilme özelliklerine sahiptir.

### 3.3. Kurulum

Santrifüj pompaların çevresel ve ürün bazlı riskleri ortadan kaldırmak için aşağıdaki kriterlere dikkat edilerek kurulumun yapılması gerekmektedir. Pompaların uygun monte edilmesi için aşağıda belirtilen noktalara uymaya özen gösterilmelidir. Böylelikle pompada daha verimli, güvenli ve çevre dostu bir işletim sağlanır.

#### 3.3.1. Montaj Öncesi

Montaj öncesinde ekipmanları harici etkilere korumak çok önemlidir. Ekipman, yanlış nakliye ve depolamadan dolayı çalışmaya fırsat bulamadan zarar görebilir. Taşıma yöntemi denetlenmeli ve pompa korozyondan ve hasarlardan korunabileceği bir yerde depo edilmelidir. Ekipmanların tüm boyanmamış yüzeyleri pası karşı koruma maddeleri ile kaplanmalıdır. Eğer ekipmanlar kullanılmadan önce altı ay gibi bir süre depolanacak ise pompanın iç parçalarına paslanma koruma maddesi püskürtülmelidir. Boru hattı döşeninceye kadar pompanın içine su, toz, gibi maddelerin girmesinden kaçınmak için tüm açık kısımlar kapakla kapatılmalıdır. Özellikle nakliye sırasında pompa, mil ve salmastra herhangi bir hasara karşı çok iyi korunmalı, pompa milini kullanarak yapılacak bir taşıma işleminden kesinlikle kaçınılmalıdır.

#### 3.3.2. Pompanın Montaj Yeri

Pompa; projede gösterilen yerine kaidesi üzerine monte edilmeli, işletme, bakım ve kontrol için yeterli boşluk bırakılmalıdır. Ağır gövde ve motora sahip pompaları kaldırmak için, pompanın bulunduğu yerde gezer vinç veya buna benzer kolaylıklar sağlayacak ekipmanlar bulunmalıdır.

#### 3.3.3. Pompa Oturma Temeli

Temeller, pompanın ağır gövdesini taşıyabilecek ve normal titreşim veya şokları absorbe edebilecek yapıya sahip olmalıdır. Sağlam toprak üzerine yapılmış beton temeller tercih edilmelidir.

#### 3.3.4. Emiş Borusu

Pompa emme borusu mümkün olduğu kadar kısa ve düz olmalıdır. Eğer uzun bir emiş hattı gerekli ise sürtünme kayıplarını azaltmak için boru çapları artırılmalıdır. Pompa alt kottaki bir yerden su nakledecekse emme borusu pompaya doğru sürekli yükselen bir konumda olmalıdır. Bunun nedeni boru hattı içinde oluşacak havanın tahliyesini sağlamaktır. Genelde, emme borusu çapı pompa emiş ağzından büyüktür ve arada kullanılacak redüksiyonun düz kenarı yukarı gelecek şekilde takılmalıdır. Eğer su pompanın ağızına kendi ağırlığı ile geliyorsa redüksiyonun düz kenarı alta gelecek şekilde takılmalıdır. Pompanın emiş tarafına konulan dirsek ve diğer fittingler dikkatli bir şekilde yerleştirilmelidir, aksi takdirde akış bozulabilir. Emiş hatlarında geniş açılı dirsekler tercih edilir, çünkü standart dirseklere göre daha az basınç kaybı ve üniform bir akış sağlarlar. Sistemde kullanılacak dirsek ve fittingler en az basınç kaybı olacak parçalardan seçilmelidir. Emiş borusuna kesinlikle hava girmesi önlenmelidir. Pompa emiş borusu su seviyesinin yeterince altında olmaz ise meydana gelen konik vorteks boruya hava girmesine neden olur. Ayrıca emiş borusunda su hızının yüksek olması da vorteks oluşumuna neden olur. Hız boruda veya boru girişinde maksimum 3 m/s olmalıdır. Tavsiye edilen hız ise 1-2 m/s' dir. Tank besleme borusu emiş borusundan uzakta ve su seviyesinin altında olmalıdır.

#### 3.3.5. Basma Borusu

Genellikle hem çek valf hem de vana basma hattı üzerinde bulunur. Basma yüksekliğinin 10 metreyi geçmesi halinde mutlaka çekvalf kullanılmalıdır. Çek valf pompa ile vana arasına yerleştirilir ve beklenmedik motor arızalarında veya bu basıncı yüksek başka bir pompadan gelen ters akımlarda, pompanın ters dönmesini engeller.

#### 3.4. Ses ve Titreşim

Şaseli tip pompaların üzerine monte edildiği şase, esneyebilme özelliğinden dolayı tek başına pompaların problemsiz işletimi için yeterli değildir. Bu şasenin uygun bir beton temel üzerine monte edilmesi hem pompa ve motorun sağlıklı işletimi, hem de binaya gürültü ve titreşim yayılmasının minimize edilmesi için gereklidir.

Şasenin üzerine monte edileceği temel, standart temel betonu karışımı ile hazırlanmalı ve yüzeyi tamamen düz ve yatay olacak şekilde dökülmelidir. Beton içerisinde boşluk kalmamasına dikkat edilmeli ve pompa şasesinin bağlanacağı uygun ölçüde ve sayıda ankraj saplaması beton içine yerleştirilmelidir. Temel betonu hazırlandıktan ve beton özelliğine uygun olarak tamamen kuruduktan sonra pompa grubu temel üzerine yerleştirilmeli ve şase ile beton arasında kalabilecek boşluklar uygun sac plaka ve pimler kullanılarak beslenmelidir. Şasede temel yüzey yapısı nedeniyle herhangi bir eğilme olmadığından emin olduktan sonra ankraj civataları sıkılarak, şase temele sabitlenmelidir. Şasenin temele sabitlenmesi esnasında pompa grubunun fabrikada gerçekleştirilmiş kaplin ayarının bozulmuş olması ihtimali son derece yüksektir. Kaplin ayarı kontrol edilip, gerekli düzeltmeler yapılmadan pompa kesinlikle çalıştırılmamalıdır.

Yukarıda bahsedilmiş maddelere uyulmadığı takdirde pompanın çalışmasında yüksek elektrik tüketimi, düzensiz akıştan kaynaklı titreşim ve gürültü kirliliği, yanlış işletimden kaynaklı ürün bozulmaları işletme maliyetlerinin artmasına sebep olacaktır. Bu sebeple pompa kurulumu aşamasında çok titiz ve dikkatli davranılmalıdır.

#### 3.5. Bakım

Santrifüj pompalarda bakım periyotları çok önemlidir. Hassas parçalarda (rulman, salmastra gibi) hasarlar pompa için geri dönülemez sonuçlar meydana getirebilir. Bu parçalar dışındaki parçalarında düzenli olarak kontrol edilmesi gerekmektedir. Pompanın çalışmasına direkt etki etmese de çark, mil, kaplin, motor, şase gibi parçalardaki minör sorunlarda gürültü kirliliği, titreşim, düzensiz akış gibi sorunlar yaratabilmektedir.

İzin verilen çalışma aralığında rulman ömrü > 2 yıldır. Yanlış kullanım, yüksek sıcaklık, düşük viskozite, kötü ortam ve proses koşulları rulmanların ömrünü kısaltmaktadır. Miktarı çalışma koşullarına bağlı olmakla birlikte mekanik salmastralar doğal bir aşınmaya maruz kalmaktadır. Bundan dolayı mekanik salmastra kesin bir ömür biçilemez.

##### 3.5.1. Gres yağlamalı rulman

Normal koşullar altında rulmanın 7500 saat çalışma sonrası yağlanması gerekir. Bu süre en geç 1 yıldır.

### 3.5.2. Mekanik salmastralar

Mekanik salmastrada her zaman operasyona bağlı küçük bir sızıntı belirtisi olacaktır. Yüksek orandaki sızıntı için: Mekanik salmastrayı yardımcı elemanı ile çıkarılmalıdır. Mekanik salmastra ve yardımcı elemanın tam ve doğru çalışıp çalışmadığı kontrol edilmelidir.

### 3.5.3. Paket salmastra

Sürtünme ısısını dışarı atmak için paket salmastradan her zaman bir sızıntı gözlenir. İlk zamanlardaki fazla sızıntı çalışma devam ettikçe azalacaktır.

### 3.6. Kullanım Ömrünün Sonunda Pompanın İmha Edilmesi

Genel olarak sağlam ve dayanıklı ürünler olan santrifüj pompalar, düzenli bakımları yapıldıkları sürece uzun yıllar hizmet verebilirler. Santrifüj pompalarda üstün tasarımları sayesinde ürün ömrü çok daha uzundur. Malzeme dayanımlı veya dış etkenler sebebiyle ömrü dolan pompanın imha edilmesi ve geri dönüşümünün gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Hammadde bölümünde de anlatıldığı gibi santrifüj pompalarda pompalar yüzde 95'e varan geri dönüşüm sağlayabilen malzemelerden yapılmaktadır. Özellikle günümüzde her tesiste bol miktarda kullanılan ve yüksek oranlarda geri dönüşüm imkânı sağlayan pompalarda bu çalışmaların yapılması çevre etkileri için çok önemlidir. Yüksek oranlarda ekonomik getiriler sağlamaktadır.

### 4. YÜKSEK VERİMLİ ELEKTRİK MOTOR KULLANIMI

Türkiye'de; toplam net elektrik tüketiminin yaklaşık %36'sı, sanayi elektrik tüketiminin yaklaşık %70'i üç fazlı AC indüksiyon elektrik motor sistemlerinde kullanılmaktadır. Türkiye'de 3 fazlı asenkron elektrik motorlar kullanılan enerjinin % 90'ını harcamaktadır ve sanayide çok yaygın şekilde kullanılmaktadır. Kullanılan elektrik motorların tasarımları basittir, ucuzdurlar, güç/ağırlık oranları yüksektir, bakımları kolaydır, AC Güç kaynağına doğrudan bağlanırlar. SGM-2012/2 sayılı "ELEKTRİK MOTORLARI İLE İLGİLİ ÇEVREYE DUYARLI TASARIM GEREKLERİNE DAİR TEBLİĞ" 02.04.2012 tarihinde yürürlüğe girmiştir. Yürürlüğe giren olan bu Tebliğin amacı motorların ayrı olarak ve başka ürünlere takılı halde piyasaya arz edilmesi ve hizmete alınması ile ilgili çevreye duyarlı tasarım gereklerini belirlemektedir. Santrifüj pompalarda yayınlanmış tebliğlere uyumlu yüksek verimli IE2 ya da isteğe göre çok yüksek verimli IE3 tip elektrik motorlar kullanılması zorunludur.

### 5. DİĞER HUSUSLAR

Santrifüj pompalar fosil yakıt değil elektrik motor ile tahrik edilmesi, akışkan olarak suyu transfer etmesi sebebiyle tehlikeli madde kullanımına sahip değildir. Yağlama olarak yüksek kaliteli gres kullanan bu pompalar, hem dizaynı hem de kullanım alanları ile ilgili olarak herhangi bir şekilde dışarıya tehlikeli bir madde çıkarması mümkün değildir.

Yüksek dayanım ve kaliteli mekanik tasarıma santrifüj pompalar doğru kullanım koşulları ve düzenli periyodik bakım sayesinde çok uzun yıllar hizmet verebilmektedir. 10 yıl boyunca firma tarafından yedek parça desteği verilecek olan bu pompalarda kolay bakım sayesinde sorunsuz bir çalışma ömrü yaratılmaktadır.

### 6. SONUÇLAR

Son dönemde ortaya konan direktifler; temel olarak enerji tüketimi azaltmak ve karbondioksit salınımı düşürerek ürünlerin çevreye olan zararını minimuma indirmeyi amaçlar. Bu direktiflerde enerji tüketimi dışında üstünde durulan konuda ekotasarımdır. Ekotasarım yaşam döngüsü boyunca hammadde seçiminden ürün bileşenlerinin geri dönüşüme kadar geçen süreçte çevreye olan etkileri belirlemek, ekolojik olarak çevreye en az düzeyde zarar veren ürünlerin seçilmesini sağlamaktır.

Yaptığımız çalışmada verimlilik kısmından ziyade ekotasarım kriterleri yönünde bir santrifüj pompanın baştan sonra ömür döngüsünün üzerinde durulmuştur. İlk tasarımından ham madde seçimine, üretim aşamalarından bir santrifüj pompanın ömrünün sonuna kadar geçen süreçte çevreye olan etkilerinden bahsedilmiştir.

Çalışmaların sonunda santrifüj pompaların geri dönüşümünün oldukça yüksek olduğu, bakımları düzgün yapıldığında uzun yıllar kullanım ömrüne sahip olduğu, yukarıda bahsedilen kriterlere uyum sağlandığında çevreye zararlı etkilerinin minimum seviyede tutulabileceği gözler önüne serilmiştir.

### KAYNAKLAR

#### Standartlar

TS EN 12100:2010 Makinalarda güvenlik – Tasarım için genel prensipler – Risk değerlendirmesi

TS/EN/ ISO 14121-1 Makinalarda Güvenlik – Risk analizi – Bölüm 1: Prensipier  
TS EN 809/A1 Pompalar ve pompa üniteleri – Sıvılar için – Genel Emniyet Kuralları

TS/EN 60204-1:2011 Makinalarda güvenlik – Makinaların elektrik donanımı

#### Direktifler

2006/42/EC Machinery Directive / Makine Emniyeti Yönetmeliği

2006/95/EC Low Voltage Directive / Alçak gerilim yönetmeliği

2004/108/EC Electromagnetic Compatibility Directive / Elektromanyetik Uyumluluk Yönetmeliği

EUP 2009/ 125 /EC Electric Used Products Directive/ Elektrik Kullanan Ekipmanlar Direktifi (EUP)

### SUMMARY

*Pumps life cycle starts with the acquisition of the raw materials that form the product, ends with destruction and recycle of the pump. Wrong decisions in pump selection harm the natural and artificial environment and effects human health badly. Furthermore, using wrong products in systems causes irreversible costs both for customers and country economies. The right product design decisions require an adequate level of experience and advanced product knowledge.*

*The life cycle of centrifugal pumps consists of below given processes;*

- 1) Aquisition of raw materials
- 2) Production steps
- 3) Packaging and sales of pump.
- 4) Installation of product and maintance periods
- 5) Recycle or disposal processes.

*The main purpose of this work is to define the main enviromental effects of aquisition of raw materials, production steps of a centrifugal pump, packaging and sales, installation of product and recycling and disposal processes of a centrifugal pump. The right applications in these subtopics provide the correct selection and usage of centrifugal pump with a low level of ecological harms.*

# BORU VE POMPA SİSTEMLERİNİN MALİYET VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ İÇİN YAPILAN FİZİBİLİTE ÇALIŞMALARINDA YAPAY SINIR AĞLARI VE TAGUCHİ DENEY TASARIMI İLE OPTİMİZASYON

Tuna USLU

Gedik Üniversitesi Meslek Yüksekokulu  
Özel Gebze Doğa Hastanesi Sağlık Hizmetleri A.Ş.

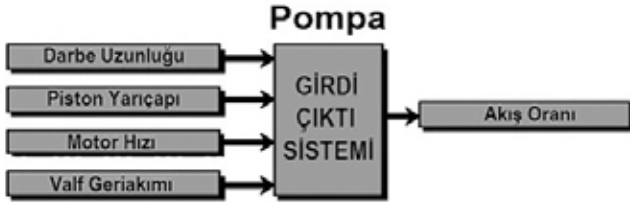
## ÖZET

Bu çalışmada boru ve pompa sistemlerinin tasarım ve eniyileştirmesinde kullanılan istatistiksel tekniklere değinilerek kalite ve enerji verimliliğini arttırmaya yönelik çözüm yöntemleri araştırılmıştır. Taguchi deney tasarımı ve yapay sinir ağları sistem tasarımı için yapılan fizibilite çalışmalarında kullanılan benzetim yöntemleri arasında yer almaktadır. Çalışmada bu yöntemlerin ayrı ayrı kullanım şekilleri açıklanarak boru ve pompa sistemlerinin verimliliğinin iyileştirilmesinde bir arada nasıl kullanılabileceklerine değinilmiştir. Ayrıca birbirleriyle ilişkili girdilerin ve sistem parçalarının bulunması durumunda alternatif pompa ve valf tasarımlarının sayısının azalacağı gösterilmiştir.

**Anahtar Sözcükler:** enerji verimliliği, sistem karakteristikleri, Taguchi deney tasarımı, yapay sinir ağları

## 1. GİRİŞ

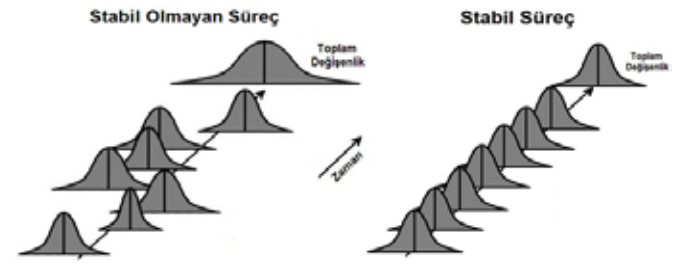
Bir pompa sistemimde pompalar yapım maliyetlerinin her ne kadar %10'dan azını tutsa da, işletme maliyetlerinin %50'den fazlasını pompalama giderleri oluşturmaktadır. Enerji tüketimi açısından incelendiğinde harcanan enerji miktarı açısından, pompalar en fazla elektrik tüketen cihazların arasında bulunmaktadır, bu nedenle enerji verimliliği açısından pompa sistemlerinde pompaların enerji tüketimlerini azaltmak en önemli sorunların başında yer almaktadır (Ref.1). Bu sorunun çözülmesi için sistem yaklaşımı çerçevesinde eniyileme yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler girdi ve çıktı değerlerini karşılaştırarak en verimli oranlara ulaşmak üzerine kuruludur (Şekil 1).



Şekil 1. Bir pompa sistemindeki girdi ve çıktılar

Verimliliği arttırmaya ve tüketimi azaltmaya yönelik yapılan çalışmalarda tasarım yöntemlerinin iyileştirilmesi için uygun boru ve pompa kullanımı, borulardaki basıncın optimizasyonu, otomasyon ve değişken debili/devirli sistemlerin deney tasarımı ile iyileştirilmesi gibi yöntemler kullanılmaktadır. Ancak değişken koşullar ve etkenler nedeniyle her durum için optimum tek bir çözümden bahsetmek mümkün olamamaktadır, bu nedenle bir pompa sisteminin fizibilite çalışmasında ve projelendirilmesinde farklı faktörleri göz önünde bulundurarak ele alınan boru ve pompalarla en uygun tasarım yapılması, hedef değerlerin ve gürültü faktörlerinin belirlenmesi,

değişkenliğin indirgenmesi ve pompanın kullanım ömrüne karar verilmesi en kritik süreç haline gelmektedir (Şekil 2). Bu yol planında değişkenliğin azaltılması süreci daha stabil bir hale getirerek sistem ile ilgili öngörülebilirliği arttırmaktadır.

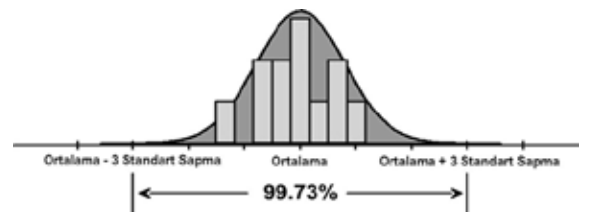


Şekil 2. Değişkenlik farkı ile stabil sürecin karşılaştırması

Bu çalışmada Taguchi deney tasarımı ile geliştirilen bulanık mantık modellerinin ve yapay sinir ağlarının bir pompa sisteminin tasarımının fizibilite çalışmasında nasıl kullanılabileceğinin çerçevesi çizilmekte ve birbirleriyle ilişkili faktörler için model sayısı hesaplamalı olarak minimize edilmektedir. Çalışmadaki amaç, özellikle optimizasyon ve verimliliğin tasarıma bağlı olduğu alanlarda deney tasarımının çok geniş bir kullanım alanı, ciddi maliyet ve zaman getirisi olduğunu (Ref.2, sayfa 544) göstermektir. Çalışma özellikle yapay sinir ağları ve benzeri simülasyon uygulamaları yapılabilecek pompa sistem tasarımı alternatifleri arasındaki ilişkilerin tahminlenebileceği bir harita sunmaktadır.

## 2. DENEY TASARIMI

Deney tasarımı, sistemdeki veya süreçteki girdi faktörlerinde sistematik olarak değişiklik yaparak çıktı üzerindeki değişikliklerin izlenmesi, değişkenliğin gözlenmesi, eğilimin belirlenmesi ve alternatif sonuçların tahminlenmesinde kullanılan bir süreç iyileştirme yöntemi olarak tanımlanabilir. Deney tasarımı alternatifleri mühendislik ve teknik alanlarda alternatif sayısını azaltarak verimi artırmakta ve önemli avantajlar sağlamaktadır. Bunun için süreç esnasında farklı zaman periyotlarında çıktılarından örneklemeler alınarak bu verilerin ortalaması ve standart sapması hesaplanmaktadır. Süreç sonucunda ayrı ayrı her zaman periyodunda çıktı olarak örneklenen veriler sıklıkla çan biçiminde bir eğri şeklinde normal dağılım denilen bir biçimde gözlemlenmektedir (Şekil 3). Bu dağılım sistemin kendi etkileşimi sonucu ortaya çıktığı gibi aynı zamanda girdilerin kendi normal değişkenliğinden de kaynaklanmaktadır.



Şekil 3. Normal dağılım eğrisi

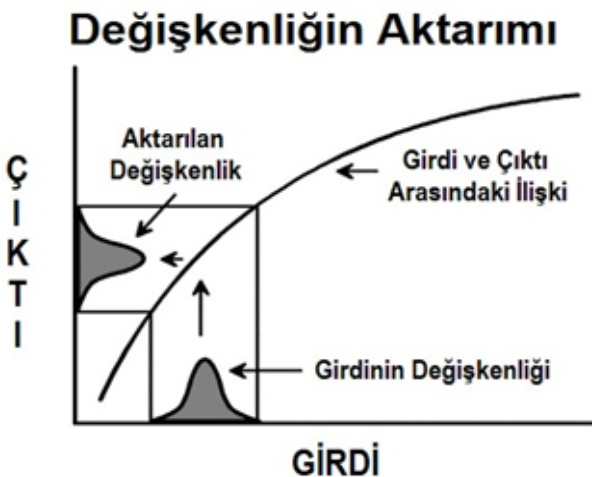
Çıktıların dağılımıyla ilgili istatistiksel olarak en kritik konu hedeften sapmanın azaltılarak sonuçların istenen limitler arasında yer almasıdır. Bu durum sistemin yetkinliğini artırarak sistemin güçlenmesini sağlamaktadır (Şekil 4). Bunu sağlamanın yollarından bir tanesi girdinin değişkenliğini azaltmaktır. Örneğin bir pompa sisteminde motor hızını sabitlemek ve sistemin içindeki devingenliği çıktının hareketine göre ayarlamak çıkıştaki akış hızının hedeflenen limitten sapmasını azaltacaktır.



Şekil 4. Süreçteki dağılım ve yetkinlik

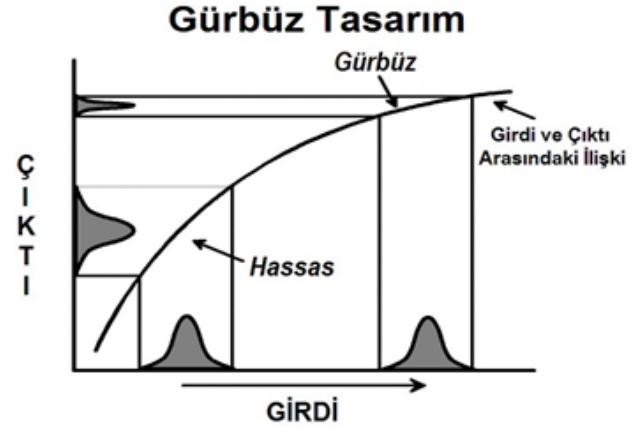
Taguchi (Ref.3) deney tasarımı sistemin verimini arttırmak için süreç tasarımı, sistem yaklaşımı ve tasarımın kontrol edilemeyen etkilere karşı duyarsızlaştırmasını, sağlamlığını artırmayı amaçlar. Ürün ve süreç tasarımı doğru ve uygun ayarlanmış girdilerle birlikte üretim süreçlerindeki mekanizmaların ve süreç evrelerinin uygun bir şekilde ayarlanmasının kombinasyonudur.

Bir pompa sisteminde çıktı olarak ele alacağımız akış oranı pistonun hareketinden ve akışın doğru yönlendirilmesini sağlayan valflerden etkilenmektedir. Bu nedenle akış oranı pistonun yarıçapı, valflerin geri akımı ve motorun hızı gibi pek çok etkenin sonucu olarak ortaya çıkmakta, sistemdeki bu parçalarla doğrudan etkileşim içinde bulunmaktadır. Girdilerin değişkenliği çıktının değişkenliğini etkilemektedir. Akış oranının hedeflenen limitlerden sapmasının azaltılması için girdiler ile çıktının ilişkilendirilmesi ve değişkenliğin en aza indiği noktanın saptanması gerekmektedir (Şekil 5).



Şekil 5. Sistemde girdi ve çıktı arasındaki ilişki

Hedeflenen en iyi sonuca ulaşabilmek için tasarlanacak sistem alternatiflerinin performansını etkileyen en önemli faktörler girdi ile çıktının değişkenliği ilişkilendirilerek ve değişkenliğin aktarımı en aza indirgenerek incelenmektedir. Böylece girdilerdeki değişkenlikten çıktının hassassızlaşması sağlanarak tasarımın stabilitesi artırılmaktadır (Şekil 6).



Şekil 6. Girdinin çıktı üzerindeki hassasiyetinin azaltılması

Bir pompa sistemi tasarımında birimleri bütünden ayrı olarak düşünmek mümkün değildir, bu nedenle sistemdeki parçaların birbirlerinin şeklini, işlevini ve hareketini etkilemektedir. Hatta belli bir parça öncelikli olarak diğer parçaların niteliğini belirleyebilmekte, böylece diğer faktörlere göre hiyerarşik bir üstünlük kurabilmektedir, bu durum sistemin tasarım evrenini şekillendirmekte ve özelleştirmektedir. Bu koşullar altında iki faktör arasında bir ast-üst ilişkisi oluşmaktadır, bu nedenle de alternatifler evreni de daralmaktadır (Ref.2). Sistemdeki parçalar arasında hiyerarşik bir ast-üst ilişkisi oluşmuşsa faktörler farklı seviyelerde bulunur. Formülasyonu basitleştirerek bir örnek vermek gerekirse, parametrik olarak düşünebileceğimiz faktörler için seviyelerdeki farklılık ile tanımlanır ise en üst parametrik faktör için seviye 1'dir. Farklı hiyerarşik seviyelere sahip parametrik faktörlerin bulunduğu bir tasarımda bulunan toplam model sayısı ve alternatifler evreninin genişliği aşağıdaki formül (1) ile hesaplanabilir.

$$i = \{ 1, \dots, j \}$$

$$U = \prod_{i=1}^j (i+1)^{N_i \cdot N_{i+1}} \quad (1)$$

Formülde i değeri parçanın veya parametrik faktörün bulunduğu seviyeyi belirtir, alt parametresi olan bir faktörün bulunmadığı bir evrende bütün parametrik faktörler aynı düzeyde olduğu için hepsi 1 değerini alır; bu durum farklı değişkenlerin ve faktörlerin aynı seviyede bulunduğunu ve birbirleriyle bir ast-üst ilişkileri bulunmadığı anlamına gelmektedir. Dikkat edilmesi gereken, burada "seviye" ile kastedilen bir parametrik faktörün aldığı değerler (0 veya 1, artı veya eksi gibi) değil, diğer parametrik faktörlerle olan ilişkisi düzeyidir. Bu formülde her alt parametrik faktör en fazla bir alt parametreye sahip olabilir. Örneğin bir parametrik faktör ancak bir başka parametrik faktörün doğrudan alt özelliği olarak ortaya çıkıyorsa bu formülde bir ast parametrik faktör olarak değerlendirilir ve i bir üst değeri alır; bir faktörün i değeri 1 ise alt parametrik faktörün i değeri 2 olur. Benzer şekilde her alt parametrik faktör bir üst parametreden +1 üst seviye değerini alır. Bir örnek vermek gerekirse; bir pompa sisteminde iki

seçeneği bulunan bir piston yarıçapı, valf geri akımı ve motor hızı kademeleri için toplam 8 alternatif model olabilir. Ancak piston motorun hız kademelerinden biri ile çalışmıyorsa ve pistonları motorun hız kademesine göre tercih etmek zorunlu ise bu faktörler arasındaki alternatiflerin sayısı azalacağı gibi alternatifler evreni de indirgenir (Ref.2, sayfa 540). Faktöriyel deney tasarımı, sistem ve ağ tasarımı uygulanabilen her alanda kullanılabilir olmasına karşın, alanın kendi özellikleri deney tasarımının kısıtlarını da değiştirebilmektedir. Pompa ve vana sistemi tasarımında birbiri ile ilintili faktörlerin etkileşimlerinin ve süreçlerin optimizasyonunun Taguchi deney tasarımıyla uygulanabilir olmasının yanında, faktörlerin birbirleriyle ilintileri alternatifler evrenini de daraltmakta, alternatif model sayısının azalmasıyla orantılı olarak uygulanacak deney sayısının da azalması beklenmektedir. Bu durum, deney tasarım yönteminin problemin kısıtlarına göre yeniden elden geçirilerek daraltılmasını da gerektirir. Bu aynı zamanda deney stratejisini belirlerken daha fazla kaynak tüketimi anlamına gelse de, diğer taraftan daha az deneyin uygulanması nedeniyle daha az enerji, kaynak ve zaman kullanımı, bu sayede sisteme göre deneyin optimizasyonu malitelerin de azalmasını sağlayacak bir kısıttır.

### 3. YAPAY SINIR AĞLARI İLE İYİLEŞTİRME

Çok katmanlı yapay sinir ağları endüstriyel uygulamalarda süreci simule etmek ve çıktıları tahminlemek için kullanılan tekniklerden bir tanesidir. Kurulan ağ süreç yüklerini değerlendirerek istenmeyen ve limitler dışındaki sonuçların saptanması durumunda uyarı vererek tasarımın önceden benzetiminin yapılmasında kullanılabilir (Ref.2). Çok katmanlı yapay sinir ağları Taguchi deneysel tasarım yaklaşımına alternatif olarak kullanılabilir, yaklaşımın eksikliklerini ve olumsuz yönlerini ortadan kaldıracak bir yöntem olarak da değerlendirilebilir (Ref.4). Bunun yanında Taguchi ortogonal dizinler ile eğitilen yapay sinir ağlarının, deneylerin süresini ve deneme sayısını azaltarak enerji verimliliğini artırabilmesi de mümkündür. Taguchi ortogonal dizinlerin kullanılması deneyin sonrasında küçük ağırlık değişikliklerine izin vermese de ilk tasarımda hatanın ciddi bir şekilde azaltılmasına imkan tanımaktadır. Bu noktadan sonra yapay sinir ağları aracılığıyla farklı ağırlık hesaplamaları kullanılarak ağırlıkların düzeltilmesi sağlanabilir (Ref.5).

Yapay sinir ağlarında çıktı ile örneklerden alınan gerçek sonuçlar karşılaştırılarak ara katman belirlenmekte fakat girdiler arasındaki etkileşimler hakkında modelden çıkarım yapılamamaktadır. Çok katmanlı ağlar kendi kendilerine dinamik bir model oluşturdıkları için verilerin etkileşimi sonucunda süreç içinde gelişirler. Gelişmelerine neden olan öğrenme yöntemi ağ eğitilirken modelin verdiği çıktılar ile gerçek sonuçların karşılaştırılması ve hataların sürekli azaltılabilmesi için aradaki farkların, yani hata oranlarının model içinde ağırlıklarının değiştirilmesi aracılığıyla mümkündür. Öğrenme sırasında önce girdiler tanımlanarak bu girdilere karşılık gelen çıktılar üretilir, ve süreç farklı girdi değerleri ile tekrar tekrar ileriye doğru hesaplanır. Daha sonra üretilen çıktı ile beklenen çıktı karşılaştırılarak aradaki fark geriye doğru dağıtılarak düzeltmelere gidilerek geriye doğru hesaplama yapılır. Yük değerleri belirlenen ağırlık eğitim performansının ölçülmesi için modele ağ kurulurken girdi olarak kullanılmamış veriler gösterilere sonuçlar sıralanabilir (Ref. 4).

### 4. SONUÇ

Taguchi deney tasarımı ve yapay sinir ağları sistem tasarımı için yapılan fizibilite çalışmalarında kullanılan benzetim yöntemleri arasında yer almaktadır. Deney tasarımında faktör sayısı arttıkça etkileşim etkileri arttığı için Taguchi deney tasarımı tekniğinin başarısı azalmaktadır. Erken evrelerde, özellikle ilk tasarım matrisinin denenmesinde, Taguchi tekniğinin kullanılmasının faydası vardır; ancak sonraki evrelerde küçük değişiklikleri kısıtlamaktadır. Diğer taraftan yapay sinir ağları ise, tasarımın ana hattı oluştuktan sonra yeni beslemeler ile ufak iyileştirmelere imkan veren bir altyapı sunmaktadır. Ancak bu iki basamağın en az alternatif ile en kısa zamanda oluşturulabilmesi sistemde parçaların kendi aralarındaki ilişkilerle de ilgilidir. Bir pompa sisteminin tasarımında birbiriyle doğrudan ilişkili parçaların bulunması sistemin tasarımının daha basitleşmesi gerektiği sonucunu beraberinde getirmektedir. Matematiksel olarak formüle edildiğinde de, tasarım alternatiflerinin birbirlerini belli parçalara yönlendirdiği, yani sistemdeki belli bir özelliğin bir diğer özelliği zorunlu kıldığı durumlarda alternatif tasarımlar evreninin küçüldüğü görülmektedir. Böylece gerçek sistemi kurarak yapılması maliyetli, zaman alıcı ve işleyişi engelleyici deneyler yerine tüm alternatif tasarımları da kullanmaktansa, kısıtlayıcı özellikler arasındaki ilişkiler ve benzetim tekniği kullanılarak hem alternatif sayısı azaltılabilir hem de aralarından en uygun olanın tercih edilebileceği optimal alternatifler oluşturulabilir.

### KAYNAKLAR

1. CETIM (France), David T. Reeves (United Kingdom), NESA (Denmark), Technical University Darmstadt (Germany), "Study of improving the Energy Efficiency of Pumps", European Commission, 2001.
2. Uslu, T. "Faktöriyel Tasarım ve Süreç Optimizasyonu", Dokuz Eylül Üniversitesi SBE Hakemli Dergisi, Cilt 9 Sayı: 1, 01 Ocak – 31 Mart 2007, ss. 535–551, 2007.
3. Taguchi, G., "Introduction to Quality Engineering - Designing Quality into Products and Processes", Asian Productivity Organization, Tokyo, 1986.
4. Öztemel, E., "Yapay Sinir Ağları", Papatya Yayıncılık, İstanbul, 2003.
5. McShane, J., "An Introduction to Neural Nets", Hewlett Packard Journal, Cilt 43, No. 1, 1992.

### SUMMARY

#### USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS AND TAGUCHI EXPERIMENTAL DESIGN FOR ENERGY AND COST EFFICIENCY OF PUMP AND VALVE SYSTEMS

The main purpose of this study is to prove that experimental design and artificial neural networks are utilizable methods not only for quality and process improvement but they can also be used effectively in the design of system parameters and performance optimization of pump and valve systems. Moreover, the applied system can also offer an alternative for the optimization of Taguchi experimental design. Knowledge of how the inputs and system parts behave together and how the inputs and parts effect the flow rate is the key to reducing variation during the system design. The characteristics of system, use of robust design by considering variation while setting targets and reducing variation later by using neural networks for tightening tolerances are two critical steps of cost and energy efficiency.

# DİKEY EKSENLİ DARRIEUS TİPİ SU TÜRBİNLERİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ

Eren Demircan

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

M. Halûk AKSEL

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

M. Metin YAVUZ

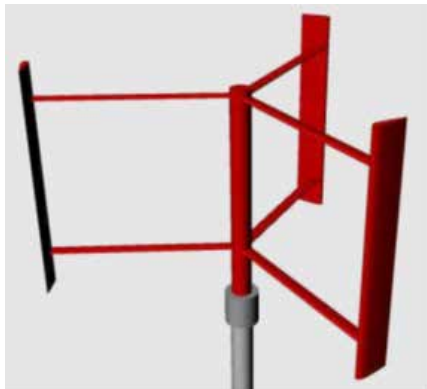
ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

## ÖZET

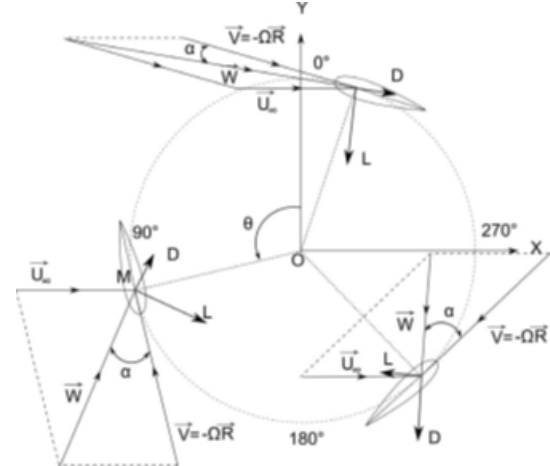
Bu çalışma Darrieus rotor tipi dikey eksenli su türbini performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak elde edilmesini içermektedir. Çalışmada literatürde deneysel verileri bulunan dikey eksenli bir su türbininin iki boyutlu HAD modellenmesi yapılmış ve elde edilen güç katsayıları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Ayrıca iki farklı türbülans modelinin türbin güç katsayısı elde etmedeki performansları karşılaştırılmıştır.

## 1.GİRİŞ

Küresel ısınma, son yıllarda artan enerji talebi ve fosil yakıtların azalması, alternatif ve yenilenebilir enerji kaynaklarına olan gereksinimi arttırmıştır. Rüzgâr, güneş, biokütle ve dalga enerjisinin yanı sıra hidrokinetik enerji de son dönemlerde alternatif enerji kaynakları arasında yerini almaktadır. Hidrokinetik türbin (su türbini) alternatif enerji alanında yeni bir teknolojidir ve rüzgâr türbinine benzerlik gösterir. Su türbinleri temel olarak, rüzgâr türbinleri gibi dönüş eksenlerine göre yatay eksenli su türbinleri (Horizontal Axis Water Turbine-HAWT) ve dikey eksenli su türbinleri (Vertical Axis Water Turbine-VAWT) olmak üzere iki gruba ayrılır. Dikey eksenli türbinlerin verimi yatay eksenli türbinlere göre daha azdır ancak geometrik yapısının basitliği ve sapma mekanizmasına ihtiyaç duymaması yatay eksenli türbinlerden üstünlükleridir. Darrieus rotor tipi düz kanatlı türbin basit geometriye sahip dikey eksenli türbinlerden biridir. Basit bir düz kanatlı Darrieus türbini Şekil 1’de gösterilmiştir. Düz kanatlı Darrieus türbin geometrisi basit olmasına rağmen Darrieus türbinin hidrodinamiği, son derece kararsız akım alanları içermesi sebebiyle basitlikten oldukça uzaktır. Türbin dönüşü sırasında, türbin kanatlarında hücum açılarının değişmesi bu akış yapılarına neden olmaktadır. Değişik azimut açılarındaki Darrieus türbin kanatlarında oluşan hız üçgenleri Şekil 2’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Düz kanatlı Darrieus Türbin (Ref. 1)



Şekil 2. Azimutal Pozisyon ve Hız Üçgen Şematiği (Ref. 2)

Türbin dönüşüyle beraber, serbest akım hızı ve açısal hız kanat üzerinde bir bağlı hız oluşturmaktadır. Türbin kanadı üzerinde oluşan bağlı hız ve hücum açısı, herhangi azimutal pozisyonda sırası ile Eş.(1) ve Eş.(2) ile elde edilir.

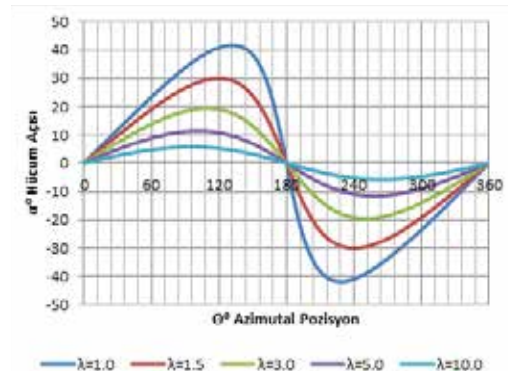
$$W = U_{\infty} \sqrt{1 + 2\lambda \cos\theta + \lambda^2}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\sin\theta}{\cos\theta + \lambda} \right)$$

Burada  $U_{\infty}$  serbest akış hızını,  $\theta$  azimutal pozisyonu ve  $\lambda$  ise uç hız oranını göstermektedir. Uç hız oranı, kanat ucu hızının serbest akım hızına oranıdır ve Eş.(3) ile ifade edilir.

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_{\infty}}$$

Burada  $\omega$  açısal dönüş hızını,  $R$  ise türbin yarıçapını belirtmektedir. Kanat hücum açılarının azimutal pozisyona bağlı değişimi Şekil 3’te gösterilmektedir.



Şekil 3. Hücum Açısının Azimutal Pozisyona Göre Değişimi

Türbinin serbest akıştan elde ettiği güç, akışın birim zamandaki kinetik enerjisi ile orantılıdır ve Eş.(4) ile ifade edilir.

$$P = C_p \frac{1}{2} \rho A_{ref} U_{\infty}^3$$

Burada  $C_p$  türbin güç katsayısını,  $\rho$  akışkan yoğunluğunu ve  $A_{ref}$  akış yönüne dik olan türbin süpürme alanını ifade etmektedir. Dikey eksenli Darrieus türbin için  $A_{ref}$  Eş.(5)'teki gibi ifade edilmektedir.

$$A_{ref} = 2RH$$

Burada H türbin yüksekliğini ifade etmektedir.

Darrieus türbin performansını tahmin etmek için birçok matematik model geliştirilmiştir. Literatürde, en çok çalışılan ve en iyi şekilde doğrulanmış matematiksel modeller momentum modelleri, girdap modelleri ve kaskat modeli olmak üzere üçe ayrılır. Momentum modellerinde temel olarak türbin akım tüplerine bölünür. Momentum modelleri indüklenmiş hızın hesaplanmasını esas alır ve indüklenmiş hız, her akım tüpünde kanatlar üzerindeki kuvvet akışkanın momentum değişim oranına eşitlenerek hesaplanır. Momentum modelleri, tek akış tüp modeli, çoklu akış tüp modeli ve çift-çoklu akış tüp modeli olmak üzere üçe ayrılır. Girdap modelleri potansiyel akım teorisini kullanır ve türbin hız alanı hesabı türbin kanatları arkasındaki girdap etkisi ile yapılır. Kaskat modelinde ise, türbin kanatlarının kaskat olarak adlandırılan düz bir düzlemde olduğu varsayılır ve türbin kanatları arasındaki mesafe türbin çember uzunluğunun kanat sayısına oranına eşittir (Ref. 3). Matematik modellemelerin yanı sıra, son dönemlerde hesaplama teknolojilerinin gelişmesiyle beraber HAD modelleri de popülerlik kazanmıştır. Rüzgâr ve su türbini optimizasyonu çalışmalarında URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes) simülasyonları yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

## 2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI MODELİ (URANS)

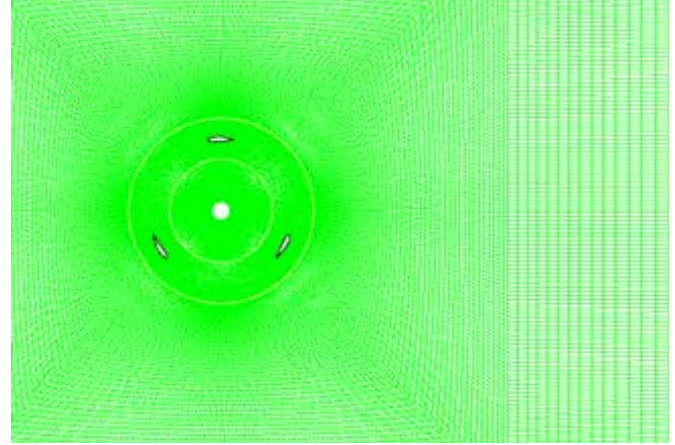
Bu çalışma Ref.2'de deneysel olarak çalışılan dikey eksenli bir Darrieus türbinin, iki boyutlu sayısal modellenmesini içermektedir. Deneysel çalışmada üç NACA 0018 kanatlı Darrieus türbinin, 2,8 m/s serbest akış hızında değişik uç hız oranlarında güç katsayıları elde edilmiştir. Deneyler kapalı sistem su tüneline yapılmıştır. Türbin ve su tüneli özellikleri Tablo 1'de gösterilmektedir.

| Özellikler                                       | Değer           |
|--------------------------------------------------|-----------------|
| Kanat Genişliği (mm)                             | 32              |
| Kanat Uzunluğu (mm)                              | 175             |
| Türbin Çapı (mm)                                 | 175             |
| Türbin Şaft Çapı (mm)                            | 32              |
| Test Odası (uzunluk x genişlik x yükseklik) (mm) | 1000 x 70 x 250 |

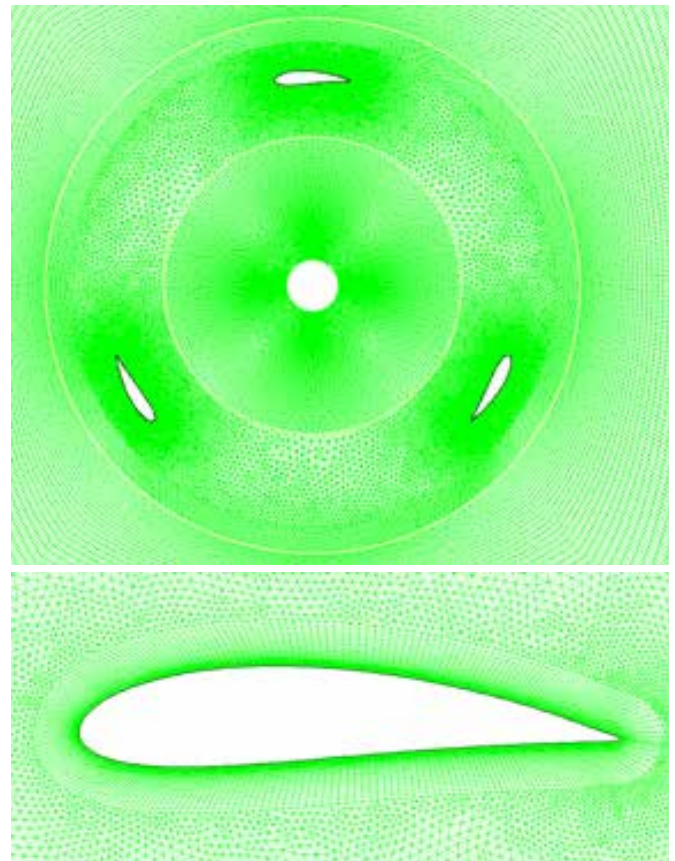
Tablo 1. Türbin ve Su Tüneli Özellikleri

Türbinin iki boyutlu modellenmesi Fluent programı kullanılarak yapılmıştır. Hesaplama ağı iç ve dış olmak üzere iki hareketsiz alan ve kanatları içeren hareketli halka alandan oluşmaktadır. Hareketli alan "kayar ağı (sliding mesh)" tekniği kullanılarak modellenmiştir. Alanlar arası temas yüzeyleri ise arayüz olarak tanımlanmıştır.

Hesaplama ağı, türbin ve kanat çevresi detayı sırasıyla Şekil 4 ve Şekil 5'te görülmektedir.



Şekil 4. Hesaplama Ağı



Şekil 5. Hesaplama Ağı Türbin ve Kanat Çevresi Detayı

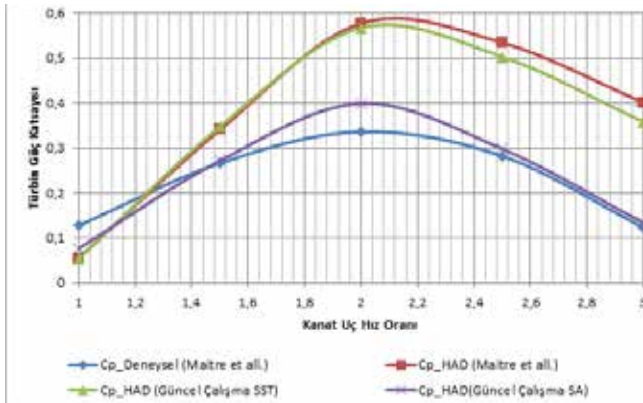
Çalışmada serbest akım hızı 2,8 m/s olarak belirlenmiş ve uç hız oranı 1 ile 3 arasında değişecek şekilde 2 boyutlu modellemeler incelenmiştir. Hesaplama alanının giriş sınırında serbest akım hızı tanımlanmış, uzak çıkış sınırında ise statik basınç atmosferik basınca eşitlenmiştir. Üst ve alt sınırlar da tünel duvarlarını temsil etmesi açısından duvar olarak tanımlanmıştır. Giriş sınırı türbinden, türbin çapının altı katı kadar uzakta ve çıkış sınırı ise türbinden, türbin çapının on katı kadar uzaktadır.

Analizlerde türbülans modeli olarak, literatürde bir çok kaynakta da tavsiye edilen SST k- $\omega$  türbülans modeli (Ref. 4- Ref. 7) ve Spalart–Allmaras türbülans modeli (Ref. 1) kullanılmıştır. Her bir uç hız oranı için çözümün hesaplama açısından bağımsızlığı sağlanmıştır. SST k- $\omega$  ve Spalart–Allmaras türbülans modellerinde duvar  $y^+$  değerinin birden küçük olmasına özen gösterilmiştir. Sunulan sonuçlarda yaklaşık 225.000 hesaplama elemanı bulunmaktadır ve her uç hız oranı için duvar  $y^+$  değeri birden küçüktür. Ayrıca, çözümün zaman adımından bağımsızlığı da sağlanmış ve her bir uç hız oranı için  $\frac{1}{2}$  derece dönüş karşılık gelecek zaman adımı seçilmiştir. Analizlerde kullanılan çözüm yöntemleri ise Tablo 2’de gösterilmektedir.

| Özellikler                                               | Yöntem                                              |
|----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| Basınç Hız Eşleme<br>(Pressure Velocity Coupling Scheme) | SIMPLE                                              |
| Gradyan (Gradient)                                       | Nokta Bazlı Green Gauss<br>(Green Gauss note based) |
| Basınç (Pressure)                                        | İkinci Derece<br>(Second order)                     |
| Momentum                                                 | Akım yönünde ikinci derece<br>(Second order upwind) |
| Türbülans kinetik enerjisi                               | Akım yönünde ikinci derece<br>(Second order upwind) |
| Özgül kayıp oranı<br>(Specific dissipation rate)         | Akım yönünde ikinci derece<br>(Second order upwind) |
| Zamana bağlı formülasyon<br>(Transient formulation)      | Örtülü birinci derece<br>(First order implicit)     |

Tablo 1. Çözüm Yöntemleri

Şekil 6’ da HAD modellemesi sonucu farklı uç hızı oranlarında elde edilen güç katsayılarının, Ref. 2’de deneysel ve HAD yöntemleriyle elde edilen güç katsayıları ile karşılaştırılması sunulmuştur.



Şekil 6. Güç Katsayısı - Uç Hız Oranı Karşılaştırması

Şekil 6’da görüldüğü gibi, SST k- $\omega$  türbülans modeli için  $\lambda=1$  hariç HAD yöntemi ile elde edilen güç katsayıları, deneysel yöntemle elde edilen güç katsayılarından büyüktür. Uç hız oranının ikiden büyük veya ikiye eşit olduğu değerlerde,  $\lambda \geq 2$ , HAD yöntemi ile elde edilen değerler ile deneysel veriler benzer bir yapı göstermektedir. Bu bölgede güncel çalışmanın, deneysel verilere Ref. 2’deki HAD çalışmasından daha fazla yakınsadığı görülmektedir. Ayrıca  $\lambda \geq 2$  bölgesinde, güncel HAD sonuçları ile deneysel veriler arasında sabit bir fark olduğu görülmektedir. Aradaki kayıp miktarının kanat ucu girdap ve bağlantı kayıplarında olduğu düşünülmektedir.  $\lambda \geq 2$  bölgesinde, iki boyutlu

modellemede SST k- $\omega$  türbülans modelinin türbin güç katsayılarını elde etmede başarılı olduğu görülmektedir. Uç hız oranının ikiden küçük olduğu bölgelerde ise,  $\lambda \leq 2$ , HAD yöntemi ile elde edilen güç katsayıları, deneysel verilerden farklı bir yapı sergilemektedir. Bu uç hız oranlarında türbin performansında dinamik akış kopmasının baskın olması nedeniyle, HAD yöntemi gerçekçi sonuçlar vermemektedir.

Şekil 6’da görüldüğü gibi, Spalart–Allmaras türbülans modeli ile elde edilen HAD sonuçları deneysel verilere oldukça yakındır. Dinamik akış kopmasının baskın olduğu bölge olan  $\lambda=1$  için Spalart–Allmaras türbülans modeli ile elde edilen güç katsayısının deneysel sonuca SST k- $\omega$  türbülans modelinden daha çok yakınsadığı görülmektedir.  $\lambda \geq 2$  bölgesinde de Spalart–Allmaras türbülans modeli deneysel sonuçlara SST k- $\omega$  türbülans modelinden daha çok yakınsamaktadır.

### 3. SONUÇ

Bu çalışmada Darrieus rotor tipi dikey eksenli su türbinin iki boyutlu HAD modellenmesi sunulmuştur. HAD modeli için literatürde deneysel verileri bulunan bir türbin seçilmiş ve güncel HAD modeli ile elde edilen güç katsayıları deneysel güç katsayıları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca SST k- $\omega$  ve Spalart–Allmaras türbülans modellerinin performansları da karşılaştırılmıştır. HAD yönteminin uç hız oranının ikiden büyük olduğu bölgelerde tatmin edici olduğu ancak dinamik akış kopmasının etkili olduğu düşük uç hız oranlarında doğru bilgi veremediği vurgulanmıştır. Ayrıca uç hız oranının ikiden büyük olduğu bölgelerde Spalart–Allmaras türbülans modelinin deneysel verilere daha çok yakınsadığı gösterilmiştir.

Sonuç olarak, HAD modeli Darrieus rotor tipi su türbinlerinin tasarım ve geliştirme çalışmalarında büyük kolaylık sağlamaktadır. Ayrıca yalın türbinlerin modellenmesinde olduğu gibi, ileride karşılaşılabilecek su türbini tarlalarının modellenmesi gibi etkileşim problemlerinde de tasarım ve iyileştirme süresinde büyük tasarruf sağlayabileceği öngörülmektedir.

### KAYNAKLAR

1. M. Alidadi, *Duct Optimization for a Ducted Vertical Axis Hydro Current Turbine*. PhD thesis, The University of British Columbia, 2009.
2. T. Maitre, E. Amet, C. Pellone, *Modeling of the flow in a Darrieus water turbine: Wall grid refinement analysis and comparison with experiments*, *Renewable Energy*, 51, 497-512, March 2013.
3. M. Islam, D. S.-K. Ting, and A. Fartaj, *Aerodynamic models for darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbines*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, no. 4, 1087 – 1109, 2008.
4. Y. M. Dai and W. Lam, *Numerical study of straight-bladed darrieus type tidal turbine*, *Proceedings of the ICE - Energy*, 2009.
5. S. Lain and C. Osorio, *Simulation and evaluation of a straight-bladed darrieus type cross flow marine turbine*, *Journal of Scientific and Industrial Research (JSIR)*, 2010.
6. R. Nobile, M. Vahdati, J. Barlow, and A. Newburn-Crook, *Dynamic stall for a vertical axis wind turbine in a two-dimensional study*, *World Renewable Energy Congress*, 2011.
7. S. Wang, D. B. Ingham, L. Ma, M. Pourkashanian, and Z. Tao, *Numerical investigations on dynamic stall of low reynolds number flow around oscillating airfoils*, *Computers & Fluids*, 39, no. 9, 1529 – 1541, 2010.

## SUMMARY

*In this study, two dimensional Computational Fluid Dynamics (CFD) modeling of a Darrieus rotor type vertical axis water turbine is presented. For CFD modeling, a turbine with experimental data is selected from literature and the power coefficients obtained from CFD modeling are compared with the experimental power coefficients. In addition, performances of the SST  $k-\omega$  and Spalart-Allmaras turbulence models are compared. It is stated that, in regions where tip speed ratio is greater than two, CFD modeling produces quite satisfactory results, but in low tip speed ratios CFD cannot give good results. In addition, Spalart-Allmaras turbulence model converges to the experimental data better in regions where tip speed ratio is greater and equal to two.*

*As a result, CFD modeling of Darrieus water turbines provides great convenience in design and development studies. In addition, as in modeling of standalone turbines, CFD modeling is expected to provide great saving in time for water turbine farms and turbine interaction problems.*

# POMPA TEKNİK ŞARTNAMESLERİ HAZIRLAMA ÇALIŞMASI

Haluk KARADOĞAN

İTÜ Makina Fakültesi

Zikri ÇELİK

SMS - Tork ve Layne Bowler Pompa

Cezmi Nurşen

Standart Pompa

Birol HENDEN

MAS Pompa

## ÖZET

POMSAD Yönetim Kurulu tarafından yukarıdaki isimlerden oluşturulan komisyon , pompa teknik şartnamelerinden yedi adedini pilot olarak ele almış, kamu ve özel sektör ihalelerinde kullanılmak üzere taslak teknik şartnameler oluşturmuştur.

E-grup kurarak çalışmalara başlayan komisyon İTÜ Makina Fakültesi'nde yaptığı toplantılarla çalışma yöntemini belirlemiş , hangi pompa teknik şartnamelerinin pilot olarak seçileceğine karar vermiş, hangi standartların kullanılacağını araştırmış, seçilen şartnameler e-grupta toplanmış, eleştiriler ve değişiklik önerileri tek tek tartışılmış ve taslaklar için birlikte karar alınmıştır.

Bu taslakların “ POMSAD Pompa Teknik Şartnamesi” haline gelmesi için POMSAD Yönetim Kurulu tarafından benimsenmesi, karar alınması ve Bilim,Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'ndan yetki alınmaya çalışılması gerekmektedir.

Pilot olarak hazırlanan pompa teknik şartnamelerinden bir tanesi ekte örnek olarak sunulmuştur.

## 1. GİRİŞ

12 Şubat 2012 tarihinde POMSAD Yönetim Kurulu tarafından pompa teknik şartnamelerini hazırlamak üzere görevlendirilmiş olan komisyonumuz e-grup oluşturulmasından sonra 20 Şubat 2012 tarihinde Gümüşsuyu/İstanbul'da bulunan İTÜ Makina Fakültesi'nde yaptığı birinci toplantısında çalışma yöntemini belirlemiş, hangi pompa teknik şartnamelerinin pilot olarak seçileceğine karar vermiş, hangi standartların kullanılacağını belirlemiş ve konuyu enine boyuna tartışılmıştır.

Seçilen şartnameler e-grup'ta toplanmış, taraflarca öneriler getirilmiş, eleştiriler yapılmıştır.

30 Mart 2012 tarihinde yapılan ikinci toplantıda e-grup'a gelen eleştirilerin ve değişiklik önerilerinin tek tek tartışması yapılmış ve taslak için kararlar alınmıştır.

Üçüncü toplantı 2 Mayıs 2012 günü SODEX Fuarı sırasında yapılmış,

Dördüncü ve son olarak 16 Kasım 2012 günü toplanılmış ve çalışmaya son şekli verilmiştir.

## 2. AMAÇ / HEDEF

Pilot olarak hazırlanan taslak teknik şartnameler kamu ve özel sektör ihalelerinde kullanılmak üzere hazırlanmıştır. Düşünülen kamu kuruluşları:

- DSİ
- Belediyeler (İSKİ,ASKİ,İZSU,İSU,...)
- İller Bankası
- Bakanlıklar
- Çeşitli Kamu Kuruluşları

İhalelerde teknik şartnamelerin yanısıra ayrıca idari şartnamelerin olacağı ve ilgili kamu kuruluşlarının idari şartnamelerinin aynen kullanılacağı kabul edilmiştir.

Pompanın kullanılacağı sektörler göz önüne alındığında gereken nitelikler çok kısa olarak özel şartlar maddesi içinde belirtilebilecektir.

## 3. HAZIRLANAN TEKNİK ŞARTNAMESLER

- Çift emişli
- Uçtan emişli
- Kademeli
- Temizsu dalgıç
- Düşey milli
- Pissu dalgıç
- Kendinden emişli pissu

## 4. ÖNERİLEN YOL HARİTASI

Komisyon raporunda sunulan teknik şartname taslakları önce POMSAD Yönetim Kurulu'nda görüşülmeli, tartışıldıktan sonra POMSAD tarafından;

- Tüm POMSAD üyelerine
- İlgili kamu kuruluşlarına
- İlgili/uzman kişilere görüş almak üzere yollanmalıdır.

İki hafta içinde alınabilecek görüşler komisyona aktarılarak yeniden değerlendirilmesi istenebilir. Komisyonun değişiklik önerileri olursa bu öneriler yeniden POMSAD Yönetim Kurulu'nda karar almaya yönelik olarak görüşülebilir.

Bundan sonraki adım, bu teknik şartnamelerin kamu kuruluşu ihalelerinde kullanılması için Bilim,Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'ndan POMSAD Yönetim Kurulu'nun destek ve yetki araması çalışmalarıdır.

Pilot çalışmanın sonucuna göre diğer pompa ve vana teknik şartnameleri hazırlanabilir.

## 5. SONUÇ

Uzun bir çalışmanın ürünü olan bu taslakların POMSAD Yönetim Kurulu ve pompa sektörü tarafından değerlendirilmesi beklenmektedir.

# YATAY BÖLÜNEBİLİR ÇİFT EMİŞLİ POMPA TEKNİK ŞARTNAMESİ

## 1. PERFORMANS

### 1.1. Su Bilgileri

- Cinsi : Mineralli su, saf su, demineralize su, tuzlu su, termal su, drenaj suyu, deniz suyu, acı su vs
- Sıcaklık :
- İçeriğindeki katı madde oranı ve maksimum parça büyüklüğü
- Yoğunluk :
- vb

### 1.2. Performans Değerleri

- Debi :
- Basma Yüksekliği :
- Pompanın çalışma aralığı
- Pompanın Emme şartları : Pompanın emme flanşındaki basınç, emme tankındaki su seviyesi vs
- Tesisatın ENPY mevcut değeri : Eğer hesap edilemiyorsa pompanın emme şartları iyi tarif edilmeli
- Devir sayısı : Düşük devir sayısı tercih edilir

### 1.3. Ortam şartları

- Ortam sıcaklığı
- Deniz seviyesinden yükseklik
- Bağlı nem

## 2. GENEL

- Pompa üniteleri, çalışma aralığında ve ISO 10816 Kısım 7'de tarif edilen titreşim değerlerinde çalışacak, ISO 1996 da tanımlanan gürültü değerlerini aşmayacaklardır.
- Pompalar, istenen H-Q değerinde sürekli çalışmaya uygun olacak ve kararlı "H-Q" karakteristiğine sahip olacaktır.
- Pompaların çalışma aralığında çektiği maksimum güç değeri, tahrik motorunun gücünden en fazla % 10 büyük olabilir.
- İstekliler, çalışma aralığı için teklif ettikleri pompa ünitelerine ait ENPYG (Emmedeki Net Pozitif Yük Gerekli) değerini tablo halinde tekliflerinde belirtmeklerdir.
- Pompalar motorlara esnek kaplinle bağlanacaktır. Pompa istasyonlarında pompa ve motor ünitesi aynı kaide (şase) üzerinde olacaktır
- Pompa gövdeleri, ISO 9905 'e göre, pompanın basma yüksekliğinin en az 1,5 katı basınca dayanıklı olacaktır.
- Pompalar TS EN ISO 9905 (Sınıf 1) standardına uygun imal edilmiş olacaktır. TS EN ISO 5199 (Sınıf 2) ve TS EN ISO 9908 (Sınıf 3) standartlarına göre üretilen pompalar kabul edilmeyecektir.
- Pompaların çarkları TS 2576 G6.3 (veya ISO 1940 G6.3)'e göre dinamik dengelenecektir.
- Pompa yatakları gres yağlamalı rulmanlı tip olacaktır.
- Pompalarda basınç göstergeleri, havanın tahliyesi, pompa içi drenajı ve salmastra soğutma sularının drenajı için uygun evsafı vidalı tapalarla kapatılmış bağlantı delikleri bulunacaktır.

## 3. MALZEME

- Pompa parçalarının malzeme özellikleri basılacak sıvıya ve ortama uygun olacak ve teklifte açıkça belirtilecektir.

Önerilen malzemeler( minimum) aşağıdaki tabloda gösterilmiş olup, idare tarafından daha iyi olmak üzere değiştirilebilir:

|                 | Gövde    | Çark     | Mil      | Aşınma Bileziği |
|-----------------|----------|----------|----------|-----------------|
| İçme Suyu       | GGG40    | AISI 304 | AISI 420 | Bronz CuSn10    |
| Deniz Suyu      | AISI 316 | AISI 316 | AISI 316 | Bronz CuSn10    |
| Tuzlu Su        | AISI 316 | AISI 316 | AISI 316 | Bronz CuSn10    |
| Demineralize Su | AISI 316 | AISI 316 | AISI 316 | ???             |
| Parçacıklı Su   | GGG40    | CuSn10   | AISI 420 | GGG40           |

## 4. MOTOR

Asenkron/IP 55 / Voltaj.... / minimum IE2 verimli / gövde tipi / F veya H tipi izolasyon sınıfı

## 5. KUMANDA

Direk kaldırıcı / yıldız – üçgen / yumuşak kaldırıcı / frekans konvertörlü / IP 55 / IEC standartlarına uygun

## 6. ÖZEL ŞARTLAR

- Rulman için sıcaklık ölçer
- Boya
- Saç kalınlığı
- Paralel çalışacak pompalar için istekliler pompalara ait paralel çalışma durumundaki performans eğrilerini üzerlerinde sistem eğrisi çizili olacak şekilde vereceklerdir.
- Etiket bilgileri ve bağlaması bu kısımda verilebilir.
- Flanşlar TS ISO 1092-2 PN16'ya uygun olacaktır.

## 7. EKONOMİK AÇIDAN EN AVANTAJLI TEKLİFİN BELİRLENMESİ

Ekonomik açıdan en avantajlı teklifin belirlenmesinde POMSAD'ın, Hydraulic Institute ve Europump dan çevirisini yaptığı "Pompalı Tesisler için Ömür Boyu Maliyet Analiz Rehberi"nde tarif edildiği gibi yapılacaktır.

## 8. POMPANIN KABULÜ

Pompaların kabulü TS EN ISO 9906 Sınıf 1'e göre yapılacaktır. (Kabul ile ilgili istenen özel şartlar bu kısımda belirtilebilecektir.)

# YANGIN POMPASI VE YANGIN GRUPLARINDA BELİRLEYİCİ STANDARTLARIN VE YÖNETMELİKLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Oğuz AYDOĞAN  
MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş.

## ÖZET

Bu bildiri öncelikle yangın sistemini projelendirecek insanlara, son kullanıcılara, yangın konusunda danışmanlık yapanlara ve bu kadar önemli bir konuda can ve mal güvenliği için tüm insanları bilinçlendirme amacıyla hazırlanmıştır.

Çalışma sonucunda standartların içeriği, standartların hangi konularda farklılaştıkları, bir yangın sisteminin kurulumunda dikkat edilmesi gereken konular, periyodik test ve bakımların nasıl yapılması gerektiği ve piyasada bu konulardaki yanlış bilinenler açıklanarak, gerçek ve doğru bilgiler ortaya konulmuştur.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde yangın sistemleri ve yangından korunma konuları ciddi bir şekilde ön plana çıkmaktadır. Özellikle İstanbul'da son dönemde yaşanan Haydarpaşa Garı (28.11.2010), Polat Tower (17.07.2012) ve Tuzla Boya Fabrikası (10.10.2012) yangınları konunun önemini acı bir şekilde de olsa gözler önüne sermiştir. Yangın sistemlerinin kurulumunda nasıl olsa bizim başımıza gelmez denilerek ucuz, kalitesiz ya da dayanaksız ve yetersiz sistemlerden seçilmesi, ileride yaşanan ilk tehlikede maalesef hem can hem de mal kaybına sebep olmaktadır. Yangın sistemi kurulurken maliyetten ve verimlilikten önce ilk yapılması gereken sistemin güvenilirliğini sağlayabilmesi ve yaşanan tehlike anında ihtiyaç duyulan su teminini yapabilesidir.

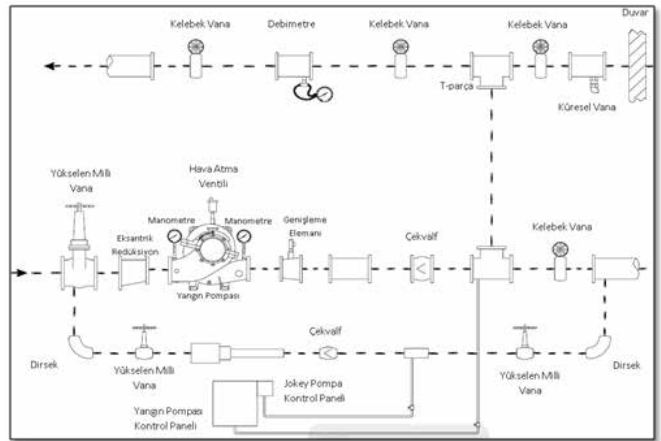
Konuyla ilgili olarak ticari ya da konutsal amaçlı olsun hemen hemen her yerde yangın pompa grupları kullanılmaktadır. Fakat sistem kurulumunda özellikle son yıllarda belirli standartların ve yönetmeliklerin öne çıkarak farklı bilgiler ortaya koyması piyasada ürünlerin fiyat aralığının çok açılmasına ayrıca projecilerin, müteahhitlerin, tedarikçilerin hangi standarda uymaları konusunda kafa karışıklığına sebep olmaktadır. Sektörde en çok bilinen standartlar; 2009 yılında kabul edilen Yangın Yönetmeliği, 2007 yılında yayınlanan TS EN 12845 standardı, Amerikan Yangından Korunma Kurumu(NFPA)' in yangın pompaları ile ilgili olan NFPA20 standardı ve son dönemde adını sıklıkla duyduğumuz ürün güvenilirliği ve risk koşullarını belirleyen UL ve FM kurumlarıdır. Bu standartlarda belirtilen sistem, tesisat, yangın grubu bileşenleri konusunda teknik farklılıklar ortaya konmuş olsa da hepsinin temelinde yatan konu yangın grubunun ihtiyaç olduğunda sorunsuz bir biçimde çalışabilmesi için gerekli temel bileşenler ve güvenilirliktir

## 2. GENEL OLARAK YANGIN POMPALARININ ÖZELLİKLERİ

### 2.1 Sistem Bileşenleri

Yangın pompa sistemleri ana pompalar, jokey pompa, elektrik panoları ve yardımcı ekipmanlardan oluşur. Ana pompalar mutlaka yedekli olarak projelendirilmelidir. Sistemde bir ana yangın pompası kullanılması halinde, aynı kapasitede yedek bir pompa da olması gerekir. Yangınla mücadele sistemlerinde kullanılan her bir pompayı ayrı kontrol panosu kumanda eder. Örneğin elektrikli, dizel ve jokey pompadan oluşan bir yangın hidrofor grubunda, 3 adet ayrı ve bağımsız pano bulunur.

Yangınla mücadele sistemlerinde kullanılan pompalar elektrik motor tahrikli veya dizel motor tahrikli olabilir. Yangın esnasında elektrik hatlarının hasar görebileceği göz önünde bulundurularak, pompaların çalışmama riskini ortadan kaldırmak için yedek pompa olarak dizel motor tahrikli yangın pompası tavsiye edilir. Bunun yanı sıra asıl ve yedek pompaların tümü elektrik motor tahrikli olarak da seçilebilir. Yedek dizel motor tahrikli pompa kullanılmadığı takdirde pompaların enerji beslemesi güvenilir bir kaynaktan ve binanın genel elektrik beslemesinden bağımsız olarak sağlanması gerekir.



### 2.2 Çalışma Prensibi

Yangın pompaları, temel olarak yağmurlama sistemleri yani sprinkler tesisatını, yangın dolaplarındaki hortum tesisatını ve itfaiye su alma ağızları dediğimiz hidrant tesisatlarını basınçlandırır. Binalarda yangın pompaları, diğer pompa sistemlerine kıyasla çok nadiren kullanılırlar, hatta çoğu zaman yıllarca hiç kullanılmazlar. Ancak hayati önemi tartışılmayacak kadar yüksektir. Bu nedenle yangınla mücadele pompalarının her daim çalışır vaziyette olduğundan emin olunmalıdır. Periyodik bakımlarının yanı sıra günlük, haftalık, aylık ve yıllık kontrollerin düzenli olarak yapılması gerekmektedir.

Örneğin her hafta başı ister otomatik kontrol sistemi ile ister manuel olarak çok kısa sürede de olsa birer kez çalıştırılmalı, pompaların tüm bileşenlerinin çalışıp çalışmadığı kontrol edilmeli ve herhangi bir aksaklık durumunda derhal müdahale edilmelidir.

Yangın söndürme tesisatındaki sistem basıncı, yangın pompasına ait basınç şalterinden ayarlanan değerin altına düştüğünde pompa otomatik olarak çalışır. Bir asıl, bir yedek, bir de jokey pompadan oluşan bir yangın grubunda basınç şalterleri üzerinden pompaların devreye girme sırası; ilk önce jokey pompa, sonra asıl ana yangın pompası ve sonrasında da yedek ana yangın pompası şeklinde ayarlanır.

Pompa dairesinde, ortam sıcaklığının belirli bir seviyede olmasına dikkat edilmelidir. Elektrik motorlarının kullanıldığı sistemlerde asgari +4 °C, dizel motorların kullanıldığı sistemlerde ise asgari +10 °C ortam sıcaklığı sağlanmalıdır.

### 3. NFPA 20 - STANDARD FOR THE INSTALLATION OF STATIONARY FIRE PUMPS FOR FIRE PROTECTION

NFPA (National Fire Protection Association), Amerikan Yangından Korunma Kurumu'dur. Bu kurum, ABD'de uygulanması zorunlu olan yangın ve yangın güvenliğini etkileyen konuların standartlarını belirleyen ve yayınlayan, uygulayıcı bir kuruluştur. Diğer ülkelerin benzeri standart kuruluşlarıyla karşılaştırıldığında, ülkemiz de dahil olmak üzere, dünyada en fazla kaynak gösterilen, itibar edilen ve uygulanan standarttır.

NFPA 20, NFPA'nin yangın pompaları ile ilgili standardı olup; yangın pompaları ve pompa gruplarının, motor kumanda sistemlerinin ve kullanılması gereken yan elemanların özelliklerini performanslarını ve montaj kurallarını belirleyen standarttır. NFPA 25 ise yangın söndürme sistemlerinin işletme ve bakımını, testlerinin nasıl yapılacağını anlatmaktadır.

Yangın pompaları; tüm çalışma ömürleri boyunca; maksimum güvenilirlik ve net çıkış basınç değerini sağlaması amacına yönelik tasarlanırlar. Genel amaçlı pompalardaki maksimum verim ve ekonomik işletim özelliği yangın pompaları için öncelik değildir. NFPA 20' ye göre belirtilmiş yangın pompalarının anma debileri 25-5000gpm aralığındadır. Anma basınç değeri ise 40psi ve daha üstü olmak zorundadır. Standartta pompa tipleri; yatay uçtan emişli, hat tipi, yatay ayrılabilir gövdeli ve dikey milli türbin tip olarak belirtilmiştir.

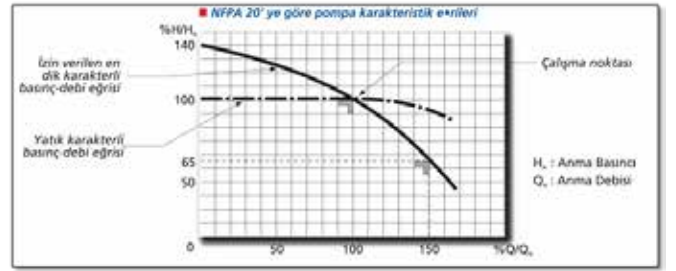
#### 3.1 NFPA 20' ye göre Malzeme Özellikleri

Yangın pompalarının temel amacı her türlü tehlike durumunda hemen devreye girmesidir. Bu sebeple pompa grubu yeni de olsa yıllarca beklemiş de olsa sistem bileşenlerinin kullanıma hazır olması gerekmektedir. Malzeme özellikleri de geçen zamana karşı ilk günkü özelliklerini korumalıdır. NFPA 20 standardının bu konudaki maddeleri gayet açık ve nettir. Standartta göre pompa gövdesi malzeme basınç sınıfına göre GG-25 pik döküm ve ya GGG-40 sfero döküm olmak zorundadır. Pompa çarkı, kesinlikle bronz veya paslanmaz çelik döküm malzemeden imal edilmiş olmalıdır. Genel amaçlı pompalarda olduğu gibi pik döküm malzemeden imal edilmiş çarklar kesinlikle kullanmamalıdır. Diğer bir önemli bileşen

olan pompa mili de yüksek kaliteli nikel alaşımlı paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiş olmalıdır. Son olarak sızdırmazlık mutlak suretle yumuşak salmastra ile sağlanmalıdır.

#### 3.2 NFPA 20' ye göre Performans Özellikleri

Pompanın kapalı basma basıncı (kapalı vana durumu), anma basıncının %140' ından fazla olmamalıdır. Pompa karakteristik eğrisi, anma debisi ve anma basıncının kesiştiği noktadan veya bu noktanın daha üstünden geçmelidir. Pompa, gerektiğinde anma debisinin %150 değerinde çalışabilmelidir. Anma debisinin %150 değerinde, anma basıncının en az %65' i kadar basıncı sağlamalıdır.



Yangın pompalarında su hızı çok önemli olup NFPA 20' ye göre anma debisinde su hızı 3m/s' den fazla olmamalıdır. Tasarlanan sistemde boru çapları bu değere göre seçilmelidir. Tüm ölçüm ve hesaplar, +20°C sıcaklıkta, temiz su için yapılmalıdır. Motor güçleri; anma debisinin %150'sini de içeren çalışma koşullarına uygun olarak belirlenmelidir. Üretici, pompanın belirtilen performansı sağladığını kanıtlamak üzere, her pompa için sulu deneme yapmalı ve deneme sonuçlarını gösteren bir sertifika vermelidir. Yangın pompaları (düşey milli türbin tip hariç) emiş yapacak biçimde çalıştırılmamalıdır. Her pompa üzerinde; anma basınç, debi ve devir değerlerini, motor servis faktörünü belirten bir metal etiket olmalıdır. Bütün pompalar, emme ve basma basıncını gösteren ve pompa emme-basma flanş merkezine montajlı basınç göstergeleriyle (manometre, vakummetre) donatılmalıdır. Bütün pompalar, kapalı basma basıncında gövde soğutmasını (rahatlatmasını) sağlayacak gövde soğutma vanasıyla donatılmalıdır.

#### 3.3 NFPA 20' ye göre Elektrik ve Dizel Motorların Özellikleri

gücü, gerekli maksimum mil gücünden en az %10 fazla güce sahip olmalıdır. Pompa motor bağlantısı esnek kaplin ile yapılmalıdır. Motor devrini, kapalı basma basıncı ve maksimum yük koşullarında bile %10 aralığında sabit tutacak otomatik gaz mekanizması olmalıdır. Anma devrinden %20 daha fazla devre çıkılması durumunda motoru durduracak «yüksek hız kapatma ünitesi» bulunmalıdır. Motor devrini gösteren takometre bulunmalıdır.

Motor yağ basıncını gösteren yağ basınç göstergesi bulunmalıdır. Motor soğutma suyu hararetini gösteren sıcaklık göstergesi bulunmalıdır. Yol verme ana ve yedek olmak üzere iki akü grubu tarafından olmalıdır. Akü grupları, 3 dakika süresince 6 defa marş vermek için gerekli olan gücün iki katı fazla güçte seçilmelidir. Her iki akü grubunun da geriliminin elle verilmesini sağlayan el kumandalı kontaktör bulunmalıdır.

### 3.4 NFPA 20' ye göre Jokey Pompası ve Çevre Elemanlarının Özellikleri

Yangın grubunda kullanılacak olan jokey pompa sulu yangın söndürme sisteminin gerektirdiği en düşük basınçtan daha düşük basınç değerinde olmamalıdır. Jokey pompasının başlangıç değeri ana yangın pompasının basınç değerinden en az 5 psi fazla olmak zorundadır.

Standarta göre yangın grubu sisteminde emme ve basma hat kapama vanaları yükselen milli türde olmalıdır ve gerektiğinde vana izleme anahtarlarıyla kumanda ünitelerine bağlantı sağlanmalıdır. Pompa emme flanşıyla emme borusunun çaplarının farklı olması durumunda eksantrik redüksiyon kullanılmalıdır. Pompa basma flanşıyla basma borusunun çaplarının farklı olması durumunda konsantrik redüksiyon kullanılmalıdır. Yangın pompası, gövde soğutma vanası, otomatik hava atım ventili ve basınç göstergeleriyle donatılmalıdır.

### 3.5 NFPA 20' ye göre Pano Özellikleri

Panolar sevk edilmeden önce fabrika' da denetimden geçmiş ve denenmiş olmalıdır. Pano içinde, klemens bağlantı bilgileri panoya yapııştırılmış olmalı, devre şeması, yedek lambalar ve gerektiğinde başvurulması gereken telefon ve faks numaraları bulunmalıdır. Pano kırmızı elektrostatik toz boyalı (RAL 2000), fosfatlanmış 1.5mm DKP saçtan imal edilmiş olmalıdır. Pano, sıvı girişine karşı «sıçrayan ve püsküren suya karşı», toz girişine karşı ise «toz birikmesine» izin vermeyecek IP55 korumaya sahip olmalıdır.

Panolar her nokta sürekliliği sağlanmış şekilde topraklanmalıdır. Kablo bağlantı klemensleri panonun altında yer almalıdır. Pano kapağı üzerinde standart harici herhangi bir eleman bulunmamalıdır. Pompaların çalışıp durmasını sağlayan basınç anahtarları sisteme takılı olmalı, sistem basınç ölçüm hattı, basınç anahtarına boru ile bağlanmaya uygun olmalıdır. Pompa basınç anahtarına bağlı olarak otomatik çalışabileceği gibi, pano üzerindeki basmalı buton veya pano klemenslerine bağlanmış olan sahadaki buton sayesinde elle de çalıştırılabilir. Bu çalıştırma butonu OTOMATİK-MANUEL seçmeli anahtara bağlı olmamalıdır.

#### 3.5.1 Elektrik Motorlu Pompa Panosu Özellikleri

Elektrik motoru kontrol ister otomatik ister elle çalışsın, pompa DURDURMA butonuna basılması durumunda duracaktır. Eğer sistem basıncı yeterli değilse, DURDURMA butonu bırakıldığında tekrar çalışmaya bağlanmalı, DURDURMA butonu panonun beslemesinin açık olduğunu izleyebilmek için, 1 Ad. Enerjili durumda normalde kapalı TKÇY röle çıkışı bulunmalıdır. Pompaların çalıştığını izleyebilmek için, her pompa 1 Ad. normalde açık TKÇY kontak çıkışı bulunmalıdır.

Herhangi bir hata durumunda enerjisiz kalan, normalde açık TKÇY Genel Hata kontak çıkışı bulunmalıdır. Pano üstünde hata takibi için bilgi ışıkları bulunmalıdır. Bilgi ışıkları en az ; sistem devrede, otomatik çalışma devrede, otomatik çalışma devre dışı , faz sırası arıza, faz yetersiz uyarılarından oluşmalıdır. Pano üzerinde susturulabilir sesli ve kapatılamayan ışıklı hata alarmları bulunmalıdır ve kilitli tip olmamalıdır. Panonun enerji kesme şalteri, motor kalkış anındaki toplam yükün %15 fazla akım değerinde seçilmiş olmalıdır. Yangın

pompası çalıştırma kontaktörü, pompa motorunun doğrudan kalkış akımının %50 fazlası anma kontak akımına sahip olmalıdır. Yangın pompası motoru doğrudan (veya yıldız-üçgen) kalkışlı olmalıdır.

#### 3.5.2 Dizel Motorlu Pompa Panosu Özellikleri

Dizel motorlu pompayı kontrol edecek panolarda otomatik çalışma durumunda, otomatik kapatma tertibatı mevcut ise bütün şartların normale dönmesi ve en az 10 dakika süreyle çalışmasını müteakip stop işlemi gerçekleşmelidir. Minimum çalışma zamanlayıcısı ünite olmalıdır. Panoda her biri başka akü grubundan kumanda alan iki adet bağımsız çalıştırma butonu bulunmalı iki butondan birine basılması pompanın çalışması için yeterli olmalıdır.

Panonun beslemesinin açık olduğunu izleyebilmek için, 1 Ad. Enerjili durumda normalde kapalı TKÇY röle çıkışı bulunmalıdır. Pompaların çalıştığını izleyebilmek için, her pompa 1 Ad. normalde açık TKÇY kontak çıkışı bulunmalıdır. Herhangi bir hata durumunda enerjisiz kalan, normalde açık TKÇY Genel Hata kontak çıkışı bulunmalıdır. Pano üstünde hata takibi için bilgi ışıkları (sistem devrede, pompa start arıza, 1.akü yetersiz, 2.akü yetersiz, 1.akü şarj ve 2.akü şarj) bulunmalıdır. Motor aşırı hız arıza uyarılarını gösteren bilgi ışıkları olmalıdır. Pano üstünde susturulabilir sesli ve kapatılamayan ışıklı hata alarmları bulunmalıdır. Bilgi ışıklarında lamba ömrü uzun, aydınlıkta bile kolay görülebilir, değiştirilmesi kolay ışıklar kullanılmalıdır.

Pano üzerinde, isteğe bağlı olarak sistem basıncını, gün ve saat bilgisiyle birlikte kaydeden bir kaydedici olmalı ve bu kaydedici, elektrik kesilse bile çalışabilir tipte olmalıdır. Pano üzerinde her iki akü şarj grubunun şarj akımını ve gerilimini ayrı ayrı gösteren ampermetre ve voltmetreler olmalıdır. Her iki akü grubunu da şarj etmek için, bağımsız iki akü şarj ünitesi olmalıdır. Akü şarj üniteleri, hızlı atan otomatik sigorta korumalı olmalıdır. Akü şarj üniteleri akü çeşidine ve gerilimine uygun olarak şarj yapacak özellikte olmalıdır. Akü şarj üniteleri, tam boş aküyü en fazla 24 saat içinde tam dolu hale getirebilmelidir. Pompanın çalışma sinyali geldiğinde, 1.akü grubu çalıştıramaz ise, 30 saniye bekledikten sonra bu kez 2.akü grubu devreye girerek sistemi çalıştırabilmelidir.

Yangın pompasının ne kadar süre çalıştığını sayan çalışma süreci sayacı olmalıdır. Akülerin ve panonun eksi ucu motor şasisiyle birlikte, eksi (-) kutupta olmalıdır. Nemli ortamlarda kullanılacak olan pompaların kumanda panolarının içinde su yoğunlaşmasını önleyici termostat kumandalı ısıtıcı olmalıdır. Kumanda panosu devre dışı kaldığında dizel motor, motor üstündeki kumanda ünitesi sayesinde çalıştırılabilir. Dizel motor nasıl çalışırsa çalışsın, dizel motor soğutma suyu hattı(eğer varsa) selenoid vanası da otomatik olarak açılarak gövde soğutması sağlanmalıdır.

### 4. UL 448 - CENTRIFUGAL STATIONARY PUMPS FOR FIRE-PROTECTION SERVICE

Underwriters Laboratories® ürün güvenliği konusunda standartlar hazırlayan ve bu standartlar kapsamında ürünlerin güvenliğini test eden bağımsız bir sertifikasyon kuruluşudur. UL, yapı malzemeleri, gıda, aydınlatma, yangın sistemleri gibi bir çok alanda standarda sahiptir. UL 448 yangın pompalarını ve panolarını belirleyen kriterleri gösteren ilgili standarttır.

## 4.1 Teknik Özellikler

Uçtan emişli pompalar tek kademeli olacaktır. Dökümler düzgün, deliksiz ve hasarlardan eksik olacaktır. Bağlama civatası, saplaması, çark somunu, glen civatası gibi su basıncı ile gerilmeye maruz kalan elemanların boyutu Ø9.5 mm'den küçük olamaz. Pompanın içindeki su ile temas eden cıvata, set-uskur gibi elemanlar bronzdan veya korozyona dayanıklı başka bir malzemeden olacaktır. Basınç tutan tüm döküm cıvataları cıvata malzemesinin elastik sınırının ¼'ünü geçmemelidir. Pompa mili için hesaplanan maksimum kayma gerilmesi mil malzemesinin elastik limitinin %30'unu geçmemelidir. Ayrıca, malzeme kopma dayanımının %18'inden az olmalıdır. Çarklar G6.3'e uygun olarak dengelenmelidir. Boru bağlantılarında kullanılan flanş boyutları ve cıvatalar "Standart For Cast Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings, ANSI/ASME B16.1-1989" standardına uygun olmalıdır. Dişli açıklıklar "Standard for pipe thread, general purpose, ANSI/ASME B1.20.1-1983" standardına uygun olmalı.

## 4.2 Pompa Bileşenlerinin Özellikleri

Pompa gövdesi tesisatta emme ve basma hatlarında oynama yapmadan çarkı ve iç elemanların incelenmesine ve değiştirilmesine imkan verecek şekilde imal edilmelidir. Gövdenin ve salmastra kutusunun demontajını kolaylaştıracı önlemler alınmalıdır. Pompaya destek sağlaması için bir pompa destek ayağına sahip olmalıdır. Bu ayak yeterli dayanımda olmalıdır. Pompa gövdesi üzerinde dişli boşaltma tapası bulunmalıdır. Bu tapa ½" den küçük olmamalıdır ve korozyona dayanıklı malzemeden imal edilmelidir. Pompada gövde aşınma halkaları bulunmalıdır. Bu halkaları aksel veya dönme hareketi yapmayacak şekilde monte edilmeli ve sabitlenmelidir.

Çark aşınma halkalarına gerek yoktur. Çark, gövde aşınma halkaları, salmastra kutusu boğaz astarı, sulama halkası, iç cıvatalar, glen, glen somunu, boşaltma tapaları, salmastra kutusu dibi korozyona dayanıklı malzemeden imal edilmelidir. Hareketli ve sabit parçaların radyal boşlukları 0.191 mm'den az olmamalıdır. Çark aksel olarak sabitlenmeli ve çalışma durumunda diğer parçalara değmemelidir. Çark kapalı tip olmalıdır. Pompada gövde aşınma halkaları bulunmalıdır. Bu halkaları aksel veya dönme hareketi yapmayacak şekilde monte edilmeli ve sabitlenmelidir. Çark aşınma halkalarına gerek yoktur. Çark, gövde aşınma halkaları, salmastra kutusu boğaz astarı, sulama halkası, iç cıvatalar, glen, glen somunu, boşaltma tapaları, salmastra kutusu dibi korozyona dayanıklı malzemeden imal edilmelidir. Hareketli ve sabit parçaların radyal boşlukları 0.191 mm'den az olmamalıdır. Çark aksel olarak sabitlenmeli ve çalışma durumunda diğer parçalara değmemelidir. Çark kapalı tip olmalıdır.

Pompa salmastra kutulu ve yumuşak salmastralı olmalıdır. Salmastra kutusu beş yumuşak salmastra genişliği artı sulama halkası kadar olacaktır. Salmastra kutusunda dip burcu varsa, korozyona dayanıklı olmalıdır. Mil burcu olmalı ve korozyona dayanıklı olmalıdır. Yumuşak salmastralar yatak gibi kullanılmayacaktır.

Rulmanlı yatakların maksimum yükte 5000 saatlik bir çalışma ömrüne sahip olmalıdır. Rulmanlardan biri serbest olarak sadece radyal yük taşıırken diğer rulman hem radyal hem de aksel yük taşımaktadır. Gres yağlamalı olmalı ve gres deliği bulunmalıdır. Yabancı maddelerine ve suyun yataklara girmesine engel olacak su sıçratma diski deflektör gibi elemanlar kullanılmalıdır. Rulmanlar komple sertleştirilmiş olmalıdır.

## 4.3 Performans Özellikleri

Pompalar belirtilen anma debilerinde olmalıdır ve minimum pompa basıncı 40 psi (276 kPa=2.76 Bar) olmalıdır.

Pompalar birden fazla anma debisi için test edilebilir, pompa belirtilen basınçların altında basınç üretmemelidir.

| Debi aralığı |        |      |         |
|--------------|--------|------|---------|
| gpm          | l/d    | gpm  | l/d     |
| 25           | (95)   | 1000 | (3785)  |
| 50           | (189)  | 1250 | (4731)  |
| 100          | (379)  | 1500 | (5677)  |
| 150          | (568)  | 2000 | (7570)  |
| 200          | (757)  | 2500 | (9462)  |
| 250          | (946)  | 3000 | (11355) |
| 300          | (1136) | 3500 | (13247) |
| 400          | (1514) | 4000 | (15140) |
| 450          | (1703) | 4500 | (17032) |
| 500          | (1892) | 5000 | (18925) |
| 750          | (2839) |      |         |

Pompa test edildiği anma debisinin %150'sinde ürettiği basınç anma basıncının %65'inden az olmamalıdır. Yapılacak testlerde uygulanacak olan toleranslar "Hydraulic Institute Standards for Centrifugal Rotary and Reciprocating Pumps" standartlarında olan toleranslardır. Pompa anma motor hızlarında test edilecektir. Performans eğrileri kapalı vanada, anma debisinde ve anma debisinin %150' sinde ve seçilen ara debi değerlerindeki testleri içermektedir. Farklı basınç aralığında kullanılacak olan pompalar basınçları üretmek için farklı çark çaplarında test edilebilir.

Yapılacak olan performans testi pompa için gerekli olan maksimum gücü belirlemek için pozitif emme basıncı olarak yapılmalıdır. Maksimum güç belirlenmelidir. Uçtan emişli pompalar emme hattında takılı olan cıvalı manometrede net pozitif emme yükü -4.57m olacak şekilde anma debisinin %150'sinde test edilecektir.

## 4.4 Test Özellikleri

Ürünlerin sertifikasyon süreci boyunca hidrostatik dayanım testinde pompalar çalışma basıncının iki katındaki değerde veya 27.60 Bar'da (hangisi büyükse) statik dayanım testine maruz kalacaktır. Seri üretim sürecinde ise her pompa hidrostatik olarak 5 dakikadan az olmamak koşulu ile test edilecektir. Test basıncı çalışma basıncının 1.5 katı veya 17.2 Bar'dan hangisi büyükse o basınçta test edilecektir. Test basıncında pompa gövdesinde herhangi bir çatlak patlak veya sızıntı olmayacak. Pompaların çarkları yukarıda belirtilen şartlar ışığında balanslanacaktır. Her bir testin kaydı mutlaka tutulmak zorundadır.

## 4.5 Markalama Özellikleri

Her pompada korozyona dayanıklı bir etiket olacaktır. Sökülmeyecek şekilde görünür bir yerde bulunacaktır. Şase üzerine yapılan etiketler kabul edilmeyecektir. Etiket alanı minimum 77.4 cm² olacaktır ve etiket üzerindeki yazılar 2.4 mm büyüklüğünde olacaktır. Yazılar 0.13 mm etikete basılacaktır. Pompanın dönme yönünü gösteren ok işareti bulunmalıdır. Birden fazla fabrikada imalat yapılıyorsa,

her bir fabrika için ayrı bir etiket bulunmalıdır. Ürün etiketinde; üreticinin simgesi ve özel etiketi, pompanın kapasitesi, pompanın basıncı, pompa hızı, modeli ve tipi, seri numarası, maksimum basınç değeri, %150 debide net basınç değeri, kademe sayısı, çark çapı, maksimum gerekli güç ve maksimum pozitif emme basınç değerleri mutlaka bulunmak zorundadır.

## 5. FM 1319 - APPROVAL STANDARD FOR CENTRIFUGAL FIRE PUMPS (HORIZONTAL END SUCTION TYPE)

### 5.1 Genel Özellikler

Yangın pompalarında FM onayı, NFPA 20 gerekleri dikkate alınarak verilmektedir. Ancak NFPA20'nin de ötesinde bazı gereklerde de arandığı için, FM onayı yangın pompaları ve çevre elemanlarına verilen kalite onayları arasında en zor koşulları olan ve en yüksek dereceli ürün kalite onayı olarak bilinmektedir.

- FM 1311, Split yatay ayrılabilir gövdeli pompaları
- FM 1312, Düşey milli Türbin tipi pompaları
- FM 1319, Uçtan emişli norm pompalarla ilgili standartları belirler.

FM onaylı bir üründe ilk dikkate alınacak hususlar ürünün uygunluğu, ürün performans değerlerinin standartta belirtilenleri karşılayıp karşılamadığı ve ürün dayanım ve güvenilirlik değerleridir. Standartın belirlediği anma debileri 25, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 400, 450, 500, 750, 1000, 1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500 ve 5000gpm'dir. Uçtan emişli tek kademeli yangın pompalarının özelliklerini belirleyen bu standarda göre, pompa anma basıncı minimum 40psi (275kPa) olmalıdır.

### 5.2 Tasarım Özellikleri

Döküm parçalar üretim aşamasına geldiklerinde üzerlerinde montaja, kaliteye ve testlere mani olacak herhangi bir hata bulundurmamalıdır. Flanş ölçüleri, cıvata dizilimleri vb. detaylar ulusal yada uluslararası standartlara uygun olmalıdır. Pompa dizaynı back-pullout denilen pompa içerisindeki parçaların emme ya da basma hattına zarar vermeden pompanın içinden kolaylıkla çıkarılmasına imkan sağlayan tarz da olmalıdır. Pompa gövdesi üzerinde dişli boşaltma tapası bulunmalıdır. Bu tapa ½" den küçük olmamalıdır ve korozyona dayanıklı malzemeden imal edilmelidir.

500gpm ve üzerinde anma debilerinde, çarkın gövde haznesinden uzaklığı minimum 12.7mm olmalıdır. 100gpm ile 500gpm anma debilerinde, bu mesafe 9.5mm, 100gpm den az debilerde ise 6.3mm olmalıdır. Çarklar kapalı tip olmalı ve dinamik olarak dengelenmiş olmalıdır. Pompa mili için hesaplanan maksimum kayma gerilmesi mil malzemesinin elastik limitinin %30'unu geçmemelidir. Ayrıca, malzeme kopma dayanımının %18'inden az olmalıdır.

Sızdırmazlık elemanı olarak yumuşak salmastra ya da mekanik salmastra kullanılabilir. Fakat mekanik salmastra kullanımının belirli şartları vardır. Bu şartlar mutlaka temiz su kullanımı, herhangi bir bozuklukta kullanılacak olan gerekli yedek parçaların bulundurulmasını, üreticinin sağlayacağı detaylı dökümantasyon gibi önemli detayları içermektedir. Mekanik salmastra kullanılacağı zaman tüm koşulların dikkatlice standart içeriğine göre incelenmesi gerekmektedir.

Rulmanlı yatakların maksimum yükte 5000 saatlik bir çalışma ömrüne sahip olmalıdır. Rulmanlardan biri serbest olarak sadece radyal yük taşıırken diğer rulman hem radyal hem de eksenel yük taşımaktadır. Gres yağlamalı olmalı ve gres deliği bulunmalıdır. Yabancı maddelerine ve suyun yataklara girmesine engel olacak su sıçratma diski deflektör gibi elemanlar kullanılmalıdır. Rulmanlar komple sertleştirilmiş olmalıdır. Pompalarda ara parçalı kaplin kullanılması gerekmektedir. Tamamen elastomer yapıda olmaması gerekmektedir.

### 5.3 Malzeme ve Markalama Özellikleri

Pompada kullanılacak tüm malzemeler operasyona uygun tipte olmak zorundadır. Çarklar, aşınma halkaları, çark somunu, sulama halkaları, glenler, somunlar, civatalar, mil burçları başta olmak üzere su ile temas eden tüm parçalar özel en az %80 bakır alaşımlı bronz malzeme yada 300 serisi döküm paslanmaz çelik malzemeden üretilmiş olmak zorundadır.

FM sertifikasına sahip pompa etiketinde; üreticinin adı ve adresi, ürün model ve tipi, pompanın kapasitesi, pompanın basınç değeri, pompanın hızı, seri numarası, maksimum basınç değeri, çark çapı, maksimum gerekli güç değeri ve FM onayını gösteren işaret bulunmak zorundadır.

### 5.4 Test Özellikleri

Pompa test edildiği anma debisinin %150'sinde ürettiği basınç anma basıncının %65'inden az olmamalıdır. Hidrostatik test sırasında 5 dakika boyunca herhangi bir sızdırmazlık gözlenmemesi gerekmektedir. Hidrostatik test sırasında 5 dakika boyunca pompanın herhangi bir parçasında herhangi bir kırık, çatlak, deformasyon olmaması gerekmektedir. Hidrostatik dayanım testinde pompalar; (Pmax + Pmax,emme) değerinin iki katında test edilecektir ve 5 dakika boyunca izlenecektir. Mekanik salmastralı pompalarda herhangi bir sorun olup olmayacağını gözlemlemek için bir saatlik test uygulanır.

UL ve FM standartları çok fazla detay ve teknik özellik içeren standartlardır. Burada verilen bilgilerin dışında detaylı tolerans değerleri, test ölçümlerinin detaylı açıklamaları, operasyon sırasında dikkat edilmesi gereken konularla ilgili bilgiler mevcuttur. Eğer ürünler UL/FM uygunluğuna sahipse, ürünün konuyla ilgili tüm geçerli sertifikalar incelenmeli, ürünlerle ilgili olan standartlar operasyon öncesi mutlaka dikkatlice okunmalıdır.

## 6. TS EN 12845 SABİT YANGIN SÖNDÜRME SİSTEMLERİ: OTOMATİK SPRİNKLER SİSTEMLERİ – TASARIM, MONTAJ VE BAKIM

### 6.1 Genel Özellikler

Aşırı yüklemeye yapılmayan güç eğrisine sahip pompalarda tepe noktasındaki gerekli azami gücü verebilecek elektrik veya dizel motorla çalıştırılmalıdır. Karakteristik güç eğrisi artış gösteren pompalarda ise, NPSH değerinin 16m'ye eşit olması için gerekli debiye ulaştığında ki ortaya çıkan güç değerini sağlayabilecek motorlarla temin edilmelidir. Yatay durumdaki pompa gruplarının, pompası ile pompayı harekete geçirme mekanizması arasındaki

bağlantı, bağımsız olarak ayrılabilmesi sağlayan ve su alma veya boşaltma borusunu etkilemeden pompa içlerinin muayene edilmesine veya değiştirilmesine imkân veren tip olmalıdır. Emme pompaları “geri çekmeli tip” olmalı ve borular pompadan bağımsız olarak desteklenmelidir. İki pompanın montajının yapıldığı yerde, her biri belirlenen debileri ve basınçları tek başına sağlayabilmelidir. Monte edilmiş üç pompanın bulunduğu yerlerde, her bir pompa verilen basınçta, verilen debinin asgari % 50’sini sağlayabilmelidir. Çoklu pompa montajının yapıldığı tesisatlarda, elektrik motoruyla çalışan en fazla 1 pompa olabilir.

Pompa grupları, yangından korunma dışında hiç bir amaç için kullanılmayan, 60 dakikadan az olmayan bir yangın direncine sahip bir bölme içinde muhafaza edilmelidir. Bu bölme tercih sırasına göre aşağıdakilerden biri olmalıdır :

- 1) Ayrı bir bina
- 2) Dışarıdan kolayca erişilebilir, sprinkler korumalı binaya bitişik bir bina
- 3) Dışarıdan kolayca erişilebilir, sprinkler korumalı bina içerisinde bir bölüm

Pompa setleri için ayrılan bölmeler, sprinkler korumalı olmalıdır. Pompa bölmesi elektrik motorla çalıştırılan pompalar için 4°C veya dizel motorla çalıştırılan pompalar için 10°C sıcaklıkların üzerindeki sıcaklıklarda bulundurulmalıdır. Dizel motorla çalıştırılan pompalar için, pompa bölümlerine uygun havalandırma sağlanmalıdır. Su besleme sıcaklığı 40 °C ‘ı geçmemelidir. Dalgıç pompalarda, pompanın 40 °C’ye kadar su sıcaklıklarında çalışması için motorun uygunluğu EN 12250-12’ye göre kanıtlanmadığı sürece; su sıcaklığı 25 °C ‘i aşmamalıdır.

Emme haznesindeki maksimum su seviyesinin pompadan düşük olmadığı durumlarda, pompanın emme borusuna bir durdurma vanası konulmalıdır. Basma borusuna ise bir çek valf ve bir durdurma vanası takılmış olmalıdır. Jokey pompanın kullanıldığı durumda, pompa bypass hattıyla ana hatta bağlı olmalı, girişine ve çıkışına birer tane vana ve çıkışına çekvalf konulmalıdır. Pompa çıkışına bağlanan konik boru, akış yönünde en fazla 20° açıyla genişleyen tipte olmalıdır. Pompa çıkışına bağlanacak vanalar konik borudan sonra sisteme bağlanmalıdır.

## 6.2 Emme Şartları

Mümkün olan yerlerde, bir pozitif su emme yüksekliği ile birlikte emme haznesinin etkin kapasitesinin asgari üçte ikisinde, su seviyesi pompa merkez hattı seviyesinin üzerinde olmalıdır. Pompa merkez hattı, emme haznesinin düşük su seviyesinin en fazla 2m üzerinde olmalıdır. Pozitif emme yüksekliği uygulanabilir değilse, pompa suyu emerek yukarı çıkaracak biçimde yerleştirilebilir veya düşey türbin pompalar kullanılabilir. Suyu emerek yukarı çıkarma ve dalgıç pompa düzenlemelerinden mümkün olduğunca kaçınılmalı ve yalnızca pozitif emme basıncı düzenlemesi uygulanabilir olmadığında kullanılmalıdır.

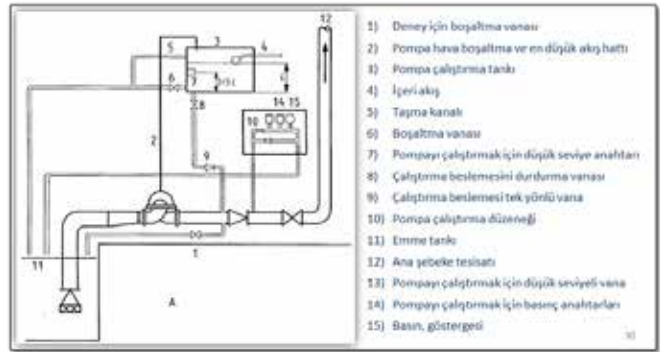
Pompanın emme kısmı en az iki boru çapı uzunluğunda, bir düz veya konik boruya bağlanmalıdır. Konik boru, yatay başlık kısmına ve 20°’yi geçmeyen koniklik açısına sahip olmalıdır. Vanalar pompa girişine doğrudan takılmamalıdır. Bütün vanalar ve bağlantı parçalarını içeren emme borusu tertibatı, istenen azami debi ve azami su sıcaklığında pompa girişindeki mevcut ENPY gereken

ENPY’ den en az 1 metre fazla olacak şekilde tasarlanmalıdır. Boruda hava boşluğu oluşma olasılığını önlemek için, emme boru tertibatı yatay olarak veya pompaya doğru hafif artan bir eğimle döşenmelidir. Pompa merkez hattının emme haznesindeki düşük su seviyesinin üzerinde olduğu durumda, emme haznesine dip vanası monte edilmelidir. Pozitif basınç yükü şartlarında, emme borusunun çapı, 65 mm’den az olmamalıdır. Pompa, istenen maksimum debide çalıştırıldığında borunun çapı 1,8 m/s’ lik su akış hızını aşmayacak şekilde olmalıdır.

Birden fazla pompanın verildiği durumda, bir pompa bakım için çıkarıldığında, her bir pompanın çalışmaya devam etmesini sağlamak için durdurma vanalarına takılması şartıyla emme boruları birbirine bağlanabilir. Negatif emme şartlarında, emme borusunun çapı 80 mm’den az olmamalıdır. Ayrıca pompa istenen azami akışta çalıştırıldığında 1,5 m/s’lik su akış hızı aşılmayacak şekilde olmalıdır. Birden fazla pompa setinin montajının yapıldığı durumda, emme boruları birbirine bağlanmamalıdır. Düşük su seviyesinden pompanın merkez hattına kadar olan yükseklik 3,2 m’yi geçmemelidir. Her bir pompaya ayrı bir otomatik çalıştırma düzeneği monte edilmelidir. Düzenek, pompadan daha yüksek bir seviyeye yerleştirilmiş bir tank ihtiva etmeli ve boru bağlantısı tanktan, pompanın suyu dağıttığı tarafına doğru eğimli olmalıdır. Bu bağlantıya tek yönlü vana monte edilmelidir. Tanktaki su seviyesi, normal seviyenin üçte ikisine düştüğünde pompa çalışmalıdır.

| Tehlike sınıfı | Asgari tank kapasitesi (L) | Çalıştırma borusunun asgari çapı (mm) |
|----------------|----------------------------|---------------------------------------|
| DT             | 100                        | 25                                    |
| ST, YT ve YTD  | 500                        | 50                                    |

## 6.3 Pompa Tesisatı



## 6.4 Performans Özellikleri

Pompa, tasarımılanan debide basıncın % 70’inden az olmayan bir basınçta, debinin %140’ını sağlayabilmelidir. Pompanın beyan edilen görevi, pompa basınç-debi eğrisinin hiç tercih edilmeyen alanının bir fonksiyonu olmalıdır. Tedarikçinin deney imkânlarıyla ölçüldüğünde, pompa hiç tercih edilmeyen alan için gerekli olan basınçtan en az 0,5 bar daha yüksek bir basınç sağlamalıdır. Pompa bütün su besleme seviyelerinde basınç debi grafiğindeki en çok tercih edilen alandaki debi ve basıncı da sağlayabilmelidir.

Pompa girişinde ölçüldüğü gibi, asgari 0,5 bar’lık bir basınçta istenen azami debinin % 20’si eklenmiş debiye eşit bir debiyi basınç

ve su kapasitesi artırılmamış su beslemesinin sağladığını göstermek için bir deney yapılmalıdır. Bu deney, şebekedeki su sarfiyatının en fazla olduğu zamanda yapılmalıdır. Her pompa setini çalıştırmak için iki basınç anahtarı sağlanmalıdır. Basınç anahtarları anahtarlardan birinin açılmasıyla normal kapalı bağlantılarla pompayı çalıştıracak biçimde seri olarak bağlanmalıdır. Basınç anahtarlarına uzanan borunun çapı asgari 15 mm olmalıdır.

Ana şebekedeki basınç 0,8 P' den (P kapalı vana koşulundaki basınç) az olmayan bir değere düştüğünde, ilk pompa seti otomatik olarak çalışmaya başlamalı ve sistemi basınçlandırmalıdır. İki pompalı bir set monte edildiği durumda, ikinci pompa basıncın 0,6 P' den az olmayan bir değere düşmesinden önce çalışmalıdır. Pompa bir kez çalışmaya başlayınca, elle durduruluncaya kadar çalışmaya devam etmelidir. Basınç anahtarıyla çalışan her bir pompayı deneye tabi tutmak için gerekli araçlar sağlanmalıdır. Ana şebeke ve herhangi bir pompa çalıştırma basınç anahtarı arasındaki bağlantıda bir ayırma vanası takılıysa ayırma vanası kapalı olsa bile ana şebeke basıncındaki düşüşü basınç anahtarına iletebilecek tek yönlü bir vana ayırma vanasına paralel olarak takılmalıdır.

## 6.5 Elektrik Motorlu Pompaların Kontrol Özellikleri

Elektrik besleme sistemi sürekli olmalıdır. Pompa kontrol mekanizmasına yapılan elektrik beslemesi, sadece sprinkler pompa setinin kullanımı için olmalı ve bütün diğer bağlantılardan ayrı olmalıdır. Bu besleme binaya gelen beslemedeki ana şalterin girişinden sağlanmalı, buna izin verilmediği durumda, pompa kontrol mekanizmasına yapılacak elektrik beslemesi bir bağlantıyla ana şalterden sağlanmalıdır. Kontrol mekanizmasındaki sigortalardan yüksek kapasitede akım çekildiğinde, sigortalar bu akıma 20 dk 'dan az olmayan bir süre içerisinde dayanabilmelidir. Bütün kablolar yangına ve mekanik hasara karşı korunmalıdır.

Kabloların yangına maruz kalmasını önlemek için yer altına gömülmeli veya bina dışından veya binanın yangın riskinin ihmal edilebilir bölümlerinden, yangına 60 dak.' dan az olmayan dayanım gösteren duvarlar, bölmeler veya döşemelerden geçirilmelidir. Kablolar tek parça olmalı, birbirlerine ekleme yapılmamış olmalıdır.

### 6.5.1 Elektrik Panosu

Bina ve müştemilatının ana şalter panosu, elektrik beslemesi dışındaki amaçlar için kullanılmamak üzere bir yangın bölmesinde yer almalıdır. Kabloların hangi kalınlıkta kullanılacağını hesaplanmasında akım, muhtemel en büyük tam yük akımının %150'si alınarak hesaplanmalıdır. Ana şalter panosundaki bina ve müştemilatına elektrik veren bağlantılar kesildiğinde, pompa kontrol devresine yapılan elektrik beslemesi kapanmamalıdır. Sprinkler pompalarının güç beslemelerindeki her anahtara "Sprinkler Pompası Motorunun Elektrik Beslemesi - Yangın Durumunda Kapatmayınız" etiketi yapıştırılmalıdır.

### 6.5.2 Kontrol Mekanizması

Pompa Kontrol Mekanizması; basınç anahtarlarından bir sinyal aldığı anda otomatik olarak motoru çalıştırılabilir, elle harekete geçirildiğinde motor çalışabilir ve sadece elle harekete geçirilmesiyle motoru durdurabilir. Kontrol mekanizmasına

bir ampermetre takılmış olmalıdır. Dalgıç pompalarda, pompa karakteristiklerinin yazılı olduğu bir plaka, pompa kontrol mekanizmasına monte edilmelidir. Dalgıç pompaların haricinde, pompa kontrol mekanizması elektrik motoru ve pompa ile aynı bölme yerleştirilmelidir.

## 6.6 Dizel Motorlu Pompaların Kontrol Özellikleri

Dizel motor, ISO 3046' ya uygun olarak beyan edilen sürekli bir güç çıkışı olan, yüksek bir yerde tam yükte devamlı olarak çalışabilir. Pompa çalışmaya başladıktan 15 saniye sonra, tam kapasitesine ulaşmalıdır.

Yatay pompalar doğrudan tahrik edilebilir olmalıdır. Pompa setinin otomatik olarak başlaması ve çalışması motor ve motora bağlı güç kaynakları dışındaki enerji kaynaklarına bağlı olamamalıdır.

### 6.6.1 Soğutma Sistemi

Sprinkler pompasından gelen su basınç düşürme cihazından geçirilerek doğrudan motor silindiri kılıfları içerisine verilerek yapılan soğutma. Boşaltılan suyun görünmesi için çıkış borusu açık olmalıdır. Sprinkler pompasından gelen suyun basınç düşürme cihazından geçirilmesini takiben, bir ısı değiştiricisine verilmesiyle yapılan soğutma. Boşaltılan suyun görünmesi için çıkış borusu açık olmalıdır. Bir motorla çalıştırılan yardımcı pompa, suyu kapalı çevrimde devri daim etmelidir. Gücünü çoklu kasnak yardımıyla motordan alarak çalışan fanlı, hava soğutmalı radyatörle yapılan soğutma' da kasnakların yarısı kopsa bile, geri kalan kasnaklar fanı çalıştırabilir. Motor yardımıyla çalıştırılan bir yardımcı pompa, suyu kapalı devrede devridaim yaptırmalıdır. Yardımcı pompa kasnaklı ise kasnakların yarısının kopma ihtimaline karşı çok sayıda yedek kasnak sağlanmalıdır. Kapalı su devresinin kapasitesi motoru tedarik eden tarafından belirtilen değerlere uymalıdır.

### 6.6.2 Filtreleme ve Egzoz Sistemi

Motor hava girişine, uygun bir filtre monte edilmelidir. Egzoz borusuna uygun bir susturucu monte edilmelidir. Toplam geri basınç tedarikçinin tavsiyelerini aşmamalıdır. Egzoz borusunun motordan yüksekte olduğu yerlerde, havadaki nemin borunun iç kısmında yoğunlaşmasıyla oluşacak suyun motora geri akışını önlemek için uygun araçlar sağlanmalıdır. Egzoz borusu, egzoz gazlarının pompa bölmesine tekrar girmesini engelleyecek şekilde yerleştirilmelidir. Egzoz borusu yalıtılmalı ve yangına tutuşma riski yaratmayacak şekilde monte edilmelidir.

Kullanılan dizel yakıtın kalitesi, tedarikçinin tavsiyelerine uygun olmalıdır. Motorun yakıt tankında, DT için 3 saat, ST için 4 saat, YT ve YTD için 6 saat tam yükte çalışmasına yetecek kadar yakıt bulunmalıdır. Yakıt tankı çelikten olmalıdır. Birden fazla makinanın olduğu durumlarda, her bir makina için ayrı yakıt tankı ve yakıt besleme borusu olmalıdır.

### 6.6.3 Çalıştırma Mekanizması

Çalıştırma motoru ve akülerin her iki sistemde kullanılması dışında, otomatik ve elle çalıştırma sistemleri tedarik edilmeli ve bu sistemler bir birinden bağımsız olmalıdır. Akülerin ve motoru çalıştırma

mekanizmasının beyan gerilimi, 12 V'un altında olmamalıdır. Otomatik çalıştırma serisi, motoru çalıştırmak için her biri 5 saniye ila 10 saniye süreli her çalıştırma girişimi arasında en fazla 10 saniye ara olan altı çalıştırma girişiminden oluşmalıdır.

Çalıştırma cihazı kendi kendini otomatik olarak tekrar çalıştırabilmeli ve çalıştırma cihazı güç besleme hattından bağımsız olarak çalışmalıdır. Sistem her çalıştırma girişiminden sonra otomatik olarak diğer aküye geçmelidir. Kontrol gerilimi, her iki aküden eş zamanlı olarak çekilmelidir. Bir akünün diğerinin üzerinde ters etki yapmasını önlemek için gerekli sistemler sağlanmalıdır.

Her iki aküden sağlanan güçle çalıştırılan acil elle çalıştırma sistemleri kırılabilir kapağıyla birlikte sağlanmalıdır. Bir akünün diğerinin üzerinde ters etki yapmasını önlemek için gerekli sistemler sağlanmalıdır. Bir elle çalıştırma deney düğmesi ve gösterge lambası, acil elle çalıştırma sistemi düğmesinin üzerindeki kapak kırılmadan elle çalışan elektrik çalıştırma sisteminin düzenli aralıklarla deneyinin yapılmasına izin verecek şekilde düzenlenmelidir.

Elektrikli çalıştırma motoru, volan dişlisi çemberiyle otomatik olarak kavrama yaparak hareket edebilen bir dişli çarkı yapısındadır. Ani yüklemekten kaçınmak için, dişli sistem çark tamamen kavranıncaya kadar motoru çalıştırmak için tam güç uygulamamalıdır. Dişli çark, düzensiz motor ateşlemesiyle kavrama konumundan ayrılmamalıdır. Motor dönerken kavrama yapılmasını önleyen bir araç olmalıdır. Dişli çark, volan dişlisi çemberiyle kavrama yapmazsa, çalıştırma motoru durmalı ve başlangıç konumuna geri dönmelidir. Kavramada ilk başarısızlıktan sonra başlatma motoru, kavramayı sağlamak için otomatik olarak beş çalıştırma girişiminde daha bulunmalıdır. Motor çalıştırıldığında, çalıştırma motoru dişli çarkı bir hız algılayıcısı vasıtasıyla volan dişlisi çemberinden otomatik olarak geri çekilmelidir. Motor yağlama sistemi veya su pompası çıkışı üzerindeki basınç anahtarları, çalıştırma motorunun enerjisini kesmek amacıyla bir araç olarak kullanılmamalıdır. Hız algılayıcıları, motora doğrudan takılmalı veya motor dişlisiyle çalışmalıdır. Esnek dişliler kullanılmamalıdır.

Güç beslemesi iki ayrı akü ile sağlanmalı ve bunlar başka amaçlar için kullanılmamalıdır. Aküler EN 60623 ile uyumlu prizmatik yeniden şarj edilebilir, açık nikel - kadmiyum hücrelerden olabildiği gibi, EN 50342 ile uyumlu kurşun - asit akülerde olabilir. Kurşun - asit aküler için elektrolit, EN 50342'ye uygun olmalıdır. Aküler bu standardda verilen kurallara ve tedarikçisinin talimatlarıyla seçilmeli, kullanılmalı, şarj edilmeli ve bakımları yapılmalıdır. Elektrolit yoğunluğunu kontrol etmek için, bir hidrometre tedarik edilmelidir. Her çalıştırma aküsü, tedarikçi tarafından belirtildiği gibi münferit, sürekli bağlantılı, tam otomatik, sabit potansiyelli şarj cihazı ile birlikte verilmelidir. Akülerden biri çalışırken diğerinden şarj cihazını ayırmak mümkün olmalıdır. Aküler tezgâhlara monte edilmelidir. Şarj cihazları akülerle birlikte monte edilebilir. Aküler ve şarj cihazları petrol yakıtıyla, nemle, pompa seti soğutma suyuyla kirlenme veya titreşime bağlı, hasar olasılıklarının asgari olduğu yerlere ve kolaylıkla erişilebilir konumda yerleştirilmelidir. Akü ve çalıştırma motoru bağlantı ucu arasında gerilim düşmesini asgariye indirmek için, akü yukarıdaki sınırlamalara bağlı olarak mümkün olduğunca kapalı olmalıdır.

## 6.7 Motor Deneyleri ve Uygulaması

Motor ve pompa takımının her biri, beyan akışında 1,5 saatten az olmayacak şekilde tedarikçi tarafından deneye tabi tutulmalıdır. Deney belgesine; pompa çalkalaması ile birlikte motor hızı, beyan

akışında su dağıtan pompanın motor hız, pompa çalkalama basıncı, pompa girişindeki emme basıncı, herhangi bir çıkış deliği tabakasının beyan edilen çıkış debisindeki pompa basıncı, ortam sıcaklığı, 1,5 saat'lik bir çalışmanın sonunda soğutma suyu sıcaklığındaki artış, soğutma suyu debisi, yapılan deney sonunda yağlama yağı sıcaklığındaki artış, motora bir ısı değiştiricisinin bağlı olduğu durumda, motorun başlangıçtaki sıcaklığı ve kapalı devre motor soğutma suyunun sıcaklığındaki artış değerleri mutlaka yazılmalıdır.

Bir tesisat deneye tabi tutulduğunda, dizel motorun otomatik ilk hareket sistemi 15 saniyeden az olmayan veya 10 saniyeden az olmayan bekleme ve 15 saniyeden az olmayan her bir altı çevrimlik çalıştırma için ayrılmış beslemeyle aktif duruma geçebilmelidir. Altı çalıştırma çevriminin tamamlanmasından sonra, hata alarmı çalışmaya başlamalıdır. Yakıt beslemesi tekrar sağlanmalı, elle deney başlatma düğmesi çalıştırıldığında motor çalışmaya başlamalıdır.

## 7. YANGIN GRUPLARINDA BAKIM VE PERİYODİK KONTROLLER

Bildirinin daha önceki maddelerinde genel olarak yangın gruplarına değişik standartların gözünden baktık, üzerinde durduğumuz konu çoğunlukla pompaların teknik özellikleri, yardımcı ekipman özellikleri, performans koşulları ve kumanda mekanizmalarıydı. Bu maddede ise hangi standarda göre dizayn edilmiş olursa olsun, bir yangın grubunun kurulumu yapıldıktan sonra ki geçen süre boyunca düzenli olarak kontrol edilmesi gereken noktaların üzerinden geçilecektir. Yangın sistemleri ömrü boyunca belki bir kez kullanılacak olup, o an geldiğinde doğru ve etkin şekilde çalışması için periyodik kontrollerin önemi çok büyüktür. Eğer kontroller doğru ve zamanında yapılmamışsa, tehlike anı geldiğinde çok büyük yıkımlar yaşanabilmektedir.

Yangın pompalarında ki en temel kontroller günlük kontroller olup, kolaylıkla yapılınabilmektedir. Başlıcaları; yatak sıcaklıklarının kontrol edilmesi, yağlama yağına su girme durumu ve yağ rengi kontrolü, keçelerde olabilecek yağ kaçaklarının kontrolü, sızdırmazlık elemanlarının kontrolü, dizel motorlarda soğutma sistemi ve sıcaklığı kontrolü, kavitasyon ihtimali ve yataklarda olabilecek gürültü kontrolü ve motor amplerinin ve şebeke voltajının kontrol edilmesidir.

İkincil periyodik bakım olan aylık kontrollerde ise; yatakların kontrol edilmesi eğer gerekiyorsa yağ ilavesinin yapılması, yağ göstergeleri ve doldurma tapalarının kontrol edilmesi, kirlenme, aşınma varsa temizlenmesi ve gerekli bakımın yapılması, yağ seviyelerinin kontrol edilmesi eğer gerekiyorsa eklemelerin yapılması, kaplin korumasının çıkarılarak hiza kontrolünün yapılması ve son olarak kaplinin el ile döndürülere kontrol edilerek herhangi bir zorlanma, sıkışma, eksen kaçıklığının giderilmesi yer alır.

Son olarak 2 yıllık veya 10000 saatlik süreler için yapılacak periyodik kontroller baktığımız zaman; pompaların sökülerek detaylı olarak incelenmesi, inceleme sırasında özellikle yataklarda, çarklarda, mil burçlarında, aşınma halkalarında ve keçelerde sorun varsa yenileri ile değişim yapılır.

## 8. SONUÇLAR

Önceki başlıklarda anlatıldığı üzere günümüzde geçerliliği olan ve piyasada herkesin bir şekilde duyduğu temel standartlara değindik. Bu standartlar dışında bir takım yurtdışı kaynaklı standartlar ve direktifler de bulunmaktadır. Bu yazı içerisinde standartların sadece pompa grupları ile ilgili kısımlarına değinilmiştir fakat standartlarda pompalar dışında tesisat elemanları, kontrol ünitelerinden de bahsedilmektedir. Ayrıca TS EN 12845 Standardında yağmurlama sistemleride detaylı olarak anlatılmaktadır.

İncelenen tüm standartlar belirli oranlarda birbirine benzerken bazı konularda farklı değerler sunabilmektedir. Piyasada genel olarak müşterilerde oluşan hangisini kullanmalıyız gibi soruların en temel cevabı güvenlidir. Standartlarda anlatılan tüm maddeler ilk olarak güvenlik konusunu işaret eder ve yangın durumunda ihtiyaç duyulan su teminini sorunsuzca vermeyi amaçlar. Müşterilerin ilk olarak yapması gereken bu standartlardan birine uygun bir sistem kurmasıdır. Amacımız güvenlik olduğu için normal santrifüj pompalardan oluşan, direktiflere uygun olmayan, eksik özellikli kontrol üniteleri kullanan yangın gruplarından ve sadece fiyatı gözönüne alan firmalardan ve ürünlerden kaçınılmalıdır. Proje ve şartname hazırlayan kişilerin bu standartları çok iyi incelemesi ve masraftan kaçınarak ürün temin etmek yerine, mutlaka güvenlik konusunu ön planda tutmaları gerekmektedir.

## KAYNAKLAR

1. “Binaların Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik”, 2009
2. NFPA 13 “Standard for the Installation of Sprinkler Systems”, 2010 Edition,
3. TS EN 12259-1, “Sabit Yangın Söndürme Sistemleri-Sprinkler ve su püskürtme sistemleri için elemanlar-Bölüm 1: Sprinkler”
4. TS EN 12845 “Sabit Yangın Söndürme Sistemleri-Otomatik Sprinkler Sistemleri-Tasarım, Montaj ve Bakım”
5. Tesisat Mühendisliği Uygulama Kitabı, 2001, İstanbul
6. KILIÇ, A., BECEREN, K., Yangın Güvenliği Ders Notları, 2003,
7. NFPA 20 “Standard for the Installation of Stationary Fire Pumps for Fire Protection” 2010 Edition,
8. UL 448, “Centrifugal Stationary Pumps for Fire-Protection Service”
9. FM 1319 “Approval Standard for Centrifugal Fire Pumps” 2008 Edition

## SUMMARY

*Today, fire-fighting systems and fire protection subjects seriously stand out in pump market. While establishing a fire fighting system, the first objective should be reliability of system instead of cost or efficiency. Moreover, the fire pumps and systems must provide the necessary water supply when it is needed.*

*Whether for commercial or residential fire groups are used almost everywhere, in recent years, specific standards and regulations come forward and this situation causes confusion for contractors and suppliers while setting up a system.*

*Most well-known standards about fire systems are;*

- Fire Regulations in Turkey (2009),
- TS EN 12845 - Fixed firefighting systems - Automatic sprinkler systems - Design, installation and maintenance
- NFPA 20 - Standard For The Installation Of Stationary Pumps For

### *Fire Protection*

- UL 448 - Centrifugal Stationary Pumps For Fire-Protection Service
- FM 1319 - Approval Standard For Centrifugal Fire Pumps (Horizontal End Suction Type)

*These standards shall have technical differences, but the common target of them is, providing smooth and safe operation when the danger forms. The primary aim of this study is to create awareness in community and give necessary information/technical data to the people who deal with fire pumps and systems.*

# EU 547/2012 DİREKTİFİNE GÖRE SU POMPALARINDA MİNİMUM VERİMLİLİK ENDEKSİNİN BELİRLENMESİ

**Birol HENDEN**

MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş.

**Burak KARAMAN**

MAS-DAF Makina Sanayi A.Ş.

## ÖZET

Son yıllarda enerji kaynaklarının giderek azalması, enerji maliyetlerinin artmasına ve yeni enerji kaynaklarının aranmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda enerjinin verimli kullanımı da en önemli tasarruf programlarının başında gelmektedir. Dünya elektrik enerjisi tüketiminin yaklaşık % 20' lik bir bölümü pompalama sistemleri tarafından harcadığı düşünülürse pompalarda yapılacak verimlilik çalışmalarının önemi göstermektedir.

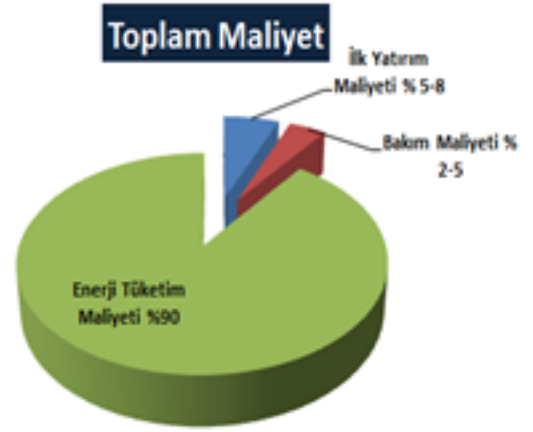
Pompa sistemlerinde ana eleman olan pompaların sahip olduğu verim değerleri enerji tüketimini direkt etkilemektedir. Bu nedenle pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken önemli faktörlerden bir tanesi pompanın enerji tüketiminin göstergesi olan verim değeridir. Fakat genel piyasa koşullarında birçok tüketici pompa seçiminde ilk yatırım maliyetini dikkate almaktadır. Verim yerine fiyat bazlı alım yapılması firmaların enerji maliyetini ve bununla birlikte dolaylı olarak çevreye de zarar vermektedir.

Avrupa birliği tarafından kabul edilen ve ürünlerin çevreye olan duyarlılığı ile ilgili bir çok direktif aslında ürünlerin daha az enerji tüketmesini sağlaması için gerekli şartları anlatmaktadır. Pompalar ile ilgilide bu konuda bir çok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmaların en sonuncusu Avrupa Birliği Komisyon'u tarafından (EU) 547/2012 nolu 'Su Pompaları İçin Ekotasarım Uygulama Direktifi'dir. Bu direktif ile pompalar için minimum verim indeksi (MEI) adı altında pompa verimlerini karşılaştırmaya yarayan boyutsuz bir sayı oluşturulmuştur. Pompaların verimlerine göre 0 ile 0,7 arasında olan bu değerin yüksek olması pompa veriminin daha yüksek olduğunu göstermektedir.

Bu bildiride ilgili direktifin kapsamı, MEI değerinin enerji verimliliği açısından önemi, MEI değerini hesaplama yöntemi ve bir örnek pompa üzerinden MEI değerinin hesaplanması bulunmaktadır.

## 1. GİRİŞ

Gelişmiş ülkeler atmosfere attıkları fosil yakıt artıklarının yarattığı sera etkisini yavaşlatmak için birtakım önlemler almaktadır. Bu çerçevede Avrupa topluluğunda enerji verimliliğini arttırarak daha az yakıt tüketerek aynı işleri yapmak için geniş çaplı çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar sonucunda, Avrupa Birliği; Sürdürülebilir Tüketim ve Üretim, Sürdürülebilir Sanayi Politikası Eylem Planı'nı 2009 yılında yeniden düzenleyerek, enerji tüketimi üzerinde etkisi bulunan tüm ürünleri kapsayan, ekotasarım yükümlülüklerini belirleyen bir çerçeve oluşturmak üzere "Ekotasarım Direktifi" yayınlamıştır. Bu direktifi ülkemizde Enerji İle İlgili Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik" adı altında 7 Ekim 2010 tarihli Resmi Gazete'de yayımlanarak yürürlüğe girmiştir. Bu direktif ile Enerji ile ilgili ürünlerin piyasaya arz edilebilmesi veya hizmete sunulabilmesi için, bu ürünlerin tasarımında uyulması zorunlu olan çevresel şartların çerçevesini belirlemek suretiyle enerji verimliliğini, çevre koruma düzeyini ve enerji arz güvenliğini artırarak sürdürülebilir kalkınmaya katkıda bulunması amaçlanmaktadır



Şekil 1. Pompalarda Ömür Boyu Maliyeti

Yapılan çalışmalar sonucunda birçok ürünle ilgili çevreye uygunluk direktifleri çıkartılmıştır. İlk olarak aydınlatma, buzdolapları, çamaşır makineleri, fırınlarda başlayan çalışmalar günümüzde birçok evsel ve endüstriyel ürün için yapılmıştır.

Dünya elektrik enerjisi tüketiminin yaklaşık % 20' lik bir bölümü pompalama sistemleri tarafından harcanmaktadır. Yıllık 2000 saat ve üzerinde çalışan bir pompanın yaşam döngüsü maliyetine bakıldığında en büyük kısmının elektrik tüketiminden kaynaklandığı görülmektedir. Ömür boyu maliyet analizi yapıldığında pompalar ilk yatırım maliyetinin, enerji maliyetine göre çok düşük olduğu Şekil 1'de görülmektedir.

Kaynak ve enerjinin etkin kullanımına büyük önem veren Avrupa Birliği; pompalama sistemlerinde yaklaşık %20 - %30 arasında bir verim iyileştirme potansiyeli olduğunu öngörmektedir. Bu nedenle su pompalama sistemleri ekotasarım direktifinde öncelikli ürün grubu olarak ele alınmaktadır. Bu kapsamda ülkemizde de sirkülasyon pompaları ve elektrik motorlarında direktifler kabul edilmiştir. Avrupa Birliği tarafından bu konuda çalışmalara devam edilmektedir. Son olarak 25 Haziran 2012 tarihinde Avrupa Birliği Komisyon'u tarafından (EU) 547/2012 nolu 'Su Pompaları İçin Ekotasarım Uygulama Direktifi' yayınlanmıştır. [1]

## 2. (EU) 547/2012 AVRUPA BİRLİĞİ DİREKTİFİNİN KAPSAMI

Direktif ticari tesislerde, içme suyu tesislerinde, sulamada ve gıda endüstrisinde kullanılan pompaların minimum sahip olması gereken verimleri için bir hesaplama yöntemi belirlenmiştir ve uyulması gereken asgari koşullardan bahsetmektedir.

Bu direktift belirli şartlar altında aşağıdaki pompaları kapsamaktadır. Pompa tipine göre kapsadığı alan Tablo 1'de verilmiştir.

- Uçtan emişli norm pompalar (ESOB)
- Uçtan emişli monoblok pompalar (ESCC)
- Hat tipi santrifüj pompalar (ESCCI)
- Düşey çok kademeli pompalar (MS)
- Kademeli dalgıç pompaları (MSS) içermektedir.



Şekil 2. Uçtan emişli norm



Şekil 3. Uçtan emişli monoblok



Şekil 4. Hat tipi



Şekil 5. Düşey çok kademeli

| Pompa Tipi |                                             | Geçerlilik Şartları                        |                                 |                                                                                   |
|------------|---------------------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| ESOB       | n = 1450 d/d                                | $Q_{e.v.n.} \geq 6 \text{ m}^3/\text{h}$   | $H_{b.e.p.} \leq 90 \text{ m}$  | $6 \text{ min}^{-1} \leq n \leq 80 \text{ min}^{-1}$<br>$P_2 \leq 150 \text{ kW}$ |
| ESCC       |                                             |                                            |                                 |                                                                                   |
| ESCCI      |                                             |                                            |                                 |                                                                                   |
| ESOB       | n = 2900 d/d                                | $Q_{e.v.n.} \geq 6 \text{ m}^3/\text{h}$   | $H_{b.e.p.} \leq 140 \text{ m}$ | $6 \text{ min}^{-1} \leq n \leq 80 \text{ min}^{-1}$<br>$P_2 \leq 150 \text{ kW}$ |
| ESCC       |                                             |                                            |                                 |                                                                                   |
| ESCCI      |                                             |                                            |                                 |                                                                                   |
| MS         | n = 2900 d/d                                | $Q_{e.v.n.} \geq 100 \text{ m}^3/\text{h}$ |                                 |                                                                                   |
| MSS        | $3'' \leq \text{nominal büyüklük} \leq 6''$ |                                            |                                 |                                                                                   |

Aşağıda belirtilen koşullarda kullanılan pompalar kapsam dışında bulunmaktadır.

- -10 OC sıcaklığından düşük ve 120 OC sıcaklığından yüksek sıvıları basmak için özel tasarlanan pompalar
- Sadece yangın pompası için tasarlanan pompalar
- Pozitif deplasmanlı pompalar ve kendinden emişli pompaları.

Bu direktif çalışmasında Darmstadt üniversitesi tarafından Avrupa'daki pompa üreticilerin verileri istatistiksel olarak incelenmiş ve akışkanlar mekaniği kanunları dikkate alınarak pompaların etkenliğini belirleyen, ve pompalar arasında bir karşılaştırma yapmayı mümkün kılan bir endeks tanımlamak için bir çalışma yürütülmüştür. Gerekli minimum verimlerin belirlenmesinde pompa tipleri (uçtan emişli, hat tipi...), pompa devir hızı, pompa debisi ve pompa özgül hızı dikkate alınmıştır. Pompanın en yüksek verim noktası, az yükte (%75) ve aşırı yükte (%110) verimlerini

dikkate alınarak, pompa tiplerinin, tasarımlarının ve büyüklüklerinin birbirleri ile karşılaştırılmasını sağlayan Minimum Verimlilik Endeksi (Minimum Efficiency Index-MEI) adında boyutsuz bir büyüklük tanımlanmıştır. Bu endeks değerleri ile firmaların pompa tasarım ve imalat süreçlerinin kalitesi göstermekte ve farklı firmaların ürünleri arasında tasarım ve imalat kalitesi arasında kıyaslama yapmayı mümkün kılmaktadır.

Bu direktif ile su pompalarının ekotasarım gerekliliklerine uygunluğu için aşağıdaki şartları yerine getirmesi beklenmektedir. Bu değerleri sağlayamayan pompaların Avrupa Birliği'ne üye ülkelerde satışının yapılmasına müsaade edilmeyecektir. Ayrıca Avrupa Birliği'nde satışa sunulan su pompaların da MEI lerini belirtme zorunluluğu olmaktadır. Yayınlanan direktife göre yıllara göre MEI değerleri aşağıdaki şartları sağlamak zorundadır.

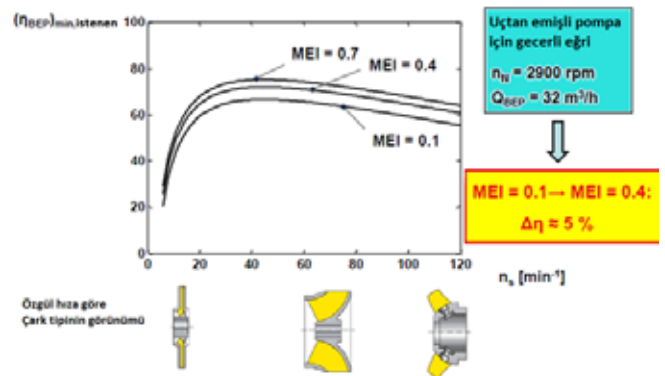
1 Ocak 2013 tarihinde su pompaları için  $MEI \geq 0.1$

1 Ocak 2015 tarihinde su pompaları için  $MEI \geq 0.4$

Eğer üretici firmalar bu verim indeksini sağlayamazsa ürünleri CE koşullarını sağlayamayacaktır.

## 2.POMPA MEI DEĞERLERİNİN ENERJİ TASARRUFU AÇISINDAN ÖNEMİ

Pompanın sahip olduğu minimum verim indeksi pompa verim değerini ve dolayısıyla pompanın enerji maliyetini değerinin ne kadar olduğunu belirlemektedir. Pompaların sahip olması gereken minimum verim indeksi değeri belirlenmesi ile beraber, verim indeksini sağlayamayan pompaların üretilmesi ve piyasaya sürülmesi engellenmektedir. Yapılan bu çalışma ile beraber düşük verimli ürünlerin kullanımı azaltılması planlanmaktadır. Aşağıdaki şekilde pompa özgül hızına göre MEI değerinin 0.1, 0.4, ve 0.7 olmasının verim üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekil 6'dan görüldüğü gibi, pompanın verim indeksinin 0,1 den 0,4 değerine yükseltilmesi durumunda yaklaşık %5 lük verim artışı, ve aynı oranda enerji maliyetinde azalma görülmektedir.



Şekil 6. Örnek bir debi için MEI değerinin verime etkisi

## 3. MEI DEĞERİ HESAP YÖNTEMİ

Minimum verim indeksi değeri 0,1 ile 0,7 değeri arasındaki olan ve aynı özgül hızlı pompalar için değeri büyüdükçe verim değeri yükselen boyutsuz bir büyüklüktür. Bu değerin hesap yöntemi anlatılmakta ve örnek bir pompa üzerinden MEI hesabı yapılmaktadır. [2]

#### Adım 1:

Yardımcı fonksiyon olan  $F_n$  Aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır;

$$F_n = -11.48x^2 - 0.85y^2 - 0.38xy + 88.59x + 13.46y$$

$$x = \ln(n_{s,ortalama}) \quad n_{s,ortalama} [\text{min}^{-1}] : \text{Özgül Hızların Ortalaması}$$

$$n_s = n_N \frac{\sqrt{Q_{EVN}}}{H_{EVN}^{3/4}} \quad n_N (\text{d/dak}), Q_{EVN} (\text{m}^3/\text{s}), H_{EVN} (\text{m})$$

$$y = \ln(Q_{EVN,ortalama})$$

$$Q_{EVN,ortalama} [\text{m}^3/\text{h}] : \text{En Verimli Noktadaki Debi}$$

Hesaplanan  $F_n$  yardımcı fonksiyonunun değeri, virgülden sonra bir basamak kalacak şekilde yuvarlanmalıdır.

#### Adım 2:

En Verimli Nokta (EVN,  $Q = Q_{EVN}$ ),

Kısmi Yük (KY,  $Q = 0.75 Q_{EVN}$ ),

Aşırı Yük (AY,  $Q = 1.1 Q_{EVN}$ )

$$CEVN = F_n - \eta_{EVN,ortalama}$$

$$CKY = F_n - (\eta_{KY,ortalama}/0.947)$$

$$CAY = F_n - (\eta_{AY,ortalama}/0.985)$$

#### Adım 3:

$$C_{MEI} = \max(CEVN, CKY, CAY)$$

Hesaplanan CEVN, CKY, CAY değerleri içinde en büyüğü CMEI olarak alınır.

#### Adım 4:

MEI değeri; Tablo 2' deki pompanın tipi ve devir sayısına göre satır belirlenir ve daha sonra düşey sütunda bulunan CMEI değerinin hangi değer aralığına geldiği bulunur. Solundaki değer  $C_{sol}$  sağındaki değer  $C_{sağ}$  olarak alınır. MEI<sub>sağ</sub> ve MEI<sub>sol</sub> da aynı şekilde belirlenir.

|                | Minimum Verim Değeri |        |        |        |        |        |        |
|----------------|----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                | 0.10                 | 0.20   | 0.30   | 0.40   | 0.50   | 0.60   | 0.70   |
| C (ESOB 1450)  | 132.58               | 130.68 | 129.35 | 128.07 | 126.97 | 126.10 | 124.85 |
| C (ESOB 2900)  | 135.60               | 133.43 | 131.61 | 130.27 | 129.18 | 128.12 | 127.06 |
| C (ESCC 1450)  | 132.74               | 131.20 | 129.77 | 128.46 | 127.38 | 126.57 | 125.46 |
| C (ESCC 2900)  | 135.93               | 133.82 | 132.23 | 130.77 | 129.86 | 128.80 | 127.75 |
| C (ESCCi 1450) | 136.67               | 134.60 | 133.44 | 132.30 | 131.00 | 130.32 | 128.98 |
| C (ESCCi 2900) | 139.45               | 136.53 | 134.91 | 133.69 | 132.65 | 131.34 | 129.83 |
| C (MS 2900)    | 138.19               | 135.41 | 134.89 | 133.95 | 133.43 | 131.87 | 130.37 |
| C (MSS 2900)   | 134.31               | 132.43 | 130.94 | 128.79 | 127.27 | 125.22 | 123.84 |

Tablo 2. Minimum verim İndeksine göre C katsayısı [3]

$$MEI = (MEI_{sağ} - MEI_{sol}) \frac{C_{MEI} - C_{sol}}{C_{sağ} - C_{sol}} + MEI_{sol}$$

Çıkan sonuç virgülden sonra iki hane kalacak şekilde yuvarlanmalıdır.

MEI hesabında kullanılacak örnek pompanın hidrolik verileri aşağıda bulunmaktadır.

|                                      | Değerler |                   |
|--------------------------------------|----------|-------------------|
| Manometrik Yükseklik (EVN)           | 55       | m                 |
| Debi (EVN)                           | 300      | m <sup>3</sup> /h |
| Pompa Verimi (EVN)                   | 81,9     | %                 |
| Manometrik Yükseklik (%75 EVN debi)  | 61       | m                 |
| Pompa verimi (%75 EVN debi)          | 77,7     | %                 |
| Manometrik Yükseklik (%110 EVN debi) | 50       | m                 |
| Pompa verimi (%110 EVN debi)         | 80,8     | %                 |
| Yoğunluk                             | 1000     | kg/m <sup>3</sup> |

#### 1. Adım

$$n_s = 2975 \frac{\sqrt{300/3600}}{55^{3/4}} = 42,52$$

$$x = \ln(n_s) = \ln(42,52) = 3,75$$

$$y = \ln(Q_{EVN}) = \ln(300) = 5,70$$

$$x = 3.75 \quad y = 5.70$$

$$F_n = 211.8$$

#### 2. Adım

$$C_{EVN} = 211,8 - 81,9 = 129,9$$

$$C_{KY} = 211,8 - (77,7/0.947) = 129,8$$

$$C_{AY} = 211,8 - (80,8/0.985) = 129,8$$

#### 3. Adım

$$C_{MEI} = \max(129,9, 129,8, 129,8) = 129,9$$

$$C_{sol} = 130,27 \quad C_{sağ} = 129,18 \quad MEI_{sol} = 0,4$$

$$MEI = 0.1 \frac{129,9 - 130,27}{129,18 - 130,27} = 0,43$$

Elde edilen sonuca göre örnek pompanın 2013 ve 2015 Avrupa birliği şartlarını sağladığı görülmektedir.

## SONUÇ

Geleceğin trendi olan sürdürülebilirlik; insan yaşamının gereksinimleri ile doğal kaynakların devamlılığı arasında bir denge kurarak, gelecek nesillerin bugünkü kaynaklardan bizim kadar yararlanabilmesine imkân sağlayacak bir yapının oluşturulması anlamına gelmektedir. Bu yapının oluşturulması için enerjinin verimli bir şekilde kullanılması gerekmektedir.

Toplam enerji payı üzerinde pompa sistemlerinin payı değerlendirildiğinde bu oranın ne kadar büyük olduğu görülmektedir. Bu payın azaltılmasında pompa sistemindeki pompanın verim artırılmasının önemi oldukça fazladır. Avrupa birliği başkanlığında yürütülen çalışmalar ile pompaların enerji tüketimi azaltılması ve çevreye etkisinin azaltılması hedeflenmektedir.

Bu bildiride anlatılan minimum verim indeksini değerin bütün üreticiler tarafından tüketicilere sunulması sayesinde bütün pompaların enerji verimlilik seviyesi belirlenecek ve uygun olmayan ürünlerin tüketicilere ulaşması engellenecektir. Böylece zaman içinde verimsiz ürünler ortadan kaldırılacak ve tüketilen enerjinin miktarı azaltılacaktır.

## KAYNAKLAR

1. COMMISSION REGULATION (EU) No 547/2012 Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps.
2. AEA Energy & Environment Lot 11 - Water Pumps (in commercial buildings, drinking water pumping, food industry, agriculture).
3. Draft EN 16480 Pumps - Minimum required efficiency of rotodynamic water pumps.
4. MAS-DAF Makine Sanayi A.Ş. Teknik Kataloğu

## SUMMARY

*European Parliament and of the Council established a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products on 21 October 2009.*

*The European Union Commission has carried out a preparatory study. The study shows that there is a total cost-effective potential for improving the energy efficiency of these pumping systems by approximately 20 % to 30 %. So water pumps are seen a priority product for which ecodesign requirements should be established.*

*The Commission established a implementing directive with regard to ecodesign requirements for water pumps which is "COMMISSION REGULATION (EU) No 547/2012 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps."*

*This article is intended to mention about this regulations, its scope and how to apply for pumps. It is also represented with an example how to calculate Minimum Efficiency Index (MEI).*

## ISO 9906 : 2012 NASIL UYGULANMALI?

Haluk KARADOĞAN  
İTÜ Makina Fakültesi

### ÖZET

Pompa kabul deneylerinde, 2013 yılı için uluslararası iki standart günceldir, sıkça kullanılacaktır. Bunlar;

- ISO 9906 : 2012 ile
- ANSI / HI 14.6 : 2011 standartlarıdır.

Bu standartlar ayrıntılarda küçük farklılıklar göstermekle beraber, ölçme hataları ve kabul toleransları açısından biri birinin aynısıdır.

2012 yılında BSI tarafından yayınlanmış bulunan BS EN ISO 9906 eski haline göre bazı değişiklikler içermektedir:

- NPSH req yerine NPSHR veya NPSH3
- Özgül hız (ns) yerine tip sayısı (K)
- “class” yerine “grade” gibi...

Kısaca ISO 9906 olarak adlandırılan bu standardın pompa kabul deneylerinde kullanılması için nasıl bir uygulamaya gidilmesinin daha kolay olacağı “seviye 2” örnek alınarak açıklanmaya çalışılmıştır.

### 1. GİRİŞ

Pompa kabul deneyleri ile ilgili yapılacak uygulamanın kolay anlatımı için, tüm örnek değerler, endüstride en çok rastlanan seviye 2 (Grade 2) ölçmeler için verilmiştir.

Belirsizlik analizinin ilk aşamasında istatistik bir değerlendirme yapılması öngörülmemiştir.

Deney sonuçlarının kabul edilebilir olması için deneyler sırasında çalkantıların belirli sınırlar arasında olması gerekmektedir.

### 2. ISO 9906 DA BELİRLENENLER

Ölçmelerde izin verilen çalkantı genlikleri, ölçme aleti hataları, toplam ölçme hataları “Seviye 2” için aşağıda gösterilmiştir:

#### İzin verilen çalkantı genlikleri ( % )

|              |          |
|--------------|----------|
| Debi         | ±3       |
| Yük fonk.    | ±4       |
| Çıkış yükü   | ±3       |
| Giriş yükü   | ±3       |
| Mil gücü     | ±3       |
| Dönme Sayısı | ±1       |
| Moment       | ±3       |
| Sıcaklık     | ±0.3 ° C |

#### İzin verilen ölçme aleti hataları ( % )

|                  |      |
|------------------|------|
| Debi             | ±2.5 |
| Basma Yüksekliği | ±2.5 |
| Çıkış Yükü       | ±2.5 |
| Giriş Yükü       | ±2.5 |
| Emme Yükü        | ±1.0 |
| Mil Gücü         | ±2.0 |
| Dönme Sayısı     | ±1.4 |
| Moment           | ±2.0 |

#### Ölçmelerde izin verilen toplam (ölçme) hataları (%)

|                                                            |      |      |
|------------------------------------------------------------|------|------|
| Debi                                                       | eQ   | ±3.5 |
| Dönme Sayısı                                               | en   | ±2.0 |
| Moment                                                     | eT   | ±3.0 |
| Basma Yüksekliği                                           | eH   | ±3.5 |
| Motor Gücü                                                 | ePgr | ±3.5 |
| Pompa Mil Gücü (Moment ve dönme sayısından hesaplanan)     | eP   | ±4.0 |
| Pompa Mil Gücü (Motor gücü ve motor veriminden hesaplanan) | eP   | ±3.5 |

Not: ANSI / HI 14.6 ‘da bu tablo yoktur. Onun yerine “ toplam hatanın , sistematik ve rastgele belirsizliklerin karesel ortalaması alınarak hesaplanacağı” ifadesi bulunmaktadır.

### 3. "Seviye 2" İÇİN KABUL TOLERANS SINIRLARI

| Kabul toleransları (%) |         |        | GARANTİ ŞARTI |
|------------------------|---------|--------|---------------|
|                        | 2B      | 2U     |               |
| $\Delta\tau_Q$         | 16      | 16     | ZORUNLU       |
| $\Delta\tau_H$         | 10      | 10     |               |
| $\Delta\tau_Q$         | $\pm 8$ | $+ 16$ | SEÇMELİ       |
| $\Delta\tau_H$         | $\pm 5$ | $+ 10$ |               |
| $\Delta\tau_P$         | $+ 8$   | $+ 16$ | SEÇMELİ       |
| $\Delta\tau_\eta$      | -5      | -5     |               |

#### 10 kW ve altı güçlerdeki pompalar için kabul toleransları

$$\tau_Q = \pm 10 \%$$

$$\tau_Q = \pm 8 \%$$

$$\tau_\eta = - \left[ 10 \left( 1 - \frac{P_2}{10} \right) + 7 \right] \%$$

(P2: pompa mil gücü kW)

Pompa deney dönme hızı anma dönme hızından farklı ise her test noktası, benzerlik kuralları kullanılarak, anma hızına indirgenmelidir

QG: garanti edilen debi

HG : garanti edilen basma yüksekliği

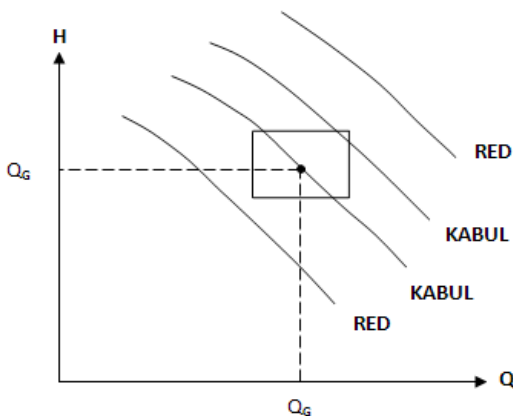
### 4. KABUL TOLERANS ALANLARI

Kabul tolerans aralığı ve hangi durumda pompa kabulünün yapıp, hangi durumda yapılmayacağını grafik gösterimi aşağıdadır.

$$e_{\eta_{gr}} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_{P_{gr}}^2}$$

$$e_\eta = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_T^2 + e_n^2}$$

$$e_\eta = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_P^2}$$



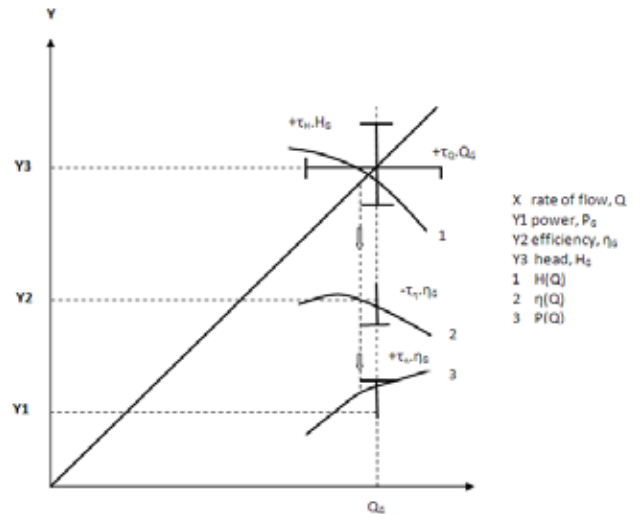
#### Verimde kabul edilebilir toplam hata (%)

|                                              |                   |
|----------------------------------------------|-------------------|
| Toplam verim (Q, H, Pgr den hesapla)         | $\pm 6.1$ (eğ gr) |
| Pompa verimi (Q, H, M, n den hesapla)        | $\pm 6.1$ (eğ)    |
| Pompa verimi (Q, H, Pgr, $\eta$ den hesapla) | $\pm 6.4$ (eğ)    |

Satın alan ve pompa üreticisi hangi seviyede pompa deneyinin yapılacağı ve garanti noktasında anlaşılabilirler.

Garanti noktası verilmiş ve fakat kabul sınıfı belirtilmemiş ise aşağıdaki tablodan kabul sınıfı seçilir:

|                              | Pompa Mil Gücü   |          |
|------------------------------|------------------|----------|
|                              | >10 kW - ≤100 kW | > 100 kW |
| Belediye su uygulamaları     | 2B               | 1B       |
| Belediye atıksu uygulamaları | 2B               | 1B       |
| Soğutma kulesi uygulamaları  | 2B               | 2B       |
| Genel endüstri uygulamaları  | 3B               | 2B       |
| Sulama uygulamaları          | 3B               | 2B       |



### 5. SONUÇLAR

1. Pompa üreticisi verdiği pompanın karakteristik eğrisinin altına ISO 9906 yazısını koyduğunda, verilen karakteristik eğrinin , bu standartlarda belirtilen şartlarda yapılan ölçmeler altında doğru olduğunu ifade etmektedir.
2. Alıcı firma garanti edilmesini istediği değerleri ISO 9906 standardına göre istediğinde kabul toleranslarının sınırlarını tanımlamış olmaktadır.
3. Garanti edilmesi istenen değerler üzerindeki kabul toleransları ile ölçülen değerler karşılaştırılarak kabul işlemi yapılmalıdır.
4. Pompa teknik şartnamesi yazılırken ISO 9906 ya atıf yapılması, teklif verirken bu standarda uygun verilmesi ve kabul deneylerinin bu standarda uygun yapılması , pompa üreticisi ile alıcılar arasındaki problemleri azaltacaktır.

## KAYNAKLAR

1. ISO 9906 –(2012 ) : ”Rotodynamic Pumps-Hydraulic Performance Tests- Grades 1,2 and 3 “, British Standarts Publication
2. ANSI / HI 14.6 – (2011) ; “American National Standart for Rotodynamic Pumps for Hydraulic Performance Acceptance Tests,Hydrulic Institute
3. ISO 5198- ( ) ; “Centrifugal, Mixed Flow and Axial Pumps – Code for Hydraulic Performance Tests- Precision Grade
4. Karadogan H.,Kavurmacioğlu L., Güreken G., Tekelioğlu M., Çalica A.; “ ISO 2548’e Göre C sınıfı Pompa Kabul Deneyleri”, (1998) ,3. Pompa Kongresi Bildiriler Kitabı, İstanbul

## SUMMARY

*The purpose of acceptance tests is to make the purchaser and manufacturer agree on technical, hydraulic and mechanical pump performance.*

*ISO 9906 defines proof of guarantie, tolerances and measuring uncertainties.*

*“Grade 2” is selected for a sample application.*

# KİSMİ YÜK ALTINDA ÇALIŞAN POMPALARDA KARARSIZ AKIŞ BÖLGESİNİN İNCELENMESİ

Özgür CANBAZ

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ

## ÖZET

Her pompanın en verimli bir çalışma noktası olmasına rağmen, tasarımcıları tarafından öngörülen çalışma aralığı vardır. Bu çalışma aralığını sınırlayan bazı parametreler, akış kaynaklı olarak, kavitasyon, gürültü ve titreşimdir. Bu tür problemlerin en sık yaşandığı bölge olan ve pompanın çalışma aralığını belirleyen kısmi yükteki davranışı, pompalar için önemlidir. Pompalarda kısmi yük, en verimli çalışma debisinden daha düşük debideki çalışma durumudur. Kısmi yük bölgesi, ikincil akışların, ayrılmaların ve geri akışların yoğun yaşandığı dolayısıyla kararsız akışın olabileceği bir çalışma bölgesidir. Bu çalışmada, kısmi yükte çalışma durumu ve pompaların debi-basma yüksekliği eğrisindeki kararsızlığa neden olan etkenler hakkında bilgi verilmiştir. Karışık akışlı bir pompanın tasarımında yapılan bazı değişiklikler ile bu bölgede debi-basma yüksekliği karakteristiğindeki kararsızlığın iyileştirilmesi ile ilgili HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri gerçekleştirilmiştir. Kararsızlığın azaltılması yönünde yapılan tasarım değişiklikleri ile elde edilen pompaların HAD analizi sonuçları incelenmiştir.

## 1. GİRİŞ

Pompaların en verimli çalışma noktası, akış problemlerinin ve diğer fiziksel problemlerin en az yaşandığı noktadır. Bu sebepten dolayı, pompalar en verimli çalışma debisine yakın bölgelerde seçilmeye çalışılmaktadır. Bu bölge, pompaların tasarımcıları tarafından öngörülen, testlerle doğrulanmış, güvenilir bir çalışma aralığını ifade etmektedir. Pompaların, bu çalışma aralığının uzağında çalıştırılması uygun görülmemektedir.

Bu makalede pompaların kısmi yükte çalışma durumları incelenmiştir. Kısmi yük pompanın en verimli çalışma debisinin altındaki debilerde çalışma durumudur. Kısmi yük bölgesinde, ikincil akışlar, ayrılmalar ve geri akışlar yoğun yaşanmaktadır. Dolayısıyla kısmi yük bölgesinde “kararsızlık” probleminin oluşma olasılığı yüksektir.

### 1.1. Kararsızlık Nedir?

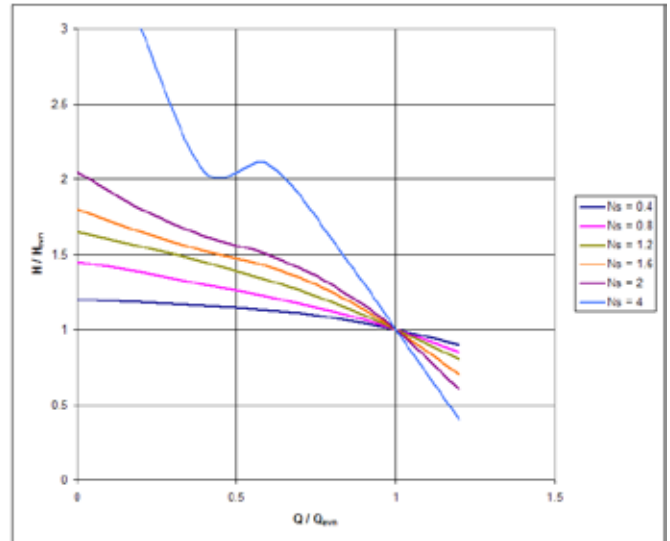
Kararsızlık pompanın kısmi yükte çalışma durumunda meydana gelmektedir. Bazı kötü tasarımlarda en verimli çalışma noktasının çok yakınında bile bu problem ile karşı karşıya kalınabilmektedir.

Pompalarda kararsızlık problemi, performans eğrisinde kendini göstermektedir. Sorunsuz çalışan bir pompanın Q-H eğrisi eğimi çalışma noktasında negatiftir. Basma yüksekliği debi düştükçe sürekli artmaktadır. Bir pompa eğrisinin kararsız olarak nitelendirilebilmesi için, H karakteristiğinin pompanın en yüksek debide çalışma durumundan kapalı vanaya kadar sürekli artmaması, yani belirli bir bölgede H karakteristiğinin debinin düşmesi ile birlikte düşmesi gerekmektedir. Yani pompaların Q-H eğrisi eğiminin belirli bir bölgede pozitif olması kararsızlık problemini oluşturmaktadır. Bu kararsızlık bölgesinde basınç dalgalanmaları görülmekle birlikte bunun sonucu olarak kanatların basınç taraflarında kavitasyon, titreşim ve gürültü problemleri meydana gelmektedir. Bu yüzden pompalar hiçbir durumda bu kararsızlık bölgesinde çalıştırılmamalıdır.

## 1.2 Pompa Performans Karakteristiklerinin Özgül Hıza Göre Değişimi

Pompa performans eğrileri, Q-H (debi-basma yüksekliği), Q- $\eta$  (debi-verim) ve Q-P (debi-güç) grafikleri ile tanımlanmaktadır. Pompa performans eğrileri, pompanın çalışma karakteristiğini belirtmekte olup bu eğriler yardımı ile pompanın hangi çalışma noktasında hangi performans ile çalışacağı bilinmektedir.

Pompa tipini belirleyen ana parametreler pompa eğrisinin karakteristiğini de etkilemektedir. Özgül hız arttıkça pompaların kapalı vana basınç değerleri ve güç değerleri çalışma noktasına göre artmaktadır. Eksenel pompalarda kapalı vana basınç değerleri en verimli çalışma noktasının 4 katına kadar çıkabilmektedir. Şekil 1’de özgül hıza göre Q-H eğrisinin değişimi gösterilmiştir.



Şekil 1. Özgül hıza bağlı yaklaşık pompa Q-H karakteristikleri

## 2. DÖNGÜSEL-AKIŞ'IN (RECIRCULATION) POMPA PERFORMANS EĞRİSİNE ETKİSİ

Pompa Q-H karakteristiğini büyük oranda etkileyen, kısmi yükte oluşan döngüsel-akış (recirculation) incelenmiş ve bu ikincil akış olayının pompanın çalışma aralığını nasıl daralttığı üzerinde durulmuştur. Bunun yanında, giriş döngüsel-akışı ile emme özgül hızı arasındaki ilişkiden bahsedilmiştir.

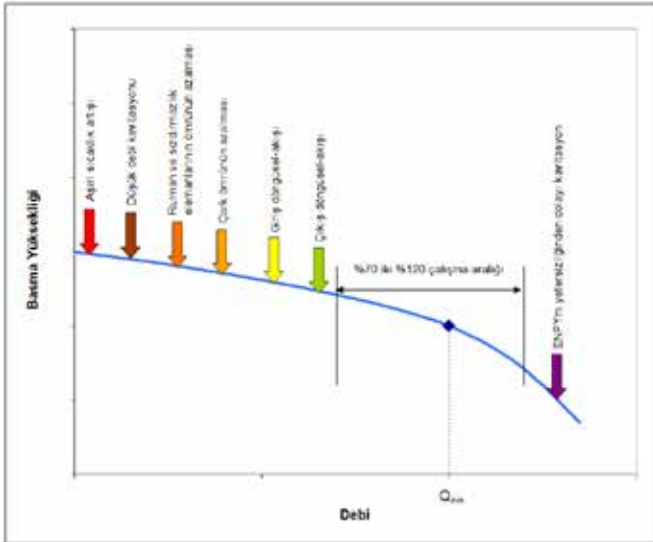
### 2.1 İzin Verilen Çalışma Aralığı

Hidrolik verimin en yüksek olduğu debide akış çark ve difüzör kanatlarından sorunsuz olarak geçer. Pompalar bazen bu debinin dışında bir noktada seçilmekte ve çalıştırılabilmektedir. Pompaları en verimli çalışma debisinin altında veya üstünde debilerde çalıştırmak,

pompaların ömrünü doğrudan etkilemektedir. Ancak bu aralık için izin verilen bir çalışma aralığı tanımlanmıştır. Bu aralıkta çalışan pompaların ömrü, yaşanan akış problemlerinin yoğunluğu ve titreşim seviyelerinin düşük olması nedeni ile ciddi oranda etkilenmemektedir. Düşey milli pompalar için genellikle tercih edilen aralık en verimli çalışma debisinin %70 ve %120'sidir. Bu aralık özgül hız arttıkça %80 - %115 aralığına düşmektedir.

Pompanın performans eğrisi üzerinde çalıştığı nokta, pompanın her yönden güvenilirliğini etkilemektedir. Yani çalışma aralığından uzak bölgelerde çalışmaya zorlanan pompalar birçok problemlere sebep olmaktadır. Şekil 2'de genel bir Q-H eğrisi üzerinde farklı çalışma noktalarında meydana gelen problemler belirtilmiştir.

Pompa Q-H eğrisi ele alındığında, en verimli noktadan daha yüksek debilere doğru gidildikçe kavitasyon problemleri artmaktadır. Bu koşul pompanın yüksek debilerdeki çalışma noktasını sınırlayan bir etkendir.



Şekil 2. En verimli noktadan uzaklaşma ile oluşacak problemler, [1]

İzin verilen çalışma aralığının alt ve üst limitlerini belirleyen faktörler pompa tipi ve özel tasarımlarla değişmektedir. Genel olarak bu aralığı sınırlayan problemler şunlar olabilmektedir.

- Yüksek eksenel ve radyal yüklerden dolayı mekanik problemler,
- Titreşim,
- Gürültü,
- Güç limiti,
- ENPYm (mevcut emmedeki net pozitif yük) toleransı,
- H-Q eğrisi eğimi (kararsızlık bölgesi),
- Giriş ve çıkış döngüsel-akışı.

Yukarıda bahsedilen sınırlayıcı konulardan akış kaynaklı oluşan, kararsızlık ve kararsızlığa sebep olan giriş ve çıkış döngüsel-akışı üzerinde detaylı olarak durulmuştur

## 2.2. Giriş ve Çıkış Döngüsel-Akışı (Recirculation)

Her pompa belirli bir debinin (genellikle en verimli noktanın) altında çalışma durumunda, pompalar giriş ve çıkış bölümlerinde döngüsel-akışa (recirculation) maruz kalırlar. Bu iki özel durumun sonucu olarak basınç dalgalanmaları meydana gelmekte ve pompanın performans karakteristiği etkilenmektedir. Döngüsel-akış kritik bir

noktada lokal ayrılmalara sebep olmaktadır. Bu durumda pompa kararsız bir duruma geçmektedir. Pompaların girişinde ve çıkışında oluşan bu döngüsel-akışın tesadüfi bir olgu olmadığı bilinmelidir.

Literatürde düşük debide döngüsel-akışın nasıl oluştuğu açıklanmaya çalışılmıştır. Teorik yük (basma yüksekliği) için Euler-Türbin denklemi aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$H_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

Bu denklemdeki 3 terimin açıklaması şu şekildedir :

$H_z = (U_2^2 - U_1^2)/(2g)$  santrifüj (merkezkaç) kuvvetlerinin etkisi ile oluşmaktadır. Yani, sadece giriş ve çıkış çaplarının oranı  $d_1 / d_2$  'ye bağlıdır

$H_w = (W_1^2 - W_2^2)/(2g)$  bağıl hızın düşürülmesi ile oluşmaktadır.

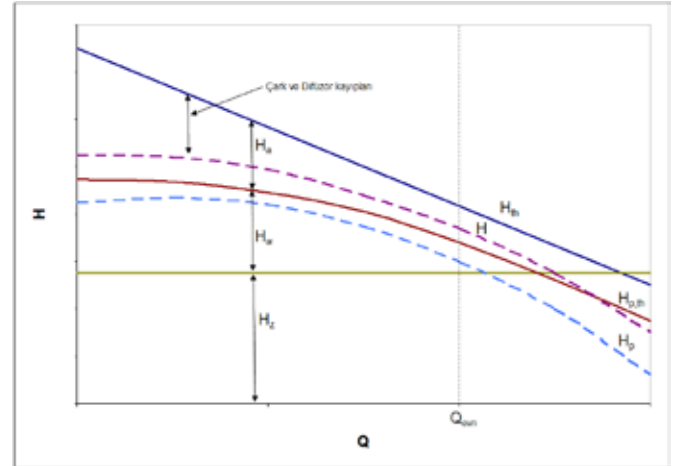
Kanat açılarına, debiye ve olası döngüsel-akış bölgelerinin akış çizgilerine etkisine bağlıdır.

$H_a = (V_2^2 - V_1^2)/(2g)$  mutlak hızın artırılması ile oluşmaktadır.

Büyük oranı difüzörde statik basınca dönüşmektedir.

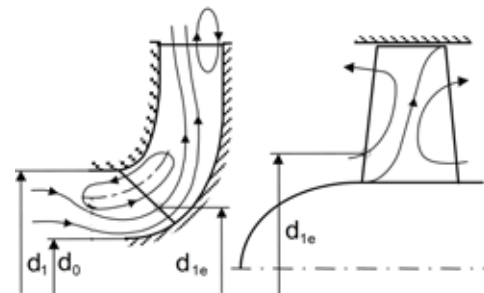
$$H_{p,th} = H_{zw} + H \Rightarrow \text{statik yük bileşeni}$$

$$H_a \Rightarrow \text{dinamik yük bileşeni}$$



Şekil 3. Statik ve dinamik yük bileşenleri, [2]

Şekil 3'e göre  $H_z$ , santrifüj yük bileşeni debiden bağımsızdır. Ancak bu yaklaşım sadece döngüsel-akışın oluşmadığı durumlar için doğrudur. Döngüsel-akışın varlığı çarkın girişte dış bölümünü kapatmakta ve akış çizgileri sadece göbeğe yakın bölgelerden geçmektedir. Bu durumda, santrifüj yük bileşenini giriş ya da çıkış için etkili çapa göre yazmak gerekmektedir.



Şekil 4. Karışık akış ve eksenel pompalardaki döngüsel-akış ve etkili  $d_{1e}$  çapı, [2]

**Şekil 4'**te görüldüğü gibi, ana akış çizgileri kanatların girişinde çok daha küçük, kanatların çıkışında ise çok daha büyük çaplara kaymaktadır.

Döngüsel - akış ile santrifüj yük bileşeni, etkili  $d_{1e}$  çapı kullanılarak şöyle yazılır:

$$H_{z,Dön.} = \frac{U_2^2 - U_{1e}^2}{2g}$$

Teorik olarak basma yüksekliğindeki artış :

$$H_{Dön.} = \left[ \frac{U_2^2 - U_{1e}^2}{2g} \right] - \left[ \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right]$$

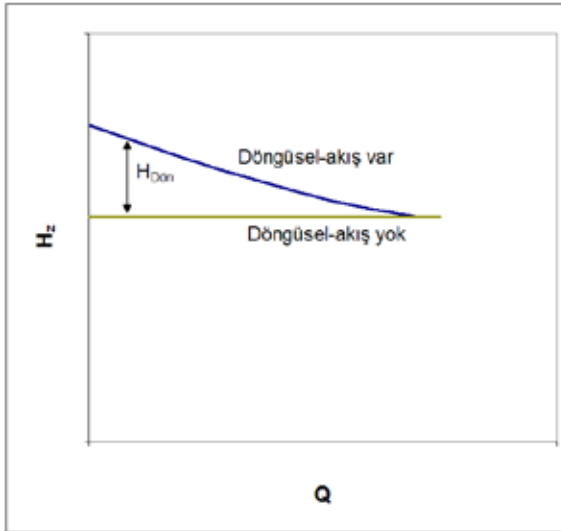
$$H_{Dön.} = \frac{U_1^2 - U_{1e}^2}{2g}$$

(4) denklemi,  $U_1^2 = U_2^2 \frac{d_1^2}{d_2^2}$  ve  $U_{1e}^2 = U_2^2 \frac{d_{1e}^2}{d_2^2}$  eşitlikleri kullanılarak

tekrar yazılırsa:

$$H_{Dön.} = \frac{U_2^2}{2g} \left( \frac{d_1^2}{d_2^2} - \frac{d_{1e}^2}{d_2^2} \right) \text{ bulunur, [2].}$$

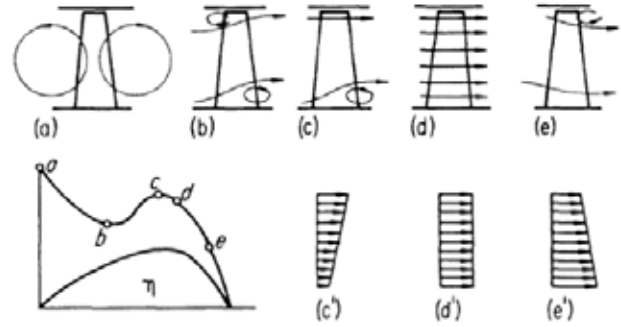
Bu denkleme göre, döngüsel-akışın varlığından dolayı oluşan basma yüksekliğindeki artış  $d_1/d_2$  'nin karesi ile artmaktadır.



**Şekil 5.** Giriş döngüsel-akışının santrifüj yük bileşenine etkisi, [2]

Bu açıklamalardan çıkarılacak sonuç şudur :

- Döngüsel-akıştan dolayı oluşan basma yüksekliği kazancı özgül hızın artması ile artmaktadır. Bilindiği gibi eksenel pompalar yüksek özgül hızlı pompalardır. Yani yüksek özgül hızlı pompalarda oluşan yüksek kapalı vana basıncı değerleri kaçınılmazdır. Döngüsel-akış kaynaklı kararsızlık problemlerinin yüksek özgül hızlı pompalarda bulunmasının açıklaması da budur. Şekil 6'da eksenel bir pompanın farklı çalışma noktalarındaki hız dağılımları görülmektedir. Şekle göre (c) noktasında döngüsel-akış başlamış olup, (b) noktasına geçerken eğride bir kararsızlığa sebep olmuştur.



**Şekil 6.** Eksenel bir pompa farklı çalışma noktalarında eksenel hız dağılımları, [3]

## 2.3. Emme Özgül Hız Sınırı

Kavitasyon, yüksek hızlardan dolayı akıştaki statik basıncın lokal olarak sıvının buhar basıncının altına düşmesiyle oluşmaktadır. Kavitasyon, pompa performansını önemli ölçüde etkilemektedir. ENPYg (gerekli emmedeki net pozitif yük) pompaların kavitasyon karakteristiği için geliştirilmiş bir ölçüdür. Genellikle, pompa basma yüksekliğinin %3 düştüğü kriter kullanılmaktadır. Bir pompanın kavitasyon hasarına neden olmadan güvenilir bir şekilde çalışabilmesi için ENPYm (mevcut emmedeki net pozitif yük), ENPYg den büyük olmalıdır. Emme özgül hızı, pompanın en verimli noktası için tanımlanan, pompanın emiş kabiliyetinin belirlenmesi için geliştirilmiş, ENPYg değeri ile ilgili bir parametredir.

Genellikle birimli emme özgül hızı kullanılmaktadır.

$$S = n \frac{Q^{0.5}}{(ENPY_g)^{0.75}}$$

Q : m<sup>3</sup>/sa

n : d/d

ENPYg : m

Emme özgül hızı değeri pompanın giriş tasarımı ile ilgilidir. Yüksek S değerleri, düşük ENPYg değerlerini ifade etmekte olup, pompanın düşük ENPYm değerleri ile kavitasyon sorunu yaşamadan çalışması demektir. S değeri büyüdükçe, pompanın sabit bir ENPYm için kavitasyon riski azalmaktadır. Normal tasarımlarda S değeri 7000 ile 14000 arasında değişmektedir. Buradaki önemli nokta  $d_1$  çapının emme özgül hızını etkileyen temel parametre olmasından dolayı,  $d_1$  çapının büyümesi ile pompa girişindeki döngüsel-akışın başlangıcı yüksek debilere kaymaktadır. Sonuç olarak, yüksek emme özgül hızları Q-H eğrisinde kararsızlık bölgesinin oluşma olasılığını artırmakta ya da kararsızlığın en verimli noktaya doğru yaklaşmasına neden olup çalışma aralığını daraltmaktadır.

Emme özgül hızının pompa güvenilirliğini etkileyen bir parametre olup olmadığı üzerinde yapılmış çalışmalar vardır. Yüksek emme özgül hızına sahip pompalarda kısmi yükte döngüsel-akış yoğunluğunun yüksek olduğu görülmektedir. Bu sebepten dolayı emme özgül hızı yüksek debilerde kavitasyona yakınlığı azaltırken eğri karakteristiğini de, özellikle kısmi yük çalışma bölgesini, etkilemektedir. Klasik tasarım yöntemleri kullanılarak tasarlanan pompalar için böyle bir yargının yanlış olduğu

söylenemez. Ancak, günümüzde HAD destekli tasarımlar ile bu tip sorunlar çözülebilmektedir. Kanat optimizasyonu ile, tasarımda iyileştirmeler yapılarak yüksek verimlerin elde edilmesinin yanında, Q-H eğrisinin kararlılığını etkileyen döngüsel-akışın kontrolü yapılabilmekte ve ikincil akışlar azaltılabilmektedir. Yani, iyi bir kanat optimizasyonu ile yüksek emme özgül hızında, kararsızlık problemi olmayan pompalar tasarlanabilmektedir.

## 2.4. Q-H eğrisinin kararlı hale getirilmesi

### 2.4.1. Giriş Döngüsel Akışını Etkileyen Parametreler

Pompaların girişinde oluşan döngüsel akış lokal olarak bağıl hızın düşürülmesine, ana akışa dik yöndeki basınç değişimine ve ikincil etken olarak akış açısı ile kanat açısı arasındaki farka bağlıdır. Girişteki döngüsel akışın başlangıcını çok daha düşük debilere kaydırmak için şu yöntemler uygulanmaktadır,[2].

- Çark giriş çapının düşürülmesi
- Çark giriş alanının daraltılması
- Ön-dönmenin yaratılması (girişteki yönlendirici kanatlar)
- Giriş göbek çapının artırılması ya da  $d_1/d_{1g}$  oranının düşürülmesi
- Çark giriş açılarının düşürülmesi

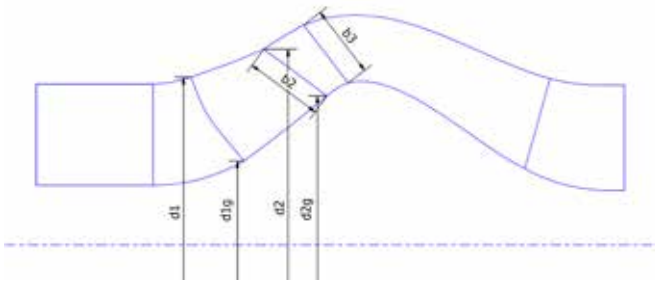
### 2.4.2. Çıkış Döngüsel Akışını Etkileyen Parametreler

Pompaların çıkışındaki döngüsel akış giriş döngüsel akışında olduğu gibi yine ana akışa dik yöndeki basınç değişimine bağlıdır. Çıkıştaki döngüsel akışın başlangıcını çok daha düşük debilere kaydırmak için şu yöntemler uygulanmaktadır, [2].

- $b_3/b_2$  oranının düşürülmesi
- Difüzör giriş alanının düşürülmesi
- Difüzör giriş açılarının düşürülmesi

## 2.5. Eğri karakteristiğinin incelendiği bir tasarım çalışması

Özgül hızı 2 olan bir karışık akışlı pompa tasarım çalışması yapılmıştır. Aynı debi ve basma yüksekliği değeri için 4 farklı tasarım yapılmıştır. Tasarlanan pompaların HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçları incelenmiştir.

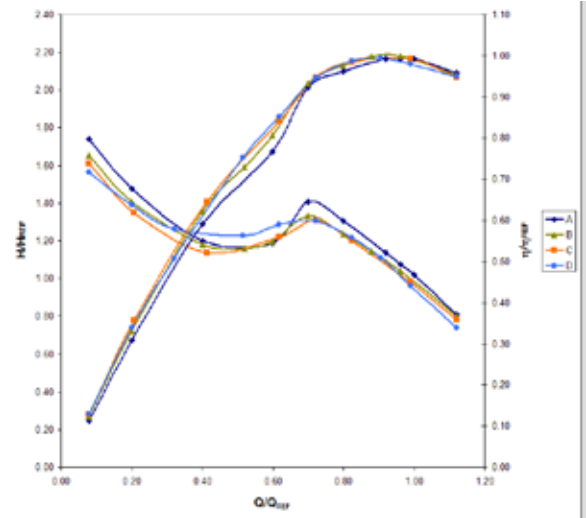


Tasarlanan modellerde sabit bir  $d_2$  çapı için,  $d_1$  ve  $d_{1g}$  çaplarının etkileri incelenmiştir. Tablo 1’de tasarım parametreleri verilmiştir.

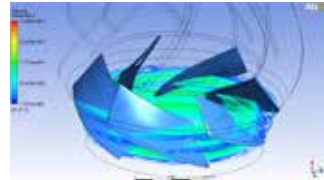
| Tasarım | $d_1 / d_2$ | $d_1 / d_{1g}$ |
|---------|-------------|----------------|
| A       | 0,88        | 2,00           |
| B       | 0,83        | 2,04           |
| C       | 0,83        | 1,82           |
| D       | 0,83        | 1,687          |

Tablo 1. Tasarım parametreleri

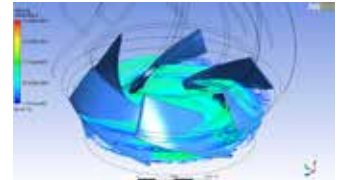
CFX yazılımı kullanılarak, A, B, C, D modellerinin HAD analizleri yapılmıştır. Tüm modellerin performans eğrileri çıkartılmış ve Şekil 8’de eğri karşılaştırmaları sunulmuştur.



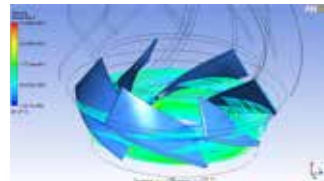
Şekil 8. HAD sonuçları



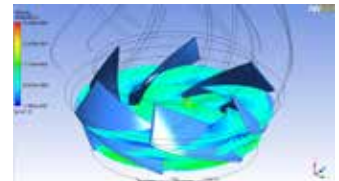
Şekil 9.1. A tasarımı - %70  $Q_{evn}$



Şekil 9.2. B tasarımı - %70  $Q_{evn}$



Şekil 9.3. C tasarımı - %70  $Q_{evn}$



Şekil 9.4. D tasarımı - %70  $Q_{evn}$

Analiz sonuçlarına göre, 4 pompada da bir kararsızlık bölgesi oluşmuştur. H karakteristiği belirli bir bölgede debi düşürülmesine rağmen düşmektedir. H’in debi ile birlikte düşüşe geçtiği noktada verim eğrisinde de bir bozukluk görülmüştür. Sonuç olarak, A tasarımından D tasarımına doğru gidildikçe bu bozukluğun iyileşmesi yönünde bir eğilim hem Q-H eğrisinde hem de Q-η eğrisinde görülmüştür.

Kararsız bölge en verimli noktanın yaklaşık %70’inde oluşmaktadır. En yüksek kararsızlığa sahip olan tasarım, beklenildiği gibi  $d_1/d_2$  oranı en büyük olan A tasarımıdır.  $d_1/d_2$  oranlarının aynı olduğu B, C, D tasarımlarında ise göbek çapının büyütülmesi ile bir iyileşmenin gerçekleştiği sonuçlardan anlaşılmaktadır. Kapalı vanaya yakın noktadaki H değerlerinin A tasarımında en büyük, D tasarımında

### 3. SONUÇ

Pompalar eğri karakteristiğinin güvenilir bölgesinde seçilmeli ve çalıştırılmalıdır. Güvenilir çalışma aralığını, oluşan akış problemleri ve bunun sonucunda oluşan mekanik problemler sınırlar. Kısmi yükte oluşan döngüsel-akış kritik bir noktada Q-H karakteristiğinde kararsızlığa neden olmaktadır. Kötü tasarlanmış ya da yüksek özgül hızlardaki pompalardaki kararsız karakteristikler temel tasarım parametrelerindeki değişiklikler ile kararlı hale getirilebilmektedir. Ancak pompaların içerisindeki ayrılmış akışın karmaşıklığı ve çok sayıda geometrik parametrenin pompa içerisindeki akışa etkisi nedeniyle kararlı bir karakteristiğin elde edilmesi için, genel bir kriterden söz etmenin mümkün olmadığı bilinmelidir.

Bu makalede, çarktaki d1/d2 oranının döngüsel-akışın oluşmasında pompalar için en temel parametre olduğu açıklanmıştır. Buna göre, d1/d2 oranının bire yakın olduğu yüksek özgül hızlı pompalarda (eksenel pompalar) döngüsel-akış yoğunluğunun fazla olması kaçınılmazdır. Basınç katsayısının tanımında d2 değerinin olması, pompalardaki basınç katsayısının döngüsel-akış yoğunluğunun anlaşılması için kullanılabilecek bir kriter olduğunu göstermektedir. Pompaların büyüklüğü dikkate alındığında, yani maliyet yönünden bakıldığında, d2 çapının küçük olmasına dikkat edilmelidir. Dolayısıyla, basınç katsayısının seçilebilecek en yüksek değerlerinde seçilmesi gereklidir. Ancak, bu durumda d2 çapının d1'e yaklaşması nedeni ile eğri karakteristiği kararsızlığa gitmektedir. Giriş çapını sınırlayan etken ise emme özgül hızıdır. Emme özgül hızının artırılmasından, temel olarak, d1 çapı sorumludur. Yüksek emme özgül hızlarından kararsızlığa yatkınlıkları nedeni ile kaçınılmalıdır.

Yüksek özgül hızlardaki bir pompa eğri karakteristiğinin incelenmesini içeren bu çalışma, ileride daha kontrollü ve bir optimizasyon içeren çalışmalar için bir ön çalışma niteliğindedir. Bu çalışmada, tasarlanan pompanın HAD ile elde edilen eğri karakteristiğinin doğrulanması için üretimi gerçekleştirilip deneysel testinin yapılması gerekecektir.

### KAYNAKLAR

1. Martins, G., Lima, E., "How to improve reliability in centrifugal pump systems through the automatic tuneup of pumps within their best operational condition".
2. Gulich, J. F., (2008), *Centrifugal Pumps*, Springer Berlin Heidelberg, New York
3. Turton, R. K. (1995) *Principles of Turbomachinery*, Second edition, Chapman & Hall, London.
4. Hydraulic Institute ANSI/HI 2.3
5. Karassik, IGOR J., "Centrifugal Pump Operation at off-design Conditions".
6. Fraser, Warren H., "Flow Recirculation in Centrifugal Pumps".
7. Stoffel, B., "Experimental Investigations in Respect to The Relevance of Suction Specific Speed For the Performance and Reliability of Centrifugal Pumps", Institute for Turbomachinery and Fluid Power Darmstadt University of Technology, Germany
8. Braun, O. (2009), "Part load Flow in Radial Centrifugal Pumps", PhD. Thesis in Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Suisse
9. Hirschberger, M., "A Review of NSS Limitations - New Opportunities", Ruhrpumpen Group, Oklahoma.
10. CFX User Manual.

### SUMMARY

Although all pumps have a best efficiency point, they have an operational region confirmed by their designers. Some parameters that limit this operational region are cavitation, noise and vibration which are caused by the flow inside the pump. The part-load behavior

which these problems are frequent is important for the pumps. Part-load operation for the pumps is the operation below the best efficiency point. The part-load region is the region which the secondary flows, separations and back flows are very high. Therefore, the instable flow may be observed in this region. In this study, information is given about the part-load operation and the factors that cause the instability at the flow rate-head curve. CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses are performed about the stabilizing the flow rate-head curve by the changes in the design of a mixed flow pump.

# SİRKÜLASYON POMPA MOTORLARINDA EPOKSİ REÇİNE UYGULAMASI

Tunacan AKFİDAN  
Alarko Carrier

Devrim AVCI  
Henkel

## ÖZET

Bu çalışmada sirkülasyon pompalarını tahrik eden motorların elektriksel yalıtkanlık ve ısı iletkenliklerinin epoksi kullanılarak artırılması hedeflenmiştir. Çeşitli epoksi türlerinin motor performansına etkisi ısı analiz yazılımları ve deneysel yöntemler kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca epoksi reçineler ve uygulamaları hakkında bilgi verilmiştir.

## 1. GİRİŞ

Epoksi yapıştırıcılar, mühendislik veya yapısal yapıştırıcılar olarak bilinen; inşaat, havacılık, otomotiv, elektronik, yatçılık, genel endüstriyel uygulamalar gibi sektörlerde güçlü yapışma mukavemeti ve çevresel şartlara dayanımları ile yaygın kullanımları olan yüksek performanslı yapıştırıcı grubudur. Ahşap, metal, taş ve bazı plastiklerin yapıştırılmasında kullanılırlar.

Epoksi yapıştırıcılar fiziksel özelliklerine göre rijit veya esnek, saydam veya opak renkli olabilirler. Kürleşme hızları da formülasyonlarına göre farklılık gösterir. Epoksi yapıştırıcıların bilinen diğer yapıştırıcılara göre ısı ve kimyasal dayanımları daha iyidir.

## 2. EPOKSİ TÜRLERİ VE ELEKTRİK – ELEKTRONİK ALANINDA UYGULAMASI

### 2.1. Epoksi Yapıştırıcı Türleri

Bütün epoksi yapıştırıcılar bir ana madde ve bir katalizörün reaksiyonu sonucu oluşmaktadır. Kürleşme mekanizmalarına göre epoksi yapıştırıcılar; bir komponentli veya iki komponentli olarak ikiye ayrılırlar. Bir komponentliler için aktivatör ısı iken, iki komponentli sistemlerde bir sertleştirici katalizör görevini görür. İki komponentli epoksiler daha yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

#### 2.1.1. Bir Komponentli Epoksi Yapıştırıcılar

Bir komponentli ürünlerde kürleşme ısı etkisi ile olur. Bu sebeple bu ürünlerin soğuk ortamda depolanması gerekmektedir. Bir komponentli epoksilerin çoğu macun kıvamında olup yüksek basınç pompaları ile uygulanabilmektedirler.

Film tipi epoksi yapıştırıcılar ise çok yüksek performanslı modifiye edilmiş ürünlerdir ve havacılık sektöründe geniş parçaların yapıştırılmasında kendilerine yaygın kullanım alanı bulurlar.

#### 2.1.2. İki Komponentli Epoksi Yapıştırıcılar

İki komponentli epoksiler neredeyse tüm farklı malzemelerin yapıştırılmasında kullanılabilecek yüksek yapışma dayanımı, güçlü çevresel ve kimyasal dayanımı olan ürünlerdir. Uygulamalarda kritik nokta iki komponentin belirtilen doğru karışım oranlarında homojen hale getirilerek uygulanması gerekliliğidir.

## 2.2. Elektrik – Elektronik Alanında Epoksi Uygulaması

Epoksi yapıştırıcılar elektrik ve elektronik sektöründe motor, jeneratör, transformatör, sensör ve izolatörlerde de önemli bir uygulama alanına sahiptirler. Gelişmiş yalıtım özellikleri ve çevre dayanımları sayesinde elektrik – elektronik komponentler toz, nem, kimyasal temas gibi çevresel faktörlerden korunmuş olur. Yüksek ısı iletkenlik özelliği sayesinde uygulandığı parça üzerinde biriken ısının uzaklaşmasını sağlayıp verimliliği arttırmakta ve parça ömrünün uzamasına yardımcı olmaktadır. Örneğin esnek epoksi reçineler transformatör, indüktör ve elektrik motorlarında vakum ortamında döküm reçinesi olarak kullanılarak sistem içindeki hava boşluklarını doldururlar. Epoksi iyi bir elektrik yalıtkan ve ısıyı havadan çok daha iyi ileten bir iletkenidir. Bu sayede trafo, bobin ve sargılardaki sıcak noktalar önemli oranda azaltılmış ve epoksi reçine ile döküm yapılmamış olanlara kıyasla ürünlere kararlılık ve daha uzun ömür kazandırılmış olur.



Şekil 2.1. PCB üzerinde epoksi ile enkapsüle edilmiş kart ve elektronik parçalar



Şekil 2.2. Elektrik motoru stator enkapsülasyonu

## 2.3. Epoksi Uygulamalarında Dikkat Edilmesi Gerekenler

Bir bileşenli epoksilerin kürleşmesi ısı ile gerçekleştiği için bu malzemelerin 10 ila 25 derece sıcaklıkta depolanması gerekmektedir.

İki bileşenli ürünlerde ise, ana malzeme ve katalizörün doğru oranlarda homojen karışımı bitmiş üründe istenilen özelliklerin sağlanması açısından önem taşımaktadır. Karışımın doğru oranda ve homojen yapılmadığı durumda tam kürleşme veya donmuş üründe kırılabilirliğin artması söz konusu olabilir.

Ayrıca epoksinin uygulama alanına dökümü esnasında hava kabarcığı oluşmaması için vakum ortamında çalışılması ve uygulamanın tek noktadan yapılması önerilir. Oluşabilecek hava kabarcıkları elektriksel ve/veya termal özellikleri olumsuz yönde etkileyebilmektedir.

En önemlisi üretici firmanın verdiği malzeme güvenlik ve teknik bilgi formlarında bahsedilen uygulama şartlarına ve güvenlik önlemlerine uymak ve kürleşme esnasında tavsiye edilen koşulları oluşturabilmektir.

### 3. ELEKTRİK MOTORLARINDA EPOKSİ UYGULAMASI

Elektrik motorları elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Bu dönüşüm gerçekleşirken motor üzerinde mekanik ve elektriksel etkenlere bağlı bir ısı oluşur. Mekanik etkenler için rulman ve kaymalı yatak gibi sürtünmeye maruz kalan elemanlar sayılabilirken, elektriksel etkenler için başlıca sebep motor sargılarının geçen akımının oluşturduğu ısıdır.

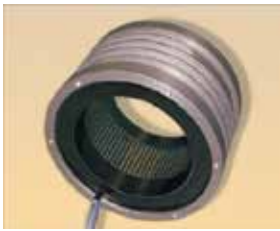
Elektrik motorunda oluşan ısı motor gövdesi üzerinden uzaklaştırılır. Bu sayede motorun aşırı sıcaktan dolayı veriminin düşmesi ve sargı izolasyonlarının hasar görmesi engellenmeye çalışılır.

Bu nedenle elektrik motoru üreticileri pasif soğutma amaçlı motor gövdesi üzerinde soğutma kanalları tasarlarlarken, gerekli durumlarda aktif soğutma için fan kullanılmaktadır. Malzeme teknolojinin gelişmesiyle birlikte bu alanda ilerlemeler sağlanmıştır. Bunlardan bir tanesi motor gövdesi içinde termal iletkenliği yüksek epoksi kullanımıdır.



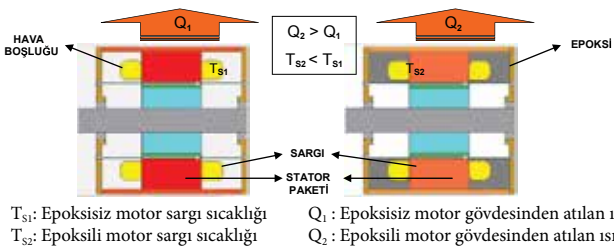
Şekil 3.1. Pasif ve aktif soğutmalı elektrik motorları

Epoksiler elektrik motorlarında daha çok elektriksel yalıtım (izolasyon) ve ısı transferi amacıyla kullanılmaktadır. Elektrik motoru stator paketi çevresindeki hava boşluğunun yerini dolduran epoksi malzemesi gövde ile stator sargıları arasında termal iletkenliği artırır. Artan bu iletkenlik sayesinde sargılarda oluşan ısı motor gövdesine daha hızlı iletilir ve sargı sıcaklığının daha az artması sağlanır. Kullanılan epoksi malzemesinin termal iletkenlik katsayısı burada önem arz etmektedir. Termal iletkenlik katsayısı ne kadar büyük olursa ısı transferi bir o kadar hızlı olmakta ve sargı sıcaklığı da azalmaktadır.



Şekil 3.2. Epoksi ile kaplanmış elektrik motoru statoru

Elektrik motoru gövdesi içerisindeki stator paketinin epoksi ile kaplanması (Şekil 3.2) ile motorun sıcaklık artışını azalmaktadır. Bu durum “4.2 Testler” başlığı altında incelenmiştir. Sıcaklık artışının azalmasına bağlı olarak sargı izolasyonlarının ömrü uzamakta ve motor verimi artmaktadır.



Şekil 3.3. Elektrik motorunda epoksi olmadan ve epoksi ile ısı transferi farkı

Elektrik motorlarında epoksi uygulamasının getireceği avantaj ve dezavantajlar Tablo 3.1’de belirtilmiştir.

| AVANTAJLARI                                | DEZAVANTAJLARI                |
|--------------------------------------------|-------------------------------|
| Motor sargı sıcaklığının düşmesi           | Epoksi Maliyeti               |
| Motorda verim artışı                       | Yatırım (ekipman) maliyeti    |
| Sargı izolasyonlarının güçlenmesi          | İşçilik gideri                |
| Sargıda kısa devre riskinin azalması       | Sargının yeniden sarılamaması |
| Sıcaklığa bağlı malzeme stresinin azalması | -                             |
| Motor ömrünün uzaması                      | -                             |
| Servis bakım aralıklarının uzaması         | -                             |
| Servis bakım masraflarının azalması        | -                             |

Tablo 3.1. Elektrik Motorlarda Epoksi Uygulamasının Avantajları ve Dezavantajları

Bu çalışmada elektrik motoru üzerinde oluşan ısının uzaklaştırılması çeşitli bilgisayar analizleri ve laboratuvar testleri gerçekleştirilerek incelenmiştir. Bu analiz ve testlerde amaçlanan epoksinin motor performansına etkisini görmektir.

Bu çalışmada aynı özelliklere sahip etiket güçleri 800 watt olan üç adet elektrik motoru kullanılmıştır. Motorlardan birine termal iletkenlik katsayısı 0,85W/K.m ve diğerine 1,7W/K.m olan epoksiler uygulanmıştır.

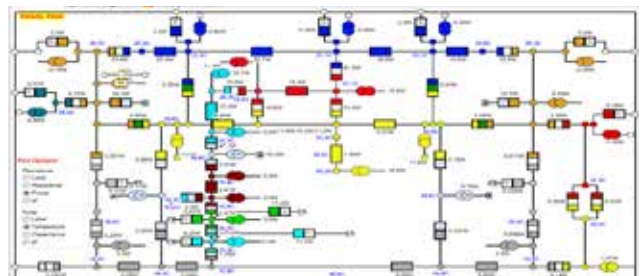
### 4. ELEKTRİK MOTORUNDA EPOKSİ KULLANIMININ İNCELENMESİ

Bu çalışmada elektrik motoru üzerinde oluşan ısının uzaklaştırılması çeşitli bilgisayar analizleri ve laboratuvar testleri gerçekleştirilerek incelenmiştir. Bu analiz ve testlerde amaçlanan epoksinin motor performansına etkisini görmektir.

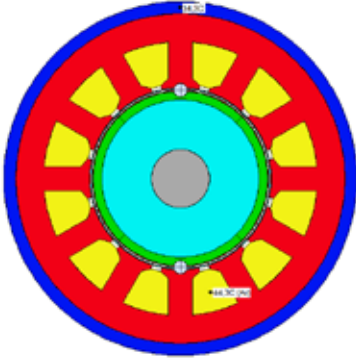
Bu çalışmada aynı özelliklere sahip etiket güçleri 800 watt olan üç adet elektrik motoru kullanılmıştır. Motorlardan birine termal iletkenlik katsayısı 0,85W/K.m ve diğerine 1,7W/K.m olan epoksiler uygulanmıştır.

#### 4.1. Bilgisayar Analizi

Bilgisayar analiz programında üç farklı motorun termal modeli oluşturularak analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Elektrik Motoru Modeli Analiz Parametreleri



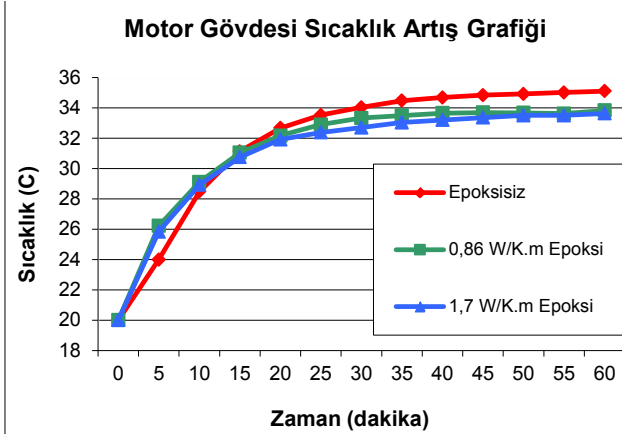
Şekil 4.2. Motor kesiti

| Motor Tipi      | Gövde Sıcaklığı | Sargı Sıcaklığı |
|-----------------|-----------------|-----------------|
| Sargı Sıcaklığı | 34,3°C          | 44,3°C          |
| 0,85W/K.m       | 33,5°C          | 36,3°C          |
| 1,7W/K.m        | 32,1°C          | 34,2°C          |

Tablo 4.1. Motor sıcaklık analiz sonuçları

## 4.2. Testler

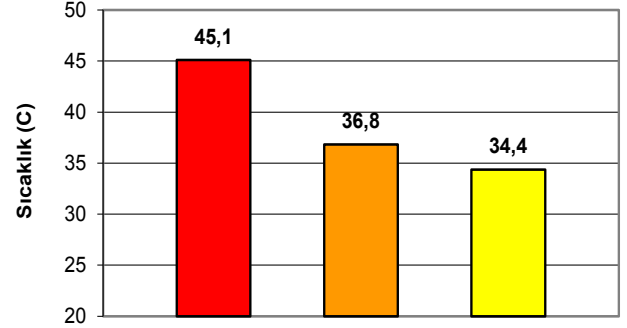
Söz konusu motorların sıcaklık ve performans testleri aynı ortam koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Testler sırasında 5'er dakika aralıklarla her bir motor gövdesine yerleştirilen sıcaklık sensörü ile motor gövde sıcaklığı ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Her bir motor için 60 dakika süren bu testlerde motor gövde sıcaklığı artışının ortalama 35 veya 40 dakika sonra durduğu gözlemlenmiştir. Testler boyunca zamana bağlı ölçülen sıcaklık grafiği "Grafik 4.1"de gösterilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi epoksinin termal iletkenliğinin yüksek olması nedeniyle motorların gövde sıcaklığı artışı epoksisiz motora göre ilk 15 dakika daha hızlı olmuştur. Ancak sıcaklık artışı durduktan sonra epoksisiz motor gövde sıcaklığının epoksili motorlara göre daha yüksek olduğu görülmüştür.



Grafik 4.1. Motor gövdesinin zamana bağlı sıcaklık değişimi

Gövde sıcaklığı dışında motor sargı sıcaklığını ölçmek için de çalışma yapılmıştır. Test başlangıcında ve sonunda ölçülen sargı direnci değerleri ile motor sargılarındaki sıcaklık değişimi hesaplanmıştır. Motorlara ait çıkan sargı sıcaklık değerleri "Grafik 4.2"de gösterilmiştir. Epoksisiz motorun sargı sıcaklığı 45,1°C'ye ulaşırken 0,85W/K.m termal iletkenlik katsayısına sahip epoksili motorun sargı sıcaklığının 36,8°C'ye ve 1,7W/K.m termal iletkenlik katsayısına sahip epoksili motorun sargı sıcaklığının 34,4°C'ye ulaştığı tespit edilmiştir.

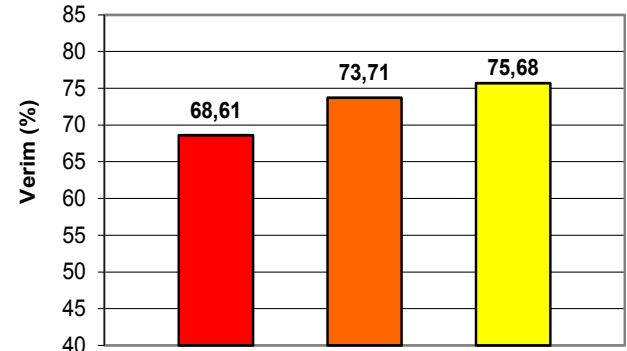
Stator Sargısı Sıcaklık Grafiği



Grafik 4.2. Stator sargısı sıcaklık grafiği

Motorların sıcaklık artış hızı durduktan sonra %100 yükte hesaplanan verim değerleri "Grafik 4.3"de gösterilmiştir. Üç elektrik motoru arasında termal iletkenlik katsayısı en yüksek olan motorun veriminin de en yüksek, epoksisiz olan motorun ise en düşük verim değerine sahip olduğu tespit edilmiştir.

Elektrik Motor Verimi Karşılaştırmaları



Grafik 4.3. Elektrik motorlarının verim karşılaştırması

## 5.SONUÇ

Enerji verimliliğinin giderek önem kazandığı günümüzde enerji tüketimini azaltmak adına birçok çalışma yapılmaktadır. Elektrik motorlarının enerji tüketimindeki payı göz önüne alındığında bu alanda gerçekleştirilecek verimlilik artırıcı çalışmaların önemi açıktır. Bu doğrultuda gerçekleştirilen çalışma sonucu epoksi kullanımı ile birlikte sargı sıcaklığının azalmasına bağlı olarak motor veriminin arttığı tespit edilmiştir.

Ayrıca sıcaklığın azaltılması ile sargı izolasyonlarının bozulması ve buna bağlı kısa devre riski de azalmıştır. Bu durum motor parçalarında sıcaklığa bağlı oluşan stresi azaltarak ömür kayıplarının önüne geçilmesini sağlayacaktır. Bu sayede elektrik motorunun bakım ihtiyacı azalacak ve motor ömrü uzayacaktır.

## 6.KAYNAKLAR

1. Donald A. Bolon, "Epoxy Chemistry for Electrical Insulation", IEEE Electrical Insulation Magazine, July/August 1995 - Vol. 11, NO. 4.
2. Wen-Ren Chen and Jeng-I Chen, "Characterization of a New Epoxy Resin System for Thermal Management Application", IEEE, 978-1-4244-3624/8/08, 2008.
3. Yasunori Okada, Shozo Kasai, "New Highly Reliable Heat Resistant Magnet Wire And Epoxy Potting Compound System For Electrical Devices", CH2788-8/89/0000-0284, 1989 IEEE

## SUMMARY

*Epoxy resins have become an essential part of insulation materials since their commercial introduction over 50 years ago. Their versatility, stability under adverse conditions, and ease of use have significantly improved the electrical equipment that relies on their insulating abilities. From the smallest computer chips to the largest motors and generators, epoxy polymers serve their purpose and are required to do this for long periods of time. The evolution in both equipment and materials over this time period required changes in the way the materials have been used and a close observation of the processes to ensure solutions to the inevitable problems.*

*One of the uses of an epoxy potting material is to conduct heat through the polymer. It can be important during the use of the system where heat must be conducted away from an active part to a heat sink or system body.*

*Thermal efficiency, defined as the motor's power output for a given temperature rise, is an important factor in electric motor performance. A more thermally efficient motor not only wastes less input power, but also results in higher continuous torque and power density, produces less temperature rise and lengthens the motor's functional life. Epoxy potting in electric motors reduce thermal resistance, and achieve higher thermal efficiency than traditional electric motors of the same size.*

# YÜKSEK VERİMLİ ELEKTRİK MOTORLARI KULLANILMA NEDENLERİ VE GEÇİŞ SÜREÇLERİ

Ferudun ÖZDEMİR  
Volt Elektrik Motor San. ve Tic. A.Ş.

## ÖZET

Bu çalışmada elektrik motorlarıyla tüketilen enerjinin tüketilen toplam ülke enerjisine etkisi ve bu enerjinin daha verimli tüketilmesine yönelik gerçekleştirilen verimlilik çalışmaları açıklanmıştır.

Ayrıca elektrik motorlarında verimliliği etkileyen kayıplar incelenmiştir. Yüksek verimli elektrik motorunun kullanım amaçları açıklanmış, bu şekilde çalışan bir elektrik motorunun sağlayacağı yıllık enerji tasarrufu bir örnek deneyde de takviye edilerek teşvik modelleri üzerinde durulmuştur. Son olarak ise Avrupa Birliği'ne üye ülkelerde ki son durum ve geçiş süreçleri incelenmiştir.

## 1. GİRİŞ

Günümüzün hızlı tüketim dünyasında enerji verimliliği, özellikle çevre duyarlılığı göz önünde tutulduğunda endüstri alanında kaçınılmaz olarak aranan bir nitelikler.

Türkiye'de elektrik enerjisinin %50'si sanayide, sanayide kullanılan elektrik enerjisinin %70'i ise elektrik motorlarında tüketilmektedir. Tüketilen enerjinin bu denli yoğun olması enerjiyi verimli kullanmada dikkatleri üç fazlı endüksiyon motorlara çekmektedir. Çünkü kullanılan tüm elektrik motorlarının %90'ını üç fazlı asenkron elektrik motorları oluşturmaktadır. Bu çerçevede, özellikle 3 fazlı asenkron elektrik motorları başta olmak üzere, elektrik motorlarında yeni standartlar oluşturulmakta, yasal düzenlemeler ile verimsiz motorların üretimi, ithalatı yasaklanmakta ve de aynı zamanda mevcut çalışan motorların ise yüksek verimli motorlarla değiştirilmesi teşvik edilmektedir. Bu teşvik kapsamında Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'nın Elektik ve Elektronik Sanayi Strateji Belgesi ve Eylem Planları kapsamında, sanayide kullanıma halen devam edilen IE1 ve daha alt sınıf düşük verimli elektrik motorlarının yerine, yüksek verimli IE2 ve/veya IE3 sınıfı motorlarla değişimini desteklemek amacıyla elektrik motoru kullanıcılarına banka kredisi modelleriyle çözümler sunulmuştur.

## 2. ENERJİ VERİMLİLİĞİ

### 2.1. Peki, nedir bu enerji verimliliği ve nasıl sağlanır?

Enerji verimliliği genel tanımıyla enerjinin beklenen işe yönlendirilmesi ve kayıpların azaltılmasıdır. 3 fazlı asenkron elektrik motorlarında verim kavramını tanımlayacak olursak;

$$\text{Elektrik motorlarında verim} = \frac{\text{Motor milinden alınan güç}}{\text{Şebekeden çekilen güç}}$$

$$\text{Şebekeden çekilen güç} = \text{Motor milinden alınan güç} + \text{Kayıplar}$$

Motordaki enerji kayıpları motorun çalışması sırasında ısıya dönüşen enerjidir. Bu kayıplar ise;

|                                  |          |
|----------------------------------|----------|
| Stator iletken kayıpları         | %25 - 40 |
| Rotor iletken kayıpları          | %15 - 25 |
| Demir Kayıpları                  | %15 - 25 |
| Sürtünme - Ventilasyon Kayıpları | %5 - 15  |

Bu da demek oluyor ki; bu kayıpların minimuma indirilmesi ile elde edilen yüksek verimli motorlar, yalnızca ısı kayıplarını engellemekle kalmaz, aynı zamanda diğer tüm kayıpları da minimuma indirir.

Bu kayıplar tek tek ele alındığında ortaya, üretilen motorun üretim kalitesi ile birlikte motor içerisinde kullanılan sarf malzemenin kalitesinin de önemi oldukça dikkat çekmektedir.

Neden yüksek verimli elektrik motorları kullanılmalı?

Yüksek verimli motorların düşük verimli motorlara tercih edilebilmesinin analizini yaparken gerekli olan enerji tasarrufu hesabını yapabilmek için aşağıdaki bilgilerin bilinmesi gerekir;

- Mevcut motorun anma gücü ve devri (Etiket bilgilerinden elde edilebilir)
- Mevcut motorun verimi (Etiket bilgilerinden elde edilebilir)
- Motorun yüklenme oranı (Bilinmediği durumlarda %80 olarak düşünülebilir.)
- Motorların yıllık toplam çalışma saati

Bu bilgiler ışığında toplam tasarruf hesabı;

$$P = t \cdot P_N \cdot x \cdot k \cdot \frac{1}{(\eta - \eta_{IE})}$$

t : Yıllık toplam çalışma saati (H)

P<sub>N</sub> : Motorun anma çıkış gücü (kW)

x : Motorun yüklenme oranı (%80 ise x=0,80 olarak hesaba katılır)

k : Elektrik enerjisinin birim fiyatı (TL/kWh)

η : Mevcut motorun verim değeri (%87 ise η=0,87 olarak hesaba katılır)

η<sub>IE</sub> : Yüksek verimli motorun verim değeri (%89 ise η<sub>IE</sub> = 0,89 olarak hesaba katılır.)

Bu formül ile toplam tasarruf hesaplandıktan sonra ilk yatırım maliyetinin, yapılan tasarruf ile kendini ne kadar zamanda amorti edeceği hesaplanabilir.

Bir örnek ile bu formülü pekiştirelim;

7 gün 24 saat çalışan 4 kW 1500 d/d pompa uygulaması için enerjinin birim fiyatı 15 kuruş/kWh olmak üzere, IE2 elektrik motorunun IE1 elektrik motoruna kıyasla sağlayacağı yıllık enerji tasarrufu şu şekilde hesaplanabilir;

• IE2 elektrik motoru şebekeden; ( IE2 verimlilik değeri = % 86,6)  
 $4 / 0,866 = 4,619$  kW güç çeker ve günde  $4,619 \times 24 = 110,86$  kWh enerji tüketir.

• IE1 elektrik motoru şebekeden; ( IE1 verimlilik değeri = % 84,2)  
 $4 / 0,842 = 4,751$  kW güç çeker ve günde  $4,751 \times 24 = 114,02$  kWh enerji tüketir,

Bu şartlarda IE2 elektrik motoru IE1 motora kıyasla günde;

- 3,16 kWh enerji tasarrufu,
- $3,16 \times 0,15 = 0,474$  TL para tasarrufu sağlar,
- Bu motorun yıllık tasarruf ise 173 TL olur.

Uluslararası kabul görmüş 4 kW 4 kutuplu IE1 motorun liste fiyatının 345 TL ve aynı güçteki IE2 motorun liste fiyatının 400 TL olduğu kabul edilirse IE2 motorun yatırım maliyeti yaklaşık 4 ay gibi kısa bir zaman içinde kendisini amorti etmesi beklenir.

Bu örnek ışıktan özetle;

Dünya genelinde asenkron elektrik motorları tarafından tüketilen enerji miktarının %1'nde yapılacak tasarruf ile yıllık 20 Milyar kWh enerji kazanılmakta olup bu enerji 36,5 Milyon varillik petrolden elde edilen enerjiyle eşdeğer değerdedir.

Önümüzdeki 10 yıl içinde Türkiye'de satılacak endüstriyel motorun tümünün Yüksek Verimli sınıfında olması durumunda yaklaşık 36.500 GWh enerji tasarrufu gerçekleştirilebilir. Bu değer KEBAN BARAJI'nın yaklaşık 3 yıllık enerji üretim kapasitesine eşdeğerdir.

## 2.2 Geçiş Süreci

Avrupa Birliği'ne üye ülkelerde hem ulusal hem de topluluk seviyesinde uygulanacak ortak minimum gereksinimler;

- Alt yapı ve kaynaklar,
- Kontrol mecburiyeti ve örneklerin alınması,
- Dış sınırlarda kontroller,
- Kullanıcıların risklerle ilgili bilgilendirilmesi,
- Şikâyetlerin ve kazaların takip edilmesinin sağlanması olarak belirlenmiştir.

Standartlara uyum sorumluluğunu üretici elinde tutmaktadır. Üçüncü taraf sertifikasyonu zorunlu değildir. Devlet kuruluşları pazar incelemesinde bulunabilmektedir.

Bu bağlamda IE2 ve IE3 motorların kullanımlarının zorunlu tutulmasına yönelik Avrupa Birliği'nin EC/640/2009 sayılı tüzüğüne paralel olarak uyarlanan ve anma çıkış gücü (PN) 0,75 kW ile 375 kW arasında olan 3 fazlı 2, 4, 6 kutuplu anma gerilimi (UN) en fazla 1000 V, 50 Hz veya 50/60 Hz ve sürekli çalışacak (S1) şekilde tasarlanmış tek hızlı sincap kafesli endüksiyon motorlarını kapsayan “ Elektrik Motorları ile İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ” Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na 07.02.2012 tarihli ve 28197 sayılı Resmi Gazete 'de yayımlanarak 02.Nisan.2012 tarihinde yürürlüğe girmiştir.

Aşağıda ki tablo ise bu geçiş sürelerinin bir özetini vermektedir.

| Faz | Uygulama Tarihi | Enerji Verimlilik Seviyesi | Kapsam (kW) | Açıklama                                                                                                                                       |
|-----|-----------------|----------------------------|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1   | 02 Nisan 2012   | IE2 (Eff1)                 | 0,75-375    | Motorlar, IE2 verimlilik sınıfı ihtiyaçlarını karşılamalıdır.                                                                                  |
| 2   | 01 Ocak 2015    | IE3                        | 7,5-375     | 7,5-375 kW arası motorlar, hem IE3 verimlilik sınıfını, hem de VFD ile teçhiz edilmişler ise IE2 verimlilik sınıfı ihtiyacını karşılamalıdır.  |
| 3   | 01 Ocak 2017    | IE3                        | 0,75-375    | 0,75-375 kW arası motorlar, hem IE3 verimlilik sınıfını, hem de VFD ile teçhiz edilmişler ise IE2 verimlilik sınıfı ihtiyacını karşılamalıdır. |

VFD: Variable Frequency Drive; Değişken Frekans Sürücüsü

## KAYNAKLAR

1. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, Türkiye Elektrik Ve Elektronik Sektörü Strateji Belgesi Ve Eylem Planı, 29 Ocak 2013
2. EN 60034-30, Rotating electrical machines - Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors (IE-code), 27 February 2011

## SUMMARY

*The country's total energy consumed by electric motors in this study, the effect of the energy consumed and the efficiency of the work described in more efficient energy consumption.*

*In addition to this, losses were affecting the efficiency of electric motors. High-efficiency electric motor usage purposes described in this way, for an example of a working electric motor; the annual energy savings experiment focused on the incentive models is reinforced.*

# DALGIÇ MOTOR ELEKTROMANYETİK TASARIMI VE ANALİZİ

Celal ZEREN

Alarko-Carrier San. ve Tic. A.Ş.

## ÖZET

Bu çalışmada dalgiç motor elektromanyetik tasarımı bilgisayar destekli tasarım araçları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Dalgiç motorların kuru tip motorlara göre sınır koşullarındaki ve oluk doluluk oranlarındaki farklılıklar dikkate alınarak 55kW dalgiç motor sınır koşulları belirlenmiş, motor geometrisi oluşturulmuş ve farklı doluluk oranları için tasarım seçenekleri değerlendirilmiştir. Ayrıca motor analizinde dikkat edilecek hususlar ve tasarım yazılımı hakkında bilgi verilmiştir.

## 1. GİRİŞ

Asenkron motorlar endüstride en yaygın kullanılan elektrik motorlarıdır. Diğer elektrik makinalarına göre daha ucuzdurlar ve bakıma daha az ihtiyaç gösterirler. Sanayide ve diğer birçok alanda büyük çoğunlukla kullanılan sincap kafesli asenkron motorlar, üretimi en kolay, en dayanıklı, işletme güvenliği en yüksek, bakım gereksinimi en az ve en yaygın elektrik motorudur.

Asenkron motor, genel olarak stator ve rotor olmak üzere iki kısımdan oluşur. Motorun duran kısmı stator döner kısmı ise rotor olarak adlandırılır. Asenkron motorun stator sargılarından geçen akım manyetik döner alan oluşturur ve bu döner alanın etkisi altında kalan rotor sargıları üzerinde alternatif gerilimler endüklendir. Rotor sargıları kısa devre edilmiş ise, bu sargılar üzerinden geçen akımlar rotor döner alanını oluşturur. Rotor döner alanı ile stator döner alanının karşılıklı etkimesi sonucu rotor dönmeye başlar.

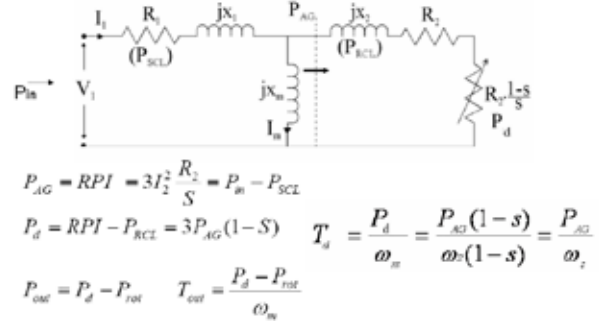
## 2. DALGIÇ MOTOR TASARIM VE ANALİZİ

### 2.1 Dalgiç Motorlar

Dalgiç motorlar ıslak statorlu yani stator sargıları tamamen suyun içinde çalışan sincap kafesli asenkron motorlardır. Tamamen suyun içinde çalışması nedeniyle klasik asenkron motorlara göre tasarım ve malzeme farklılıkları vardır. Kuyu içine yerleştirilerek kullanıldıkları için kuyu çapına göre çap sınırları mevcuttur (6-8-10 vb. inch). Dolayısıyla motor etiket gücünü arttırabilmek için motor çapını sabit tutup paket boyunu arttırmak gerekmektedir. Stator sargıları suya karşı izole etmek için özel tasarlanmış bobin telleri kullanılır. Örneğin 1.5mm bakır çapı bulunan tel yalıtım (PVC, PE vb.) ile birlikte 2.4-2.5mm çapa ulaşabilmektedir. Bu da oluk bakır doluluk oranlarını klasik kuru tip motorlara göre çok düşük kalması anlamına gelmektedir. Tel yalıtım kalınlığı motor kayıplarını arttıran ve verimini düşüren en önemli etkenlerden bir tanesidir.

### 2.2 Dalgiç Motorlar

Motor tasarım yazılımlarında malzeme ve geometri bilgisi tanımlanarak analiz gerçekleştirilir. Yazılımlar tasarım çıktılarını görmemizi ayrıca parametrelerinin çıktılarına etkisinin incelenebilmesini sağlar. Yazılım, motor tasarım çıktıları eşdeğer devre analizi kullanarak hesaplar (Bkz. Şekil-1). Empedanslar ve dirençler motor geometrisi, sargı ve malzeme bilgisi kullanılarak, moment ve güç ise devre çözüm yöntemleri yardımıyla hesaplanır.



Şekil 1. Asenkron Motor Eşdeğer Devre Şeması ve Denklemleri

Bu çalışmada 8 inch 55kW dalgiç motor tasarlanacaktır. Tasarım ile ilgili sınır koşullar Tablo-1'de belirtilmiştir.

| Sac Malzeme | Yalıtım Malzemesi | Rotor Paket Dış Çapı (mm) | Stator Paket Dış Çapı (mm) | Mil Çapı (mm) | Devir (rpm) | Güç (kW) | Momentum (Nm) |
|-------------|-------------------|---------------------------|----------------------------|---------------|-------------|----------|---------------|
| M350-50A    | PVC               | 90                        | 190                        | 60            | 2900        | 55       | 180           |

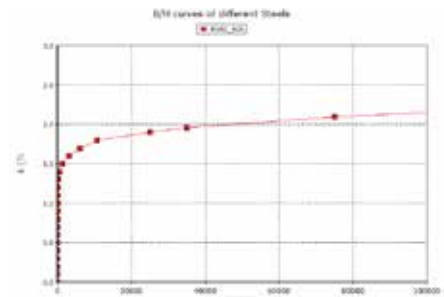
Tablo 1. Tasarım Girdileri ve Sınır Koşulları

Motor tasarımı yapılırken rotor ve stator sac paket malzemeleri bobin teli ve yalıtım malzemesi tasarım için girdi oluşturacaktır.

Silisli sac malzeme özellikleri, motor üzerinde oluşan demir kayıplarının belirlenmesini sağlar. Farklı malzemeler için 1.5T manyetik alan uygulandığında 1 kg silisli sacda ne kadar kayıp olduğu Tablo-2'de görülmektedir. Malzemelerin manyetik sınırı B-H eğrileri ile belirlenir, bu sınır B-H eğrisinin dirsek noktasıdır (Bkz. Şekil-2). Dirsek noktası üzerindeki manyetik alanda malzeme kararsız çalışacağından manyetik kayıplar artar, bu nedenle tasarımda değişikliğe gidilmelidir.

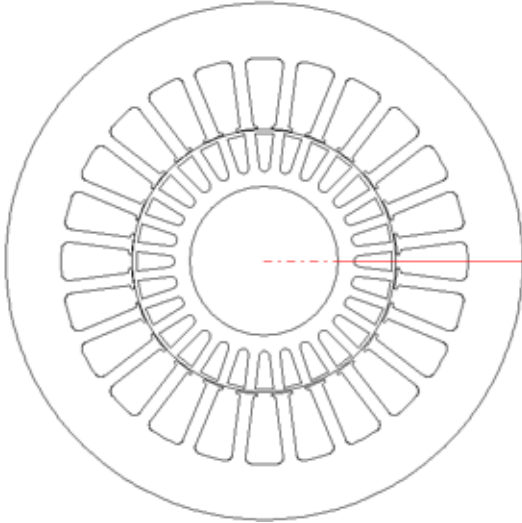
| Manyetik Malzeme | Model    | İncelik mm | 50 Hz' de Maksimum Kayıp |              |
|------------------|----------|------------|--------------------------|--------------|
|                  |          |            | J=1.5 T W/Kg             | J=1.0 T W/Kg |
| MALZEME          | M330-35A | 35         | 3,30                     | 1,30         |
|                  | M350-50A | 50         | 3,50                     | 1,50         |
|                  | M470-50A | 50         | 4,70                     | 2,00         |
|                  | M530-50A | 50         | 5,30                     | 2,30         |
|                  | M700-65A | 65         | 7,00                     | 3,00         |

Tablo 1. Tasarım Girdileri ve Sınır Koşulları



Tablo 1. Tasarım Girdileri ve Sınır Koşulları

## 2.3. Motor Analizi ve Sonuçlar



Şekil 3. Tasarlanan Motor Geometrisi

Motor tasarımı için kullandığımız yazılım vasıtasıyla sınır koşulları ve tasarım girdileri tanımlanır. Şekil 3'te görülen örnek motor geometrisine ek olarak Tablo-3'de belirtilen motor sipir sayısı tel çapı doluluk oranı gibi parametreler de tanımlanarak bunların motor performansına etkisi incelenir.

| Sıra | Doluluk Oranı % | Sipir Sayısı | Tel Çapı (mm) |
|------|-----------------|--------------|---------------|
| 1    | 0,1766          | 24           | 1,6           |
| 2    | 0,2218          | 24           | 1,8           |
| 3    | 0,2726          | 24           | 2,0           |

Tablo 3. Değişken Tasarım Parametreleri

Motor girdileri tanımlandıktan sonra kalıcı durum analizi ve Moment-Hız analizi gerçekleştirilir. Kalıcı durum analizinde motorun tam sinüsoidal bir kaynaktan beslendiği kabul edilir ve çeşitli yüklenme durumları için motor çıktıları hesaplanır. Moment-hız analizinde ise motorun 0 devir/dak'dan senkron hızı olan 3000 devir/dak hızı kadar moment noktaları belirlenir ve bu verilerle moment-hız eğrisi çizilir.

| Sıra | Tel Çapı (mm) | Giriş Gücü (W) | Çıkış Gücü (W) | Akım (A) | Verim (%) | Güç Faktörü | Devir (rpm) |
|------|---------------|----------------|----------------|----------|-----------|-------------|-------------|
| 1    | 1,6           | 65096          | 55150          | 111      | 84,72     | 0,890       | 2884        |
| 2    | 1,8           | 64339          | 55082          | 108      | 85,61     | 0,903       | 2899        |
| 3    | 2,0           | 63339          | 55117          | 110      | 87,02     | 0,874       | 2889        |

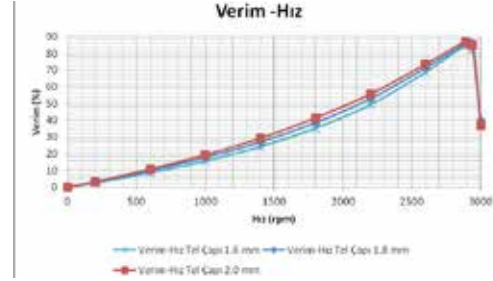
Tablo 4. Nominal Yükte Tel Çapının Motor Çıktılarına Etkisi

Grafik-1'de görüldüğü gibi tel çapının artması ile motor daha fazla moment üretebilmektedir



Grafik 1. Tel Çaplarına göre Moment-Hız karşılaştırması

Grafik-2 ve Tablo-4'te görülen analiz sonuçlarına göre tel çapı arttıkça motor verimi yükselmektedir. 2,0 mm çapında tel kullanıldığında nominal yükteki motor verimi 1,8 mm çaplı tel kullanılan motora göre %1,5, 1,6 mm çaplı tel kullanılan motora göre %2,3 artmaktadır.



Grafik 1. Tel Çaplarına göre Verim-Hız karşılaştırması

Tel çapının artması ile motor verimi yükselmesine rağmen üretilebilirlik (tellerin oluklara yerleştirilmesi) açısından sorunlar ortaya çıkabilir. Ayrıca dalgıç motorlarda kullanılan tel yalıtım malzemesinin kalın olması nedeniyle oluk doluluk oranı klasik kuru tip motorlar gibi %40-45 yerine %20-25 mertebelerinde kalır dolayısıyla dalgıç motorların verimi aynı güçteki kuru tip asenkron motorlara göre oldukça düşüktür.

## SONUÇLAR

Dalgıç motor tasarım girdileri sınır koşulları ve değişken parametreler olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Gerçekleştirilen tasarımda, motor gövde çapı ve devir sayısı gibi sınır koşullarının yanı sıra oluk doluluk oranı haricindeki tüm değişken parametreler (hava aralığı, paket boyu vb.) sabit tutulmuş ve doluluk oranı değişiminin tasarım çıktılarına etkisi incelenmiştir. Oluk doluluk oranının artırılması ile motor verimi ve moment değeri yükselmiştir. Ancak oluk doluluk oranının artması ile tel maliyetlerinin artacağı ve üretilebilirliğin zorlaşacağı göz önünde bulundurularak optimum tel çapı belirlenmeli ve tasarım sonlandırılmalıdır.

## KAYNAKLAR

1. Fitzgerald A E, Kingsley C Jr, Umans S D, *Electric Machinery*, McGraw-Hill, Fifth Edition, 1992
2. Krause P C, Wasyńczuk O, Sudhoff S D, *Analysis of Electric Machinery and Drive System*, Wiley-Interscience, Second Edition, 2002
3. Dorrell D G, Miller T J E, Rasmussen C B, *Interbar currents in Induction Machines*, IEEE Industry Applications Society, 2001

## SONUÇLAR

Submersible motors are kind of squirrel cage induction machine composed of wet rotor and stator which means electrical parts of motor operating in water. Since coil surrounded by water it has to be insulated. Diameter of the insulation can be so high that while copper diameter is 1.5 mm, coil diameter can be reach 2.5 mm. These motors are used in deep wells so the motor body has diameter restriction. For that reason to increase the output power of motor the length of the body has to be extended.

In this paper a submersible motor, which has nominal output power of 55kW, is designed by means of a CAD software. Considering the boundary conditions and slot fill differences between submersible and general purpose motors, boundary conditions and lamination dimensions for 55kW motor are determined. Also for different slot fill values, design outputs are analysed. Additionally, key points which should be considered during analysis and CAD software are introduced.

## SULAMADA POMPAJ TESİSLERİ VE İŞLETMECİLİĞİ

**Coşkun Üçer**  
DSİ Genel Müdürlüğü  
İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı

**Tülay EDİSAN**  
DSİ Genel Müdürlüğü  
İşletme ve Bakım Dairesi Başkanlığı

### ÖZET

DSİ sulama projelerinde pompaj tesisleri, sulama ve drenaj pompa istasyonları olarak inşa edilmekte ve işletmeye açılmaktadır. Sulama amaçlı pompa istasyonları ise yeraltısuyu sulama pompa istasyonları (YAS pompa istasyonları) ve yerüstüsuyu pompa istasyonları (YÜS pompa istasyonları) olarak tesis edilmektedir.

Tarımın ülke ekonomisindeki yerinin önemli olduğu ülkemizde, su ve toprak kaynaklarının geliştirilmesi için sulama tesislerinin ekonomik olarak işletilmesi ve sürekliliğinin sağlanması büyük önem arz etmektedir. Bu maksatla sulama pompaj tesislerinin verimli bir şekilde işletilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, ülkemizde sulama yatırımlarından sorumlu ana yatırımcı kuruluş olan DSİ Genel Müdürlüğü'nün inşa ederek işletmeye aldığı sulama pompaj tesislerinin yönetimi ve uygulamaları hakkında bilgiler verilecektir. Bu maksatla pompaj tesislerinin yapısal ve işlevsel özellikleri tanıtılmış, DSİ pompa istasyonlarının işletilmesinde karşılaşılan sorunlar irdelenmiş ve sorunların giderilmesine yönelik çözüm önerileri ortaya konmaya çalışılmıştır.

### 1. GİRİŞ

Su tüm canlıların yaşam kaynağıdır. Giderek artan dünya nüfusu, taleplerin karşılanamaz hale gelmesine ve suyun stratejik bir önem kazanmasına neden olmuştur. Dünya nüfusunun artışı beslenme ihtiyacının da artışına yol açmış, tarımsal ürünlerin üretimi ve üretimi sırasında bitkilerin ihtiyaç duyduğu suyun zamanında ve gerektiği oranda bitkiye ulaştırılmasının önemi de giderek artmaktadır.

Türkiye gibi tarımın ülke ekonomisindeki yerinin önemli olduğu ülkelerde, toprak ve su kaynaklarını geliştirme çabaları kapsamında, sulama tesislerinin işletmeye açılması, sulama faaliyetlerinin sürekliliğinin sağlanması ve su yönetimi çalışmaları büyük önem taşımaktadır.

Sulama tesislerinin DSİ Genel Müdürlüğü'nce inşa edilerek işletmeye açılmasından sonra, sulamanın katkısı ile azami ürün artışının sağlanmasında ve suyun ekonomik ve bilinçli kullanılmasında en önemli etken tesisin amacına uygun olarak işletilmesidir. Çünkü tesislerin mükemmel bir şekilde tasarlanmış ve inşaatlarının yapılmış olması yeterli olmamakta, onların modern işletme tekniklerine uygun olarak işletilmesi ve yönetimi de büyük önem kazanmaktadır.

Pompaj tesisleri, cazibe ile sulanamayan yüksek kotlardaki alanların sulanmasında, tarım alanlarındaki drenaj sularının doğal yollarla tahliye edilemediği veya derin drenajın ekonomik olmadığı koşullarda fazla suyun tahliyesi amacıyla kullanılmaktadır. DSİ sulamalarında da pompa istasyonları, 1960'lı yıllardan itibaren sulama ve drenaj maksatlı olarak tesis edilip işletmeye açılmaktadır.

DSİ tarımsal sulama projelerinde suyun tarım arazilerine iletiminde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar su kotunun sulanacak araziden yüksek olduğu yerlerde suyun potansiyel enerjisinden faydalananak iletilmesi diğeri ise suyun daha üst kotlara terfi edildiği pompajlı yöntemdir. Suyun pompalar yardımı ile tarım arazisine terfi edildiği bu sulama şekline ise pompaj sulaması denir. Ayrıca pompaj tesisleri, sulamadan dönen suların tarım alanlarından uzaklaştırılması ve yeraltı sularının çıkarılması maksadıyla da tesis edilmektedir.

Pompaj tesislerinin ilk yatırım maliyetlerinin yüksekliğinin yanı sıra, söz konusu tesislerin işletilmesinde; aşırı su tüketimi, düşük sulama oranları, ödenemeyen enerji borçları ve rehabilitasyon ihtiyaçlarına bağlı olarak işletme ve bakım giderleri de önemli bir yer tutmaktadır. Bu sebeple artan enerji giderleri, su tasarrufunun yanı sıra bu tesislerin daha ekonomik ve verimli çalıştırılmasını zorunlu kılmaktadır.

### 2. POMPAJ TESİSLERİ

#### 2.1. Pompaj Tesislerinin Yapısal ve İşlevsel Özellikleri

##### 2.1. 1. Pompaj Tesislerinin Amacı ve Önemi

Suyun kaynağından alınarak sulanacak bölgeye iletilmesinde suya kinetik enerji kazandırılması için kullanılan aletlerin hepsine birden pompaj tesisi denmektedir. Pompaj tesisinin genel hedefi; sulama suyunun zamanında, yeterli miktarda, en az enerji tüketimi ve en az işletme gideri ile iletmektir. Pompaj tesisleri, yüksek kotlardaki sulanamayan tarım arazilerinin sulanmasını olanaklı kılmakta ve tarımsal üretimde artış sağlamaktadır.

Sulama pompa istasyonlarının ekonomik ve verimliliklerinin sürdürülebilir olması için planlama ve tasarımıda şu aşamaların iyi etüt edilip uygulamaya aktarılması gerekmektedir:

- Boru hatlarının projelendirilmesi
- Sisteme uygun pompanın seçimi
- Gerekli kuvvet kaynağının seçimi
- Kurulan sistemin işletme bakım ve yönetim organizasyonu

Pompaj tesislerinin planlanmasında şu kriterler göz önünde bulundurulmalıdır:

- İsale kanalı, yaklaşım kanalı ve emme havuzunun yeri
- İsale kanalı, yaklaşım kanalı ve emme havuzunun kapasitesi ve boyutları.
- Pompanın karakteristikleri:
  - Manometrik yükseklik ve kademe durumu
  - Pompanın kapasitesi
  - Pompa tipinin seçimi
  - Pompanın ölçüsü ve sayısı
  - Güç kaynağı ve donanımının seçilmesi
- Pompaj tesisinin korunması ve sedimentasyon
- Otomatik kontrol olanakları
- Tesisin işletme ve bakım masrafları.

## 2.1.2. Pompaj Tesislerinin Sınıflandırılması

DSİ tarafından inşa edilerek faydalanan kurum ve kuruluşlara devredilen veya devir çalışmaları devam eden pompa istasyonları değişik şekillerde sınıflandırılabilir.

### A. Kuruluş amaçlarına göre pompa istasyonları

1. Yerüstüsu pompa istasyonları
2. Drenaj pompa istasyonları
3. Yeraltısu pompa istasyonları

#### 1. Yerüstü suyu (YÜS) pompa istasyonları

Su kaynağından daha yüksekte olup da cazibe sulaması ile sulanma imkanı bulunmayan tarım arazilerinin sulanması amacıyla inşa edilmektedir.

#### 2. Drenaj pompa istasyonları

Bu tip pompa istasyonları; suyun çıkış alamadığı veya mansaplanamadığı alanlarda, göl veya nehirde sızan veya sulamadan dönen suların meydana getirdiği taban suyunun drenaj kanalları ile toplanarak araziden uzaklaştırılması ve bu arazilerin ekime elverişli hale getirilmesi için inşa edilmektedirler.

#### 3. Yeraltısu (YAS) pompa istasyonları

Yerüstü suyundan sulanma imkanı olmayan tarım arazilerinin yeraltı suyundan yararlanarak sulanması amacıyla tesis edilmektedir.

### B. Gördükleri hizmete göre pompa istasyonları

Pompa tesisleri genel olarak pompaladıkları suyu sulamaya vermektedirler. Ancak bazı pompa istasyonları da vardır ki kademe veya hem sulama hem kademe amacıyla kullanılabilirler. Buna göre pompa istasyonları şu şekilde sınıflandırılabilir:

1. Sulama amaçlı pompa istasyonları
2. Drenaj amaçlı pompa istasyonları
3. Kademe amaçlı pompa istasyonları
4. Takviye amaçlı pompa istasyonları

### C. Su kaynaklarına göre pompa istasyonları

1. Su kaynağı rezervuar (baraj, göl, gölet) olan pompa istasyonları
2. Su kaynağı akarsu olan pompa istasyonları
3. Su kaynağı sulama kanalı olan pompa istasyonları

## 2.1.3. Pompaj Tesislerinin Bölümleri

Pompaj tesisleri genel olarak 3 ana bölümden oluşmaktadır:

#### A. Su kaynağı

Rezervuar (baraj, göl), akarsu (dere, nehir), sulama kanalı.

#### B. Pompa binası

#### C. Diğer tesisler

Kanal, kanalet, borular, priz, orifisler vb.

## 3. POMPAJ TESİSLERİNDE İŞLETMECİLİK VE İŞLETMECİLİKTE ORTAYA ÇIKAN SORUNLAR

Su kaynaklarının tarımsal üretime katkısında bir araç olarak kullanılan pompaj tesislerinin rasyonel ve optimal kullanımı sürdürülebilir kalkınma için gerekli olmaktadır. DSİ’ce inşa edilerek işletmeye açılan pompaj tesislerinin büyük bir bölümü, sulamanın bir parçası olarak faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiş bulunmaktadır. Devredilen pompaj tesislerinden beklenen verimin alındığı söylenemez. Devirle birlikte birçok sorun ortaya çıkmış bulunmaktadır.

### 3.1. DSİ Tarafından İnşa Edilen Pompaj Tesislerinin Yönetim Durumu

2011 yılı itibarıyla 372 adet yerüstüsu sulama pompa istasyonu, 21 adet takviye ve 76 adet drenaj pompa istasyonu olmak üzere toplam 469 adet pompa istasyonu DSİ tarafından tesis edilip, işletmeye açılmıştır.

DSİ’ce inşa edilerek işletmeye açılan pompa istasyonlarından 410 adedi faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiş, 59 adedi ise DSİ yönetiminde bulunmaktadır. Sulama maksatlı pompaj tesislerinin % 96’sı faydalananların kurdukları sulayıcı örgütlere devredilmiştir.

İşletmedeki 76 adet drenaj pompa istasyonundan 33 adedi devredilmiş, 43 adedi ise hala DSİ yönetiminde bulunmaktadır. Drenaj pompa istasyonlarının ise ancak % 43’ü devredilebilmiştir.

Ayrıca yeraltısu sulamalarında ve sulama suyu eksikliğinin olduğu sulamalarda su ihtiyacını karşılamak amacıyla sondaj kuyuları açılmaktadır. 2011 yılı itibarıyla 28 adet sulama projesinde 1 523 adet sondaj kuyusu mevcut olup söz konusu kuyuların toplam kurulu gücü 71 083 kW, toplam kapasiteleri ise 68 918 l/s’ye ulaşmıştır.

| DSİ’CE İNŞA EDİLEN POMPA İSTASYONLARININ YÖNETİM DURUMU |       |     |        |
|---------------------------------------------------------|-------|-----|--------|
|                                                         | DEVİR | DSİ | TOPLAM |
| YÜS                                                     | 357   | 15  | 372    |
| DRENAJ                                                  | 33    | 43  | 76     |
| YÜS TAKVİYE                                             | 20    | 1   | 21     |
| TOPLAM                                                  | 410   | 59  | 469    |

Çizelge 1. DSİ’ce inşa edilen istasyonlarının yönetim durumu

### 3.2. Pompaj Tesislerinde İşletmecilik

Pompaj tesislerinin işletilmesiyle ilgili ekonomik analizlerde temel olarak iki gider hesabı bulunmaktadır. Bu iki değer pompaj tesisinin toplam giderini vermektedir. Genellikle de (1 m3) su için yapılır. Bunlar:

- a) Sabit giderler
- b) İşletme giderleri

Sabit giderler, pompaj tesisi için yatırım karakterli tüm bedelleri kapsamaktadır.

İşletme giderleri ise değişken giderler olup, tesisin çalışma süresine bağlı olarak yapılan işletme bakım giderlerini kapsamakta ve şu kalemlerden oluşmaktadır.

1. Personel gideri
2. Bakım-onarım giderleri (malzeme, yedek parça ve yağ).
3. Enerji giderleri (pompanın tükettiği elektrik ve aydınlatma)
4. Diğer giderler (vasıta, kırtasiye, ısınma vb)

DSİ pompa istasyonlarının hemen hepsinde her bir ünitesinde gücü ve kapasitesi aynı olan pompalar tesis edilmiştir ve bunlar yine aynı kapasitede pompalarla yedeklenmiştir. Bu nedenle, günlük sulama planlamasına her zaman uygun olarak su verilmesinde zorluklar yaşanmaktadır. Buna rağmen su talebinin belirlenip sulamaya verilecek su miktarının tam olarak tespit edilerek pompaların kapasitesine ulaştırılmasında pompaların çalıştırılması sağlanmalıdır. İhtiyaç duyulan su miktarından fazla kapasitedeki pompaların çalıştırılarak pompalanan suyun tahliyelere gitmesi kesinlikle önlenmelidir. Kısacası pompalar gereksiz çalıştırılarak enerji masraflarının artmasına engel olunmalıdır.

20011 yılı sonu itibariyle pompa istasyonlarının işletilme ve bakımı için yapılan toplam masrafların dağılımı Çizelge 2 'de verilmiştir.

## POMPA İSTASYONLARININ MALİYET ANALİZİ

Pompaj tesislerinin işletilmesiyle ilgili ekonomik analizlerde işletme giderleri dikkate alınır ve (1 m3) su için yapılır. İşletme giderleri, değişken giderler olup tesisin çalışma süresine bağlı olarak yapılan masrafları kapsamaktadır. Bunlar;

1. Personel giderleri
2. Bakım-onarım giderleri (malzeme, yedek parça, yağ vb)
3. Enerji giderleri (pompanın tükettiği enerji, aydınlatma)
4. Diğer giderler (vasıta, kırtasiye, ısınma vb giderler)

Pompaj tesislerinin ilk yatırım masrafları oldukça yüksektir. Ancak işletme ve bakım giderleri de önemli bir yer tutmaktadır. Artan enerji giderleri, bu tesislerin daha ekonomik ve verimli çalışmasını zorunlu kılmaktadır. Ancak çiftçilerin aşırı su kullanım alışkanlıkları, sulama ve pompaj tesislerinin yaşlı olması, tesislere yeterli bakım onarım yapılmaması gibi nedenlerden dolayı işletme ve bakım giderleri içindeki enerji maliyetinin, toplam giderler içindeki payı artmaktadır. 2011 yılı sonu itibariyle pompa istasyonlarının işletme ve bakımı için yapılan toplam masrafların dağılımı aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

| POMPA İSTASYONLARI İLE TERFİ EDİLEN SUYUN MASRAF YÜZDELERİ (2011) (%) |      |      |        |
|-----------------------------------------------------------------------|------|------|--------|
|                                                                       | YÜS  | YAS  | DRENAJ |
| Personel Masrafı                                                      | 10,4 | 8,5  | 12,1   |
| Bakım Masrafı                                                         | 5,8  | 10,5 | 6,9    |
| Enerji Masrafı                                                        | 82   | 75,3 | 79,6   |
| Diğer Masraflar                                                       | 1,9  | 5,7  | 1,4    |

Çizelge 2. DSİ'ce inşa edilip işletmeye açılan pompaj tesislerinin gider yüzdeleri

## POMPA İSTASYONLARININ YAŞ DURUMU

2011 yılı sonu itibariyle işletmede olan sulama ve drenaj pompalarının yaklaşık % 49'u 20 yaşın üzerindedir.

| YIL ARALIĞI | POMPA İSTASYONU ADEDİ | &    |
|-------------|-----------------------|------|
| 0 - 10      | 78                    | 16,6 |
| 11 - 20     | 160                   | 34,1 |
| 21 - 30     | 155                   | 33,0 |
| 31 - 40     | 38                    | 8,1  |
| 41 <        | 38                    | 8,1  |
| TOPLAM      | 469                   | 100  |

Çizelge 1. DSİ tarafından inşa edilip işletmeye açılan pompaj tesislerinin yaş durumu (2011)

Pompaj tesislerinin amacına uygun olarak sağlıklı bir şekilde uzun yıllar işletilebilmesi; gerekli eğitimi almış ve görev bilinci oluşmuş uygun personelle mümkündür. Tesisler işletme ve bakım talimatlarına uygun olarak çalıştırılmalıdır. İşletme ve bakım giderleri önemli bir yer tutmaktadır. Artan enerji ve personel giderleri, bu tesislerin daha ekonomik ve verimli çalışmasını zorunlu kılmaktadır. Pompaların işletmeye alınmadan önce, işletme anında ve durdurulduktan sonra aşağıdaki kontrollerin titizlikle yapılması gerekmektedir:

- İşletme öncesi yapılacak işlemler
- Regülatör, yaklaşım kanalı ve emme havuzunda yapılacak kontroller
- Pompa ve vakum sisteminde yapılacak kontroller
- Orta gerilim şebekesi ve trafoda yapılacak kontroller
- Orta gerilim dahili şaltta yapılacak kontroller
- Panolarda yapılacak kontroller
- Pompa istasyonu bina içinde ve dışında yapılacak kontroller
- İşletme anında yapılacak işlemler
- Pompa istasyonunun durdurulması sırasında yapılacak işlemler

Tipik bir sulama pompaj tesisi çalıştırılırken şu faktörler göz önünde bulundurulmalıdır:

- 1) Sulama programında pompa kapasiteleri esas alınmalı
- 2) Tahliye hattına minimum su gidecek şekilde planlama yapılmalı
- 3) Sulama programı dışındaki zamanlarda pompa kapasitesinin çok altındaki talepler için olumlu görüş verilmemeli (eğer bu talepler sulama programında olmasına rağmen mücbir sebepler dışında sulama yapılmayıp daha sonra su talebi şeklinde ise)
- 4) Emme havuzu temiz olmalı
- 5) Yaklaşım kanalı temiz olmalı
- 6) Havuz kapakları çalışır durumda olmalı
- 7) Pompa ve diğer teçhizatlar daima işletmeye hazır ve bakımlı tutulmalı
- 8) Terfi hattında patlak vb. problemler olmamalıdır

### 3.3. Pompaj Tesislerinde Ortaya Çıkan Sorunlar ve Periyodik Bakımlar

Pompa tesislerinin amaçlarına uygun görev yapabilmesi için pompaların en az arıza ile hatta sulama mevsiminde arızasız çalıştırılabilmesi gerekmektedir. Sulamanın yoğun olduğu zamanlarda pompaların arıza yaparak bir süre çalışmaması işletmeyi ve çiftçileri zor durumda bırakacaktır. Bu nedenle pompaların arıza yapmalarını önleyebilmek bakımından, elektro-mekanik teçhizat yapılacak bakım büyük önem kazanmaktadır. Onun için sulama mevsimi öncesi büyük bakımlar ve sulama sezonunda da periyodik bakımların yapılması önem kazanmaktadır. Yapılan muayenelerde; fazla aşınmış, çatlamış, aşırı ısınmadan dolayı rengi değişmiş parçalar tespit edilip yenileri ile değiştirilmeli veya gerekli onarımları yapılmalıdır. Titizlikle yapılan bakımlar arızaların en aza indirilmesini sağlar.

Bir pompaj tesisinde ortaya çıkabilecek olası arızalar aşağıda verilmiştir:

#### 1. Elektrik teçhizat arızaları

#### 2. Mekanik teçhizat ve pompa arızaları

##### a) Pompa üzerinde meydana gelebilecek arızalar

- Yatak arızaları
- Fan veya çark arızaları
- Sızdırmazlık halkaları arızaları
- Salmastra kutuları ve salmastra burcu arızaları

##### b) Pompa teçhizat ve aksesuarlarında meydana gelebilecek arızalar:

- Çek valf (Geri tepme klepesi ) arızaları
- Sökme takma ( Montaj - Demontaj ) parçaları arızaları
- Ayar vanası ve vakum sistemi arızaları

Bakımlar sırasında, pompa istasyonundaki her teçhizat için sicil kartı tutulmalı, teçhizatın bakımının ne zaman yapılacağı, ne tür işlemlerin yapılacağı, hangi parçaların değişeceği önceden hazırlanan bakım takvimlerine uygun olarak yapılmalıdır. Onarım sırasında yapılan tüm işlemler (değiştirilen parçalar vb ) sicil kartına işlenir. Ayrıca gerekli yedek parçaların önceden temin edilerek gerektiğinde hemen kullanılabilecek şekilde hazır bulundurulması işletmenin aksamaması bakımından önem taşımaktadır. Yedek parça tespitinde bütün malzemelerin değil en çok ve çabuk bozulan, çabuk yıpranan parçalar önceden belirlenerek el altında bulundurulmalıdır.

Bu hususlara ek olarak sağlıklı bir işletme organizasyonunun sağlanabilmesi bakımından nitelikli personel çalıştırılması önem kazanmaktadır. Arızalara ilgisiz ve yetkisiz kişilerin müdahale etmesi kesinlikle önlenmelidir. Aksi halde arızanın büyümesi veya bir iş kazasının (elektrik çarpması vb) meydana gelmesine ortam hazırlanmış olur.

### POMPAJ TESİSLERİNDE OTOMASYON OLANAKLARI

Tarım alanlarının verimli ve ekonomik olarak sulanması için modern sulama sistemleri ve sulama yöntemleri kullanılmalıdır. Tarımsal üretimde çiftçi üzerindeki en büyük baskı unsuru maliyetlerdir. Bu maliyetler sulamada zaman, işgücü ve kullanılan su miktarı ve pompaj sulamalarda işletme giderleri içerisinde en büyük paya sahip olan pompaların kullandığı enerjidir. Tarımsal sulamadan beklenen yararların elde edilebilmesi için, koşullara en uygun sulama yönteminin seçilmesi ile sulama sisteminin kurulması ve gelişen teknik ve teknolojilere bağlı olarak da otomasyon teknikleriyle desteklenmesi gerekmektedir.

Sulama otomasyon teknikleri, yüzey sulama sistemlerinde kısıtlı kullanılabilen ise de daha çok basınçlı sulama yöntemleri (damla ve yağmurlama sulama) üzerinde uygulama alanı bulmaktadır. Yüzey sulama yöntemlerinde, su taşıyan açık kanallardaki ya da borulardaki suyun seviyesini, debisini, akış hızını ölçmek, tarlaya su veren sulama yapılarını açıp-kapamak gibi uygulamalar otomasyona bağlanabilmektedir. Basınçlı sulama sistemlerinde otomasyon, sulamanın başlama zamanının, sulama süresinin, verilecek su miktarının ve bunun hangi sıklıkta tekrarlanacağını belirlenerek; vanalar, pompa, debi ölçer gibi elamanların açılıp-kapanması ilkesine dayanmaktadır. Sulamada yüksek kullanım etkinliği sağlayan algılayıcı ve mikroişlemcilerle bütünsel otomatik kontrollü sulama uygulamalarının kullanılmasıyla, bitki, toprak, su ve çevresel faktörler arasında kararlı bir denge, sağlanabilmektedir. Böylece ürünlerin nitelik ve niceliğinde önemli artışlar olurken, zamandan, işgücünden, enerjiden ve su kaynaklarından önemli derecede tutum sağlanabilmektedir. Pompaj tesisleri özellikle de drenaj pompa istasyonları otomasyon teknik ve teknolojileriyle desteklenmelidir. Rehabilit edilecek veya yeni tesis edilecek pompa istasyonlarında, SCADA sistemleri, frekans konvertörleri ve değişken debili pompaların kullanımı öncelikle ele alınmalıdır.

### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Pompaj tesislerinde işletme ve bakım giderleri içerisinde en büyük payı enerji bedeli almaktadır. Artan enerji giderleri, bu tesislerin daha ekonomik ve verimli çalıştırılmasını zorunlu kılmaktadır. Pompaj sulamalarda enerji masrafının düşürülmesi için; kullanılan su miktarının azaltılması ya da elektrik maliyetini azaltmaya yönelik tedbirlerin alınması gerekmektedir. Sulamada kullanılan su miktarının azaltılması için mevcut klasik sulama yöntemlerinin yerine basınçlı sulama yöntemlerine geçilmeli veya kısıtlı sulama yapılmalıdır. Elektrik maliyetinin azaltılması için ise tarımsal elektrik tarifesinde indirim uygulanması ya da pompaj tesislerinde çok zamanlı tarife seçeneğinin seçilmesinin yanı sıra suyun bir plan dahilinde kullanılması gerekmektedir.

Ancak çiftçilerin aşırı su kullanım alışkanlıkları, pompaj tesislerinin yaşlı olması, tesislere yeterli bakım onarım yapılmaması gibi nedenlerden dolayı işletme ve bakım giderleri daha da artmaktadır.

Bütün bu konular dikkate alındığında, pompaj sulamalarda sürdürülebilir işletmecilik için iki önemli kaynak olan su ve enerjinin daha verimli kullanılması için; sulama teknolojisindeki ilerlemelere bağlı olarak geleneksel sulama yöntemlerinin değiştirilmesi ve pompaj tesislerinin rehabilitasyonu gerekmektedir.

Pompaj tesisleri özellikle de drenaj pompa istasyonları otomasyon teknik ve teknolojileriyle desteklenmelidir. Rehabilitate edilecek veya yeni tesis edilecek pompa istasyonlarında, SCADA sistemleri, frekans konvertörleri ve değişken debili pompaların kullanımı öncelikle ele alınmalıdır.

Pompaların verimindeki küçük bir iyileştirme ile pompaj tesislerinin işletme maliyetlerinin azaltılmasına yönelik çok büyük bir katkı sağlanabilecektir. Pompa seçiminde ömür boyu maliyet unsurlarının (yatırım, montaj ve işletmeye alma, enerji, işletme, bakım ve onarım, arıza süresindeki ürün kaybı) mutlak surette dikkate alınmalıdır.

Pompaj sulama tesisleri cazibe sulama yatırımlarına oranla daha maliyetli ve işletme bakım giderleri ile de çiftçiye ek yük getirmektedir. Sulama pompaj tesislerinin maksadı sulama suyunun, zamanında, yeterli miktarda, en az enerji tüketimi ve en az işletme gideri ile sulanacak araziye iletmek olmalıdır. Pompaj tesislerinin en önemli gideri enerji bedelleridir. Pompaların verimindeki küçük bir iyileştirme ile pompaj tesislerinin işletme maliyetlerinin azaltılmasında çok büyük bir katkı sağlayacaktır. Pompa seçiminde ömür boyu maliyet (yatırım, montaj ve işletmeye alma, enerji, işletme, bakım ve onarım, arıza süresindeki ürün kaybı) dikkate alınmalıdır.

## 4.1 Pompaj Sulamalarda Karşılaşılan Sorunlar ve Çözüm Önerileri

1) Uzun sulama kanallarında su akışının kontrol altına alınması güçleşmekte, gece sulaması veya depolaması yapılmaması nedeniyle büyük miktarda su tahliye olmaktadır. Uzun sulama kanallarında tahliyeleri önlemek ve ani değişimlere kısa sürede cevap verebilmek için mevcut kapaklarda otomatik sisteme gidilmesi ve su seviye algılayıcıları ile desteklenerek, otomatik hale getirilebileceği gibi, merkezden kumanda için uzaktan algılama sistemi kurularak, yönetim-izleme ve değerlendirmenin bilgisayarla yapıldığı sisteme geçilmelidir.

2) DSI'ce işletmeye açılan sulamaların % 87 gibi büyük bölümü açık kanal sistemlerinden oluşmaktadır. Geriye kalan % 13'lük kısım da borulu sulama sistemlerinden oluşmaktadır. Sulama yöntemi olarak, % 83 yüzeyel yöntemler (salma) sulama, % 13'ü yağmurlama, % 4'ü ise damla sulama şeklinde yapılmaktadır. Bu oran çok düşük kalmaktadır. Sudan, işletme bakım giderlerinden büyük tutum sağlayan damla ve yağmurlama sulama gibi modern sulama sistemlerine geçilmeli ve bunlar otomatik kontrol sistemleriyle desteklenmelidir.

3) Kanal şebekelerinin uygun yerlerine ara depolamaların yapılarak pompalanan suların tahliye gitmesi önlenmelidir. Ana kanal üzerine ardışık kapaklar konularak, kademeli olarak oluşturulan bu havuzlarda su tutulması sağlanabilir. Böylece pompa gereksiz yere çalıştırılmadığı gibi, su talebinin az olması durumunda bu kademelerde depolanan sudan sulamada faydalanılacaktır.

4) Pompalar gereksiz yere çalıştırılmamalı ve şebekeye bitki su ihtiyacından fazla su verilmemelidir. Bu nedenle pompa operatörü

ile işletme mühendisi koordineli çalışmalıdır.

5) Pompaj istasyonlarının ucuz tarifiede çalıştırılması ve çiftçilerin gece sulaması yapmaya özendirilmesi gereklidir. Basınçlı sulama sistemleri gece sulamasında da avantajlı olmaktadır.

6) Sulama şebekesi üzerinde bulunan sanat yapılarının yerlerinin maksimum kanal kapasitelerine göre inşa edilmiş olması, düşük su taleplerinde ihtiyaç nispetinde kanala su alınması durumunda görevlerini yapmadığından, tam kapasite su verilmesi gerekmekte bu durum pompajlı sulamalarda su ve enerji israfına neden olmaktadır.

7) Pompa istasyonlarına suyun iletimini sağlayan tüm kanallar ve emme havuzları temiz tutulmalı ve diğer yardımcı parçaların periyodik olarak bakımları, onarımları zamanında yapılmalıdır. Drenaj pompalarının çalıştırılmasında planlı olarak drenaj suyu ve taban su seviyeleri izlenmeli, öngörülen seviyeleri aşmaması için gerekli önlemler de alınmalıdır.

8) Sulama sisteminin işleyişinin denetimi ve kontrolü, izleme ve değerlendirme ile veri akışının daha güvenilir, hızlı yapılabilmesi için sistem modern ölçü, kontrol, uyarı ve meteorolojik sistemlerle donatılmalı ve mevcutları da rehabilitate edilmelidir. Su regülasyonunda otomasyona gidilmediği sürece, su ölçüm aletleri, haberleşme cihazları, ulaşım araçları ve personel yönünden ihtiyaçlar artacaktır. İşletmenin ekonomikliği kalmayacaktır.

9) Pompaj tesisleri dış şartlara (sel, yağış, rüzgar, buzlanma, hava sıcaklığı) karşı korunma altına alınmalıdır.

10) Pompa istasyonlarının denetimini, yönetimini, işletimini yapan elamanların görevlerini özenle yapmaları gerekmektedir. Özellikle pompaj tesislerini işletenlerin kalifiye elaman olmasına özen gösterilmelidir.

11) Sulama konusunda çalışan sulama birlikleri ve diğer kurum ve kuruluşlar, çiftçi ve pompa operatörlerinin eğitimine gereken önemi vermeli, çeşitli seminerlerle ve teknik yardımlarla desteklemelidir.

12) Pompaj tesisleri personel giderlerini azaltmak daha güvenli bir işletmecilik yapılması amacıyla çeşitli otomatik kontrol sistemleriyle ve SCADA sistemleriyle desteklenmeli, gelişen teknik ve teknolojilere göre de yenilenmelidir. Öte yandan frekans konvertörleri ve değişken debili pompalardan yararlanmakla enerjiden ve sudan azami tutum sağlanabilecektir.

13) Pompaları gereksiz yere çalıştırılmamalı, işletmecilik ilkeleri doğrultusunda en uygun koşullarda çalıştırılmalıdır. Pompa istasyonlarına gerekli olan bakımlar zamanında yapılmalıdır. Gerek işletme anında gerekse bakım ve arızaların giderilmesi sırasında iş güvenliği ve işçi sağlığı açısından gerekli güvenlik tedbirleri alınmalıdır.

14) Pompaj tesisinin kontrol ve denetimini sağlayan göstergeler, sensörler ve diğer güvenlik sistemleri sürekli faal durumda olmalıdır. Pompaların kompanzasyonu belirli periyotlarla kontrol edilmelidir. Pompa operatörleri ve teknisyenler, çıkabilecek arızalara karşı dikkatli olmalıdır.

15) Pompaj tesislerinde çıkabilecek arızalara yetkisiz, bilgisiz kişilerin müdahale etmelerine izin verilmemelidir.

16) Pompa istasyonlarında her teçhizat elamanı için bir sicil kartı tutulmalı ve her türlü işlemler bu kartlara işlenmelidir. Pompa istasyonlarına ait, işletme ve tesis yük kayıp eğrileri ve sistemi tanıtıcı her türlü teknik dokümanlar her istasyonda bulunmalıdır. Tesis çalışma talimat ve yönergeleri uygun yerlere asılmalı ve gerektiğinde başvurulmalıdır.

17) Pompaj tesislerinde en çok aşınan bozulan veya ihtiyaç duyulan malzemelerden yeterince stok bulundurulmalıdır.

*As of beginning of 2011, total 469 pumping facilities are there established and started for operation by DSI, of which 372 are irrigation pumping stations and 76 are drainage pumping stations. 426 of 490 stations have been transferred to Water User Organization (WUOs) settled by beneficiaries and the remaining 43 pumping stations are still under the control of DSI management.*

*The most important expense of a pumping station is costs of energy. A little recovery at pumps efficiency makes large assistances in decreasing operational costs of a pumping station. Lifetime costs (investing, montage, start for operate, energy, management and maintenance, loss of work during failures) must be considered in the process of selecting a pump.*

*Key Words: Pumping stations, pumping management, operational problems*

## KAYNAKLAR

*Anonim, DSI dokümanları, 2009.*

*Koçak M., "Elektiriksel Yöntemlerle Algılanan Toprak Neminin Sulama Otomasyonunda Kullanılması", A.Ü. Ziraat fakültesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora tezi, Ankara, 2003.*

## SUMMARY

### PUMPING FACILITIES AND MANAGEMENT IN THE IRRIGATION

*Pumping stations, based on their functions in DSI irrigation schemes, have been constructed and operated as irrigation pumping stations and drainage pumping stations. Irrigation purposed pumping stations have been constructed as groundwater irrigation pumping stations and surface water irrigation pumping stations.*

*It's very important that irrigation schemes be operated economically and permanently for the purpose of developing water and soil resources in our country where agriculture holds an important place in the economy. Thus; irrigation pumping sites must be operated efficiently. In this report some of knowledge will be given about management and execution of irrigation pumping sites constructed and started for operation by DSI that has an important role in irrigation projects in Turkey. For this purpose there has been mentioned operational and structural properties of pumping stations, issued some problems faced in the process of operating DSI pumping stations and proposals for solving these problems.*

*There are two techniques DSI uses in irrigation projects for delivering water to agricultural areas. One of these techniques is utilizing potential energy of water where water level is higher than agricultural area. The other one is pumping of water higher levels by using pumps. This one is pumping irrigation. Pumping stations have also been used for the drainage of excess water from agricultural lands and abstraction of groundwater.*

# DÜNYA DIŞINDAKİ GÖKCİSİMLERİ İÇİN SANTRİFÜJ POMPA SEÇİMİ VE OLASI SORUNLAR

Onur KONURALP

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Özgür CANBAZ

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ

## ÖZET

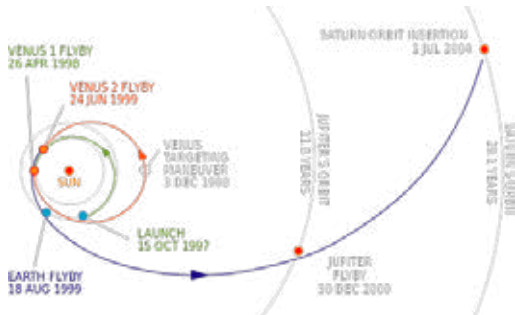
İnsanlık Dünya'yı keşfi ardından bitmek bilmez öğrenme, kendini arama çabalarını Dünya dışında da sürdürüyor. Çeşitli alanlardaki teorik bilgilerimiz Dünya dışında da doğrulanabilir, gözlemlenebilir, ölçülebilir, kaydedilebilir, izlenebilir bir durumda. Dünya'nın dışına yolculuklarda farklı bilim alanları "astral" üst başlığı altında çalışmalarını sürdürmekte. Her yeni yolculukta yeni sorulara yeni yanıtlar için yeni bakış açıları geliştiren insanlığın da yolculuğu sürmekte. Farklı fiziksel, kimyasal, biyolojik ortamlarda yeni koşullara yeni bilimsel açıklamalar getirilirken, mühendisler de teoriden pratiğe dönen temel bilimlerin gereksinimlerine basit ya da kompleks çözümler bulmak için uğraşmakta.

Uçmak, uçup güvenli bir şekilde dönmek, Dünya dışına çıkmak, orada kalmak, dönmek, aya inmek ve dönmek ardından da insansız da olsa uzak gökcisimlerine gitmek, incelemek, gözlemlemek, inmek şeklinde devam eden bu çabalardan en etkileyici olanlarından biri Cassini-Huygens Projesi'dir. Cassini geminin adı Huygens ise Titan sondasının adıdır. Satürn'ün bir çok uydusunu gözleyerek kayda geçiren Cassini ve Titan'ı keşfeden Huygens onuruna adını alan bu proje ve uzay gemisi, on yıllara yayılan bir serüveni insanlığa yaşatmaya devam etmektedir. Güneş sistemimizi tanımak amaçlı bu projeler, sistemimizin işleyişi ve Dünya dışı gökcisimleri üzerindeki ön bilgilerimizi kökten değiştirmektedir.

Bu bildiride Dünya dışı bir ortamda; Titan'da metan pompalamak için, hidrolik olarak temel seçim, tasarım ve işletme yaklaşımları Dünya ile karşılaştırmalı olarak verilmektedir. Temel kavramlar ve değişkenler ile bunların yaratacağı etkilerin üzerinde durularak bir genel yaklaşım geliştirilmeye çalışılmıştır.

## 1. CASSINI-HUYGENS PROJESİ

1997 yılında Dünya'dan gönderilen Cassini, önce Venüs çevresinde iki tur atmış, ardından Dünya çevresinde bir tur ile gezegenlerin merkezkaç kuvvetlerinden yararlanarak güneş sistemimizin iç bölgelerine doğru yola çıkmıştır [1]. Jupiter çevresinde tur atarken bir çok yeni uydü keşfetmiş ve henüz yolculuğu sırasında sesli ve görsel haberleşmeleri baz alan temel fizik alanında bir çok teoriyi test olanağı bulmuştur. Yedi yıla yakın bir süre sonunda asıl hedefi olan Satürn sistemine ulaşmıştır. Yolculuğu kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir, (Şekil 1).



Şekil 1 . Rota (Nasa Cassini sayfa 1)

Cassini, 30 Aralık 2000'de başlayan Jüpiter geçişi sırasındaki incelemelerini Mart 2003'e dek sürdürdü. Çektiği onbinlerce yakın detaylı fotoğraf ile gezegenin bütünü ile taranmasını sağladı ve atmosfer yapısı, gezegen üzerindeki büyük kırmızı leke ile ilgili eşsiz bilgileri Dünya'ya gönderdi. Sonra asıl hedefi olan Satürn sistemine doğru yoluna devam etti. Yol boyu haberleşme temelli olarak Genel Görelilik Kuramını doğruladı. Bu doğrulama daha sonra Viking ve Voyager sondaları ile de tekrarlandı.

2004 başlarında Satürn sistemine ulaşan Cassini, daha sisteme girer girmez üç yeni uydü keşfi ardından 2005 yılında Kepler kuşağından iki yeni uydü daha keşfetti. 4 yıl içinde farklı halkalar arasında bir çok yeni uydüyü, yeni bambaşka ortamları Dünya ile tanıştırdı. Satürn ve büyük uyduları (Phobe, Titan, Enceladaus, Iapetus) etrafında dolaşmaya başlayan Cassini 25 Aralık 2004'te Huygens sondasını Titan'a bıraktı. 14 Ocak 2005'te Titan atmosferine giren sonda, 2,5 saat sonra Titan yüzeyine indi. Cassini üzerinde bulunan farklı ölçüm ve analiz ekipmanları ile Satürn sistemindeki gökcisimlerinde atmosfer yapısı, yeryüzü şekilleri, mevsimsel döngüler, yörüngeleri, halkalar v.b. konularda araştırmalarını sürdürüyor, (Şekil 2).



Şekil 2 . Satürn (solda), Satürn ve Titan (sağda) (NASA, Cassini sayfa 1)

## 1.1. Güneş Sistemimizdeki Bazı Gezegenler ve Büyük Uydular, Genel Bilgiler

Dünya :

Yerçekimi ivmesi : 9,81 m/s<sup>2</sup> (g)

Atmosfer Basıncı : 101.3 kPa - 1 atm

Sıcaklık : -50 - +60 0C

Yüzey özellikleri : 2/3 sıvı halde su ve yoğun atmosfer (Oksijen-Azot)

Mars :

Yerçekimi ivmesi : 3,71 m/s<sup>2</sup> (0.38 g)

Atmosfer Basıncı : 0,65 kPa (yak. 0,006 atm)

Ortalama Sıcaklık : -63 0C

Yüzey özellikleri : silikon ve metal bazlı bir yüzey altında katı halde su varlığı tahmin edilmektedir. Kutuplarda buzullar vardır. CO2 bazlı bir hafif bir atmosfere sahiptir.

Ay - Dünya:

Yerçekimi ivmesi : 1,62 m/s<sup>2</sup> (0.165 g)

Sıcaklık : -230 0C - 123 0C

Yüzey özellikleri : silikat bazlı yüzey üstünde çok hafif bir atmosfer yapısı

Ganymede - Jupiter :

Yerçekimi ivmesi : 1.428 m/s<sup>2</sup> (0.146 g)

Ortalama Sıcaklık : -163 0C

Yüzey özellikleri : henüz tanımlanmış kayalık yüzeyinde, donmuş su ve amonyak bulunmaktadır. Güneş sistemimizin en büyük uydusudur (Neptün'den de büyük).

Triton - Neptün :

Yerçekimi ivmesi : 0,78 m/s<sup>2</sup> (0.08 g)

Atmosfer Basıncı : 1.5 Pa (yak. 0,00001 atm)

Ortalama Sıcaklık : -235 0C

Yüzey özellikleri : donmuş nitrojen ve metan kimi zaman çekim etkisi gayzer halinde fışkırmalar yapmakta, ayrıca donmuş su da bulunmaktadır, yüzey halen aktif volkanik faaliyetlere sahip

Enceladus - Satürn :

Yerçekimi ivmesi : 0,114 m/s<sup>2</sup> (0.011 g)

Ortalama Sıcaklık : -198 0C

Yüzey özellikleri : aktif bir yüzeye sahiptir. su amonyak metan fışkırtan volkanik özelliklere sahiptir. Küçükliğünden beklenilmeyecek biçimde su buharı bazlı bir atmosfere sahiptir.

Dione - Satürn :

Yerçekimi ivmesi : 0,233 m/s<sup>2</sup> (0.023 g)

Ortalama Sıcaklık : -186 0C

Yüzey özellikleri : yoğun su buzları ile kaplı yüzeyin altında silikat bir yapısı vardır.

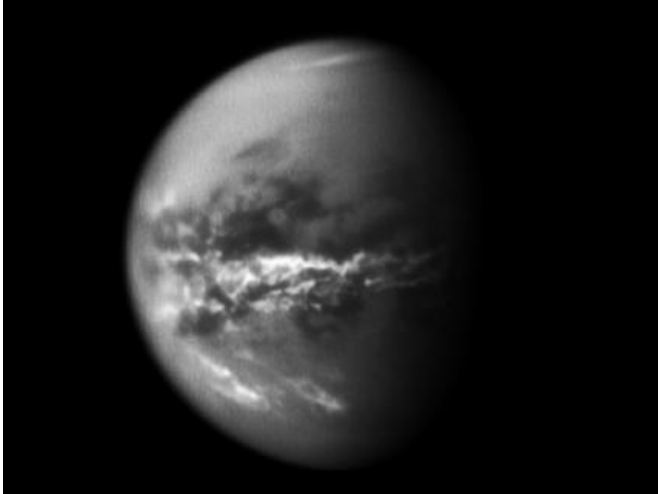
Titan - Satürn :

Yerçekimi ivmesi : 1,35 m/s<sup>2</sup> (0.14 g)

Atmosfer Basıncı : 147 kPa (yak. 1,45 Atm)

Ortalama Sıcaklık : -179 0C

Yüzey özellikleri : sıvı halde metan gölleri, denizleri ve benzer hidrokarbon sıvıları ile hidrokarbon yağmurları ve bulutlarıyla yoğun bir atmosfere sahip



Şekil 2 . Satürn (solda), Satürn ve Titan (sağda) (NASA, Cassini sayıları)

## 2. AKIŞKANLARIN POMPALANMASI

Pompa, bir akışkanın enerjilendirilmesini sağlayan bir makinedir. Bu enerjilendirme; döndürme ya da sıkıştırma şeklinde yapılabilir. Santrifüj ve pozitif deplasmanlı pompalar olarak da tanımlanan bu farklı yapılar değişik akışkanlar ve uygulamalar için tercih edilirler.

Pompalama yapılacak akışkan ise o ortamda sıvı halde bulunan madde olarak tanımlanabilir. Ortam; Ortam basıncı ve ortam

sıcaklığı ile akışkanın özelliklerini tanımlar. Temelde, her akışkan belirli bir sıcaklıkta, belirli bir basınç altında belirli bir yoğunluğa ve viskoziteye (yapışkanlığa, akma özelliğine) sahiptir. Diğer bir çok termodinamik özellik de söz konusudur. Burada diğer özelliklerden söz edilmeyecektir.

Dünya'mız kendi yüzey özellikleri ile farklı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip maddelerin doğal ortamlarını sağlar. Su sıvı haldedir ve Dünya yüzeyinin 2/3'ünü kaplar. Oksijen gaz haldedir. Demir katı haldedir. Biz Dünya bazında sadeleştirilmiş denklemler ile tasarılarımızı yapar pompalarımızı üretir, seçer, monte eder ve aynı koşullarda çalıştırırız. Kimi zaman bazı değişimleri dikkate alarak düzeltmeler ile tasarım ya da seçim sınırlamalarımıza dikkat ederiz. Dünya'mızda, deniz seviyesinde 1 atm basınç altında, yak. T = -50 - + 60 0C sıcaklık ve yerçekimi ivmesi, g = 9.81 m/s<sup>2</sup> bizim ortamımızı tanımlar. Denizden yükseldikçe atmosfer basıncı düşer. Bu düşmeye yönelik olarak kimi zaman motorları farklı seçmemiz gerekir ya da emmedeki net pozitif yük için kontroller yaparız. Kimi zaman örneğin jeotermal kuyularda akışkan sıcaklığı artar ve çift fazlı akışlar söz konusu olabilir. Bu durumda da sıcaklık etkisi ile akışkanda ya da mekanik aksamda oluşan değişimlerin dikkate alınması gerekir. Emme koşulları ile gerekli ENPY değerleri farklılaşabilir. Malzemelerdeki sıcaklık kaynaklı mekanik değişimler üretim toleranslarını değiştirebilir.

Kimi zaman da biz insanlar, doğal ortamın dışında ortamlar yaratarak işlerimizi yapmaya çalışırız. Yüksek basınçlarda düşük sıcaklıklarda bazı gazları sıkıştırıp sıvılaştırarak, taşıyoruz, kimyasal işlemlerde kullanırız, depolarız, pompalarız.

### 2.1. Pompalar için Tanımlar

Basınç : **p**, birim yüzey alanına etki eden kuvvet (N/m<sup>2</sup>, Pascal, Atmosfer v.b.)

Basma Yüksekliği : **H**, basınçlandırmanın metre cinsinden bir akışkan için karşılığı (mSS, mHg v.b.)

Basma yüksekliğinin (head) bizler için daha anlamlı bir diğer tanımı ise "birim akışkan ağırlığına verilen enerji"dir.

$$H = \frac{E}{W} \quad (1)$$

Basınç farkı ile Basma Yüksekliği arasındaki ilişki, giriş ve çıkış flanşı arasında kot ihmal edilebilir olan pompalar için:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2)$$

(Basma Yüksekliği = Basınç farkı/ (yoğunluk x yerçekimi ivmesi) ) biçimine getirilebilir.

Pompalarla bir akışkanın taşınması söz konusudur. Farklı pompalı sistemler vardır; atmosfere açık sistemler, atmosfere kapalı sistemler, tamamen sürtünme kaybına sahip, hem sürtünme kaybına hem de geometrik yüksekliğe sahip v.b. Burada atmosfere açık belirli bir daldırma derinliğine sahip düşey milli bir pompa sistemi üzerinde durularak örnekler verilecektir (Şekil 4).

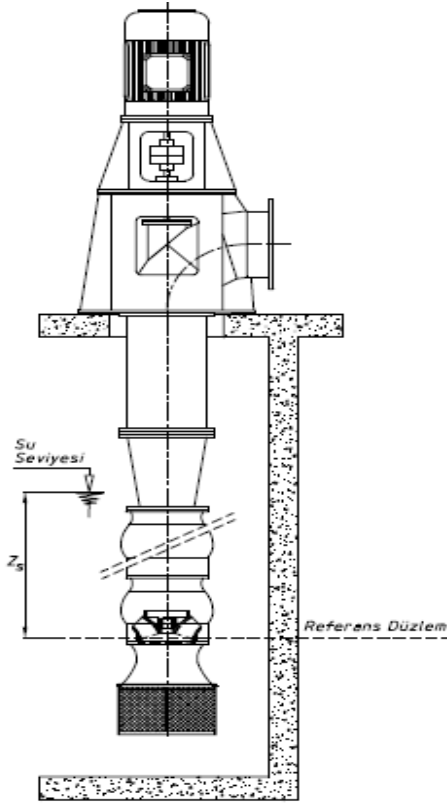
Basma yüksekliğinin tanımı da akışkanın birim ağırlığına verilen enerji olarak yapılabilir. Bir düşey milli pompa Q = 1000 l/s, Hm = 150 mSS olarak tanımlandığında, su olan bir akışkan 1000 l/s debide enerjilendirilerek belirli bir yüksekliğe basılır. Sürtünme kayıpları ihmal

edildiğinde pompanın yaklaşık 150 m 'ye bastığını söyleyebiliriz. Bu tanımlama, Dünya'mızın doğal koşulları için yapılan bir tanımlamadır.

Yoğunluk :  $\rho$ , özgül ağırlık olarak da tanımlanan bu maddesel ayırt edici özellik, birim hacimdeki bir maddenin kütlesi olarak tanımlanabilir.  $\text{kg/m}^3$  ya da  $\text{gr/cm}^3$ ,  $\text{gr/l}$  gibi farklı birimsel tanımlar kullanılabilir.

Viskozite : Akışkanın akmaya karşı direnci olarak tanımlanabilir. Akmazlık, ağırlıklılık, yapışkanlık gibi karşılıklar önerilmiş ama yaygınlaşmamıştır. Dinamik ve kinematik olarak iki farklı biçimde tanımlanır.

Dinamik viskozite,  $\mu$ , birimi  $\text{Pa.s}$  (Pascal.saniye, ya da  $\text{cP}$  (centipoise) şeklindedir. Bu da  $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  temel birimleri ile tanımlanır. Kinematik viskozite,  $\nu$ , birimi ise  $\text{St}$  (stoke) ya da  $\text{cSt}$  (centistoke) şeklindedir. Bu da  $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$  temel birimleri ile tanımlanır. Bir maddenin dinamik ve kinematik viskoziteleri arasındaki ilişki ise yoğunluktur.



Şekil 4 . Genel bir düşey milli pompa

## 2.2. Temel Pompa Tasarım ve Seçim Denklemleri

Özgül Hız : Özgül Hız tüm pompacılar için tanım olarak çark geometrik yapısını belirleyen bir değerdir. Birimli ve birimsiz olarak birkaç biçimde tanımlanabilir.

Birimli olarak :

$$N_q = n \frac{Q^{0.5}}{(H)^{0.75}} \quad (3)$$

burada SI birimli sisteminde,  $n$  (d/d) ,  $Q$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) ve  $H$  (m) cinsinden  $10 < n_s < 400$  aralığındadır.

Birimsiz olarak:

$$N_s = \omega \frac{Q^{0.5}}{(gH)^{0.75}} \quad (4)$$

şeklinde tanımlanır ki, evrensel tanım budur.  $g$  ( $\text{m/s}^2$ ), yerçekimi ivmesi ve  $\omega$  ( $\text{rad/s}$ ) olarak denkleme katılır.

$0.2 < N_s < 8$  aralığındadır.

Özgül hız, çark için geometrik bir tanımlama yapar. Özgül hızın değeri arttıkça yüksek debili düşük basmalı, değeri düşüktüçe düşük debili yüksek basmalı çarkları tanımlar. Radyalden eksenel akışa doğru giden pompa çarkları için yükselen sayısal bir değer olarak karşımıza çıkar.

Tasarım başlangıcı için temel denklem ise “Euler Türbin Denklemi”dir [2,3]. Çıkarımına ve diğer temel denklemler ile ilintisine girmeden, sabit bir debi için belirli hızda geometrisi tanımlı bir santrifüj pompa için aşağıdaki biçimi de alabilir, çevresel ( $U$ ), ve mutlak hızın çevresel bileşeni ( $V_\theta$ ), cinsinden :

$$gH_h = \frac{\Delta p}{\rho} = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad (5)$$

Emmedeki Mevcut Net Pozitif Yük,  $\text{ENPY}_m$  ise;

$$\text{ENPY}_m = \frac{p_t - p_b}{\rho \cdot g} \quad (6)$$

Düşey milli bir pompa uygulamasında;  $p_t$ , çark giriş referans yüzeyindeki toplam basınç,  $p_b$  ise akışkanın o sıcaklıktaki buharlaşma basıncıdır.

$$p_t = p_{atm} + \frac{\rho \cdot v_s^2}{2} + z_s \cdot \rho \cdot g \quad (7)$$

$p_{atm}$  atmosferik basınç,  $v_s$  referans düzlemdeki akışkan hızı,  $z_s$  referans düzleme göre üstündeki su seviyesi olarak tanımlanmıştır. Bu denklem farklı pompalı sistemler için farklılaşır (Şekil 4) .

Emme Özgül Hızı :

$$S = n \frac{Q^{0.5}}{(\text{ENPY}_g)^{0.75}} \quad (8)$$

$Q$  ( $\text{m}^3/\text{sa}$ ) - debi,  $n$  (d/d) - dönüş hızı,  $\text{ENPY}_g$  emmedeki gerekli net pozitif yük (m)

## 3. DÜNYA'DA SU İLE TİTAN'DA METAN POMPALAMASI :

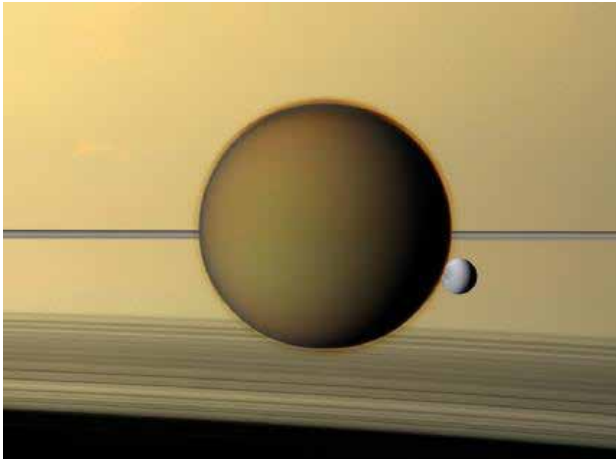
Gün gelir de sıvı metan gereksinimlerimizi Titan'dan karşılamaya karar verirsek ne yapmalıyız?. Depolarımıza ya da gezegenler arası işleyen taşıyıcı gemilerimize nasıl pompalarız?

Titan güneş sistemimizde, Satürn çevresinde dönen bir uydudur. Dünya benzeri yoğun ve aktif bir atmosfere sahiptir. Cassini-Huygens projesi ile yapılan araştırmalarda yüzeyinin metan denizleri ile dolu olduğu, farklı sıvı halde hidrokarbonların da yüzeyde bulunduğu kanıtlanmış durumdadır.

Dünya'mızda su neye karşılık geliyor ise Titan'da da metan benzer durumdadır. Titan, aktif atmosferinde rüzgarlar, metan yağmurları,

fırtınalar ile Dünya benzeri ama bir o kadar da farklı bir ortama sahiptir. Metan, Dünya’da gaz halinde bulunmaktadır. Her yerde kullandığımız doğal gazın temel bileşigidir. 1 atm basınç altında -161 0C’de sıvı hale gelmektedir.

Titan’da ise yüzeyde sıcaklık ortalama sıcaklık -179 0C ve atmosfer basıncı yak. 1,45 atm, yerçekim ivmesi ise 1,35 m/s<sup>2</sup> (0.14 g). O ortamda metan, sanki Dünya’mızdaki su gibi davranmakta, hem yüzeyi hem de atmosferi aktif bir halde etkilemektedir. Titan’daki ortamda metanın yoğunluğu yak. 447 kg/m<sup>3</sup> ve kinematik viskozitesi, 0,415 m<sup>2</sup>/s (0.415x10<sup>-6</sup> cSt)’tur.



Şekil 5 . Önde Titan, sağ tarafında Dione ve arka planda Satürn (Nasa, Cassini sayfaları)

### 3.1. Dünya’da Su Pompalanması Örneği

$Q = 1000$  l/s,  $H_m = 150$  mSS,  $n \leq 1000$  d/d olacak olan çok kademeli düşey milli bir pompayı seçerek daldırma derinliğini gerekli ENYP ile ilişkilendirerek seçelim.

Herhangi bir düşey milli pompa üreticisi farklı bir çok alternatif arasından 2 kademe 1000 d/d olarak 44” çok kademeli bir pompa seçilebilir. Bu pompa uygun bir basma borusu ile, kayıpları dikkate almazsak su seviyesinden itibaren saniyede 1 m<sup>3</sup> suyu 150 m yükseklikte bir kanala ya da gemiye taşıyabilecektir.

Görüldüğü gibi, önceden pompa ilintili yukarıda verilen tanım ve denklemlere başvurmadan hatta üretici ile görüşmeden katalog üzerinden bu seçim yapılabilir. Verilen basma yüksekliği değeri, su ile ilişkilense bile gerçek anlamda 150 m yüksekliğe karşılık gelir. Çoğu zaman talepte “m Su Sütunu” bile belirtilmez. Bütün üreticiler seçim eğrilerini suyun sabit bir yoğunluğu ve viskozitesi için sabit yerçekimi ivmesine göre hazırlarlar. Dolayısıyla buna göre seçim yapılarak, uygun pompa kolayca belirlenmiştir.

Pompanın Dünya çalışma koşullarında su için ENPY kontrolü :

Pompalar gaz basamazlar, bu yüzden emişlerindeki toplam basınç belirli bir değerin altına düşmemelidir. Akışkan kimi zaman hiçbir biçimde kimi zaman da kontrollü olarak belli bir hacimsel oranın üstüne çıkmayacak şekilde gaz fazına geçmemelidir. Kaviteasyon olarak adlandırılan bu durum hızla artan biçimde sorunlara sebep olur ve önce hidrolik ardından da mekanik sıkıntılar yaratarak pompa ömrünü kısaltır, işletme maliyetlerini artırır. Bütün pompalar için emişlerindeki gereken toplam basınç, üretici tarafından tasarım özelliklerine göre

belirlenir. Çalışma ortamında da mevcut ENPY değerinin gerekenden belli bir marj ile yüksek olması sağlanır. Özel tasarımlar ya da farklı pompa seçimleri ile pompa tarafında değişiklikler yapılacağı gibi montaj derinlikleri değiştirilerek çalışma ortamında da değişiklikler yapılabilir [4].

Seçilen pompa için tasarım kaynaklı hesaplanan ya da deneysel olarak elde edilen ENPYg değerine göre ve girdap oluşumunu önleyecek daldırma derinliği ile montajı yapılan pompa söz konusu değerlerde güvenli bir şekilde çalışacaktır.

Pompaların emme özgül hızları, S, tasarım ile ilintilidir ve genelde 10000 (metrik) mertebelerinde tutulur. Bu değer belirli bir debi için, pompa hızını sınırlar [5].

$Q = 1$  m<sup>3</sup>/s (3600 m<sup>3</sup>/sa),  $H_m = 150$  mSS,  $n = 1000$  d/d, 2 kademe bir pompa, (8) denklemi kullanılarak,

$$10000 = 1000 \frac{3600^{0.5}}{(ENPY_g)^{0.75}}$$

için,  $ENPY_g = 10$  m bulunur. Yani  $ENPY_m \geq 10$  m olmalıdır.

Su için, 20 0C’de buharlaşma basıncı,  $p_b = 0,023$  bar = yak. 2.3 kPa

(6) denklemine göre :

$$10 = \frac{p_t - 2300}{998 \times 9.81}$$

Referans düzlemde,  $p_t = 100200$  Pa (en az) olmalıdır.

(7) denkleminde :

$v_s = 4 - 6$  m/s arasında olacaktır. (pompalar için genelde çark giriş hızları)

$v_s = 4$  m/s alınırsa;

$$\frac{\rho \cdot v_s^2}{2} = 7984 \text{ Pa}$$

$$p_{atm} = 101000 \text{ Pa}$$

Bu durumda, emiş referans düzleminde, daldırma yapılmadan bile ( $z=0$ ),  $p_t = 108$  kPa’lık bir basınç oluşur. Güvenlik marjları da düşünülerek ve girdap oluşumunun önüne geçecek şekilde bir daldırma ile montaj yapılması uygundur.

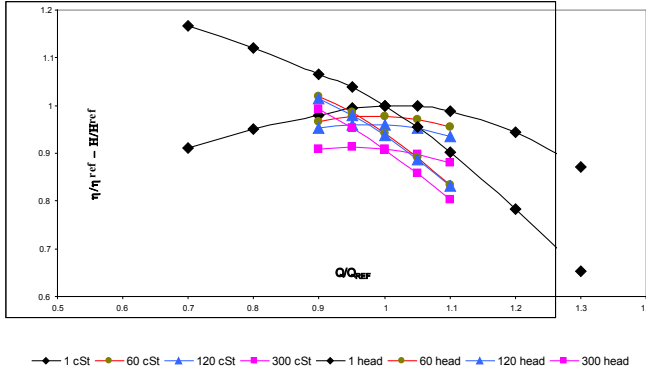
### 3.2. Dünya Üzerinde Sudan Farklı Bir Akışkanı Nasıl Pompalıyoruz?

Yağ, petrol, süt benzeri başka sıvıların pompalanması zaten yapılmaktadır. Fakat suda farklı bir akışkan için, yukarıda anlatılan biçimde kolay bir seçim yapılamaz. Akışkanın kendi özelliklerine göre pompa hızları ve mekanik yapılar için özel kontroller yapılır.

Pompa tanım ve denklemlerinde bulunan akışkana özgü iki temel değişken bütün seçimi etkiler. Bunlar yoğunluk ve viskozitedir. Değişen yoğunluk çekilen gücü doğrudan etkilerken, viskozite ise değişen sürtünme kaybı etkisi ile pompa performansını etkiler. Akışkan yoğunluğu tek başına pompanın basma yüksekliğini ve verimini etkilememektedir. Fakat basma yüksekliği birim ağırlığa verilen enerji olduğu için pompanın eş basma yüksekliğindeki çektiği güç değişir, (Denklem 1).

Viskozitesi farklı olan akışkanlar için suya göre karşılaştırmalı hazırlanan tablolar vardır. Bu tablolardan debi, basma yüksekliği ve verim değişimleri hesaplanır. Hesaplanan değerler ve akışkan yoğunluğu ile motor gücü belirlenir [3].

Değişen viskozite ve pompa performansı ilişkisi bir pompa için HAD analizleri ile de incelenmiştir, (Şekil 6).



Şekil 6. 1 cSt için en verimli noktaya göre viskozitenin performansa etkisi, (Layne Bowler)

### 3.3. Titan'da Metan Pompalamak:

Mars'a yakıt taşıyacak uzay gemimize metan basacak Titan'da bir liman pompası seçelim.  $Q = 1000$  l/s,  $H_m = 150$  mSS için,  $n \leq 1000$  d/d olacak biçimde düşey milli pompa düşünelim.

Değişen koşullar şunlardır :

- Akışkan : Sıvı Metan
- $\rho = 447$  kg/m<sup>3</sup> ve  $\nu$ , kinematik viskozitesi =  $0,415$  m<sup>2</sup>/s, ( $0,415 \times 10^{-6}$  cSt),
- Yerçekim ivmesi :  $1,35$  m/s<sup>2</sup> ( $0,14$  g)
- Atmosfer Basıncı :  $147$  kPa (yak.  $1,45$  Atm)
- Ortalama Sıcaklık :  $-179$  °C

Bu durumda  $150$  mSS, Dünya'da su olarak karşılığı olan, basma yüksekliği değerini, Titan'da  $150$  mMetan olarak revize etmek gerekmektedir. Basma yüksekliği ve teorik basma yüksekliği arasındaki ayırma girmeden (5) denklemine göre;

$$gH_{th} = \frac{\Delta p}{\rho}$$

$150$  m Su için:

Dünya'da,  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup>,  $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup> ile,

$$\Delta p = 150 \times 9,81 \times 1000$$

$$\Delta p = 1471 \text{ kPa, basınç farkını seçilecek pompadan elde etmeliyiz.}$$

$150$  m Metan için:

Titan'da,  $g = 1,35$  m/s<sup>2</sup>,  $\rho = 447$  kg/m<sup>3</sup> ile,

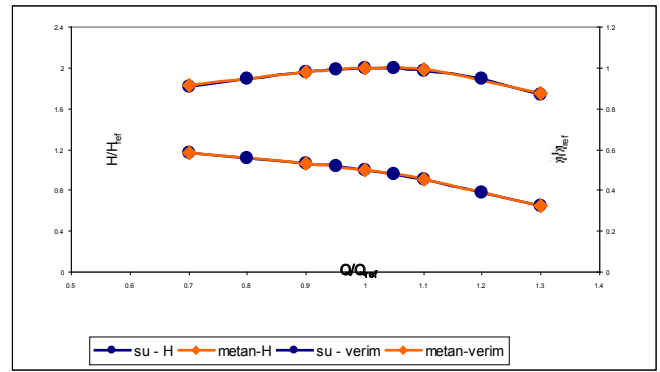
$$\Delta p = 150 \times 1,35 \times 447$$

$$\Delta p = 90,5 \text{ kPa, basınç farkını seçilecek pompadan elde etmeliyiz.}$$

Görüldüğü gibi aynı basma yüksekliği için Dünya'da su ile Titan'da metan arasında yak.  $16$  kat fark oluşmaktadır. Titan'da  $150$  mMetan basacak olan pompa,  $90,5$  kPa'lık basınç farkı ile Dünya'da su için,  $H_m = 90500 / (9,81 \times 1000) = 9,2$  mSS, basacaktır.

Yerçekimi ivmesi ve yoğunluk farkının basma yüksekliğine etkisini gösteren bu sonuç ilginçtir. Yani, dünyada belirlenen bir debide,  $9,2$  mSS basma yüksekliğine sahip pompamız Titan'da  $150$  mMetan basma yüksekliğine sahip olabilecektir.

Pompa performansının iki akışkanın viskozite farklarından gelen etkisinin de yukarıda söz edildiği gibi kontrol edilmesi gerekir. Su ve metan için benzer koşullarda viskozite değerleri birbirine yakındır, ( $S_u = 1$  m<sup>2</sup>/s, Metan =  $0,415$  m<sup>2</sup>/s). Pompa performansı tahmini için bu örnekte özel bir hesap yapmaya gerek yoktur. Fakat bu, viskozitesi suyun yarısı olan metan için özel bir durumdur. Bu durumda, Dünya'da da  $Q = 1$  m<sup>3</sup>/s için  $H_m = 9,2$  mSS şeklinde bir pompa seçebiliriz ve düzeltme yapmadan o pompa eğrisinden yararlanabiliriz. İlk durumda ise değerlerimiz;  $Q = 1$  m<sup>3</sup>/s için  $H_m = 150$  mSS şeklinde idi



Şekil 7. Su ve Metan için performans karşılaştırması (verim ve basma yüksekliği), su için en verimli nokta referans alınarak, (Layne Bowler)

Şimdi ise çok daha düşük basma yüksekliği olan bir pompa ile Titan'da  $1000$  l/s'lik metanı  $150$  m yüksekliğe basabileceğimizi görüyoruz. Şekil 7'de metan ve su arasındaki viskozite farkının küçük olmasından dolayı pompa performanslarının çok farklı olmadığı karşılaştırmalı HAD analiz ile görülebilir.

Bu durumda Dünya'da su için seçeceğimiz,  $Q = 1$  m<sup>3</sup>/s için  $H_m = 9,2$  mSS'lik,  $n = 750$  d/d, tek kademelik pompa, Titan'da işimizi  $Q = 1$  m<sup>3</sup>/s için  $H_m = 150$  mMetan için görecektir.

Pompanın Titan çalışma koşullarında metan için ENPY kontrolü :

Seçilen pompa için, Titan'daki koşullarda  $ENPY_m$  değerleri kontrol edilmelidir.

$Q = 1$  m<sup>3</sup>/s,  $H_m = 9,2$  mSS,  $n = 750$  d/d,  $1$  kademe bir pompa, (8) denklemi kullanılarak,

Emme özgül hızı,  $S = 10000$  (metrik) için;

$$10000 = 750 \frac{3600^{0,5}}{(ENPY_g)^{0,75}}$$

için,  $ENPY_g = 7,4$  m bulunur. Yani  $ENPY_m \geq 7,4$  m olmalıdır.

Metan için,  $-179$  °C'de buharlaşma basıncı  $p_b = 0,3$  bar = yak.  $30$  kPa için

(6) denklemine göre :

$$7,4 = \frac{p_t - 30000}{447 \times 1,35}$$

$p_t = 34500$  Pa (en az) olmalıdır

(7) denkleminde :

$v_s = 4 - 6$  m/s arasında olacaktır. (pompalar için ideal çark giriş hızları)

$v_s = 4$  m/s alınır ise;

$$\frac{\rho \cdot v_s^2}{2} = (3576 \text{ Pa})$$

$$p_{\text{atm}} = 147000 \text{ Pa}$$

Bu sonuca göre, emiş referans düzleminde, daha daldırma yapılmadan (z),  $p_t = 150$  kPa bir basınç olacaktır. Girdap önleyici bir daldırma mesafesi de düşünüldüğünde sorunsuzca pompamız Titan'da metan basabilecektir. Farklı akışkanların pompalanmasında sudan daha yüksek marjlı ENPYm gerekebilir buna da dikkat edilmesi önemlidir.

## SONUÇ

Dünya'mız dışında bir çok ortamda pompa tasarım ve seçimi yapılabilir. Bu bildiride temel kavramlar üzerinde durulmaya çalışılmış ve Cassini-Huygens Projesi verileri eşliğinde, hangi değişkenlerin neleri etkilediği anlatılmıştır. Sıcaklık ve basınç farkları için doğal ki hidrolik yanında mekanik malzeme çalışmaları da çok önemlidir. Malzeme seçimi, uygun motor üretimleri v.b konulara girilmemiştir. Pompalama sırasındaki sıcaklık farkları ile akışkan ilişkisi bir diğer konudur. Dönüş hızları, çalışma boşlukları v.b. konular akışkan ve ortama göre çok daha dikkatli analiz edilmelidir. Dönüş hızı artan sıcaklık etkisinin akışkanda yaratabileceği faz farkları ya da diğer özel durumlar da mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Yerçekimi ivmesi ve yoğunluk basma yüksekliğini birlikte etkilerken, atmosfer basıncı ve ortam sıcaklığı emmedeki net pozitif yükü etkilemektedir. Viskozite ise pompa performansını sürtünme kaynaklı olarak doğrudan etkilemektedir.

Cassini'nin planlanan görevi 2017'ye kadar uzatılmıştır. Şu anda hala Satürn sisteminde çalışmalarını sürdürmektedir.

## KAYNAKLAR

1. Cassini Mission, NASA official web pages
2. Lazarkiewicz, S. and Troskolanski, A.T. (1965) *Impeller Pumps*, Pergamon Press Ltd., Oxford.
3. Karassik, Messina, Cooper, Heald (Third Edition), *Pump Handbook*, McGraw-Hill
4. *Pompa Performans Kriterleri Üzerine Bir Üçleme* (2006), POMSAD
5. Hydraulic Institute ANSI/HI 2.3

## SUMMARY

*Humanity continuous to research the different physical and chemical environments in celestial objects outside the world. With the information obtained from these celestial objects with different environments, we are learning new things to understand and new problems to solve as a humanity.*

*In this paper, inspired from Cassini-Huygens Project, in extraterrestrial environment; "the pumping of methane on Titan" were tried to understand. Hydraulic main selections, design and operational approaches are given in comparison with the World. Basic concepts and variables with effect of them were also explained for pump selection.*

# TS EN12845 STANDARDI VE YANGIN POMPALARI

Taner KABOĞLU

Tasarım Mühendislik Proje ve Danışmanlık Ltd. Şti.

## ÖZET

Bu çalışmada, otomatik yağmurlama sistemlerinde kullanılan yangın pompalarının sahip olması gereken özellikler konusunda, Türkiye’de yürürlükte olan “Binaların Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik” ile TS EN 12845 standardı çerçevesinde bilgi verilecektir.

9.9.2009’da son haliyle yürürlüğe giren “Binaların Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik” (Bundan sonra “Yönetmelik” olarak anılacaktır.) yangın söndürme sistemlerinde kullanılacak yangın pompalarını tarif etmektedir. Ayrıca Yönetmelikte refere edilen TS EN 12845 standardı, pompa özellikleri konusunda bilgiler içermektedir. İki kaynaktaki bilgiler birbirini tamamlayıcı nitelikte olmakla beraber, bazı hususlarda çelişkiler de içermektedir. Çelişkili konularda hakim dokümanın Yönetmelik olduğu unutulmamalıdır.

Anahtar Kelimeler: Yangın pompası, Yönetmelik, TS EN 12845

## 1. GİRİŞ

2002 yılına kadar, Türkiye’de yapılan yangın söndürme sistemi uygulamaları, yatırımcının kullanım alışkanlıkları ve istekleri, uygulama firmalarının önerileri ve bazı yerel yönetimlerin talepleriyle şekillenmekteydi. 2002 yılında yayınlanan “Binaların Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik” ile birlikte, ülke genelinde yangın söndürme sistemleri uygulamaları bir prensibe göre yapılmaya başlanmıştır. 2007 yılında köklü bir revizyondan geçen yönetmelik, 2009 yılında bazı düzeltmelerle bugün kullanılan halini almıştır. Yönetmeliğin geliştirmeye ve düzeltmeye açık pek çok yön olduğu açıktır. Bu konuda çalışmalar de kesintisiz olarak devam etmektedir. Özellikle bilinmesi gereken husus, 100 yılı aşkın süredir yangın söndürme sistemleri konusunda standart ve kanuni düzenlemeler yapan ülkelerde dahi, bu dokümanlar düzenli aralıklarla revize edilmekte ve güncellenmekte olduğudur.

Yangın pompaları, sulu yangın söndürme sistemlerinin kalbidir. Yangın pompalarının karakteristik değerlerinin seçilmesi ve pompa özelliklerinin belirlenmesi, yangın söndürme sistemlerinin sağlıklı çalışmasını ve dolayısıyla can ve bina güvenliğini direkt olarak etkilemektedir.

Yangın pompalarının seçilmesi konusunda, yönetmelik ve standartların söyledikleri açıktır. Tasarımcıların ve pompa üreticilerinin, yönetmelik ve standartların gereklerini yerine getirmek konusunda istenen hassasiyete henüz ulaşamadıkları, uygulama örneklerinden görülmektedir. Bununla beraber, sektörün konuya ilgisinin yüksek olması, mevcutta karşılaşılan aksaklıklar ve hataların giderek azalmasını sağlamaktadır.

## 2. YASAL MEVZUAT

Yangın pompası seçimi ve pompa dairesi tasarımı yapılırken ilk başvurulacak kaynak yönetmeliktir. Yönetmelik metninde bulunan ifadelerle birlikte, atıfta bulunan TS EN 12845 standardının 10.bölümü pompa özelliklerini tarif etmektedir.

İki doküman arasında uyumsuz olan konularda, üstün olan yönetmelik metnidir. Örneğin yönetmelik, pompaların kumanda basınç anahtarlarının kumanda panolarının içinde yer alması gerektiğini yazmaktadır. Oysa TS EN 12845 standardına göre kumanda basınç anahtarları, kumanda panosunun dışında olmalıdır. Burada geçerli olan yönetmelik hükmüdür.

Yönetmelikte yer almayan konularda ise standart metni geçerlidir. Mesela dizel yangın pompalarının yakıt tankları kapasiteleri konusunda yönetmelikte bir hüküm bulunmamaktadır. Standart ise yakıt tankı kapasiteleri konusunda 10.9.6 maddesinde süreler vermektedir. Buna göre Düşük tehlike sınıfında 3 saat, orta tehlike sınıfında 4 saat, yüksek tehlike sınıfında ise 6 saat süreyle motoru çalıştırabilecek büyüklükte yakıt tankı bulundurulmalıdır.

Her iki dokümanda bulunmayan konularda diğer standartlara başvurulur.

## 2.1. Kapasite

Pompa kapasitesi, söndürme sistemlerinin tümünü (yağmurlama sistemi, bina içi ve bina dışı yangın hortumları, diğer sulu söndürme sistemleri) karşılayacak şekilde seçilir. Otomatik yağmurlama sistemleri debisi belirlenirken, binanın tehlike sınıfına göre Ek 8/B tablosundan seçilir.

Ek 8/B Yağmurlama Sisteminde Tutaran Tutarlılıklar

| Tehlike sınıfı   | Tasarım yangınına göre miktar | Kapasite sınıfı (l/s) | Kapasite sınıfı (l/s)        |
|------------------|-------------------------------|-----------------------|------------------------------|
| Düşük Tehlike    | 2.75                          | 24                    | Kapasite sınıfı 1 kullanılır |
| Orta Tehlike-1   | 5.0                           | 72                    | 90                           |
| Orta Tehlike-2   | 5.0                           | 144                   | 180                          |
| Orta Tehlike-3   | 5.0                           | 216                   | 270                          |
| Orta Tehlike-4   | 5.0                           | 360                   | Yüksek Tehlike 1 kullanılır  |
| Yüksek Tehlike-1 | 7.7                           | 360                   | 425                          |
| Yüksek Tehlike-2 | 10.6                          | 360                   | 325                          |
| Yüksek Tehlike-3 | 12.8                          | 360                   | 425                          |
| Yüksek Tehlike-4 |                               |                       |                              |

Tablo 1. Türkiye Yangından Korunma Yönetmeliği Ek 8/B Tablosu

Bu tabloda yer almayan seçenekler için, notta da belirtildiği gibi, TS EN 12845 standardına, onda da yer almayan seçenekler için diğer uluslararası standartlara başvurulur.

Yağmurlama sistemiyle birlikte çalıştırılacak bina içi ve bina dışı yangın hortumlarının debileri için ise, Ek 8/C tablosu kullanılır.

Ek 8/C Yangın Dolapları ve Hidrant Sistemi İçin İlave Edilecek Su İhtiyaçları

| Bina Tehlike Sınıfı | İlave edilecek Yangın Dolabı Debisi (litre/dak) | İlave edilecek Hidrant Debisi (litre/dak) | Süre (dak) |
|---------------------|-------------------------------------------------|-------------------------------------------|------------|
| Düşük tehlike       | 100                                             | 400                                       | 30         |
| Orta Tehlike-1-2    | 100                                             | 400                                       | 60         |
| Orta Tehlike-3-4    | 100                                             | 1000                                      | 60         |
| Yüksek Tehlike      | 200                                             | 1500                                      | 90         |

Tablo 2. Türkiye Yangından Korunma Yönetmeliği Ek 8/C Tablosu

## 2.2. Çalışma Basıncı

Pompa basıncını belirlemek için hidrolik hesap yapılması en sağlıklı yöntemdir. Burada, söndürme sistemi elemanları olan yağmurlama sistemi, yangın dolapları ve yangın hidrantlarının en düşük ve en yüksek çalışma basınçları esas alınmalıdır. Basınç değerleri, yangın dolapları ve hidrantlar için yönetmeliğin yedinci kısmında verilmiştir. yağmurlama sistemi ile ilgili uygulama basınç değerleri ise, referans alınan standarda göre belirlenir.

| Sulu Söndürme Sistemi Elemanları En düşük Çalışma Basınçları |                          |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------|
|                                                              | Yönetmelik / TS EN 12845 |
| Yağmurlama Başlığı                                           | 1 bar                    |
| Yangın Hortumu 1"                                            | 4 bar                    |
| Yangın Hortumu 2"                                            | 4 bar                    |
| Yangın Hidrantı                                              | 7 bar                    |

## 2.3. POMPA ÖZELLİKLERİ

Türkiye Yangından Korunma Yönetmeliği'nin 93. Maddesi, yangın pompalarının ve pompa odalarının sahip olmaları gereken özellikleri tarif etmektedir.

Madde metni aşağıdaki gibidir:

**MADDE 93-** (1) Yangın pompaları; sulu söndürme sistemlerine basınçlı su sağlayan, anma debi ve anma basınç değeri ile ifade edilen pompalardır. Pompaların, kapalı vana (sıfır debi) basma yüksekliği anma basma yüksekliği değerinin en fazla % 140'ı kadar olması ve %150 debideki basma yüksekliği anma basma yüksekliğinin % 65'inden daha küçük olmaması gerekir. Bu tür pompalar, istenen basınç değerini karşılamak şartıyla, anma debi değerlerinin %130'u kapasitedeki sistem talepleri için kullanılabilir.

(2) Sistemde bir pompa kullanılması hâlinde, aynı kapasitede yedek pompa olması gerekir.

Birden fazla pompa olması hâlinde, toplam kapasitenin en az % 50'si yedeklenmek şartıyla, yeterli sayıda yedek pompa kullanılır.

(3) Pompanın çevrilmesi, elektrik motoru yanı sıra içten yanmalı motorlar veya türbinler ile olabilir.

(4) Yedek dizel motor tahrikli pompa kullanılmadığı takdirde, yangın pompalarının enerji beslemesi güvenilir kaynaktan ve binanın genel elektrik sisteminden bağımsız olarak sağlanır.

(5) Yangın pompalarının, otomatik hava boşaltma valfi ve sirkülasyon rahatlatma valfi gibi yardımcı elemanlarının bulunması gerekir.

(6) Her pompanın ayrı bir kumanda panosu ve panonun da kilitli olması gerekir. Elektrik kumanda panosunun, faz hatasının, faz sırası hatasının ve kumanda fazı hatasının bilgi ışıkları ile donatılması gerekir. Pano ana giriş devre kesicisine pano kilidi açılmadan erişilememesi gerekir.

(7) Her pompanın ayrı bir kumanda basınç anahtarının olması gerekir. Basınç anahtarlarının; kumanda panosunun içine yerleştirilmiş, su basıncını boru bağlantısıyla hisseden, su darbelerine karşı korumalı, alt ve üst değerler ayrı ayrı ve bağımsız olarak ayarlanabilir ve ayarlandıktan sonra kilitlenebilir olması şarttır.

(8) Pompa kontrolü basınç kumandalı; tam veya yarı otomatik olabilir.

(9) Pompa odası veya pompa istasyonunda elektrik motor tahrikli pompalar için +4 °C ve dizel motor tahrikli pompalar için +10 °C üzerinde sıcaklığın sürekli sağlanabilmesi için uygun gereçler sağlanır.

(10) Pompa istasyonunda, servis, muayene ve ayar gerektiren cihazların çalışma alanı etrafında acil aydınlatma sağlanması şarttır.

(11) Zemin yeterli bir drenaj için eğimli hazırlanarak suyun pompadan, sürücünden ve kontrol panosu gibi kritik cihazlardan uzaklaştırılması sağlanır.

93.maddenin 2.bendinde verildiği gibi, yangın pompalarının yedekli kullanılması ülkemizde zorunludur. Özellikle NFPA standardında böyle bir zorunluluk olmadığı için, zaman zaman projelerde tek pompa kullanılması öngörülebilmektedir. Bu, yönetmeliğe aykırı bir uygulamadır.

Yangın söndürme sistemlerinde kullanılan iki veya daha çok yangın pompasından biri elektrik motorluysa, diğeri ya da diğerlerinin dizel motorlu olması sıkça kullanılan bir uygulamadır. Ancak yönetmelik ya da standartlar gereği bu uygulama zorunlu değildir. Bu konudaki algı yanıltır. Özellikle yerel itfaiye teşkilatları bu konuda ısrarcı olabilmektedir. 93.maddenin 4.bendi konuya açıklık getirmektedir.

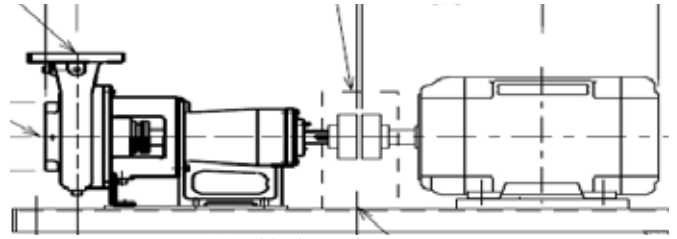
Özellikle endüstriyel tesislerde ve yüksek pompa kapasitelerinin kullanıldığı yerlerde, dizel motorlu pompa kullanımı, yatırım maliyetlerini çok etkilemediği için tercih edilmektedir. Ancak otel, konut, iş merkezi gibi domestik binalarda, düşük kapasiteli pompa ihtiyaçlarında dizel yangın pompası maliyeti, elektrikli pompa maliyetine göre bir hayli yüksek kalmaktadır. Gürültü, bakım zorluğu gibi nedenler de, pompalarının tümünün elektrik motorlu seçilmesini elverişli kılmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, ikinci pompanın jeneratörden beslenmesini sağlamak olmalıdır. 93.maddenin 4.bendi bunu zorunlu kılmaktadır. Bu tür binalarda jeneratör seçimi yapılırken, yangın pompasının getireceği yükün de hesaba katılması önemlidir.

## 1. GİRİŞ

### 3.1.1. Sürücüyü Tipine Göre Sınıflandırma

#### 3.1.1.1. Elektrik Motor Sürücülü Yangın Pompası

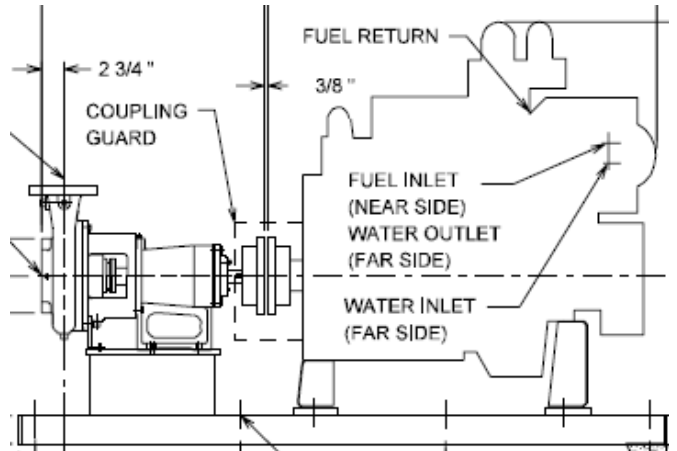
En çok kullanılan tiptir. Bakım kolaylığı, daha az gürültülü çalışması, kolay bulunurluğu gibi özellikleri nedeniyle tercih edilmektedirler.



Şekil 1. Elektrik motorlu yangın pompası

#### 3.1.1.2. Dizel Motor Sürücülü Yangın Pompası

Trafo, jeneratör, vs herhangi bir güç kaynağına gereksinim duymaksızın çalışması en büyük avantajıdır. Endüstriyel tesisler gibi, yetişmiş bakım personelinin bulunduğu yerlerde ve yüksek kapasite gereksinimlerinde maliyet dezavantajı ortadan kalktığında tercih edilirler.



Şekil 2. Dizel motorlu yangın pompası

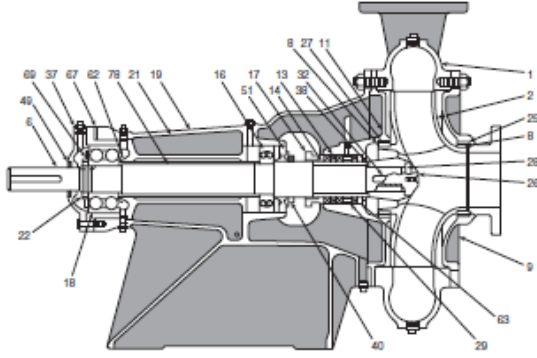
#### 3.1.1.3. Türbin Tahrikli Yangın Pompası

Literatürde yer almaya devam eden bu tip pompalar, günümüzde çok az tercih edilmektedir.

### 3.1.2. Çark Tipine Göre Sınıflandırma

#### 3.1.2.1. Sondan Emişli Yangın Pompaları

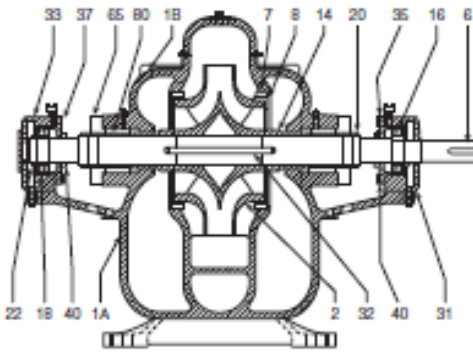
Daha çok küçük kapasitelerde kullanılırlar.



Şekil 2. Dizel motorlu yangın pompası

#### 3.1.2.2. Yatay Bölünebilir Gövdeli Yangın Pompaları

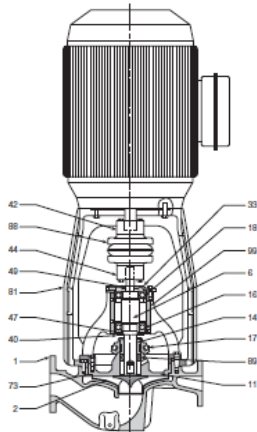
En çok kullanılan tiptir. Performans ve bakım kolaylığı açısından avantajlıdır.



Şekil 2. Dizel motorlu yangın pompası

#### 3.1.2.3. Hat Tipi Yangın Pompaları

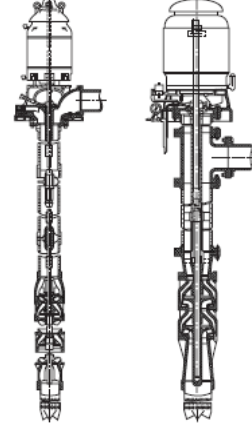
Çok yer kaplamazlar, dar alanlarda kullanılırlar.



Şekil 2. Dizel motorlu yangın pompası

#### 3.1.2.4. Türbin Tip Yangın Pompaları

Düşeyden emiş yapılması gerektiğinde kullanılırlar.



Şekil 6. Türbin tip pompa

### 3.2. YANGIN POMPASI AKSESUARLARI VE POMPA DAİRESİNDE KULLANILAN EKİPMAN

Pompa emiş hattında tam geçişi sağlayacak tipte gate vana kullanılmalıdır. Kelebek vana kullanılması uygun değildir. Ayrıca pompa emişinde, çekvalf, pislik tutucu gibi akışı kısıtlayıcı ekipman kullanılmaması gerekir. Yangın suyu olarak kullanılan suyun filtrelenmesi gerekiyorsa, bunun su deposunun girişinde yapılması gerekmektedir.

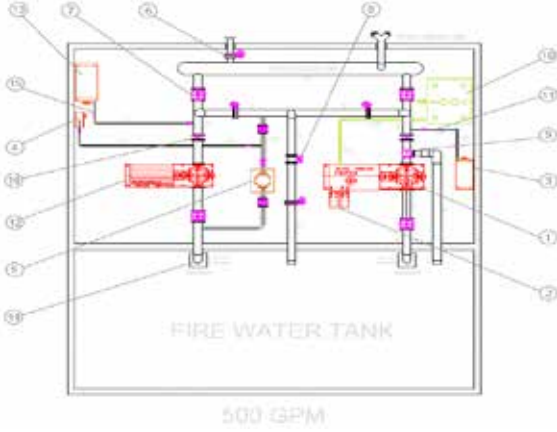
Yatay bölünebilir gövdeli yangın pompaları kullanılan uygulamalarda, pompa emiş hattı, pompa emiş flaşından önce belli bir uzunlukta düz olmalıdır. Bu uzunluk TS EN 12845'e göre 2 D (D:emiş borusu anma çapı) olmalıdır.

Yangın pompaların emiş ve basma hatlarında kompensatör kullanılması istenmez. Sadece, pompa odası ve su deposu ayrı temeller üzerine oturuyorsa, emiş borularında esnek kaplinli bağlantı kullanılmak zorundadır.

Pompaların akış testlerinin yapılabilmesi için, bir akış test hattı yapılmalıdır. Burada esas, bir pompa test edilirken, diğer pompanın sistemi beslemeye devam edebilmesidir. Pompaların bu şekilde test edilebilmesi için, test hattının, her bir pompanın çıkışındaki çekvalf ile kesme vanasının arasından alınması ve depoya döndürülmesi gerekmektedir. Burada sıkça yapılan bir hata, test hattını pompaların basma kollektöründen alınmasıdır. Bu durumda pompa istasyonunu tamamen devre dışı bırakmadan test yapmak mümkün değildir.

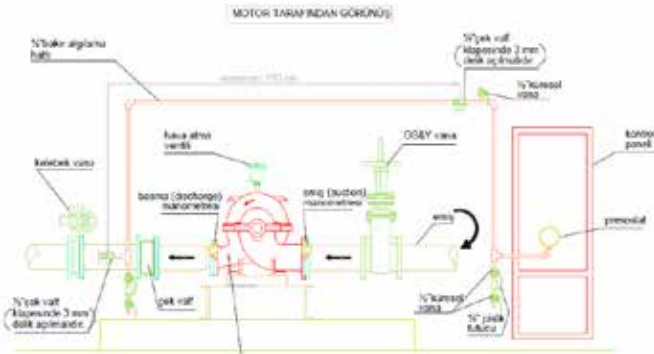
Sistemi aşırı basınçtan korumak için pompa çıkışlarında emniyet ventili (relief vana, rahatlatma vanası) kullanılabilir. Relief vananın amacı, özellikle dizel pompalarda, devir yükselmesine bağlı olarak, sistemdeki, basıncın artarak, kullanılan ekipmanın dayanma basıncının üzerine çıkmasını engellemektir. Yanlış bir uygulama olarak, bu vanalar basınç ayarı için kullanılabilmektedir. Bu şekilde çalıştırılan relief vanalar, yangın esnasında suyu depoya geri göndererek, sisteme yeterli suyun gitmesini engelleyebilirler. Relief vanaların hatta yerleşiminde de sıkça hata yapılmaktadır. Relief vananın sürekli basınç altında durması, zaman içerisinde sıkıntıya yol açabilmektedir. Bu nedenle bu vana, pompanın çıkışındaki çekvalften önce yerleştirilmelidir. Ayrıca relief vana çıkış hattının çapı da doğru seçilmelidir. Aksi takdirde relief vananın doğru ayarlanması oldukça zorlaşmaktadır.

Sahadaki örneklere bakıldığında, bazı pompa gruplarının, üreticiler tarafından emiş ve basma kolektörleriyle birlikte sevk edildikleri görülmektedir. Özellikle basma kolektöründen önce, test hattı ve relief vanıyla ilgili rezervasyonların bırakılmadığına rastlanmaktadır. Bu konuya özellikle dikkat etmek gerekir.



Şekil 7. Tipik Yangın Pompa Odası yerleşimi

Sıkça karıştırılan konulardan bir diğeri, basınç algılama hatlarının tasarımıdır. Bu konuda, yönetmelik ve TS EN 12845 standardı farklılık arz etmektedir. Hakim doküman yönetmelik olduğundan, uygulama yönetmelik hükümlerine göre yapılmalıdır. Buna göre, pompaları çalıştırma komutu veren basınç anahtarları, pompa kumanda panosunun içinde olmalıdır. Bu uygulama NFPA 20 standardının hükümlerinde de olduğundan, basınç anahtarları için yapılacak tesisatın, NFPA standardı detayına göre yapılması uygun olacaktır. Buna göre basınç anahtarına pompa basma hattından, çekvalfle kesme vanası arasından alınan 1/2"lik bir hat gitmelidir. Bu hat, bakır veya paslanmaz borudan olmalıdır. Hattın üzerinde iki adet çekvalf olmalı, çekvalflerin yönü panodan hatta doğru olmalıdır. Çekvalflerin klapelerinde 2mm'lik delik bulunmalıdır. Hattın detayları şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 8. Tengin pompalar basın. algılama hattı

Pompa odası sıcaklığının hiçbir koşulda +5°C'nin altına inmesine izin verilmemelidir. Eğer dizel pompa kullanılıyorsa, en düşük sıcaklık +10°C olmalıdır.

Dizel yangın pompalarında hava soğutmalı ve su soğutmalı dizel motorlar kullanılmaktadır. Su soğutmalı motorlarda, pompa gövdesini soğutan birincil (primer) devre suyu, bir eşanjörden geçirilerek, yangın hattından alınan suyla soğutulmaktadır. Bu ikincil (sekonder) devre su, eşanjörden çıktıktan sonra dışarı atılmaktadır. Atılan suyun miktarı, dizel motor üreticileri tarafından verilmektedir. Tasarımcıların, bu konuda dikkatli olması ve üretilen bu suyun drenajıyla ilgili pompa odasında gerekli tedbirleri alması gerekir.

Hava soğutmalı motor kullanılması durumunda ise, soğutma için gerekli olan hava miktarı üretici dokümanında belirgin bir şekilde belirtilmeli ve pompa odasında gerekli havalandırma şartlarının sağlanmasına dikkat edilmelidir. Ne yazık ki, sahada görülen örneklerde, çok yetersiz uygulamalar rastlanmaktadır.

Yine dizel pompa kullanılan pompa odalarında, yanma havası olarak, motor üreticisinin tavsiye ettiği miktarda taze havanın pompa odasına verilmesine dikkat edilmelidir.

Bildirinin 2. bölümünün başında da belirtildiği gibi, dizel pompalarda yakıt tankı seçimi yapılırken, binanın tehlike sınıfı etkin rol oynamaktadır. Dolayısıyla, tasarımcıların, bina tehlike sınıfına göre yakıt tankı kapasitesini belirleyerek, şartname ve keşif listelerinde özellikle bunu belirtmeleri gerekir. Bu değer belirtilmemişse, pompa üreticileri tarafından sorgulanmalı ve doğru kapasitede tank seçimi yapılmalıdır. Pek çok uygulamada, bu kritere dikkat edilmediği görülmektedir.

## SONUÇ

Ülkemizde uyulması zorunlu olan Yönetmeliğin, tasarımcı, uygulamacı, danışman, imalatçı, üretici temsilcisi gibi sektör içindeki tüm taraflarca doğru bir şekilde özümsemesi ve kullanılması çok önemlidir.

Hepimiz, payımıza düşen oranda sorumluluk alarak, yangın söndürme sistemleri konusunda doğru bakış açısını edinmeli ve gelişime katkıda bulunmalıyız. Konuyu sadece resmi makamlardan onay alınması çerçevesinde değerlendirmek, bizi mühendisçe yaklaşımın uzağına götürmekte ve yangın söndürme sistemleri uygulamalarının doğru temellere oturtulmasını geciktirmektedir.

## KAYNAKLAR

1. Binaların Yangından Korunması Hakkında Yönetmelik, 2009
2. TS EN 12845 - Sabit Yangın Söndürme Yöntemleri - Otomatik Sprinkler Sistemleri - Tasarım, Montaj ve Bakım, 2007
3. NFPA 20 - Standard For The Installation of Stationary Pumps for Fire Protection, 2013

## SUMMARY

A brief introduction will be given in this study on fire pump specifications, in line with The Regulation for the Protection of Buildings from Fire and TS EN 12845 standard.

The final revision of "The Regulation for the Protection of Buildings from Fire" (which will henceforth be called "The Regulation") which came out in 9.9.2009, gives a description of fire pumps. The Regulation also refers TS EN 12845 standard, which has additional information about fire pumps. Two documents are complete to each other.

Keywords: Fire pump, Regulation, TS EN 12845

# FRANCIS TİPİ BİR HİDROLİK TÜRBİN ÇARKININ TASARIMI VE AKIŞ ANALİZLERİNİN YAPILMASI

Arslan Ömür ÖZCAN  
ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

Prof. Dr. M. Haluk AKSEL  
ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

## ÖZET

Hidrolik Francis türbinlerinin tasarımı ile ilgili literatürde temel prensiplerin işlenmiş olması ile birlikte gelişen bilgisayarlı tasarım tekniklerinin kullanımı, bu tasarım sürecinin iyileştirilmesi ve hızlandırılmasını sağlamıştır. Türbin parçaları arasında, türbin çarkı en kritik göreve sahiptir ve tasarımı en karmaşık parçadır.

Bu çalışma hidrolik Francis türbinlerinin parametrik tasarımı ve (HAD) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerini kapsamaktadır. Bir Francis çarkı hazırlanan bilgisayar kodu ile tasarlanmış ve HAD kullanılarak tasarımın performansı değerlendirilmiştir.

## 1. GİRİŞ

Türkiye’de artan enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla çeşitli enerji üretim yöntemleri kullanılmakta ve özellikle yenilenebilir enerjiye yönelik santral kurulumları hızla artmaktadır. Türkiye’de kurulan Hidroelektrik santrallerin elektromekanik teçhizatları, yabancı firmalardan satın alınmaktadır. Bu teçhizatın yerli olarak üretilmesi için yerli tasarım kabiliyeti kritik bir öneme sahiptir. Francis türbinleri geniş çalışma aralığı sayesinde kurulan hidroelektrik santrallerde sıklıkla kullanılmaktadır.

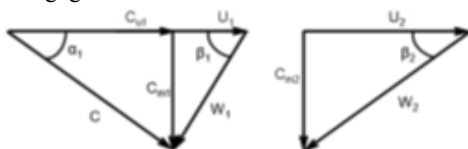
Hidrolik türbinler enerji üretiminde kullanılan su makinalarıdır. Francis türbin tasarımı özellikle santrifüj pompa tasarımına benzemektedir, tasarım aşamaları Stepanoff [1] ve Lazarkiewicz [2] tarafından geliştirilen yöntemleri de içermekte fakat uzun yıllardır özel firmalar tarafından yapılan araştırma ve geliştirme çalışmalarına ulaşmak mümkün olmamaktadır.

Hidrolik türbinler her santrale özel olarak tasarlanmaktadır, dolayısıyla tasarım ve optimizasyon sürecinin bilgisayar kodları ile otomatik olarak ve hızlı bir şekilde yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmada, tasarımı konusunda Türkiye’de bilgi eksikliği bulunan Francis tipi bir hidrolik türbinin tasarımı üzerinde çalışılmış ve tasarlanan türbin çarkının performans analizleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

## 2. TASARIM YÖNTEMİ

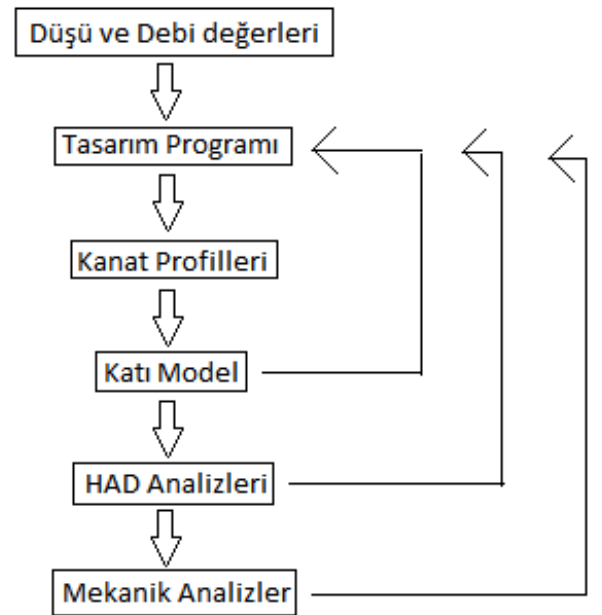
Francis türbin tasarımı hidroelektrik santralin hidrolojik ve topolojik yapıyla belirlenen düşü ve debi değerlerinden yola çıkarak; türbin çarkı çıkış çapının, jeneratör kutup sayısının ve dönme hızının belirlenmesi ile başlamaktadır. Bu değerler kullanılarak Bovet metoduyla [3] çarkın giriş ve çıkış çapı, kanat açıları ve giriş yüksekliği hesaplanmaktadır. Kanadın giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri Şekil-1’de gösterildiği gibidir



Şekil 1. Çark giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri

Çarkın genel boyutların belirlenmesinden sonra kanatların tasarımına geçilir. Çarkın iç ve dış çemberleri arasındaki akış hacmi belirli sayıda eş akım kanallarına bölünerek kanatların giriş ve çıkış kenarlarının eksenel görünümünün belirlenmesi, ardından radyal görünümün hesaplanarak 3 boyutlu çizilmesi ile gerçekleştirilir. Kanatların giriş ve çıkış kenar geometrileri türbinin kaviteasyon performansı üzerinde önemli bir etki yaptığı için optimizasyon sürecine tabi olmalıdır. Kanat kalınlıkları tecrübelerle dayanarak seçilmekte ve yapılan mekanik dayanım analizleri ile kesinleştirilmektedir. Bu tasarım aşamaları hazırlanan bilgisayar programı ile gerçekleştirilmiştir. Elde edilen kesit profillerinden yola çıkarak kanatların, iç-dış çark çemberlerinin ve ayar kanatlarının çizimleri 3 boyutlu çizim programları ile oluşturulmuştur.

Çark tasarımı Şekil-2’de verilen metodoloji kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. Tasarım döngüsü

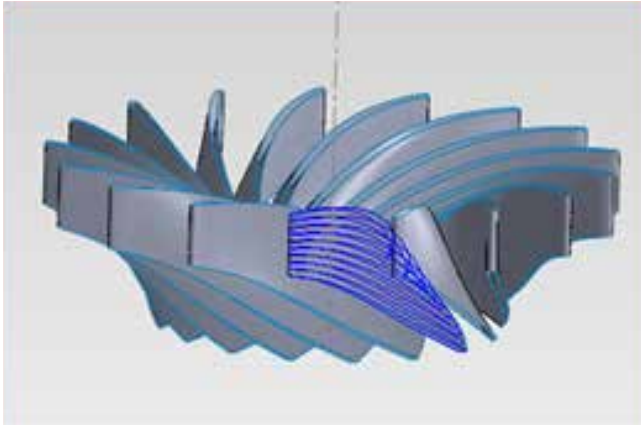
Tasarım 200m düşü ve 2,5m debiye sahip örnek bir santral için gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan çark düşük özgül hızlı bir çarktır.

## 3. HAD ANALİZLERİ

Tasarlanan geometriler Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak değerlendirilmekte ve tasarımın iyileştirilmesi yapılmaktadır. Bu kapsamda akış analizleri tasarım şartlarında gerçekleştirilmiş ve yapılan tasarımın performansı incelenmiştir. Tasarlanan geometri üzerinde çözüm ağı oluşturulmuş, sonlu hacimler yöntemi kullanan ANSYS CFX ticari kodu ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılmıştır.

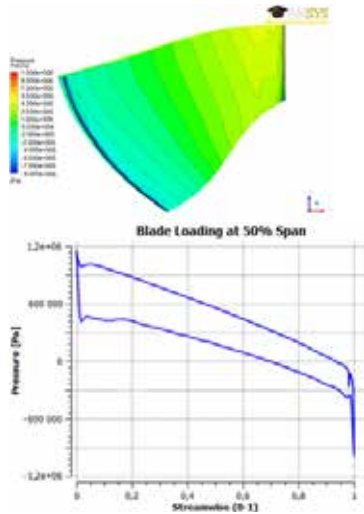
## 4. DEĞERLENDİRMELER

Yapılan akış analizleri ile tasarımın iyileştirilmesine yönelik değişiklikler yapılmış ve çarkın son hali Şekil-3'te verilmiştir. Akım çizgileri kanat üzerinde gösterilmiştir. Çarkın verimi 97,4 olarak gerçekleşmiştir. Türbinin diğer kısımlarının da hidrolik ve mekanik kayıpları dikkate alındığında toplan türbin veriminin 92,5% olarak çıkacağı tahmin edilmektedir.



Şekil 3. Tasarlanan çarkın 3 boyutlu görünümü

Analizlerden elde edilen kanat üzerindeki basınç dağılımı Şekil-4'te verildiği gibidir.



Şekil 4. Çark kanadı üzerindeki basınç dağılımları

Tasarlanan çarkın temel parametreleri Tablo-1'de verilmiştir.

| Tasarım Parametreleri |                       |
|-----------------------|-----------------------|
| Düşü                  | 200 (m)               |
| Debi                  | 2.5 m <sup>3</sup> /s |
| Dönme Hızı            | 104.72 rad/s          |
| Özgül dönme hızı      | 0.188                 |
| Giriş Çapı            | 0.91 (m)              |
| Çıkış Çapı            | 0.55 (m)              |
| Giriş Açıklığı        | 0.1 (m)               |
| Beta 2                | 24.95 derece          |
| Kanat Sayısı          | 17                    |

Tablo 1. Tasarım Parametreleri

Kanat giriş ve çıkış kenarlarındaki hızlar analiz sonuçlarından elde edilmiş ve Tablo-2'de verilmiştir.

|     |            |
|-----|------------|
| U1  | 47.67 m/s  |
| U2  | 28.8 m/s   |
| Cu1 | 39.51 m/s  |
| Cm1 | 12.14 m/s  |
| Cm2 | 13.39 m/s  |
| W1  | 14.628 m/s |
| W2  | 31.76 m/s  |

Tablo 2. Elde edilen hız bileşenleri

## 5. SONUÇ

Francis tipi hidrolik türbin çarkları için mevcut tasarım metodları kullanılarak bir tasarım programı hazırlanmış ve bu program ile örnek bir çalışma yapılmıştır. Yapılan tasarım HAD analizleri değerlendirilmiş ve gerekli iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar programın düşük özgül hızlı Francis çarkları için başarılı sonuçlar verdiğini göstermektedir. Tasarlanan bu türbinin mekanik analizlerinin de yapılarak kanat kalınlıklarının keskinleştirilmesi gerekmektedir.

## REFERANSLAR

1. Alexey J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps - Theory, Design and Application*. Krieger, Florida, 2 edition, 1957. ISBN 0-89464-723-7.
2. Stephen Lazarkiewicz. *Shaping the blade surface*. In *Impeller pumps*. Pergamon Press, Warsaw, 1 edition, 1965.
3. Bovet Th, *Contribution to the study of Francis Turbine Runner Design*, 1964, Lausanne.

## SUMMARY

Hydraulic design methodology is similar with the centrifugal pump design and design method is explained by Stepanoff [1] ve Lazarkiewicz [2] but, over the years some empirical formulas are generated. Hydraulic turbine designs has to be performed for each hydro power plant so, it is necessary to use computer codes to perform design process automatically and faster.

The most important and challenging part of a Francis turbine is the runner. In this study, a design code is developed for Francis runner design and it is analyzed using (CFD) Computational Fluid Dynamics. Design is performed for a sample power plant and results give a high efficiency value and a good cavitation performance. As further study, mechanical analysis of this runner will be performed.

# BORULARDAKİ SÜRTÜNME KAYIPLARI ANALİZİNDE DARCY-WEISBACH SÜRTÜNME KATSAYISI HESAPLARINDA COLEBROOK-WHITE DENKLEMİ YERİNE GEÇECEK DÖNGÜSEL OLMAYAN ÇÖZÜMLÜ DENKLEMLERİN HATA ANALİZİ

Dr. M. Turhan ÇOBAN  
Ege Üniversitesi, Makina Mühendisliği  
Bölümü

Emre YELMEN  
Vansan Makina San. ve Tic. A.Ş.

## ÖZET

Borulardaki sürtünme basınç kayıpları Darcy-Weisbach formülü ile hesaplanır. Bu basınç kaybını hesaplamak için  $f$ , Darcy sürtünme katsayısının hesaplanması gereklidir. Türbülanslı akışlarda Darcy sürtünme katsayısının hesaplanmasında en geçerli yöntem Colebrook-White denklemidir, ancak bu denklem sayısal kök bulma yöntemleri kullanılarak çözülebilen bir denklemdir. Colebrook-White denklemine yaklaşım yapan ve direkt olarak çözülebilen çeşitli denklemler mevcuttur. Bu denklemlerin bazılarının Colebrook-White denklemiyle kıyaslandığında hata yüzdeleri çok küçük olduğundan, direkt olarak bu denklemin yerine kullanılmaları mümkündür. Yazımızda çeşitli Darcy sürtünme faktörü denklemlerinin Colebrook - White denklemine göre göreceli hatası irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler : Darcy-Weisbach basınç düşümü, boru içi basınç düşümü, Colebrook denklemi

## 1. GİRİŞ

Borulardaki sürtünme basınç kayıpları genellikle Darcy-Weisbach formülü ile hesaplanır.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2}$$

Bu denklemde  $\Delta P$  basınç düşümü,  $f$  sürtünme katsayısı,  $L$  boru boyu,  $D$  boru çapı,  $V$  akışkan hızı ve  $\rho$  yoğunluktur. Denklemdaki  $f$  sürtünme katsayısı akış rejimine bağlıdır. Laminer akış şartlarında (Reynold sayısı  $Re < 2100$ ) Hagen-Poiseuille denklemiyle hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Bu denklemdeki  $\mu$  viskozitedir,  $Re$  Reynold sayısı olarak adlandırılan boyutsuz hız parametresidir.

$$f = \frac{64}{Re}$$

Bu denklemde sürtünme katsayısı  $Re$  sayısı ile lineer olarak değişmektedir. Geçiş bölgesi ve Tam türbülanslı bölgeye geldiğimizde, sürtünme katsayısını Colebrook-White denklemi ile tanımlayabiliriz.

## 2. SÜRTÜNME DENKLEMLERİ VE HATA ANALİZİ

Colebrook-White denklemi (1937)[4]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[ \frac{(\varepsilon / D)}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right]$$

Bu denklem ek olarak yüzey pürüzlülüğünün ( $\varepsilon$ ) de fonksiyonudur. Denklemden de görüleceği gibi, Colebrook-White denkleminin direkt olarak çözümü mevcut değildir. Çözüm için sayısal kök bulma metodlarını kullanmamız gerekir. Örnek olarak Newton Raphson kök bulma metodunu kullanırsak, denklemin çözümünü aşağıdaki gibi gerçekleştirebiliriz:

$$X = \frac{1}{\sqrt{f}}$$

$$f(X) = X + 2 \log_{10} \left[ \frac{(\varepsilon / D)}{3.7} + \frac{2.51}{Re X} \right]$$

$$\frac{df(X)}{dX} = 1 + 2 \frac{\frac{2.51}{Re}}{\left[ \frac{(\varepsilon / D)}{3.7} + \frac{2.51}{Re X} \right]}$$

$$X_{k+1} = X_k - \frac{[f(X)]_k}{\left[ \frac{df(X)}{dX} \right]_k} \quad k = 0, \dots, n$$

Bu denklem dögüsel çözüm gerektirir. Aynı zamanda bir ilk tahmin değerine de ihtiyaç gösterir. İlk Tahmin değeri çözümünden çok uzaksa çözümün başarılı olamama olasılığı da mevcuttur. İlk tahmin değeri için burada verilen yaklaşım formüllerinden birisi kullanılabilir. Temel olarak Haaland denklemi gibi iterative yaklaşım gerektirmeyen denklemler Colebrook-White denkleminin çözümünde ilk tahmin değeri olarak kullanılmaktaydı. Ancak yeni geliştirilen ve aşağıda listelenen denklemlerin bazıları sonuç olarak Colebrook-White denklemi sonuçlarıyla oldukça yakın sonuçlar vermektedir. Belli hassasiyet seviyesinin altına indiğimizde Colebrook-White denkleminin iteratif kök bulma metodları kullanılarak çözülmesi gereği tamamen ortadan kalkmaktadır. Boru basınç düşümü

analizlerinin bilgisayar ortamında yapıldığı günümüzde bu özellik bilgisayar hesaplamalarında zaman kazanma ve hesaplamaların daha basit MS excell gibi ortamlarda hesaplanabilmesi kolaylığı sağlaması açısından oldukça önemlidir. Aşağıda çeşitli Colebrook-White denklemi yaklaşım formülleri verilmiştir.

#### Haaland denklemi (1983) [23]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right]$$

#### Moody denklemi(1944) [9]

$$f = 5.5 \times 10^{-3} \left[ 1 + \left( 2 \times 10^4 (\varepsilon/D) + \frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{1/3} \right]$$

#### Wood denklemi (1966) [18]

Geçerlilik bölgesi :  $\text{Re} > 10000$  ,  $10^{-5} < (\varepsilon/D) < 0.04$

$$a = 0.53 (\varepsilon/D) + 0.094 (\varepsilon/D)^{0.225}$$

$$b = 88 (\varepsilon/D)^{0.44}$$

$$C = 1.62 (\varepsilon/D)^{0.134}$$

$$f = a + b \text{Re}^{-C}$$

#### Churchill denklemi (1977) [3]

Geçerlilik bölgesi : Tüm değerler için geçerlidir

$$A = \left[ -2 \log_{10} \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} + \left( \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right) \right]^{16}$$

$$B = \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}$$

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A + B)^{-3/2} \right]^{1/12}$$

#### Chen denklemi (1979) [2]

Geçerlilik bölgesi : Tüm değerler için geçerlidir

$$A = \log_{10} \left( \frac{(\varepsilon/D)^{1.1098}}{2.8257} + \frac{5.8506}{\text{Re}^{0.8981}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7065} \right) - \frac{5.0452 A}{\text{Re}} \right]$$

#### Swamee-Jain denklemi (1976) [14]

Geçerlilik bölgesi :  $5000 > \text{Re} > 10^7$  ,  $0.00004 < (\varepsilon/D) < 0.05$

$$A = \log_{10} \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right)$$

$$f = \frac{0.25}{A^2}$$

#### Zigrang - Sylvester denklemi (1982) [20]

Geçerlilik bölgesi : Tüm değerler için geçerlidir

$$A = \log_{10} \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} + \frac{13}{\text{Re}} \right)$$

$$B = \log_{10} \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} - \frac{5.02 A}{\text{Re}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} \right) - \frac{5.02 B}{\text{Re}} \right]$$

#### Serghides denklemi (1984) [22]

Geçerlilik bölgesi : Tüm değerler için geçerlidir

$$A = -2 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} \right) + \frac{12}{\text{Re}} \right]$$

$$B = -2 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} \right) + \frac{2.51 A}{\text{Re}} \right]$$

$$C = -2 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7} \right) + \frac{2.51 B}{\text{Re}} \right]$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A}$$

#### Goudar- Sonnad denklemi (2008) [21]

Geçerlilik bölgesi : Tüm değerler için geçerlidir

$$a = \frac{2}{\ln(10)}$$

$$b = \frac{(\varepsilon/D)}{3.7}$$

$$d = \frac{\ln(10)}{5.02} \text{Re}$$

$$s = bd + \ln(d)$$

$$q = s^{(s/(s+1))}$$

$$g = b * d + \ln(d/q)$$

$$z = \left( \frac{q}{g} \right)$$

$$\delta_{LA} = \frac{g}{g+1} z$$

$$\delta_{CFA} = \delta_{LA} \left( 1 + \frac{z/2}{(g+1)^2 + (z/3)(2g-1)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a \left[ \ln \left( \frac{d}{q} \right) + \delta_{CFA} \right]$$

#### Romeo Denklemi (2002) [11]

Geçerlilik bölgesi : Tüm değerler için geçerlidir

$$A = \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{7.7918} \right)^{0.9924} + \left( \frac{5.3326}{208.815 + Re} \right)^{0.9345} \right]$$

$$B = \log_{10} \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.827} - \frac{4.567A}{Re} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[ \left( \frac{(\varepsilon/D)}{3.7065} \right) - \frac{5.0272B}{Re} \right]$$

Bu denklemlerin Colebrook-White denklemine ne kadar yaklaştığını irdelemek amacıyla bu denkleme göre hata miktarları Re sayısının ve  $(\varepsilon/D)$  oranının fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Hata terimi

$$\%hata = \frac{(f_{Colebrook-White} - f)}{f_{Colebrook-White}} \times 100$$

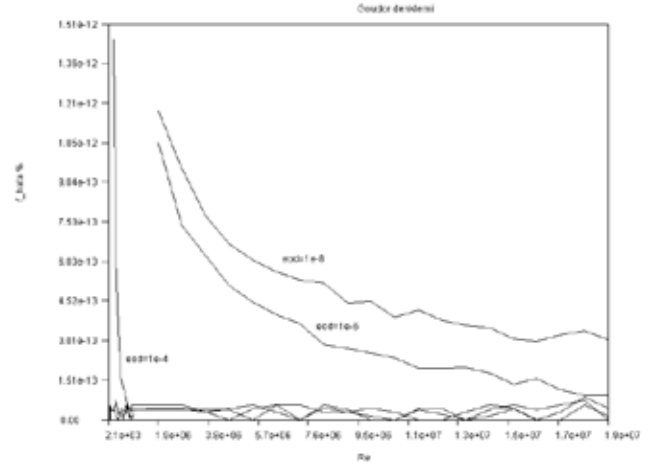
### 3. SONUÇLAR

Sonuçlar grafik formunda sunulmuştur. Hata analizinden elde edilen başlıca sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

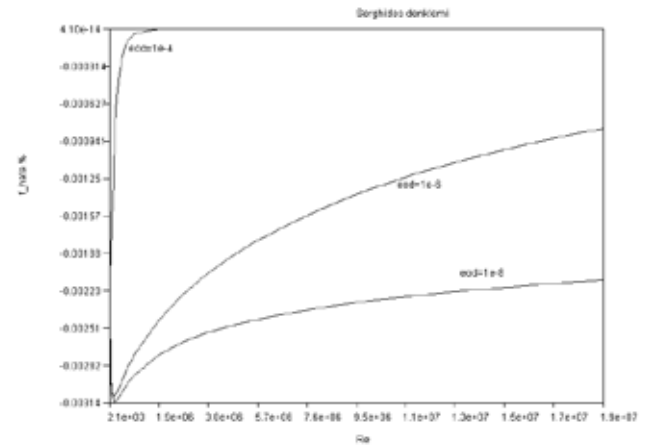
- Geçiş bölgesinde hata daha yüksektir, türbülans arttıkça (Daha büyük Re sayıları için) hata küçülmektedir.
- Hata Miktarlarına göre sıralama yapılacak olursa en iyiden başlayarak : Goudar-Sonnad denklemi, Serghides denklemi, Romeo denklemi, ZiaGrand denklemi ve Chen denklemidir. Geri kalan denklemlerde hata miktarı daha büyük olduğundan burada listelenmemiştir.
- Hata derecesi olarak karşılaştırma yapıldığında Goudar-Sonnad denklemi %10-12

Seviyesine varan küçük hatayla nerdeyse bire bir Colebrook-White denklemi sonuçlarını aynen oluşturmaktadır. Ondan sonraki en iyi denklem olan Serghides denklemi de %10-4 hata seviyesiyle paratik olarak kullanılabilir bir denklemdir.

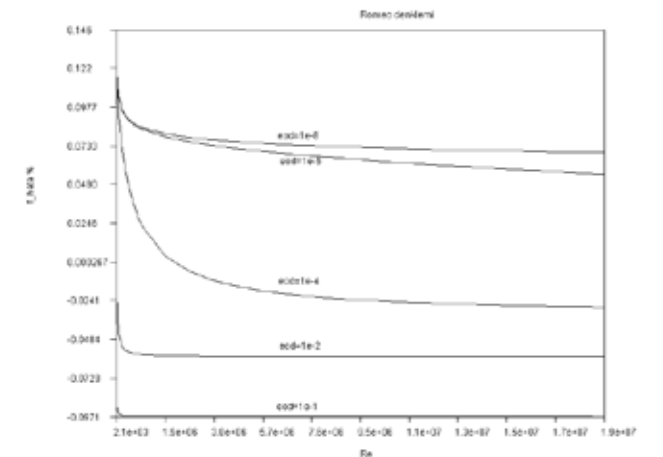
- Bu denklemler yeterince hassas olduğundan Colebrook-White denkleminin iterative çözüm gereksinimi ortadan kalkmış görünmektedir



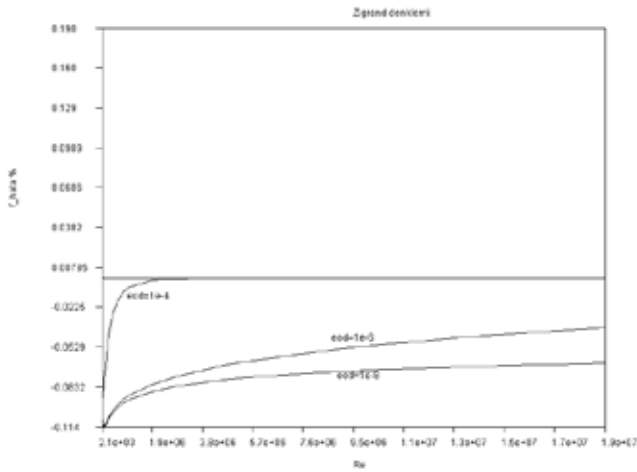
Şekil 1. Goudar denkleminin Colebrook-White denklemiyle karşılaştırılmasındaki % hata miktarı



Şekil 2. Serghides denkleminin Colebrook-White denklemiyle karşılaştırılmasındaki % hata miktarı

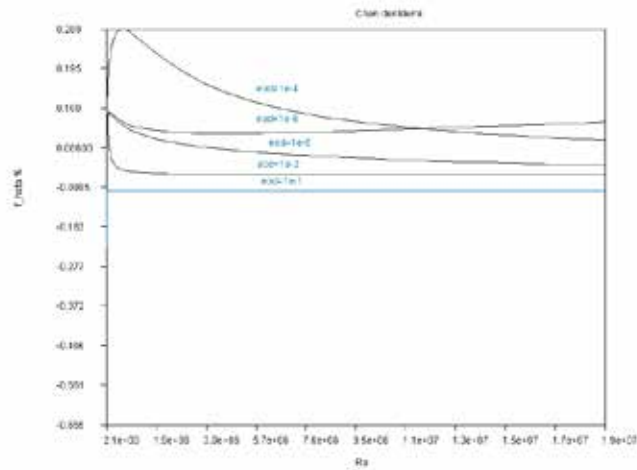


Şekil 2. Romeo denkleminin Colebrook white denklemiyle karşılaştırılmasındaki % hata miktarı



Şekil 4.

Zigrang denkleminin Colebrook white denklemiyle karşılaştırılmasındaki % hata miktarı



Şekil 5.

Chen denkleminin Colebrook white denklemiyle karşılaştırılmasındaki % hata miktarı

## 4. REFERANSLAR

1. Barr, D.I.H., "Solutions of the Colebrook-White functions for resistance to uniform turbulent flows.", *Proc. Inst. Civil. Engrs. Part 2*, 71,1981.
2. Chen, N.H., "An Explicit Equation for Friction factor in Pipe", *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, Vol. 18, No. 3, 296-297, 1979.
3. Churchill, S.W., "Friction factor equations spans all fluid-flow ranges.", *Chem. Eng.*, 91,1977.
4. Colebrook, C.F. and White, C.M., "Experiments with Fluid friction roughened pipes.", *Proc. R.Soc.(A)*, 161,1937.
5. Haaland, S.E., "Simple and Explicit formulas for friction factor in turbulent pipe flow.", *Trans. ASME, JFE*, 105, 1983.
6. Liou, C.P., "Limitations and proper use of the Hazen-Williams equations.", *J. Hydr. Eng.*, 124(9), 951-954, 1998.
7. Manadilli, G., "Replace implicit equations with sigmoidal functions.", *Chem.Eng. Journal*, 104(8), 1997.
8. McKeon, B.J., Swanson, C.J., Zagarola, M.V., Donnelly, R.J. and Smits, A.J., "Friction factors for smooth pipe flow.", *J.Fluid Mechanics*, Vol.541, 41-44, 2004.
9. Moody, L.F., "Friction factors for pipe flows.", *Trans. ASME*, 66,641,1944.
10. Nikuradse, J. "Stromungsgesetze in rauhen Rohren." *Ver. Dtsch. Ing. Forsch.*, 361, 1933.
11. Romeo, E., Royo, C., and Monzon, A., "Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes." *Chem. Eng. J.*, 86, 369-374, 2002.

12. Round, G.F., "An explicit approximation for the friction factor-Reynolds number relation for rough and smooth pipes.", *Can. J. Chem. Eng.*, 58,122-123,1980.
13. Schlichting, H., "Boundary-Layer Theory", McGraw-Hill, New York, 1979..
14. Swamee, P.K. and Jain, A.K., "Explicit equation for pipe flow problems.", *J. Hydr. Div., ASCE*, 102(5), 657-664, 1976.
15. U.S. Bureau of Reclamation., "Friction factors for large conduit flowing full." *Engineering Monograph*, No. 7, U.S. Dept. of Interior, Washington, D.C, 1965.
16. Von Bernuth, R. D., and Wilson, T., "Friction factors for small diameter plastic pipes." *J. Hydraul. Eng.*, 115(2), 183-192, 1989.
17. Wesseling, J., and Homma, F., "Hydraulic resistance of drain pipes." *Neth. J. Agric. Sci.*, 15, 183-197, 1967.
18. Wood, D.J., "An Explicit friction factor relationship.", *Civil Eng.*, 60-61,1966.
19. Zagarola, M. V., "Mean-flow Scaling of Turbulent Pipe Flow," Ph.D.thesis, Princeton University, USA, 1996.
20. Zigrang, D.J. and Sylvester, N.D., "Explicit approximations to the Colebrook's friction factor.", *AIChE J.* 28, 3, 514, 1982.
21. Goudar, C.T. and Sonnad, J.R. , "Comparison of the iterative approximations of the Colebrook-White equation", *Hydrocarbon Processing*, August 2008, pp 79-83
22. Serghides, T.K., "Estimate friction factor accurately", *Chem. Eng.* 91, 1984, pp. 63-64
23. White, Frank M., "Fluid Mechanics", Fourth Edition, McGrawHill, 1998, ISBN 0-07-069716-7

## SUMMARY

Pressure drop in pipes can be calculated by using Darcy-Weisbach formula. In order to use this formula, Darcy friction factor should be known. The best approximation to Darcy friction factor for turbulent flow is given by Colebrook-White equation. This equation can only be solved by numerical root finding methods which requires relatively costly computer calculations. There are several other approximation equations to Darcy friction factor with some relative error compared to Colebrook-White equation. In some of this equations the error percentage is so small that they can be directly used in place of Colebrook equation. In this study relative errors of several equations re-evaluated.

Key-words: Darcy – Weichbach pressure drop formula, pressure drop in pipes, Colebrook equation, friction factors

# PNÖMATİK KUMANDALI EL FRENLERİNDE GÜVENLİK AMAÇLI KULLANILAN TORK SOLENOİD VANASI

Yaşar MUTLU

SMS-TORK Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş.

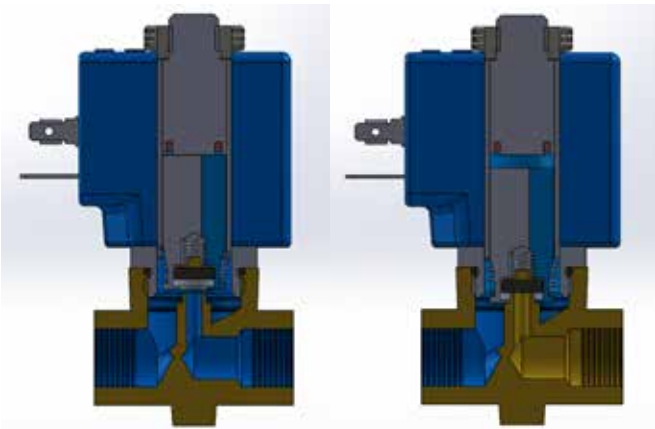
## 1. GİRİŞ

Solenoid vana akış kontrolü için kullanılan elektromekanik bir ekipmandır. Solenoid vanalar genel olarak iki ana parçadan oluşuyorlar: 1- Akışın geçişini sağlayan veya önleye vana kısmı. 2- Elektrik Enerjisi yardımı ile manyetik alan üreten ve vana kısmının mekanik olarak açma kapamasını sağlayan Bobin kısmı (Şekil 1).



Şekil 1. Solenoid Vana

Solenoid vanaları genel olarak 2 guruba bölmek mümkündür: 1- Normalde Kapalı. 2- Normalde Açık. Normalde Kapalı Solenoid vanalarda Bobinde enerji yokken valf kısmından akış olmayacak, bobine enerji verirken ise vana açılıp akış gerçekleşecektir. Normalde Açık solenoid vanalarda tam ters olarak, bobinde enerji yokken vana kısmında akış gerçekleşecektir ve bobine enerji verildiğinde ise akış kesilecektir (Şekil 2).



Şekil 2. Açık ve Kapalı Solenoid Vanalar

Solenoid vanalarda eklenebilen diğer bir özellikte, 3/2 olarak üretilmesidir. 3/2 özelliğinde olan solenoid valflerde, valfin 1 girişi ve 2 çıkışı olacaktır. Bu durumda Bobinin görevi iki çıkış arasında geçişi sağlamak olacaktır.

## 2. ÇALIŞMANIN AMACI:

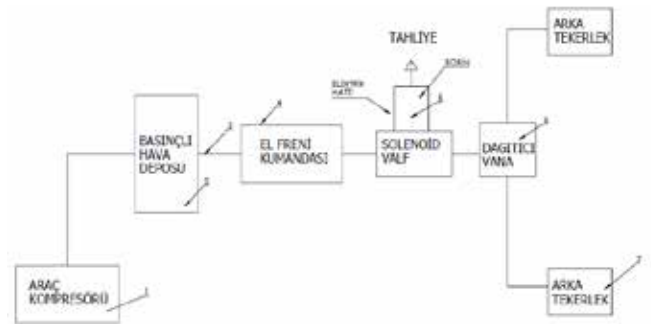
Birçok ülkede Tır hırsızlık vakaları araç sahiplerinin en büyük problemlerinden biridir. Hırsızlık vakası aracın kendisinden ziyade yükü için gerçekleşmektedir ve hırsızlar yükü boşalttıktan sonra aracı başka bir yerde bırakmaktalar. Bu sebepten dolayı hırsızlığı önleyen unsurlar ağır araçlarda çok önem arz etmekte ve çoğu müşteriler tarafından talep edilmektedir.

Araç hırsızlık yöntemlerinden biri araç, yokuşta park pozisyonundayken el frenini indirerek aracı harekete getirmektir. Yapılan bu çalışmada, özel tasarlanmış bir 3/2 solenoid vana yardımıyla bu gibi hırsızlık vakaları önlenmiş olmaktadır.

Bilindiği gibi Ağır araçlarda fren sistemi pnömatik olarak kontrol edilmektedir. Özel olarak tasarlanan bu solenoid vana pnömatik olarak kumanda edilen el frenleri sistemlerinde hırsızlığı önlemek için kullanılabilir. Bu özel tasarım sayesinde aracın kontağı kapalı konumunda iken, el freninin indirilmesi durumunda basınçlı hava solenoid valften tahliye olup frenin bırakılmasını sağlayan fren sistemine basınçlı hava gitmeyecektir. Bu şekilde el frenini indirerek aracı çalmaya çalışan hırsızlık olayları engellenmiş olacaktır ve aracın kontağı açık konumunda iken, sistem problemsiz bir şekilde çalışabilmektedir.

## 3. TASARIMIN ÇALIŞMA ŞEKLİ:

Pnömatik kumandalı bir el freni sisteminde hava, bir kompresör yardımı ile basınçlandırılarak basınçlı hava deposuna dolduruluyor. Bu basınçlı hava yüksek basınçta dayanıklı olan borular yardımı ile aracın kokpitinde bulunan el freni kumandasına iletilmektedir. El freni kumandasından çıkan basınçlı hava 3/2 yollu Solenoid Vanaya gitmektedir. Solenoid vanadan çıkan basınçlı hava ise tekrar borularla dağıtıcı vanaya ve oradan ise arka tekerleklerin fren sistemine iletilmektedir (Şekil 3).



Şekil 3. : Pnömatik kumandalı araçların el freni bağlantı şeması

Bu sistemde kullanılan solenoid vana, gövdeden, basınçlı hava hortumlarını valfe bağlanmasını sağlayan Rakorlardan, 3/2 vananın iç sızdırmazlığını sağlayan contadan, 3/2 vananın kumandasını sağlayan çekirdek, Manyetik kuvveti üreten bobinden ve 3/2 yollu vananın, üçüncü yolu olan tahliyeden oluşmaktadır.

Bu sistemde aracın kontağı açıldığı zaman solenoid vananın bobinine enerji verilecektir. Bu durumda vananın tahliyesi kapalı olup el freni indirildiği takdirde depodan gelen basınçlı hava tekerleklerin fren sistemine aktarılmaktadır. Aracın kontağı kapalı olduğunda solenoid vanaya enerji verilmemektedir. Bu durumda el freni indirildiği takdirde basınçlı hava vananın tahliyesinden atmosfere boşalacaktır. Bu şekilde aracın tekerleklerinde bulunan fren sistemine basınçlı hava gitmeyecektir.

Tasarlanan bu solenoid vananın en önemli özelliklerinden biri ise, kontak açıkken (araç seyir halinde iken) her ihtimale karşı, bobinin enerjisi kesildiği durumunda (elektrik devrede bir sorun çıkması durumunda) 3/2 yollu solenoid vananın tahliye geçmemesidir. Normal piyasada bulunan 3/2 yollu solenoid vanalarda bobinin enerjisi kesildiğinde, vana tahliye geçecektir. Bu da devrede oluşacak her hangi bir elektrik arızanın istenmeyen bir şekilde el freninin aniden çekilmesi ve muhtemelen kazaya sebebiyet verilmesi anlamına gelmektedir. Yapılan bu özel tasarımda 3/2 yollu solenoid vananın tahliye geçebilmesi için enerjinin yanı sıra basıncın da belli bir seviyeye düşmesi gerekmektedir. Yani Solenoid vananın tahliye durumuna geçebilmesi için el freninin çekili ve aynı zamanda kontağın kapalı olması gerekmektedir.

#### 4.SONUÇ ve DEĞERLENDİRME:

Bu tip 3/2 yollu solenoid vananın diğer benzer ürünlere göre üstünlüğü, basınç kayıplarının minimize edilmiş olması, aracın kontağı açıkken el freninin sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi için gereken debiyi sağlayabilen ve kontak açıkken her ihtimale karşı elektriğin kesildiği durumunda tahliye pozisyonuna geçmemesidir. Tasarımı yapılan bu solenoid valf sayesinde, el frenini indirerek aracın hareketini sağlayan hırsızlık olayları önlenmiş olacaktır. Bu durumda aracın anahtarı açık olmadan, aracın el frenini indirmek hiçbir şekilde mümkün olmayacaktır.

#### SUMMARY

*Solenoid valves are a kind of valve for controlling of fluid electro-mechanically. Generally solenoid valve are made of two parts: 1- Valve, 2- Coil. Mechanical part of a solenoid valve, which fluid passed from it, is called valve and the electrical part which drive the mechanical part and control the valve opening and closing positions is called Coil.*

*In this study using of solenoid valve in the vehicles break system has been researched. In many countries truck stealing is very common. Truck stealing events are generally done because of their loads. One of the methods of stealing of trucks is realizing of hand break when the vehicle is in the park position in a ramp. To avoid this event in this application especial designed solenoid valve has been used.*

*This especial designed solenoid valve is 3/2 way. When the truck contact is in ignition position (on position) this especial designed solenoid valve sends the pressurized air from hand break lever to the tires and linings leave the tires for go position. But when the truck contact is in off position this especial designed solenoid valve doesn't send the pressurized air to the tires. Thus if anyone realize the hand break without switch, the vehicle doesn't move at all.*

*One of the important properties of this especial designed solenoid valve is, when the vehicle is underway if accidentally a fault has been occurred in the electrical part of the solenoid, this especial designed solenoid valve doesn't realize hand break. Because of this property system safety is under warranty.*

# KONTROL VANALARININ BOYUTLANDIRILMASI ve ENERJİ TASARRUFUNA ETKİSİ

Seçil Kızanlık İSKENDER

## ÖZET

Dünya üzerindeki enerji kaynaklarının tükenmesi ile her alanda enerji tasarrufuna önem verilmeye başlanmıştır. En çok tüketim oranlarından birine sahip olan ısıtma , soğutma sektörü de her geçen gün bu konuya daha fazla katkı koyarak üzerine düşen görevi yapmaktadır.

Bu çalışmada her ısıtma ve soğutma projesinde karşımıza çıkan vana boyutlandırılması üzerinden durulmaktadır. Çalışmaya konu olan vana artık değişken debili sistemlerin vazgeçilmezi olan 2 yollu motorlu kontrol vanalarıdır. Çoğu zaman özensizce yapılan vana seçiminin yanlış olması durumunda hem konfor şartlarımızdan taviz veriyoruz hem de gereksiz yere enerji sarfiyatını arttırıyoruz. Bu çalışmada yanlış yapılan seçimler doğrultusunda karşılaştığımız örnekler üzerinde görebiliyoruz.

Anahtar Kelimeler: Kontrol vanası, terminal ünite, otorite, vana karakteristiği

## 1. GİRİŞ

Isıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinde enerji tüketim dağılımı birçok parametreye ve sistemdeki ekipmanların tümüne bağlıdır. Sıcaklık kontrolü gereksinimi, sistemin karmaşıklık derecesine, büyüklüğüne ve kullanılan cihazların tipine bağlı olarak geniş ölçüde değişir. Enerji tüketimini etkileyen parametreler; radyasyon,dış hava sıcaklığı,iç yükler, ayar sıcaklığı, alınan taze hava, bina yapısı, enerji üretim ve transfer verimliliği. Bu parametrelere bağlı olarak tasarruf edebileceğimiz ise; pompalama, debi limitleme, soğutma grubu  $\Delta t$ , bölgesel soğutma, terminal üniteler (fan), sıcaklık ayarı ve konfor sıcaklığıdır

Kontrol vanaları ile debi ve sıcaklık kontrol performansını arttırmak tüm kullanıcılara fayda sağlar. Bu fayda konfor seviyesinde artış, düşük enerji tüketimiyle faturalardaki düşüş ve daha sessiz vana çalışması olarak bize döner.

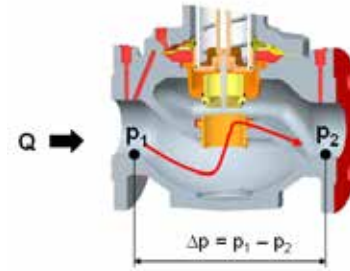
Otomatik kontrol vanaları ile sıcaklık, nemlilik, akış ve basınç olmak üzere birçok değişken kontrol edilebilir. Ancak doğrudan kontrol ettiğimiz iki değer aslında sıcaklık ve basınçtır. İki yollu otomatik bir vanaya giren akışkan termostattan veya bina otomasyonundan aldığı bilgiye dolayısıyla ısıtma ya da soğutma ihtiyacına göre tam ya da azaltılmış debide vanadan çıkar ve terminal üniteye gider. İsteddiğimiz debiyi tam olarak yakalayabilmek aşağıda bahsedeceğimiz vana otoritesi, vana karakteristiği ve sistem karaktersitiğine bağlı olan vana boyutlandırması ile mümkündür.

## 2. VANA TEORİSİ

### 2.1 Kv Kavramı

Kv hidrolik kanunlara bağlı bir kavramdır. Vana kapasitesinin en basit şekilde belirlenmesini sağlayan bir sabittir. Kv değerleri vana üreticileri tarafından deneyler sonucunda belirlenir. Teknik olarak ifade edersek vananın üzerindeki 1 bar basınç düşümünde 1 saatte geçebilecek debi miktarı kv ile eşittir.

Kv kavramı Kasım 1944’de Amerika’da doğmuştur. Kv faktörü ya da kv değeri VDI/VDE Richtlinien No 2173 standardında tanımlanmıştır. Bu kavrama göre vana üzerindeki basınç düşümü  $\Delta p$  , debinin Q karesi ile doğru orantılıdır. (Darcy-Weisbach formula  $\Rightarrow \Delta p \sim Q^2$ )



Şekil 3. Vana kesiti

Yukarıdaki vana kesitinde basınç noktalarını görebiliyoruz. Bu senaryoda I ve II olmak üzere iki durum söz konusudur. Kv değerinde basınç düşümü 1 bar idi dolayısıyla  $\Delta p_1$ ’yi 1 bar,  $Q_1$ ’yi kv olarak düşünersek :

$$Q_1 = kv \sqrt{(\Delta p_1 / 1)} = kv \sqrt{\Delta p_1}$$

Ve son olarak

$$kv = Q \sqrt{\Delta p_1} \text{ m}^3/\text{h} \text{ elde edilir.}$$

Formüllere dalmış iken gözden kaçırmamız gereken bir noktayı sayısal örnek üzerinde açıklayalım. Basınç değişirse debi ne kadar değişir? Bu hususun önemli olmasının nedeni artık değişken debili sistemler tasarlıyor olmamız ve debi-basınç dengelerinin sık sık değişmesidir.

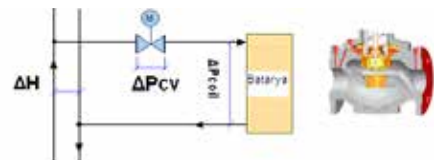
Aşağıdaki örnekte kontrol devresindeki basınç 50kPa, bunun karşılığı olarak bataryada 15 kPa, kontrol vanasında 35 kPa’dır. Bataryadan geçmekte olan debi ise 3,6 m<sup>3</sup>/h’dır.

Kontrol devresindeki basıncın sistemdeki basınç değişikliklerinde etkilenerek 100 kPa çıktığını öngörüyoruz. Bu basınç alt veya üst katlardaki sistemlerin kapanması sonucu artış gösterebilir.

Örnek:

$$\begin{aligned} \Delta H &= 50 \text{ kPa} & Q &= 3,6 \text{ m}^3/\text{h} \\ \Delta P_{\text{coil}} &= 15 \text{ kPa} \\ \Delta P_{\text{cv}} &= 35 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{yeni}} &= 100 \text{ kPa} \\ \Delta P_{\text{FCUyeni}} + \Delta P_{\text{CVyeni}} &= 100 \text{ kPa} \\ Q_{\text{yeni}} &= Q \sqrt{\Delta H_{\text{yeni}} / \Delta H} = 3,6 \sqrt{100 / 50} = 5,09 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow 41,4 \% \end{aligned}$$



Şekil 2. Şematik bağlantı gösterimi

Görüldüğü gibi basıncın 2 katına çıkması 41,4% daha fazla suya neden oluyor. Sistemimizde 3,6 m<sup>3</sup>/he ihtiyaç var iken, kontrol vanası ikinci durumdaki yükselen basınç ve debi ile savaşmak durumundadır. Bu ise daha çok enerji sarfıyatı, daha zor kontrol ve daha kısa vana ömrü demektir.

## 2.2 Sistem Karakteristiği

Sistemin karakteristiği bir başka deyişle çalışma şekli aslında sistemdeki tüm ekipmanlara bağlıdır. Aşağıdaki grafiklerin sonucunda görülen yeşil çizgi bir terminal ünitenin kontrol vanası ile çalışması sonucu elde edilen emisyonu gösteriyor. Kırmızı çizgiye sahip olan grafik sudan havaya bir eşanjörün su debisine göre emisyonunu gösterir. Mavi çizgiye sahip grafik ise logaritmik bir vananın karakteristiğini göstermektedir. Bu iki eğriyi birbiri ile karşılaştırsak sonucunda elde etmek istediğimiz yeşil çizgiyi elde ediyoruz.

Farklı karakteristikte motorlu vanalara ihtiyaç duyuyoruz çünkü sudan suda ısı değişimi yaptığımızda farklı, havadan havaya ısı değişimi yaptığımızda farklı bir eğride ısıyoruz dolayısıyla motorlu vana karakteristikleri çeşitlenmektedir. Lineer tip vanalarda milin hareketi ile debide görülen artış eşittir. Bu karakteristik örneğin buhar serpantinleri için uygundur. Eşit yüzdesel vanalarda mil kapalı konudan açık konuma doğru giderken üssel bir debi artışı oluşur, yani milin pozisyonundaki eşit değişimlere karşı debi eşit yüzdelere artar. Aşağıdaki şekilde görülen ikinci grafik eşit yüzdesel bir vananın eğrisidir. Örnek olarak vermek gerekirse mil pozisyonu(strok) %50den %70e çıkarsa debi %150 artarak %10dan %25e çıkar. Mil pozisyonu %80den %100e çıkarsa debi yine %150 artarak %40dan %100e çıkar. Bu karakteristik ise sulu serpantinlerde kullanılmalıdır.



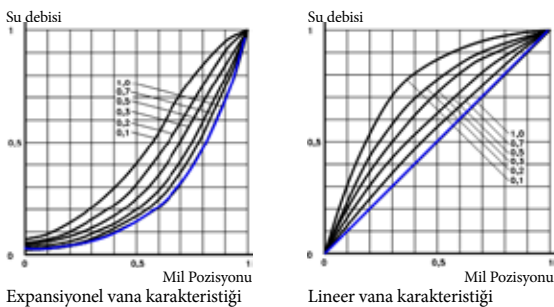
### Eşit yüzdesel vananın karakteristiği

Isıtma ve soğutma cihazlarının performansı aşağıdakilerin hepsinin doğru seçimine bağlıdır:

Kontrol vanası boyutu, kontrol vanası karakteristiği, balans vanası boyutu, kontrol vanası ve balans vanasının basınç düşümü

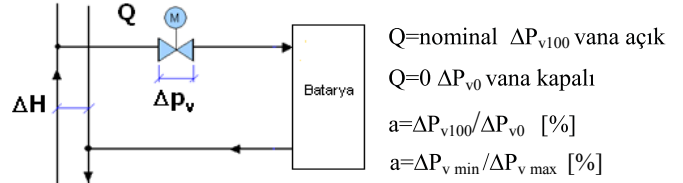
## 2.3 Vana Karakteristiği

En çok karşılaştığımız iki vana karakteristiğini aşağıdaki eğrilerde görebiliriz. Ancak her bir grafikte birkaç farklı eğri var. Bunun nedeni mavi çizgiyle görülen eğriye sahip olduğunu düşünerek kullandığımız kontrol vanasının karakteristiği ancak otoritesinin "1" olması durumunda geçerlidir. Aksi takdirde eğrimiz olması gereken yerden sapacaktır. Otorite değerimizin düşmesi ile eğri istenilenden daha da uzaklaşmaktadır.



## 2.4 Vana Otoritesi

Vana otoritesi kontrol vanasının kontrol kabiliyetini etkileyen sistem çalışma eğrisinin kaymasına neden olan bir değerdir. "a" ile sembolize edilen otorite kontrol vanası %100 açıkken üzerinde oluşan fark basınç  $\Delta P_{v100}$  ile vananın tamamen kapalı olması durumunda tüketim yok- olan basınç  $\Delta P_{v0}$  arasındaki ilişkidir. (bir başka deyişle kontrol devresindeki toplam basınç)

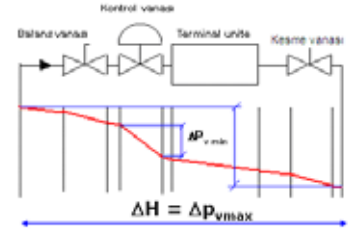


Şekil 3. Şematik bağlantı gösterimi

$$a=\Delta P_{v100}/\Delta P_{v0} \text{ [%]}$$

$$a=\Delta P_{v \min}/\Delta P_{v \max} \text{ [%]}$$

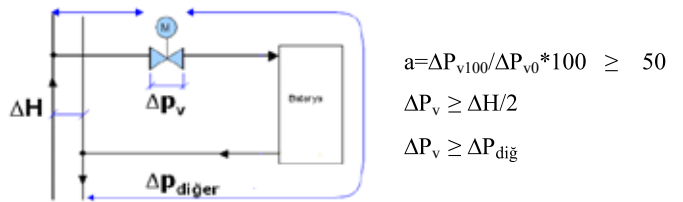
$$a=\Delta P_{v100}/\Delta P_{v0} * 100 \geq 50$$



Şekil 3. Şematik otorite gösterimi

Kontrol vanası seçimi yapılırken dikkat edilmesi gereken vana otoritesinin min %50 olmasıdır. Yani kontrol vanası basınç düşümü toplam basınç düşümünün en az yarısı kadar olmalıdır. Ya da kontrol vanası basınç düşümü sistemin kalanındaki basınç düşümünden fazla olmalıdır.

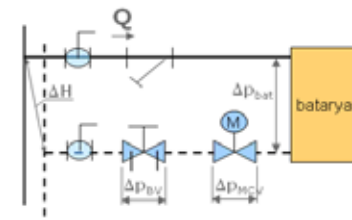
Yoksa vana karakteristiği bozulur!



Şekil 4. Şematik otorite gösterimi

## 3. Vana Boyutlandırma

Elde ettiğimiz sonuçları görebilmek adına örnek boyutlandırmalar yapalım. Sistemimizdeki debi ve basınç değerleri aşağıda verilmiştir.



Şekil 5. Şematik otorite gösterimi

Kontrol vanasını seçelim

$$DP = 50 - 20 - 3 = 27 \text{ kPa} \Rightarrow 0,27 \text{ bar}$$

$$K_v = Q / \sqrt{\Delta p} \text{ [m}^3/\text{h]} \text{ böylece } K_v = 0,7 / \sqrt{0,27} = 1,35 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

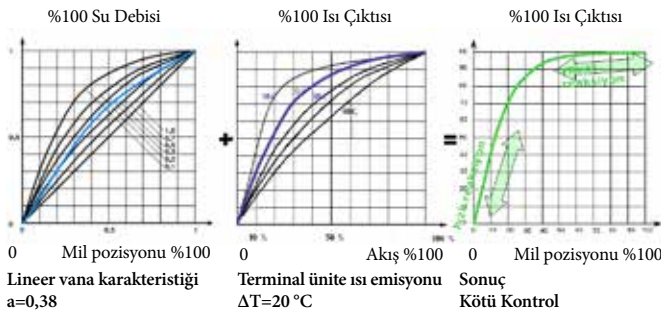
Seçilen  $K_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ , dolayısıyla gerçek basınç düşümü:

$$\Delta P_{kv} = (0,7/1,6)^2 = 0,19 \text{ bar} = 19 \text{ kPa}$$

Vana otoritesi:

$$a = \Delta P_{kv} / \Delta H = 19/50 = 0,38 - \text{kabul edilebilir mi (...?)}$$

### 3.1.1 Kontrol Vanası+Terminal Ünite Karakteristiği



Vana karakteristik eğrimizle terminal ünite ısı emisyonunu birleştirdiğimiz zaman çıkan sonuç görüldüğü gibi pek de iç açıcı olmamakta. Ancak bu bile aşağıda göreceğimiz ve malesef en çok rastlanan yaklaşımdan daha sağlıklıdır.

### 3.2 Kolay Vana Boyutlandırma Örneği

Boru Çapının aynısı veya bir çap küçüğünü seçtiğimizi düşünelim

| Çelik Boru | Bağlantı Boruları |             |         | Bransman ve ana dağıtım boruları |             |         |
|------------|-------------------|-------------|---------|----------------------------------|-------------|---------|
| DN         | Kütleli Debi Kg/h | Basınç Pa/m | Hız m/s | Kütleli Debi Kg/h                | Basınç Pa/m | Hız m/s |
| 10         | 140               | 150         | 0,32    |                                  |             |         |
| 15         | 280               | 156         | 0,39    | 320                              | 199         | 0,45    |
| 20         | 580               | 135         | 0,45    | 750                              | 217         | 0,58    |
| 25         | 1100              | 142         | 0,54    | 1300                             | 197         | 0,63    |
| 32         | 2200              | 128         | 0,62    | 2800                             | 196         | 0,78    |
| 40         | 3000              | 107         | 0,63    | 4100                             | 194         | 0,84    |
| 50         | 5500              | 113         | 0,70    | 7200                             | 170         | 0,93    |
| 65         | 10000             | 86          | 0,76    | 12500                            | 130         | 0,95    |
| 80         | 15000             | 82          | 0,83    | 20000                            | 143         | 1,10    |

$Q=0,7 \text{ m}^3/\text{h}$  Standart olarak kullandığımız tabloya göre bu değer 580 ve 1100 kg/h arasında kalıyor şu durumda emniyetli olması adına boru çapı DN25 olarak kabul ediliyor.

Vana  $K_{vs}$  değer tablomuz ise şu şekilde:

#### Kontrol vanası tablosu

DN 15 -  $K_{vs} = 0,63 \text{ m}^3/\text{h}$

DN 15 -  $K_{vs} = 1,0 \text{ m}^3/\text{h}$

DN 15 -  $K_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$

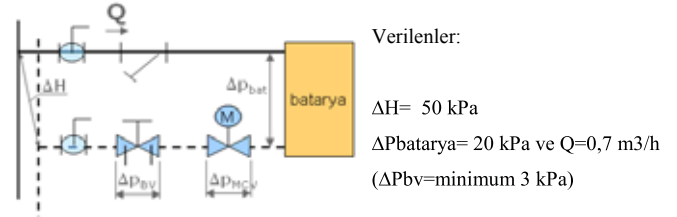
DN 20 -  $K_{vs} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$

DN 20 -  $K_{vs} = 3,5 \text{ m}^3/\text{h}$

DN 25 -  $K_{vs} = 10,0 \text{ m}^3/\text{h}$

Bu noktada ezbere bir çap küçük vana tercih edilecek ama onun da iki ayrı  $k_{vs}$  değeri olduğundan emniyetli olması adına büyük olan yani DN20  $k_{vs}=2,5 \text{ m}^3/\text{h}$  seçiliyor.

Yapılan bu seçime göre otoritemizi hesaplayalım:



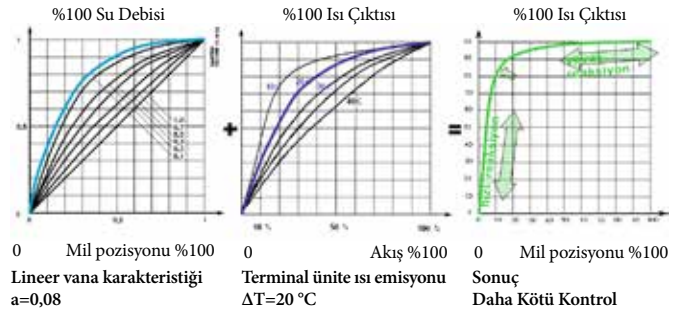
Şekil 5. Şematik otorite gösterimi

Seçilen  $K_{vs} = 3,5 \text{ m}^3/\text{h}$ , dolayısıyla gerçek basınç düşümü:

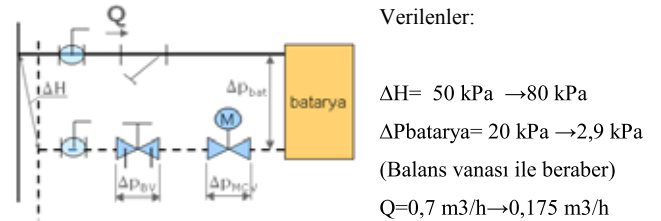
$$\Delta P_{kv} = (0,7/3,5)^2 = 0,04 \text{ bar} = 4 \text{ kPa}$$

$$a = \Delta P_{kv} / \Delta H = 4/50 = 0,08 = 8\% - \text{çok kötü}$$

### 3.2.1 Kontrol Vanası+Terminal Ünite Karakteristiği



### 3.3 Kısmi Yükte Tipik Vana Boyutlandırılması



Şekil 8. Şematik otorite gösterimi

#### Kontrol vanası pozisyonu

$$DP = 80 - 2,9 = 77,1 \text{ kPa} \Rightarrow 0,77 \text{ bar}$$

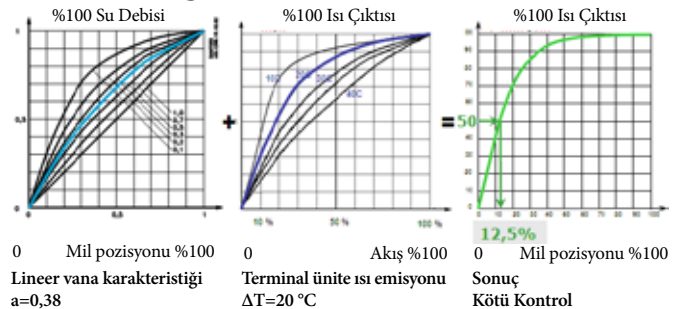
$$K_v = Q / \sqrt{\Delta p} \text{ [m}^3/\text{h]} \text{ böylece } K_v = 0,175 / \sqrt{0,77} = 0,2 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Seçilen vana  $K_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $K_v = 0,2 \text{ m}^3/\text{h}$

Vananın lineer karakteristiğine bağlı olarak:

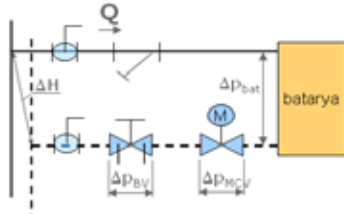
$$\text{vana pozisyonu} = 0,2/1,6 = 0,12 = 12,5\%$$

### 3.3.1 Kontrol Vanası+Terminal Ünite Karakteristiği



Sonuç olarak elde ettiğimiz grafikte işaretlediğimiz %12,5 vananın kısmi yükü sağlamak için çalışacağı noktayı belirtmektedir.

### 3.4 Kısmi Yükte Kolay Vana Boyutlandırılması



Verilenler:

$\Delta H = 50 \text{ kPa} \rightarrow 80 \text{ kPa}$   
 $\Delta P_{\text{batarya}} = 20 \text{ kPa} \rightarrow 2,9 \text{ kPa}$   
 (Balans vanası ile beraber)  
 $Q = 0,7 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow 0,175 \text{ m}^3/\text{h}$

Şekil 9. Şematik otorite gösterimi

#### Kontrol vanası pozisyonu

$DP = 80 - 2,9 = 77,1 \text{ kPa} \Rightarrow 0,77 \text{ bar}$

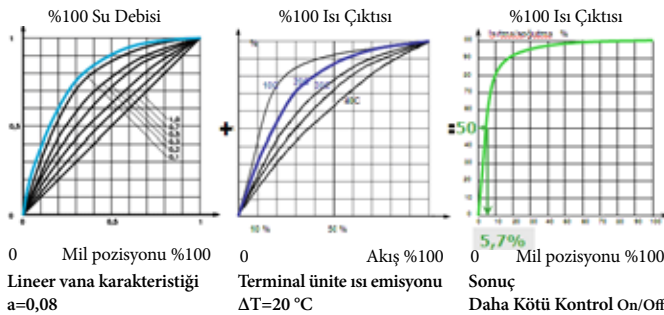
$K_v = Q / \sqrt{\Delta P} [\text{m}^3/\text{h}] \quad K_v = 0,175 / \sqrt{0,77} = 0,2 [\text{m}^3/\text{h}]$

Seçilen vana  $K_{vs} = 3,5 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $K_v = 0,2 \text{ m}^3/\text{h}$

Vananın lineer karakteristiğine bağlı olarak :

vana pozisyonu  $= 0,2/3,5 = 0,057 - 5,7\%$

#### 3.4.1 Kontrol Vanası+Terminal Ünite Karakteristiği



### SONUÇ

Vana boyutlandırılması ve seçimi konusunun çok fazla dikkat edilemeyen bir konu olduğunu kabul edersek, çalışmada karşılaştığımız sonuçların-özellikle kısmi yükte- ne kadar çarpıcı olduğunu görebiliyoruz. Debi ihtiyacının fazla olduğu örneğin klima santrali uygulamalarında ya da ısıtma yerine soğutma suyunda yanlış yapılan seçimlerde elde edilen sonuçlar daha vahim olacaktır. Halbuki bu konu gerek konfor gerekse enerji tasarrufu açısından son derece dikkate değer bir husustur.

Yalnız bu çalışmada yapılan örneklerde kullanılan vananın lineer karakteristiğe sahip olduğunu vurgulamakta yarar var. Her ne kadar ülkemizde bu vana karakteristiği meselesinin farkında olmasak da logaritmik bir vanada kısmen daha iyi sonuçlar alınacağı açıktır.

### KAYNAKLAR

1. Benonysson A., Boysen H.; Valve Characteristics for Motorized Valves in District Heating
2. Boysen H; kv: What, Why, How, Whence?
3. Kristjansson H; Controls Providing Flexibility for the Consumer Increase Comfort and Save Energy, 2008

4. 2004 Ashrae El Kitabı; Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemleri ve Ekipmanları, 2007 İstanbul
5. Tesisat Mühendisliği Uygulama Kitabı, 2007 İstanbul
6. Recknagel-Sprenger S; Isıtma Klima Tekniği El Kitabı, TTMD 97/98.

### SUMMARY

#### *DIMENSIONING CONTROL VALVES and EFFECTS on ENERGY EFFICIENCY*

*Energy efficiency awareness has been increased due to decrease in energy resources. Undeniable ratio of this consumption is caused by heating and cooling applications and the professionals in this area do their best for good results.*

*In this paper the main topic is dimensioning control valves in heating and cooling applications. These are the indispensable 2 way control valves in systems with variable flow. Most of the time dimensioning are done at a venture so comfort level increases and energy efficiency decreases. Results of wrong applications can be seen via examples.*

# GELİŞEN BÖLGEDE, VANA VE ÇEKVALFLERDE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Eyüp AKDEMİR  
Asteknik VANA

Ahmet Feyzi AYDINER  
Elmak Mak. San. ve Tic. A.Ş.

## ÖZET

Bu çalışmada DN400 - DN600 çekvalf ve kelebek vanaların testleri Reynolds 4.104 – 106 aralığında yapılmaktadır. Debi ölçümünde kullanılan ve ASTEKNIK tarafından yapılan orifismetrenin boşaltma katsayıları Reynolds sayıları ile belirlenerek gelişen bölgede Cd – Re değişimi tespit edilmiştir.

Debi ölçümü hem orifismetre hem de TDS-100 ultrasonik debi ölçerle, basınç farkları ise SIEMENS DS dijital manometre ile alınmıştır. Alınan ölçümler analiz edildiğinde %1lik bir hata payı ile ölçümlerin tekrarlanabilir olduğu görülmüştür. Böylece prototip kelebek vana, çekvalf ve orifismetrenin kullanım bölgesine bağlı olarak akış analizleri, direnç katsayıları (CV,K) ve lokal basınç kayıpları tespit edilmiştir.

## 1. GİRİŞ

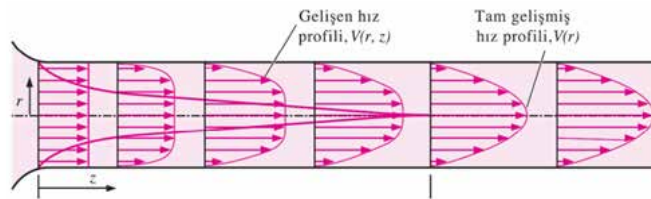
Boru hatlarında bulunan vanaların akış katsayılarının bilinmesi, hat çapı seçimi ve diğer ekipmanların doğru seçilmesi açısından önemlidir. Özellikle enerji verimliliği gittikçe önem kazanmaktadır. Boru hatlarında kullanılan vanaların Kv değerlerinin önemini bu kadar arttırdığı günümüzde, hassas ölçüm yapabilmek için çalışmalar sürmektedir.

Çalışmamızda gelişen bölgede akışın karakteristiği incelenerek nasıl bir davranış gösterdiği ve bu bölgede yer alan orifismetrenin boşaltma katsayısı TÜBİTAK TEYDEB desteği ile inşa edilmiş olan dinamik analizlerin yapılabildiği deney standı yardımıyla hesaplanmıştır.

## 2. GELİŞEN VE GELİŞMİŞ AKIŞ BÖLGELERİ

Bir iç akış onu çevreleyen cidarlarla sınırlandırılmıştır ve sürtünme etkileri büyüyecektir. Büyüyen bu etkiler karışarak tüm akışa yayılacaktır. Şekilde uzun bir kanaldaki bir iç akışı gösterilmektedir.

Girişten sonlu bir uzaklıkta, sınır tabakalar birleşir ve sürtünmesiz akış bölgesi kaybolur. Boru içindeki akış bundan sonra tamamen sürtünmeli hale geçmiş durumdadır ve eksenel hız, x ile değişmeyen  $x=Le$  uzaklığına kadar ulaşır ve bundan sonraki akışa tamamen gelişmiş akış adı verilir[1].



Şekil 1. Gelişen akış bölgesi

Gelişme uzunluğu (Le):

Laminer akış için:  $Le/d=0,06.Re$

Türbülanslı akış için:  $Le/d=4,4.Re^{(1/6)}$

## 3. ORİFİSMETRE

Çapı D olan yatay bir borudaki sıkıştırılamaz daimi akış, şekildeki gibi çapı d olan akış alanına daraltılırsa, daralmadan önceki 1 noktası ile daralmanın olduğu 2 noktası arasında kütle dengesi ve Bernoulli denklemi aşağıdaki gibi yazılır[2]:

$$\text{Kütle dengesi: } \dot{V} = A_1 V_1 = A_2 V_2 \rightarrow V_1 = (A_2/A_1) V_2 = (d/D)^2 V_2$$

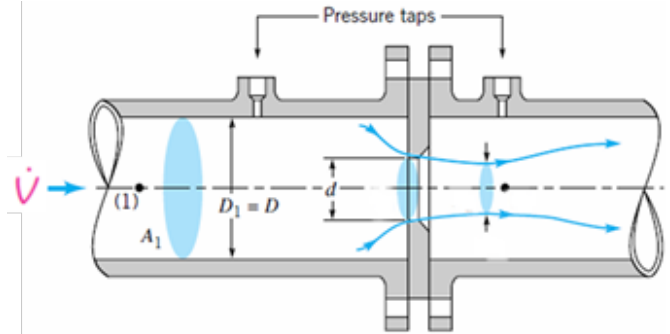
$$\text{Bernoulli denklemi: } (z_1 = z_2): \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Bu iki denklem birleştirilerek V2 çekilirse:

$$\text{Hız (kayıpsız): } V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \beta^4)}} \text{ elde edilir.}$$

Bu son ifadenin elde edilmesinde kayıplar ihmal edilmiştir. Gerçekte ise sürtünme etkilerinden dolayı basınç kayıplarının oluşması kaçınılmazdır ve dolayısıyla hız daha düşük olacaktır.

Ayrıca, akış engeli geçtikten sonra daralmaya devam edecek ve daralması kesit alanı engelin akış alanından daha azdır. Debi katsayısı Cd denilen bir düzeltme faktörü kullanılarak her iki kayıp hesaba katılabilir.



Şekil 2. Orifismetre

$$\dot{V} = A_0 C_d \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \beta^4)}}$$

$$\text{Delğin kesit alanı: } A_0 = A_2 = \pi d^2/4 \quad (5)$$

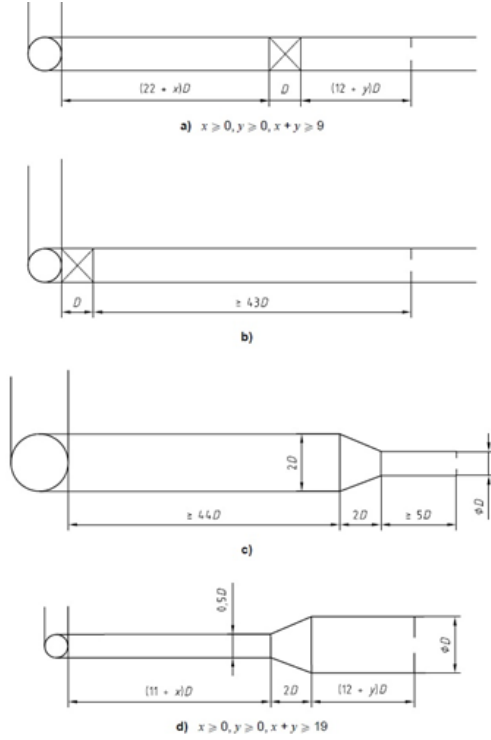
$$\text{Delik çapının boru çapına oranı: } \beta = d/D \quad (6)$$

$C_d$ , hem  $\beta$  hemde Reynolds sayısı  $Re=V_1 D/\nu$  ye bağlı olup, farklı tipteki engelli ölçerlere ait  $C_d$  ler için diyagramlar ve eğri uydurma bağıntıları mevcuttur. Sayısız engelli akış ölçerler arasında en yaygın olanları orifisler, akış lüleleri ve venturimetrelerdir.

Deneyssel olarak bulunan debi katsayılarına ait veriler aşağıdaki gibi ifade edilmiştir (Miller, 1997):

$$C_d = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{91.71\beta^{2.3}}{Re^{0.75}}$$

Orifis plakasının hatta bağlanma şartları BS EN ISO 5167-2:2003 [3] standardına göre Şekil 3'de görüldüğü gibidir. Bu şekilde orifis plakamız tam gelişmiş bölgede yer alacak şekilde bağlanacaktır.



Şekil 3. Değişen Yön ve Kesit Sonrası Orifis Plakası Montajı

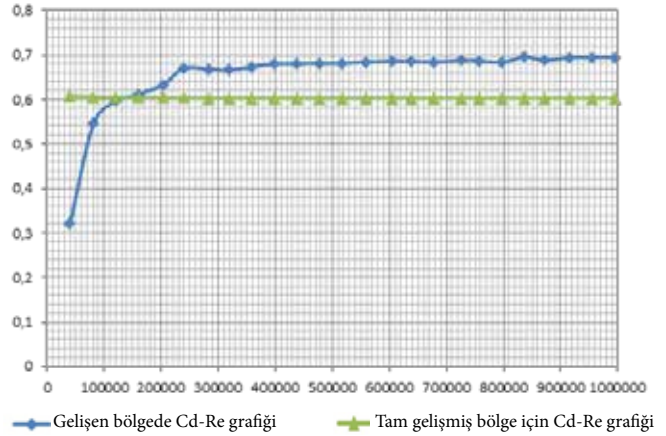
#### 4. DENEY DÜZENEGİ VE DENEYİN YAPILIŞI

Resimde görülen deney hattında DN400 - DN600 çekvalf ve kelebek vanaların testleri Reynolds 4.104 – 106 aralığında yapılmaktadır. Debi ölçümünde kullanılan ve ASTEKNIK tarafından yapılan orifismetrenin boşaltma katsayıları Reynolds sayıları ile belirlenerek gelişen bölgede Cd – Re değişimi tespit edilmiştir.



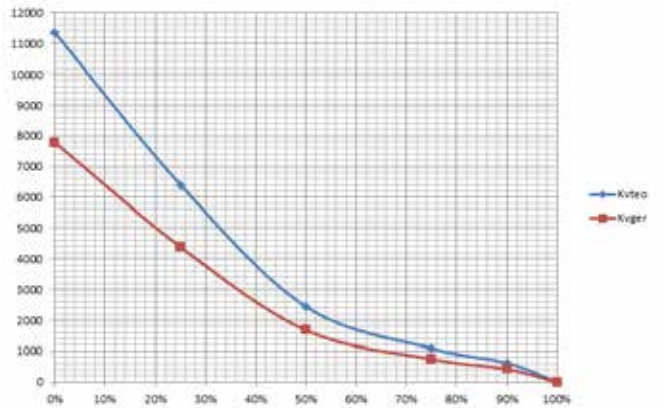
Şekil 4. ASTEKNIK VANA deney standı

Gelişen akış bölgesinde yer alan orifis plakasının Cd (boşaltma katsayısı) %1 lik hata payı ile ölçüm yapabildiği tespit edilen TDS-100 ultrasonik debi ölçerden ve kütle dengesi - Bernoulli denklemlerinden faydalanılarak elde edilmiştir.



Grafik 1. Cd-Re Grafiği

Ulaşılan bu sonuçlar kendi ölçümlerimize uygulanmış ve enerji verimliliğinde gerçeğe daha yakın değerler elde edilmiştir.



Grafik 2. Kv-Kapalılık Oranı Grafiği

#### KAYNAKLAR

1. Umur,H., 'Akışkanlar Mekaniği', 4.Baskı Dora Yayınları
2. Genceli,Osman F., 'Ölçme Tekniği', Birsen Yayınevi
3. BS EN ISO 5167-2:2003 'Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 2: Orifice plates'
4. Dvir,Y., 'Akış Kontrol Cihazları', POMSAD Yayınları

#### TEŞEKKÜR

Projemizde bilgi birikimi ve tecrübesiyle bize yol gösteren Prof. Dr. Habib UMUR'a teşekkürlerimizi sunarız.

#### SUMMARY

In this study, butterfly valves and check valves are tested within the range Re 4.104 – 106. Discharge coefficient of orifice plate is determined as a function of Reynolds number in the developing flow and Cd vs. Re plot is presented.

# GÜÇ AKTARIM SİSTEMLERİNDE KAPLIN SEÇİMİ VE DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN HUSUSLAR

Cem Zeki KABA  
Hidropar Kocaeli Hid. Oto. Elk. Ltd. Şti.

## ÖZET

Kaplin seçimi yukarıda bahsedildiği üzere bütün sistem için çok büyük önem arz etmekte olup, aynı zamanda tüm sisteme nazaran düşük maliyetli bir sigorta elemanı olarak görev yapmaktadır. Doğru kaplin seçimi için dikkat edilmesi gereken hususlar ve kaplin seçimi aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kaplin, Kaplin seçimi, Kaçıklıklar, Nominal Tork

## 1. GİRİŞ

Çok uzun zamandır güç aktarmakta, tahrik elemanlarını birbirlerine bağlamakta KAPLIN dediğimiz bağlantı elemanları kullanılmaktadır. Özellikle ülkemizde uzun yıllar boyunca tahrik sistemleri için, düşük maliyetli, standartlardan uzak bağlantı elemanları bu görev için kullanıldı. Ancak son zamanlarda komplike ve pahalı, önemli güç aktarım sistemlerinin artmasıyla birlikte kaliteli, standartlara uygun kaplinler araştırılmaya ve detaylı olarak incelenmeye başlanmış, en doğru kaplin seçimi henüz AR-GE safhasında öncelikli konular arasında yerini almıştır.

Bütün bunların yanında motor, pompa, ya da redüktör vb. gibi güç aktarım elemanları için bir sigorta görevi gören kaplinler, günden güne bu görevini daha belirgin bir şekilde kullanıcılara hissettirmiş, aynı zamanda eksenel, açılabilir ve radyal kaçıklıkları telafi ederek düzgün ve sağlıklı tork-güç aktarma imkanı sağlamıştır.

Kaplin seçimi yukarıda bahsedildiği üzere bütün sistem için çok büyük önem arz etmekte olup, aynı zamanda tüm sisteme nazaran düşük maliyetli bir sigorta elemanı olarak görev yapmaktadır. Doğru kaplin seçimi için dikkat edilmesi gereken hususlar ve kaplin seçimi aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

Kaplin bir güç kaynağında (motor vb.) üretilen dönme hareketini, bir başka sisteme (redüktör, makine, pompa, konveyör bantı vb.) aktaran elemandır. Kaplin dönme hareketinin yanında;

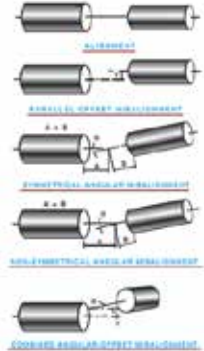
- Güç kaybına neden olmamalı
- Titreşimleri sönmülemeli
- Oluşabilecek vuruntuları güç kaynağına (motor vb.) iletmemeli
- Aşırı yüklenme durumlarında kırılarak motoru ya da diğer elemanları koruyarak sigorta görevi üstlenmeli

## 2. KAPLIN SEÇİMİ

### 2.1. Kaplin iki tork değerine göre seçilir.

$T_{KN}$  = Nominal Tork

$T_{Kmax}$  = Maksimum Tork



Şekil 2. 1. Kaçıklık tipleri

### 2.2. Tahrik Nominal tork değerine göre hesaplanır.

$$T_N = 9550 \times P(kW) / n(rpm)$$

| S <sub>t</sub> Sıcaklık Katsayısı |                |       |       |       |
|-----------------------------------|----------------|-------|-------|-------|
|                                   | -30°C<br>+30°C | +40°C | +60°C | +80°C |
| S <sub>t</sub>                    | 1              | 1,2   | 1,4   | 1,8   |

Tablo 2. 1. Sıcaklık katsayısı [2]

### 2.3. Maksimum tork için

$$T_{Kmax} \geq T_s \times S_z \times S_t + T_N \times S_t$$

$$\text{Tahrik tarafındaki tork } T_s = T_{AS} \times M_A \times S_A$$

$$\text{Tahrik edilen taraftaki tork } T_s = T_{LS} \times M_L \times S_L$$

$$M_A = J_L / (J_A + J_L) \quad M = J_A / (J_A + J_L)$$

| S <sub>t</sub> Başlangıç Frekansı Katsayısı |     |     |     |     |
|---------------------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| Başlangıç Frekansı/Saat                     | 100 | 200 | 400 | 800 |
| S <sub>z</sub>                              | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 |

Tablo 2. 2. Başlangıç Frekans Katsayısı [3]

| S <sub>A</sub> / S <sub>L</sub> Şok Katsayısı |                                 |
|-----------------------------------------------|---------------------------------|
|                                               | S <sub>A</sub> / S <sub>L</sub> |
| Hafif Şok                                     | 1,5                             |
| Orta Şok                                      | 1,8                             |
| Ağır Şok                                      | 2,5                             |

Tablo 2. 3. Şok katsayısı [4]

| Tanım                                | Sembol    | Açıklama                                                                                                 |
|--------------------------------------|-----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Nominal Tork                         | $T_{KN}$  | Müsaade edilen hız aralığında iletilebilecek sürekli Tork değeri                                         |
| Maksimum Tork                        | $T_{max}$ | Titreşimli ve dinamik yük altında iletilebilecek Tork değeri                                             |
| Kaplinin Titreşim Torku              | $T_{KW}$  | Basit yük ile yükleme ya da dinamik yük ile yükleme durumunda, 10 Hz frekans altında torktaki dalgalanma |
| Kaplinin sönümleme gücü              | $P_{KW}$  | 30 derecede müsaade edilen titreşim sönümleme gücü                                                       |
| Makinenin Nominal Torku              | $T_N$     | Kaplin üzerinde bulunan sabit tork                                                                       |
| Tahrik edilen taraftaki nominal tork | $T_{AN}$  | Nominal güç ve hızda hesaplanan makinenin nominal torku                                                  |
| Tahrik eden taraftaki nominal tork   | $T_{LN}$  | Güç ve hız ile hesaplanan maksimum yükleme torku                                                         |
| Makinenin Pik torku                  | $T_S$     | Kaplin üzerindeki pik tork                                                                               |
| Tahrik edilen taraftaki Pik Tork     | $T_{AS}$  | Şok Tork ile tahrik edilen taraftaki Pik Tork                                                            |

| Tanım                                   | Sembol   | Açıklama                                                                                                 |
|-----------------------------------------|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Tahrik eden taraftaki Pik Tork          | $T_{LS}$ | Şok Tork ile tahrik eden taraftaki Pik Tork                                                              |
| Makinenin Titreşim Torku                | $T_W$    | Kaplin üzerine etkiyen titreşim genlik torku                                                             |
| Makinenin sönümleme gücü                | $P_W$    | Basit yük ile yükleme ya da dinamik yük ile yükleme durumunda, 10 Hz frekans altında torktaki dalgalanma |
| Kaplinin sönümleme gücü                 | $P_{KW}$ | 30 derecede müsaade edilen titreşim sönümleme gücü                                                       |
| Tahrik eden taraftaki Atalet momenti    | $J_A$    | Kaplin hızına göre tahrik eden ve edilen taraftaki toplam atalet momentleri                              |
| Tahrik edilen taraftaki Atalet momenti  | $J_L$    |                                                                                                          |
| Rotasyonel atalet momenti-tahrik eden   | $M_A$    | $M_A = \frac{J_L}{(J_A + J_L)} \quad M_L = \frac{J_A}{(J_A + J_L)}$                                      |
| Rotasyonel atalet momenti-tahrik edilen | $M_L$    |                                                                                                          |

Tablo 2. 4. Tork ve Güç Sembolleri [5]

### 3. ÖRNEK KAPLIN SEÇİMİ

#### Tahrik Eden Taraf

Elektrik Motoru Büyüklüğü = A.C. Motor 315 L P= 160 kW

Hız (n) = 1485 rpm

Tahrik Tarafındaki Atalet Momenti ( $J_A$ ) = 2,9 kgm<sup>2</sup>

Başlangıç frekansı (z) = 6 1/h  $S_z=1,0$

Ortam Sıcaklığı = 60 °C  $S_t=1,4$

#### Tahrik Edilen Taraf

Vidalı kompresör Nominal Tork ( $T_{LN}$ ) = 930 Nm

Tahrik Edilen Taraftaki Atalet Momenti ( $J_L$ ) = 6,8 kgm<sup>2</sup>

#### Hesaplama

$T_{AN} (Nm) = 9550 \times P_{AN} (kW) / n_{AN} (rpm)$

$T_{AN} = 9550 \times 160 / 1485 = 1029 \text{ Nm}$

$T_{KN} \geq T_{LN} \times S_t$

$T_{KN} \geq 930 \times 1,4 = 1302 \text{ Nm}$

Bulunan Nominal Tork değerine göre en yakın bir üst nominal tork değerindeki kaplin seçilebilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus aynı zamanda TKmax değeridir. Maksimum tork değeri genellikle nominal tork değerinin 2 katı olarak alınır.

### 4. SONUÇ

Günümüzde kullanılan güç aktarım sistemleri tüm sanayi için tıpkı yaşayan bir vücudun kalbi gibidir. Bu sistem üzerinde kullanılan tüm elemanlar özenle ve dikkat seçilerek, uzun yıllar boyunca çalışarak plansız duruşlara neden olmamalıdır. Kaplin, bu sistemler için oldukça elzem ve aynı zamanda uygun maliyetli bir sigorta elemanıdır. Doğru kaplin seçimi, tüm sistemin sağlığını ve verimini artırıcı ve etkileyici bir konudur.

### KAYNAKLAR

1. Eugene, I. R. "Selection and Performance Criteria For Power Transmission Couplings ", power transmission engineering, October, 2008.
2. KTR Catalogue,2010
3. KTR Catalogue,2010
4. KTR Catalogue,2010
5. KTR Catalogue,2010

### SUMMARY

A very long time COUPLING is used for the connection between drive and the driven side. Unfortunately, we used non-acceptable connection elements for drive application including pump-motor connection, in Turkey-our country.

Beside that, Recently this situation has changed, for drive application, coupling systems become more important, even calculating in the Research and Develepment (R&D ) stage.

The coupling, transmits the torque, compensates the displacement within these an insurance component for whole drive and driving sides. This article explains about the coupling and selection parameters with an example.

## POMPA RULMAN YATAĞI SIZDIRMAZLIĞI (LABİRENT KEÇELER)

Deniz Arzu ARAZ  
Makine Mühendisi, MBA  
AESSEAL Türkiye

### ÖZET

Bu çalışmada, her türlü döner ekipman da bulunan yatak arızalarının önüne geçerek, rulman ömrünü arttıran, temassız rulman koruyucu da denilen Labirent Keçeler ve rulman ömrüne olan etkileri değerlendirilmiştir. Labirent keçenin pompa rulman yatağında ve elektrik motorlarındaki kullanımını anlatan bu araştırma yatak hasarlarının %48'inin yatak içerisine giren partiküller ve %4'ünün de yatak içerisine giren akışkanlardan kaynaklanmakta olduğunu göstermektedir. Labirent keçe ile dudaklı keçe arasındaki farkların değinildiği bu çalışmaya konu olan testler İngiltere'de tamamen bağımsız bir kuruluştaki gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları ve uzman görüşlerinin de aktarıldığı çalışmada Labirent Keçelerin endüstride ki rolleri ve hali hazırda bulunan API610 pompa standartlarındaki karşılığı da yer almaktadır.

Anahtar Kelimeler: Labirent rulman sızdırmazlığı, Labirent keçeler, pompa rulman yatağı arızaları

### 1. GİRİŞ

Bu bölümde pompalarda kullanılan yağ keçesi özellikleri, ömrü ve yarattığı problemler ile yerine kullanılacak labirent keçenin tanımı ve uluslararası standartlardaki karşılığı anlatılmıştır.

### 2. YAĞ KEÇESİ

Dönen bir mil ile sabit gövde arasındaki sızdırmazlığı sağlamak için yağ keçesi kullanılan. Kullanılan ilk yağ keçeleri hayvani deriden üretilmiştir. Günümüzde bir çok uygulamla için farklı polimerlerden üretilen yağ keçeleri bulunmaktadır. Bu keçelerin çalışma sistemi şu şekildedir; dönen bir mil üzerinde bulunan dudakların içerideki basınç ile mile baskısını artırarak sızdırmazlığı sağlar. Birçok zorlu uygulamada örneğin rulman yatağı uygulamalarında (rulman boşluğu da düşünülerek) içerisinde yay baskısı da bulunan modelleri vardır. Şekil 2.1



Şekil 2.1. Şekilde yay takviyeli yağ keçesi örneği görülmektedir.

### 2.1 YAĞ KEÇESİ İLE YAŞANAN GELENEKSEL PROBLEMLER

Petrokimya da kullanılan API 610 pompaların rulmanları için genellikle L-10 (40.000 saat) rulman ömrü tanımlanmıştır. Bununla birlikte ANSI pompalar için verilen rulman ömrü 24.000 saattir. Bu tanım ANSI pompalarının 3 yıl sürekli olarak rulman arızası vermeden çalışması gerektiğini söylemektedir. Bununla beraber arıza istatistikleri gösteriyor ki pompa rulmanlarının %91'den fazlası bu süreye erişememektedir. Araştırmalar rulman ömrünün artması için rulman yatağındaki yağ içerisine su veya su buharının girmemesi gerektiğini ve yağın partiküller ile kirlenmemiş olması gerektiğini söylemektedir. Peki, rulman yatağına su nereden girmektedir?

- Mil veya mil burcu aşınması şekil 2.2
- Yağ keçesi ömrünün kısa olması (çalışan yere göre üreticinin verdiği ömür 2 veya 3 ay gb)
- Rulman yatağındaki yağı tutması fakat tek dudaklı olduğundan dışarıdan içeriye giren partikülleri veya su ve su buharı gb yağın kalitesini bozabilecek maddeleri tutamaması.
- Çoğu fabrikada çalışanların ekipmanları basınçlı su ile yıkaması nedeniyle rulman yatağına su girmesi problemi şekil 2.3
- Özellikle yüksek sıcaklık veya ortamda bulunan partiküller olduğunda görev yapamaması gb.

Yukarıda yazılı olan sebeplerden dolayı rulman arızaları artmakta ve arkasından pompada zahmetli ve pahalı tahribata neden olmaktadır.

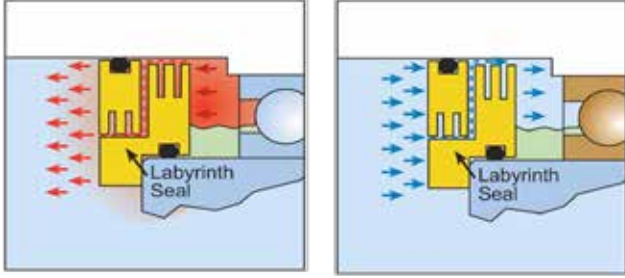


Şekil 2.2. Yağ keçesinin neden olduğu mil veya mil burcu aşınması



Şekil 2.1. Fabrikalarda ekipmanların basınçlı su ile yıkanması nedeniyle rulman yatağına su girmesi

Özellikle pompa çalışırken rulmanlar ısınır ve rulman yatağı içerisindeki sıcak hava dışarıya çıkar. Pompa durduğunda ise dışarıdan içeriye soğuk hava girişi vardır. İşte bu soğuk hava girişi sırasında ortamda su buharı, su veya partikül var ise bu yabancı maddeler yağ keçesinin milde yer açtığı tahribat nedeniyle yağ keçesinin altından veya keçelerden girerek rulman yatağı içerisine girer. Şekil 2.4



**Ekipman çalışınca Hava ısınır ve dışarı çıkar**  
**Ekipman soğuyunca Tüm hava tekrar Rulman içine dolar.**

Şekil 2. 4. Isınan havanın rulman yatağı dışına çıkması ve soğuk havanın içeriye girişi

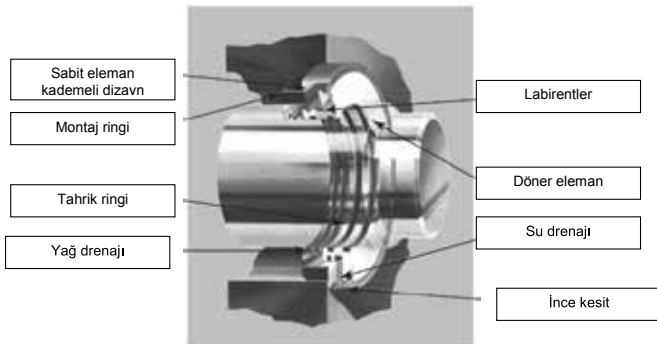
### 3. LABİRENT KEÇE

Adından da anlaşılacağı gibi labirent keçe fonksiyon olarak, merkezkaç kuvveti sayesinde sızıntıyı labirent yoldan geçmeye zorlayarak önleyen bir sızdırmazlık elemanıdır. Çalışma metodu iki farklı şekildedir;

- Döner radyal yüzeyler sıvının veya partiküllerin havadan ayrılması merkezkaç kuvveti yaratır.
- Gövdesi üzerindeki sınırlayıcılar oringler ve basıncın düşürülmesini sağlayan hava cepleridir.

#### 3.1 LABİRENT KEÇE KULLANIM AVANTAJLARI

Labirent keçeler çoğunlukla proses pompalarının rulman koruyucuları olarak kullanıldığı gibi diğer benzer örneğin fanlar, mikserler gibi sürekli çalışan ekipmanlarda da kullanılır. Rulmanları çevresel etkilere karşı örneğin su, buhar, toz veya partiküllere karşı koruduğu gibi rulman yatağında bulunan yağın dışarıya çıkmasını da son derece etkin bir şekilde engeller Şekil 3.1.1.

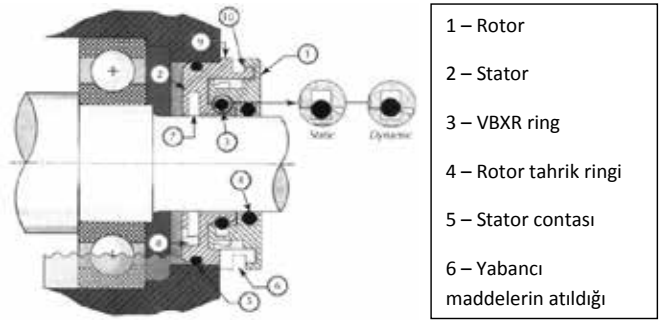


Şekil 3.1.1. Proses pompalarında kullanılan labirent keçe örneği.

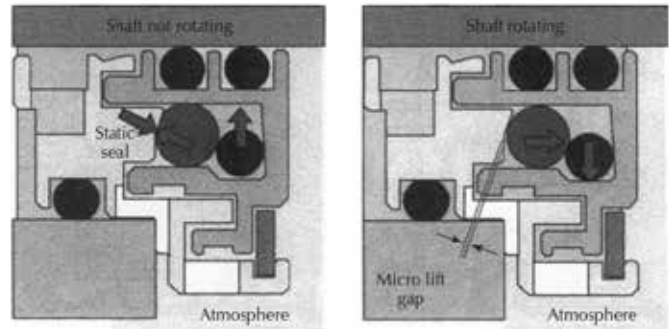
Tipik bir rulman ömrünü 40.000 saat olarak düşündüğümüzde mil üzerinde tahribat yapmaması ile kullanıma son derece elverişlidir. Gövde malzemesi bronz veya paslanmaz çelikten mamulden. Metal gövdeden imal edilmesinin 2 sebebi vardır.

1. Sebep pompa tamiri sırasında rulmanların monte edilmesi için uygulanan yüksek sıcaklıklara dayanımı daha iyi olması
2. Sebep ise rulman içerisindeki kürelerde oluşabilecek hasarı vibrasyon analiz metodları ile daha kolay okunabilmesine olanak sağlamasıdır.

Şekil 3.1.2 ve Şekil 3.1.3 farklı dizaynlarda labirent keçe örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 3.1.2. Farklı bir model otomatik orginli labirent keçe modeli



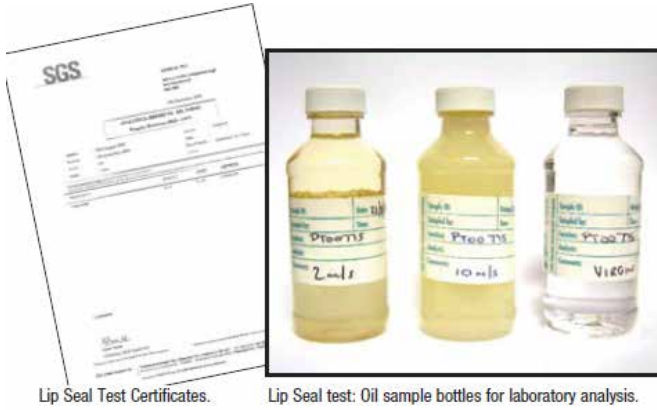
Şekil 3.1.3. Santrifüj kuvvet etkisi ile mikro boşluk açarak sıcak havanın rulman yatağından çıkışına imkan tanıyan alternatif bir tasarım.

### 4. LABİRENT KEÇE VE YAĞ KEÇESİ SU GİRİŞİ TEST SONUÇLARI

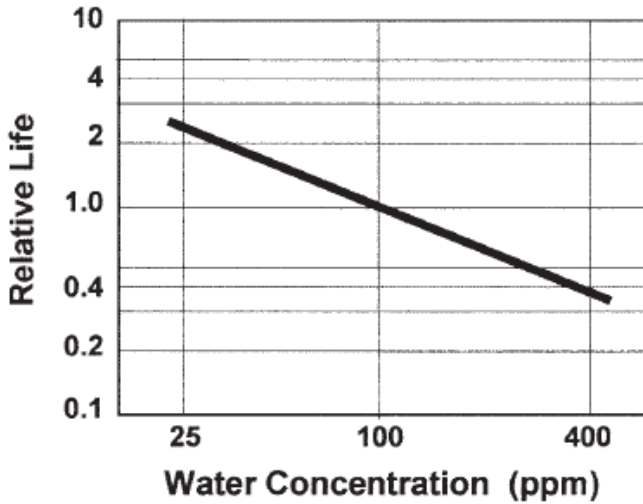
Tamamen bağımsız bir kuruluş tarafından gerçekleştirilen test sonuçları ve rulman ömrüne olan etkiler aşağıda verilmiştir. Şekil 4.1

Devir sayısı 382 rpm ve 1910 rpm olan, 100 mm'lik 2 ayrı yağ keçesine 13,3 m/s hızla püskürtülen su jeti sonucunda her iki test ünitesindeki yağ keçesi de 3 saat içerisinde rulman yatağına su almıştır. Laboratuvar sonuçlarına göre %83 (830.000 ppm) > %99 (990.000 ppm) yağda su bulunduğu ortaya çıkmıştır. Sonuç olarak tek dudaklı yağ keçelerinin dışarıdan içeriye su jetini önleyemediği ortaya çıkmaktadır.

Aynı testte 100 mm lik labirent keçe 332 rpm ve 1910 rpm dönme hızında 13,3 m/s hızla püskürtülen su jeti ile 30 ayrı testten geçmiş ve sonuç olarak rulman yatağındaki yağ içerisinde sadece milyonda 3 parça (3 ppm) su bulunmuştur. Ayrıca gres yağlı ve kuru çalışmada da aynı testler yapılmış sonuç değişmemiştir. Mil üzerinde ve labirent keçenin kendi üzerinde herhangi bir aşınma kesinlikle olmamıştır.



Şekil 4. 1. Yağ keçelerinin testinden sonra alınan yağ mamulleri



Şekil 4. 2. deki grafik Rulman ömrünü yağ içerisine giren su ile değişimini vermektedir. Yukarıdaki grafikten de anlaşılacağı üzere yağın içerisine karışan su rulman ömrünü direk etkilemektedir.

## 5. ULUSLARARASI STANDARTLARDA POMPA YAĞ KEÇESİ TANIMI

Birçok geleneksel yağ keçesi mil üzerinde yaptığı tahribat nedeniyle kısa sürede görev yapamaz hale geldiğinden bu durum rulmanlar için büyük tehlike yaratmaktadır (Şekil 1.2.1). Çünkü mil üzerinde yarattığı tahribat tamamen dışarıdan gelecek yağ kirletmeye yönelik tehditleri koruyamaz hale gelmesine neden olur. Bunun sonucunda rulman arızası ve akabinde pompa mekanik salmastralı ise mekanik salmastra arızası olarak kullanıcıya yansır.

Rulman arızası problemi bir fabrika için ana problem değildir. Önemli olan bu arıza ile yaşanacak üretim kaybıdır. Uluslar arası yüksek standartlar rulman koruyucular için standartlarını belirlemiştir. Örneğin API 610 Tenth Edition (Oct 2004) (ISO 13709) derki;

5.10.2.7 Döner elemanlar için rulman yatakları nem, toz ve diğer yabancı malzemelerden korunmuş olmalıdır. Bu korunmaya örneğin harici hava girişi gb özellikler kullanılmadan ulaşılmalıdır. Rulman yatakları değişebilir labirent keçe tipinde veya mil üzerinde kendinden deflektörleri olan manyetik tip keçe ile donatılmış olmalıdır. Dudaklı yağ keçesi kesinlikle kullanılmamalıdır.

5.10.2.7 (devamı.) Keçeler ve deflektörler kıvılcım oluşturacak malzemeden üretilmemelidir. Keçe ve deflektörlerin dizaynı yağ yatak içinde tutmak içerisine yabancı madde girişini önleyecek şekilde olmalıdır.

5.1.25 Yağ haznesi ve gövde içerisinde bulunan örneğin rulmanlar, mekanik salmastralar, yüksek parlatılmış parçalar, enstrümanları gb elemanlar içerisine nem, toz ve diğer yabancı malzemelerin, pompa çalışırken ve boşta durma sırasında kesinlikle giremeyecek şekilde dizayn edilmelidir.

## 6. SONUÇ

Sonuç olarak bu çalışma içerisinde yağ keçeleri ve labirent keçeler arasındaki farklara değinilmiş, uzman görüşleri ve uluslar arası standartlardaki karşılıkları verilmiştir. Pompa, motor, rulman yatağı gibi ana parçaların içinde maliyet olarak en düşük fiyatlı olan yağ keçelerinin aslında hiçte öyle ucuz masraflar çıkarmadığını söyleyebiliriz. Pompa kullanıcıları bu konuda bilinçlendikçe labirent keçe kullanımının artacağını ve beklide eskiden beri süregelen rulman yatağı problemlerinin labirent keçe kullanımı ile son bulacağını düşünmekteyiz.

## 7. KAYNAKLAR

1. Pump User's Handbook – Heinz P. Bloch, Alan R. Budris – 3. Baskı @2010
2. Seals and Sealing Handbook – Robert Flitney – 5. Baskı @2007
3. Aes seal – Labtecta Labyrinth seal leaflet
4. API Standard 610 (American Petroleum Institute, Washington, D.C.); Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services.

## SUMMARY

*In this study, stepped in front of all kinds of rotating equipment failures in the bearing, that can increase the life of the bearing, also known as non-contact ball bearings with labyrinth seals and bearing life of the protective effects were evaluated. Research shows us how to use Labyrinth seal in Pump's bearing housing and electrical motor's bearing housing and the cause of the bearing damages by %48 particles, %4 fluid penetrates into the bearing housing. Labyrinth seals versus lip seals that are subject to the differences between the tests mentioned in this study were carried out in an organization totally independent of the UK. The test results and expert opinion is conveyed in the study. Also included API610 standards which are contained labyrinth seals that are already in the industry for roles.*

*Key Words: Labyrinth bearing seals, Non contacting bearing seals, bearing failures.*

# SANTRİFÜJ ÇAMUR POMPASININ PERFORMANS EĞRİLERİNİN HAD YARDIMIYLA BELİRLENMESİ

Mehmet Salih CELLEK

Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

Tahsin ENGİN

Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

## ÖZET

Son zamanlarda teknoloji ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği'ndeki (HAD) gelişmeler mühendislik uygulamalarında birçok kolaylığı beraberinde getirmiştir. Bir HAD yazılımı olan Fluent ile karmaşık akışlı pompa, fan gibi türbo makinaların performanslarını belirlemek ve optimum performansa sahip yeni bir tasarım yapmak mümkün hale gelmiştir. HAD destekli tasarım maliyeti düşürmekle beraber zamandan da tasarruf sağlar.

Bu çalışmada çamur iletiminde kullanılan ticari bir firmaya ait santrifüj çamur pompasının su kullanılarak Fluent ile analizi yapılmıştır.

Çamur pompasının su iletimi durumunda performans eğrileri oluşturulduktan sonra suyla birlikte iletimi yapılacak farklı özellikteki çamurların iletilmesi durumunda performans eğrileri literatürde bilinen Kazim ve arkadaşları tarafından önerilen korelasyon yardımıyla tahmin edilmiştir.

## GİRİŞ

Santrifüj pompalar uzun süredir kömür, çakıl gibi ince ve kalın tanecikli katı maddelerin hidrolik taşınmasında kullanılmaktadır. Bu pompalar, kolay imal edilebilmeleri, bakımlarının kolay olması ve düşük maliyetleri gibi avantajlarından dolayı diğer pompa türleri arasından tercih edilmektedir [1].

Öte yandan yoğun çalışma şartlarından, sert, aşındırma etkisi olan katı maddelerin taşınması dolayısıyla pompalarda meydana gelen aşınmalar pompa üreticilerini yeni arayışlara sevk etmektedir. Pompa üreticileri aşınmaya karşı bir takım önlemler almıştır. Çark kanatlarının kalınlaştırılması, pompa çarkının ve salyangoz iç gövdesinin kauçuk kaplanması bu önlemlerden bir kaçını oluşturmuştur. Yüksek hızlardan kaynaklanan aşınmalardan kaçınmak için pompayı düşük devirlerde çalıştırmak başka bir önlem olmuştur. Bu gibi etkenler pompa performansını mevcut pompalardan ayrı kılmaktadır [2].

Katı-sıvı karışımlarında yaygın olarak kullanılan santrifüj çamur pompalarının performanslarının belirlenmesi için literatürde deneysel veriler kullanılarak geliştirilmiş korelasyonlar bulunmaktadır. Bu korelasyonlar yardımıyla çift faz iletilmesi durumunda pompa performanslarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir.

Son zamanlarda teknolojinin ilerlemesiyle Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri birçok alanda artarak kullanılmaktadır. Fluent, HAD uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir sonlu elemanlar programıdır [3].

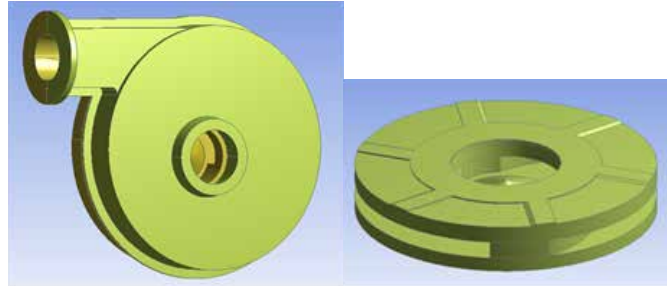
Bu çalışmada kapalı çarklı, bir santrifüj çamur pompasının HAD yardımıyla su iletimi durumunda pompa performans eğrileri elde edilmiştir. Literatürde deneysel veriler kullanılarak oluşturulmuş olan korelasyonlar yardımıyla iki farklı katının iletilmesi durumunda pompa performansları tespit edilmiş ve karşılaştırılmıştır.

## 1. ÇAMUR POMPASI MODELİ

### 1.1. Çamur Pompası Geometrisi

Literatürde santrifüj su pompası üzerine yapılan çalışma sayısı oldukça fazla olmasına karşı çamur pompası için aynı şey söylenemez. Bunun nedeni santrifüj pompaların aynı zamanda çamur pompası yerine kullanılıyor olmasıdır. Sıvı-katı iletimi durumunda santrifüj pompa ve çarkında yüksek aşınmaların ortaya çıkması, çark kanatlarının kırılması gibi olumsuzluklar nedeniyle yeni çark tasarımları ihtiyaç haline gelmiştir.

Bu çalışmada ele alınan geriye eğimli kanatlara sahip kapalı çarklı santrifüj çamur pompasının CAD modeli ticari bir firma tarafından sağlanmıştır [4]. HAD analizi için CAD modeli ANSYS 14.0 aktarılmış gerekli düzenlemelerden analizler yapılmıştır.



Şekil 1. Çamur pompası ve çarkının katı model bileşenleri

Tablo 1. Modellenen santrifüj çamur pompasının temel boyutları

| $z$ | $b_1$<br>(mm) | $b_2$<br>(mm) | $d_1$<br>(mm) | $d_2$<br>(mm) | $D_1$<br>(mm) | $D_2$<br>(mm) |
|-----|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 3   | 30            | 30            | 130           | 355           | 130           | 101.6         |

Bu tabloda  $z$  kanat sayısını,  $b_1$  ve  $b_2$  kanat giriş ve çıkış genişliklerini,  $d_1$  ve  $d_2$  çark kanat başlangıç ve bitiş dairesel çaplarını,  $D_1$  ve  $D_2$  pompa girişi ve salyangoz çıkışı dairesel çaplardır.

## 2. SAYISAL YÖNTEM

Farklı kanat profilleriyle tasarlanan 4 farklı çarka sahip çamur pompasının analizi için ticari HAD yazılımı olan ANSYS® 14.0 [5] kullanılmıştır. Analiz için geometrik modeller önce 3-B bir katı modelleme programı yardımıyla oluşturulmuş ardından ANSYS 14.0'a aktarılıp gerekli düzenlemelerden sonra sonlu sayıda hacimsel elemana bölünerek üç-boyutlu sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. HAD yazılımı Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemlerini yapılandırılmamış sonlu-hacim metodunu kullanarak çözmektedir. Türbüans modeli olarak türbo makinalarda kullanılabilen realizable k-ε türbüans modeli tercih edilmiştir [6]. Sayısal algoritma olarak SIMPLE kullanılmıştır [7, 8].

## 2.1. MATEMATİKSEL MODEL

Üç boyutlu, daimi olmayan, sıkıştırılamaz, zaman-ortalamalı Reynolds süreklilik momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\text{Süreklilik: } \nabla \cdot (\rho U) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

$$\text{Momentum: } \frac{D(\rho U)}{Dt} = \rho g - \nabla P + \mu_{eff} \nabla^2 U + S_M$$

Burada  $\rho$  akışkanın yoğunluğu,  $U$  hızı,  $P$  dönmeden kaynaklanan etkileri hesaba katan değiştirilmiş basınç,  $\mu_{eff}$  efektif viskozite ve  $S_M$  aşağıdaki gibi tanımlanan kaynak terimidir :

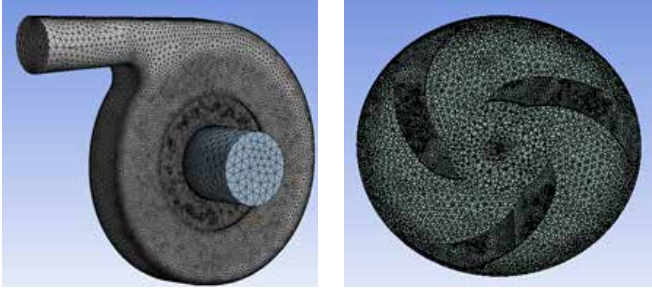
$$S_M = -\rho(2\omega \times U + \omega \times (\omega \times r))$$

burada  $r$  ve  $\omega$  sırasıyla konum ile sabit dönme hızını göstermektedir [8].

## 2.2. AĞ YAPISININ OLUŞTURULMASI

Üç ana bölüme ayrılmış olan sayısal katı model de en önemli kısmın çark olduğu bilinen bir gerçektir. Bu nedenle, pompa da akışın daha detaylı bir biçimde gözlenebilmesi için diğer iki bölümler birlikte çark bölümünde yeterince sayısal ağ elemanına ihtiyaç duyulmaktadır.

Sayısal katı modelin her üç bölümü için tetrahedral (dört yüzlü) elemanlar kullanılmıştır. Bunun nedeni tetrahedral ağ yapısı türbo makinalar gibi karmaşık geometrilere daha hızlı ve otomatik olarak uygulanabilme kabiliyetine sahip olmasıdır [5].



Şekil 2. Çamur pompası ve çarkına atı sonlu hacim ağı

## 2.3 SINIR ŞARTLARI VE KABULLER

Analizi yapılan santrifüj çamur pompasında dönel çark bölgesi hareketli olup diğer tüm kısımlar statik kabul edilmiştir. Pompa hareketli çark ile statik olan diğer kısımlar arasındaki etkileşimi sağlayabilmek için literatürde sıkça kullanılan “frame motion” modeli kullanılmıştır [9].

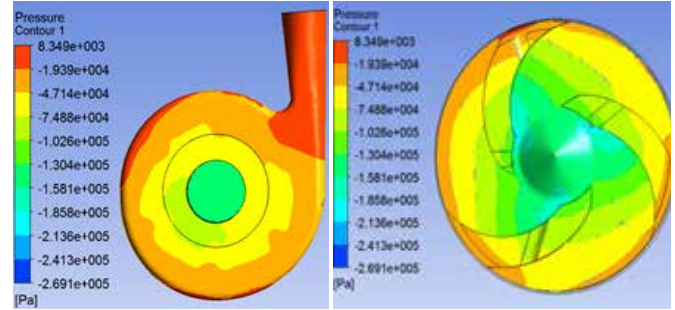
Analizler için çark 1000 d/d açısal hızla döndürülmüştür. Pompa girişi sınır şartı olarak serbest kütle girişi “mass flow inlet”, çıkışta ise çıkış basıncı “pressure outlet” sınır şartı tanımlanmıştır [8]. Akışkan olarak oda sıcaklığında sıvı su kullanılmıştır. Diğer tüm yüzeylerde kaymama sınır şartı “no-slip” tanımlanmıştır. Her bir analizin yakınsama kriteri olarak son iki iterasyon arasındaki farkın  $10^{-3}$  mertebesine inmesi beklenmiş ve yaklaşık olarak 1250 iterasyon civarında yakınsayan analizler, 3000 iterasyona kadar devam ettirilip sonlandırılmıştır.

HAD analizleri için Intel Core i7-2670QM işlemcili 16 GB RAM ön bellek kapasitesine sahip bir adet diz üstü bilgisayar, Intel Xeon işlemcili, 16 GB RAM ön bellek kapasitesine sahip bir adet HP xw 6400 Workstation kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

## ANALİZ SONUÇLARI

Bu bölümde bir önceki bölümde belirtilen modeller ve sınır şartları kullanılarak kapalı çarklı santrifüj çamur pompasının analiz sonuçları elde edilmiştir. Pompa içerisinde meydana gelen karmaşık akış, yüzeylerde oluşan statik basınç dağılımının yanı sıra hız vektörleri ve akım çizgileri sayesinde görselleştirilmiştir. Çark ve pompa içerisinde meydana gelen akışı görselleştirmek amacıyla çarkın girişe bakan kısmı pompa girişi  $z$  yönünü göstermek üzere,  $xy$  düzlemiyle kesilmiş ve görünmez kılınmıştır. Görünmez kılınan disk ve salyangoz nedeniyle çarkın yarı açık çark olduğu düşünülmemelidir. HAD analizinde pompa sınır şartları belirlenirken çıkış basıncı 0 (Pa) olarak alınıp analizler yapılmıştır. Bu nedenle, pompa giriş basıncı sıfırın altında olduğu görülmüştür. Hesaplamalar yapılırken giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı dikkate alındığında bu durumun herhangi bir problem teşkil etmediği anlaşılmıştır.

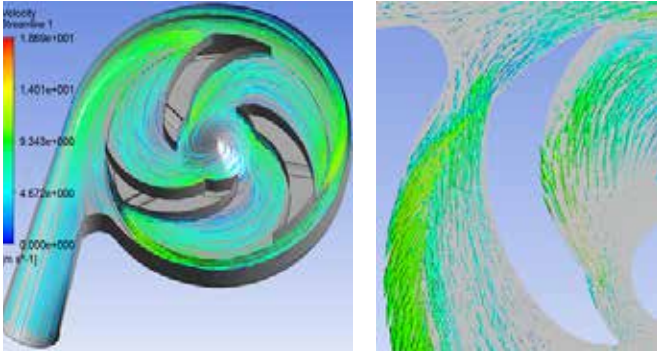
Şekil çamur pompası ve çarkında oluşan basınç dağılımı görülmektedir. Pompa içerisinde en düşük basıncın beklenildiği gibi çark iç bölgesinde olduğu en yüksek basıncın ise pompa salyangoz çıkışında meydana geldiği şekilde görülmektedir. Pompa bu basınç farkını akışkana aktarılıp gerekli basma yüksekliğini sağlamaktadır. Ayrıca çark üzerinde kanadın her iki yakasında basınç tarafı (pressure side) ve emme tarafı (section side) belirgin bir şekilde görülmektedir.



Şekil 3. Pompa üzerinde oluşan basınç dağılımı

Akım çizgileri, akış alanı boyunca akışkan hareketinin anlık yönlerini göstermeleri bakımından oldukça kullanışlıdır. Örneğin sürekli dolanımlı akış bölgeleri ve akışkanın katı bir çeperden ayrılması akım çizgileri deseni yardımıyla kolaylıkla saptanabilir. Akım çizgileri renksiz olabileceği gibi renkli olarak da görülebilmektedir. Akım çizgileri üzerinde basınç, hız veya sıcaklık dağılımını görmek mümkündür [10]. Bu çalışmada akım çizgileri üzerinde hızın gösterilmesi tercih edilmiştir. Böylece pompa içerisinde akış bölgelerinde hız değişimi görülmektedir. Şekil 4’te görüldüğü üzere kanat çıkış kenarında akışkanın hız kazandığı, bu hızın salyangoz çıkışına yaklaştıkça azaldığı görülmektedir. Salyangoza temas eden akış partiküllerinin kaymama şartı dolayısıyla hız kaybettiği salyangoz boyunca görülmektedir.

Akım çizgileri akışkanın anlık yönünü gösterirken, vektör çizimleri de bir özelliğin hem yönünü hem de şiddetini gösteren oklar yardımıyla kullanışlı bir akış desendir. Hız vektörleri de akım çizgileri gibi akışın yönünü, sıcaklık, basınç gibi diğer özelliklerini de eş zamanlı olarak kolaylıkla görselleştirebilmektedir.

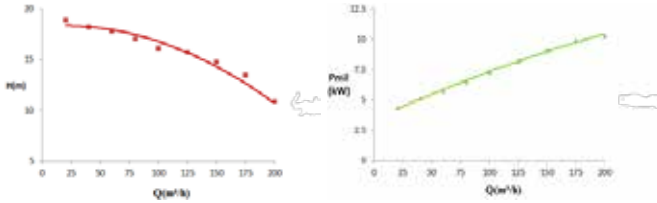


Şekil 4. Pompa içerisinde meydana gelen akım çizgileri ve hız vektörlerinin gösterilmesi

Akım çizgileri ve hız vektörleri yardımıyla pompanın salyangoz dil bölgesinde akışkan hızının çok düştüğü ve bununla birlikte akışın bu bölgede ayrıldığı Şekil 4'te açıkça görülmektedir. Dil bölgesinde ikiye ayrılan akışın bir kısmı tekrar çark bölgesine yöneldiği görülmektedir.

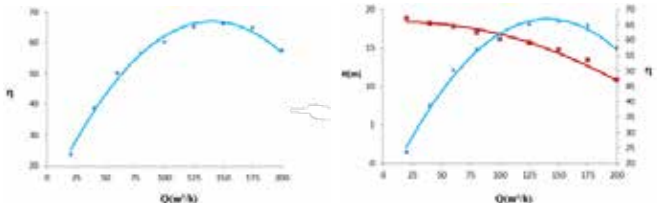
#### 4.1. Çamur Pompasının Su İletmesi Durumunda Performans Eğrileri

Yapılan analizler sonucunda santrifüj çamur pompasının su iletimi durumunda pompa performans eğrileri elde edilmiş ve Şekil 5, 6, 7 ve 8'de gösterilmiştir.



Şekil 5. Pompanın su iletimi durumunda debi-yük eğrisi

Şekil 5. Pompanın su iletimi durumunda debi-mil gücü eğrisi



Şekil 7. Pompanın su iletimi durumunda debi-verim eğrisi

Şekil 8. Pompanın su iletimi durumunda pompa performans eğrilerinin gösterimi

Analiz sonuçlarıyla oluşturulmuş pompa performans eğrileri yardımıyla pompanın çalışma şartları altındaki performansı değerlendirilebilir. Şekil 7 ve 8'den görüleceği üzere çamur pompasının 125 m³/h debisinde verimi yaklaşık olarak %65.2 olmaktadır. Bu noktada pompa basma yüksekliği 15.75 m olmaktadır. Şekil 8' de görüleceği üzere pompanın 100-150 m³/h debileri arasında çalışmasının uygun olacağı düşünülmektedir.

#### 4.2. Çamur Pompasının Çamur İletmesi Durumunda Performans Eğrileri

Santrifüj çamur pompasının sadece su iletimi durumundaki performansı ile kat-sıvı iletimi durumundaki performansı birbirinden farklı olmaktadır. Bu nedenle kat-sıvı iletiminde kullanılacak pompanın seçimi için öncelikle pompanın su ile yaptığı analizler referans alınarak pompa performansı belirlenir. Daha sonra karışımında kullanılacak olan katı maddenin özelliklerine göre

literatürde deneysel veriler yardımıyla oluşturulmuş korelasyonlar sayesinde pompanın katı-sıvı iletimi durumunda performans düşüm faktörleri belirlenerek pompa performansları tespit edilir. Pompanın çift faz iletimi durumunda

Bu çalışmada HAD analizi yardımıyla mevcut pompaların su iletimi durumunda pompa performansları belirlendi. Ayrıca analizi yapılan model pompanın kum-su iletimi durumunda basma yüksekliği ve verimindeki düşüş literatürde bilinen Kazım ve arkadaşlarının geliştirdiği korelasyon yardımıyla tahmin edilmiştir. Bu amaçla iki farklı katı madde olarak Kum-A ve Kömür-A'nın %30 konsantrasyondaki çamurun taşınması ve ayrıca Kum-A'nın üç farklı konsantrasyonlu çamurunun iletilmesi durumlarında tahmini pompa performans eğrileri aşağıda verilmiştir.

| Madde İsmi | S    | d <sub>w</sub> (μm) | c <sub>w</sub> (%) |
|------------|------|---------------------|--------------------|
| Kum-A      | 2,65 | 180                 | 10-30              |
| Kömür-A    | 1,64 | 377                 | 30                 |

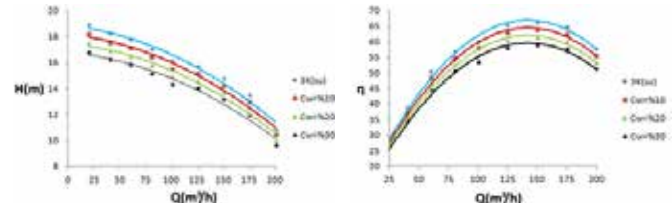
Tablo 2. Kat-Sıvı İletiminde Kullanılan Katı Madde ve Özellikleri

$$K_H = 1 - H_r = 1 - \frac{H_s}{H_w} = f \left( C_w \text{ veya } C_v, S, \frac{d_w}{D} \right)$$

$$K_\eta = 1 - \eta_r = 1 - \frac{\eta_s}{\eta_w} = f \left( C_w \text{ veya } C_v, S, \frac{d_w}{D} \right)$$

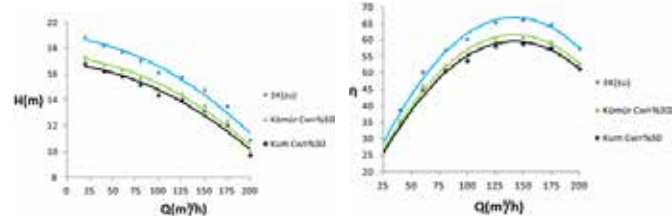
$$\text{Cave} : K_H = 0.0385(S-1) \frac{(S+4)}{S} C_w \ln \left( \frac{d_{50}}{22.7} \right)$$

$$\text{Kazım et al.} : K_H = 0.13 C_w \sqrt{(S-1)} \ln \left( \frac{d_w}{20} \right)$$



Şekil 9. Pompanın su ve farklı konsantrasyonlu su+kum iletimi durumunda pompa debi-yük eğrisi

Şekil 10. Pompanın su ve farklı konsantrasyonlu su+kum iletimi durumunda pompa debi-verim eğrisi



Şekil 9. Pompanın su ve farklı konsantrasyonlu su+kum iletimi durumunda pompa debi-yük eğrisi

Şekil 10. Pompanın su ve farklı konsantrasyonlu su+kum iletimi durumunda pompa debi-verim eğrisi

#### 5. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan Fluent ile karmaşık akışlı pompa, fan gibi türbo makinelerin imalatından önce performanslarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir. Böylelikle imalata geçmeden önce bir türbo makinenin optimizasyon çalışması yapılabileceği anlaşılmıştır. HAD destekli tasarım maliyeti düşürmekle beraber zamandan da tasarruf sağlar.

Basınç konturlarından da görüleceği (şekil 3.) üzere pompa emme girişinde en düşük basınç, pompa salyangoz çıkışında ise maksimum basıncın görüldüğü ve ayrıca kanadın her iki yakasında sırasıyla emme tarafı (section side) ve basınç tarafının (pressure side) belirgin bir şekilde oluştuğu görülmüştür.

Yapılan HAD analizleri sonucunda çamur pompası çarkının kanat çıkış kenarında yüksek basınç ve hızlar oluşur. Bu nedenle katı-sıvı iletimi esnasında çarkın bu bölgeleri katı partikülleri dolayısıyla ilk olarak aşınacağı düşünülmektedir. Bunu önlemek için pompanın düşük devirlerde çalıştırılması düşünülebilir.

Salyangozun dil bölgesinde akışın bir kısmı çark içerisine yönelmesi istenmeyen ikincil akışlara neden olduğu hem akım çizgileri hem de hız vektörlerinden tespit edilmiştir.

Çamur pompasının su iletilmesi durumunda performansının en iyi, çamur iletilmesi (çift fazlı akış) durumunda ise performansının beklenildiği gibi düştüğü görülmektedir.

Çamur iletiminde kütsel konsantrasyonun artmasıyla birlikte performansın daha fazla düştüğü ve farklı çamur türlerinde pompa performansının da değişeceği Kazim ve arkadaşlarının geliştirdiği korelasyon sayesinde bu çalışmada da görülmüştür.

## 6. KAYNAKÇA

1. Engin, T., “Radyal Pompaların Katı-Sıvı Karışımı İletiminde Kullanılmasının Deneyisel İncelenmesi. Doktora Tezi, SAÜ, 2000.
2. Celtek, M.S., “Radyal Tipteki Bir Çamur Pompası Optimizasyonu ve Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, SAÜ, 2013.
3. Açıkgöz, A., Gelişli, M.Ö., Ertürk, E., “ Çok kademeli pompa performansının CFD yöntemleriyle belirlenmesi”, 5. Pompa Vana Kongresi, Hilton, İstanbul, 22-24 Kasım, sf. 34-39, 2004.
4. Tufekçioğlu Kaucuk Sanayi ve Ticaret Limited Şirketi.
5. ANSYS 14.0, www.ansys.com, 2012.
6. Fluent 6.2 User Guide Vol 2A.
7. Engin, T., “Çeşmeci Ş., Atıl Z., Gür M., “Yarı-Açık Kanatlı Endüstriyel Sıcak Gaz Fanlarındaki Aralık Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Modellenmesi” ANOVA Kullanıcılar Konferansı Bildiriler Kitabı, 5-7 Temmuz 2006, Bilkent Otel, Ankara, 2006.
8. Engin T., “Study of Tip Clearance Effects in Centrifugal Fans with Unshrouded Impellers Using Computational Fluid Dynamics”, Proc. IMechE Vol. 220 Part A: Journal of Power and Energy, January 1, (2006), 599-610.
9. Atıl, Z., “Yarı Açık Çarklı Merkezkaç Fanların Aralık Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Simülasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, SAÜ, 2006.
10. CENGEL Y. A., CIMBALA J. M., Fluid Mechanics Fundamentals And Applications, Mc. Graw-Hill Higher Education, 2006.

## SUMMARY

### DETERMINATION OF THE PERFORMANCE CURVES OF THE CENTRIFUGAL SLURRY PUMP WITH THE AID OF CFD

Recently, the development of technology and Computational Fluids Dynamics (CFD) bring about some facilities in the engineering applications. With FLUENT, which is CFD software, it has become possible to define the performance of complicated flow turbo machines like pumps and blowers. CFD is not only reduced costs but also saves time.

In this study, a commercial slurry pump, handles solid-liquid transmission, had flow analyzed using water by Fluent.

*The performance curves of centrifugal slurry pump while handling clear water were created then the performance curves while handling slurries were estimated with the help of correlation proposed by Kazim et al.*





# TÜRK POMPA VE VANA SANAYİCİLERİ DERNEĞİ

## Amacımız

Türk Pompa ve Vana Sanayiine hizmet eden, pompa ve vana konstrüksiyonu veya imalatında çalışan gerçek şahısları ve iş adamlarını bir araya getirerek, sektörün her alanındaki sorunlarına ortak çözümler aramak, bu yolda dayanışmayı sağlamak.

Türk Pompa ve Vana Sanayiinin gelişmesi, üretimde kalite ve verimliliğin artması, sektörün dış pazarlardaki rekabet ortamına uyum sağlaması için ortak girişimlerde bulunmak.

Sektörde çalışanlar arasında iletişimi ve bilgi akımını artırmak, teknik yeniliklerden üyelerini haberdar etmek, araştırma ve geliştirmeyi teşvik ederek Türk Pompa ve Vana Sanayiinin kalkınmasına hizmet etmek.

Türk Pompa ve Vana Sanayiini temsil etmek, ulusal ve uluslararası merciler önünde imkanlarını ve sorunlarını dile getirmek, amaçlarına paralel aktivitelere yönelik üst organizasyonlarda yer almak, diğer sektörleri temsil eden dernek ve benzeri kuruluşlarla dayanışma halinde Türk Sanayiinin ilerlemesinde pay sahibi olmak.

## ÜYE FİRMALAR

- Alarko Carrier San. ve Tic. A.Ş.  
Asteknik Makina San. ve Tic. A.Ş.  
Aşman Vana - İzmir Zirai Sulama Döküm Ltd. Şti.  
Batusan Mah. San. ve Tic. A.Ş.  
Dikkaya Su Kontrol Sistemleri San. Tic. Ltd. Şti.  
Doğuş Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.  
Domak Pompa ve Makina Sanayi A.Ş.  
Duyar Vana-Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş.  
Eagleburgman Endüstriyel Sızdırmazlık San. ve Tic. Ltd. Şti.  
FAF Vana San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Ferkan Yedek Parça ve Makina San. Tic. A.Ş.  
Fırat Motor ve Pompa Elektrik San. Tic. Ltd. Şti.  
Gedik Döküm ve Vana San. Tic. A.Ş.  
Genel Makina Sanayi Ltd. Şti.  
Göksan Pompa San. ve Tic. A.Ş.  
Gücüm Pompa Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Hacı Ayvaz Endüstriyel Mamüller San. ve Tic. A.Ş.  
İMPO Motor Pompa San. ve Tic. A.Ş.  
King Pompa ve Makina San. Tic. Ltd. Şti.  
Kurlar Dalgıç Pompa San. Tic. Ltd. Şti.  
Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.  
Mas - Daf Makina Sanayi A.Ş.  
Mutlu Su Pompaları (Mutlu Torna Pompa Elektrik Mal. Tic.)  
Öz-Kan Makina Elemanları San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Petroland Pompa San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Pom - Vak Pompa Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Samsun Makina Sanayi A.Ş.  
SEMPA Elektrik Motor Satış Pompa İmalatı Demir Tic. İhr. İth. San. Tic. Ltd. Şti.  
Soyteknik Endüstriyel Malzemeleri San. ve Tic. A.Ş.  
Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.  
Star Pompa San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Sumak Dalgıç Pompa Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Tempo Pompa Vana San. ve Tic. Ltd. Şti.  
Tork Sanayi Malzemeleri Üretim ve Satış A.Ş.  
Üke Makina Ltd. Şti.  
Üstünel Su Pompaları İmalat ve Sanayii  
Valftek Valf Teknik Tesisat Elemanları San. Tic. A.Ş.  
Vastaş Valf Armatür San. Tic. A.Ş.  
Yıldız Pompa ve Makina San. Tic. Ltd. Şti.

**Dernek Merkezi:** İstanbul Karayolu 16. Km, No :153

Etimesgut - ANKARA

Tel : 0312 255 10 73 - Faks : 0312 255 10 74

pomsad@pomsad.org.tr

www.pomsad.org.tr

Kongre Sekreteryası



Ventio Organizasyon

Göztepe Mah. Göksu Evleri Sitesi

Üst Çamlık Cad. B175 B

Anadoluhisari - Beykoz - İstanbul / TÜRKİYE

Tel: 0 216 465 68 10

Faks: 0 216 668 07 86

E-mail: info@ventio.com.tr



POMSAD, Avrupa Pompa İmalatçıları ve Avrupa Vana Sanayicileri Dernekleri üyesidir.