

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



EKO-TASARIM
EKO-SİSTEMLER

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

BİLDİRİ KİTABI CONFERENCE PROCEEDINGS

SPONSORLAR



ÖNCE GÜVENLİK

Önce güvenlik diyenler de, sonra ekonomi diyenler de Standart Pompa'yı tercih ediyor. Çünkü Standart Pompa'nın **UL448** ve **FM1319-1311** sertifikalı yangın pompaları, anında müdahale yetenekleriyle hem yangına hem de yüksek sigorta maliyetlerine karşı korur.

SNK
UÇTAN EMİŞLİ SANTRİFÜJ
YANGIN POMPASI



SDS
AYRILABİLİR GÖVDELİ SANTRİFÜJ
YANGIN POMPASI



9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

© 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:

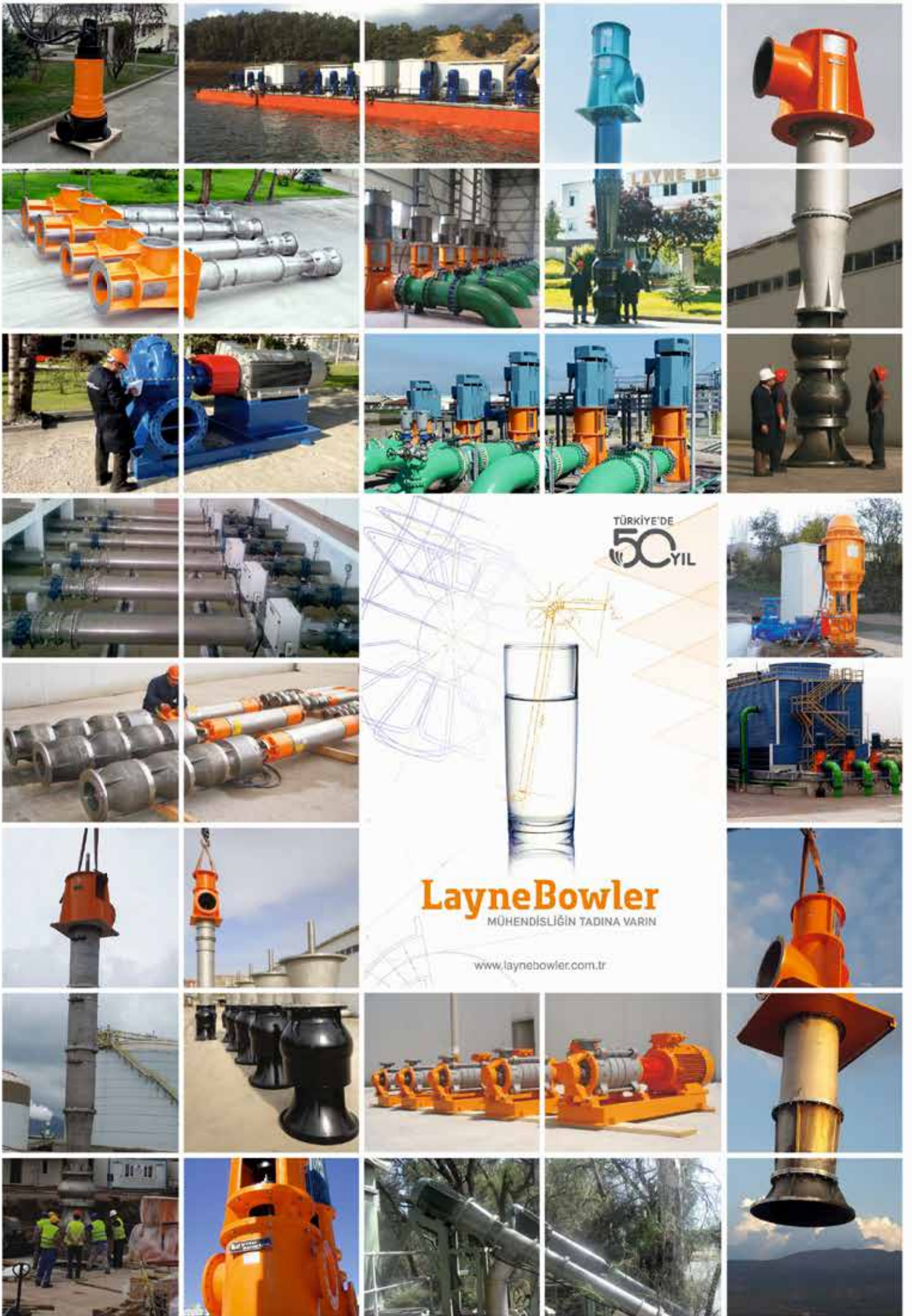
Türk Pompa ve Vana Sanayicileri Derneği
Batı Sitesi Mahallesi F.S.M. Bulvarı No: 546 06370 Yenimahalle / Ankara - TÜRKİYE
pomsad@pomsad.org.tr | T: 0090(312) 255 10 73 | F: 0090(312) 255 10 74

Dizgi - Hazırlık:

Hızlı Kopyalama Ajans ve Basım Hiz. Tic. Ltd. Şti.
Eğitim Mh. Kasap Ünal Sk. No: 13 / 1 Hasanpaşa, Kadıköy, İstanbul
info@www.hizlikopyalama.com | T: 0090(216) 550 91 77

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



9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



EKO-TASARIM EKO-SİSTEMLER

DÜZENLEYİCİ
KURULUŞLAR



İTÜ Makine
Fakültesi



Türk Pompa ve Vana
Sanayicileri Derneği



ODTÜ Makina
Mühendisliği Bölümü



Makine İmalatçıları
Birliği

DESTEKLEYİCİ
KURULUŞLAR



MAKİNE SANAYİ
SEKTÖR PLATFORMU



9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ÖNSÖZ

1979 yılında İTÜ Makina Fakültesi ve İSO'nun 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 özüm-senmesine gayret edildiği bir platform olan kongrelerimizden dokuzuncusuna hoş geldiniz. Kongremize bu yıl kompresör sektörü de dahil edilmiştir.

1997 yılında, POMSAD kurulduktan sonra, kongreleri düzenleme görevi sektörün imalatçı kanadınca üstlenilmiş, İTÜ ve ODTÜ bu göreve teknik bakımdan ortak olmuş, birçok sektörel dernek de destekleyici kuruluşlar arasında yer almışlardır. 9. Pompa-Vana-Kompresör Kongresi, iki üniversitemizin ilgili fakültelerinin ve Makine İmalatçıları Birliği'nin esas katkıları ve 10 imalatçı kuruluş ve Türkiye'nin Makinecileri'nin maddi ve manevi desteği ile tertiplenmiş bulunmaktadır. Bu seneki ana temasımız "Eko tasarım – Eko sistemler" olmakla birlikte, ilgi alanı içinde diğer konulara da herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir.

Kongrenin ilk gününde "Sınır Aşan Sularımız" başlıklı Açılış Konferansı'na ilave olarak, "Geçmişten Günümüze Türbomakinalar" konulu bir konuşma ve "Yeni Bir Paradigma için Tasarım", "Pompa Vana İmalatında Yerimiz ve Makine Sanayiinde Gelecek Öngörüler", "Küresel Ekonomik Gelişmeler ve Yeni Normal Arayışı" başlıklı üçlü konferans yer almaktadır. Bunların ardından "Çevreye Duyarlı (EKO) Tasarım Mevzuatı ve Sektöre Etkileri" başlıklı, sektörün farklı alanlarındaki temsilcilerinin yer aldığı bir panel yer almaktadır. Kongrenin ikinci ve üçüncü günü ise tebliğler ile devam edecektir.

Kongre ve fuarın düzenlenmesindeki katkılarından dolayı Düzenleme Kurulu'na, POMSAD Yönetim Kurulu'na, kongrenin gerçekleşmesindeki tüm katkı ve destekleri için Sponsor firmalara, 9. Kongremizin ISK Sodeks fuarı 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



YILDIZ POMPA
MAK. SAN. TİC. LTD. ŞTİ.

İÇTEN EKSANTRİK
DİŞLİ POMPA

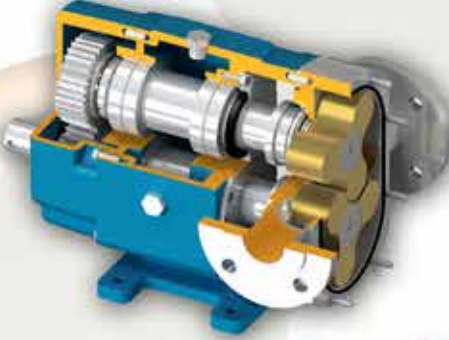


Pompalarımız Sanayinin Vazgeçilmezidir..
Teknik ve Tecrübeli Ekibimizle Herzaman Hizmetinizdeyiz.

MANYETİK KAPLINLI POMPA



LOP POMPA



HELİS DİŞLİ POMPA

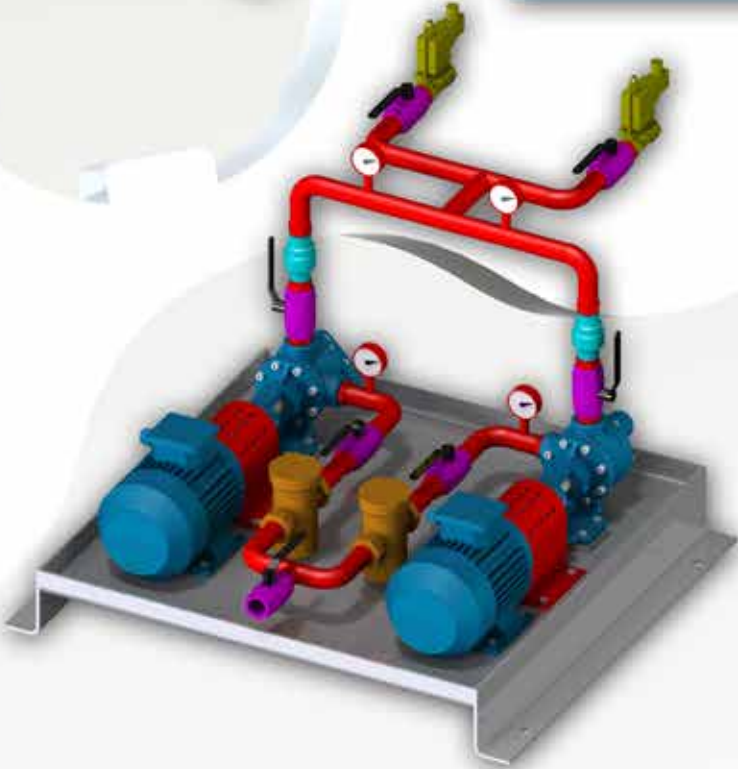


Kapasite : 1 m³/h - 250 m³/h

Basınç : 0 Bar - 40 Bar

Viskozite : 38 SSU - 2000000 SSU

MODÜLDİŞLİ POMPA



Türkiye'de Kalite ve Güvenin Sembolü

Ramazanoğlu Mah. Kaynarca Cad. No:22 Kurtköy - Pendik / İstanbul - Turkey

Telefon : +90 (216) 378 64 21

Fax : +90 (216) 378 64 22

www.yildizpompa.com.tr

E-mail : yildiz@yildizpompa.com.tr

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

İÇİNDEKİLER

SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN İNCELENMESİ	15
Begüm ÖĞÜT - Alarko-Carrier San. ve Tic. A.Ş.	
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN TÜKETİCİ VE ÜRÜNLER ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNE GENEL BİR BAKIŞ	25
Aytaç YILDIZ - MAS-DAF Makine Sanayi A.Ş.	
ECODESIGN - ErP DIRECTIVE 2009/125/EC DİREKTİFİNİN POMPA SEKTÖRÜNE YANSIMALARI & FREKANS KONTROLLÜ ÜRÜNLERİN KULLANIMI NEDEN YAYGINLAŞMAKTADIR?	31
Halil KIZILHAN - Alp Pompa Teknolojileri A.Ş.	
MİNİMUM VERİM ENDEKSİ (MVE)	35
Utkun KÖKSAL - İMPO Motor Pompa A.Ş.	
SALYANGOZ GEOMETRİSİNİN SANTRİFÜJ POMPALARIN PERFORMANSINA ETKİLERİ	40
Sevil İNCİR - Alarko-Carrier Sanayi Tic. A.Ş.	
SANTRİFÜJ POMPALARDA ÖNÇARK UYGULAMASININ POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ	45
Salih Deniz DEVELİ - Miksan Motor A.Ş.	
Oğuzcan MERCAN - Miksan Motor A.Ş.	
Oğurcan GÖRDÜK - İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü	
Prof. Dr. Erkan AYDER - İTÜ Makina Fakültesi	
ÖN-DÖNMENİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ	50
Özgür CANBAZ - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.	
Onur KONURALP - Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.	
Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK - ODTÜ Mühendislik Fakültesi	
İÇMESUYU VE ATIKSU SİSTEMLERİNDE “POMPA- TÜRBİN” KULLANARAK ENERJİNİN VE SUYUN GERİ KAZANIMI	56
Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN - İTÜ Makina Fakültesi	
ÇİFT EMİŞLİ POMPA ÇARKININ TÜRBİN MODUNA GÖRE TASARIMI VE OPTİMİZASYONU	60
Ali Can İSPİR - İTÜ	
Tuğçe KARATAŞ - İTÜ	
Prof. Dr. Erkan Ayder İTÜ	
SU TEMİN SİSTEMLERİNDE POMPA-TÜRBİN KULLANILARAK ENERJİ ÜRETİMİ VE ÇEVRESEL KAZANIMLAR	65
Prof. Dr. Ayşe MUHAMMETOĞLU - Akdeniz Üniversitesi	
Uzm. Dr. İ. Ethem KARADİREK - Akdeniz Üniversitesi	
Enes Hakan BEŞTAŞ - ALDAŞ	
Cezmi NURŞEN - Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.	
Sedar TAŞDELEN - Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.	
Ümit UZUN - Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.	
YÜKSEK VERİMLİ GÜNEŞ ENERJİLİ POMPA SİSTEMLERİ	71
Fatih KAVAK - İMPO Motor Pompa A.Ş.	
SALMASTRASIZ POMPA MOTORLARININ HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ) YÖNTEMİ İLE TERMAL ANALİZİ	75
Nihan UÇAR - Alarko Carrier San. ve Tic. A.Ş.	
POMPA ÇARKI MALZEMESİ NİKEL ALÜMİNYUM BRONZA UYGULANAN SÜRTÜNME KARIŞTIRMA PROSESİ'NİN MALZEMENİN KAVİTASYON DİRENCİNE ETKİSİ	80
Arş. Gör. Haluk KELEŞ - Artvin Çoruh Üniversitesi	
Doç Dr. Tefik KÜÇÜKÖMEROĞLU - Karadeniz Üniversitesi	
SANTRİFÜJ POMPALARDA KOROZYON VE EROZYON MEKANİZMALARI	89
Okan CEBECİ - Standart Pompa ve Makine San. Tic. A.Ş.	

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ÇİFT ÇIKIŞLI BİR SANTRİFÜJ POMPANIN HAD İLE PARAMETRİK OLARAK TASARIMI VE OPTİMİZASYONU	93
Arş. Gör. Muaz KEMERLİ – Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yrd. Doç. Dr. Zekeriya PARLAK – Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Prof. Dr. Tahsin ENGİN - Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi	
BULAŞIK MAKİNESİ YIKAMA SİSTEMİYLE YÜKSEK VERİMLİ ÇALIŞAN BİR SİRKÜLASYON POMPASININ EKO-TASARIMI	99
Doruk TURGUL - Arçelik A.Ş. Dr. Songül BAYRAKTAR - Arçelik A.Ş. Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK – ODTÜ Mühendislik Fakültesi	
KARIŞIK AKIŞLI BİR POMPANIN PERFORMANSININ YAPISAL VE AKIŞ ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ	105
Hıdır Yankı KILIÇGEDİK – Vansan Tunç DEĞER – Vansan Ahmet Özden ERTÖZ – Vansan Alper YETER – Vansan	
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) ANALİZLERİ YARDIMIYLA FRANCİS TÜRBİN REHABİLİTASYONU	110
Berk Can Duva - TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü Arslan Ömür ÖZCAN - TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü	
ENDÜSTRİDE SIZDIRMAZLIK SORUNLARI VE ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ	119
Suat SAVAŞKAN	
AKIM DÜZENLEYİCİ PLAKALARIN BORU İÇİNDEKİ AKIŞA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ	125
Ahmet Çağrı BİLİR - Marsis Dış Ticaret ve Gemi San. Ltd. Şti. Nurten VARDAR - Yıldız Teknik Üniversitesi	
DERİN KUYULAR İÇİN DALGIÇ POMPA SEÇİM KRİTERLERİ	133
Mehmet Akif GÜL - İMPO Motor Pompa A.Ş.	
VİDALI KOMPRESÖR KABİNLERİNİN SOĞUTMA PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ	143
Ali GÜRBÜZ - Sarmak Makina Kompresör Pompa San. Ve Tic. A.Ş. Volkan GEZGİNCİ - Sarmak Makina Kompresör Pompa San. Ve Tic. A.Ş.	
HİDROSİKLO AYIRICILARDA VORTEKS YAKALAYICI KANALI KONUMUNUN AYRIŞTIRMA PERFORMANSI VE ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ	148
Şükrü ERİKLİ - Dalgakıran Kompresör Makine A.Ş. / Yeditepe Üniversitesi Asst. Prof. Dr. Ali Bahadır OLCAY - Yeditepe Üniversitesi	
MATHEMATICAL MODELING OF PERFORMANCE OF A LIQUID PISTON COMPRESSOR	156
Süleyman Doğan Öner - Bilkent University İbrahim Nasuh YILDIRAN - Bilkent University Okan Deniz YILMAZ- Bilkent University Barbaros ÇETİN - Bilkent University	
KOMPRESÖR VE VAKUM POMPALARININ DÜNYA VE TÜRKİYE DIŞ TİCARETİ İHRACAT VE İTHALATTA LİDER ÜLKELERİN GELİŞİMLERİ 2001 – 2014	162
M. Nail TÜRKER - Makina İmalatçıları Birliği - MİB	
İÇME SUYU TEMİN VE DAĞITIM SİSTEMLERİNDE KULLANILAN VANA VE POMPALARDA VERİMLİLİK VE KONTROL	205
Bora METİN - TESKİ	
VANA VE ARMATÜRLERİN DOĞRU SEÇİMİ	212
Mehmet ÜZER - Gedik Döküm ve Vana San. ve Tic. A.Ş.	
ORANSAL KONTROLLÜ SOLENOID VALF	220
Yaşar MUTLU - SMS Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş. Ender OĞUZ - SMS Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş. Mustafa AKBAL - SMS Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş.	

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Düzenleme Kurulu

Kutlu Karavelioğlu (SMS) – (Başkan)	Bülent Haciraifoğlu (Doğuş)
İbrahim Akdemir (Asteknik)	Prof. Dr. Haluk Karadoğan (İTÜ)
Prof. Dr. Kahraman Albayrak (ODTÜ)	Prof. Dr. Abdurrahman Kılıç (İTÜ)
Prof. Dr. Erkan Ayder (İTÜ)	Prof. Dr. Ali Pınarbaşı (YTÜ)
Ercan Çelebi (Standart)	Ahmet Saraoğlu (Vastaş)
İsmail Gökhan Çıtak (Göksan)	Prof. Dr. Mete Şen (İTÜ)
Murat Çopur (Alarko)	Mehmet Üzer (Gedik)
Adnan Dalgakıran (Dalgakıran)	Sevda Kayhan Yılmaz (Kayahan)
Can Dirin (Lupamat)	Vahdettin Yırtmaç (Mas-Daf)
Özden Ertöz (Vansan)	Nurdan Yücel (Layne Bowler)

5 MAYIS 2016 - PERŞEMBE

	10:00-10:30	KAYIT İŞLEMLERİ
		AÇILIŞ OTURUMU
AÇILIŞ OTURUMU 10:30-12:30	10:30-11:00	AÇILIŞ KONUŞMALARI
	11:00-11:45	Davetli Konuşma "SINIR AŞAN SULARIMIZ" Prof. Dr. Ahmet Mete SAATÇİ (Türkiye Su Enstitüsü Başkanı)
	11:45-12:30	Davetli Konuşma "GEÇMİŞTEN GÜNÜMÜZE TURBO-MAKİNALAR" Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ)
	12:30-13:30	Öğle Yemeği Arası
		KONFERANS OTURUMU BAŞKAN: Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN
ÜÇLÜ KONFERANS 13:30-15:00	13:30-14:00	"YENİ BİR PARADİGMA İÇİN TASARIM" Tuna ÖZÇUHADAR
	14:00-14:30	"İMALAT SANAYİ İÇİNDE POMPA VE VANA SEKTÖRLERİNE BAKIŞ" Kutlu KARAVELİOĞLU (Europump/POMSAD Başkanı)
	14:30-15:00	"KÜRESEL EKONOMİK GELİŞMELER VE YENİ NORMAL ARAYIŞI" Doç. Can Fuat GÜRLESEL (Ekonomist, TİM Danışmanı)
	15:00-15:30	Çay-Kahve Arası
		PANEL BAŞKAN: Kutlu KARAVELİOĞLU (Europump/POMSAD Başkanı)
PANEL 15:30-17:30		ÇEVREYE DUYARLI (EKO) TASARIM MEVZUATI VE SEKTÖRE ETKİLERİ Panelistler: Zühtü BAKIR (Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı), Dr. Süfyan EMİROĞLU (MAKFED Genel Sekreteri), Ali Gürbüz (Sarmak), Sinan ÖZGÜR (KSB), Vahdettin YIRTMACI (MAS-DAF)

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

6 MAYIS 2016 - CUMA

OTURUM BAŞKANI: Prof. Dr. Mete ŞEN

BİRİNCİ OTURUM
09:30-11:30

09:30-10:00	SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN İNCELENMESİ Begüm ÖĞÜT (Alarko-Carrier)
10:00-10:30	ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN TÜKETİCİ VE ÜRÜNLER ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNE GENEL BİR BAKIŞ Aytaç YILDIZ (MAS-DAF)
10:30-11:00	Ecodesign - ErP DIRECTIVE 2009/125/EC DİREKTİFİNİN POMPA SEKTÖRÜNE YANSIMALARI & FREKANS KONTROLLÜ ÜRÜNLERİN KULLANIMI NEDEN YAYGINLAŞMAKTADIR? Halil KIZILHAN (Alp Pompa (ETNA))
11:00-11:30	MİNİMUM VERİM ENDEKSİ (MVE) Utkun KÖKSAL (İMPO Motor Pompa)
11:30-11:45	Çay-Kahve Arası

OTURUM BAŞKANI: Cezmi NURŞEN

İKİNCİ OTURUM
11:45-13:15

11:45-12:15	SALYANGOZ GEOMETRİSİNİN SANTRİFÜJ POMPALARIN PERFORMANSINA ETKİLERİ Sevil İNCİR (Alarko-Carrier)
12:15-12:45	SANTRİFÜJ POMPALARDA ÖNÇARK UYGULAMASININ POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ Salih Deniz DEVELİ (Miksan Motor), Oğuzcan MERCAN (Miksan Motor), Uğurcan GÖRDÜK (İTÜ), Prof. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)
12:45-13:15	ÖN-DÖNMEİNİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ Özgür CANBAZ (Layne Bowler), Onur KONURALP (Layne Bowler), Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ)
13:15-14:00	Öğle Yemeği Arası

OTURUM BAŞKANI: Özden ERTÖZ

ÜÇÜNCÜ OTURUM
14:00-16:00

14:00-14:30	İÇMESUYU VE ATIKSU SİSTEMLERİNDE "POMPA-TÜRBİN" KULLANILARAK ENERJİNİN VE SUYUN GERİ KAZANIMI Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN (İTÜ Makina Fakültesi)
14:30-15:00	ÇİFT EMİŞLİ POMPA ÇARKININ TÜRBİN MODUNA GÖRE TASARIMI VE OPTİMİZASYONU Ali Can İSPİR (İTÜ), Tuğçe KARATAŞ (İTÜ), Prof. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)
15:00-15:30	SU TEMİN SİSTEMLERİNDE POMPA-TÜRBİN KULLANILARAK ENERJİ ÜRETİMİ VE ÇEVRESEL KAZANIMLAR Prof. Dr. Ayşe MUHAMMETOĞLU (Akdeniz Üniversitesi), Uzm. Dr. İ. Ethem KARADİREK (Akdeniz Üniversitesi), Enes Hakan BEŞTAŞ (ALDAŞ), Cezmi NURŞEN (Standart Pompa), Sedat TAŞDELEN (Standart Pompa), Ümit UZUN (Standart Pompa)
15:30-16:00	YÜKSEK VERİMLİ GÜNEŞ ENERJİLİ POMPA SİSTEMLERİ Fatih KAVAK (İMPO Motor Pompa)
16:00-16:15	Çay-Kahve Arası

OTURUM BAŞKANI: Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

DÖRDÜNCÜ OTURUM
16:15-17:45

16:15-16:45	SALMASTRASIZ POMPA MOTORLARININ HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ) YÖNTEMİ İLE TERMAL ANALİZİ Nihan UÇAR (Alarko-Carrier)
16:45-17:15	POMPA ÇARKI MALZEMESİ NİKEL ALÜMİNYUM BRONZ'A UYGULANAN SÜRTÜNME KARIŞTIRMA PROSESİ'NİN MALZEMENİN KAVİTASYON DİRENCİNE ETKİSİ Arş. Gör. Haluk KELEŞ (Artvin Çoruh Üniversitesi), Doç. Dr. Tevfik KÜÇÜKÖMEROĞLU (Karadeniz Teknik Üniversitesi)
17:15-17:45	SANTRİFÜJ POMPALARDA KOROZYON VE EROZYON MEKANİZMALARI Okan CEBECİ (Standart Pompa)

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

7 MAYIS 2016 - CUMARTESİ

OTURUM BAŞKANI: Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU		
BEŞİNCİ OTURUM 09:30-11:30	09:30-10:00	ÇİFT ÇIKIŞLI BİR SANTRİFÜJ POMPANIN HAD İLE PARAMETRİK OLARAK TASARIMI VE OPTİMİZASYONU Arş. Gör. Muaz KEMERLİ (Sakarya Üni.), Yrd. Doç. Dr. Zekeriya PARLAK (Sakarya Üni.), Prof. Dr. Tahsin ENGİN (Sakarya Üni.), Osman Fatih ÇELEN (Çemsan), Yusuf KOÇ (Arçelik), Yunus Emre AYDOĞDU (Arçelik)
	10:00-10:30	BULAŞIK MAKİNESİ YIKAMA SİSTEMİYLE YÜKSEK VERİMLİ ÇALIŞAN BİR SİRKÜLASYON POMPASININ EKO-TASARIMI Doruk TURGUL (Arçelik), Dr. Songül BAYRAKTAR (Arçelik), Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK (ODTÜ)
	10:30-11:00	KARIŞIK AKIŞLI BİR POMPANIN PERFORMANSININ YAPISAL VE AKIŞ ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ Hıdır Yankı KILIÇGEDİK (Vansan), Tunç DEĞER (Vansan), Ahmet Özden ERTÖZ (Vansan), Alper YETER (Vansan)
	11:00-11:30	HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) ANALİZLERİ YARDIMIYLA FRANCİS TÜRBİN REHABİLİTASYONU Berk Can DUVA (TÜBİTAK MAM EE Ankara), Arslan Ömür ÖZCAN (TÜBİTAK MAM EE Ankara)
	11:30-11:45	Çay-Kahve Arası
OTURUM BAŞKANI: Levent BABA		
ALTINCI OTURUM 11:45-13:15	11:45-12:15	ENDÜSTRİDE SIZDIRMAZLIK SORUNLARI VE ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ Suat SAVAŞKAN
	12:15-12:45	AKIM DÜZENLEYİCİ PLAKALARIN BORU İÇİNDEKİ AKIŞ ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ Ahmet Çağrı BİLİR (Marsis), Nurten VARDAR (Yıldız Teknik Üniversitesi)
	12:45-13:15	DERİN KUYULAR İÇİN DALGIÇ POMPA SEÇİM KRİTERLERİ Mehmet Akif GÜL (İMPO Motor Pompa)
	13:15-14:00	Öğle Yemeği Arası
OTURUM BAŞKANI: Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN		
YEDİNCİ OTURUM 14:00-16:00	14:00-14:30	VİDALI KOMPRESÖRLERİN KABİNLERİNİN SOĞUTMA PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ Ali GÜRBÜZ (Sarmak Makine)
	14:30-15:00	HİDROSIKLON AYIRICILARDA VORTEKS YAKALAYICI KANALI KONUMUNUN AYRIŞTIRMA PERFORMANSI VE ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ Şükrü ERİKLİ (Dalgakıran), Ali Bahadır OLCAY (Yeditepe Üni.)
	15:00-15:30	MATHEMATICAL MODELING OF PERFORMANCE OF A LIQUID PISTON COMPRESSOR Süleyman Doğan ÖNER (Bilkent Üni.), İbrahim Nasuh YILDIRAN (Bilkent Üni.), Okan Deniz YILMAZ (Bilkent Üni.), Barbaros ÇETİN (Bilkent Üni.)
	15:30-16:00	KOMPRESÖR VE VAKUM POMPALARININ DÜNYA VE TÜRKİYE DIŞ TİCARETİ İHRACAT VE İTHALATTA LİDER ÜLKELERİN GELİŞİMLERİ 2001 - 2014 M. Nail TÜRKER (MİB)
	16:00-16:15	Çay-Kahve Arası
OTURUM BAŞKANI: Prof. Dr. Erkan AYDER		
SEKİZİNCİ OTURUM 16:15-17:45	16:15-16:45	İÇME SUYU TEMİN VE DAĞITIM SİSTEMLERİNDE KULLANILAN VANA VE POMPA SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK VE KONTROL Bora METİN (Tekirdağ Su ve Kanalizasyon İdaresi)
	16:45-17:15	VANA VE ARMATÜRLERİN DOĞRU SEÇİMİ Mehmet ÜZER (Gedik Vana)
	17:15-17:45	ORANSAL KONTROLLÜ SOLENOİD VALF Yaşar MUTLU (SMS-Tork), Ender OĞUZ (SMS-Tork), Mustafa AKBAL (SMS-Tork)

9.

POMPA VANA
KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

BİLDİRİLER

*Bildiri metinleri, yazarlar tarafından gönderildiği biçimde yayınlanmıştır.

9.

POMPA VANA
KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN İNCELENMESİ

Begüm ÖĞÜT

Arge Pompa ve EEY Müdür Yardımcısı
Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret AŞ
begum.ogut@alarko-carrier.com.tr

ÖZET

Bu bildiride; “SGM-2011/15- Bağımsız ve Ürnlere Entegre Salmastrasız Devirdaim Pompaları ile İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ” ile “EN 16297-1 : Santrifüj pompalar – Salmastrasız sirkülasyon pompaları standard”nda bahsi geçen Enerji Verim İndeksi (EEI) kavramı, hesaplanma yöntemi ve toleransları anlatılacak, zorunlu olan EEI değerini sağlayabilmek için kullanılması gereken motor, motor sürüş teknikleri ve kontrol modları açıklanacaktır. Bununla birlikte Türkiye’deki sirkülatör pazarının büyüklüğünden, pazardaki oyuncuların, EEI değeri zorunluluğunun Türkiye pazarındaki etkilerinden, satıcının ve müşterinin yaşadığı sıkıntılardan bahsedilecektir.

1. GİRİŞ

En önemli enerji kaynağı olan petrol ve kömür gibi fosil yakıtların hızla tükenmesi, enerji üretim ve tüketim süreçlerinde ortaya çıkan sera gazı emisyonlarının küresel ısınma ve iklim değişikliklerine sebep olması, Türkiye’de kullanılan enerjinin %70’inin yurtdışından döviz ödeyerek satın alınması [1], ev ve ulaşımda tüketilen enerjinin bireysel bütçeyi ciddi anlamda etkilemesi, enerji verimliliğine karşı duyarlılık oluşturmuştur. Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesini düşürmeden, endüstriyel işlemlerde üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması anlamına gelir.

2003 yılından itibaren enerji verimliliği mevzuatları konusunda AB ile uyum sürecine girmesinin ardından, Türkiye Avrupa Birliği’nde yürürlüğe giren enerji verimliliği ile ilgili yasal düzenlemeleri birkaç senelik gecikmelerle takip etmektedir. 2005/32/AT “Enerji Kullanan Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik” AB’de 2005 yılında, Türkiye’de ise 7 Ekim 2010 tarihinde yürürlüğe girmiştir. Dünyada tüketilen elektrik enerjisinin yaklaşık %20’sinin pompalar tarafından tüketildiği ve pompa sistemlerinin enerji maliyetlerinin yüksek olduğu gözönüne alınmış, pompalar konusu enerji tasarrufunda öncelik verilen konuların başlarında gelmiştir. “SGM-2011/15 Bağımsız ve Ürnlere Entegre

Salmastrasız Devirdaim Pompaları ile İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ” AB’de 2009 yılında Türkiye’de ise 23 Eylül 2011 tarihinde yürürlüğe girmiş ardından 25 Aralık 2012 ye ertelenmiştir. Sirkülatörleri kapsayan hazırlık çalışmaları (Lot11) incelendiğinde uluslararası standartların yayınlanması veya mevcut standartların revize edilmesi de gündeme gelmiştir ve bu kapsamda “Santrifüj pompalar – Salmastrasız sirkülasyon pompaları” nı konu alan EN 16297-1,2,3 yayınlanmıştır. 2005/32/AT ile SGM-2011/15 direktifi ve EN 16297-1 standardı, sirkülatörlerde Enerji Verim İndeksi (EEI) kavramını ortaya çıkarmış ve bu EEI değerinin belli bir rakamın altında olması zorunluluğu ile bu değer ürün üzerindeki etikete işlenmesi zorunluluğunu getirmiştir.

2. AB’ DEKİ VE TÜRKİYE’DEKİ YASAL DÜZENLEMELER, YÖNETMELİKLER VE STANDARTLAR

Türkiye 2003 yılından itibaren enerji verimliliği mevzuatları konusunda AB ile uyum sürecine girmiş ve enerji tasarrufuna yönelik uygulamaların geliştirilmesine öncelik vermiştir. Bu doğrultuda;

AB’ de 2002 yılında yürürlüğe giren **2002/91/EC** “Energy Performance of Buildings”, Türkiye’ de 2008 yılında “Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği” olarak yayınlanmış ve 5 Aralık 2009’da yürürlüğe girmiştir.

AB’ de 2005 yılında yürürlüğe giren **2005/32/EC** “A Framework for The Setting of Ecodesign Requirements for Energy-Using Products”, Türkiye’de 2010 yılında **2005/32/AT** “Enerji Kullanan Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik” olarak yayınlanmış ve 7 Ekim 2010’da yürürlüğe girmiştir. Bu yönetmeliğe göre [2];

- Pazarda bulunan en iyi enerji performansına sahip ürün/teknolojinin referans olarak kabul edileceği,
- Eko-tasarıma uymayan ürnlere CE belgelendirmesi yapılmayacağı,

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

- AB ülkelerinde eko-tasarım uymayan ürünlerin ticaretinin yasaklanacağı,
- Ürünlerin üzerinde enerji sınıfını gösteren etiketlerin zorunlu olacağı bilinmektedir.

Dünyada tüketilen elektrik enerjisinin yaklaşık %20'sinin pompalar tarafından tüketildiği ve pompa sistemlerinin enerji maliyetlerinin yüksek olduğu gözönüne alınmış, pompalar konusu enerji tasarrufunda öncelik verilen konuların başlarında gelmiştir. Bu kapsamda;

AB' de 2009 yılında yürürlüğe giren 641/2009 "Ecodesign Regulation for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in products", Türkiye' de 2011 yılında SGM-2011/15 Bağımsız ve Ürnlere Entegre Salmastrasız Devirdaim Pompaları ile İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklerine Dair Tebliğ" olarak yayınlanmış ve 23 Eylül 2011 tarihinde yürürlüğe girmiştir ve buna göre 1.1.2013 tarihi itibarıyla EEI zorunluluğu başlamıştır. (termal güneş enerjisi sistemlerinin ve ısı pompalarının birincil devreleri için özel olarak tasarlananları da kapsama almıyor). Türkiye'de 25 Aralık 2012 tarihinde yapılan bir değişiklik ile de EEI zorunluluğu 1.1.2014 tarihine ertelenmiştir. Bu yönetmeliğin son haline göre Türkiye için özetle [3];



Şekil 1: EEI zorunluluklarına dair zaman tablosu

AB' de 2012 yılında yürürlüğe giren 622/2012 "Ecodesign Regulation for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in products" ise Türkiye'de henüz yayınlanmamıştır. (termal güneş enerjisi sistemlerinin ve ısı pompalarının birincil devreleri için özel olarak tasarlananları da kapsama alıyor)

Avrupa Komisyonu'nun Nisan 2008 tarihinde yayınlanan Hazırlık Çalışmaları ürün tiplerine göre 19 farklı bölüme (Lot) ayrılmıştır. Sirkulatorleri kapsayan Lot 11 incelendiğinde sirkulatorlerle ilgili uluslararası standartların yayınlanması veya mevcut standartların revize edilmesinin de gündemde olmuştur.

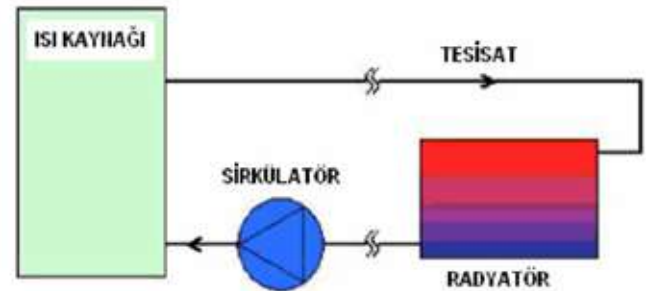
- EN 16297-1 Pompalar - Santrifüj pompalar-Salmastrasız sirkülasyon pompaları-Bölüm 1: Enerji verimliliği endeksi (EEI)'nin deneyi ve hesaplanması için genel kurallar ve prosedürler

- EN 16297-2 Pompalar - Santrifüj pompalar-Salmastrasız sirkülasyon pompaları-Bölüm 2: Bağımsız sirkülasyon pompalarının enerji verimliliği endeksi (EEI)'nin hesaplanması
- EN 16297-3 Pompalar - Santrifüj pompalar-Salmastrasız sirkülasyon pompaları-Bölüm 3: Mamullerle bütünleşik sirkülasyon pompalarının enerji verimliliği endeksi (EEI)'nin hesaplanması
- EN ISO 9906 Rotodinamik Pompalar -Hidrolik Performans Kabul Testleri

3. SİRKÜLASYON POMPASI

3.1. TANIMI

Kapalı devre sistemlerde gerekli hareket enerjisini suya kazandıran, temel olarak mekanik bir çark ve onu döndüren elektrik motorundan oluşan elektromekanik bir sistemdir. Sirkülasyon pompalarının kullanıldığı sistemler genel olarak bir ısı kaynağı, suyu taşıyan bir boru sistemi, ısı yayan bir eleman ve suyun bu tesisatta dolaşmasını sağlayan pompadan oluşmaktadır.



Şekil 2: Sirkulatorlü bir ısıtma sisteminin basitleştirilmiş diyagramı [4]

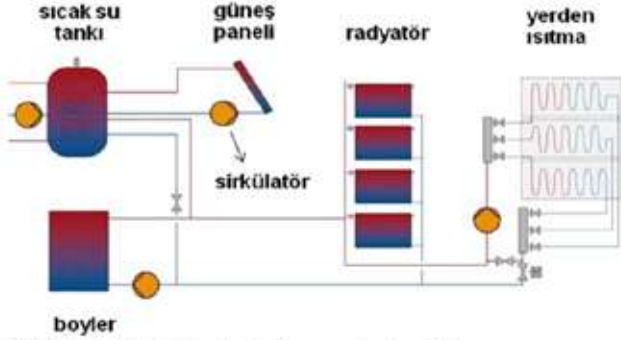
Genel pompa tipleri içerisinde, rotodinamik pompa, santrifüj (radyal akışlı) pompa, tek kademeli pompa, tek giriş-tek çıkışlı (Emme-Basma) pompa veya salmastrasız (ıslak rotorlu) pompa olarak da isimlendirilebilir.

Gücüne ve kullanım şekline göre, küçük sirkulatorler ve büyük bağımsız sirkulatorler olmak üzere 2 ye ayrılır. Küçük sirkulatorler bağımsız (65W) ve boyler entegre (90W) olmak üzere kendi arasında ikiye ayrılırken, büyük bağımsız sirkulatorler ticari ve toplu konut uygulamalarında kullanılan ve genellikle 2500W altında olan sirkulatorlerdir [4].

3.2. KULLANIM ALANLARI

Kullanım alanları başlıca; merkezi ısıtma sistemleri, ev tipi ısıtma sistemleri, zemin altı ve duvar ısıtma sistemleri, güneş enerjili ısıtma sistemleri, ısı pompası sistemleri, iklimlendirme sistemleri olarak tarif edilebilir [4].

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 3: Sirkülörlerin kullanım alanları [4]

3.3. ÇALIŞMA ŞEKİLLERİ

Sirkülasyon pompalarının 3 farklı çalışma şekli vardır. Bunlar;

- Açık/Kapalı Oda Termostatı Kontrolü: Bu sistemlerde termostattan gelen bilgiye göre ısı kaynağı açılır veya kapanır. Dolayısıyla sirkülör %100 debide hep çalışır ya da çalışmaz durur.
- Açık/Kapalı: Termostatik Vana Kontrolü: Akışın termostatik vana tarafından kontrol edildiği sistemlerdir.
- Sürekli: Isı kaynağının sürekli çalıştığı ısıtma dönemlerindeki çalışma şeklidir.

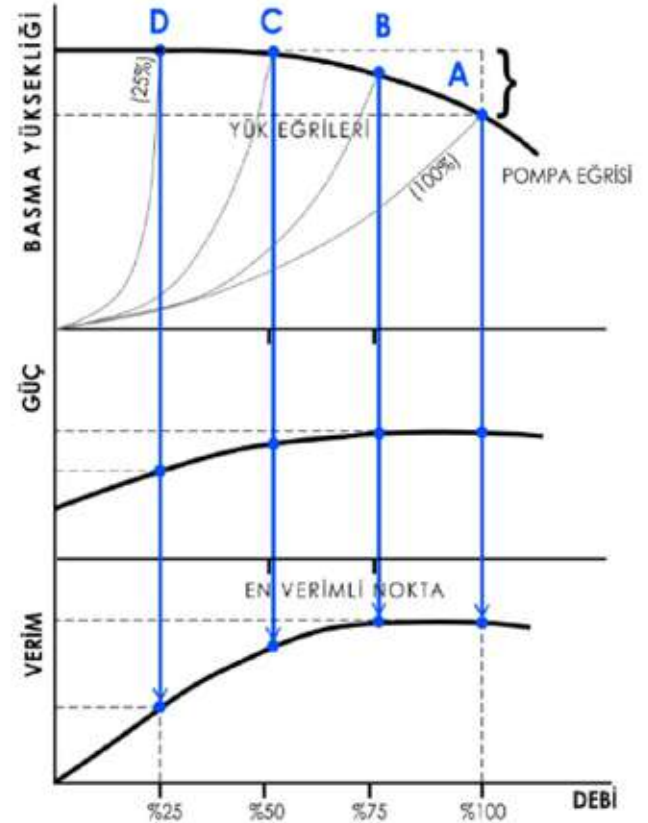
3.4. ÇALIŞMA EĞRİLERİ

Pompa eğrisi ile sistem eğrisinin kesiştiği nokta işletme noktasıdır. Pompanın gerçek çalışma değerini bu nokta belirler. Sistem eğrisi, tesisattaki sürtünmelerden kaynaklanan basma yüksekliği ile debinin ilişkisini ($H = f(Q)$) gösterir.



Grafik 1: Pompa eğrisi ve sistem eğrisi

Grafik 2 de görüldüğü gibi, sistem A noktasında çalışmakta iken vanaların kısılıp debinin düşmesiyle çalışma noktası B noktasına kayar, bu durumda pompa verimi azalacaktır.

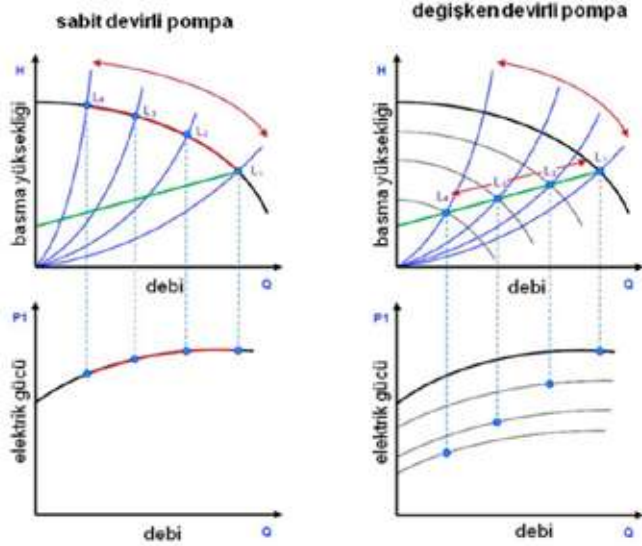


Grafik 2: Debi/ basma yüksekliği -güç-verim ilişkisi

Sabit devirli bir pompa, debi azaldığında hızını değiştirmez, çalışma noktası o hızın Q-H karakteristik eğrisi üzerinde sola doğru kayar, şebekeden çekilen güç ise Grafik 3 te görüldüğü gibi küçük miktarda azalır.

Değişken devirli bir pomp, debi azaldığında tesisattaki talebe göre basınçla birlikte hızını da düşürür. Yeni çalışma noktası (Q-H) hangi hız eğrisi üzerinden geçiyorsa pompa hızını oraya düşürür. Şebekeden çekilen güç de yine Grafik 3 te görüldüğü gibi ciddi miktarda azalır [5].

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Grafik 3: Sabit devirli ve değişken devirli pompalarda güç tüketimi [5]

3.5. KULLANILAN MOTOR TİPLERİ VE KONTROL YÖNTEMLERİ MOTOR TİPLERİ

Sincap Kafesli Asenkron Motorlar

- **Tek Hızlı**
1 ve 3 fazlı motorlardır.
Hızları 1450-2900 d/d arasında olabilir.
- **Kademeli Hızlı**
3 fazlı motorlardır.
Hızları 800-2900 d/d arasında olabilir.
Belirlenen hız aralığında 3-5 kademede çalışabilirler.
- **Değişken Hızlı**
3 fazlı motorlardır.
0%-100% hız aralığında çalışabilirler.
Tek hızlı asenkron motorların AA Kıyıcı veya V/f çevirici ile sürüldüğü uygulamalardır.

Sabit Mıknatıslı Senkron Motorlar (SMSM – PMSM)

Rotor pakedinin üzeri mıknatıs blokları ile çevrilmiştir.
Verimleri 90% dan fazladır.
0%-100% hız aralığında çalışabilirler.

641/2009 (AB) , 622/2012 (AB) , SGM-2011/15 (TR) direktiflerin zorunlu tuttuğu EEI değerlerinin sağlanabilmesi asenkron motor verimleri ile mümkün olmadığından, sirkülasyon pompalarında sabit mıknatıslı senkron motorlar kullanılmaya başlanmıştır.

Kontrol Yöntemleri

Tabloda aynı sirkülatörün motor ve sürücü değişikliği ile standart tasarıma göre sağladığı tasarruf değerleri görülmektedir. Görüldüğü gibi en yüksek tasarrufu sabit

mıknatıslı senkron motor ile, ikinci olarak ise değişken hızlı asenkron motor ile sağlanmaktadır.

KRİTER	SÜRÜCÜ ve MOTOR			
	ASM (Tek Hızlı)	ASM & Kademeli Hız Kontrolü	ASM & Frekans Konvertörü (Değişken Hızlı)	SMSM & Sürücü (Değişken Hızlı)
Tüketilen Ortalama Güç (W)	245	204	198	93
Tasarruf Edilen Güç (W)	-	41	47	152
Tasarruf Edilen Güç (%)	-	17%	19%	62%

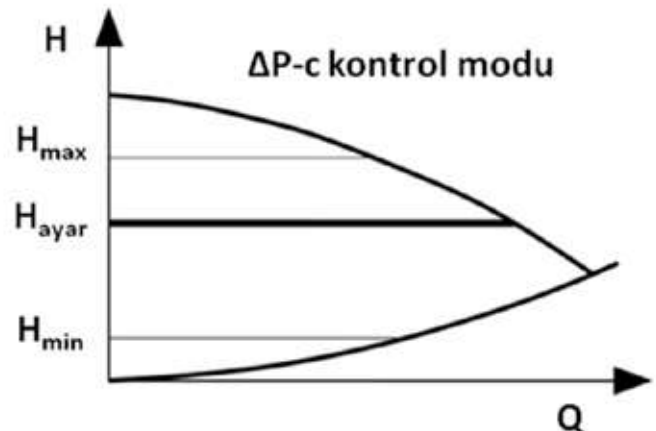
Tablo 1: Sirkülatörlerde motor ve sürücü değişikliği ile tasarruf edilebilecek enerji miktarı

3.5.1. DEĞİŞKEN HIZLI KONTROL YÖNTEMLERİ

Günümüzde kullanılan elektronik kontrollü pompalar çeşitli işletim ortamlarına uyum sağlayacak şekilde farklı ayar ve regülasyon çeşitlerine izin veren elektronik ünitelerle donatılmıştır. Kullanılan 3 tip kontrol modu bulunmaktadır.

Sabit Fark Basınç Kontrol Modu (Δp -c)

Bu kontrol seçeneğinde cihaz üzerinden set edilen fark basınç değeri H_s izin verilen debi aralıklarında pompanın devir hızı kademelerle değiştirilerek sabit tutulmaktadır.

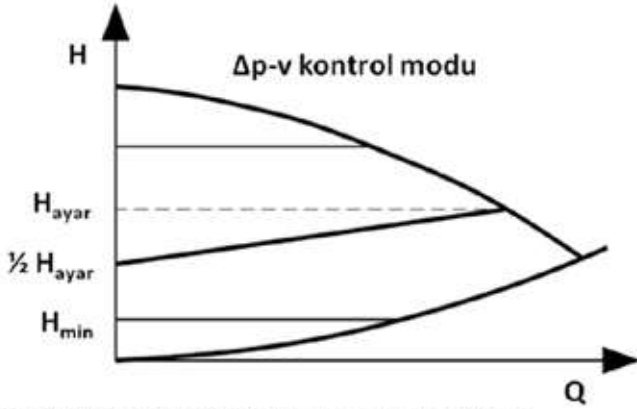


Grafik 4: Sabit fark basınç kontrol modu (Δp -c) gösterimi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Değişken Fark Basınç Kontrol Modu($\Delta p-c$)

Tesisatın değişken debi gereksinimine bağlı olarak, pompa fark basıncı set edilmiş ilk H_s değeri ile $1/2 H_s$ değeri arasında lineer olarak değiştirilmektedir.



Grafik 5: Değişken fark basınç kontrol modu($\Delta p-c$) gösterimi

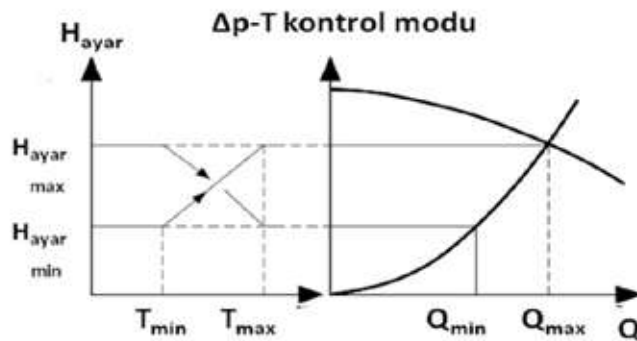
Sıcaklığa Bağlı Fark Basınç Kontrol Modu ($\Delta p-T$): Bu kontrol modunda pompanın set edilen fark basıncı akışkanın ölçülen sıcaklığından bağımlı olarak iki farklı seçenekte değiştirilebilmektedir:

- Pozitif yönlü kontrol seçeneği;

Akışkanın sıcaklığı arttıkça set edilen fark basıncı H_{min} ve H_{max} arasında lineer olarak artar. Bu regülasyon değişken giriş sıcaklığı olan kazan sistemlerinde tercih edilmektedir.

- Negatif yönlü kontrol seçeneği;

Akışkanın sıcaklığı arttıkça set edilen fark basıncı H_{max} ve H_{min} arasında lineer olarak azalır. Bu seçenek yoğunlaşma kazan sistemlerinde, dönüş suyu sıcaklığının yoğunlaşma için gerekli olan sıcaklığa uyum sağlayabilmesi için kullanılır. Bu seçenekte sirkülasyon pompası dönüş hattına monte edilmek zorundadır.



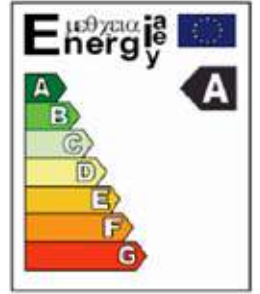
Grafik 6: Sıcaklığa bağlı fark basınç kontrol modu ($\Delta p-T$) gösterimi

4. SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ VERİMLİLİK İNDEKSİ

EEL, sirkülasyon verimliliği için bir göstergedir ve ürün üzerine işlenmelidir. 641/2009 (AB), 622/2012 (AB) ve SGM-2011/15 (Türkiye) direktifine göre Sirkülasyonlarda Enerji Sınıfı YOKTUR, sadece Enerji Verim İndeksi (EEL) değeri belirtilir.

Harflerle (A, B, C, ...) ifadeler, Europump (European Pump Manufacturer Association) Grup-13'ün 11 Şubat 2003 tarihinde yayınlamış olduğu "Classification of Circulators" adlı bildiriye tariflenmiştir ve kendi aralarında kullandıkları bir sınıflandırmadır.

Class	Energy Efficiency Index (EEL)
A	$EEL < 0.4$
B	$0.4 \leq EEL < 0.6$
C	$0.6 \leq EEL < 0.8$
D	$0.8 \leq EEL < 1.0$
E	$1.0 \leq EEL < 1.2$
F	$1.2 \leq EEL < 1.4$
G	$1.4 \leq EEL$

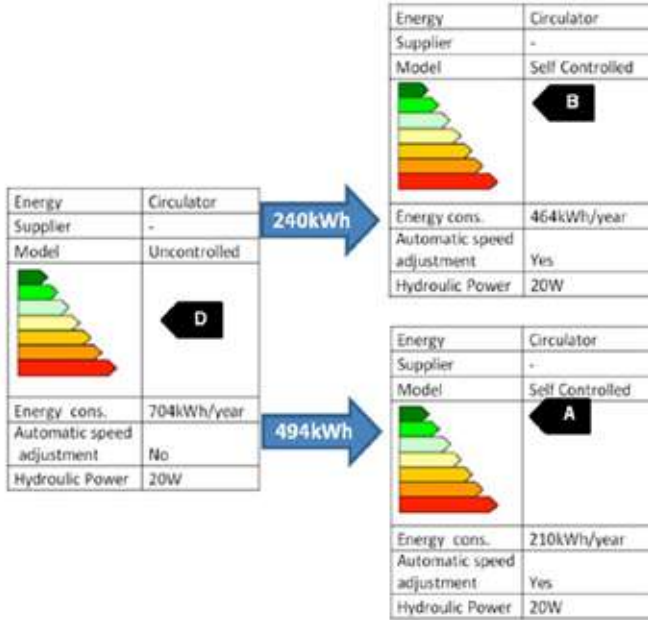


Şekil 4: Europump enerji etiketi görünümü ve sınıflandırma şeması [4]

Aynı hidrolik güçteki farklı enerji sınıfından pompalar kıyaslandığında ardışık iki enerji sınıfı arasında yaklaşık %22'lik bir fark olduğu görülmektedir. Buna göre, A sınıfı bir sirkülasyon D sınıfı bir sirkülasyon tükettiği elektrik enerjisinin ancak %33'lük bir kısmını tükettiği görülmektedir.

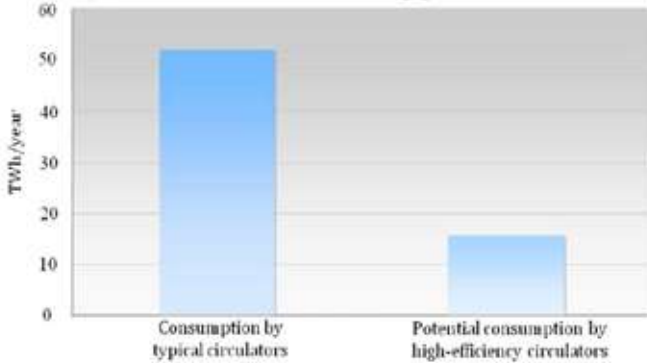
20W Hidrolik Güçteki D sınıfı sirkülasyonlar yerine A veya B sınıfı sirkülasyonlar kullanılmasıyla geri kazanılacak enerji miktarları/yıllık Şekil 5 de görüldüğü gibidir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 5: AB'de tipik ve yüksek enerji sınıfı sirkülatörler kullanılması durumunda tüketilecek enerji miktarı

Şekilde AB için mevcut tipik sirkülatörler tarafından yıllık tüketilen enerji miktarı ve bunların yerine yüksek enerji sınıfı sirkülatör kullanılması durumunda tüketilecek enerji miktarı gösterilmektedir. Bu durumda yaklaşık %60'lık (yaklaşık 30TWh/yıl) bir tasarruf söz konusudur [6].



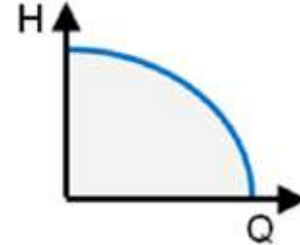
Grafik 7: AB'de sirkülatörlerde enerji tüketimi senaryoları - tipik sirkülatörler ve yüksek verimli sirkülatörler [6]

4.1. EEI HESABI

641/2009 ve SGM-2011/15 direktifleri ile EN-16297 standardına göre enerji verimlilik indeksi (EEI) aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır [3;7].

1. Maksimum hidrolik eğrinin ölçülmesi

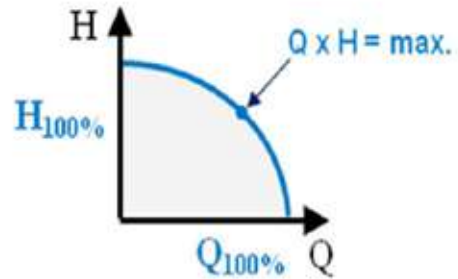
basma yüksekliği "H" (metre)
debi "Q" (m³/saat)



Grafik 8

2. (Q x H) değerinin maksimum olduğu noktanın bulunması

bu noktadaki basma yüksekliğine $H_{100\%}$,
bu noktadaki debiye $Q_{100\%}$ denir



Grafik 9

3. Maksimum hidrolik gücün P_{hyd} hesaplanması

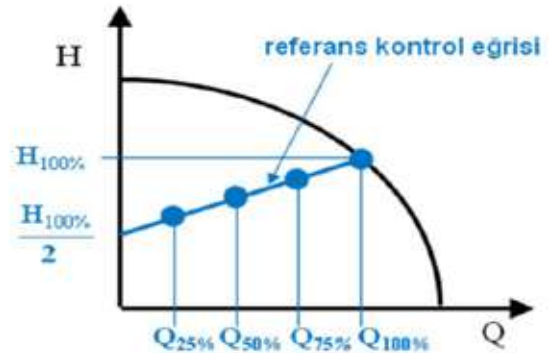
$$P_{hyd} = Q_{100\%} \times H_{100\%} \times 2,72$$

4. Referans gücün P_{ref} hesaplanması

$$P_{ref} = 1,7 \times P_{hyd} + 17 \times (1 - e^{-0,3 \times P_{hyd}}),$$

$$1 \text{ Watt} \leq P_{hyd} \leq 2500 \text{ Watt}$$

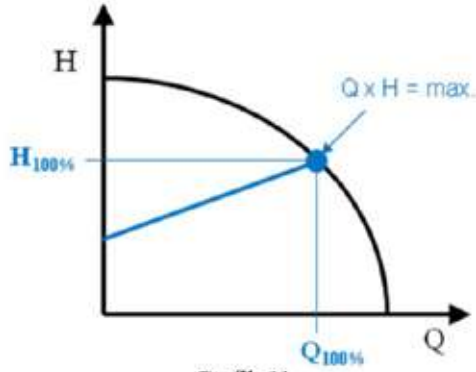
5. Referans kontrol eğrisinin tanımlanması



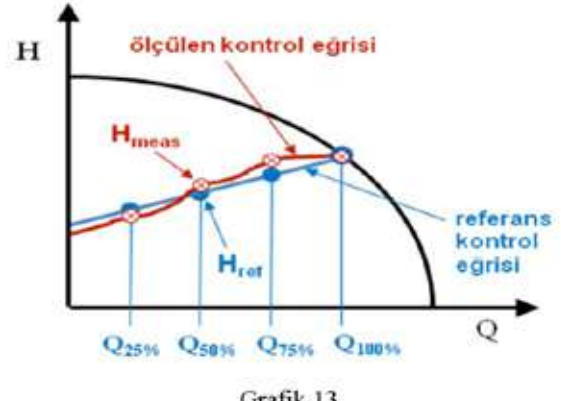
Grafik 10

6. Seçilen eğri üzerinde pompanın Q x H = max değerine ulaştığından emin olarak bir pompa ayarının seçilmesi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

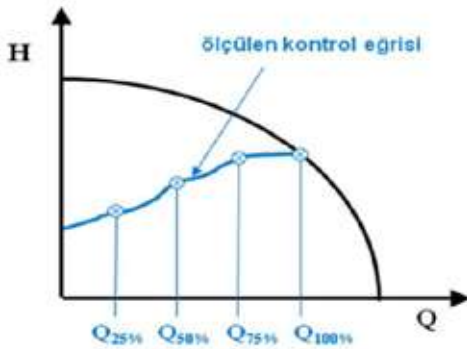


Grafik 11

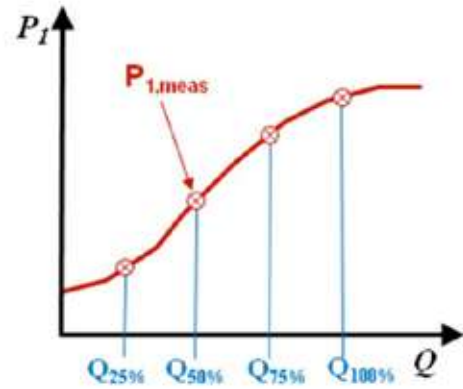


Grafik 13

7. $Q_{100\%}$, $Q_{75\%}$, $Q_{50\%}$ and $Q_{25\%}$ olmak üzere 4 çalışma noktasında H basma yüksekliğinin ve P_1 tüketilen elektrik gücünün ölçülmesi



Grafik 12



Grafik 14

8. Yorumlama ve Hesaplama

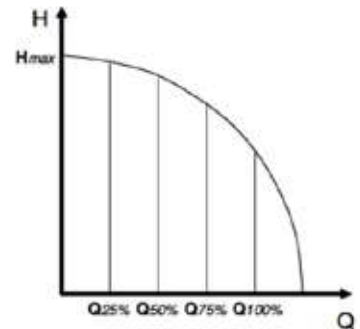
ölçülen basma yüksekliği ve elektrik gücü değerlerine H_{meas} ve $P_{1,meas}$ denir.

referans kontrol eğrisi üzerinde farklı debi değerlerine karşılık gelen basma yüksekliği değerine H_{ref} denir.

... eğer $H_{meas} > H_{ref} \rightarrow P_L = P_{1,meas}$
... aksi halde $\rightarrow P_L = (H_{ref} / H_{1,meas}) \cdot P_{1,meas}$

9. Kısmi yük profili kullanılarak ağırlıklı ortalama gücün $P_{L,avg}$ hesaplanması

Debi (%)	Zaman (%)
100	6
75	15
50	35
25	44



Tablo 2: Alman Blauer Engel'e göre bağımsız sirkulatörlerde yük profili

$$P_{L,avg} = 0,06 P_{L,100\%} + 0,15 P_{L,75\%} + 0,35 P_{L,50\%} + 0,44 P_{L,25\%}$$

10. EEI değerinin hesaplanması

$$EEI = P_{L,avg} / P_{ref} \cdot C_{20\%} \quad , C_{20\%} = 0,49$$

$C_{20\%}$ kalibrasyon faktörü

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

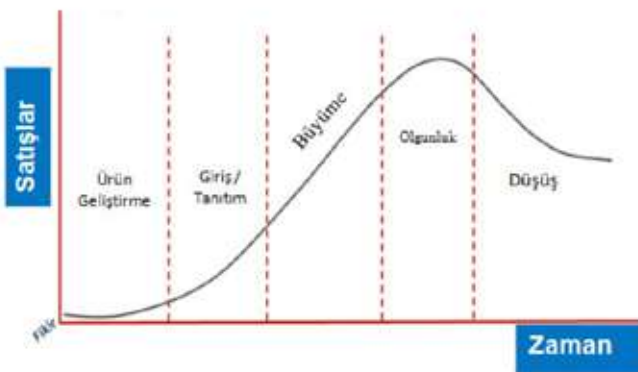
4.2. EEI BEYANININ DOĞRULAMASI

641/2009 ve SGM-2011/15 direktifleri ile EN-16297 standardına göre enerji verimliliği indeksi beyanı aşağıdaki şekilde doğrulanmaktadır [3;7].

1. Öncelikle bir numune test edilir. Üreticinin beyan ettiği EEI ile test sonucu bulunan EEI karşılaştırılır.
2. Test sonucu bulunan değer beyan edilen değeri 7% den fazla aşmıyorsa pompa tebliğe uygun sayılır.
3. Test sonucu bulunan değer beyan edilen değeri 7% den fazla aşmıyorsa 3 numune ile test yapılır.
4. 3 numunenin test sonucu bulunan EEI değerlerinin aritmetik ortalaması beyan edilen değeri 7% den fazla aşmıyorsa pompa tebliğe uygun sayılır.
5. 3 numunenin test sonucu bulunan EEI değerlerinin aritmetik ortalaması beyan edilen değeri 7% den fazla aşmıyorsa pompa tebliğe uygun sayılmaz.

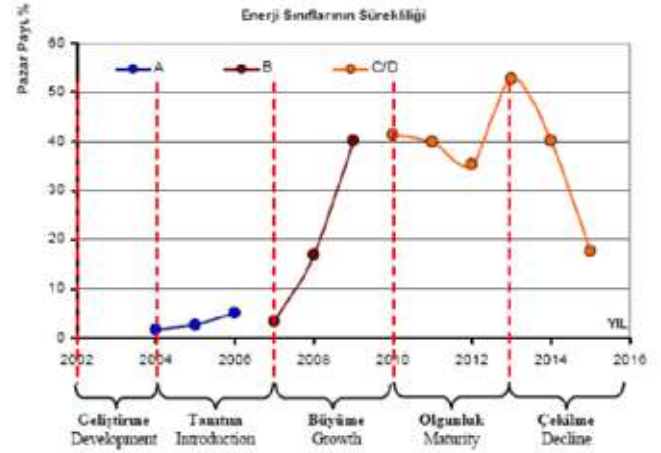
5. SİRKÜLASYON POMPASI PAZARININ GENEL YAPISI

Her girişim FİKİRLE başlayıp, GELİŞTİRME sürecini tamamlar ve pazara sürülür. İlk pazar ve finansal verilerinin olduğu GİRİŞ bölümünden sonra ise, başarılı girişimler BÜYÜME döneminde artışa geçerek OLGUNLUK döneminde en yüksek seviyelerine ulaşırlar. Sonrasında ise rakiplerin çoğalması, ihtiyacın azalması, teknolojinin gelişmesi, ürünün demode olması ve yasal gereklilikler sebecilerle DÜŞÜŞ dönemine geçerler.



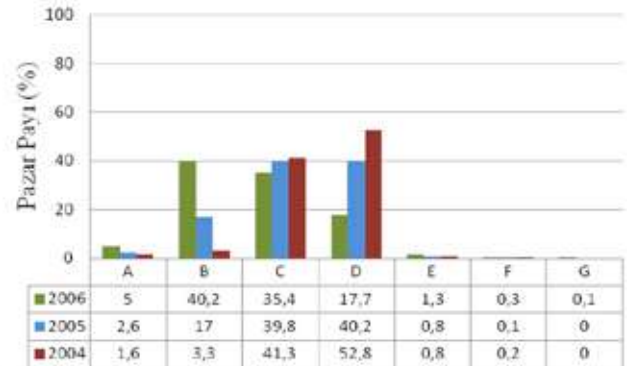
Şekil 7: Ürün yaşam döngüsü

Enerji verimliliğinin önemli hale gelmesi, bu yöndeki yasal düzenlemeler ve değişken devirli motor/pompa teknolojisindeki gelişmeler ile birlikte yüksek enerji sınıfı sirkülasyon pompalarının pazar payının arttığı, eski nesil düşük enerji sınıflarının ise Grafik 15 te görüldüğü üzere yaşam döngülerini AB de tamamladıkları, Türkiye’de ise önümüzdeki birkaç sene içinde tamamlayacakları aşıkardır.



Grafik 15: AB’de farklı enerji sınıflarındaki sirkülatörlerin ürün yaşam döngüsündeki durumu

AB’nin yürüttüğü Hazırlık Çalışmaları kapsamında AB de mevcut sirkülatörlerin pazar payları 2004–2006 yılları için incelenmiştir[4].



Grafik 16: Bağımsız sirkülatörlerde 2004-2006 yılları arası enerji sınıfına bağlı pazar payı değişimleri [4]

6. TÜRKİYE PAZARI ve GENEL SORUNLARI

Sirkülasyon pompası Türkiye pazarının cirosal büyüklüğünün 40Milyon \$ olduğu tahmin edilmektedir. Bunun %60 ı değişim pazarı, %40 ı ise yeni projelerdir. Ana kullanım alanı ısıtma amaçlı bireysel tüketim olan sirkülasyon pompalarının değişim pazarında talebi yönetenler montajcılar, ustalar, apartman görevlileri iken yeni projelerde pazarı yönlendirenler projeciler.

Yüksek enerji sınıfı sirkülatörlerin Türkiye pazarında, büyük yabancı markaların Türkiye firmaları ile yurtdışında fason üretim yaptıran ihracatçı yerli firmalar ağırlıktadır. Bunlar dışında tasarımı ve üretimi Türkiye’de yapılan, yerli malı belgesi ve TSE belgesine sahip, SMSM a sahip değişken devirli, A sınıfı yani $EEI \leq 0,23$ olan tek sirkülasyon pompası Alarko markalı sirkülasyon pompalarıdır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Her firma kendi bayi/servis ağı vasıtasıyla ürünün satışını yapmakta ve satış sonrası hizmetini vermektedir.

Yerli tasarım ve üretimin azınlıkta olduğu bu mevcut pazar yapısında bazı sorunlarla karşılaşmak da kaçınılmaz olmuştur. Bunları 2 başlıkta toplayabiliriz.

Satıcının karşılaştığı sorunlar;

- 1- Denetim eksikliği: Yönetmeliğin gerektirdiği EEI değerini sağlayamayan ürünlerin pazarda yer alması,
- 2- Uzakdoğu'dan ithal edilen ürünlerin pazardaki rekabet gücünü azaltması.

Müşterinin karşılaştığı sorunlar;

- 1- Uzakdoğu'dan ithal edilen ürünlerdeki kalite sorunları
- 2- İthalatçıların;
 - Servis ve yedek parça teşkilatının olmaması,
 - Pekçok parçayı birbirine monte edip neredeyse yarı mamul şeklinde yedek parça olarak satması ve müşteriye yansıtılan yüksek maliyetler

7. SONUÇ

Avrupa ile birlikte Türkiye'de de enerji verimliliği konusu gün geçtikçe önem kazanmakta, bu konuda yasal düzenlemeler, yönetmelikler ve standartlar yayımlanmaktadır. Bu zorunluluklarla birlikte eski nesil düşük verimli sirkülasyon pompaları Türkiye'de ürün yaşam döngülerini tamamlamak üzereken, yeni nesil yüksek verimli değişken devirli sirkülasyon pompaları ise büyüme evresine geçmiştir. Türkiye pazarında hala 641/2009 ve SGM-2011/15 direktifleri ile EN-16297 standardı tarafından zorunlu olan $EEI \leq 0,23$ şartını sağlayamayan eski nesil pompalar bir şekilde satılmaktaysa da, aslında yasalara ve yönetmeliklere yön veren Avrupa'lı büyük üreticiler $EEI \leq 0,23$ şartını uzun süredir sağlamaktadır. Artan enerji ihtiyacı, gelişen teknoloji, yapılan çalışmalar ve pazara yeni sürülen bazı Avrupalı ürünler 0,23 değerinin gelecek yıllarda daha da aşağı çekileceğinin habercisidir. Hem Avrupa ile adaptasyonu hızlandırmak, hem ülke ve birey olarak bütçemizi hem de çevremizi korumak adına enerji verimliliği konusunda üreticilere, ithalatçılara, bakanlığa ve kullanıcılara önemli görevler düşmektedir. Piyasaya arz edilen ürünlerin yasal düzenlemelere, yönetmeliklere ve standartlara uygun olmasına dikkat edilmeli, kullanıcı enerji verimliliği konusunda bilgilendirilmeli ve en basit anlamda yüksek verimli ürünlerin olumlu geri dönüşleri kullanıcıya anlatılmalı, bakanlık tarafından denetimler sıklaştırılmalı ve pazardaki oyuncular yine her biri birer denetçi olmalıdır. Dileğimiz Türkiye'nin oluşturulan yasaları, yönetmelikleri ve standartları takip eden değil, yön veren bir güç olmasıdır.

KAYNAKLAR

- 1.Şehir Aydınlatma ve Enerji, İstanbul Büyük Şehir Belediyesi, <<http://www.ibb.gov.tr/sites/aydinlatmaenerji/Pages/EnerjiVerimliliği.aspx>>, (ET: 28.04.2015)
- 2.The commission of the European Communities, 2005, 2005/32/EC "A Framework for The Setting of Ecodesign Requirements for Energy-Using Products", (Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, 2010, 2005/32/AT "Enerji Kullanan Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik")
3. The commission of the European Communities, 2005, 641/2009 "Ecodesign Regulation for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in products" (Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, 2011, SGM-2011/15 Bağımsız ve Ürünlere Entegre Salmastrasız Devirdaim Pompaları ile İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ")
- 4.AEA Energy & Environment, 2009, "Appendix 7: Lot 11 - Circulators in buildings"
- 5.Europump, 8 April 2013, "Extended product approach for pumps"
- 6.Jürg Nipkow, Anette Michel; March 2011, TIG (Topten International Group), <<http://www.topten.eu/uploads/File/Recommendations%20Circulation%20Pumps%20March%2011.pdf>>, (ET: 28.04.2015)
7. European Standards, EN 16297-1, 2012, "Pumps - Rotodynamic pumps - Glandless circulators" (Türk Standartları Enstitüsü, 2014, "Pompalar - Santrifüj pompalar- Salmastrasız sirkülasyon pompaları")

ABSTRACT

The exhaustion of the most important energy sources such as fossil fuels like oil and coal, global warming and climate change caused by greenhouse gas emissions that come out during energy production/consumption processes, to purchase 70% of the energy used in Turkey from abroad, the effect of energy costs used at home and transport to the individual budgets... all these caused sensitivity to energy efficiency. Energy efficiency means reduction of energy, without lowering the standards of living and quality of service in buildings and without causing decrease of the production quality and quantity industrial processes.

Since 2003, Turkey has entered the process of harmonization with the EU legislation on energy efficiency and gave priority to the development of applications for energy savings. 2005/32/EC "Regulation on Energy Using Products of Environmentally Responsible Design" entered into force in EU in 2005 and in Turkey in 2010. Approximately 20% of the electricity consumed in the world is consumed by pumps and also when the high energy costs of pumping systems taken into consideration, pumps subject has become at the beginning of priority issues. Then SGM-2011/15 "Ecodesign Regulation for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in products" entered into force in EU in 2009 and in Turkey in 23 September 2011 (a revision is done in 25 December 2012).

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

When the preparatory works including circulators (Lot11) investigated, the publication of the international standards or revising existing standards has become a hot topic and in this context, EN 16297-1,2,3 "Centrifugal pumps - Seal-circulation pumps" has been published. 2005/32/EC , SGM-2011/15 directives and EN 16297-1 standards revealed the Energy Efficiency Index in the circulators (EEI) with the obligation to be higher than the value defined and to label that value on the product.

In this study; origin and details of 2005/32/EC regulation, SGM -2011/15 regulation and EN 16297-1 standard will be mentioned. Energy Efficiency Index (EEI) value calculation methods, tolerances and the logic of this calculation method will be described. Also motor types motor driving techniques and control modes will be explained to achieve $EEI \leq 0,23$. In addition to these, the potential of circulation pump market in Turkey and the difficulties that vendors and customers live will be mentioned.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN TÜKETİCİ VE ÜRÜNLER ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNE GENEL BİR BAKIŞ

Aytaç YILDIZ
MAS-DAF Makine Sanayi A.Ş.

ÖZET

Gün geçtikçe tüketimi artan buna bağlı kaynakları azalan ve azaldıkça pahalılaşan enerjinin tasarrufu ve geri kazanılması 2000'li yılların başından itibaren büyük önem kazanmış olup, günümüzde de oldukça popüler hale gelmiştir. Tasarruflu enerji tüketen ürünler, düşük enerji tüketim miktarları ve verimlilik değerlerine göre sınıflandırılarak kullanıcılara sunulmaktadır.

Küresel yasalarla, üreticilerin üretim metotlarını ve ürünlerini iyileştirerek enerji sarfiyatının azaltılması hedeflenmiştir. Enerji kullanan ürünlerin tasarruf ve verim sınıfı etiketlemeleri, kullanıcılarda benzer işi yapan ürünlerin tipleri ve markaları arasındaki tercihi öncelikli kıldığı ve kolay seçim yapabilme alışkanlığı kattığı kaçınılmaz bir gerçektir. Santrifüj pompalar, dünya endüstriyel elektrik enerjisinin yaklaşık yüzde yirmisini kullanan hidrolik makineler sınıfında olup, oluşturulan küresel yasalar dâhilinde santrifüj pompaların verimlilik hedeflerindeki payı hızla artırılabilmektedir.

Bu bildiride, küresel enerji tasarrufunun serüvenine genel bir bakış atılacak olup, enerji tasarrufu yönetmeliklerinin ele almış olduğu ürünlerin kullanıcıları ve sektörleri nasıl etkilediği ülkemizde yürürlüğe giren çevreye duyarlı, pompa kullanımının tesis ve binalardaki tasarruf etkilerine değinilecektir.

GİRİŞ

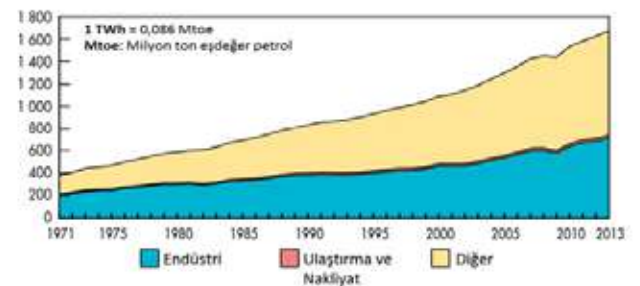
Enerji verimliliği serüveni, artan enerji tüketimlerini azaltma doğrultusunda ilk standart 1974 yılında ABD, California' da yürürlüğe girmiştir. Ülke bazında yine ABD'de 1975'de tüketici ürünleri için enerji hedefleri, etiketleme, test prosedürlerini içeren federal bir program, 1979'da DOE "Department of Energy" tarafından enerji dönüşüm standartları oluşturulmuştur.

İlk olarak 1970'lerin ortalarında ABD'de başlatılan enerji verimliliği çalışmaları, oluşturulan standartlarla enerji tüketen ürünlerde tasarruf sağlamayı hedeflemiştir. 1992'de DOE tarafından oluşturulan standartlarda, ampul ve floresanlarda, tesisat ürünlerinde, elektrik motorlarında, ticari su ısıtıcıları ve HVAC sistemlerinde enerji verimliliği uygulamaları için birçok standart geliştirilmiştir.

Uygulanan standart programları ile bugün yaklaşık yüzde 29 endüstriyel enerji kullanan, yüzde 60 ticari yapılarda enerji kullanan ve evlerde yüzde 90'lara varan enerji kullanan 50'den fazla ürünü kapsamaktadır.

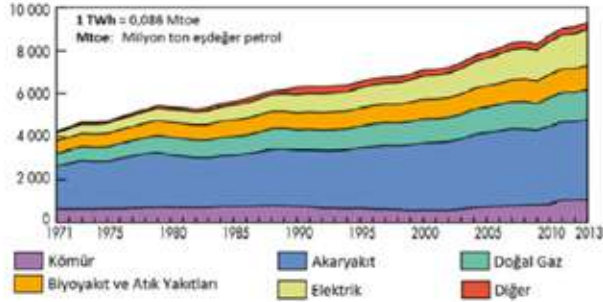
TÜRKİYE'DE VE DÜNYA'DA ENERJİ TÜKETİMİ

İnsanoğlunun temel ısınma-ısıtma enerji ihtiyaçlarının yanı sıra kaliteli bir yaşam sürdürebilme istekleri doğrultusundaki enerji ihtiyaçları etkin bir biçimde günümüze kadar artarak devam etmektedir. Özellikle sanayi devrimi ile birlikte enerji gereksinimi sadece bireysel olmayıp endüstriyel alanlarda her geçen gün artarak devam etmiştir. Günümüzde modernleşmeye devam eden endüstriyel proseslerde insan gücünün yerini enerji kullanan aygıtlar ve ekipmanlar almıştır. Enerji kullanan ürünler, yaşamın vazgeçilmez bir unsuru haline geldiği gibi kullanım trendini de sürekli artırmaktadır. Bu ürünlerle enerji kaynaklarına olan ihtiyacın düşünülmez olduğu kaçınılmazdır. IEA' nın "International Energy Agency" OECD üye ve üye olmayan ülkelerden sağlanmış olduğu verilere göre dünya enerji tüketiminin 1972'den 2013'e kadar arttığı bariz görülmektedir (Şekil 1). IEA verilerine göre dünya üzerinde enerji kaynakları türlerinin aynı yıllar arasında tüketiminin değişimine bakıldığında kömür, doğalgaz, elektrik, akaryakıt, biyolojik ve kuru atık yakıtlarından oluşan ve günümüze doğru sürekli artış yapan bir enerji tüketimi söz konusudur. (Şekil 2)'de OECD verilerine göre dünyadaki kaynak tüketimi değişimi görülmektedir. Grafikte her kaynak, salt kullanıcı tarafından harcanan bir enerji kaynağı olmayıp en çok tüketilmekte olan ve temiz enerji sınıfında yer alan elektrik enerjisi üretimi için de harcanmaktadır (1).



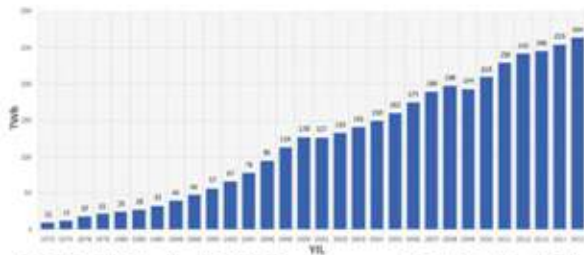
Şekil 1. IEA, Dünyada Toplam Elektrik Enerjisi Tüketimi (2)

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

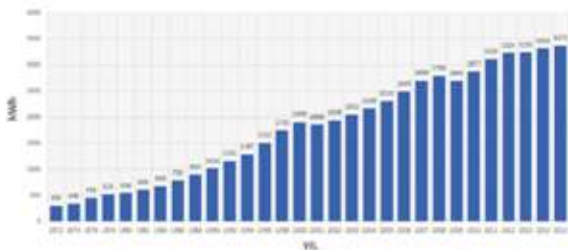


Şekil 2. IEA, 1971-2013 Yılları Arası Dünyada Enerji Kaynakları Tüketimi Değişimi (2)

Şekil 3' te, 1972'den günümüze ülkemizdeki elektrik kullanımının 2015'lere doğru arttığı görülmektedir. Bireysel bazda bakıldığında, 1972'den 2015 yılına evlerin içerisine çok sayıda EKÜ'ler "Elektrik/Enerji Kullanan Ürünler" girmiştir. İnsanların daha modern bir yaşantı istemesi sebebinin de etkisi ile evlerde de insan gücünün yapmış olduğu işlerin çoğu EKÜ'ler tarafından sağlanmaya başlandı. Örneğin 1970'lerden günümüze giren elektrik/enerji kullanan cihazlar, televizyonlar, çamaşır ve bulaşık makineleri, soğutucular, elektrikli mutfak eşyaları, kişisel bilgisayarlar, müzik çalar ve/veya radyolar, klimalar, elektrikli ısıtıcılar, cep telefonları gibi birçok cihaz ev kullanıcıları için hatta tv, müzik çalar, bilgisayar ve cep telefonları gibi ürünler, aynı ev içerisinde bile birden fazla kullanıcı için aynı anda kullanılmaya başlanmıştır. Dolayısı ile kişisel EKÜ'lerin hızlı bir şekilde hayatımıza girmesi ile ülkemizde bireysel bazda enerji tüketim paylarının günümüze doğru gittikçe arttığı (Şekil 4)'deki grafikte görülmektedir.

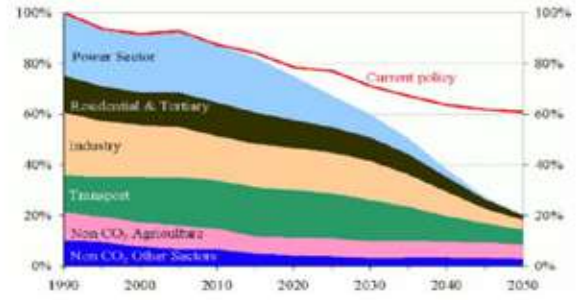


Şekil 3. Türkiye'de 1972-2015 yılları arası elektrik tüketimi (3)



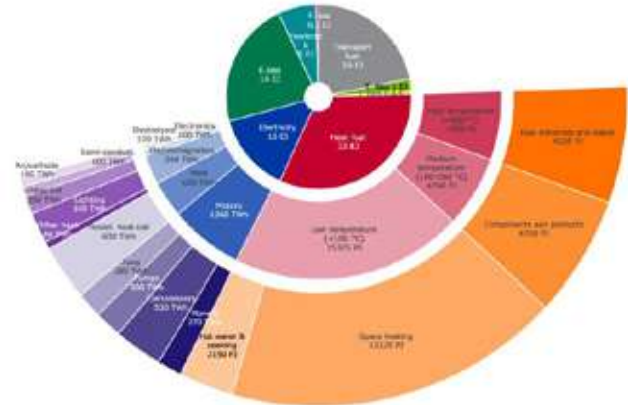
Şekil 4. Türkiye'de yıllara göre kişisel bazda elektrik tüketimi (3)

KÜRESEL ENERJİ VERİMLİLİĞİ STRATEJİLERİ VE YASALARI



Şekil 5. 2050 yılına kadar CO₂ emisyon düşürme hedefi grafiği

Avrupa 2020'den 2050 yılına tasarruf hedefini oluşturmuş olup, EU 2020 enerji politikaları ve ölçme kontrolleri ile stratejilerin uygulanması ve CO₂ emisyon hedeflerinin tutturulması konusunda kararlıdır. EU 2020'de yüzde 20 emisyon tasarrufu, EU 2030'da yüzde 34-40, EU 2050 hedefi; insanların refahı, toplumun genel işleyişi ve endüstriyel emisyon rekabeti oluşturabilmesi için emniyetli, güvenli, sürdürülebilir, ekonomik enerjinin temin edilmesine bağlıdır. 2050'de 1990'daki CO₂ emisyon seviyeleri yüzde 100 kabul edilirse, 2050'de emisyon değerlerinin yüzde 83-87 arasında azaltılmasının mümkün olacağı düşünülmektedir (4).



Şekil 6. Enerji tüketim türlerine göre ana fonksiyonlar ve ürün fonksiyonları dönüşüm grafiği

POMPALARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Hidrolik işin sağlanabilmesi için gerekli olan mekanik güç, genellikle elektrik enerjisi harcanarak sağlanabilmektedir. Pompa sistemlerindeki enerji harcamaları EC 640/2009 elektrik motorları ile ilgili regülasyonda açıklandığı üzere 0.75 - 375 kW güç aralığındaki orta büyüklükteki olarak tanımlanan elektrik motorları, güç ihtiyacını en çok karşılayan aralıkta yer alır. Dolayısı ile bu güç aralığında kullanılan pompa sayısı birçok uygulama alanında yoğun olarak kullanılmaktadır.

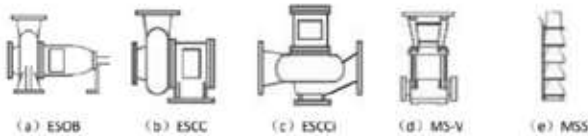
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Endüstri alanında tüketilen elektrik, toplam tüketilen elektrik miktarının yüzde 42'sidir. Yine harcanan bu elektriğin 3'te 2'sinin elektrik motorları tarafından harcandığı göz önünde tutulursa, toplamda küresel alanda elektrik motorlarında yüzde 28'lik bir güç tüketimi söz konusudur (4). Orta büyüklükteki elektrik motorları hem adet bazında en çok yaygın olan hem de tükettikleri enerji miktarlarıyla da önde yer almaktadır. Tüm motor tipleri arasında orta büyüklükteki motorların enerji tüketim oranı yüzde 68'dir (5).

Santrifüj pompalarda harcanan enerji dikkate alındığında su transferi proseslerinde en çok kullanılan pompa yapısı ve güç aralığında enerji verimliliği uygulama şartları getirilmiştir. Sirkülasyon pompaları ile başlayan faaliyet EC 547/2012 sayılı regülasyon ile Avrupa'da kullanılacak olan pompalardaki verimlilik şartlarına uygunluk zorunlu olarak uygulanmaktadır. Regülasyon, verim değerlerini sağlaması gereken pompaları yapılarına ve güçlerine göre detaylandırmış, aynı zamanda da hidrolik değerlerine göre de limitler oluşturmuştur. Dolayısı ile (Tablo 1)'deki şartları sağlayan tüm ürünlerde EC 547/2012'de istenen verim değerlerinin sağlanması istenmektedir. Kapsama giren pompa yapıları (Şekil 7)'de gösterilmiştir.

KAPSAM POMPALARI			KAPSAM
a	ESOB	End Suction Own Bearing Uçtan emişli Kendinden rulman yataklı tip	16 Bar tasarım basıncı, 1450 ve 2900d/d, Özgül Hızları 6-80d/d, Min. Debi 6m³/h, Mak. Güç 150kW, Basma Yüksekliği 90m (1450d/d' da), 140m (2900d/d' da), çalışma sıcaklığı -10°C ile 120°C arasında
b	ESCC	End Suction Close Coupled Uçtan emişli monoblok tip	
c	ESCCI	End Suction In-Line Uçtan emişli hat tipi	
d	MS-V	Vertical Multistage Dikey Çok kademeli tip	25 Bar'a kadar, 2900 d/d, Mak. Debi 100m³/h
e	MSS	Submersible Multistage Çok kademeli dalgıç tip	Basma Çapı 4 ve 6" 2900d/d, çalışma sıcaklığı 0-90°C

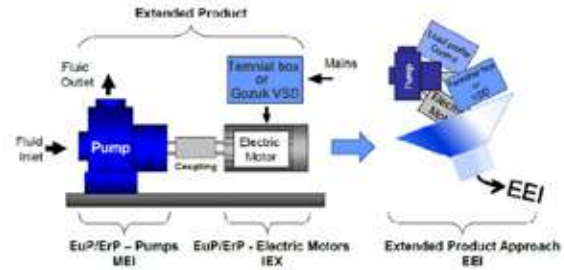
Tablo 1: 547/2012 şartları



Şekil 7. Kapsam Dâhilindeki pompa yapıları

EC 547/2012 regülasyonunda sağlanması gereken verim değerleri, MEI "Minimum Efficiency Index" olarak tanımlanmaktadır. MEI değerleri Avrupa ve Amerika'da dünya pazarında büyük paylara sahip pompa üreticilerinin ürünlerinden sağlanan veriler baz alınarak oluşturulmuştur. MEI değerleri 1 Ocak 2015 tarihi itibarı ile Tablo 1'deki kapsama giren pompalar için $MEI \geq 0,4$ veya $MEI \geq 0,7$ değerlerini verilmiş formülasyon ile sağlaması istenmektedir.

Türkiye'de EC 547/2012 sayılı regülasyon, Sanayi, Bilim ve Teknoloji Bakanlığı'na aynen kabul edilmiş olup "Su Pompaları İle İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ" olarak 31 Aralık 2015 tarihinde ülkemizde yürürlüğe geçmiştir. Bu tebliğ, Avrupa'ya göre bir yıllık gecikme ile yerli üreticilerin bu şartlara uygun ürün üretmelerini zorunlu kılmıştır. Aynı zamanda bu tebliğde ürün etiketleri üzerinde yer alacak zorunlu bilgileri de detaylı olarak vermiştir.



Şekil 8. Santrifüj pompa genişletilmiş sistem yaklaşımı

Pompa Sistemlerinde Enerji Kullanan Ekipmanlar:

Şekil 8' de illüstre edilen santrifüj pompa, genişletilmiş sistem yaklaşımını göstermektedir. Buraya kadar pompa ve elektrik motorların verimliliklerinden kısaca bahsedildi. Bu şekil bize aslında akışkan transfer verimini, pompa, motor ve bir frekans kontrol ünitesi ile birlikte değerlendirilmesi gerektiğini ifade etmektedir. Dolayısı ile pompalama sisteminde tek başına pompa veriminin iyi seviyelerde olması yeterli olamayacaktır.

Frekans Kontrol Ünitesi: Pompa ve motorlarda olduğu gibi frekans kontrol ünitelerinde de kayıplar söz konusudur. Kayıpları artıran unsurlar başlıca, ürünün üretim olası tasarımsal özelliklerinden kaynaklanabilecek kayıplar haricinde, motor ve ünite arası bağlantı uzaklığı ve frekans değişimleri sırasında az miktarlarda da olsa bir verim kaybı yaşanır. Frekans kontrol ünitesi üreticileri bu kayıp miktarlarını kataloglarında tüketicilere sunmaktadırlar. Sistemdeki her ürünün kendi içerisinde sağladığı verim kayıplarının toplamı sistem verimi olarak tanımlanır. Böylece tam bir enerji tasarrufu sağlanacaksa bu en ideal uygulamadır. Frekans kontrol üniteleri, pompanın istenen debi – basınç aralığındaki değişimlere göre tesisat basıncını devir sayısını kompanse ederek sistem basıncını sabit tutmaya çalışır. Böylece, pompadan daha az yük istenen durumlarda hızını düşürerek güte azalmalar yaşanır. Bu şekilde enerji tasarrufu değişken oranlarda sağlanmış olur. 2020 yılında 136 TWh enerji tüketimi beklenmektedir. EC 547/2012 Ekodizayn direktifleri uyarınca su iletimi sağlayan pompalarda enerji tasarrufu sağlanarak 2020 yılında 2,5-4,6 TWh elektrik tasarrufu sağlamak hedeflenmiştir (7).

TÜRKİYE'NİN ENERJİ ALANINDAKİ HEDEFLERİ

2014-2018 Dört Yıllık Kalkınma Hedefleri: Türkiye Cumhuriyeti Kalkınma Bakanlığının 2014-2018 dört yıllık

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

kalkınma hedeflerinde imalat sanayiinde gelişmeler, çevrenin korunması ve enerji verimliliği konularında konulan hedeflerle enerji kullanımı ve verimliliği konularında sorumlu bakanlıklarca yürütülmesi sağlanmaktadır. Türkiye'nin linyit haricinde fosil yakıt rezervleri yeterli olmaması sebebi ile enerji arzındaki dış bağımlılığı önemli ölçüde devam etmektedir. Bu bağımlılığı azaltmak için yerli kaynakların enerji üretiminde mümkün olan en yüksek oranda değerlendirilmesi kalkınma planları bünyesinde hedeflenmiştir.

2014-2018 Türkiye kalkınma hedeflerinde enerji tüketiminde sağlanacak fayda için amaç, enerjinin nihai tüketiciye sürekli, kaliteli, güvenli, asgari maliyetlerle arzını ve enerji temininde kaynak çeşitlendirmesini esas alarak; yerli ve yenilenebilir enerji kaynaklarını mümkün olan en üst düzeyde değerlendiren, nükleer teknolojiyi elektrik üretiminde kullanmayı öngören, ekonominin enerji yoğunluğunu azaltmayı destekleyen, israfı ve enerjinin çevresel etkilerini asgariye indiren, ülkenin uluslararası enerji ticaretinde stratejik konumunu güçlendiren rekabetçi bir enerji sistemine ulaşılması temel amaç olarak tanımlanmıştır (8). Enerji Verimliliği Kanunuyla enerjinin verimli kullanımını teşvik eden ve zorunlu kılan düzenlemeler getirilmiş. 2012 Yılında yayımlanan "Enerji Verimliliği Strateji Belgesi" ile 2023 yılına kadar enerji yoğunluğunun en az yüzde 20 oranında azaltılması hedeflenmiştir. Enerji, sanayi, tarım, ulaştırma, inşaat, hizmetler ve şehirleşme gibi alanlarda çevre dostu yaklaşımların barındırdığı yeni iş imkânları, gelir kaynakları, ürün ve teknolojilerin geliştirilmesine yönelik fırsatlar değerlendirilerek yeşil büyümenin sağlanması hedeflenmektedir.

EN ÖNEMLİ YERLİ KAYNAĞIMIZ ENERJİ TASARRUFU

Enerji Verimliliği Demeği'nin başlatmış olduğu bir kampanya olan "Enerji Hanım" ve "Enerji Çocuk" adı altında yürütülen enerji verimliliği kampanyalarının ardından "Enerji Verimli Sanayi" isimli kampanya projesi devam etmektedir. Böylece enerji verimliliğinin önemini ve faaliyetini evlerden başlayıp yeni nesillere ve üretim tesislerine kadar ulaştırmaktadır. Yerli enerji tüketiminin yüzde 28'i sanayiye gitmekte ve sanayide tasarrufa gidilmesi ile;

- 16.000 okul
- 3.200 tam teşekküllü hastane
- 7 Atatürk Barajı
- 10 Havalimanı
- 10 Boğaz Köprüsü
- 6 ünite nükleer santral

Yapılabilmesi anlamına geldiği vurgulanmaktadır (9).

2014-2018 Kalkınma Planında Sanayide Enerji Verimliliğinin Artırılması: Sanayide harcanan elektriğin yüzde 70'den fazlasını tüketen düşük verimli AC elektrik motorlarının daha yüksek verimli olanlarıyla değiştirilmesi, KOBİ'lerin enerji verimliliği konusundaki eğitim, etüt ve danışmanlık hizmetlerinin desteklenmesine yönelik

mekanizmaların iyileştirilmesi ile enerji tüketim maliyetlerinde tasarruf sağlanması hedeflenmektedir. İmalat sanayii alanlarındaki gelişmeleri yeşil üretim kapasitesi, yenilik, firma becerileri ve sektörler arası entegrasyonun geliştirilmesiyle verimlilik ve yurtiçi katma değer artırılması; dış pazar çeşitliliği ve bölgesel üretim kapasitelerinin geliştirilmesiyle de istikrarlı yüksek büyümenin sağlanması hedeflenmiştir.

2014-2018 Kalkınma Planında Sanayide Enerji Binalarda Enerji Verimliliğinin İyileştirilmesi:

Proje sonrasında sağlanan tasarruflarla geri ödemeye imkân veren enerji performans sözleşmesi borçlanma modeli dâhil olmak üzere, çeşitli finansman yöntemleriyle kamu binalarındaki enerji verimliliği yatırımlarının yaygınlaştırılması ve yalıtımı düşük ve/veya yetersiz yalıtıma sahip eski binalarda, binayı çevreleyen dış yapı zarfının ve ısıtma sistemlerinin yürürlükteki standartları sağlayacak şekilde ısı yalıtımlı niteliğe dönüştürülmesi ile binalardaki enerji tüketim maliyetlerinin azaltılması hedeflenmektedir.

ENERJİ ETİKETLEMELERİ

Enerji etiketlemeleri, enerji kullanan cihazların birçoğunda rastlanmaktadır. Bu işaretler, kimi zaman enerji verimlilik değerlerini kimi zaman da enerji tüketim miktarlarını ifade etmektedir. Bu anlatımlar, ürüne göre veya ülkesindeki yasal şartlara göre gösterimleri farklılıklar gösterebilir. Enerji işaretlemeleri, OECD ülkelerinde uygulanması zorunlu olup üye olmayan ülkelerde lanse etme zorunluluğu şimdilik yoktur. Enerji verimliliği işaretlemeleri ürünlerin pazarda rekabetini arttıran, artırırken de enerji tüketimi düşük veya emisyon değerleri düşük ürünlerin piyasaya arz edilerek dünya enerji kazanımlarının gerçekleştirilmesi adına fayda sağlamaktadır.

Enerji verimliliği işaretlemeleri (Şekil 9), kullanıcılar tarafından kolay fark edici, ayırt edici ve satın almada karar verici etken olarak rol almaktadır. Enerji verimliliği sınıflandırmaları tüketiciler tarafından en çok kullanılan ve elektrik enerjisinin tüketiminde önemli payları olan ürünlerde yasal ve teknik şartlara dayanarak enerji verimliliği sınıflandırmaları yapılmaktadır. Üreticiler bu sınıflandırmalara sahip ürünlerinin piyasaya arzını, standartlaştırılmış bir şekilde tüketicilere sunarlar. Günlük hayatta daha çok çalışma ve ev ortamlarında sıklıkla kullanılan elektrikli aletlerin hemen hemen hepsinde görülmektedir. Aynı işi yapan ürünlerin birçok marka ve ürün modelleri arasındaki seçim tercihi enerji sınıflandırmaları günümüzde G'den A'ya doğru sınıflandırılarak tüketim sarfiyatları düşük olana doğru yapılmaktadır. A sınıfının üzerindeki tasarruflar, A harfinin yanına getirilen (+) işaretlemeleri ile yapılmaktadır. Bu tip işaretlemeler Avrupa Birliği Komisyonu Enerji işaretlemeleri yönetmeliği gereğince son kullanıcı tarafından kolaylıkla fark edilir halde tüketiciye sunulmaktadır. Kullanıcının bütçesi doğrultusunda cihaz/ürün fonksiyonları tercihinin ardından enerji sınıflandırması, satın alacağı ürünlerde belirleyici ve tercih edici bir rol almayı sağlamaktadır.

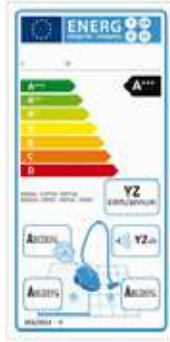
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Enerji Etiketlemeleri, A'dan G'ye yedi seviyede yapılmaktadır.

A+ 'dan.....F' ye

A++ 'dan.....E' ye

A+++ 'dan.....D' ye kadar yine yedişer seviyelik renkli sınıflandırma yapmayı koşul göstermektedir (10).



Şekil 9 Enerji verimli bir ürün etiket örneği

ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN İNSANLAR ÜZERİNDEKİ ALGISI

Toplumda daha güçlü oluşturulması gereken algı, enerji verimli ürünlerin çevreyi korumada önemli bir rol oynadıkları ve daha tasarruflu ürünler oldukları için kullanıcıya uzun veya kısa vadede maddi bir kazanç da sağlayacağı yönünde olmalıdır.

T.Yeniçeri ve K.Güner yapmış oldukları araştırmada, tüketicilerin satın alma niyeti; enerji verimli ürünlere duydukları güven, EVÜ'lere "Enerji Verimli Ürünlere" karşı tutumları ve çevre bilinci arasındaki ilişkileri test edebilmek amacıyla çalışma sonucunda kabul edilen araştırma hipotezleri şu şekildedir: "Tüketicilerin enerji verimli ürünlere karşı duydukları güven, EVÜ'lere karşı tutumu ve çevre bilinci, tüketicilerin enerji verimli ürün satın alma niyetine yönelik tutumların oluşmasında doğrudan etkilidir (11). Sonuçlarına ulaşılmıştır. Bu gibi yapılan araştırmaların neticesinde, EVÜ'ler toplumda ürün yetenekleri birbirlerine oldukça yakın olan ürünler arasında daha kolay tercih edildiği her geçen gün daha da artacaktır. Ayrıca üreticilerin verim ve tasarruf kampanyaları ile tüketiciyi bilinçlendirmeyi sürdürmeleri kaçınılmaz bir etki sağlayacağı da unutulmamalıdır.

SONUÇLAR

Endüstrileşme ile bütünleşmiş yaşam alanlarında hem bireysel hem de endüstriyel baz da enerji tüketiminin gün geçtikçe arttığı kaynaklardan görülmektedir. Uluslararası ve ulusal yörüngede geçirilen standartlar ve yasalarla, enerji tüketiminin kontrol altına alınması hedeflenmiş, toplum

algısına yerleştirici faaliyetlerle de çevrenin korunması, kısa ve uzun vadelerde yaklaşık nicel kavramlarla hedeflenmiştir. Görülüyor ki tüketici algısı oluşturmakla ve yasal yaptırımlarla yaşamın hemen hemen her anında enerji ve kaynaklarda tasarruf sağlama bilinci, erdemli bir birey davranış kazanımı sağlamaktadır.

Enerji verimliliği, tasarrufla sağlanabildiği gibi aynı zamanda enerji kullanan ürünlerin tasarımlarının da iyileştirilmesi ile mümkündür. Sonuç olarak ürün gelişimi ile ürün üretiminde ileri teknolojilerin kullanılması ve teknoloji gelişimine de döngüsel katkı sağlaması muhtemeldir.

Enerji tüketiminde önemli kapasitelere sahip su pompaları verimliliklerini arttırmak için getirilen uluslararası yasal zorunluluklar, gelecekteki enerji tasarrufuna ciddi katkılar sağlamayı hedeflemektedir. Bu çalışmaların daha bilimsel yapılabilmesi için pompa üretiminde geleneksel imalat yöntemleri yerine daha teknolojik üretim prosesleri oluşturulmalı ve optimum geometriler için bilinçli Ar-Ge faaliyetlerinin sağlanması gereklidir.

ABSTRACT

Day after day increasing consumption, decreasing consequently expensive and decreases the energy saving and recycling has gained importance since the beginning of the 2000's, it has become quite. The manufacturers by improving production methods and energy consumption of the product is aimed with global laws. Energy saving and energy efficiency classes of Energy Using Products classes labelling, it is an inevitable fact that he accepted the choice between brands and types of consumers in product selection and can easily give up the habit. Centrifugal pumps are classic hydraulic machines that using for about twenty percent of World industrial electricity and its share of the global laws are established productivity goals are increased rapidly.

In this paper, it is to take an overview of the adventure of the global energy savings, users and industry of products that identify the energy saving regulations that affect our country and environmentally enacted, will focus on the effect of savings in the pump use of facilities and buildings.

Kısaltmalar

IEA : International Energy Agency
OECD: Organization for Economic Co-Operating and Development
DOE: Energy of Department
EVÜ : Enerji Verimli Ürün
MEI: Minimum Efficiency Index
EU: European Union
EC: European Commission
EKÜ: Elektrik/Enerji Kullanan Ürün

Kaynaklar

(1) 2015, Energy Efficiency Market Report 2015, International Energy Agency"

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

- (2) Şekil 1-2, "2015 Key World Energy Statistics, International Energy Agency"
- (3) Şekil 3, "Türkiye'de 1972-2015 yılları arası elektrik tüketimi"
<http://www.enerjiatlas.com/elektrik-tuketimi>
- (4) 2013, "History of energy efficiency, Alliance Commission on National Energy Efficiency Policy Alliance"
- (5) <http://www.blog.researchglobalmarkets.com/electric-motor-environment-saver-power-hogger/>
- (6) Waide, Paul., Brunner, U. Conrad. 2011, Energy Efficiency Policy Opportunities For Electric Motor-Driven Systems.
- (7) 2012, "EC 547/2012 Ecodesign Requirements For Water Pumps"
- (8) 2013, "2014-2018 10. Kalkınma Planı" T.C. Kalkınma Bakanlığı
- (9) www.enver.org.tr/tr/haber/enerji-hanim-ve-enerji-cocuk%E2%80%99un-ardindan-enerji-verimli-sanayi-projesi/96
- (10) 10- 2012, ENER/C3/2012-523, "Evaluation of the Energy Labelling Directive and specific aspects of the Ecodesign Directive" Final technical report,
- (11) T.Yeniçeri, K.Güner. 2013 , "Enerji Verimli Ürünler Karşı Tutumun Ve Çevre Bilincinin Satın Alma Niyetine Etkileri Üzerine Bir Araştırma, 62 Pazarlama ve Pazarlama Araştırmaları Dergisi, Sayı: 12, ss. 47-67"

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Ecodesign - ErP DIRECTIVE 2009/125/EC DİREKTİFİNİN POMPA SEKTÖRÜNE YANSIMALARI

&

FREKANS KONTROLLÜ ÜRÜNLERİN KULLANIMI NEDEN YAYGINLAŞMAKTADIR?

Halil KIZILHAN

Yüksek Makine Mühendisi / Pazarlama Müdürü

ALP POMPA TEKNOLOJİLERİ A.Ş. (ETNA)

halil@etna.com.tr

ÖZET

Çalışmamızda, Avrupa Birliği' nin "ecodesign ErP directive 2009/125/EC" adlı direktifinin pompa sektörüne yansımaları, direktifin uygulama esasları, frekans kontrollü sistemlerin yaygınlaşma sebepleri ve bu tarz ürünlerin kullanımının yaygınlaşmasının ülkemize yansımaları ele alınmaktadır.

GİRİŞ

Çevre üzerinde olumsuz etkisi olan ürünlerin yaşam döngüsü (life-cycle) baştan sona adım adım incelendiğinde, ürünün hammadde halinden üretime, paketlenme, taşıma, kullanım sonrası imha etme ve geri dönüşüm basamakları dahil ortaya çıkan çevresel olumsuz etkinin %80 i ilgili ürünün dizayn aşamasında belirlenmektedir. Dolayısıyla ürünün dizayn şartlarına olumlu yöndeki müdahale, çevreye olan olumsuz etkinin azalmasına büyük oranda katkı sağlamaktadır.

1. DAHA AKILLI ÜRÜNLERİN KULLANIMI İLE "ecodesign" YAKLAŞIMININ ÇEVREYE KATKISI

Avrupa Konseyi(EC), 2009 yılında enerji kullanan ürünlere(ErP) yönelik olarak çevreye duyarlı tasarım & eco-design kriterlerini belirleyen direktifi (ecodesign ErP directive 2009/125/EC)

üretimi, enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması ve çevrenin korunmasıdır.

Ecodesign direktifinin pompa ürün grubuna yönelik regülasyonları;

Ecodesign ErP directive 2009/125/EC

Enerji kullanan ürünlerin çevre dostu olarak tasarlanmasına yönelik direktif.

22/07/09 tarihli regülasyon EC 641/2009 - ek 11/07/2012 tarihli EC 622/2012

Ürüne entegre ve bağımsız ıslak rotorlu sirkülasyon pompalarının ecodesign kriterlerine dair düzenleme.

22/07/2009 tarihli EC 640/2009 regülasyonu

Elektrik motorları için ecodesign kriterlerine dair düzenleme.

2. POMPALARA YÖNELİK EC 641/2009 – ek EC 622/2012 REGÜLASYONLARI

11/07/2012 tarih EC 622/2012 numaralı Avrupa Komisyonu regülasyonu, EC 641/2009 revize edildi, salmastrasız münhasır çalışan sirkülasyon pompaları ve

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

dair ecodesign kriterlerini düzenlemektedir.

3. EC 622/2012 NUMARALI REGÜLASYONUN UYGULAMA AŞAMALARI

- **1 Ocak 2013** : Sirkülasyon pompalarının enerji verimliliği indeks değeri (EEI) 0,27 den düşük olmalı.
- **1 Ağustos 2015** : Sirkülasyon pompalarının enerji verimliliği indeks değeri (EEI) 0,23 den düşük olmalı. Ayrıca ürünlere entegre sirkülasyon pompaları da bu kriterleri sağlamalı.
- **1 Ocak 2020** : Kullanım ömrünü tamamlamış ürünlerin, ecodesign kriterlerini sağlayan ürünlerle değişiminin tamamlanması.

Belirtilen EEI değerlerine sağlayan ürünler CE işareti taşıyabilecektir. Bu şartları sağlayamayan ürünlerin Avrupa birliği ülkelerinde dolaşımı yasaklanmakta ve ürünün üzerinde CE işareti taşıması mümkün olmamaktadır.

EEI : PL_{ort} / P_{ref}

PL_{ort} : ağırlıklı ortalama güç tüketimi

P_{ref} : Referans güç tüketimi

4. ELEKTRİK MOTORLARIN YÖNELİK EC 640/2009 REGÜLASYONU

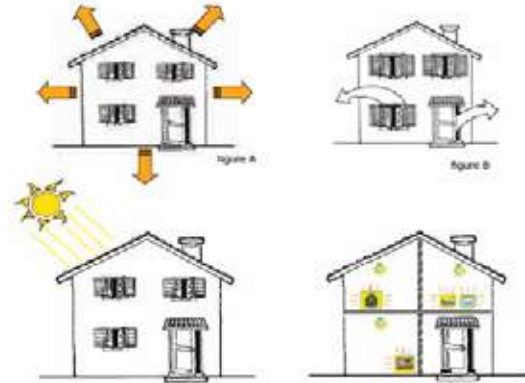
Kuru rotorlu pompalar için ErP ecodesign direktifi doğrultusunda yeni bir verimlilik sınıflandırmasına geçilmiştir. Yeni IE sınıflandırması; eski EFF sınıflandırmasının yerini almış olup, IE1, IE2, IE3, IE4 verimlilik kademelerinden oluşmaktadır. Kodlamadaki rakam büyüdükçe verimlilik derecesi artmaktadır. Ayrıca 1 Ocak 2013 ten itibaren hidrolik parçalar için MEI olarak adlandırılan "minimum en düşük verimlilik" değeri tanımlanmıştır. 1 Ocak 2013 ten itibaren MEI değeri 0,1 den büyük olmalıdır. Bu değer 1 Ocak 2015 ten itibaren ise 0,4 dan büyük olacak şekilde tanımlanmıştır.

5. EC 640/2009 REGÜLASYONU UYGULAMA AŞAMALARI

- **0.75 – 7.5 kW arası motorlar** : 01.06.2011 den itibaren IE2 ve üstü verimliliğe sahip olmalı, 01.01.2017 den itibaren ise IE3 veya frekans kontrollü IE2 verimlilikte olmalıdır.
- **7.5 – 375 Kw arası motorlar** : 01.06.2011 den itibaren IE2 ve üstü verimliliğe sahip olmalı, 01.01.2015 den itibaren ise IE3 veya frekans kontrollü IE2 verimlilikte olmalıdır.

6. NEDEN FREKANS KONTROLLÜ POMPALAR YAYGINLAŞIYOR?

- Konvansiyonel(geleneksel) sistemler, en kötü şartların daimi olacağı varsayılarak tasarlanıyor ve ürün nitelikleri tespit ediliyor. (Debi-basınç v.b.)



- Gerçekte ise, sistem dinamik ve ısı yükü sürekli değişken.
- Merkezi sistemin teşviki(2000 m2 den büyük alanlar), ısı payölçer, termostatik vanaların yaygın kullanımı ile sistemin gerektirdiği debi – basınç gereksinimi değişkendir.
- **Enerjiyi; ihtiyaç duyulan zamanda, ihtiyaç olduğu kadar kullanmak esastır.**
- Ürünler, gün geçtikçe akıllı hale geliyor.
- Mekanik + elektronik : **(MEKATRONİK)** ürünler yaygınlaşıyor.
- **Dolayısıyla frekans kontrollü-değişken devirli ürünlerin kullanımı bir lüks değil,**

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

gelenen aşamada bir zorunluluk arz etmektedir.

7. FREKANS KONTROLLÜ SİSTEMİN, ENERJİ VERİMLİLİĞİNE KATKISI NEDİR ?

doğal kaynaklar ve çevre üzerinde baskı oluşturmaktadır. Bu trend, doğal olarak sürdürülemez ve uzak olmayan bir gelecekte, çevre üzerinde telafisi zor hasarlar oluşturma potansiyeli taşımaktadır.

ENERJİ TASARRUFU

Motor devir hızının azaltılması; elektrik motorunda harcanan elektrik sarfiyatında, dikkate alınması gereken değerde tasarruf sağlayacaktır. Bunun temel nedeni; motordaki elektrik sarfiyatı, motor devir sayısının kübü ile orantılıdır. Örnek olarak; 2950 d/dak hız ile çalışan bir motorun devri %20 azaltıldığında, yaklaşık 2380 d/dak ile çalışıldığında, motor frekansı 40 Hz olacaktır, motorun çektiği enerjiden ise %49 tasarruf sağlanacaktır. Motor hızındaki düşüş, motor ömrünü ciddi miktarda artıracaktır.

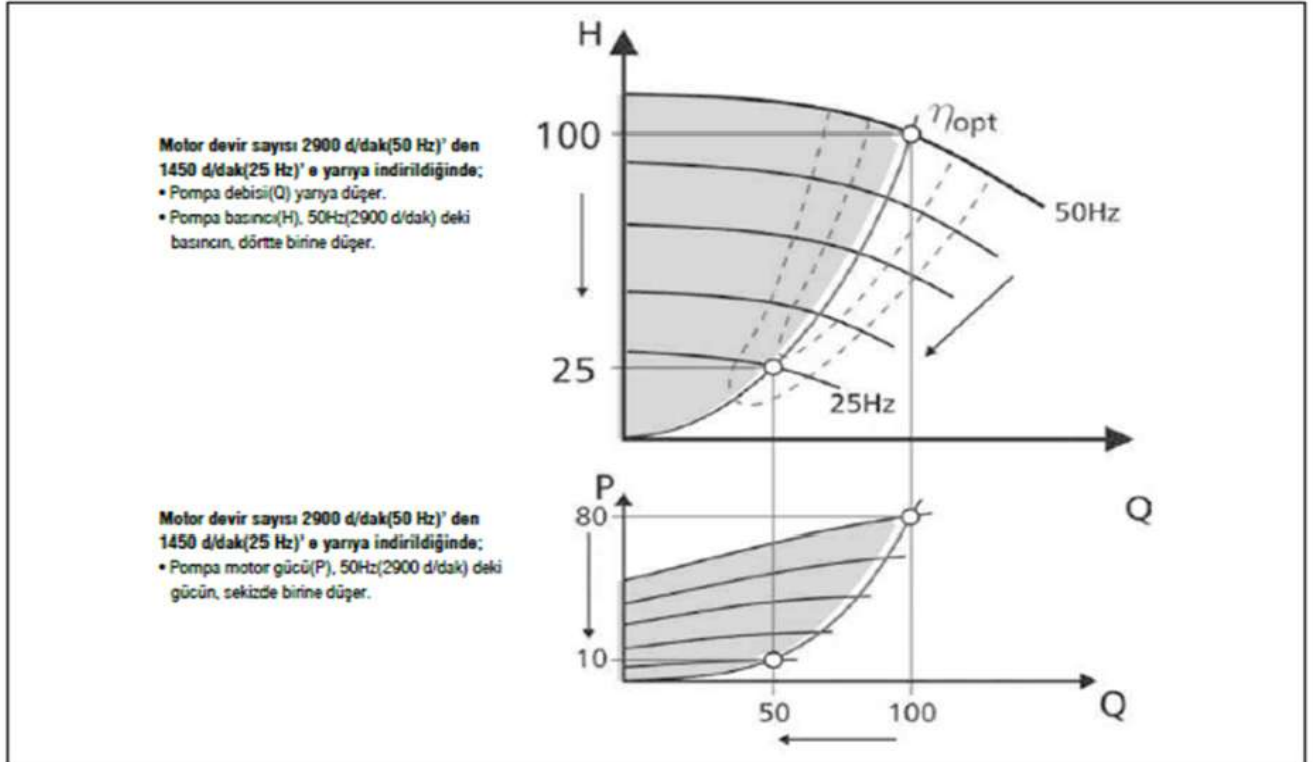
Pompa performansı, pompa devir sayısı ile doğrudan bağlantılıdır. (Pompa devir sayısının pompa performansı açısından çok önemli etkisi vardır.)

- Pompa debisi, pompa devir sayısı ile lineer (doğrusal) bağlantılıdır. (1. Dereceden fonksiyon)
- Pompa basıncı, pompa devir sayısı ile parabolik olarak bağlantılıdır. (2. Dereceden fonksiyon)
- Pompa güç tüketimi, pompa devir sayısı ile kübik olarak bağlantılıdır. (3. Dereceden fonksiyon)
- Pompa devir sayısındaki az bir değişiklik, pompa güç tüketiminde çok yüksek miktarda fark (azalma veya artma) oluşturur.

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \quad Q_x = Q \times \frac{n_x}{n}$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \quad H_x = H \times \left(\frac{n_x}{n} \right)^2$$

$$\frac{P_x}{P} = \left(\frac{n_x}{n} \right)^3 \quad P_x = P \times \left(\frac{n_x}{n} \right)^3$$



Bu gerçeklerden hareketle; enerjinin ihtiyacı olduğu zamanda ihtiyaç olduğu kadar verimli bir şekilde kullanımı ve enerjinin yenilenebilir kaynaklardan temini tek yaşam evimiz olan Dünya'nın dengelerini korumak için kaçınılmazdır. Avrupa Birliği'nin öncülük ettiği ecodesign – çevreye duyarlı tasarım kriterleri, bu yönde atılmış adımların en önemlisidir. Söz konusu kriterlere uyum ve daha akıllı, çevre dostu

8. SONUÇ

Gerek çevresel kaygılar gerekse de Çin, Hindistan v.b yoğun nüfuslu ülkelerdeki orta sınıfın güçlenerek küresel tüketim iştahının artması,

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ürünlerin üretim & kullanımının ülkemizde de yaygınlaşması, verimliliğimizin artmasına, ülke olarak enerji faturamızın düşmesine vesile olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Commission regulation (EC) No 640/2009 of 22 July 2009, “ecodesign directive for electric motors”
2. Directive 2012/27/EU of the European parliament and of the Council of 25 October 2012, on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC
3. Commission regulation (EU) No 622/2012 of 11 July 2012, “amending Regulation (EC) No 641/2009 with regard to ecodesign requirements for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in products”
4. Directive 2009/125/EC of the European parliament and of the Council of 21 October 2009, “establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products”
5. Commision staff working document Brussels, 7.12.2012, “Establishment of the cy controlled systems if you compare it against conventional systems.

Working Plan 2012-2014 under the Ecodesign Directive”

ABSTRACT

Whether environmental worries and using of energy sources more efficiently, energy using products are getting smarter and efficient. The European Union is making leadership on this important issue and introduced few directives on this subject. **The Directive 2009/125/EC** is knowing “**ecodesign directive – ErP**” aims to design and produce smarter goods to reduce environmental impact. The Directive determines time steps with defined values to reach the target till 2020 related efficiency and energy using. With this new approach, it is the essentiality to design eco-friendly goods.

This article is intended to mention the directives and regulations of European Union, its scope, about ecodesign directive-ErP, The Directive 2009/125/EC, and the effect of this directive on the pump industry. Additionally, trying to understand why we are hearing frequency controlled products and systems frequently. And what is the advantages of frequ

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

MINİMUM VERİM ENDEKSİ (MVE)

Utkun KÖKSAL
Mühendislik Müdürü
İMPO Motor Pompa A.Ş.
ukoksal@impoas.com

ÖZET

Ekolojik dengeye her türlü katkının kıymet kazandığı günümüzde, su pompalarındaki verim kriterleri öncelikle Avrupa'da, sonrasında da ülkemizde yayınlanan tebliğler ve standartlarla şekillenmektedir. Bu doğrultuda ürünün doğru kullanımına ilave olarak, doğru ürün seçimi de gün geçtikçe önem arz etmektedir.

Avrupa Birliği komisyonunun 25.6.2012 tarihli 547/2012 sayılı direktifinde belirtilen rotodinamik pompalardaki minimum verim kriterleri, Avrupa'nın öncü kuruluşlarının katılımı ve yapılan testlerle şekillenmiş, nihayetinde olgunlaşarak karşımıza çıkmıştır.

Bu direktife göre; Avrupa'da 2013 yılından itibaren kullanılan ürünlerde MEI 0.1 (Minimum Efficiency Index) yeterliliği aranmış, 2015 yılı itibariyle yakalanması zorunlu olan bu değer MEI 0.4 olarak yükseltilmiştir. Nitekim eko sistem odaklı başlatılan bu çalışmalar, prEN 16480 "Rotodinamik pompalardaki minimum verim değeri" standardının da oluşturulmasına kaynak teşkil etmiştir.

31 Aralık 2015 tarihli ve 29579 sayılı resmi gazetede Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığından gelen bir tebliğat ile yayınlanan, Türkiye'de üretilen veya kullanılan santrifüj temiz su pompalarının çevreye duyarlı tasarım kriterlerine uymaları koşulu, Avrupa'daki gelişmelerin ülkemizdeki yansımaları olarak değerlendirilmektedir. Bu tebliğ kapsamında su pompaları 5 ana grup altında toplanmıştır.

- 1) Uçtan emmeli kendinden yataklı (ESOB)
- 2) Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı (ESCC)
- 3) Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı eş eksenli (ESCCi)
- 4) Düşey milli çok kademeli (MS-V)
- 5) Dalgıç çok kademeli (MSS)

Yapılan hesaplamalar sonucunda pompa çarkını fiziksel debi, basma yüksekliği ve hız cinsinden tanımlayan özgül hız değerinden hareketle, farklı pompa tipleri için C sabitleri

tanımlanmış, bu sabitin kullanıldığı formülasyonla pompaların yakalaması gereken minimum verim endeksi (MVE) oluşturulmuştur. Buna göre üreticilerden pompaları için hesapladıkları MVE değerlerini kısmi yük (%75), en verimli nokta (%100) ve aşırı yük değerleri (%110) için karşılamaları beklenmektedir. Ayrıca bu regülasyon MVE'nin ürün üzerindeki gösterimi, kabul ve kontrol şartları da tanımlanmıştır.

Dalgıç pompalarda da bu direktifler neticesinde yapılan çalışmalar, MVE kriterlerini sağlayan yüksek verimli ürünlerin ortaya çıkmasına vesile olmuştur. Böylece son kullanıcıların daha verimli sistemlere sahip şekilde, hem ekolojik hem de ekonomik döngüye olumlu katkı sağlamaları amaçlanmaktadır.

GİRİŞ

2005 yılında Avrupa Birliği tarafından ilk olarak CO₂ emisyonu üzerine başlayan çalışmalar, zaman içinde enerji kullanan tüm ürünlere uygulanması gereken direktifler halini almış, enerji verim etiketleri ürünleri niteleyen önemli belgeler arasına katılmıştır. Bu kapsamda bir çok farklı sektörde ve üründe yapılan çalışmalar hayata geçerken, pompalar da bu bağlamda değerlendirilmeye dahil olmuştur.

Pompalara ait enerji verimliliklerini tanımlayan direktif ve standartlar üzerinde duracağımız bu yazıda, eko tasarım yapılanmasının bugüne kadar geçirdiği evrimden bahsedeceğiz. Hesaplama algoritmalarını detaylandırıp, üreticinin bu konudaki yükümlülüklerine açıklık getireceğiz.

Bu çalışmalarda temel hareket noktamız halen taslak halinde bulunan FprEN 16480:2015 Avrupa Standardıdır. Bu standart kapsamında temiz su pompalayan rotodinamik pompaların minimum verim endeksilerinin bulunması için gerekli ölçüm ve hesaplamaları tanımlayan methodlar ve prosedürler oluşturulmuş, ilgili EN ISO 9906:2012 ve ISO 80000 standartlarına atıflar yapılarak ölçüm metodolojisi açıklanmıştır.

Buna göre uçtan emmeli pompalarda 16 bar basınca kadar -10°C / +120 °C sıcaklık aralığında, çok kademeli pompalarda 25 bar basınca kadar 0°C / +90°C çalışma sıcaklığında ve 4" veya 6" ölçülerinde üretilmiş pompalar bu standart ve direktifler kapsamında değerlendirilmektedir (1). Hesaplamalar, pompaların tam çark olarak tabir edilen işlenmemiş en büyük çapları üzerinden yapılmalıdır. Bu standartla üreticilere EVN değerini bulmak için kullanacakları yöntem serbest bırakılmış olup, kontrol gerektiği noktalarda hesaplamaları gösteren tüm

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

dökümanları saklama ve paylaşma zorunluluğu getirmektedir. Ayrıca üreticiler, test ve hesaplama aşamalarını kendi bünyelerinde gerçekleştirebilecekleri gibi, bağımsız laboratuvarları kullanarak da EVN değerlerini tespit ettirebileceklerdir.

EVN değerleri ürün etiketlerinde standartların belirlediği şekilde yazılacak olup, kontrol aşamalarında yapılacak hesaplamalar neticesinde çıkacak değerler ile kıyaslanarak doğruluğunun sağlanması yapılacaktır. Doğrulama ve hesaplama aşamalarında kullanılacak yöntemler, tekrarlanabilir düşük belirsizliğe sahip yaklaşımlara göre yapılacak olup, ilgili tüm formülasyonlar ölçüm ve hesaplamalardan kaynaklı sapmaları göz önüne alacak şekilde oluşturulmuştur.

SEMBOLLER

Dökümanda kullanılan semboller aşağıda listelenmiştir (2).

Q	: Debi (m ³ /s)
H	: Basma yüksekliği (m)
n _s	: Özgül hız (dak ⁻¹)
n	: Dönüş hızı (d/d)
i	: Kademe
η	: Hidrolik pompa verimi (%)
η _{EVN}	: Hidrolik pompa verimi, en verimli nokta için (%)
η _{KY}	: Hidrolik pompa verimi, kısmi yük noktası için (%)
η _{AY}	: Hidrolik pompa verimi, aşırı yük noktası için (%)
v	: Bağlı hız (m/s)
ω	: Açısal hız (rad/sn)
t	: Student faktörü
σ	: Normal dağılımın standart sapma değeri
C	: Farklı pompa tipleri için tanımlı sabit sayı

KISALTMALAR

Dökümanda kullanılan kısaltmalar aşağıda listelenmiştir:

EVN	: En verimli nokta (%) – “BEP”
KY	: Kısmi yük (%) – “PL”
AY	: Aşırı yük (%) – “OL”
ESOB	: Uçtan emmeli kendinden yataklı
ESCC	: Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı
ESCCi	: Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı eş eksenli
MS-V	: Düşey milli çok kademeli
MSS	: Dalgıç çok kademeli

FprEN 16480 – ROTODİNAMİK POMPALARDA MİNİMUM VERİM ENDEKSİ

Minium Verim Endeksi, kısa adıyla MVE, pompalar için en verimli nokta, kısmi yük noktası ve aşırı yük noktasındaki verim değerlerini ölçümlendirebilmek için kullanılan birimsiz bir skaladır. Bu skalanın oluşturulması amacıyla Darmstadt Teknik Üniversitesi tarafından yapılan çalışma kapsamında, Avrupalı üreticilerden toplanan 2400’ü aşkın verinin istatistiksel

değerlendirmeleri, genel akışkanlar dinamiği kuralları ve teknolojik yaklaşımlara dayanarak yapılarak, hesaplama algoritması formülize edilmiş ve pompa tiplerine ilişkin verilen sabitlerle, hesaplamaların ayrışması sağlanmıştır (3).

Standarda tabi tutulan pompa tipleri 5 ana başlık altında toplanmıştır:

- 1) ESOB: Uçtan emmeli kendinden yataklı
- 2) ESCC: Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı
- 3) ESCCi: Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı eş eksenli
- 4) MS-V: Düşey milli çok kademeli
- 5) MSS: Dalgıç çok kademeli (MSS)

Tüm tipler için uygulanacak formülasyon ortak olup, hesaplamalarda kullanılacak C sabit değeri pompa tipi ve devir sayısına bağlı bir değişken olarak tablodan seçilmelidir.

Hesaplama adımlarını sırasıyla listelersek (4);

- 1) Özgül hızın hesaplanması : Dönüş hızı, çarkın en verimli noktasındaki debi ve kademe başma düşen indirgenmiş basma yüksekliği değeri kullanılarak özgül hız hesaplanır.

$$n_s = n_N * \frac{Q_{EVN}^{0.5}}{60 * (H_{EVN}/i)^{0.75}}$$

- 2) “x” ve “y” değerlerinin hesaplanması : Özgül hızın logaritmik hesabıyla x, en verimli noktanın logaritmik hesabıyla da y değerleri elde edilir.

$$x = \ln(n_s)$$

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

- 3) Min. verim endeksinin hesabı: x, y ve tablodan okunan C değeri “Tablo-1” kullanılarak en verimli noktadaki gerekli minimum verim değeri hesaplanır.

$$(\mu_{EVN})_{min. ger} = -11,48x^2 - 0,85y^2 - 0,38xy + 88,59x + 13,46 - C$$

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Minimum efficiency index (MEI) and its corresponding C-value depending on the pump type and speed							
C-value for MEI	MEI = 0.10	MEI = 0.20	MEI = 0.30	MEI = 0.40	MEI = 0.50	MEI = 0.60	MEI = 0.70
C (ISO-B, 1 450)	132,58	130,68	129,15	128,07	126,97	126,10	124,53
C (ISO-B, 2 900)	135,60	133,43	131,61	130,27	129,38	128,12	127,06
C (ISO-C, 1 450)	132,74	131,20	129,77	128,46	127,38	126,57	125,46
C (ISO-C, 2 900)	135,93	133,82	132,23	130,77	129,86	128,80	127,75
C (ISO-CL, 1 450)	136,67	134,60	133,44	132,50	131,00	130,32	128,98
C (ISO-CL, 2 900)	139,45	136,53	134,91	133,69	132,65	131,34	129,83
C (ISO-V, 2 900)	138,19	135,41	134,89	133,95	133,43	131,87	130,17
C (ISO-S, 2 900)	134,31	132,41	130,94	128,79	127,27	125,22	123,84

Tablo -1

- 4) Kısmi ve aşırı yük endekslerinin hesabı: Hesaplanan en verimli noktanın verim endeksi istatistiksel analizler sonucu çıkmış çarpanlarla çarpılarak hesaplanır.

$$(\mu_{KY})_{min,ger} = 0,947 * (\mu_{EVN})_{min,ger}$$

$$(\mu_{AY})_{min,ger} = 0,985 * (\mu_{EVN})_{min,ger}$$

Üretici, bu hesaplama sonucu ulaşılan, pompaya ait minimum verim endeksini ürün etiketinde ve kataloglarında beyan etmekle yükümlüdür. MVE değeri yeterli olmayan yada hesaplanmamış pompaların "CE" işaretini taşımaları AB kuralları gereği yasaklanmıştır. Ülkemizde Bilim Sanayi Bakanlığınca yapılan son yasal düzenleme sonucu, benzeri yaklaşım 31 Aralık 2015 tarihli 29579 sayılı resmi gazetede yayınlanmış ve yerli üreticilerinde, bu yükümlülükleri yerine getirmeleri istenmiştir (4).Yapılan çalışmanın sonucu olarak Avrupa Birliği direktiflerini aynen korunması ve Türkiye'de uygulanması öngörülmüştür.

Buna göre su pompasının etiketinin üzerinde veya yanında silinmeyecek şekilde gösterilmesi gereken bilgiler;

- 1) Minimum verimlilik endeksi: $MVE \geq [x,xx]$
- 2) Üretim Yılı
- 3) İmalatçının ismi, markası ya da ticari kodu ve üretim yeri
- 4) Ürün tip ya da boyut tanımlayıcı bilgisi
- 5) Çapı düşürülmüş olan hidrolik pompa verimi $[xx,x]$ ya da gösterge şeklinde $[-.-]$

Ayrıca su pompalarının teknik dosyalarında ve su pompaları üreticilerinin serbestçe ulaşımına imkan veren internet sitelerinde yer alması gereken ilave bilgiler şu şekildedir;

- 1) Standart metin : En verimli su pompaları için kriter $MVE \geq 0,70$ ya da gösterge şeklinde "kriter $MVE \geq 0,70$ "
- 2) Verim karakteristiklerini içeren pompa performans eğrileri
- 3) Standart metin : "Çapı düşürülmüş bir çarka sahip pompanın verimi genelde tam çark çapındapompaya göre düşüktür.Çark çapı çalışma noktasına uygun

olacak şekilde düşürülmüştür.MVE tam çarklı çapa göre belirtilmiştir.

- 4) Standart metin : " Bu pompa işletmede farklı çalışma noktaları ile daha yüksek verimlerde ve kontrollü olarak daha ekonomik çalıştırılabilir.Örneğin sistem karakteristikğine uyum gösterecek şekilde değişken devirli sürücüler ile ayarlamalar yapılabilir."
- 5) Pompa ömrünün sonunda, demontaj, geri dönüşüm ve imha bilgileri
- 6) -10 °C altında çalışacak su pompaları için standart metin : "sadece -10 °C altında kullanım için tasarlanmıştır. "
- 7) +120 °C üstünde çalışacak su pompaları için standart metin : "sadece +120 °C üstünde kullanım için tasarlanmıştır. "
- 8) -10 °C altında ve +120 °C üstünde kullanım için tasarlanan temiz su pompaları için gerekli teknik bilgi ve karakteristik özellikleri belirtilir.
- 9) Standart metin : " Verimlilik göstergesi örnek, [www.pompsad.org.tr]'de görülebilir
- 10) MVE: 0.7 için pompa temelli verimlilik göstergesi grafiği figürde gösterilmiştir. Benzer şekilde MVE : 0.4 için verim grafiğine de ulaşılabilir.

Piyasanın gözetimi ve denetimi amaçlı doğrulama prosedürleri sanayi bakanlığı tarafından yayınlanan prosedür doğrultusunda yapılacaktır. Buna göre izlenecek yol aşağıdaki gibidir :

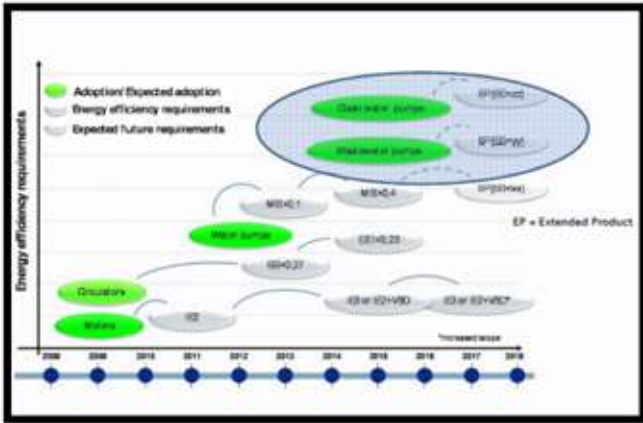
- 1) Bakanlık, model başına bir numune olarak test yapar ve gerektiğinde olumsuz çıkan test sonuçları ve alınan önlemler hakkında Avrupa Komisyonunu Ekonomi Bakanlığı vasıtasıyla bilgilendirir.
- 2) Eğer ölçülen pompa hidrolik en verimli nokta, kısmi ve aşırı yük için prosedürlerde belirtilen değerlerden en fazla %5 düşük olarak sapma göstermiyorsa model tebliğinde belirtilen şartlara uygun kabul edilir
- 3) Eğer bu prosedürlere uygunluk sağlanmıyorsa, bakanlık ürünlerden rastgele 3 numune daha alarak test eder ve gerektiğinde olumsuz çıkan test sonuçları ve alınan önlemler hakkında Avrupa Komisyonunu Ekonomi bakanlığı aracılığıyla bilgilendirir.
- 4) Eğer pompa aşağıdaki 3 farklı testten de geçer ise pompa yönergede belirtilen şartları sağlıyor kabul edilir.
 - a) Eğer 3 farklı pompanın ölçülen pompa hidrolik verimlerinin aritmetik ortalaması en verimli nokta "EVN" için prosedürde belirtilen değerden en fazla %5 düşük olarak sapma göstermiyorsa,
 - b) Eğer 3 farklı pompanın ölçülen hidrolik verimlerinin aritmetik ortalaması kısmi yük "KY" için prosedürde belirtilen değerlerden en fazla %5 'ten düşük olarak sapma göstermiyorsa,
 - c) Eğer 3 farklı pompanın ölçülen hidrolik verimlerinin aritmetik ortalaması aşırı yük "AY"

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

- için Ek-2’de belirtilen değerlerden en fazla %5 ‘ten düşük olarak sapma göstermiyorsa,
5) Eğer model pompa, bu ekin 4. maddesinde belirtilen kıstasları sağlamıyorsa ise bu Tebliğe aykırı olarak kabul edilir.

GENİŞLETİLMİŞ ÜRÜN YAKLAŞIMI

Enerji korunum kapsamının genişletilmesi ve daha fazla kazanım sağlanabilmesi hedefiyle başlatılan çalışmalarda varılacak bir sonraki nokta, genişletilmiş ürün yaklaşımı olarak nitelendirilen pompa, motor, kontrol sistemi ve tüm devre elemanlarının da dâhil edildiği, sistem verimindeki kazanımla yönelik yapılan çalışmalar olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu sayede şuan EVN kriterleri kapsamında değerlendirilmeyen diğer ürünlerde hesaplama katılarak karşımıza MEI + IEx = EEI (EVN+ IEx = EVI) değerlendirmesi “Tablo-2” olarak çıkacaktır (1)



Tablo-2

Yol haritasına göre su pompaları için öngörülen kazanç 35TWh olup bu metodolojinin tüm pompalara uygulanabilmesi için çalışmalar yapılacaktır. Bu çalışmaların devamında kapsamın genişletilerek, yatay dik milli pompalar, basınçlandırma üniteleri, dalgıç atık su pompaları ve 12" çapa kadar tüm derinkuyu pompalarının genişletilmiş ürün yaklaşımına dâhil edilmesi düşünülmekte ve neticesinde ilave olarak 5.5 TWh’lik bir enerji kazanımının (yatay dik milli pompaların kazanımı hariç) daha elde edilmesi planlanmaktadır.

Projenin takvimine bakıldığında “Tablo-3” 2017 hedef bitirme tarihi olarak görülmektedir.

Tarih	İşlem
Aralık 2014	Çalışmanın sunumu
Mayıs 2015	Web sitenin sunumu
Aralık 2015	İlerleme raporu
Şubat 2016	Ortaklar toplantısı
Mart 2016	5 numaralı taslağın yayınlanması
Nisan 2016	6 numaralı taslağın yayınlanması
Haziran 2016	7 numaralı taslağın yayınlanması
Haziran 2016	Final rapor taslağı
Aralık 2014-Ocak 2017	Teknik destek
Şubat 2016-Ocak 2017	Teknoloji yol haritası
Ocak 2017	Final rapor

Tablo -3

Genişletilmiş ürün yaklaşımı değerlendirmesi kapsamında yapılan çalışmanın neticesinde öngörülen potansiyel enerji kazanım oranları ürün bazında aşağıdaki şekilde “Tablo-4” de hesaplanmıştır.

Pompa Tipi	AB Toplam Enerji Tüketimi	
	TWh/yıl	Toplam %
Uçtan Emmeli Temiz su pompaları		
ESOB (≤150kW)	42.5	18.8 %
ESOB (150kW-1MW)	6.4	2.8 %
ESCC (≤150kW)	39.0	17.2 %
ESCCi (≤150kW)	24.4	10.8
Dalgıç Derinkuyu Temiz Su pompaları		
MSS (≤6")	24.7 (4"-6")	10.9 %
MSS (>6 ve ≤12")	21(8-10-12")	9.3 %
MSS (>12)	5.2	2.3 %
Dikey ve Yatay Milli Çok Kademeli Temiz Su Pompaları		
MS-V (≤25 bar)	6 (Dik milli)	2.7 %
MS-V (25-40 bar)	6.4 (Dik milli)	2.8 %
MS-H (≤25 bar)	N/A	N/A
MS-H (25-40 bar)	N/A	N/A
Diğer Temiz Su Pompaları		
Kendinden emişli pompa	N/A	N/A
Basınçlandırma pompa.	N/A	N/A
Yüzme Havuz Pompaları		
Küçük Y.H.P (≤2.2kW)	6.9	3.1 %
Büyük Y.H.P (>2.2kW)	2.3	1.0 %
Santrifüj Dalgıç Atık Su Pompaları		
Radyal pompa (≤160kW)	18.0	8.0 %
Karışık ve eksenel akışlı	1.0	0.5 %
Körkuyu Pompası	3.9	1.7 %
Katı parçacık içeriği yüksek su pompaları		
Santrifüj dalgıç drenaj p.	4.0	1.8 %
Çamur Pompaları		
Ç.P. – Zayıf içerikli	9.4	4.1 %
Ç.P – Yoğun içerikli	1.1	0.5 %
Toplam enerji kazanım potansiyeli tüm su pompaları için	226.2	%100

Tablo-4

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Uygulanabilirlik ve kazanç değerlendirmelerinin yapılması sonucunda yüksek olasılıkla kapsam içinde bulunacak pompa tipleri Tablo-5'de gösterilmiştir.

Kategori	Min. Potansiyel [TWh]	Max. Potansiyel [TWh]
ESOB (≤ 150 kW)	11	15.12
ESCC (≤ 150 kW)	12	17.32
ESCCi (≤ 150 kW)	5.7	7.92
MSS ($\leq 6''$)	0.8	2.57
MSS (> 6 ve $\leq 12''$)	0.6	1.82
MSS (> 12)	5.9	7.76
MS-V (≤ 25 bar)	1.6	2.13
MS-V (25-40 bar)	3.8	3.8
MS-H (≤ 25 bar)	2	2
Basınçlandırma pompaları	1	1.2
Santrifuj Dalgıç Atık Su Pompaları	0	2.137

Tablo-5

Bu pompaların dışında kazanım potansiyelleriyle bu kapsam içine alınması değerlendirilmeye tabi tutulabilecek diğer pompa tiplerine Tablo-6'da yer verilmiştir.

Kategori	Min. Potansiyel [TWh]	Max. Potansiyel [TWh]
ESOB (150kW-1MW)	0.3	0.46
MSS (> 12)	0.1	0.17
Küçük Havuz P. (≤ 2 kW)	0	0.55
Büyük Havuz P. (> 2 kW)	0	0.05
Korkuyu Atık su pompaları	0	0.46
Çamur Pompaları	0	0.51
Kendinden emişli pompalar	Veri yok	

Tablo-6

Tüm bu değerlendirmelerin ve çalışmaların ışığında hazırlıkları başlayan 2 yeni Avrupa standardı genişletilmiş ürün yaklaşımı metodolojisinin belirlenmesi ve Enerji Verim Endeksinin (EEI) ölçülmesi kavramlarına açıklık getirerek uygulamadaki eksiklikleri gidermeyi hedeflemektedir. Bu standartların saha uygulamalarına takip sistemleriyle entegrasyonu ise, kullanıcıların yasal zorunluluklara uyumunu hızlandıracaktır (1).

- EN Standard on EPA (1) – Development, Validation and Application of Semi-Analytical Model for the Determination of the Energy Efficiency Index of Single Pump Units, Part 1: General Description of the methodology
- EN Standard on EPA (2) – Development, Validation and Application of a Semi-Analytical Model for the Determination of the Energy Efficiency Index of Single Pump Units Quantification of the energy efficiency of water pump Units : Part 2: Single Pump Units

SONUÇ

Küresel ısınmayı oluşturan etmenlerin azaltılması ve yok edilmesi hedefi, günümüzde üretim eğilimlerini belirleyen ve teknolojiyi şekillendiren bir unsur haline gelmiştir. Bu bağlamda pompa ve motor odaklı yapılan çalışmalar Avrupa'da "Europump", Amerika'da "Hydraulic Institute" gibi organizasyonlar tarafından yürütülmekte olup, uluslararası kuruluşların ve devlet kurumlarının da katılımlarıyla uygulamadaki yerlerini almaktadır. Halen pompa sektöründe yürürlükte olan ve belli ürünlerin kapsam dâhilinde değerlendirildiği EVN 0.4 (MEI 0.4), yapılacak çalışmalar neticesinde gelecekte yerini EEI (Enerji verim endeksi)'ye bırakacak, kapsam genişletilecek ve enerjinin korunumu yaygınlaştırılacaktır.

Burada biz üreticilere düşen görev, ürünlerimizin verim endekslerini, en az direktiflerde belirtilen seviyelere çıkarmak olacaktır. Son kullanıcıların, enerjinin korunumu konusunda bilinçlenmesi amacıyla yürüteceğimiz çalışmalar da misyonumuzun bir diğer ortak ödevidir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanmasında verdikleri desteklerden dolayı çalışma arkadaşlarımız James Jim Volk, Peter Klippel ve Impo Motor Pompa A.S Genel Müdürü Volkan Feççi'ye teşekkürü bir borç bilirim.

KAYNAKLAR

Kaynakları metinde geçen sıra ile ve dolayısıyla verilen sıra numaraları ile buraya yazınız. Aşağıdaki biçimde yazınız rica olunur.

1. "Eco design requirements for water pumps" Commission Regulation with No: 547/2012, 25 June 2012, Official Journal of the European Union
2. "Pumps-Minimum required efficiency of rotodynamic water pumps", prEN 16480:2014 - December 2015, European Committee for Standardization
3. Europump HI Update Standards & Technical Commission February 14th, 2016
4. "Su Pompaları ile ilgili çevreye duyarlı tasarım gereklerine dair tebliğ"- Resmi Gazete, 31 Aralık 2015 Sayı 29579

ABSTRACT

Within the scope of global energy consumption strategies, eco-design parameters have been applied to pumps and manufacturers have to publish, and comply minimum efficiency index parameters since 2013. Based on today's regulations and directives, MEI 0.4 parameters are in use. Regarding ongoing studies in all around the world, we can foresee that the scope of regulations will be enlarged, the approach will be changed to extended product approach, and more products are going to be evaluated with their energy efficiency index.

SALYANGOZ GEOMETRİSİNİN SANTRİFÜJ POMPALARIN PERFORMANSINA ETKİLERİ

Sevil İncir

Sayısal Analiz Uzmanı
Alarko-Carrier Sanayi Tic. A.Ş.
sevil.incir@alarko-carrier.com.tr

ÖZET

Günümüzde en çok kullanılan pompa türü santrifüj pompalardır. Santrifüj pompalar hafif olması, basit yapısı, yüksek hızlarda çalışabilmesi gibi nedenlerden dolayı en çok tercih edilen pompalardır. Santrifüj pompalar dönme hareketi yapan çark ve hareketsiz kısım olan salyangozdan oluşmaktadır. Akışkan belirli bir basınçla pompanın çarkına doğru ilerler ve çark dönme hareketi yaparak akışkana hız kazandırır. Bu hız gövdenin yönlendirmesiyle basma yüksekliğine dönüştürülür. Pompanın performansı açısından çark ve salyangoz geometrileri çok önemlidir. Bu çalışmada salyangoz geometrisinin performansa etkilerinin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla bir santrifüj pompa için farklı salyangoz geometrileri durumundaki akış “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği” (HAD) yöntemleri ile modellenmiştir. Modelleme sonlu hacimler metodu kullanan Ansys CFX yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bir salyangoz geometrisi için deney yapılmış ve sonuçlar HAD sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

GİRİŞ

Salyangoz geometrisi pompa verimi açısından çok önemlidir. Spiral salyangoz gövdesi iyi dizayn edilirse, hidrolik kayıplar minimum değere düşer ve pompa genel verimi artar. Literatürde salyangoz tasarımı üzerine çalışılmış birçok makale ve yayın bulunmaktadır. S. Yang ve arkadaşlarının HAD kullanarak pompa salyangoz tasarım metodu üzerindeki araştırması bunlardan bir tanesidir [1]. Salyangoz performansını etkileyen beş farklı geometrik parametreyi incelemiş ve performanslarını karşılaştırmıştır. K. Thin ve arkadaşları radyal pompa tasarlamış ve performans analizini gerçekleştirmiştir [2]. Performans analizini yaparken şok kayıplarını, kanat, salyangoz ve disk sürtünme kayıplarını dikkate almışlardır. H.B. Jin ve arkadaşları radyal pompalarda salyangoz kesit alanının performansa etkisini yine HAD analizi ile incelemişlerdir [3].

Bu çalışmada salyangoz geometrisinin radyal pompaların performansına etkisi incelenmiştir. İlk olarak elimizdeki çark

geometrisine uygun 3 farklı salyangoz tasarlanmıştır. Bu tasarımlar Ansys Vista CPD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu programda elde edilen geometriler üzerinde çeşitli değişiklikler yapılmış ve Ansys CFX yazılımı kullanılarak çark ve salyangoz üzerindeki akış incelenmiştir. Salyangozun spiral yapısı sabit açısal momentum kuralına uygun olarak tasarlanmıştır. Salyangozun kesiti dairesel olarak tasarlanmıştır. 3 tasarımda salyangozun dil bölgesi ile kanat arasındaki radyal uzaklıklar farklı belirlenmiştir. Buradaki uzaklıklar 8, 9 ve 10.5 mm olarak belirlenmiştir. Üç farklı salyangoz geometrisi ile yapılan HAD analizleri sonucunda pompanın basma yükseklikleri hesaplanmış ve karşılaştırma yapılmıştır. Basma yüksekliği en fazla olan geometri ile farklı debi değerlerinde deneyler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar HAD sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

YAPILAN ÇALIŞMALAR

Salyangoz tasarımında önemli birkaç geometrik parametre bulunmaktadır. Bunlara örnek olarak spiral gövde kesitinin şekli, gövdenin dizayn metodu, dil bölgesi ile kanat arasındaki radyal uzaklık verilebilir.

Literatüre bakıldığında dairesel kesitli salyangoz gövdesinin diğerlerine göre daha verimli olduğu görülmüştür [1]. Bu nedenle tasarlanan üç salyangoz geometrisi de dairesel kesitlidir.

Spiral gövde dizayn metodu olarak birçok yöntem kullanılmaktadır. Bunlara örnek olarak spiral gövde içinden geçen akım hızının momentini sabit tutmak, çapın spiral salyangoz boyunca lineer olarak artırılması, sabit dönüş (swirl) gösterilebilir. Literatürdeki çalışmalara bakıldığında spiral gövde içinden geçen akım hızının momenti sabit kabul edilerek yapılan tasarımların daha verimli olduğu görülmüştür [1]. Bu çalışmada tasarlanan üç salyangoz geometrisi de Vista CPD programı kullanılarak akım hızının momenti sabit tutulacak şekilde oluşturulmuştur.

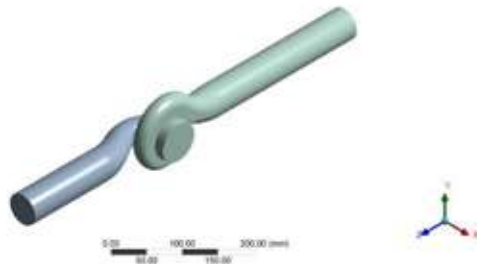
Döner çark ile salyangoz dili arasındaki uzaklık da salyangoz tasarımında önemli parametrelerden biridir. Kanat

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ile salyangoz dili arasındaki mesafe çok küçük ise pompa gürültülü çalışır ve kavitasyon oluşur. Bu mesafe çok büyük ise de pompadaki volumetrik verim düşer ve pompa gereğinden fazla enerji harcar. Bu çalışmada üç farklı radyal açıklığa sahip salyangoz tasarlanmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır.

KANAT VE SALYANGOZ GEOMETRİSİ

HAD analizi yapılırken ilk aşamada akışın inceleneceği bölge seçilir ve akış alanının geometrisi oluşturulur. **Şekil 1'**de analizi yapılan radyal pompanın akış alanı görülmektedir.



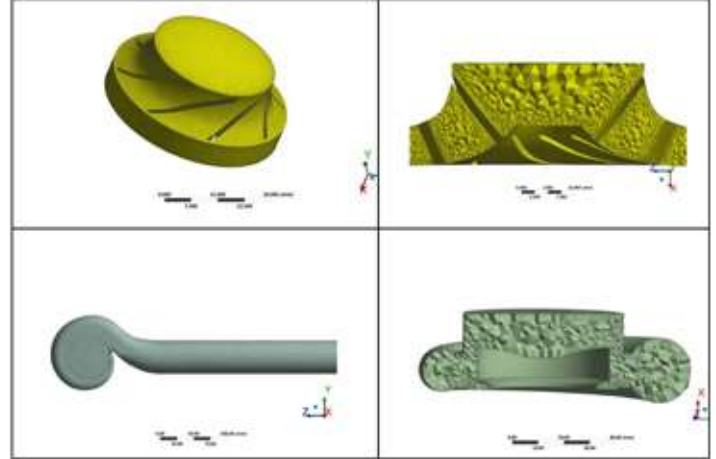
Şekil 1 : Akış alanı geometrisi

Akış alanı oluşturulurken giriş ve çıkış kısımlarında geometri uzatılır. Bunun sebebi akışın inceleneceği bölgede daimi hale gelmesini sağlamaktır. Bu çalışmada da giriş ve çıkış bölgesi uzatılarak incelenen bölgedeki akışın gelişmiş akış olması sağlanmıştır.

Salyangoz geometrisi Ansys Vista CPD programı kullanılarak tasarlanmış ve daha sonra üzerinde çeşitli değişiklikler yapılarak çark geometrisine uygun hale getirilmiştir. Salyangoz geometrisinin basma yüksekliği üzerindeki etkisini görmek için 3 farklı geometri tasarlanmıştır. Bu geometrilerdeki fark, kanat ve salyangoz dil bölgesi arasındaki uzaklıklardır. Bu uzaklıklar 8, 9 ve 10,5 mm olarak belirlenmiştir.

SAYISAL AĞ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde bir bölgedeki akış inceleneceği zaman üç aşamada işlemler gerçekleştirilmektedir. Birinci aşama analiz hazırlık aşamasıdır. Sayısal ağın oluşturulması da bu aşamada gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada **Şekil 2'**de gösterilen sayısal ağ Ansys Meshing programı kullanılarak oluşturulmuştur. Sayısal ağ oluşturulurken belirli kurallara dikkat edilmesi gerekmektedir. Bunlardan en önemlisi sınır tabakanın oluşturulmasıdır. Bunun yanında oluşturulan her bir elemanın sayısal ağ kalite kriterlerini sağlaması gerekmektedir.



Şekil 2 : Sayısal ağ

Bu çalışmada oluşturulan sayısal ağ yaklaşık 5e6 elemandan oluşmaktadır. Çark kısmındaki akış hızı ve değişim yüksek olduğundan bu bölgedeki eleman sayısı diğer kısımlara göre daha fazladır. Çark kısmı yaklaşık 3e6 elemandan oluşmaktadır.

ÇÖZÜCÜ

Analiz hazırlık aşamalarından bir tanesi de problemin fiziğinin tanımlanmasıdır. Bu aşamada problemde hangi modellerin çözüleceği, sınır şartları, başlangıç koşulları gibi tanımlamalar yapılır. Bu çalışmada çözücü olarak Ansys CFX yazılımı kullanılmıştır. Ansys CFX sonlu hacimler yöntemini kullanan bir çözücüdür.

Radyal pompa analizinde akış zamandan bağımsız olarak çözülmüştür. Kullanılan sınır şartları Tablo 1'de gösterilmektedir.

Tablo 1 : Sınır şartları

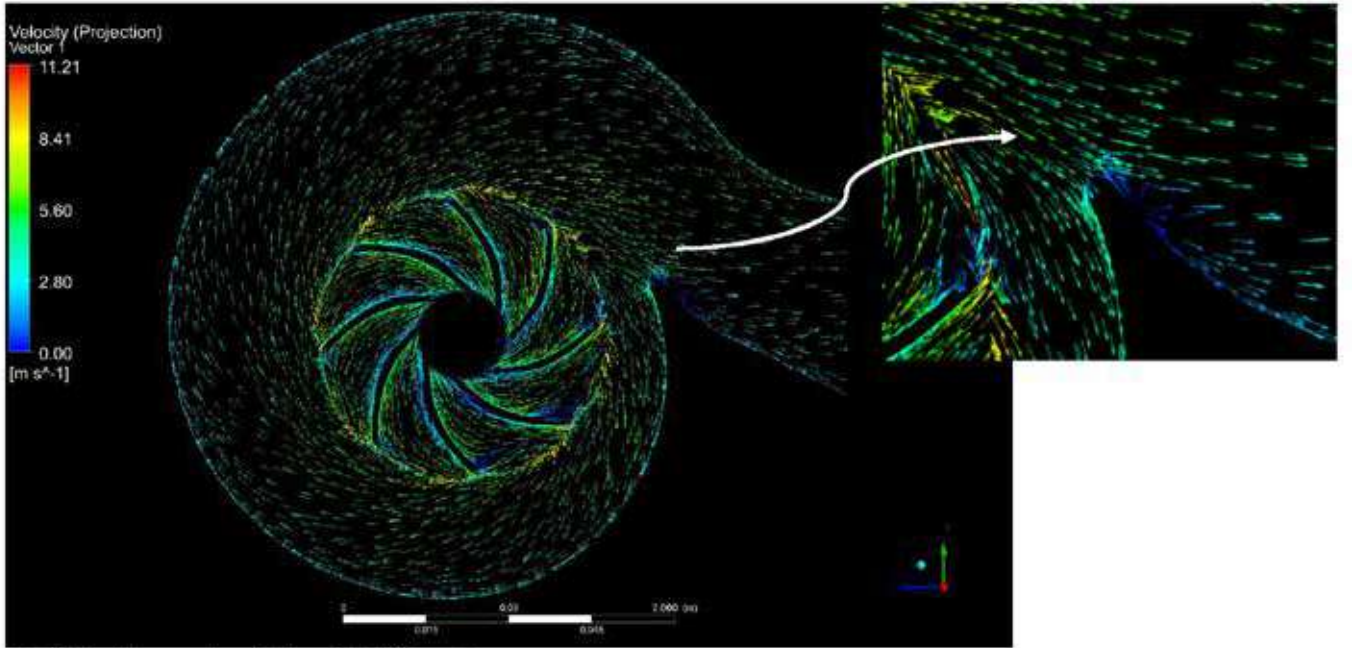
Sınır koşulu ve uygulanan yüzeyler	Uygulanan sınır şartı
Giriş basıncı	0 Pa
Çıkış debisi	10.5 m ³ /h
Çark hacmi dönüş hızı	4800 rpm

Gerekli sınır şartlarının tanımlanmasının yanında sonuçların yakınsama kriterlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu analiz için yakınsama kriterlerinden biri olan artan (residual) 10⁻⁴ seçilmiştir. Bunun yanında izleme noktaları oluşturularak bu noktalardaki verilerin iterasyonlara bağlı olarak değişip değişmediği kontrol edilmiştir. Analiz yaklaşık 4000 iterasyon sonra yakınsamıştır.

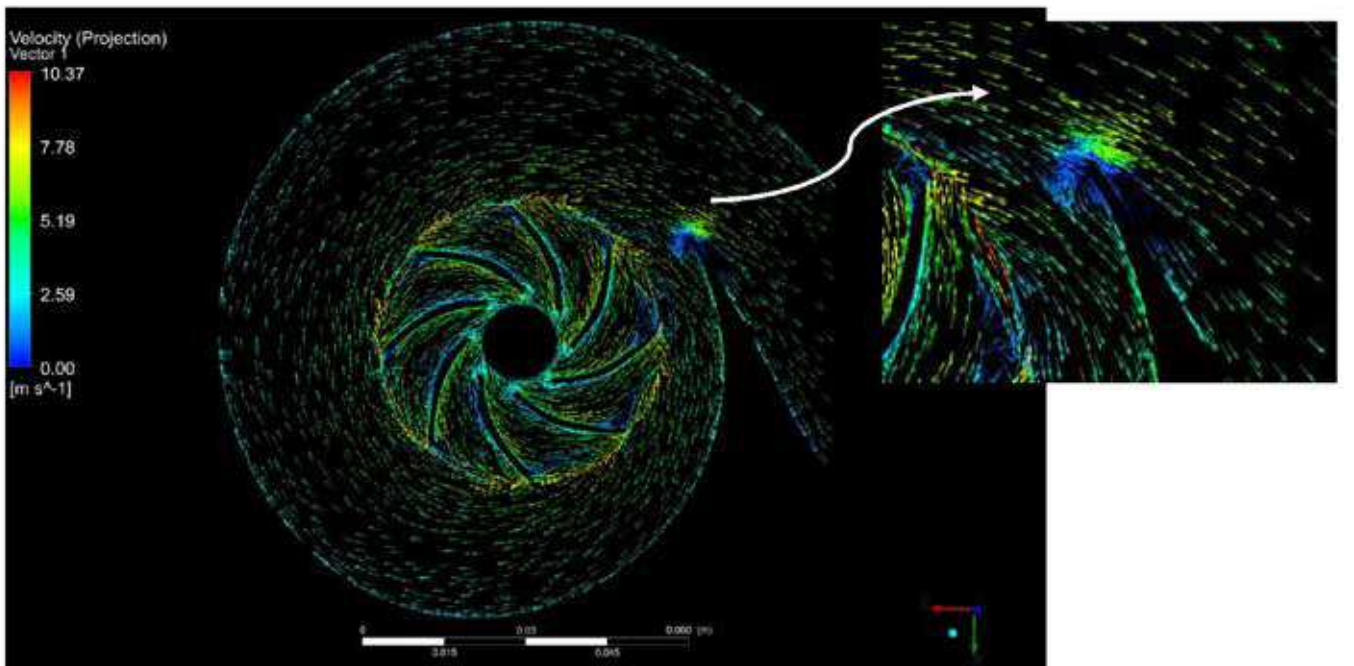
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ANALİZ VE DENEY SONUÇLARI

Üç farklı salyangoz geometrisi için analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçları aşağıda verilmiştir. Çark ile salyangoz arasındaki uzaklık birinci tasarımda 10,5mm, ikinci tasarımda 9mm ve üçüncü tasarımda 8mm'dir.

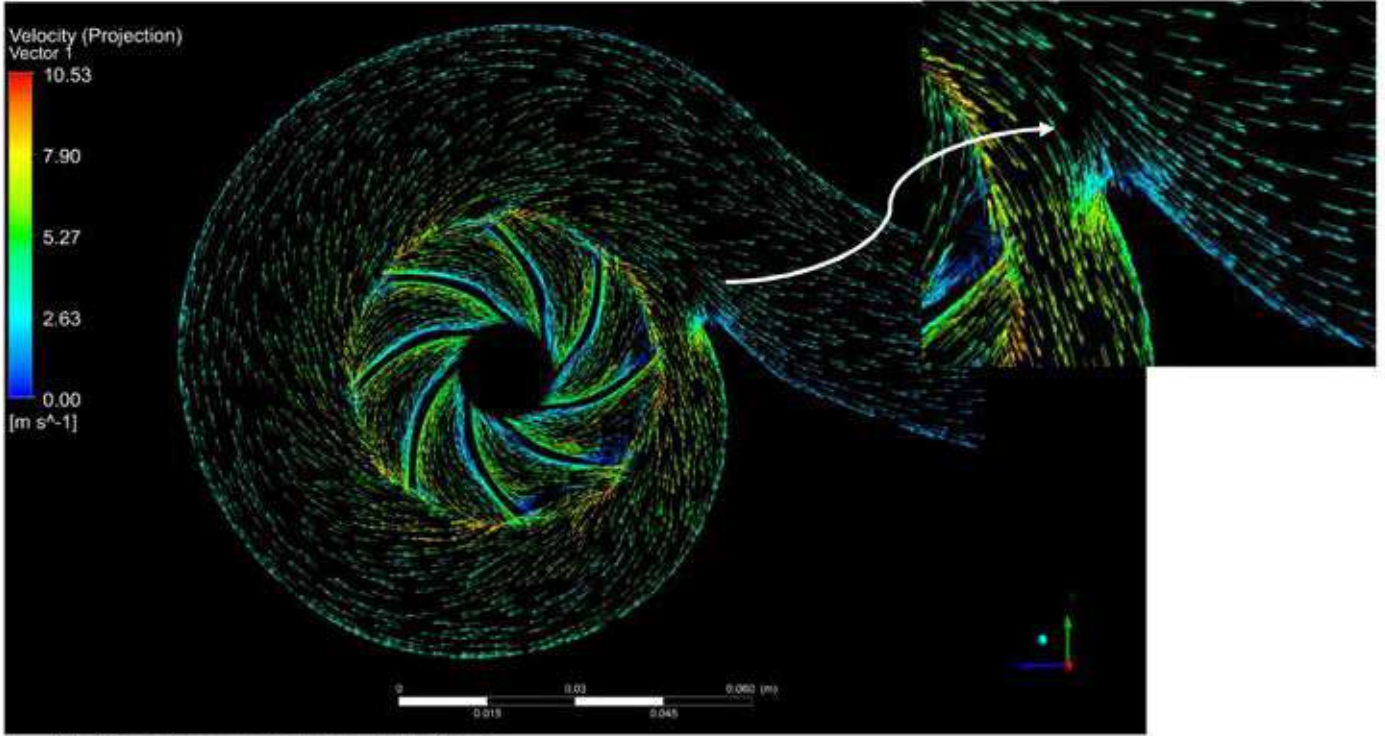


(a) Birinci tasarım (radyal uzaklık 10,5 mm)



(b) İkinci tasarım (radyal uzaklık 9mm)

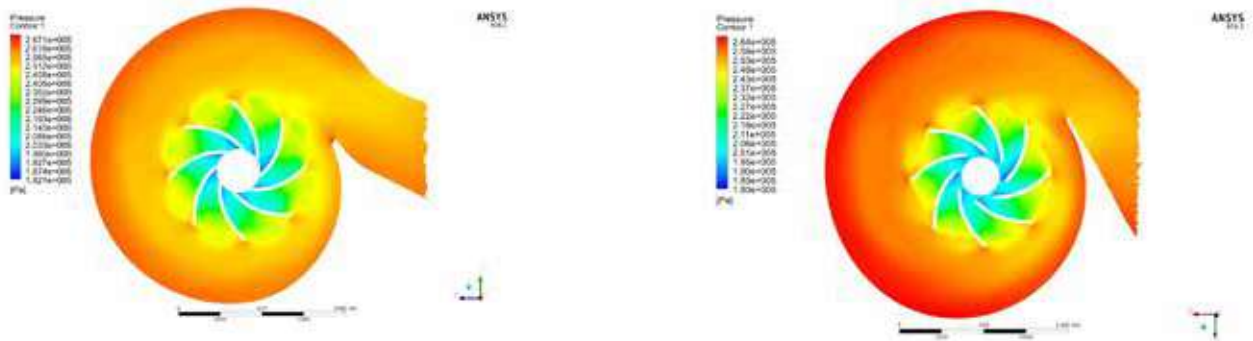
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



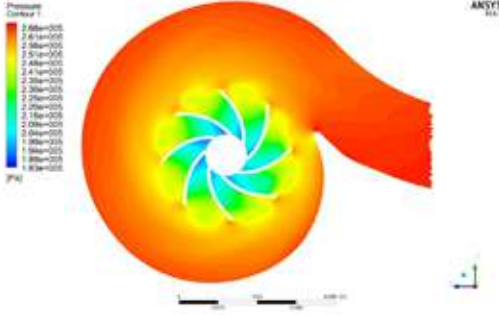
(b) Üçüncü tasarım (radyal uzaklık 8mm)

Şekil 3 :İzafi(relative) hız vektörleri

Salyangoz geometrilerinden alınan orta kesitte izafi hız vektörleri çizdirilip, dil bölgesindeki akış incelenmiştir. İzafi hız vektörlerinin geometri yüzeyinden kopmadan onu takip etmesi istenir. Şekil 3'teki sonuçlara bakıldığında en iyi sonucu üçüncü tasarımın verdiği görülmektedir.



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 4 : Basınç dağılımı

Üç salyangozdaki basınç dağılımlarına bakıldığında salyangoz çıkışında ortalama en yüksek basınç üçüncü tasarımda görülmektedir. Basıncın diğerlerine göre yüksek olması bu pompanın basma yüksekliğinin daha fazla olacağını göstermektedir. Birinci ve ikinci tasarımlar kıyaslandığında ise ikinci tasarımın daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.

Yapılan HAD analizleri sonucunda çark ile dil bölgesi arasındaki uzaklık arttıkça basma yüksekliğinin düşeceği görülmüştür. Burada unutulmaması gereken bu mesafe küçüldükçe gürültü ve kavitasyonun artacak olmasıdır. Çark ile dil bölgesi arasındaki mesafe belirlenirken en optimum nokta seçilmelidir.

HAD analizleri sonucunda salyangoz geometrileri içinde üçüncü tasarımın daha iyi sonuç verdiği görülmüş ve farklı debi değerlerindeki basma yükseklikleri deneylerle ölçülmüştür. Tablo 2’de deney sonuçları ile HAD analizi sonuçlarının karşılaştırması verilmiştir.

Tablo 2 : Deney ve HAD sonuçları

Deney		HAD		Hata (%)
Q(m ³ /h)	H(m)	Q(m ³ /h)	H(m)	
10,5	6,407	10,5	6,72	4,6
8,71	6,839	8,71	6,88	0,6
6,63	7,457	6,63	7	6,1
4,34	7,844	4,34	7,415	5,4

Deney sonuçları ile HAD analiz sonuçları arasında en fazla %6’lık bir farklılık görülmektedir ve bu hata kabul edilebilir.. Bunun sebebinin de analiz sırasında yapılan kabuller ve deneylerdeki hata payları olduğu düşünülmektedir.

SONUÇ

Bu çalışmada mevcut bir çark geometrisi için üç farklı salyangoz tasarlanmış ve akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Salyangozun çark ile dil bölgesi arasındaki radyal uzaklık üç tasarımda da farklı olup, pompanın performansına etkisi

incelenmiştir. Sonuçta çark ile dil bölgesi arasındaki radyal uzaklığın en düşük olduğu salyangozun performansının diğerlerine göre daha iyi olduğu görülmüştür. Burada unutulmaması gereken buradaki radyal uzaklık azaldıkça gürültü ve kavitasyonun artacağıdır. Bu nedenle çark ile dil bölgesi arasındaki uzaklığa karar verilirken optimum noktanın seçilmesi gerekir. Bunun yanında tasarım gürültü ve kavitasyon açısından da incelenmelidir.

KAYNAKLAR

- 1.S. Yang, F. Kong, B. Chen, 2011, “Research on Pump Volute Design Method Using CFD”, International Journal of Rotating Machinery.
- 2.K.C. Thin, M.M. Khaing, K.M. Aye, 2008, “Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump”, World Academy of Science, Engineering and Technology.
- 3.H.B. Jin, M.J. Kim, W.J. Chung, 2012, “A Study on the Effect of Variation of the Cross-sectional Area of Spiral Volute Casing for Centrifugal Pump”, World Academy of Science, Engineering and Technology.
- 4.A.T. Gökeli, 2001, “Pompalar”, Birsen Yayınevi.

ABSTRACT

The centrifugal pumps are the most widely used types of pumps. They are preferred because of being lightweight, simple structure and operated at high speeds. They have two parts which are rotating impeller and volute as a stationary hydraulic part. The fluid flows to the pump impeller with a certain pressure and the rotating impeller accelerates the fluid. The speed of the fluid is converted into head with the body's orientation. The rotor and volute geometries are important for the pump performance. In this study, three centrifugal pump volute was designed. Effects of radial gap between impeller and volute tongue to the performance of pump were carried out using numerical method. Ansys CFX, which is a commercial 3D Navier-stokes CFD code that utilises a finite volume method to discretise the transport equations, is used for analysis. Experiments were carried out for one volute and the results were compared with CFD results.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SANTRİFÜJ POMPALARDA ÖNÇARK UYGULAMASININ POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ

Salih Deniz DEVELİ

Makina Müh.
Miksan Motor A.Ş.
info@miksanmotor.com

Oğuzcan MERCAN

Makina Müh.
Miksan Motor A.Ş.
info@miksanmotor.com

Uğurcan GÖRDÜK

Makina Müh.
İTÜ FBE Yüksek Lisans Öğrencisi
ugurcangorduk@gmail.com

Prof. Dr. Erkan AYDER

İTÜ Makina Fakültesi
aydere@itu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada takım tezgahları sektöründe soğutma sıvısı sirkülasyonu amaçlı kullanılan pompaların bazı tiplerinde bulunan önçark uygulamasının pompa performansına etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Takım tezgahlarında kullanılan pompalarda ön çark kullanımının amacı, depo içinde birikmiş olan metal talaşların, sıvı ile karışmalarının sağlanarak, bir filtre sistemine gönderilmesi ve burada metal talaşların soğutma sıvısından ayrılmasını sağlamaktır.

Bununla birlikte, bu tip pompalarda kullanılan ön çarkın, pompa performansını nasıl etkilediğine dair bir çalışmaya literatürde rastlanılmamıştır. Bu çalışmada 1 ½ " çıkış çapına sahip, tasarım noktasındaki basma yüksekliği 8 metre su sütunu, debisi 175 litre / dakika ve gücü 1,1 kW olan bir pompanın, basma yüksekliği, verimi ve mil gücünün debi ile değişimleri ön çarklı ve ön çarksız olarak ölçülmüştür. Böylece ön çarkın pompanın performansına etkileri değerlendirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalar sayısal hesaplamalarla da desteklenmiştir. Bu amaçla açık kaynak kodlu OpenFOAM yazılımı kullanılarak pompa içerisindeki akış hesapları yapılmış ve elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. OpenFOAM ile yapılan CFD çalışmalarında ön çarkın üç boyutlu akışları incelenmiştir.

GİRİŞ

Takım tezgahlarında kesme ve soğutma sıvısı sirkülasyonu amaçlı kullanılan pompalar, depo içindeki sıvıya dalmış biçimde çalışmaktadırlar. Son yıllarda uluslararası firmalar, bu tür pompaların bazı tiplerinde ön çark kullanmakta olup bunların "Quick Suction-Hızlı emiş" özelliğine sahip olduklarını kataloglarında belirtmektedirler.

Takım tezgahlarında soğutma ve kesme sıvısı yüksek hızla işlenen parça üzerine gönderilmekte, parçadan kaldırılan talaşla birlikte bir depoda toplanmaktadır. Bir pompa yardımı ile filtrasyon sisteminde talaş ve sıvı ayrıştırılarak tezgah deposuna gönderilmektedir. Sistemde takım tezgahının deposundan ve toplama tankının deposunda emiş yapan iki pompa yer almaktadır. Uygulamalarda bu iki pompadan genellikle filtrasyon sistemindekilerin ön çarklı olduğu görülmektedir. Bu pompanın içinden sıvı ile beraber talaş da geçmektedir. Filtrasyon sisteminin deposuna gelen talaşın deponun alt kısımlarında birikmemesi için karıştırılması gerekmektedir. Bu karıştırma pompanın ön çarkı ile yapılmaktadır.

Ayrıca kesme sıvısına katılan boryağının köpürmesi nedeniyle depo yüzeyinde köpük oluşmakta ve bu pompanın hava-sıvı karışımını emmesine yol açmaktadır. Özel hava atım kanalları ile donatılmış olan pompalarda kullanılan ön çark havanın tahliye işlemini de sağlamaktadır. Bu sayede özellikle taşlama tezgahlarında sıvı yerine sıvı-hava karışımının parça üzerine püskürtülmesinin yol açtığı bozukluklar da engellenebilmektedir.

Soğutma sıvısı deposundaki seviyenin pompa çarkı seviyesinin altına düşmesi durumunda da ön çark emiş işlemini sağlamakta ve pompanın değişken emiş derinliklerinde sorunsuz çalışmasını temin etmektedir.

Tüm bu kullanım yararlarına karşın literatürde soğutma sıvısı sirkülasyonu amaçlı kullanılan pompalarda ön çark kullanımına dair detaylı bir çalışma bulunmamaktadır.

Literatürde santrifüj pompalarda ön çarklar, kavitasyon nedeniyle kullanılmaktadır. Pompanın kavitasyonlu çalışmasının önlenmesinin pratik

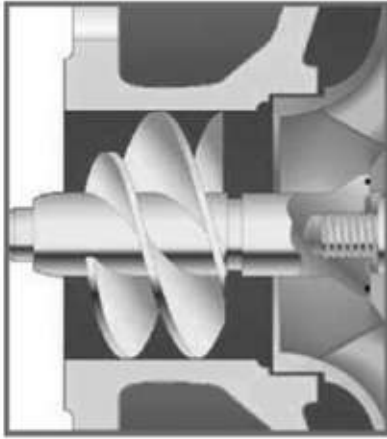
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

olmadığı durumlarda, önçark kullanımı ile kavitasyonun pompa performansını değiştirmesi engellenmektedir (Şekil 1). Bu durumda hasar gören ön çark belli aralıklarla değiştirilmektedir. Literatürde önçark kullanılan pompalar oldukça detaylı olarak çalışılmıştır.

LI Yao-jun et al.[1] hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile ön çarkın pompa karakteristiğine ve performansına olan etkisini incelemiştir. Hesaplamalar ile deneysel değerlerin gösterdiği görülmüştür.

Xiaomei et al.[2] önçarka yarım kanatlar ilave ederek, bu kanatların yerlerinin pompanın kavitasyon performansına etkilerini beş farklı önçark ile deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır. Yarım kanatların önçark hidrodinamik performansını çok fazla etkilemediği, fakat kavitasyon performansını önemli derecede iyileştirdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Takım tezgahlarında kullanılan pompalar sıvıya dalmış olarak çalıştıkları için kavitasyonun zayıf bir olasılıktır. Bu nedenle ön çark kullanımı kavitasyon nedeni değildir.



Şekil 1. Santrifüj pompalarda çarktaki kavitasyon hasarını önleme amaçlı ön çark kullanımı

Literatürde takım tezgahlarındaki pompalarda ön çark kullanımının değerlendirildiği herhangi bir çalışmaya rastlanılmamış olup, sadece birkaç tane patentin olduğu görülmüştür.

Bu çalışmanın temel amacı takım tezgahlarındaki pompalarda ön çark kullanımının gerçek nedenlerinin ortaya çıkartılmasıdır.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada 1 1/2 " çıkış çapına sahip, tasarım noktasındaki basma yüksekliği 8 metre su sütunu, debisi 175 litre / dakika ve gücü 1,1 kW olan bir

pompa ele alınmaktadır. Pompa takım tezgahlarında soğutma sıvısı dolaşımı amaçlı kullanılmakta olup GP tipi olarak firma katalogunda yer almaktadır (Şekil 2).



Şekil 2. GP tipi soğutma sıvısı dolaşım pompası

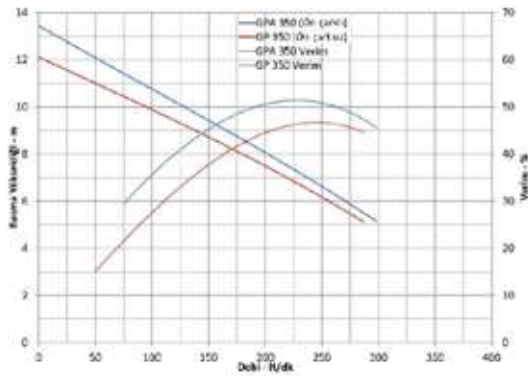
Pompanın performans testlerinin gerçekleştirildiği deney düzeneği Şekil 3'de gösterilmektedir. Pompa dalmış biçimde kapalı çevrim deney düzeneğine yerleştirilmektedir. Pompa çıkış basıncı bir madeni manometre ile ölçülmektedir. Debi manyetik debimetre ile pompayı süren elektrik motorunun şebekeden çektiği güç ise elektriksel güç analizörü kullanılarak belirlenmektedir. Pompa testleri ISO 9906:2012[3] standardına uygun olarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. Pompa performansı deney düzeneği

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

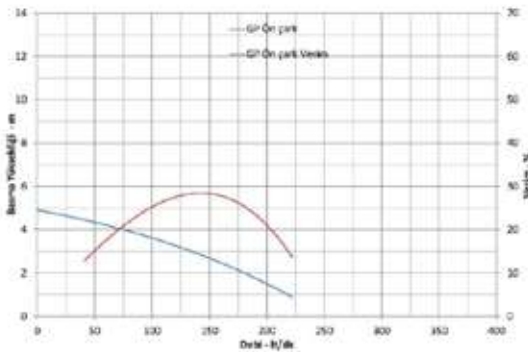
Söz konusu pompanın performans eğrileri (manometrik basma yüksekliği ve veriminin debi ile değişim eğrileri) pompanın ön çarklı ve ön çarksız hali için ayrı ayrı ölçülmüş olup Şekil 4'de gösterilmişlerdir. Deneylerde %5 derişiklik ve 1 cSt viskozitesindeki su-bor yağı karışımı kullanılmıştır.



Şekil 4. Ön çarklı ve ön çarksız pompanın performans eğrilerinin karşılaştırılması

Burada da görüldüğü gibi açık vanaya doğru debi birbirini yakalamaktadır. Fakat iki eğrinin kesişme noktası pompanın çalışma aralığı dışında kaldığı için görülememektedir.

Aynı pompa gövdesi içinde sadece ön çarkın performansı Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Sadece ön çarkın performans eğrisi

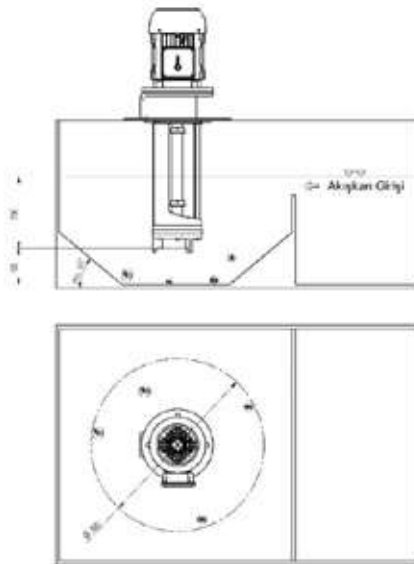
Bu sonuçlar göz önüne alındığında ön çarksız pompa ile sadece ön çark ayrı iki pompa olarak düşünülüp, bu iki pompanın seri bağlanması sonucu ön çarklı pompa elde edilmiş olduğu görülür. Yani iki karakteristiği topladığımız zaman ön çarklı pompanın karakteristiğini elde etmiş oluruz.

Ön çarksız pompanın emme ve karıştırma performansı:

Ön çarklı ve ön çarksız pompanın emme ve karıştırma deneylerini yaparken, literatürde belirtilen depo ölçülerinden yararlanılarak bir şeffaf

depo üretilmiştir. Üretilmiş olan deponun ölçülerini Şekil 6'da verilmiştir.

Pompanın emme ve karıştırma performansını gözlemleyebilmek için, deponun içine alüminyum ve çelik talaşları atılmıştır. Ön çarksız pompanın performansı gözlemlenmiştir. Buradan çıkan sonuç ön çarksız pompa tankın dibinde yer alan talaşları karıştırılamamış ve az da olsa pompanın yarattığı emiş gücüyle yoğunluğu küçük olan alüminyum talaşları basmıştır.



Şekil 6. Depo ölçüleri

Ön çarklı pompanın emme ve karıştırma performansı:

Yukarıda belirtilen test, aynı pompanın ön çark monte edilmiş şekli ile tekrarlanmıştır. Sonuç olarak, pompanın tankın dibinde talaşları karıştırarak ve alüminyum ve çelik talaşları bastığı gözlemlenmiştir. Bu sistemin devamında bu talaşlar filtre sistemine gönderilip depodan ayrıştırılmış olacaktır.

SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde sayısal çalışmalar CFD analiz modülü olan OpenFOAM yardımıyla yapılmıştır. İlk olarak OpenFOAM'dan biraz bahsederek; OpenFOAM açık kaynak kodlu bir cfd yazılımıdır. Çoğunlukla üniversiteler tarafından geliştirilmiş çözücülere sahiptir. Program linux tabanlıdır ve ücretsizdir. Linux işletim sisteminin çalışma ile aynı şekilde çalışır. Bu sistem klasörleme sistemidir. Görsel ara yüzü bulunmamaktadır, düzenlemeler klasörler içerisindeki text dosyalarında yapılır ve program terminal altında çalışır

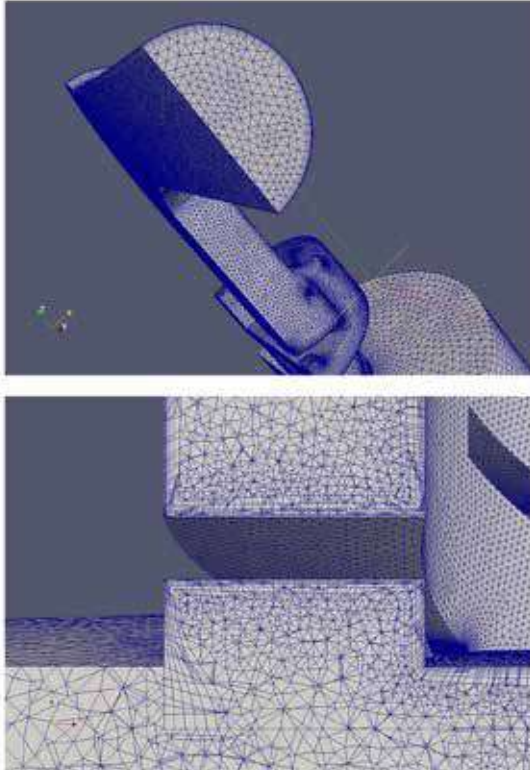
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Yapmış olduğumuz çalışma GPA pompa içinde sadece ön çarkın sayısal çözümüdür. Bu çalışmada sayısal hesaplama yapmamızın ana sebebi, önçark tasarımına ait fikirler sunabilmektir. Bu şekilde tasarlanan önçarkın hidrolik performansı bulunarak ile halihazırda var olan pompanın karakteristik eğrisi ile toplanarak, önçarklı pompanın performansına ait bilgiler edinilebilmektedir. Önçarklı pompanın direk analizinin yapılması çok zor olacağı için sadece önçarkın çözümü yapılmaktadır.

CFD çözümlemelerinden önce üç boyutlu modelden akış hacminin çıkarılması ve çözüm ağıının oluşturulması ANSYS' de "Geometry" ve "Mesh" modülleri altında yapılmıştır[4]. Oluşturulan mesh modelinde yaklaşık olarak 3,8 milyon eleman bulunmaktadır. ANSYS'den alınan mesh dosyası gerekli düzenlemeler yapılarak OpenFOAM'a aktarılmıştır.

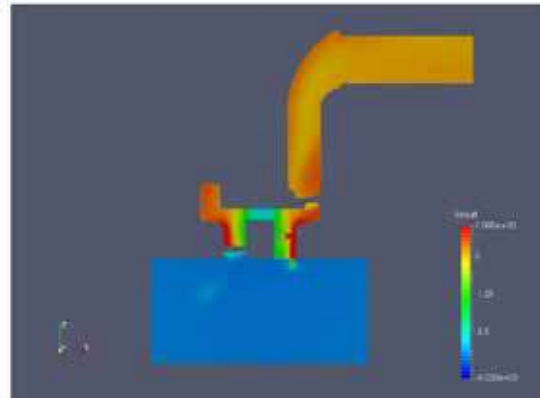
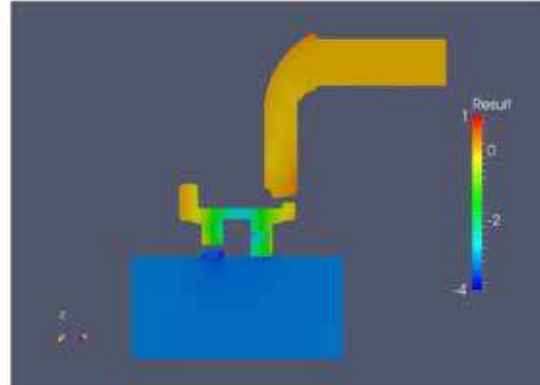
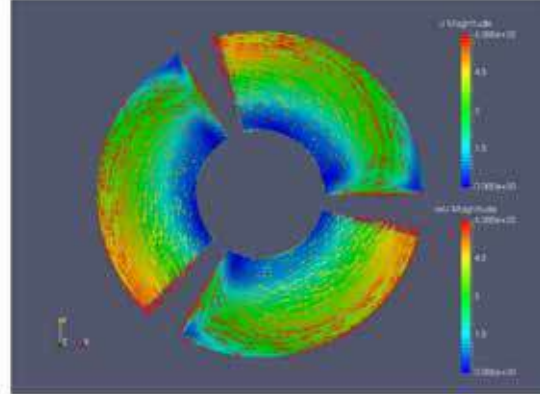
Çözücü ayarları ve sınır koşulları kendi problemimize göre ayarlanmıştır. Giriş koşulu olarak 90, 120 ve 150 lt/dk için üç ayrı nokta alınmıştır ve MRF (Multiple Reference Frame) analiz yapılmıştır[5].

Ansyes Mesh modülü ile atılan çözüm ağı yapısı şekil 7'de görülmektedir.



Şekil 7. Oluşturulan çözüm ağı yapısı

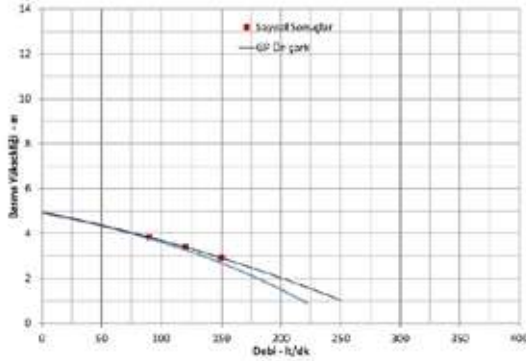
OpenFOAM ile yapılan çözüm sonrası elde ettiğimiz sonuçların görselleri aşağıdadır. Giriş sınırı koşulu olarak 120 lt/dk alınmıştır.



Şekil 8. Oluşan relatif hız, statik ve toplam basınç dağılımları

Şekil 9'da pompanın test sonuçları ile yapılan sayısal çözümlemeler karşılaştırılmıştır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 9. Test değerleri ile sayısal veriler

Bu çıkan sonuç bize açık vanaya doğru (yüksek debilerde) kayıpların arttığını göstermektedir.

SONUÇ

Bu çalışma sonucu elde edilen sonuçları şöyle sıralayabiliriz.

1- Ön çarklı ve ön çarksız pompanın performansları karşılaştırıldığında, hem debi - basma yüksekliği hem de verim açısından ön çarklı pompanın daha iyi bir performansa sahip olduğu görülmektedir. Yani ön çarklı pompayı iki adet seri bağlı pompanın (ön çarksız pompa + sadece önçarkın performansı) çalışması gibi düşünebilmekteyiz.

2- Bu iki pompanın talaş basma ve tankı karıştırma bakımından etkileri incelendiğinde ise; ön çarksız pompa tank içinde yeteri kadar karıştırma etkisi yaratmadığı için tankın içinde bulunan alüminyum ve çelik metal talaşlarından sadece az miktarda özgül ağırlığı düşük olan alüminyum talaşları pompalandığı görülmüştür. Bunun aksine önçarklı pompa ise tank içerisinde, ön çarkın etkisiyle bir karıştırma etkisi oluşturmuş ve bunun yardımıyla hem alüminyum hem de çelik talaşları pompalayabilmiştir. Takım tezgahlarında önçark'ın asıl kullanım amacı bu sonuçtur.

3- Son olarak sadece ön çarkın sayısal çalışması yapılmış ve iteratif yöntem kullanılarak OpenFOAM yardımıyla analizi çözümlenmiştir. Farklı 3 debi noktası için yapılan bu çalışma sonrasında yüksek debilere doğru yapılan deneysel çalışma ile sayısal çalışma arasında farkın açıldığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi ise yüksek debilere doğru gidildikçe artan kayıp katsayılarıdır.

KAYNAKLAR

[1] LI Yao-jun, WANG Fu-jun, 2007, Numerical Investigation of Performance of an Axial-Flow Pump with Inducer, Journal of Hydrodynamics, Ser.B, 2007,19(6):705-711

[2] Xiaomei Guo, Zuchao Zhu, Baoling Cui, Yi Li, 2014, Effects of the short blade locations on the anti-cavitation performance of the splitter-bladed inducer and the pump, Chinese Journal of Chemical Engineering

[3] ISO 9906:2012 Rotodynamic pumps - Hydraulic performance acceptance tests - Grades 1, 2 and 3

[4] ANSYS Meshing Users Guide - Version 16.1/07.2015

[5] www.openfoam.org

ABSTRACT

In this study, effects of inducer application on the pump performance that is found certain coolant pumps in machine tool industry was examined. The reason of using an inducer in the machine tool industry is to help mixing the metal chips with the liquid in the tank and pumping the this mixture to the filter system. Therefore metal chips in liquid are separated at the filter system.

On the other hand, any study that examines the effect of the inducer on the pump performance hasn't done yet in literature. In this study, the characteristic of the pump that has 1 1/2 " discharge, 8 m delivery head, 175 lpm volumetric delivery and 1,1 kW output power at the designing point, is measured with inducer and without inducer.

The experimental studies are supported with the CFD calculations. For this purpose, the flow calculations are made in the pump by using open source program " OpenFOAM " and the calculated results were compared with the experimental results.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ÖN-DÖNMENİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Özgür CANBAZ

Makina Yüksek Mühendisi
Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
ozgurc@laynebowler.com.tr

Onur KONURALP

Makina Yüksek Mühendisi
Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
konuralp@laynebowler.com.tr

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK
Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ
albayrak@metu.edu.tr

ÖZET

Pompalar genellikle ön-dönmenin olmadığı giriş koşullarında çalışırlar. Bu yüzden tasarımı, girişteki mutlak akış hızının teğetsel bileşeni sıfır kabul edilir. Böylelikle pompa, çarkın kanat profilinde ya da giriş çaplarında başka problemler olmadığı sürece tasarlandığı performans değerlerine uygun çalışır. Belirlenen değerlerde tasarlanmış bir pompanın farklı giriş koşulunda çalışması durumunda farklı performans değerleri elde edileceği açıktır. Ön-dönmeli giriş koşullarında pompa performansı ve kavitasyon karakteristiği değişmektedir. Literatürde giriş yönlendirici kanatları olarak bilinen yapılar bu tip performans ayarlamaları için kullanılır.

Bu çalışmada, pompa çarkında ön-dönmeli giriş koşullarının pompa performansına etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapıları gereği özgül hızı yüksek pompalar, özgül hızı düşük pompalara göre giriş ön-dönmesinden çok daha büyük oranda etkilenmektedirler. Bu yüzden, bu çalışmada eksenel tip bir pompa ele alınmıştır. Pompanın performansı bir kademe ve iki kademe olarak incelenmiştir. Bir kademe için HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri 90 derece altı ve üstündeki giriş açısı değerlerini kapsayacak şekilde çeşitli ön-dönmeli giriş koşullarında gerçekleştirilmiştir.

Eksenel pompa laboratuvar deneyleri, emişte düz yönlendirici kanatlar ile bir kademe ve iki kademe olarak iki şekilde gerçekleştirilmiştir. Laboratuvar deneyleri ile elde edilen pompa performansı, ön-dönmesiz durumda elde edilen HAD sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre eksenel pompada bir kademede elde edilen sonuçlar ile iki kademede her kademeden elde edilen sonuçlar arasında farklılıklar gözlemlenmiştir. İkinci kademede oluşan performans farklılığı birinci kademedeki difüzörden çıkan akıştan kaynaklanmaktadır. Birinci kademedeki difüzörden çıkan akış hızının teğetsel bileşeni ikinci kademeden girişinde

ön-dönme oluşturmaktadır. Performans farklılığının oluşan bu ön-dönme ile ilişkisi incelenmiştir.

1. GİRİŞ

Pompaların çalışma koşulları pompa performansını etkilemektedir. Özellikle pompaların giriş koşulları bu bakımdan çok önemlidir. Genellikle önerilen ve tecrübe ile belirlenmiş giriş koşullarının yaratıldığı sistemlerin kullanılması, pompaların doğru performansta ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Pompaların çark girişinde oluşabilecek en ufak bir akış bozukluğu performans değişimi, kavitasyon ve titreşim problemlerini beraberinde getirebilmektedir. Çark girişindeki akışın açısını belirten ön-dönme, pompa giriş koşullarından birisidir.

Bu çalışmada, ön-dönme kavramı üzerinde durulmuş ve etkileri üzerinde sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Pompalar genellikle ön-dönmenin olmadığı koşullarda çalıştırılrsa da bazı durumlarda ön-dönme yaratılarak performans ayarı yapılabilmektedir. Bazı durumlarda ise, pompa çarkı zorunlu olarak bir ön-dönmeye maruz kalabilir. Bu çalışmada, eksenel tip bir pompa iki kademe çalıştırılmıştır. İkinci kademede oluşan performans farklılığının çark girişindeki akışın etkisiyle ilişkisi incelenmiştir.

2. ÖN-DÖNME NEDİR?

Pompa tasarımları, ön-dönmesiz giriş koşulları düşünülerek yapılmaktadır ve pompalar genellikle ön-dönmenin oluşmadığı durumlarda çalıştırılırlar. Tasarım yapılırken giriş hız üçgenindeki mutlak akış hızının teğetsel bileşeni sıfır kabul edilir. Fakat pompaların çalıştığı sistemdeki giriş elemanlarından kaynaklı sebeplerden dolayı bir ön-dönme oluşabilmektedir. Ön-dönme belirli koşullar için tasarlanmış

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

pompanın performansını ve güvenilir çalışmasını etkilemektedir. Akışın çark girişine bir teğetsel hız bileşeni ile girmesi ön-dönme olarak adlandırılır. Ön-dönme giriş yönlendirici kanatlarının açısal olarak değiştirilmesi ile de yaratılmaktadır. Bu tip değişiklikler ile performans ayarı yapılmaktadır.

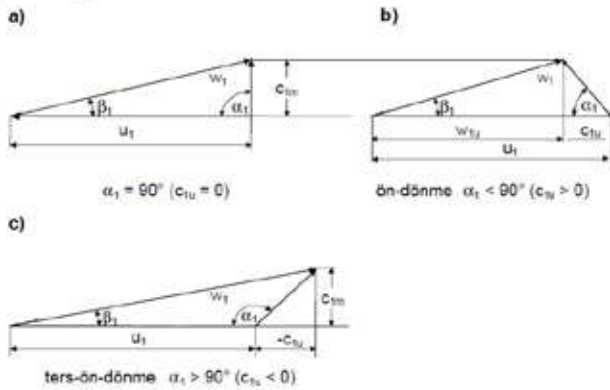
Akış, çarka tam olarak aksel yönde girmiyor ($\alpha_1 \neq 90^\circ$) ise mutlak akış hızının teğetsel bileşeni, $c_{1u} \neq 0$ demektir, (Şekil 1). Teğetsel hız bileşeni (c_{1u}), meridyonel hız bileşeni (c_{1m}) yardımı ile Denklem (1) ile hesaplanır.

$$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1} \quad (1)$$

Sonsuz sayıda kanat yaklaşımı ile teorik basma yüksekliği ($H_{th,\infty}$), Euler denklemi yardımı ile hesaplanır.

$$H_{th,\infty} = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1}{g} \quad (2)$$

Basma yüksekliği, çarka giren akışın aksel yön ile yaptığı açının (α_1) değiştirilmesiyle değiştirilebilmektedir. Denklem (2)'ye göre $c_{1u}u_1$ basma yüksekliğini etkileyen bir terimdir. Giriş hız üçgeni incelendiğinde ön-dönme, c_{1u} değerinin pozitif olmasından dolayı basma yüksekliğini düşürmektedir. Buna karşılık ters-ön-dönme basma yüksekliğini artırmaktadır.



Şekil 1 - Ön-dönmesiz (a), ön-dönmeli (b) ve ters-ön-dönmeli (c) giriş hız üçgenleri

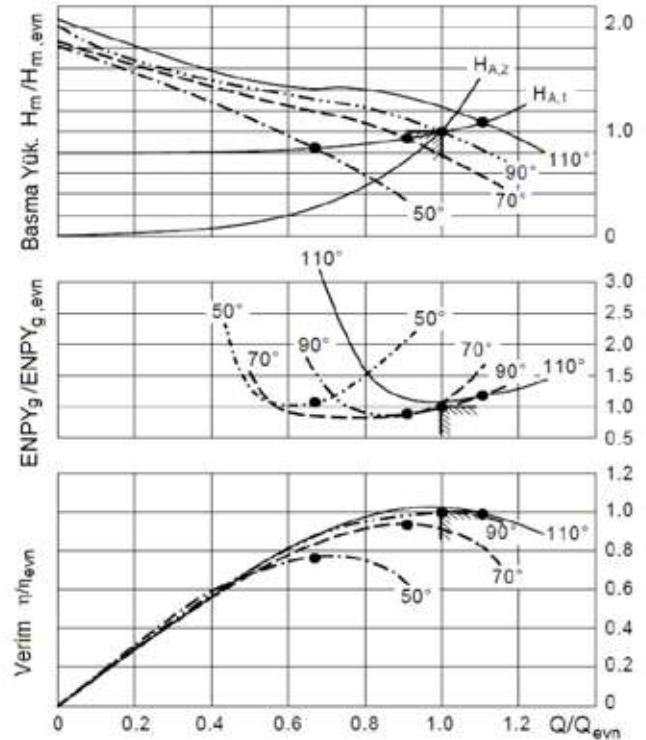
d_1/d_2 çap oranı (giriş çapının-çıkış çapına oranı) büyüdükçe yani yüksek özgül hızlı çarklara doğru gidildikçe ön-dönme ile kontrol çok daha etkili olmaktadır. Ön-dönme ile performans kontrolü karışık ve aksel akışlı pompalarda uygulanmaktadır, [1].

Şekil 2'de ön-dönme ile performans ayarı yapılmış bir pompanın karakteristiği görülmektedir, [1]. Karakteristiğe göre,

ön-dönme yaratılarak pompanın en verimli noktasındaki debi ve basma yüksekliği birlikte düşürülmektedir. Yani en verimli çalışma noktası daha düşük debiye kaymaktadır. Ancak ön-dönme artırıldıkça pompa verimi büyük oranda düşmektedir. Çark kanat açısının değiştirilmesi yöntemi ile yapılan performans ayarında bu kadar büyük verim düşümü olmamaktadır. Bu sebepten dolayı ön-dönme ile kontrol yönteminde değiştirilebilecek yararlı performans aralığı daha dardır, [2].

Pompa performansı değiştirildiğinde $ENPY_g$ (Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük) karakteristiği de değişmektedir, (Şekil 2).

Şekil 2'deki eğrilere göre, ayarlanabilir debi aralığı, karakteristiği yataya yakın sistemlerde ($H_{A,1}$) dik karakteristiğe sahip sistemlere ($H_{A,2}$) göre daha geniştir. Basma yüksekliğinin çok değişmediği geniş bir debi aralığının istendiği durumlarda ön-dönme ile kontrol yönteminin kullanılması uygundur, [1].



Şekil 2 - Ön-dönme ile performans ayarlaması yapılan bir pompanın karakteristiği, [1]

3. EKSENEL BİR POMPANIN BİR KADEME VE İKİ KADEME OLARAK İNCELENMESİ

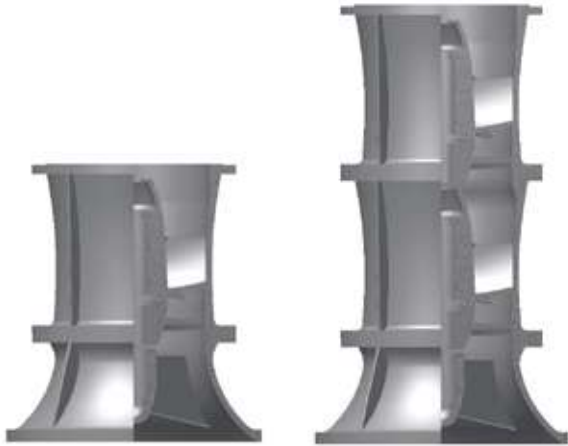
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Düşey milli pompalar genellikle kademeli olarak kullanılırlar. Belirli bir çaptaki pompanın bir kademe ve çok kademeli olarak performans deneyi yapıldığında, çok kademeli pompaların pompa verimlerinin bir miktar arttığı görülür. Kademe başına düşen basma yüksekliğinde de küçük miktarda artış olmaktadır. Karışık akışlı ve radyal tip pompalar genellikle çok kademeli olarak kullanılır. Eksenel akışlı pompaların kademeli kullanımı çok yaygın ve ekonomik değildir. Bu çalışma eksenel bir pompanın kademeli olarak çalıştırıldığında ne gibi sonuçlar elde edileceğini görmek için yapılmıştır.

Eksenel pompanın bir kademe ve iki kademe olarak HAD analizleri ve laboratuvar deneyleri yapılmıştır. Bir kademe ve iki kademedeki sonuçlar değerlendirilmiş, karşılaştırmalar yapılmıştır. İki kademe sonuçları alınırken ilk kademe ve ikinci kademenin performansı ayrı ayrı incelenmiş bu sonuçlar bir kademedeki sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

3.1. Pompanın Tasarım Değerleri ve Özellikleri

Eksenel pompanın birimsiz özgül hızı yaklaşık olarak 3.5'tir. 750 d/d hızda, 500 l/s debi ve 4 m basma yüksekliğini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Eksenel bir pompa olduğu için giriş ve çıkış çapları birbirine eşittir. Yüksek verimliliğin sağlanması için çark kanatları özel airfoil profilleri kullanılarak tasarlanmıştır, [4]. Pompanın bir kademe ve iki kademe olarak görünüşleri Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3 - Eksenel pompanın bir ve iki kademe katı modelleri

3.2. Pompanın Bir Kademe ve İki Kademe Olarak HAD Analizleri

Analizler ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Pompanın bir kademe ve iki kademe olarak katı modelleri hazırlanmıştır. Akış hacimleri çıkartılmıştır. Çeşitli sayısal ağ eleman sayısında karşılaştırmalar yapılmış, bir kademe analiz için yaklaşık olarak 5 milyon elemanlı sayısal ağ kullanılmasına karar verilmiştir. Bir kademe ile iki kademe analizleri arasında sayısal ağ eleman sayısından bağımsızlığın elde edilebilmesi için iki kademe analizlerdeki sayısal ağ sayısının yaklaşık olarak 8 milyon civarında olmasına karar verilmiştir. K-epsilon türbülans modeli ve SIMPLE çözüm yöntemi seçilmiştir. Pompanın girişine debi ve çıkışına statik basınç sınır şartları girilerek analiz yapılmıştır. Performans eğrisi oluşturacak şekilde farklı debi sınır şartlarında analizler tekrarlanmıştır. Her analizde yeterli yakınsama elde edildiği anda analiz sonlandırılmıştır.

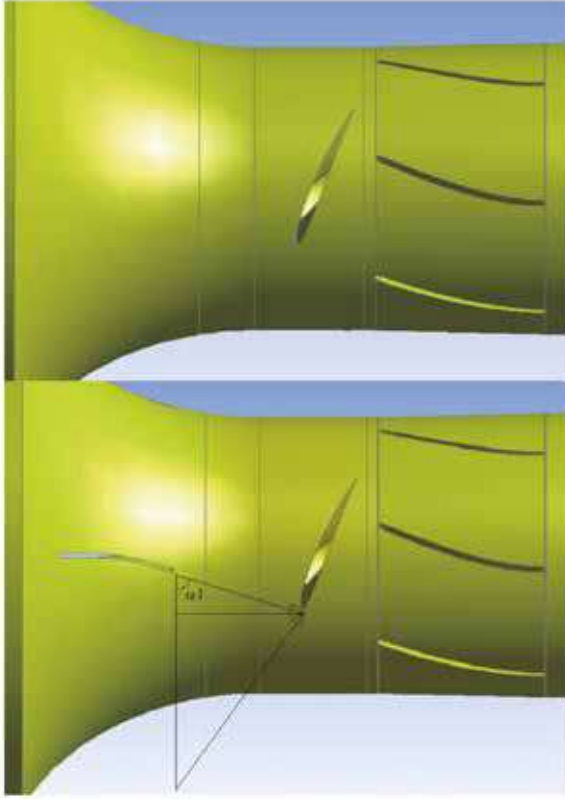


Şekil 4 - Sayısal Ağ

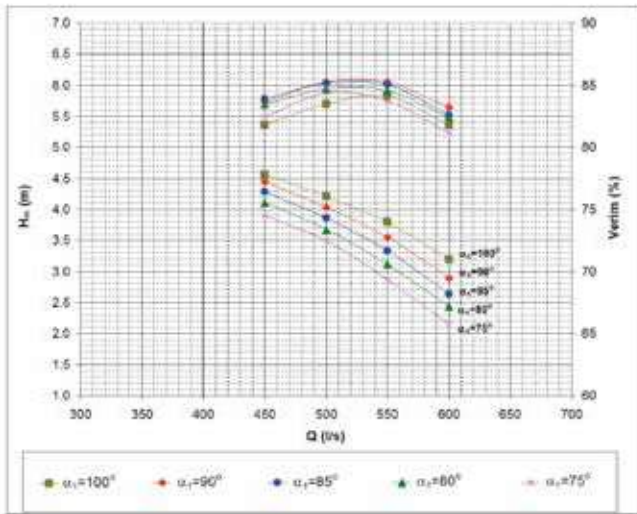
Bir kademe pompanın ilk analizleri düz yönlendirici kanatlarla birlikte (giriş açısı 90°) ve yönlendirici kanatlar olmadan yapılmıştır. Daha sonra ön-dönmenin bir kademe pompanın performansına etkisinin belirlenebilmesi için üç farklı ön-dönme ve bir ters-ön-dönme açılarında analizler yapılmıştır.

Girişteki akışa teğetsel hız bileşeni yaratabilmek için emişteki yönlendirici kanatların çıkışına belirli açılar verilmiştir. Bu şekilde, çark girişinde belirli bir ön-dönme yaratılmıştır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 5 - Emişte yönlendirici kanatsız ve kanatlı modeller (farklı α_1 açıları yaratacak şekilde)

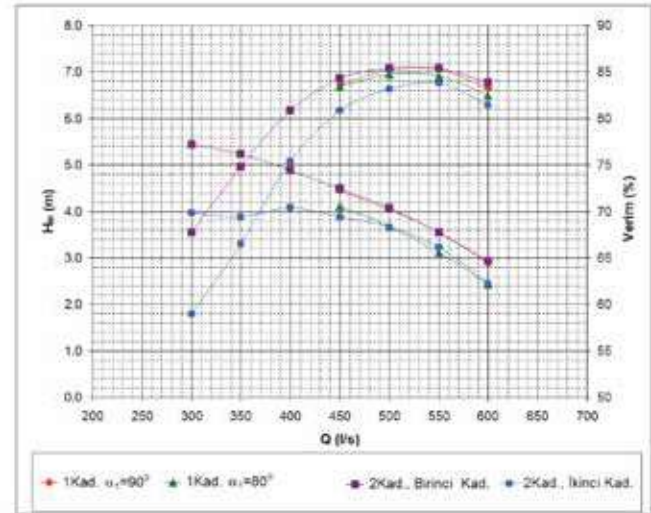


Şekil 6 - Bir kademe pompa için çeşitli α_1 açılarındaki çarka giriş durumlarında elde edilen analiz sonuçları

Düz kanatlara sahip pompanın analizi ($\alpha_1=90^\circ$) ile kanatsız olarak yapılan modelin analizinden aynı sonuçlar elde edilmiştir, (Tablo 1).

Elde edilen sonuçlara göre, beklenildiği gibi ön-dönme durumunda pompanın basma yüksekliği değeri düşmekte ve en verimli noktası daha düşük debiye kaymaktadır. Ters-ön-dönmede ise pompa tam tersi şekilde davranmaktadır.

Çalışmanın ikinci aşamasında eksenel pompa iki kademe olarak analiz edilmiştir. İlk aşamada elde edilen ön-dönmeli analiz sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. Bir kademe ve iki kademe için analiz sonuçları Şekil 7 ve Tablo 1'de verilmiştir. Eksenel pompanın iki kademe analizinde oluşan performans farklılığı incelenmiştir.



Şekil 7 - İki Kademe ve bir kademe pompa analiz sonuçlarının karşılaştırması

	Model	Debi (l/s)	Basma Yük. (m)	Verim (%)
Bir Kademe Pompa	Emiş Kanatsız	500	4.05	85.2
	Emiş Kanatlı - $\alpha_1=90^\circ$	500	4.04	85.2
	Emiş Kanatlı - $\alpha_1=80^\circ$	500	3.68	84.7
İki Kademe Pompa	Birinci Kad.	500	4.08	85.4
	İkinci Kad.	500	3.65	83.2

Tablo 1 - 500 l/s'de HAD sonuçları

Bir kademeli pompanın performansı ile iki kademe analizin birinci kademesinin performansı emiş koşulları aynı olduğu için birbiriyle uyumludur. Fakat ikinci kademe bir miktar performans düşüklüğü net bir şekilde görülmektedir. Bu düşüklük kendini kanatlar üzerinde okunan tork değerinde de göstermektedir. Yaklaşık olarak 80° 'lik giriş açısı ile ön-dönme

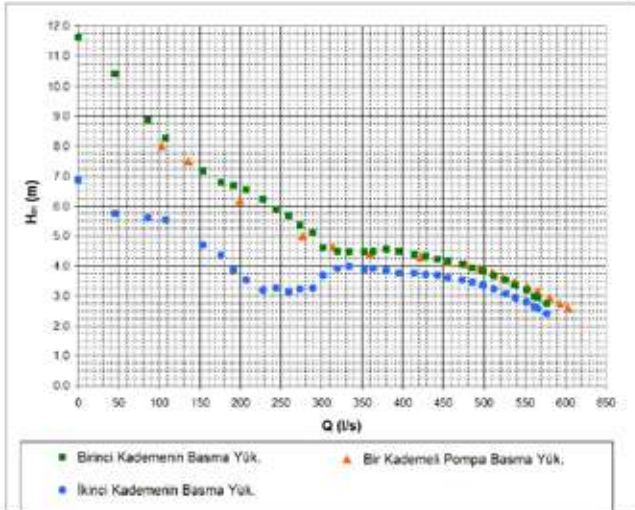
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Yaratılan analiz sonucuna benzer bir sonuç ikinci kademe de elde edilmiştir. İkinci kademedeki performans farklılığına sebep olan unsurun birinci kademenin difüzöründen çıkan akışta var olan teğetsel hız bileşenlerinin olduğu söylenebilir.

Performans düşüklüğü olan ikinci kademenin ve normal çalışan birinci kademenin toplam performansı incelendiğinde, bu iki çarkın ortalama performansı bir kademe pompasının performansından düşüktür. Q-H performans karakteristiği incelendiğinde ikinci kademe karakteristiği kararsız yapıya çok daha yüksek debilerde geçmektedir. Bu kararsızlık bölgesi iki kademe pompasının toplam performans eğrisini de etkilemiştir.

3.2. Pompanın Bir Kademe ve İki Kademe Olarak Laboratuvar Deneyleri

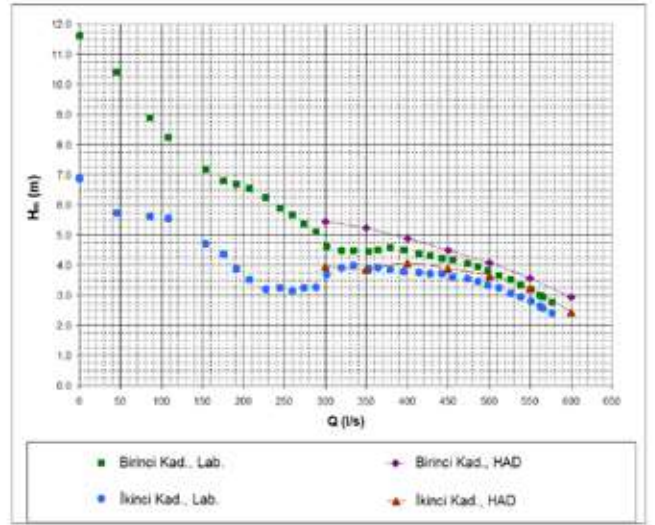
Pompanın laboratuvar deneyleri 110 kW - 750 d/d bir elektrik motoru kullanılarak yapılmıştır. Eksenel pompaların performans eğrisi incelendiğinde kapalı vanaya doğru pompanın çektiği güç artmaktadır. Bu yüzden eğrinin her noktasında pompayı çalıştırmak için büyük güçte bir motor gereklidir. Pompa verimini hesaplayabilmek için pompa mili üzerindeki tork ve dönüş hızı bir Torkmetre ile ölçülmüş; böylelikle mil gücü hesaplanmıştır. Pompanın çıkışındaki basınç ölçülmüş gerekli hesaplar yapılarak pompanın her debide basma yüksekliği ve pompa gücü hesaplanmıştır. Deneylerde tam bir performans eğrisi elde edilmiştir.



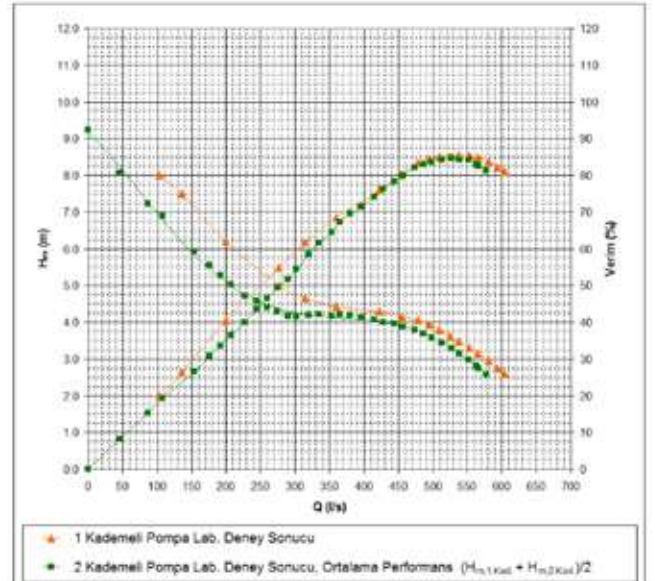
Şekil 8 - İki kademe ve bir kademe pompaların laboratuvar deney sonuçları

Pompanın laboratuvar deneyleri bir kademe ve iki kademe olarak ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. İki kademe olarak yapılan deneylerde birinci kademedeki difüzörün çıkışındaki basınç ikinci bir basınç sensörü ile ölçülmüştür. İki kademe

pompanın birinci ve ikinci kademesinin basma yükseklikleri hesaplanmıştır. Şekil 8'de basma yüksekliği karşılaştırmaları verilmiştir. Sonuçlara göre, birinci kademenin performansı HAD analizlerinde de elde edildiği gibi bir kademe pompasının performansı ile uyumludur. (Şekil 9). İkinci kademedeki çarkın basma yüksekliği, HAD sonuçlarında olduğu gibi laboratuvar deneylerinde de düşük çıkmıştır.



Şekil 9 - İki kademe pompanın laboratuvar deney sonuçları ve HAD sonuçları karşılaştırması



Şekil 10 - Bir kademe pompanın performansı ile iki kademe pompanın ortalama performans karşılaştırması
Şekil 10'da iki kademe ve bir kademe olarak pompaların performans karşılaştırmaları yapılmıştır. İki kademe

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

pompanın performans eğrisini karşılaştırabilmek için hesaplanan toplam basma yüksekliği değeri ikiye bölünmüştür. İki kademeli olarak çalıştırılan pompanın bir kademeli pompayla verimleri yaklaşık aynıdır. Fakat ikinci kademenin basma yüksekliğinin düşük olması yani ikinci kademedeki pompanın bir ön-dönmeye maruz kalması toplam basma yüksekliğini düşürmüştür.

3. SONUÇ

Bu çalışmada pompaların emiş koşullarından birisi olan ön-dönmenin performansa etkisi aksenel bir pompa ele alınarak incelenmiştir. Ön-dönme pompalarda çarkın daha düşük bir basma yüksekliğinde çalışmasına, ters-ön-dönme ise daha yüksek bir basma yüksekliğinde çalışmasına sebep olur. Bazı uygulamalarda bir performans ayarlama yöntemi olarak da kullanılmaktadır.

Bu çalışmada aksenel bir pompanın bir kademe ve iki kademe HAD analizleri yapılmış sonuçlar deneyler ile karşılaştırılmıştır. HAD analizlerinde elde edilen ikinci kademedeki performans düşüklüğü deneyler ile doğrulanmıştır. İkinci kademeye gelen akışın ön-dönmeli oluşu ikinci kademedeki çarkın daha düşük bir performansta çalışmasına neden olmaktadır.

Bir kademe pompanın emişine çeşitli ön-dönme ve ters-ön-dönme yaratacak şekilde sabit kanatlar yerleştirilmiştir. HAD analizleri yapılmış ve düz yönlendirici kanatlarla yapılan bir kademe analizlerle karşılaştırılmıştır. Yaklaşık olarak 80 derecelik akış açısı ile çarka giriş yapıldığında iki kademe analizinin ikinci kademesindeki değerlere ulaşılmaktadır. Fakat eğri karakteristiği bakımından bir miktar farklı olduğu söylenebilir. Bu karakteristik farklılığı birinci kademedeki akışın sürekli aynı açıda çıkmadığını göstermektedir. Çok daha karmaşık bir yapıda ikinci çarka giren akış ikinci kademe performans eğrisini, ön-dönme yaratılarak elde edilen performans eğrisinden ayırmaktadır.

KAYNAKLAR

1. Gulich J. F., 2008, Centrifugal Pumps, Springer Berlin Heidelberg, New York.
2. Sulzer Pumps Ltd., 1992, Sulzer Centrifugal Pump Handbook.
3. Breugelmans F., Sen Mete, "Prerotation and Fluid Recirculation In the Suction Pipe of Centrifugal Pumps".
4. Canbaz Ö., Konuralp O., Albayrak K., 2011, "Eksenel Pompalarda Performansın İç Akış Çözümleri İle Geliştirilmesi", Pomsad 7. Pompa-Vana Kongresi Bildiriler Kitabı.

5. Tan L., Baoshan Z., 2014, "Influence of Prewirl Regulation by Inlet Guide Vanes on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump".

6. Zhai, L. L., Wu P., Jiang Q. L., 2012, "Studies of Impact of Prerotation Problem of the Secondary Impeller on Performance of Multi-stage Centrifugal Pumps", 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.

7. FLUENT User Manual.

ABSTRACT

Pumps generally run at no inlet-whirl conditions. Therefore the tangential velocity component of the absolute velocity is assumed as zero at the pump design. Thus, pump satisfy the design criteria as long as the impeller profiles or inlet-outlet diameters have not other problems. It is clear that different performance results are obtained when a pump runs at the different inlet conditions. The inlet conditions having pre-rotation affects the pump performance and cavitation characteristic. In literature, the inlet elements which is known as inlet guide vanes (IGV) are used for this type of performance adjustments.

In this work, the effect of inlet conditions having pre-rotation at the inlet of the pump impeller is investigated numerically and experimentally. Because of the structure of the high specific speed pumps, they are affected from the inlet pre-rotation more than the low specific speed pumps. For this reason, axial flow type pump is investigated in this work. Performance of the pump is investigated as one-stage and two-stage. For one-stage the CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses are performed at various inlet conditions created pre-rotation with below and up the 90 degrees angles.

The laboratory tests are performed as one-stage and two-stage with the suction having straight guide vanes. The pump performance obtained by laboratory tests are compared with the CFD results obtained from the case having no pre-rotation. Based on the results, results obtained from the one-stage differs with the results of each stage of two-stage case. The performance deviation of second stage of two stage case is due to the flow leaving the diffuser of first stage. The tangential component of the flow velocity leaving the first stage diffuser creates a pre-rotation at the inlet of the second stage. The relationship between the performance deviation and the pre-rotation is investigated.

İÇMESUYU VE ATIKSU SİSTEMLERİNDE “POMPA- TÜRBİN” KULLANARAK ENERJİNİN VE SUYUN GERİ KAZANIMI

Haluk KARADOĞAN

Prof. Dr.

İTÜ Makina Fakültesi

karadoganh@itu.edu.tr

ÖZET

İçme suyu ve atık su sistemlerinde enerjinin kırılması gereken yerlerde pompaları türbin olarak kullanarak enerjinin geri kazanımı enerji tasarrufu açısından önemlidir. Bu kazanım aynı zamanda basıncı düşürerek su kaçaklarının azaltılmasına yol açacaktır.

Bu geri kazanım için hidrolik türbinleri kullanmak çok pahalı ve karmaşık iken, pompaları türbin olarak kullanmak daha basit ve ucuz olmaktadır.

Pompaların bakım ve işletmesi su türbinlerinin bakım ve işletmesinden çok kolay ve çok ekonomiktir.

Bu çalışmada pompaların türbin olarak kullanılabilme seçenekleri literatürdeki çalışmalarla ve deneysel olarak yapılanlarla tartışmaya açılmaktadır.

Anahtar Kelimeler: pompa-türbin, su kaçakları, enerjinin geri kazanımı

GİRİŞ

İçme suyu ve atık su sistemleri ana hatlar ve şebeke hatlarından suyu dağıtır ve atık suyu toplar.(3,5)

Mayıs 2015 ‘de Orman ve Su İşleri Bakanlığı tarafından yayınlanan “ İçme Suyu Temin ve Dağıtım Sistemlerindeki Su Kayıplarının Kontrolü Yönetmeliği” su kayıplarının kontrolünü zorunlu hale getirmiştir. Bu konuda pek çok yöntem literatürde mevcuttur.

150 kW ‘a kadar güçlerde enerji geri kazanımı için hidrolik türbin kullanılması çok pahalıdır. Geri ödeme süresi 10 yıldan fazla öngörülmektedir. Oysa pompaların türbin olarak kullanımı kendini 2-3 yılda amorti edebilmektedir.

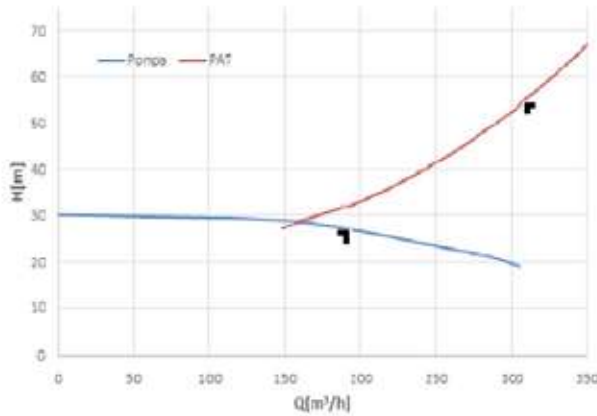
Pompa türbinlerde ayar kanatları yoktur. Debinin fazlasının kısa devre edilmesinin yanı sıra, büyüklü küçüklü birden fazla pompa-türbin kullanımı da uygun olur.

Basıncın ayarlanmasının (regüle edilmesinin) oldukça iyi sonuçlar verdiği çeşitli kaynaklardan görülebilir.(2,4)

Basıncı ayarlamak için kullanılanlar depolar (maslaklar) olabileceği gibi PRV olarak adlandırılan basınç kırıcı vanalar da olabilmektedir. PRV’ ler hem ek yatırımlar gerektirirken hem de istenmeyen fazla basıncı kırmakta, bu sırada kırılan enerjiyi boşa atmaktadır. Bu enerjinin hiç değilse bir kısmı geri kazanılabilir. Bu geri kazanım hidrolik türbin kullanılarak olabileceği gibi, pompaları türbin olarak (ters yönde çalışmasını sağlayarak) kullanmayla da yapılabilir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

2)de gösterilmiştir.

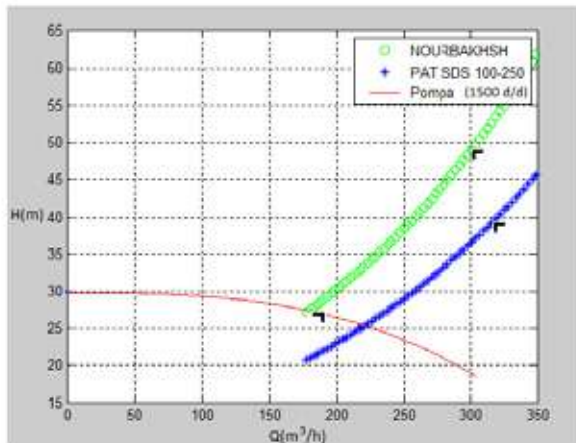


(Şekil-2): Tahmin PaT eğrisi

PaT Performansının İTÜ Makine Fakültesi'nde Deneysel Olarak Bulunması

55 l/s, 26 m, 1500 d/d, 30 kW çift emişli pompanın türbin olarak çalışması durumundaki performans testi Hidromekanik Laboratuvarı'nda, bu test için özel olarak hazırlanan açık devre bir tesisatta gerçekleştirilmiştir.(6).

Tahmin Edilen PaT Performansı İle Deney Sonucunun Karşılaştırılması



(Şekil-3): PaT performans tahmininin deney sonuçları ile karşılaştırılması

1. Hidrolik regülasyon
2. Elektronik regülasyon

PaT Performansının iyileştirilmesi için öneriler:

- PaT çark kanatlarının girişte eğlenmesi (kanat açısını büyütmek ve girişi yuvarlatmak için)
- PaT çark çıkışına konik halka konması
- PaT salyangoz ile çark arasına konik halka konması
- Yeni çark tasarımı(yeni kanat açısı, yeni kanat tasarımı)
- Çarkın tornalanması

SONUÇLAR

1. Su idareleri için kaçak azaltırken enerji geri kazanımı yeni bir uygulamadır.
2. PaT uygulaması ,gerekli Ar-Ge ve fizibilite çalışmaları yapılmak şartıyla, ulusal pompa sektörü için yeni bir alan açabilir.
3. PaT'lar için hidrolik veya elektronik regülasyon olanakları vardır.Fizibilite çalışmalarında bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.
4. PaT SDS 100-250 için hesapla yapılan tahmin deneyle karşılaştırılmış , sonuçlarda hesapla tahmin edilenden daha düşük bir performans görülmüştür.
5. Bu performansın iyileştirilmesi için yapılabilecekler literatürde bulunmaktadır.
6. Pilot çalışmalardan alınacak olumlu sonuçlar su yönetimlerinin PaT uygulamasına ilgi duymalarını sağlayacaktır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

TEŞEKKÜR

Deneylerin yapılmasında maddi katkıda bulunan ve sonuçların yayınlanmasına izin veren Standart Pompa ve Makine A.Ş. yetkililerine teşekkürü bir borç bilirim.

AÇIKLAMA

PaT = Pump as Turbine

PaT kelimesi karşılığı olarak “Pompa-Türbin” kelimesi seçilmiştir. Ancak bu kelime pompa biriktirmeli HES projelerinde, belli bir zaman diliminde pompa modunda çalışan hidrolik makinanın diğer zaman diliminde türbin olarak çalıştırılması anlamında da kullanılmaktadır.

KAYNAKLAR

1. “ Small Hdoro-Power Fluid Machinery”, ASME, 1980
2. KABAKÇI,A.;KARADOĞAN,H.; “ İzmir İçme Suyu Sistemi Kaçak Azaltma Pilot Çalışması” 6.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Bildiriler Kitabı, İzmir,2003
3. KARADOĞAN,H.;” İstanbul İçme Suyu Şebekesi Matematik Modelinin Güncelleştirilmesi ve 1993 Kalibrasyonu “ , Su ve Kanalizasyon Sempozyumu, Ankara, 1999
4. KARADOĞAN,H.; KAVURMACIOĞLU,L.; “ Otomatik Kontrol Vanaları Kullanılarak Tesisatların Su Kaçaklarının Azaltılması”, 4.Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1999
5. KARADOĞAN,H.; “ Büyük Şehirlerin Su Yönetimlerinde Yapılabilecek Enerji Ekonomisi”, Symposium of Energy in the 21 st century with all aspects, İstanbul, 1994
6. AYDER,E.;İLİKAN,A.N.;”Standart Marka SDS 100-250 Model Çift Emişli Pompanın Türbin Olarak Çalıştırılması Durumundaki Performansı”,İTÜ Makine Fakültesi,Deney Raporu,2014
7. DERA KHSHAN,S; NOURBAKHSH,A.; Experimental Study of Characteristic Curves of Centrifugal Pumps Working as Turbines in Different Specific Speeds” Experimental Thermal and Fluid Science, 32 , 2008

ABSTRACT

Unaccounted For Water (UFW) is a big problem for municipalities.

To decrease UFW different methods are applied. Most of them are pressure regulation , hydraulic balance, leak detection ,etc.

It is possible to produce energy while decreasing UFW by the help of turbines.

To use pumps as turbines for energy production for municipal water is the aim of this paper.

To estimate PaT performance from pump performance, the result of one method is compared with measured PaT performance.

ÇİFT EMİŞLİ POMPA ÇARKININ TÜRBİN MODUNA GÖRE TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Ali Can İspir
İstanbul Teknik Üniversitesi
ispir@itu.edu.tr

Tuğçe Karataş
İstanbul Teknik Üniversitesi
karatastu@itu.edu.tr

Prof. Dr. Erkan Ayder
İstanbul Teknik Üniversitesi
aydere@itu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışma pompa bir hidroelektrik santralin (PDHES) güç ünitesinde kullanılmak üzere, bir çift emişli pompa çarkının, makinanın türbin modunda çalışma durumu için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak tasarımı ve optimizasyonunu içermektedir.

1. GİRİŞ

Sanayileşme ve kentleşme ile artan enerji talebi nedeniyle gün içinde değişen elektrik talebine arz güvenilirliğini sağlama amacıyla farklı yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden biri de pompa depolamalı hidroelektrik santrallerdir (PDHES). PDHES’lerde elektrik fiyatının düşük olduğu gün saatlerinde su alt rezervuardan üst rezervuara pompalanarak enerji depolanır. Puant zamanlarda ise elektrik talebinin yüksek olması elektrik fiyatının da artmasına sebep olmaktadır. Bu zamanlarda üst rezervuarda bulunmakta olan su, türbinlerden geçirilerek enerji üretimi sağlar. Böylece, pompa türbin kullanımı enerji üretimi, depolanması ve geri kazanımı için en verimli yöntem haline gelmektedir.

PDHES’lerin güç ünitelerinde, pompa-türbinler yerine kullanılacak makinalar için en ekonomik çözümlerden biri hem türbin hem de pompa modunda yüksek verim ile çalışabilen türbo makinaların kullanımı olabilir. Ayrıca PDHES’lerin dışında mikro ölçekli HES’lerde kurulum maliyetinin büyük bir kısmını türbin maliyeti oluşturmaktadır. Bu durumda bu tip santraller için de türbin modunda da yüksek performans ile çalışan makinalar uygun bir seçenek haline gelmektedir [1].

Çift emişli pompaların türbin modunda kullanımı üzerine Gonzalez ve arkadaşlarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yaptığı nümerik çalışmada kullanılan hidrolik makina 46 cm giriş çapına sahip çift emişli bir pompadır. Bu çalışmada, makina pompanın en verimli noktasında, türbin modundaki performansı incelenmiş, makinanın %81 verimle çalıştığı hesaplanmıştır [2].

Çift emişli pompanın türbin modunda çalışmasıyla ilgili yapılan bir başka çalışmada Quan tarafından yapılmıştır. Çalışmada çift emişli pompa gövdesi için düşük özgül hızı sahip olan Francis tipi türbin çarkı kullanılmıştır. Kullanılan türbinin kanat çapı 180 mm ve türbin çalışma noktaları ise 600

m³/h debi ve 70 m düşüdü. Yapılan çalışmada farklı kanat şekillerine sahip olan yönlendirici kanatların türbin verimine etkisi gözlemlenmiştir. Nümerik analizler sonucunda verimin %80’in üzerinde çıktığı hesaplanmıştır [3].

KSB firması pompaların türbin modunda yüksek verim değerlerinde çalışabilmeleri için çalışmalar yürütmektedir. 2007 yılında Geislingen enerji santralinde 600 kW gücünde çift emişli pompalar türbin modunda çalışmak üzere kullanılmaya başlanmıştır. Kurulum bedeli olarak, çift emişli pompanın maliyeti aynı güce sahip bir Francis Türbininin maliyetinin dörtte biri kadar olduğu ifade edilmektedir [4].

Voith firması pompaları ters çalıştırarak yüksek performansta enerji üretimi için çalışmalarını uzun yıllardan beri sürdürmektedir. Bu çalışmaların neticesinde 1970 yılında Almanya’da 250 MW kurulu güce ve 666m düşüye sahip Hornbergstuf-Wehr pompa depolamalı hidroelektrik santralinde firmanın ürünü çift emişli pompalar enerji üretiminde kullanılmaktadır [5].

Sulzer firması 1894 yılından beri PDHES’lerin güç ünitelerinde kullanılması için pompa-türbin üretimi gerçekleştirmektedir. Firmanın, Avrupa’nın yanı sıra Hindistan ve Kolombiya’da 1100 m düşü ve 29 000l/s debi’ye kadar çalışan hidrolik makinaları vardır.

Yenilenebilir enerji kaynaklarında önem kazanması ve artan enerji ihtiyacı Sulzer firmasının daha küçük kapasitede (2-20MW) çalışan PDHES’lere de odaklanmasını sağlamıştır. Bu küçük kurulu güçlerdeki santraller için hem türbin hem de pompa modunda çalışabilen çift emişli hidrolik makinaların tasarımı ve üretimini gerçekleştirmektedir [6].

Bu çalışmada, bir çift emişli pompa gövdesinde kullanılmak üzere makinanın enerji üretim performansını arttırmak amacıyla yeni bir türbin çarkı tasarımı ve optimizasyonu amaçlanmıştır. Yapılan tasarımdaki birinci amaç, tasarlanacak türbin çarkının mevcut pompa gövde geometrisine uygun olmasıdır. Zira gövde geometrisinde herhangi bir değişikliğe, imalat giderleri nedeniyle, gidilmesi düşünülmemektedir. İkinci amaç, tasarlanacak olan çarkın, türbin modunda mevcut pompa çarkından daha yüksek verime sahip olmasıdır. Üçüncü amaç ise mevcut pompanın en verimli

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

çalışma noktası olan düşü ve debi değerlerine uygun bir türbin çarkı tasarımı yapılmıştır.

Yapılan çalışma kapsamında Türbosan firmasının 106 kW gücünde ÇEP 200/420 çift emişli pompası seçilmiştir ve yukarıda belirtilen kısıtlar göz önünde bulundurularak bir türbin çarkı tasarımı yapılmıştır. Tasarım değerleri kullanılarak yapılan özgül hız hesabı çarkın Francis tipinde olması gerektiğini göstermiştir. Türbin çarkı içerisindeki akış, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak analiz edilmiştir. Analiz sonucunda türbin çarkı verim optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyonlar sonucunda mevcut pompa çarkının türbin modu veriminden daha yüksek verimde çalışan bir türbin çarkı elde edilmiştir. Makina, türbin modunda çalışacağı zaman içerisindeki pompa çarkı çıkarılarak tasarlanmış türbin çarkı monte edilecektir. Böylece yüksek verimde enerji üretimi sağlanacaktır.

SEMBOLLER

n	: Devir Sayısı (d/d)
Q_{DE}	: Tasarım Debisi (m^3/s)
H_{DE}	: Tasarım Düşüsü (m)
U_1	: Giriş Çevresel Hızı (m/s)
U_2	: Çıkış Çevresel Hızı (m/s)
$C_{1\theta}$	: Giriş Mutlak Hızın Çevresel Bileşeni (m/s)
$C_{2\theta}$	: Çıkış Mutlak Hızın Çevresel Bileşeni (m/s)
ω	: Açısal Hız (rad/s)
m	: Kütle Debisi

2. ÇARK TASARIMI

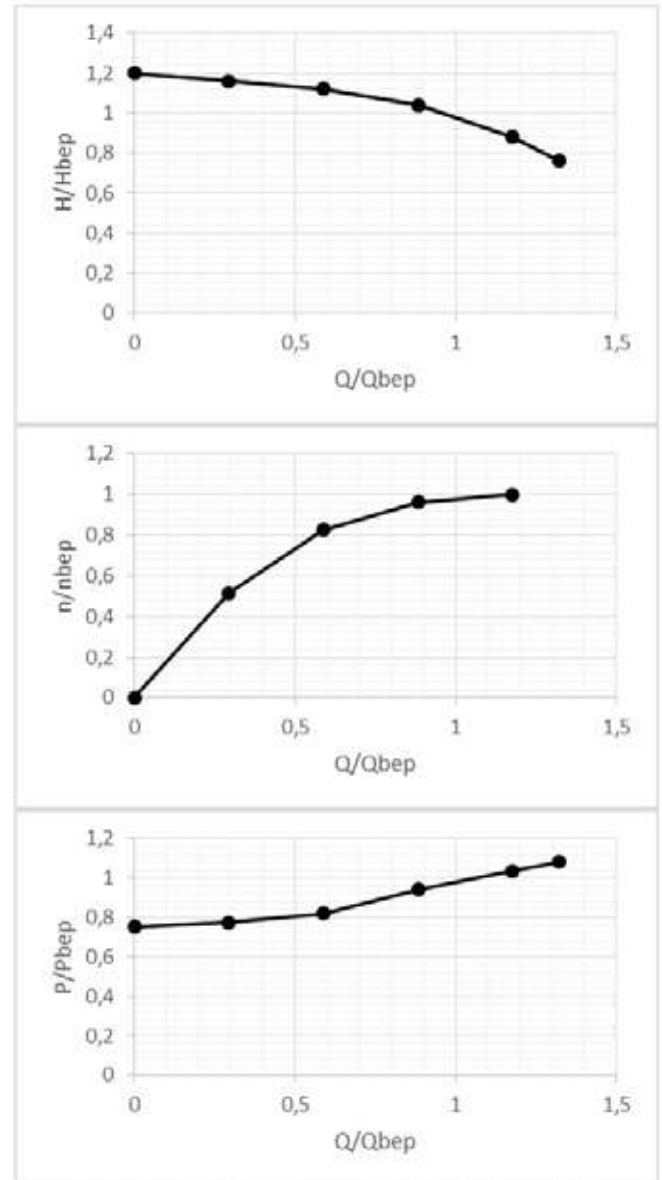
2.1. ÇEP 200/420 Pompasının Karakteristik Özellikleri

ÇEP 200/420 pompasının en iyi verim noktasına ait değerler 200 litre/s debi ve 50 metre basma yüksekliğidir. Çark çapı 420 mm'dir. Tasarım noktasında pompa olarak çalıştırıldığı zaman verimi % 87,32'dir. Hidrolik makinanın türbin modundaki karakteristik eğrileri boyutsuzlaştırılmış olarak Şekil 1 de verilmiştir. Türbin tasarımı için pompanın tasarım noktası değerleri kullanılmıştır.

ÇEP 200/420 pompasının, mevcut çarkı ile türbin olarak çalışması durumunda performans değerleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak Fluent programı ile hesaplanmıştır. Hesaplama simetrik iki çarktan oluşan çift emişli pompa çarkının tek bir çarkı için yapılmıştır. Dolayısıyla tek çarktan geçen 100 litre/s debi sınır şartı olarak verilmiştir. HAD sonuçlarına göre çarkın dönele yüzeylerindeki kayma gerilmeleri ve basıncın basıncın dönme eksenine göre oluşturduğu moment 257 Nm olarak hesaplanmıştır.

Devir sayısı pompanın en yüksek verimde çalıştığı devir sayısı olan 1500 d/d (157 rad/s)'dir. Türbin mil gücü 40 kW'dır.

Suyun türbin giriş ve çıkış arasında yitirdiği güç 49 kW olarak hesaplanmıştır. Bu veriler ışığında ÇEP 200/420 pompasının türbin modundaki hidrolik verimi 82% olarak hesaplanmıştır.



Şekil 1. ÇEP 200/420 Pompası Karakteristik Eğrileri

2.2. Türbin Çarkının Tasarımı

Önceden bir kısıtlama olarak belirtildiği gibi, tasarımı yapılacak olan türbin çarkının, pompanın türbin olarak ters çalışması durumundaki sahip olduğu hidrolik veriminden daha yüksek bir verime sahip olması gerekmektedir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Tasarlanan türbin çarkının temel parametreleri Tablo-1'de verilmiştir.

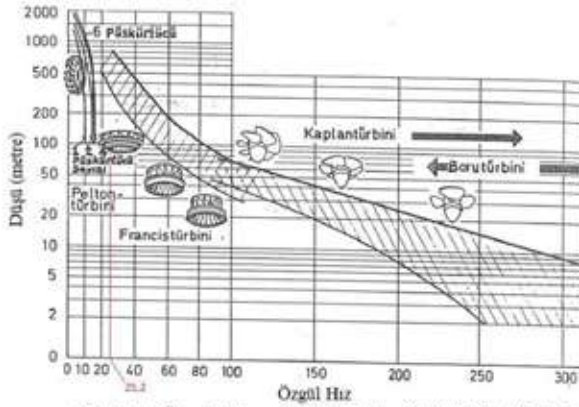
Tablo.1 Tasarım Parametreleri

Tasarım Parametreleri	
Düşü	50 (m)
Debi	0,1 m ³ /s
Dönme Hızı	157 rad/s
Giriş Çapı	0,42 (m)
Çıkış Çapı	0,2 (m)

Bir türbin çarkının tipini belirleyen en temel parametre özgül hızdır. Özgül hız tanımı Denklem 1'de verilmektedir.

$$n_{sp} = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

Bu ifadeye göre türbinin özgül hızı 25,2'dir. Şekil.2'de türbinler için özgül hızla göre akım makinasının tipi belirlenmektedir.

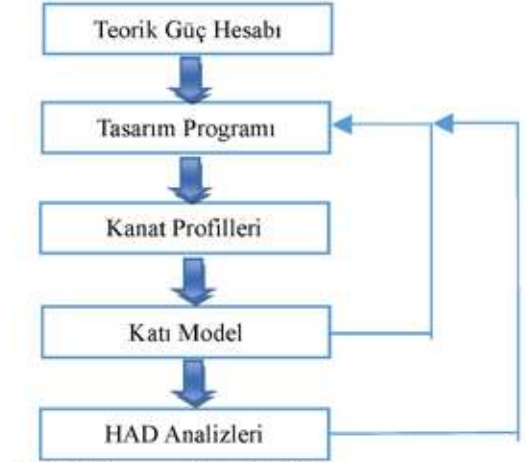


Şekil 2. Özgül Hıza Bağlı Hidrolik Türbin Tipleri

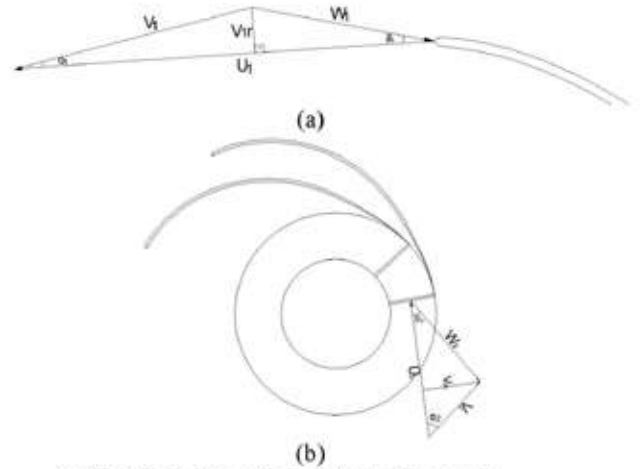
Türbin çark tasarımında öncelikle çark tipi belirlenmiştir. Çark tipi Francis'tir. Sonrasında hız üçgenleri çizilmiş, teorik olarak mil gücü hesaplanmıştır. Elde edilen veriler Bladegen tasarım programına girilmiştir.

Tasarım programında kanat profilleri çıkarılmıştır. Catia CAD yazılımında çarkın katı modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model içerisindeki akış Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak analiz edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre katı model üzerinde optimizasyonlar yapılmıştır.

Tasarımda izlenen metodoloji Şekil.3'te gösterilmektedir:



Şekil.3. Tasarım Metodolojisi



Şekil 4. Giriş (a) ve Çıkış (b) Hız Üçgenleri

Şekil 4 de tanımlanan hız üçgenlerine ait hesaplanan büyüklükler Tablo-2'de verilmiştir.

Tablo.2 Çark giriş ve çıkışındaki hız değerleri

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Hız Değerleri	
U_1	32,98 m/s
U_2	12,72 m/s
$C_{1\theta}$	18,11 m/s
C_{1r}	3,16 m/s
C_{2m}	3,98 m/s
$C_{2\theta}$	8,53 m/s
W_1	15,07 m/s
W_2	5,78 m/s

Hız üçgenlerindeki bu veriler kullanılarak, Denklem.(2)'de verilen Euler Türbomakina denkleminden teorik güç hesabı yapılabilir.

$$P = \omega \cdot m \cdot (C_{2\theta} \cdot r_2 - C_{1\theta} \cdot r_1) \quad (2)$$

Hız üçgenleri değerleri kullanılarak Denklem (2)'den $P = 48,763$ kW olarak elde edilir.

Hız üçgenleri belirlendikten sonra kanat profili oluşturmak için Türbomakina çark tasarım yazılımı olan Bladegen'den yararlanılmıştır. Orta akım ipçığı için çizilen hız üçgeni, kanat kesiti boyunca dört akım ipçığı için daha çizilmiştir. HAD analizleri sonucunda optimize edilen çark geometrisi Şekil.5'de gösterilmektedir.



Şekil.5 Türbin Çarkının Üç Boyutlu Görüntüsü

3. HAD ANALİZLERİ

Tasarlanan geometriler Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak sayısal olarak değerlendirilmekte ve tasarımın iyileştirilmesi yapılmaktadır. Bu kapsamda akış analizleri tasarım şartlarında gerçekleştirilmiş ve yapılan çark tasarımının performansı incelenmiştir. Tasarlanan geometride Turbogrid yazılımında çözüm ağı oluşturulmuş, sonlu hacimler yöntemi kullanan ANSYS CFX ticari kodu ile hesaplamalı

akışkanlar dinamiği analizleri yapılmıştır. HAD analizleri çark içerisinde iki kanat arasında kalan tek bir bölge için yapılmıştır. Bu yaklaşımda periyodik sınır koşulları kullanılmaktadır. Böylece analizin çözüm süresi kısalmış, daha fazla çözüm elemanı kullanılmasına olanak tanımıştır.

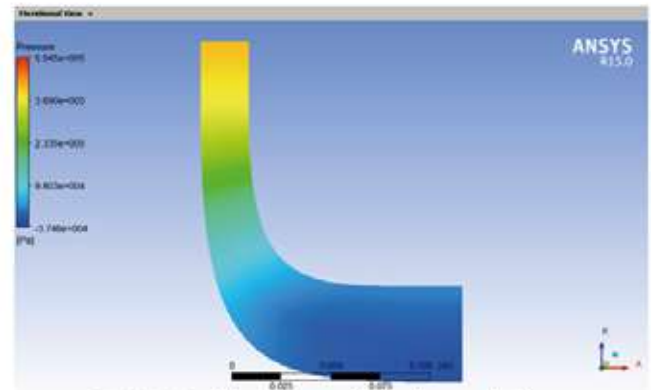
4. DEĞERLENDİRME

Tasarlanan Francis türbin çarkının HAD kullanarak hesaplanan performansına ait sonuçlar Tablo.3'de verilmiştir.

Tablo.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Sonuçları

Çark giriş basıncı	533189 [Pa]
Çark çıkış basıncı	38722 [Pa]
Çalışma düşüşü	49,5 [m]
Akışkan Gücü	48403 [W]
Mil Gücü	47500 [W]
Türbin verimi	0,98

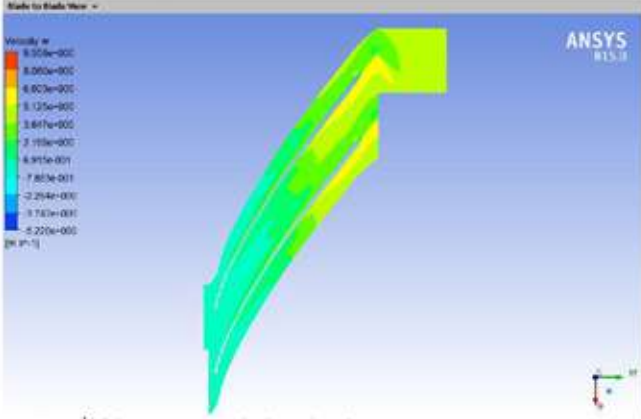
Teorik olarak hesaplanan mil gücü ile sayısal olarak hesaplanan mil gücü arasında tolere edilebilecek bir farklılık vardır. Bunun temel nedenlerinden bir tanesi türbin çarkı içindeki hızlanan akışta ayrılmaların meydana gelmemesi ve tek boyutlu teorik yaklaşımın, bu nedenle pompaya oranla, gerçeğe daha yakın değerler sağlamasıdır. Çarkın meridyenel kesiti üzerinde, çevresel olarak ortalaması alınmış statik basınç dağılımı Şekil.6'da verilmiştir.



Şekil.6 Meridyenel gösterimde basınç dağılımı

İki kanat arasında akış hız konturları Şekil.7'de gösterilmiştir. Bu şekilde görüleceği üzere türbin içerisinde hızlanan akış mevcuttur.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil.7 İki kanat arasında hız dağılımı

Tasarlanan Francis türbin çarkının emişli pompanın türbin modunda çalıştırılması esnasında %98'lik bir hidrolik verim sağlayabileceğini HAD sonuçları ifade etmektedir. Burada mekanik sürtünme kayıplarının dikkate alınmadığının belirtilmesinde yarar vardır. Birbirinin simetrisi olan iki türbin çarkının HAD sonuçlarına göre üreteceği gücün 95 kW civarında olması beklenmektedir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada pompa depolamalı hidroelektrik santrallerin güç ünitesinde kullanılmak üzere bir çift emişli pompa gövde geometrisine uygun bir Francis hidrolik türbin tasarımı yapılmıştır. Bu santrallerde kullanılan pompa-türbinleri maliyetleri ve hidrolik verimleri göz önüne alındığında hem türbin hem de pompa modunda verimli çalışan bir çift emişli pompa daha uygun bir seçenek olabilmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada kullanılan pompaya ait teknik verileri sağlayan Türbosan Türbomakinalar San. Ve Tic. A.Ş.'ye teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

1. P. Vasanthakumar, A. Arulmurugu, and R. Vinoth kumar, R. Gowtham kumar, S. Kumaresan, V. Prasath " Investigation of Centrifugal Pump as Turbine : A Review Report; MHPG Series; Vol. 3," International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) January 2014.
2. J. González, J. Fernández, M. Argüelles-Díaz, C. Santolaria "Flow analysis for a double suction centrifugal machine in the pump and turbine operation modes", International Journal For Numerical Methods in Fluids, 2009, 61:220-236(2009).
3. H. Quan, R. N. Li, Q. F. Li, W. Han and Q. M. Su "Research of performance prediction to energy on hydraulic turbine", *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 15, 2013

4. http://www.wateractive.co.uk/case_studies/geislingen_energy_recovery_plant_uses_ksb_omega_pump_for_power_generation
5. http://voith.com/en/01_07_Pumpenbrochure-screen.pdf
6. http://www.sulzer.com/fr/media/Documents/Cross_Division/Industries/Power_Generation/Brochures/PumpedHydroStoragePower_E10125.pdf

SUMMARY

In this study, the impeller of the double suction pump is redesigned for Pumped Storage Hydraulic Power Plant. A couple of geometrical iterations are performed up to get the desired performance characteristics. During these iterations, the flow in the Francis type impeller are calculated by means of CFX. The resulting geometry shows that, modifying the impeller only, pumps can run in turbine mode with a very high efficiency.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SU TEMİN SİSTEMLERİNDE POMPA-TÜRBİN KULLANILARAK ENERJİ ÜRETİMİ VE ÇEVRESEL KAZANIMLAR

Ayşe MUHAMMETOĞLU
Prof.Dr.
Akdeniz Üniversitesi
aysemuh@akdeniz.edu.tr

İ. Ethem KARADİREK
Uzm. Dr.
Akdeniz Üniversitesi
ethemkaradirek@akdeniz.edu.tr

Enes Hakan BEŞTAŞ
Genel Müdür Yrd.
ALDAŞ
bestas@aldas.com.tr

Cezmi NURŞEN
Ar-Ge Müdürü
Standart Pompa ve Makina San.
Tic. A.Ş.
cnursen@standartpompa.com.tr

Sedat TAŞDELEN
Mühendis
Standart Pompa ve Makina
San. Tic. A.Ş.
sedat@standartpompa.com.tr

Ümit UZUN
Tekniker
Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.
umit@standartpompa.com.tr

ÖZET

Su temini sistemlerindeki yüksek su basıncı hem enerji, hem de su kayıplarına neden olmaktadır. Düşük basınç seviyesinde şebeke suyu bazı abonelere ulaşmadığından, müşteri memnuniyetsizliği yaşanmakta iken yüksek basınç değerlerinde ise şebekedeki su kayıpları ve arıza sıklığı artmakta, dolaylı olarak enerji kayıpları da yükselmektedir. Su temini sistemlerindeki fazla basınçtan enerji kazanımı potansiyelinin araştırılması amacı ile Kasım 2014'te Akdeniz Üniversitesi'nin yürütücü kurum olduğu TÜBİTAK destekli (Proje No:114Y203, *Sürdürülebilir İçmesuyu Temini Sistemleri İçin Yenilenebilir Enerji Kazanımı Potansiyelinin Araştırılması*) bir araştırma projesi başlatılmıştır. Proje kapsamında içme suyu dağıtım şebekelerinde pompa-türbin kullanılarak fazla basınçtan yenilenebilir enerji kazanımı potansiyeli, pilot çalışma sahası olarak seçilen Antalya kenti içme suyu temini sisteminde incelenmektedir. Bu amaçla şebeke üzerinde seçilen bir alanda gerçek ölçekli bir sistem uygulamaya konulmuştur. Bu bildiri kapsamında uygulamaya konulan pompa-türbin sisteminin kurulumu ve performansına yönelik bilgiler paylaşılmaktadır.

GİRİŞ

İçme suyu temin sistemleri, iletim hatları ve dağıtım şebekelerinden oluşmakta olup; içme suyu, şebeke sistemleri ile dağıtılmaktadır. İçme suyu dağıtım şebekelerinde suyun iletimini sağlamak üzere yeterli basınç seviyesinin temin edilmesi gerekmektedir. İşletim açısından düşük basınç seviyelerinde içme suyu abonelere ulaşmadığından, müşteri memnuniyetsizliğine sebep olmaktadır. Diğer taraftan şebekedeki yüksek su basıncı şebekelerdeki su kayıplarının artmasına ve çeşitli işletim sorunlarına yol açmaktadır. Ülkemizde içme suyu şebekelerindeki su kaybı oranı %50

mertebesindedir ve fiziksel su kayıplarının kontrolü için şebekelerdeki fazla basıncın düşürülmesi en önemli kontrol yöntemidir. Mayıs 2015'te Orman ve Su İşleri Bakanlığı tarafından "*İçme Suyu Temin ve Dağıtım Sistemlerindeki Su Kayıplarının Kontrolü Yönetmeliği*" yayınlanarak yürürlüğe girmiştir (1). Bu yönetmelik ile özellikle içme suyu dağıtım sistemlerindeki su kayıplarının kontrolü zorunlu hale getirilmiştir. Literatürde içme suyu dağıtım şebekelerindeki su kayıplarının kontrolü ve azaltılmasına yönelik pek çok yöntem mevcuttur. Ancak bu yöntemler içerisinde fiziksel su kayıplarının kontrolü için en etkili olanı basınç yönetimidir ve şebekede basınç optimizasyonu yapılması halinde fiziksel su kayıplarının kontrolü ve azaltılması yönünde olumlu neticeler alındığı çeşitli kaynaklarda görülmektedir (2, 3).

Şebeke basıncının ayarlanması için depolar, maslaklar ve basınç kırıcı vanalar (PRV: Pressure Reducing Valve) kullanılmaktadır. PRV kullanımı hem ek yatırım gerektirmekte, hem de istenmeyen fazla basıncın kırılması esnasında enerjiyi boşa atmaktadır. Boşa çıkan bu enerjinin bir kısmının geri kazanılması mümkündür. Enerjinin geri kazanımı, hidrolik türbin kullanılarak olabileceği gibi, pompaların türbin modunda (ters yönde çalışması, PaT: Pump as Turbine) kullanılması ile de sağlanabilir. İçme suyu temin ve atıksu uzaklaştırma sistemlerinde enerjinin kırılması gereken yerlerde pompaların türbin olarak kullanılması ile enerjinin geri kazanımı, sürdürülebilir işletim ve enerji tasarrufu açısından önemlidir. Enerji kazanımının yanı sıra fazla basıncın düşürülmesi ile içme suyu şebekelerindeki su basıncının düşmesine bağlı olarak fiziksel su kayıplarında önemli azalmalar sağlanabilmektedir.

İçme suyu temin ve atıksu uzaklaştırma sistemlerinde enerji kazanımı için hidrolik türbinlerin kullanımı 100 kW

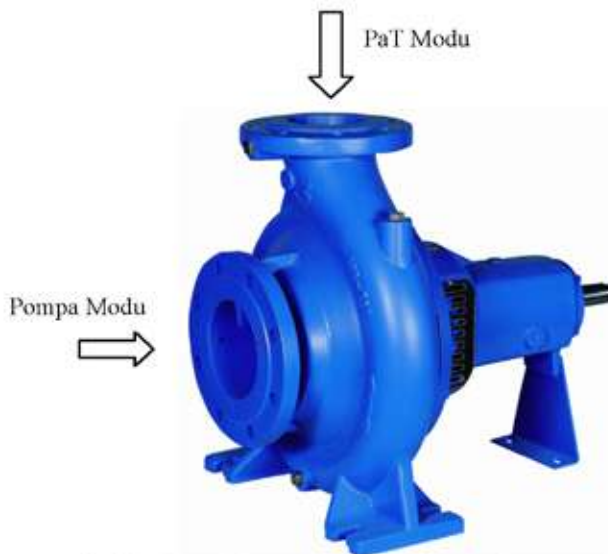
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

gücün altında çok pahalı ve karmaşık iken, pompaları türbin olarak kullanmak daha basit ve ucuz olmaktadır. Pompaların bakım ve işletmesi su türbinlerinin bakım ve işletmesinden çok daha kolay ve ekonomiktir. Pompalar türbin olarak çalıştırıldığında en verimli noktası 1,5-2 kat büyük debilerde olduğundan, pompa çalışma modunda yutmuş olduğu enerjiden daha fazlasını türbin çalışma modunda üretme şansı vardır.

Bu bildiriye, Türkiye’de ilk kez bir içme suyu dağıtım şebekesindeki fazla su basıncının düşürülmesi amacı ile pompa-türbin (PaT) kullanılmasını içeren gerçek saha uygulamasına yönelik bilgiler sunulmaktadır. Belirtilen uygulama Antalya içme suyu dağıtım şebekesinde gerçekleştirilmiş olup, 26 Ocak 2016 tarihinde işletime başlanmıştır. Kurulan sisteme ilişkin bilgiler ve ilk işletime ait performans verileri bildiri kapsamında verilmektedir.

POMPA-TÜRBİNLER (PaT)

Pompanın basma flanşından giren suyun çarkı ters yönde döndürerek enerjisini azalttıktan sonra emme flanşından şebekeye verilmesi ile çalışır. PaT sistemleri, debi kontrol düzeneği olmayan Francis türbinine benzeyen santrifüj pompalardır. Pompa-türbinlerde (PaT) ayar kanatları yoktur. Eğer bir santrifüj pompa ters yönde çalıştırılırsa bir Francis türbini gibi enerji üretebilir. (Şekil 1). Türbin pompaların özellikle içme suyu dağıtım şebekelerinde oluşan fazla basınçtan enerji kazanımı amacı ile kullanımı söz konusudur (4). Bu uygulama ile hem fazla basınçtan enerji kazanımı mümkün olmakta, hem de şebekedeki fiziksel su kayıpları azaltılmaktadır.



Şekil 1. Norm Pompa-Türbin (PaT) resmi

SU TEMİNİ SİSTEMLERİNDEKİ SU KAYIPLARI

Bilindiği gibi su temininde değişik şebeke sistemleri kullanılmaktadır. İsale hatları ile iletilen su, artırdıktan veya içme ve kullanma amacına uygun kalite standartlarına getirildikten sonra tüketiciye *Dal Şebeke* veya *Ağ Şebeke* üzerinden dağıtılmaktadır. Genellikle kaynaktan alınan ve tüketiciye verilen su miktarı debimetreler ile ölçülürken, tüketicinin kullandığı su miktarı ise abonelerin su sayaçlarından okunmaktadır. Sisteme verilen su hacmi ile “Faturalandırılmış Kullanım” arasındaki fark “*Gelir Getirmeyen Su*” olarak ifade edilir. Sisteme verilen su hacmi ile “İzinli Tüketim” arasındaki fark ise “*Su Kayıpları*” olarak tanımlanır. Su kayıplarını belirlemek amacı ile kullanılan IWA/AWWA standart su bütçesi Şekil 2’de sunulmaktadır. Su kayıpları, ticari su kayıpları ve fiziki su kayıpları olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır.

IWA/AWWA Standart Su Bütçesi					
Sisteme Giren Su Miktarı	İzinli Tüketim	Faturalandırılmış İzinli Tüketim	Faturalandırılmış Kullanım	Ölçülmüş Kullanım	Gelir Getiren Su
		Faturalandırılmamış İzinli Tüketim	Faturalandırılmamış Kullanım	Ölçülmüş Kullanım	
	Su Kayıpları	Ticari Kayıplar	İzinsiz Kullanım	Saygınlardaki Ölçüm Hataları	Gelir Getirmeyen Su
		Fiziki Kayıplar	Belirli-Dağıtım Hatlarındaki Kaçaklar ve Servis bağlantılarından oluşan kayıplara kadar olan kaçaklar	Depolarda Hayatına Gelen Kaçak ve Tıpanmalar	

Şekil 2. İçme suyu şebekeleri için kullanılan IWA/AWWA standart su bütçesi (5)

İçme suyu dağıtım şebekelerindeki fiziki su kayıplarının önlenmesi açısından basınç yönetimi, aktif sızıntı kontrolü, boru hattı yönetimi (malzeme seçimi, montaj ve bakım) ile onarım hızı ve kalitesi önemlidir (Şekil 3) (6). Belirtilen yöntemler arasında *basınç yönetimi* en etkili olan ve yaygın olarak uygulanan yöntemdir. Basınç yönetimi kapsamında su dağıtım şebekelerinde yüksek basınç seviyelerinin olduğu bölgelerdeki su basıncının şebeke işletimi açısından belirlenen optimum su basıncı seviyelerine düşürülmesi amacı ile PRV kullanımı oldukça yaygındır. Bir diğer yöntem olarak hidrolik türbinler ile basıncın kontrol edilmesi ve bu esnada enerji üretilmesi düşünülebilir. Ancak içme suyu dağıtım şebekelerinde elde edilebilecek enerji sınırlıdır ve türbini küçültmek için yüksek maliyete gereksinim vardır. Yüksek maliyetli türbinlerin kullanılması halinde ise sistemin geri ödeme süresi uzamaktadır. Özel türbinler için farklı alternatifler önerilebilir ancak pompa-türbin (PaT) sistemleri düşük ilk yatırım maliyetleri ve kabul edilebilir verimliliğe sahip olmaları nedeniyle şebekelerde basınç yönetimi ve dolayısıyla su

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

kayıplarının kontrolü için değerlendirilebilir bir seçenek olarak gözükmektedirler (7).



Şekil 3. Şebekelerdeki fiziki su kayıplarının yönetimi için kullanılan yöntemler (6)

Cazibeli su iletim hatlarındaki hidrolik özellikler hemen hemen sabit kalırken, içme suyu dağıtım şebekelerindeki sınırlı mevcut güç ve hidrolik özelliklerin (debi ve basınç) sürekli değişmesi PaT sisteminin tasarım ve işletilmesi açısından zorluk teşkil etmektedir. Enerji üretimi için kullanılacak jeneratör sisteminin yüksek maliyeti, sabit bir hidrolik tasarım verisinin olmaması ve mikro düzeydeki hidroelektrik tesisin verimliliğinin düşük olması sistemin fizibilitesi açısından dikkatlice değerlendirilmelidir. PaT sistemlerinin gerçek şebekelerde kullanımı henüz yaygın değildir ve mevcut uygulamalar teknik ve ekonomik analizleri içermektedir. Minyatürize edilmiş bir türbinin montaj masrafı yaklaşık olarak 1800 €/kW iken, PaT sisteminin montaj masrafı ise yaklaşık 350 €/kW olarak belirlenmekte ve PaT sisteminin geri ödeme süresinin bir yıldan daha düşük olacağı tahmin edilmektedir. PaT sistemleri şebekelerde tek başına kullanılabilirken diğer bir alternatif olarak ise PaT ve PRV sistemleri birlikte kullanılabilmektedirler (4, 8, 9). PaT sistemleri genellikle sabit rotasyon hızına sahip senkron bir elektrik jeneratörü ile birlikte kullanılmaktadır.

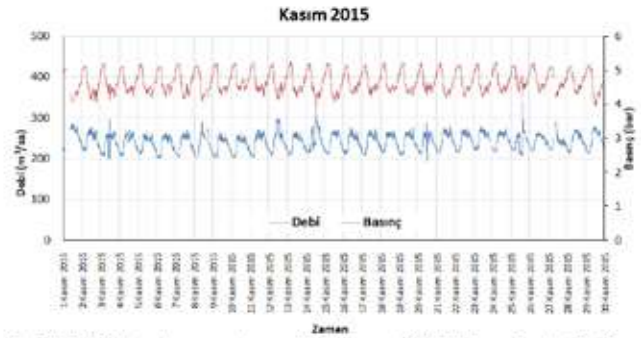
PİLOT PROJE UYGULAMASI

2014 yılı Kasım ayında başlatılmış olan 114Y203 nolu "Sürdürülebilir İçmesuyu Temini Sistemleri için Yenilenebilir Enerji Kazanımı Potansiyelinin Araştırılması" başlıklı TÜBİTAK projesi kapsamında içme suyu temini sistemlerinde sürdürülebilirliği sağlamak amacı ile fazla basınçtan enerji kazanımı potansiyeli ile birlikte diğer çevresel kazanımların araştırılması hedeflenmiştir. Antalya ili ANFAŞ-EXPO binası önünden geçen içme suyu dağıtım borusundan beslenen bölge, pilot uygulama sahası olarak seçilmiştir (Şekil 4). Pilot uygulama sahasının hemen yanında Antalya Su ve Atıksu İdaresi (ASAT) SCADA birimi tarafından kurulmuş olan aktif

bir SCADA istasyonu mevcuttur. SCADA istasyonunda mevcut olan debimetre ve basınç metre cihazlarında 1-30 Kasım 2015 döneminde 5 dakika aralıklarla sürekli ölçülen debi ve basınç değerleri Şekil 5'te sunulmaktadır. 2015 yılında SCADA istasyonunda izlenen debi ve basınç parametreleri için aylık minimum, maksimum ve ortalama değerler Tablo 1'de verilmektedir.



Şekil 4. Antalya içme suyu dağıtım şebekesinde PaT uygulaması



Şekil 5. Pilot çalışma sahasında Kasım 2015 döneminde ölçülen debi ve basınç değerleri

Fazla basıncın olduğu pilot uygulama sahasında, mevcut şebekeye PaT sistemi eklenerek, fazla basınçtan enerji kazanımı uygulaması gerçekleştirilmiştir. Eklenen PaT sisteminin şebeke üzerindeki gerçek performansı izlenmekte ve değişken debi ve basınç değerleri ile sistem verimliliği test edilmektedir (Şekil 6 ve Şekil 7). Türkiye'de geliştirilen türbin pompa sistemi ile, seçilen uygulama sahasındaki şebeke basıncı ASAT'ın onayladığı şekilde sadece 1,2 bar düzeyinde düşürülmektedir. Uygulama sonrasında şebekede su basıncının azaltılmasına bağlı olarak su kullanıcılarından herhangi bir şikayet gelmemiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Tablo 1. 2015 yılında mevcut SCADA istasyonunda izlenen debi ve basınç parametreleri için aylık minimum, maksimum ve ortalama değerler

Aylar	Debi (m ³ /h)			Basınç (bar)		
	Min	Mak	Ort	Min	Mak	Ort
Ocak	151,50	312,36	220,73	--	--	--
Şubat	190,66	336,87	235,42	3,74	5,18	4,63
Mart	190,95	323,31	248,18	3,09	5,16	4,59
Nisan	193,43	354,35	254,27	3,26	5,08	4,46
Mayıs	203,79	316,13	254,20	3,77	5,15	4,49
Haziran	169,57	321,09	261,21	3,62	5,04	4,39
Temmuz	164,30	353,44	238,46	3,55	4,97	4,30
Ağustos	196,41	397,65	271,62	3,04	4,94	4,13
Eylül	184,92	369,01	268,85	2,38	5,04	4,26
Ekim	198,98	390,75	255,27	3,13	5,14	4,47
Kasım	193,55	350,47	241,99	3,79	5,26	4,66
Aralık	130,79	552,45	280,04	3,07	5,18	4,63

İçme suyu dağıtım şebekesinde PaT sistemi kullanılarak piko veya mikro ölçekte enerji üretimi sağlanabilmekte ise de sistemin en önemli çevresel kazanımı şebekedeki fazla basıncın düşürülmesi ile su kayıplarında sağlanan azalmadır. Kurulan sistem ile Türkiye’de ilk kez içme suyu şebekesinde enerji kazanımı gerçek bir uygulama ile test edilmektedir. 26 Ocak 2016’da işleme alınan sistem için şebekedeki performansı sürekli izlenmektedir. Geçen süre içerisinde şebekede çok değişken su debileri için (100-250 m³/h) üretilen güç 0,7-7,8 kW aralığında izlenmiştir. Sistem içerisinde 1 bar basınç düşürülmesi ile şebekedeki su kayıplarında azalma gerçekleşmiş ve yaklaşık 50 m³/h mertebesinde su tasarrufu elde edilmektedir.



Şekil 6. PaT sisteminin görüntüsü



Şekil 7. PaT ve PRV sisteminin bulunduğu boru sistemi

Kurulumu yapılan pompa türbinin giriş flanşı çapı DN150, çıkış flanşı çapı ise DN200’dir. Kullanılan jeneratör 750 devir/dak senkron devirde dönen 8 kutuplu bir jeneratördür. Pompa-Türbinin çalışabileceği debi aralığı 130 m³/h – 330 m³/h’dir. 120 m³/h debide 6 m net düşü için üretilen güç 0,3 kW mertebelerinde iken, 200 m³/h debide 8,5 m net düşüde üretilen güç 3,5 kW ve 330 m³/h maksimum debide 17 m net düşüde ise üretilen güç 11 kW olmaktadır. Uygulanan sistemde, şebekedeki su basıncının aşın düşmesinden dolayı sorun yaşanmaması amacıyla basınç düşümü 1,2 bar ile sınırlandırılmıştır. Sistem performansının izlenmesi amacıyla sistem giriş basıncı, sistem çıkış basıncı, PaT sisteminden geçen suyun debisi ve üretilen güç sürekli takip edilmektedir. Sistemden geçen debi, üretilen güç ve sistem giriş basıncı için düzenli aralıklar ile veri kaydedilmektedir. Sistem için özel olarak hazırlanan panolar ve otomasyon sistemine ilişkin görüntü Şekil 8’de sunulmaktadır.



Şekil 8. PaT sistemi işletim panoları

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ÇEVRESEL KAZANIMLAR

Bu uygulamada elde edilen çevresel kazanımlar:

- yenilenebilir enerji üretimi ve buna bağlı olarak karbon dioksit emisyonu azalımı
- PaT kullanımı ile beraber fazla basıncın kırılması ve şebekelerdeki su kayıplarının azalması
- şebekelerdeki boruların patlama sıklığının azalması
- su kayıplarının azalması ile su tasarrufu elde edilmesi
- şebekeye su alımı için daha az enerji kullanılması
- su tasarrufu ile beraber su arıtımı için daha az kimyasal kullanılması
- şebekeye su iletimi ve dağıtım sürecinde daha az enerji kullanımı ve karbon dioksit emisyonu azalımı olarak sıralanabilir.

Elde edilen su tasarrufu ile içme suyu temini açısından maliyet azalmakta, su temininde kullanılan enerji azalmakta, enerji tasarrufuna bağlı olarak karbon dioksit emisyonları azalmakta, su dağıtım şebekesi işletimi açısından verimlilik artmakta ve yeni su kaynaklarına olan ihtiyaç azaltılmakta veya geciktirilmektedir.

SONUÇLAR

Sürdürülebilir içme suyu temini sistemlerinin gerçekleştirilmesinde yenilenebilir enerji kazanımı potansiyeli önem taşımaktadır. Cazibeli su iletim hatlarında oluşan fazla basınç genellikle hazne, maslak veya PRV kullanılarak düşürülmekte ise de su iletim hatlarında fazla basınçtan enerji temin edilmesinde türbin sistemlerinin kullanımına yönelik pek çok gerçek uygulama mevcuttur ve halen kuzey Amerika ve Avrupa'da da çeşitli örnekleri görülmektedir. Enerji verimliliğinin önem kazanmasıyla birlikte içme suyu dağıtım şebekelerinde de fazla basınçtan enerji kazanımı konusunda araştırma ve inceleme çalışmaları başlamıştır (10). Ancak içme suyu dağıtım şebekelerinde enerji kazanımına yönelik gerçek uygulamalar mevcut değildir. Ülkemizde içme suyu temin sistemlerinin çoğunda fazla basınç bulunmakta ise de fazla basınçtan enerji kazanımı konusuna ilişkin gerçek bir uygulama bulunmamaktadır. Teknik olarak içme suyu dağıtım şebekelerindeki fazla basıncın düşürülmesinde PRV yerine PaT sistemleri kullanılarak su kayıplarının azaltılması ve eş zamanlı olarak enerji kazanımı gerçekleştirilmesi mümkündür. Yürütülmekte olan 114Y203 nolu "Sürdürülebilir İçmesuyu Temini Sistemleri için Yenilenebilir Enerji Kazanımı Potansiyelinin Araştırılması" başlıklı TÜBİTAK projesinde Antalya içme suyu dağıtım şebekesinde fazla basıncın düşürülmesi ile enerji kazanımı potansiyeli gerçek bir saha uygulaması ile test edilmektedir. Elde edilen ilk bulgular sistem performansı açısından ümit vericidir. Türkiye'de ilk olan bu uygulamaya ilişkin temel kazanımlar aşağıda özetlenmektedir:

1. PaT sistemi uygulaması ile şebekelerdeki su kayıpları azaltılırken, enerji geri kazanımı da mümkündür. Önerilen sistem, su kuruluşları için yeni bir uygulamadır.
2. Antalya içme suyu şebekesindeki pilot uygulamada 26 Ocak - 15 Mart 2016 dönemi içinde üretilen ortalama ve maksimum güç miktarları sırasıyla 2,76 kW ve 7,80 kW olarak izlenmiştir. Belirtilen dönem içinde PaT sisteminden geçen ortalama ve maksimum debi sırasıyla 175 m³/h ve 263 m³/h olarak kaydedilmiştir.
3. Uygulamaya konulan PaT sistemi ile fiziki su kayıplarındaki azalma yaklaşık 50 m³/h mertebesindedir.
4. PaT uygulaması, gerekli Ar-Ge ve fizibilite çalışmaları yapılmak şartıyla, ulusal pompa sektörüne ve su kuruluşlarına sürdürülebilir şebeke yönetimi açısından yenilikçi bir alan açabilir.
5. Antalya'da gerçekleştirilen pilot çalışmadan elde edilen olumlu sonuçlar, su kuruluşlarının PaT uygulamasına ilgi duymalarını sağlayacaktır.

TEŞEKKÜR

Akdeniz Üniversitesi'nde yürütülmekte olan 114Y203 nolu "Sürdürülebilir İçmesuyu Temini Sistemleri için Yenilenebilir Enerji Kazanımı Potansiyelinin Araştırılması" başlıklı proje desteği için TÜBİTAK'a, proje çalışmaları için destek sağlayan Altyapı Yönetim Danışmanlık Mühendislik Hizmetleri Elektrik Enerjisi Yapı Elemanları Üretimi İnşaat Taahhüt San. ve Tic. A.Ş. (ALDAŞ), Antalya Su ve Atıksu İdaresi (ASAT) Genel Müdürlüğü ve Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FDK-2015-1159) teşekkür ederiz.

AÇIKLAMA

PaT: Pump as Turbine

PaT kelimesinin karşılığı "Pompa Türbin" olarak seçilmiştir. Ancak bu tanımlama, pompa biriktirmeli HES projelerinde, belli bir zaman diliminde pompa modunda çalışan hidrolik makinanın diğer zaman diliminde türbin olarak çalıştırılması anlamında da kullanılmaktadır.

KAYNAKLAR

1. İçme Suyu Temin ve Dağıtım Sistemlerindeki Su Kayıplarının Kontrolü Yönetmeliği, Orman ve Su İşleri Bakanlığı, 2014, *T.C Resmi Gazete*, 28994.
2. Karadirek, İ.E., Kara, S., Yılmaz, G., Muhammetoğlu, A., Muhammetoğlu, H., Implementation of Hydraulic Modelling for Water-Loss Reduction Through Pressure Management, *Water Resour Manage*, 26, 2555-2568, 2012.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

3. Kabakçı, A., Karadoğan, H. İzmir İçme Suyu Sistemi Kaçak Azaltma Pilot Çalışması, 6. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Bildiriler Kitabı, İzmir, 2003,
4. Carravetta, A., Fecarotta, O., Sinagra, M., Tucciarelli, T., Cost-Benefit Analysis for Hydropower Production in Water Distribution Networks by a Pump as Turbine, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 140(6), 2014.
5. AWWA. Water Loss Control: IWA/AWWA Water Audit Method, American Water Works Association, 2012.
6. Farley, M., Trow, S. Losses in Water Distribution Networks – A practitioner's Guide to Assessment, Monitoring and Control, IWAp, London, UK, 2003.
7. Carravetta, A., Del Giudice, G., Fecarotta, O., Ramos, H.M., Pump as Turbine (PAT) Design in Water Distribution Network by System Effectiveness, *Water*, 5, 1211-1225, 2013.
8. Carravetta, A., Del Giudice, G., Fecarotta, O., Ramos, H.M., Energy Production in Water Distribution Networks: A PAT Design Strateg, *Water Resour Manage.* 26:3947–3959, 2012.
9. Fontana, N., Giugni, M., Portalano, D., Losses Reduction and Energy Production in Water-Distribution Networks, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 138, 237-244, 2012.

10. Karadoğan, H. Büyük Şehirlerin Su Yönetimlerinde Yapılabilecek Enerji Ekonomisi, Symposium of Energy in the 21st century with all aspects, İstanbul, 1994.

ABSTRACT

Excess water pressure in water distribution networks results in water and energy losses. Low water pressure in water distribution networks might cause customer dissatisfaction as supplied water with low pressure might not reach some users. On the other hand, high water pressure in water distribution networks increases physical water losses, pipe burst frequency and energy losses. A research project, funded by TUBITAK, was initiated in November 2014 to investigate energy recovery potential in water distribution networks (Project No: 114Y203, *Investigation of the Renewable Energy Recovery Potential for Sustainable Water Supply Systems*). Renewable energy recovery potential has been investigated in Antalya water distribution system. Within this scope, a full scale application of pump as turbine (PaT) system has been implemented in a pilot study area. This paper represents implementation steps and performance evaluation of the PaT system.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

YÜKSEK VERİMLİ GÜNEŞ ENERJİLİ POMPA SİSTEMLERİ

Fatih KAVAK

Elektronik Tasarım Mühendisi

İMPO Motor Pompa A.Ş

fkavak@impoas.com

ÖZET

Günümüzde gelişen teknoloji sayesinde hem motorlarda hem de solar sürücülerde verim iyileştirmeleri mümkün hale gelmiştir. Sürücülerde daha yüksek verim özellikle yazılım algoritmalarıyla sağlanırken motorlarda PM (Permanent Magnet – Kalıcı Manyet) teknolojisi kullanılarak sağlanabilmektedir. Sistem veriminin artması sayesinde solar sistem kurulumunun ana maliyet unsurlarından biri olan güneş paneli adedi azaltılabilmekte, motor verimi daha yüksek olduğundan aynı güç için daha az akım gerekmekte dolayısıyla elde edilecek suyun derinliği göz önünde bulundurulursa kullanılacak kablo kesitinden tasarruf etmek mümkün olmaktadır. Ayrıca motor akımının düşmesi motorun daha az ısınmasını sağlamakta, bu da sargı ömrünü ve dolayısıyla motor ömrünü uzatmaktadır. Bunların yanında motora soft start yöntemiyle yol verildiği de düşünülürse motorun ömrü oldukça uzamaktadır.

Kullanılan sürücüler doğru akımı alternatif akıma çevirdikleri için bu dönüşüm esnasında yüksek frekanslı harmonikler oluşmaktadır. Bu yüksek frekanslı harmoniklerin motora ulaşması engellenmediği durumda motorda istenmeyen titreşimler ve ısınmalar oluşacaktır. Bu da motor ömrünü önemli oranda kısaltabilmektedir. Bu nedenle sürücünün IEC 61000-3-12 ve IEC 61800-3 standartlarına uyması önem kazanmaktadır.

Bu sistemlerin bir avantajı da kurulumların ulaşımı zor olan bölgelerde gerçekleştirilmesinden dolayı bazı ilaveler ile internet ve mobil uygulamalar üzerinden motor ve pompa parametrelerinin izlenmesine olanak sağlayabilmesidir.

Kurulumların genellikle çöl veya ulaşımın zor olduğu dağlık bölgelerde gerçekleştirildiği düşünüldüğünde solar sürücünün maruz kalacağı olumsuzlukların ne kadar çok olacağını tahmin edebilirsiniz. Sürücü veriminin sıcaklığa bağımlılığı düşünüldüğünde sürücünün soğutma sisteminin güçlü olmasının önemi, yine çöl şartlarında gece ve gündüz arasındaki sıcaklık farklarının yol açtığı yoğunlaşma olayının elektriksel komponentlerin üzerinde oluşmasının yaratacağı risk düşünüldüğünde de yoğunlaşma önleyici tedbirlerin önemi net şekilde anlaşılmaktadır. Diğer yandan çölün tozlu ortamına ve diğer bölgelerde oluşabilecek yağmur olayına karşı sistemin sızdırmazlığı da büyük önem taşımaktadır. Böyle ortamlar için ise IP66 sızdırmazlık sınıfında bir ürün kullanmak çok yerinde bir seçim olacaktır. Yine sistemin doğada yalnız başına kalacağı düşünüldüğünde özellikle çöllerde gerçekleşen kum aşındırmalarına, diğer bölgelerde ise hayvan, böcek, sinek vb. tarafından yaşanabilecek olumsuzluklara karşı mekanik olarak dayanım da çok önemli olmaktadır.

Son olarak müşteri ve kurulum tarafı da düşünüldüğünde kurulumun basit ve hızlı olması, mümkün olduğunca az parametre ayarı gerektirmesi ve ekran üzerinden müşteriye

yeterince bilgilendirebilmesi de bazı durumlarda önem arz etmektedir.

GİRİŞ

Bu yazıda güneş ışınlarının yeryüzüne ulaşma oranından ve bu orana etki eden faktörlerden kısaca bahsedilmiştir. Güneş panellerinin ana malzemesi olan silisyum (silicon) atomunun neden tercih edildiğinden, yapısından, elektriksel özelliklerinden bahsedilip panellerde kullanılabilmesi için hangi işlemlere tabi tutulması gerektiği anlatılmıştır. Saf silikonun aslen kötü bir iletken olduğuna değinilmiş iletkenlik özelliği kazandırabilmek için uygulanan doping işlemi anlatılmıştır. Daha sonra doping işlemine tabi tutulmuş silikon tabakaların bir araya getirilmesi anlatılmış, farklı yüklere sahip iki tabaka birleştirildiğinde kısa devre benzeri bir olayın neden meydana gelmediği açıklanmaya çalışılmıştır. Solar panel dizisinden bahsedilmiş, bir panel dizisi için panellerin ne şekilde bağlanabileceği belirtilmiştir. Panellerden elde edilen gerilimin DC olduğuna dolayısıyla AC'ye dönüştürülmesi gerektiğine değinilmiştir. Bu işlem için kullanılan invertörlerden, çeşitlerinden ve aralarındaki ayrımlardan bahsedilmiştir. Daha sonra solar panellerin verimlerinden ve etki eden faktörlerden bahsedilip, solar panel sisteminin müşteriler açısından sahip olması gereken özelliklerden bahsedilmiştir. Son olarak da arazi sulaması için aküsüz sistemle yapılabilecek kurulum için örnek bir hesaplama yer verilmiştir.

SEMBOLLER

PV	: Photo Voltaic
W/m ²	: Güneşten 1 m ² yüzeye düşen güç
W/m ² /gün	: Güneşten 1 günde 1 m ² yüzeye düşen güç
MPPT	: Maks. Güç Noktası Takibi
MPP	: Maks. Güç Noktası
Voc	: Güneş paneli uçlarında yüksüzken elde edilen gerilim.
Vmpp	: Güneş panelinden maks. güç elde edildiğinde panel uçlarından elde edilen gerilim.

GÜNEŞLENME (INSOLATION)

Insolation (güneşlenme) terimi İngilizce "INcident SOLar radiation" (güneşten gelen anlık radyasyon) cümlesinden kısaltma olarak türetilmiştir (1). Belirli bir yüzeyde (genellikle 1 m²), güneşe dik bir düzlemde, belirli bir sürede (genellikle 1 günde) güneşten alınan radyasyon (ışınım) miktarını ifade eder. Dünyanın yerine güneşe dik şekilde ve yüzey alanı 1 m² olan %100 verimli bir panel yerleştirilse güneşten 1 günde elde

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

edilebilecek azami güç 1367 W'tır (1). Diğer bir deyişle uzayda dünya yörüngesinde elde edilebilecek maksimum güç 1367 W/m²/gün'dür. Fakat araya dünya atmosferi girdiğinde dünyamıza ulaşan güneş ışınlarının bir kısmı havadaki moleküller ve bulutlar tarafından geri yansıtılacak, bir kısmı yine bulutlar, gazlar ve su buharı tarafından emilecek, diğer bir kısmı da güneşin gün içerisindeki açısal konumundan ve dünyanın şeklinden dolayı yeryüzünden yansıyacak veya yeryüzüne ulaşamayacaktır. Ortalama değer olarak atmosferdeki kayıplar %50, yerkürenin şekli dolayısıyla güneş ışınlarının açısal farklarından kaynaklı kayıplar %50 ve geceleri güneş olmamasından kaynaklı kayıp %50 olduğu kabul edildiğinde (%50 x %50 x %50 = %12,5) atmosfer dışından yeryüzüne ulaşan insolation (güneşlenme) miktarı $1367 \times \%12,5 = 170 \text{ W/m}^2/\text{gün}$ olarak hesaplanır (1).

FOTOVOLTAİK ETKİ

Fransız fizikçi Edmond 1839'da bir çözelti içerisine yerleştirdiği platin anot ve katot arasındaki elektron akımının aydınlıkta, karanlıktakine oranla biraz arttığını gözlemlemesi ve üzerine ışık düştüğünde metallerin elektron saldıgını keşfetmesiyle başlayan fotovoltaik etki yolculuğu günümüzde silikon (silisyum) atomuyla devam etmektedir (1).

Neden silisyum atomu sorusunun cevabı ise gayet basittir. Silisyum dünya yüzeyinin yaklaşık %26'sını oluşturan ve dünyada oksijenden sonra en çok bulunan ikinci element olan metalik olmayan bir elementtir. Ayrıca evrende bulunabilirliği fazla olan 7. elementtir. Ayrıca yarı iletken olduğu için ışık veya ısı etkisiyle iletken duruma geçerken düşük sıcaklıklarda yalıtkan olarak kalmaktadır. Silisyum atomunun 14 elektronu, en dış yörüngesinde "valans elektronu" adı verilen 4 elektronu bulunur ve bu 4 elektronu diğer 4 silisyum atomuyla bağ yapmakta kullanır. Böylece en dış katmanında 8 elektrona sahip olur. Silisyum atomunun bu hali onu elektriksel iletim yönünden çok kötü bir iletken haline getirir. Fakat "doping" adı verilen yöntemle 5 adet valans elektronu bulunan atomlar enjekte edildiğinde bu atomlar elektronlarının 4' er adedini diğer silisyum atomlarıyla bağ yapmakta kullanacak, geriye boşta birer elektronları kalacaktır. Böylece güneş ışınları kullanılarak fazlalık olan bu elektron kolaylıkla kopartılabilecektir. Bu gibi elektron fazlalığı olacak şekilde üretilen katmanlara n-tipi katman adı verilir. Buna karşılık kopartılan elektronların akım oluşturacak şekilde sürekli akışının olabilmesi için üretilen katmanlara da p-tipi katman adı verilir. P-tipi katmanlarda 3 adet valans elektronu olan atomlar kullanılır. Böylece n-tipi katmandan kopan elektronların dolduracağı "hole"ler (boşluklar) oluşturulur. Genellikle n-tipi katman oluşturmak için 5 adet valans elektronuna sahip fosfor atomları, p-tipi katman oluşturmak içinse 3 adet valans elektronuna sahip bor atomları kullanılır.

Fakat solar panellerde kullanılacak silisyum katmanlarının saflık derecesinin %99,9999 seviyelerinde olması gerekir. Silisyum atomlarının bulunduğu karışım bir dizi kimyasal reaksiyona ve damıtma işlemlerine tabi tutulduktan sonra

yaklaşık 1000 – 1500 C'de hidrojenle tepkimeye sokularak istenen saflığa ulaşılır. Sonraki aşamada istenen katman tipine göre (p-tipi veya n-tipi) "doping" işlemi gerçekleştirilir. Daha sonraki aşamada erimiş silisyum karışımına ucunda "seed" (çekirdek kristal) bulunan dönmekte olan bir mil daldırılır ve yavaş yavaş yukarıya çekilerek bir silikon kütüğü elde edilir. Bu yöntem Polonyalı fizikçi Czochralski (kokravlski) adıyla anılır (1). Daha sonra bu kütük kalınlığı yaklaşık 160 ~ 200 mikron olan levhalar halinde dilimlenir.

Tüm bu işlemlerden sonra üretilen p-tipi ve n-tipi tabakalar n-tipi tabaka üstte olacak şekilde bir araya getirilerek "p-n junction" adı verilen birleşim noktaları meydana getirilir. Bu birleşim noktası fotovoltaik etkide büyük öneme sahiptir. İki katman bir araya geldiğinde katmanlar arası elektron alışverişi gerçekleşir ve böylece nötr (yüksüz) bir katman daha oluşur. Bu elektron alışverişinden dolayı iki katman arasında bir elektriksel alan meydana gelir. Bu elektriksel alan etkisiyle elektron fazlalığı n-tipi tabakanın yüzeyine doğru itilirken boşluklar da p-tipi tabakanın yüzeyine doğru itilir. Güneş ışınlarından elde edilen enerjiyle n-tipi katmanın yüzeyindeki serbest kalan elektronlar özel olarak yerleştirilen metal yollar üzerinden yük üzerine, oradan da p-tipi katmana doğru akar. Bu şekilde oluşturulan katmanlara fotovoltaik hücre adı verilir. Genellikle boyutları 12 ~ 15 cm civarındadır. Her bir hücrenin çıkış gerilimi yaklaşık 0,5 ~ 0,6 V civarındadır. Bu nedenle birden fazla hücre birbirine seri bağlanarak solar paneller oluşturulur. Örneğin 72 adet hücrenin seri bağlanmasıyla $72 \times 0,5$ (veya 0,6) = 36 ~ 43,2 Voc'lık paneller elde edilir. Tipik bir solar panel p-tipi ve n-tipi katmanlardan, n-tipi katmanın üzerine yerleştirilmiş akım yollarından, akım yollarının üzerine yerleştirilmiş anti reflekte camdan ve en dışta da hem taşıma / kurulum için hem de zorlu doğa şartlarına karşı yeterli dayanımı sağlayabilecek bir çerçeveden oluşur. Birçok solar hücrenin birbiriyle genellikle seri bağlanmasıyla oluşturulan solar paneller de kendi aralarında seri ve/veya paralel bağlanarak istenen farklı gerilim ve akımlar elde edilebilir. Bu noktada dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır. Bunların başında solar panellerin gölgelenmemesi gelir. Çünkü gölgelenen kısım elektrik üretemeyeceği için seri bağlantı durumunda birbirine seri bağlı tüm panel ve/veya hücreler bloke olacaktır. Paralel bağlantı durumunda da diğer paneller ve/veya hücreler tarafından üretilen akım yük yerine gölgelenen hücre üzerinden akacaktır. Bu gibi durumları önlemek için seri bağlantıda panellerin her birine bypass ekipmanları, paralel bağlantıda ise her bir panelin pozitif kutbuna ters akım bloke ekipmanları bağlanmalıdır. Panellerin birbirleriyle bağlantılarında dikkat edilmesi gereken diğer önemli husus ise tüm panellerin özellik olarak mümkün olduğunca birbirine yakın olmalarıdır.

İNVERTÖRLER

Paneller birbirleriyle ne şekilde bağlı olurlarsa olsunlar, elde edilen akım DC'dir. Fakat çevremizde gördüğümüz birçok cihaz AC akımla çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Bu durumda elde edilen DC akımın AC'ye dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu iş için kullanılan ekipmanlara invertör adı verilir. Invertörler

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

genel olarak 3 tiptir. Birincisi ve en basit versiyonu kare dalga çıkışlı tiptir. Bu tip basit olduğu kadar da kullanışsızdır. İkincisi doğrultulmuş sinüs çıkışlı tiptir. Resistif yüklerde kullanılabilmesine rağmen kare dalgaya benzer yapıda bir çıkışı olduğu için ciddi oranlarda harmonikler içerir. Bu nedenle motor uygulamalarında ciddi problemler yaratır ve dolayısıyla tercih edilmez. Üçüncü versiyon tam sinüs dalga çıkışlı olup mevcut sistemimize en uygun çıkış veren tiptir. İçerisinde MPPT (Max. Power Point Tracking – Maks. Güç Noktası Takibi) adı verilen özel algoritmalarla sahiptir. Dönüşümü 3 aşamada gerçekleştirir. İlk aşamada DC – DC çevrimi yapılır. MPPT algoritmaları genellikle bu fazda uygulanır. Sonraki aşamada DC – AC dönüşümü yapılır. En son aşama olarak dönüşümde oluşan harmonikler en az 1 filtre uygulanarak ortadan kaldırılır. MPPT algoritmaları sayesinde her zaman azami çıkış gücü elde edilmesi mümkündür. Buna karşılık yüksek ısı oluşturmalar ve sıcaklık arttıkça verimleri düştüğü için oluşan ısının olabildiğince dağıtılması gerekir.

MPPT ALGORİTMALARI

Bilindiği üzere tüm elektronik komponentlerde sıcaklık arttıkça verimde düşüşler meydana gelir. Güneş panellerinin gün boyunca güneş altında kaldıkları ve invertörlerde de dönüşümler esnasında ısı oluştuğu düşünülürse aynı problemlerin güneş paneli sistemlerinde de geçerli olduğu görülmektedir. Bu sistemlerin bir diğer handikabı da hem güneşin gün içerisindeki konumunun hem de hava durumunun (rüzgâr, bulut) sürekli değişmesidir. Tüm bu faktörler göz önünde bulundurulduğunda panellerden elde edilen gücün sürekli bir değişkenlik içerisinde olduğu gerçeğiyle karşılaşırız. Bu değişkenliği en aza indirmek için bazı algoritmalar geliştirilmiştir. Bu algoritmalar her zaman maksimum güç elde edilmesi amaçlandığı için Maksimum Güç Noktası Takip (MPPT) algoritmaları olarak adlandırılırlar.

En çok kullanılan başlıca 3 algoritma mantığı mevcuttur: **Perturb and Observe (2):** “Hill Climbing” adı verilen bir teknik kullanır. Ana mantığı güç noktasını güç eğrisi üzerinde artışın olduğu yönde kademeli olarak hareket ettirip, maksimum gücün elde edildiği noktaya (MPP – Maximum Power Point – Maksimum Güç Noktası) ulaşmaktır.

Incremental Conductance (2): Bu algoritma da Hill Climbing yöntemini kullanır. Voltaj – güç eğrisindeki noktaların eğimi takip edilir. Eğim MPP noktasında sıfır, solunda pozitif ve sağında negatif olduğu için kademeli artışlarla MPP noktasına ulaşılmaya çalışılır.

Fuzzy Logic Control (2): Bu algoritma güç eğrisi üzerindeki iki noktadaki değişimin genellikle karşılık gelen gerilim değişimlerine oranı üzerinden hareket eder.

Hill Climbing metodu uygulayan algoritmalar en çok kullanılan türlerdir. Bunun sebebi uygulama basitliğidir. Buna karşın ışınlımda anlık değişiklikler meydana geldiğinde MPP noktasını kolaylıkla kaybederler. Diğer dezavantajları da MPP noktasına hızlı ulaşabilmek için artış kademelerini büyük tuttuklarında hiçbir zaman MPP noktasını yakalayamayıp etrafında salınmaları, buna karşılık artış kademelerini küçük tuttuklarında ise MPP'ye ulaşma sürelerinin uzamasıdır.

Dolayısıyla verimleri düşüktür. Fuzzy Logic Control metodu ise lineer olmayan değişimlerle ve ışınlımdaki anlık değişikliklerle kolaylıkla baş edebilmesi, detaylı bir matematiksel modele ihtiyaç duymaması, MPP'ye hızla ulaşması ve MPP etrafında asgari seviyede salınımlar yapması nedeniyle birçok yönden avantajlı bir metottur. Fakat tasarımcının yeteneklerine dayalı bir metot olduğu için her zaman aynı verimlilikte algoritmalar üretilmemektedir.

VERİM

Verim konusunu ele alırken güneş paneli sistemlerinin 2 ana unsuru olan paneller ve invertörler yönünden yaklaşılmalıdır. Her ikisinin de verimlerinin sıcaklık arttıkça azaldığını belirtmiştik. Invertörleri güneşten korumak çoğunlukla mümkün olabilmemesine rağmen paneller için güneş ve dolayısıyla yüksek sıcaklık kaçınılmaz bir gerçek olarak karşımıza çıkıyor. Bu nedenle panel kurulumunda yüksek ve rüzgâr alan bölgelerin seçilmesi verim açısından yerinde bir tercih olacaktır. Bunun yanında panellerin üzerine gün içerisinde ve kullanılması amaçlanan mevsimlerde (sadece yaz mevsiminde veya tüm yıl) gölge düşmemesine de dikkat edilmelidir. Eğer bazı durumlarda gölge kaçınılmaz oluyorsa, daha önce bahsettiğimiz baypas ekipmanları benzeri ekipmanlar kullanarak etkiyi en aza indirmeye çalışılmalıdır. Panel veriminde diğer bir etken de panellerin doğru konumlandırılmasıdır. Örneğin sadece kış mevsiminde kullanılacak bir panel, güneş ışınlarının eğikliği göz önüne alınarak, daha dik olarak konumlandırılmalıdır. Tüm bunların yanında tozlu vb. ortamlarda kurulum yapıyorsa belirli periyotlarda panellerinin yüzeylerinin temizlenmesi de verimi arttıracaktır.

Invertör verimini arttırmak için yine serin, kuru ve tozsuz ortamlar tercih edilmeli, panel kurulumunda invertörün tavsiye edilen gereksinimlerini sağlamaya ve invertörün mümkün olduğunca yüke yakın konumlandırılmasına dikkat edilmelidir. Ayrıca özellikle motor uygulamalarında tam sinüs dalga çıkışlı invertörler tercih edilmelidir. Paneller ile invertör arasında özel solar kablolar kullanmaya ve tüm kablo kesitlerinin üzerlerinden geçecek akımlara uygun şekilde seçilmesine dikkat edilmelidir.

Bir sistemin verimli olması demek aynı iş için daha az kaynak kullanmak demektir. Örneğin panel sayısının az olması hem maliyeti düşürecek hem de altlarında kalan bölge kullanılamaz hale geleceği için kullanım alanından tasarruf edilmesini sağlayacaktır. Diğer bir örnek olarak invertör seçimini yaparken çıkış filtrelemesi düzgün bir invertör seçilmesinin motorun ömrünü uzatacağını sayabiliriz.

ÖRNEK HESAPLAMA

Örnek olarak sadece haziran, temmuz ve ağustos aylarında 80 metre derinlikten günlük 100 m³ su ihtiyacını karşılayacak bir sistem için hesaplama yapalım. Bunun için öncelikle kurulumun yapılacağı bölgede belirtilen aylarda günlük ortalama efektif güneşlenme sürelerini tespit etmek gerekir. Bunun için internette belirli siteler ve programlar mevcuttur. İzmir için örnek tablo aşağıdaki gibidir:

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

	Efektif Güneşlenme Süresi (saat)
Haziran	6,54
Temmuz	6,70
Ağustos	6,57
Ortalama	6,60

Bu tablodaki ortalama süreyi kullanarak günlük su ihtiyacını saatlik ihtiyaca dönüştüreceğiz. Bunun için günlük su ihtiyacını (100 m³) ortalama güneşlenme süresine (6,60 saat) böleceğiz:

$$\frac{100}{6,60} = 15,15 \text{ m}^3/\text{h} \approx 15 \text{ m}^3/\text{h}$$

Sonraki adım olarak pompa kataloğundan 80 metre derinlikten 15 m³/h debiyle su verecek bir pompa seçelim. Örnek olarak paslanmaz serisi bir pompa olan SS615/10 seçildiğinde gerekli olan motor gücünün 5,5 kW olduğu görülecektir. Motor kataloğundan 5,5 kW'lık motorun verimine bakıldığında 380 V gerilim için %72,8 olduğu görülür. Motor verimi çıkış gücünün giriş gücüne oranı olduğu için çıkış gücünü verim değerine böldüğümüzde motor besleme uçlarına uygulanması gereken güç bulunmuş olur:

$$\frac{5500}{0,728} = 7555 \text{ W}$$

Bu güç aynı zamanda invertör çıkışından elde edilmesi gereken güce eşittir. Kablo olmadan kaynaklı kayıplar, sıcaklığa bağlı kayıplar ve invertör kayıpları toplamı ortalama %15 civarındadır. Bu nedenle panel kurulumunda gerekli gücü bulmak için bir bölme işlemi daha yapılır:

$$\frac{7555}{(1 - 0,15)} = \frac{7555}{0,85} \approx 8888 \text{ W}$$

Bu kurulum için 250 W'lık paneller seçelim. Bu durumda ihtiyacımız olan panel sayısını şu şekilde hesaplayabiliriz:

$$\frac{8888}{250} = 35,55 \approx 36$$

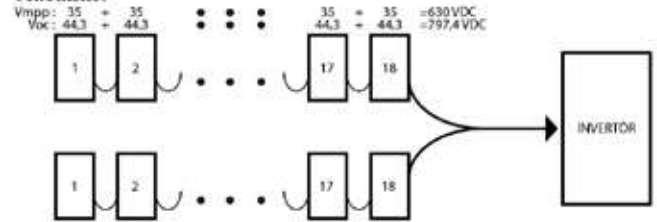
Panellerle ilgili bizim için önemli olan 2 parametre daha mevcuttur. Bunlardan biri panellerin yüksüz durumdayken çıkışlarından elde edilecek gerilim (Voc), diğeri de paneller yüke bağlandıktan sonra çıkışlarında ölçülebilecek gerilim (Vmpp)'dir. Örnek bir panel kataloğundan Voc = 44,3 V, Vmpp=35 V olarak alalım. Bu iki gerilimi ve invertör girişlerinde istenen nominal ve maksimum gerilim değerlerini kullanarak panelleri ne şekilde bağlamamız gerektiğine karar vereceğiz. Nominal gerilim olarak 560 V, maksimum gerilim olarak da 850 V gerilim değerlerine sahip bir invertör seçtiğimizi varsayarsak, yüklü durumda nominal olarak 560 V elde edebilmek için birbirine seri bağlı olması gereken en az panel sayısını şu şekilde hesaplarız:

$$\frac{560}{V_{mpp}} = \frac{560}{35} = 16$$

Bu durumda toplamda 36 panele ihtiyacımız olduğu için 18 + 18 şeklinde birbirine seri bağlı 18'er adet panelden oluşan iki dizi oluşturup, bu iki diziyi de birbirine paralel olarak bağlamak doğru bir seçim olacaktır. Son bir kontrol olarak yüksüz durumda invertör girişlerine gelecek maksimum gerilim de hesaplanır:

$$18 \times 44,3 = 797,4 < 850$$

Bu şekilde örnek kurulum görsel olarak aşağıdakine benzer olacaktır:



SONUÇ

Güneş panellerinin kullanımıyla günümüzün vazgeçilmez ihtiyaçlarından biri olan elektriğin şebekenin ulaşmadığı bölgelerde de kullanılabilmesi mümkün hale gelmiştir. Böylece sulamalı tarım imkanları artmış, teknoloji en ücra köşelere ulaşma imkanı bulmuştur. Güneş paneli teknolojisi şu anda çok yeni olduğu için belirli güçlerin üzerindeki ihtiyaçlarda devasa panellere gereksinim duyulmakta. Bu nedenle verimlerinin artırılması için yeni teknoloji araştırmaları tüm hızıyla devam etmektedir. Çevre dostu bir teknoloji olduğu için gelecek nesillere daha yaşanır bir dünya bırakırken teknolojik ilerlemelerin de sürdürülebilirliğini garanti altına alan bir gelişmedir. Teknolojiye bir nevi fotosentez özelliği getirilmiştir.

KAYNAKLAR

- 1 - <http://solarcellcentral.com>
- 2 - <http://lib.tkk.fi/Dipl/2010/urn100399.pdf>

ABSTRACT

Solar effect was first discovered in 1859. From then on, after the laboratory tests reached an acceptable level of efficiency, solar systems were started to be used for commercial purposes.

A solar system consists of two parts. These are solar panels and inverter. Solar panels generate DC current from the sun. Solar panels are the source of energy and inverter is a device that converts the DC output of panels into AC since most of the devices work with AC current.

There are some critical points during a solar system set-up. Mainly, the panels should be identical, should not be shadowed and should be (if possible) installed where they can be cooled naturally (windy places, etc.) since the efficiency decreases when the working temperature increases. And also the inverter should be installed in dry and cool places. Since the harmonics are very harmful for motors, the other critical point is the filtering the output of inverter especially in motor applications.

Although the solar effect is discovered 150 years ago, it is still a new technology. The efficiencies are still very low. Some algorithms are used to increase the efficiencies. So the algorithms should develop. As seen, there are still too much things to do for this technology.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SALMASTRASIZ POMPA MOTORLARININ HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ) YÖNTEMİ İLE TERMAL ANALİZİ

Nihan Uçar

Ar-ge Şefi

Alarko Carrier San. ve Tic. A.Ş.

nihan.ucar@alarko-carrier.com.tr

ÖZET

Salmastrasız pompaların temel özelliği, motorun rotor kısmının pompalanan akışkan ile dolu olmasıdır. Sessiz çalışma ve düşük bakım gereksinimi gibi özellikleriyle öne çıkan bu pompalar yaygın olarak kullanılmaktadır.

Motorlarda oluşan kayıplar, komponentlerin ısınmasına yol açmaktadır. Bu ısınmanın, motor ömrü ve komponent malzemelerinin sıcaklık limitleri açısından güvenilir olup olmadığı tasarım esnasında incelenmelidir. Motorun içerisindeki akışkan ve yüksek hızlarda dönen rotor, deneysel olarak motorun sıcaklık dağılımını belirlemeyi zorlaştırmaktadır. Motor tasarımının önemli bir parçası olan termal analiz hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile yapılabilmektedir.

Bu çalışmada, sıcak su sistemlerinde kullanılan bir salmastrasız pompa motoruna ait komponentler modellenmiş ve kayıplardan kaynaklanan ısı üretimi ve rotor içerisindeki akışkan sirkülasyonu göz önüne alınarak Ansys CFX programı ile termal analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda, motor içerisindeki sıcaklık dağılımı belirlenmiş ve malzeme limitleri ve motor ömrü açısından uygun olup olmadığı görülmüştür.

1. GİRİŞ

Birçok uygulamada verimlilik ve maliyetin gitgide zorunlu hale gelmesi ile elektrik makinalarının tasarım sürecinde, termal analiz çok önemli bir rol oynamaya başlamıştır[1]. Elektromanyetik performansının yüksek olmasının yanı sıra motorların termal davranışları da önem arz etmektedir. Motorların termal analizi özellikle motorun içinde yer alan komponentlerin malzeme seçimlerini etkilemektedir. Örneğin; yüksek verimi nedeniyle günümüzde giderek yaygınlaşan sabit mıknatıslı motorlarda yer alan mıknatıslar sıcaklığa oldukça duyarlıdır. Belli bir sıcaklıktan sonra demagnetize olmaları nedeniyle motor içi sıcaklığın bilinerek mıknatıs malzeme seçiminin buna göre yapılması gerekmektedir. Aynı şekilde, motorun izolasyon sınıfının belirlenmesi de ancak sargılarda görülebilecek maksimum sıcaklığın bilinmesi ile mümkündür. Bunlar dışında, motorda kullanılan bütün malzemelerin gerek

güvenilir çalışma, gerekse motor ömrü açısından sıcaklık dağılımlarının kontrol edilmesi gerekmektedir.

Salmastrasız veya ıslak rotorlu pompalar, motorun rotor kısmının pompalanan akışkan ile dolu olduğu, yaygın olarak kullanılan bir pompa türüdür. Motor ile akışkanın temasının bir salmastra aracılığıyla engellendiği kuru rotorlu pompalara göre sessiz çalışma, düşük bakım gereksinimi gibi avantajlara sahip olmaları nedeniyle tercih edilmektedirler. Salmastrasız pompa motorlarında statoru akışkandan ayırması için motorun hava boşluğuna bir gömlek yerleştirilmektedir. Motorun rotor kısmının akışkan ile dolu olması sebebiyle, yataklama kaymalı yataklar ile yapılmaktadır.

Son on yılda, deneysel geliştirmeyle kıyaslandığında sahip olduğu maliyet ve verimlilik sebebiyle, akışkanlar dinamiği için bilgisayar simülasyonu optimizasyon ve geliştirme alanlarında giderek artan bir şekilde kullanılmaktadır[2]. Salmastrasız pompa motorlarının termal analizinde içinde sirküle etmekte olan akışkan nedeniyle bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanmak gerekmektedir. Böylece motor içindeki akışkanın motor komponentleri üzerindeki soğutma veya ısıtma etkisi incelenebilmektedir.

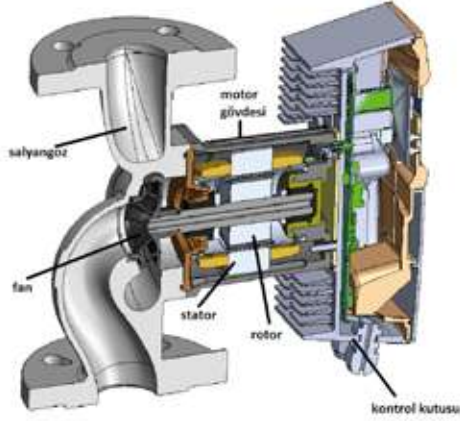
Bu çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olarak Ansys CFX programı kullanılmıştır.

2. TERMAL ANALİZ

2.1. Genel Özellikler

Ele alınan motor, sıcak su sistemlerinde suyun dolaşımını sağlamakta olan salmastrasız pompaya aittir. Pompa; hidrolik kısım (salyangoz ve fan), motor kısmı ve kontrol kısmı olmak üzere üç kısımdan oluşmaktadır. Pompada ısı üreten komponentler, motor ve kontrolcüde yer almaktadır. Kontrolcü detaylı bir inceleme ve analiz gerektirdiğinden bu çalışmada sadece motor ele alınmıştır.

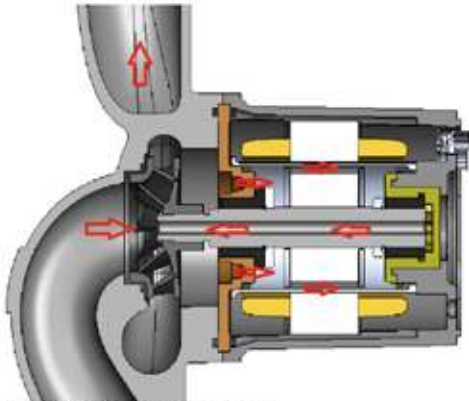
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 1 Salmastrasız pompa ana kısımları

Analizi yapılan motor iki adet kaymalı radyal yatak ve iki adet eksenel yatak ile çalışmakta olup ayrıca stator ile motor arasında su geçişini önleyen gömleğe sahiptir. Fan motor milinin üzerine monte edilmiştir ve motor içi sıcaklığı etkilemediğinden modellenmemiştir.

Suyun motor içine girmesi motor kapağında bulunan deliklerden olmaktadır. Su çıkışı ise milde boyulu boyunca yer alan delikten gerçekleşmektedir. Suyun motor içindeki sirkülasyonu Şekil 2’de verilmiştir.

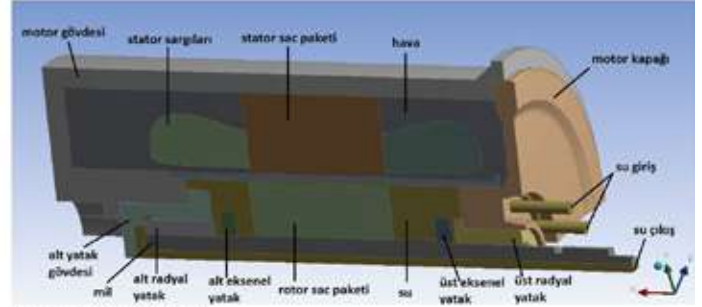


Şekil 2 Pompa içinde suyun hareketi

2.2. Modelleme ve Çözüm Ağı

Bütün parçalar simetrik olduğundan analiz modelin dörtte biri için yapılmıştır. Böylece 8 adet su giriş deliğinden 2 tanesi ve alt yatak gövdesinde suyun dolaşımını sağlayan dört adet yuvadan 1 tanesi modelde yer almaktadır.

Analizde kullanılacak modelde yer alan motor bileşenleri ve akışkanlar Şekil 3’te görülmektedir.



Şekil 3 Modelleme

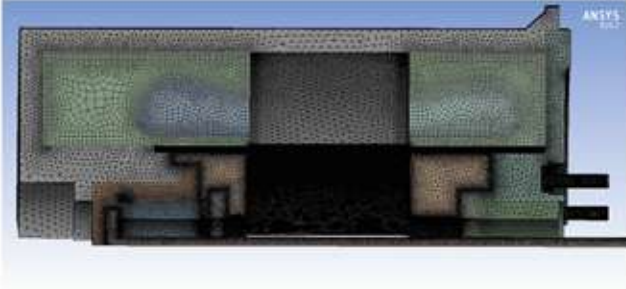
Komponentlere ait malzeme özellikleri Tablo 1’de görülmektedir.

Tablo 1 Malzeme Özellikleri

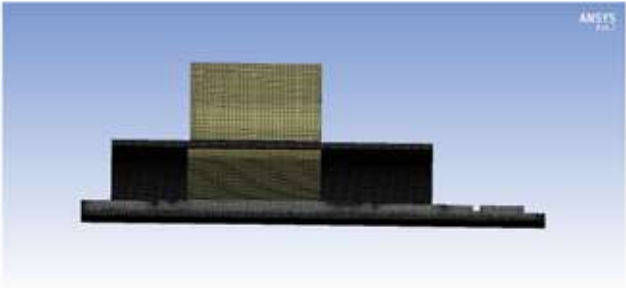
Parça Adı	Malzeme	Malzeme Özellikleri		
		Yoğunluk (g/cm ³)	Termal İletkenlik (W/mK)	Özgül Isı (J/kgK)
Motor Gövdesi	Alüminyum alaşımı	2,75	110	910
Stator/Rotor Sac Paketi	Silisi motor sacı	7,7	28	502
Stator Sargıları	Bakır sargı teli	8,9	400	390
Rotor Gömleği	Mühendislik plastiği	1,6	0,25	1180
Radyal Yataklar	Mekanik karbon (metal takviyeli)	2,7	21	717
Eksenel yataklar	Paslanmaz çelik	8	15	490
Alt Yatak Gövdesi	Bronz alaşımı	8,4	113	435
Mil	Paslanmaz çelik	7,7	30	490
Motor Kapağı	Bronz alaşımı	8,4	113	435

Çözüm ağı, geometri 2 parçaya ayrılarak problemin fizikine uygun şekilde oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağı Şekil 4 ve Şekil 5’de görülmektedir. Taşınım olan yüzeyler için sınır tabaka yapısı (inflation) tanımlanmıştır. Eleman kalitesini değerlendirebilmek için çarpıklık (skewness) ve ortogonal kalite değerleri kontrol edilmiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 4 Çözüm ağı



Şekil 5 Çözüm ağı

2.3. Motor Kayıpları

Elektrik motorlarında ısı üretimini oluşturan ana mekanizmalar, ısının oluştuğu yere bağlı olarak, genellikle dört ana gruba ayrılır. Bunlar; bakır kayıpları, demir kayıpları, kaçak yük kayıpları ve mekanik kayıplardır. Kaçak yük kayıpları motorun çalışması esnasında oluşan küçük kayıplardır ve değerlerinin belirlenmesi oldukça zordur[3]. Bu sebeple, termal analiz yapılırken hesaba katılmamışlardır.

Motorlarda oluşan demir ve bakır kayıpları için ise motor tasarımı esnasında yapılan hesaplamalardan elde edilen değerler kullanılmıştır.

Mekanik kayıplar ise yataklarda oluşan sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Yataklama kayıplarını hesaplamak için önce pompadaki radyal ve eksenel kuvvetler bulunmuştur. Kuvvet hesabı için ANSI/HI 1.3[4] standardında yer alan hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Daha sonra, kuvvetin oluşturduğu ısı değerini hesaplamak için kullanılacak sürtünme katsayısı McKee tarafından geliştirilen denklemden bulunmuştur[5].

2.4. Sınır Şartları

Maddelerde ısı transferi; iletim, konveksiyon ve radyasyon olmak üzere üç yolla gerçekleşmektedir. Motor içerisinde birbirine temas eden katı yüzeyler arasında iletim, su ve hava teması ile ise konveksiyon meydana gelmektedir. Radyasyon

ise etkisinin düşük olması sebebiyle bu çalışmada dikkate alınmamıştır.

İncelenen pompa, sıcak su sistemlerinde kullanıldığından, analizde su sıcaklığı en yüksek haliyle alınarak motordaki oluşacak maksimum sıcaklık değerlerini elde etmek amaçlanmıştır. Kayıplar ise komponentlerde ısı kaynağı olarak tanımlanmıştır, Tablo 2’de bütün sınır koşulları verilmektedir.

Tablo 2 Sınır Şartları

Sınır Şartları	Motor Kayıpları (W)	
	Demir Kayıpları	8
	Bakır Kayıpları	16
	Yatak Kayıpları	0,8
	Sıcaklık Değerleri (°C)	
	Su	100
	Hava	95
	Su Giriş Debisi	
	Kütleli Debi (kg/s)	0,035

Motor gövdesinin dış yüzeyinin 25°C hava ile temasta olduğu ve bu yüzeyden doğal taşınım olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca bu sınır koşullarının yanısıra, motor gövdesinin kontrol kutusuna değen yüzeyine de sabit sıcaklık değeri olarak 98°C verilmiştir. Bu yüzeydeki ısınmayı kontrol kartının yaydığı ısı etkilemektedir ve yüzeyin sıcaklık değeri pompa çalışması esnasında termokupl ile alınan ölçümlerle elde edilmiştir.

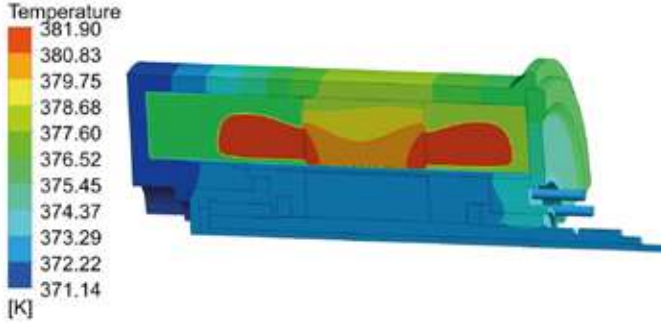
Giriş ve çıkış koşullarının yanı sıra ara yüz (interfaces) ve duvar sınır koşulları da tanımlanmıştır. Simetrik olan yüzeyler periyodik ara yüz olarak, hiçbir akışkan veya katı ile temas olmayan yüzeyler ise duvar olarak tanımlanmıştır.

3. SONUÇLAR VE DOĞRULAMA

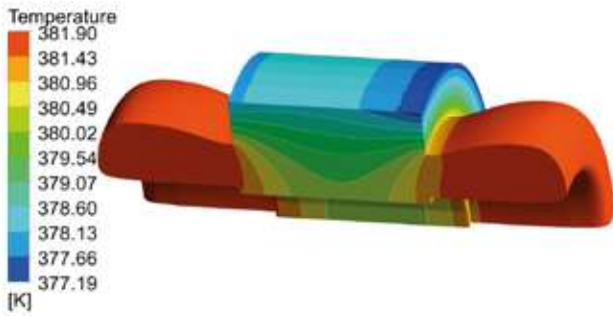
3.1 Sıcaklık Dağılımı

Analiz sonucu çıkan sıcaklık dağılımı ile karar verilecek en önemli parametrelerden birisi motor izolasyon sınıfıdır. İzolasyon sınıfının yanlış seçilmesi motorun yanması ve ömrünün kısılması gibi sonuçlar doğurabileceğinden tasarım açısından yüksek önem taşımaktadır. Analiz sonuçları incelendiğinde, en yüksek sıcaklığın stator sargılarında olduğu ve izolasyon sınıfı için bu değer göz önüne alınması gerektiği görülmektedir. Statora ait sıcaklık dağılımı Şekil 7’de ayrıntılı bir şekilde verilmektedir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

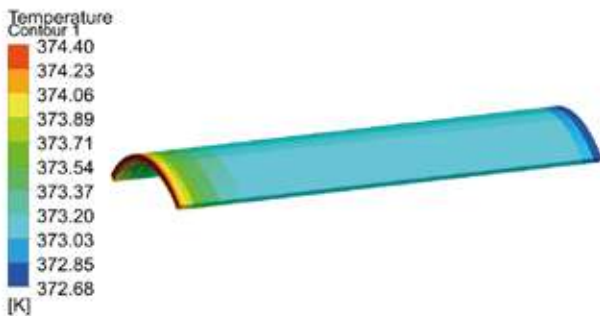


Şekil 6 Motor içi sıcaklık dağılımı



Şekil 7 Stator sıcaklık dağılımı

Motorunda, malzeme seçimi konusunda kritik olan komponentlerden biri plastik olması nedeniyle rotor ve statoru ayırmakta kullanılan gömlektir. Gömleğe ait sıcaklık dağılımı Şekil 8'de görülmektedir. Seçilecek plastik malzeme, sürekli olarak bu sıcaklıklarda çalışabilmelidir.



Şekil 8 Gömlek sıcaklık dağılımı

3.2 Doğrulama

Pompanın 100°C su ile çalışması esnasında, stator sargılarının üzerinden termokupl ile sıcaklık ölçülmüştür. Sıcaklık sabit bir değere ulaşana kadar ölçüm alınmaya devam edilmiştir. Tablo 3'te görüldüğü gibi sargı başının sıcaklığı 108,1 °C'de maksimum değerine ulaşarak sabitlenmiştir.

Analiz sonucunda 108,9°C olarak görünen sargı başı sıcaklığı, deneysel olarak ölçülerek 108,1 °C bulunmuştur. Böylece analiz sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımı için doğrulama sağlanmıştır.

Tablo 3 Ölçülen stator sargı başı sıcaklık değerleri

1	106,3 °C	7	108,0 °C
2	106,8 °C	8	108,1 °C
3	107,2 °C	9	108,2 °C
4	107,5 °C	10	108,1 °C
5	107,7 °C	11	108,1 °C
6	107,9 °C	12	108,1 °C

3.3 Sonuç

Analiz sonuçları incelendiğinde, rotor içinde dolaşmakta olan suyun sıcaklığının, motor içi sıcaklık dağılımına etkisinin oldukça fazla olduğu görülmektedir. Sıcak sulu sistemlerde kullanılan motorların, motor kayıpları haricinde bir de suyun sıcaklığı ile ısınacağı göz önüne alınırsa, tasarım esnasında termal analiz zorunlu hale gelmektedir.

Motor komponentlerinin sıcaklıklarının düşürülmesi için ise yapılabilecek bazı çalışmalar mevcuttur. Motor gövdesi havayla temas halinde olduğundan, oluşan ısıyı dışarı atılmasını sağlamaktadır. Gövdenin geometrisi ve malzemesinde yapılacak iyileştirmeler ile motor sıcaklığını düşürmek mümkündür. Bunun için iletim katsayısı yüksek bir malzeme kullanmak ve gövdenin dış yüzeyine kanatçıklar ekleyerek yüzey alanını arttırmak gibi yöntemler kullanılabilir.

Bu çalışma kapsamında ele alınmamasına rağmen, yapılabilecek diğer bir çalışma ise su giriş-çıkışlarını incelemektir. Su giriş delik çaplarını değiştirilmesinin motor içi sıcaklık dağılımını nasıl etkilediğine bakılarak bu konuda optimizasyon yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. S. Unai, G. Almandoz, J. Poza, G. Ugalde, 2014, "Design of Cooling Systems Using Computational Fluid Dynamics and Analytical Thermal Models", IEEE Transactions On Industrial Electronics.
2. I. Bilus, M. Hadziselimovic, 2011, "The Analysis of the Thermal Losses in an Induction Motor", Przegląd Elektrotechniczny (Electrical Review), ISSN 0033-2097.
3. C.A. Cezario, M. Verardi, S.S. Borges, J.C. Silva, A.A.M. Oliveria, 2005, "Transient Thermal Analysis of an Induction Electric Motor", 18th International Congress of Mechanical Engineering.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

4. ANSI/HI Standard 1.3, 2009, "Rotodynamic (Centrifugal) Pumps for Design and Application"

5. P.B. Kadam, J.S. Bagi, 2011, "Performance and Reliability Improvement in the Design and Manufacture of Water Cooled Submersible Pump and Motor by Solid Modeling and CFD", International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST).

ABSTRACT

The main characteristic of the sealless (canned) pumps is the rotor part of the motor is filled with the pumped fluid. Due to having advantages such as; quiet operation and low maintenance requirements, sealless pumps are being used widespread.

Losses in the motor cause the motor components to heat. During the motor design process, this heating of the components is required to be examined for the motor life, motor efficiency and the reliability of the material temperature limits. Experimental determination of the temperature distribution in the motor is difficult because of the rotation of the rotor and the fluid inside the motor. Thermal analysis, which is an important phase in the motor design process, can be done with computational fluid dynamics (CFD).

In this study, components of a sealless pump motor, which is used in hot water systems, is modelled and thermal analysis is carried out with Ansys CFX considering the heat generation in the motor and the circulation of the water in the rotor part of the motor. With the results of the analysis, the temperature distribution inside the motor is obtained and checked according to material temperature limits and motor efficiency.

POMPA ÇARKI MALZEMESİ NİKEL ALÜMİNYUM BRONZ'A UYGULANAN SÜRTÜNME KARIŞTIRMA PROSESİ'NİN MALZEMENİN KAVİTASYON DİRENCİNE ETKİSİ

Haluk KELEŞ
Arş. Gör.
Artvin Çoruh Üniversitesi
hkeles@artvin.edu.tr

Tevfik KÜÇÜKÖMEROĞLU
Doç. Dr.
Karadeniz Teknik Üniversitesi
tkomer@ktu.edu.tr

ÖZET

Çalışma kapsamında, radyal kanatlı santrifüj pompa çarkı tasarlanmıştır. Literatürdeki parametreler ve yaptığımız ön deneyler sonucu en uygun sürtünme karıştırma prosesi (SKP) parametreleri belirlenmiştir. Nikel alüminyum bronz (NAB) malzemesinden üretilen pompa çarkı kanatları SKP yöntemi ile yüzey işlemine tabi tutulmuştur. Hazırlanan çarkın kanatları sökölüp takılabilir nitelikte hazırlanarak çalışmanın istenilen aşamalarında sökölüp incelenmesi mümkün olmaktadır. Oluşturulan sistem bir tanktaki suyun, santrifüj pompa ile emilerek tekrar tanka gönderildiği kapalı devre şeklinde tasarlanmıştır. Sistemde emme ve basma hattına birer sürgülü vana konulmuştur. Emiş hattındaki vana kısılarak akışkanın hızı artırılmış ve basıncı düşürülmüştür. Kaviteasyonlu bölgede, çalıştırılan pompa çarkının, zamanla sergilediği kaviteasyon davranışı incelenmiştir. Pompa çarklarının imalatında kullanılan NAB malzemesine uygulanan SKP işleminin, oluşan kaviteasyon etkisine karşı kanat malzemesinin direncini tatminkar derecede artırdığı belirlenmiştir.

GİRİŞ

Nikel Alüminyum Bronzu (NAB), mükemmel korozyon direnci, iyi kırılma tokluğu, yüksek sönümlenme kapasitesi ve iyi yorulma direnci gibi özellikleri yüzünden, geniş ölçüde denizcilikte pervane malzemesi ve pompa uygulamalarında ise çark malzemesi olarak kullanılan bakır bazlı bir alaşımdır. Döküm malzemelerde genel olarak gözlenen yüzey kusurları, NAB içinde bir sorun teşkil etmektedir.

Kaviteasyon, akışkanların söz konusu olduğu uygulamalarda karşılaşılabilen fiziksel bir olaydır. Esasında, akışkan içerisinde oluşan ani basınç düşüşlerinin, akışkanın kritik buharlaşma basıncının altına düşmesi ile akışkanın anlık olarak kaynayıp kabarcık oluşturmaya sebep olur. Bu kabarcıklar, bir yüzeyle temas etmesi veya basıncın yüksek olduğu bir bölgeye geçmesi durumunda kendi içerisinde çökerek patlar, bu patlama lokal olarak yüksek basınç dalgalarının oluşmasına neden olur. Öyle ki bu gerilmeler yerel olarak 1.5 GPa mertebelerine kadar çıkabilmektedir [1]. Yapısal olarak gözenekli yapıya sahip olan döküm esaslı malzemeler kaviteasyon etkisiyle aşındıklarında,

yüzeyde derin çukurluklar meydana getirir. Bu durum kanat yüzeyine uygulanan SKP işlemi ile malzeme yüzeyinin mekanik özelliklerinin artışının yanında yüzeylerde mevcut olan gözeneklerin yok olmasını veya azalmasını sağladığından kanatta kaviteasyon etkisinin gözlenmesini geciktirir.

Sürtünme Karıştırma Prosesi (SKP), yeni sayılabilecek bir yüzey işleme tekniği olarak ortaya çıkmıştır. İşlem esnasında Sürtünme Karıştırma Kaynak (SKK) yöntemine dayanmaktadır. SKK bir katı hal kaynak yöntemi olup, 1990 yılında İngiltere Kaynak Enstitüsü'nde Wayne Thomas tarafından bulunmuş ve ilk defa 1991 yılında İngiltere'de patenti alınmıştır [2]. SKP yönteminde, karıştırıcı (batıcı) uç olarak adlandırılan ve yüksek devirlerde dönen omuzlu bir pimin, proses edilecek parçaların yüzeyine daldırılarak omuzun yüzeye sürtünmesinden dolayı meydana gelen ısı, parçaların ısınıp yumuşamasını ve çamurumsu bir kıvama gelmesini sağlar. Böylece bu bölge içerisinde bulunan pimin karıştırıcı etkisiyle parçanın yüzey tabakası termo mekanik olarak aşırı oranda deforme edilmiş olur.

Literatürde, NAB malzemelerine uygulanmış SKP işleminin yüzey özelliklerini iyileştirme amaçlı çalışmalar bulunmaktadır. Yüzey özellikleri geliştirilmiş olan bu malzemelerin kaviteasyon dirençleri sadece ultrasonik kaviteasyon test cihazı ile gerçekleştirilmiş olup, bu durum gerçek çalışma koşullarını temsil etmemektedir.

DENEY DÜZENİĞİNİN TANITILMASI

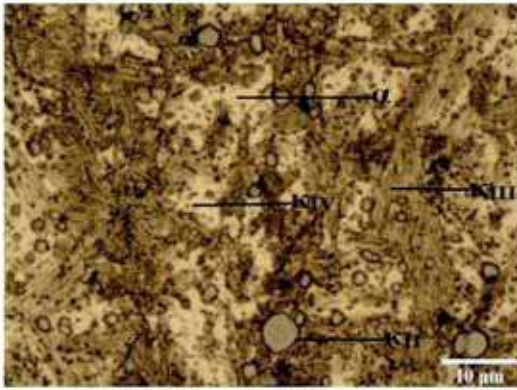
Nikel Alüminyum Bronz – NAB

Bu çalışmada piyasadan tedarik edilen C95800 NAB malzeme kullanılmıştır. Bu malzemenin belirlenen kimyasal bileşim oranları Tablo 1'de verilmiştir. Söz konusu NAB malzemesinin proses öncesi mikroyapı görünümü Şekil 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Nikel Alüminyum Bronz kimyasal bileşimi [2].

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Element	Cu	Al	Ni	Fe	Mn
% Ağırlık	78,311	10,917	4,863	3,987	1,312
Element	Sn	Si	Zn	Zr	Co
% Ağırlık	0,234	0,162	0,132	0,045	0,021
Element	Pb	Mg	Br	Cr	
% Ağırlık	0,009	0,004	0,002	0,001	

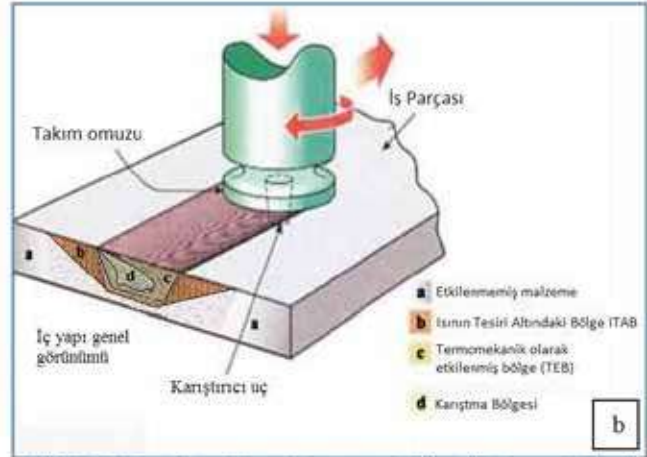
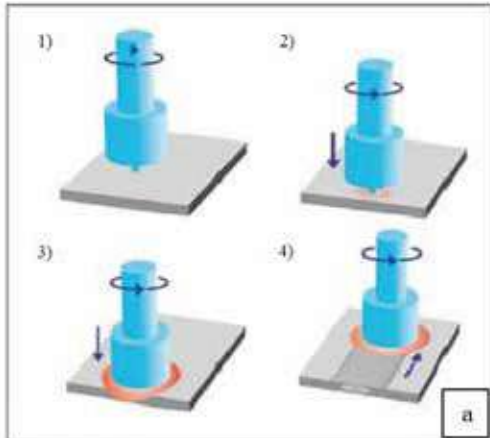


Şekil 1. Ham döküm NAB malzeme optik mikroskop görüntüsü.

Ham döküm durumdaki NAB alaşımının mikroyapısı, literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırıldığında bakırca zengin (α) faz ve Ni-Fe-Al (κ) fazlarından oluştuğu görülmektedir. κ -fazlarının yapısını NAB alaşımının kimyasal bileşim oranları belirlemektedir. κ -fazi, literatürde de ayrıntılı olarak belirtildiği gibi yapıdaki element oranlarına bağlı olarak κ_I , κ_{II} , κ_{III} ve κ_{IV} fazları şeklinde oluşabilmektedir [2].

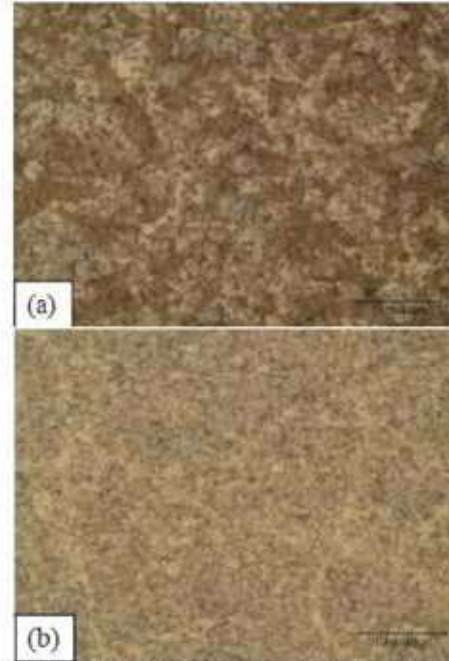
Sürtünme Karıştırma Prosesi – SKP

Sürtünme karıştırma prosesinin şematik görünümü ve iç yapıya olan etkileri Şekil 2’de görülmektedir.



Şekil 2. SKP yapılışı (a) ve Karıştırma Bölgesi, Termo-Mekanik Etkilenmiş Bölge, Isının Tesiri Altındaki Bölge ve temel malzeme’de iç yapıya olan etkisi (b) ve görünümü [3].

Şekil 3’te, SKP uygulanan NAB malzemenin optik görüntüleri incelendiğinde, a ve b nolu görüntülerden de görülebildiği gibi, b nolu proses bölgesinde, a nolu ana malzeme bölgesine göre tane yapısı incelmış ve homojen bir mikroyapı sergilemektedir.



Şekil 3. Temel malzeme (a) ve proses edilmiş bölgesi (b) optik mikroskop görüntüleri [2].

Proses parametresi olarak literatür taramaları ve yapılan ön deneyler sonucu; takım devir sayısı 1250d/dk, takım ilerleme hızı 65mm/dk ve takım baskı kuvveti 4400N seçilmiş ve Tablo 2’de gösterilmiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Tablo 2. Sürtünme Karıştırma Proses Parametreleri

Proses Parametreleri	1250 d/dk – 65 mm/dk – 4400N		
Proses Paso Sayısı	1	2	4

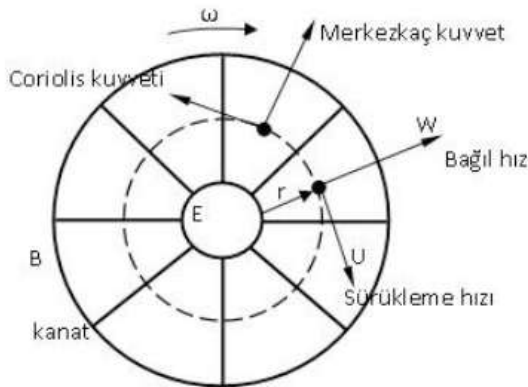
Radyal Çark İmalatı

Belirlenen parametreler 1, 2, ve 4 paso (her bir proses bir önceki paso ile örtüşecek şekilde) 200x31x8 mm³ lük döküm NAB plakalar üzerinde uygulanmıştır. Daha sonra proses uygulanan yüzeylerden elektroerezyon cihazı ile tasarımını yaptığımız çark kanatları ebatında kesilmiştir.

Sürtünme Karıştırma Prosesi ile işlenmiş Nikel Alüminyum Bronz malzemenin kavitasyon direncinin belirlenmesi için, yeni bir radyal pompa çarkı imal edilmesi ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu radyal çarkın kanatları, SKP ile işlenmiş NAB malzemeden imal edilmiştir.

Santrifüj pompalarda da, tüm turbo makinalarda olduğu gibi, sabit eksen etrafında bir açısal hızla dönen ve çark adı verilen bir ana eleman vardır. En basit şekliyle merkezkaç çark, birbirine paralel iki diskin arasına veya tek bir disk yüzeyine merkezci (radyal) kanatlar konarak elde edilir [4].

Aşağıdaki şekilde belirtildiği gibi, çark içindeki bir akışkan parçacığı, bir yandan çarkla beraber $u=r\omega$ hızıyla (ω çevresel hız-rad/s) dönme eksen etrafında dönerken, diğer yandan w hızıyla çarka göre hareket edip çarkı terk eder u çevresel hız, w bağıl hız adını alır [4].



Şekil 4. Basit bir radyal santrifüj pompa çarkı [4].

İçerideki akışkan dolu bir çark, eksen etrafında dönmeye başlayınca, merkezkaç kuvvetlerinin etkisi altında akışkan B yüzeyinden dışarı çıkmaya başlar. Böylece, E yüzeyinden emilen akışkan B yüzeyinden dışarı basılır [4].

Radyal çarklarda kanat sayısı seçimi önemlidir. Gereğinden fazla kanat sayısı seçilirse sürtünme yüzeyi artacak, enerjinin bir kısmı sürtünme dolayısıyla kaybolacaktır. Diğer taraftan kanat sayısı gereğinden az seçilirse kanat yüzeyleri gerekli kanat basıncını taşıyamayacaktır. Kanat kanallarında

cidarlardan ayrılmalar meydana gelecektir. Bu sebeplerden dolayı optimum kanat seçimine çalışılmalıdır. Araştırmacılar uygun kanat yüzeyi için,

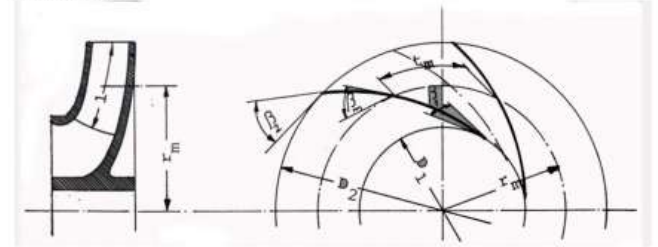
$$c = \frac{l}{\sin \beta_m \cdot t_m}$$

eşitliğinin sağlanması istenmektedir. Bu eşitlikte,

$$t_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m}{z} \quad \sin \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$1,6 < c < 2,2 \quad l = r_1 - r_2$$

alınacaktır.



Şekil 5. Kanat sayısının belirlenmesi [5].

Eşitlikteki t_m değerinin karşılığı koyulup z kanat sayısı tek bırakılırsa,

$$z = c \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m}{l} \cdot \sin \beta_m$$

$$z = k \cdot \frac{2 \cdot r_m}{l} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$k = c \cdot \pi$$

elde edilir. Basit radyal çarklarda $l = r_2 - r_1$ olduğundan tam santrifüj pompalar için kanat sayısı,

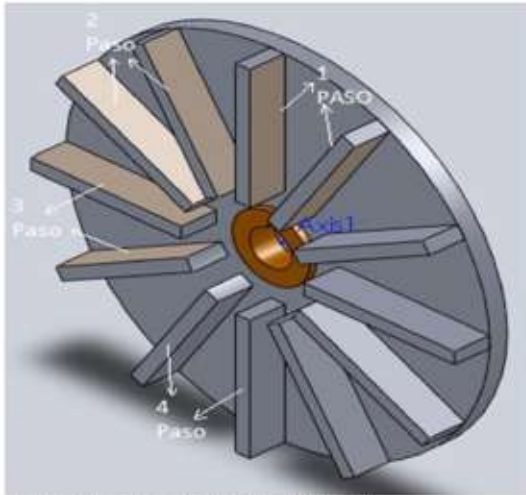
$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$$

eşitliği yardımı ile bulunur. Eşitlikteki k değeri ($5 < k < 6,5$) arasında seçilir. Genellikle bu değer 6,5 civarında alınır [5].

Bu bağıntılardan yola çıkarak ilgili değerleri yerine koyduğumuzda, β_1 ve β_2 (β -kanat açıları) radyal çarklarda 90° dir. Dolayısıyla $\sin 90 = 1$ 'dir. $D_2 = 122 \text{ mm}$ ve $D_1 = 35 \text{ mm}$ 'dir. Sonuç olarak, z (kanat sayısı) = 12 olarak hesaplanmıştır. Şekil 6'da görülmektedir. Ayrıca kanatların proses edilmiş yüzeyleri açık kahve rengi boyanarak (şematik gösterim üzerinde) gösterilmiştir. Çark kanatları paso sayılarına göre dizilerek,

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

aynı deney esnasında farklı işlem görmüş kanatların tümü birden test edilebilmiştir. Proses yapılmayan kanatlar işlem görmemiş (base) metalden üretilmiştir. Çarka önden bakıldığı zaman, çark saat yönünün tersi yönde dönmektedir.

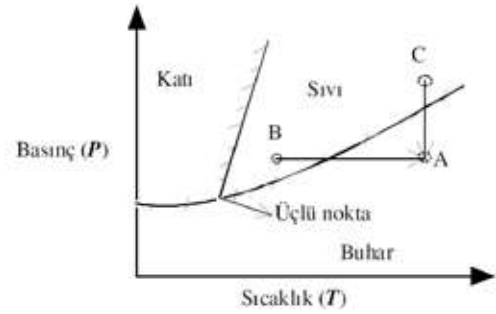


Şekil 6. Radyal çark ve kanat imalat resmi.

Kavitasyon

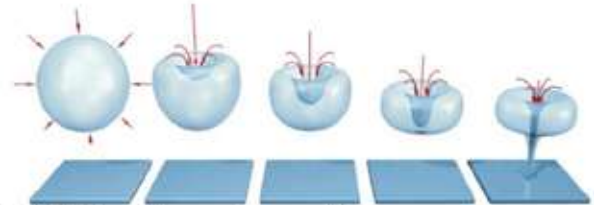
Kavitasyon, su veya herhangi bir akışkan içerisindeki hız artışı veya bu akışkan içerisinde hızlı hareket eden herhangi bir cisim nedeni ile oluşan gözlenebilir faz değişim olayıdır. Bernoulli prensibine göre, akışkan içerisindeki hız artışı basıncın azalmasına neden olur. Daha düşük basınç ise akışkan içerisinde soğuk kaynama riski (kaynama noktası değişmez) anlamına gelir. Başka bir deyişle, basıncı azalma suyun kaynama noktasını ortam sıcaklığına kadar düşürebilir. Bu durumda, içinde su buharı ve erimiş gazlar bulunan, hava kabarcıkları içeren bir tür soğuk kaynama meydana gelir. Bu olay "kavitasyon" olarak bilinir. Kavitasyon, kaynama olayından farklı bir olaydır. Çünkü kaynama olayındaki buharlaşma sabit basınçta sıcaklık artırımı ile meydana gelirken kavitasyon olayındaki buharlaşma ise hemen hemen sabit sıcaklıkta basınç düşümü ile meydana gelir. Buharlaşmanın meydana gelmesi için bir miktar ısı gerekir, ancak kavitasyonlu akışta bu miktar çok küçüktür [6].

Herhangi bir sıvı için faz diyagramı Şekil 7'de verilmektedir. B noktasındaki bir sıvıda sıcaklık artırılarak, C noktasındaki bir sıvıda da basınç azaltılarak aynı A noktasına gelinebilir. Yani bir sıvının basıncı düşürülerek veya sıcaklığı artırılarak buhar fazına geçmesi sağlanabilir. C'den A'ya geçişte kavitasyon, B'den A'a geçişte ise kaynama olayı meydana gelir [7].



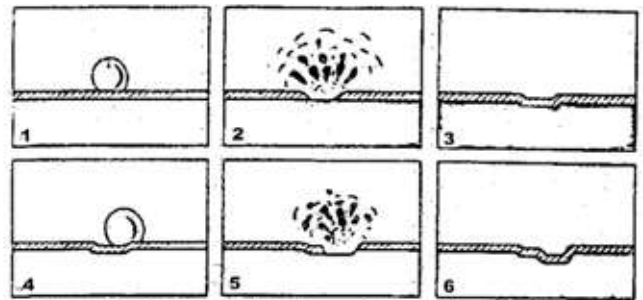
Şekil 7. Herhangi bir sıvı için faz diyagramı [7].

Buhar kabarcıkları akımla birlikte taşınır. Basıncın yüksek olduğu bölgelere taşınan kabarcıklar aniden yoğunlaşır ve yüzeyde çok yüksek gerilmelere neden olur. Öyle ki bu gerilmeler yerel olarak 1.5GPa mertebelerine kadar çıkabilmektedir [1]. Şekil 9'da bu olay şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 9. Kabarcıkların yoğunlaşması [8].

Bu denli yüksek gerilmeler metal yüzeyinde aşınmalara neden olur. Bu aşınmalar zamanla yüzeyde pürüzlülük oluşturur ve kabarcıklar akış yüzeyinde bulunan bir engelle çarparak parçalanır. Bu olay genellikle metal yüzeyinde patlama şeklinde meydana gelir ve metal yüzeyi üzerinde kuvvetli bir emiş (vakum) etkisi yaparak metali o noktada oyulmasına neden olur. Şekil 10'da da görülebileceği üzere, oluşan bu oyuk yeni kabarcıklar oluşmasına ve oyukun gittikçe büyümesine neden olur. [9]



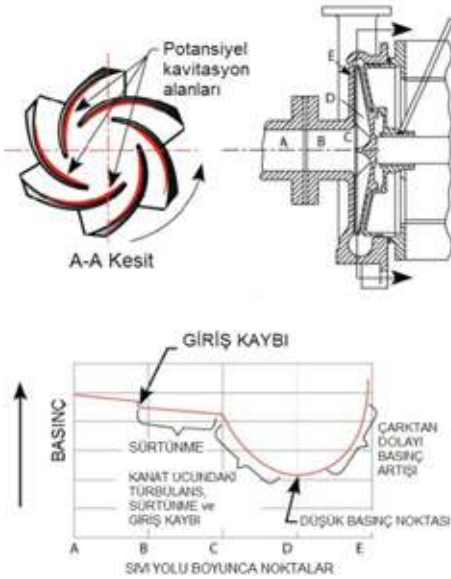
Şekil 10. Metal yüzeyinde patlayan kabarcıkların oyuk oluşturmaları [9].

Pompalarda Kavitasyonun Etkileri

Kavitasyon hasarı, bir santrifüj pompada küçük çukurluklardan felaketle sonuçlanabilecek arızalara neden

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

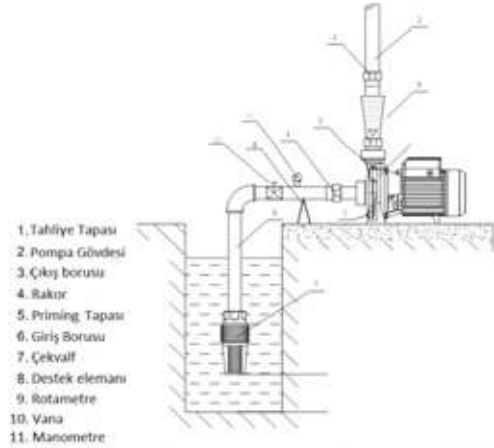
olabilir ve pompalanan akışkan karakteristiklerine, enerji seviyelerine ve kavitasyon süresine dayanır. Çoğu hasar genellikle çarkın içinde meydana gelir; özellikle, kanatların basınç olmayan taraflarının sırt kısımlarında. Çark kanadında gözlenen net etki iz lekesi, kaba yüzey ve metal erozyonundan kanatların şiddetli incilmesi şeklinde olacaktır. Kavitasyonun, bir hidrolik makinenin sabit parçalarında bile veya dönen parçalarında (örneğin bir santrifüj pompanın çarkı gibi) ortaya çıkabileceğinden söz edilir. Sıvı içerisindeki katkı maddeleri buhar basıncının yanı sıra sıvının aşındırıcı özelliklerini yükseltmesi kavitasyon hasarını artırabilir. Farklı malzemeler farklı kavitasyon direnci gösterir. Genel olarak, bu olaya tamamen dirençli hiçbir malzeme yoktur. Rijit plastik ve kompozitler normalde kavitasyona az dayanıklı malzemelerdir. Aynı kavitasyon koşulları altında, çok yaygın olarak kullanılan metallerden dökme demir ve pirinç çok hasar alırken, paslanmaz çelik, titanyum, nikel alüminyum bronz ve stellite daha az hasar alacaktır.



Şekil 11. Santrifüj pompa içerisindeki basınç profili [10].

Sistemin Tanımlanması

Bir tanktaki suyun, santrifüj pompa ile emilerek tekrar tanka gönderildiği kapalı devre sistemi yapılmıştır. Sistemde emme ve basma hattına birer sürgülü vana konulmuştur. Emiş hattındaki vana kısılarak akışkanın hızı artırılmış ve basıncı düşürülmüştür. Dolayısıyla bu şartlar altında çalışan pompa çarkı, gürültülü (sanki içerisinde çakıl taşı varmış gibi) ve titreşimli bir çalışma davranışı göstermeye başlamıştır. Sistemin negatif emişli olması itibarı ile zaten kavitasyona eğimli olduğu bir gerçektir. Ayrıca emme hattında bulunan zorlayıcı elemanlarda, kavitasyon oluşumunu artıran etmenlerdendir. Kavitasyonlu bölgede, çalıştırılan pompa çarkının, zamanla ve farklı parametrelerde sergilediği davranışlar incelenmiştir.



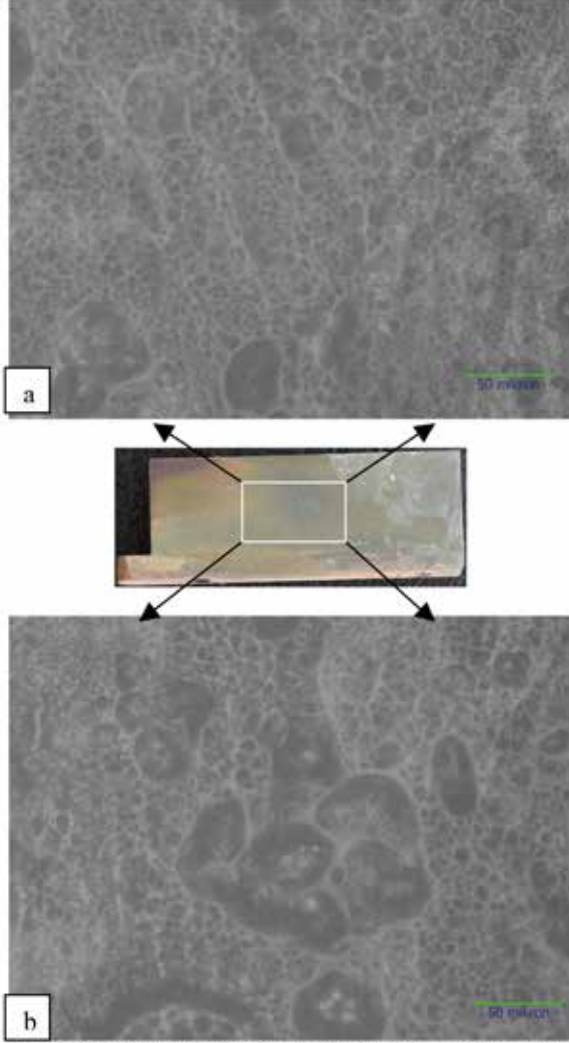
Şekil 12. Sistemin şematik ve gerçek görünümü.

Pompa'nın çalışma koşulları $Q=4\text{m}^3/\text{h}$ ve $P_{\text{emiş}}=-0,9$ bar şeklindedir. Pompa giriş ve çıkışları 11/2 (DN40)'tır. Pompa basma çıkışında bir rotametre yardımı ile basma debisi ölçülmüştür. Basma hattındaki 100lt'lik depo'da su dinlendirilip, doğal akış ile 250lt'lik depoya aktarılmaktadır. Böylelikle çalkantı sebebiyle su içerisinde oluşabilecek kabarcıkların önüne geçilmesi hedeflenmiştir. Ayrıca emiş ağzı, su seviyesine olabildiğince uzak; tankın taban noktasına yakın yerleştirilerek, olası vorteks oluşumu ile pompanın hava emmesine engellenmiştir. Pompa çark mili 3100 d/dk hızında dönmektedir. Pompa 2750 saat çalıştırılmıştır. Kapalı devre çalıştırılan sistem deposundaki suyun sıcaklığı, başlangıçta $15^\circ\text{C} \pm 2$ değerinde iken sistem rejim haline geldiğinde $30^\circ\text{C} \pm 2$ aralığına eriştiği ölçülmüştür. Suyun sıcaklığının artması buharlaşma basıncını atmosfer basıncına yaklaştırmakta yani mutlak basıncın, suyun kritik buharlaşma basıncından daha küçük olmasına sebebiyet vermektedir. Bu da kavitasyonu hızlandıran çok önemli bir faktördür.

Sistem işletme sırasında belli aralıklarda durdurulup, çark kanatları sökülerek optik ve stereo mikroskop yardımıyla incelenmiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Base malzemeden imal edilen kanadın, farklı işletme süreleri altındaki optik mikroskop görüntüleri Şekil 13'te verilmiştir.

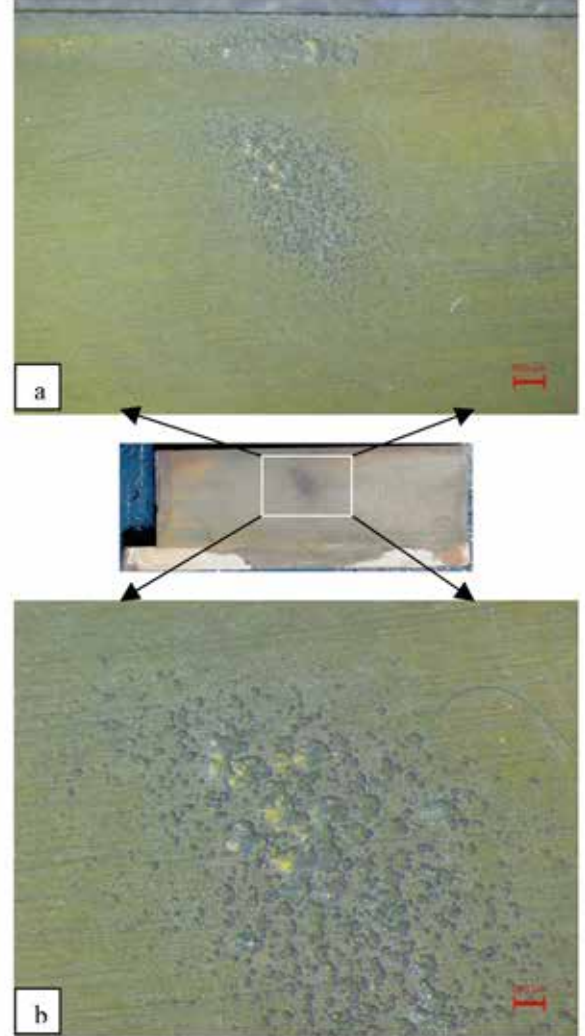


Şekil 13. Base malzemeden imal edilen çark kanadı yüzeyinde kavitasyon hasarı beklenen bölgesinin optik mikroskop görüntüsü, 12×10^6 (a) ve 48×10^6 (b) çevrim.

Base malzemenin yüzey görüntüsü optik mikroskop altında incelendiğinde, mikron boyutlarında oyuklaşmanın başladığı görülebilmektedir. 12×10^6 yük tekrarı sonucu gözlemlenen oyukların ortalama çaplarının, 48×10^6 yük tekrarı sonucu ortaya çıkan oyukların ortalama çaplarından daha küçük olduğu anlaşılmaktadır. Bu da zamanla oyuk sayısının ve çapının arttığının bir kanıtı olarak karşımıza çıkmaktadır.

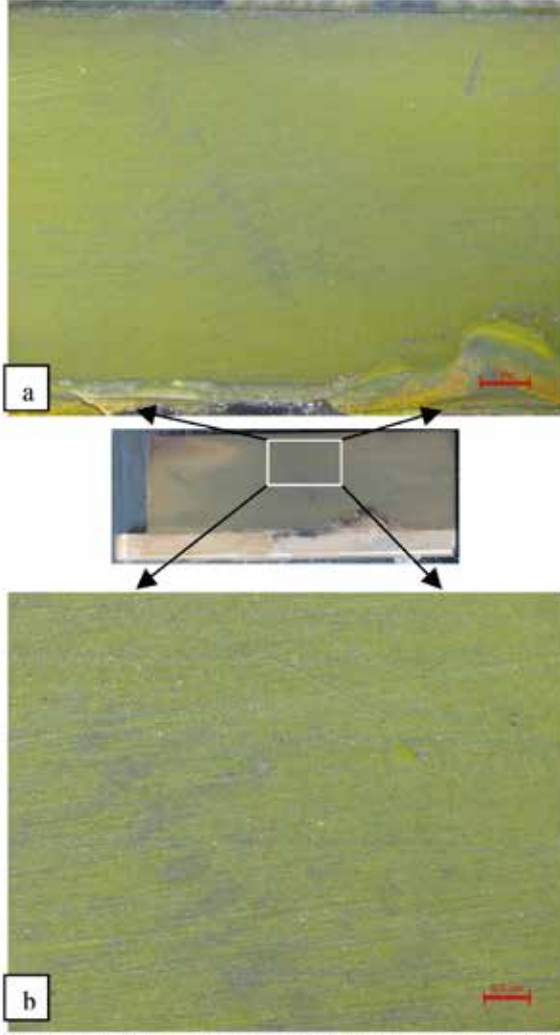
Stereo mikroskop görüntülerinden de görülebileceği üzere, kavitasyonun etkileri sonucu yüzeylerde başlayan belirtiler, base metalde (Şekil 14'de) geçen çalışma süresi zarfında daha da belirginleşmiş olup, 1, 2 ve 4 paso proses işlemi uygulanan

(Şekil 15, 16 ve 17'de) belirtilerin ortaya çıkmadığı gözlemlenmiştir.

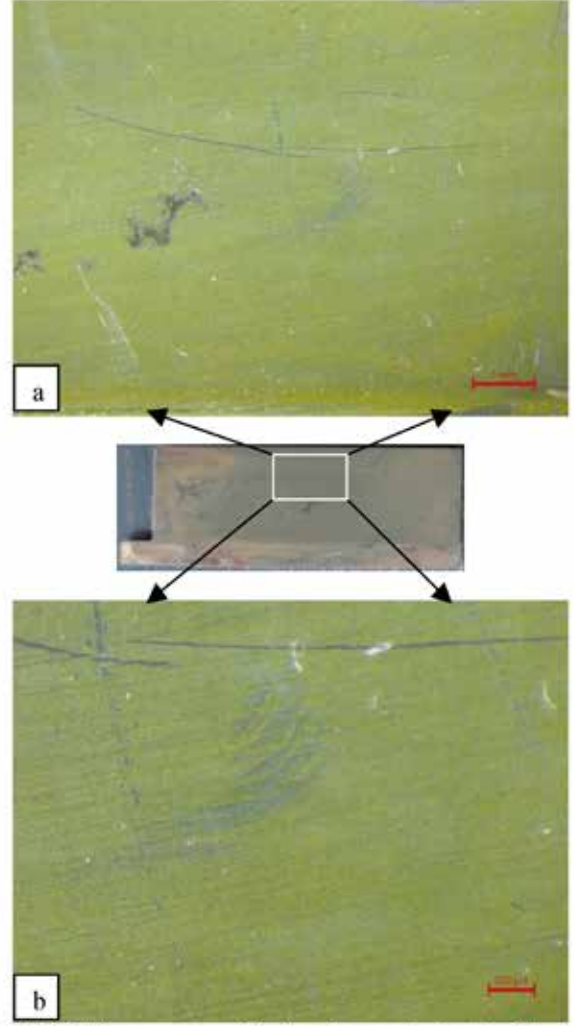


Şekil 14. Base malzemeden imal edilen çark kanadı yüzeyinde kavitasyon hasarı beklenen bölgesinin stereo mikroskop görüntüsü, (a) ve (b) 51×10^7 çevrim.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

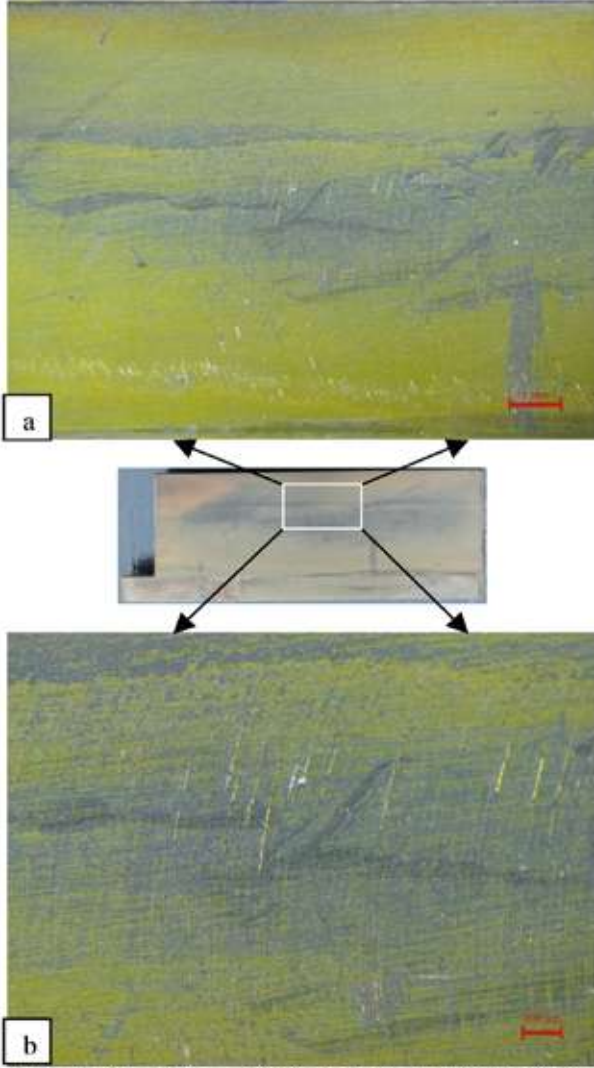


Şekil 15. 1 Paso proses edilmiş malzemeden imal edilen çark kanadı yüzeyinde kavitasyon hasarı beklenen bölgesinin stereo mikroskop görüntüsü, (a) ve (b) 51×10^7 çevrim.



Şekil 16. 2 Paso proses edilmiş malzemeden imal edilen çark kanadı yüzeyinde kavitasyon hasarı beklenen bölgesinin stereo mikroskop görüntüsü, (a) ve (b) 51×10^7 çevrim.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 17. 4 Paso proses edilmiş malzemeden imal edilen çark kanadı yüzeyinde kavitasyon hasarı beklenen bölgesinin stereo mikroskop görüntüsü, (a) ve (b) 51×10^7 çevrim.

Yapılan yüzey incelemeleri sonucu, en fazla kavitasyon hasar belirtisi olan oyuklar base metalde gözlemlenmiştir. 1, 2 ve 4 paso işlenmiş kanatlarda ise henüz bir belirti bulunmamaktadır.

SONUÇ

Çalışma sonucunda elde ettiğimiz verilerden yola çıkarak, 2750 saat'lık çalışma süresinin ancak kavitasyon hasar başlangıç belirtilerinin ortaya çıkmasına yetebildiğini gördük. Kavitasyon hasar başlangıcı belirtileri, beklediğimiz üzere en çok proses edilmemiş kanat yüzeylerinde ortaya çıkmıştır. 1, 2

ve 4 paso SKP uygulanmış kanat yüzeylerinde ise belirtiler ve bunların başlangıcına dair bir veri elde edilememiştir.

Çark kanatlarında kavitasyon etkisinin ciddi manada belirginleşmesi için işlem süresini artırma yönündeki çalışmalarımız devam etmektedir. Bu zamana kadar yaptığımız çalışma sonucu elde edilen veriler, beklenildiği gibi çıkmıştır ve literatürdeki çalışmalar ile örtüşmektedir. Bir sonraki çalışma süresi hedeflerimizi, 5000 ve 10000 saat olarak belirlemiş bulunmaktayız.

Sonuç olarak zaten kavitasyona karşı dirençli bir malzeme olan Nikel Alüminyum Bronz, Sürtünme Karıştırma Prosesi ile daha da dirençli hale gelmiştir. Gözeneklilik, kavitasyon ve onun hasarının meydana gelmesinde çok önemli bir etmen olarak karşımıza çıkmaktadır. SKP uygulaması NAB malzemede bulunan gözenekli yüzey yapısını iyileştirmiş ve daha homojen bir içyapı oluşmasına sebebiyet vermiştir. Prosesli bölgede incelen tane yapısı, malzemenin mukavemetini dolayısıyla kavitasyon direncini de artırmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya katkılarından dolayı, K.T.Ü. Mühendislik Fakültesi Dekanlığına, Makine Mühendisliği Bölümü, Metalürji-Malzeme Mühendisliği Bölümü ve A.Ç.Ü. Merkezi Araştırma Laboratuvarları ve çalışanlarına, BAP-10500 kodlu projeye verdikleri destekten dolayı KTÜBAP'a teşekkürlerimizi sunarız.

KAYNAKLAR

1. Stachowiak, G.W. and Batchelor, A.W., 2005, Engineering Tribology, Second Edition, Butterworth-Heinemann Ltd, Oxford, England.
2. Şentürk, E., 2014, Nikel Alüminyum Bronzun Sürtünme Karıştırma Kaynak Yöntemiyle Birleştirilebilirliğinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, Türkiye.
3. Fuller, M. D., 2006, Friction Stir Processing and Fusion Welding In Nickel Aluminum Propeller Bronze, Master Thesis, Naval Post Graduate School, Monterey, California, USA.
4. <http://www.bilgiustam.com/santrifuj-pompa-nedir-nasil-calisir/>, Santrifüj Pompa Nedir? Nasıl Çalışır? , 10 Haziran 2015.
5. Çallı, İ., Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi Ders Notları, Y.T.Ü., Makine Fakültesi, Mak. Müh. Böl., Hidromekanik ve Hidrolik Makinaları Ana Bilim Dalı, İstanbul
6. Ekinci, S., 2007. Gemi Pervane Yüzeyinde Tabaka Kavitasyonunun Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Y.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.
7. Çelik, F., Gemi Direnci Ders Notları, Y.T.Ü., Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Böl., İstanbul, Türkiye.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

8. <http://aetherforce.com/the-alchemy-of-cold-fusion-revealed/>, The Alchemy of Cold Fusion Revealed, Aetherforce Open Source Living Science, 18.03.2016.

9. Balbaşı, M., Korozyon ve Korozyon Kontrolü Ders Notları, Gazi Üniv., Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Kimya Müh. Böl., Ankara, Türkiye.

10. http://pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm, Pumps! That's What it's about, 13 Temmuz 2015.

ABSTRACT

In this investigation, a radial centrifugal pump is designed which has straight blade impeller. The best parameters of friction stir processing (FSP) have been determined by results of preliminary experiments and checking literature. The pump impeller blades made from Nickel Aluminium Bronze (NAB) material subjected to surface treatment with the FSP method. The impeller blades can be disassembled and pluggable, so it can possible to examine at the desired stage by disassemble while operation continuing. System designed as a closed circuit that water suction by centrifugal pump from a tank to sent same tank. Gate valves have been put in suction and discharge line in the system. Speed of fluid has been increased and pressure of fluid has been reduced by closing gate valve in suction line. Cavitation behavior of pump impeller exhibited was examined which has run in the cavitation risk zone. Material of impeller produced by NAB which applied FSP cavitation resistance are increased determined as satisfactory degree.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SANTRİFÜJ POMPALARDA KOROZYON VE EROZYON MEKANİZMALARI

Okan CEBECİ

Makine Mühendisi

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

okan@standartpompa.com.tr

ÖZET

Santrifüj pompalar, ömürleri boyunca bir çok korozyon ve erozyon kaynaklı problemler ile karşılaşmaktadır. Bu bildiride, santrifüj pompalarda görülen korozyon ve erozyon türleri ana gruplar halinde listelenmiş ve mekanizmaları hakkında bilgi verilmiştir.

GİRİŞ

Günümüzde korozyon ve erozyon kaynaklı malzeme kaybı, endüstriyel yatırımları ve üretim maliyetlerini büyük ölçüde etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Korozyon nedeniyle meydana gelen malzeme, enerji, bakım ve iş gücü kaybının yıllık maliyeti, ülkelerin gayri safi milli gelirlerinin yaklaşık % 3 - % 6 ' sı arasında değişmektedir[1].

Santrifüj pompalar, endüstriyel tesislerde kritik uygulama ve zor şartlar altında çalışmaktadırlar. Genel olarak santrifüj pompaların temel çalışma prensiplerine uyulmasına rağmen, pompa, doğası gereği çevresi ile etkileşime girecektir. Pompa üreticileri, santrifüj pompaların çalışacağı ortama uygun malzeme ve tasarımı seçmesine rağmen bazen beklenmedik hasarlar ortaya çıkabilmektedir. Pompalarda ortaya çıkan bu beklenmedik hasarların sebepleri, birçok durumda korozyon ve erozyon kaynaklı olduğu bilinmektedir.[2]

1. Mekanik Zorlamasız Korozyon Türleri

1.1. Genel (Üniform) Korozyon

Fark edilebilir bir bölgesel saldırı olmaksızın, metal yüzeyinin her noktasında eşit ve aynı hızla yürüyen korozyon çeşididir. Korozyon ilk olarak sıvının temas ettiği yüzeyler üzerinden başlar ve yavaş yavaş üniform bir şekilde alt

tabakalara doğru ilerler. Burada korozyon hızını etkileyen en önemli faktörler sıvının hızı, basınç ve sıvının cinsidir. Bu korozyon türünde, metal veya alaşımların üzerinde etkili bir pasif film oluşturmaz. Genel olarak korozyon mekanizmasının ürünü metal oksit olarak karşımıza çıkmaktadır. Pompalarda genel korozyon en sık, karbon çelikleri ve bakır alaşımlarında görülür. Dökme demirlerde görülen genel korozyona grafit korozyonu adı verilmektedir. [3]

1.2. Grafit Korozyonu

En yaygın grafit korozyonu gri dökme demirde görülmektedir. Gri dökme demirin korozyon mekanizması, karbon çelikleri ve sünük dökme demirlere göre farklıdır. Gri dökme demirin yapısında lameller halinde grafitler bulunmaktadır. Bir elektrolit oluşması halinde demir ve grafit arasında galvanik hücre oluşur. Demir anot, grafit katot haline geçer ve demir bulunduğu solüsyona karışır. Bu işlem, yapıda sadece grafit kalıncaya kadar devam eder ve orijinal döküm, gözenekli grafit yapı haline dönüşür. Gözenekli grafit yapının mukavemeti çok düşüktür. Bu yüzden hafif bir darbe ile parçalara ayrılabilir.



Şekil-1: Gri dökme demir malzemeden oluşan santrifüj pompa çarkında grafit korozyonu[10]

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

1.3. Bölgesel Korozyon

Bu korozyon türü, belirli küçük bölgeler çevresinde meydana gelmektedir. Çukurlanma (pitting) yada aralık (crevice) korozyonu ile karıştırılmamalıdır. Dökümlerde ki yabancı maddeler, hava boşlukları, segregasyon ve döküm süreksizliği bu korozyona sebep olur. Korozif sıvı, yabancı malzemeleri yiyerek metal ve yabancı maddeler arasında bölgesel bir korozyon hücresi oluşturur. Bu tür korozyonu anlayabilmek çok zordur ve pompanın parçalarını döküm dökümünün de bilgisine ihtiyaç duyulur. Bu korozyon türü pompa endüstrisinde kusurlu döküm korozyonu olarak bilinmektedir.[4]

1.4. Çukurlanma (Pitting) Korozyonu

Bu korozyon türünde, son derece bölgesel ve oldukça derin çukurlar bulunmaktadır. Oluşan çukurların genişliği ve derinliği birbirlerine yakın ölçülerdedir. Bu çukurların boyutlarının artmasıyla döküm üzerinde delikler meydana gelir.

Çukurlar, metal üzerindeki küçük noktasal bölgelerde ki koruyucu filmin kırılmasıyla oluşur. Koruyucu filmin tekrar oluşmaması sebebiyle metal çözünmesi başlar. Çukurların görünür hale gelebilmesi için uzun bir süre geçmesi gerekebilir. Bu süre metal ve korozyona bağlı olarak aylardan yıllara kadar uzanabilir. Düşük pH ve yüksek klor içeren sıvılarda, çukurların büyümesi hızı oldukça yüksektir. Bu korozyonu, aralık (crevice) korozyonundan ayıran özelliği kendi çatlağını kendisi oluşturmasıdır.[3,5]



Şekil-2: Çark üzerinde meydana gelen pitting korozyonu [4]

1.5. Aralık(Crevise) Korozyonu

Metal-metal veya metal-metal olmayan parçalar arasındaki küçük aralıklar, boşluklar, gözenekler lokal olarak aralık korozyonunu teşvik etmektedirler. Aralık korozyonu durgun çözeltilerin var olduğu ortamlarda, örtülü yüzeyler altında ve aralıklarda meydana gelmektedir.

Korozyon aralık içinde ve dışında yer alan oksijen reaksiyonu ile başlatılır. Ancak aralık içine sızan ortam içerdiği oksijenin çok küçük olan hacmi nedeni ile hızla kaybeder. Böylece oksijen reaksiyonu yalnızca aralık dışında oluşmaya devam eder. Çözülen metalin aralığı oluşturan yüzey üzerinde yoğunlaşması sonucu ortam metal iyonları bakımından giderek zenginleşir. Aralık korozyonuna örnek olarak pompalarda flanş, conta, o-ring ve civatalı bağlantılar örnek gösterilebilir.[6,7]

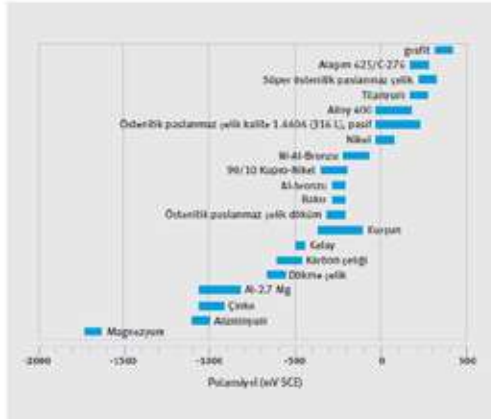
1.6. Galvanik Korozyon

Galvanik korozyon, santrifüj pompalarda ortaya çıkan en yaygın elektrokimyasal korozyon türüdür. Aynı zamanda galvanik korozyon, santrifüj pompalarda kullanılan malzemelerin değişkenliğinden dolayı ortaya çıkan en önemli korozyon tiplerindendir.

Birbirinden farklı iki metal arasında, iletken bir sıvıyla veya birbirlerine temas halinde bulunduklarında bir potansiyel fark meydana gelir. Daha az soy olan metal diğer metala göre daha hızlı korozyona uğrar. Korozyona uğrayan metal anodik, diğer metal ise katodik yapıya sahip olur. [8]

Yaygın inanışın tersine, elektrokimyasal bir hücre içerisindeki potansiyel fark, tek başına gerçek galvanik korozyon riskine ait iyi bir gösterge değildir. Bu sadece bu tür bir riskin hesaba katılıp katılmaması gerektiğine işaret etmektedir. Belirleyici faktör, standartlaştırılmış deneysel şartlar altında gözlenen potansiyel farkından ziyade, gerçek çalışma koşulları altındaki esas potansiyel farklardır. Bu nedenle, galvanik seriyeye ait deneysel tablo deniz suyu gibi tipik ortamlar için üretilmiştir. Bu tablo farklı metallerin verilen bir ortam içerisindeki potansiyellerini konumlandırmamaktadır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil-3: 10°C altında deniz suundaki galvanik seri [8]

1.7. Tanecikler Arası Korozyon

Taneler arası korozyon, malzemenin iç yapısında oluşan korozyon türüdür. Paslanmaz çeliklerin öncelikle tane sınırlarında meydana gelen bir korozyon saldırısıdır.

Kaynağa yakın, özellikle ısıdan etkilenmiş bölge içerisinde ve genellikle hassaslaşmanın sonucu olarak ortaya çıkar. Hassaslaşma, malzeme 500-900 °C sıcaklık aralığına ısıtıldığında meydana gelir. Bu sıcaklıklarda krom ve karbon, $Cr_{23}C_6$ tipi krom karbürler oluşturmak üzere tane sınırlarına yayılırlar. Karbürler oluşurken, ana metaldeki krom oranı azalmakta, tane sınırlarındaki oran ise ciddi miktarda artmaktadır. Krom seviyesi düşük olan alanlarda, krom içeriği alaşım bütününe kıyasla daha aşağıda kalmakta ve bu alanları korozyona hassas hale getirmektedir. Tane sınırlarının amorf yapıda olması dolayısıyla tane sınırlarının potansiyel farkı tane içine göre daha büyük olduğundan, daha soy yapıda olan tane içi korunur ve tane sınırı korozyona uğrar. Bu durumda tane içi anot, tane sınırı ise katot görevi üstlenmektedir.

Tane sınırları korozyonun en belirgin özelliği, çok küçük ağırlık kaybına karşın, korozyon hızının tane sınırları yakınında çok yüksek değerlere ulaşabilmesidir. Taneler bütünlük ve şekillerini korurken taneler arası bağ bozunmaya uğrar. Bunun sonucu olarak metallerde özgü bazı tutumlarda önemli değişiklikler ortaya çıkar. Bunlardan en önemlisi korozyonun etken olduğu bölgelerde mekanik dayanımın sıfıra indirgenmesidir. Örnek olarak tane sınırları korozyonuyla bozulan krom-nikel bir parçayı

parmaklar arasında ezerek toz haline getirmek mümkündür.[7,9]



Şekil-4: Taneler arası korozyon meydana gelmiş santrifüj pompa salmastra yatağı [1]

2. Mekanik Zorlamalı Korozyon Türleri

2.1. Kaviteasyon Korozyonu

Kaviteasyon korozyonu, özel bir erozyon formudur. Pompa içinde herhangi bir bölgedeki statik basınç bölgesel olarak basılan sıvının buharlaşma basıncının altına düşerse, o bölgeden geçen sıvı buharlaşır ve çok sayıda doymuş buhar kabarcıkları oluşturur. Oluşan buhar kabarcıkları metal yüzeye çarparak şok etkisi oluşturur. Bu olaya kaviteasyon adı verilir. Kaviteasyon oluşmasıyla, malzeme üzerindeki koruyucu tabaka parçalanır. Malzeme direk olarak sıvı ile temas halinde bulunur ve yeni bir koruyucu tabaka oluşturur. Fakat kaviteasyon döngüsel olarak tekrarlanır ve her döngüde metal çözünerek kaviteasyon korozyonunu oluşturur.



Şekil-5: Çark çıkışında meydana gelen kaviteasyon korozyonu[4]

2.2. Erozyon Korozyonu

Erozyon, erozyon korozyonu ve partikül korozyonu olarak iki tip hasar mekanizmasına sahiptir. Erozyon korozyonunda, sıvı içerisinde serbest halde bulunan partiküller yoktur. Fakat, sıvının yüksek hızlı olmasından dolayı, akıştaki bozukluk

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ve türbülans sebebiyle yüzeylerde streksiz bir yapı oluşacaktır. Akış yönünde at nalı şeklinde oluşan çukurlar ve parlak yüzeyli yapı bu korozyonun en belirgin özelliğidir.

Partikül korozyonunda, sıvı içerisinde bulunan aşındırıcı partiküller pompa gövde ve çarkı üzerinde mekanik hasarlara yol açarlar. Partiküllerin metal üzerindeki koruyucu tabakayı parçalaması, metalin direk olarak korozif ortamla temas halinde kalmasını ve erozyon korozyon hızının artmasına sebep olur. Korozyon hızı, partiküllerin hücum açısı, hız ve sertliğine bağlı olarak değişmektedir. Santrifüj pompalarda çark diğer parçalara göre daha fazla erozyona maruz kalır.[3]



Şekil-6: Çark çıkışında meydana gelen erozyon[4]

2.3. Gerilmeli Korozyon Çatlaması

Gerilmeli korozyon çatlaması (SCC: stress corrosion cracking), mekanik yükleme, korozif ortam ve yüksek sıcaklık kombinasyonunun bozulmaya sebep olabildiği bir prosestir. Burada, parçaların ve hatta bütün yapının hasar görmesine yol açan hızla ilerleyebilen ince çatlaklar gelişmektedir. Oluşan tane sınırlarındaki çatlaklar malzemelerin dayanımı azaltır. Bozunma parça yüzeyinde bulunan çatlaklarda veya gerilme yığılmasına yol açan diğer geometrik düzensizliklerde ortaya çıkar. Gerilmeli korozyon NH_3 , SO_2 , H_2S içeren endüstriyel ortamlarda ve denizel uygulamalarda çalışan malzemelerde sıklıkla görülen tehlikeli bir korozyon türüdür.[7,9]



Şekil-7: Gerilmeli korozyona maruz kalmış santrifüj pompa çarkı[4]

KAYNAKLAR

- [1] Tural H.N., "Pompalarda malzeme kaynaklı hasarlar ve malzeme seçimi", İstanbul, 2011.
- [2] Gall F., "The corrosion of centrifugal pumps in aqueous environments", Nalco-Ecolab, 2013.
- [3] O. McCaul C., S. Miller R., "Pump handbook", 3. Baskı, McGrawHill, 2001.
- [4] Peerless pump, "Corrosion solution for chemical pumps".
- [5] Pump and valves, "Guides to good practice in corrosion control".
- [6] Gerengi H., "Korozyon çeşitleri", Düzce, 2013.
- [7] Akdoğan A., "Korozyon", İstanbul, 2009.
- [8] Euro inox, "Diğer metalik malzemelerle temas halindeki paslanmaz çelikler", Cilt 10.
- [9] Euro inox, "Gerilmeli korozyon çatlaması", Malzemeler ve uygulamaları.
- [10] Frank G., "The corrosion of Centrifugal Pumps in Aqueous Environments, Pumps and Compressors Conference, 2013.

ABSTRACT

Centrifugal pumps suffer many corrosion and erosion related problems during their lifetime. In this paper, corrosion and erosion types related with centrifugal pumps are listed and their mechanism are discussed accordingly.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ÇİFT ÇIKIŞLI BİR SANTRİFÜJ POMPANIN HAD İLE PARAMETRİK OLARAK TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Muaz Kemerli
Arş. Gör.
Sakarya Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği
mkemerli@sakarya.edu.tr

Zekeriya Parlak
Yrd. Doç. Dr.
Sakarya Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği
zparlak@sakarya.edu.tr

Tahsin Engin
Prof. Dr.
Sakarya Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği
engint@sakarya.edu.tr

Osman Fatih Çelen
Mak. Müh.
Çemsan A.Ş.
osman.celen@ogr.sakarya.edu.tr

Yusuf Koç
Mak. Yük. Müh.
Arçelik A.Ş.
yusuf.koc@arcelik.com

Yunus Emre Aydoğdu
Mak. Müh.
Arçelik A.Ş.
yunusemre.aydogdu@arcelik.com

ÖZET

Santrifüj pompalar tek giriş ve tek çıkışa sahip pompalardır. Fakat çeşitli yöntemler kullanılarak santrifüj pompanın akışkan farklı zamanlarda iki ayrı çıkışa gönderebilmesi mümkündür. Bu yöntemlerden en yaygın, hareketli veya sabit bir parçanın çıkışları açık veya kapalı pozisyona getirmesidir. Buna karşılık doğru bir hidrolik yapı tasarlanabildiği takdirde çarkın dönüş yönü değiştirilerek de akışkanın farklı kanallara yönlendirilmesi mümkündür.

Bu çalışmada, dönüş yönü değiştirilerek farklı zamanlarda iki çıkışa akışkan pompalayabilen bir santrifüj pompanın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak optimizasyonu ve tasarımı gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon için pompaya ait geometrik ölçüler parametrik hale getirilmiş ve ölçülerin sınırları belirlenmiştir. Sayısal çözümler için FLUENT yazılımı kullanılmıştır. Çok fazlı model esas alınmış ve fazlar arasında arayüz oluştuğu varsayılarak Volume of Fluid (VOF) metodu kullanılmıştır. Akış k-e türbülans modeli kullanılarak modellenmiştir. Belirlenen geometrik ölçülerin aralıklarına göre ANSYS Response Surface Tool kullanılarak tasarım noktaları belirlenmiş ve belirlenen bu noktalarda pompanın sayısal çözümleri gerçekleştirilmiştir.

Sayısal sonuçlar, istatistiksel yöntemler kullanılarak pompanın en uygun çıkış parametre değerlerine göre optimize edilmiştir. En uygun çıkış değerleri, maksimum debinin diğer kolda en az yükselme ile gerçekleştirilmesidir. Optimizasyon sonucunda elde edilen geometri sayısal olarak çözülmüş ve pompanın performans eğrisi ortaya konulmuştur.

Son olarak geometrik ölçüleri belirlenen pompanın prototipi imal edilmiştir. Deney verilerinin alınması için hat üzerine debimetre ve basınçölçerler yerleştirilmiştir ve deneysel olarak pompa eğrisi elde edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, sayısal sonuçlar ile prototipi üretilen pompanın deneysel sonuçları karşılaştırılmış ve iki sonucun uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca pompanın başarılı bir şekilde çalışacağı ispatlanmıştır.

GİRİŞ

Santrifüj pompalar yapısı gereği akışkan pompanın merkezinden almakta ve merkezkaç kuvvetleri kullanarak çarklarındaki kinetik enerjiyi, akışkana aktarmaktadır. Akışkan çarkların arasından ayrıldıktan sonra ise salyangoz yardımı ile akışkanın kinetik enerjisi basınç enerjisine dönüşmektedir. Böyle bir operasyon için pompa, bir giriş ve bir çıkış barındırmaktadır.

Santrifüj pompalar; verimli çalışmaları, ucuzluğu ve basit yapısı nedeniyle günümüzde su veya suya benzer özellikteki akışkanların pompalandığı envai çeşit uygulamalarda sıkça kullanılan bir pompa türüdür. Öyle ki pompa denildiğinde ilk aklı gelen pompa türlerinden birisi santrifüj tip pompalar olmaktadır. Santrifüj pompaların kullanımı yaklaşık olarak 17.yy'a kadar dayanmaktadır ve bu konu ile ilgili yekün tutan bir literatür oluşmuştur.

Günümüzde kullanılan santrifüj pompalarda akışkanın aynı pompa hacmine girdikten sonra iki farklı çıkıştan çıkabilmesi mümkün değildir. Böyle bir operasyon için ya iki farklı pompa kullanılmalı, ya da pompa çıkışındaki hat bir vana yardımıyla

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

iki farklı hatta yönlendirilmelidir. Bu şekilde gerçekleştirilmiş çok sayıda uygulama mevcuttur.

Tek pompa ile ve hareketli bir vana olmadan akışkanın farklı zamanlarda iki farklı çıkıştan pompalamak ise daha zor bir problemdir. Bunu gerçekleştirmek ise pompanın iç hacmine bir yönlendirici koymak ve çarkın ters yönlerde döndürülmesi ile akışkanın farklı çıkışlardan pompalamak ile mümkündür. Fakat böyle bir tasarımda borulardan her iki yönde de çıkış olabilmektedir ve bu nedenle pompanın iç geometrisi çok hassas bir şekilde tasarlanmalıdır.

HAD yazılımlarının geliştirilmesi ile pompa içerisindeki akışkanın davranışına ait bilgiler elde edilebilmekte ve bu bilgilere göre pompa tasarımları oluşturulabilmektedir. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile daha kompleks geometrilerdeki karmaşık yapı, türbülanslı akışlar bile her bir hücredeki davranışları belirlenmek suretiyle görselleştirilebilmektedir. Bu çalışmada HAD kullanılarak böyle bir pompanın parametrik olarak tasarımı gerçekleştirilecektir.

Turbomakinaların ve özelde santrifüj pompalar dikkate alındığında ise Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımları ile birçok problem çözülebilir hale gelmiş olsa da henüz çözüm yöntemleri belirli bir standardı yakalamış değildir. Bu konu ile ilgili farklı metotlar ile ilgili farklı çalışmalar vardır. Erik Dick vd. (1) santrifüj pompa için literatürde en çok kullanılan Kayar Ağlar Yöntemi (SMM), Karışan Düzlemler Yöntemi (MPM) ve Çoklu Referans Alanları (MRF) yöntemleri arasındaki sonuçları deneysel veriler ile kıyaslamışlardır. Zaman adimli olmayan çözümler için her zaman gerçek sonuçlardan uzaklaşma riskinin bulunduğunu söylemektedirler. S. R. Shah ve arkadaşları (2) ise benzer bir çalışmayı bir sürekli rejim çözümü metodu olan MRF ile gerçekleştirmişler ve sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğunu, fakat verimlerin gerçek sonuçların az da olsa altında çıktığı sonucuna varmışlardır. Yine benzer şekilde Jekim J. Damor ve arkadaşları çalışmalarında sürekli rejimdeki bir santrifüj pompa için performans eğrilerinin gerçek veriler ile uyusabildiğini ispatlamışlardır (3).

Santrifüj pompa akış alanının tümünün zamana bağlı olarak incelendiği K. W. Cheah vd. çalışmasında (4), düzensiz akışların ve pompa içindeki geri akış noktalarının HAD kullanılarak kolayca belirlenebileceği anlaşılmıştır. Özellikle salyangoz, çıkış kanalı ve emme bölgesinin oldukça düzensiz ve zamana bağlı olarak incelenmesi gereken bölgeler oldukları ortaya çıkarılmıştır.

Salyangoz ve kanat arasındaki ilişkinin zamana bağlı incelenmesine ait çalışmalar çok erken başlamıştır. Bu alanda iki boyutlu olarak yapılan ilk çalışmalardan birisi D. Croba ve J. L. Kueny'ye aittir. Çalışmalarında 2D olarak bir santrifüj

pompadaki ilişki incelenmiş ve HAD'ın sonuçları ile deneysel verilerin oldukça yakın olduğunu doğrulamışlardır (5).

Miguel Asuaje vd. de salyangoz ve kanat ilişkisini incelemişler ve zamana bağlı çözümlerin gerçekteki basınç dalgalanmalarını modelleyebildiğini görmüşlerdir. Ayrıca çarka gelen kuvvetlerin zamana bağlı olarak değiştiğini, dolayısıyla çarka etki eden kuvvetler konusunda net bilginin ancak zaman adimli bir çözüm ile alınacağını söylemektedirler (6).

Zaman adimli çözümün Dinamik Çözüm Ağı yaklaşımı ile çözümüne ilişkin Huang Si vd. ait çalışmada, Dinamik Çözüm Ağı yaklaşımının hareketli çözüm ağlarına göre daha avantajlı olabileceği durumlara değinilmiştir (7).

Zamana bağlı olarak pompa geometrisi içerisinde oluşan düzensiz bölgelere ilişkin yapılan çalışmalar arasında Raul Barrio vd. çalışması bulunmaktadır. Bu çalışmada farklı debilerde zamana bağlı olarak çıkış geometrisindeki düzensizlikler incelenmiştir. Sonuç olarak zaman adimli çözümlerin pompa geometrisinin en uç köşeleri için bile güvenle kullanılabileceği sonucuna ulaşmışlardır (8).

POMPA TASARIMI VE OPTİMİZASYON

Çift yönlü çalışan bir pompa tasarlanırken daha önceden tasarlanan basit bir santrifüj pompanın genel yapısı dikkate alınmış ve parametrik bir geometrik yapı oluşturulmuştur. Çift yönlü çalışan bir pompanın tasarımında kanat açılarının 0 derece olması gerekmektedir. Çünkü böylece pompa her iki yönde de maksimum verim ile çalışabilmektedir. Tasarlanan model üzerindeki etkin olabilecek parametre aralıkları belirlenmiştir. Pompaya ait parametreler Tablo 1'de, optimizasyon esnasında sabit tutulan parametreler ise Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 1. Parametre sınırları

Parametreler	Alt Sınır	Üst Sınır
Giriş iç çapı	10 mm	30 mm
Genişleme oranı	1.2	1.5
Tırmak uzunluğu	0 mm	12 mm
Üst aralık	1.5 mm	3 mm

Tablo 2. Sabit parametreler

Parametre	Değer
Gövde çapı	70 mm
Çark yarıçapı	22 mm

Pompanın simülasyonu için çokça kullanılan bir HAD yazılımı olan FLUENT kullanılmıştır. Sınır şartları giriş için 30 cm su yüksekliği, her iki çıkış için ise 0 Pa olacak şekilde (pressure inlet-pressure outlet) olarak belirlenmiştir. Pompanın çıkış kollarındaki geri akışın (backflow) hava fazında olduğu kabul edilmiştir. Akış hacmi çift fazlı bir model olan Volume of Fluid (VOF) modeli ile belirlenmiş ve fazlar arasındaki geçişkenlik olmadığı kabul edilmiştir. Böylece akışkanın

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

çıkmadığı koldaki su yüksekliği izlenmiştir. Türbülans modeli için k-e türbülans modeli kullanılmış ve çarkın dönüşü MRF modeli kullanılarak daimi rejimde olacak şekilde belirlenmiştir. Analizin başlangıç şartlarında (initialization), akış hacminin çıkış kısımlarında hava, pompa çarkı ve etrafında ise su olduğu var sayılmıştır. Çark saat yönünde ve 1500 d/d açısal hızı ile döndürülmüştür. Analizde -y yönünde yerçekimi etkisi dikkate alınmıştır.

Analizlerin sonucunda Tablo 1'deki parametrelerin Tablo 4'teki çıkış parametrelerine etkisi incelenmiştir. Tablo 3'teki hedef değerleri elde edebilecek optimum noktanın bulunması için ANSYS Response Surface Optimization aracı kullanılmıştır.

Tablo 3. Optimizasyon hedefleri

Hedef parametre	Hedef değer
Çıkış debisi	Maximize
Su seviyesi	Minimize

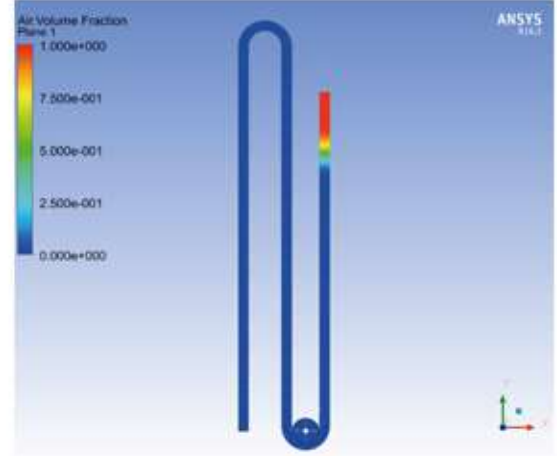
Bu hedefler doğrultusunda yapılan optimizasyon çalışmasında 26 nokta için analizler gerçekleştirilerek parametreler arasındaki ilişkiler tespit edilmiştir. Parametrik ilişkiler sonuçlar kısmında verilmiştir.

Daha sonra optimum noktadaki pompanın yüksüz durum için analizi yapılmıştır. Analize ait değerler Tablo 4'te verilmiştir.

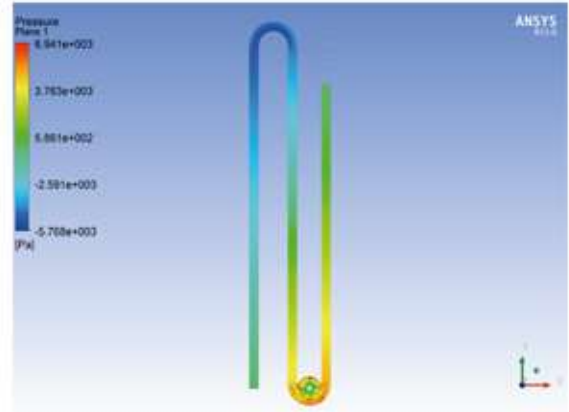
Tablo 4. Optimum pompa çıkış parametreleri

Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
Debi	29.9 lt/d
Güç	5.96 Watt
Verim	% 15
Su seviyesi	50.9 cm

Bu değerler pompanın giriş basıncının 30 cm su sütununa eşit olduğu ve çıkışta pompanın yüksüz olduğu sınır şartları durumunda elde edilmiştir. Bu nedenle koldaki su yükselmesi değerlendirilirken 30 cm'lik bir yükselmenin hali hazırda olması gerektiği dikkate alınmalıdır. Su yükselmesinin izlenebileceği faz konturları Şekil 1'de gösterilmiştir. Burada suyun bir kolda belirli bir yükseklikte sabit kaldığı açıkça görülmektedir. Bu da tasarlanan pompanın başarı ile çalıştığını göstermektedir.



Şekil 1. Optimum pompaya ait faz konturları



Şekil 2. Optimum pompaya ait basınç konturları

Şekil 2'deki basınç konturları incelendiğinde pompanın her iki kolda da basınç ürettiği görülmektedir. Sol kolda akış olduğu için hız artmakta ve basınç düşmektedir.

DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI

Pompanın deneylerinin yapılması için üç adet basınç ölçer ve bir adet debiölçer Şekil 3'de gösterilen şekilde yerleştirilmiştir. Motor devri, güç kaynağı ile ayarlanarak istenilen açısal hızı getirilmektedir. Veriler DAQ kart yardımı ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Güç tüketimi verileri, güç kaynağından alınmaktadır. Çarkın sürtünme kayıplarını hesaplamak için bir sürtünme katsayısı belirlenerek sürtünme kayıpları alınan güç değerlerinden çıkartılmıştır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 3. Deney düzeneği

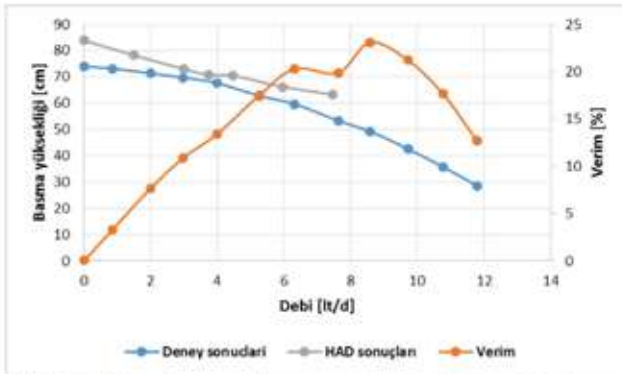
Güç kaynağına bağlı sabit devirli çalışan DC motor kullanılarak deneyler yapılmış ve vana açıklığı değiştirilerek pompanın performans eğrisi elde edilmiştir.

Basınçölçerler doğrudan hattın giriş ve çıkışında bulunduğu için hat boyunca oluşan kayıpların dikkate alınmasına gerek kalmamıştır. Pompa içindeki kayıplar ise ihmal edilmiştir.

Pompanın HAD analizindeki şekilde verilen yükler ile deneysel olarak çalıştırılması neticesinde su yüksekliğinin 52 cm'de kaldığı görülmektedir. Bu da HAD simülasyonunda 50.9 cm olarak öngörülen su yüksekliğine oldukça yakındır. Bu durum pompanın tasarlandığı şekilde çalıştırılması halinde başarılı bir şekilde çalıştığını göstermektedir.

SONUÇ

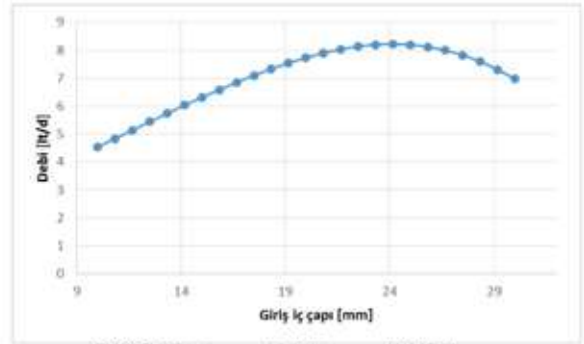
HAD sonuçları ve deneysel çalışmaların neticesi Şekil 4'te verilmiştir.



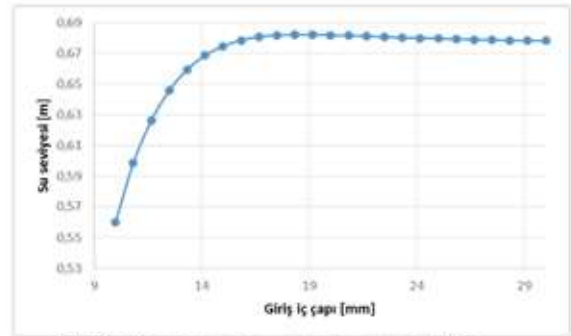
Şekil 4. Analiz ve deney sonuçlarına göre pompa performans eğrileri

Sonuçlar dikkate alındığında HAD modelinin, gerçek sonuçlara yakın bir şekilde performans eğrisini elde ettiği görülmektedir. Bu kabulden yola çıkarak HAD ile elde edilen

parametreler arasındaki ilişkiler değerlendirilebilir. HAD değerlerinin deneysel sonuçlardan daha yüksek değerlerde çıkması beklenen bir durumdur. Çünkü basınçölçerlerin yerleştirildikleri yerlerde az da olsa belirli kayıplar olduğu dikkate alınmalıdır. Ayrıca basınçölçerler ile pompa arasındaki borudaki kayıplar da deneysel verilerin HAD sonuçlarının biraz daha altında olmasını gerektirmektedir.



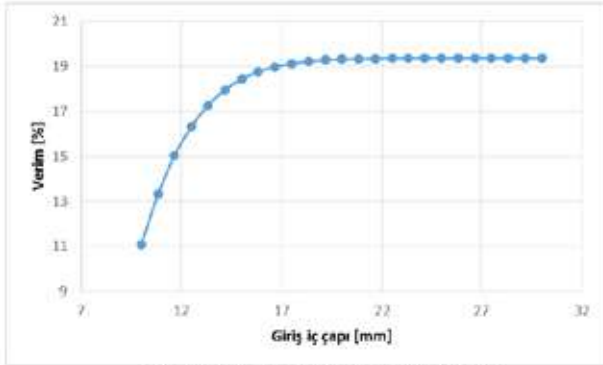
Şekil 5. Giriş iç çapı ile debi arasındaki ilişki



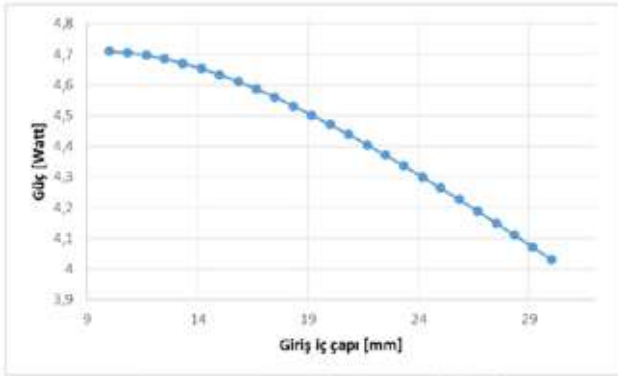
Şekil 6. Giriş iç çapı ile su seviyesi arasındaki ilişki

Şekil 5 incelendiğinde giriş iç çapının büyümesi pompanın debisini artırmaktadır. Fakat belirli bir genişlikten sonra debinin düştüğü gözlenmektedir. Buna karşılık Şekil 6'daki grafikte giriş iç çapı istenmeyen koldaki su seviyesini artırmaktadır. Giriş iç çapı belirli bir seviyeye ulaştığında akışkan diğer koldan taşmaktadır. Bu nedenle giriş iç çapı bu iki kısıt durumu arasında optimum bir değerde olmalıdır. Yapılan optimizasyon çalışması neticesinde bu değer 22,6 mm olarak elde edilmiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 7. Giriş iç çapı ile verim arasındaki ilişki



Şekil 8. Giriş iç çapı ile güç arasındaki ilişki

Şekil 7 incelendiğinde giriş iç çapının artmasının verime olumlu bir etki yaptığı görülmektedir. Belirli bir giriş iç çapı değerinden sonra ise verim sabit kalmaktadır. Buna paralel olarak Şekil 8'deki grafik incelendiğinde güç tüketiminin giriş iç çapının büyümesi ile azaldığı görülmektedir. Fakat Şekil 6'da gösterildiği gibi, belirli bir değerden sonra debi düştüğü için güç tüketiminin azalması verimin artmasına neden olamamaktadır.

Yapılan HAD çalışmalarında diğer tüm parametrelerin de çıkış verileri üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur. Ayrıca hangi parametrenin sonuçlar üzerinde ne kadar etkili olduğu da görülmektedir. Bu bilgiler pompanın tasarımı esnasında veya daha sonra tasarlanacak pompalar için çok değerli bilgilerdir.

Çalışmanın neticesinde belirli aralıklarda ve doğru parametreler belirlenerek çift çıkışlı bir pompanın tasarlanabileceği ve uygulamaya konulabileceği ispatlanmıştır.

Bu alanda yapılan çalışmalar henüz bulunmamaktadır. Farklı tipteki parametrelerin etkileri dikkate alınarak daha etkin bir pompanın tasarımı gerçekleştirilebilir. Ayrıca benzer şekilde çalışan yeni pompalar için farklı ve özgün tasarımlar geliştirilebilir.

TEŞEKKÜR

5130031 kodu altında 1505 Üniversite-Sanayi işbirliği programı kapsamında gerçekleştirilen bu projedeki katkılarından dolayı TÜBİTAK ve ARÇELİK A.Ş.'ye teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

1. DICK, E, VIERENDEELS, JS, AND VOORDE, JV, Performance Prediction Of Centrifugal Pumps With CFD-Tools, TASK QUARTERLY 5 No 4, 579- 594, 2001
2. SHAH, SR, JAIN, SV, LAKHERA, VJ, CFD Based Flow Analysis Of Centrifugal Pump, Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power IIT Madras, Chennai, India, December 16-18, 2010.
3. DAMOR, JJ, PATEL, DS, THAKKAR, KH, BRAHMBHATT, PK, Experimental and CFD Analysis Of Centrifugal Pump Impeller: A Case Study International Journal of Engineering Research & Technology, Vol.2 Issue 6 e-ISSN 2278-0181 June, 2013.
4. CHEAH, KW, LEE, TS, WINOTO, SH, Unsteady Fluid Flow Study in a Centrifugal Pump by CFD Method, , 7th ASEAN ANSYS Conference Biopolis, Singapore 30th and 31st October 2008.
5. CROBA, D, KUENY, JL, Numerical Calculation Of 2D Unsteady Flow in Centrifugal Pumps: Impeller and Volute Interaction, International Journal For Numerical Methods In Fluids, Vol. 22, 46748-1 1996.
6. ASUAJE, M, BAKIR, F, KOUIDRI, S, KENYERY, F, REY, R, Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields, International Journal of Rotating Machinery 2005:3, 244-255, 2005.
7. SI, H, FUXIANG, Y, JING, G, Numerical Simulation of 3D unsteady Flow in Centrifugal Pump by Dynamic Mesh Technique, Parallel Computational Fluid Dynamics Conference, ParCFD, 2013.
8. BARRIO, R, PARRONDO, J, BLANCO, E, Numerical Analysis Of The Unsteady Flow In The Near-Tongue Region In A Volute-Type Centrifugal Pump For Different Operating Points, Computers & Fluids 39 859- 870, 2010.

ABSTRACT

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Centrifugal pumps are a type of pumps which have single inlet and outlet. But in special conditions they can pump fluid through different outlets by using various types of methods. The most common method is using a valve which let or prevent the flow by blocking or opening the pipe cross-section. Or instead, it is possible to pump the fluid through different outlets by changing the hydraulic construction of the pump and the direction of rotation of impeller without using any valve.

In this study, the design and optimization of a centrifugal pump which can pump fluid through different outlets by changing the direction of rotation, has been done. To realize the optimization, the dimensions of the pump has been parameterized. FLUENT software has been used for the numerical solution. An interface between the air and water phases has been assumed and Volume of Fluid (VOF) multiphase model has been considered. Turbulence is modelled with k-epsilon model. By considering the geometric parameter intervals the ANSYS Response Surface Tool has suggested 26 design points and the CFD model has been simulated for all design points.

The numerical results has been optimized for the best outlet conditions. The best outlet conditions are the maximum flow rate and the minimum water rise in the opposite outlet. The optimum geometry has been solved numerically and the performance curve of the pump has been plotted.

Finally, the prototype of the pump has been manufactured within the optimized dimensions. To get the pump data, a flow meter and pressure sensors have been placed into the test set-up. The pump performance curve has been plotted by processing the data experimentally. It is observed that the numerical results and the experimental results are in good agreement. And it is also proved that the double outlet pump can work successfully with the proper dimensions and conditions.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

BULAŞIK MAKİNESİ YIKAMA SİSTEMİYLE YÜKSEK VERİMLİ ÇALIŞAN BİR SİRKÜLASYON POMPASININ EKO-TASARIMI

Doruk TURGUL
Arçelik A.Ş. Bulaşık Makinesi
İşletmesi
Ar-Ge Bölümü
doruk.turgul@arcelik.com

Dr. Songül BAYRAKTAR
Arçelik A.Ş. Bulaşık Makinesi
İşletmesi
Ar-Ge Bölümü
songul.bayraktar@arcelik.com

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK
Ortadoğu Teknik Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
albayrak@metu.edu.tr

ÖZET

Enerji verimli dayanıklı tüketim malları, doğal kaynak yetersizliklerinin boy gösterdiği günümüzde oldukça önem kazanmıştır. Hemen her evde aralıksız olarak kullanılmakta olan bu ürünlerde yapılacak enerji iyileştirmeleri, küresel açıdan büyük katkılar sağlayacak derecede yaygındır. Bulaşık makineleri de enerji verimliliği üzerine geliştirilmeye müsait beyaz eşyalardandır.

Bir bulaşık makinesinde yıkama boyunca birden fazla eleman elektrik enerjisi tüketmektedir. Tüketim kalemleri içerisinde genellikle en yüksek değere sahip olan eleman, yıkama suyunun ısıtılmasını sağlayan ısıtıcı ünitedir. Yüksek sıcaklıklar hijyen ve yıkama performansı açısından önem arz ettiği gibi, kurutma performansı açısından da oldukça gereklidir. Bu nedenle sıcaklıkları düşük tutmak, böylece ısıtıcıdan kaynaklı yüksek tüketimi azaltmak performans açısından genellikle arzu edilmemektedir. Bulaşık makinelerinde yıkama suyu, bir adet sirkülasyon pompası ile kazan içerisinde devredilmektedir. Isıtıcı üniteden sonra enerji tüketiminde ön plana çıkan eleman sirkülasyon pompasını süren motordur. Özellikle uzun süren sirkülasyonlarda bu elemanın tüketimi daha da önem kazanmaktadır. Dolayısıyla yıkama sistemiyle EYVN'ye (En Yüksek Verim Noktası) yakın bir noktada çalışan bir sirkülasyon pompa-motor grubu, yüksek enerji verimliliğini sağlama potansiyeline sahiptir.

Bulaşık makinesi sirkülasyon pompaları genellikle düşük özgül hızlı (radyal tipli) pompalardır.

Yıkama sistemini oluşturan elemanlar ise genellikle ani çap daralmaları, ani dönüşler, yükseklik değişimleri, değişken kesitli borular içermektedir. Ayrıca bu elemanlar kısmen dar bir alanda konumlandırılmışlardır. Bu nedenle bulaşık makinesi sirkülasyon pompası, düzensiz akışların, geri dönüşlerin, ayrılmaların hâkim olduğu bir sistemle çalışmak durumunda kalmaktadır. Bunlara ek olarak, yıkama suyu fiziksel olarak da değişkenliklere maruz kalmaktadır. Yıkama çevrimi başında temiz su ile yapılan sirkülasyon daha sonra bulaşıklardan gelen kirlerle, deterjanla ve parlaticıyla karışarak farklı bir içeriğe sahip olmaktadır. Aynı zamanda bu su 50°C'ye varan sıcaklık farklarına da maruz kalmaktadır.

Bu çalışma enerji verimli bir bulaşık makinesi için sirkülasyon pompasının eko-tasarımını kapsamaktadır. Tasarım sürecinde literatürde bulunan teorik yöntemler temel alınmıştır. Yapılan ön tasarımların HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleriyle sayısal olarak incelenmesi ve uygun bulunan tasarımların prototiplerinin yapılması, daha sonra da laboratuvar testleriyle gerçek performansları tespit edilen bu tasarımların gerekli iyileştirmeler yapıldıktan sonra nihai eko-tasarımının belirlenmesi, çalışmanın iş akışını oluşturmaktadır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

GİRİŞ

Enerji verimliliği, özellikle son yıllarda dünya çapında önem arz eden bir konu olmuştur. Ev ortamında kullanılan en basit bir pilden uzay araçlarına kadar her türlü araç-gereç bir önceki modelinden daha enerji verimli olacak şekilde tasarlanmaktadır. Enerji verimli ürünlerin yaygınlaşması tüketicilerin finansal tasarruf sağlama amaçlarına hizmet edeceği gibi, dünya kaynaklarının verimli tüketilmesi açısından da resmi kurumların düzenlemeleri kapsamında da zorunlu hâle gelmiştir. GFK'nın yüz yüze yapmış olduğu 2015 Haziran tarihli ankette, Türkiye'de tüketicilerin %88'inin enerji tasarrufunu önemli bulduğu belirtilmiştir, [1]. Aynı anket 2009 yılında yapıldığında ise bu rakam %76 seviyelerinde idi, [2]. Bu sonuç, enerji verimi konusunda toplumsal bilincin giderek artış gösterdiğini bildirmektedir.

Enerji verimliliği beyaz eşya sektöründe ve özel olarak bulaşık makinesinde de son derece önem arz etmektedir. Son yıllarda uluslararası standartlar eko-tasarım konusunda üreticileri keskin sınırlar içinde tutacak şekilde güncellenmektedir. Avrupa'da ilk olarak 2005 yılında ev tipi bulaşık makineleri "Eko-tasarım Gerekliklikleri" kapsamında anılmaya başlanmış ve 2007 yılında ilk çalışmalar tamamlanmıştır. Bulaşık makinesi eko-tasarım konusunda çalışmalar devam etmekte olup, düzenlemelerin sonucunda 2020 yılına kadar yaklaşık 9 TWh enerji tasarrufu sağlanması beklenmektedir, [3].

Makalenin konusunu oluşturan sirkülasyon pompası özeline inildiğinde ise, yine eko-tasarım hakkında uluslararası resmi düzenlemeler getirilmiştir. Düzenleme şartları uygulandığında, 2020 yılına kadar yaklaşık 3,3 TWh enerji tasarrufu hedeflenmektedir, [4].

SEMBOLLER

N_s : özgül hız
 ω : pompa çarkı devri
 Q : debi
 H : basma yüksekliği
 g : yerçekimi ivmesi
 M : manyetik debimetre

EKO-TASARIM ADIMLARI

Bulaşık makinesinde kullanılan sirkülasyon pompaları genellikle radyal akışlı pompalardır. Bu tür pompalar direkt, yarı-ampirik veya ters tasarım yöntemleri kullanılarak tasarlanabilir. Bu yöntemler içerisinde ilgili konuya en uygun yöntem yarı-ampirik yöntemdir. Bu yöntemde pompanın sağlaması istenen performans değerleri (debi, basma yüksekliği) ve elektrik motorunun devri tasarımın girdilerini oluşturmaktadır. Bahsi geçen parametreler, EYVN'de elde edileceği varsayılan değerler olarak seçilir. Böylelikle pompanın özgül hızı, N_s tespit edilmiş olur. Boyutsuz olarak özgül hız aşağıdaki denklem vasıtasıyla elde edilir:

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(g H)^{0.75}} \quad (2)$$

ω : (rad/sn) Q : (m³/sn) g : (m/s²) H : (m)

Yukarıdaki denklem ile elde edilen özgül hız, pompa çarkının akış profili hakkında fikir vermektedir. Buna göre, düşük özgül hızlı pompalar radyal, orta özgül hızlı pompalar yarı-eksenel, yüksek özgül hızlı pompalar ise eksenel olarak tasarlanır.

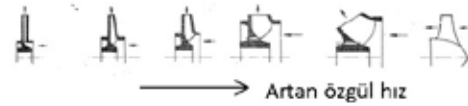


Fig.1- Özgül hızı göre pompa çarkı profili [5]

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Bu çalışmada da tasarım aşamasının ilk adımı böylece atıldıktan sonra sırasıyla aşağıdaki parametreler belirlenerek pompa geometrisi ortaya çıkarılmıştır.

- Mil ve göbek çaplarının belirlenmesi
- Pompa basınç sayısının tespiti ile çark dış çapının bulunması
- Çark kanat sayısının seçilmesi
- Çark iç çapının bulunması
- Kanat açılarının ve genişliklerinin bulunması
- Kanat giriş-çıkış profillerinin seçilmesi
- Salyangoz geometrisinin seçimi
- Salyangoz dil bölgesinin geometrisinin tespiti

Yukarıda bahsedilen geometrik ölçülerin her biri için literatürde bulunan ampirik yöntemler kullanılmıştır. Özellikle Gülich'in Centrifugal Pump Design (2010), [6], kitabında bulunan tasarım aşamaları kullanılmış, gerektiğinde Stepanoff, Lazarkiewicz, Pfleiderer gibi ekollerden de faydalanılmıştır. Bu tür çeşitli kaynaklardan yararlanılmasının nedeni, ekotasarımda gerekli olan verim iyileştirmelerinin azami derecede olabilmesi için uygulanabilecek çeşitli yöntemlerin birlikte değerlendirilmesi gereğidir. Örneğin bir ekol kanat açıları hakkında daha detaylı bilgi verirken, bir diğer ekol verimi artırabilmek için çark emişinde yapılabilecek iyileştirmelere ağırlık vermektedir.

Çalışma kapsamında, çark tasarımını daha sistematik hale getirebilmek adına, yukarıda bahsi geçen yöntemleri sentezleyen bir MS Excel® tablosu hazırlanmıştır. Böylelikle tasarım girdileri tabloya girildikten sonra geometrik parametreler otomatik olarak hesaplanabilmektedir. Tasarımın belli başlı adımlarında ise, yine ampirik yöntemlerle elde edilmiş grafikler kullanılarak, tasarım hedefleri için daha uygun olan değerler manuel olarak tabloya girilmektedir. Örneğin, basma yüksekliğini boyutsuz olarak ifade eden "basma yüksekliği katsayısı", ampirik olarak denklem haline getirilmiş haliyle literatürde bulunmakla beraber, tasarımcıya daha geniş bir aralıktan seçim yapmayı sağlayan grafiksel şekilde de bulunabilmektedir. Bahsedilen MS Excel bu tür grafiklere de ağırlık verilerek kullanım alanına daha uygun seçimler yapmaya

imkân sağlanmıştır. Tasarım tablosunun örnek bir görüntüsü aşağıdaki gibidir:

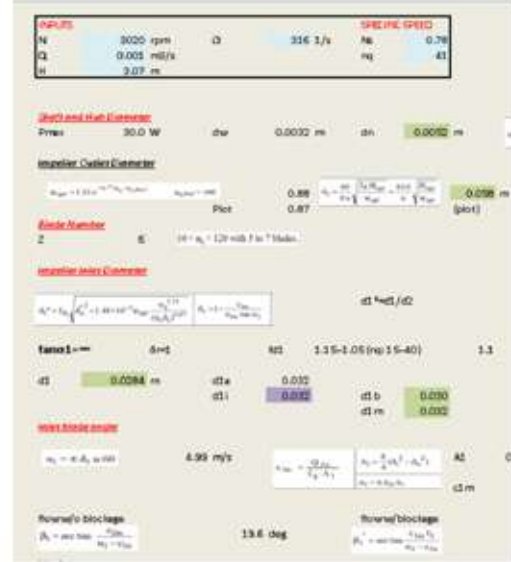


Fig. 2- Tasarım tablosu

Çalışma kapsamında tasarlanan pompanın özgül hızı 0.75 dolaylarındadır. Buna göre, hazırlanan tablo kullanılarak verimi yüksek bir sirkülasyon pompa çarkı tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan çarkın 3 boyutlu modeli oluşturularak HAD analizine tabi tutulmuştur. Böylelikle karakteristik eğrisi önceden tahmin edilebilmiştir. Analizlerde yaklaşık 2 milyon eleman kullanılmış, akışın etkilendiği kritik noktalarda sayısal ağ sıkılaştırılarak çözümün doğruluk payı artırılmıştır.

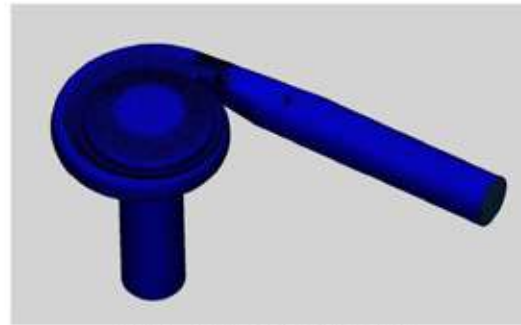


Fig.3- HAD analizi sayısal ağı

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

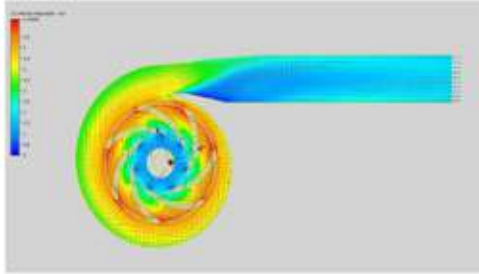


Fig.4- HAD analizi hız dağılımı sonucu

Not: Arçelik A.Ş. şirket politikası gereği grafiklerde rakamsal değerler gösterilmemiştir.

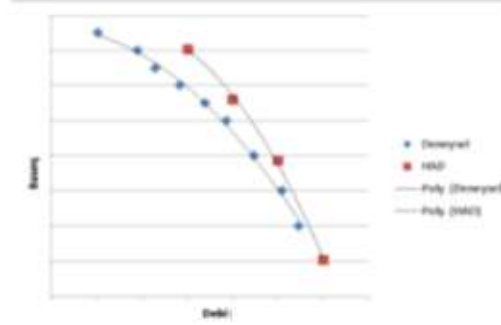


Fig.7- Tasarlanan pompanın deneysel ve HAD analiz sonuçlarının karşılaştırılması (Basınç-debi)

Fig.7'de görüldüğü gibi tasarlanan çark gerçek durumda ortalama %10'luk bir performans kaybına sahiptir. Bu, gerçek durumda mevcut olan sürtünme ve iç kaçak kayıplarıyla açıklanabileceği gibi, HAD analizinde kullanılan sayısal ağırlı geliştirilmesiyle de kapatılabilecektir.

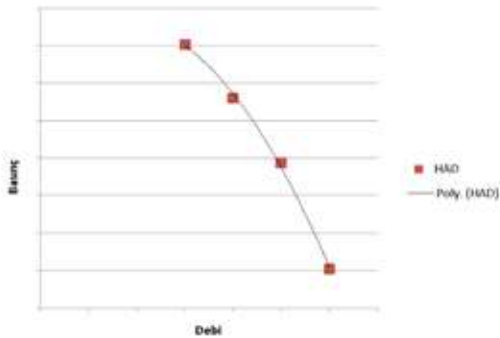


Fig.5- Tasarlanan pompanın HAD analizi sonuçlarına göre karakteristik eğrisi (Basınç-Debi)

HAD analizi sonuçlarına bakıldığında karakteristik eğrisi uygun görülerek tasarlanan çarkın prototipi üretilmiştir. Daha sonra prototiplerin karakteristik eğrileri elde edilerek, HAD analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Pompa karakteristiği ölçümü için kullanılan düzenekte bir adet atmosfere açık su tankı, bir adet manyetik debimetre, bir adet dijital manometre, bir adet küresel vana bulunmaktadır. Düzenğin temsili resmi aşağıdaki gibidir:

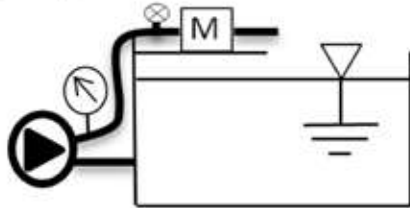


Fig.6- Pompa karakteristik ölçüm deney düzeneği

Deneysel veriler ile HAD analizi sonuçlarının karşılaştırılması yandaki gibidir:

Tasarımın ilk aşamasında kanat çıkış kalınlığını toleranslı bırakmak, uygun görülen bir yöntemdir. Böylelikle üretilen çarkın tasarım beklentisini karşılamama durumunda "underfile" adı verilen yöntemle performansı yükseltilebilir. Şöyle ki, çark ilk durumda belirli bir kanat çıkış kalınlığına göre tasarlanıp üretilir. Daha sonra karakteristik eğrisini yukarı kaydırmak (performans artırmak) için kanat çıkışının emme tarafından bir miktar malzeme tıraşlanır. Bu durumda kanat çıkış kalınlığı ilk tasarıma göre daha ince olacağından, pompanın kapasitesi çark çıkış kanalları genişleyecektir. Sonuç olarak pompanın kapasitesi yükselecektir, [6].

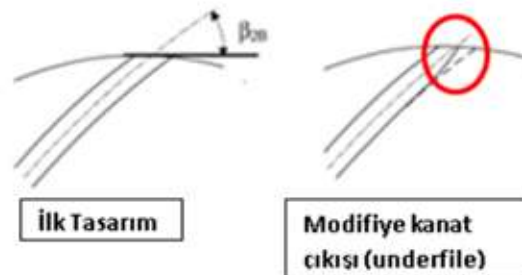


Fig.8- Kalın kanat çıkışı ile underfile yapılmış kanat çıkışı, [6]

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Yapılan ilk tasarım ile underfile uygulanmış çarkların karşılaştırması aşağıdaki gibidir:

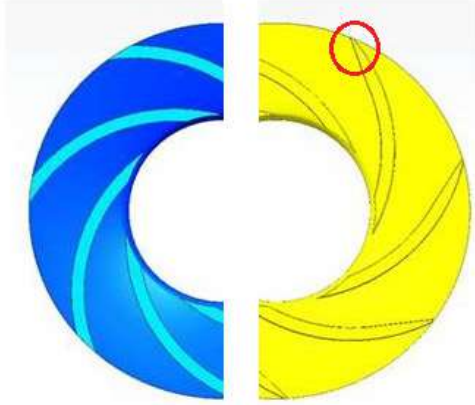


Fig.9- İlk tasarım ve underfile uygulanmış tasarım

Yukarıda belirtilen bu yöntem, tasarlanan çarka uygulanarak tekrar prototip üretilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar aşağıdaki gibidir:

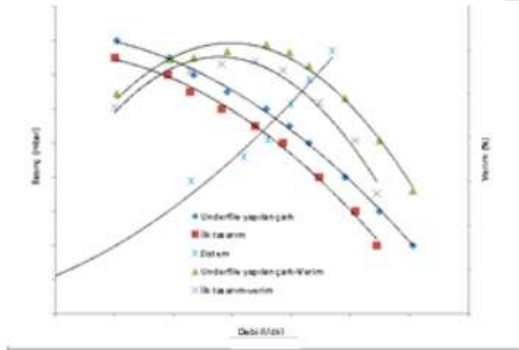


Fig.10- Pompa performansında underfile etkisi (Basınç-Debi, Verim-Debi)

Yukarıdaki sonuçlara göre, underfile kullanılan çark ile çalışma noktasında pompa verimi %8 artış göstermiştir. Bu durumda eko-tasarım ölçütlerine uygun bir pompa elde edilmiş olup, verimli bulaşık makinesi kapsamında enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

SONUÇ

Bu çalışmada, literatürde bulunan klasik pompa tasarım yöntemlerinden faydalanılarak, bulaşık makinesinde kullanılmak üzere radyal bir sirkülasyon pompasının eko-tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Ön tasarım yapıldıktan sonra HAD analizleri ve prototip üretimi gerçekleştirilen pompada verimi artırmak üzere underfile uygulanmış ve hedeflenen performans artışı %8 mertebesinde gerçekleştirilmiştir. Böylelikle enerji verimli bir bulaşık makinesi için gereken iyileştirme adımlarından biri olan pompa tasarımı altyapısı oluşturulabilmiştir.

TEŞEKKÜR

Çalışma boyunca prototipleri test düzeneklerine uygun hale getiren ve performans testlerinde yardımcı olan Sn. Çağlar Koç'a teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

- [1] Şakar, N. (2015, Haziran 12). Enerji tüketiminde tasarruf bilinci üst sosyo-ekonomik gruplarda daha yüksek. Alıntı adresi: http://www.gfk.com/tr/Documents/Press%20Releases/GfK_Enerji_Kullanımı_Basın_Bulteni_12_Haziran_2015.pdf
- [2] Akdağ, H. (2009, Mart 30). Enerji verimliliği araştırması. Alıntı adresi: http://www.vetenergy.com/uploads/documents/dd_29.pdf
- [3] Centre for Strategy & Evaluation Services, (2012, Mart). Evaluation of the ecodesign directive (2009/125/EC). Alıntı adresi: http://ec.europa.eu/enterprise/dg/files/evaluation/csces_ecodesign_finalreport_en.pdf
- [4] The European Commission. (2012, Haziran 25). Commission regulation: Implementing directive 2009/12/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps. Alıntı adresi: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32012R0547&from=EN>
- [5] Baysal, K. (1975). Tam santrifüj pompalar: Hesap, çizim ve konstrüksiyon özellikleri. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası
- [6] Gülich, J. F. (2010). Centrifugal pumps. Berlin: Springer.

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ABSTRACT

The significance of energy efficiency has been increasing for years for the sake of environmental and financial issues. Durable white goods has also an important role on energy efficiency issues. In this study, a circulation pump for an energy efficient dishwasher is designed. Throughout the study, design approach, methods and results of numerical analyses and laboratory experiments are presented. At the end of the design, an increase of 8% in pump efficiency is obtained.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

KARIŞIK AKIŞLI BİR POMPANIN PERFORMANSININ YAPISAL VE AKIŞ ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ

Hıdır Yankı KILIÇGEDİK

Makine mühendisi

Vansan

yanki@vansan.com.tr

Ahmet Özden ERTÖZ

Makine mühendisi

Vansan

ozdenertoz@vansan.com.tr

Tunç DEĞER

Makine yüksek mühendisi

tuncdeger@vansan.com.tr

Alper YETER

Makine mühendisi

Vansan

alper@vansan.com.tr

ÖZET

Pompaların imal edilmeden önce tasarımlarının iyileştirilmesi için tasarım süreçlerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımlarının kullanılması yaygın hale gelmiştir. Daha başarılı pompa tasarımlarının geliştirilebilmesi için HAD yazılımlarından elde edilen verilerin dikkatli bir biçimde yorumlanması ve gerekli değişikliklerin tasarıma yansıtılması gerekmektedir. Bu çalışmada, Vansan Makina Sanayi'nin TÜBİTAK projesi kapsamında tasarımını yaptığı ve imal ettiği 20000 m³/h debili ve 21 mSS basma yüksekliğine sahip bir karışık akışlı dik milli derin kuyu pompasının yapısal ve akış analizleri incelenmiştir. Tasarımı yapılan pompanın motor gücü 1600 kW ve çalışma devri 500 d/d'dır.

Empirik formüllerden yola çıkılarak geometrisi oluşturulan çark ve difüzör grubu uygun sayısal ağ kullanılarak modellenmiş ve gerekli sınır şartlarının tanımlanmasından ardından HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Öncelikle çark ve difüzör içindeki akış incelenmiş, akım iplikçiklerinin çark ve difüzör giriş ve çıkış kenarındaki davranışının uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar üzerindeki basınç dağılımı incelenerek, static basınç değerlerinin kanal içi akış boyunca düzgün bir dağılım sergilemesine özen gösterilmiştir. Ardından çalışma esnasında meydana gelen eksenel kuvvetler ve raydal kuvvetlerin akıtma başlığı ve difüzör yatağı üzerindeki etkisi Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) kullanılarak incelenmiştir. Bununla birlikte motor ağırlığı da göz önünde bulundurularak akıtma başlığı konstrüksiyonunun kritik çalışma frekansına göre emniyet kontrolü yapılmıştır. Son olarak HAD analizleri sonucunda birkaç farklı debi için elde edilen basınç, hız ve moment değerleri kullanılarak pompaya ait performans eğrileri oluşturulmuştur. Analiz sonuçlarının doğru bir şekilde değerlendirilmesi ve tasarımın sürekli revize edilmesi neticesinde hidrolik tasarımı tamamlanan pompanın imalatı gerçekleştirilmiştir.

HAD analizi sonucu elde edilen performans eğrisi Vansan test standında gerçekleştirilen deney sonucu ile kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucunda HAD ile elde edilen performans eğrisinin deney sonuçları ile son derece uyumlu olduğu görülmüştür.

1. GİRİŞ

Pompa içerisindeki 3 boyutlu akışın biçimi, çark ve difüzör kanallarındaki karmaşık akış kesitlerine bağlıdır. Bu akış kanallarının biçimine bağlı olarak pompa içerisindeki akışta istenmeyen hidrolik kayıplar meydana gelebilir ve bu kayıplar pompa performansını olumsuz etkileyebilir. Bu sebeple sistematik ve iteratif bir dizayn yöntemi uygulanarak pompalarda daha yüksek verimlilik sağlanabilir.

Karışık akışlı bir pompanın tasarımı çark ve difüzörün birlikte tasarımı olarak ele alınır. Çark tasarımı iki kısma ayrılabilir. Öncelikle pompanın çalışma noktasındaki debi, basma yüksekliği ve devir değerleri için hızlar ve kanat açıları hesaplanır. Ardından seçilen kanat açıları ve akış kesitleri için çark meridyenel kesiti meydana getirilir [1]. Tasarımcının öngördüğü kaviteasyon karakteristiği, verim ve çalışma eğrisinin farklı noktalarının göz önünde bulundurulması, birçok farklı tasarım planı meydana gelmesine neden olabilir. İlk kavramsal tasarımı tamamlanan çark profili çoğu zaman HAD yazılımları ile analiz edilmeye ihtiyaç duymaktadır çünkü kavramsal tasarım ile meydana getirilen çark profili bölgesel hız ve basınç dağılımları hakkında çok az fikir vermektedir. Uygun bir çark profiline karar verilmesinin ardından difüzör ile birlikte kademe davranışı incelenir ve bu süreç en uygun tasarım elde edilene dek tekrarlanır.

Bu çalışmada Vansan Makine Sanayi bünyesinde TÜBİTAK projesi kapsamında tasarlanan ve imal edilen 20000 m³/h debili ve 21 mSS basma yüksekliğine sahip bir karışık akışlı dik milli derin kuyu pompasının yapısal ve akış analizleri incelenmiştir. Navier-Stokes çözümlü akış analizi ve mekanik analizler bir arada yürütülerek 3 boyutlu akışın yapısı araştırılmıştır.

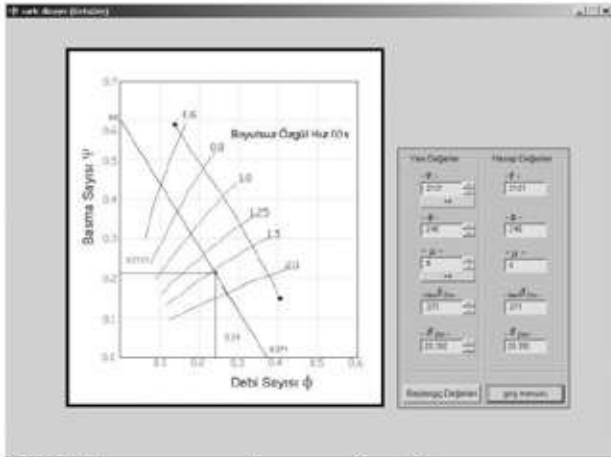
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

2.TASARIM

Genel olarak bir pompanın tasarımı, bilinen debi, basma yüksekliği ve devir sayıları için özgül hızın hesaplanması ve pompa tipinin seçilmesiyle başlar. Özgül hız, pompanın geometrisini karakterize eden ve aşağıdaki formül ile ifade edilen bir sayıdır [2]:

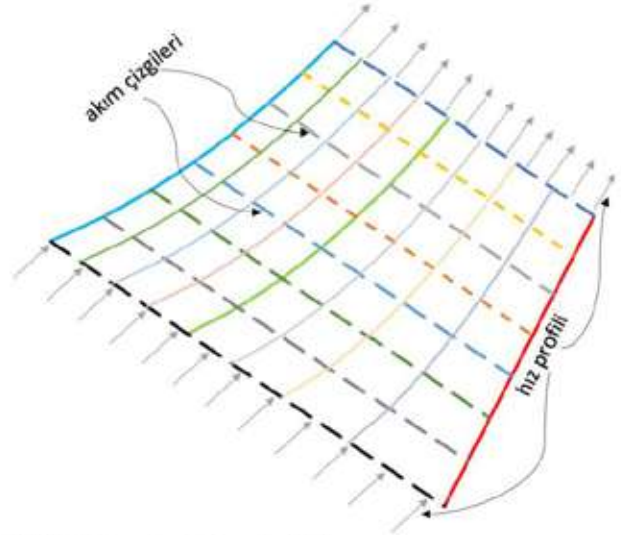
$$n_{Q(u.s)} = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_m^3}}$$

Tasarımı yapılan pompanın çark ana boyutları literatürdeki empirik formüller, boyutsuz sayılar ve birtakım boyut oranlarından faydalanılarak belirlenir. Bu oranlar başarılı dizaynlardan elde edilen deneysel verileri yansıtmaktadır ve ilk kavramsal tasarımı ortaya koyabilmek için yeterince iyi bir başlangıç noktası oluştururlar. Bu amaç için Vansan bünyesinde geliştirilen pompa tasarım yazılımı kullanılarak özgül hızla bağlı olarak çark ana boyutları otomatik olarak seçilmektedir (Şekil 2.1).



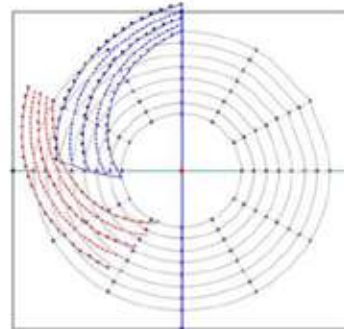
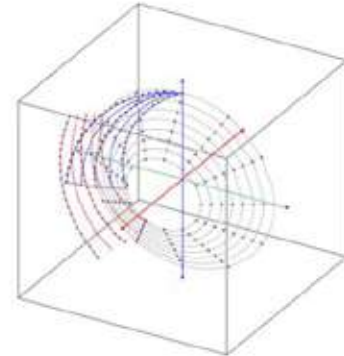
Şekil 2.1 Vansan pompa dizayn yazılımı [3]

Çark ana boyutlarının elde edilmesiyle, çark girişinden çıkışına dek potansiyel akış çizgileri hesaplanır ve meridyenel profil oluşturulur. Bu kavramsal tasarım ile akışın meridyenel profildeki hızının akım çizgileri boyunca düzgün bir artış göstermesine özen gösterilir [4] (Şekil 2.2).



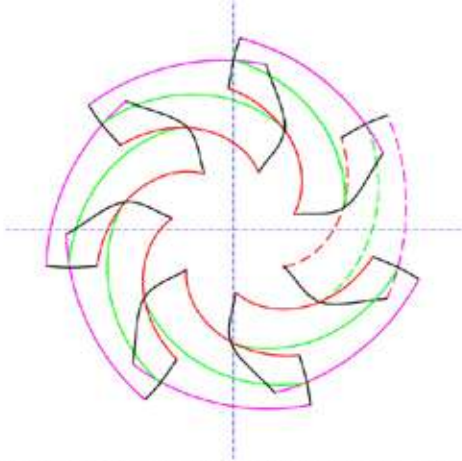
Şekil 2.2 Potansiyel akış çizgileri

Giriş ve çıkış kanat açılarının iç, dış ve orta akım iplikçikleri için hesaplanmasının ardından çark girişinde ve çıkışında şoksuz giriş şartını sağlayacak ve çarpma kayıplarını minimuma indirecek uygun bir kanat açısı dağılımı belirlenir. Ardından çark kanat profilleri çizilir ve meridyenel kesit üzerine yerleştirilerek çarkın hidrolik tasarımı tamamlanır (Şekil 2.3 ve 2.4).



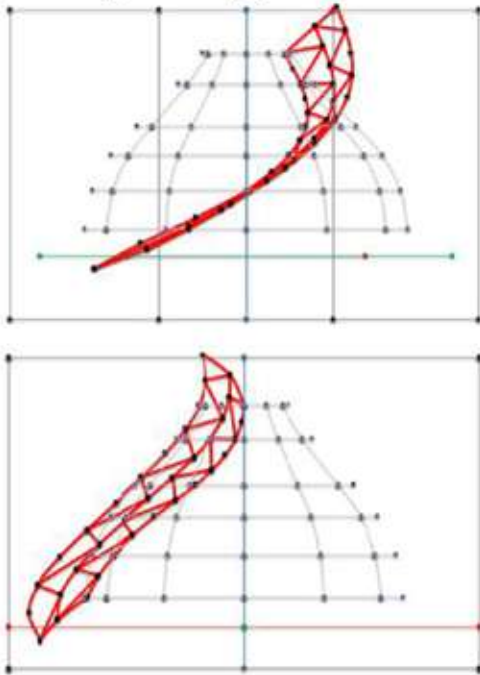
Şekil 2.3 Dizayn yazılımında kanat akım iplikçiklerinin elde edilmesi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 2.4 Hidrolik tasarımı tamamlanan çark kanatlarının üst görünüşü

Çark tasarımının tamamlanmasının ardından hesaplanan temel akım iplikçikleri yardımıyla difüzör geometrisi elde edilir (Şekil 2.5). Difüzör tasarımında akışın kinetik enerjisinin difüzör kanalları içinde olabildiğince basınç enerjisine dönüştürülmesi gerekir. Ayrıca difüzörün bir diğer görevi akışın çevresel hız bileşenini sıfıra olabildiğince yakın bir değere düşürmektir. Çünkü difüzör çıkışında dönen bir akış ek kayıplar kayıplara işaret etmektedir [5]. Bunun yanı sıra difüzyonun gerçekleştiği kanal uzunluğu da oldukça önemli bir parametredir. Difüzör kanalının uzunluğunun artması sürtünme sebebiyle kayıpların artacağı anlamına gelmektedir [6].

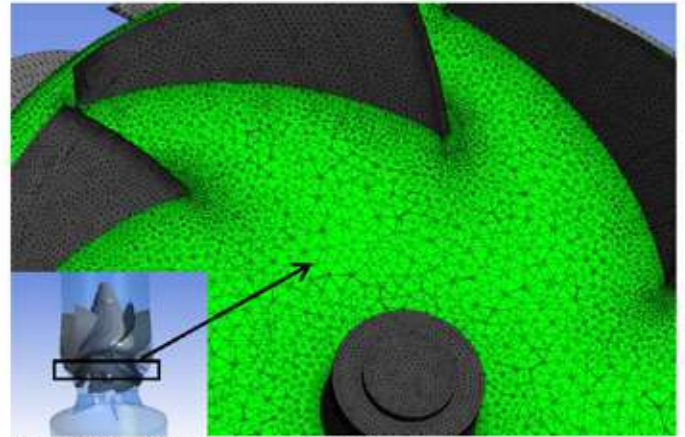


Şekil 2.5 Dizayn yazılımında difüzör geometrisinin oluşturulması

3. CFD ANALİZİ

Pompalarda akışın davranışının incelenmesi 3 boyutta kütle, momentum ve enerji denklemlerin uygun sınır koşulları ile birlikte çözülmesini gerektirir. Günümüzde bu iş için HAD yaygın olarak kullanılmaktadır. Pompalardaki akış, hızların yüksek olmasından dolayı türbülanslıdır. Bu tip türbülanslı akışların incelenmesi için çeşitli modeller geliştirilmiştir. Bu modeller arasında pompa akışlarının incelenmesinde literatürde yaygın olarak kullanılan standart k-ε modeli, bu çalışmada türbülans modellemesi amacıyla kullanılmıştır.

Akış denklemleri çözülmeden önce akış hacminin sonlu hacimlere ayrılmış olması gerekmektedir. Pompalarda akış hacminin sınırları sonlu hacimlere ayrılırken, akış geometrisinin, sonuca etkisi az olan detaylardan arındırılmış olması gerekmektedir. Sade bir akış geometrisinin çözümü çok daha kolay olmaktadır. Ayrıca sınır tabaka etkisini modelleyebilmek için kanat yüzeylerinde sınır tabakalı sayısal ağ tanımlanmıştır (Şekil 3.1).



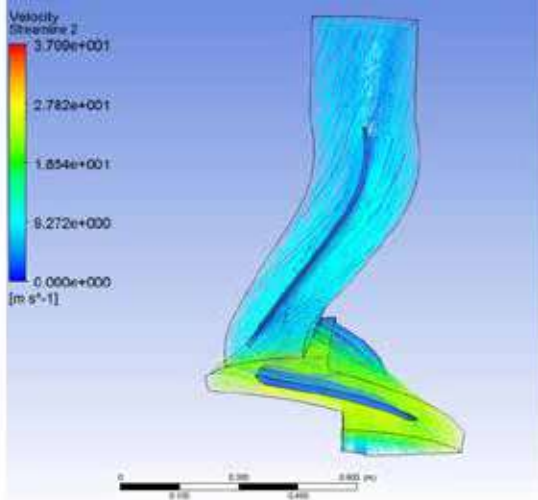
Şekil 3.1 Pompanın sayısal ağ yapısı

Akış hacmi sonlu hacimlere bölündükten sonra uygun sınır koşullarının belirlenmesinin ardından iterasyonlara başlanır. Basınç, hız ve kütleli debi gibi parametrelerin değerlerindeki değişimler yakınsayana dek iterasyonlara devam edilir.

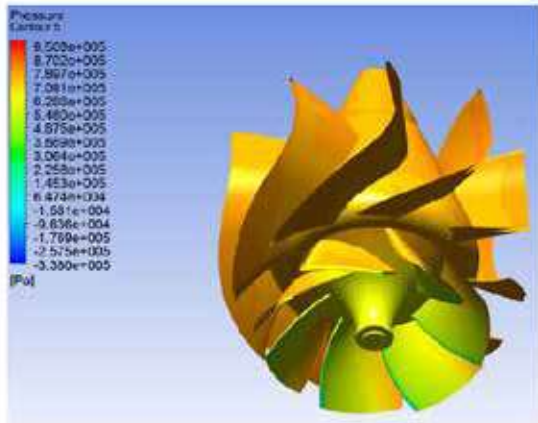
4. SONUÇLAR

DeneySEL yöntemler ile elde edilmesi güç olan kanal içi akışa ait hız vektörleri, kanat yüzeylerindeki basınç dağılımları ve pompa içindeki akışa ait düzensizlikler HAD ile kolaylıkla elde edilebilmektedir. Şekil 4.1 ve 4.2'de tasarımı yapılan pompanın akım çizgileri ve kanat yüzeyleri üzerindeki statik basınç dağılımı gösterilmiştir. Akışın çark girişinden difüzör çıkışına dek kanat formuna uyan bir yol takip etmesi oldukça önemlidir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

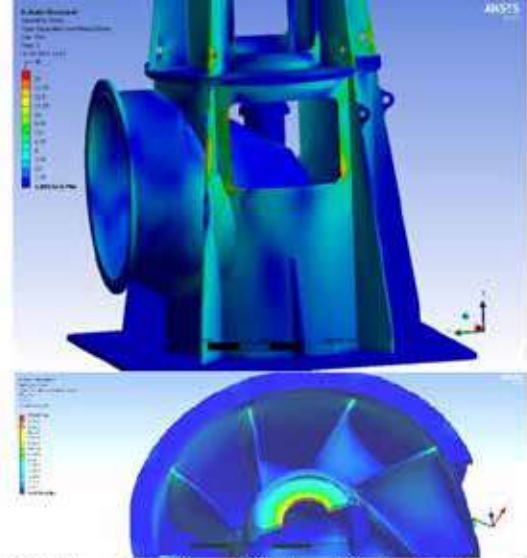


Şekil 4.1 Çark girişinden difüzör çıkışına dek akım çizgileri

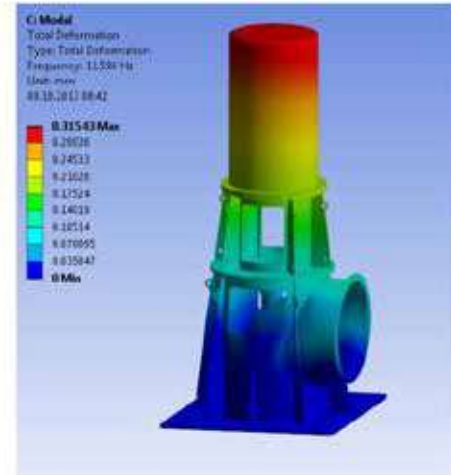


Şekil 4.2 Çark ve difüzör kanatları üzerindeki basınç dağılımı

Ayrıca su akışının pompa akıtma başlığı ve radyal yataklar üzerinde meydana getirmiş olduğu kuvvetlerin etkisini inceleyebilmek amacıyla yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Özellikle pompanın çalışma noktasından uzak bölgelerde radyal yatak üzerindeki yükler ekstrem değerleri bulabilmektedir. Ansys yapısal analiz modülü kullanılarak kanat yükleri katı modele aktarılmış ve statik analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerin sonucunda yatak uzunlukları ve gövde et kalınlıklarının gerektiği ölçüde desteklenmesine karar verilmiştir. Şekil 4.3'te akıtma başlığı ve difüzör yatağının tasarımın son aşamasında maruz kaldığı gerilmelerin kritik değerler almadığı görülmektedir. Elektrik motoru taşıyıcısı ve akıtma başlığının titreşim analizleri de gerçekleştirilmiş ve rezonans frekansları çalışma devri ile kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucunda akıtma başlığı konstrüksiyonunun çalışma devrinin birinci kritik frekansın daha altında olduğu görülmüştür (Şekil 4.4).



Şekil 4.3 Akıtma başlığı ve difüzör yatağı üzerindeki gerilmeler



Şekil 4.4 Pompanın birinci kritik çalışma frekansı

Kavramsal tasarımın tamamlanmasının ardından pompanın imalatı gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.5'te pompanın çarkı görülmektedir.



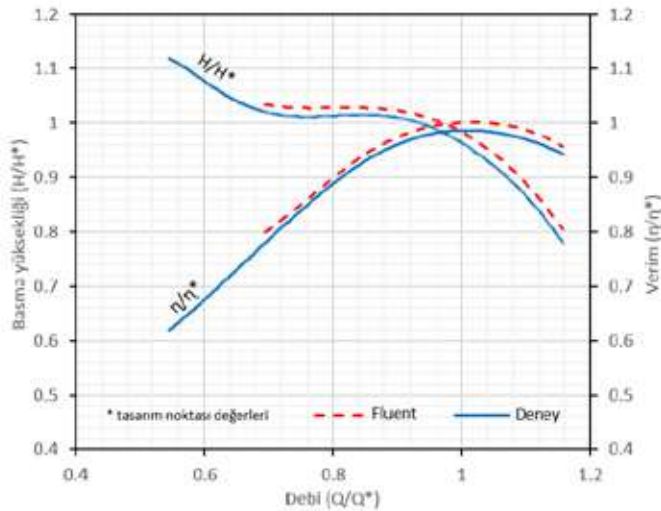
Şekil 4.5 İmalatı tamamlanan pompanın çarkı

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Son olarak tasarımı yapılan karışık akışlı pompanın karakteristik eğrilerini elde etmek amacıyla Vansan deney standında farklı debi değerleri için deneyler gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.6). HAD analizi sonuçları ile deney sonuçları kıyaslanmış ve ikisi arasında uyumlu bir davranış olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.7).



Şekil 4.6 Pompanın deneyinin yapılışı



Şekil 4.7 Fluent ve test sonuçlarının karşılaştırılması

SEMBOLLER

Q	: Debi (m^3/h)
H_m	: Basma yüksekliği (m)
N	: Devir (dev/dk)
$\eta_{q(u)}$	: Özgül hız

KAYNAKLAR

- 1.J. L. Dickas, 1987, "Vertical Turbine, Mixed Flow, and Propeller Pumps", McGraw-Hill Book.
- 2.M. Volk, 2005, "Pump Characteristics and Applications", CRC.
- 3.T. Değer, 2004, "Bilgisayar Destekli Pompa Tasarımı", 5. Pompa ve Vana Kongresi, İstanbul.
- 4.A. Stepanoff, 1948, "Centrifugal and Axial Flow Pumps Theory", Design and Application, New York John Wiley & Sons, Inc. London.
- 5.J. F. Gulich, 2010, "Centrifugal Pumps", Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- 6.D. Japikse, N. C. Baines, 2000, "Diffuser Design Technology", Concepts ETI.

ABSTRACT

CFD's are widely used in the pump industry in order to improve the design process before manufacturing. It is always a good practise to carefully examine the CFD results and adapt necessary corrections to design in order to accomplish a successful design. In this study, a brief presentation about the design process of a vertical mixed flow pump with 20000 m^3/h capacity and 21 mwc head is carried out. The pump speed is 500 rpm and it requires a power input of 1600 kW.

After calculating the main dimensions of impeller and diffuser using empirical correlations, 3D fluid flow is modelled using a proper discretized structure. Primarily, flow behavior inside the impeller and intermediate bowl is examined. It was shown that streamlines near inlet and outlet are uniform. Static pressure distribution on the blades are investigated and shape of the blade is iteratively updated in order to obtain a uniform flow throughout the channel. Furthermore, axial and radial forces on the diffuser bearing is examined using FEA. Finally, CFD simulations are repeated for several different capacities in order to obtain the pump characteristic curves. Later on, the head and efficiency curves obtained from the CFD simulations are compared with the test results in order to demonstrate that simulations successfully capture the physics of the system

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (HAD) ANALİZLERİ YARDIMIYLA FRANCİS TÜRBİN REHABİLİTASYONU

Berk Can Duva

Makina Mühendisi
TUBİTAK MAM EE Ankara
İnönü Bulvarı, ODTÜ Yerleşkesi
06800 Çankaya, ANKARA
berkcan.duva@tubitak.gov.tr

Arslan Ömür ÖZCAN

Makina Mühendisi
TUBİTAK MAM EE Ankara
İnönü Bulvarı, ODTÜ Yerleşkesi
06800 Çankaya, ANKARA
arslan.ozcan@tubitak.gov.tr

ÖZET

Bu makalede 40 yaşındaki bir Francis türbininin, bulunduğu hidroelektrik santralin çalışma koşulları göz önüne alınarak, rehabilitasyon potansiyeli araştırılmıştır. Çark ve ayar kanatlarının lazer taraması ile başlayan çalışma, teknik çizimler yardımı ile çıkartılan üç boyutlu salyangoz, sabit kanatlar ve emme borusu geometrilerinin ünite içinde kontrol edilmesi ile devam etmiştir. Her bir mekanik parça için farklı sıklıklarda çözüm ağları oluşturulmuş ve HAD analizlerine geçmeden önce ağ bağımsızlığı elde edilmiştir. HAD analizlerinde başvuru RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) hesaplamaları türbin performansı ve her bir mekanik parçanın ayrı ayrı kayıpları hakkında bilgi vermiştir. HAD analizi sonuçları 2007 yılında santralde yapılan verim ölçümü sonuçları ile doğrulandıktan sonra türbin mekanik elemanları daha detaylı incelenmiş ve literatürdeki tasarımlarla karşılaştırılmıştır.

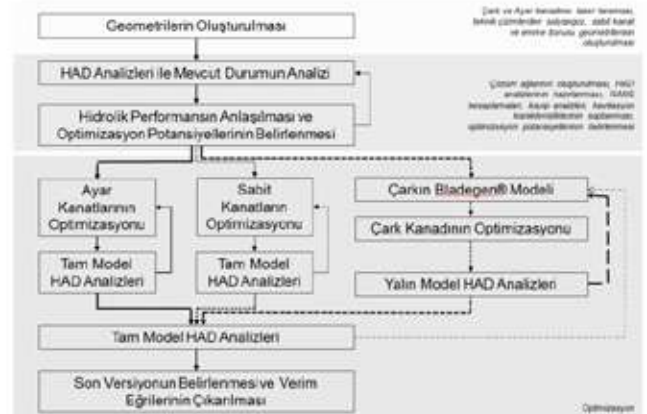
Ünite içindeki gözlemlerde çarkın, HAD analizlerinde belirlenen düşük basınç bölgelerinde, kavitasyona uğradığı gözlenmiştir. Türbin kavitasyon performansı statik histogram metodu ile değerlendirilmiştir. Yapılan ekonomik çalışmalar doğrultusunda verim ve kavitasyon performansını arttırmak için çark ve ayar kanatları optimize edilmiştir.

1.GİRİŞ

Hidroelektrik santraller Türkiye'nin kurulu gücünün % 35'ini oluşturmaktadır. [1] Fakat bu santrallerin bir çoğu 20 yıl önce devreye alınmış ve bu süre zarfında santralde herhangi bir rehabilitasyon olmamıştır. Bu denli uzun süredir devrede olan türbinler, devamlı ve optimum seviyede elektrik üretimi için rehabilite edilmelidir. Bu makale tek ünite Francis türbine sahip bir hidroelektrik santralin rehabilitasyon potansiyelini ortaya koymaktadır. Çalışmalar kurulu ünitenin hidrolik performansının belirlenmesi ile başlamış, mekanik ekipmanların optimizasyonu ile devam etmiş ve üretim artışına bağlı ekonomik fizibilite analizleri ile sonlandırılmıştır.

Şekil 1'de uygulanan iş akışı gösterilmiştir. Teknik çizimler ve lazer tarama verileri yardımıyla oluşturulan türbin geometrisinin hidrolik performansı HAD analizleri ile hesaplanmıştır. Verim ve kavitasyon performansı iyileştirilmiş bir çark ve optimum çalışma noktası daha düşük debilere kaydırılmış bir ayar kanadı tasarlanmıştır. Analizler sonunda sabit kanatlarda yapılan ufak düzeltmelerin türbin performansına etkisinin ihmal edilecek boyutta olduğu görülmüştür.

Optimizasyon esnasında herhangi bir otomatik optimizasyon kodu kullanılmamış, literatürdeki bilgiler ve mühendislerin tecrübeleri ile çark, ayar kanadı ve sabit kanat geometrilerinde değişikliğe gidilmiştir. Çark kanadı için tasarlanan optimizasyon versiyonlarının performansı, bir adet ayar ve çark kanadı ve emme borusundan oluşan yalın modelle yapılan HAD analizleriyle belirlenirken; yeni ayar ve sabit kanat tasarımlarının performansı, tam model (salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusu) ile yapılan HAD analizlerinden çıkarılmıştır. Son olarak, en iyi performansa sahip çark kanadı yeni tasarlanan ayar kanatlarıyla birlikte tam modele eklenerek HAD analizleri yardımıyla verim eğrileri oluşturulmuştur.



Şekil 1: Francis Türbin Rehabilitasyonu İş Akışı

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SEMBOLLER

A	: Alan (m^2)
c_m	: Meridyonel Hız (m/s)
c_u	: Çevresel Hız (m/s)
$D_{çark}$	: Çark Çapı (m)
g	: Yer Çekimi İvmesi (m/s^2)
H	: Net Düşü (m)
M	: Tork (Nm)
n_q	: Özgül Hız (rpm)
p	: Basınç (Pa)
Q	: Debi (m^3/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
η	: Verim (-)
σ	: Thoman Kaviteasyon Sayısı (-)
ω	: Açısal Hız (s^{-1})
β	: Kanat Açısı (derece)

2.HAD ANALİZİ ÖNCESİ ÇALIŞMALAR

2.1.Santralin Özellikleri ve Tarihi

Üzerinde çalışılan hidroelektrik santrali 1970 – 1973 yılları arasında inşa edilmiştir. Santralde nominal gücü 56 MW olan tek ünite Francis türbini bulunmaktadır. Türbinin nominal düşüşü 132 metre, maksimum debisi $48 m^3/s$ ve çark çapı 2.58 metredir ($n_q=49$ rpm). Su koçu darbesini önlemek amacıyla 6253 metrelik enerji tünelinin sonuna denge bacası kurulmuştur. Denge bacasından salyangoz girişine kadar olan bölümde 345 metrelik çelik cebri boru mevcuttur. Son on yıllık veriler dikkate alındığında santralin yıllık ortalama üretimi 179 milyon kWh'dir.

1974 yılının Eylül ayında çark üzerinde kaviteasyon hasarlarına rastlanmıştır çünkü o zamanlar kuyruk suyu seviyesi istenilen seviyenin altında kalmaktadır (58.75 metre). 1974 yılının Mayıs ayında, devreye alma testlerinin ardından, türbinin hidrolik tasarımında değişikliğe gidilmesi yönünde karar alınmıştır. Salyangozun dil bölgesindeki kesit daralmasından dolayı akışın engellendiği tespit edilmiştir. Bu nedenle sonradan bir önceki, yirmi üçüncü, sabit kanat kesilmiştir. 1983'te ise kaviteasyon hasarlarından dolayı çark değiştirilmiştir (Şekil 6b). Ayrıca kaviteasyon performansının artırılması için çark çıkışına havalandırma tertibatı ve sabit boru eklenmiştir. Daha sonra santralin aşağısına başka bir hidroelektrik santrali yapıldığından kuyruk suyu seviyesinde yükselme olmuş ve havalandırma tertibatının kullanımına son verilmiştir (sabit boru sökülmemiştir).

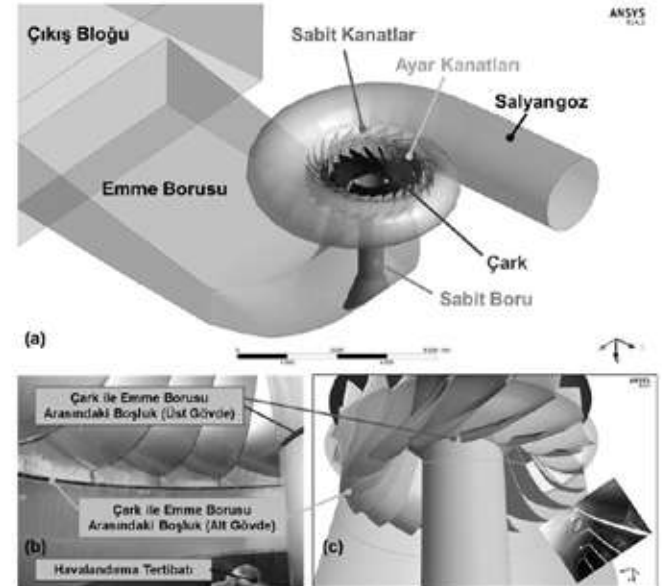
1974'te santralin devreye alınması sırasında akımölçerlerle yapılan verim ölçümünde maksimum verim $37 - 40 m^3/s$ debi aralığında çıkmıştır. 2007'de ise ultrasonik cihazlarla bir kez daha verim ölçümü yapılmış ve % 91.9'luk maksimum verim 35

$- 37 m^3/s$ arasında elde edilmiştir. 1974 yılındaki kuyruk suyu seviyesi 2007'ye göre 7 metre daha düşüktür.

2.2.Geometrilerin Oluşturulması

2014 yılının Nisan ayında santralde bulunan yedek ayar kanadı ve çark, lazer tarama cihazı ile taranmıştır. Nokta bulutlarından oluşturulan katı modellerle bu iki komponentin katı modeli oluşturulmuştur. Öte yandan, teknik çizimlerin ve 2014 yılının Temmuz ayında yapılan ünite içi gözlemlerin yardımıyla salyangoz, sabit kanatlar ve emme borusunun üç boyutlu modeli çıkartılmıştır (Şekil 2a).

Emme borusu metal ve beton olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Sonradan bir önceki, yirmi üçüncü, sabit kanat alevli kesicilerle kesilmiştir. Katı modelin orijini çarkın dönme ekseninin salyangozun orta düzlemiyle kesiştiği noktaya konulmuştur. Pozitif z yönü akışla aynı yönde olacak şekilde emme borusuna doğru yerleştirilmiştir. Bu koordinat eksenini tanımına göre çark z eksenini etrafında saat yönünün tersine dönmektedir. Su türbine negatif x yönünde girerken yine aynı yönde türbini terk eder.



Şekil 2: Türbin Katı Modeli

2.3.HAD Modeli

Türbin, HAD analizi hesaplamaları için bileşenlerine (bölgelere) ayrılmıştır. Hesaplamalar giriş vanasından sonra yer alan salyangoz bölgesiyle başlamıştır. Farklı geometrilere sahip oldukları için sabit kanatlar dönel periyodik özellik göstermezler; bu nedenle sabit kanatlar salyangoz bölgesine entegre edilmiştir. Salyangoz kesitlerinin ve dil bölgesinin kompleks yapısı dolayısıyla bu bileşen için yapısal olmayan ağ kullanılmıştır (Şekil 3). HAD analizi sonuçları incelenirken

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

sabit kanatların önüne silindirik bir yüzey oluşturulmuş ve bu yüzey sayesinde salyangoz ve sabit kanat kayıpları birbirinden ayrılmıştır.

Salyangozdan sonra gelen ayar kanadı bölgesi genel ağ ara yüzü (GGI [2]) ile salyangoza birleştirilmiştir. Ayar kanadı çözüm ağı sadece bir ayar kanadı için Turbogrid® programında kurulmuş, yine aynı programda tüm modelin simülasyonu için 24 kez dönme eksenini etrafında kopyalanmıştır. Her bir ayar kanadı "1:1" ara yüz seçeneği yardımı ile birleştirilmiştir.

Ayar kanadı bölgesi ile çark bölgesi arasındaki ara yüz "frozen rotor [2]" olarak tanımlanmıştır. Ayar kanadı çözüm ağı gibi çark çözüm ağı da sadece bir çark kanadı için yapılmış, 17 kez kopyalanmış ve "1:1" ara yüz tanımı ile etkileşimleri sağlanmıştır. Çark bölgesinin ağı, ana blok ve çıkış bloğundan oluşmaktadır. Bu bloklar "1:1" ara yüz tanımı ile içten bağlıdır.

Emme borusu ağı "frozen rotor" ara yüzü ile çark bölgesinin sonuna eklenmiştir. Sabit boru, emme borusunun altındaki konik bölüm de dâhil olmak üzere saha ölçümlerinde gözlemlendiği gibi oluşturulmuştur. Mevcut havalandırma tertibatı, 20 yıldan daha uzun süredir faaliyet dışı olduğu için göz ardı edilmiştir (Bu bilgi santral personelinden alınmıştır).

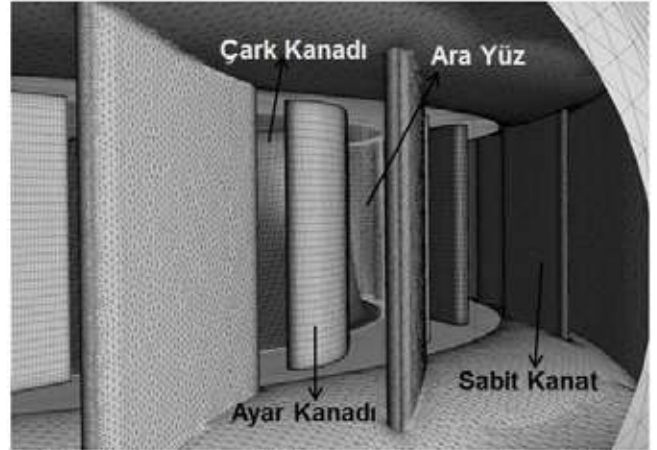
Emme borusunun sonuna çıkış bloğu olarak ifade edilen ekstra bir parça konulmuştur. Bu bileşen kuyruk suyu görevi görmektedir. Çıkıştaki bu ilave bloğun işlevi, sınır koşullarının emme borusu çıkışına verildiğinde emme borusu içindeki akışın düzenini bozan etkileri yok etmektir. Bu nedenle emme borusu çıkışındaki sınır koşulları simülasyonda çıkış bloğunun sonuna verilir.

HAD analizlerine girecek olan tam model geometrisi Şekil 2a'da gösterilmiştir. Kaliteli çözüm ağı oluşumu için çark kanadının çıkış kenarı sonrasında, çark bölgesinde kalacak belli bir boşluk bırakılmalıdır. Bu nedenle çark ile emme borusu arasındaki ara yüz olması gerekenden daha aşağıdadır (emme borusunun içine doğru). Gerçekte olması gereken ara yüz Şekil 2b'de gösterilmiştir. HAD analizlerinde, çarkın üst gövdesi ile sabit boru arasındaki boşluğun başlangıcı çark ile emme borusu arasındaki ara yüzün bir parçası olarak kabul edilmiştir. Fakat Şekil 2b'de görüldüğü gibi gerçekte bu boşluk biraz daha aşağıda yer almaktadır. Kısacası ağ oluşturmaya kolaylaştırmak adına çarkın alt gövdesi gerçekten daha uzun yapılırken çarkın üst gövdesi gerçeğe nazaran daha kısa oluşturulmuştur. Ayrıca, havalandırma tertibatı ve çark kapağındaki delikler göz ardı edilmiştir (Şekil 2c).

Her bir bileşen ayrı ayrı ağ oluşum aşamasından geçtikten sonra, türbin farklı ayar kanadı açıları için birleştirilmiştir. Giriş ve çıkış sınır koşulları basınç olarak verilmiş ve analiz sonucunda debi elde edilmiştir. Menter'in otomatik duvar fonksiyonlu SST türbülans modeli [3] uygulanmıştır ve tatmin edici bir yakınsama seviyesi elde etmek için bütün hassas

değişkenler ve dengesizlikler görüntülenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu, hız ve basınç için, özdeş noktalarla hücre merkezli kontrol hacmi kullanılmaktadır. Konvektif terimlerin konumsal ayrıklaştırılmasında hibrit şemanın kullanılması ile lokal olarak hesaplanan "blend" faktörü çözümlerin ikinci derecen hassas olmasını sağlamıştır.

Navier Stokes denklemleri ANSYS CFX programının yardımcılarıyla çözülmüştür. Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) formülasyonu ile birlikte kullanılan Navier Stokes denklemleri sıvının üç boyuttaki hareketini açıklamak için kullanılır. RANS, Reynolds ayrıştırılmasından yararlanarak, zamana bağlı anlık değişkenlerin ortalama ve dalgalı olarak ayrıldığı denklemleri kullanır. Ayrıca dönen bileşenler için (çark) MFR (Multiple Frame of References) yaklaşımı uygulanmıştır.



Şekil 3: Salyangoz, Sabit Kanat, Ayar Kanadı ve Çark Çözüm Ağı

2.4.Çözüm Ağı

Ayar kanatları ve çark için yapısal ağ üretimi Turbogrid® programında gerçekleştirilmiştir. Kanatların giriş kenarı etrafında oldukça eğik olan ağ elemanlarını önlemek amacıyla, ağ üretimi JHCL modunda uygulanmıştır. JHCL modu kanadın açısına göre otomatik blok topolojisi uygulamaktadır. Emme borusu yapısal çözüm ağı enine kesitte "O-grid" yapısı göstermektedir. Ayrıca dirsek bölümünde bölgenin kompleks geometrisinden dolayı kesitli bir yapıya sahiptir. Sabit boru için ise ayrı bir "O-grid" bloğu oluşturulmuştur. Şekil 3'te gösterilen salyangoz bileşeninin yapısal olmayan çözüm ağı ICEM CFD® programıyla oluşturulmuştur. Son olarak çıkış bloğu çözüm ağı yine ICEM CFD® programında fakat yapısal olarak kurulmuştur. Tablo 1'de oluşturulan çözüm ağlarının istatistiği verilmiştir. Tabloda da görüldüğü üzere ağ bağımsızlığını elde edebilmek adına farklı sıklıklarda çözüm ağları kurulmuştur. Tablo 1'de verilen değerler milyon olarak çözüm ağındaki element sayılarını ifade etmektedir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Tablo 1: Türbin Bileşenlerinin Çözüm Ağlarındaki Element Sayıları (Milyon)

	Az Sıklıkta	Orta Sıklıkta	Sık	Çok Sık
Emme Borusu	0.95	1.59	4.04	5.68
Ayar Kanatları	1.42	2.60	5.19	9.46
Çark	2.04	3.87	6.81	11.59
Salyangoz	0.93	1.33	2.75	6.39
TOPLAM	5.33	9.39	18.80	33.13

2.5. Ard İşlemler

Bir türbinin hidrolik performansının değerlendirilmesinde aşağıda bahsedilen terimler önem arz eder. Türbin net düşüşü salyangoz girişindeki toplam basınç ile emme borusu çıkışındaki toplam basınç farkı olarak tanımlanır. IEC standartlarına göre [4], net düşüş, salyangoz girişindeki toplam basınçtan emme borusundaki statik basınç ve çıkıştaki kinetik enerjiden dolayı gelen enerjinin çıkarılması ile bulunur (Denklem 1).

Her bir bileşeni ayrı olarak değerlendirebilmek ve sonunda ünitenin kümülatif verim ve kayıp değerini hesaplamak için tüm bileşenlerin kayıpları düşü cinsinden hesaplanmış ve net düşüye oranlanmıştır (Denklem 2). Düşü kayıpları hesaplanırken bileşenlerin giriş ve çıkışlarındaki basınç farkı temel alınmıştır. Çarkın kaybı hesaplanırken ise mil gücü de dikkate alınmış ve kayıplardan çıkartılmıştır (Denklem 3). Kaviteasyon performansının belirlenmesi ve minimum kanat basıncının saptanması için histogram analizi yapılmıştır (statik histogram metodunun açıklamaları için [5] ve [6]'ya başvurunuz). Denklem 4 kullanılarak minimum kanat basıncı $\sigma_{türbin}$ değeri olarak yeniden hesaplanmış ve $\sigma_{santral}$ değeriyle karşılaştırılmıştır. Denklem 5 ile hesaplanan $\sigma_{santral}$ değerinde kanat üzerindeki lokal basınç buhar basıncı olarak alınmış ve türbin ekseninin kuyruk suyu seviyesine göre konumundan yararlanılmıştır. $\sigma_{türbin}$ 'nin $\sigma_{santral}$ 'den düşük olduğu çalışma aralığında türbinde kaviteasyon gözlenmez.

$$H = \frac{P_{Toplam\ Giriş} - P_{Toplam\ Çıkış}}{\rho \cdot g} = \frac{P_{Toplam\ Giriş} - \left(P_{statik\ Çıkış} + \frac{\rho}{2} \cdot (Q / A_{Çıkış})^2 \right)}{\rho \cdot g} \quad (1)$$

$$\eta_{Toplam} = 1 - \frac{\Sigma H_{Kayıp}}{H} = 1 - \frac{H_{Kayıp-Salyangoz} + H_{Kayıp-AyarKanatları} + H_{Kayıp-Çark} + H_{Kayıp-EmmeBorusu}}{H} \quad (2)$$

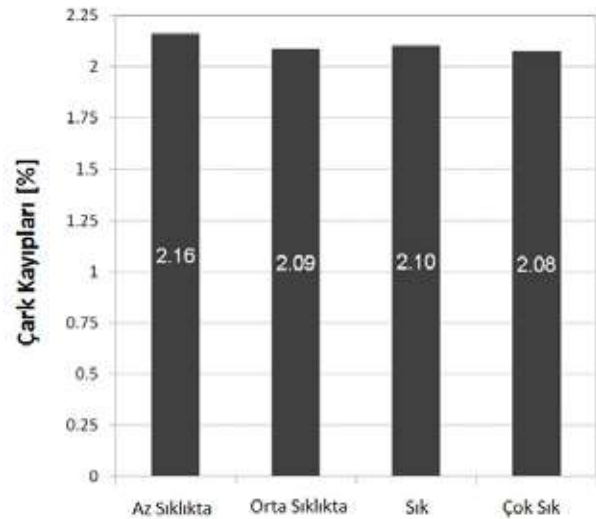
$$H_{Kayıp-Çark} = \frac{P_{Toplam-Çark-Giriş} - P_{Toplam-Çark-Çıkış}}{\rho \cdot g} - \frac{M_{Çark} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q} \quad (3)$$

$$\sigma_{Türbin} = \frac{P_{Toplam-EmmeBorusu-Çıkış} - P_{Histogram}}{\rho \cdot g} \quad (4)$$

$$\sigma_{Santral} = \frac{P_{Toplam-EmmeBorusu-Çıkış} - P_{Buhar} - (H_{Kayıp-KuyrukSu} - H_{Türbin-Boru-Seviyesi})}{\rho \cdot g} \quad (5)$$

2.6. Ağ Bağımsızlığı

Güvenilir HAD analizleri sonuçlarına sahip olabilmek için sonuçların ağ sıklığından bağımsız hale gelmesi gerekmektedir. Tablo 1'de görüldüğü gibi her bir bileşen için dört farklı sıklıkta çözüm ağı oluşturulmuştur. Farklı çözüm ağı yoğunluğunda yapılan analizlerde çarkta oluşan kayıplar temel değerlendirme kriteri olarak alınmıştır. Şekil 4'te gösterilen sonuçlar neticesinde orta sıklıktaki çözüm ağının HAD analizleri için gerekli ve yeterli olduğu görülmektedir.



Şekil 4: Çözüm Ağı Çalışmaları Sırasındaki Çark Kayıpları

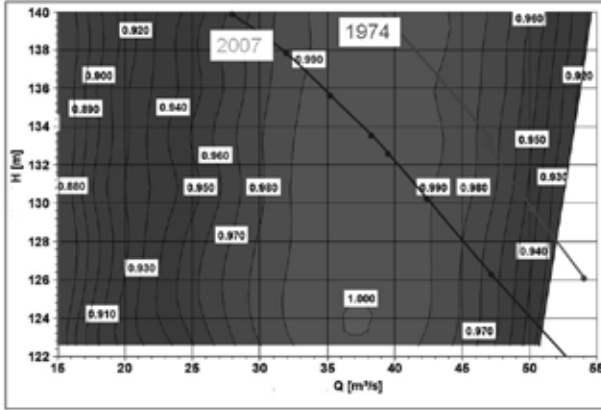
3. MEVCUT TÜRBİNİN HAD ANALİZİ SONUÇLARI

Analizler farklı düşü ve debi değerleri için yapılmış ve ardından Şekil 5'te gösterilen tepe eğrileri oluşturulmuştur. 37 m³/s debi ve 124 metre düşüde makinanın optimum çalışma noktasına ulaşılmıştır. Şekil 5 verim değerlerinin normalize edilmiş halini yansıtmaktadır.

Şekil 6a'da görüldüğü gibi HAD analizi sonuçlarında çark kanadının vakum yüzeyinin alt gövdeye yakın olan bölümlerinde düşük basınç bölgelerine rastlanmıştır. Alt gövde etrafında akışın durma noktası kanadın basınç kenarında oluşmakta ve akış giriş kenarı etrafında basınç yüzeyinden vakum yüzeyine yüksek hızlarla sirküle etmektedir. Aşırı yükte

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

bu bölgedeki akışın durma noktası giriş kenarına doğru yaklaşırsa da sirkülasyondan dolayı oluşan kavitasyon etkisi artmaktadır.



Şekil 5: Mevcut Türbinin Verim Eğrileri (Normalize)

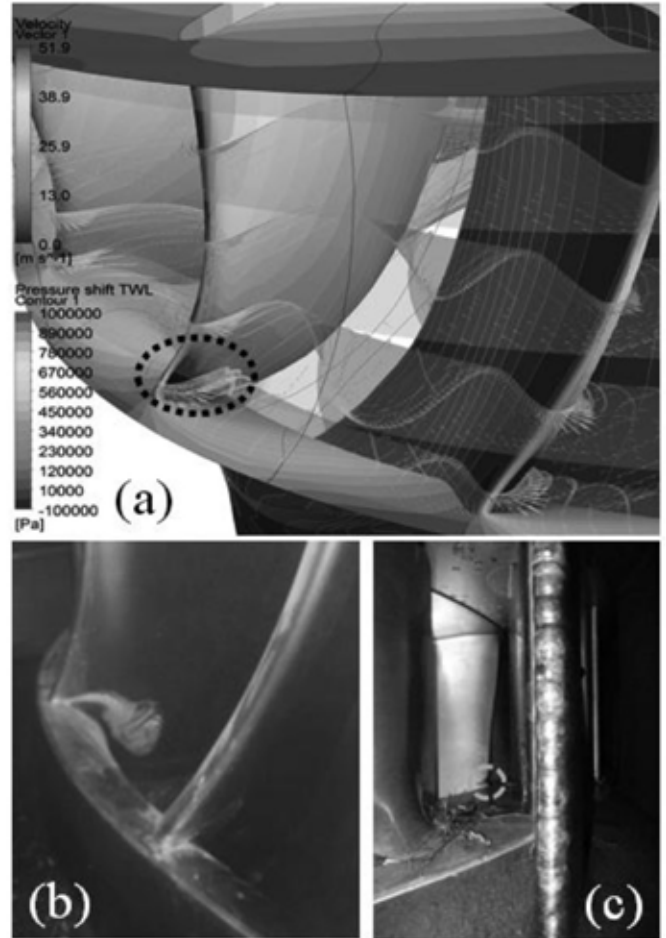
Ünite içi gözlemler sırasında çark kanatlarının giriş kenarlarında çatlaklar ve metal eksilmesi gözlenmiştir. Şekil 6c alt gövdeye yakın olan bu çatlakları göstermektedir. HAD analizi sonuçlarında, çarkın yüzeyinde en yüksek hızlar çatlakların gözlemlendiği yerde oluşmuştur (Şekil 6a). Çatlakların boyu 20-30 mm, derinliği ise 5-10 mm civarındadır. Ayrıca Şekil 6b'de 1984 yılında yapılan ünite içi gözlemler sırasında çekilen bir fotoğraf yer almaktadır. Bu fotoğrafta vakum yüzeyinde oluşan kavitasyon hasarları net şekilde görülmektedir.

Şekil 7'de türbin kümülatif verim eğrileri ve kavitasyon performansı verilmiştir. Her bir bileşenin kısmi kayıpları kümülatif eğriler arasında kalan miktara eşittir. HAD analizi sonuçlarının yanında 2007'de yapılan verim ölçümü sonuçları da Şekil 7'ye eklenmiştir. Bütün değerler türbinin optimum çalışma noktasında ulaştığı maksimum verime göre normalize edilmiştir.

Salyangoz ve sabit kanatlarda debi arttıkça verimin azaldığı görülmektedir. Çarkın optimum çalışma noktası 25 – 30 m³/s debi aralığındadır; bu aralığın sonrasında çark verimi düşmeye başlar. Ayar kanatları için en yüksek verim noktası tam yükte gerçekleşirken emme borusunun en verimli noktası 35 m³/s'lik debiye karşılık gelmektedir. Bütün bileşenler bir arada düşünüldüğünde ise türbinin optimum çalışma noktası 35 – 40 m³/s debi aralığındadır. Debi arttıkça beklendiği üzere üretim değeri artmıştır. Verim ölçümü sırasında ölçülen en yüksek debinin 52 m³/s olduğu rapor edilmiştir.

Şekil 7'de ayrıca türbinin kavitasyon performansı da gösterilmektedir. 35 m³/s debinin üzerinde kavitasyon tehlikesi mevcuttur. Şekilde de görüldüğü gibi 35 m³/s'den sonra $\sigma_{Türbin}$ σ_{sistem} 'den daha fazla olmaktadır. Türbin çarkının hidrolik tasarımından dolayı çark kanadının giriş kenarının vakum

yüzeyinde ve çark kanadının çıkış kenarında düşük basınç bölgeleri oluşmaktadır. Bu bölgeler farklı kanat kesitlerindeki basınç dağılımlarının verildiği Şekil 8'de görülmektedir. Özellikle çarkın alt gövdeye yakın bölümlerinde (span=0.95) kanadın giriş kenarının hemen ardında düşük basınçlı bölgeye rastlanmaktadır. Fakat akış yönünde hareket edildiğinde basıncın tekrar arttığı gözlenmektedir ve bu durum bu bölgede pompa etkisi oluştuğunu göstermektedir. Akış yönünde % 60'lık mesafe kat edildiğinde ise vakum yüzeyinde basınç tekrardan düşmeye başlamaktadır. Span=0.5'ten üst gövdeye kadar olan bölümde kanadın hidrolik seklinin, arzu edilen gibi giriş kenarında yüksek basınç ve çıkış kenarında düşük basınç oluşturduğu görülmektedir. Çark kanadının çıkışında kavitasyon riski devam etmektedir.



Şekil 6: Giriş Kenarındaki Çatlaklar ve Kavitasyon Hasarları

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

4.OPTİMİZASYON

4.1.Çark

Ekonomik analizler sonunda türbin veriminin bütün çalışma noktalarında artırılması gerektiği görülmüştür. Öte yandan 52 m³/s debiye kadar güvenli enerji üretimi yapılabilmesi adına kavitasyon performansının iyileştirilmesine karar verilmiştir. Bu iki hedefe ulaşabilmek için X-Blade tasarımı adı verilen ve GE Hidro tarafından 1982 yılında patentlenen (US4479757) tasarım yöntemi kullanılmıştır. Bu tasarım 1988 yılında Çin'de yapılan Three Gorges Dam projesi sırasında geliştirilmiş ve X-Blade teknolojisi adını almıştır [7].

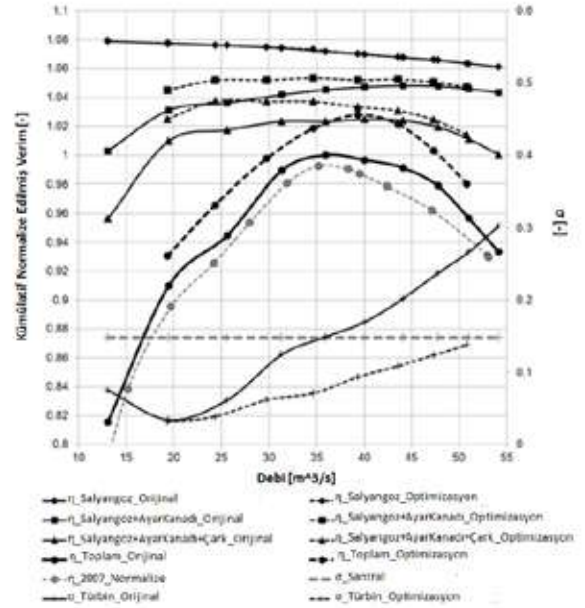
Bu santralde de görülen geleneksel Francis türbin çarkı tasarımlarında, kanadın vakum yüzeyinde özellikle giriş kenarına yakın bölgelerde kavitasyon hasarları oluşmaktadır. Bu tip kavitasyonlar kanada önemli derecede hasar vermektedir. Oluşan hasarlar çoğu zaman zor ve maliyetli tamirler gerektirir [7].

Geleneksel Francis çarkı tasarımının aksine X-Blade teknolojisi zıt yönde uzanan giriş kenarı geometrisine ve daha eğimli çıkış kenarına sahiptir. Çarkın hidrolik tasarımındaki bu değişim X-Blade teknolojisine sahip çarkların daha dengeli basınç dağılımına sahip olmalarını mümkün kılar. X-Blade teknolojisi kullanılarak yeniden tasarlanan (optimize edilen) çarkın sonuçları bu durumu ispatlamaktadır (Şekil 8). Şekil 8'de gösterilen sonuçlar hem orijinal hem de optimize edilen çarkın 17.5 derece ayar kanadı açıklığındaki (optimum çalışma noktası) HAD analizi sonuçlarını yansıtmaktadır.

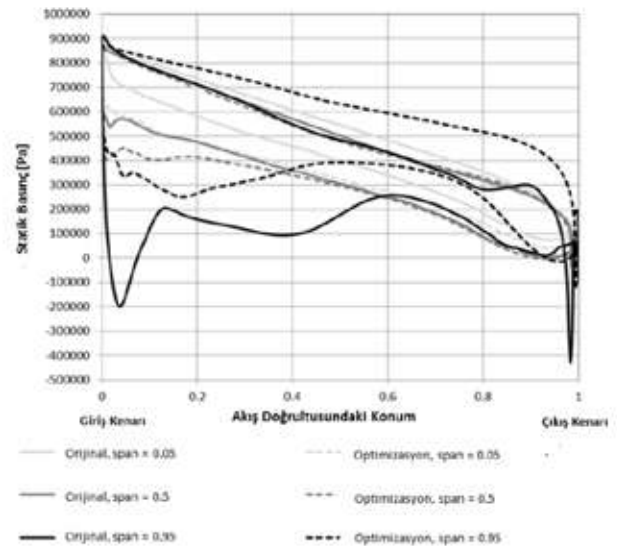
1988 yılından beri bu teknolojide kazanılan tecrübeler sayesinde X-Blade tasarımının daha yüksek verim, daha iyi kavitasyon performansı ve daha geniş çalışma aralığı sağladığı ispatlanmıştır [8].

Çark kanadı üzerindeki akışa daha detaylı bakıldığında alt gövdeye yakın kısımda akış ayrılması görülmektedir. Bu tip akış ayrılmaları kayıpların artmasına sebep olmaktadır ve önlenmelidir. Ayrıca çark performansı değerlendirilirken çevresel (c_u) ve meridyonel (c_m) hız bileşenleri de incelenmelidir. Teoriye göre optimum çalışma noktasında çark çıkışındaki c_u hız bileşeninin sıfır olması gerekmektedir. Aynı çalışma koşulunda çark çıkışındaki c_m hız bileşeni ise mümkün olduğunca homojen bir dağılım göstermelidir. Şekil 9'da orijinal ve optimize edilmiş türbin çarklarının çıkışlarındaki hız dağılımları gösterilmiştir. Şekil 9 optimum çalışma noktasındaki HAD analizi sonuçlarını yansıtmaktadır. Orijinal çarkın çıkışındaki meridyonel hız değişimi 3.5 m/s'ye kadar ulaşmaktadır. Bu değişim ortalama c_m değeri olan 9.75 m/s'nin +/- %18'ine denk gelmektedir. Çevresel hız bileşenine bakıldığında ise kanadın 0 ile 0.75 spanları arasında c_u hemen hemen sıfır iken 0.75 ile 1 spanları arasında c_u istenmeyen derecede yüksek değerler almaktadır. Bu durum bir miktar

enerjinin elektriğe dönüştürülemeden emme borusuna bırakıldığı anlamına gelmektedir.



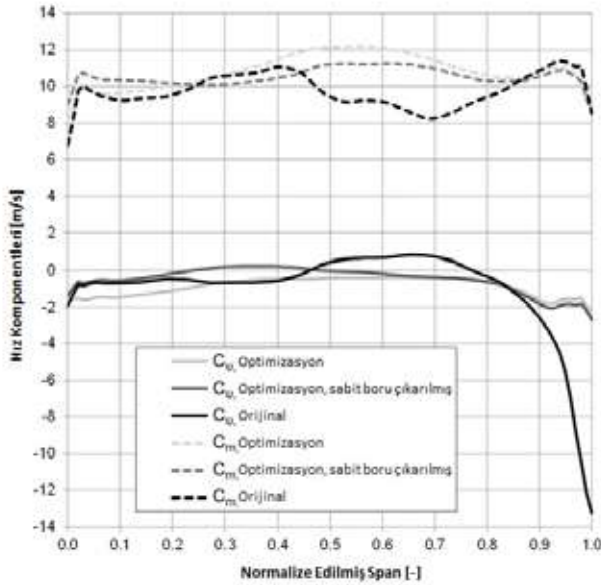
Şekil 7: Orijinal ve Optimize Edilmiş Türbinin Verim Değerleri ve Kavitasyon Performansı (Normalize)



Şekil 8: Optimum Çalışma Noktasında Orijinal ve Optimize Edilmiş Çarkın Basınç Dağılımları

Şekil 9'da yeni çark tasarımı ile c_m ve c_u hız bileşenlerinde elde edilen iyileşme görülmektedir. Ayrıca işlevsiz olarak emme borunun içinde duran sabit borunun kaldırılmasının çark çıkışındaki hız bileşenlerini daha homojen hale getireceği ispatlanmıştır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

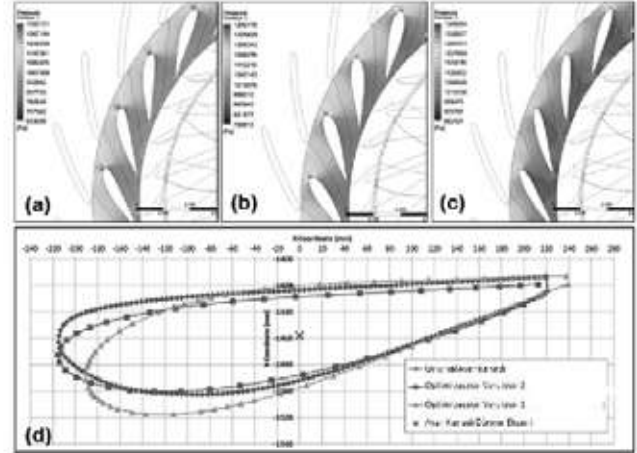


Şekil 9: Optimum Çalışma Noktasında Orijinal ve Optimize Edilmiş Çarkın Çıkışındaki Hız Dağılımları

4.2. Ayar Kanadı

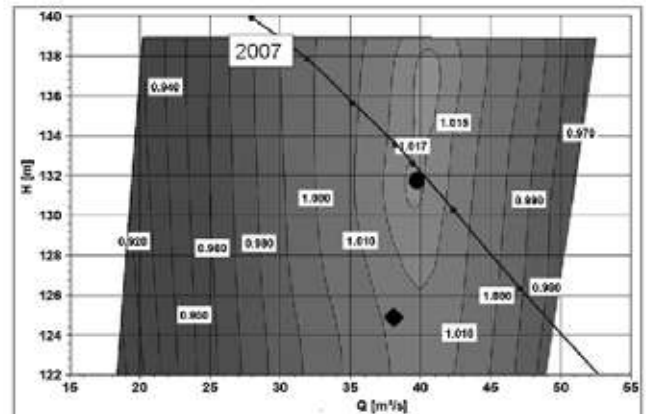
Mevcut ayar kanadının HAD analizi sonuçları (Şekil 10a) ayar kanadı optimizasyonu için temel alınmıştır. Akışın durma noktası maksimum açıklıkta mevcut ayar kanadının giriş kenarında oluşmaktadır. Daha düşük açılarda akış durma noktası kanadın vakum yüzeyindedir. Bu nedenle yeni yapılacak ayar kanadı tasarımında kanat çıkış açısının aynı tutulmasına ve kanat giriş açısının akışa göre düzeltilmesine karar verilmiştir. Birinci optimizasyon versiyonu simetrik NACA0018 kanat profiline sahiptir. Daha sonrasında ise eğilmiş NACA0014 kanat profilinin performansı test edilmiştir. HAD analizi sonuçları ve kanat profili detayları Şekil 10'da verilmiştir.

Ayar kanadında yapılan değişiklikler kanat önündeki akış koşullarını ciddi miktarda etkilemiştir. Türbinin optimum çalışma noktasında yapılan analizlerde akışın durma noktası simetrik profilin (versiyon 1) giriş kenarında çıkarken; versiyon 2'de durma noktası hala vakum yüzeyinde kalmaktadır (Şekil 10b-c). Versiyon 2 tüm çalışma noktalarında türbin verimini % 0.5 arttırmış olmasına rağmen versiyon 1'de verim artışı 35 m³/s debinin altında % 1'dir. Analiz sonuçları ayar kanadı optimizasyon versiyonu 1 ile yıllık üretimin ciddi miktarda artırılabilirliğini göstermektedir. Her iki optimizasyon versiyonunda da ayar kanadı torku orijinal ayar kanadı torkundan az ve hep negatif değerdedir.



Şekil 10: Farklı Ayar Kanadı Profilleri ve Performansları

Optimize edilmiş çark ve ayar kanatları eklenerek yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen verim eğrileri Şekil 11'de verilmiştir. Orijinal türbinin optimum çalışma noktası olan $Q = 37 \text{ m}^3/\text{s}$ ve $H = 124 \text{ m}$, optimizasyon sonrası $Q = 39.5 \text{ m}^3/\text{s}$ ve $H = 132 \text{ m}$ noktasına çekilmiştir. 2007'de yapılan verim ölçümü sonuçlarına bakılarak yeni tasarımın maksimum verim noktasının santralin çalıştığı aralığa daha yakın olduğu söylenebilir. Ayrıca yeni tasarımla birlikte maksimum verimde % 1.7'lik artış sağlanmıştır. Şekil 11'deki değerler optimize edilmiş türbinin verim değerlerinin orijinal türbinin maksimum verim değerine göre normalize edilmesiyle bulunmuştur.



Şekil 11: Optimize Edilmiş Türbinin Verim Eğrileri (Normalize)

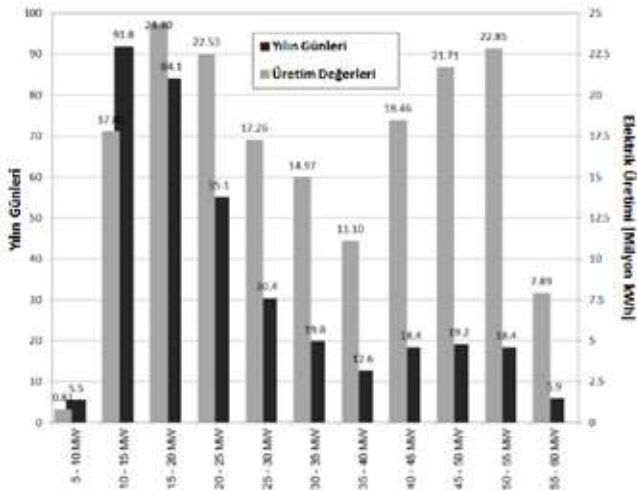
5. EKONOMİK AÇIDAN DEĞERLENDİRME

Santralin su depolama kapasitesi çok düşüktür. Ayrıca santral, mevcut türbinin paralelinde çalışan bir başka üniteye sahip değildir. Bu nedenle çark ve ayar kanatlarının demontaj - montajı sırasında ciddi miktarda enerji kaybedilecektir. Çark ve

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ayar kanadı üretim maliyetinin yanında çark değişimi sırasında kaybedilecek enerji de hesaba katılmalıdır. Bu kayıp ortalama 0.49 GWh/gün'dür (yıllık 179 milyon kWh'lik üretimin 365 güne dağıtılmasıyla elde edilmiştir). Enerji kaybı, çark sökümünün az yağış olan döneme kaydırılması ile daha da azaltılabilir.

Orijinal ve optimize edilmiş türbinin yıllık üretimlerini bulabilmek için, güç ve verim arasındaki ilişkiyi temsil eden polinomlar oluşturulmuş, ardından bu polinomlar düşük ve yüksek debi değerlerine ekstrapole edilmiştir. Her 1 MW için verim hesaplanmış ve Şekil 12'de gösterilen her bir güç aralığı için ortalama verim değeri bulunmuştur. Hem orijinal hem de optimize edilmiş türbin için bulunan verim değerlerinin oranı yardımıyla yeni tasarımla elde edilebilecek üretim artışı 5.1 GWh/yıl olarak belirlenmiştir.



Şekil 12: Ortalama Yıllık Elektrik Üretimi (2004 - 2013)

6.SONUÇ

Çarkın performansı, X-Blade tasarım metodunun çark kanadına uygulanması ve kanat açılarının akışa daha uygun hale getirilmesi neticesinde iyileştirilmiştir. Çark kanadı girişinin alt gövdeye yakın olan bölümlerinde giriş β açısının artırılması bu bölgede akışı daha düzenli hale getirmiştir. Öte yandan çark çıkış kenarının alt gövdeye yakın olan bölümlerinde suyun bütün enerjisinden faydalanabilmek için çıkış beta açıları azaltılmıştır. Simetrik profile sahip yeni ayar kanadı ile maksimum verimin yakalandığı noktada ayar kanadı giriş açısı akışa göre düzeltilmiştir. Yeni durumda türbinin optimum çalışma noktasında akışın durma noktası ayar kanadının giriş kenarındadır. Yeni ayar kanadı tasarımı ile 35 m³/s debiye kadar % 1'in üzerinde verim artışı sağlanmıştır. Daha yüksek debilerde de optimize edilmiş türbinin verimi orijinal makinanunkinden yüksektir.

Yapılan optimizasyon çalışmaları sonunda türbinin maksimum verim noktası 37 m³/s debi ve 124 metre düşüden 39.5 m³/s debi ve 132 metre düşüye çekilmiştir. Ayrıca maksimum verim % 1.7 oranında artarken türbin 50 m³/s debiye kadar kavitasyon sorunu olmadan çalışabilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası, http://www.ema.org.tr/genel/bizden_detay.php?kod=88369#.Vf61IKt-qpBc
- [2] Ansys CFX, "Program documentation and help", Release 14.5.
- [3] Menter, F.R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", AIAA-Journal, 32 (8), 1994.
- [4] IEC 60193: 1999-11, Second Edition, "Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests".
- [5] Benigni, H., Jaberg, H., Schiffer, J., "Numerical simulation of a Francis runner and comparison with test rig results", Paper 9.09, Proceedings Hydro 2008 – Progressing world hydro development, Ljubljana, October 06-08, 2008.
- [6] Gehrler, A., Benigni, H., Köstenberger, M., "Unsteady Simulation of the Flow Through a Horizontal-Shaft Bulb Turbine", Proceedings of the 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machines and Systems, Stockholm, 2004.
- [7] Bilal J. T., "The X-factor", International Water Power And Dam Construction, August 2006.
- [8] Demers, A., "Francis Turbine "X-Blade" Technology", Hydro News, Magazine of Andritz Hydro, No. 15 / 5-2009.

ABSTRACT

For a series of 40-year-old Francis turbines an investigation on the refurbishment potential was carried out for the plant operator. Therefore, a comprehensive CFD analysis was performed, starting with the laser scan of the real geometry of runner and guide vane on-site. Based on old drawings of the machines the rest of the units, especially spiral casing and stay vane as well as the draft tube, were modelled in a CAD system. An additional inspection of the machines' interior filled lacks regarding unknown geometry sections. After the meshing of all components a mesh study was realised to verify mesh quality and calculation convergence.

Subsequently, a RANS calculation (Reynolds Averaged Navier Stokes) provided information on the overall performance and the losses referring to each component. In a further step, these components were analysed more in detail and a comparison with existing machines was established. The results were also compared to old model and site efficiency tests. Thus, the optimisation potential was figured out and the findings of the simulation were compared to damages e.g.

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

erosion, cavitation and cracks detected during the site inspection. For cavitation analyses the histogram method was used.

Based on an economic study, optimization of the chosen components was carried out in order to improve the overall

efficiency and to avoid cavitation zones in the vanned areas. The optimisation was performed by means of two different methods.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Endüstride Sızdırmazlık Sorunları ve Çözüm Yöntemleri

Suat Savaşkan

Yön. Krl. Üyesi

Suat.savaskan@uysal.com.tr

Sızdırmazlık denince ilk akla gelen sızdırmazlık elamanları contalar olarak adlandırılmaktadır. Contalar halka veya plaka şeklinde, deforme olabilen maddelerden üretilmiş sızdırmazlık elamanlarıdır. Contalar birden fazla sabit parçanın arasında sıkı bir ek oluşturarak istenmeyen gaz veya sıvı kaçışını engellerler. Bu sızdırmazlık parçaları genellikle basınç ve sıcaklık değişimlerine dayanmanın yanı sıra bazı durumlarda elektriksel veya elektromanyetik güçlere karşı da dayanım sağlamaktadırlar. Sıkıştırılabilir olduklarından contaların birleştirdikleri parçalardan daha yumuşak ve bulundukları yere göre kendilerince daha sert yüzeylerin şekillerine uyum sağlamak gibi bir görevleri de bulunmaktadır.

Tarihçe:

Endüstri devriminin başlamasıyla özellikle buhar makinelerinin yaygınlaşması ve içten patlamalı motorların kullanılması contaların birçok alanda vazgeçilmez olarak kullanılmasına neden olmuştur. İçten patlamalı motorların ilerlemeleri deri, kâğıt, metal, mantar, lastik, sünger ve plastik gibi çok sert malzemelerden başka çok yumuşak maddelerin de conta malzemesi olarak kullanılmasını gerektirmiştir.

1899 yılında Avusturyalı mühendis Richard Klinger sıkıştırılmış asbest fiberinden mamul conta malzemesinin geliştirmiştir. 1912'de Flexitallic spiral sarım contaları uygulamaya başlamıştır. 1900'lü yılların başlarında contalar ve plaka halde sızdırmazlık malzemeleri buhar

makinelerinin boilerlerinde ve lokomotiflerde en önemli sızdırmazlık elemanları olarak kullanılmıştır. 1920'den 80'lere kadar asbest esaslı contalar Amerikan Donanmasında da kullanılmıştır.

Contalar endüstrinin hemen hemen her alanında özellikle: pompalarda, kompresörlerde, vanalarda, karıştırıcılarda, otomobillerde, motorlarda, türbinlerde, tesisatta, silindir kapaklarında, ısı eşanjörlerinde, yaygın olarak kullanılmaktadır.

Asbest kullanımı ülkemizde 2008 yılından itibaren yasaklanmış olup, asbest yerinde zararsız sentetik lifler kullanılmaktadır. En yaygın olanı aramid fiberidir.

Genel Sızdırmazlık Malzemeleri ve Özellikleri:

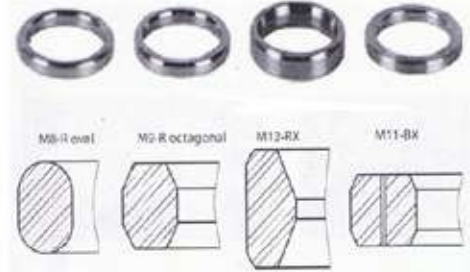
Contalar:

Contalar iki parçanın arasına bulunan, basınçlı veya basınçsız ortamda her hangi bir sızdırmaya engel oluşturan parçanın genel adıdır. En önemli görevi flanş düzensizliklerini ve operasyon anında oluşabilecek sıcaklık değişimlerinden dolayı oluşan boyutsal farkları üzerine alarak sızdırmazlığı sağlamaktır. Contalar uygulandıkları ortama göre sıcaklık farklılıklarına ve ortamdaki maddelere karşı dayanıklılık gösterirler.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Contalar için gerekli özellikler:

- Yeterli sıkılabilirlik ve yüzey şekline uygun olma
- Yeterli boyutsal geri kazanım
- Dayanıklılık
- Sınırlı gevşeme
- Kimyasal dayanıklılık



Contalar genel olarak iki ana kategoriye ayrılırlar:

Metal, yarı-metal contalar ve metal olmayan contalar:

Metal ve yarı-metal contalar:

Oluklu metal contalar: Metal veya yarı-metal malzemelerden üretilmiş kanallı contalardır. Metal olukları sayesinde yüksek basınca dayanım ve flanş yüzeylerine uyum sağlarlar.

Metal ceketli contalar:

Yarı metal contalara en iyi örnektirler. Yumuşak bir sızdırmazlık malzemesini kaplayan metal ceketten oluşurlar. Dış metal kabuk iyi bir basınca dayanıklılık sağlarken, yumuşak iç dolgu yeterli sıkıla birlilik sağlar. Uzun raf ömrü vardır. Montaj aşamasındaki işlemlere yeterli dayanıklılık gösterir. Değişik şekillerde temin edilebilir.

Yivli contalar:

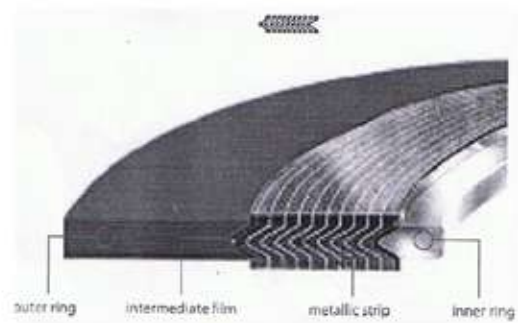
Merkezinde yüksek nitelikli bir çelik bulunan ve sızdırmazlık sağlamak için PTFE, grafit veya benzer ürünlerle yivli şekilde kaplanmış contalar. Bu tip en çok yüksek basınçlı boru hatlarında ve eşanjörlerde kullanılırlar. Birden fazla sayıda sökülüp takılabilirler.

Metal halka contalar:

Değişik alaşımlardan ve saf karbondan üretilen çeşitli profillerde contalardır. 1000 °C sıcaklığa kadar dayanabilecek şekilde tasarlanabilmektedirler. Oval, altıgen, kare gibi değişik kesitlileri bulunmaktadır.

Spiral sarım contalar:

İçten veya dıştan halkalı (ring) ve halkasız çeşitleri mevcuttur. V-şekilli metal şeritler arasına sarılan grafit, PTFE, seramik, mika gibi maddelerle oluşturulan sızdırmazlık sağlayan bölümlerden oluşur. İçten halkalı tipleri özel çelik türlerinden yapıldıkları için zor şartlara dayanım sağlarlar. Çok amaçlı sızdırmazlık çözümleri sunarlar. Flanş yüzeylerine yapışmadıkları için kolayca sökülebilirler. Uzun sayılabilecek raf ömürleri vardır ve montaj için aşırı özenli bir uygulama gerektirmezler.



Metal esaslı olmayan contalar:

Liflerle güçlendirilmiş contalar.

Sentetik liflerin(fiber) çeşitli kauçuk türleriyle lamine edilerek oluşturulmuş contalık levhalardan kesilmiş veya şekillendirilmiş contalardır. Kaliteyi ve sıkılabilirliği sağlayan 3 bileşenden oluşur. Bunlar lif çeşidi, dolgu malzemesi ve bağlayıcıdır. NBR türü kauçuk en yaygın bağlayıcı cinsidir. Asbest içermeyen contalık levhalarda yüksek teknik niteliklerinden dolayı aramide en yaygın kullanıma sahiptir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Asbestsiz contalık levhalarda kullanılan değişik lif (fiber) türleri ve kullanım özellikleri:

Aramide lifleri	Sentetik aramide lifleri, yüksek dayanıklılık, kararlılık, orta sıcaklıklara dayanıklılık sağlarlar
Karbon lifleri	Yüksek termal iletkenlikleri sıcaklığı yayma imkânı tanıdığından okside edici ortamlar haricinde yüksek sıcaklıklara dayanım sağlarlar. Kimyasallara dirençlidirler.
Selüloz lifleri	Doğal liflerdir. Düşük sıcaklık ve orta basınçlar için uygundur.
Cam lifler (glass fibre)	Metal silikatın inorganik yapısı kimyasallara ve orta/yüksek sıcaklıklara dayanıklılık sağlar.
Mineral lifler	Mineral yün olarak da anılırlar. Orta ve yüksek sıcaklık ortamları için uygundur.

Uygun fiyatlı ve kolay işlenebilir levhalardır.

Grafit Contalar:

Sadece saflık düzeyi %99 olan karbondan üretilen grafit türleri kullanılabilir. Sadece karbon saflığından başka kül karışımı da büyük önem taşır. Grafit contalar genellikle paslanmaz çelik bir taşıyıcıya ihtiyaç duyarlar. Bu çelik taşıyıcı düzgün yüzeyli olabileceği gibi perfore edilmiş veya uzatılmış olabilir. 450-550 °C kadar görev yaparlar. Şekillendirilmeleri görece zor olsa da kimyasallara ve çok çeşitli ortamlara dayanıklılıkları vardır. Oksitleyici ortamlar için çok uygun olmayabilirler.

PTFE Contalar:

PTFE malzeme olarak kimyasallara karşı olağanüstü dayanma gücüne sahiptirler. PTFE sadece erimiş alkali metallerden ve florin gazından olumsuz etkilenir. Çok yüksek

yapışmama ve di-elektrik özelliği vardır. Düşük mekanik ve yayılabilme özelliği olumsuz yönüdür. Cam küreciklerle güçlendirilmiş tipleri hemen hemen tüm kimyasal uygulamalarda kullanılabilirler.

Kauçuk (lastik) Contalar:

Kauçuk contalar endüstriyel olarak plaka halinde üretilip kesilen contalardır. Aşağıdaki kauçuk tipleri en yaygın kullanıma sahiptirler.

Acronitrile-butadine kauçuk (NBR)	-30°C - 100 °C	Yüksek kimyasal ve sıcaklık dayanım. Hidrokarbonlara ve yağlara dayanıklılık.
Silikon (VMQ/FVMQ)	-60°C - 200 °C	Mükemmel sıcaklık özellikleri, ozon ve güneş ışığından etkilenmeme, düşük fiziksel dayanım
Chlorbutadiene kauçuk (CR)	-45°C - 100 °C	Yağlara, ozona, hava şartlarına, alkalilere, tuzlu solüsyonlara, petrole ve türevlerine dayanıklılık. Güçlü asitler ve hidrokarbonlar için uygun değildir.
Doğal kauçuk (NR)	-60°C - 80 °C	Mükemmel geri kazanım ve esneklik. İnorganik tuzlara, orta güçteki asitlere, alkalilere dayanım. Yağlar ve solventler için tavsiye edilmezler.
Ethylene-propylene-diene kauçuk (EPDM)	-50°C - 150 °C	Ozona, buhara, güçlü asitlere, ve alkalilere dayanım. Solventlere ve aromatik hidrokarbonlara uygun değildir.
Butyl kauçuk (IIR)	-40°C - 150 °C	Ozon ve gaz geçirimine

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

		dayanıklı bir elastomerdir. Orta güçte asitlere ve alkali ortama dayanırken, yağlar ve yakıtlar için uygun değildir.
Strene butadiene kauçuk (SBR)	-50°C- 100 °C	Zayıf ve organik asitler için uygundur. Güçlü asitler ve birçok hidrokarbon ve ozon için uygun değildir.
Fluorelastomer (FKM)	-20°C- 200 °C	Yağlar ve gresler, aromatik hidrokarbonlar, yangın önleyici hidrolik sıvılar ve sentetik havacılık motor yağlarına mükemmel dayanım.



- Yağlayıcı madde.
- Kask ve koruyucu gözlük.
- Belirlenmiş diğer fabrika ekipmanı

Flanş Conta Uygulama Yöntemi

Contalar sahada nasıl uygulanır ve kullanılır?

Flanşlanmış bağlantıların başarılı bir şekilde sızdırmaz hale getirilmesi iyi tasarlanmış bir sistemdeki bir çok faktöre dayanmaktadır. Burada bakım teknisyenleri, mühendisleri ve işçileri için başarılı conta montajı ve cıvatalanmış flanş bağlantılarının uygulanması hakkında özet bilgi verilmiştir.

Gerekli Aletler

Birleşme elemanlarını temizlemek ve sıkmak için bazı özel aletler gerekebilir. Buna ek olarak, standart emniyet ekipmanlarını her zaman kullanınız ve tüm bilinen emniyet tedbirlerini takip ediniz. Montaja başlamadan aşağıdaki ekipmanı hazırlayınız.

- Kalibre edilmiş tork anahtarı, hidrolik veya başka tip sıkma aparatı.
- Tel Fırça.

1. Temizleme ve gözden geçirme

Birbiri ile karşılaşacak iki yüzeyin, cıvataların(veya sapmaların), somunların ve pulların tamamen yabancı maddelerden arındırıldığından emin olunuz. Fabrika ortamında kullanılan toz kontrolü yöntemlerinden faydalanınız. Bağlama elemanlarının (cıvata ve saplamalar), somunların ve pulların çatlak veya ezik olmadığını kontrol ediniz. Flanş yüzeyindeki çarpıklıkları, tornalama izlerini, ağır işleme izlerini veya contanın düzgün olarak oturmasına engel olabilecek herhangi bir engeli ortadan kaldırınız. Birleştirilen parçalarda bir arıza ile karşılaştığınızda arızalı parçayı değiştiriniz ve parçayı hatasız parçalardan ayrı bir yerde tamir veya imha için ayırınız.



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



2. Flanşları hizaya getirme

Flanş yüzeylerini ve civata deliklerini aşırı bir güç kullanmadan hizalayınız. Flanşlardaki her hangi yanlış hizalanmayı raporlayınız.

3. Contanın uygulanması

Contanın uygun olan malzemeden ve istenen boyutta olduğunu doğrulayınız. Contayı flanşlar arasına dikkatlice yerleştiriniz. Contanın iki flanş arasında merkezde olduğundan emin olunuz. Conta yüzeylerine veya contanın oturduğu alana "birleştirici karışımlar", grafit, gres yağı veya herhangi bir madde kesinlikle sürmeyiniz. Montaj sürecinde contanın katlanmamış veya zarar görmemiş olmasını sağlayarak flanşları bir araya getiriniz.

4. Güç taşıyan yüzeyleri yağlayınız.

Sadece belirlenmiş genel amaçlı yağlayıcı maddeler kullanınız. Yeterli miktarda yağı, tüm bağlama elemanlarının, somunların ve pulların güç binen yüzeylerine uygulayınız. Yağlama maddesinin kesinlikle flanş ve conta yüzeyine bulaşmasına engel olunuz.

5. Civataların montajı ve sıkılması

Her zaman kalibre edilmiş tork anahtarı veya diğer kontrollü sıkma aparatlarını kullanınız. Tork özellikleri için firmamızdan bilgi alabilirsiniz. Her zaman somunları çapraz-sıkma yöntemi ile sıkınız. Sıkma işlemini birkaç adımda gerçekleştiriniz.

1.Adım:Somunları mümkünse elle sıkınız. (Büyük somunları sıkma için küçük bir el anahtarından yardım alabilirsiniz)

2.Adım:Her somunu tam sıkma torkunun tahminen % 40'ı ile sıkınız.

3.Adım:Somunları tam sıkma torkunun tahminen % 70'i ile sıkınız.

4.Adım:Somunları tam tork ile sıkınız. Her fırsatta çapraz-sıkma yöntemini uygulayınız. (Geniş çaplı flanşlar birkaç ek sıkma adımına gerek duyabilirler.)

5.Adım:Son olarak, en azından bir kere tam torkla sıkma işlemini, saat yönünde uygulayarak sıkma işleminin eşit gerçekleştirildiğinden emin olunuz. (Geniş çaplı flanşlar birkaç ek sıkma adımına gerek



duyabilirler.)

Kanuni Sınırlamalar

Ülkemizde 2008 yılından geçerlik olmak üzere asbest içeren contalık levhalar 18 Ocak 2008 tarih ve 26760 sayılı Resmi Gazetede yayımlanan yönetmelikle yasaklanmıştır.

Sonuç Olarak

Pompa, vana ve kompresörler hem üretimleri aşamalarında hem de çalışma ortamlarında çok çeşitli sızdırmazlık elemanlarına ihtiyaç duyarlar. Bu sızdırmazlık parçaları maddi açıdan küçük sayılabilecekken, sistemlerin

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

sağlıklı çalışması açısından çok önemli görevler yapmaktadırlar. Gerek tasarım aşamasında gerekse seri üretimde sızdırmazlık elemanlarına gerekli önemin verilmesi, sistemin başarıyla uzun süre görev yapması için önemli bir faktördür.

Teşekkürler

Bu sunumun hazırlanmasında değerli katkılarından ötürü Sayın Arden Arevyan (O-Pak Ltd.) ve Sayın Mehmet Üzer (Gedik Döküm A.Ş.) 'e teşekkürlerimi sunarım.

Kaynaklar:

- 1) Gaskets and Gasket Joints John H.Bickford 1998 MarcelDekker Inc. ISBN 0-8247-9877-5
- 2) Simrit Standart Catalogue
- 3) Seal-mart publications

Abstract

Sealing elements are crucial components of pumps, valves and compressors. In design level all sealing elements should be selected according to medium, pressure and temperature of the system. Compared with the costs, gaskets ensure long-living operation life for almost all mechanical systems. Variety of materials are used in different forms to enhance optimum sealing.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

AKIM DÜZENLEYİCİ PLAKALARIN BORU İÇİNDEKİ AKIŞA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet Çağrı BİLİR

Marsis Dış Ticaret ve Gemi San. Ltd. Şti.
Ar-Ge Departmanı
ahmetcagribilir@gmail.com

Nurten VARDAR

Yıldız Teknik Üniversitesi
Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Müh. Bölümü
vardar@yildiz.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada girdap ve türbülans bulunan bir boru akış hacminin akım düzenleyici plakalar eklenerek boru içerisindeki akımın düzenli bir hale getirilmesi konusu çalışılmıştır. Bu çalışmalar bir gemi üstü harici yangın söndürme sistemi ekipmanı olan su topunda incelenmiştir. İki kola ayrılıp tekrar birleşen yapısı ve yüksek iç hızı sahip olması sebebiyle su topu akışında girdap ve türbülans oluşumu gözlemlenmektedir. Bu sebeple su topunun içerisindeki akımın düzenli hale getirilmesi gibi bir başlık üzerinde yoğunlaşması uygun görülmüştür.

Harici yangın söndürme sistemleri pompalar ile denizden alınan suyu su topu adı verilen püskürtme ekipmanı yardımıyla yangın mahalline ulaştırır. Su topundaki akışın incelenmesi amacıyla öncelikle bir su topu prototipi üretilmiş ve deneysel çalışmalar yapılmıştır [1]. Daha sonra su topunun iç yapısında bazı değişiklikler yapılarak toplamda 4 farklı su topu modeli oluşturulmuş ve sayısal analizler yapılmıştır. Bu 4 model arasındaki farklılık akım düzenleyici plaka denilen yapıyı bulundurup bulundurmamaları ve bu yapıların uzunluğu arasındaki farklılıklardır. Su topu içerisine yerleştirilen akım düzenleyici yapıların akışa olan etkilerini incelemek amacıyla yapılan akış analizi çalışmalarının tamamı ticari bir yazılım olan Ansys Fluent'te 3-D olarak gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak özetle su topu borusu içerisine akım düzenleyici plakalar eklenerek, su topundaki akışa etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir.

ANAHTAR KELİMELER

Akım düzenleyici plaka, türbülans, girdap, su topu, HAD, deneysel çalışma

1. GİRİŞ

Tam gelişmiş boru akımı, boru eksenine göre tam simetrik, akım döngüleri olmayan ve akışkanın ideal akım durumudur. Boru üzerindeki yön değiştirmeler veya kısılma bölgeleri akım içinde girdap oluşturarak eksenel yönde akış döngülü hale getirebilir. Döngülü akım hız profilinde zaman içinde değişen, düzleşme ve tersine dönme gibi bozulmalara neden olur. Merkezci kuvvetler nedeniyle akışkan burgulu biçimde

dönerek akar ve boru çeperlerine daha fazla enerji transfer olmaya başlar. Akım tam gelişmiş ve dolu akım rejiminden uzaklaşır. Güleren ve arkadaşları [1] yaptıkları nümerik çalışmada akım yolu üzerindeki dönüşlerin akıma etkilerini incelemişlerdir. Berlamont [2] çalışmasında döngülü akışın sürtünme katsayısına etkisini incelemiştir.

Boru içindeki döngülü akımın düzenli hale getirilmesi kütsel ve hacimsel debinin önemli olduğu gaz, yağ, su ve kimyasal maddelerin transferi proseslerinde oldukça önemlidir. Özellikle ölçü ve kontrol cihazlarının doğru ve verimli işletilmesi açısından hayati önem taşır. Ölçmede yapılan hatalar çok büyük teknik ve ekonomik kayıplara neden olabilir. Bu nedenle akım düzenleticiler kullanılarak akım içindeki dönüşlerin düzenlenmesi gerekir. Literatürde akım düzenleyicilerin çalışma tarzı, akıma etkileri ve tipleri ile ilgili az sayıda yapılmış çalışma bulunmaktadır. [3-8]

Bu çalışmada ise akım dönüş yönlerinin değişmesinden ortaya çıkan döngülü akımın yoğun olarak gerçekleştiği harici yangın söndürme sistemi ekipmanı olan su topunun çıkış borusundaki akım düzenleyicilerin etkisi incelenecektir.

2. HARİCİ YANGIN SÖNDÜRME SİSTEMİ VE SU TOPU

Gemi üstü harici yangın söndürme sistemleri kıyı veya açık denizlerdeki yangınlara müdahale etmek için kullanılır ve yangın söndürme gemilerinde bulunur. Harici yangın söndürme sistemleri, pompalar aracılığı ile su topuna ulaşan suyun ya da köpüğün su topu kullanılarak yangın mahalline ulaştırılmasını sağlar.

Düşey ve yatay yönde belirli mesafeye gereken debide su veya köpük göndererek yangının söndürülmesini sağlayan bu sistemler kapasite ve yetenekleri açısından farklılık gösterdikleri için denizcilik klas kuruluşları tarafından özellikle debi ve atma mesafeleri bakımından sınıflandırmış ve kurallar koymuştur. Çizelge 2.1' de harici yangın söndürme sistemi denizcilik klas kuralları ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Bu kurallar Fransız Loydu (Bureau Veritas) klas kuruluşunun kurallarıdır. [9]

Şekil 2.1 de yangın söndürme gemisi üzerindeki su toplarının çalışma şekli ve bir su topu örneği görülmektedir. Şekil 2.2 de ise Haydarpaşa Garı'nda meydana gelen yangına gemilerin harici yangın söndürme sistemi ekipmanlarıyla müdahalesi görülmektedir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Çizelge 2.1 Harici yangın söndürme sistemi klas kuralları

CLASSIFICATION AUTHORITY	BUREAU VERITAS		
	FIFI I	FIFI II	FIFI III
Monitors	2	3	4
Capacity Per Monitor (m ³ /h)	1200	2400	2400
Pumps	1	2	2
Total Pump Capacity (m ³ /h)	2400	7200	9600
Height of Throw (m)	45	70	70
Length of Throw (m)	120	150	150



Şekil 2.1 Bir geminin su topu operasyon testi

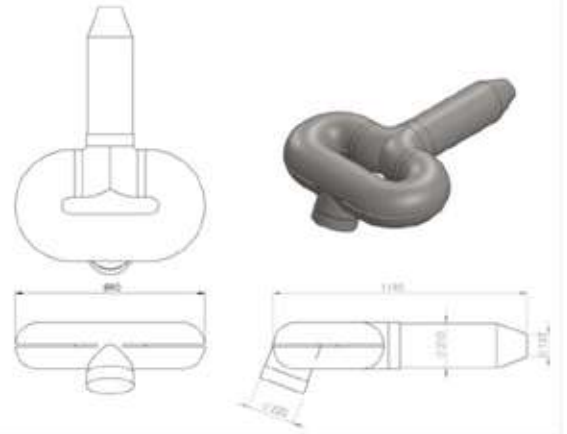


Şekil 2.2 Gemilerin Haydarpaşa Garı'ndaki yangına müdahalesi



Şekil 2.3 Marsis firmasında üretilen su topu ürünü

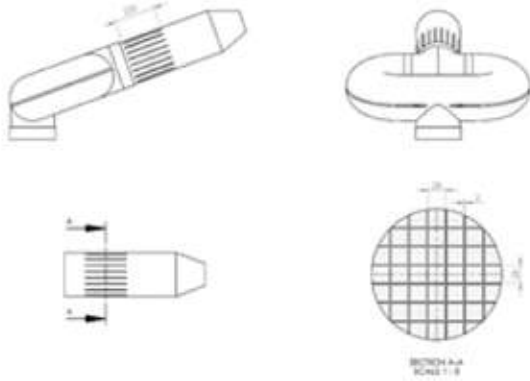
Şekil 2.4 de su topu ekipmanının boyutsal resimlerinden görüldüğü gibi akım yolu aşırı derecede yön değiştirmeler ve ayrışma içeren bir bölgeden sonra tek bir boruya dönüşmekte ve bu bölgeden geçirilen su sistem ucundaki nozülde atmosfere fırlatılmaktadır.



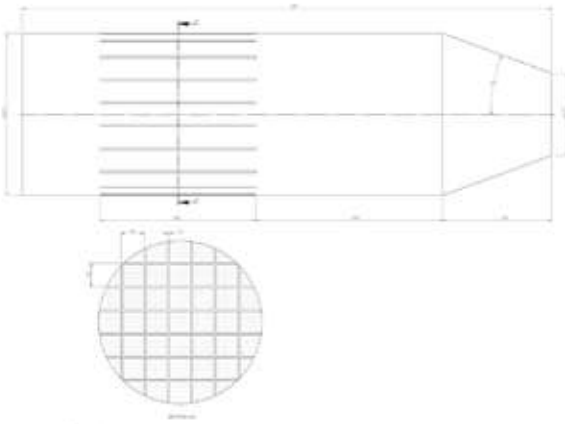
Şekil 2.4 Su topu akış hacmi boyutsal resmi

Yön değiştirme ve ayrışma bölgesinden sonra döngülü hale gelmesi kaçınılmaz olan akımın tekrar düzgün ve tam gelişmiş hale gelmesi için uzun boru boyuna gereksinim vardır. Ancak fazla boru uzunluğunun beraberinde getireceği birçok dezavantaj vardır. Ağırlık ve ağırlık sebebiyle su topu hareketini sağlayan hareket mekanizmalarının daha fazla güce ihtiyaç duyması ve daha büyük dişli kutusu, elektrikli motoru gibi ekipmanların kullanılmasına sebebiyet vermektedir. Bu da yine ağırlığın artmasının yanı sıra maliyetin de gereksiz bir şekilde artmasına sebep olmaktadır. Tüm bu dezavantajları ortadan kaldırmak için akım düzenleyiciler kullanılır. Akım düzenleyici bulunan su topu geometrisi Şekil 2.5'te verilmiştir. Akım düzenleyici yapıların bulunduğu boru geometrisi ayrıntılı olarak Şekil 2.6'da gösterilmiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 2.5 Akım düzenleyici su topu geometrisi



Şekil 2.6 Ayrıntılı su topu borusu geometrisi

3. SU TOPU İÇİNDE AKIM VE AKIM DÜZENLEYİCİNİN ETKİSİ

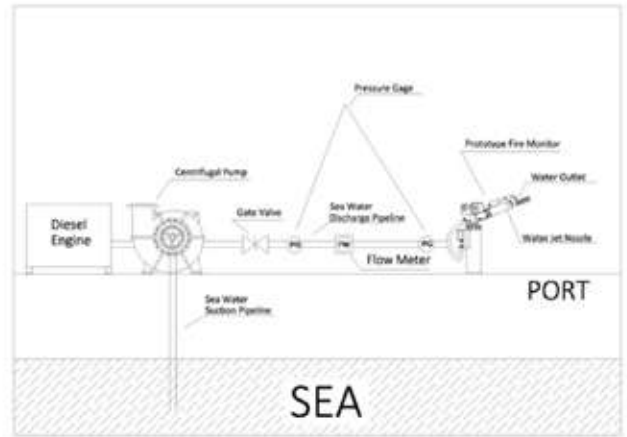
Yapılan literatür taramasında su topu içindeki akım ile ilgili bilimsel çalışma çok az olup en yakın bulunan Guoliang ve arkadaşları [10] yapmış olduğu çalışmadır. Bu çalışmada bir su topunun jet karakteristiği ve yapısal optimizasyonunu Ansys Fluent yazılımını kullanarak incelenmiş, ortaya çıkan ürün tasarımının prototipini üreterek deneysel bir çalışma yapılmış ve bu iki çalışmayı kıyaslanmıştır. Çalışmada kesit şekli, su topu çapları, giriş basıncı değerleri değiştirilerek bu etmenlerin su topunun jet akış karakteristiğine olan etkileri incelenmiştir.

Ahmet Çağrı Bilir [11] 2015 yılında tamamlamış olduğu Marsis Dış Tic. ve Gemi San. Ltd. Şti firması tarafından yapılan TUBİTAK Teydep 7140178 numaralı projesinin çıktısı olan yüksek lisans tezi çalışmasında su topu akışına etki eden parametreleri sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışma harici yangın söndürme sistemi ekipmanı olan su topunun ucuna farklı nozul tasarımları yerleştirilerek yapılmış

ve farklı giriş basınçlarında bir dizi sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı nozul yapılarının aynı giriş basıncı değerlerinde çıkış debisine etkisi ve ortalama çıkış hızına etkisi incelenmiştir. Aynı zamanda giriş basınçları da değiştirilerek farklı giriş basıncının yine debiye ve ortalama çıkış hızlarına olan etkileri incelenmiştir. Ek olarak konik nozula sahip bir su topu prototip olarak üretilmiş ve sayısal analizler deneysel çalışmalarla kıyaslanmıştır. Deneyde farklı giriş basıncı değerleri için yine su topu çıkış debisi değerleri ve su topunun suyu atma mesafesi gibi değerler ölçülmüştür. Hesaplamalar 3 boyutlu, türbülanslı ve sıkıştırılabilir akım için gerçekleştirilmiştir. Türbülans modellemesi için 2 denklemlilik $k-\omega$ türbülans modeli tercih edilmiştir.

3.1 DENEYSEL ÇALIŞMA

200 mm uzunluklu akım düzenleyici plakaya sahip su topu prototip olarak üretilmiş ve deneysel çalışmalar bu su topu üzerinde yapılmıştır. Deneyler İstanbul Tuzla'da bulunan Devlet Liman Hizmetleri'nin sahasında uluslararası bir klas kuruluşu olan Fransız Loydu (Bureau Veritas) gözlemcisi gözetiminde yapılmıştır. Deneylerde ölçülen değerler su topu giriş basıncı, su topunun geçirdiği debi ve su topunun suyu yatay ve düşeyde attığı mesafedir. Bu çalışma kapsamında yalnızca su topunun giriş basıncı ve geçirdiği debiler üzerinde durulmuştur. Şekil 3.1 de şeması, Şekil 3.2 de fotoğrafı verilmiş olan deney düzeneğinde; 1 adet 820 kW gücünde dizel motor, 1 adet 1350 m³/h kapasiteli santrifüj pompa, 1 adet dijital debimetre, basınç ölçer, 1 adet gate vana ve bire bir boyutlarda bir adet prototip su topu. Bu deneysel çalışmada kullanılan tüm ölçü aletleri kalibre edilmiştir.



Şekil 3.1 Deney düzeneği şematik gösterimi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 3.2 Gerçek deney düzeneği gösterimi

Santrifluj pompa dizel motordan aldığı güç ile birlikte denizden çektiği deniz suyunu boru devresine iletir. İlgili boru devresinden geçen su son olarak su topuna gelir ve burada atmosfere atılır.

Deney esnasında su topu dikey ve yatay yönde sabitlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar su topunun yatay yönde maksimum mesafeye suyu atabilmesi için yerle 35°'lik bir açı yapacak şekilde durması gerektiğini göstermiştir. Deneyden edinilen bu bilgi doğrultusunda yapılan diğer deneysel çalışmalar su topunun yerle 35°'lik açı yapar pozisyondayken gerçekleştirilmiştir.

Deney çalışmaları farklı basınç değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında su topunun hemen girişindeki basınç değeri okunmuş ve o basınç değerinde su topunun geçirdiği debi değeri dijital debimetreden okunarak kaydedilmiştir.

Çizelge 3.1'de 200 mm uzunluklu plakaya sahip su topu ile yapılan deney çalışmasının sonuçları su topu giriş basıncı değişkenine göre su topunun geçirdiği debi ve su topunun suyu yatayda attığı mesafeler gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 Deney sonuçları

Basınç (bar)	6	7	8	9	10
Debi (m³/h)	930	990	1075	1130	1200
Atma mes.(m)	90	100	110	115	130

Yukarıdaki çizelgeden de anlaşılabileceği gibi basınç arttıkça debi ve su topunun suyu fırlatma mesafesi de artmaktadır. Yüksek debi ve yüksek suyu fırlatma mesafesi özellikleri su topundan istenen ana özelliklerdir. Bu durumda giriş basıncı ne kadar yüksek olursa su topunun performansı o kadar iyidir ancak basınç miktarının daha fazla artırılabilmesi için pompanın daha büyük kapasitede seçilmesi gerekmektedir. Bu da gemi üstü harici yangın söndürme sisteminin ihtiyacı olan gücün artması anlamına gelmektedir. Fakat gemilerde bu kadar büyük güçlerin harici yangın söndürme sistemleri için ayrılması

uygulama olarak genelde mümkün olmamaktadır. bu sebeple basınç belirli bir düzeye kadar artırılabilir. [11]

3.2 MATEMATİK MODEL VE SAYISAL ANALİZ

Analizler için FLUENT hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılmıştır. Su topundaki akış için 2 denklemlilik k- ω türbülans modeli tercih edilmiştir. Farklı giriş basınçlarında yapılan sayısal analizler için çıkış debileri ve su topu nozulu doğrultusundaki ortalama su çıkış hızları hesaplanmıştır. Yapılan sayısal analizler 8 bar, 9 bar ve 10 bar giriş basınçları için ayrı ayrı yapılmış ve akışkan olarak yoğunluğu 1025 kg/m³ olan ve dinamik viskozitesi 0,001003 kg/m-s olan deniz suyu tercih edilmiştir. Sıkıştırılmaz, daimi, izotermal ve türbülanslı akımı modellemek için yaygın olarak kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0$$

Sıkıştırılmaz viskoz akışkan hareketinin momentum denklemi aşağıda gösterildiği gibidir:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (v \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'})$$

SST k- ω türbülans denklemi:

$$\frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k - Y_k$$

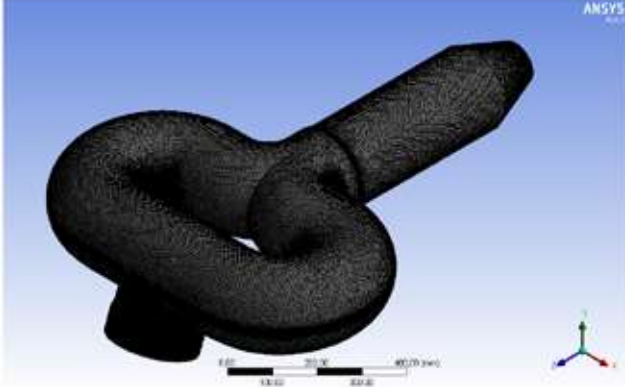
$$\frac{\partial (\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}) \frac{\partial \omega}{\partial x_j}] + G_\omega - Y_\omega$$

Analizler farklı sayıda hacim elemanı için ayrı ayrı denenmiş ve sonunda ağ yapısından bağımsız çözüm elde edilmiştir. 1459756, 2939364, 6000909 ve 8016640 elemandan oluşan 4 farklı eleman sayısına sahip ağ yapıları için 10 bar giriş şartında 4 adet sayısal analiz yapılmıştır. Bu mesh yapıları sırasıyla kötü, normal, iyi ve en iyi olarak adlandırılmıştır. 200 mm uzunluklu plakaya sahip su topu için yapılan analizde debi değerleri iyi mesh yapısında oturmuş ve çok iyi mesh yapısıyla aralarında oldukça az bir debi farkı olduğu görülmüştür. Çizelge 3.2'de farklı ağ yapıları, ağ sayıları ve her bir ağ yapısı için sayısal analiz sonucunda elde edilen debiler gösterilmektedir.

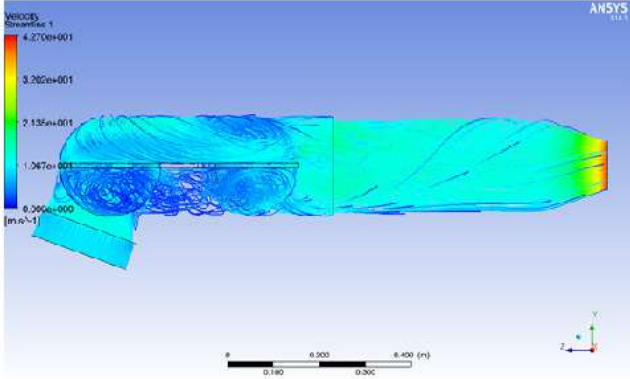
Çizelge 3.2 Farklı eleman sayılarıyla yapılan sayısal analiz sonuçları

Ağ Yapısı	Kötü	Normal	İyi	En İyi
Eleman say.	1459756	2939364	6000909	8016640
Debi (m³/h)	1315	1313	1300	1298

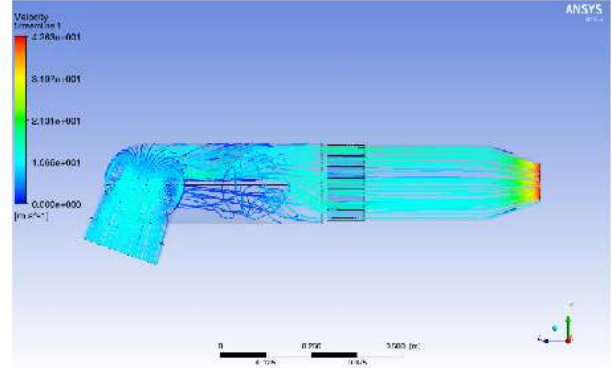
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



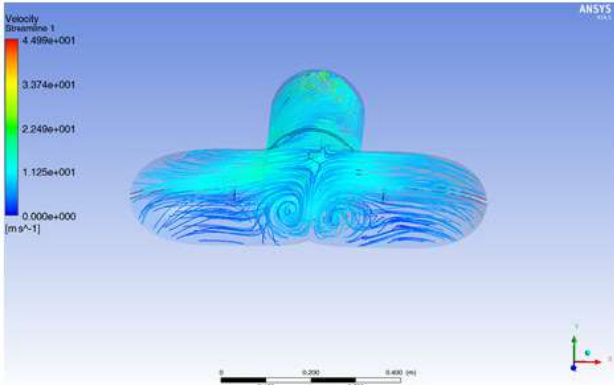
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



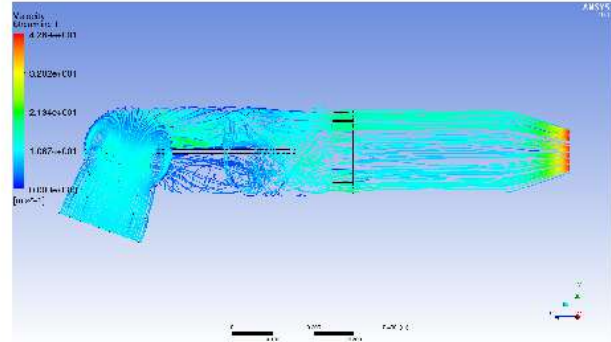
Şekil 4.3 Plakasız su topu akım çizgileri



Şekil 4.6 100 mm plakalı su topu akım çizgileri



Şekil 4.4 Plakasız su topu girişinde akım çizgileri

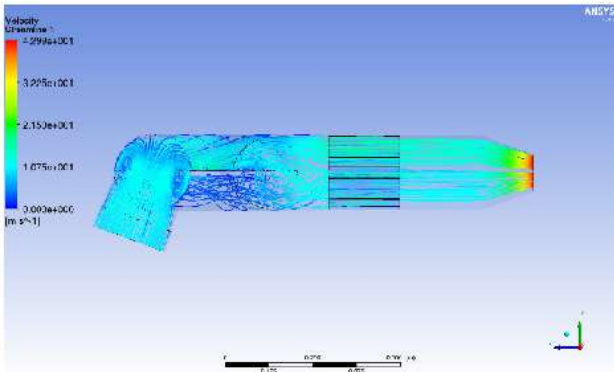


Şekil 4.7 50 mm plakalı su topu akım çizgileri

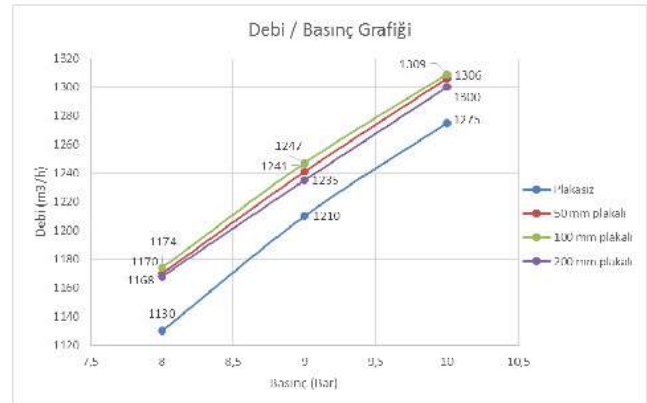
Şekil 4.3 ve 4.4 su topu içerisindeki akımda çok fazla girdap ve döngünün olduğunu göstermektedir. Akış hacminin geometri gereği ayrışıp tekrar birleştiği ve akışın yüksek basınçta olduğu düşünüldüğünde bu akım yapısının ortaya çıkması doğal olmaktadır.

Şekil 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7'de plakasız olan su topunda akış girdaplı ve dalgalandırılmalı şekilde devam ederken, akım düzenleyici plaka eklenmiş su toplarında bu oluşumun çok daha az olduğu görülmektedir.

Düzenleyici plakanın su topları içindeki debiye ve hıza etkisini görmek için her bir su topu için yapılan sayısal analizlerde elde edilen debi ve ortalama hız değerlerinin giriş basıncına göre değişimleri grafik olarak aşağıda gösterilmiştir.

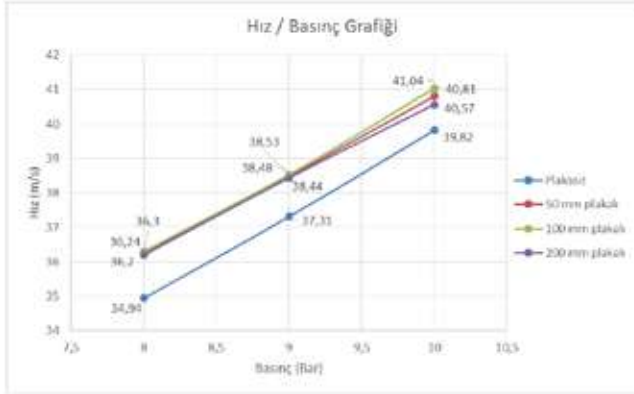


Şekil 4.5 200 mm plakalı su topu akım çizgileri



Şekil 4.8 Her bir su topu için giriş basıncı ile çıkış debisinin karşılaştırılması

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 4.9 Her bir su topu için giriş basıncı ile ortalama su çıkış hızının karşılaştırılması

Şekil 4.8 ve 4.9'deki grafiklerden anlaşılabileceği gibi en yüksek debi ve hız değeri 100 mm plakaya sahip su topunda elde edilmektedir. Yukarıdaki grafiklerden çıkan sonuçlardan önemli bir tanesi de akım düzenleyici plakaya sahip su toplarının birbirine yakın sonuçlar göstermesine karşın, plaka bulundurmeyen su topunun sayısal analiz değerleri diğerlerine göre daha farklı olup hem debiyi daha en az geçirmekte, hem de ortalama su çıkış hızı plakasız su topunda en az olmaktadır. Bu sonuçtan da anlaşılabileceği gibi akım düzenleyici plakaların debi ve su çıkış hızına olumlu etki ettiği görülmektedir.

SONUÇ

Bu çalışmada akım düzenleyici plakaların su topundaki akışa etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Su topu içindeki akım düzenleyici plakalar değiştirilerek veya kaldırılarak farklı su topları için akış analizleri tek fazlı olarak ticari bir HAD kodu olan Fluent programı kullanılarak yapılmıştır.

Öncelikle bir yüksek lisans tezine de konu olan su topu için sayısal analizler yapılmış ve ilgili deney ile kıyaslanmıştır. Deney ile sayısal analizler arasında yaklaşık %92 değerinde bir yakınsama olduğu görülmüştür.

Deney ve sayısal analiz sonuçlarında da anlaşılabileceği gibi her bir su topunda basınç arttıkça suyun hızı yani suyun fırlatılma mesafesi artmaktadır. Yine aynı sonuçlardan anlaşılabileceği gibi her bir su topunda basınç arttıkça su topundan suyun geçtiği debi de artmaktadır.

Farklı akım düzenleyici plaka uzunluğuna sahip veya plaka bulundurmeyen toplamda 3 adet daha su topu tasarlanmış ve bunlar için de sayısal analizler yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarında akım düzenleyici plaka bulunduran su toplarının, plaka bulundurmeyen su toplarına oranla çok daha az girdap ve dalgalanma oluşumu olduğu görülmüştür.

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi en çok debide suyu geçiren su topu 100 mm plakaya sahip su topudur. Bu bilgiyi destekler nitelikte olarak yine aynı giriş basıncı

şartlarında en yüksek ortalama su çıkış hızı 100 mm plakaya sahip su topunda görülmüştür.

Akım düzenleyici plakaya sahip su toplarının birbirine yakın sonuçlar göstermesine karşın, plaka bulundurmeyen su topunun sayısal analiz değerleri diğerlerine göre daha farklı olup hem debiyi daha en az geçirmekte, hem de ortalama su çıkış hızı plakasız su topunda en az olmaktadır. Bu sonuçtan da anlaşılabileceği gibi akım düzenleyici plakaların debi ve su çıkış hızına olumlu etki ettiği görülmektedir.

100 mm plakaya sahip su topunun suyu en fazla geçiren ve suyu en hızlı atan su topu olduğu görülmekle birlikte 200 mm uzunluklu su topunun değerleri de bu değerlere yakındır. Ancak 100 mm plaka kullanılması akış performansının daha iyi olmasının yanı sıra daha az malzeme kullanılması sebebiyle tercih edilmiştir. Bu sayede daha önce 200 mm olarak kullanılan plakanın boyu revize edilerek hem gereksiz ağırlıktan kurtulmaya olanak sağlamış hem de daha az malzeme ihtiyacıyla aynı işlevi gören bir yapı elde edilmiştir.

DESTEKLEYENLER

Bu çalışma Marsis Dış Tic. ve Gemi San. Ltd. Şti firması tarafından gerçekleştirilen Teydep 7140178 numaralı projenin çıktısı olup TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR

1. Güleren K. M., Afgan I., Turan A., (2008), "Laminarization of Internal Flows Under the Combined Effect of Strong Curvature and Rotation", Journal of Fluids Engineering, Vol. 130 / 091202-1
2. Berlamont J., (2015) "Friction Losses in Large-Diameter Pipes", J. Pipeline Syst. Eng. Prac., 2015.6, Technical note
3. Ouazzane A. K., Benhadj R., (2002), "Flow conditioners design and their effects in reducing flow metering errors" Sensor Review, V.22, No 3, 223-231
4. Zhao H., Peng L., Stephane S. A., Ishikawa H., Shimizu K., and Takamoto M. (2014), "CFD Aided Investigation of Multipath Ultrasonic Gas Flow Meter Performance Under Complex Flow Profile", IEEE Sensors J. Vol. 14, No 3, 897-907
5. Manshoor B., Nicolleau F. C.G. A., Beck S. B. M., (2011), "The fractal flow conditioner for orifice plate flow meters", Flow Measurement and Instrumentation 22, 208-214
6. Laws E. M., Ouazzane A. K., (1995), "A further study into the effect of length on the Zanker flow conditioner", Flow Meas. Instrum., Vol. 6, No. 3, 217-224

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

7. Zanker K., Goodson D., (2000), "Qualification of a flow conditioning device according to the new API 14.3 procedure", Flow Measurement and Instrumentation 11, 79-87

8. Frattolillo A., Massarotti N., (2002) "Flow conditioners efficiency a comparison based on numerical Approach", Flow Measurement and Instrumentation 13, 1-11

9. Bureau Veritas Rules for the Classification of Steel Ships, (July 2014). Part D Service Notations, Chapter 16, Section 3 Machinery and Systems, Table 2: "Number of pumps and monitors and their characteristics".

10. Hu G., Long M., Liang J., Li W. (2012). "Analysis of jet characteristics and structural optimization of a liquidatic fire water monitor with self-swinging mechanism", Int J Adv Technol (2012) 59:805-813

11. Bilir A. Ç., (2015), "Su Topu İçindeki Akışa Etki Eden Parametrelerin Sayısal Ve Deneysel İncelenmesi, Yüksek lisans tezi, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul".

bar, 9 bar and 10 bar inlet pressure condition. During the analyses, the flow is considered as 3-D, turbulent and incompressible. The well-known two equation k- ω turbulence model is preferred in order to model the turbulent flow precisely. With the help of the analyses, effect of turbulence reducer plate on the flow inside a pipe is shown numerically.

The fire monitor with 100mm turbulence reducer plate geometry is chosen as suitable because of it maintains more flux and outlet velocity for the same pressure compared with the other nozzle types. A commercial software, ANSYS Fluent, is used to model the flow problem in three dimension.

ABSTRACT

In this study, water monitor, which is an important equipment in external fire-fighting system onboard the ship, is studied. External fire-fighting systems are used to intervene the fires in shore and offshore and are located in fire-fighting ships. External fire-fighting systems may differ by capacity and capabilities related with the purpose of the ship. By this reason, classification societies have classified the external fire-fighting systems and set up regulations. This system ensures the water or foam to reach fire scene with the help of pumps. The water monitor, an important equipment of this system, throws water to a designated distance in vertical and horizontal direction with a set amount.

Firstly, the flow in water monitor is investigated by means of computational fluid dynamics. After, a prototype is produced in real dimensions and experimental studies have been conducted in order to maintain a validation with the numerical studies. Thus, the parameters acting on water monitor flow are observed numerically and experimentally.

Experiments are made with the produced prototype and outlet flux values are measured for different pressures. The experimental results are compared with the numerical ones and it is observed that the results are in good agreement.

As a second step, a 3-D model of the problem is created and different turbulence reducer plates are placed inside the pipe. For these various turbulence reducer plate geometries, outlet mass flow rate and outlet velocity are observed for the 8

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

DERİN KUYULAR İÇİN DALGIÇ POMPA SEÇİM KRİTERLERİ

Mehmet Akif GÜL
Teknik Satış Uzmanı
İMPO Motor Pompa A.Ş.
mgul@impoas.com

ÖZET

Su aldığı yerin genellikle derin kuyu olması açısından, dalgıç pompaların emiş koşulları, diğer sistemlere göre zaman içerisinde çok fazla değişebilirler ve belli başlı bazı belirsizlikler arz ederler. Bu değişimlerin başlıcası, kuyudaki su seviyelerinin zaman içerisinde düşmesidir. Belirsizliklerin başında ise, kuyudan su alınırken, debiye bağlı olarak değişen kuyu dinamik seviyesinin ölçülmesinde karşılaşılan zorluklar gelir.

Dalgıç pompa seçimi, bu değişim ve belirsizliklerin, pompayı en az düzeyde etkileyecek şekilde seçilmesini gerekli kılar. Pompa seçilirken gözönüne alınacak bazı kriterler, pompanın bu belirsizlikleri daha kolay tolere etmesini ve değişimlere daha iyi uyum sağlamasına etki eder. Bu uyum; hem pompanın debisinin değişikliklerden fazla etkilenmemesi, hem de veriminin başlangıç koşullarına yakın ve daha yüksek kalmasını sağlayabilmektedir.

Dalgıç pompaların tasarlanandan fazla su çekmesi, derin kuyuların yapısı gereği kuyu ömrünü düşüren başlıca sebeplerden bir tanesidir. Hem emiş koşullarının doğru ölçülmemesi, hem de basma yüksekliğinin yanlış hesaplanması, fazla güvenlik marjlarının konması gibi sebepler pompanın hesaplanandan daha fazla su çekmesine sebep olabilir. Bunun önüne geçmek için de gerek sistem seçiminde gerekse pompa seçiminde bazı kriterler dikkate alınmalıdır.

Pompa ömrü ve pompanın arıza yapma olasılığı, pompanın çalışma koşulları ile yakından ilgilidir. En Verimli Nokta'nın uzağında çalışan pompaları daha zorlu çalışma koşulları bekler ki bu pompanın arızalanma olasılığını artırır. Bu şekilde çalışan bir pompa aynı zamanda verimsiz çalışacaktır. Başlangıçta doğru bir pompa seçsek bile, örneğin dinamik seviyenin zamanla düşmesi sonucu pompa,

izin verilen minimum çalışma debisinde veya altında çalışacak ve yine pompanın arıza yapma olasılığı artacaktır.

Sonuç olarak, dalgıç pompaların çalıştıkları koşullar itibari ile özellikle emme koşullarını bazı belirsizlik ve büyük değişimler gösterebilmesi, bu pompaların seçim ve kontrol yöntemlerinde, diğer pompalarda çok da önemli olmayabilecek bazı özel seçim kriterlerinin gözönüne alınmasını gerektirir. Bu bildiride bu özel durumlar ve bunları aşmak için faydalı olabilecek bazı pompa ve sistem seçim kriterlerine yer verilmiştir.

GİRİŞ

Su aldığı yerin genellikle derin kuyu olması açısından, dalgıç pompaların emiş koşulları, diğer sistemlere göre zaman içerisinde çok fazla değişebilirler ve belli başlı bazı belirsizlikler arz ederler. Bu değişimlerin başlıcası, kuyudaki su seviyelerinin zaman içerisinde düşmesidir. Belirsizliklerin başında ise, kuyudan su alınırken, debiye bağlı olarak değişen kuyu dinamik seviyesinin ölçülmesinde karşılaşılan zorluklar gelir.

Dalgıç pompa seçimi, bu değişim ve belirsizliklerin, pompayı en az düzeyde etkileyecek şekilde yapılmasını gerekli kılar. Pompa seçilirken gözönüne alınacak bazı kriterler, pompanın bu belirsizlikleri daha kolay tolere etmesini ve değişimlere daha iyi uyum sağlamasını temin edebilir. Bu uyum; hem pompa debisinin değişikliklerden fazla etkilenmemesi, hem de veriminin başlangıç koşullarına yakın ve daha yüksek kalmasını sağlayabilir.

Dalgıç pompaların tasarlanandan fazla su çekmesi, derin kuyuların yapısı gereği kuyu ömrünü düşüren başlıca sebeplerden bir tanesidir. Hem emiş koşullarının doğru ölçülmemesi, hem de basma

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

yüksekliğinin yanlış hesaplanması, fazla güvenlik marjlarının konması gibi sebepler pompanın hesaplanandan fazla su çekmesine sebep olabilir. Bunun önüne geçmek için de gerek sistem seçiminde, gerekse pompa seçiminde bazı kriterler dikkate alınmalıdır.

Pompa ömrü ve pompanın arıza yapma olasılığı, pompanın çalışma koşulları ile yakından ilgilidir. En Verimli Nokta'nın uzağında çalışan pompaları daha zorlu çalışma koşulları bekler ki bu pompanın arızalanma olasılığını artırır. Bu şekilde çalışan bir pompa aynı zamanda verimsiz çalışacaktır. Başlangıçta doğru bir pompa seçsek bile, örneğin dinamik seviyenin zamanla düşmesi sonucu pompa, izin verilen minimum çalışma debisinde veya altında çalışacak ve yine pompanın arıza yapma olasılığı artacaktır.

Pompa debi ve basınç kontrolünden bugün kullanılan başlıca yöntem olan değişken devirli sistemler, kuyularda özellikle mutlaka belirli bir statik basma yüksekliği olması sebebiyle, konfor sağlamanın haricinde pompa verimliliğine bir katkı sağlamayabilir. Bu husus; dalgıç pompa kontrol yöntemi seçerken, statik basma yüksekliğinin, toplam basma yüksekliği içerisindeki yerini inceleme gerekliliğini ortaya koyar.

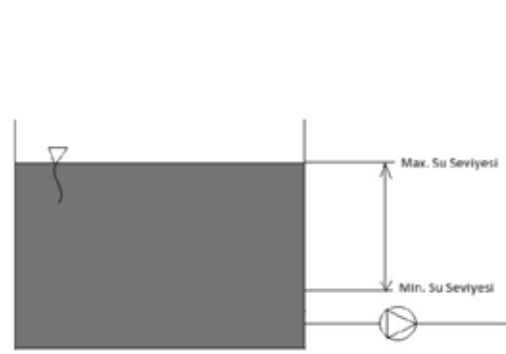
DALGIÇ POMPA ÇALIŞMA KOŞULLARI ve SEÇİM KRİTERLERİ

1. DALGIÇ POMPA EMİŞ KOŞULLARININ FARKI

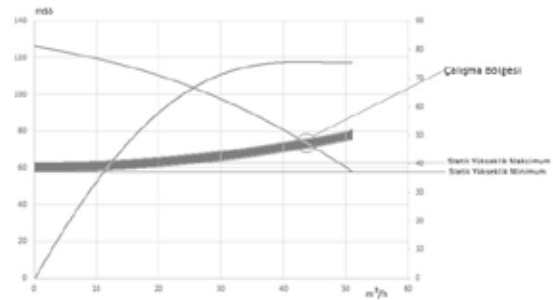
Birçok pompa emiş koşulları belirli ve çok fazla değişmeyen depolardan su alırlar. Ayrıca bu depoların şartları mevsimsel olarak veya yıllar içerisinde değişmezler. Bu, hem basma yüksekliği hem de NPSH hesaplamalarının daha kolay ve kesin yapılmasını sağlar.

Depodan su alınan bir durumda, emme koşulları Şekil 1'de görüldüğü gibidir. Su seviyesi, deponun izin verilen minimum seviyesi ve maksimum seviyesi arasında değişir ve bu yükseklikler kesin bir biçimde bellidir. Ayrıca bu yükseklikler debiden bağımsızdır.

Bir depodan emiş yapan bir pompada $NPSH_A$ hesabı için depodaki minimum su seviyesini almak yeterli olacaktır. Basma Yüksekliği Hesabı içinse ortalama yükseklik veya minimum/maksimum su seviyesi alınarak pompa eğrisi ile nasıl çalıştığına bakılabilir.



Şekil 1 Normal bir depodan emiş yapıldığında referans kotlar



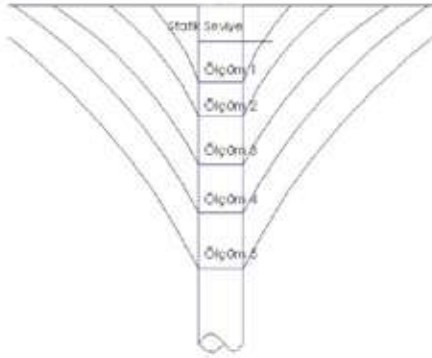
Şekil 2 Depodan su alınması durumunda sistem eğrisi

Dalgıç pompalar ise genel olarak derin kuyularda kullanılırlar. Derin kuyuların tanımlanmış farklı su seviyeleri vardır. Bunlar statik su seviyesi ve dinamik su seviyesidir. Statik su seviyesi ölçülmesi nispeten kolay olan, kuyudan su çekimi olmadığında kuyudaki su seviyesini tanımlayan terimdir. Dinamik seviye ise, kuyudan su çekimi yapılırken kuyudaki su seviyesidir. Bu seviyenin ölçülmesi nispeten daha zordur ve çekilen debiye bağlı olarak değişir. Yani dinamik seviye kuyudan çekilen su miktarının bir fonksiyonudur. Bu seviye ölçülürken debinin de hassas olarak ölçülmesi önemlidir.

Kuyularda, su seviyesi debiye, mevsime ve yıllara göre değişebilir ve bir miktar belirsizlik arzederler. Kuyudaki dinamik su seviyesi bir seri test yapılarak belirlenir ve belirli bir debiye karşılık gelen su seviyesi ölçülür. Daha sonra debiye bağlı düşüm eğrileri (Şekil 4) çıkartılır. Bu testlerde debi ve seviyenin doğru bir biçimde ölçülmesi gereklidir, ancak bu şekilde düşüm eğrisi gerçek değerleri yansıtabilir. Ancak bu her zaman yapılan ve doğru bir şekilde yapılan bir işlem değildir. Bu da dalgıç

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

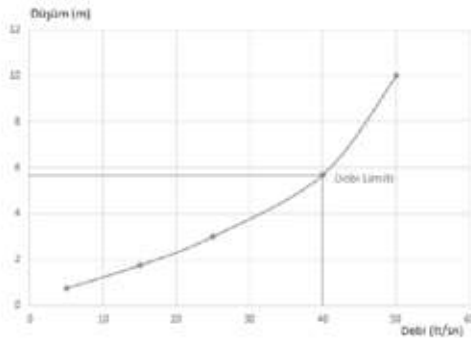
pompanın emme koşullarını bir miktar belirsiz kılar.



Şekil 3 Dalgıç pompa ile emiş yapıldığında referans kotlar

	Düşüm (m)	Verim (lt/sn)
Ölçüm 1	0,75	5
Ölçüm 2	1,75	15
Ölçüm 3	3	25
Ölçüm 4	5,7	40
Ölçüm 5	10	50

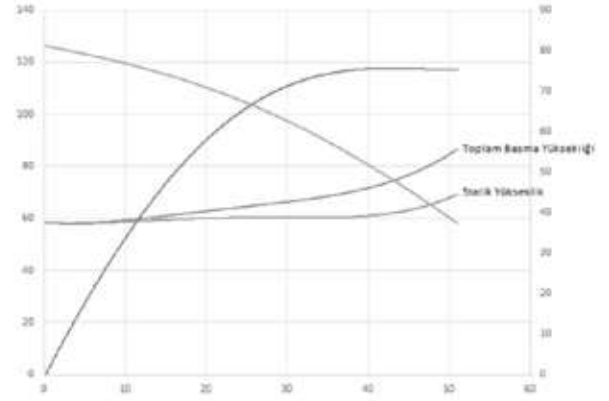
Tablo 1 Debi ve dinamik seviye arasındaki ilişki



Şekil 4 Düşüm eğrisi

Normal koşullarda sistem eğrisi debiye bağlı olarak değişmeyen bir statik yükseklik ve debiye bağlı olarak değişen dinamik yükseklikten oluşur.

Ancak derin kuyularda dinamik seviye, çekilen debiye bağlı olarak değiştiğinden statik yükseklik de sabit değil, debinin bir fonksiyonudur (Şekil 5).



Şekil 5 Derin kuyular için sistem eğrisi

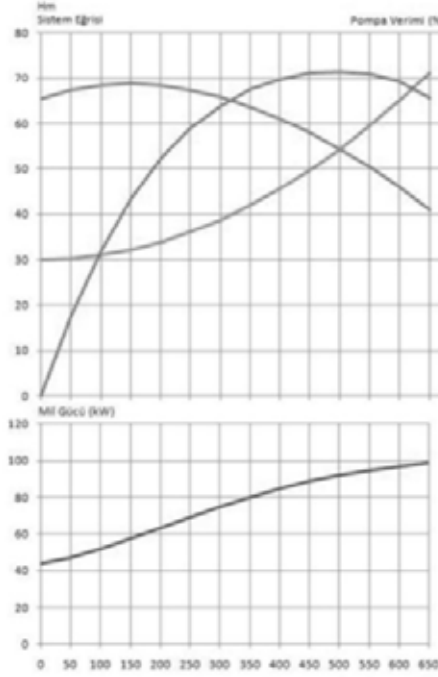
Ayrıca kuyu dinamik seviyesi, mevsimsel olarak veya yıllar içerisinde de değişir. Ülkemizde özellikle, yıllar içerisinde, dinamik seviyenin düştüğü gözlenmektedir. Bu da, dalgıç pompaların seçiminde diğer pompalarda gözönüne almadığımız gerekmeden bazı ilave özellikler aramamızı gerektirir.

2. BÜYÜK POMPA SEÇİMİ ve AŞIRI DEBİ

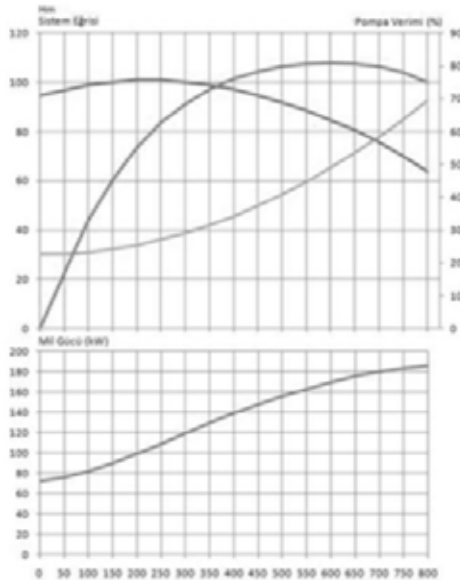
Pompalar seçilirken genelde basma yüksekliği için bir miktar güvenlik payı konur. Bu durumda eğer, güvenlik payı olmadan hesaplanan H_m doğru ise, bu; pompanın sisteme bağlandığında fazla debi vereceği anlamına gelir. Debinin hesaplanandan ne kadar fazla olacağı ise, pompa ve sistem eğrisine bağlıdır.

Şekil 6'da doğru seçilmiş ve EVN'da çalışan bir pompa, Şekil 7'de ise büyük seçilmiş ve EVN'nın sağında çalışan bir pompa görülmektedir. Şekil 7'de eğrisi görülen pompa hesaplanandan daha fazla debi üretir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



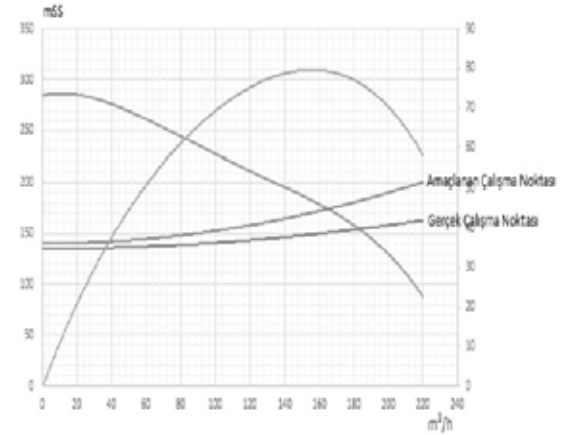
Şekil 6 EVN'da çalışan bir pompa



Şekil 7 Büyük seçilmiş ve EVN'nın sağında çalışan bir pompa

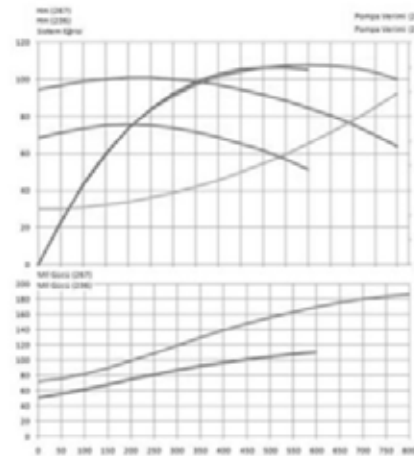
Şekil 8'de statik yükseklik ve kayıplara emniyet payı verilmiş bir sistem eğrisi görülmektedir. Pompa sisteme bağlandığında ise gerçek sistem eğrisi ile kesişir ve o noktada çalışır. Şekilden,

pompanın hesaplanandan fazla debi verdiği ve veriminin düştüğü anlaşıyor.



Şekil 8 Amaçlanan çalışma noktası-Gerçek çalışma noktası

Bir depodan emiş yapıldığında, aşırı debinin depoya bir zararı yoktur. Pompa, çalışma bölgesinin dışına çıkmadı ise, çekilen güç, tahrik motorunun güç sınırları içerisinde kalıyor ise istenenden fazla debi alınması hariç bir probleme yol açmayacaktır. Verim açısından ise; pompa, EVN'nın sağında seçilmiş ise, verim bir miktar düşer, solunda seçilmiş ise bir miktar artar. Dikkat edilmesi gereken bir diğer konu ise, debinin artması ile emme basınç kayıplarının artması ve NPSH_A değerinin düşmesidir.

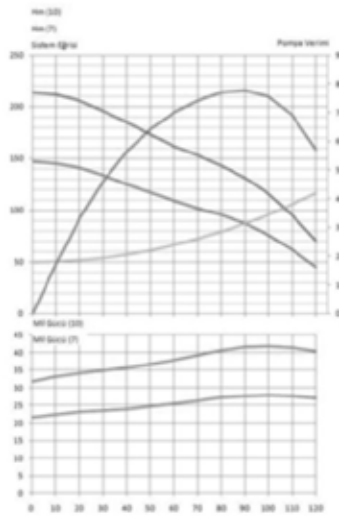


Şekil 9 Çark çapı düşürülerek pompa eğrisinin değiştirilmesi

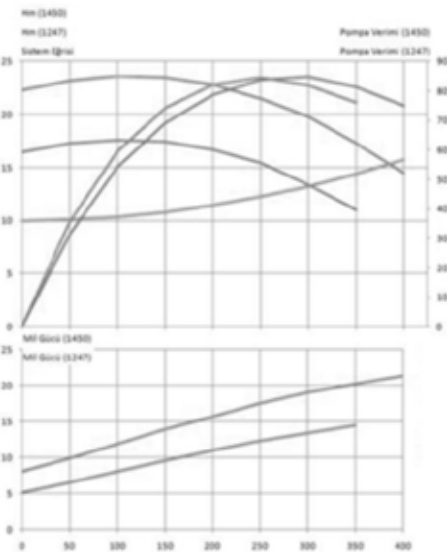
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Pompanın büyük seçilmesi durumunda çözüm yolları aşağıda Şekil 9, 10 ve 11'de gösterildiği gibi çark çapının düşürülmesi, kademe eksiltilmesi ve devir sayısının değiştirilmesidir.

Ayrıca, çok pratik olması açısından sık sık vana kısılarak da debi kontrol altına alınmaktadır.



Şekil 10 Kademe sayısı azaltılarak pompa eğrisinin değiştirilmesi



Şekil 11 Devir sayısı değiştirilerek pompa eğrisinin değiştirilmesi

Kuyudan aşırı çekim yapıldığında ise bunun ilave zararları vardır. Bu durumda seviye düşmeye

başlar, H_m artar, debi bir miktar düşer ve sistem dengeye gelebilir. Aksi durumda, dinamik seviye seviye kontrol elektrodunun altına düşer ve pompa durur. Seviye yükselince pompa tekrar çalışmaya başlar. Bu şekilde, önlem de alınmadıysa pompa saatteki devreye alma sayısının üstüne çıkar.

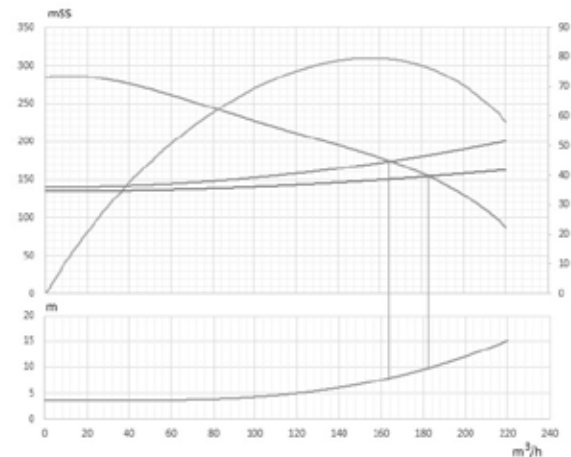
Seviye elektrodu ile kontrol yapılmıyorsa, su seviyesi pompa emiş ağzının altına düşer.

Bunu çözmek için, pratik çözüm basma hattında bir vananın kısılmasıdır. Bu da pompanın verimsiz çalışmasına sebep olur.

Pompa aşırı debide çalışmaya devam ederse, bu kuyu ömrünü düşüren en önemli sorunlardan birisi haline gelir. Ayrıca pompa su ile birlikte silt çekmeye başlar, bu siltin bir kısmı kuyu dibine çöker ve zamanla kuyu derinliğini azaltır, pompaya boru ilavesini engeller, kuyu ömrünü azaltır.

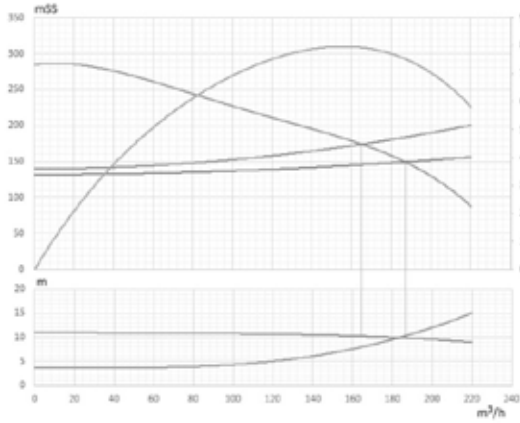
Burada en önemli konu, pompanın H_m değişikliklerinden minimum etkilenmesidir. Pompa seçilirken sadece bir nokta için değil iki belki de daha fazla nokta için pompanın sisteme verdiği yanıt kontrol edilmelidir.

Ayrıca, pompanın $NPSH_R$ değeri, debi arttıkça artmaktadır. Aşırı debi durumunda hem $NPSH_A$ düşecek hem de $NPSH_R$ artacaktır. Bu da pompanın kolayca kavitasyona maruz kalmasına sebep olabilir. Şekil 12'de debinin artması ile birlikte $NPSH_R$ değerinin artışı görülmektedir. Şekil 13'de ise, $NPSH_A$ değerinin debiye bağlı değişimi ve pompanın kavitasyona nasıl girdiği görülmektedir.



Şekil 12 Çalışma noktasının sağa kayması ile $NPSH_R$ değerinin artması

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 13 Çalışma noktasının sağa doğru kayması ile $NPSH_A$ değerinin düşmesi, $NPSH_R$ değerinin artması ve kavitasyon

Depolarda da $NPSH_A$ debiye bağlı olarak değişir. Ancak bu değişim, emme kayıplarının artmasından meydana gelir. Kuyularda ise, dinamik seviyenin düşmesinden kaynaklanır ve çok daha fazla olabilir.

3. DİNAMİK SEVİYENİN YILLAR İÇERİSİNDE DÜŞMESİ

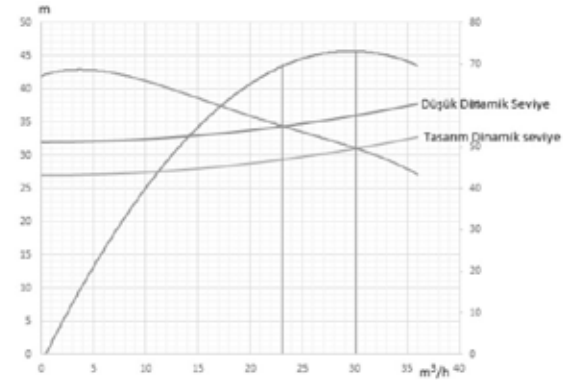
Dinamik seviye, hem pompanın kurulacağı derinliği, hem toplam basma yüksekliğini hem de $NPSH_A$ hesaplarını etkiler.

Dinamik seviye ile ilgili problem, dinamik seviyenin yıllar içerisinde değişmesidir. Bu değişim, başlangıçta seçilen pompa doğru olsa bile, pompanın zaman içerisinde kuyu koşullarına uymamasına yol açar. Dinamik seviye genellikle yıllar içerisinde düşer. Bu durumlarda kolon borusuna ilaveler yapılarak pompanın emiş koşulları düzeltilir. Ancak, bu durumlarda pompa çalışma noktası, kapalı vanaya doğru ilerler. Bu da pompanın veriminin düşmesine, değişim çok fazla ise düşük debi ile ilgili sorunlara yol açar.

Dinamik seviyenin düşmesi ile $NPSH_A$ değeri düşer ve $NPSH_R$ yüksek ise pompa kavitasyona maruz kalabilir.

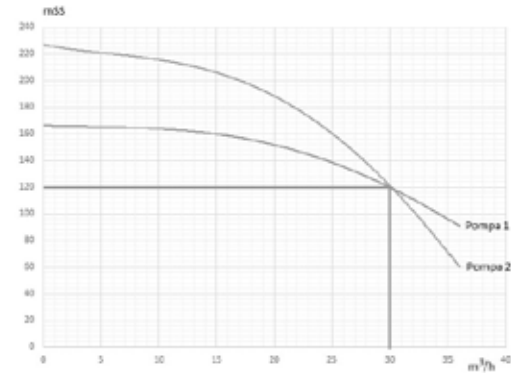
Pompada herhangi bir sorun yok ise ve debi düşmüşse, sorun dinamik seviyede olabilir. Kuyu ve pompa koşullarını gözlemlemek için debimetre kullanılması sorunun erken teşhisini sağlar.

Bu noktada pompaların eğri tipine bakılabilir. Yatık ve dik eğrili pompalar basma yüksekliği değişimlerine değişik tepki verirler (Şekil 15).



Şekil 14 Dinamik seviyenin düşmesi ile pompa çalışma noktasının değişmesi

Dik eğrili bir pompada, pompa basma yüksekliği değişimlerine karşı daha az hassastır. Yatık eğrili bir pompada, küçük basma yüksekliği değişimleri büyük debi değişimlerine yol açarken dik eğrili bir pompada basma yüksekliği değişimi ile debinin değişimi göreceli olarak daha azdır (Şekil 16).

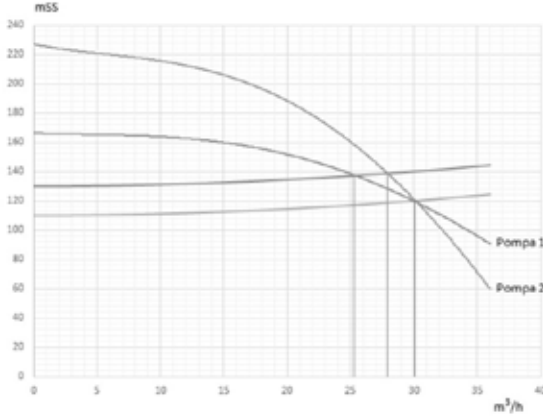


Şekil 15 Dik ve yatık eğrili pompalar (Pompa 1: Yatık eğri, Pompa 2: Dik eğri)

Basınç dengeleme vanası ile hat basınç kontrolü yapılıyorsa, dik eğrili bir pompa, basma yüksekliği daha fazla olduğundan daha fazla güç harcar. Bu konuya dikkat edilmelidir.

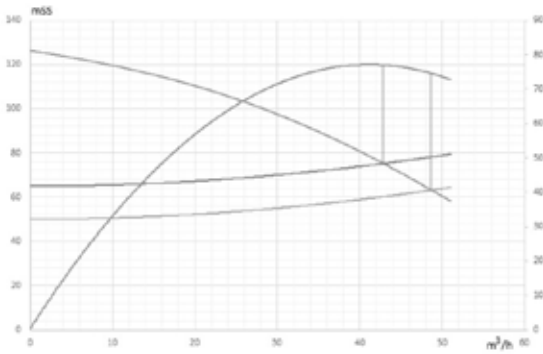
İki pompa eğrinin yatık veya dik olması bakımından karşılaştırılmak istenirse, kapalı vana basma yüksekliklerine bakılabilir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



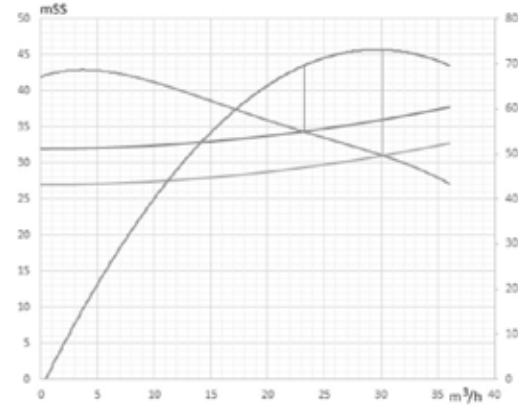
Şekil 16 Dik eğrili Pompa 2, basma yüksekliği değişikliğinden daha az etkileniyor

Pompanın En Verimli Nokta'nın sağında seçilmesi, dinamik seviyenin düşmesi ile pompanın basma yüksekliği arttıkça, çalışma noktasının En Verimli Nokta'ya kaymasını sağlar. Bu şekilde pompa basma yüksekliği arttıkça debisi düşse bile verimi artacaktır (Şekil 17). Bu aynı zamanda, çalışma noktası ile pompanın minimum çalışma debisi arasında daha fazla tolerans sağlar.



Şekil 17 EVN sağında seçilen bir pompa, basma yüksekliği arttıkça EVN'ya yaklaşır

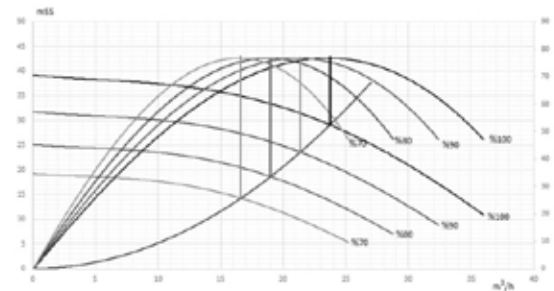
EVN veya solunda seçilen pompalar ise, TDH arttıkça daha verimsiz çalışma noktalarına kayacaktır. Ayrıca, bu durumda pompanın TDH artışları karşısında çalışma aralığı azdır. Minimum çalışılabilir debinin altına daha çabuk düşer (Şekil 18).



Şekil 18 EVN veya solunda seçilen bir pompa, basma yüksekliği arttıkça EVN'dan uzaklaşır

4. FREKANS KONVERTÖRÜ ÇALIŞMA PRENSİBİ

Frekans konvertörleri bazen konfor amaçlı, bazen verimlilik amaçlı olarak günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, frekans konvertörü kullanırken, pompa ve pompanın çalışacağı sistem ile ilgili olarak bazı analizler yapılmalıdır. Frekans konvertörünün sistemde çalışabileceği frekans aralıkları belirlenmelidir. Bu frekans aralıkları sadece elektriksel zorunluluklardan değil, sistemin devir sayısı değişimlerine vereceği cevaplarla da ilgilidir.



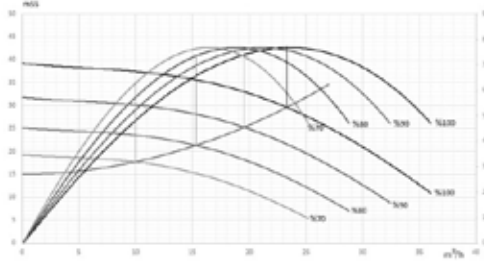
Şekil 19 Basma yüksekliğinin tamamen kayıplardan oluştuğu bir sistemde frekans konvertörlü çalışma

İyi analiz edilmemiş bir kullanım, pompanın çok verimsiz noktalarda çalışmasına, bazı devirlerde ise su pompalayamaz hale gelmesine sebep olur.

Pompa, basma yüksekliği tamamen kayıplardan oluşan bir sistemde, hangi devirde olursa olsun

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

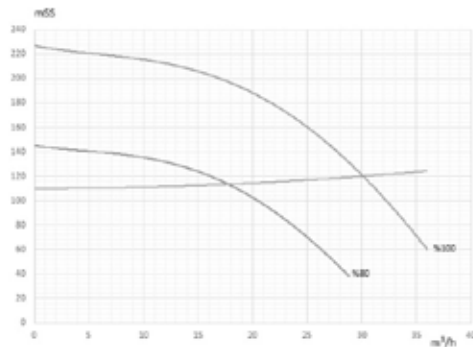
pompa EVN'da kalarak çalışabilmektedir (Şekil 19).



Şekil 20 Basma yüksekliğinin statik yükseklik ve kayıplardan oluştuğu bir sistemde frekans konvertörlü çalışma

Ancak derin kuyuda çalışan bir dalgıç pompada, her zaman için bir statik basma yüksekliği söz konusudur. Bu sebeple, devir sayısı azaldıkça, pompa ve sistem eğrisinin kesişme noktası daha verimsiz noktalara doğru kayacaktır (Şekil 20). Statik basma yüksekliğinin, toplam basma yüksekliği içerisindeki payı ne kadar fazla ise bu kayma da o kadar fazla olur.

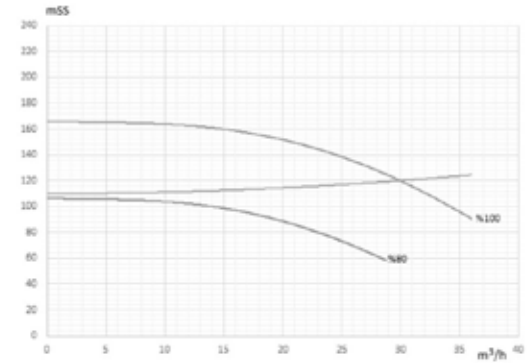
Statik basma yüksekliğinin, toplam basma yüksekliği içerisindeki payının fazla olması frekans konvertörü uygulamalarında, devir değiştirme için çok düşük bir alan bırakır. Pompanın düşebileceği minimum devrin doğru belirlenmesi gereklidir.



Şekil 21 Dik eğrili bir pompa %80 devirde su pompalamaya devam ediyor

Devir sayısı analizleri yapılırken, pompa eğrisine de önem verilmelidir. Dik eğrili bir pompa, devir sayısının daha fazla düşürülebilmesine imkan verir. Örneğin aynı çalışma noktası için seçilen, Şekil 21'de görülen pompa, %80 devirde su pompalayabilmekte iken, Şekil 22'de eğrisi görülen pompa, %80 devirde basma yüksekliği statik

yüksekliğin altına düştüğünden su pompalayamamaktadır.



Şekil 22 Yatık eğrili bir pompa, %80 devirde su pompalayamaz hale geliyor

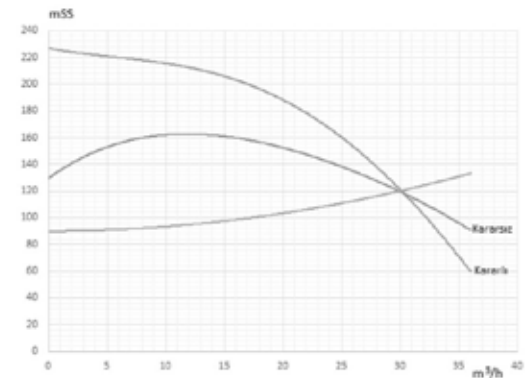
Pompanın kapalı vana yüksekliğinin fazla olması frekans konvertörünün çalışma aralığını artırır.

5. KARARLI ve KARARSIZ EĞRİLİ POMPALAR

Kararlı eğrili pompalarda basma yüksekliği, kapalı vanaya doğru devamlı artan bir karakterdedir.

Kararsız eğrili pompalarda ise, pompanın aynı basma yüksekliğinde iki farklı debide çalışabilir. Şekil 23'de kararlı ve kararsız eğriler görülmektedir.

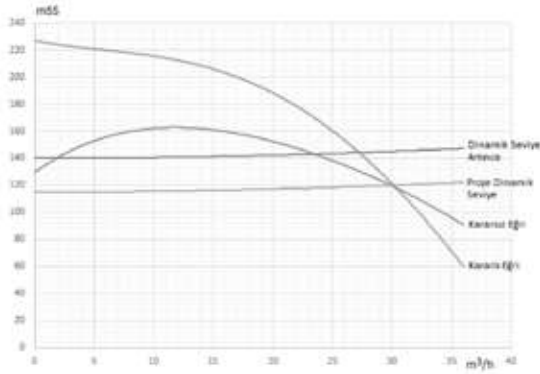
Kararsız eğrili pompalarda, çalışma noktası kapalı vanaya yaklaştıkça pompanın sistem eğrisi, pompa eğrisini iki noktada keser; yani iki muhtemel çalışma noktası olur.



Şekil 23 Kararlı ve kararsız eğriler

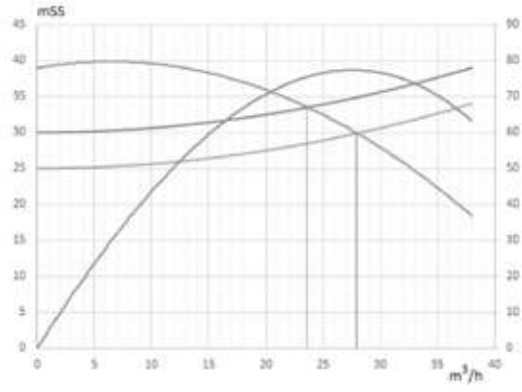
5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Dinamik seviyenin düşmesi, kararlı bir pompada bu çeşit bir probleme yol açmazken, Şekil 24'te görüldüğü gibi, basma yüksekliğinin artması ile pompa kararsız bölgede çalışmak zorunda kalabilir.



Şekil 24 Kararlı ve kararsız eğrili pompaların, dinamik seviye düşüşüne cevapları

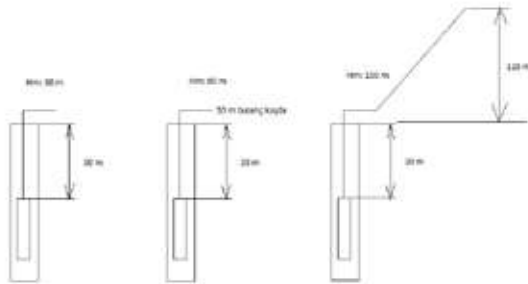
basma yüksekliği fazla olan pompa, aynı büyüklükteki dinamik seviye düşmesinden en az etkilenmektedir.



Şekil 26 Basma yüksekliği az olan pompanın dinamik seviye düşümünden etkilenmesi

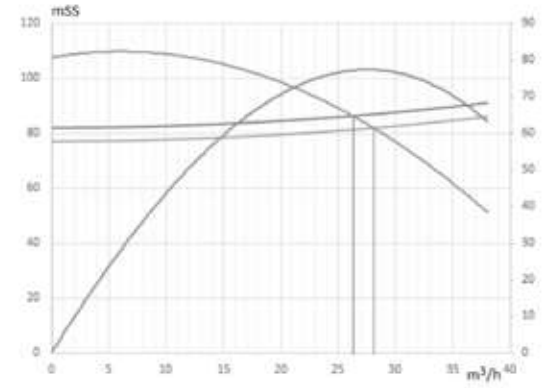
6. BASMA YÜKSEKLİĞİNE BAĞLI HASSASIYET

Toplam basma yüksekliğinin fazla olduğu durumlarda küçük değişiklikler çok etkili olmayabilir, ancak toplam basma yüksekliğinin az olduğu durumlarda dinamik seviyedeki değişimler pompayı çok fazla etkileyebilirler.

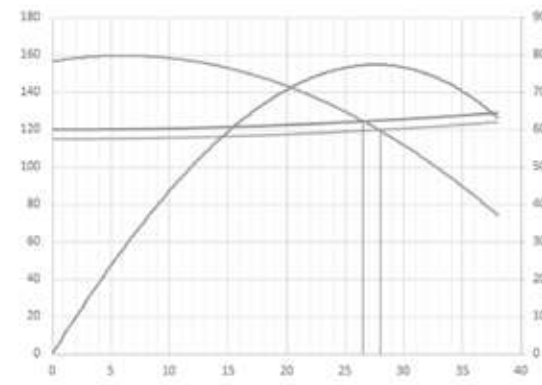


Şekil 25 Kuyu dinamik seviyesi ve tasarım debisi aynı, farklı sistemler

Şekil 25'de aynı kuyu şartlarında ancak, farklı sistemlerde çalışan pompalar görülmektedir. Şekil 26, 27 ve 28'de ise, bu sistemlere uygun, EVN debileri aynı olan pompaların (Hm sırası ile 30, 80, 120 m) dinamik seviye düşmesine verdikleri yanıt görülmektedir. Bu eğrilerden de anlaşılacağı üzere,



Şekil 26 Basma yüksekliği az olan pompanın, dinamik seviye düşümünden etkilenmesi



Şekil 27 Basma yüksekliği daha fazla olan bir pompanın, dinamik seviye düşümünden etkilenmesi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SONUÇ

Sonuç olarak, dalgıç pompaların çalıştıkları koşullar itibari ile özellikle emme koşullarının bazı belirsizlikler ve büyük değişimler gösterebilmesi, bu pompaların seçim ve kontrol yöntemlerinde, diğer pompalarda çok da önemli olmayabilecek bazı özel seçim kriterlerinin gözönüne alınmasını gerektirir.

TEŞEKKÜR

Bu bildirinin hazırlanması sırasında değerli bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım Sayın Ali Umut ÇAKICI ve Sayın Volkan FESÇİ'ye teşekkürü bir borç bilirim.

ABSTRACT

Submersible pumps are usually used for pumping water from deepwells. Since deepwells are slightly different from other water sources that pumps operates, some different criteria should be considered when selecting submersible pumps. In this paper, the difference of deepwells and the criteria of selecting submersible pumps are explained.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

VIDALI KOMPRESÖR KABİNLERİNİN SOĞUTMA PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Ali GÜRBÜZ
Teknik & Ar-Ge Müdürü

SARMAK MAKİNA KOMPRESÖR POMPA SAN.
VE TİC. A.Ş

aligurbuz@sarmak.com

Volkan GEZGİNCİ
Bakım & Kalite Kontrol Mühendisi

SARMAK MAKİNA KOMPRESÖR POMPA SAN.
VE TİC. A.Ş

volkangezginci@sarmak.com

ÖZET

Birçok sanayi sektöründe kullanılan vidalı hava kompresörleri ve basınçlı hava, gün geçtikçe daha önemli ve etkin bir rol oynamaktadır.

Basınçlı havanın kullanımı, bir enerji kaynağı olduğundan; verimli, kaliteli ve devamlı olmalıdır. Bu yüzden, ele alınan vidalı kompresörler her geçen gün daha verimli, kaliteli ve kullanıcı isteklerini karşılayabilir nitelikte üretilmelidir.

Buna bağlı olarak üreticiler, kompresör ünitesini en optimum hale getirerek, kurulacak basınçlı hava sistemini geliştirmektedir.

Proseslere enerji sağlayan kompresörlerin kalitesi ve kesintisiz basınçlı hava üretebilmesi, sayısız yan dalları olan üretimlere büyük katkılar sağlayacak ve zincirleme olarak son kullanıcıya kadar ulaşacaktır.

GİRİŞ

Bu projede, gerekli ölçümlerin yapılabilmesi, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleriyle karşılaştırılabilmesi ve elde edilen gelişmelerin uygulanabilmesi açısından; 75 kW gücünde gerçek bir kompresör üretilmiştir.

Optimize edilmemiş prototip üzerinden, hız, sıcaklık ve akış değerleri ölçülmüş ve daha sonra HAD analizleri (örneğin ünite içindeki akışların hangi komponentleri nasıl etkilediği ve verimsiz noktalar) yapılarak, prototip üzerinde değiştirme metodu kullanılmıştır.

Prototip üzerinde, sıcaklık sensörleri, hava hız ölçümü, güç analizörü kullanılmış, kompresör ana kumanda kartının verdiği basınç, sıcaklık değerleri değerlendirilmiştir.

Optimizasyon sonrası, prototip yine ISO 1217-Ek C test kabul koşullarına göre test edilmiş ve bahsi geçen parametreler ölçülmüştür.

DENEY DÜZENİĞİNİN TANITILMASI

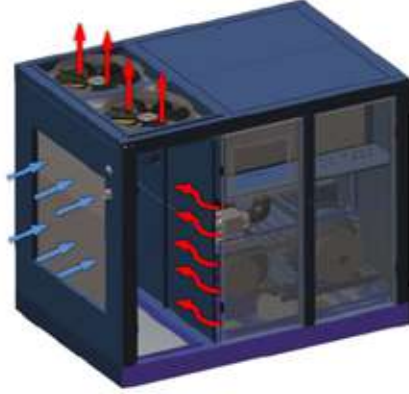
Vidalı hava kompresörlerde; basınçlı hava çevrimi, yağ çevrimi ve soğutma çevrimi başlıca çevrimlerdir. Soğutma çevrimi genel olarak, 'Hava ile soğutma' ve 'Su ile soğutma' olarak çeşitlendirilmiştir. Su ile soğutma tercih edilirse; basınçlı hava ve kompresör yağı, su ile soğutulabilir (basınçlı hava ve yağ için ayrı ayrı ısı eşanjörlerinin -su soğutmalı- ünite içine yerleştirilmesiyle), fakat kabin içi yine hava ile soğutulmalıdır.

Söz konusu çalışmada 'hava soğutmalı vidalı kompresörler' ele alınacaktır, dolayısıyla, basınçlı havanın, yağın ve kabin içinin; atmosferden çekilen hava ile soğutulduğu sistem incelenecektir. (Basınçlı hava ve yağ, farklı radyatörler kullanarak ve bu radyatörler üzerinden yeterli soğutma havası geçirerek soğutulmaktadır).

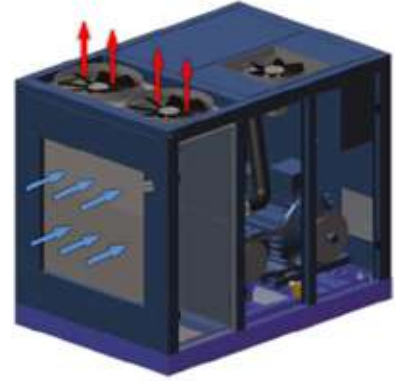
Yaptığımız projenin amacı; kabin içi yerleşimi optimize ederek 'verimli bir soğutma' ve 'enerji tasarrufu' sağlamaktır. Bahsettiğimiz hava soğutmalı vidalı kompresörlerde; yukarıda geçen tüm çevrimler kabin içinde yer aldığından; önemli bir denge oluşturulmalıdır.

Özetle denge konusu şu şekilde tarif edilebilir: Yapılan tasarıma göre kabin için soğutması fazla olursa; kurulu fan kapasiteleri sabit olduğundan; kabin içinin fazla soğutulması; kabin içinden gelen geçiş alanlarının fazla tutulması ile mümkün olur. (Bakınız **Şekil 1**)

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil-1 Optimizasyon yapılmamış kabin ve radyatör soğutma



Şekil-2 Optimizasyon edilmiş hava ve yağ radyatörlerinin soğutulması

Basınçlı hava ve kompresör yağı gerekli düzeyde soğutulamaz. Kabin içi az, basınçlı hava ve yağ fazla soğutulursa (soğutma havası büyük ölçüde radyatörlerden geçirilirse); bu durumda da vida bloğu ve elektrik motoru yeterince soğutulamaz. Her iki bölüm (kabin içi ve radyatörler) birden çok soğutulmak istenirse; daha güçlü fanlar ve dolayısıyla fazla enerji maliyeti gerektirir.

Büyük fanların ve fan motorlarının kullanımı, enerji maliyetlerinin artmasına yol açar; tasarım zorlukları doğurur. (Örneğin: kabin ölçülerinin çok büyük olması, estetik olmayan, yerleşimi zor ve hantal kabin tasarımı vb.) Aynı zamanda yatırım maliyeti de artar. Radyal fan kullanılıyorsa, yatırım maliyeti artar, kabin içi yerleşim daha zor olur ve/veya fan adedi artabilir. Aksiyal fan kullanılıyorsa; gürültü seviyesi artar ve kabin boyutları büyür.

Dolayısıyla; kompresör iç tasarımı ve soğutma fanları öyle ayarlanmalıdır ki; aşırı büyük fanlara ihtiyaç kalmadan, kabin içindeki elektrik motoru, vida bloğu ve yağ tankını yeterli ölçüde soğutulabilmelidir. Öte yandan, radyatörler üzerinden yeterli soğutma havası geçirilerek basınçlandırmadan dolayı ısınan hava ile kompresör yağı da istenilen düzeyde soğutulabilmelidir. (Bakınız **Şekil 2**)

Kabin içi soğutmanın etkisi elektrik motoru için hayati önem taşır. Sıcaklık arttıkça, motor verimi belirgin şekilde düşer ve kullanım ömrü azalır. Motor verimi de enerji kullanımını direkt olarak etkilemektedir.

Kabin içi soğutmanın diğer bir etkisi de, kompresör yağının toplandığı separatör tankının ve yağın soğutulmasıdır. Çünkü, vida bloğunda basınçlandırılan yağ ve basınçlı hava; vida bloğu çıkışında maksimum sıcaklığına ulaşır ve bahsedilen separatör tankında toplanır. Eğer bu tank ve içindeki basınçlı yağ iyi soğutulursa; yağ radyatörünün yükü azaltılır ve maksimum sıcaklığa ulaşmış kompresör yağı; bu sıcaklıktan kısa sürede kurtulur. Dolayısıyla, yağın deforme olma (örnek: viskozite değişikliği ve/veya fiziksel özelliklerini kaybetme) tehlikesi de bertaraf edilmiş olur. Özellikle mineral kompresör yağları için bu etki çok önemlidir. Aynı zamanda, maksimum sıcaklığa ulaşmış kompresör yağı iyi soğutulamazsa; buharlaşma oranında artış ve buna bağlı olarak yağ separatöründen yeterli oranda ayrışmadan, kullanıcının basınçlı hava sistemine karışma riski vardır. Bu olasılık da; sadece kullanıcının basınçlı hava kalitesini düşürmez; aynı zamanda yağ çevrimindeki azalma nedeniyle, devamlı yağ eklemek gerektirir. Bu ise yüksek maliyetli ve devamlı kontrol gerektiren çalışma koşulları gerektirir.

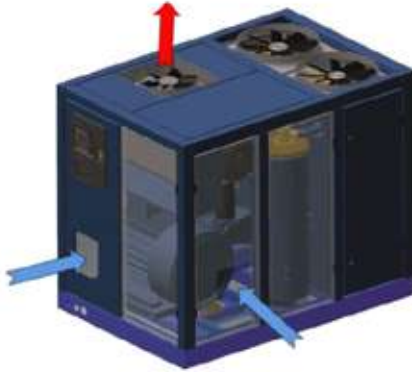
Firmamızda üretimi yapılan 75 kW gücündeki bir vidalı kompresörün kabin içi mevcut sıcaklık dağılımı ölçülerek kritik noktalar belirlenmiştir. Yapılan detaylı HAD analizleri ölçülen sıcaklık dağılımlarına oldukça benzer sonuçlar vermiştir. Söz konusu olumsuzlukların, bileşenlerin mevcut yerlerini değiştirmeden, farklı karakteristiklere sahip fanlar

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

kullanmadan ve mevcut hava emiş yerlerinin kullanılması ile giderilemeyeceği gözlemlenmiştir.

Yapılan yeni tasarımın, HAD yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen akış analizleri ile sınıanarak, mevcut olumsuzlukları ortadan kaldırdığı görülmüştür. Bunun üzerine prototip kompresör imal edilmiş, sıcaklık ve güç değerleri ölçülmüştür. Ölçümler, HAD ile elde edilenlere benzer sonuçlar vermiştir. Ayrıca yeni seçilen ve kullanılan fanların toplam gücünün eskisine oranla %23.4 oranında azaldığı görülmüştür.

Sonuç olarak, mevcut kompresöre oranla, daha iyi, değişmeyen ve düşük değerlerde sıcaklık dağılımı ve daha az güç tüketen fanlar ile sağlanmıştır. (Bakınız Şekil 3)



Şekil-3 Optimize edilmiş kompresör kabin içi soğutma

Prototip üzerinde elde edilen bu iyileştirmeler; sadece 75 kW için olmayıp, diğer tüm serilere uygulanabilme özelliğindedir. Vidalı hava kompresörleri, genel olarak, güçlerine göre, belirli gruplarda dizayn edilmektedirler, dolayısıyla; bu projeye elde edilen optimizasyon yeteneği, farklı iç yerleşim tasarımına sahip gruplara uygulanabilecektir.

Farklı tasarımlar anlamında sadece büyüyen veya küçülen güçler olarak sınırlandırmak doğru değildir. Kullanıcının çok farklı çalışma ortamları için talep ettiği kompresörler de, yapılacak tasarım değişikliklerini meydana çıkarabilir. Örneğin; aşırı tozlu bir ortam söz konusu ve üretici, kompresör kabin soğutma havası temiz tutabilmek için farklı emiş filtresi (soğutma havası için) kullanmak durumundaysa; bu durumda yine yukarıda bahsedilen gibi bir analiz gerekecektir.

SONUÇ

Projenin tüm kapsamı düşünüldüğünde elde edilen somut kazanımlar; herhangi bir ek yatırım yapmadan, mevcut tasarımın optimize edilerek, gerek kabin içi ve gerekse diğer çevrimlerde yer alan basınçlı havanın ve kompresör yağının, optimum soğuması sağlanmıştır.

Üretilen prototiple HAD analizlerinin uyum göstermesi; bu analiz yönteminin, diğer ekipmanlar için de kullanılabilip; fonksiyonlarını daha verimli hale getirebilmeleri (örneğin: daha az basınç düşümü, optimum hava emiş hızı gibi) avantajlarını sağlayacaktır.

ANALİZ

1. DONANIM

Yapılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri 12 çekirdekli Dell Precision T3610 işlemeğe sahip 48 GB RAM'li bilgisayarda gerçekleştirilmiştir. Tarif edilen donanımlar üzerindeki işletim sistemi 64 bit Windows 7 Professional'dır.

2. YAZILIM

Analizler ANSYS / Fluent 15 versiyonunda yapılmıştır.

Yazılımda kullanılan Algoritmalar;

- Basınç Hız ilişkilendirilmesi için SIMPLEC
- Ayrıştırılmalarda ; Gradient için Green-Gauss Cell Based, Basınç için Standart, Momentumla birlikte enerji ve türbülans denklemleri için Second Order Upwind
- Paralel çözücü kullanılmıştır.

3. ANALİTİK ÇALIŞMALAR

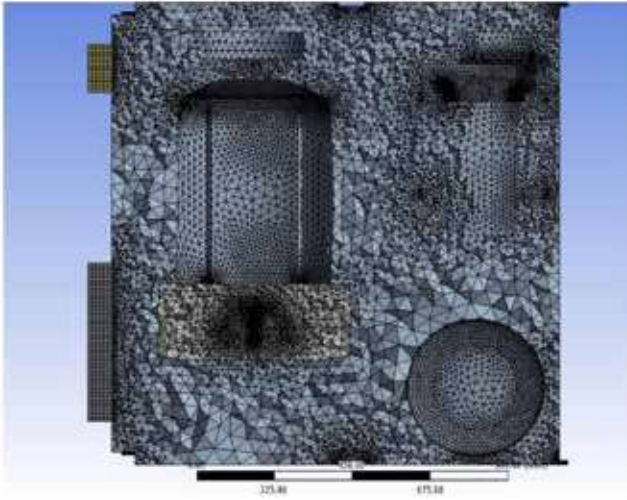
Kompresör kabınınin havalandırılması amacı ile soğutma havası giriş eleklerinin geometrisini modellemenin kabin çalışmasında kullanılacak sayısal ağ miktarını arttıracak ve analiz sürelerini uzatacak ön görülmüştür. Bu nedenle elek geometrisinin giriş debisine bağlı olarak oluşturacağı basınç kaybının Fluent yazılımı içerisinde *Porous Jump* modeli ile tanımlaması yapılmıştır. Aynı şekilde radyatörler için kullanılan Porous Media sınır şartında *Porous Jump* sınır şartına benzer bir hesaplama kullanılmıştır.

4. KULLANILAN ELEMAN VE DÜĞÜM NOKTASI, ELEMANLARIN ÖZELLİKLERİ

Sayısal ağ kalite parametrelerinde skewness ideal eleman şeklinden (2 boyutta eşkenar üçgen ve kare, 3 boyutta eşkenar tetrahedral ve küp) bozulmayı ifade eder. Maksimum Skewness değeri için 0.98'den daha büyük değerlerde olan hücrelerin

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

olmamasına, olacaksa kritik bölgelerden uzak ve az sayıda olmasına dikkat edilmiştir. Kompresör makinemizde analiz esnasında oluşturulan sayısal ağdaki minimum skewness değeri $4.00079e-10$ iken maksimum skewness değeri 0.8491'dir. Ortalama skewness değeri 0.238 mertebesinde dir. (Bakınız Şekil-4)



Şekil-4 Sayısal ağın (mesh) kabin kesitindeki yapısı

5. ANALİZDEN ELDE EDİLEN VERİLER SONUCU PROTOTİPTE YAPILAN İYİLEŞTİRMELER

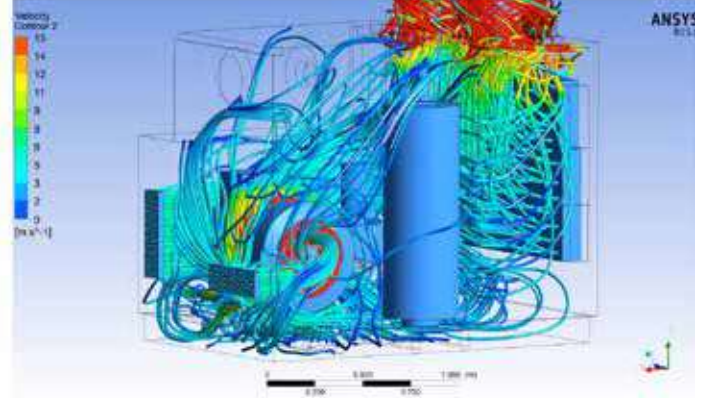
1- İlk tasarımda 2 adet 2.2 kW soğutma fan motoru kullanılırken, yapılan iyileştirmeler sonucu 2 Adet 1.5 kW ve 1 adet 0.37 kw soğutma fan motu kullanılmıştır. Bu sayede soğutma fanlarında toplamda 4.4 kW 'dan 3.37 kW'a düşülerek % 23.4 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

2- Ana tahrik motorunun eleklerden soğutma havası emişi daha verimli hale getirilmiştir. (Şekil-5 ve Şekil-6)

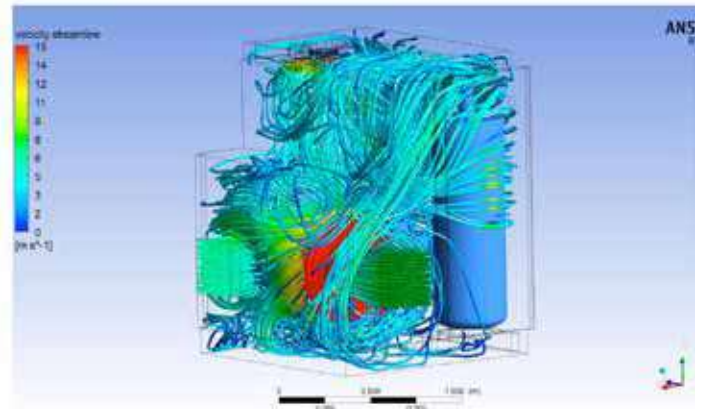
3- Kompresör içinde belirlenen kritik 3 noktadan alınan sıcaklık değerleri ile son tasarım ve ilk tasarım kıyaslanmıştır. Alınan sıcaklık değerlerine göre noktasal olarak 8°C ila 3°C arasında soğutma sağlanmıştır.

4- Hava radyatöründen geçen havanın sıcaklığında 0.8°C soğuma sağlanmıştır. (Şekil-7 ve Şekil-8)

5- Yağ radyatöründe geçen havanın sıcaklığında 3°C soğuma sağlanmıştır. (Şekil-7 ve Şekil-8)

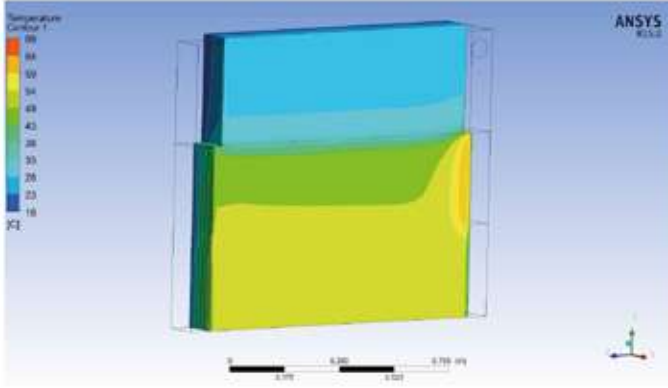


Şekil-5: İlk tasarım motor soğutma havası emiş

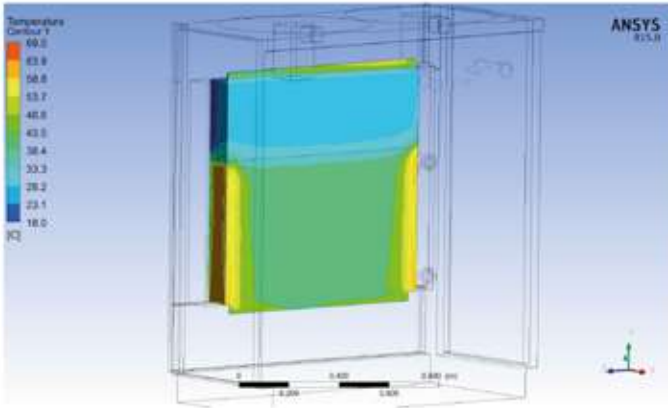


Şekil-6: Son tasarım motor soğutma havası emiş (Optimize edilmiş)

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil-7: İlk tasarım radyatör üzeri termal analiz



Şekil-8: Son tasarım radyatör üzeri termal analiz (Optimize edilmiş)

TEŞEKKÜR

Bu tip projelere destek vererek yüksek düzeyli teknoloji kullanımına olanak sağlayan TÜBİTAK'a, proje aşamalarında katkı sağlayan değerli akademisyen Sn.Prof.Dr.Erkan AYDER'e, danışmanlığına başvurduğumuz değerli akademisyen Sn.Prof.Dr. Hüseyin AKILLI'ya, ANSYS programının kurulup uygulanmasında rol alan Anova firmasına ve projenin dökümantasyonu konusunda destek veren İNOPARK firmasına teşekkürlerimizi bildiririz.

Firmamız Yönetim Kurulu Başkanı Sn. Murat SARACOĞLU ve Başkan Yardımcısı Sn. Aslı SARACOĞLU ÖZER'e ve projenin gerçekleştirilmesinde özverili katkılarda bulunan tüm firma çalışanlarına teşekkür ederiz.

ABSTRACT

COOLING PERFORMANCE IMPROVEMENT FOR SCREW COMPRESSORS

Compressed air cycle, oil cycle and cooling cycle are the main cycles in screw compressors. Cooling cycle is divided into 'air cooling' and 'water cooling' types. If there exists water cooling type; compressed air and oil can be cooled by water; otherwise atmospheric air is used to cool them. To be able to use water as cooling agent; a kind of cooling tower required; but for air cooling type; an additional facility is not required.

Air cooled screw compressor are taken into consideration for our purpose. In air cooled screw compressors; there are two main sections that have to be cooled by air: oil and compressed air radiators (coolers) section and inside of compressor unit: including screw block, electric motor, separator tank and connections. With this project; we have aimed to optimize the cooling procedure for both coolers and inside of the compressor cabin.

We have detected that there should be a sensitive balance while cooling the above mentioned sections. Otherwise, some problems can rise due to overheating of oil, compressed air or inside cabin and consequently electric motor & screw block.

Using over-sized cooling fans can cause energy inefficiency, over-sized compressor canopy and higher investment cost. Instead, we preferred to optimize the cooling process by using such ANSYS program which is described as below sections.

A prototype compressor with 75 kW motor power was constructed for this analysis. Detailed CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis on prototype has enabled us to decide on the critical points. Consequently, both computer analysis and actual measurements on the physical compressor have matched each other. Obtained values have assessed and suitable modifications are implemented on the prototype.

After optimization; it is realised that not only cooling process optimized, but also a 23.4% of reduction of fan power obtained.

The important result of this project is that; it is also applicable to higher and lower capacity air compressors. Since heat is the most important problem to be eliminated with compressors; efficient cooling is crucial for the whole process.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

HİDROSİKLOK AYIRICILARDA VORTEKS YAKALAYICI KANALI KONUMUNUN AYRIŞTIRMA PERFORMANSI VE ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Şükrü ERİKLİ

Ar-Ge Mühendisi

Dalgakıran Kompresör Makine A.Ş. / Yeditepe Üniversitesi
sukruerikli@dalgakiran.com

Ali Bahadır OLCAY

Asst. Prof. Dr.

Yeditepe Üniversitesi
bahadir.olcay@yeditepe.edu.tr

ÖZET

Hidrosiklon ayırıcılar kimya ve enerji sektörü başta olmak üzere birçok alanda tercih edilen imalatı basit, neredeyse bakım gerektirmeyen sistemlerdir. Verimlilikleri genellikle tüm sistem performansı içerisinde önemli bir yüzde kapsar. İçerilerle oluşan girdap biçimli akış gözlemlenmek ve geometrisi üzerinde yer alan parametrelerin performansa etkilerini formüle edebilmek için literatürde çalışmalar bulunmaktadır. Donanımsal ve yazılımsal olarak bilgisayar sistemlerinin gelişmesiyle birlikte yüksek girdaplı akışlar, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımları yardımıyla çözülebilmektedir.

Literatürde sıklıkla rastlanan çalışmalar genellikle siklon ayırıcılar üzerinedir. Hidrosiklon ayırıcılar sıvı-gaz ayırması için tasarlanmış yapılardır, siklonlar ise katı-gaz ayırması için tasarlanmışlardır. Bu yüzden hidrosiklon ayırıcılar siklon ayırıcılardan birçok noktada farklı fiziksel olguya sahiptir. Hidrosiklonlarda gaz içerisinde yüzen sıvı damlacıkları akış sırasında birleşebilir, bir damlacık birden fazla damlacığa bölünebilir veya damlacık yüzerken şekil değiştirebilir. Sıvı damlacıklar yüzeye belirli bir mesafeden fazla yaklaştıklarında yüzeye yapışabilirler, yüzeydeki hız belirli bir seviyenin üstüne çıktığında yüzeyden ayrılarak yeniden akışın içerisinde yüzmeye başlayabilir. Katı partiküller için ise bu durumlar mümkün değildir. Hidrosiklonların HAD ile modellenmesi siklonlarla kıyasla çok daha kapsamlı bir çalışma gerektirir.

Bu çalışmada, yağ enjekteli vidalı kompresörlerin hidrosiklonlarında girdap akış çizgilerinin oluşmasında büyük rol oynayan vorteks yakalayıcı kanalın yatay ekseninde konumu değiştirilerek, hidrosiklonun merkez ekseninden kaçık olması modellenmiştir. Bu durumun ayırma ve enerji performansı üzerindeki etkileri HAD yöntemiyle incelenmiştir. Alışlagelen hidrosiklon ayırıcılarda vorteks yakalayıcılar silindirik biçimdeki ana gövde ile eş merkezli konumda bulunurlar. Vorteks yakalayıcı, yatay düzlemde 4 farklı lokasyonda modellenmiştir. Merkez eksene eş merkezli oluşan girdap merkez ekseninde dalgalanmaya başlayarak S şekli çizdiği gözlemlenmiştir. Sonuçların standart hidrosiklon analizlerine oranla daha kaotik olduğu belirlenmiştir.

Siklon akışlarında akıştaki kayma kuvvetleri önemli yer tutmasından dolayı, HAD modeli içerisinde akış Reynolds Stress Model (RSM) ile modellenmiştir. Akış içerisindeki

damlacıklar için ise Discrete Phase Model (DPM) yaklaşımı kullanılmıştır. Alt modüller sıvı partiküllerin özelliklerinin kritik detaylarının simüle edilebilmesini sağlamaktadır. Deneysel metotları kapsayan çalışma sonuçları ile karşılaştırmalar yapılarak modelin doğruluğu sağlanmıştır. Bu çalışmada sonuç olarak vorteks yakalayıcının girdap oluşumuna etkileri gözlemlenmiştir. Oluşan girdap şekli ve merkez eksen eğrisi ayırma performansında ve basınç kaybında değişikliklere neden olmuş. En uygun girdap ekseninin elde edilmesi amaçlanmıştır. Analiz esnasında şimdiye kadar kooperatife olarak kullanılmamış bir çok modül birlikte kullanılmıştır.

1. GİRİŞ

Hidrosiklonlar gaz-sıvı karışımlarındaki sıvı partiküllerini gazdan fiziksel olarak ayırmak için kullanılan yapılardır. İmalatlarının kolay olması ve neredeyse hiç bakım gerektirmemeleri onları endüstride sıklıkla kullanılan sistemler haline getirmiştir. Hidrosiklonların içerisinde yüksek türbülanslı girdap akışların olması yapısı gereği doğaldır. Girdap biçimli akış sıvı partikülleri üzerinde merkezkaç kuvveti oluşmasını sağlayarak sıvı partiküllerini dış çepere çarpmasını oradan da hidrosiklonun tabanındaki yağ rezervuarına inmesini sağlar, böylece yağ partikülleri gaz fazından ayrılmış olur. Yüksek türbülanslı girdap biçimindeki akışın analitik olarak tahmin edilmesi ve hesaplanması mümkün değildir, bu yüzden empirik ve numerik yaklaşımlar daha doğru sonuçlar elde etmemizi sağlayacaktır. Bilgisayarların sayıede yapabildiği işlem sayısının düşük olması ve yeterli anlık depolama kapasitelerine sahip olmamalarından dolayı literatürde konu üzerinde yapılmış az sayıda numerik çalışma bulunmaktadır[4],[1]. Empirik çalışmalar ise çok eski tarihlerden günümüze kadar birçok örneğe sahiptir[3],[7]. Empirik çalışmaların en büyük dezavantajı akış hacmindeki hızların istenilen biçimde ve noktalarda düşük hata paylarıyla gözlemlenememesinden kaynaklanmaktadır. Numerik çalışmalarda ise her noktadan belirli hata payı aralığında gerekli değerler gözlemlenebilmektedir.

Hidrosiklondaki karakteristik türbülanslı akış hesaplamalarında akış içerisindeki kesme kuvvetleri önemli yer tutmaktadır. Bu yüzden genellikle girdaplı akışlarla tercih edilen Reynolds Stress Model (RSM) bu çalışmada kullanılmıştır. Denklemler için hesaplama hızını minimize etmek için Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) siklon modellemesinde Large Eddy Simulation (LES) ile kıyaslanmış

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

ve sonuç olarak RANS ile yapılan simülasyonların kabul edilebilir sapmalarla sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.[9]

Çift fazlı akış modelleri için yaygın olarak kullanılan iki farklı teori bulunmaktadır. Bu teoriler, sıvının her bir mesh içerisindeki hacmini tahmin edip hangi yöne doğru hareket edeceğini tahmin ederek çözüme yaklaşan Volume of Fluid (VOF) teorisi ve partikülleri noktasal olarak modelleyerek meshler üzerinde hesaplanan hız ve basınç değerlerini baz alarak partiküllerin davranışlarını modellemeyi amaçlayan Discrete Phase Model (DPM) teorileridir[10],[11]. VOF modellemesinde yağ rezervuarı DPM modellemesine göre daha yakın sonuçlar vermektedir. Yağ rezervuarı gaz akışına göre şekil değiştirebilmekte ve yüzeyinde meydana gelen dalgalanmalar damlacıkların gaz içerisindeki yüzme çizgilerini değiştirebilmektedir. DPM metotta ise yağ hacminin modellenmesi mümkün değildir, yağ yüzeyi duvar olarak tanımlanır ve yüzeydeki akış düz yüzeydeki akışla aynı karakteristikte seyreder. VOF baz alınarak yapılan modellemelerdeki en büyük problem hesaplama süresinin DPM metoduna göre çok uzun olmasıdır. DPM modellemede girişteki partiküllerin çapları dağılım biçiminde belirlenebilmektedir. VOF modellemede sıvı yüzeyindeki akış hızları gözlenemez dolayısıyla partiküllerin bölünmeleri veya çarpışıp yapışmaları doğru biçimde modellenemeyebilir. DPM modellemede ise partiküller üzerine partikül teorilerine göre bu olaylar uygulanabilmektedir. DPM modelleme üzerinde yapılan çalışmaların sonucu olarak Eulerina-Lagrangian yaklaşımlar doğru sonuçlar vermektedir.

Hidrosiklon ve siklon ayırıcılar modellenirken genellikle birbirlerine yakın modelleme teknikleri kullanılır diye düşünülür. Oysaki hidrosiklonlar birçok noktada siklon ayırıcılardan farklıdır. Siklon ayırıcılarda partiküller sabit boyutlu ve sabit şekildedirler. Sıvı partiküller ise şekil değiştirebilir bölünme veya birleşme çaplarında değişiklik yaratabilir. Siklon ayırıcılarda partikül çapı ayırma verimliliği konusunda kritik bir parametredir ve model içerisine dahil edilmesi gerekmektedir. Hidrosiklon modellemede partikül modeli bu yüzden siklon modellemesinden farklı biçimde modellenmelidir. Siklonlardaki katı partiküller yüzeyler çarptıklarında esnek çarpışma yaparak akış hacmine geri dönerler, hidrosiklonlarda ise yüzeye çarpan partiküller yüzeye yapışabilir veya yüzeyden ayrılabilirler. Ayrıca hidrosiklonlarda ayrışarak rezervuar bölüme inmiş partiküller akış hacmine dönebilirler, siklonlarda ise rezervuar kısmı genellikle ayırma kısmının dışında tutulur ve ayrışan partiküller akışa geri dönmeyebilir. Bu yüzden hidrosiklonlarda partikül modellemesi yapılırken breakup, coalescence modelleri kullanılmalıdır.

Siklonlar bazı araştırmacılar tarafından derinlemesine incelenmiştir. En ünlü araştırmalar toz siklonları üzerine yazılmıştır. Giriş çapı ve açısı Noroozil et al. tarafından incelenmiştir[12]. Siklon ana gövde çapı ise Yetilmezsoy,2006 yazısında incelenmiştir[13].

Bu çalışmada hidrosiklonların merkezinde bulunan çıkış borusu konumu paratmetrize edilerek ayırma performansı ve enerji verimliliği incelenmiştir. Ana gaz fazı RANS metot ile çözümlenmiş, partiküller ise DPM metodu kullanılarak incelenmiştir. Partikül modellemesinde breakup, coalescence ve stochastic mass etkileri dâhil edilmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda merkez kanalının konumunun ayırma ve enerji verimliliği konusunda ciddi etkileri olduğu görülmüştür.

SEMBOLLER

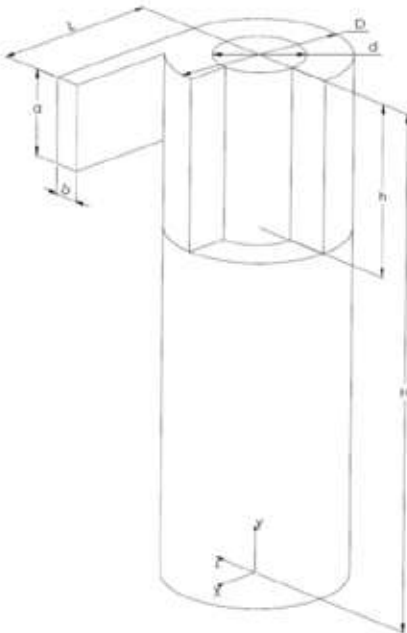
a	: Yükseklik
b	: Genişlik
d	: Hidrosiklon merkez kanalı çapı
D	: Hidrosiklon çapı
h	: Hidrosiklon merkez kanalı uzunluğu
H	: Hidrosiklon yüksekliği
L	: Giriş uzunluğu
u_p	: Partikül hızı
u'	: Türbülans kararsız hız hareketi terimi
t	: Zaman
x_p	: Partikül konumu
F_D	: Drag kuvveti
Re	: Reynolds sayısı
ρ	: Akışkan özkütlesi
d_p	: Partikül çapı
We	: Weber sayısı
m	: Kütle
r	: Partikül yarıçapı
b_{crit}	: O'rouke partikül birleşmesi için kritik sabit
μ	: Akışkanlık sabiti
τ	: Akışkan kesme kuvveti
C_D	: Drag sabiti
y	: TAB model bölünme kıyaslaması değeri
eff	: Verimlilik

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

2. PARAMETRİK YAĞ TANKI MODELİ

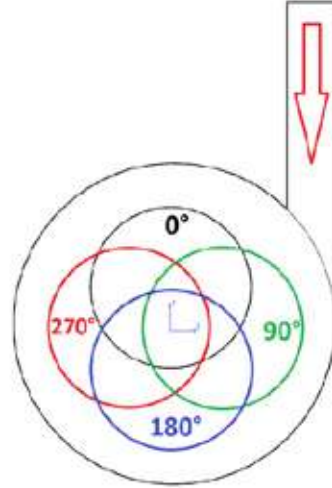
Hidrosiklon tip ayırıcılar genellikle silindirik ana gövde, tanjant bir giriş portu, vorteks durdurucu yağ yüzeyi ve merkezdeki çıkış kanalından oluşur. Merkezdeki çıkış kanalının boyutları ve konumu girdap oluşumunda önemli bir yere sahiptir. Merkez kanalının uzunluğu ve çapı hakkında Xiang Gao ve ekibi tarafından çalışmalar yapılmıştır.[1] Bu çalışmada ise merkez kanalının konumu merkezden 3 mm sapılarak enerji verimliliği ve ayırma performansı üzerindeki etkiler gözlemlenmiştir. Merkez kanalı 0° , 90° , 180° ve 270° olarak 4 farklı lokasyon da modellenmiştir (Tablo 1) (Şekil 1,2). Model doğrulama çalışmaları ise merkez kanalı dış çeperle eş merkezli konumdayken yapılmıştır.

Hidrosiklon Yüksekliği (H)		3D
Hidrosiklon Giriş Kanalı	Yükseklik (a)	0.5
	Genişlik (b)	0.15
	Alan ($a \cdot b$)	0.075
	Giriş Uzunluğu (L)	D
Hidrosiklon Merkez Kanalı	Çap (d)	0.5D
	Uzunluk (h)	D
Hidrosiklon Çapı (D)		D
Merkez Kaçıklığı	0° için	0.04D
	90° için	0.04D
	180° için	0.04D
	270° için	0.04D



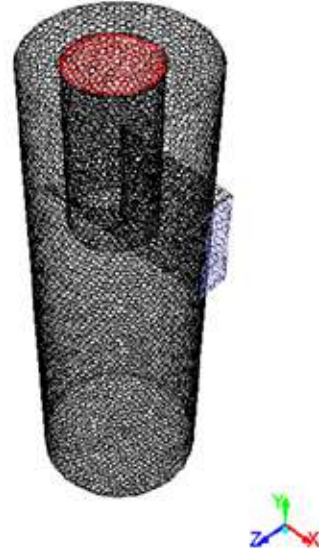
Şekil 1 - Yağ Tankı Geometrisi ve parametreleri

Tablo 1 - Yağ tankı parametreleri



Şekil 2 - Merkez kanalının kaçıklık açıları yağ tankı üst görünüşten

Tablo 1 de gösterilen model Solidworks de parametrik olarak modellenmiştir. 3 Boyutlu model otomatik ICEM-CFD meshleme modülünde tetrameshlerle meshlenmiştir. Akış yüksek türbülanslı ve girdaplı olduğu için polyhedral mesh tercih edilmiştir. Bu yüzden tetra meshler FLUENT meshing modülde polihedral meshlere dönüştürülmüştür. (Tablo 2) (Şekil 3)



Şekil 3 - Polimeshlerle örülmüş akış hacmi

	Mesh Sayısı
Tetrahedral PreMesh Sayısı	239790
Polihebral Mesh Sayısı	51698

Tablo 2 - Kullanılan mesh sayısı

Basınç ve hız akış denklemlerinde bağımlı iki değişkendir. Sınır koşulları belirlenirken bağımlı değişkenler göz önünde bulundurularak aşırı tanımlı bir analiz olmasından

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

kaçınılmalıdır. Bu yüzden sınır koşulları olarak giriş portu için sabit hız giriş koşulu çıkış portu için ise sabit statik basınç giriş koşulu atanmıştır. Bu sayede çıkış portundaki hız kendisini akış hacmindeki olgulara göre ayarlayacaktır, aynı biçimde giriş portundaki basınç da akış hacmindeki olgulara bağlı olarak değişecektir.

DPM model için oluşturulan sınır koşullarında ise giriş ve çıkış portları partiküller için kaçış portları olarak belirlenmiştir. Tüm çeperler türbülans modellemesi için durgun hava hızlı duvar olarak atanmıştır. DPM model için ise zemin türbülans özelliklerinin yanı sıra partikül kapama olarak tanımlanmıştır, yani herhangi bir partikül zemin ile temas ettiği zaman ayrılmış olarak sayılmaktadır. Tüm analizlerde yer çekimi -y yönünde -9.81 m/s² olarak varsayılmıştır. Hava ve yağın fiziksel özellikleri basınçlı ve yüksek sıcaklıklı ortamlardaki sapmaları göz önüne alınarak belirlenmiştir. Hava 298 K sıcaklıkta 6.1 bar basınç altında sabit 7.11 kg/m³ öz kütleye ve 18.5e-6 kg/m.s viskoziteye sahiptir. Yağ ise 832 kg/m³ öz kütleye ve 2.09e-6 kg/m.s viskoziteye sahiptir. Yağ damlacığı yüzey gerilmesi ise 0.056 n/m olarak alınmıştır[14].

Çalışmada 3 temel varsayım bulunmaktadır. Birincisi yağ tankı giriş portu endüstride imalat kolaylığı olduğu için yuvarlak boru kesitli kanaldan oluşur. Bu çalışmada ise modeli basitleştirmek için dikdörtgen kesitli giriş kanalı kullanılması tercih edilmiştir. İkinci varsayım yağ rezervuarının yüzeyi düz bir zemin olarak tanımlanmıştır. Bu baloncuk oluşumunun ve yağ yüzeyindeki dalgaların ayrıştırma performansına etkilerinin gözlenmesini engellemiştir. Son varsayım ise partiküller küresel biçimde modellenmiştir, şekil değiştiremezler, çapları değişebilir, bölünebilir veya birleşebilirler.

3. NUMERİK MODEL

Türbülans modellemede yoğun türbülanslı spiral biçimli akış olduğu için kesme kuvvetlerinin de çözüm denklemlerine dâhil edildiği RSM tercih edildi. Kaya ve Karagöz[4] ün türbülanslı akışlar için yaptığı çalışma baz alınarak çözücü modüller olarak basınç için PRESTO, hız çözümlemesi için SIMPLEC, moment ayrıştırması için QUICK, türbülans kinetik enerjisi için ikinci derece çözücü ve son olarak birinci derece Reynolds stres temeline göre çözüm tercih edildi. RSM model çözümleme zamanını uzatsa da yoğun türbülanslı akışlar için kullanılması gerekiyor. Partiküllerin izlenebilmesi için DPM metot tercih edildi. DPM modülün alt modelleri olarak Saffman Lift Force, Discrete Random Walk(DRW), Breakup, Stochastic Collision ve Coalescence kullanıldı. Yağ partiküllerinin hacimsel fraksiyonu %10-12 den daha düşük olduğu için ana faz akışı olan gaz akışına etkileri göz ardı edildi.

Partikül hızını belirleyen en güçlü etken partikül üzerindeki akışın partikül üzerine uyguladığı kuvvettir. VOF modellemede partikül üzerindeki hız gözlemlenemediği için partikül hızları tutarlı sonuçlar vermemektedir. Partikül hızını üzerindeki kesme kuvvetini ve diğer kuvvetleri göz önünde bulundurduğumuzda aşağıdaki denklem(3.1) elde edilir.

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{1}{\tau_p}(u - u_p) + a \quad (3.1)$$

Bir sonraki adımdaki partikül hızı için bu formül türetildiğinde aşağıdaki denklemi elde ediyoruz.

$$u_p^{n+1} = \frac{u_p^n + \Delta t(a + \frac{u^n}{\tau_p})}{1 + \frac{\Delta t}{\tau_p}} \quad (3.2)$$

Hızları tespit edildiğinden temel fizik formülleriyle partikülün yeni konumu tespit edilebilir.

$$x_p^{n+1} = x_p^n + \frac{1}{2} \Delta t(u_p^n + u_p^{n+1}) \quad (3.3)$$

Partikül üzerine etki eden kuvvetler partikül üzerindeki ivmeyi belirler. Partikül üzerindeki kuvvetler kabaca drag kuvvetine, partikül ve ana faz arasındaki özütü farkına bağlıdır. Bunların yanı sıra partikül öz kütlesi ana faza göre çok büyükse ek olarak bir ivme kuvveti daha açığa çıkar. Aşağıdaki denklemlerde F_x olarak gösterilen bu kuvvet içeriğinde farklı etkenlerden kaynaklanan kuvvetler toplamıdır. Yağ öz kütlesi basınç altındaki havanın öz kütlesine oranla çok büyük olduğu için F_x kuvvetinin içerisindeki en güçlü parametreyi Saffman Lift Force oluşturur. Bu yüzden diğer kuvvetler göz ardı edilmiş ve F_x kuvvetini sadece Saffman Lift Force un oluşturduğu varsayılmıştır.

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (3.4)$$

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (3.5)$$

$$Re \equiv \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (3.6)$$

$$F_x = \vec{F} = \frac{2Kv^{1/2} \rho d_{ij}}{\rho_p d_p (d_{ik} d_{kl})^{1/4}} (\vec{v} - \vec{v}_p) \quad (3.7)$$

Türbülans akışlarda hız denklemine ek olarak kararsız hız hareketleri için ek bir terim daha eklenir.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.8)$$

Kararsız terimi partikül hızı hesaplamalarına ekleyebilmek için DRW alt modeli aktif hale getirildi. Bu sayede türbülanslı akışlar içerisinde geçen bir partikülün hızında ortalama hızın dışında dalgalanmalar göz önünde tutulacaktır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Partiküller çarpıştığı zaman çarpışmanın sonucu olarak elastik çarpışma veya birleşme meydana gelir. İki partikülün çarpışmasının sonucunu öngörmek için Weber Sayısı kullanılır.

$$We_c = \frac{\rho U_{rel}^2 \bar{D}}{\sigma} \quad (3.9)$$

Partiküller birbirlerine yaklaştıklarında kütle çekiminden ve statik yüklerden dolayı birbirleri ile birleşebilirler. Bu birleşme coalescence olarak adlandırılır. Birleşme için gerekli olan mesafe partiküllerin çaplarının oranlarıyla bağlantılıdır. Bu bağlantıyı O'Rourke[8] yaptığı çalışmasında formüle etmiştir.

$$b_{crit} = (r_1 + r_2) \sqrt{\min(1.0, \frac{2.4f}{We})} \quad (3.10)$$

O'Rourke çalışmalarında birleşmenin enerji kaybına yol açtığını düşünmektedir. Bu yüzden birleşen veya çarpışan partiküllerin olay sonrasındaki hızlarını hesaplamak için sadece momentum denklemlerini kullanmak yeterli değildir, çarpışmada kaybedilen enerjiyi de denkleme eklemek gerekir. Çarpışma sonrasındaki hızın tespiti için aşağıdaki denklem türetilmiştir.

$$v'_1 = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2 + m_2 (v_1 + v_2)}{m_1 + m_2} \left(\frac{b - b_{crit}}{v_1 + r_2 - b_{crit}} \right) \quad (3.11)$$

Partikül ana faz içerisinde yüzerken çapındaki değişim partikül çapının yarısı boyutlarına yaklaşırsa partikül bölünmüş olarak sayılır. Partiküller üzerinde bu teoriyi uygulayabilmek için TAB alt modeli kullanılmıştır. TAB alt modelini kullanabilmemiz için Weber sayısı 100 ün altında olmalıdır. TAB modeldeki kriter aşağıdaki denklemdeki y değeri 1 den büyük olduğu zaman partikül bölünür.

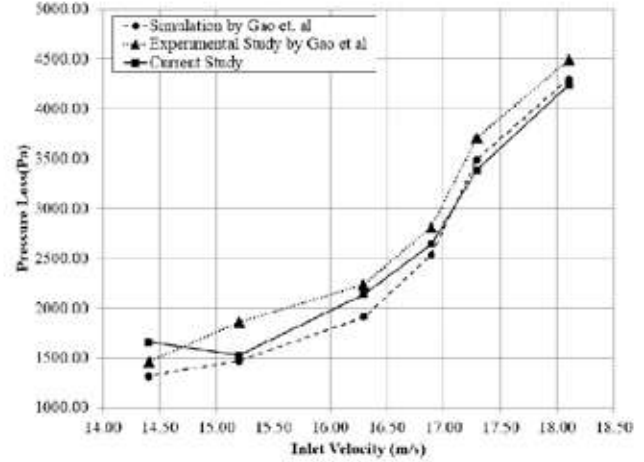
$$y(t) = We_c + e^{-i(t/t_d)} \left[(y_0 - We_c) \cos(\omega t) + \frac{1}{\omega} \left(\frac{dy_0}{dt} + \frac{y_0 - We_c}{t_d} \right) \sin(\omega t) \right] \quad (3.12)$$

4. SİMULASYON SONUÇLARI

Ş.Erikli ve A.B.Olcay(2015)[2] yaptıkları çalışmada merkezdeki çıkış kanalı için Gao ve ekibinin(2014)[7] yaptıkları deneysel çalışmalarla sonuçları kıyaslamışlardır. Kıyaslama sonucunda elde edilen sapma oranları kabul edilebilir seviyelerdedir. Kıyaslama sonuçları Tablo 3 ve Grafik 1 de verilmiştir.

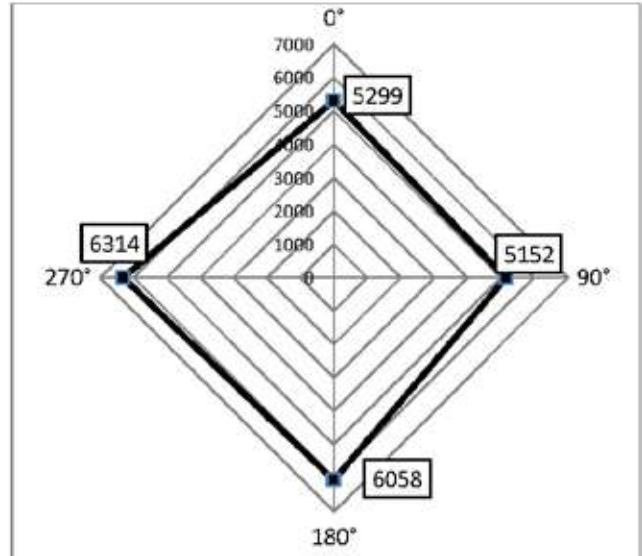
Giriş Hızı (m/s)	18.10	17.29	16.89	16.30	15.20	14.40
Basınç Kaybı (Pa)						
Deneysel Sonuçlar	4495.3	3711.46	3008.99	2235.97	1361.66	1468.11
Xiang Gao nun Simülasyon Sonucu	4296.10	3487.84	2534.73	1913.06	1473.48	1326.43
Ş. Erikli A.B.Olcay Simülasyon Sonucu	4239	3388	2645	2144	1529	1510
Simülasyon Sonuçlarındaki Sapmalar						
Xiang Gao nun Simülasyon Sonucu	4%	6%	10%	14%	21%	10%
Ş. Erikli A.B.Olcay Simülasyon Sonucu	6%	9%	6%	4%	18%	-3%

Tablo 3 - Simülasyon sonuçlarının rakamsal olarak deneysel sonuçlarla kıyaslaması[2]



Grafik 1 - Simülasyon sonuçlarının grafik üzerinde deneysel sonuçlarla kıyaslaması[2]

Simülasyonlar sonucunda çeşitli konumlarda pozisyonlandırılan merkez kanalı farklı basınç kayıplarına ve ayrıştırma verimliliği değerleri vermiştir. Grafik 2 de görüldüğü üzere en düşük basınç kaybı 0° deki açıda gözlemlenmiştir. En yüksek basınç kaybının gözlemlendiği 270° den yaklaşık 1000 Pa daha düşük basınç kaybına sahiptir. Simülasyonlar sabit 17.33 m/s hızla yapılmıştır.



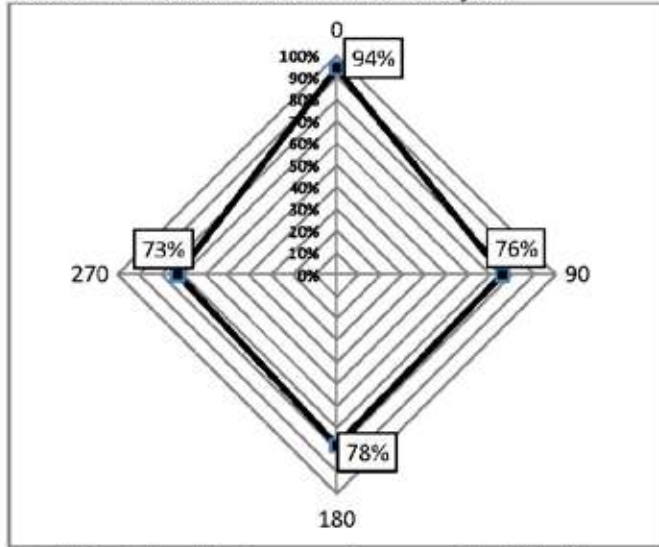
Grafik 2 - Merkez Çıkış Borusunun Konumuna Göre Hidrosiklonun Oluşturduğu Basınç Kaybı (Pa)

Ayrıştırma verimliliğini hesaplamak için ayrıştırıcıya giren partiküllerin kütlesi ile ayrıştırıcıda yakalanan partiküllerin kütleleri oranlandı (Denklemler 4.1). Ayrıştırıcının akış alanında bazı partiküllerin ayrıştırıcının akış hacminde kendini tekrar eden akış döngüsüne girdiği gözlemlendi. Bu partiküller ayrıştırıcıdan kaçmış olarak varsayıldı.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

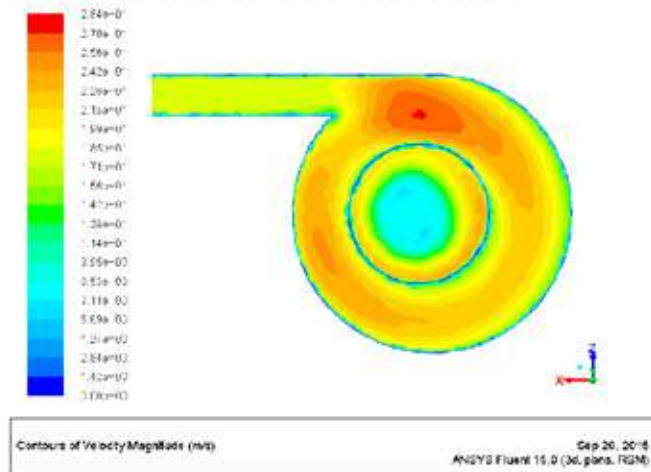
$$eff\% = \frac{m_{in} - m_{out}}{m_{in}} \quad (4.1)$$

Ayrıştırma verimliliği Grafik 3 de gösterilmiştir. Sonuçlara göre en yüksek ayrıştırma performansı %94 ile 0 derecede konumlandırılmış merkez kanalında maksimum düzeydedir. %73 ile 270° lik konumda ise minimum düzeydedir.

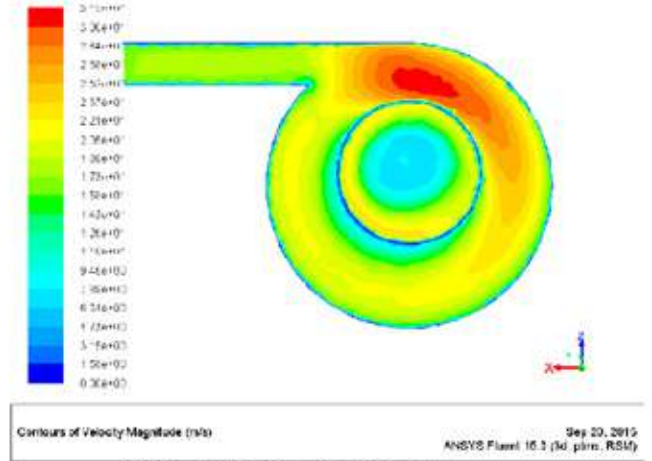


Grafik 3 - Merkez Çıkış Borusunun Konumuna Göre Hidrosiklonun Ayrıştırma Verimliliği

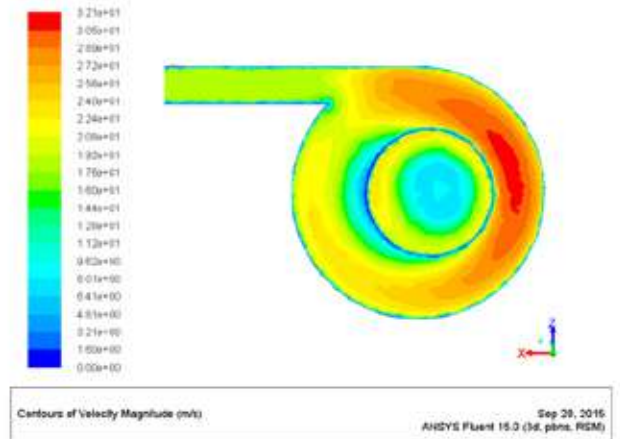
Basınç kayıplarındaki ve ayrıştırma verimliliğindeki farkların sebebini gözlemleyebilmek için giriş portunun dikey düzlemdeki orta noktasından zemin yüzeyine paralel bir kesit olarak hız nicelikleri kontörleri alınarak incelendi.



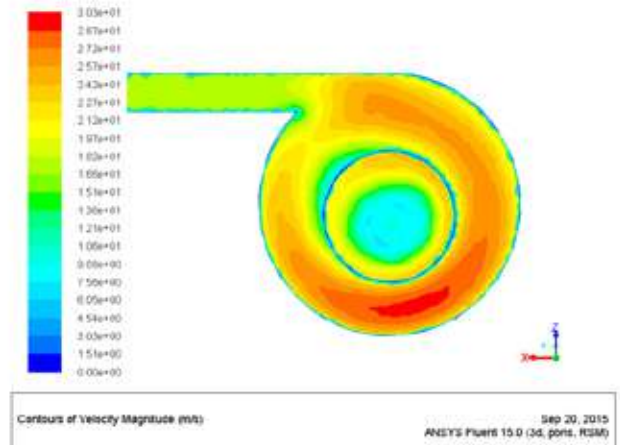
Şekil 4 - 0° deki hız niceliği konturu



Şekil 5 - 90° deki hız niceliği konturu



Şekil 6 - 180° deki hız niceliği konturu



Şekil 7 - 270° deki hız niceliği konturu

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

5. SONUÇLAR VE YORUMLAR:

Merkez kanalının pozisyonunun değiştirilmesi basınç kaybı ve ayrıştırma performansını ciddi seviyelerde etkilemektedir. Girdaplı akışın hızı giriş portundaki akış hızının üzerindedir ve ayrıştırmanın büyük bir kısmı siklonda girdaplı akışın olduğu bölüme meydana gelmektedir.

En düşük basınç kaybının ve en yüksek verimliliğin olduğu 0° de merkez kanalı bulunan modelde hız değerleri düşük seviyede ve homojen dağılmıştır (Şekil 4). En yüksek basınç kaybı ve en düşük ayrıştırma verimliliğinin olduğu modelde ise hızlar eşit miktarda dağılmamış ve partiküllerin yüzeye temasının başladığı bölgede hızlar yüksek olarak görülmektedir (Şekil 7). Bu noktada partiküller ana faza birlikte hızlanarak dış duvara çarparak ana faza geri dönüyor ve parçalanabiliyor olabilirler. Olabildiğince eşit dağılmış hız değerleri ayrıştırma verimliliğini pozitif yönde etkiliyor.

Merkez kanalının 0° de bulunması merkez kanalının arkasında kalan düşük hızlı alanın küçülmesine ve burada oluşabilecek küçük girdapların ihtimalinin azalmasına neden olmuştur.

Merkez kanalının %4 oranında kaydırılması basınç kaybında ve ayrıştırma verimliliğinde artışa neden olmaktadır. Merkez kanalının dış çepere çok yaklaşması yüksek hızlara sebep olabilir, bu da performansın düşmesine ve bağımsız girdapların oluşmasına neden olabilir.

TEŞEKKÜR

Destek ve katkıları için Dalgakıran Kompresör ve Yeditepe Üniversitesine teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

- [1] J. C. J. F. X. P. Xiang Gao, "Numerical investigation of the effects of the central channel on the flow field in an oil-gas cyclone separator," *Internal Journal of Refrigeration*, no. 36, p. 10, 2013.
- [2] S.Erikli A.B. Olcay, "Inlet Diameter and Flow Volume Effects on Separation and Energy Efficiency of Hydrocyclones" *2015 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 90 012074*
- [3] A.J.Hoekstra, Gas flow field and collection efficiency of cyclone separators, 2000.
- [4] I. K. F.Kaya, "Performance analysis of numerical schemes in highly swirling turbulent flows in cyclones," *Current Science*, vol. 94, no. 10, 2008.
- [5] "Numerical modelling of droplet break-up for gas atomization," *Computational Materials Science*, vol. 38, p. 282-292, 2006.
- [6] Y. Z. X. Y. Y. C. X. P. Xiang Gao, "The Research On The Performance Of Oil-gas Cyclone Separators In Oil Injected Compressor Systems With Considering The Collision And Breakup Of Oil Droplets," *Purdue University Purdue e-Pubs International Compressor Engineering Conference*, no. 2119, p. 10, 2012.
- [7] J. C. J. F. X. P. Xiang Gao, "Numerical and experimental investigations of the effects of the breakup of oil droplets on the performance of oilgas cyclone separators in oil-injected

compressor systems," *Computer&Fluids* 92, no. 45-55, p. 10, 2014.

[8] P. B. F. O'Rourke, "Modeling of Drop Interactions in Thick Sprays and a Comparison," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, pp. 101-106, 1980.

[9] G. Gronald a, J.J. Derksen b, "Simulating turbulent swirling flow in a gas cyclone: A comparison of various modeling approaches " *Powder Technology* 205 (2011) 160-171

[10] Kamel A. Elshorbagy, Amr Abdelrazek* and Mohamed Elsabaawy, "Effect of Volume Fraction on the Performance and Separation Efficiency of a De-oiling Hydrocyclone", Faculty of Engineering, Alexandria University, Alexandria, EGYPT, Elshorbagy et al CFD Letters Vol. 5(4) 2013

[11] J. ZHANG et al., Numerical Simulation of Solid-liquid Flow in Hydrocyclone, *Chem. Biochem. Eng. Q.* 25 (1) 37-41 (2011)

[12] S. H. H. Sooran Noroozi, "CFD Simulation of Inlet Design Effect on Deoiling Hydrocyclone Separation Efficiency," *Chem. Eng. Technol.*, no. No. 12, p. 1885-1893, 2009.

[13] K. Yetilmezsoy, "Determination of Optimum Body Diameter of Air Cyclones Using a New Empirical Model and a Neural Network Approach," *ENVIRONMENTAL ENGINEERING SCIENCE*, vol. 23, no. 4, 2006.

[14] S.K. Dorvloa, S. Palzerb, M. Hartmann, M.J. Hounslowa, A.D. Salmana "Technique for Measuring Liquid Penetration into Single Granules" Department of Chemical and Process Engineering, University of Sheffield, Mappin Street, S1 3JD, UK

ABSTRACT

Hydro cyclone separators are commonly used in chemical and energy industry through their simple manufacturing process and nearly maintenance-free specifications. The efficiency of hydro cyclones takes a considerable amount of percentage on overall system efficiency. To observe air flow inside hydro cyclones, there are a lot of studies in literature. Neither experimental nor simulation results for cyclone flow observation are easy to achieve, because, the flow is quite chaotic and it cannot be observed with cross sections. Latest developments on CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation enable researchers to understanding the cyclone flow better.

The articles which are related to cyclones are more common than hydro cyclones. The main difference between cyclones and hydro cyclones is that hydro cyclones separate liquid particles from gas whereas cyclones separate solid particles from gas. While observing separation process in hydro cyclones, there are many different physical phenomena can be observed. The liquid particles can be broken up, merged or reshaped whereas solid particles cannot. Another specification of liquid particles is that if a liquid particle gets close to surface enough, it can stick to the surface or if the surface flow speed increases over specific limit velocity, liquid particle separates from surface and starts

to flow in main gas flow. Therefore simulation of hydro cyclone is more complicated than cyclones.

In this study, the effects of vortex finder location on horizontal positions of hydro cyclones were observed with CFD simulation. Commonly, hydro cyclones are produced concentric vortex finder with main body. The hydro cyclone simulated with 4 different out-of-centre vortex finder positions. The simulation shows that eye wall of vortex flow takes the form of “S” letter when vortex finder. The flow profile is more chaotic than standard hydro cyclone simulations.

As a result of importance of shear stress forces of flow in cyclones Reynolds Stress Model (RSM) was preferred. For the liquid particles Discrete Phase Model (DPM) was used. The results were corroborated with comparing experimental results. The results show that the effects of the vortex finder position horizontal plane are significant regarding to separation and pressure loss efficiency. The most efficient position is observed when the vortex finder positioned close to the main body interior wall near inlet port.

MATHEMATICAL MODELING OF PERFORMANCE OF A LIQUID PISTON COMPRESSOR

Süleyman Doğan Öner

Department of Mechanical Engineering
İ.D. Bilkent University
Email: oner@ug.bilkent.edu.tr

İbrahim Nasuh Yıldırım

Department of Mechanical Engineering
İ.D. Bilkent University
Email: ibrahim.yildiran@ug.bilkent.edu.tr

Okan Deniz Yılmaz

Department of Mechanical Engineering
İ.D. Bilkent University
Email: okany@ug.bilkent.edu.tr

Barbaros Çetin

Department of Mechanical Engineering
Associate Professor
İ.D. Bilkent University
Email: barbaros.cetin@bilkent.edu.tr

ABSTRACT

The compressed air produced by compressors has been using in many different industries, and the efficiency of a compressor is important regarding the both the economical and environmental aspects. In a conventional compressor, a solid piston compresses the air. During this compression process, an air leak occurs which diminishes the performance of a compressor. The leakage becomes even greater as the operation time increases. Moreover, the compression process of the solid piston performed at a relatively high speed (several hundred rpms) to minimize the air leakage. Since the gas does not have enough time to have enough heat transfer, compression at high speed increases in the gas temperature, which leads to an inefficient compression process. One alternative to overcome this issue is to use liquid piston in which the solid piston is replaced by the liquid rising in a column. This way, both the air leakage can be avoided and the compression process can be performed slower. Moreover, due to the circulating nature of the water, and the superior heat transfer characteristic of the flowing water, a better heat transfer can take place which leads to a lower temperature rise of the gas, and hence more efficient compression process. With a more efficient compression process, the environmental foot print of the process can be minimized. In this study, a mathematical model to predict the performance of a liquid piston is developed. The liquid

piston considered in this study includes also small metal tubings inside the main cylinder to enhance the heat transfer between the liquid and the compressed gas. The performance of the liquid piston compression is presented as a function of number of tubes packed in the main cylinder.

NOMENCLATURE

m	mass (kg)
A	heat transfer area (m^2)
A_c	cross-sectional area (m^2)
C	Sutherland constant (120 K)
h	convective heat transfer coefficient
k	thermal conductivity of the gas (W/m·K)
C_v	specific heat capacity (kJ/kgK)
L	axial extent of heated region (m)
Nu	Nusselt number, hL_{char}/k
Re	Reynolds number, VL_{char}/μ
p	Pressure (Pa)
P	Wetted perimeter (m)
Pr	Prandtl number, μ/α
$\forall$	volume of the gas (m^3)

t	tube wall thickness (m)
D_i	inner tube diameter (m)
D_o	outer tube diameter (m)
D_{pc}	outer diameter of the cylinder (m)
T	temperature (K)
T_w	wall temperature (K)
T_o	reference temperature (K)
U	internal energy (kJ)
V	Average velocity (m/s)
f	friction factor
W_f	frictional work (J)
W	compression work (J)
E	stored energy (J)

Greek

ν	kinematic viscosity
ρ	density
μ_o	reference dynamic viscosity
η	efficiency
η_{comp}	compression efficiency
ε	surface roughness

Subscript

c.v.	control volume
g	Gas

INTRODUCTION

Pressurized air is commonly used in industry. Compressors with reciprocating pistons are preferred to increase pressure of air. These compressors are using mechanical power to move the metal piston in a cylinder in which the pressure of air is increased. At the end of compression process, the air is delivered to a storage tank through valves. Then, another valve is opened to suck atmospheric air in to the cylinder. This cycle runs over and over again till the filling of storage tank with air at desired pressure. During the compression process, an air leak occurs. To minimize the amount of air leak, the compression process should be performed at a relatively high speed (typically several hundred rpms). Although increased piston velocity prevents gas leakage up to some extent, it also restricts the amount of heat transfer from the pressurized gas to the environment. Hence, temperature of air is increased. This situation hinders to obtain pressurized air with high efficiency, because some amount of work delivered by the motor is used to increase temperature of the gas [1]. In addition to this, when air is cooled to room temperature in storage tank, its pressure decreases significantly.

As an alternative technology, the replacement of the solid piston with a liquid piston has been suggested [2]. In a liquid piston compressor, water, oil or some another appropriate liquid can be pumped into a cylinder to pressurize the air. When desired pressure is maintained, the check valve let the air be transferred to storage tank. There are major improvements coming with liq-

uid piston compressor. The most significant advantage of this new concept is to prevent gas leakage inherently by the nature of the liquid [3]. Since the air is not allowed to leak, the cycle can be operated slower than conventional compressors which allows the heat transfer to take place which will decrease the temperature rise during the compression process. Hence, the efficiency of compressor is increased by using the power delivered by the pump almost only to increase the pressure of air. Moreover, inclusion of some metal inserts can further enhance the heat transfer between the pressurized air and the water, hence the efficiency of the compression process [4]. Therefore, liquid piston compressors serves as a more environmentally friendly alternative compared to conventional compressors by supplying the same amount of air with desired pressure with a less power.

In this study, a mathematical model to predict the performance of a liquid piston is developed. The liquid piston considered in this study includes also small metal tubings inside the main cylinder to enhance the heat transfer between the liquid and the compressed gas. The performance of the liquid piston compression is presented as a function of number of tubes packed in the main cylinder. The polytropic constant, compression efficiency, total efficiency and the total work per stroke of the compression process is determined as a function of number of tubes inserted in the main cylinder.

THEORY

Taking the control volume as the gas inside the cylinder (see Figure), by neglecting kinetic and potential energies, first law of thermodynamics reads as:

$$\frac{dU_{c.v.}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (1)$$

The term on left hand side can be written as:

$$\frac{dU_{c.v.}}{dt} = C_v T_g \frac{dm_{c.v.}}{dt} + m_{c.v.} C_v \frac{dT_g}{dt} \quad (2)$$

where T is the temperature of the gas inside the cylinder at time t . The stroke of a piston composed of two phases. In Phase-I, only the compression process takes with a closed valve. When the desired critical pressure (P_c) is reached the valve opens and the compressed gas is transferred out of the cylinder at constant pressure, P_c (Phase-II). The rate of change of the mass inside the control volume can be written as:

$$\frac{dm_{c.v.}}{dt} = \begin{cases} 0 & t < t_c \quad (\text{Phase-I}) \\ \rho A_c \dot{x} - \frac{P_c}{R_g T_g^2} \frac{dT_g}{dt}, & t > t_c \quad (\text{Phase-II}) \end{cases} \quad (3)$$

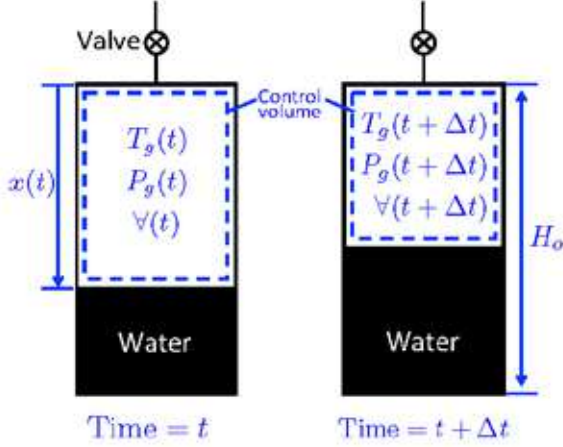


FIGURE 1. Schematics of the cylinder with metal tubes

where t_c is the time when the critical value is reached.

The first term on the right hand side of Eq. 1 indicates that convective heat transfer between the gas and solid walls which are assumed to be kept at constant temperature of T_∞ (neglecting heat transfer occurring at the interface of the water and the gas):

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T - T_g) \quad (4)$$

To estimate the heat transfer coefficient, the gas flow within the cylinder can be modeled as a fully-developed pipe flow, and the Nusselt number can be determined as [1]:

$$Nu = \frac{hL_{char}}{k} = aRe^m Pr^n \quad (5)$$

where a , m and n are constant which depend on the flow regime. Within the operational temperature range of the process, the thermo-physical properties of the gas is temperature dependent. However, considering only the kinematic viscosity as a function of temperature following Sutherland's law

$$\nu = \frac{\mu_0}{\rho} \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \quad (6)$$

the heat transfer coefficient can be determined by the following constants with $Pr = 0.7$ [1]:

$$\begin{aligned} a = 0.664, \quad m = 1/2, \quad n = 1/3 & \quad \text{laminar flow (Re} < 2300) \\ a = 0.023, \quad m = 0.8, \quad n = 0.3 & \quad \text{turbulent flow (Re} > 2300) \end{aligned}$$

The second term on the right hand side of Eq. 1 describes the rate of work done on the control volume and can be calculated as:

$$\dot{W} = P_g \frac{dV}{dt} \quad (7)$$

Moreover, the temperature, pressure and the density of the gas is related to each other through the Ideal Gas Law at any instant:

$$P_g = \rho R_g T_g \quad (8)$$

Eq. (1) can be integrated numerically with the following initial conditions:

$$T_g = 300 \text{ K} \quad \text{at} \quad t = 0 \quad (9)$$

$$P_g = 1 \text{ bar} \quad \text{at} \quad t = 0 \quad (10)$$

$$V_o = A_c H_o \quad \text{at} \quad t = 0 \quad (11)$$

To determine the compression efficiency, the energy stored in the compressed gas needs to be calculated. The stored energy equation can be stated as [1]:

$$E = P_c V_{final} \ln \left| \frac{P_c}{P_{atm}} \right| \quad (12)$$

The work delivered to the gas during compression can be determined once the area under the P - V curve of compression process is calculated numerically. Then the compression efficiency, η_{comp} , can be determined as:

$$\eta_{comp} = \frac{E}{\int_0^{V_o} P_g dV} \quad (13)$$

For the calculation of the total efficiency, the frictional work supplied to generate the liquid flow up needs to be calculated together with the work required for the compression. The frictional work can be obtained by multiplying the pressure drop with the rate of change of the volume of the water:

$$W_f = \int_0^{V_o} \Delta P dV \quad (14)$$

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

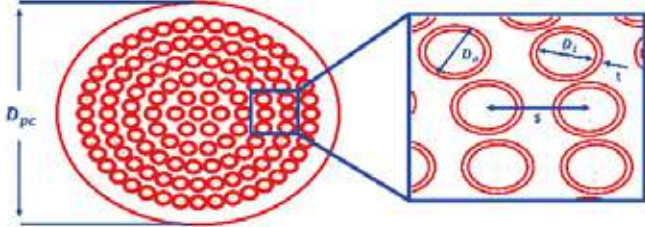


FIGURE 2. Schematics of the cylinder with metal tubes

where pressure drop can be determined as:

$$\Delta P = f \frac{H_o - x \rho \dot{x}^2}{L_{char}} \frac{1}{2} \quad (15)$$

where f represents the friction factor and can be obtained as:

$$f = \begin{cases} 64/Re & \text{(for laminar flow)} \\ \frac{1.325}{\left[\ln\left(\frac{\epsilon}{3.7L_{char}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} & \text{(for turbulent flow)} \end{cases} \quad (16)$$

Once the pressure drop is calculated, the total efficiency which takes frictional losses into account can be stated as follows;

$$\eta = \frac{E}{W + W_f} \quad (17)$$

So far, the mathematical model has been developed for a liquid piston compressing an air in the cylinder. The compression efficiency of the process can be further increased by introducing metal tubes inside the cylinder. Once the model tubes are introduced, the heat transfer takes place both in the inner surface of the tubes and the outer surface of the tubes. The heat transfer occurring at the inner surface can be taken into account by calculating the appropriate heat transfer area (the heat transfer coefficient is same for each tube). For the outer surface, the heat transfer coefficient can be determined by defining the hydraulic diameter as follows (referring to Fig. 2):

$$D_h = \frac{A_c}{P_w} = \frac{A_{co} - N_t \times \pi(D_o^2 - D_i^2)/4}{N_t \pi D_o} \quad (18)$$

TABLE 1. Number and Dimensions of Tubes

D_i	t	D_o	N_{max}
1.8	1.0	3.8	2000
4.8	1.0	6.8	600

Similarly, the calculation of the frictional work can also be modified to take into account the flow inside the tubes and the outside the tubes.

RESULTS AND DISCUSSION

The compression process can be characterized as $PV^n = C$ where n being the polytropic constant. The process has two limits. One limit is the reversible and adiabatic (i.e. isentropic) case, where n becomes the k ($=1.4$ for air) being the specific heat ratio. The other limit is the isothermal limit where the n becomes unity. Isothermal case allows the highest heat transfer and requires the minimum work input for the compression process. The compression process can be modeled mathematically as discussed previously. In this section, the polytropic constant, work input per stroke, total process time to fill a 80 – L air tank, compression and total efficiency of the process are presented as a function of number of tubes inserted into the cylinder and the different flow rates. The orientation of the tubes inserted into the cylinder is depicted in Fig. 2. The geometric parameters used in the analysis is given in Table 1. Two different diameters for the tubes are used. Depending on the diameters of the tubes, the maximum number of tubes that can be stacked into the cylinder differs. The maximum number of tubes for a closely packed condition are also given in the table.

Fig. 3 shows the polytropic constant as a function of number of tubes and the flow rate. Two limiting cases are also indicated on the figure. It is clear that when number of tubes are increased, the compression process is getting closer to the isothermal case since the heat transfer area increases. As the flow rate decreases, the process is also getting closer to the isothermal case which is quite expected since the process getting slower and slower gas

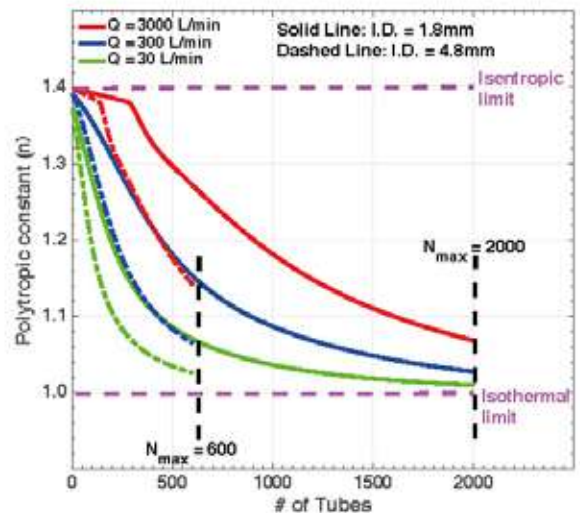


FIGURE 3. Polytropic constant of the compression process

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

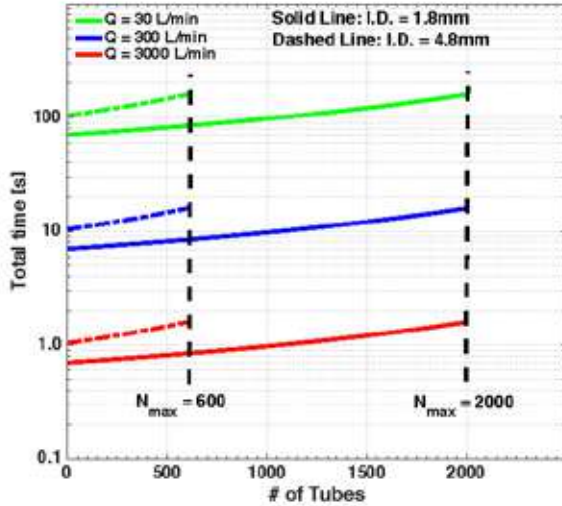


FIGURE 4. Total time to fill 80 L air tank

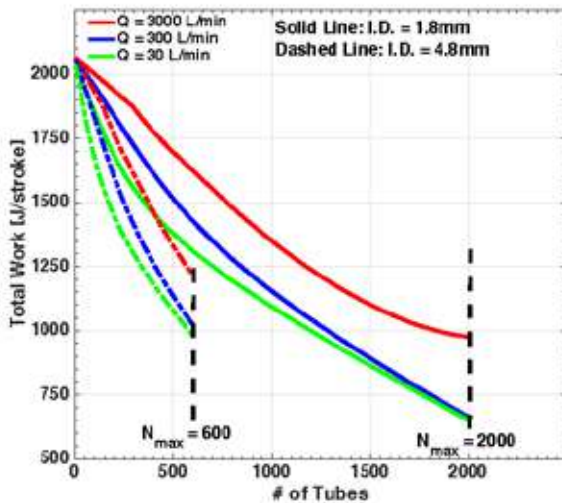


FIGURE 5. Total work per stroke of the compression process

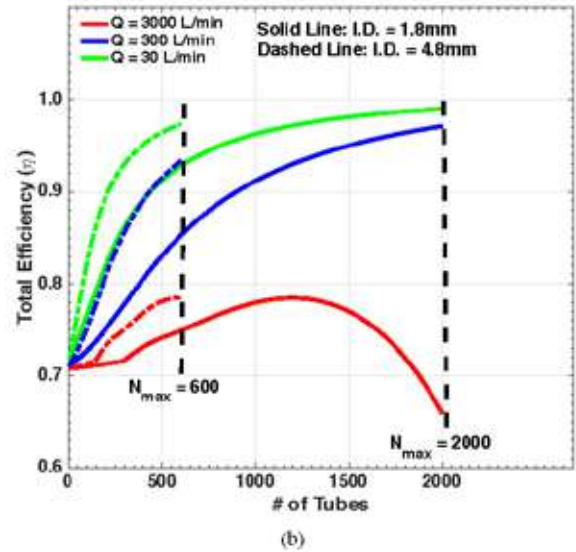
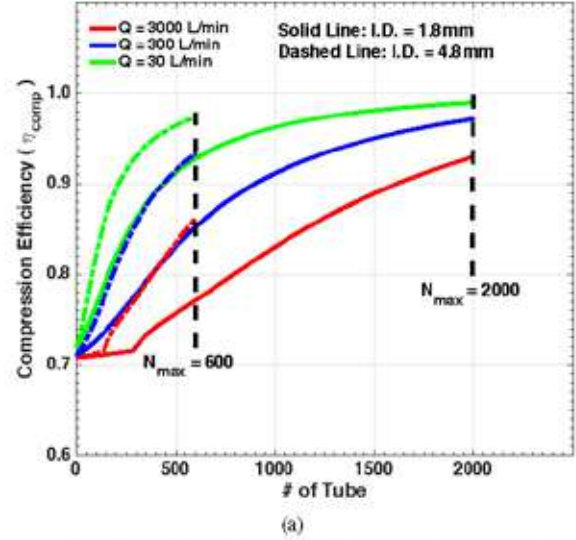


FIGURE 6. Efficiency of the compression process

can have a better heat transfer which leads to lower gas temperature during the process. This fact is also true for conventional compressors. If the process gets slower and slower, the process would be closer to the isothermal case. However, in conventional compressors, the slow process is not option due to the gas leakage occurring during the compression process. On the other hand, the gas leakage is not an issue for a liquid piston compressor. However, slower process also means that the time duration for the filling of the tank would be higher. Fig. 4 shows the total time required for the filing of the 80-L tank. For the tubes with larger diameter, the filling process take longer, since the amount of gas compressed is smaller. Moreover, as expected, the total time increases as the flow rate decreases. To assess the

performance of the compression process, the total work required per stroke is illustrated in Fig. 5. As expected for the cases in which the polytropic constant is getting closer to unity, the work required also decreases. The lower the flow rate the less is the required work. Of course, there should be an optimum point depending on the application. If the slower process is acceptable, the compression can be performed with a minimum total work. However, if the process time is critical, depending on the desired process time, a different set of input parameters can be configured. The results presented in Figs. 4 and 5 enables an optimum selection for the input parameters depending on the application.

Fig. 6-(a) shows the compression efficiency of the process, and Fig. 6-(b) shows the total efficiency of the process. As seen

previously, slower the compression process higher the compression efficiency. Similar trend is also true for the total efficiency except for the solid red curve in Fig. 6-(b). The trend is similar since work accounted for the frictional losses is not the dominant one. However as the flow rate increases, and more and more tubes are presented, now the area of the gas decreases which results in higher velocities, and the frictional losses dominates. This is the reason for the solid red curve has a diminishing total efficiency with increasing number of tubes.

CONCLUSION

Liquid piston compressor is an alternative technology which aims to increase efficiency by preventing gas leakages and high heat transfer rates. Heat transfer is favorable since it allows to keep temperature of air constant at a certain level, hence power delivered by the pump is consumed almost only to pressurize the air. This is accomplished by decelerating the compression. Conventional compressor should operate at high frequencies in order to minimize the gas leakage. Since leakage is not a concern in liquid piston compressor, the cycle may operate at low frequencies. This enables the system to work with increased heat transfer from air to the surroundings which leads to a process being close to an isothermal one. A mathematical model has been developed and presented in this paper which assess the effect of different design parameters on the process. It has been shown that introducing metal tubing inserts into the cylinder, the process becomes more and more closer to being an isothermal one. One limiting case for the cylinder with the metal inserts is the total process time. Depending on the nature of the process, the design parameters can be optimized to obtain the desired performance within the certain limit of process time.

In this study, only the compression process and the discharge of the compressed gas is modeled. The modeling of the expansion step and the inclusion of the heat transfer occurring at the metal tube walls will be our future research direction.

ACKNOWLEDGMENT

Financial support from the Turkish Scientific and Technical Research Council (Project No: 1139B411501759) is greatly appreciated.

REFERENCES

- [1] de Ven, J. D. V., and Li, P. Y., 2009. "Liquid piston gas compression". *Applied Energy*, **86**(10), pp. 2183 – 2191.
- [2] C. Qin, E. L., 2014. "Liquid piston compression efficiency with droplet heat transfer". *Applied Energy*, **114**, pp. 539 – 550.
- [3] Shirazi, F. A., Saadat, M., Yan, B., Li, P. Y., and Simon, T. W., 2013. "Iterative optimal and adaptive control of a

near isothermal liquid piston air compressor in a compressed air energy storage system". *American Control Conference*, pp. 2934–2939.

- [4] Zhang, C., Simon, T. W., and Li, P. Y., 2013. "Optimization of the axial porosity distribution of porous inserts in a liquid-piston gas compressor using a one-dimensional formulation". *Heat Transfer and Thermal Engineering*.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

KOMPRESÖR VE VAKUM POMPALARININ DÜNYA VE TÜRKİYE DIŞ TİCARETİ İHRACAT VE İTHALATTA LİDER ÜLKELERİN GELİŞİMLERİ 2001 - 2014

M. Nail TÜRKER

Genel Sekreter

Makina İmalatçıları Birliği - MİB

mib@mib.org.tr

ÖZET

Çalışmanın amacı kompresör ve vakum pompalarında 2001-2014 yılları arası dünya ticaretinin gelişimi TUIK⁽¹⁾ ve Trade Map⁽²⁾ tarafından sağlanan dış ticaret verileri incelenerek ihracatçı ve ithalatçı konumunda bulunan ülkelerin yıllar içinde nasıl bir gelişme gösterdiği değerlendirmektir.

Bu çalışmaya destek olarak, dış ticaret verilerinde kg/değer verilerinin gelişimini izleyen bir çalışma ile zaman içinde eşyanın değer gelişimi de veriler imkân sağladığı ölçüde irdelenecektir.

Özellikle 2001 ve 2014 yıllarında ihracatta ve ithalatta lider olan ülkelerin geçmiş ve günümüzdeki durumları çapraz olarak incelenerek gelişimleri irdelenecektir. Kapsam dâhilindeki eşyaların HS (Gümrük Tarife İstatistik Pozisyon Numarası) numaraları bazında incelenecek değer verilerinden de bu değerlendirmede destek alınacaktır. Özellikle dış ticarete değer verilerinin gelişimleri süreç içinde incelenmeye değer görülmektedir.

Bu değerlendirmeler kullanılarak Türkiye'nin kapsam dâhilindeki eşya ticaretinde dünya ticaretindeki konumu ve geleceği ve geçmişte izlediği ve gelecekte izleyebileceği süreç değerlendirilecektir.

Dünya genelinde Ulusal İstatistik Kurumlarından alınarak yayınlanan dış ticaret verilerine HS6, AB (Avrupa Birliği) dış ticaret verilerine HS8 ve Türkiye verilerine HS12 detayında ulaşılabildiğinden değerlendirme çalışması dünya genelinde geçerli olan HS6 detayında yapılmıştır.

GİRİŞ

Yapılan çalışma kapsamının temelinde **8414** GTİP numaralı “**Hava veya vakum pompaları, hava veya diğer gaz kompresörleri, fanlar (vantilatörler ve aspiratörler); bir aspiratörü olan havalandırmaya mahsus davlumbazlar (filtreli olsun olmasın)**” tanımlı eşya bulunmaktadır. Bildirinin asıl konusu olan kompresörler dünya genelinde yayınlanan Trade Map⁽²⁾ internet sitesi HS6 veri detayında mümkün olduğunca detaylandırılarak incelemeye çalışılmıştır.

Detaylandırma sonucunda ayrı olarak incelenen eşya sınıflaması aşağıda belirtildiği gibi gelişmiştir.

8414.10 – Vakum Pompaları,

8414.40 – Tekerlekli şasiler üzerine monte edilmiş çekilebilen hava kompresörleri,

8414.80 – Diğerleri,

8414.90 – Aksam ve Parçalar.

8414 GTİP numarasına dahil yukarıda belirtilenlerden farklı olarak kendilerine özel GTİP’si olan eşyalar (8414.20, 8414.30, 8414.51-59, 8414.60) çalışma dışında tutulmuşlardır.

Kompresörleri çalışmamıza dahil etmek istemediğimiz diğer eşyalardan ayırtmak için HS6 veri detayında yapılan inceleme, umulan seçim seviyesini sağlayamayacağımızı göstermiştir.

Özellikle özet bölümünde belirttiğimiz sivil hava taşıtlarına mahsus olan kompresörlerin dünya ticaret verilerinin inceleme dışında tutulması mümkün olmamıştır.

841480 ve 841490 kapsamındaki aspiratörlü veya aspiratörsüz davlumbazlar için de aynı durum geçerlidir.

DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

İlk genel değerlendirme çalışması için 8414 kapsamı altında bulunan bütün eşyanın dış ticaret verileri her iki kaynaktan alınarak 2001-2014 arasında gelişimi eşya değeri, ticaret payı ve ülkeler arası sıralama olarak öncelikle incelenmiştir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Bu incelemeler ekte ayrıca bulunan Pompa-Van-Kompresör Verileri.xlsx dosyasında ilgili sayfalarda tablo halinde bilginize sunulmuştur. (Bknz. TM-8414...) biçiminde atftta bulunulan sayfalar bu tablodandır.

Bu değerlendirmede ortaya çıkan sonuçlar kısaca:
2001-2014 yılları verileri ile 14 yılda dünya ticaretinde ve Türkiye’de:

- İhracat %212 ve %1026,
- İthalat %197 ve %687 oranında değişmiştir.

Türkiye’nin dünya ticaretinden aldığı pay ve sıralama yeri ise:

- İhracatta %0,1’den %0,5’e ve 38’den 29. sıraya,
- İthalatta %0,6’dan %1,5e ve 34’ten 21. sıraya

gelmiştir.

İhracat ve ithalat değerlerimizin 2001-2014 arasında artış oranları karşılaştırıldığında ihracatımız lehine ciddi bir oran avantajı görülse de bu gerçeği yansıtmamaktadır. Dünya ticaretinde ithalatımızla ihracatımızdan daha iyi gelişme göstermiş ve tedarikçiden daha fazla müşteri konumumuzu geliştirmiş bulunmaktayız. Dünya ticaretinde ithalatımız payını artırarak üst sıralara ilerlemekteyiz.

Trade Map’ten alınan 2014 yılına ait dünya ve Türkiye ihracatında ortalama eşya değerleri 16.459 Dolar/Ton 7.659 Dolar/Ton olmuştur. Bu veriler ihracatımızın ortalama değerinin dünya ortalamasının altında kaldığını göstermektedir.

İhracatımızın gelecek yıllarda son 14 yıldan daha iyi bir performans göstermesi umut edilmektedir.

2014 yılında ihracatta ilk 10 sırada bulunan ülkelerin toplam payı %71,5 olmuştur. Bu ülkelerin ilk 7 tanesi 2001 yılından beri ilk 10 ülke içinde bulunmaktadır. (Bknz. Sayfa TM-8414-Exp). Bu 7 ülkenin 2001 yılında ihracattan aldıkları toplam pay da %64,2 olmuştur. Anlaşılabacağı üzere, ihracatta ilk 10 ülke arasına girebilmek pek kolay değildir.

İthalatı incelediğimizde, ilk 10 ülkenin payının toplamı %49,7 olmuştur. ABD sürekli ilk sırada yer alarak en büyük Pazar konumunu korumaktadır. 2014 yılında ilk 5 ülke 2001 yılından beri sürekli ilk 8 veya daha üst sıralarda yer almışlardır. Ancak bu ithalatçı ülkelerin ihracatçı ülkeler arasında da ilk 10 sırada yer aldığını dikkatinize sunmak isteriz. (Bknz. Sayfa TM-8414-Imp)

İthalat için ortalama eşya değerleri verilerine ulaşılamadığından bir değerlendirme yapamamaktayız.

Türkiye’nin ihracatının ithalatını karşılama oranı 8414 gurubu eşyalarda 2001 yılında %23,7 oranında 2014 yılında %33,7 oranına ulaşmıştır.

Detay değerlendirme için 8414.10 Vakum Pompaları kapsamı altında bulunan eşyanın dış ticaret verileri ile 2001-2014 arasında gelişimi eşya değeri, ticaret payı ve ülkeler arası sıralama olarak incelenmiştir.

Bu değerlendirmede ortaya çıkan sonuçlar kısaca:
2001-2014 yılları verileri ile 14 yılda dünya ticaretinde ve Türkiye’de:

- İhracat %181 ve %2248,
- İthalat %174 ve %628 oranında değişmiştir.

Türkiye’nin dünya ticaretinden aldığı pay ve sıralama yeri ise:

- İhracatta %0’dan %0,3’e ve 35’den 26. sıraya,
- İthalatta %0,5’den %1,4e ve 29’ten 18. sıraya gelmiştir. Bu eşyada da ihracatın artış oranı yanıltıcı olmaktadır.

Birim eşya ortalama değeri dünya ve Türkiye için

- İhracatta 34.196 Dolar/Ton ve 16.168 Dolar/Ton
- İthalatta 27.009 Dolar/Ton ve 27.645 Dolar/Ton

Olarak gerçekleşmiştir. İhracat mallarımızın ortalama değeri dünya ortalamasının altında, ithalatta ise üstünde gerçekleşmiştir. Yüksek katma değerli eşya alırken, ortalamanın altında katma değerli eşya ihraç etmekteyiz.

Detay değerlendirme için 8414.40 kapsamı altında bulunan eşyanın dış ticaret verileri ile 2001-2014 arasında gelişimi eşya değeri, ticaret payı ve ülkeler arası sıralama olarak incelenmiştir.

Bu değerlendirmede ortaya çıkan sonuçlar kısaca:

2001-2014 yılları verileri ile 14 yılda dünya ticaretinde ve Türkiye’de:

- İhracat %96 ve %710,
- İthalat %129 ve %223 oranında değişmiştir.

Türkiye’nin dünya ticaretinden aldığı pay ve sıralama yeri ise:

- İhracatta %0,1’den %0,6’ya ve 28’den 18. sıraya,
- İthalatta %0,6’dan %0,8’e ve 37’den 30. sıraya gelmiştir. Bu eşyada da ihracatın artış oranı üstteki değerlendirmelerde olduğu kadar olmasa da yanıltıcı olmaktadır.

Birim eşya ortalama değeri dünya ve Türkiye için

- İhracatta 10.422 Dolar/Ton ve 10.546 Dolar/Ton
- İthalatta 5.416 Dolar/Ton ve 6.539 Dolar/Ton

Olarak gerçekleşmiştir. İhraç ve ithal eşyalarımızın ortalama değeri dünya ortalamasının üstünde gerçekleşmiştir. İhracatta değer farkını daha fazla açmamız gerektiği söylenebilir.

Detay değerlendirme için 8414.80 kapsamı altında bulunan eşyanın dış ticaret verileri ile 2001-2014 arasında gelişimi eşya değeri, ticaret payı ve ülkeler arası sıralama olarak incelenmiştir.

Bu değerlendirmede ortaya çıkan sonuçlar kısaca:

2001-2014 yılları verileri ile 14 yılda dünya ticaretinde ve Türkiye’de:

- İhracat %329 ve %1108,
- İthalat %311 ve %614 oranında değişmiştir.

Türkiye’nin dünya ticaretinden aldığı pay ve sıralama yeri ise:

- İhracatta %0,1’den %0,4’e ve 33’den 26. sıraya,
- İthalatta %0,7’den %1,1’e ve 32’den 26. sıraya gelmiştir. Bu eşyada da ihracatın artış oranı üstteki değerlendirmelerde olduğu kadar olmasa da yanıltıcı olmaktadır. Bu duruma 2001 yılı verilerinin çok düşük olması neden olmaktadır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Birim eşya ortalama değeri dünya ve Türkiye için

- İhracatta 26.298 Dolar/Ton ve 9.374 Dolar/Ton
- İthalatta 17.816 Dolar/Ton ve 22.017 Dolar/Ton

Olarak gerçekleşmiştir. İhraç eşyalarımızın ortalama değeri dünya ortalamasının çok altında, ithalatta ise ciddi farkla üzerinde gerçekleşmiştir. Bu grup kapsamında yer alan eşyaların teknoloji gerektiren ürünler olduğu dikkate alınmalıdır. Yine de kat etmemiz gereken ciddi bir ürün katma değeri arttırım süreci önümüzdedir.

Detay değerlendirme için 8414.90 kapsamı altında bulunan eşyanın dış ticaret verileri ile 2001-2014 arasında gelişimi eşya değeri, ticaret payı ve ülkeler arası sıralama olarak incelenmiştir.

Bu değerlendirmede ortaya çıkan sonuçlar kısaca:

2001-2014 yılları verileri ile 14 yılda dünya ticaretinde ve Türkiye’de:

- İhracat %234 ve %800,
- İthalat %236 ve %278 oranında değişmiştir.

Türkiye’nin dünya ticaretinden aldığı pay ve sıralama yeri ise:

- İhracatta %0,2’den %0,6’ya ve 35.’den 27. sıraya,
- İthalatta %0,4’den %0,4’e ve 36’dan 40. sıraya

gelmiştir. Bu eşyada da ihracatın artış oranı üstteki değerlendirmelerde olduğu kadar olmasa da yanıltıcı olmaktadır.

Birim eşya ortalama değeri dünya ve Türkiye için

- İhracatta 17.151 Dolar/Ton ve 6.744 Dolar/Ton
- İthalatta 18.915 Dolar/Ton ve 16.193 Dolar/Ton

Olarak gerçekleşmiştir. İhraç eşyalarımızın ortalama değeri dünya ortalamasının çok altında, ithalatta ise dünya ortalamasına yakın bir değerde gerçekleşmiştir. Bu grup kapsamında yer alan eşyaların bazılarının, kompresör vidası, türbo ünitesi gibi, teknoloji gerektiren ürünler olduğu dikkate alınmalıdır. Yine de kat etmemiz gereken ciddi bir değer arttırım süreci önümüzdedir. İnnovasyonun gerekli olduğu temel ürünleri de bu grup kapsamaktadır.

Türkiye’nin dış ticaret verileri incelendiğinde ihracat ve ithalatta en çok ticaretimiz olan ülkeler sıralaması da dikkat çekicidir.

Önde gelen ihracatçı ülkelerin bazılarında ihracatımız olmasına rağmen değer olarak gerekli miktara çıkamamaktayız.

841410-40-80-90 grupları toplamında ihracat yaptığımız ülkeler arasında ilk sırada olmasına rağmen ABD’nin ithalattında payımız %0,51 seviyesinde kalmaktadır.

Diğer yandan dünyanın en büyük makine müşterilerinden Çin bizim ihracat yaptığımız ülkelere sıralamasında ilk 20 içine dahi girememektedir. Buna karşılık ithalat yaptığımız ülkeler sıralamasında HS841480 grubu ürünler hariç diğer 841410-40-90 gruplarında il 3 içerisinde bulunmaktadır.

Genel ve detay ürün bazında incelendiğinde karşımıza benzer sonuçlar çıkmaktadır.

2001-2014 dahil arasındaki yılları referans alarak yapılan hesaplamalarda ihracatımızın artış oranları yüksek çıksa da, dünya ticaretinden aldığımız pay oldukça düşük seviyelerde kalmaktadır. Özellikle 2001 yılı sonrasında ihracata önem veren makine imalat sanayinin ihracat toplamlarının 2001 yılında çok düşük olması artış oranlarını bu şekilde görünürde aşırı olumlu etkilemektedir. Dünya pazarından alınan paya ve 2001 ve 2014 yıllarında ihracat ve ithalatta ülkeler sıralamasına bakıldığında durumumuzun pek umut verici olmadığı belirtilebilir.

2001-2014 yıllarında ülkeler sıralamasında 25 ve 35. sıralar arasında yer alınabilmiş. Sıralamada sürekli bir yükseliş yerine 14 yılda ortalama 7-8 sıra yükselmemizi sağlayan bir performans gösterebilmişiz.

Ortalama ihraç eşya değerlerimiz çoğunlukla dünya ortalamasının oldukça altında kalmıştır. Bunların telafi edilmesi oldukça zor olacaktır.

TÜİK verileri ile oluşturulan dış ticaret verilerimizde de Çin etkisi açıkça olarak görülmektedir. Tek taraflı ticaretin varlığı reddedilemez.

Çin ile dış ticarete fiyat bazlı bir rekabet ölçek ekonomisi nedeniyle oldukça zordur. Ancak ve ancak katma değerli ürünler bazında bir rekabet mümkün olabilir.

Makine ihracatımızın ortalama yıllık %25 artış gösterdiği 2002-2008 döneminden sonra 2009 yılı itibarıyla dünya yeni bir denge bulmaya çalışmaktadır.

Çin nüfus ve dolayısıyla pazar ölçeği avantajı ile dünya pazarının geri kalanını oldukça etkisi altına alabiliyor. Buna ek olarak imalatının kalitesini de sürekli arttırmaktadır.

Diğer gelişmiş ülkeler ise, özellikle ihracatçı sıralamasında ilk sıralarda yer alanlar, bulundukları konumu oldukça iyi koruyabilmekteler. Hatta bazı sadece ticaret yapan ülkeler bile oldukça iyi rekabet edebilmekteler.

MİB olarak temelde makine imalat sanayisinde ve alt grubu olan kompresör imalatında da görünen en büyük eksik hep geç kalmış olan Alaylı insan kaynağı yapısından Okullu-Alaylı insan kaynağı yapısına dönüşümdür.

Öncelikli hedef olarak sunulan katma değerli imalat için en temel gereksinim Katma Değeri Yüksek İnsan Kaynağıdır.

Katma Değerli Ürününüzü alacak müşteri aynı zamanda karşısında katma değeri yüksek Satış/Pazarlama yetkilisi, satış sonrasında da yine Katma Değeri Yüksek Satış Sonrası Hizmetler Personelinizi görmeyi umacaktır.

Genel İnsan Kaynağımızın Katma Değer Ortalaması yükseltilmediği sürece ne mesleki eğitim, ne şirket içi eğitim, ne iş edindirme kursları umulan faydayı sağlamayacaktır.

İmal edebildiğimiz malı kullanarak yapabildiğimiz fiyat rekabeti ile yarattığımız ticaretin sonunda 14 yılda gelebildiğimiz nokta bugündür.

Kaliteli, eğitilmiş ve katma değeri yüksek insan kaynağı olmadan olmaz.

SONUÇ

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

TEŞEKKÜR

Görüş ve değerlendirmeleri ile bu çalışmamıza sağladıkları katkılar için üyelerimize en samimi teşekkürlerimizi sunarız.

KAYNAKLAR

1. TUIK – Türkiye İstatistik Kurumu – www.tuik.gov.tr
2. Trade Map Ticaret Verileri – www.trademapp.org

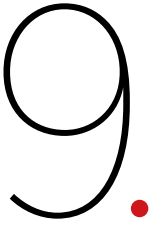
ABSTRACT

Global and the foreign trade development of Turkish Republic for Vacuum Pumps, Compressors and their Parts were investigated between the 2001-2014 years in this report by using foreign trade data from the statistical institutes.

It was concluded that a huge increase in amount of export change ratios were calculated for the national exports in HS8414 “Air, vacuum pumps, hoods incorporating a fan” it was caused by the very low initial exports amounts in evaluation so any increase became grossly exaggerated in calculated change ratios.

From the other point of view, ranking of Turkey among other exporting countries seems to increase but not to an expected level. And it is still far away from the first 10 exporting countries. Ranking of Turkish Republic started at around level 30 in average and has gained a 7-8 levels during 14 years. But at the final level of today the best level is 18 for the goods under HS8414.40.

Unfortunately, vocational courses, in-house trainings will not be sufficient. The Added Value of our human resources must be increased generally, not only through vocational or in-house trainings.



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

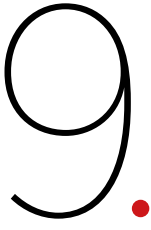
TABLolar HAKKINDA NOTLAR

Not 1: Aksi belirtilmedikçe, tablolarda sıralama 2014 yılı verilerine göre aşağı doğru, büyüten küçüğe yapılmıştır.
Not 2: Aksi belirtilmedikçe tablolarda verilen ticaret değerleri ABD Doları X 1000 okunmalıdır.
Not 3: Tablolara bütün ülkeler dahil edilmemiştir. İlık 20 ülke veya sıralamada Türkiye'den sonra gelen birkaç ülke dahil edilmiştir.

EK - A

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İlcratlar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	24.379.422	25.756.581	31.208.673	39.159.986	41.454.089	46.488.641	54.976.753	59.932.872	49.363.206	60.674.095	69.981.333	69.735.255	73.440.162	76.153.436
1	Çin	1.137.709	1.439.542	2.039.082	2.930.094	3.848.733	4.597.472	5.845.423	6.452.917	5.754.792	7.830.814	9.543.414	10.281.869	11.540.593	12.533.159
2	Almanya	2.969.829	3.287.337	4.273.738	5.607.895	6.147.350	6.932.642	8.183.388	9.188.969	7.661.961	8.425.400	9.899.732	9.467.953	10.057.991	10.688.842
3	ABD	3.768.029	3.452.505	3.574.040	4.187.173	4.653.978	5.052.337	5.323.414	6.048.235	5.556.103	6.223.750	7.145.921	7.863.759	8.160.370	8.276.005
4	Japonya	3.089.780	3.176.481	3.859.878	4.276.480	4.282.417	4.434.548	5.136.825	5.502.615	4.159.927	5.742.491	6.579.167	5.950.086	5.382.646	5.307.645
5	İtalya	2.210.495	2.350.921	3.034.721	3.966.617	3.482.073	4.108.387	5.089.450	4.913.980	4.428.273	4.339.965	4.628.159	4.738.787	4.669.467	5.134.350
6	Fransa	1.362.478	1.524.181	2.112.227	2.343.221	2.317.542	2.641.996	2.918.172	3.032.755	2.315.603	2.751.343	2.990.268	2.834.624	2.744.137	2.936.913
7	Belçika	1.068.647	1.056.085	1.375.304	1.598.438	1.474.321	1.249.152	1.651.348	1.687.135	1.383.351	2.454.725	2.919.019	2.766.099	3.081.261	2.762.275
8	G. Kore	560.709	643.040	731.676	872.892	875.927	948.697	1.117.488	1.298.724	1.088.289	1.651.130	2.069.900	2.159.151	2.476.817	2.505.482
9	Meksika	470.951	631.404	717.993	997.146	1.247.166	1.382.458	1.383.427	1.573.900	1.187.283	1.635.262	1.857.222	2.041.393	2.173.535	2.374.154
10	Tayland	406.491	375.288	468.942	637.497	650.691	795.035	883.655	1.075.822	952.071	1.614.788	1.591.579	1.548.775	1.722.626	1.931.353
11	Hollanda	415.039	450.579	561.709	763.373	831.903	922.986	1.354.936	1.383.774	1.057.379	1.320.712	1.716.292	1.705.681	1.854.696	1.912.068
12	İngiltere	1.189.913	1.203.192	1.358.862	1.515.453	1.480.227	1.775.026	2.005.728	2.074.761	1.416.326	1.870.888	1.817.779	1.565.360	1.643.315	1.735.146
13	İsviçre	520.312	571.516	683.082	814.897	905.806	1.071.099	1.309.605	1.605.969	1.386.073	1.593.848	1.760.268	1.511.104	1.754.645	1.635.593
14	Singapur	365.127	436.119	540.822	595.913	696.305	795.501	870.298	1.119.037	910.776	1.118.463	1.072.029	1.114.994	1.296.351	1.320.618
15	Macaristan	58.636	82.323	205.530	420.796	493.365	680.247	854.413	1.004.360	727.684	990.436	1.171.855	1.096.739	1.097.090	1.285.053
16	Romanya	35.959	76.130	119.477	472.293	252.532	340.023	628.534	626.461	445.934	649.116	970.986	889.872	1.034.674	1.110.000
17	Çek Cum.	71.421	97.902	204.799	297.694	410.100	523.897	711.053	791.918	558.874	793.386	1.034.137	1.006.809	1.080.141	1.092.286
18	Polonya	47.056	53.150	60.973	89.191	107.844	292.990	421.695	515.177	430.183	599.927	784.587	982.503	1.249.632	1.062.813
19	Brezilya	465.531	524.198	581.892	677.427	751.908	895.344	999.452	1.053.332	708.239	932.221	961.033	1.181.238	855.484	842.083
20	Tayvan	757.792	766.814	770.995	813.202	761.412	681.863	637.827	633.207	475.751	694.243	764.332	767.498	782.392	841.164
21	Hong Kong	727.863	704.266	699.913	810.466	777.611	748.359	817.032	883.088	734.214	822.387	984.258	989.576	915.753	801.606
22	Slovakya	84.319	85.716	124.956	220.053	241.620	291.688	387.507	441.330	327.990	436.096	555.134	658.681	736.323	757.534
23	Hindistan	52.968	76.549	85.939	113.810	159.848	278.389	350.205	431.490	294.943	492.116	690.302	711.297	782.912	748.895
24	Avusturya	201.286	229.906	322.767	381.246	452.079	526.252	660.084	699.784	556.605	595.220	535.209	524.979	580.452	748.105
25	Malezya	219.747	236.500	290.769	422.325	486.556	519.843	538.707	512.181	359.325	480.847	545.588	612.298	710.889	689.738
26	Kanada	442.270	446.625	408.173	514.741	580.817	716.784	840.817	916.304	761.037	529.459	684.928	609.208	620.288	591.019
27	İspanya	323.042	336.926	360.936	422.628	434.559	444.085	543.609	561.892	437.603	454.702	502.811	425.293	514.653	528.034
28	İrlanda	74.370	85.747	109.064	202.683	116.569	115.135	142.397	84.051	90.260	105.703	119.320	100.061	140.176	468.055
29	Türkiye	34.890	35.660	65.298	99.838	139.337	190.375	264.600	315.965	268.376	338.351	353.094	343.026	370.975	392.882
30	Slovenya	116.192	146.341	177.328	262.993	345.832	413.108	535.969	536.557	402.232	477.286	479.030	366.900	353.031	329.937



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR - %

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Çin	4.7	5.6	6.5	7.5	9.3	9.9	10.6	10.8	11.7	12.9	13.6	14.7	15.7	16.5
2	Almanya	12.2	12.8	13.7	14.3	14.8	14.9	14.9	15.3	15.5	13.9	14.1	13.6	13.7	14
3	ABD	15.5	13.4	11.5	10.7	11.2	10.9	9.7	10.1	11.3	10.3	10.2	11.3	11.1	10.9
4	Japonya	12.7	12.3	11.7	10.9	10.3	9.5	9.3	9.2	8.4	9.5	9.4	8.5	7.3	7
5	İtalya	9.1	9.1	9.7	10.1	8.4	8.8	9.3	8.2	9	7.2	6.6	6.8	6.4	6.7
6	Fransa	5.6	5.9	6.8	6	5.6	5.7	5.3	5.1	4.7	4.5	4.3	4.1	3.7	3.9
7	Belçika	4.4	4.1	4.4	4.1	3.6	2.7	3	2.8	2.8	4	4.2	4	4.2	3.6
8	G. Kore	2.3	2.5	2.3	2.2	2.1	2	2	2.2	2.2	2.7	3	3.1	3.4	3.3
9	Meksika	1.9	2.5	2.3	2.5	3	3	2.5	2.6	2.4	2.6	2.7	2.9	3	3.1
10	Tayland	1.7	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.6	1.8	1.9	2.7	2.3	2.2	2.3	2.5
11	Hollanda	1.7	1.7	1.8	1.9	2	2	2.5	2.3	2.1	2.2	2.5	2.4	2.5	2.5
12	İngiltere	4.9	4.7	4.4	3.9	3.6	3.8	3.6	3.5	2.9	3.1	2.6	2.2	2.2	2.3
13	İsviçre	2.1	2.2	2.2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.7	2.8	2.6	2.5	2.2	2.4	2.1
14	Singapur	1.5	1.7	1.7	1.5	1.7	1.7	1.6	1.9	1.8	1.8	1.5	1.6	1.8	1.7
15	Macaristan	0.2	0.3	0.7	1.1	1.2	1.5	1.6	1.7	1.5	1.6	1.7	1.6	1.5	1.7
16	Romanya	0.1	0.3	0.4	1.2	0.6	0.7	1.1	1	0.9	1.1	1.4	1.2	1.4	1.5
17	Çek Cum.	0.3	0.4	0.7	0.8	1	1.1	1.3	1.3	1.1	1.3	1.5	1.4	1.5	1.4
18	Polonya	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3	0.6	0.8	0.9	0.9	1	1.1	1.4	1.7	1.4
19	Brezilya	1.9	2	1.9	1.7	1.8	1.9	1.8	1.8	1.4	1.5	1.4	1.7	1.2	1.1
20	Tayvan	3.1	3	2.5	2.1	1.8	1.5	1.2	1.1	1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
21	Hong Kong	3	2.7	2.2	2.1	1.9	1.6	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	1.4	1.2	1.1
22	Slovakya	0.3	0.3	0.4	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.9	1	1
23	Hindistan	0.2	0.3	0.3	0.3	0.4	0.6	0.6	0.7	0.6	0.8	1	1	1.1	1
24	Avusturya	0.8	0.9	1	1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.1	0.9	0.8	0.8	0.8	1
25	Malezya	0.9	0.9	0.9	1.1	1.2	1.1	1	0.9	0.7	0.8	0.8	0.9	1	0.9
26	Kanada	1.8	1.7	1.3	1.3	1.4	1.5	1.5	1.5	1.5	0.9	1	0.9	0.8	0.8
27	İspanya	1.3	1.3	1.2	1.1	1	1	1	0.9	0.9	0.8	0.7	0.6	0.7	0.7
28	İrlanda	0.3	0.3	0.3	0.5	0.3	0.2	0.3	0.1	0.2	0.2	0.2	0.1	0.2	0.6
29	Türkiye	0.1	0.1	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
30	Slovenya	0.5	0.6	0.6	0.7	0.8	0.9	1	0.9	0.8	0.8	0.7	0.5	0.5	0.4

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Çin	7	6	6	5	4	3	2	2	2	2	2	1	1	1
2	Almanya	3	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
3	ABD	1	1	3	3	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3
4	Japonya	2	3	2	2	3	4	4	4	5	4	4	4	4	4
5	İtalya	4	4	4	4	5	5	4	5	4	5	5	5	5	5
6	Fransa	5	5	5	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	6
7	Belçika	8	8	7	7	7	9	8	8	8	7	7	7	6	7
8	G. Kore	11	11	10	10	11	11	12	12	11	0	8	8	8	8
9	Meksika	13	11	10	9	9	8	9	10	10	11	9	9	9	9
10	Tayland	16	18	17	16	17	14	14	14	13	9	13	11	12	10
11	Hollanda	16	15	15	14	12	11	9	11	12	13	11	10	10	10
12	İngiltere	6	7	7	8	7	7	7	7	7	8	10	11	13	12
13	İsviçre	12	13	12	11	10	10	11	9	8	11	11	11	11	13
14	Singapur	18	15	16	17	16	14	14	13	14	14	15	15	14	14
15	Macaristan	26	24	22	20	19	17	14	16	15	15	14	15	16	14
16	Romanya	29	24	25	19	25	25	22	22	22	19	17	20	18	16
17	Çek Cum.	23	23	22	24	22	20	19	19	19	18	15	17	16	17
18	Polonya	26	29	29	30	28	26	26	23	22	21	20	17	15	17
19	Brezilya	13	14	14	15	14	13	13	14	18	16	17	14	19	19
20	Tayvan	9	9	9	11	14	17	20	21	21	19	20	21	21	19
21	Hong Kong	10	10	12	11	13	16	17	17	15	17	17	17	19	19
22	Slovakya	23	24	25	26	25	26	27	27	26	28	24	23	23	22
23	Hindistan	26	24	27	28	27	26	28	27	28	24	22	22	21	22
24	Avusturya	21	20	20	23	21	20	20	20	19	22	24	26	25	22
25	Malezya	20	20	21	20	19	20	23	23	26	24	24	23	23	25
26	Kanada	15	15	18	18	18	17	17	17	15	22	22	23	25	26
27	İspanya	19	19	19	20	22	23	23	23	22	24	27	27	27	27
28	İrlanda	23	24	27	27	28	30	30	30	30	30	30	30	30	28
29	Türkiye	29	30	29	28	28	29	29	29	29	29	29	28	28	29
30	Slovenya	22	22	24	25	24	24	23	23	25	24	27	28	28	30

HS8414 - İHRACAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - B

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	25.997.507	27.433.464	32.214.956	39.756.663	43.264.782	49.241.034	56.877.751	62.378.897	51.110.648	61.759.437	71.182.965	70.558.997	74.503.635	77.274.705
1	ABD	4.402.553	4.713.771	5.145.789	6.210.107	6.861.570	7.506.520	7.730.016	7.423.268	5.780.578	7.030.766	8.221.495	8.750.453	9.150.602	9.852.876
2	Çin	1.304.789	1.725.216	2.305.482	3.464.971	3.487.116	4.009.833	3.949.453	4.755.592	4.602.714	5.471.380	5.911.544	5.323.781	5.935.225	5.835.166
3	Almanya	1.828.570	1.921.315	2.282.263	2.759.212	2.854.651	3.394.203	3.524.045	4.152.920	3.230.855	4.050.288	4.785.725	4.607.037	5.142.182	5.248.225
4	Meksika	1.049.970	1.074.030	1.098.865	1.271.767	1.694.480	1.882.813	1.910.919	2.073.563	1.751.299	2.224.660	2.901.292	3.281.188	3.145.668	3.654.024
5	Fransa	1.227.327	1.290.337	1.680.747	2.048.416	2.049.766	2.172.321	2.456.451	2.649.760	1.893.721	2.419.265	3.037.467	2.605.222	2.603.875	2.742.818
6	G. Kore	715.452	869.665	899.493	1.080.129	1.258.114	1.444.606	1.882.909	1.811.337	1.732.300	2.117.448	2.090.998	2.155.183	2.368.628	2.495.015
7	Japonya	849.123	811.640	910.758	1.118.561	1.278.121	1.411.301	1.591.573	1.817.207	1.515.424	1.863.341	2.440.212	2.533.478	2.415.233	2.385.449
8	İngiltere	1.099.044	1.156.451	1.316.927	1.521.077	1.587.497	1.762.504	2.171.008	2.003.834	1.375.361	1.650.975	1.951.913	1.744.444	2.074.840	2.288.769
9	Rusya	189.550	355.305	375.607	392.365	713.580	895.603	1.041.897	1.350.483	1.129.037	1.662.415	1.981.774	2.119.397	2.391.993	1.942.143
10	İtalya	1.169.062	1.181.833	1.495.486	1.721.834	1.720.685	1.886.650	2.282.342	2.346.216	1.722.222	2.064.424	2.205.178	1.894.989	1.966.018	1.903.341
11	Kanada	1.118.247	1.028.325	1.079.409	1.202.821	1.358.335	1.725.816	1.480.612	1.562.560	1.276.423	1.424.683	1.598.968	1.704.214	1.738.996	1.842.922
12	Tayland	373.145	388.043	489.996	607.026	807.317	815.592	915.146	1.209.128	927.199	1.219.552	1.502.759	1.756.595	1.769.301	1.699.336
13	Singapur	401.958	370.565	437.341	563.268	554.755	670.545	739.199	1.130.203	983.567	888.039	851.899	920.749	1.006.757	1.617.880
14	Avustralya	315.227	426.617	445.875	624.856	580.877	690.290	720.485	856.946	1.020.032	796.722	895.073	1.404.055	1.629.314	1.553.026
15	Hollanda	553.863	498.113	654.681	780.178	782.851	913.368	1.278.081	1.455.778	906.225	1.109.499	1.544.510	1.408.033	1.520.787	1.524.104
16	Hindistan	115.892	174.471	225.714	312.144	406.910	431.693	937.380	1.210.994	799.690	1.360.190	1.526.207	1.643.075	1.412.953	1.478.712
17	Brezilya	342.930	365.958	350.366	357.849	437.949	457.914	613.194	864.956	823.312	1.407.030	1.225.923	1.201.563	1.418.204	1.314.488
18	İspanya	659.503	710.085	906.657	1.146.756	1.199.273	1.248.523	1.548.358	1.379.081	1.018.052	1.168.660	1.247.708	1.098.175	1.183.241	1.300.852
19	Belçika	558.890	572.314	721.080	836.557	817.181	981.208	1.227.100	1.434.827	1.007.616	1.136.447	1.286.302	1.208.597	1.370.874	1.199.819
20	Macaristan	218.230	251.204	345.830	411.470	442.966	620.563	688.103	800.893	597.466	852.175	1.017.097	951.514	1.126.582	1.199.094
21	Türkiye	148.131	203.816	289.891	500.790	539.550	664.336	874.454	971.338	753.134	925.545	1.162.337	1.095.163	1.261.214	1.165.539
22	S. Arabistan	199.877	329.164	322.062	371.008	452.948	554.647	1.037.036	279.913	121.576	709.950	1.011.825	1.152.823	1.300.396	1.156.301
23	Polonya	304.547	317.972	441.744	633.748	631.776	745.087	935.707	998.745	754.932	889.875	1.103.131	963.579	1.109.536	1.123.856
24	Avusturya	289.561	305.613	401.436	513.863	617.308	651.316	913.220	951.027	752.963	885.354	993.010	918.800	953.891	1.045.517
25	Malezya	504.951	424.255	344.511	444.662	482.738	503.366	573.605	583.696	566.789	682.043	657.374	876.441	830.589	965.890

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR -
%

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	ABD	16.9	17.2	16	15.6	15.9	15.2	13.6	11.9	11.3	11.4	11.5	12.4	12.3	12.8
2	Çin	5	6.3	7.2	8.7	8.1	8.1	6.9	7.6	9	8.9	8.3	7.5	8	7.6
3	Almanya	7	6.6	7.1	6.9	6.6	6.9	6.2	6.7	6.3	6.6	6.7	6.5	6.9	6.8
4	Meksika	4	3.9	3.4	3.2	3.9	3.8	3.4	3.3	3.4	3.6	4.1	4.7	4.2	4.7
5	Fransa	4.7	4.7	5.2	5.2	4.7	4.4	4.3	4.2	3.7	3.9	4.3	3.7	3.5	3.5
6	G. Kore	2.8	3.2	2.8	2.7	2.9	2.9	3.3	2.9	3.4	3.4	2.9	3.1	3.2	3.2
7	Japonya	3.3	3	2.8	2.8	3	2.9	2.8	2.9	3	3	3.4	3.6	3.2	3.1
8	İngiltere	4.2	4.2	4.1	3.8	3.7	3.6	3.8	3.2	2.7	2.7	2.7	2.5	2.8	3
9	Rusya	0.7	1.3	1.2	1	1.6	1.8	1.8	2.2	2.2	2.7	2.8	3	3.2	2.5
10	İtalya	4.5	4.3	4.6	4.3	4	3.8	4	3.8	3.4	3.3	3.1	2.7	2.6	2.5
11	Kanada	4.3	3.7	3.4	3	3.1	3.5	2.6	2.5	2.5	2.3	2.2	2.4	2.3	2.4
12	Tayland	1.4	1.4	1.5	1.5	1.9	1.7	1.6	1.9	1.8	2	2.1	2.5	2.4	2.2
13	Singapur	1.5	1.4	1.4	1.4	1.3	1.4	1.3	1.8	1.9	1.4	1.2	1.3	1.3	2.1
14	Avustralya	1.2	1.6	1.4	1.6	1.3	1.4	1.3	1.4	2	1.3	1.2	2	2.2	2
15	Hollanda	2.1	1.8	2	2	1.8	1.9	2.2	2.3	1.8	1.8	2.2	2	2	2
16	Hindistan	0.4	0.6	0.7	0.8	0.9	0.9	1.6	1.9	1.6	2.2	2.1	2.3	1.9	1.9
17	Brezilya	1.3	1.3	1.1	0.9	1	0.9	1.1	1.4	1.6	2.3	1.7	1.7	1.9	1.7
18	İspanya	2.5	2.6	2.8	2.9	2.8	2.5	2.7	2.2	2	1.9	1.8	1.6	1.6	1.7
19	Belçika	2.1	2.1	2.2	2.1	1.9	2	2.2	2.3	2	1.8	1.8	1.7	1.8	1.6
20	Macaristan	0.8	0.9	1.1	1	1	1.3	1.2	1.3	1.2	1.4	1.4	1.3	1.5	1.6
21	Türkiye	0.6	0.7	0.9	1.3	1.2	1.3	1.5	1.6	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.5
22	S. Arabistan	0.8	1.2	1	0.9	1	1.1	1.8	0.4	0.2	1.1	1.4	1.6	1.7	1.5
23	Polonya	1.2	1.2	1.4	1.6	1.5	1.5	1.6	1.6	1.5	1.4	1.5	1.4	1.5	1.5
24	Avusturya	1.1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.3	1.6	1.5	1.5	1.4	1.4	1.3	1.3	1.4
25	Malezya	1.9	1.5	1.1	1.1	1.1	1	1	0.9	1.1	1.1	0.9	1.2	1.1	1.2

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	ABD	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Çin	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	Almanya	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	Meksika	8	7	7	7	6	5	7	6	5	5	5	4	4	4
5	Fransa	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	5	5	5
6	G. Kore	11	9	9	11	10	9	8	8	5	6	8	7	6	6
7	Japonya	9	10	9	10	9	9	9	8	8	8	6	6	6	7
8	İngiltere	7	6	6	6	7	7	6	7	9	9	10	10	9	8
9	Rusya	29	21	21	24	17	14	14	13	11	9	9	8	6	9
10	İtalya	5	5	5	5	5	5	5	5	5	7	7	9	10	9
11	Kanada	6	8	7	8	8	8	11	10	10	11	11	12	12	11
12	Tayland	19	19	16	18	12	16	16	15	16	14	13	10	11	12
13	Singapur	17	19	18	20	20	19	22	17	15	19	27	23	24	13
14	Avustralya	21	15	18	16	20	19	22	21	12	25	27	14	13	14
15	Hollanda	13	14	14	13	14	13	12	11	16	16	11	14	14	14
16	Hindistan	40	33	32	30	28	27	16	15	18	13	13	13	15	16
17	Brezilya	20	21	23	26	25	27	27	21	18	11	17	16	15	17
18	İspanya	12	11	9	9	11	11	10	13	12	15	15	18	20	17
19	Belçika	13	13	13	12	12	12	12	11	12	16	15	16	17	19
20	Macaristan	26	27	23	24	25	21	25	24	25	19	21	23	21	19
21	Türkiye	34	31	29	21	23	21	20	18	21	18	18	18	18	21
22	S. Arabistan	26	23	26	26	25	25	14	47	55	28	21	18	18	21
23	Polonya	21	23	18	16	18	18	16	18	21	19	19	22	21	21
24	Avusturya	23	25	21	21	19	21	16	20	21	19	21	23	24	24
25	Malezya	15	17	23	23	24	26	29	30	27	28	34	27	27	25

HS8414 - İTHALAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - C

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	1.371.681	1.414.794	1.671.733	2.147.472	2.114.636	2.602.578	2.930.393	3.166.780	2.265.127	3.148.606	3.897.794	3.457.972	3.722.953	3.951.453
1	Almanya	384.010	384.097	512.068	621.759	629.861	750.456	816.212	911.221	701.874	838.043	1.006.536	951.153	1.014.348	1.029.640
2	Japonya	149.666	152.357	156.492	292.054	252.466	317.403	325.352	348.856	207.054	420.666	461.032	359.736	347.951	360.214
3	ABD	154.041	160.988	157.203	146.505	182.721	197.385	221.796	248.624	180.327	227.142	284.562	286.092	308.230	312.627
4	G. Kore	11.276	12.910	19.366	26.468	27.639	84.261	127.582	120.059	71.753	201.712	286.151	192.602	291.350	283.368
5	İtalya	102.913	99.616	110.727	146.908	159.580	195.987	404.340	412.128	262.276	285.641	323.626	289.262	274.492	280.884
6	Fransa	115.150	108.654	125.739	163.833	139.186	198.735	231.738	230.688	137.611	284.178	319.128	279.203	268.316	270.717
7	Çin	19.710	29.187	27.529	38.736	51.077	66.871	73.882	100.111	83.433	106.899	138.241	144.169	174.863	195.503
8	Çek Cum.	3.125	4.876	9.073	13.514	17.504	22.268	39.830	60.674	44.867	55.841	145.646	167.018	175.831	180.122
9	Meksika	44.231	39.882	41.291	24.470	34.255	24.959	21.152	52.484	49.808	83.598	129.234	149.674	148.203	157.048
10	İsviçre	80.342	76.291	75.966	88.473	88.812	94.880	119.016	134.375	95.873	122.106	165.714	122.206	133.037	143.177
11	İngiltere	179.711	193.835	258.259	308.103	310.627	407.642	254.593	227.510	162.623	188.576	193.579	108.937	128.310	119.229
12	Hollanda	15.062	21.050	18.516	17.320	18.614	29.339	33.246	33.576	34.504	38.470	46.610	47.720	58.319	67.328
13	Kanada	10.417	12.381	16.152	21.274	23.619	27.913	33.791	33.265	25.200	34.624	55.867	57.191	60.701	58.385
14	Tayvan	6.192	7.835	13.939	16.194	18.378	26.519	32.457	35.780	23.768	44.804	50.067	42.531	45.926	42.660
15	Singapur	5.495	6.286	9.848	13.768	12.383	14.155	19.856	18.622	13.776	16.233	22.538	28.250	28.025	37.276
16	Belçika	9.644	9.796	11.434	14.933	8.847	9.238	12.913	12.903	13.455	21.326	29.553	23.880	27.343	28.068
17	İspanya	13.121	13.112	15.947	23.849	14.785	9.665	13.143	14.814	12.514	11.520	18.811	13.939	17.859	27.138
18	Romanya	316	75	220	2.223	3.939	2.431	1.546	2.809	2.284	5.110	10.737	8.023	12.504	21.360
19	Hong Kong	5.436	7.309	6.252	6.515	9.815	6.236	8.106	6.639	3.704	5.464	6.966	8.868	9.870	21.157
20	Avusturya	5.357	5.984	6.626	7.711	8.958	9.722	10.064	10.937	8.721	10.392	13.175	12.830	15.628	19.183
21	Brezilya	6.805	6.224	6.465	9.620	10.568	11.931	14.758	17.180	9.024	12.519	16.698	13.969	12.621	17.681
22	Tayland	1.352	529	375	811	5.227	6.456	10.935	5.721	5.344	8.722	8.637	9.109	13.846	16.818
23	İsviç	12.241	14.096	14.246	14.330	14.657	13.869	22.484	16.680	11.713	14.307	17.826	18.852	19.109	16.408
24	Norveç	2.724	3.069	3.817	8.241	7.454	6.978	7.996	9.003	10.207	8.784	15.960	11.660	17.873	15.464
25	Malezya	970	1.735	1.759	4.146	2.481	3.626	4.098	3.526	6.815	3.639	6.644	6.216	13.335	15.440
26	Türkiye	438	940	1.270	1.901	2.306	3.123	3.085	4.174	3.997	5.711	6.633	6.950	8.842	10.283
27	Hindistan	524	1.115	1.538	1.519	2.651	2.874	3.897	7.191	4.355	4.122	8.472	9.899	9.694	8.623
28	Fineandiya	2.655	1.718	1.774	3.079	1.593	3.225	4.434	5.627	5.146	1.481	4.133	6.380	5.995	8.135
29	Danimarka	3.210	3.402	4.643	5.014	3.443	4.230	7.506	7.805	8.962	9.097	20.583	11.066	6.732	8.031
30	Polonya	1.883	3.362	4.006	5.602	8.265	10.507	13.414	21.205	8.029	15.935	12.408	10.425	9.704	7.922

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR - %

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	Almanya	28	27,2	30,7	29	29,8	28,8	27,8	28,8	31	28,6	25,9	27,5	27,2	26,7
2	Japonya	10,9	10,8	9,4	13,6	11,9	12,2	11,1	11	9,1	13,4	11,9	10,4	9,3	9,4
3	ABD	11,2	11,4	9,4	6,8	8,6	7,6	7,5	7,9	8	7,2	7,3	8,3	8,3	8,1
4	G. Kore	0,8	0,9	1,2	1,2	1,3	3,2	4,3	3,8	3,2	6,4	7,4	5,6	7,8	7,4
5	İtalya	7,5	7	6,6	6,8	7,5	7,5	13,8	13	11,6	9,1	8,3	8,4	7,4	7,3
6	Fransa	8,4	7,7	7,5	7,6	6,6	7,6	7,9	7,3	6,1	9	8,2	8,1	7,2	7
7	Çin	1,4	2,1	1,6	1,8	2,4	2,6	2,5	3,2	3,7	3,4	3,6	4,2	4,7	5,1
8	Çek Cum.	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,4	1,9	2	1,8	3,7	4,8	4,7	4,7
9	Meksika	3,2	2,8	2,5	1,1	1,6	1	0,7	1,7	2,2	2,7	3,3	4,3	4	4,1
10	İsviçre	5,9	5,4	4,5	4,1	4,2	3,6	4,1	4,2	4,2	3,9	4,3	3,5	3,6	3,7
11	İngiltere	13,1	13,7	15,4	14,3	14,7	15,7	8,7	7,2	7,2	6	5	3,2	3,4	3,1
12	Hollanda	1,1	1,5	1,1	0,8	0,9	1,1	1,1	1,1	1,5	1,2	1,2	1,4	1,6	1,7
13	Kanada	0,8	0,9	1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,4	1,7	1,6	1,5
14	Tayvan	0,5	0,6	0,8	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1
15	Singapur	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,5	0,7	0,6	0,6	0,5	0,6	0,8	0,8	1
16	Belçika	0,7	0,7	0,7	0,7	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,7	0,8	0,7	0,7	0,7
17	İspanya	1	0,9	1	1,1	0,7	0,4	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,4	0,5	0,7
18	Romanya	0	0	0	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,2	0,3	0,6
19	Hong Kong	0,4	0,5	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5
20	Avusturya	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5
21	Brezilya	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,5
22	Tayland	0,1	0	0	0	0,2	0,2	0,4	0,2	0,2	0,3	0,2	0,3	0,4	0,4
23	İsveç	0,9	1	0,9	0,7	0,7	0,5	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4
24	Norveç	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,5	0,3	0,4	0,3	0,5	0,4
25	Malezya	0,1	0,1	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,1	0,2	0,2	0,4	0,4
26	Türkiye	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3
27	Hindistan	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,3	0,3	0,2
28	Finlandiya	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0	0,1	0,2	0,2	0,2
29	Danimarka	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3	0,2	0,4	0,3	0,5	0,3	0,2	0,2
30	Polonya	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,4	0,5	0,3	0,3	0,3	0,2

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Almanya	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Japonya	4	4	3	3	3	3	3	3	3	2	2	2	2	2
3	ABD	3	3	3	5	4	4	6	4	4	5	6	4	3	3
4	G. Kore	13	12	10	9	10	8	7	8	9	6	5	6	4	4
5	İtalya	6	6	6	5	5	6	2	2	2	3	3	3	5	5
6	Fransa	5	5	5	4	6	4	5	5	6	4	4	5	6	6
7	Çin	9	9	9	8	8	9	9	9	8	9	10	9	7	7
8	Çek Cum.	21	21	18	17	14	14	10	10	11	11	9	7	7	8
9	Meksika	8	8	8	10	9	12	15	11	10	10	11	8	9	9
10	İsviçre	7	7	7	7	7	7	8	7	7	8	8	10	10	10
11	İngiltere	2	2	2	2	2	2	4	6	5	7	7	11	11	11
12	Hollanda	10	10	11	13	12	10	11	12	12	13	14	13	12	12
13	Kanada	13	12	12	12	11	10	11	12	13	14	12	12	12	13
14	Tayvan	16	16	15	13	12	12	11	12	14	12	13	14	14	14
15	Singapur	18	18	17	17	17	15	15	16	15	16	16	15	15	15
16	Belçika	15	15	16	15	20	18	19	20	15	15	15	16	16	16
17	İspanya	11	12	12	10	15	18	19	17	15	19	17	18	17	16
18	Romanya	28	29	29	26	24	26	27	28	30	25	22	27	23	18
19	Hong Kong	18	17	19	22	18	23	22	23	25	25	25	21	23	19
20	Avusturya	18	18	19	19	20	18	22	21	20	21	22	18	20	19
21	Brezilya	16	18	19	19	18	15	17	17	20	19	20	18	23	19
22	Tayland	25	29	29	30	24	23	19	23	25	21	25	21	20	22
23	İsviç	12	11	14	15	15	15	14	17	18	16	17	17	17	22
24	Norveç	21	22	23	19	20	22	22	21	18	21	20	21	17	22
25	Malezya	25	25	25	24	27	26	27	28	24	28	25	27	20	22
26	Türkiye	28	25	25	26	27	26	27	28	25	25	25	27	28	26
27	Hindistan	28	25	25	26	27	26	27	23	25	28	25	21	23	27
28	Finlandiya	21	25	25	26	27	26	26	23	25	30	30	27	28	27
29	Danimarka	21	22	22	24	24	23	22	23	20	21	17	21	28	27
30	Polonya	25	22	23	22	20	18	17	15	20	16	22	21	23	27

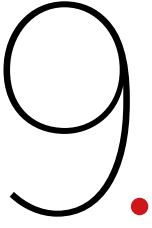
HS841410 - İHRACAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - D

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	1.469.160	1.529.788	1.760.458	2.314.291	2.232.914	2.704.172	3.044.203	3.270.175	2.355.665	3.242.322	3.845.748	3.507.272	3.940.086	4.031.797
1	ABD	314.552	285.625	288.456	374.355	346.687	423.907	431.079	408.086	314.093	493.582	686.437	615.899	635.173	716.169
2	Çin	53.416	72.621	95.229	150.135	120.261	180.772	201.041	251.168	186.720	340.050	459.776	349.437	509.231	528.324
3	Almanya	115.587	117.904	161.189	194.279	179.873	242.099	273.003	309.704	211.813	268.140	360.033	263.027	273.540	289.685
4	G. Kore	66.394	73.813	96.507	150.962	152.281	174.797	146.256	171.140	115.453	214.447	190.905	187.478	219.877	195.075
5	İngiltere	118.559	102.759	107.669	115.833	97.604	108.106	111.090	105.054	113.739	122.625	135.458	109.827	153.452	173.313
6	Tayvan	81.618	73.134	73.540	143.664	123.604	181.569	199.819	170.685	80.412	206.445	210.899	150.998	150.166	163.410
7	Fransa	68.732	72.367	92.103	127.219	119.266	143.257	140.230	141.259	100.716	113.571	140.630	140.645	131.901	146.041
8	Japonya	87.202	73.525	92.956	124.246	127.260	138.570	132.878	144.461	102.421	145.961	167.232	138.546	129.208	130.538
9	Kanada	47.411	53.766	58.763	63.204	71.363	85.379	74.317	62.259	53.485	56.508	85.723	105.481	107.296	120.159
10	İtalya	61.299	66.659	78.010	90.280	79.967	85.232	104.638	108.931	63.550	79.240	95.915	82.178	91.556	102.984
11	Meksika	28.684	28.683	31.672	30.948	28.924	32.654	42.743	79.179	45.125	49.166	55.590	65.953	86.910	95.035
12	Singapur	23.675	22.636	23.683	47.024	26.412	32.950	42.133	54.828	44.656	68.058	62.792	69.494	77.656	89.528
13	Hollanda	20.975	23.310	27.663	30.146	31.810	36.212	36.347	50.841	43.844	41.710	56.954	62.683	86.778	89.364
14	Rusya	8.365	9.454	8.209	10.373	14.456	26.163	27.044	38.734	31.452	49.014	60.123	72.818	98.802	77.070
15	İspanya	43.508	60.930	89.187	121.742	122.397	134.753	149.632	136.735	106.939	127.742	93.713	67.270	57.763	65.993
16	İrlanda	5.561	7.223	20.226	10.298	18.320	17.973	13.876	13.321	10.910	9.230	8.462	38.306	39.569	65.815
17	Avusturya	21.438	21.753	28.632	33.568	30.403	34.018	33.016	51.673	40.636	40.402	56.729	58.042	57.306	61.816
18	İsviçre	32.616	31.756	44.681	57.043	42.755	47.724	55.762	67.282	48.545	52.003	58.383	54.885	55.978	57.418
19	Tayland	11.203	11.363	16.653	22.074	32.399	39.513	37.042	45.990	30.876	43.488	52.472	64.294	60.367	55.043
20	Türkiye	7.530	7.201	10.328	11.875	16.292	21.920	25.324	27.655	21.677	24.485	30.290	26.863	64.584	54.821
21	Çek Cum.	7.495	8.908	11.054	16.093	12.733	16.010	29.712	27.756	22.252	24.283	58.717	49.322	40.499	47.962
22	Malezya	16.628	11.111	11.660	19.005	15.811	20.596	23.493	23.717	22.831	32.030	29.962	35.510	38.938	42.440
23	Belçika	17.545	18.182	20.208	23.933	27.403	25.905	35.663	44.829	30.730	34.743	46.309	37.505	40.534	41.994
24	Polonya	25.187	24.902	31.597	35.417	37.562	36.259	45.706	47.583	35.151	40.509	45.483	37.912	42.420	38.513
25	Hindistan	3.871	6.319	6.879	6.969	10.363	16.542	16.192	22.747	22.090	26.548	36.133	34.637	37.852	34.971



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR - %

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	ABD	21,4	18,7	16,4	16,2	15,5	15,7	14,2	12,5	13,3	15,2	17,8	17,6	16,1	17,8
2	Çin	3,6	4,7	5,4	6,5	5,4	6,7	6,6	7,7	7,9	10,5	12	10	12,9	13,1
3	Almanya	7,9	7,7	9,2	8,4	8,1	9	9	9,5	9	8,3	9,4	7,5	6,9	7,2
4	G. Kore	4,5	4,8	5,5	6,5	6,8	6,5	4,8	5,2	4,9	6,6	5	5,3	5,6	4,8
5	İngiltere	8,1	6,7	6,1	5	4,4	4	3,6	3,2	4,8	3,8	3,5	3,1	3,9	4,3
6	Tayvan	5,6	4,8	4,2	6,2	5,5	8,7	6,6	5,2	3,4	6,4	5,5	4,3	3,8	4,1
7	Fransa	4,7	4,7	5,2	5,5	5,3	5,3	4,6	4,3	4,3	3,5	3,7	4	3,3	3,6
8	Japonya	5,9	4,8	5,3	5,4	5,7	5,1	4,4	4,4	4,3	4,5	4,3	4	3,3	3,2
9	Kanada	3,2	3,5	3,3	2,7	3,2	3,2	2,4	1,9	2,3	1,7	2,2	3	2,7	3
10	İtalya	4,2	4,4	4,4	3,9	3,6	3,2	3,4	3,3	2,7	2,4	2,5	2,3	2,3	2,6
11	Meksika	2	1,9	1,8	1,3	1,3	1,2	1,4	2,4	1,9	1,5	1,4	1,9	2,2	2,4
12	Singapur	1,6	1,5	1,3	2	1,2	1,2	1,4	1,7	1,9	2,1	1,6	2	2	2,2
13	Hollanda	1,4	1,5	1,6	1,3	1,4	1,3	1,2	1,6	1,9	1,3	1,5	1,8	2,2	2,2
14	Rusya	0,6	0,6	0,5	0,4	0,6	1	0,9	1,2	1,3	1,5	1,6	2,1	2,5	1,9
15	İspanya	3	4	5,1	5,3	5,5	5	4,9	4,2	4,5	3,9	2,4	1,9	1,5	1,6
16	İrlanda	0,4	0,5	1,1	0,4	0,8	0,7	0,5	0,4	0,5	0,3	0,2	1,1	1	1,6
17	Avusturya	1,5	1,4	1,6	1,5	1,4	1,3	1,1	1,6	2,1	1,5	1,5	1,7	1,5	1,5
18	İsviçre	2,2	2,1	2,5	2,5	1,9	1,8	1,8	2,1	2,1	1,6	1,5	1,6	1,4	1,4
19	Tayland	0,8	0,7	0,9	1	1,5	1,5	1,2	1,4	1,3	1,3	1,4	1,8	1,5	1,4
20	Türkiye	0,5	0,5	0,6	0,5	0,7	0,8	0,8	0,8	0,9	0,8	0,8	0,8	1,6	1,4
21	Çek Cum.	0,5	0,6	0,6	0,7	0,6	0,6	1	0,8	0,9	0,7	1,5	1,4	1	1,2
22	Malezya	1,1	0,7	0,7	0,8	0,7	0,8	0,8	0,7	1	1	0,8	1	1	1,1
23	Belçika	1,2	1,2	1,1	1	1,2	1	1,2	1,4	1,3	1,1	1,2	1,1	1	1
24	Polonya	1,7	1,6	1,8	1,5	1,7	1,3	1,5	1,5	1,5	1,2	1,2	1,1	1,1	1
25	Hindistan	0,3	0,4	0,4	0,3	0,5	0,6	0,5	0,7	0,9	0,8	0,9	1	1	0,9

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA		2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	ABD	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Çin	9	7	5	3	7	3	3	3	3	2	2	2	2	2
3	Almanya	3	2	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3
4	G. Kore	7	4	4	3	3	5	6	4	4	4	5	4	4	4
5	İngiltere	2	3	3	9	9	9	9	10	5	8	8	8	5	5
6	Tayvan	5	4	10	5	5	3	3	4	9	5	4	5	6	6
7	Fransa	6	7	7	6	8	6	7	7	7	9	7	6	7	7
8	Japonya	4	4	6	7	4	7	8	6	7	6	6	6	7	8
9	Kanada	10	11	11	11	11	10	11	13	11	12	11	9	9	9
10	İtalya	8	9	9	10	10	10	10	9	10	10	9	10	11	10
11	Meksika	13	13	13	16	17	17	14	11	14	14	18	13	12	11
12	Singapur	15	15	17	13	18	17	14	14	14	11	12	12	14	12
13	Hollanda	17	15	15	16	15	14	16	15	14	17	14	15	12	12
14	Rusya	21	21	24	23	23	19	21	20	18	14	12	11	10	14
15	İspanya	11	10	8	8	5	8	5	8	6	7	10	13	16	15
16	İrlanda	24	23	18	23	20	23	24	25	25	25	25	20	21	15
17	Avusturya	16	17	15	14	15	14	19	15	12	14	14	17	16	17
18	İsviçre	12	12	12	12	12	12	12	12	12	13	14	18	19	18
19	Tayland	20	19	20	18	14	13	16	18	18	17	18	15	16	18
20	Türkiye	22	23	22	22	21	21	22	21	22	22	23	25	15	18
21	Çek Cum.	22	21	22	21	23	24	20	21	22	24	14	19	21	21
22	Malezya	19	19	21	20	21	21	22	23	21	21	23	23	21	22
23	Belçika	18	18	18	18	18	19	16	18	18	20	20	20	21	23
24	Polonya	14	14	13	14	13	14	13	17	17	19	20	20	20	23
25	Hindistan	25	25	25	25	25	24	24	23	22	22	22	23	21	25

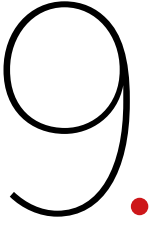
HS841410 - İTHALAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - E

DEĞER(ABD \$ X 1000)

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	525.963	503.371	579.389	623.266	704.163	820.937	1.010.312	991.047	712.820	850.405	1.133.554	1.074.414	1.099.739	1.030.227
1	Belçika	140.376	112.126	133.039	167.360	180.372	124.734	133.247	100.161	73.542	172.793	277.699	222.769	217.620	160.305
2	ABD	57.446	58.637	72.810	63.084	78.339	113.896	155.076	173.531	86.548	128.213	191.289	208.727	168.158	158.957
3	Çin	555	676	1.297	1.444	2.528	6.724	28.057	40.530	30.543	46.510	72.289	85.144	113.769	126.904
4	Almanya	30.114	54.442	68.420	94.497	87.765	111.073	123.723	147.835	62.458	67.242	94.878	84.713	77.842	90.119
5	İtalya	108.905	84.839	100.230	79.721	77.072	115.290	120.775	120.003	81.777	91.894	63.658	64.705	62.821	85.695
6	Hindistan	17.673	23.176	20.554	17.827	22.832	38.665	46.020	55.183	36.039	31.727	55.083	65.947	77.912	58.286
7	Çek Cum.	1.684	1.280	1.723	12.681	45.559	60.369	80.616	32.804	28.122	36.940	80.445	56.758	53.360	53.438
8	Japonya	8.030	8.838	10.985	12.655	16.780	28.024	61.486	65.358	32.233	51.325	50.591	41.039	46.440	41.493
9	Malezya	3.431	1.768	2.918	1.697	2.538	3.283	4.514	6.517	3.306	7.181	8.392	30.842	31.511	32.409
10	Singapur	3.272	3.425	10.373	9.534	13.590	15.359	22.822	31.100	20.038	19.648	19.045	22.362	56.570	31.146
11	Tayvan	22.722	16.568	23.965	23.280	18.516	21.872	20.050	24.864	25.787	36.399	33.966	23.334	24.532	24.588
12	Fransa	35.051	44.273	38.464	40.747	52.393	54.346	80.882	33.234	117.776	25.773	20.757	18.049	17.385	23.047
13	Hollanda	6.299	7.464	10.892	14.157	13.616	11.100	20.370	15.626	22.428	10.382	8.311	17.000	13.648	16.582
14	İndonezya	363	481	391	482	388	5342	8.063	4.873	3.670	2.664	3.933	3.634	2.264	14.708
15	İngiltere	48.988	36.690	22.652	14.425	19.827	30.274	30.751	27.524	20.640	11.675	10.105	14.270	9.502	11.402
16	Güney Afrika	920	2.459	1.823	1.834	2.989	2.405	4.068	7.073	4.148	11.370	9.932	11.933	8.234	8.480
17	Ukrayna	4.752	4.672	5.384	6.647	8.199	11.572	12.721	10.889	3.794	5.902	6.380	5.828	4.801	6.754
18	Kanada	874	1.648	1.749	1.746	2.080	2.729	2.566	1.275	2.222	2.693	8.182	7.913	5.924	6.510
19	Türkiye	742	1.327	2.441	3.114	2.432	3.698	4.379	5.403	5.169	5.782	7.281	7.136	6.686	6.011
20	Kazakistan	328	1	219	318	775	13	79	259	68	193	262	2.178	357	5.078
21	Avustralya	1.184	2.661	2.868	1.597	1.314	3.246	4.181	4.368	3.542	7.483	3.052	4.706	4.295	4.687
22	Hong kong	5.436	7.505	3.639	3.909	3.722	3.576	4.945	4.131	4.109	3.089	2.379	3.325	5.811	3.841
23	İsviç	2.457	2.025	3.307	1.865	1.692	1.946	3.263	3.036	2.524	4.854	18.803	4.217	3.880	3.826
24	G. Kore	826	1.041	1.492	1.473	1.442	2.462	996	3.742	5.215	3.732	3.408	1.983	4.097	3.388
25	BAE					6.128		6.662	8.836	3.055	11.962	37.694	3.794	6.011	3.215
26	Şili	19	69	289	2.037	1.670	1.151	1.584	1.511	963	1.566	2.949	3.187	1.842	3.197
27	Portekiz	362	449	593	503	2.123	1.918	2.794	2.806	1.950	2.083	3.129	3.329	3.519	3.116
28	Norveç	720	1.404	858	1.549	4.504	2.629	2.376	1.641	3.023	1.962	4.505	3.507	3.059	2.913
29	Rusya	1.487	1.326	1.249	2.270	2.315	2.789	5.243	3.714	2.051	1.810	2.050	1.764	7.680	2.698
30	İspanya	2.845	2.885	3.941	2.274	2.305	2.224	4.549	9.300	6.215	4.650	4.662	6.254	4.064	2.686



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR - %		2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
No.	İhracatçı	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	Toplam	26,7	22,3	23	26,9	25,6	15,2	13,2	10,1	10	20,3	24,5	20,7	19,8	15,6
2	Belçika	10,9	11,7	12,6	10,1	11,1	13,9	15,3	17,5	11,8	15,1	16	19,4	15,3	15,4
3	ABD	0,1	0,2	0,2	0,2	0,4	0,8	2,8	4,1	4,2	5,5	6,4	7,9	10,3	12,3
4	Çin	5,7	10,8	11,8	15,2	12,5	13,5	12,2	14,9	8,5	7,9	8,4	7,9	7,1	8,7
5	Almanya	20,7	16,9	17,3	12,8	10,9	14	12	12,1	11,2	10,8	5,6	6	5,7	8,3
6	İtalya	3,4	4,6	3,5	2,9	3,2	4,7	4,6	5,6	4,9	3,7	4,9	6,1	7,1	5,7
7	Hindistan	0,3	0,3	0,3	2	6,5	7,4	8	3,3	3,8	4,3	5,3	5,3	4,9	5,2
8	Çek Cum.	1,5	1,8	1,9	2	2,4	3,4	6,1	6,6	4,4	6	4,5	3,8	4,2	4
9	Japonya	0,7	0,4	0,5	0,3	0,4	0,4	0,4	0,7	0,5	0,8	0,7	2,9	2,9	3,1
10	Malezya	0,6	0,7	1,8	1,5	1,9	1,9	2,3	3,1	2,7	2,3	1,7	2,1	5,1	3
11	Singapur	4,3	3,3	4,1	3,7	2,6	2,7	2	2,5	3,5	4,3	3	2,2	2,2	2,4
12	Tayvan	6,7	8,8	6,6	6,5	7,4	6,6	6	3,4	16,1	3	1,8	1,7	1,6	2,2
13	Fransa	1,2	1,5	1,9	2,3	1,9	1,4	2	1,6	3,1	1,2	0,7	1,6	1,2	1,6
14	Hollanda	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,7	0,8	0,5	0,5	0,3	0,3	0,3	0,2	1,4
15	İndonezya	9,3	7,3	3,9	2,3	2,8	3,7	3	2,8	2,8	1,4	0,9	1,3	0,9	1,1
16	İngiltere	0,2	0,5	0,3	0,3	0,4	0,3	0,4	0,7	0,6	1,3	0,9	1,1	0,7	0,8
17	Güney Afrika	0,9	0,9	0,9	1,1	1,2	1,4	1,3	1,1	0,5	0,7	0,6	0,5	0,4	0,7
18	Ukrayna	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,1	0,3	0,3	0,7	0,7	0,5	0,6
19	Kanada	0,1	0,3	0,4	0,5	0,3	0,5	0,4	0,5	0,7	0,7	0,6	0,7	0,6	0,6
20	Türkiye	0,1	0	0	0,1	0,1	0	0	0	0	0	0	0,2	0	0,5
21	Kazakistan	0,2	0,6	0,5	0,3	0,2	0,4	0,4	0,4	0,5	0,9	0,3	0,4	0,4	0,5
22	Avustralya	1	1,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,5	0,4	0,6	0,4	0,2	0,3	0,5	0,4
23	Hong kong	0,5	0,4	0,6	0,3	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,6	1,7	0,4	0,3	0,4
24	İsveç	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,3	0,1	0,4	0,7	0,4	0,3	0,2	0,4	0,3
25	G. Kore							0,7	0,9	0,4	1,4	3,3	0,4	0,5	0,3
26	BAE					0,9									
27	Şili	0	0	0	0,3	0,2	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,3	0,3	0,2	0,3
28	Portekiz	0,1	0,1	0,1	0,1	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3
29	Norveç	0,1	0,3	0,1	0,2	0,6	0,3	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,3	0,3	0,3
30	Rusya	0,3	0,3	0,2	0,4	0,3	0,3	0,5	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	0,7	0,3
31	İspanya	0,5	0,6	0,7	0,4	0,3	0,3	0,5	0,9	0,8	0,5	0,4	0,6	0,4	0,3

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İhracatçı	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Belçika	1	1	1	1	1	1	2	4	4	1	1	1	1	1
2	ABD	3	3	3	4	3	3	1	1	2	2	2	2	2	2
3	Çin	23	24	23	24	17	14	10	7	8	6	4	3	3	3
4	Almanya	6	4	4	2	2	4	3	2	5	4	3	3	4	4
5	İtalya	2	2	2	3	4	2	4	3	3	3	5	6	6	5
6	Hindistan	8	7	8	7	7	7	8	6	6	9	7	5	4	6
7	Çek Cum.	17	19	19	10	6	5	5	9	9	7	6	7	8	7
8	Japonya	9	9	9	10	10	9	6	5	7	5	8	8	9	8
9	Malezya	13	17	16	18	17	17	20	17	19	17	16	9	10	9
10	Singapur	14	13	11	12	11	11	11	10	13	11	12	11	7	10
11	Tayvan	7	8	6	6	9	10	12	12	10	7	10	10	11	11
12	Fransa	5	5	5	5	5	6	7	8	1	10	11	12	12	12
13	Hollanda	10	10	9	8	11	12	12	13	11	15	16	13	13	13
14	İndonezya	23	26	25	27	29	15	15	19	19	24	23	23	28	14
15	İngiltere	4	6	7	8	8	8	9	11	12	12	14	14	14	15
16	Güney Afrika	19	16	19	18	17	20	20	17	17	14	14	15	15	16
17	Ukrayna	12	12	12	13	13	12	14	14	19	18	19	19	21	17
18	Kanada	19	19	19	18	20	20	24	29	25	24	16	16	18	18
19	Türkiye	23	19	18	15	20	16	20	19	15	18	19	16	17	18
20	Kazakistan	23	28	28	27	29	29	30	30	30	30	30	28	30	20
21	Avustralya	19	14	16	18	25	17	20	21	19	16	23	20	21	20
22	Hong Kong	11	10	14	14	16	17	17	21	17	22	28	23	18	22
23	İsviçre	15	17	14	18	25	26	24	25	25	20	12	20	25	22
24	G. Kore	19	24	19	24	25	20	29	21	15	22	23	28	21	24
25	BAE	29	28	28	#YOK	14	29	16	15	23	12	9	20	18	24
26	Şili	29	28	28	18	25	28	27	27	29	26	23	23	28	24
27	Portekiz	23	26	25	27	20	26	24	25	25	26	23	23	25	24
28	Norveç	23	19	25	24	15	20	27	27	23	26	21	23	25	24
29	Rusya	17	19	23	16	20	20	17	21	25	26	28	28	15	24
30	İspanya	15	14	13	16	20	20	17	15	14	21	21	18	21	24

HS841440 - İHRACAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - F

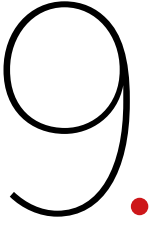
DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İthalatçı	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	517.214	513.057	639.130	739.936	963.828	1.098.896	1.398.380	1.523.968	1.016.259	1.257.423	1.619.229	1.436.923	1.330.334	1.184.627
1	Hindistan	7.122	7.877	14.646	38.872	60.992	69.607	112.390	119.277	113.145	159.132	169.743	188.698	136.085	120.738
2	Malezya	18.770	20.889	20.063	46.978	37.697	28.155	37.806	42.722	44.414	50.366	54.057	67.791	96.485	80.660
3	ABD	29.530	13.037	10.310	20.052	33.431	68.852	45.459	36.380	14.773	25.527	49.943	42.264	44.578	58.425
4	İngiltere	16.020	28.841	33.759	33.093	61.702	76.075	75.458	56.441	18.819	22.292	41.548	34.610	32.711	54.353
5	Kanada	17.322	14.334	15.319	17.590	19.835	30.992	31.982	30.505	12.472	21.797	46.489	53.335	50.501	47.173
6	G. Kore	7.862	11.024	7.762	8.460	10.486	6.199	14.338	25.047	15.958	9.686	10.910	16.175	14.816	42.794
7	S. Arabistan	10.327	19.970	24.490	28.370	40.332	77.031	102.536	36.923	19.200	63.038	71.359	120.495	96.110	41.522
8	Cezayir	7.463	7.850	4.231	7.243	5.322	12.226	17.186	26.666	39.769	47.200	116.947	22.474	28.136	33.809
9	BAE					35.194		48.629	57.959	16.874	20.132	32.131	45.987	34.445	31.137
10	Fransa	35.427	35.864	32.933	57.448	62.276	56.422	79.027	78.771	33.544	43.228	55.187	42.547	32.504	30.094
11	Meksika	14.028	10.518	12.585	13.825	18.359	24.201	25.493	29.303	20.001	18.775	25.772	37.495	25.798	27.526
12	Rusya	9.165	8.308	10.929	11.434	18.540	21.512	24.027	30.884	9.255	29.788	30.136	29.824	33.544	26.433
13	Endonezya	5.418	5.244	5.852	10.887	11.810	12.500	16.185	29.688	54.365	32.503	30.600	28.027	34.171	26.149
14	Avustralya	3.419	6.049	8.453	9.879	14.687	18.901	30.225	32.801	18.743	25.538	45.373	38.476	21.232	25.989
15	Hong Kong	25.060	11.059	7.298	6.664	7.428	6.436	14.395	16.148	13.982	17.918	12.324	20.638	21.732	22.960
16	Hollanda	8.523	8.130	7.207	11.171	10.444	9.489	15.780	14.165	12.667	10.414	14.120	23.612	18.315	20.047
17	Singapur	7.003	10.948	9.516	12.632	16.103	28.483	31.746	29.190	13.900	15.615	15.868	18.615	33.217	18.776
18	Katar	4.026	4.103	13.029	2.796	35.952	31.138	70.928	102.531		12.460			39.887	17.867
19	G. Afrika	5.259	6.973	11.111	11.725	11.904	18.046	27.538	40.976	14.626	18.265	20.410	22.331	18.232	16.347
20	Brezilya	6.826	1.794	1.279	1.328	1.213	3.532	7.846	22.745	12.215	19.358	11.327	8.512	10.020	15.565
21	Almanya	18.581	26.851	40.592	41.350	25.557	25.590	36.798	22.176	16.708	16.082	20.263	14.977	9.984	14.593
22	Norveç	4.508	4.487	6.440	8.207	9.487	12.674	16.988	13.425	9.277	12.837	14.390	16.407	15.428	13.650
23	Belçika	7.267	4.920	5.524	5.126	4.962	5.092	8.453	10.111	6.075	10.472	16.004	13.066	17.846	13.091
24	Kolombiya	1.442	1.096	1.238	1.868	3.318	4.478	6.851	12.366	6.357	8.918	15.104	13.504	11.155	13.078
25	Şili	3.263	4.816	5.032	5.546	9.570	13.591	17.076	24.648	9.709	16.613	21.464	19.702	19.555	13.039
26	İtalya	26.728	22.516	20.179	20.727	20.815	26.906	21.059	21.866	17.995	19.045	18.791	15.070	14.194	13.011
27	Peru	1.028	1.140	1.197	2.079	2.690	6.212	9.250	13.314	8.450	14.738	19.557	19.400	15.785	11.516
28	Çek Cum.	2.202	2.786	3.754	5.032	3.162	3.811	5.004	4.014	2.727	3.563	3.762	2.184	2.124	10.388
29	Tayland	1.948	3.157	2.517	4.645	9.471	6.576	5.854	16.956	8.359	6.514	9.109	9.522	10.827	10.148
30	Türkiye	3.079	4.156	4.418	7.463	8.806	10.935	18.232	14.967	7.748	12.749	16.744	14.045	15.912	9.952
31	Polonya	1.741	1.233	1.452	3.231	3.343	6.983	10.501	13.080	6.924	6.854	10.404	5.513	7.672	9.535
32	İsviçre	6.066	4.464	5.989	6.416	8.047	11.366	16.067	17.062	12.306	16.761	17.186	9.660	13.006	9.515
33	Kazakistan	1.550	2.180	2.207	2.985	5.056	7.381	12.801	11.118	8.911	8.810	7.936	17.143	18.221	9.385
34	İsveç	9.165	9.910	10.436	12.119	14.735	11.101	12.581	11.101	7.804	15.879	14.541	9.365	12.351	9.360
35	Etyopya	486	527	675	1.182	1.494	4.249	3.400	3.353	4.499	4.001	3.463	5.820	7.024	8.493

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR - %

No.	İthalatçı	2001	2002	2003	2004	2005	2005	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	Hindistan	1.4	1.5	2.3	5.3	6.3	6.3	8	7.8	11.1	12.7	10.5	13.1	10.2	10.2
2	Malezya	3.6	4.1	3.1	6.4	3.9	2.6	2.7	2.8	4.4	4	3.3	4.7	7.2	6.8
3	ABD	5.7	2.5	1.6	2.7	3.5	6.3	3.3	2.4	1.5	2	3.1	2.9	3.3	4.9
4	İngiltere	3.1	5.6	5.3	4.5	6.4	6.9	5.4	3.7	1.9	1.8	2.6	2.4	2.4	4.6
5	Kanada	3.3	2.8	2.4	2.4	2.1	2.8	2.3	2	1.2	1.7	2.9	3.7	3.8	4
6	G. Kore	1.5	2.1	1.2	1.1	1.1	0.6	1	1.6	1.6	0.8	0.7	1.1	1.1	3.6
7	S. Arabistan	2	3.9	3.8	3.8	4.2	7	7.3	2.4	1.9	5	4.4	8.4	7.2	3.5
8	Cezayir	1.4	1.5	0.7	1	0.6	1.1	1.2	1.7	3.9	3.8	7.2	1.6	2.1	2.9
9	BAE					3.7		3.5	3.8	1.7	1.6	2	3.2	2.6	2.6
10	Fransa	6.8	7	5.2	7.8	6.5	5.1	5.7	5.2	3.3	3.4	3.4	3	2.4	2.5
11	Meksika	2.7	2.1	2	1.9	1.9	2.2	1.8	1.9	2	1.5	1.6	2.6	1.9	2.3
12	Rusya	1.8	1.6	1.7	1.5	1.9	2	1.7	2	0.9	2.4	1.9	2.1	2.5	2.2
13	Endonezya	1	1	0.9	1.4	1.2	1.1	1.2	1.9	5.3	2.6	1.9	2	2.6	2.2
14	Avustralya	0.7	1.2	1.3	1.3	1.5	1.7	2.2	2.2	1.8	2	2.8	2.7	1.6	2.2
15	Hong Kong	4.8	2.2	1.1	0.9	0.8	0.6	1	1.1	1.4	1.4	0.8	1.4	1.6	1.9
16	Hollanda	1.6	1.6	1.1	1.5	1.1	0.9	1.1	0.9	1.2	0.8	0.9	1.6	1.4	1.7
17	Singapur	1.4	2.1	1.5	1.7	1.7	2.6	2.3	1.9	1.4	1.2	1	1.3	2.5	1.6
18	Katar	0.8	0.8	2	0.4	3.7	2.8	5.1	6.7		1			3	1.5
19	G. Afrika	1	1.4	1.7	1.6	1.2	1.6	2	2.7	1.4	1.5	1.3	1.6	1.4	1.4
20	Brezilya	1.3	0.3	0.2	0.2	0.1	0.3	0.8	1.5	1.2	1.5	0.7	0.6	0.7	1.3
21	Almanya	3.6	5.2	6.4	5.6	2.7	2.3	2.6	1.5	1.6	1.3	1.3	1	0.7	1.2
22	Norveç	0.9	0.9	1	1.1	1	1.2	1.2	0.9	0.9	1	0.9	1.1	1.2	1.2
23	Belçika	1.4	1	0.9	0.7	0.5	0.5	0.6	0.7	0.6	0.8	1	0.9	1.3	1.1
24	Kolombiya	0.3	0.2	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	0.8	0.6	0.7	0.9	0.9	0.8	1.1
25	Şili	0.6	0.9	0.8	0.8	1	1.2	1.2	1.6	1	1.3	1.3	1.4	1.5	1.1
26	İtalya	5.2	4.4	3.2	2.8	2.2	2.4	1.5	1.4	1.8	1.5	1.2	1	1.1	1.1
27	Peru	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.6	0.7	0.9	0.8	1.2	1.2	1.4	1.2	1
28	Çek Cum.	0.4	0.5	0.6	0.7	0.3	0.3	0.4	0.3	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	0.9
29	Tayland	0.3	0.6	0.4	0.6	1	0.6	0.4	1.1	0.8	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
30	Türkiye	0.6	0.8	0.7	1	0.9	1	1.3	1	0.8	1	1	1	1.2	0.8
31	Polonya	0.3	0.2	0.2	0.4	0.3	0.6	0.8	0.9	0.7	0.5	0.6	0.4	0.6	0.8
32	İsviçre	1.2	0.9	0.9	0.9	0.8	1	1.1	1.1	1.2	1.3	1.1	0.7	1	0.8
33	Kazakistan	0.3	0.4	0.3	0.4	0.5	0.7	0.9	0.7	0.9	0.7	0.5	1.2	1.4	0.8
34	İsveç	1.8	1.9	1.6	1.6	1.5	1	0.9	0.7	0.8	1.3	0.9	0.7	0.9	0.8
35	Etyopya	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.4	0.2	0.2	0.4	0.3	0.2	0.4	0.6	0.7



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İthalatçı	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Hindistan	15	16	8	4	3	3	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Malezya	5	5	6	2	5	8	8	6	3	3	5	3	2	2
3	ABD	2	8	13	8	8	3	7	8	14	8	6	7	5	3
4	İngiltere	8	2	2	5	2	2	4	5	7	10	9	10	11	4
5	Kanada	7	7	7	9	11	6	10	11	18	11	7	4	4	5
6	G. Kore	14	10	17	18	19	25	24	17	12	27	28	21	25	6
7	S. Arabistan	10	6	4	6	4	1	2	8	7	2	3	2	2	7
8	Cezayir	15	16	25	20	27	18	18	16	4	4	2	13	13	8
9	BAE							6	4	11	12	10	5	7	9
10	Fransa	1	1	3	1	1	5	3	3	5	5	4	6	11	10
11	Meksika	9	10	9	10	12	12	14	13	6	13	13	9	14	11
12	Rusya	11	14	11	14	12	13	15	11	23	7	11	11	9	12
13	Endonezya	21	20	21	16	17	18	18	13	2	6	11	12	7	12
14	Avustralya	25	19	16	17	15	14	12	10	9	8	8	8	15	12
15	Hong Kong	4	9	18	22	25	25	24	22	15	17	27	16	15	15
16	Hollanda	13	14	18	14	19	23	22	26	18	27	23	13	18	16
17	Singapur	15	10	15	11	14	8	10	13	15	22	20	19	9	17
18	Katar	24	25	9	28	6	6	5	2		24			6	18
19	G. Afrika	21	18	11	12	17	15	13	7	15	13	14	13	18	19
20	Brezilya	19	30	30	33	35	33	30	19	18	13	28	31	31	20
21	Almanya	5	3	1	3	9	11	9	19	12	18	14	23	31	21
22	Norveç	23	22	20	18	21	16	18	26	23	24	23	21	22	21
23	Belçika	15	20	21	25	28	30	30	31	31	27	20	26	21	23
24	Kolombiya	29	31	30	31	30	31	32	30	31	30	23	26	29	23
25	Şili	26	22	24	24	21	16	18	17	22	18	14	16	17	23
26	İtalya	3	4	5	7	10	10	16	21	9	13	17	23	25	23
27	Peru	33	31	30	31	30	25	29	26	26	22	17	16	22	27
28	Çek Cum.	28	28	27	25	30	33	33	34	34	34	33	34	35	28
29	Tayland	29	27	28	27	21	25	33	22	26	32	30	28	29	28
30	Türkiye	26	25	25	20	24	20	17	25	26	24	20	23	22	30
31	Polonya	29	31	30	28	30	25	28	26	30	32	30	32	33	30
32	İsviçre	20	22	21	22	25	20	22	22	18	18	19	28	27	30
33	Kazakistan	29	29	29	28	28	24	26	31	23	30	32	20	18	30
34	İsveç	11	13	13	12	15	20	26	31	26	18	23	28	28	30
35	Etyopya	34	34	34	33	34	31	35	35	33	34	33	32	33	35

HS841440 - İTHALAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - G

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	5.401.277	5.943.987	7.760.400	9.869.348	10.599.570	12.360.981	15.452.968	17.537.079	15.111.841	17.498.130	20.682.299	21.246.293	21.972.917	23.196.626
1	Almanya	790.797	964.025	1.236.895	1.728.319	1.946.033	2.208.221	2.935.458	3.390.439	3.021.371	3.263.905	3.849.070	3.720.997	3.976.730	4.257.482
2	ABD	827.911	843.193	884.841	967.338	1.099.640	1.359.923	1.532.804	2.007.857	2.252.328	2.273.591	2.742.515	3.226.614	3.266.652	3.345.799
3	Çin	78.019	115.894	228.560	368.721	508.408	635.069	919.880	1.093.081	1.013.239	1.374.845	1.672.675	1.806.191	2.003.402	2.398.642
4	İtalya	620.326	681.856	898.948	1.438.422	1.045.019	1.322.857	1.533.821	1.368.092	1.301.500	1.365.493	1.285.457	1.693.065	1.348.914	1.412.457
5	Japonya	392.392	387.987	485.964	553.820	707.190	699.141	1.071.186	1.283.217	1.122.182	1.232.448	1.525.533	1.289.562	1.196.862	1.303.892
6	Romanya	144	287	1.1419	148.637	208.594	302.713	564.963	531.200	392.859	560.323	841.717	746.409	878.581	928.796
7	Fransa	466.567	486.572	815.970	779.377	696.879	818.918	946.257	1.166.497	838.577	963.331	974.406	865.349	783.882	903.882
8	Hollanda	75.945	79.714	176.201	238.408	196.221	388.870	646.480	686.109	525.140	620.927	795.521	786.881	828.937	852.051
9	Belçika	443.402	449.746	575.891	693.284	579.812	461.383	678.558	701.584	506.876	811.862	923.441	960.269	992.709	824.167
10	İngiltere	391.155	396.505	387.082	355.788	394.207	505.058	639.152	678.380	420.101	638.520	678.832	614.127	697.613	714.142
11	İsviçre	161.920	159.487	184.582	247.883	318.706	344.832	490.131	677.959	571.093	625.940	646.686	515.384	668.872	705.764
12	Meksika	107.214	246.961	337.389	468.254	567.411	578.685	384.404	399.211	231.730	438.487	592.846	609.611	624.360	669.090
13	Macaristan	7.443	6.866	30.703	60.150	83.957	132.447	169.701	278.455	251.917	376.289	437.688	428.115	471.087	542.058
14	Polonya	10.715	11.472	7.469	10.846	12.878	27.475	42.897	59.820	31.141	57.359	133.365	357.833	514.746	466.633
15	Avusturya	40.458	34.650	77.081	61.111	77.610	134.573	169.882	219.293	196.535	201.133	132.057	173.660	235.311	418.247
16	Singapur	80.445	72.821	124.470	111.361	167.685	206.427	177.949	233.285	201.762	262.480	180.439	216.810	322.374	384.341
17	G. Kore	84.410	70.003	75.316	86.702	143.249	193.651	240.371	278.739	164.866	219.673	400.116	338.461	395.521	340.161
18	Hindistan	1.728	7.366	9.279	14.772	20.957	95.874	131.146	173.417	122.886	241.418	382.048	367.952	398.701	327.180
19	Tayland	12.533	18.159	17.249	26.797	56.790	82.624	73.233	41.856	55.110	80.796	162.651	126.723	146.631	312.930
20	Çek Cum.	18.794	35.440	111.221	137.934	122.349	157.379	206.285	240.657	162.506	246.665	296.323	301.683	262.941	248.957
21	Brezilya	33.629	33.435	49.219	68.094	88.591	99.770	117.029	197.014	85.572	123.467	134.990	341.501	147.779	228.922
22	Kanada	79.812	93.954	108.282	130.243	151.020	230.713	329.204	376.664	389.365	185.416	305.023	208.783	221.051	217.470
23	Tayvan	134.377	131.773	136.373	130.816	129.246	128.295	100.632	125.398	94.174	139.827	180.257	181.139	167.354	193.256
24	Endonezya	22.487	47.499	50.925	41.109	58.166	62.987	69.709	35.984	39.613	44.427	286.067	202.038	195.918	128.850
25	Portokiz	77.609	86.302	103.252	111.572	128.695	111.977	134.712	83.591	72.388	83.069	64.604	62.234	111.313	113.195
26	Slovakya	2.249	3.181	6.328	6.985	7.389	10.277	13.218	15.521	10.783	15.802	19.583	31.329	43.282	97.792
27	Malezya	100.392	122.399	173.755	302.917	386.882	383.129	317.881	180.895	100.305	146.785	156.513	147.868	176.163	90.622
28	Türkiye	6.968	4.597	8.368	15.474	25.982	30.966	43.293	50.669	30.545	44.420	60.809	67.011	79.415	84.179
29	İspanya	35.436	35.374	25.696	29.482	38.201	36.737	52.284	66.444	55.767	58.262	61.305	65.652	64.714	63.780
30	Rusya	48.155	11.145	14.924	24.768	33.188	52.428	31.657	52.096	57.175	30.777	25.345	44.974	55.615	52.248

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR -
%

No.	İhracatçıları	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
2	Almanya	14,6	16,2	15,9	17,5	18,4	17,9	19	19,4	20	18,7	18,6	17,5	18,1	18,4
3	ABD	15,3	14,2	11,4	9,8	10,4	11	9,9	11,4	14,9	13	13,3	15,2	14,9	14,4
4	Çin	1,4	1,9	2,9	3,7	4,8	5,1	6	6,2	6,7	7,9	8,1	8,5	9,1	10,3
5	İtalya	11,5	11,5	11,6	14,6	9,9	10,7	9,9	7,8	8,6	7,8	6,2	8	6,1	6,1
6	Japonya	7,3	6,5	6,3	5,6	6,7	5,7	6,9	7,3	7,4	7	7,4	6,1	5,4	5,6
7	Romanya	0	0	0,1	1,5	2	2,4	3,7	3	2,6	3,2	4,1	3,5	4	4
8	Fransa	8,6	8,2	10,5	7,9	6,6	6,6	6,1	6,7	5,5	5,5	4,7	4,1	3,6	3,9
9	Hollanda	1,4	1,3	2,3	2,4	1,9	3,1	4,2	3,9	3,5	3,5	3,8	3,7	3,8	3,7
10	Belçika	8,2	7,6	7,4	7	5,5	3,7	4,4	4	3,4	4,6	4,5	4,5	4,5	3,6
11	İngiltere	7,2	6,7	5	3,6	3,7	4,1	4,1	3,9	2,8	3,6	3,3	2,9	3,2	3,1
12	İsviçre	3	2,7	2,4	2,5	3	2,8	3,2	3,9	3,8	3,6	3,1	2,4	3	3
13	Meksika	2	4,2	4,3	4,8	5,4	4,7	2,5	2,3	1,5	2,5	2,9	2,9	2,8	2,9
14	Macaristan	0,1	0,1	0,4	0,6	0,8	1,1	1,1	1,6	1,7	2,2	2,1	2	2,1	2,3
15	Polonya	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,2	0,3	0,6	1,7	2,3	2
16	Avusturya	0,7	0,6	1	0,6	0,7	1,1	1,1	1,3	1,3	1,1	0,6	0,8	1,1	1,8
17	Singapur	1,5	1,2	1,6	1,1	1,6	1,7	1,2	1,3	1,3	1,5	0,9	1	1,5	1,7
18	G. Kore	1,6	1,2	1	0,9	1,4	1,6	1,6	1,6	1,1	1,3	1,9	1,6	1,8	1,5
19	Hindistan	0	0,1	0,1	0,1	0,2	0,8	0,8	1	0,8	1,4	1,8	1,7	1,8	1,4
20	Tayland	0,2	0,3	0,2	0,3	0,5	0,7	0,5	0,2	0,4	0,5	0,8	0,6	0,7	1,3
21	Çek Cum.	0,3	0,6	1,4	1,4	1,2	1,3	1,3	1,4	1,1	1,4	1,4	1,4	1,2	1,1
22	Brezilya	0,6	0,6	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8	1,1	0,6	0,7	0,7	1,6	0,7	1
23	Kanada	1,5	1,6	1,4	1,3	1,4	1,9	2,1	2,1	2,6	1,1	1,5	1	1	0,9
24	Tayvan	2,5	2,2	1,8	1,3	1,2	1	0,7	0,7	0,6	0,8	0,9	0,9	0,8	0,8
25	Endonezya	0,4	0,8	0,7	0,4	0,5	0,5	0,5	0,2	0,3	0,3	1,4	1	0,9	0,6
26	Portekiz	1,4	1,5	1,3	1,1	1,2	0,9	0,9	0,5	0,5	0,5	0,3	0,3	0,5	0,5
27	Slovakya	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4
28	Malezya	1,9	2,1	2,2	3,1	3,6	3,1	2,1	1,1	0,7	0,8	0,8	0,7	0,8	0,4
29	Türkiye	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4
30	İspanya	0,7	0,6	0,3	0,3	0,4	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
31	Rusya	0,9	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,4	0,2	0,1	0,2	0,3	0,2

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Almanya	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	ABD	1	2	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	Çin	15	12	9	8	8	6	6	6	5	3	3	3	3	3
4	İtalya	3	3	2	2	3	3	2	3	3	4	5	4	4	4
5	Japonya	6	7	6	6	4	5	4	4	4	5	4	5	5	5
6	Romanya	28	30	26	13	12	13	10	11	11	11	8	9	7	6
7	Fransa	4	4	4	4	5	4	5	5	6	6	6	7	9	7
8	Hollanda	15	15	11	12	13	10	8	8	8	10	9	8	8	8
9	Belçika	5	5	5	5	6	9	7	7	9	7	7	6	6	9
10	İngiltere	7	6	7	9	9	8	9	8	10	8	10	10	10	10
11	İsviçre	8	9	10	11	11	12	11	8	7	8	11	12	11	11
12	Meksika	10	8	8	7	7	7	12	12	14	12	12	10	12	12
13	Macaristan	26	26	22	21	20	18	18	14	13	13	13	13	14	13
14	Polonya	24	24	26	28	29	29	26	25	28	25	24	14	13	14
15	Avusturya	19	19	18	21	22	18	18	17	15	18	24	23	19	15
16	Singapur	13	16	14	17	14	15	17	17	15	14	19	19	17	16
17	G. Kore	12	16	18	19	15	16	15	14	17	17	14	16	15	17
18	Hindistan	28	26	26	28	27	22	21	21	19	15	15	14	15	18
19	Tayland	24	23	24	24	23	24	24	28	24	23	21	25	24	19
20	Çek Cum.	23	19	15	14	17	17	16	16	17	15	17	18	18	20
21	Brezilya	21	19	21	20	20	22	21	19	21	22	23	16	24	21
22	Kanada	13	13	15	15	15	14	13	13	11	18	16	19	20	22
23	Tayvan	9	10	13	15	17	20	23	22	21	20	19	22	22	23
24	Endonezya	22	18	20	23	23	25	24	28	27	25	17	19	21	24
25	Portekiz	15	14	17	17	17	21	20	23	23	23	26	26	26	25
26	Slovakya	28	26	26	28	29	30	30	30	30	30	29	30	30	26
27	Malezya	11	11	12	10	10	10	13	19	20	20	21	24	22	26
28	Türkiye	26	26	26	27	27	27	26	25	28	25	26	26	27	26
29	İspanya	19	19	23	24	25	27	26	24	24	25	26	26	28	29
30	Rusya	18	24	24	24	26	26	29	25	24	29	29	29	28	30

HS841480 - İHRACAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - H

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	5.595.338	6.210.108	7.431.905	9.342.817	10.651.224	13.093.375	14.897.675	17.963.969	16.411.028	18.381.794	20.783.042	20.993.862	21.941.082	23.001.229
1	ABD	556.572	732.200	868.209	1.073.795	1.252.752	1.442.000	1.427.838	1.473.334	1.115.074	1.388.985	1.640.793	1.816.070	1.837.105	2.003.395
2	Çin	287.835	416.853	476.846	895.875	860.642	1.233.421	1.107.230	1.588.399	1.909.451	1.908.196	1.688.180	1.819.924	1.986.494	1.745.646
3	Almanya	359.796	314.716	488.250	657.403	700.285	875.163	782.654	1.161.595	932.977	1.259.006	1.359.755	1.206.308	1.363.926	1.591.200
4	Meksika	250.088	250.183	261.789	259.151	424.628	390.258	334.404	430.321	479.542	470.215	669.028	919.079	791.613	1.147.749
5	Rusya	75.132	212.904	206.199	178.622	326.559	472.652	464.681	612.861	673.373	888.248	978.815	969.108	1.240.185	976.869
6	İngiltere	233.250	234.174	294.903	415.587	474.019	562.860	736.031	642.895	482.936	593.557	719.034	671.597	851.295	932.745
7	G. Kore	117.021	209.149	211.108	255.948	337.705	400.368	646.484	554.553	586.735	718.372	536.145	711.896	795.880	851.480
8	Fransa	244.264	261.877	408.455	451.115	488.946	592.012	607.224	778.351	552.608	726.556	939.799	700.044	663.868	751.306
9	Avustralya	66.391	164.136	114.185	207.187	204.727	284.410	246.228	322.889	575.781	253.119	316.041	831.495	814.112	727.444
10	Japonya	150.474	137.125	152.803	182.993	213.803	246.195	378.082	430.931	359.839	411.690	520.335	592.303	615.662	710.444
11	Macaristan	101.753	99.943	124.804	138.981	125.932	227.898	182.572	258.953	233.414	383.349	482.260	491.274	611.508	659.561
12	Hindistan	20.317	46.122	45.152	61.502	99.316	92.925	391.953	545.304	191.066	327.362	397.089	470.570	442.793	574.772
13	İspanya	186.987	217.732	279.442	371.999	393.392	408.761	494.855	489.145	373.798	458.476	507.836	418.729	480.742	548.618
14	Kanada	216.102	211.868	230.930	246.246	326.499	651.980	393.037	486.086	336.971	413.635	468.214	460.899	506.912	516.366
15	Avusturya	101.711	115.421	156.594	216.879	284.959	321.419	472.968	489.277	384.070	487.215	554.482	469.500	483.692	514.157
16	İtalya	181.929	189.197	225.483	271.632	282.250	317.466	418.078	462.315	363.895	471.045	522.995	433.869	423.309	460.738
17	S. Arabistan	16.262	41.451	57.925	54.039	89.284	153.525	331.344	104.726	0	187.035	343.802	332.425	473.381	429.880
18	İsviçre	152.873	160.718	218.182	225.280	234.935	227.991	281.009	350.138	237.552	353.085	448.631	356.172	344.551	379.260
19	İran	15.961	57.428	68.482	26.915	43.456	25.061				66.150	140.602	252.474	194.982	368.783
20	Polonya	179.695	177.683	224.726	316.532	338.143	360.025	435.771	417.986	278.637	368.383	497.947	406.550	410.690	368.660
21	Brezilya	153.754	188.292	162.051	136.258	183.871	175.855	225.566	311.922	363.982	750.330	434.903	420.436	478.431	366.448
22	Tayland	71.403	81.011	118.275	136.659	191.010	183.390	219.743	339.161	261.129	301.139	364.344	400.059	360.203	349.596
23	Belçika	70.866	71.969	86.866	123.910	136.595	227.720	248.814	269.975	252.160	318.964	325.782	338.429	393.493	312.678
24	Singapur	141.306	108.541	115.333	155.894	143.703	187.666	207.809	444.014	420.485	230.805	181.579	266.637	294.968	269.997
25	Endonezya	91.165	133.606	58.814	114.736	83.908	86.011	87.704	172.932	186.002	197.703	200.146	202.731	344.347	269.477
26	Türkiye	36.619	50.105	77.501	126.404	113.183	125.337	152.696	170.320	128.216	176.470	219.098	198.021	219.069	261.433
27	Malceya	302.837	150.332	114.240	139.771	171.365	212.675	264.388	272.343	230.711	291.177	259.118	448.573	224.802	253.826
28	Vietnam	21.156	17.066	14.978	25.350	22.652	34.345	81.158	88.291	87.456	156.908	118.255	78.907	136.234	237.157
29	Hollanda	72.410	70.010	148.334	154.668	195.181	223.463	354.395	401.561	158.126	257.765	288.036	214.975	226.356	237.074
30	Çek Cum.	36.987	39.650	55.582	85.408	64.102	67.888	77.171	89.343	72.050	134.886	175.129	108.437	173.535	233.241

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR -
%

No.	İthalatçı	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	ABD	9,9	11,8	11,7	11,5	11,8	11	9,6	8,2	6,8	7,6	7,9	8,7	8,4	8,7
2	Çin	5,1	6,7	6,4	9,6	8,1	9,4	7,4	8,8	11,6	10,4	9,1	8,7	9,1	7,6
3	Almanya	6,4	6	6,6	7	6,6	6,7	5,3	6,5	5,7	6,8	6,5	5,7	6,2	6,9
4	Meksika	4,5	4	3,5	2,8	4	3	2,2	2,4	2,9	2,6	4,2	4,4	3,6	5
5	Rusya	1,3	3,4	2,8	1,9	3,1	3,6	3,1	3,4	4,1	4,8	4,7	4,8	5,7	4,2
6	İngiltere	4,2	3,8	4	4,4	4,5	4,3	4,9	3,6	2,8	3,2	3,5	3,2	3,9	4,1
7	G. Kore	2,1	3,4	2,8	2,7	3,2	3,1	4,3	3,1	3,6	3,9	2,6	3,4	3,6	3,7
8	Fransa	4,4	4,2	5,5	4,8	4,7	4,5	4,1	4,3	3,4	4	4,5	3,3	3,1	3,3
9	Avustralya	1,2	2,6	1,5	2,2	1,9	2,2	1,7	1,8	3,5	1,4	1,5	4	3,7	3,2
10	Japonya	2,7	2,2	2,1	2	2	1,9	2,5	2,4	2,2	2,2	2,5	2,8	2,8	3,1
11	Macaristan	1,8	1,6	1,7	1,5	1,2	1,7	1,2	1,4	1,4	2,1	2,3	2,3	2,8	2,9
12	Hindistan	0,4	0,7	0,6	0,7	0,9	0,7	2,6	3	1,2	1,8	1,9	2,2	2	2,5
13	İspanya	3,3	3,5	3,8	4	3,7	3,1	3,3	2,7	2,3	2,5	2,4	2	2,2	2,4
14	Kanada	3,9	3,4	3,1	2,6	3,1	5	2,6	2,7	2,1	2,3	2,3	2,3	2,3	2,2
15	Avusturya	1,8	1,9	2,1	2,3	2,8	2,5	3,2	2,7	2,3	2,7	2,7	2,4	2,2	2,2
16	İtalya	3,3	3	3	2,9	2,6	2,4	2,8	2,6	2,2	2,6	2,5	2,1	1,9	2
17	S. Arabistan	0,3	0,7	0,8	0,6	0,8	1,2	2,2	0,6	0	0,9	1,7	1,6	2,2	1,9
18	İsveç	2,7	2,6	2,9	2,4	2,2	1,7	1,9	1,9	1,4	1,9	2,2	1,7	1,6	1,6
19	İran	0,3	0,9	0,9	0,3	0,4	0,2				0,4	0,7	1,2	0,9	1,6
20	Polonya	3,2	2,9	3	3,4	3,2	2,7	2,9	2,3	1,7	2	2,4	1,9	1,9	1,6
21	Brezilya	2,7	3	2,2	1,5	1,7	1,3	1,5	1,7	2,2	4,1	2,1	2	2,2	1,6
22	Tayland	1,3	1,3	1,6	1,5	1,8	1,4	1,5	1,9	1,6	1,6	1,8	1,9	1,6	1,5
23	Belçika	1,3	1,2	1,2	1,3	1,3	1,7	1,7	1,5	1,5	1,7	1,6	1,6	1,8	1,4
24	Singapur	2,5	1,7	1,6	1,7	1,3	1,4	1,4	2,5	2,6	1,3	0,9	1,4	1,3	1,2
25	Endonezya	1,6	2,2	0,8	1,2	0,8	0,7	0,6	1	1	1,1	1	1	1,6	1,2
26	Türkiye	0,7	0,8	1	1,4	1,1	1	1	0,9	0,8	1	1,1	0,9	1	1,1
27	Malezya	5,4	2,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,8	1,5	1,4	1,6	1,2	2,1	1	1,1
28	Vietnam	0,4	0,3	0,2	0,3	0,2	0,3	0,5	0,5	0,5	0,9	0,6	0,4	0,6	1
29	Hollanda	1,3	1,1	2	1,7	1,8	1,7	2,4	2,2	1	1,4	1,4	1	1	1
30	Çek Cum.	0,7	0,6	0,7	0,9	0,6	0,5	0,5	0,5	0,4	0,7	0,8	0,5	0,8	1

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SIRALAMA

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	ABD	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	1	2	1
2	Çin	4	2	3	2	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2
3	Almanya	2	3	2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	Meksika	5	5	7	9	6	10	16	14	8	10	6	5	7	4
5	Rusya	20	8	12	16	10	7	9	6	4	4	4	4	4	5
6	İngiltere	7	6	5	5	5	6	4	5	9	8	7	9	5	6
7	G. Kore	18	8	12	10	8	8	5	7	5	7	9	7	7	7
8	Fransa	6	4	4	4	4	5	6	4	7	6	5	8	9	8
9	Avustralya	24	14	21	14	16	14	20	20	6	22	22	6	6	9
10	Japonya	12	17	15	15	15	15	14	14	13	14	10	10	10	10
11	Macaristan	17	21	18	19	23	16	25	24	20	15	14	12	10	11
12	Hindistan	27	27	29	27	25	26	12	8	23	18	18	14	17	12
13	İspanya	9	7	6	6	7	8	7	9	11	12	12	17	13	13
14	Kanada	8	8	8	11	10	4	12	9	16	13	14	12	12	14
15	Avusturya	17	19	15	13	12	12	8	9	11	9	8	11	13	14
16	İtalya	9	11	9	8	13	13	11	12	13	10	10	15	18	16
17	S. Arabistan	29	27	26	28	26	24	16	27	28	27	20	22	13	17
18	İsviç	12	14	11	12	14	16	18	18	20	17	16	21	21	18
19	İran	29	25	25	29	29	30			28	30	29	25	28	18
20	Polonya	11	13	9	7	8	11	10	16	17	16	12	19	18	18
21	Brezilya	12	11	14	19	19	23	22	21	13	5	17	17	13	18
22	Tayland	20	22	19	19	17	21	22	18	18	20	19	19	21	22
23	Belçika	20	23	23	24	21	16	20	22	19	19	21	22	20	23
24	Singapur	15	20	19	17	21	21	24	13	10	24	27	24	24	24
25	Endonezya	19	17	26	25	26	26	27	25	24	25	26	26	21	24
26	Türkiye	25	26	24	23	24	25	26	26	26	26	25	28	25	26
27	Malezya	3	16	21	19	20	20	19	22	20	20	24	15	25	26
28	Vietnam	27	30	30	29	30	29	28	28	27	27	30	30	30	28
29	Hollanda	20	24	17	17	17	16	15	17	24	22	23	26	25	28
30	Çek Cum.	25	29	28	26	28	28	28	28	28	29	28	29	29	28

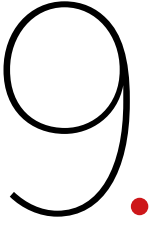
HS841480 - İTHALAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - I

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	5.396.224	5.444.281	6.648.358	8.538.686	9.241.195	10.098.628	12.049.780	13.537.371	11.613.446	14.042.201	16.263.893	16.169.133	16.985.968	18.009.752
1	İtalya	455.975	489.809	598.162	750.881	684.666	879.092	1.290.711	1.335.422	1.542.117	1.339.289	1.571.428	1.398.161	1.544.727	2.042.458
2	ABD	1.170.823	951.859	1.049.269	1.304.947	1.649.087	1.620.946	1.542.739	1.696.877	1.533.879	1.704.642	1.805.084	1.828.479	1.873.237	1.976.284
3	Japonya	608.507	605.889	765.048	989.146	988.334	1.146.041	1.378.203	1.485.420	1.178.893	1.701.884	1.957.451	1.908.740	1.768.968	1.747.314
4	Almanya	475.906	517.655	655.950	842.088	991.957	1.070.358	1.129.425	1.392.956	1.305.923	1.221.164	1.352.288	1.430.875	1.375.687	1.515.547
5	Belçika	263.925	264.563	342.888	393.090	376.187	281.931	379.635	442.954	474.578	1.091.645	1.306.692	1.271.607	1.487.897	1.387.388
6	Çin	106.574	121.391	171.924	245.385	286.007	371.142	515.459	695.857	570.704	860.171	1.073.947	1.178.010	1.314.824	1.382.544
7	Fransa	245.756	313.778	374.143	412.714	489.776	669.046	736.620	736.093	591.794	713.161	864.070	879.547	867.498	974.082
8	G. Kore	89.836	105.074	135.168	136.379	124.374	153.871	210.222	263.395	221.654	319.755	464.665	521.107	599.836	714.239
9	İsviçre	236.594	283.760	357.224	399.325	420.335	530.564	589.793	687.119	631.165	741.125	844.406	781.655	861.454	696.213
10	Meksika	52.201	48.809	56.193	191.870	329.397	372.618	381.071	469.096	407.180	450.240	457.286	495.711	500.491	558.672
11	İngiltere	412.661	395.774	471.122	591.649	489.414	497.473	798.545	833.318	576.728	806.881	675.989	549.298	502.776	551.180
12	Hollanda	123.271	101.560	125.067	192.104	342.257	269.873	362.674	303.185	223.403	327.279	431.869	457.386	555.047	546.053
13	İrlanda	70.117	74.580	96.975	136.590	105.750	107.676	132.072	71.065	71.691	94.536	107.002	88.005	127.717	456.890
14	Singapur	48.460	51.785	85.214	109.704	124.431	125.862	131.053	239.848	156.836	191.893	215.677	229.647	270.003	282.146
15	Tayland	21.187	17.526	19.134	19.205	32.481	32.820	49.001	67.606	64.545	125.762	207.228	230.387	248.437	250.673
16	Hindistan	14.480	22.430	22.516	36.884	55.219	87.093	107.718	136.108	85.092	140.829	159.183	176.538	197.962	248.546
17	Çek Cum.	32.716	38.450	54.883	62.552	63.214	76.152	112.836	151.351	102.009	147.730	182.179	180.811	233.344	220.435
18	Malezya	20.180	33.122	36.023	48.285	47.691	37.192	79.594	169.833	128.209	104.881	179.906	233.414	233.339	218.811
19	Slovenya	17.055	29.049	45.473	81.984	161.512	191.246	252.044	225.575	150.622	193.030	223.634	213.502	229.443	208.090
20	Tayvan	137.314	160.412	185.226	244.629	247.960	229.782	247.176	208.950	128.346	188.885	203.103	185.660	195.815	206.955
21	Kanada	133.763	153.328	115.847	137.273	178.121	212.921	245.064	309.635	199.240	166.508	172.624	199.405	195.363	165.598
22	Macaristan	10.848	20.835	34.120	50.909	57.632	86.363	88.256	65.094	72.286	59.267	79.785	109.412	127.056	165.256
23	Avusturya	61.718	64.393	80.553	91.827	114.789	117.813	155.397	180.165	150.357	145.562	151.774	136.087	154.595	154.645
24	Slovakya	4.336	8.034	17.837	33.960	29.576	27.882	54.439	76.536	43.384	71.753	186.178	165.524	168.076	141.255
25	Danimarka	71.570	90.127	109.709	124.645	165.029	156.198	159.278	169.645	135.421	130.231	125.728	128.917	140.056	119.827
26	Hong Kong	75.947	76.200	74.122	94.882	99.025	87.297	92.487	100.040	91.284	120.675	234.323	240.526	152.530	108.421
27	Türkiye	11.813	11.015	14.883	23.137	43.935	63.901	91.849	97.908	81.172	93.657	101.621	92.559	101.878	106.331
28	İsviçre	67.037	71.796	82.535	98.643	86.253	94.194	122.451	126.813	90.724	97.072	108.278	98.345	91.409	91.046
29	Norveç	18.588	17.848	20.955	21.005	22.829	31.344	39.151	64.181	43.737	49.097	50.374	77.536	95.073	86.732
30	Polonya	21.331	23.070	26.018	29.766	31.535	41.790	40.455	42.668	34.615	48.293	67.239	67.466	78.924	82.032



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

PAYLAR - %

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	İtalya	8,4	9	9	8,8	7,4	8,7	10,7	9,9	13,3	9,5	9,7	8,6	9,1	11,3
2	ABD	21,7	17,5	15,8	15,3	17,8	16,1	12,8	12,5	13,2	12,1	11,1	11,3	11	10,4
3	Japonya	11,3	11,1	11,5	11,4	10,7	11,3	11,4	11	10,2	12,1	12	11,8	10,4	9,7
4	Almanya	8,8	9,5	9,9	9,9	10,7	10,6	9,4	10,3	11,2	8,7	8,3	8,8	8,1	8,4
5	Belçika	4,9	4,9	5,2	4,6	4,1	2,8	3,2	3,3	4,1	7,8	8	7,9	8,8	7,7
6	Çin	2	2,2	2,6	2,9	3,1	3,7	4,3	5,1	4,9	6,1	6,6	7,3	7,7	7,7
7	Fransa	4,6	5,8	5,6	4,8	5,3	6,6	6,1	5,4	5,1	5,1	5,3	5,4	5,1	5,4
8	G. Kore	1,7	1,9	2	1,6	1,3	1,5	1,7	1,9	1,9	2,3	2,9	3,2	3,5	4
9	İsviçre	4,4	5,2	5,4	4,7	4,5	5,3	4,9	5,1	5,4	5,3	5,2	4,8	5,1	3,9
10	Meksika	1	0,9	0,8	2,2	3,6	3,7	3,2	3,5	3,5	3,2	2,8	3,1	2,9	3,1
11	İngiltere	7,6	7,3	7,2	6,9	5,3	4,9	6,6	6,2	5	5,7	4,2	3,4	3	3,1
12	Hollanda	2,3	1,9	1,9	2,2	3,7	2,7	3	2,2	1,9	2,3	2,7	2,8	3,3	3
13	İrlanda	1,3	1,4	1,5	1,6	1,1	1,1	1,1	0,5	0,6	0,7	0,7	0,5	0,8	2,5
14	Singapur	0,9	1	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1	1,8	1,4	1,4	1,3	1,4	1,6	1,6
15	Tayland	0,4	0,3	0,3	0,2	0,4	0,3	0,4	0,5	0,6	0,9	1,3	1,4	1,5	1,4
16	Hindistan	0,3	0,4	0,3	0,4	0,6	0,9	0,9	1	0,7	1	1	1,1	1,2	1,4
17	Çek Cum.	0,6	0,7	0,8	0,7	0,7	0,8	0,9	1,1	0,9	1,1	1,1	1,1	1,4	1,2
18	Malezya	0,4	0,6	0,5	0,6	0,5	0,4	0,7	1,3	1,1	0,7	1,1	1,4	1,4	1,2
19	Slovenya	0,3	0,5	0,7	1	1,7	1,9	2,1	1,7	1,3	1,4	1,4	1,3	1,4	1,2
20	Tayvan	2,5	2,9	2,8	2,9	2,7	2,3	2,1	1,5	1,1	1,3	1,2	1,1	1,2	1,1
21	Kanada	2,5	2,8	1,7	1,6	1,9	2,1	2	2,3	1,7	1,2	1,1	1,2	1,2	0,9
22	Macaristan	0,2	0,4	0,5	0,6	0,6	0,9	0,7	0,5	0,6	0,4	0,5	0,7	0,7	0,9
23	Avusturya	1,1	1,2	1,2	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1	0,9	0,8	0,9	0,9
24	Slovakya	0,1	0,1	0,3	0,4	0,3	0,3	0,5	0,6	0,4	0,5	1,1	1	1	0,8
25	Danimarka	1,3	1,7	1,7	1,5	1,8	1,5	1,3	1,3	1,2	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7
26	Hong Kong	1,4	1,4	1,1	1,1	1,1	0,9	0,8	0,7	0,8	0,9	1,4	1,5	0,9	0,6
27	Türkiye	0,2	0,2	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
28	İsviçre	1,2	1,3	1,2	1,2	0,9	0,9	1	0,9	0,8	0,7	0,7	0,6	0,5	0,5
29	Norveç	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,4	0,3	0,3	0,5	0,6	0,5
30	Polonya	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5

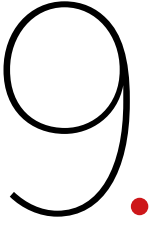
SIRALAMA

No.	İhracatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	İtalya	4	4	4	4	4	4	3	4	1	3	3	4	3	1
2	ABD	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1	2	2	1	2
3	Japonya	2	2	2	2	2	2	2	2	4	1	1	1	2	3
4	Almanya	3	3	3	3	2	3	4	3	3	4	4	3	5	4

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

5	Belçika	6	8	8	10	9	10	9	10	5	5	4	5
6	Çin	12	11	10	9	11	8	8	7	6	6	6	5
7	Fransa	7	6	6	6	5	5	6	6	9	7	7	7
8	G. Kore	13	12	11	13	16	15	15	13	11	10	9	8
9	İsviçre	8	7	7	7	7	6	7	7	5	8	7	9
10	Meksika	19	20	20	11	10	8	9	9	10	11	12	10
11	İngiltere	5	5	5	5	5	7	5	5	7	9	11	10
12	Hollanda	11	12	12	11	9	11	11	12	11	12	10	12
13	İrlanda	15	15	15	13	19	19	18	26	25	25	24	13
14	Singapur	20	19	16	17	16	17	18	14	14	15	13	14
15	Tayland	22	27	26	29	27	28	28	26	25	20	14	15
16	Hindistan	25	24	26	25	23	20	21	21	23	22	18	15
17	Çek Cum.	21	21	20	22	22	24	21	20	20	17	15	17
18	Malezya	22	22	23	23	25	26	25	17	18	23	15	17
19	Slovenya	25	23	22	21	15	14	12	15	15	13	15	17
20	Tayvan	9	9	9	9	12	12	12	16	18	15	18	20
21	Kanada	9	10	13	13	13	13	14	11	13	16	18	21
22	Macaristan	28	24	23	23	23	20	25	26	25	28	20	21
23	Avusturya	18	18	17	19	18	17	16	17	15	18	22	21
24	Slovakya	30	30	26	25	28	28	27	25	28	27	21	24
25	Danimarka	15	14	13	16	14	15	16	17	17	20	24	25
26	Hong Kong	14	15	19	19	19	20	23	23	21	20	22	26
27	Türkiye	28	29	30	27	25	25	23	23	23	23	27	26
28	İsveç	17	17	17	18	21	20	20	22	21	23	29	28
29	Norveç	25	27	26	29	30	28	29	26	28	29	27	28
30	Polonya	22	24	25	27	28	26	29	30	30	29	29	28

HS841490 - İHRACAT-DÜNYA



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ

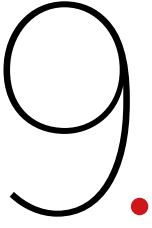


5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - I

DEĞER (ABD \$ X 1000)

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	5.462.411	5.621.726	6.721.891	8.547.496	9.454.782	10.646.388	13.126.984	14.294.023	11.416.868	14.054.092	16.432.908	15.927.136	17.238.796	18.356.276
1	ABD	762.325	774.157	912.082	1.265.325	1.432.077	1.584.651	1.731.518	1.782.147	1.328.291	1.535.033	1.795.858	1.957.031	2.051.850	2.221.018
2	Almanya	314.474	333.035	427.394	512.131	581.026	681.603	783.199	941.218	747.509	874.641	1.161.203	1.258.702	1.442.233	1.363.234
3	Çin	230.294	261.726	331.329	519.530	556.233	608.181	717.117	856.343	706.670	993.939	1.148.607	1.009.602	1.062.840	1.152.031
4	Meksika	219.369	278.974	301.037	415.322	485.130	558.917	535.997	525.931	413.942	649.330	725.913	842.958	881.968	966.856
5	Singapur	103.685	95.997	109.458	132.284	155.439	188.380	194.843	292.687	268.538	299.407	310.792	290.934	287.871	909.321
6	Fransa	434.689	457.266	558.847	687.819	600.603	603.912	658.951	748.138	538.219	771.382	980.074	894.797	941.106	901.124
7	Hollanda	124.956	94.891	122.114	181.205	214.868	329.350	479.230	543.509	345.528	401.880	625.551	585.532	669.585	638.279
8	G. Kore	195.717	193.113	223.369	322.594	372.983	461.159	584.563	579.615	567.782	730.941	822.774	635.948	659.903	633.648
9	İtalya	352.819	371.781	486.989	539.650	557.855	617.922	780.145	832.192	592.905	711.982	698.681	578.777	641.403	588.827
10	Romanya	18.323	48.900	74.924	190.394	195.310	259.998	407.032	397.006	242.798	405.113	541.581	416.799	484.278	526.564
11	Belçika	206.773	225.150	311.386	336.183	325.564	358.245	504.394	685.321	408.422	446.330	545.554	525.909	571.800	503.402
12	İngiltere	273.479	275.091	315.630	290.652	274.357	311.729	438.208	440.986	358.911	390.734	384.862	363.150	414.886	434.487
13	Tayland	40.259	38.297	68.550	113.061	173.176	177.563	190.227	264.786	181.658	302.626	364.346	424.236	444.004	423.175
14	Hindistan	42.891	59.767	76.820	96.563	126.808	135.028	240.739	318.559	272.415	508.552	544.719	544.195	438.451	405.882
15	Japonya	122.863	133.284	157.106	195.519	251.453	256.277	319.743	363.599	298.795	377.022	445.552	382.586	347.309	367.107
16	Polonya	17.260	19.997	25.309	56.518	45.644	93.898	128.960	149.109	170.148	184.612	220.198	213.197	281.528	315.235
17	Malezya	71.016	174.421	146.702	152.167	184.928	115.487	131.223	126.230	125.620	156.058	135.749	151.405	192.137	311.955
18	Kanada	328.000	243.756	197.505	220.126	279.550	308.356	311.782	339.330	342.621	303.874	299.209	280.438	293.173	295.514
19	Macaristan	20.374	41.547	81.219	111.680	143.509	202.432	265.766	294.787	203.405	263.684	312.800	239.825	238.369	279.328
20	Çek Cum.	18.983	25.859	39.118	50.608	63.703	103.642	138.293	185.236	127.043	152.722	199.225	204.995	225.608	243.639
21	Slovakya	40.785	40.168	46.365	78.138	48.728	83.170	116.775	96.809	74.234	142.459	141.130	185.786	196.290	238.305
22	Tayvan	79.646	83.632	108.732	129.670	127.227	114.111	119.331	120.786	78.515	150.068	160.171	135.612	146.974	231.731
23	Avusturya	49.824	51.169	67.490	73.219	77.725	92.985	158.422	132.368	100.443	115.593	120.412	139.756	183.401	229.710
24	S. Arabistan	30.680	46.086	33.285	32.770	65.896	69.269	141.587	0	0	83.547	128.425	155.415	198.304	221.332
25	İsviçre	66.856	69.110	89.062	97.498	110.399	152.887	174.380	254.594	209.264	195.489	223.109	199.891	188.883	220.941
26	Endonezya	106.807	33.453	44.679	32.650	49.726	63.069	65.205	89.315	93.180	126.654	154.574	153.055	190.561	199.477
27	BAE					59.505		205.073	117.088	150.784	145.017	175.433	230.834	182.997	196.381
28	İspanya	95.525	106.364	163.411	182.662	228.266	216.102	316.912	260.856	171.711	178.526	200.548	153.012	196.528	193.736
29	Avustralya	33.648	32.407	49.454	95.851	64.712	65.096	83.740	107.519	99.592	110.085	91.950	139.470	326.525	186.207
30	İrlanda	15.552	14.157	13.762	16.192	24.068	19.711	19.190	30.224	14.137	14.345	21.787	95.117	98.253	185.156
31	Brezilya	70.008	76.185	72.299	85.302	88.354	86.237	118.800	161.857	119.343	151.291	169.252	168.502	189.142	177.132
32	Slovenya	17.737	26.085	31.803	63.297	126.858	145.407	191.940	175.942	132.006	143.409	156.088	127.754	153.308	148.951
33	İsveç	54.599	63.590	78.288	75.251	87.433	107.070	114.627	143.603	98.133	115.014	139.655	128.411	139.050	133.523



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ

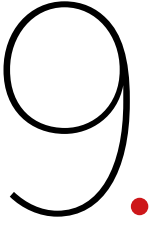


5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

34	Irak	15.956	24.381	3.350	13.963	5.190	6.379	28.689	16.082	22.436	22.735	59.211	79.026	76.166	120.785
35	Rusya	26.630	25.691	29.667	28.621	47.318	38.077	57.382	69.827	40.289	67.307	91.252	123.789	121.977	105.147
36	Norveç	31.828	35.931	34.935	55.737	66.666	84.157	95.929	123.973	98.282	79.543	82.942	95.570	81.263	100.761
37	Nijerya	9.583	11.683	16.113			79.366	29.237	26.901	33.386	182.808	63.172	88.194	64.357	96.069
38	Hong Kong	80.074	65.479	73.748	82.149	80.027	126.128	88.524	86.604	75.613	92.658	98.976	88.595	100.865	88.318
39	Vietnam	16.202	16.587	17.623	21.292	17.457	14.030	28.839	24.697	20.192	44.033	35.438	32.789	45.177	85.803
40	Venezuela	33.740	28.203	22.006	47.540	72.331	63.896		98.914	80.398	45.454	64.236	86.009	55.498	81.428
41	Danimarka	55.749	55.535	67.148	88.107	99.328	58.777	78.235	80.027	61.497	71.418	65.926	69.447	63.895	78.351
42	Türkiye	20.136	29.044	33.957	63.493	42.652	61.481	72.268	77.095	68.657	75.641	113.739	85.287	109.043	76.093
43	Katar	48.117	12.166	11.026	6.780	17.805	11.304	37.160	38.194		27.712			80.406	67.695
44	Iran	44.570	38.621	50.482	48.513	48.772	17.219				127.068	113.097	99.249	93.261	66.616
45	Bangladeş	5.290	2.066	6.091	2.781	3.848	3.230	4.161	6.382	8.680	6.421	15.105	36.621	42.830	62.479

PAYLAR - %

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
	Toplam	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
1	ABD	14	13.8	13.6	14.8	15.1	14.9	13.2	12.5	11.6	10.9	10.9	12.3	11.9	12.1
2	Almanya	5.8	5.9	6.4	6	6.1	6.4	6	6.6	6.5	6.2	7.1	7.9	8.4	7.4
3	Çin	4.2	4.7	4.9	6.1	5.9	5.7	5.5	6	6.2	7.1	7	6.3	6.3	6.3
4	Meksika	4	5	4.5	4.9	5.1	5.2	4.1	3.7	3.6	4.6	4.4	5.3	5.1	5.3
5	Singapur	1.9	1.7	1.6	1.5	1.7	1.8	1.5	2	2.3	2.1	1.9	1.8	1.7	5
6	Fransa	8	8.1	8.3	8	6.4	5.7	5	5.2	4.7	5.5	6	5.6	5.5	4.9
7	Hollanda	2.3	1.7	1.8	2.1	2.3	3.1	3.7	3.8	3	2.9	3.8	3.7	3.9	3.5
8	G. Kore	3.6	3.4	3.3	3.8	3.9	4.3	4.5	4.1	5	5.2	5	4	3.8	3.5
9	İtalya	6.5	6.6	7.2	6.3	5.9	5.8	5.9	5.8	5.2	5.1	4.3	3.6	3.7	3.2
10	Romanya	0.3	0.9	1.1	2.2	2.1	2.4	3.1	2.8	2.1	2.9	3.3	2.6	2.8	2.9
11	Belçika	3.8	4	4.6	3.9	3.4	3.4	3.8	4.8	3.6	3.2	3.3	3.3	3.3	2.7
12	İngiltere	5	4.9	4.7	3.4	2.9	2.9	3.3	3.1	3.1	2.8	2.3	2.3	2.4	2.4
13	Tayland	0.7	0.7	1	1.3	1.8	1.7	1.4	1.9	1.6	2.2	2.2	2.7	2.6	2.3
14	Hindistan	0.8	1.1	1.1	1.1	1.3	1.3	1.8	2.2	2.4	3.6	3.3	3.4	2.5	2.2
15	Japonya	2.2	2.4	2.3	2.3	2.7	2.4	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7	2.4	2	2
16	Polonya	0.3	0.4	0.4	0.7	0.5	0.9	1	1	1.5	1.3	1.3	1.3	1.6	1.7
17	Malezya	1.3	3.1	2.2	1.8	2	1.1	1	0.9	1.1	1.1	0.8	1	1.1	1.7
18	Kanada	6	4.3	2.9	2.6	3	2.9	2.4	2.4	3	2.2	1.8	1.8	1.7	1.6
19	Macaristan	0.4	0.7	1.2	1.3	1.5	1.9	2	2.1	1.8	1.9	1.9	1.5	1.4	1.5
20	Çek Cum.	0.3	0.5	0.6	0.6	0.7	1	1.1	1.3	1.1	1.1	1.2	1.3	1.3	1.3
21	Slovakya	0.7	0.7	0.7	0.9	0.5	0.8	0.9	0.7	0.7	1	0.9	1.2	1.1	1.3
22	Tayvan	1.5	1.5	1.6	1.5	1.3	1.1	0.9	0.8	0.7	1.1	1	0.9	0.9	1.3
23	Avusturya	0.9	0.9	1	0.9	0.8	0.9	1.2	0.9	0.9	0.8	0.7	0.9	1.1	1.3
24	S. Arabistan	0.6	0.8	0.5	0.4	0.7	0.7	1.1	0	0	0.6	0.8	1	1.2	1.2



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

25	İsviçre	1.2	1.2	1.3	1.1	1.2	1.4	1.3	1.8	1.8	1.4	1.4	1.3	1.1	1.2
26	Endonezya	2	0.6	0.7	0.4	0.5	0.6	0.8	0.6	0.8	0.9	0.9	1	1.1	1.1
27	BAE					0.6		1.6	0.8	1.3	1	1.1	1.4	1.1	1.1
28	İspanya	1.7	1.9	2.4	2.1	2.4	2	2.4	1.8	1.5	1.3	1.2	1	1.1	1.1
29	Avustralya	0.6	0.6	0.7	1.1	0.7	0.6	0.6	0.8	0.9	0.8	0.6	0.9	1.9	1
30	İrlanda	0.3	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	0.6	0.6	1
31	Brezilya	1.3	1.4	1.1	1	0.9	0.8	0.9	1.1	1	1.1	1	1.1	1.1	1
32	Slovenya	0.3	0.5	0.5	0.7	1.3	1.4	1.5	1.2	1.2	1	0.9	0.8	0.9	0.8
33	İsveç	1	1.1	1.2	0.9	0.9	1	0.9	1	0.9	0.8	0.8	0.8	0.8	0.7
34	Irak	0.3	0.4	0	0.2	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2	0.4	0.5	0.4	0.7
35	Rusya	0.5	0.5	0.4	0.3	0.5	0.4	0.4	0.5	0.4	0.5	0.6	0.8	0.7	0.6
36	Norveç	0.6	0.6	0.5	0.7	0.7	0.8	0.7	0.9	0.9	0.6	0.5	0.6	0.5	0.5
37	Nijerya	0.2	0.2	0.2			0.7	0.2	0.2	0.3	1.3	0.4	0.6	0.4	0.5
38	Hong Kong	1.5	1.2	1.1	1	0.8	1.2	0.7	0.6	0.7	0.7	0.6	0.6	0.6	0.5
39	Vietnam	0.3	0.3	0.3	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.2	0.2	0.3	0.5
40	Venezuela	0.6	0.5	0.3	0.6	0.8	0.6	0.6	0.7	0.7	0.3	0.4	0.5	0.6	0.4
41	Danimarka	1	1	1	1	1.1	0.6	0.6	0.6	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4
42	Türkiye	0.4	0.5	0.5	0.7	0.5	0.6	0.6	0.5	0.6	0.5	0.7	0.5	0.6	0.4
43	Katar	0.8	0.2	0.2	0.1	0.2	0.1	0.3	0.3		0.2			0.5	0.4
44	İran	0.8	0.7	0.8	0.6	0.5	0.2				0.9	0.7	0.6	0.5	0.4
45	Bangladeş	0.1	0	0.1	0	0	0	0	0	0.1	0	0.1	0.2	0.2	0.3

SIRALAMA

No.	İthalatçılar	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	ABD	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	Almanya	5	4	4	5	3	2	2	2	2	3	2	2	2	2
3	Çin	7	7	5	4	4	4	4	3	3	2	3	3	3	3
4	Meksika	8	5	8	6	6	6	7	9	7	7	6	5	5	4
5	Singapur	14	14	15	16	17	16	18	16	14	16	15	15	16	5
6	Fransa	2	2	2	2	2	4	5	5	6	4	4	4	4	6
7	Hollanda	11	14	14	13	13	9	9	8	10	10	8	7	6	7
8	G. Kore	10	10	9	8	7	7	6	7	5	5	5	6	7	7
9	İtalya	3	3	3	3	4	3	3	4	4	6	7	8	8	9
10	Romanya	36	23	20	12	14	12	11	11	15	10	9	12	10	10
11	Belçika	9	9	7	7	8	8	8	6	7	9	9	10	9	11
12	İngiltere	6	6	6	9	10	10	10	10	9	12	13	14	13	12
13	Tayland	27	26	24	18	16	17	20	17	18	14	14	11	11	13
14	Hindistan	24	20	20	20	19	20	16	14	13	8	9	9	12	14
15	Japonya	12	12	12	11	11	12	12	12	12	13	12	13	14	15

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

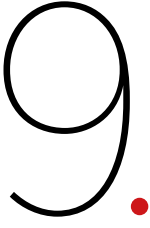
16	Polonya	36	38	36	29	34	26	25	23	19	19	19	18	16
17	Malezya	18	11	13	15	15	22	25	25	23	22	28	24	16
18	Kanada	4	8	10	10	9	10	12	13	10	14	17	15	18
19	Macaristan	34	26	18	18	18	15	15	15	16	17	15	17	19
20	Çek Cum.	36	33	31	33	29	24	23	20	23	22	20	19	20
21	Slovakya	27	26	28	26	34	28	27	31	31	26	25	22	20
22	Tayvan	16	16	15	16	19	22	27	28	31	22	23	28	20
23	Avusturya	23	23	24	26	26	26	22	25	26	31	31	28	20
24	S. Arabistan	29	25	32	36	29	31	23	43	43	35	28	24	24
25	İsviçre	20	18	17	20	22	18	21	18	16	18	18	19	22
26	Endonezya	13	30	28	36	34	33	36	33	30	29	25	24	26
27	BAE		44	44	43	33	44	17	28	21	26	22	18	26
28	İspanya	15	13	11	13	12	14	12	18	19	19	20	24	26
29	Avustralya	29	30	28	20	29	33	33	28	26	31	34	28	29
30	İrlanda	36	40	40	39	40	39	42	39	41	44	43	34	29
31	Brezilya	18	17	20	23	24	28	27	22	25	22	23	23	29
32	Slovenya	36	33	32	29	19	18	18	21	22	26	25	31	32
33	İsveç	21	20	18	26	24	24	27	23	26	31	28	31	33
34	Irak	36	38	44	39	43	41	39	42	39	42	38	39	33
35	Rusya	33	33	36	38	34	38	37	36	37	37	34	31	35
36	Norveç	29	30	32	29	29	28	31	25	26	35	37	34	36
37	Nijerya	43	42	40	43	44	31	39	39	38	19	38	34	36
38	Hong Kong	16	18	20	23	26	21	31	33	31	34	34	34	36
39	Vietnam	36	40	38	39	41	41	39	39	39	40	42	43	36
40	Venezuela	29	33	38	33	26	33	43	31	31	40	38	39	40
41	Danimarka	21	22	24	23	23	33	33	33	36	37	38	42	40
42	Türkiye	34	33	32	29	34	33	33	36	35	37	31	39	40
43	Katar	24	42	40	42	41	41	38	38	43	42		38	40
44	İran	24	26	27	33	34	39	43	43	43	29	31	34	40
45	Bangladeş	44	44	43	43	44	44	43	43	41	45	43	43	45

HS841490 - İTHALAT-DÜNYA

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - J

8414-10 İhracat Payları %	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1 ABD	0,7%	0,7%	0,0%	0,3%	0,7%	0,8%	0,4%	0,6%	6,1%	22,4%	7,7%	1,9%	21,7%	37,1%
2 Irak	0,0%	0,0%	0,4%	4,5%	4,6%	8,3%	10,0%	6,3%	7,4%	7,4%	12,8%	31,0%	9,7%	9,1%
3 İngiltere	6,3%	5,5%	5,5%	5,6%	4,0%	3,1%	5,6%	5,2%	6,4%	6,5%	7,7%	6,4%	9,7%	8,7%
4 Romanya	2,7%	0,7%	4,1%	6,8%	12,1%	20,5%	7,5%	4,0%	1,4%	1,4%	0,9%	0,9%	2,6%	8,6%
5 Almanya	5,2%	2,6%	4,1%	3,1%	5,9%	5,1%	8,0%	4,9%	8,1%	7,2%	5,4%	3,7%	3,8%	4,0%
6 Rusya Federasyonu	1,1%	3,2%	4,4%	1,0%	2,0%	4,0%	3,9%	4,5%	2,3%	1,6%	0,7%	2,3%	3,0%	2,7%
7 Azerbaycan	1,2%	4,3%	3,6%	2,2%	1,7%	1,5%	2,0%	3,5%	4,6%	2,7%	2,5%	2,8%	7,1%	1,9%
8 Türkmenistan	0,8%	2,2%	5,2%	1,6%	0,8%	1,5%	3,6%	3,4%	5,0%	2,5%	9,5%	2,0%	2,3%	1,8%
9 Kazakistan	0,9%	4,5%	2,2%	0,5%	1,2%	4,0%	3,9%	1,6%	2,5%	2,8%	2,5%	0,6%	0,9%	1,7%
10 Kanada	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,2%	0,1%	1,0%	0,1%	0,0%	1,5%
11 Gürcistan	1,2%	0,1%	0,4%	0,9%	0,7%	0,2%	0,9%	2,8%	4,5%	0,8%	1,7%	2,9%	0,9%	1,5%
12 İtalya	0,0%	0,0%	0,2%	1,4%	1,1%	0,4%	0,6%	0,9%	1,4%	2,5%	1,9%	3,8%	3,8%	1,3%
13 Kuzey Kıbrıs Türk Cum.	2,1%	1,4%	1,1%	4,1%	4,8%	1,8%	4,5%	1,9%	1,7%	2,9%	1,0%	0,7%	1,4%	1,1%
14 Suudi Arabistan	1,3%	0,4%	1,8%	6,1%	1,6%	1,3%	0,9%	0,1%	0,5%	0,7%	1,4%	1,2%	0,6%	1,1%
15 Ege S.B.	1,8%	1,4%	1,3%	1,0%	0,4%	0,2%	0,7%	0,3%	0,0%	0,0%	0,1%	2,1%	0,7%	1,0%
16 Hong Kong	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	1,4%	4,2%	1,3%	2,2%	2,2%	0,5%	0,9%	1,0%
17 Cezayir	11,2%	6,3%	5,5%	5,0%	2,6%	5,3%	4,8%	3,1%	1,9%	4,7%	6,5%	4,3%	4,8%	1,0%
18 İsrail	0,5%	1,3%	0,4%	0,6%	2,6%	0,6%	0,7%	2,7%	0,5%	1,1%	0,7%	0,5%	0,6%	0,9%
19 Gabon	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,7%
20 Tunus	1,4%	0,4%	0,3%	0,5%	0,9%	0,3%	0,5%	0,3%	0,2%	0,6%	0,2%	0,0%	0,1%	0,7%



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

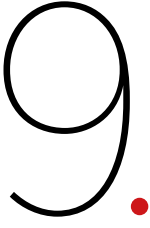
	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
8414-10 İthalat Payları %														
1 Almanya	15,21%	39,83%	40,44%	30,82%	33,58%	26,31%	21,95%	22,30%	23,44%	30,30%	38,53%	22,85%	13,28%	31,66%
2 ABD	6,04%	4,45%	3,40%	3,65%	16,44%	26,08%	29,50%	29,47%	20,14%	7,54%	5,55%	10,14%	6,31%	21,90%
3 Çin	0,42%	1,63%	2,56%	3,59%	4,45%	4,13%	6,96%	3,36%	2,85%	13,57%	7,52%	8,46%	4,24%	9,26%
4 İtalya	42,28%	10,75%	20,87%	20,64%	19,92%	15,13%	14,85%	17,10%	15,29%	12,64%	12,50%	14,76%	5,45%	8,27%
5 Romanya	0,00%	0,00%	0,01%	0,12%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,99%	0,71%	5,24%	0,20%	6,57%
6 Fransa	7,22%	0,98%	1,48%	4,10%	3,83%	2,12%	3,32%	4,34%	2,58%	3,33%	4,27%	6,65%	2,58%	4,06%
7 Tayvan	0,98%	1,46%	0,33%	1,33%	1,60%	1,00%	1,13%	2,94%	2,19%	5,57%	5,02%	5,15%	1,46%	2,98%
8 İngiltere	8,15%	10,63%	14,24%	14,65%	10,72%	7,09%	8,13%	5,87%	4,58%	5,11%	6,08%	3,34%	1,46%	2,36%
9 İsviçre	2,60%	4,80%	3,66%	6,74%	1,87%	8,97%	4,11%	4,30%	6,66%	7,56%	7,80%	5,45%	2,26%	2,12%
10 Japonya	0,84%	1,50%	2,77%	3,19%	0,66%	1,03%	0,51%	0,32%	0,84%	1,37%	0,68%	2,50%	47,24%	1,95%
11 Norveç	0,39%	0,24%	0,23%	0,76%	0,23%	0,49%	1,15%	0,93%	0,65%	0,30%	1,02%	0,72%	2,04%	1,88%
12 Finlandiya	0,02%	0,00%	0,01%	0,01%	0,00%	0,00%	0,46%	0,02%	0,75%	0,01%	0,01%	0,02%	2,91%	1,02%
13 Çek Cumhuriyeti	0,00%	0,13%	0,03%	0,08%	0,01%	0,03%	0,13%	0,26%	0,66%	0,57%	2,06%	1,37%	0,78%	0,89%
14 Macaristan	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,01%	0,00%	0,04%	0,01%	0,28%	0,00%	0,00%	0,00%	0,88%	0,83%
15 Hindistan	0,03%	0,00%	0,02%	0,53%	0,63%	0,30%	0,00%	0,01%	0,62%	0,26%	0,01%	0,90%	0,05%	0,63%
16 Güney Kore	0,84%	0,59%	1,56%	0,28%	0,26%	0,86%	0,39%	1,03%	0,88%	1,51%	3,03%	1,78%	2,21%	0,63%
17 İspanya	0,06%	0,99%	0,73%	0,40%	0,87%	1,86%	4,20%	1,59%	12,17%	5,89%	1,31%	0,47%	0,58%	0,51%
18 Hollanda	0,60%	3,36%	0,66%	1,54%	0,26%	0,15%	0,33%	0,91%	2,47%	0,33%	0,14%	0,19%	0,20%	0,50%
19 Avusturya	0,37%	0,43%	1,74%	1,22%	1,03%	0,41%	0,09%	0,35%	0,23%	0,12%	0,70%	0,90%	2,08%	0,46%
20 Singapur	0,33%	0,01%	0,00%	0,18%	0,00%	0,01%	0,00%	0,00%	0,01%	0,00%	0,01%	0,02%	0,20%	0,28%

HS841410 - TÜRKİYE'nin DIŞ TİCARET ÜLKE PAYLARI

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - K

	8414-40 İhracat Payları %	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Irak	0,0%	0,0%	0,8%	7,8%	16,1%	7,8%	6,8%	12,4%	9,7%	13,0%	14,0%	11,5%	26,8%	16,5%
2	Azerbaycan	3,7%	2,2%	4,5%	2,1%	1,9%	10,2%	12,3%	13,6%	9,2%	13,2%	9,4%	20,8%	9,9%	13,7%
3	Türkmenistan	4,6%	3,0%	5,4%	4,2%	1,0%	1,5%	2,0%	3,4%	11,3%	6,8%	9,1%	5,9%	8,2%	8,9%
4	Libya	0,3%	0,1%	1,3%	0,4%	0,3%	0,2%	1,3%	6,7%	13,8%	8,7%	0,0%	0,9%	2,0%	6,6%
5	Sudan	0,4%	1,6%	0,1%	0,3%	1,0%	1,0%	2,3%	0,4%	0,2%	0,1%	0,2%	0,8%	0,1%	5,3%
6	İran	15,2%	10,3%	4,5%	7,0%	1,7%	1,2%	3,6%	13,1%	8,5%	11,8%	5,1%	4,2%	1,3%	5,1%
7	Gürcistan	0,4%	1,3%	0,2%	2,5%	1,6%	2,8%	3,0%	2,5%	1,4%	3,9%	2,9%	3,1%	8,1%	4,6%
8	İsrail	0,0%	0,7%	1,6%	2,8%	4,6%	2,2%	0,1%	0,0%	0,3%	0,3%	0,2%	0,1%	0,0%	3,9%
9	Özbekistan	0,9%	1,3%	0,7%	1,6%	2,3%	3,6%	4,7%	4,4%	2,0%	2,9%	2,4%	4,3%	2,5%	3,1%
10	İstanbul Endüstri ve Tic. S.B.	1,2%	2,7%	0,6%	1,1%	1,1%	0,9%	0,1%	0,0%	0,0%	0,0%	0,4%	0,8%	1,0%	2,0%
11	Suudi Arabistan	1,3%	0,8%	3,0%	4,7%	1,6%	3,1%	1,2%	0,2%	4,9%	0,6%	1,3%	0,6%	1,6%	2,0%
12	Çek Cumhuriyeti	0,0%	0,0%	0,3%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%	0,0%	0,7%	2,0%
13	Cezayir	1,6%	8,5%	2,7%	0,5%	2,8%	1,5%	2,0%	3,6%	1,7%	2,5%	1,2%	1,0%	0,8%	1,9%
14	Kazakistan	3,2%	3,4%	3,1%	1,5%	2,1%	7,5%	13,7%	6,9%	0,6%	0,4%	2,2%	2,1%	2,6%	1,4%
15	Kuzey Kıbrıs Türk Cum.	1,5%	0,7%	1,9%	1,3%	3,1%	2,2%	3,3%	0,5%	1,2%	1,2%	1,5%	0,9%	0,7%	1,3%
16	ABD	0,2%	0,3%	1,6%	0,0%	1,1%	0,1%	1,4%	1,8%	0,0%	0,6%	2,5%	1,3%	1,7%	1,2%
17	Hollanda	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,2%	0,1%	0,0%	0,8%	0,0%	1,8%	0,2%	0,1%	0,1%	1,1%
18	İtalya	0,0%	22,0%	0,0%	0,0%	0,1%	0,3%	0,6%	0,0%	0,3%	1,0%	4,0%	6,2%	2,9%	1,1%
19	Katar	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,5%	0,0%	0,0%	1,7%	0,6%	0,3%	0,1%	0,1%	0,3%	1,1%
20	Etiyopya	0,1%	0,3%	0,0%	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%	0,0%	11,2%	0,1%	0,5%	0,8%	1,7%	1,0%



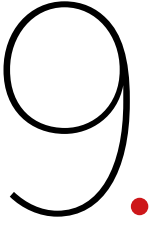
POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
8414.40 İthalat Payları %														
1 Belçika	0,0%	39,2%	31,1%	51,0%	51,1%	61,1%	62,7%	45,0%	49,4%	44,3%	45,5%	59,0%	55,4%	57,8%
2 Çin	0,4%	8,3%	20,1%	17,0%	11,2%	14,7%	14,1%	21,6%	16,2%	29,6%	18,9%	16,6%	18,4%	23,6%
3 Almanya	11,4%	6,0%	18,7%	12,6%	10,9%	4,6%	4,3%	8,1%	3,2%	3,4%	5,2%	5,0%	10,9%	7,8%
4 İtalya	22,4%	25,3%	9,5%	8,9%	13,6%	11,5%	8,7%	12,0%	15,8%	9,7%	6,7%	7,1%	7,0%	3,6%
5 Fransa	9,9%	2,6%	8,3%	0,0%	0,3%	1,2%	0,4%	0,3%	7,9%	4,5%	7,1%	1,4%	0,3%	3,5%
6 Çek Cumhuriyeti	0,0%	0,0%	0,0%	0,7%	0,0%	0,1%	2,0%	0,9%	3,5%	1,7%	2,4%	5,4%	1,7%	2,3%
7 ABD	17,3%	7,4%	4,7%	6,5%	1,7%	0,1%	3,6%	4,7%	0,0%	3,1%	10,1%	3,1%	4,1%	0,3%
8 Tayvan	0,0%	2,6%	0,1%	0,0%	1,7%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,2%	0,1%	0,1%	0,4%	0,3%
9 Rusya Federasyonu	0,2%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,2%
10 İngiltere	4,2%	3,3%	1,3%	1,7%	2,1%	1,0%	0,9%	1,4%	2,1%	1,7%	0,5%	0,4%	0,3%	0,2%
11 Hollanda	0,2%	2,5%	2,3%	0,8%	2,7%	2,0%	2,1%	4,0%	0,2%	1,3%	0,0%	0,1%	0,2%	0,1%
12 Çorlu Avrupa Serbest Bölgesi	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%
13 İspanya	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,5%	0,0%	0,1%	0,0%	0,0%	0,0%	1,9%	0,0%	0,0%	0,1%
14 Kayseri Serbest Bölgesi	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%
15 Hong Kong	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%	0,1%	0,1%
16 Kesinleşmemiş Ülke ve Bölgeler	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
17 Ege Serbest Bölgesi	0,0%	0,0%	0,1%	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
18 Afganistan	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
19 AHL Serbest Bölgesi	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
20 Angola	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%

HS841440 - TÜRKİYE'nin DIŞ TİCARET ÜLKE PAYLARI



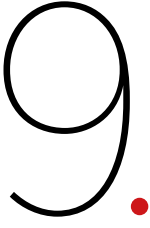
POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - L

	8414-80 İhracat Payları %	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	Rusya Federasyonu	2,37%	1,87%	6,60%	12,37%	10,29%	20,90%	22,96%	22,39%	8,63%	15,96%	20,78%	18,84%	15,98%	13,70%
2	İran	0,26%	0,77%	2,58%	4,18%	2,71%	4,83%	4,13%	3,48%	6,41%	8,90%	10,52%	8,62%	3,12%	6,81%
3	Azerbaycan	0,69%	1,99%	3,70%	2,37%	1,96%	1,28%	2,42%	2,80%	5,58%	4,66%	5,30%	5,44%	6,28%	6,76%
4	Türkmenistan	1,10%	2,00%	4,57%	0,55%	0,58%	1,77%	0,75%	2,01%	3,39%	3,12%	2,69%	2,61%	3,47%	4,45%
5	Irak	0,00%	0,00%	1,65%	5,62%	3,73%	6,24%	3,18%	3,95%	9,71%	7,94%	6,61%	7,24%	5,60%	4,37%
6	Suudi Arabistan	0,14%	1,32%	0,72%	1,26%	0,68%	0,51%	1,08%	1,09%	3,37%	2,25%	3,87%	4,95%	5,88%	4,27%
7	Almanya	7,66%	3,58%	3,77%	1,74%	2,97%	3,70%	2,79%	4,15%	7,52%	9,64%	10,70%	4,98%	4,27%	4,24%
8	Libya	0,00%	1,02%	0,08%	0,17%	0,19%	0,28%	1,17%	0,97%	3,12%	2,58%	0,41%	1,34%	2,18%	2,91%
9	Mısır	0,56%	1,17%	2,39%	0,87%	0,98%	0,37%	0,93%	0,88%	2,30%	1,15%	1,04%	1,43%	2,02%	2,46%
10	Cezayir	1,88%	1,59%	1,14%	1,08%	0,93%	0,43%	0,50%	0,74%	1,29%	1,06%	1,34%	1,38%	1,37%	2,39%
11	Özbekistan	0,17%	1,62%	1,50%	1,09%	1,78%	1,50%	2,45%	1,92%	2,37%	3,47%	2,67%	2,79%	4,06%	2,38%
12	İngiltere	8,64%	1,29%	0,80%	8,59%	4,01%	3,24%	2,78%	3,01%	1,85%	2,73%	2,06%	2,10%	1,73%	2,02%
13	Polonya	0,00%	0,03%	0,16%	0,10%	0,14%	1,53%	3,24%	2,63%	1,16%	1,30%	1,09%	0,68%	1,39%	1,99%
14	ABD	1,45%	1,86%	1,10%	0,50%	24,32%	4,43%	3,48%	1,76%	1,36%	1,12%	1,35%	3,93%	3,99%	1,88%
15	Ukrayna	0,29%	0,76%	0,34%	0,71%	3,39%	3,28%	4,27%	6,97%	1,91%	2,93%	2,79%	3,86%	3,63%	1,85%
16	Kazakistan	1,32%	3,21%	2,16%	3,00%	2,88%	3,18%	3,49%	1,29%	2,05%	1,56%	1,73%	1,58%	2,92%	1,84%
17	İstanbul Endüstri ve Tic. S.B.	0,10%	0,83%	0,81%	1,44%	0,64%	0,50%	0,56%	0,17%	0,52%	0,63%	0,52%	0,45%	0,50%	1,79%
18	Gürcistan	0,88%	1,78%	0,31%	0,96%	0,40%	0,71%	0,95%	1,17%	1,41%	1,28%	1,37%	1,32%	2,19%	1,70%
19	Yunanistan	0,67%	0,42%	0,38%	0,24%	0,21%	0,45%	0,89%	1,00%	1,37%	1,36%	0,66%	0,98%	1,35%	1,62%
20	BAE	1,36%	0,88%	1,14%	0,74%	0,75%	1,24%	0,89%	1,14%	1,13%	0,86%	0,40%	0,88%	1,54%	1,45%



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

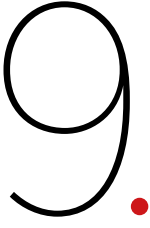
	8414-80 İthalat Payları %	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1	İtalya	8,41%	8,98%	7,23%	5,94%	9,36%	7,48%	10,02%	9,40%	9,76%	9,08%	9,77%	11,71%	9,19%	20,70%
2	Almanya	17,77%	21,62%	21,76%	13,87%	24,56%	25,02%	19,68%	21,25%	20,23%	14,50%	14,53%	16,84%	17,33%	18,68%
3	Belçika	0,00%	19,48%	14,28%	13,91%	13,08%	16,66%	12,16%	15,62%	8,75%	9,07%	9,54%	10,43%	13,08%	10,56%
4	Çek Cumhuriyeti	0,41%	0,30%	0,30%	0,68%	1,53%	1,44%	2,10%	1,41%	0,92%	0,75%	10,67%	16,62%	14,73%	9,96%
5	İngiltere	12,63%	9,94%	5,59%	4,58%	5,85%	7,52%	7,12%	7,49%	7,41%	8,04%	8,76%	7,01%	8,47%	7,03%
6	Çin	0,32%	2,04%	1,66%	0,69%	1,93%	1,94%	2,65%	3,23%	3,25%	4,57%	5,45%	5,79%	7,30%	6,97%
7	Hindistan	0,00%	0,08%	0,09%	0,05%	0,00%	0,02%	0,03%	0,04%	0,04%	0,10%	0,08%	2,59%	3,23%	3,70%
8	ABD	4,61%	9,72%	7,76%	15,87%	5,14%	4,72%	13,92%	8,84%	7,78%	6,47%	3,22%	5,07%	5,09%	3,39%
9	Romanya	0,00%	0,00%	0,02%	0,18%	0,38%	0,23%	0,27%	0,36%	0,61%	0,43%	0,42%	0,49%	2,96%	3,32%
10	Fransa	29,00%	14,11%	15,11%	11,37%	12,23%	10,34%	10,18%	16,68%	24,62%	34,15%	21,87%	11,28%	6,20%	3,02%
11	Hollanda	1,74%	0,91%	2,24%	1,39%	1,10%	1,43%	2,71%	2,30%	3,10%	2,43%	2,69%	1,37%	1,64%	2,87%
12	Avusturya	0,12%	2,20%	2,79%	0,65%	0,11%	0,48%	0,30%	0,41%	0,80%	0,29%	0,18%	0,14%	0,31%	2,36%
13	Macaristan	0,22%	0,03%	0,04%	0,11%	0,29%	0,40%	2,54%	2,67%	2,06%	2,10%	0,45%	0,69%	0,95%	1,95%
14	Japonya	0,62%	0,44%	3,76%	24,02%	11,20%	7,36%	4,89%	3,26%	1,35%	1,06%	0,79%	0,91%	1,28%	1,12%
15	Danimarka	1,75%	2,77%	0,49%	0,35%	0,46%	0,39%	0,13%	1,78%	2,85%	0,51%	1,46%	0,56%	0,25%	0,95%
16	İspanya	0,52%	0,90%	0,06%	0,92%	0,45%	0,29%	0,07%	0,74%	0,12%	0,37%	0,36%	0,31%	1,78%	0,64%
17	Güney Kore	0,30%	1,07%	4,18%	2,78%	9,69%	5,52%	1,93%	1,24%	1,53%	1,23%	1,27%	1,11%	1,32%	0,52%
18	Polonya	2,05%	0,02%	0,01%	0,01%	0,01%	0,03%	0,16%	0,25%	0,05%	0,10%	0,12%	0,55%	0,77%	0,43%
19	Tayvan	0,78%	1,22%	1,07%	0,75%	0,60%	0,35%	0,51%	0,66%	0,55%	0,47%	0,63%	0,53%	0,40%	0,31%
20	Meksika	0,07%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,04%	0,10%	0,19%	0,56%	0,40%	0,17%	0,29%	0,28%

HS841480 - TÜRKİYE'nin DIŞ TİCARET ÜLKE PAYLARI

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

EK - M

8414-90 İhracat Payları %	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1 Almanya	4,21%	3,93%	2,94%	4,75%	8,78%	10,38%	17,33%	18,58%	16,39%	20,55%	21,15%	17,31%	15,93%	17,03%
2 ABD	0,52%	1,20%	2,84%	4,20%	18,05%	16,89%	14,54%	16,69%	22,54%	21,71%	18,27%	17,26%	17,76%	14,74%
3 Belçika	0,00%	5,14%	4,02%	3,87%	17,47%	17,60%	17,25%	19,09%	14,24%	13,00%	12,78%	13,36%	11,31%	10,93%
4 İtalya	2,83%	1,98%	4,27%	2,52%	1,47%	0,74%	17,28%	17,20%	12,46%	9,03%	7,85%	8,27%	7,35%	6,54%
5 Polonya	0,01%	0,07%	0,52%	0,34%	0,28%	0,17%	1,27%	2,67%	4,51%	3,90%	4,39%	3,91%	4,21%	4,90%
6 İran	3,84%	1,05%	1,48%	0,53%	0,58%	0,47%	0,68%	0,81%	1,67%	1,10%	1,70%	2,23%	2,60%	3,99%
7 İngiltere	1,40%	1,81%	1,40%	1,02%	0,30%	0,81%	0,52%	0,64%	0,54%	2,78%	3,42%	3,48%	4,07%	3,65%
8 Meksika	0,04%	0,05%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,30%	0,31%	0,20%	0,33%	0,91%	2,90%	1,98%	3,56%
9 Suudi Arabistan	0,07%	0,13%	1,05%	1,01%	0,11%	0,12%	0,20%	0,16%	0,39%	0,22%	0,51%	0,60%	1,92%	2,99%
10 Çek Cumhuriyeti	0,00%	0,08%	0,06%	0,13%	0,16%	0,11%	2,19%	1,59%	2,88%	7,10%	7,20%	5,95%	3,37%	2,31%
11 Irak	0,00%	0,00%	1,65%	1,05%	0,29%	0,81%	0,38%	0,69%	0,70%	1,14%	1,08%	2,84%	2,97%	1,87%
12 Türkmenistan	0,30%	0,79%	0,90%	0,84%	0,51%	0,60%	0,26%	0,34%	0,58%	0,37%	0,76%	0,53%	0,89%	1,84%
13 İspanya	2,38%	1,28%	0,40%	0,42%	0,38%	0,23%	0,26%	0,26%	0,25%	1,09%	1,50%	1,66%	1,33%	1,72%
14 Hollanda	0,52%	0,65%	0,03%	0,42%	0,00%	0,04%	0,05%	0,09%	0,08%	0,06%	0,15%	0,03%	0,39%	1,62%
15 BAE	0,39%	0,47%	0,36%	0,48%	0,19%	0,16%	0,16%	0,38%	0,40%	0,26%	0,44%	0,83%	1,39%	1,54%
16 Rusya Federasyonu	1,03%	1,80%	3,53%	2,70%	0,63%	0,96%	0,87%	0,78%	0,41%	0,59%	0,65%	1,11%	2,28%	1,54%
17 Brezilya	0,04%	0,00%	0,01%	0,02%	0,14%	0,04%	0,01%	0,08%	0,17%	0,25%	0,34%	1,75%	1,72%	1,35%
18 Portekiz	0,02%	0,03%	0,05%	0,03%	0,01%	0,01%	0,00%	0,01%	0,00%	0,01%	0,02%	0,03%	0,52%	1,30%
19 Azerbaycan	0,24%	0,66%	0,81%	0,82%	0,19%	0,15%	0,37%	0,74%	0,94%	0,70%	1,12%	1,36%	1,64%	1,17%
20 Mısır	0,27%	0,13%	0,35%	0,20%	0,11%	0,08%	0,26%	0,46%	0,53%	0,30%	0,38%	0,54%	0,75%	1,16%



POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

8414-90 İthalat Payları %	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
1 Almanya	17,78%	38,28%	35,56%	37,15%	18,56%	15,75%	23,08%	24,16%	21,85%	18,61%	18,66%	16,78%	19,37%	18,63%
2 İtalya	15,97%	13,94%	16,19%	15,18%	26,85%	18,40%	16,07%	20,42%	19,01%	21,54%	20,62%	24,54%	15,41%	16,91%
3 Çin	5,56%	3,14%	6,71%	6,49%	9,06%	7,31%	9,45%	13,39%	6,16%	9,59%	13,32%	18,38%	15,76%	13,02%
4 Belçika	0,00%	9,79%	5,89%	3,52%	3,93%	5,53%	7,22%	7,38%	6,09%	7,23%	4,94%	6,84%	4,73%	8,90%
5 Japonya	1,32%	5,27%	1,80%	13,15%	3,65%	3,34%	1,55%	1,77%	7,59%	3,86%	2,69%	0,87%	15,97%	7,45%
6 ABD	13,22%	7,00%	7,82%	6,08%	9,50%	7,45%	6,86%	7,52%	5,61%	3,48%	3,11%	3,99%	2,71%	5,87%
7 İngiltere	6,34%	8,19%	4,55%	6,59%	10,34%	5,45%	4,63%	3,17%	3,05%	4,52%	2,68%	4,92%	3,21%	4,99%
8 Finlandiya	1,14%	1,19%	1,19%	0,26%	0,30%	0,30%	1,61%	2,85%	1,57%	2,57%	1,90%	2,44%	5,39%	4,68%
9 Fransa	16,88%	2,48%	3,92%	1,19%	3,30%	2,95%	3,10%	4,74%	18,46%	13,83%	4,52%	4,80%	5,89%	2,42%
10 Tayvan	0,06%	0,18%	0,21%	0,27%	0,71%	0,55%	0,31%	0,53%	0,37%	0,59%	1,30%	1,23%	1,14%	2,32%
11 Danimarka	1,89%	1,04%	0,57%	0,93%	0,79%	0,73%	1,11%	1,23%	0,77%	1,14%	3,40%	1,27%	1,14%	1,58%
12 Çek Cumhuriyeti	0,01%	0,57%	3,34%	0,37%	0,28%	0,04%	0,47%	0,42%	0,19%	0,37%	0,22%	0,40%	0,41%	1,33%
13 Hollanda	1,46%	1,39%	1,57%	0,41%	2,02%	1,05%	0,85%	0,87%	0,81%	0,49%	0,75%	0,61%	0,48%	1,24%
14 Güney Kore	2,55%	1,22%	1,53%	1,49%	2,94%	13,27%	2,66%	0,70%	0,61%	1,16%	0,60%	1,44%	0,65%	1,21%
15 İsviçre	0,93%	1,71%	3,97%	1,18%	0,76%	1,09%	0,91%	3,11%	1,18%	2,00%	3,25%	2,53%	0,60%	1,13%
16 Avusturya	1,14%	1,30%	0,65%	1,31%	2,16%	1,77%	1,59%	1,63%	2,62%	1,56%	5,00%	0,92%	0,55%	0,94%
17 Meksika	0,09%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,09%	0,59%	0,75%	0,52%	0,23%	0,34%	0,74%	0,37%	0,88%
18 İspanya	1,54%	0,40%	0,58%	0,85%	1,26%	1,39%	0,77%	0,46%	0,41%	1,04%	0,49%	1,37%	0,55%	0,87%
19 Brezilya	0,46%	0,31%	2,33%	1,27%	0,44%	6,16%	0,31%	0,11%	0,10%	0,40%	1,86%	1,12%	2,24%	0,77%
20 Polonya	0,01%	0,00%	0,00%	0,00%	0,03%	1,08%	4,80%	0,03%	0,14%	0,73%	0,31%	0,21%	0,15%	0,72%

HS841490 - TÜRKİYE'nin DİŞ TİCARET ÜLKE PAYLARI

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

İÇME SUYU TEMİN VE DAĞITIM SİSTEMLERİNDE KULLANILAN VANA VE POMPALARDA VERİMLİLİK VE KONTROL

Bora METİN

Elektrik-Elektronik Mühendisi
Tekirdağ Su ve Kanalizasyon İdaresi
TESKİ

bora.metin@teski.gov.tr

ÖZET

Su, Çevre ve Enerji kavramlarının önemi her geçen gün artarak hissedilmektedir. Temiz sudan sorumlu kuruluşların bütçelerinin yarısına yakını enerji sarfiyatına ayrılmıştır. Bu denli masrafla elde edilen ve bu kadar kıymetli bir kaynağın israf edilmemesi ve kaybın da en aza indirilmesi önemlidir.

Suya tam hakimiyet sağlanmalı ve bu hakimiyet; enerji ve çevre kavramları ile bir bütün olarak, sürdürülebilir olmalıdır.

Enerji sarfiyatının ana aktörü motor-pompalardır. Kayıp ve kaçağın önlenmesinde ise vanalar çok önemli bir rol oynar.

Yüzyılın başından günümüze “Nesnelerin İnterneti”, “Makinalar Arası İletişim”, “SCADA”, “Uzaktan Kontrol ve Veri Alma” gibi kavramlar ve sistemler ortaya çıkmıştır. İnsanoğlu 4. Endüstri devrimini yaşamaktadır.

Bunun yanı sıra sürdürülebilirlik ve verimlilik kavramlarının önemi artmıştır. “Toplam Üretken-Koruyucu Bakım”, “Kaizen”, “6 Sigma” gibi kavramlar birçok sektörde kullanılmaktadır. Koruyucu ve önleyici bakım sürdürülebilirlik için çok önemlidir.

Bu çalışmada; ABD Çevre Koruma Ajansı, Avrupa Birliği ve TC Orman ve Su İşleri Bakanlığı talimat ve önerileri incelenmiş ve su ve enerjinin takibi ve kontrolü konuları ele alınmıştır.

GİRİŞ

Bu çalışmada sadece içme suyu temin ve dağıtım sistemlerinde kullanılan pompa sistemleri ve vanalardan bahsedilmiştir.

Ürünlerin dahili dinamikleri; tasarım, üretim detayları uzmanlık alanım dışındadır; detaylara girilmemiştir.

Uzaktan takip etme, veri toplama ve kontrol edebilme özellikleri üzerinden devam edilecektir.

MOTOR-POMPA SİSTEMLERİ

İçme suyu temini sonдай kuyulanından, barajlardan ve bazı yerlerde deniz suyu arıtılarak yapılır.

Temin edilen su, anıtma tesisi, terfiler, depolar ve şebeke üzerinden musluklarınıza kadar gelir. Kaynaktan musluğa kadar olan bu süreçte ana unsur elektrik ile çalışan motorlar ve pompa sistemleridir.

EPA'nın ABD'de yaptığı bir araştırmaya göre: Su idareleri en çok enerji tüketen kurumlardan biridir. Atık su işletme giderlerinin % 25-40'ı, İçme Suyu İşletme giderlerinin ise % 80'i elektrik enerjisi için harcanmaktadır. Toplamda idare bütçelerinin %35'i enerji için harcanmaktadır.

İçme suyu ve kanalizasyon hizmetleri ülkemizde belediyelere bağlı su idareleri tarafından yapılmaktadır. Elektrik giderleri önemli bir kalemdir ve bu harcama kalemleri diğer ülkeler ile örtüşmektedir.

Enerjinin çok büyük bir bölümü, motor-pompa sistemleri tarafından tüketilmektedir.

ABD Çevre Koruma Ajansı (EPA) Yaklaşımı:

EPA, 2013 tarihi “Su ve Atık Su Tesislerinde Enerji Verimliliği” isimli yayınında aşağıdaki konulara değinmiştir:

EPA, sadece harcanan enerjiyi değil, karbon salınımı ve çevre kirliliği sorunlarını da dikkate alarak enerji verimliliği için bir eylem planı yayınlamıştır.

7 aşamalı bu plan klasik PUKÖ döngüsü üzerine kurulmuştur: Planla, Uygula, Kontrol et, Önlem al:

Planla:

- 1- Hazırlık: Politika belirle, çerçeveyi çiz, ekip kur,
- 2- Denetle-İncele: Durum değerlendirmesi yap
- 3- Öncelikleri belirle
- 4- Hedef koy, performans kriterleri belirle

Uygula:

- 5- Hedefleri uygula

Kontrol Et:

- 6- Sonuçları takip et, ölçüm sonuçlarını değerlendir

Önlem Al:

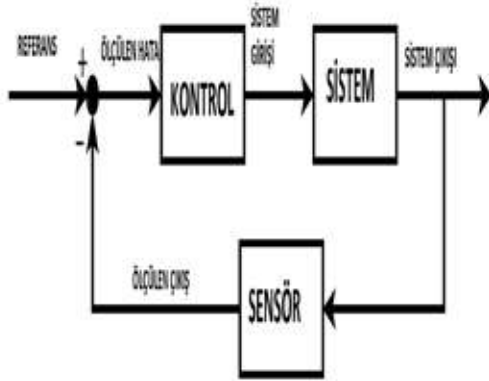
- 7- Sistemi geliştir, devamlılığını sağla

Enerji tüketiminde ana aktörün pompalar olduğunu hatırlarsak, yukarıdaki 2. ve 6. aşamaların (Denetle-İncele ve Kontrol Et) tamamen sahada dağınık halde bulunan pompalardan toplanacak sağlıklı ve sürekli verilerle mümkün olduğu görülür.

Veriler ile denetleme ve inceleme yapılırken yine bu veriler ile sistem kontrol edilmelidir.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Sistem kontrol teorisi ve geri besleme döngüsü bütün kontrol sistemlerinde benzer şeklindedir.



Şekil 1- Kontrol ve Geri Besleme döngüsü

Sensörler:

Pompa-motor ve sürücülerin sadece enerji sarfıyatı değil, frekans, harmonikler, güç faktörü, akım, faz dengesi, titreşim, aşırı ses, sıcaklık, çekilen debi gibi hususları da takip edilerek pompa sistemi verimi hesaplanabilir. Ayrıca olası sorunlara önceden müdahale edilerek performansın sürekliliği sağlanabilir.

Gerçek dünyaya ait bu fiziksel parametrelerin, veriye dönüştürülmesi için verilerin işlenebilir hale getirilmesi gerekir. Bu dönüşüm sensörler ile yapılır. Sensörler çeşitli sektörlerde prob, transduser, elektrod olarak da adlandırılmaktadır.

Gelişmiş sensör teknolojisi ile gerçek dünyada var olan birçok değişken (sıcaklık, basınç, debi, pH vs) veri olarak kullanılabilir hale gelmektedir.

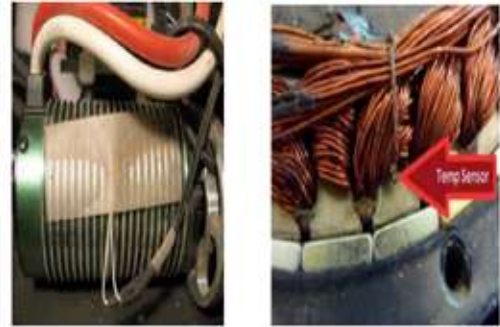
Her ne kadar 4. Endüstri Devriminin göze çarpan teknolojileri bilişim ve elektronik olsa da, sahada verileri toplayan ve bu verilerin sürekli ve güvenilir olmasını sağlayan unsur sensör teknolojileridir.

Elektrik motorlarında mevcut uygulama termik anahtarlar ile motorların aşırı sıcaklıktan korunmasıdır. Motor sıcaklığını sürekli takip etmek için ise gövde üzerine harici sensörler takılmakta ve sıcaklık takibi yapılmaktadır.

Bu sensörlerin üretim aşamasında, dahili olarak gövde içine yerleştirilmesi bir öneri olarak sunulur. Bu yöntem ile verilerin sağlıklı ve sürekli olması sağlanacaktır. Bu yapılırken sensörden alınacak çıkış değerlerinin endüstriyel otomasyon kullanımına uygun olması gerekir (4-20 mA çıkış katmanı gibi).

Pompa sistemlerinde susuz çalışmayı önlemek amacıyla, pompa yapısına entegre seviye sensörlerinin geliştirilmesi de bir öneri olarak sunulabilir. Bu sensörden alınacak "sıvı yok" verisi ile pompa uzaktan veya otokontrol ile otomatik olarak durabilecek ve ilgili yerlere bu bilgiyi iletebilecektir.

Sıcaklık ve seviye sensörünün dahili olması örneği, titreşim ve ses ölçümleri için de değerlendirilebilir.

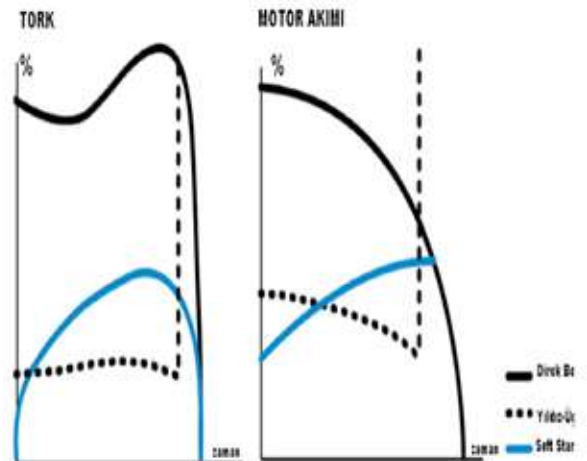


Şekil 2- Dışardan yapılandırılmış, sıcaklık sensörü ve sargıyla entegre dahili sensör.

Pompa-Motor Sürücüler:

Her elektrik motoru belirli bir yöntemle beslenmeli ve kontrol edilmelidir. Bu işi sürücüler yapar. Motorlarda en kritik an kalkış andır.

Kalkış akımı ve kalkış torku ihtiyaçlarına göre çeşitli sürücü tipleri kullanılır.



Şekil 3- Motor sürücü tipleri akım ve tork grafikleri

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Aşağıdaki tabloda sürücü tipleri, avantaj ve dezavantajları ile sıralanmıştır.

SÜRÜCÜ	AVANTAJ	DEZAVANTAJ
Direk Besleme	Ucuz Yüksek kalkış torku	Yüksek kalkış akımı
Yıldız-Üçgen	Düşük kalkış akımı	Düşük kalkış torku
Oto-Transformer	Düşük kalkış akımı	Büyük ebatlı
Soft Starter	Düşük kalkış akımı Aç/Kapa kontrolü	Düşük kalkış torku
Değişken-Hızlı Sürücü	Hız kontrolü	Pahalı

Soft Starter ve Değişken Hızlı Sürücüler sahip oldukları ölçüm ve iletim teknolojileri ile uzaktan veri iletimine ve kontrole daha uygundur.

Sondajlarda sabit yük, sabit hız ve sürekli çalışma koşulları nedeniyle Soft-Starter tercih edilmektedir.

Elektrik Kompanzasyonu:

Kullanılmayan enerji (reaktif enerji) en aza indirilerek, fiziksel olarak değilse de ekonomik olarak tasarruf sağlamayı sağlayan bir yöntemdir.

Elektrik aboneleri görünür güç üzerinden fatura öderler. Ancak asıl ihtiyaçları olan ve gerçekte kullandıkları aktif güçtür.



Şekil 4- Görünür Güç, Aktif ve Reaktif Güç Mekânik Analojisi

Elektrik motorları sargı (bobin) yapısı nedeniyle endüktif yüküdür. Sistemin kapasitif yük (kapasitörler) eklenerek dengelenmeleri gerekir. Bu dengeleme işlemi kompanzasyon olarak adlandırılır.



Şekil 5- Yük türleri

Kurumumuzda uygun noktalara kompanzasyon yapılarak elektrik faturalarından, ortalama % 3 tasarruf sağlanmaktadır.

Motor-Pompa Seçimi:

İşletme verimliliğinin yanı sıra, yatırım planlaması yapılırken ve pompa seçiminde su kaynağı hakkında da gerekli verilere sahip olunması gerekir. Kullanım yerine uygun olmayan pompalar verimli çalışmayacaktır. Uygun pompa seçimi için kaynaktan toplanan sürekli ve sağlıklı verilere ihtiyaç duyulur. Debi ölçümünü en temel verilerden biridir.

Debi bilgisinden yola çıkılarak yapılan kullanım istatistikleri de yeni yatırımların akılcı olmasına ve uzun vadede kaynakların etkin kullanılmasına olanak sağlayacaktır.

AŞAĞI SEVİNDİKLİ ÜRETİLEN SU TABLOSU

Aşağı Sevindikli Üretilen Su Tablosu	
Anlık Debi	Anlık Debi: 361 l/sn
Su Bir Saatte Sisteme Verilen Toplam Su	1020 m³
Bir Önceki Gün Sisteme Verilen Toplam Su	27300 m³
Bir Önceki Hafta Sisteme Verilen Toplam Su	142600 m³
Bir Önceki Ay Sisteme Verilen Toplam Su	1067910 m³
Bir Önceki 6 Ay Sisteme Verilen Toplam Su	1067910 m³
Bir Önceki Yıl Sisteme Verilen Toplam Su	0 m³
Sisteme Verilen Toplam Su	1243542 m³

Şekil 6- SCADA Havza takip ekranından bir görüntü (TESKİ)

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Bakım-Onarım:

Motor-Pompa sisteminin uzaktan takip edilebiliyor olması arızalara erken ve etkili müdahale olanağı sağlar. Erken müdahale ile işgücü, zaman, su ve enerji tasarrufu sağlanır.



Şekil 7- SCADA Derin Kuyu Motor-Pompa takip ekranından bir görüntü (TESKİ)

VANALAR

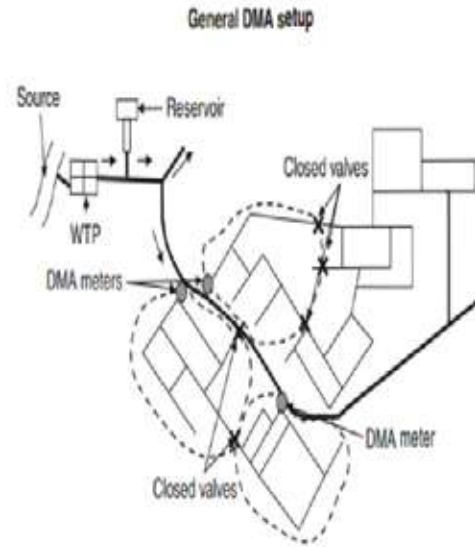
Blueprint to Safeguard Europe's Water Resources (2012)
Avrupa'nın Su Kaynaklarının Korunmasına Yönelik Bir Plan (2012)

AB tarafından yayınlanan bu planla birlikte ülkemizde Orman ve Su İşleri Bakanlığı tarafından İçme Suyu Temin ve Dağıtım Sistemlerinde Su Kayıplarının Kontrolü Yönetmeliği (Mayıs 2014) yayımlanmıştır. Bu yönetmeliğin özü kayıp ve kaçakları en aza indirmektir. Yönetmeliğe bağlı teknik usuller tebliğinde ise şebekelerin sürekli izlenmesi ve alınan verilere göre debi takibi ve basınç düzenlemesi yapılması tarif edilmiştir.

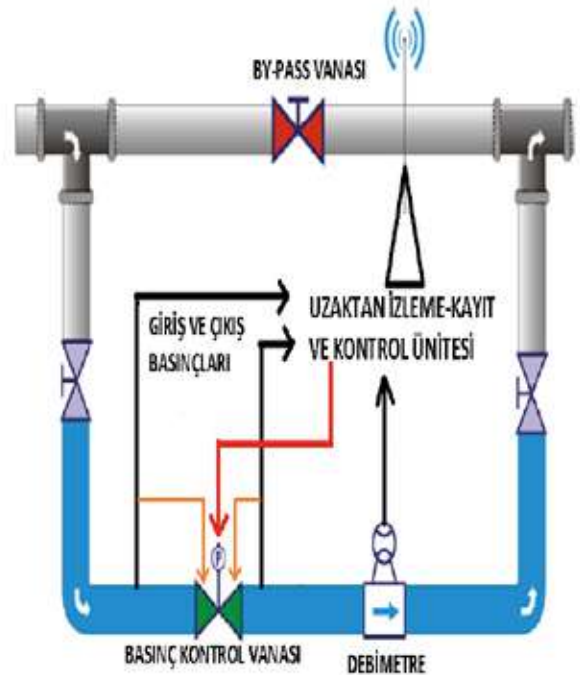
Yönetmeliğe bağlı Teknik Usuller Tebliğinde geçen İzole Alt Bölge (DMA: District Metering Area) ve Basınç Kontrol Yöntemi:

"MADDE 10 - (1) İçme-kullanma suyu temin ve dağıtım sistemini kontrol edebilmek için öncelikle şebekenin nispeten küçük ve izole edilmiş, kontrol edilebilen alt bölgelere ayrılması gerekir.... Alt bölgelerin oluşturulması sistemin optimum bir şekilde yönetilmesini sağlar. Alt bölgeler, sistemin doğru analizi edülmesine, abonelere yönelik güncel ve doğruluğu yüksek su tüketim verilerinin temin edilmesine yardımcı olur. Bu bölge girişlerinde sisteme verilen su miktarı, su basıncı ve su kalitesinin izlenmesiyle arıza tespiti yapılarak su kayıpları önlenir. Alt bölgeleme ile su kayıplarının yüksek olduğu yerler ile öncelik verilecek bölgeler tespit edilir. Arıza noktasına

ulaşmak için giderek daralan bir alanda sistematik olarak çalışmak gereklidir, alt bölgelerde aktif kaçak kontrolü yapılarak borulardaki sızımlara erken müdahale edilebilir ve böylece su dağıtım sisteminin daha güvenilir olması sağlanır. Alt bölgelerde uygun basınç kontrol yöntemleri ile su kayıpları ve arızaları azaltılabilir"...



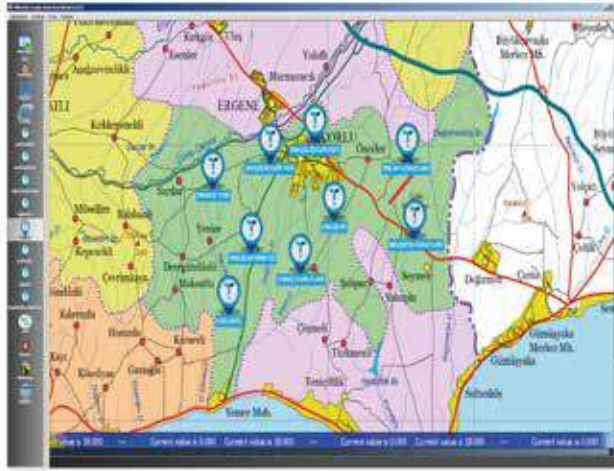
Şekil 8- İzole Alt Bölge (DMA)



Şekil 9- DMA Odan: Basınç Takibi- Kontrolü ve Gece Debi Takibi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Basınç düzenlemesi, basınç sensörleri ve debimetrelerden alınan verilere göre vanalar ile otomatik olarak yapılacaktır. Bu uygulama için piyasada "basınç kontrol vanası" adıyla ürünler mevcuttur.



Şekil 10- Çorlu İlçe Merkezi, İzole Alt Bölge (DMA) çalışması, SCADA Ekranı (TESKİ)



Şekil 11 - İzme Suyu SCADA sı (TESKİ)

VERİ ALMA ve KONTROL ETME

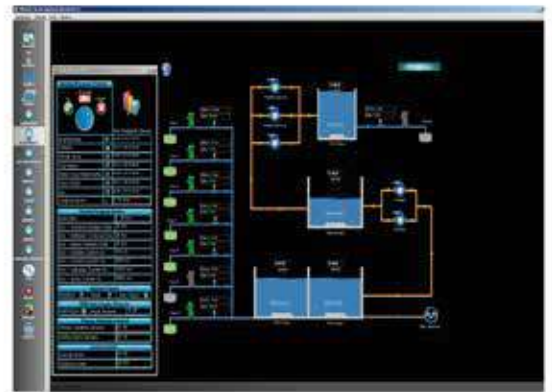
Çalışmanın buraya kadar olan kısmında sıkça geçen "veri alma", "kontrol etme", "takip etme" gibi terimlerin bir araya gelip, vücut bulduğu sistemlere, su işletmelerinde Yönetmelik Kontrol ve Veri Alma (SCADA) adı verilmektedir.

Tıpta "telemetri", endüstride "DCS-SCADA" adıyla anılan bu yöntem yaşamın her alanına hızla yayılmaktadır. Sistemin temeli Şekil-1 deki Kontrol ve Geri Besleme döngüsüdür.

Sistemin standartları ve iletişim protokolleri otomasyon sektörü tarafından belirlenmektedir. 4-20 mA, RS 232, RS 485 katman ve MODBUS, DNP, IEC60870-5 protokollerinin incelenmesi yararlı olacaktır. Bu konuda ISO/IEC ve ISA (International Society of Automation) kaynakları incelenebilir.

Yönetmelik Kontrol ve Veri Alma Mimarisi:

Sistem temel olarak üç katmandan oluşur:
Saha Elektronik-İletişim-Yazılım

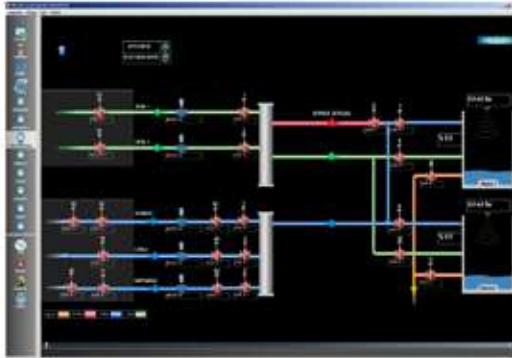


Şekil 12- SCADA Örnek İlçe Ekranı (TESKİ)

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



Şekil 13- SCADA Örnek Derin Kuyu Kontrol-Takip Ekranı (TESKİ)



Şekil 14- SCADA Örnek Vana Kontrol-Takip Ekranı (TESKİ)

Saha Elektronik:

Pompa-motor sürücülerinin ve vanaların kontrol ekipmanları, sensörler, enerji analizörleri ve RTU veya PLC gibi mikro-bilgisayarlı kontrol elemanlarını kapsar.

4-20 mA, MODBUS, DNP 3 gibi standart endüstriyel iletişim katman, yöntem ve protokolleri burada anahtar rol oynar. Sürücüler ve vana aktuatörleri bu yöntem ve protokollere uygun olmalıdır.

İletişim:

GSM-Radyo dalgaları veya mikrodalga kullanılır.

Yazılım:

Yazılım ucu olmayan, engin bir okyanustur. Sahadan sağlıklı veri toplanması esastır. Bu veriler üzerine inşa edilecek iş zekası uygulamaları ile su ve enerji tasarrufu, yeni projeler ve yatırımlar planlama, iyileştirme ve bakım faaliyetleri organize edilebilir.

Motor-pompa sistemleri için basit bir örnek vermek gerekirse: Üreticinin öngördüğü motor akımı ile çekilebilecek su bilgileri referans alınır. Gerçekte çekilen akım ve debi verileri izlenerek orta ve uzun vadede sondaj verimi, motor ve pompa performansı hesaplanabilir. Bu veriler ışığında bakım, değişim ve yatırım faaliyetleri organize edilebilir.

SONUÇ

Pompa ve vana üreticileri ve kullanıcıları kendi mesleki dinamikleri içinde materyal, tasarım ve üretim alanlarında en iyi yakalamaya çalışmaktadırlar.

Buna ek olarak Motor-Pompa ve Vana sektörleri 4. Endüstri devrimi içinde hızla yerini almalıdır. Bunun için sensör ve otomasyon teknolojileri gibi diğer mesleki disiplinler yakından izlenmelidir. Takip ve kontrol edilebilir ürünlerin daha ileri düzeylere getirilmesi, kullanım alanlarında performans ve verimliliği sürekli takip ve kontrol edilebilir sistemlerin ve kullanıcı çözümlerinin geliştirilmesi gerekmektedir.

Bunun için otomasyon uygulama ve standartları, sensör teknolojileri, yasal düzenlemeler ve gelişen kullanıcı talepleri yakından takip edilmelidir.

KAYNAKLAR

1- Local Government Climate and Energy Strategy Guides- Energy Efficiency In Water And Wastewater Facilities: EPA / USA (2013)

2- Blueprint to Safeguard Europe's Water Resources: European Commission (2012)

3- İçme Suyu Temin ve Dağıtım Sistemlerinde Su Kayıplarının Kontrolü Yönetmeliği: T.C. Orman Ve Su İşleri Bakanlığı (2014)

4- International Water Association- Water Losses Task Force

ABSTRACT

The importance of Water, Environment and Energy has significantly increased day by day. Institutions responsible for providing clean water have spared almost half of their budgets to energy consumption. It is of utmost importance not to waste such precious source obtained at very high costs and to reduce its loss to a minimum level.

There should be a full control on water and this control should be sustainable in accordance with energy and protecting environment.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

The major perpetrators of energy consumption are motors and pumps. Valves also play a key role in controlling and reduction of water loss.

Since the beginning of this century, concepts and systems like “Internet of Things”, “M2M”, “SCADA” have emerged. Mankind is going through the 4th Industrial revolution.

In addition to these, importance of the concepts like sustainability and efficiency has increased. Methods such as TPM, Kaizen, and Six Sigma are used in many sectors. Preventive and protective maintenance is very important for sustainability.

In this report, directions and suggestions of, US-EPA, European Commission and Turkish Ministry of Forest and Water have been evaluated and tracing and controlling of water and energy have been discussed.

Pump-motor and valve industry must be able to take place in the fourth industrial revolution as soon as possible. Other professional disciplines such as; sensor and automation technologies and standards must be followed in order to design more traceable and controllable products and customer solutions.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

VANA VE ARMATÜRLERİN DOĞRU SEÇİMİ

Mak. Müh. Mehmet ÜZER

Gedik Döküm ve Vana San. ve Tic. A.Ş.

Teknik Koordinatör

muzer@gedikdokum.com.tr

Mekanik tesisatlarda borulardan geçen akışların geçişini, debisini, akış yönünü ve emniyetini sağlamak için kullanılan cihazlara vana ve armatürler denir.

Vanalar borulama armatürlerinin içinde çok önemli yer tutar. Değişik amaçlı kullanımlarda; bunlar sıvılar, gazlar, buhar her çeşit kimyasal akışkanlardır. Bunun için **VANA ve ARMATÜRLER ŞARTLARA GÖRE ÜRETİLİR** prensibi ön plana çıkmaktadır.

- Mekanik tesisatlarda kullanılan vanaların doğru seçimi, işletmeciler, müteahhit, kontrol birimi tasarımcı için problemleri en aza indirir. Aynı zamanda işletme arızaları, enerji tasarrufu ve Emniyet açısından çok önemlidir. İşletmelerdeki problemlerin %80'i doğru seçilmeyen vanalardan kaynaklanmaktadır.

Doğru seçim aynı zamanda Endüstriyel tesislerde verimliliği en çok üretilirken dikkat edilen özellikler seçimde de ön plana çıkmaktadır. Bunlar tasarım, işletmeye katkısı, bakım kalaylığı, bakım ve çalışma ömrü ve maliyeti gibi konulardır.

Vana seçimini akışkanın pek çok özelliklerine bağlı olmadan birlikte istenilen performansı göstermesi

için dikkate alınması gereken özellikler aşağıda sunulmaktadır.

Doğru seçimdeki bilinmesi gereken şartlar

- a) Akışkanın cinsi
- b) Akışkanın sıcaklığı
- c) Akışkanın basıncı
- d) Akışkanın kapasitesi

a) Akışkanın cinsinin etkileri

Akışkanın cinsinin yanında korozif veya abrasif özelliklerine göre vana gövde malzemeleri seçilir. Vana ve Armatürler çoğunlukla GG25, GGG40.3, GS-C25, 1.4408, C22.8, A16WCB, A105, 1.7335 (X17CrMo55), MS58 ve Bronz malzemelerden üretilir. Bunun dışında ağır proses şartlarında süper duplex, Monel, inconel, hastelloy gibi yüksek alaşımlı çeliklerden hem gövde malzemesi hem de iç aksanın seçimi yapılır.

- Vanalarda kullanılan sızdırmazlık elemanları contalar, salmastralar, O-Ringler akışkanın kimyasal direncine de dayanıklı olmalıdır.

b) Akışkanın sıcaklığının etkileri

Akışkanın sıcaklığı vanalarda gövde malzemelerinin ve vanalarda kullanılan sızdırmazlık elemanlarını

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

etkiler. Vana üretiminde kullanılan adeta standartlaşmış gövde malzemelerinden örnek verecek olursak

GG25	max. -20°C
- +300°C	
GGG40.3	max. -30°C
- +350°C	
GS-C25	max. -40°C
- +400°C	
C22.8	max.
425°C	
1.7335	max. 550°C

Kullanılır. Sınır değerlerde bir üst sıcaklığa dayanıklı malzemeye geçmek gerekir.

Vanalarda kullanılan sızdırmazlık conta, ring ve salmastralarında işletme sıcaklığına dayanıklı olmalıdır. Bu seçim genellikle üretici firma tarafından şartlara göre seçilir.

c) Akışkanın basıncının etkileri

Akışkanın basıncı gövde malzemesi, sızdırmazlık elemanı ve basınç sınıfının belirlenmesinde belirleyici bir özelliktir. Anma basıncı PN ile gösterilir. PN'nin yanındaki rakam max. kullanma basıncını gösterir, PN16 gibi.

PN16 'ya kadar	GG25
gövde malzemesi	
PN25 'ye kadar	GGG40.3
gövde malzemesi	
PN40 'a kadar	GS-C25
gövde malzemesi	
sinden üretilir.	

Gövde malzemesi belirlendikten sonra sıcaklıkta olduğu gibi sızdırmazlık conta, ring ve

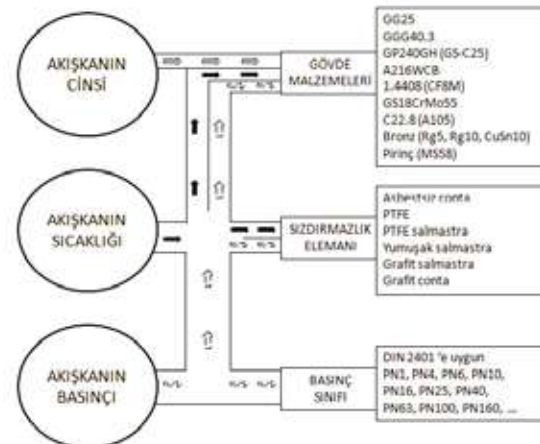
salmastraların işletme basıncına dayanımı da kontrol edilmelidir.

- Anma basıncı: PN1, 2.5, 4, 6, 10, 16, 25, 40, 63, 100, 160, 250, 400, 500, ...
- Amerikan normunda ise: 125 class, 150, 300, 600, 900, ...

d) Akışkanın kapasitesi (Debisi)

- Kondenstoplar, Emniyet ve kontrol vanalarında kapasitesi tam ve doğru bilinmesi şarttır. Kapasitesinin yanında gövde malzemesi, sıcaklık ve basıncın da bilinmesi gerekir. Yanlış seçimlerinde görevlerini yapmadığı gibi büyük zararlara da sebep olabilirler. Kapasiteye göre doğru ebatlar (DN) seçilmesi gerekir. Bilgi eksikliğinde uzman kişilerden ve üretici firmalardan yardım alınmalıdır.
- Yukarda anlattıklarımızı bir tablo haline getirirsek bu değerlendirmeleri üzerinden daha rahat görebiliriz.

AKIŞKANIN ÖZELLİKLERİNE GÖRE ARMATÜR SEÇİMİ



Tablo 1

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Vana Ve armatürlerden beklenen ana fonksiyonlar

- a) Açma – Kapama
- b) Ayar (Debi kontrolü)
- c) Kontrol (Basınç – Sıcaklığı)
- d) Emniyet

Vana ve Armatür seçiminde gövde malzemeleri ve diğer parçalarında dikkate alınmalıdır.

- a) Vana ve armatürlerde gövde ve iç aksam parçaları akışkanın özelliğine göre seçilmelidir. Bu seçimler üretici tarafından akışkanın özelliklerine göre seçilmesi ön görülmüştür.

Vana sektöründe gövde malzemesi olarak GG25, GGG40.3, GS-C25, C22.8, 1.4408, 1.7335 (X17CrMo55), Pirinç (Ms58), Bronz, Monel, İnkonel ve Plastik esaslı malzemelerden üretilir. Bunların sıcaklık ve kimyasal dirençleri göz önüne alınmalıdır.

- b) Sızdırmazlık elemanları sıcaklık, basınç ve kimyasal dirence göre seçilir. Bunlar:
 - Asbestsiz conta
 - Asbestsiz salmastra
 - Grafit conta
 - Grafit salmastra
 - Teflon (PTFE)
 - Lastik (EPDM, NBR, VİTON)
 - Metal conta (Demir, Alüminyum, Bakır)

Asbestli conta özel conta idi, geniş bir kullanma şartlarına uygun kullanılırdı. Bu yasaklanınca yerine geçen Asbestsiz contaları kullanmadan

önce mutlaka katalog değerlerinde müade edilen sıcaklık ve basınç değerlerinin kontrol edilmesi gerekir.

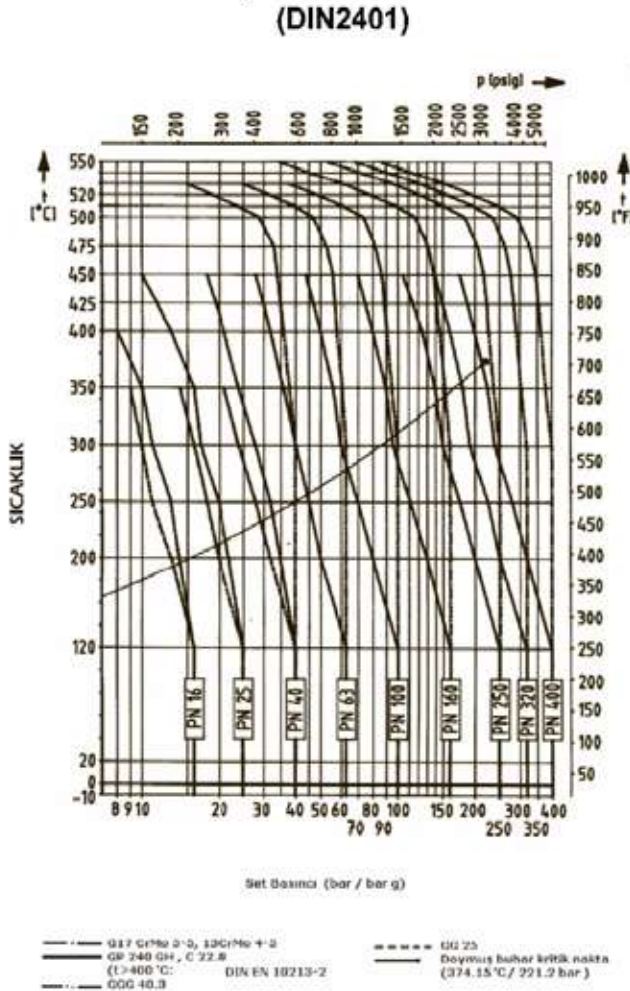
Üreticilerin buna dikkat etmesinin yanında, vanayı tesisat bağlayan kullanıcının da flanş contası olarak aynı şartları kontrol etmesi gerekir. Asbestsiz contalar bir defa kullanılır. Sökülmesi sonucu bozulmamış gibi gözükse de yapısı gereği sızdırmazlık sağlamaz.

Üreticiler genellikle uzun ömür ve genel şartlarda problemlerle karşılaşmamak için mil sızdırmazlıklarında grafit ringleri tercih etmektedirler.

Vanalarda kullanılan saplama, somun, ve cıvatalar akışkanın sıcaklığına göre uygun malzemeden seçilir ve sertifikalı olması gerekir.

- c) Basınç sınıfının (PN) seçilmesi: Bütün vana ve armatürler basınçlı kaptır. İşletme basıncına ve sıcaklığına göre anma basıncının doğru seçilmesi gerekir. Düşük basınç ve sıcaklıklarda tecrübeli kişiler doğru seçebilir. Ancak sıcaklık ve basınç yüksek olursa mutlaka uygun bir tablo ve grafikten faydalanmamız gerekir. Seçime en uygun norm DIN2401 sıcaklık-basınç bağlantısıdır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



-120°C sıcaklığa kadar vananın üzerindeki anma basıncı neyse o basınçta vanayı kullanabilirsiniz.

+120°C 'yi geçince mutlaka DIN2401 'in grafiğine bakmak gerekir. Bu grafikten iki türlü faydana biliriz.

1 – Sıcaklık ve basıncımıza göre anma basıncını (PN) belirlemek

2 – Mevcut vanamızı sıcaklığımıza göre max. Kullanımına basıncı belirlemek.

Örnek verecek olursak:

- 1) PN16 basınç sınıfındaki bir vanayı 300°C sıcaklıktaki şartlardan max. 10

çıkıyor.

- 2) 35 bar basınç, 300°C sıcaklıktaki şartlarımızda hangi anma basıncında vana kullanacağımızı grafikten PN63 olduğu ortaya çıkıyor. Örneklerde de gördüğümüz gibi sıcaklık yükselince malzemenin mukavemeti düştüğü için normda emniyet açısından kullanma basıncını düşürüyor.

Bu grafiği her mühendis mutlaka kullanması gerekir.

Akışkanların cinsine göre anma çapı, anma basıncı, gövde malzemesi seçilmiş vana ve armatürler için kullanıcıların üreticilerinden test, malzeme ve CE belgesini yanında üretim yeri ile ilgili sertifikalarının istenmesi gerekir.

VANALARA UYGULANAN TESTLER

- DIN3230 'a göre – API598
- Görsel inceleme ve fonksiyon testleri
- Mukavemet ve kaçak testleri
- Tahribatsız testler
- Diğer testler (basınç farkı, kapasite, kısma)

Ekteki tablodaki bütün testler vana ve armatürlere uygulanmaktadır. Kullanıcı için önemli olanları ister. Üretici sevkiyattan önce bu testleri yapar ve rapor eder.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

DIN 3230 Bölüm 3'e Göre VANALARA UYGULANAN KONTROL VE TESTLER	
A	Görsel İnceleme ve Fonksiyon Testleri
AA	Siparişteki özel isteklerin kontrolü
AB	Dizayn ve Fitinlerin kontrolü Bağlantı, Çalışma şekli, Açık-Kapalı konumu ve ilave donanımlar
AC	Etiket ve Gövde üzerindeki bilgilerin tam ve doğruluğunun kontrolü
AD	Boyut kontrolü
AE	Dış Yüzey kalitesi kontrolü
AF	Bağlantı (Flanş, Dış Soket) Yüzey kalitesi kontrolü
AG	İşlevsel Fonksiyon kontrolü Çalışma yönü (Açık-Kapalı konumlarının) doğruluk kontrolü
AH	Malzeme Testleri : :- Kimyasal analiz :- Çekme-Darbe deneyi :- Manyetik (Miknabsız) test
AI	Boya kalınlık kontrolü
AK	Plastik, Lastik vb. kaplama kalınlık kontrolü
AL	Metalik Kapsama Kalınlık kontrolü
AM	Boya vb. kaplamaların özellik kontrolü. DIN 53151'e göre
AN	Emniyet Ventili için Ayar Basıncı kontrolü
AP	Çıplak göze kontrol
AQ	Basıncı altında işlevsel Fonksiyon kontrolü
AR	Malzeme doğruluk kontrolü
B	Mukavemet ve Kaçak Testleri
BA	Gövde mukavemet testi Test basıncı = 1,5 x PN, Su ile, havasız
BD	Kapalı konumda kaçak testi Test basıncı = 1,1 PN Su ile. Not : BN testi BD ile değiştirilebilir
BE	Gövde, Mil, Salmastra kaçak testi Test basıncı = 0,1 x PN, Max: 2 Bar, Hava ile
BF	Gövde, Mil, Salmastra kaçak testi Test basıncı = 0,1 x PN, Max: 6 Bar, Hava ile. (BE ile aynı)
BK	Gövde, Mil, Salmastra kaçak testi Düşük yüzey gerilimli sıvı ile. Not : BK testi BA ile değiştirilebilir
BM	Gövde, Mil, Salmastra kaçak testi Müşteri tarafından belirlenen Sıcaklık ve Basıncıta, Buhar ile
BN	Kapalı konumda kaçak testi Test basıncı = 1,1 PN Su ile. Not : BD testi BN ile değiştirilebilir
BO	Kapalı konumda kaçak testi Test basıncı = Max. 6 Bar, Hava ile
BP	Açık konumda Mukavemet testi Test basıncı = PN, Su ile
BQ	Gövde, Mil, Salmastra kaçak testi Test basıncı = 1,5 x PN, Su ile. No : BQ testi BA olarak uygulanabilir
BR	Kapalı konumda kaçak testi Test basıncı = 1,5 x PN, Su ile. Not : BR testi BD olarak uygulanabilir
BT	Belirlenen bir Basıncıta, Gövde mukavemet testi Su ile. BT testi BA olarak uygulanabilir
BV	Belirlenen bir Basıncıta, Gövde, Mil, Salmastra kaçak testi Hava ile. BV testi BF olarak uygulanabilir
BW	Belirlenen bir Basıncıta, Kapalı konumda kaçak testi İnert Gas yada Hava ile. BW testi BO olarak uygulanabilir

C	Tahratsız Deneyler
CA	Radyografik test
CB	Ultrasonik Test
CC	Boya Delme metodu ile Çatlak testi
CD	Manyetik-Nükleer Partikül araştırması
CE	Spektroskopik Test
E	Diğer Testler
EE	Basıncı Farkı Testleri: 'DD' Alman buhar kazanları Komitesi'ne göre)
EF	Kapsite ve Kısmi Testi

ÜRETİM YERİNİN SERTİFİKASI İSE

- ISO 9001-2000
- TSE
- AD 2000 – W0 (Basıncı kap dökülebilir)
- AD 2000 – HP0 (Kaynak sertifikası)
- Sektörel sertifikalar
- Tablolar

Vanalarda CE belgesi

Vananın üretimi esnasında çevreye, kullanımı esnasında çevreye ve insanlara zarar vermemesi sağlamak için uyulması gereken şartlardır. Vananın patlamaya karşı emniyetidir.

Gövde malzemesine göre test basıncı belirlenmiştir. Bu basıncıta vana patlamamalı

Örnek:

- PN16 ve gövde malzemesi GG25 olan bir vana için:
- Gövde mukavemet testi: $PN \times 1,5$ bar'dır.
- Gövde malzemesi GG25 için emniyet katsayısı $S = 3,5$

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

- CE gövde testi için: $(PN \times 1,5) \times 3,5 = 84 \text{ bar}$.
- Patlama basıncı 84 barın üzerinde olmalı
-

Diğer gövde malzemeleri için emniyet katsayısı:

- | | | |
|-----------|---|-----|
| ○ GG25 | – | 3,5 |
| ○ GGG40.3 | – | 1,7 |
| ○ GS-C25 | – | 1,5 |
| ○ C22.8 | – | 1,1 |

EMNİYET VENTİLLERİN SEÇİMİ (SAFETY VALVE)

- **En iyi emniyet mekanik emniyetlidir. Vazgeçilemez.**
- Tipleri, malzemesi ve ebatları mutlaka uzman kişiler tarafından seçilmelidir. Her ne kadar kataloglardan ve bilgisayar ortamında seçim programları ile seçilse de. Bu programların kullanıcılarının bilgili olması gerekir. Temel kurallar ise akışkanın özellikleri ile başlar.

Emniyet ventilleri açma fonksiyonuna göre, oransal ve tam kalkışlı olarak dizayn edilir.

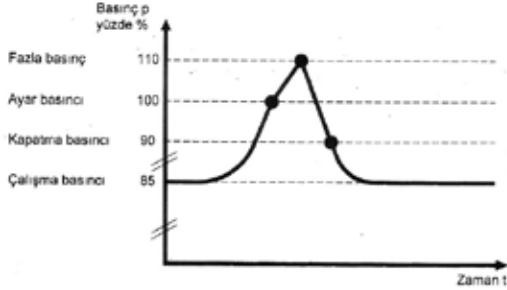
- Akışkan sıvı ise oransal kalkışlı
- Akışkan gaz (buharda dahil) ise tam kalkışlı tipler seçilir.
- Yüklemesine göre yaylı ve ağırlıklı olarak üretilir. Bir çok ülkede ağırlıklı tiplerin açma basıncı ayarı ile çok kolay oynandığı için kanunen yasaklanmıştır. Bizim Ülkemizde de kullanımı iyice azalmıştır.

- Gövde malzemesi akışkanın kimyasal direncine göre vanalarda olduğu gibi seçilir.
- Bağlantı şekilleri akışkanın durumuna göre flanşlı, dişli veya kaynaklı olarak seçilir.

Tipleri belirttikten sonra,

- Ayar basıncı genellikle düşük basınçlarda %15, yüksek basınçlarda %10 işletme basıncından fazlaya set edilir.
- Emniyet ventili kapasitesi basınçlı kabın kapasitesinden %15 – %30 daha fazla olacak şekilde seçilmelidir. Biz buna avantaj diyoruz ve basıncın çabuk düşmesini sağlar.
- Emniyet ventilleri mutlaka dikey bağlanmalıdır.
- Emniyet ventili açtığı zaman çıkış tarafında oluşan tepki kuvveti dikkate alınmalıdır. Buna göre çıkış boruları bu kuvveti karşılayacak şekilde sabitletilmelidir. Yüksek basınçlarda gövdenin dayanacağı çelik konstrüksiyon yapılmalıdır. Yapılmadığı takdirde emniyet ventili ile basınçlı kap arasındaki boruyu koparır ve sonucun nasıl olacağını kimse kestiremez.
- Emniyet ventilinden beklenen özellikler şudur. Emniyet ventili açma ve kapama görevini yaptıktan sonra basınç hiçbir zaman işletme basıncının altına düşmemeli. Genelde %10 açma basıncı yükselmesi %10'da kapama basınç düşmesi olur. Bu görevi yapan ventile Emniyet Ventili denilir. Aşağıdaki grafikte emniyet ventili çalışma eğrisini göreceksiniz.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi



VANA TİPLERİNİN KULLANILDIĞI ÖNEMLİ AKIŞKANLAR

- **Glob vanalar**
Buhar / Kızgın buhar / Sıcak su / Kimyasal akışkanlar
- **Pistonlu vanalar**
Buhar / Sıcak su / Kimyasal akışkanlar
- **Metal körüklü vanalar**
Kızgın yağ / Tehlikeli akışkanlar / Buhar / Kimyasal akışkanlar
- **Küresel vanalar**
Su / Sıcak su / Kimyasal akışkanlar / Yağ / Petrol / Petrokimya / Sıvılaştırılmış gazlar (crojenik) / Doğal gaz / Deniz suyu / Hava
- **Sürgülü vana**
Su / Atık su / Petro kimya / Petrol / Jeotermal su / Deniz suyu
- **Kelebek vana**
Su / Sıcak su / Yangın suyu

VANALARIN BAĞLANTI ŞEKİLLERİ

- Flanşlı
- Dişli
- Soket kaynaklı (SW)
- Kaynak boyunlu (BW)

KUMANDA ÇAŞILTLERİ

- Elle açıp kapama (volant, kollu)
- Dişli kutusu (redüktörlü)
- Pnömatik aktüatörlü
- Hidrolik aktüatörlü
- Elektrik motorlu
- Elektro-Pnömatik

ENERJİ TASARUFU

- Akışkanlar vana içinden geçerken yön değiştirir. Yön değiştirme açısı ne kadar fazla ise vananın direnci (ξ) o kadar fazladır. Vanalar seçilirken bu değeri en az olan vananın seçilmesi önemli bir enerji tasarrufu sağlar. Bu değerler üretici firmaların kataloglarından öğrenilebilir.

VANALARIN KOROZYON DİRENCİ

Vananın gövde malzemesinin akışkanın kimyasal ve fiziksel etkilerine göre seçilir. Bu seçim vana üreticilerinin kataloglarında ve kullanma talimatlarında belirtilmektedir.

Sonuç olarak akışkanın tüm özelliklerine göre doğru seçim yapmak gerekir. Seçimde yapılan hatalar işletmeye uzun sürede zarar verir. Başlangıçta uzman kişilerden ve üretici firmalardan yardım almak gerekir. Bütün kullanıcı firmalar kullandıkları vana ve armatürlerin şartnamesini bu ihtiyaçlara göre yazmalıdır.

9.

POMPA VANA KOMPRESÖR KONGRESİ



5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

TAVSİYEMİZ

İki çeşit şartname hazırlanmalıdır:

1. Ürünle ilgili şartname
 - a. Malzeme ile ilgili test raporlar
 - b. Üretim esnasındaki sızdırmazlık test raporları
2. Üretimin yapıldığı yerle ilgili şartname
 - Üretimin yerinin kalitesinin sürekliliğini sağlayan sertifikalar ISO, TSE, CE gibi

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

Oransal Kontrollü Solenoid Valf

Yaşar MUTLU
Makine Y. Mühendisi
SMS Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş.
ymutlu@sms-tork.com.tr

Mustafa AKBAL
Elektrik Teknikeri
SMS Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş.
makbal@sms-tork.com.tr

Ender OĞUZ
Elektrik Mühendisi
SMS Sanayi Malzemeleri ve Satış A.Ş.
eoguz@sms-tork.com.tr

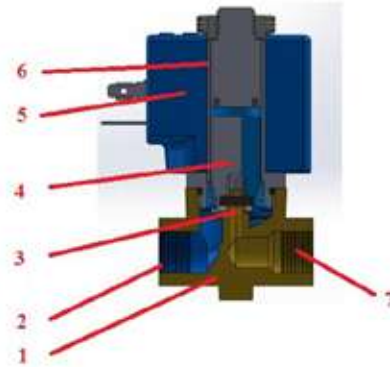
ÖZET

Günümüzde otomasyon sanayide çok önem arz etmektedir ve firmaların daha rekabetçi olabilmeleri için vazgeçilmez bir olanak haline gelmiştir. Otomasyonun önemli başlıklarından biri akış otomasyonu veya akışkanların kontrolüdür. Özellikle akışkan kontrolünde debinin kontrol altında alınması ve ihtiyaca göre vanaların kısılıp açılması, akış otomasyonunun en önemli konularından biridir. Bu çalışmada akış otomasyonunda yaygın bir şekilde kullanılan solenoid vanalarla oransal akış kontrolü konusu ele alınmıştır. Bu sistemde solenoid vanalar için özel bir elektronik devre kartı tasarlanmıştır. Tasarlanan elektronik devrede PWM yöntemiyle vananın değişik frekanslarda açılıp kapanmasıyla akışkanın oransal bir şekilde vanadan geçmesi sağlanmaktadır.

Yapılan elektronik devrede, akış ayarı için frekans değişikliği otomasyon sektöründe yaygın olarak kullanılan 4 – 20 mA sinyalleri kullanılmıştır. Bu devrede 4 mA den başlayarak akımın artışıyla vananın açma kapama frekansı artmakta ve buna bağlı olarak akış debisi de artmaktadır. Ayrıca bu sistemde akış basıncı ve akışkan viskozitesi gibi faktörlerin etkisini yok edebilmek için kartın farklı frekans aralıklarında, kullanıcı tarafından ayarlanabilir bir şekilde tasarımı yapılmıştır.

GİRİŞ:

Solenoid valf akış kontrolü için kullanılan elektromekanik bir ekipmandır. Solenoid valfler genel olarak iki ana parçadan oluşurlar: 1- Akışın geçişini sağlayan veya önleye valf kısmı (1). 2- Elektrik Enerjisi yardımı ile manyetik alan üreten ve vana kısmının mekanik olarak açma kapamasını sağlayan Bobin kısmı (5).



Solenoid vanada girişten (2) giren akışkan bobinin enerjilenmesi sonucunda oluşan manyetik alanla çekirdeğin (4) hareketlenmesi sağlanmaktadır. Manyetik alan etkisiyle dikey olarak kovan (6) içinde hareketlenen çekirdek orifisin (3) açıp kapatılmasını sağlamaktadır. Bu şekilde girişteki akışkan çıkışa (7) aktarılmaktadır.

Solenoid vanaları genel olarak 2 gruba bölmek mümkündür: 1-Normalde Kapalı. 2- Normalde Açık. Normalde Kapalı Solenoid vanalarda Bobinde enerji yokken valf kısmından akış olmayacak. Bobine enerji verirken ise valf açılıp akış gerçekleşecektir. Normalde Açık solenoid valflerde tam ters olarak, Bobinde enerji yokken valf kısmından akış gerçekleşecektir ve Bobine Enerji verildiğinde ise akış kesilecektir. Bu şekilde solenoid vanalar aç-kapa tarzında çalışıp, akışkanın tam geçişini veya tam olarak kesilmesini sağlamaktalar. Bu çalışmada solenoid vanaların debi kontrolü uygulamalarında kullanımı ele alınmıştır.

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

SEMBOLLER:

- D: Darbe Oranı
Ton: Darbe Genişliği[ms]
T: Periyot[ms]
V: Giriş gerilimi(darbe genişliği) [V]
Vo: Çıkış gerilimi[V]
P: Giriş gücü[W]
Po: Çıkış gücü[W]
R: Sargı direnci[Ω]
f: Frekans

AMAÇ:

Sanayide birçok akış kontrolü uygulamasında prosesi sağlıklı bir şekilde kontrol edebilmek için oransal akış kontrolü yapabilen vanalar kullanılmaktadır. Bu çalışmada oransal olarak bir solenoid vananın kumandası ele alınmıştır. Solenoid vanalar kompakt yapıları, uzun ömürlü olmaları ve ekonomik olmalarından dolayı her zaman farklı proseslerde tercih edilmektedirler. Ancak bu vanaların oransal akış kontrolü uygulamalarında kullanılmaması bu ürünlerin kullanımı açısından bir dezavantaj oluşturmaktadır. Bu çalışmada bu konular göz önüne bulundurularak solenoid vanalarla oransal akış kontrolü konusu ele alınmıştır.

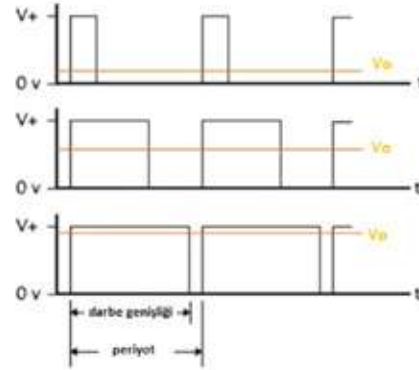
TASARIMIN ÇALIŞMA ŞEKLİ:

Bu çalışmada solenoid vanalar için özel bir elektronik devre kartı tasarlanmıştır. Tasarlanan elektronik devrede PWM yöntemiyle vananın değişik frekanslarda açılıp kapanmasıyla akışkanın oransal bir şekilde vanadan geçmesi sağlanmıştır. Bu yöntemde yüksek frekansla açma kapama yaparak akışın kısılması ve daha düşük frekansla açma kapama yaparak akışın daha yüksek bir debiyle akması sağlanmaktadır.

Yapılan çalışmada tasarımı yapılan elektronik devrede akış ayarı için frekans değişikliği otomasyon sektöründe yaygın olarak kullanılan 4-20mA sinyalleri kullanılmıştır. Bu devrede 4mA den başlayarak akımın artışıyla vananın açma kapama frekansı azalmakta ve buna bağlı olarak akış debisi artmaktadır. Ayrıca bu çalışmada akış basıncı ve akışkan viskozitesi gibi faktörlerin etkisini yok edebilmek için kartın farklı frekans aralıklarında, kullanıcı tarafından ayarlanabilir bir şekilde tasarlanmıştır.

Darbe Genişlik Modülasyonu(PWM) Yöntemi:

Kaynaktan alınan DC gerilimi özel devrelerle, belirli sürelerdeki darbeler haline getirme işlemine darbe genişlik modülasyonu denir. Darbe genişlik modülasyonu gerilimin sürekli ya da kesik olduğu sürelerin ayarlanmasıyla yapılır [1].



Şekil I. Darbe örnekleri [2].

Şekil I'de darbe örnekleri görülmektedir. Burada görüldüğü gibi darbelerin tepe değerleri(genlikleri) değişmemektedir. Değişen sadece darbelerin genişlikleri olan sürelerdir. Çıkışa yansıyan ise bu darbelerin ortalama değeri olan V_o değeridir. Buradaki süreleri belirleyen anahtarlama işlemidir. Kurulan özel devrelerde kullanılan elemanlara bağlı olarak bir anahtarlama frekansı belirlenir. Yine devredeki elemanlarla darbe genişliği ayarlanır ve belirlenen frekansta, belirlenen genişlikte çalışma sağlanır. Darbe genişliğinin, yani darbenin sürekli olduğu sürenin, periyoda olan oranı Duty Cycle(Görev Döngüsü) adı verilen oranı verir. Bu oran ile giriş gerilimi ile çıkış gerilimi arasında ayar yapılabilir. Duty Cycle ile çıkışa aktarılan güç orantılıdır. Yani Duty Cycle ne kadar düşerse çıkışa aktarılan güç o kadar düşüktür. Bu ilişki 5 numaralı denklemde görülebilir [2-3].

$$D = \frac{T_{on}}{T} \quad (1)$$

$$V_o = D \cdot V \quad (2)$$

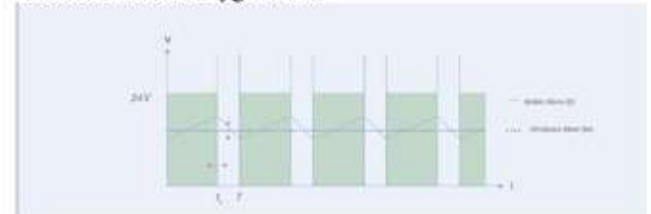
$$P = \frac{V^2}{R} \quad (3)$$

$$P_o = \frac{V_o^2}{R} \quad (4)$$

$$P_o = D^2 \cdot P \quad (5)$$

$$f = \frac{1}{T} \quad (6)$$

Darbe Genişlik Modülasyonunun Oransal Solenoid Vanadaki Uygulaması:



Şekil II. PWM uygulandığında gerilim ve akım şekilleri

I akımı, I_o ortalama akımına göre büyük ya da küçük kalacağından üretilen manyetik kuvvet F_m , yay kuvvetinden büyük ya da küçük olacaktır. Akımın dalgalı olması bobin-yay çiftinin vanaya sürekli aç-kapa hareketi yaptırmasına neden olur. Bu hareketin

5-7 Mayıs 2016 - İstanbul Fuar Merkezi

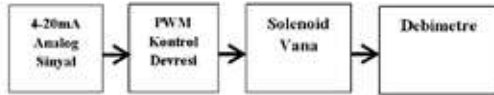
frekansı ayarlanarak solenoid vanayla debinin oransal kontrolü sağlanır. İstenen frekans ayarı, kontrol devresine 4-20mA analog sinyal göndererek yapılır. Gönderilen bu sinyal değerine oranlı bir şekilde frekans artar ya da azalır.



Şekil III. Sistemin çalışma şekli

Deney Çalışması

Deney çalışmasının blok şeması aşağıdaki gibidir.



Şekil IV. Deney blok şeması

SONUÇ:

Bu çalışma sonucunda Ar-Ge çalışmaları tamamıyla firmamızda yapılan bir ürün elde edilmiştir. Bu şekilde sanayimizin ihtiyaçlarından biri olan oransal akış kontrolü için daha hassas, daha uzun ömürlü ve daha kullanışlı bir ürünün tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bu sayede firmamızın ürün gamı artmış, daha katma değerli ürün üretime alınmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Url-1 <http://www.emo.org.tr/ekler/01f770d77f135a0_e_k.pdf?dergi=18>, alındığı tarih 12.04.2016
- [2] Url-2 <<http://www.axiomatic.com/pulse-width-modulation.pdf>>, alındığı tarih 12.04.2016
- [3] HARMS L.C., Electro-hydraulic proportional flow control valves, Proceedings of the 33rd National Conference on Fluid Power, Chicago, Vol. 31, pp.193-196, 1977.

ABSTRACT

This system is used to control fluid passing in between solenoid valves and similar product with 4 – 20 mA current in a proportional way. In this system a special electronic circuit card is designed for solenoid valves. In this circuit, PWM method provides to pass fluids through the valves

proportionally with open and close movements in different frequencies.

In this electronic circuit, for controlling flow amount with frequency 4 – 20 mA signals are used which are also commonly used in automation industries. In this circuit start from 4 mA, the increasing current causes increasing valve's working frequency and also increases fluid flow. The electronic card designed to be settable by users in between different frequencies for reducing factors like flowing pressure and fluid viscosity.



TÜRK POMPA VE VANA SANAYİCİLERİ DERNEĞİ

AMACIMIZ

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.
- Alfen Makine ve Armatür Sanayi A.Ş.
- Asteknik Makina San. ve Tic. A.Ş.
- Batusan Mah. San. ve Tic. A.Ş.
- Dikkaya Su Kontrol Sistemleri San. Tic. Ltd. Şti.
- Doğu Vana ve Döküm Sanayi Ltd. Şti.
- Domak Pompa ve Makina Sanayi A.Ş.
- Duyar Vana-Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş.
- Eagleburgmann Endüstriyel Sızdırmazlık San. ve Tic. Ltd. Şti.
- FAF Vana San. ve Tic. Ltd. Şti.
- Ferat Dalgıç Pompa Elektrik Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.
- Ferkan Yedek Parça ve Makina San. Tic. A.Ş.
- 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.
- Kupar Pompa – Küçükparmak Müh. San. ve Tic. Ltd. Şti.
- Kurlar Dalgıç Pompa San. Tic. Ltd. Şti.
- Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
- Mas - Daf Makina Sanayi A.Ş.
- Maxisu Dalgıç Pompa ve Motor
- Mutlu Su Pompaları (Mutlu Torna Pompa Elektrik Mal. Tic.)
- Odak Endüstri Kontrol Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.
- Öz-Kan Makina Elemanları San. ve Tic. A.Ş.
- Pom - Vak Pompa Makina San. ve Tic. Ltd. Şti.
- Samsun Makina Sanayi A.Ş.
- SEMPA Elektrik Motor Pompa İmalatı San. Tic. Ltd. Şti.
- Soyteknik Endüstriyel Malzemeleri San. ve Tic. A.Ş.
- SMS Sanayi Malzemeleri Üretim ve Satışı A.Ş. (TORK)
- 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.
- Üke Makine Sanayi Ltd. Şti.
- Üstünel Su Pompaları İmalat ve San. Ltd. Şti.
- Valftek Valf Teknik Tesisat Elemanları San. Tic. A.Ş.
- Valf Sanayi A.Ş. (E.C.A)
- Vansan Makine Sanayi A.Ş.
- Vastaş Valf Armatür San. Tic. A.Ş.
- Yakacık Valf Sanayi ve Tic. A.Ş.
- Yıldız Pompa ve Makina San. Tic. Ltd. Şti.

KONGRE SEKRETERYASI



Etiks Turizm,
Organizasyon ve Paz.
Hiz. Ltd. Şti

Cemil Topuzlu Cad. Işıl Apt. No:64 D:7
Çiftehavuzlar, Kadıköy – İstanbul
Tel : 0216 360 59 33
Faks : 0216 360 75 51

DERNEK MERKEZİ

Batı Sitesi Mahallesi F.S.M. Bulvarı No: 546
06370 Yenimahalle / Ankara - TÜRKİYE
Tel : 0312 255 10 73
Faks : 0312 255 10 74
pomsad@pomsad.org.tr
www.pomsad.org.tr



POMSAD, Avrupa Pompa İmalatçıları ve
Avrupa Vana ve Armatür Sanayicileri
Dernekleri üyesidir.