



**T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**INLINE TİP SANTRİFÜJ POMPALARDA VERİM ANALİZİ VE
KAVİTASYON İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

UFUK OKULLU

AĞUSTOS 2016

DÜZCE

KABUL VE ONAY BELGESİ

Ufuk OKULLU tarafından hazırlanan Inline Tip Santrifüj Pompalarda Verim Analizi ve Kaviteasyon İncelenmesi isimli lisansüstü tez çalışması, Düzce Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararı ile oluşturulan jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Üye
Doç.Dr. Ethem TOKLU
Düzce Üniversitesi

Üye
Doç.Dr. Nedim SÖZBİR
Sakarya Üniversitesi

Üye
Yrd.Doç.Dr. Yaşar ŞEN
Düzce Üniversitesi

Tezin Savunulduğu Tarih :

ONAY

Bu tez ile Düzce Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Ufuk OKULLU ' nun Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesini almasını onamıştır.

Doç. Dr. Resul KARA
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

BEYAN

Bu tez çalışmasının kendi çalışmam olduğunu, tezin planlanmasından yazımına kadar bütün aşamalarda etik dışı davranışımın olmadığını, bu tezdeki bütün bilgileri akademik ve etik kurallar içinde elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara kaynak gösterdiğimi ve bu kaynakları da kaynaklar listesine aldığımı, yine bu tezin çalışılması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını beyan ederim.

23 Ağustos 2016

Ufuk OKULLU



Sevgili Aileme

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimim ve bu tezin hazırlanma süresince gösterdiği her türlü destek ve yardımdan dolayı çok değerli hocam Doç. Dr. Ethem TOKLU'ya en içten dileklerle teşekkür ederim.

Tezimin hazırlık sürecinde verdiği önerilerle tezimin daha nitelikli olmasını sağlayan Arş. Gör. Mert KILINÇEL'e çok teşekkür ederim. Tez çalışmam süresince, analiz çalışmalarımızda bana destek olan Arş. Gör. Fikret POLAT'a ve desteğini esirgmeden takıldığım her noktayı rahatlıkla sorabildiğim Arzu COŐKUN AVCI'ya çok teşekkür ederim.

Hayatım boyunca beni her konuda destekleyen, bugünlere gelmem de sevgileri ve emekleri ile en büyük paya sahip olan, başarılı olacağıma benden fazla inanarak bana yardımcı olan annem Asiye OKULLU, babam Ümit OKULLU ve kardeşim Gözde OKULLU'ya sonsuz teşekkür ederim.

Tezim boyunca hem tecrübesiyle, hem bilgisiyle desteğini hiç esirgemeyen, en zor anlarımda yardımcı olan ve hayatta çok değer verdiğim Merve OLÇA'ya sonsuz teşekkür ederim.

23 Ağustos 2016

Ufuk OKULLU

İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR SAYFASI	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİL LİSTESİ	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	ix
ÖZET	1
ABSTRACT	2
EXTENDED ABSTRACT	3
1. GİRİŞ	5
1.1. LİTERATÜR ÖZETİ	6
1.2. SANTRİFÜJ POMPA TARİHÇESİ	9
1.3. POMPALARIN TANITIMI VE SINIFLANDIRILMASI.....	14
1.4. SANTRİFÜJ POMPALARIN SINIFLANDIRILMASI.....	16
1.4.1. Kademeli Pompalar	16
1.4.1.1. Yatay Milli Pompalar	16
1.4.1.2. Düşey Milli Kademeli Pompalar	17
1.4.2. Çift Emişli Pompalar	18
1.4.3. Dalğış Pompalar	20
1.4.4. Tek Kademeli Norm Santrifüj Pompalar	22
1.4.5. Yangın Pompaları	24
1.4.6. Frekans Konvertörlü Santrifüj Pompalar	25
1.4.7. Inline Tip Santrifüj Pompalar	28
1.4.8. Santrifüj Pompaların Karakteristik Eğrileri	30
1.5. SANTRİFÜJ POMPA ELEMANLARI	34
1.5.1. Temel Santrifüj Pompa Elemanları	34

1.5.2. Santrifüj Pompa Ana Elemanları	35
1.5.2.1. Salyangoz	35
1.5.2.2. Çark	36
1.5.2.3. Mil	38
1.5.2.4. Pompalarda Sızdırmazlık Elemanları	39
1.5.2.5. Yataklar	47
1.5.2.6. Kaplin ve Millerin Eksenel Ayarı	54
1.5.2.7. Santrifüj Pompaların Kaidesi	59
1.5.2.8. Santrifüj Pompa Ana Elemanlarının Değerlendirilmesi	60
1.6. ENERJİ VERİMLİLİĞİ	61
1.6.1. Enerji Verimliliği	61
1.6.2. Enerji Tüketiminde Verimliliğin Önemi	62
1.6.3. Tasarruf Potansiyeli	63
2. MATERYAL VE YÖNTEM	65
2.1. POMPALAR İLE İLGİLİ KAVRAMLAR VE HESAPLARI.....	65
2.1.1. Debi (Q).....	65
2.1.2. Pompa Manometrik Yüksekliği (H).....	67
2.1.3. Akışkan Yoğunluğunun Etkisi	69
2.1.4. Güç (P)	70
2.1.4.1. Pompa Mil Gücü	70
2.1.4.2. Pompa Tahrik Motoru	70
2.1.4.3. Efektif Güç (Pe).....	71
2.1.4.4. Hidrolik Güç (Ph).....	71
2.1.4.5. Gerçek Hidrolik Güç (Ps).....	71
2.1.4.6. Net Hidrolik Güç (Pd).....	71
2.1.5. Pompa Genel Verimi (η).....	72
2.1.6. Benzeşim Yasaları	74
2.1.6.1. Birinci Yasa	74
2.1.6.2. İkinci Yasa	74
2.1.6.3. Üçüncü Yasa	75
2.1.7. En İyi Verim Noktası veya Optimum Nokta	76
2.1.8. Özgül Hız veya Özgül Devir Sayısı (ns)	78
2.1.9. Çark Çapının Tornalanması	83
2.1.10. Sistem Manometrik Yüksekliği (HS)	84
2.1.11. Boru Sürtünme Kaybı	86
2.1.12. Elektrik Motor Verimi	88
2.2. KAVİTASYON İNCELENMESİ	88
2.2.1. Emmedeki Net Pozitif Yük (NPSH).....	91

2.2.2. Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük (NPSH _R).....	93
2.2.3. Emmedeki Mevcut Net Pozitif Yük (NPSH _A).....	95
2.2.4. Kaviteasyon Kontrolü Ve Emme Yüksekliğinin Hesabı	97
2.3. KAVİTASYON İÇİN ÖNLEMLER	98
3. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	102
3.1. POMPA PERFORMANS TESTİ	102
3.2. POMPA KAVİTASYON TESTİ	106
3.3. ANSYS ANALİZİ.....	108
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	112
5. KAYNAKLAR	114
6. EKLER	118
EK-1. MOODY DİYAGRAMI.....	118
EK-2. INLINE TIP SANTRİFÜJ POMPA KESİT RESMİ.....	119
EK-3. INLINE TIP SANTRİFÜJ POMPA GÖVDESİ KESİT RESMİ.....	120
EK-4. INM 125-315 30 KW 1450 D/D MOTORLU SANTRİFÜJ POMPA KATALOĞU	121
EK-5. INM 125-315 30 KW 1450 D/D MOTORLU SANTRİFÜJ POMPA KATALOĞU.....	122
EK-6. POMPA TEST ÜNİTESİ	122
EK-7. POMPA TEST ÜNİTESİ	123
EK-8. POMPA TEST ÜNİTESİ	123
EK-9. 2 BOYUTTA POMPA TEST ÜNİTESİ.....	124
ÖZGEÇMİŞ	125

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>	
Şekil 1.1.	Yatay milli çok kademeli santrifüj pompalar.	17
Şekil 1.2.	Düşey milli çok kademeli pompalar.	18
Şekil 1.3.	Çift emişli pompa.	19
Şekil 1.4.	Dalgıç pompalar.	21
Şekil 1.5.	Dalgıç pompa fan tipleri.	22
Şekil 1.6.	Norm tip santrifüj pompa.	23
Şekil 1.7.	Elektrik ve dizel tahrikli yangın pompaları ve yangın sistemi.	25
Şekil 1.8.	Frekans konvertörlü sistem.	26
Şekil 1.9.	Sensörler (Analog algılayıcılar).	27
Şekil 1.10.	Frekans kontrol cihazının motor üzerine yerleştiği sistem.	27
Şekil 1.11.	Frekans kontrolünün pompadan bağımsız kullanıldığı sistem.	28
Şekil 1.12.	Frekans konvertör cihazı.	28
Şekil 1.13.	Inline tip INM 125-315 30 kW 1450 d/d motorlu santrifüj pompa.	29
Şekil 1.14.	Inline tip santrifüj pompa çalışma aralıkları.	30
Şekil 1.15.	Bir pompanın karakteristik eğrileri.	30
Şekil 1.16.	Dik ve yatık karakteristik eğrileri.	31
Şekil 1.17.	Kararlı ve kararsız performans eğrileri.	32
Şekil 1.18.	Santrifüj pompanın karakteristik eğrileri.	33
Şekil 1.19.	Norm tip santrifüj pompa kesiti.	34
Şekil 1.20.	Norm tip salyangoz gövde teknik resmi.	36
Şekil 1.21.	Inline tip salyangoz gövde teknik resmi.	36
Şekil 1.22.	Inline tip santrifüj pompaya ait çark.	37
Şekil 1.23.	Mil, çark ve gövde.	39
Şekil 1.24.	Yumuşak salmastra ve mekanik salmastra kesit resmi.	40

Şekil 1.25.	Yumuşak salmastra, salmastra kutusu ve baskısı kesit resmi.	41
Şekil 1.26.	Yumuşak salmastra sızıntı yolları.	42
Şekil 1.27.	Salmastra kesim tipleri.	43
Şekil 1.28.	Mekanik salmastra resmi.	45
Şekil 1.29.	Mekanik salmastra teknik resmi ile ölçü değerleri.	45
Şekil 1.30.	Tek sıra sabit bilyeli rulman.	48
Şekil 1.31.	Makaralı rulman içyapısı.	50
Şekil 1.32.	İki parçalı yatak bloğu.	52
Şekil 1.33.	Şim hesabı.	57
Şekil 1.34.	Yatay düzlemde açısal hata.	58
Şekil 1.35.	Düşey düzlemde açısal hata.	58
Şekil 1.36.	Yatay düzlemde paralel kayma hatası.	59
Şekil 1.37.	Düşey düzlemde paralel kayma hatası.	59
Şekil 1.38.	Santrifüj pompanın şase üzerine montajı.	60
Şekil 1.39.	Dünyada kullanılan enerji etiketlerinden örnekler.	64
Şekil 2.1.	Pompa çıkış valfinin farklı oranlardaki açıklığında debi değişimi.	66
Şekil 2.2.	Yatay bir referans düzlemine olan düşey uzaklık.	68
Şekil 2.3.	İndisleri belirtilmiş santrifüj pompa.	68
Şekil 2.4.	En iyi verim noktası (BEP).	77
Şekil 2.5.	Çalışma noktası ve optimum nokta.	78
Şekil 2.6.	Çarkların çap oranına ve özgül hıza göre sınıflandırılması.	80
Şekil 2.7.	Özgül hıza göre dinamik pompa karakteristikleri.	82
Şekil 2.8.	Çark çapının tornalanması.	83
Şekil 2.9.	Sistem manometrik yüksekliği hesabında kullanılan pompa şeması.	85
Şekil 2.10.	Sistem manometrik yüksekliği hesabında emme hızına sahip pompa şeması.	86
Şekil 2.11.	Kavitasyonlu ve kavitasyonsuz çalışma arasındaki farklar.	89
Şekil 2.12.	Kavitasyona uğramış çark resmi.	91
Şekil 2.13.	Kavitasyonun tespit edilmesi.	94
Şekil 2.14.	Kavitasyon karakteristiği.	95
Şekil 2.15.	Emme derinliği olan devre.	96

Şekil 2.16.	Emme yüksekliği olan devre.	97
Şekil 2.17	Kavitasyon oluşumu.	99
Şekil 3.1.	Inline tip INM 125-315 30 kW 1450 d/d pompanın performans eğrisi.	103
Şekil 3.2.	INM 125-315 30 kW 1450 d/d pompanın testi sonucu oluşan grafik.	105
Şekil 3.3.	Kavitasyon testi sonucu NPSH grafiği.	107
Şekil 3.4.	Inline çark modelinde debisi 48 kg/sn iken ANSYS analizi.	109
Şekil 3.5	Inline çark modelinde debisi 65 kg/sn iken ANSYS analizi.	109
Şekil 3.6	Inline çark modelinde debisi 69.4 kg/sn iken ANSYS analizi.	110
Şekil 3.7	Inline çark modelinde debisi 85 kg/sn iken ANSYS analizi.	110
Şekil 3.8.	Inline çark modelinde debisi 100 kg/sn iken ANSYS analizi.	111
Şekil 3.9	Inline çark modelinde debisi 120 kg/sn iken ANSYS analizi.	111

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 1.1.	Pompa endüstrisinin varoluşu ve gelişim tarihçesi. 11
Çizelge 1.2.	Santrifüj pompa ana elemanları. 35
Çizelge 1.3.	Yumuşak salmastraların malzeme ve çalışma şartları. 44
Çizelge 1.4.	Mekanik salmastra ölçü değerleri ve montaj boy toleransları. 46
Çizelge 1.5.	Pompa ana elemanlarının malzeme ve kullanım alanları. 61
Çizelge 2.1.	Farklı yoğunluktaki sıvılar basması durumunda performans değerleri. 69
Çizelge 2.2.	Pompa mil gücüne göre seçilmesi gereken tahrik motor gücü. 70
Çizelge 2.3.	Motor gücü için seçilecek katsayı. 73
Çizelge 2.4.	Pompa devrinin değişmesiyle birlikte değişen değerler. 76
Çizelge 2.5.	Özgül hıza göre pompa tipleri. 79
Çizelge 2.6.	Ortalama pürüz yüksekliği (k). 87
Çizelge 3.1.	INM 125-315 30 kW 1450 d/d pompa test raporu. 104
Çizelge 3.2.	Pompa kavitasyon test raporu. 107

SİMGELER VE KISALTMALAR

A	Borunun alanı
$\text{Cos}\varphi$	Motor iç verimi
D	Boru çapı
$\text{Ø}D_s$	Çıkış flanş çapı
$\text{Ø}D_d$	Giriş flanş çapı
g	Yerçekimi ivmesi
H	Basma yüksekliği
$H_ç$	Çıkış manometrik yükseklik
H_g	Giriş manometrik yükseklik
H_{opt}	Optimum yükseklik
k	Ortalama pürüz yüksekliği
n_q	Optimum nokta özgül hız
n_s	Özgül hız
η	Verim
η_g	Pompa genel verimi
η_h	Hidrolik verim
η_m	Mekanik verim
η_v	Hacimsel verim
P	Güç
P_d	Net hidrolik güç
P_e	Efektif güç
P_h	Hidrolik güç
PM	Pompa tahrik motor gücü
P_s	Gerçek hidrolik güç
$p_ç$	Pompa çıkış basıncı
P_m	Pompa pil gücü
p_g	Pompa giriş basıncı
ΔP	Diferans basıncı
p_d	Basma basıncı

p_s	Emme basıncı
Re	Reynolds sayısı
Q	Debi
Q_d	Pompa çıkışında ölçülen debi
Q_{opt}	Optimum debi
Q_s	Çark içinden geçen debi
t	Sıcaklık
ΔT	Diferasn sıcaklık
v	Akışkan hızı
z	Yükselti
$z_ç$	Pompa çıkış düşey kot farkı
z_g	Pompa giriş düşey kot farkı
α	Motor gücü katsayısı
ε	Boru bağıl pürüzlülüğü
ρ	Akışkan yoğunluğu
BEP	En iyi verim noktası
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar destekli tasarım)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı akışkanlar dinamiği)
EPDM	Etylene propylene dianene monomere
NFPA	Yangın pompaları standartı
NPSH	Emmedeki Net Pozitif Yük
$NPSH_A$	Emmedeki mevcut net pozitif yük
$NPSH_R$	Emmedeki gerekli net pozitif yük
OECD	Avrupa Ekonomik İşbirliği Örgütü
PTFE	Politetra fluoretilen
SCADA	Supervisory Control And Data Acquisition (Merkezi denetleme kontrol ve veri toplama)
VSD	Değişken hız sürücüleri

ÖZET

INLINE TİP SANTRİFÜJ POMPALARDA VERİM ANALİZİ VE KAVİTASYON İNCELENMESİ

Ufuk OKULLU

Düzce Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Ethem TOKLU

Ağustos 2016, 125 sayfa

Sanayi ve teknoloji alanında yaşanan büyük gelişmelerle birlikte enerjinin kullanımı ve maliyetleri giderek artmıştır. Bu amaçla, tüm dünyada enerji verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalar yoğunlaştırılmıştır. Bu tez çalışmasında sanayide tüketilen elektrikte büyük bir paya sahip olan santrifüj pompalardan inline tipli santrifüj pompaların enerji tüketim oranları araştırılmış, santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve tasarrufun öneminden bahsedilmiştir. Santrifüj pompaların tarihçesi, çalışma prensipleri temel tipleri ve elemanlarına değinildikten sonra pompalar ile ilgili kavramlar ve hesapları anlatılmıştır. Pompa performansının ayarlanması için kullanılacak yöntemler tartışılmış, sayısal örnekler ile bu yöntemlerin birbirlerine üstünlükleri incelenmiştir. Pompa sistemi bir bütün olarak dikkate alınmış ve yüksek verimli motor kullanımının önemine, faydalarına ve sağlayacakları tasarrufa çeşitli örneklemelere yer verilmiştir. Kaviteasyon tanımı yapılmış, kaviteasyona sebep olan etkenler belirtilmiştir. Kaviteasyondan korunma yöntemleri anlatılmıştır. Inline tipli santrifüj pompalarda performans ve kaviteasyon testi yapılmıştır. Yapılan test sonucunda pompa performans raporu ve pompa kaviteasyon test raporu elde edilmiştir. Pompa performans raporu sonucunda en ideal çalışma noktasının önemi anlatılmıştır. Kaviteasyona uğrayan pompada meydana gelen olumsuzluklar belirtilmiştir.

Anahtar sözcükler: Inline, Pompa, Enerji verimliliği, Kaviteasyon

ABSTRACT

THE INVESTIGATION OF PERFORMANCE ANALYSIS AND CAVITATION IN INLINE TYPE CENTRIFUGAL PUMPS

Ufuk OKULLU
Duzce University
Graduate School of Natural and Applied Sciences,
Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ethem TOKLU
August 2016, 125 pages

Using energy and cost of this have gradually increased associated with big developments in industry and technology area. For this purpose, there are some any studies which make energy productivity growth in the world. In this study, energy consumption rates of inline type centrifugal pump from centrifugal pumps is searched, energy productivity in centrifugal pumps, the importance of saving and concerns about using energyproductively are mentioned. After history, operation principles, basic types and components of centrifugal pumps were mentioned, the concepts and accounts about pumps were explained. The methods which can be used to regulate performance of pumps were discussed, quantitative examples and superiorities of these examples were investigated. Pump system was considered as a whole and the importance, benefits and providing saving of using high efficiency motor were given place in the study. The definition of cavitation was done, and defined the factors which cause cavitation. The prevention methods from cavitation was explained. Performance and cavitation were tested in inline type centrifugal pumps. Results of the tests, reports of pump performance and pump cavitation were obtained. In the pump performance report, the importance of the most ideal point was explained. The nagations were explained in the pump which was exposed to cavitation.

Keywords: Inline, Pump, Energy efficiency, Cavitation

EXTENDED ABSTRACT

THE INVESTIGATION OF PERFORMANCE ANALYSIS AND CAVITATION IN INLINE TYPE CENTRIFUGAL PUMPS

Ufuk OKULLU
Duzce University
Graduate School of Natural and Applied Sciences,
Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ethem TOKLU
August 2016, 125 pages

1.INTRODUCTION:

Today, pumps have found a wide variety of usage area. People use pumps in providing water, agricultural irrigation, sprinkling, air conditioning plants, cooling and heating plants, industry, especially chemistry industry, food and drink industry, supplying water need of plants and residences and in many more areas. Necessity of energy increases day by day in our country in parallel with increase in population and development in industry, and energy sources cannot fulfill this necessity. Our country meets most of its energy demand by import, for this reason using energy productively is very important not to have a problem in development and industrialization. According to the studies, it is expressed that 30 % the annual energy used can be saved by just using the energy productively.

2.MATERIAL AND METHODS:

Volumetric flow rate is the flow rate of the water pumped, it is usually measured by m^3/h or m^3/s units and it is variable according to the changes during the operation. Flow rate is up to some variables. These are pump suction-force temperature, pressure conditions, size of the pump and input-out put section, impeller size, impeller rotation speed (rpm), characteristics of the pumped fluid, density and viscosity, shape and size of the blanks between the wings.

When a pump is under low pressure or high vacuum conditions, suction cavitation occurs. The pump is being "starved" or is not receiving enough flow. When this

happens, bubbles or cavities will form at the eye of the impeller.

3. RESULTS AND DISCUSSIONS:

The unit in which the pump is tested work in closed loop. This means, the fluid which goes out of the pump from force flange fills the tank again and it is transmitted to vacuum flange. Manometer was connected to the pipe on the force flange and vacuum manometer was connected on the force pipe. Pump type, force flange, impeller diameter, intended flow rate and force height was written to the test report. 30 kW 1450 d/d electric motor values was written to the test report. According to these values motor productivity was calculated as 0.96.

Although the ideal working conditions are obvious, working flow rate will be multiplied 1.5 times and it will be controlled whether the pump will give the required test results or not. Start the motor but the force flange should be barely open. After shaking on the flow in the tank is finished, adjust the pump to the ideal flow rate value. Write the values on the manometer and vacuum manometer, the power, ampere, voltage which motor takes from the network and $\cos\phi$ values to the test report.

4.CONCLUSION AND OUTLOOK:

As NPSH value rises, cavitation sensibility and the heat rise. On NPSH graphic formed according to the test results for 10 different conditions, as the flow rate rises a regular rise has been observed. At high points in the graphic, the pump is more sensitive to the cavitation. That's why, the pump shouldn't be worked with these values for a long time. During cavitation, serious pendulation characteristic can be observed in the pump.

According to this result it can be seen that there is no damage on pump impeller and there is no damage for $175\text{m}^3/\text{s}$ which is the working flow rate. When the flow rate value is 69.4 kg/s a sudden damage occurs on the impeller. Cavitation beginning absolute pressure which is mentioned in PSP is 5000 kPa . It can be seen that absolute pressure rate is $1.883\text{e}+006$ in 69.4 kg/s or $249.84\text{ m}^3/\text{s}$ flow rate value in ANSYS test. In other words, it was seen that PSP result is 5000 kPa , the result of ANSYS is 5118 kPa . The results shows the concord between ANSYS result and PSP values. ANSYS cavitation test, flow rate values are examined in 65 kg/s , 69.4 kg/s , 85 kg/s , 100 kg/s and 120 kg/s respectively. It can be seen that damages because of cavitation on impellers are symmetrical as flow rate values become higher.

1. GİRİŞ

Günümüzde pompalar kendilerine oldukça geniş bir kullanım alanı bulmuşlardır. Su temininde, tarımsal sulamada, yağmurlamada, klima tesislerinde, soğutma ve ısıtma tesislerinde, endüstride, özellikle kimya sanayide, gıda ve içecek sanayisinde, ham maddenin iletilmesinde, tesislerin ve konutların su ihtiyacının karşılanmasında ve birçok alanlarda pompalardan yararlanılmaktadır. Endüstride pompa iki amaç için kullanılmaktadır. Bu amaçlar; devir daim ettirmek ve nakil etmektir.

Günümüz teknolojisinde en çok kullanılan santrifüj pompa tipleri, genel bilgileri, santrifüj pompaların sınıflandırması, akışkan cinsi, işletme karakteristik değerleri ele alınarak değerlendirilmektedir. Bu değerler, pompa fabrikalarında ve işletmelerde yapılan gözlemler ve analizler sonucunda, yüksek mühendislik teknolojisiyle her geçen gün daha iyi verim elde edilecek şekilde ar-ge çalışmalarıyla geliştirilmektedir [1].

En büyük tasarrufun sanayide yapılabileceği de unutulmamalıdır. Hızla gelişen ülkemizde her geçen gün yeni kurulan endüstriyel işletmeler mevcuttur. Her yeni kurulan işletme de ülkemizin enerji sıkıntısına biraz daha yük getirmektedir. Türkiye’de toplam net elektrik tüketiminin yaklaşık %36’sı sanayide olmaktadır. Amerikan Hidrolik Enstitüsü’nün yaptığı bir araştırmada gelişmiş ülkelerde tüketilen enerjinin %20’si pompalar tarafından tüketilmektedir. İyi bir sistem dizaynı ve uygun pompaların seçimi ile bu enerjinin %30’unun tasarruf edilebileceği düşünülmektedir [2].

Sulamada kullanılan pompaların hemen hemen tamamı, santrifüj esasa göre çalışan, çok değişik tip ve büyüklükte yapılan pompalar olup, pompaların kullanıldığı tesislerde, emme boru hattının planlanması ve düzenlenmesinde karşımıza çıkan en büyük sorun kavitasyon olayıdır. Kavitasyon, tüm pompaj tesislerinde karşılaşılan, her zaman göz önünde tutulması gereken ve son yıllarda üzerinde çok durulan konulardan biridir. Özellikle, büyük debili, yüksek özgül hızlı pompaların kullanılması bu konunun önemini daha da arttırmıştır.

Kavitasyon, pompanın emme koşulları ile ilgili olup, emme boru hattında en büyük sorun, emme yüksekliğinin belirlenmesidir. Eğer, yeterli düzenleme yapılmazsa

kavitasyon olayı meydana gelmektedir.

Kavitasyon, olumsuz mekanik ve hidrolik etkilerinden dolayı pompaların emniyetli çalışma aralığını, emme yüksekliğini, dönme hızını, pompa boyutlarını ve dolayısıyla ekonomikliğini sınırlandıran önemli bir etkidir. Bu nedenle, pompa veriminden fedakarlık edilse dahi, pompanın kavitasyonlu çalışmasına hiçbir zaman izin verilmemesi gereken bir konudur. Kavitasyon karakteristiği $[NPSH = f(nQ)]$ önceden belirlenebilirse, bu pompanın çalışabileceği emniyetli statik emme yüksekliği kolay ve sağlıklı bir şekilde ortaya konabilmektedir [3].

Emmedeki net pozitif yük (NPSH) terimi, pompaların kavitasyon olayına karşı duyarlılığı incelenirken kullanılmaktadır. NPSH kavramı, emiş performansını tahmin edebilmek için, sistemdeki emiş şartları ile pompanın emiş yapabilme gereksinimlerini karşılaştırma amaçlı olarak geliştirilmiştir. NPSH kavramı, pompadaki kavitasyonu etkileyen temel değişkenleri kapsamaktadır.

Bu değerlerin etkisi ve yönlendirmeleri ışığında bu tez çalışmasında sanayide tüketilen elektrikte büyük bir paya sahip olan santrifüj pompalardan inline tipli santrifüj pompaların enerji tüketim oranları araştırılmış, santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve tasarrufun önemine değinilmiş, enerjiyi verimli kullanmamızın gereklerinden bahsedilmiştir. Santrifüj pompaların tarihçesi, çalışma prensipleri temel tipleri ve elemanlarına değinildikten sonra pompalar ile ilgili kavramlar ve hesapları anlatılmıştır. Pompa performansının ayarlanması için kullanılacak yöntemler tartışılmış, sayısal örnekler ile bu yöntemlerin birbirlerine üstünlükleri incelenmiştir. Pompa sistemi bir bütün olarak dikkate alınmış ve yüksek verimli motor kullanımının önemine, faydalarına ve sağlayacakları tasarrufa çeşitli örneklemler ile detaylı bir şekilde değinilmiştir. Daha sonra inline tipli santrifüj pompalarda performans ve kavitasyon testi yapılmıştır. Yapılan test sonucunda performans raporu ve kavitasyon test raporu hakkında bilgilere yer verilmiştir.

1.1. LİTERATÜR ÖZETİ

Pompaların akış modellemesi, verimliliği, kavitasyon hesapları, sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmış olup, son dönemde bu çalışmalar ağırlıklı olarak sayısal yöntemler kullanılarak devam etmektedir.

Bramanti, Cervone, ve d'Agostino çalışmalarında akışı; kavitasyonsuz sıkıştırılmaz, sürtünmesiz ve izantropik kabul ederek Euler denkleminde dayanan basitleştirilmiş bir analitik model oluşturmuşlar, yük kayıplarını yarı ampirik olarak modellemişler ve farklı parametrelere (helis açısı, çap, kanat sayısı) sahip çarklar üzerinde deneysel olarak karşılaştırma yapmışlardır [4].

Tujimoto, Kamijo ve Yoshido tarafından yürütülen bir başka çalışmada ise, kavitasyonlu çalışma durumu için analitik bir model oluşturulmuş ve titreşime olan etkisini incelenmiştir [5].

Singhal, Athavale, Li ve Jiang çalışmalarında temelde Rayleigh Plesset denklemini kullanarak buhar ve sıvı üretimine dayanan ve birçok uygulamaya temel teşkil eden tam kavitasyon modelini geliştirmişlerdir. Modeldeki bazı sabit parametreleri deneysel olarak elde etmişlerdir. Aynı zamanda bu modeli silindir ve kanat üzerindeki akışla test etmişler ve kurdukları modele yakın sonuçlar elde etmişlerdir [6].

Bir başka çalışmada, Sedlar, Bajorek ve Soukal kavitasyonlu çalışma durumu için üç farklı helis açısındaki çarkın kazandırdığı yükü, çark toplam verimi ve de çark ile NPSH karakteristiklerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir [7].

Medvitz, Kunz, Boger, Lindau, Yocum ve Pauley çalışmalarında pompa çarkı için kavitasyon analizi yapıp NPSH karakteristiğini elde etmişlerdir [8].

Stuparu, Resiga, Anton ve Muntean yürüttükleri çalışmada sadece pompa çarkı için kavitasyon analizi yapıp, yüzde üçlük yük düşümünün kavitasyon başlangıcı olarak kabul edilmesine alternatif bir yöntem getirmişlerdir. Buldukları bu yöntemde üretilen buhar hacminin belli bir miktara gelmesiyle NPSH arasında matematiksel bir bağıntı kurarak pompanın kavitasyon karakteristiğini çıkarmışlardır [9].

Yapılan başka bir çalışmada, Zwart, Gerber ve Belamri kavitasyon dinamiğini incelemişlerdir. Temelde Rayleigh Plesset denkleminde dayanan ve buhar üretimi ile yoğuşma oranlarını hesaplayan bir model kurmuşlardır. Modele ait bazı sabitleri (buharlaşma ve yoğuşma) deneysel yöntemler yardımıyla hesaplayarak modele koymuşlardır. Ayrıca kurdukları modeli deneysel olarak kanat, çark ve daralan bir kesitte zamana bağlı olarak test ederek modelin geniş bir çalışma aralığına sahip

olduğunu belirtmişlerdir [10].

Aynı şekilde Yuan, Sauer and Schnerr yaptıkları çalışmada, kavitasyon dinamiğini incelemişlerdir. Doğrusal bir lülede deneylerini yaparak modele ait bir sabit olan kabarcık yoğunluğunun optimum değerini hesaplamışlardır [11].

Başka bir çalışmada; Marini, Salvadori, Bernardini, Insinna, Martelli, Nicchio ve Piva sayısal olarak, pompa için NPSH gerekli hesabı yapmışlar ve test sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Ayrıca sayısal çözümlemede kavitasyon modellemesinde kullanılan Schnerr ve Zwart modellerini karşılaştırmışlardır [12].

Saban tarafından yürütülen çalışmada, hareket halinde bulunan akışkanın içinde ele alınan bir bölgede dikkate alındığında, o bölgedeki lokal basınç; akışkanın hızı, doğrultusu ve büyüklüğü bakımından herhangi bir sebeple değişmesi halinde, sıvının o bölgedeki sıcaklığına denk gelen buharlaşma basıncının altına düştüğü takdirde, o bölgede lokal bir buharlaşmanın meydana geldiğini ifade edilmiştir. Sonuçta bazı noktalarda sıvı ile dolu olmayan boşlukların oluşması ve genel akışkan hareketine katılan bu boşlukların, sıvının buhar basıncını aştığı bir noktaya gelince ani olarak yok olmaları ve boşalan geometrik hacmine, sıvı kütlelerini ani hücumu sonucunda meydana gelen sert darbeleri kavitasyon olarak tanımlanmıştır [13].

Sen çalışmasında, pompa içinde statik basıncın lokal olarak basılan sıvının buharlaşma basıncının altına düştüğü bölge veya bölgelerden geçen sıvı, buharlaşarak çok küçük boyutlarda çok sayıda doymuş buhar zerreciklerinin oluştuğunu tespit etmiştir. Akışın dinamik etkisi ile sürüklenen buhar zerrecikleri, basılan sıvının buharlaşma basıncından yüksek olduğu bölgeye geldiklerinde, aniden yoğunlaştığını ve sıvının bu buharlaşma yoğunlaşma çevrimi kavitasyon olarak tanımladığını ifade etmiştir [14].

Özcan çalışmasında, kavitasyon pompa içinde herhangi bir noktada sıvı basıncının, sıvının çalışma sıcaklığındaki doymuş buhar basıncından daha düşük değere düşmesi sonucu sudaki erimiş gazların ayrışması ve su buharı ile dolu küçük kabarcıkların oluşması ile başladığını tespit etmiştir. Bu buhar kabarcıkları içinde buldukları sıvının hareketi ile birlikte sürüklenerek yine bu sıvının basıncının buharlaşma basıncından daha yüksek olduğu bir ortama kadar ilerler ve saniyenin binde 1-2'si gibi çok kısa bir süre içinde ani bir şekilde yoğunlaştığını vurgulamıştır. Bunun sonucunda yoğunlaşmanın olduğu noktada basınç 250-300 bara kadar artar ve saniyede binlerle ifade edilen bir

frekans ile tekrarlandığını, bu basınç dalgaları ve civar yüzeyler üzerinde yoğunlaşan kabarcıklar yüzeyleri devamlı bir basınç bombardımanına tuttuğunu belirlemiştir. Bu etki ile (yüzeylerde meydana gelen titreşim nedeni ile) sıvı yüksek basınç altında kalınca yüzey malzemesinin içine ilerlemek ve basınç kalktığında malzeme tarafından dışarı kusulmak suretiyle malzeme içinde ileri-geri harekete başladığını görülmüştür. Civar yüzeyleri oluşturan malzemenin içindeki sıvının ileri-geri hareketi malzemenin yapısında hasara ve kavitasyon hasarı denen malzemenin sünger şeklini alarak çürümesine neden olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, pompa çark kanatlarında, özellikle kanatlarının uç taraflarında kavitasyon hasarına rastlanabildiğini ve hasarın miktarı malzemenin cinsine, kavitasyon etkisinde kaldığı süreye, basınç darbelerinin saniyedeki frekansına ve basınç şiddetine bağlı olarak değiştiğini bildirmiştir [15].

1.2. SANTRİFÜJ POMPA TARİHÇESİ

Brezilyalı asker ve aynı zamanda bilim tarihçisi olan Reti'ye göre santrifüj pompa olarak ifade edilebilecek ilk makinenin varlığına 1475 yılının ilk zamanlarında Rönesans Çağı Mühendislerinden İtalyan Francesco ve Giorgio Martini'nin bilimsel bir tezinde rastlanmaktadır. Gerçek santrifüj pompalara 1600'lü yılların sonlarına, Denis Papin düz çarklı bir tane yapana dek rastlanmamıştır. Açılı çark ilk olarak 1851 yılında İngiliz mucit John Appold tarafından bulunmuştur [16, 17].

On yıl önce, World Pumps'ta, milattan önce 2000 yılında, Mısırlıların "Shadoof" adlı, ilk pompayı icatlarından günümüze kadar olan pompa endüstrisini anlatan, kısa bir yazı yayınlanmıştır [16].

Elli yıl önce, pompalardaki teknik gelişmeleri gündeme getirmek amacıyla Trade & Technical Press dergisi yayımlanmaya başlamıştır. Aynı amaçla kurulmuş olan dergi "Pumping" çok uzun ömürlü olamamış ve 1965 yılında yerini, yeni kurulmuş EUROPUMP topluluğuna yakın olan Pan-European Pumps, Pumpes, Pompes ve Pumpen' e bırakmıştır [16].

Son on yedi yıl boyunca pompa endüstrisi artarak daha uluslararası bir hal almış ve 1982'de yayıncı bu eğilime düzenli yayınlanan Word Pumps'ın basımını durdurarak dikkatleri çekmiştir[16].

İnsanoğlu birçok tip pompayı yaklaşık 4000 yıldır kullanmaktadır. Aslında teknolojideki çok önemli gelişmelere dönüp bakarsak son 50 yılın bu süre içerisinde çok önemli bir payı oluşturduğu görülmektedir. 1959'da tüm temel pompa dizaynları tanıtılmış ve ticari olarak üretilmeye başlanmıştır [16].

Zamanla ortaya çıkan ve bu sektördeki herkesi yakından ilgilendiren yeni trendlerin pompa pazarı üzerindeki etkileri de büyük olmuştur. Artan çevreye duyarlılık olgusu salmastrasız pompa üretimi konusunda büyük bir etki oluşturmuştur. Magnetik tahrikli ve kutu tipi motorlu pompaların üretimi başarıyla gerçekleşmiş ve hatta iki modelin birleşiminden oluşan modeller bile üretilmiştir. Önceleri maalesef yaygın bir şekilde kullanılan asbest içerikli salmastralar değiştirilerek bu gün de yaygın olarak kullanım sahasına sahip olan mekanik salmastraların kullanımına geçilmiştir.

Bu gelişmelerin yanında aynı zamanda malzeme konusunda da gelişmeler kaydedilmiştir. Deniz suyu için kullanılan bakır-çinko alaşımı ve alüminyum-bronz alaşımları yerlerini yüksek alaşımlı süper östenitik ve süper duplex paslanmaz çeliklere bırakmıştır. Seramikler ve Tungsten/Silikon Karbür malzemeler, pompalarda aşınmayı çok büyük bir ölçüde azaltmıştır. Hatta günümüzde bu malzemeler ile deniz altında çalışan pompalar tasarlamak bile mümkün olabilmektedir [16].

Elektronik aletler ve bilgisayarlar hayatımızın her alanına yerleşmiş ve kaçınılmaz bir şekilde değişken hız sürücüler (VSD), SCADA sistemleri ve durum izleme monitörleri şeklinde pompalarda da somut olarak kullanılmaya başlanmıştır. Kendinden VSD'li olan in-line tip pompalar şimdilerde binalar, alışveriş merkezleri, hastaneler gibi birçok alanın vazgeçilmezleri arasına girmiştir. Pompa seçim yazılımları pompa seçim prosesini çok hızlı bir hale getirmiştir. Tasarımcılar için CAD ve CFD yazılımları büyük bir ilerleme sağlamıştır. Bu programların birbirleri ile uyuşması ise kullanıcılarına bu alandaki işlerini daha kolay yapmalarına olanak tanımıştır [16].

Ömür Boyu Maliyet hesabı günlük hayatın bir parçası haline gelmiş ve bu hesaplar enerji maliyetlerinin diğer tüm gider ve masrafları geride bıraktığını göstermiştir. Ayrıca büyük tasarrufların sistemde iyileştirmeler yapılarak sağlanacağı fark edilmiştir [16].

Büyük ihtimalle bu endüstrideki en büyük değişim lokal pazardan global bir pazara geçişte olmuştur. Elli yıl önce sadece ulusal ticaret birliklerimiz vardı fakat bu gün

uluslararası baz da şirketler arası ilişkiler hızla artmaktadır. Europump Association 49 yıllık faaliyet süresinde yapısı ve kazandırdıkları, sağladığı verim açısından çok fazla büyüme göstermektedir. Şimdi ise Amerika’da bulunan Hydraulic Institute ile işbirliği içerisinde çalışmalarına devam etmektedir. Bu ortaklık pompa üreticileri dernekleri arasındaki yakın ilişkileri de her geçen gün daha da arttırmaktadır [16].

Pompa endüstrisinin varoluşu ve gelişim tarihçesi Çizelge 1.1’de verilmiştir [18].

Çizelge 1.1. Pompa endüstrisinin varoluşu ve gelişim tarihçesi.

MÖ 2000	Mısırlılar Shadoof isimli sulama cihazını icat etti.
MÖ 200	Ctesibius pistonlu pompayı icat etti. Daha önceden Archimedes tarafından Archimedean Screw Pump olarak tanımlanmış ama icadı yapılmamıştı.
1580	Ramelli Kayar Paletli Pompa icat etti. Serviere, Dişli Pompa’yı icat etti.
1650	Otto van Guericke pistonlu vakum pompasını icat etti.
1674	Sir Samuel Morland dalgıç pompayı icat etti.
1738	Ural hidrolik makine fabrikası kuruldu.
1790	Plenty Ltd kuruldu.
1830	Revillion vidalı pompayı icat etti.
1834	Sulzer Brothers kuruldu.
1840	Henry R Worthington ilk direkt hareketli buhar pompasını icat etti.
1848	Goulds Pumps kuruldu.
1851	John Gwynne kendi santrifüj pompa geliştirme çalışmalarının patentini aldı.
1853	Bornemann Pumpen kuruldu.
1856	Gilbert Gilkes & Gordon kuruldu.
1857	Roper Pump şirketi kuruldu.
1860	David Brown iş hayatına kalıpcı olarak başladı.
1862	Lawrence Pumps ve Philipp Hilge kuruldu.
1866	Lederle kuruldu.
1871	KSB kuruldu ve Southern Cross Avustralya’da kuruldu.
1872	Weise & Monski, Ochsner, Byron Jackson ve Wilo kuruldu.
1873	G & J Weir Glasgow’a taşındı.
1875	Hodgkin ve Neuhaus, SPP’nin habercisi, kuruldu.
1877	Ritz Pumpenfabrik açıldı.
1881	Halberg Maschinenbau kuruldu.
1883	Holden & Brooke kuruldu.

1888	Kirloskar Brothers Ltd kuruldu.
1890	Salmson Paris'te pompa üretmeye başladı. Osna Pumpen kuruldu.
1893	Uraca Pumpenfabrik kuruldu.
1894	Sero Pumpenfabrik kuruldu.
1896	KSB UK temsilciliğini açtı ve Dia Pumpen kuruldu.
1897	Wirth kuruldu.
1901	Flygt'ın atası Stenberg kuruldu.
1903	Rateau kuruldu.
1905	Leistritz Company kuruldu.
1906	Stuart Turner Ltd kuruldu.
1907	Mitsubishi Heavy Industries kendi ilk pompasını üretti.
1909	Tristam Pumpen ve Pumpen fabrik Ernst Vogel açıldı.
1910	Gilbarco kendi ilk akaryakıt pompasını üretti.
1911	Jens Nielsen ilk Viking içten dişli pompayı üretti. Viking Pump Company'nin kuruldu.
1912	Ebara Corporation kuruldu ve Duriron (Durco Pumps) kuruldu.
1916	Hazleton Pumps, Barrett Haentjens and Co. olarak faaliyete başladı.
1917	John Crane kuruldu ve Hydraulic Institute açıldı.
1918	Scanpump and CCM Sulzer kuruldu.
1919	Torishima Pump Mfg Co ve Kawamoto Pump Mfg kuruldu.
1920	Bombas Itur, Wernert Pumpen ve SIHI kuruldu.
1921	LaBour kuruldu.
1922	Midland Dairy Machines kuruldu.
1923	Peerless kuruldu, Pacific Pumps kuruldu.
1924	Jung Pumpen kuruldu ve Leistritz vidalı pompa üretimine başladı.
1926	Arai Pump Mfg. Co. kuruldu.
1927	Industrial Filter ve Pump Mfg Co kuruldu.
1928	Girdlestone Pumps kuruldu.
1929	Heishin Works ve Houttuin kuruldu.
1929	Pleuger dalgıç türbin tip pompa öncülüğünü yaptı.
1931	Imo Ingeström ve Montelius tarafından kuruldu.
1932	PCM kuruldu, Sarlin Pumps ve Bran Luebbe kuruldu.
1933	Gormann-Rupp kuruldu.
1936	Robbins & Myers Cavity Pompası için Kuzey Amerika'da işletme lisansı aldı.
1937	Sigmund Pumps Ltd (GB) kuruldu.
1938	Ebsray and Warman International kuruldu.

1940	Grindex kuruldu ve Dresser, Pacific Pumps'ı satın aldı.
1941	İngiltere Pompa İmalatçıları Derneği Açıldı.
1944	Franklin Electric kuruldu.
1945	Grundfos Pumps, Caprari and Flexibox kuruldu.
1946	Cornell Pumps, Klaus Union, Totton Pumps kuruldu.
1947	HMD Seal/Less Pumps ve Hyundai kuruldu.
1948	Abel Pumps piyasaya girdi ve Mast Pumpen kuruldu.
1948	Stenberg Flygt ilk dalgıç tip drenaj pompasını dizayn etti. Varisco pompa imalatına başladı.
1949	HMD ilk magnetik kaplinli pompayı üretti.
1950	Batescrew ve Delasco kuruldu.
1951	Tsurumi and Netzsch Mohnop Pumpen kuruldu.
1952	Lewa and Rovatti kuruldu.
1953	Nikkiso kuruldu.
1954	Orlita and Sta-Rite kuruldu.
1955	Wilden and DMW Ortaklığı kuruldu.
1956	Flygt dalgıç tip drenaj pompası üretimine başladı.
1957	Richter Chemie-Technik kuruldu.
1958	Heishin Works, Heishin Pump Works Co Ltd olarak değişti.
1959	World Pumps, Pumping adı altında piyasaya sürüldü.
1959	ABS and Calpeda kuruldu.
1960	David Brown Pumps bölümünü oluşturdu.
1960	Europump açıldı.
1961	Ingersoll-Rand, Aldrich Pump'ı satın aldı.
1962	Acromet faaliyetine başladı.
1964	Pumping Manual ilk baskısını yayımladı.
1965	Nigo's Pumps Hindistan'da birleşti ve Warren Rupp kuruldu.
1966	Crisafulli Pump Company kuruldu, ITT Jabsco'yu satın aldı.
1967	Scienco kuruldu.
1968	Johnson Pump International kuruldu.
1968	ITT, Flygt'ı satın aldı.
1971	SIHI, Halberg' i devraldı. Gévelot group, Delasco'yu satın aldı.
1972	Turbosan kuruldu.
1973	Crest Pumps Ltd kuruldu.
1976	Worthington, Gilbarco'dan Sier-Bath Pump Division şirketini satın aldı.
1977	Ingersoll-Rand, Western Land Roller Irrigation Pumps'ı satın aldı.

1979	Totton Pumps, Wolseley plc tarafından satın alındı.
1981	Red Jacket ve Hydromatic birleşerek Marley Pump oluşturdu.
1982	Pumps, Pompes, Pumpen World Pumps Magazine olarak piyasaya sürüldü.
1984	Birinci Texas A&M Pump Users Sempozyumu.
1984	SIHI, Bran+Luebbe' nin kutu tip motor üretimi kısmını satın aldı
1985	Dresser Industries, Worthington Pumps şirketini satın aldı.
1986	KSB, Pompes Guinard'ı; Scanpump ise Pumpex'i satın aldı.
1987	Bedford Pumps piyasaya sürüldü.
1988	KSB, Georgia Iron Works'u satın aldı.
1989	Elsevier, World Pumps'ı satın aldı. Scanpump ABS'yi satın aldı ve Pearce Pump Supply kuruldu.
1991	IDEX, Corken'i satın aldı. Baker Hughes, Geho'yu satın aldı.
1992	Warma, Girdlestone Pumps'ı satın aldı.
1994	Weir, EnviroTech Pumpsys'i satın aldı.
1995	Durametallic, önce Pacseal'ı satın aldı daha sonra Duriron tarafından satın alındı.
1996	Hayward Tyler, Sterling Fluid Systems tarafından satıldı. Grundfos, Interdab'ı satın aldı.
1997	Durco and BW/IP, Flowserve Corp. Olarak değişti.
1999	Hayward Tyler, APV Industrial Pumps'ı satın aldı.
1999	Ebara, Cryostar Cryogenic Pumps'ı satın aldı.
1999	Textron, KSB Annecy (France) kısmını satın aldı.
2000	Flowserve, IDP'yi satın aldı.
2001	SPX, United Dominion Industries'i satın aldı.
2002	Gorman-Rupp, American Machine and Tool'u satın aldı.
2003	National Oilwell, Mono and Corlac (Canada) satın aldı.
2003	KSB, Bombas Itur (Spain)'un yönetim hisselerini satın aldı.
2004	Dover Resources, Almatec'i satın aldı.
2005	Grundfos, Tesla (İtalyan dalgıç pompa üreticisi)'yü devraldı.
2006	SPX, Johnson Pump'ı satın aldı.
2007	Grundfos, Peerless Pump'ı satın aldı.
2008	Weir Group, CH Warman Pump Group'u satın aldı.

1.3. POMPALARIN TANITIMI VE SINIFLANDIRILMASI

Bir sıvının istenilen bir yere iletimini sağlayan veya başka bir değiş ile sıvıyı transfer eden cihaz, düzenek veya sistemlere pompa denilmektedir. Pompanın yapacağı iş;

transfer edeceği sıvıyı taşımak için gerekli olan potansiyel ve kinetik enerjiyi sağlamaktır.

Günümüzde pompalar, genellikle bir elektrik motorundan hareket alarak çalışmaktadır. Elektrik motoru dışında; dizel motor, basınçlı buhar, basınçlı hava ve basınçlı yağ yardımı ile oluşturulan ekipmanlar da tahrik elemanı olarak kullanılabilir. Pompalar ile elektrik motorlarının devir sayısı aynı olup motordan hareketi alan pompanın gücü, kayıplardan dolayı hareketi veren motordan bir miktar daha küçüktür. Hem sıvı, hem de gaz olan maddeler akışkan olarak adlandırılırsalar dahi pompaların anlatılmasında akışkan denildiğinde sıvı maddeler anlaşılmalıdır [1].

Bir gövde içinde yer alan kanatlı bir pervanede (çark) oluşan bu pompalarda sıvı, bir girişten çarkın ortasına iletilmektedir. Basınç, sıvının çarkla döndürülmesiyle elde edilmektedir.

Bir santrifüj pompada sıvının izlediği yol şu şekilde belirtilmiştir. Çarkın emiş tarafında meydana gelen vakum nedeniyle sıvı çarkın kanatları arasına girmektedir. Çark kanatları arasından geçen sıvı, çarkın dönüş hareketleriyle büyük teğetsel bir hız kazanmaktadır. Çark kanatları ile çarkın ön ve arka profili tarafından sınırlanan kanallar arasındaki sıvı çarkın çıkış tarafına doğru dönme hareketi esnasında meydana gelen santrifüj kuvvetler etkisiyle itilmektedir. Bu şekilde oluşan hareket, sıvının devamlı akışını ve pompanın emme tarafındaki emişini sağlamaktadır. Çark kanatlarının büyük bir teğetsel hızla terk eden sıvının içerdiği kinetik enerji, sabit difüzör kanatları arasında salyangoz boşluğunda basınç enerjisine çevrilmektedir [19].

Yer değiştirmeli pompanın tersine santrifüj pompanın basma valfi bulunmamaktadır. Belirli bir dönme hızıyla en yüksek basınç elde edilmektedir. Bu tür bir pompanın bir hidrodinamik pompa olduğu söylenmektedir. Bütün sıvılarda kullanılmaya elverişli olup plastikten, bronzdan, titanyum ve tantal gibi maddelere kadar her türlü maddeden yapılabilmektedirler.

Santrifüj pompaların çeşitleri ve farklı konumları bulunmaktadır. Kademeli pompalar, yatay milli kademeli pompalar ve düşey milli kademeli pompalar olmak üzere üç sınıfta incelenmektedir. Çift emişli tip norm pompalar, vorteks tip tıkanmayan pompalar, dalgıç tip pompalar, derin kuyu pompaları, kendinden emişli pompalar, sirkülasyon pompaları, salyangoz tip norm pompaları santrifüj pompa çeşitleri olarak

belirtilmektedir. Bu pompalarda kendi içlerinde bağlantı şekillerine, kullanıldıkları çark tiplerine, kademelerine, bastıkları sıvı çeşitlerine ve konumlarına göre farklı tiplere ayrılmaktadırlar.

1.4. SANTRİFÜJ POMPALARIN SINIFLANDIRILMASI

1.4.1. Kademeli Pompalar

Bu tip pompalar içinde aşındırıcı, katı parçacıklar ve elyaf bulunmayan temiz veya çok az kirli düşük vizkoziteli sıvıları basmaya uygun görülmektedir. Pompaların her iki ucunda da ağır hizmet tipi bilyeli veya masuralı rulmanlar kullanılmaktadır. Rulmanların, gres veya sıvı yağ ile yağlanması gerekmektedir. Kademeli pompalarda katı parça boyutu ve yüzdesi yüksek sıvıların basılması halinde pompaların kullanım süreleri kısalmaktadır. Kademeli pompalarda gövde pik döküm ise gövde basınçları 30 bardır. Daha fazla basınç için gövde çelik döküm olarak seçilmektedir. İmal edilen her yeni pompaya kapalı vana basıncının 1,5 katı statik basınç testi ve performans testi uygulanmaktadır. Emme, basma ve kademe gövdelerinin sızdırmazlığı aksel harekete engel olmayan o ringler ile sağlanmaktadır.

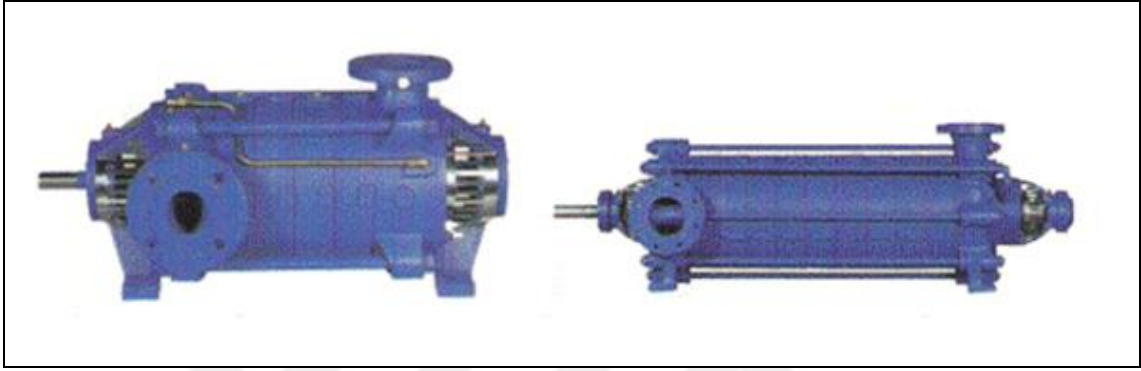
Kademeli pompalar dıştan uzun saplamalarla birbirlerine bağlanmaktadır. Kademeli pompalar 1450 d/d veya 2900 d/d hız ile motorlarla tahrik edilmektedir. 1450 d/d pompa hiçbir zaman 2900 d/d bir motor ile çalıştırılmamaktadır. Yine kademeli pompalarda 2900 d/d pompa 1450 d/d bir motor ile çalıştırılmamaktadır. Çünkü pompa karakteristik değerlerini vermemektedir. Dönüş yönü genelde fanların emiş ağızlarına göre değişiklik göstermektedir [20].

1.4.1.1. Yatay Milli Pompalar

Genel su temini, tarımsal sulama, yağmurlama, basınçlı su temini hidrofor sistemleri, kazan besleme ve kondens, ısıtma ve soğutma tesisleri, sirkülasyon sanayi, güç istasyonları ve yangın söndürme sistemleri kullanım yerleri arasında belirtilmektedir. İçinde aşındırıcı veya katı parçacıklar ve elyaf bulunmayan, temiz veya çok az kirli, düşük vizkoziteli sıvıları basmaya uygun görülmektedir.

Yatay milli, orta ve yüksek basınçlı, kendinden emişli olmayan pompalar santrifüj

pompalardır. Fanlar gövde içerisine art arda sıralanmaktadır. Emme ağız uçta ve merkezde, basma ağız üstte eksenden kaçık olabilmektedir. Kademeli pompaların kademe sayıları basacakları sıvının metre olarak yüksekliği ile doğru orantılıdır. Fan ve kademe sayısı arttıkça basıncı ve basacağı yükseklikte artmaktadır. Basınç arttıkça debisi de o oranda düşmektedir. Kademeli pompalarda kaplin, emme ağız tarafındadır. Özel hallerde emiş ters istikamette olabilir. Şekil 1.1’de çok kademeli pompalara örnek görülmektedir [20].



Şekil 1.1. Yatay milli çok kademeli santrifüj pompalar.

- Basma flanşı genelde DN 32 ile DN 200 mm aralığında olmaktadır.
- Debi 700 m³/h e kadar çıkabilmektedir.
- Basma yüksekliği 400 m ye kadar çıkabilmektedir.
- Hızı 2900 d/d ya kadar çıkabilmektedir.
- Çalışma sıcaklığı -10°C den +120°C ye kadar çıkabilmektedir.
- Gövde basıncı maksimum 40 bara kadar çıkabilmektedir. Maksimum basınç, emme basıncı ve kapalı vanadaki basma yüksekliğinin toplamını ifade etmektedir.

1.4.1.2. Düşey Milli Kademeli Pompalar

Su temininde, inşaatlarda, fabrikalarda, seralarda, belediyelerde, yağmurlama sistemlerinde, hidrofor tesislerinde, maden ocaklarında, tarımsal sulamada kullanılmaktadır. İçinde aşındırıcı veya katı parçacıklar ve elyaf bulunmayan temiz veya çok az kirli, düşük vizkoziteli sıvıları basmaya uygundur. Bu tip pompalar horizontal tip kademeli pompaların kullanıldığı her alanda iş görmektedir ve kullanılmaktadır. Vertikal tip kademeli pompaların kullanıldığı her yerde horizontal tip kullanmak yer ve düzlem açısından mümkün görülmemektedir. Çünkü yatay milli kademeli pompalar

monte edildikleri yere altına bir şase montajı ile bağlanıp fazla yer işgal etmektedirler [1, 19].

Bu pompalar düşey milli çok kademeli, kapalı çarklı, difüzörlü, santrifüj pompalardır. Genelde elektrik motoruna elastik kavrama ile bağlanmaktadır. Pompaya gelen aksenal kuvvet arka aşınma halkası ve dengeleme delikleri yöntemi ile dengelenmektedir. Mil sızdırmazlığı yumuşak salmastra veya mekanik salmastra ile sağlanmaktadır. Pompalarda kullanılan malzemeler pik, sfero, paslanmaz çelik ve bronzdur. Basılan sıvının cinsine, çalışma sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak pompa malzemesi değişmektedir. Şekil 1.2’de görüldüğü gibi dönme yönü motor tarafından bakıldığında saat ibresinin tersi yönünde olmaktadır. [21].

- Basma flanşları DN 32 mm ile DN 150 mm aralığında olmaktadır.
- Debi 400m³/h e kadar çıkabilmektedir.
- Basma yüksekliği 350 m ye kadar çıkabilmektedir.
- Hızı 2900 d/d ya kadar çıkabilmektedir.
- Çalışma sıcaklığı -10°C den +120°C ye kadar çıkabilmektedir.
- Gövde basıncı maksimum 40 bara kadar çıkabilmektedir.



Şekil 1.2. Düşey milli çok kademeli pompalar.

1.4.2. Çift Emişli Pompalar

Sulama pompa istasyonlarında, içme suyu pompa tesislerinde, rafinerilerde, petrol boru iletim tesislerinde, soğutma suyu sirkülasyon devrelerinde, genel ihtiyaç için çeşitli pompa tesislerinde kullanılmaktadır. Yatay milli, tek kademeli, salyangozlu, gövdesi aksenal ayrılabilir. Çift emişli kapalı çarklı santrifüj pompalar olup temiz veya

çok az kirli, düşük vizkoziteli sıvıları basmaya uygun özelliktedir.



Şekil 1.3. Çift emişli pompa.

Çift emişli pompalar debisi fazla ve tek kademeli pompalardır. Bu tip pompalarda kullanılan fanlar özel olarak itina ile dizayn edilmektedir. Genelde dönük kanatlı ve kapalı tipler olmaktadır. Bundan dolayı benzerlerine oranla daha yüksek verim elde edilmekte ve daha büyük emme derinliklerinde kavitasyonsuz çalışma imkanı sağlamaktadır. Çift emişli pompalarda debi kaçaqlarını azaltmak ve uzun süre çalışma sonucunda aşınan kısımları ucuz ve kolayca onarabilmek için çarkların emme kısmı, gövde aşınma bilezikleri (oring, yıpranma halkaları) ile donatılmaktadır. Pompa üst kapağı ayrılabilir olduğu için pompa gövdesi ve emme basma boruları yerinden sökülmeden bütün iç parçaları kolayca değiştirilebilmektedir veya rotor bakımı yapılabilmektedir. Yataklar çalışma şartlarına göre gres veya sıvı yağ ile yağlanmaktadır [21].

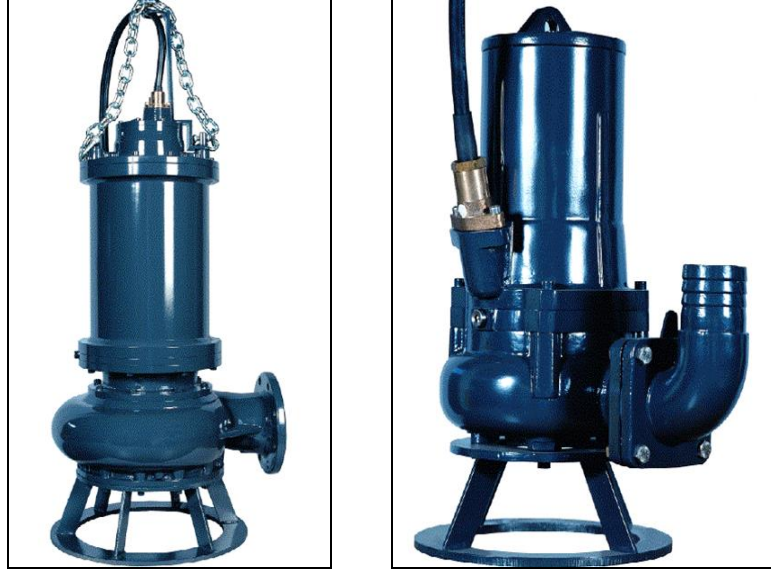
Çift emişli pompalarda normal olarak paket salmastra kullanılmaktadır. Pompaların bastıkları sıvının özelliğine göre salmastra seçilmektedir. Çarkın çift yönden emişli olması dolayısı ile eksenel itme kuvveti dengelenmektedir. Pompa dönüş yönü normal olarak tahrik tarafından bakıldığında saat ibresi yönündedir. Ancak özel durumlarda yer ve konum itibari ile tersi de olabilmektedir. Devir yönleri değiştiği sürece emme ve basma ağızları da konuma göre sağ veya sol diye değişmektedir. Normal imalatta çark ve yıpranma halkası, ringler ve fener halkası bronzdan imal edilmektedir. Miller C 1040 veya C 1050 imalat çeliğinden olmaktadır. Salmastra burcu AISI-316 paslanmazdan

üretilmektedir. Alt ve üst gövde, salmastra kutusu, yatak gövdeleri, yatak kapakları pik döküm malzemededen imal edilmektedir. Özel hallerde çark çelik döküm veya paslanmaz çelikten imal edilmektedir. Diğer metal parçalar çelik döküm ve mil paslanmaz çelikten imal edilmektedir. Çift emişli pompaya örnek şekil 1.3'te görülmektedir [20].

- Basma flanşları DN 65 mm ile DN 350 mm aralığında olmaktadır.
- Debi 3500 m³/h e kadar çıkabilmektedir.
- Basma yüksekliği 180 m ye kadar çıkabilmektedir.
- Hızı 2900 d/d ya kadar çıkabilmektedir.
- Çalışma sıcaklığı -20°C den +80°C ye kadar çıkabilmektedir.
- Gövde basıncı maksimum 25 bara kadar çıkabilmektedir. Maksimum basınç, emme basıncı ve kapalı vanadaki basma yüksekliğinin toplamını ifade etmektedir.

1.4.3. Dalgıç Pompalar

Evsel ve endüstriyel ham atık suların basılmasında, atık su arıtma tesislerinde, yağmur sularının basılmasında, drenaj ve tahliye işlerinde kullanılmaktadır. Dalgıç pompaların tamamı genelde monoblok tipi yani tek kademeli dalgıç tip pompalardır. Bu pompalar motor ile birlikte tamamen suya gömülü şekilde çalışmaktadır. Genelde su altında çalışacak şekilde monte edilmektedir. Bu tip pompaların su üzerinde 5 dakikadan fazla sürede çalışması sakıncalı görülmektedir. Çünkü gövde soğutması su altında olduğu için dışarıda çok fazla çalışmamaktadır. Dalgıç pompalar A ve C tipi diye ikiye ayrılmaktadır. A tipi pompaların su gövde içerisinden geçer ve gövdeyi her zaman soğutmaktadır. Bu pompalar her zaman su altında durması gerekmemektedir. Her şartlarda ve her türlü suyu basmakta kullanılmaktadırlar. C tipi dalgıç pompası daima suya gömülü vaziyette çalışmalıdır. Çünkü bastığı su pompanın gövdesini soğutmaz, suyun çıkışı hemen salyangoz üzerindedir. Bu pompalar su altında çalışmak için dizayn edilmişlerdir. Şekil 1.4'te dalgıç pompaya örnek görülmektedir [1].

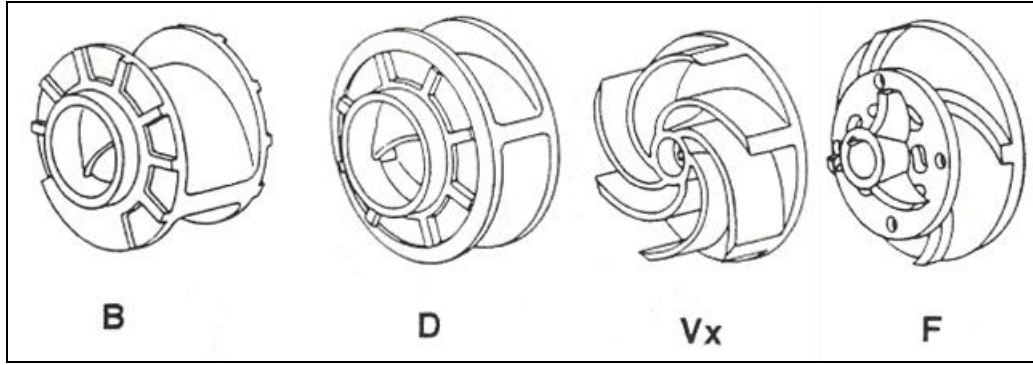


Şekil 1.4. Dalgıç pompalar.

Pompa motor milini iki adet bilyeli rulman merkezler, aksenal kuvvetler iki adet eğik bilyeli rulmanla karşılanmaktadır. Rulmanlar gresle yağlanmaktadır. Yağ banyosuna su kaçması halinde yağ banyosu içindeki elektrot sistemi sinyalle motoru durdurmaktadır. Böylece pompa motorunun zarar görmesi önlenmiş olunmaktadır. Rotor ve pompa fanı tek bir mil üzerinde bulunmaktadır. Dalgıç pompalar için imal edilen motorların tamamı ıslak statorlu olarak dizayn edilmektedir. Stator sargıları özel telden yapılmaktadır [19].

Pompanın çarklarının yaptığı işe göre çeşitleri olmaktadır. Bunlar 4 ayrı gruba ayrılmaktadır. B tipi fanlar büyük boyutlu katı parçaları tıkanmadan basabilen geniş kanallı, büyük debili, küçük basınçlı fan tipleridir. Tek veya iki kanatlı kapalı tipin her iki tarafında radyal kanatçıklar bulunmaktadır. Daha çok 1450 d/d için uygundur. D tipi fan B tipine benzer ancak 2800 d/d için yapılmaktadır. Katı parça boyutu daha küçüktür. Büyük basınç küçük debi için uygundur. Vx tipi serbest vorteks fanı, açık tip salyangozun üst kısmında yer almaktadır. Pompa ağız çapı boyutundaki katı parçaları geçirebilmektedir. Lifli sıvılar için uygun görülmektedir. Ancak pompa genel verimi diğer tiplere göre oldukça küçüktür. F tipi fan, parçalayıcı bıçaklı fanıdır. Pompa çarkının önünde yüksek kaliteli ve sertleştirilmiş çelikten yapılmış parçalayıcı bıçak sistemi yer almaktadır. Sabit bıçak, çok sayıda tırnaklı kesici ağızlar ihtiva etmektedir. Katı parçaları tırnaklarıyla tutmaya yaramaktadır. Döner bıçak çarkın merkezine tespit edilmektedir. Herhangi bir katı madde pompa çarkına ulaşana kadar iki defa bıçakların arasından geçmek durumundadır. Bu sebeple ancak iyice parçalanmış küçük parçalar çarka ulaşabilmektedir. Pompa çarkı yarı açık tiptedir. Küçük debili ve yüksek basınçlı

sistemler için uygundur. Bu tipin de pompa genel verimi düşüktür. Şekil 1.5'te çark tipleri gösterilmiştir [1].



Şekil 1.5. Dalgıç pompa fan tipleri.

Normal imalatta dalgıç pompaların, motor gövdesi, yağ kutusu, motor kapağı, salyangoz, emme ağzı, gövde, çark, pik dökümdür. Rotor mili motor tarafı C 1040 pompa tarafı paslanmaz çelikten imal edilmektedir. Cıvatalar ve somunlar paslanmaz çelikten imal edilmektedir. Sabit ve döner bıçaklar sertleştirilmiş ve taşlanmış özel çelikten imal edilmektedir [22].

- Basma flanşları DN 50 mm ile DN 300 mm aralığında olmaktadır.
- Debi 1600 m³/h e kadar çıkabilmektedir.
- Basma yüksekliği 95 m ye kadar çıkabilmektedir.
- Hızı 2900 d/d ya kadar çıkabilmektedir.
- Gövde basıncı maksimum 10 bara kadar çıkabilmektedir.

1.4.4. Tek Kademeli Norm Santrifüj Pompalar

Norm serisi pompalar 4-500 lt/sn debi ve 5 ile 95 m manometrik yükseklik değerlerinin sınırladığı hidrolik alan içerisindeki tüm pompaj işlemleri için kullanılan genel amaçlı pompalardır. Aşındırıcı olmayan, içinde katı parçacıklar ve elyaf bulunmayan, temiz veya çok hafif kirli, düşük vizkoziteli sıvıları basmaya uygun pompalardır. Kullanma alanları şöyle sıralanabilir. Tarımsal sulama ve yağmurlama tesislerinde, yangın söndürme tesislerinde, ev, bina, kasaba, şehir içme suyu tesislerinde, çeşitli sanayi kollarında düşük vizkoziteli sanayi sıvılarının basılmasında, soğutma suyu devrelerinde, demir çelik gibi günde 24 saat çalışan ağır sanayi tesislerinde kullanılmaktadır. Norm tip santrifüj pompa şekil 1.6'da gösterilmiştir [1, 23, 24].



Şekil 1.6. Norm tip santrifüj pompa.

Bu pompalar düşük orta basınçlı tek kademeli salyangozlu santrifüj pompaları kapsamaktadır. Pompalar TS-268 (DIN 24255) e uygun boyut ve özelliklerdeki modellere uygun şekilde üretilmektedir. Özel durumlarda istek üzerine pompa çıkış ağızları TS 268-1'e göre çıkış ağızları üst ortada olarak imal edilmektedir. Kapalı tipte ve dönük kanatlı (Francis tipi) çarklar kullanılmaktadır. Böylece benzerlerine oranla daha yüksek genel verim daha fazla manometrik yükseklik ve daha büyük emme derinliklerinde kavitasyonsuz çalışma imkanı sağlanmaktadır. Pompa çarkları statik ve dinamik olarak dengelenmektedir. Debi kaçaklarını azaltmak uzun süre çalışma sonucunda aşınan kısımları kolayca ve ucuz olarak onarabilmek için çarkın iki yanı yıpranma halkaları ile donatılmıştır [25].

Pompa milleri iki adet ağır hizmet tipi (6300 serisi) rulman ile yataklanmaktadır. Yataklar genel olarak gres ve gereken hallerde sıvı yağ ile yağlanmaktadır. Eksenel itme kuvveti aşınma bileziği dengeleme delikleri sistemi ile dengelenmektedir. Pompalarda normal olarak paket salmastra kullanılmaktadır, sıvının cins ve sıcaklığına göre özel salmastra cinslerinden biri seçilmektedir. Paket salmastra paslanmaz çelikten mamül sertleştirilmiş veya taşlanmış burç üzerinde çalışmaktadır. Böylece salmastranın değiştirilmesi veya ilave edilmesi çok kolaylaştırılmıştır [20].

- Basma flanşları DN 32 mm ile DN 250 mm aralığında olmaktadır.
- Debi 1700 m³/h e kadar çıkabilmektedir.
- Basma yüksekliği 100 m ye kadar çıkabilmektedir.

- Hızı 2900 d/d ya kadar çıkabilmektedir.
- Çalışma sıcaklığı -10°C den +140°C ye kadar çıkabilmektedir.
- Gövde basıncı maksimum 16 bara kadar çıkabilmektedir.

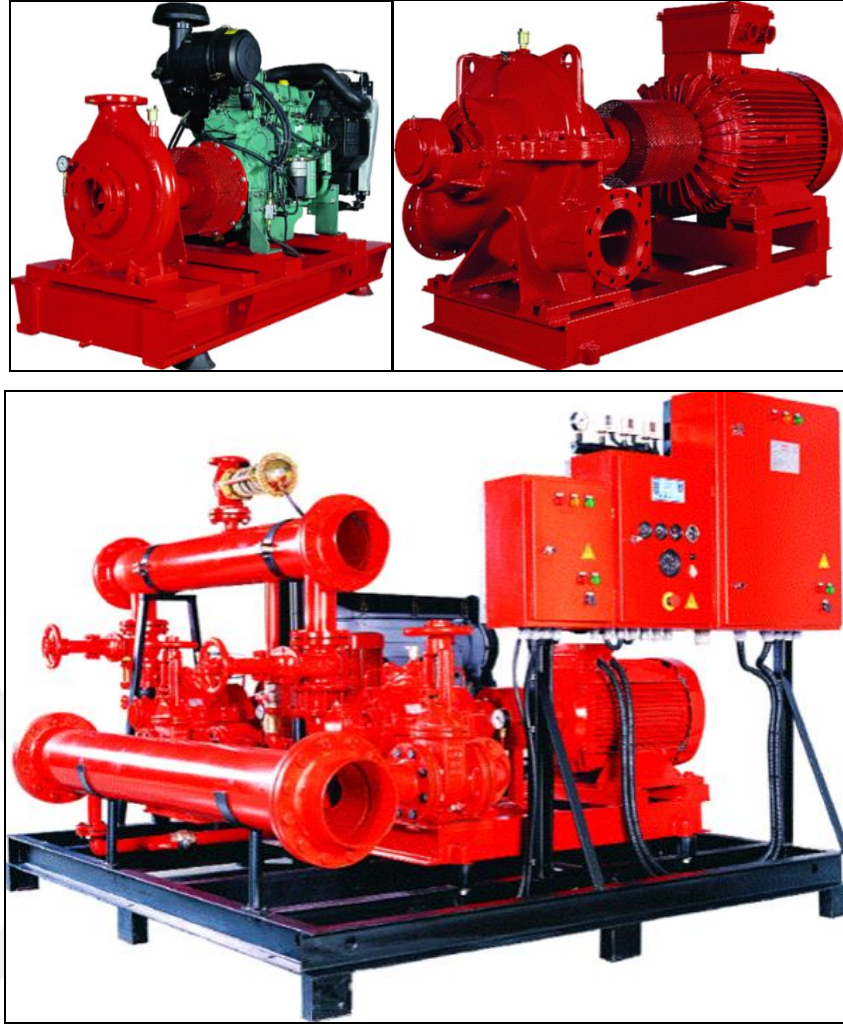
1.4.5. Yangın Pompaları

Genelde kullanılan yangın pompaları tipleri norm tip santrifüj, çift emişli santrifüj ve çok kademeli santrifüj pompalar olmak üzere üç çeşitten oluşmaktadır. İstenilen debi ve basma yüksekliğine göre yangın sistemleri bu pompalardan oluşturulmaktadır. Yangın sistemleri genelde bir şase üzerine monte edilmiş 1, 2 veya 3 adet santrifüj pompa ile emiş basınç kollektörleri, izolasyon vanaları, çekvalfler ve ihtiyaç duyulan diğer elemanlardan oluşmaktadır. Genelde sistemde kullanılan kollektörler, redüksiyonlar elektro galvaniz kaplı çelikten oluşmakta olup ihtiyaca göre paslanmaz malzemeden de imal edilebilmektedir [23].

Pompa sistemi, NFPA 20 standardına uygun olmalıdır. Bu standart yangından korunma için sabit pompaların tesisatı ile ilgili gerekenleri tanımlayan ve dünyada bu konuda en çok benimsenmiş, yangın söndürme sistemlerinde kullanılan en yaygın ve en ayrıntılı olan bir standarttır. NFPA 20 standardı yangın pompalarının seçimini, montajını, kabul deneylerini ve işletimini kapsamaktadır.

NFPA 20 standardının gerekleri incelediğimizde; pompalar için ayrı kumanda panoları olmalıdır. Emme borusunda hızlar 4,57 m/s den küçük olmalıdır. Sıfır debide basınç, anma değerinin 1,4 katını geçmemelidir. 1,5 kat anma debisinde anma basıncının 0,65 inden küçük değerlere düşmemelidir. Elektrik motorlarının servis faktörü (aşırı yüklenebilme çarpanı) 1.15 katını geçmemelidir. Pompa gövdesi GG 25 pik döküm, pompa çarkı bronz, pompa mili AISI 316 veya AISI 304 olmalıdır. Sızdırmazlık yumuşak salmastra ile sağlanıp, yataklama en az 5000 saat ömürlü rulman ile olmalıdır. Flanşlar DIN 2533-PN 16 olarak üretilmelidir [21].

Yangın pompalarının basma yükseklikleri NFPA 20'de belirtilmekte (30-140m) olup, anma debi değerleri de (5,7-1703 m³/h) mevcuttur. Yangın pompaları elektrik ve dizel tahrikli olabilir. NFPA 20'ye uygun elektrik tahrikli, dizel tahrikli ve oluşturulmuş bir yangın sistemi Şekil 1.7'de gösterilmiştir [1].



Şekil 1.7. Elektrik ve dizel tahrikli yangın pompaları ve yangın sistemi.

1.4.6. Frekans Konvertörlü Santrifüj Pompalar

Pompaların debilerinin aslında mevsimler, iklim şartları, gündüz-gece çalışma saatleri, proses şartları vb. bir dizi dış etkene bağlı olarak değişken olması gerekmektedir.

Dolayısı ile tesisatlarda kullanılan pompaların aslında gücünü, yani debi ve basıncını, tesisatın o anki gereksinimine uygun olarak ayarlayabilmesi gerekmektedir.

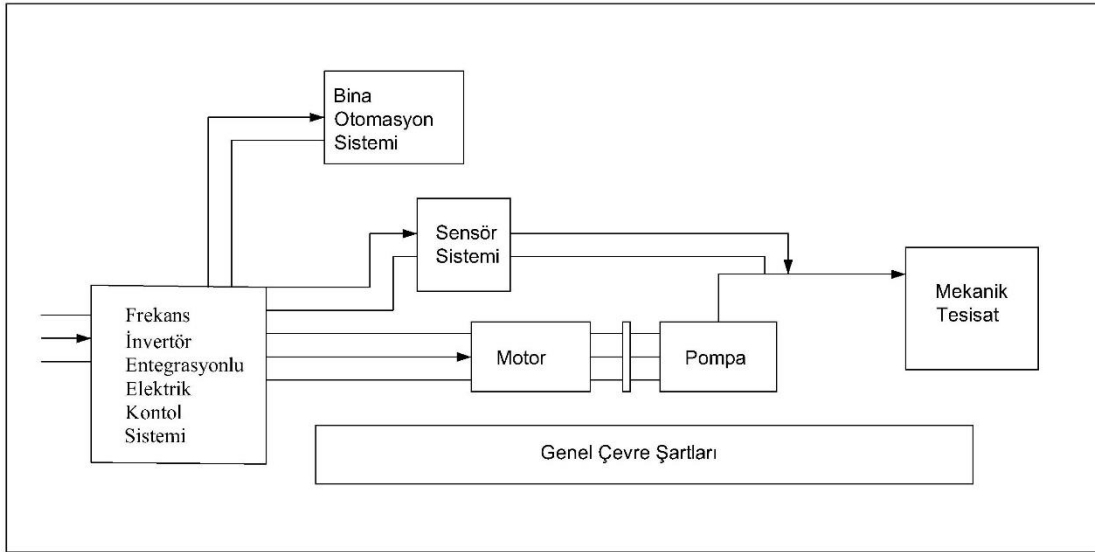
Sabit debili pompa sistemlerinde, pompalar her zaman nominal devir hızlarında çalışarak, en yüksek değerde elektrik tüketmekte ve işletme giderlerinin gereksiz yere yükselmesinin yanı sıra, pompa ve diğer tesisat ekipmanlarının da en yüksek mertebede aşınmasını sebep olmaktadır.

Bu pompa sistemlerinin başlıca avantajları, elektrik tasarrufu, tesisat ekipmanlarından

tasarruf, pompa ve diğer ekipmanların işletim ömrünün uzaması, işletim ve kullanım konforunun yükselmesi, işletim güvenilirliğinin artması, proje, seçim ve uygulama hatalarının telafi edilmesi, elektrik şebekesinin hatalarının düzeltilmesi, çevre kirliliğinin azaltılmasına katkı, ömür boyu maliyetinin düşük oluşu başlıca avantajlarıdır. Frekans konvertörlü sistem Şekil 1.8’de verilmiştir [22].

Frekans konvertörlü pompa sistemini belirleyen şartların bazıları şunlardır:

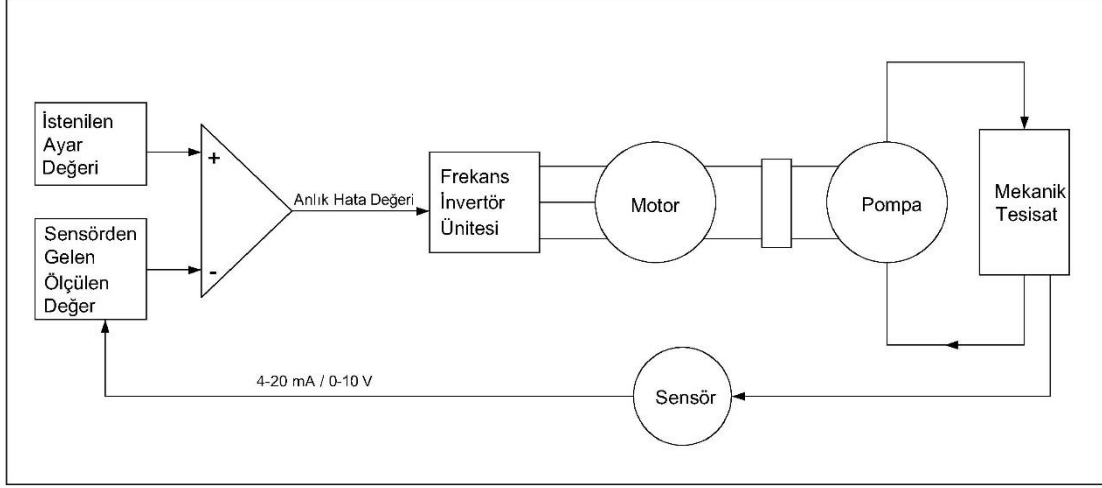
Elektrik şebekesinin ana besleme değerleri, frekans inverter entegrasyonlu elektrik kontrol donanımı, elektrik motoru, santrifüj pompa, ölçme ve geri besleme donanımı, tesisatı oluşturan ekipmanlar, tesisatın işletim karakteristiği, bina otomasyon sistemi, çevre şartları, kullanıcının özellikleridir.



Şekil 1.8. Frekans konvertörlü sistem.

Pompa sistemlerinin kontrolünde en çok kullanılan ve kontrole baz oluşturan fiziksel değerleri incelediğimizde zaman (t), basınç (P), diferans basıncı (ΔP), sıcaklık (T), diferans sıcaklığı (ΔT), debi (Q) olarak karşımıza çıkmaktadır.

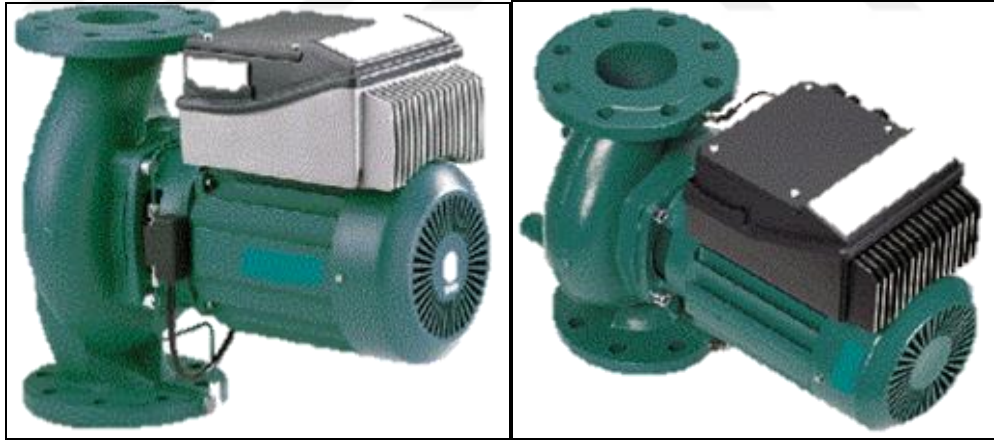
Analog algılayıcılar bu fiziksel değerleri ölçüp, bunları gerilim (genelde 0-10 V) veya akım (genelde 4-20 mA) değerlerine dönüştüren, ölçüm hassasiyetleri yüksek, kendileri de elektrik gücüyle çalışan (10-30 VDC/3-5 W arası) cihazlardır. Örnek olarak analog algılayıcılar Şekil 1.9’da verilmiştir [1, 22].



Şekil 1.9. Sensörler (Analog algılayıcılar).

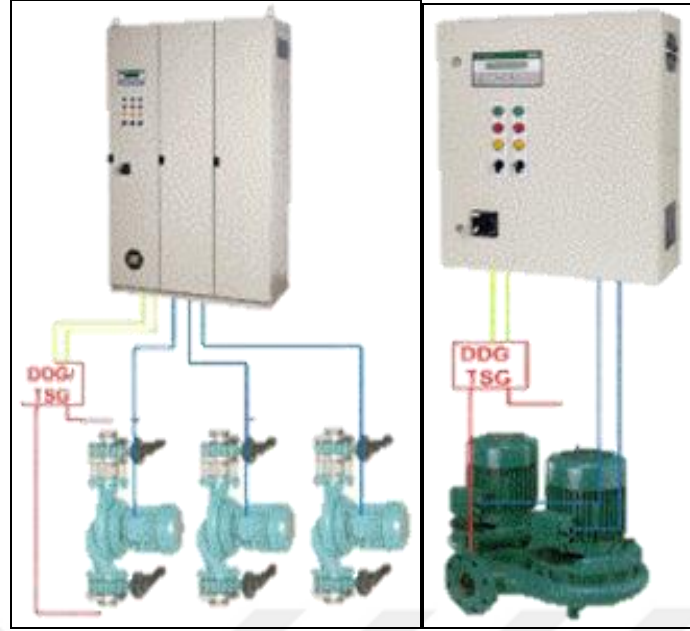
Frekans konvertörü ile devir hızı kontrolü uygulamalarında pompa-motor ve kontrol cihazının şekli ve konumu itibariyle iki değişik seçenekte sistem bulunmaktadır.

İlk tipi incelediğimizde frekans inverter entegrasyonlu kontrol cihazının ve sensör donanımının direkt motorun üzerine yerleştirilmiş olduğu pompa sistemleridir. Frekans kontrollü pompa tipine örnek şekil 1.10’da gösterilmiştir.

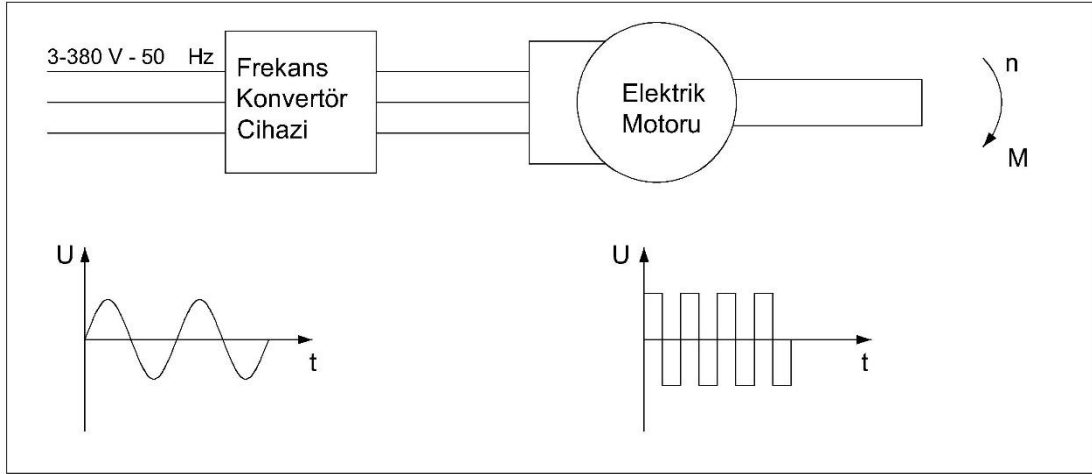


Şekil 1.10. Frekans kontrol cihazının motor üzerine yerleştiği sistem.

İkinci tip olarak incelediğimiz modelde frekans kontrolünün pompadan bağımsız kullanıldığı sistemdir. Şekil 1.11’de örnek şekil gösterilmiştir. Frekans konvertör cihazı şablonu ise şekil 1.12’de gösterilmiştir [1].



Şekil 1.11. Frekans kontrolünün pompadan bağımsız kullanıldığı sistem.



Şekil 1.12. Frekans konvertör cihazı.

1.4.7. Inline Tip Santrifüj Pompalar

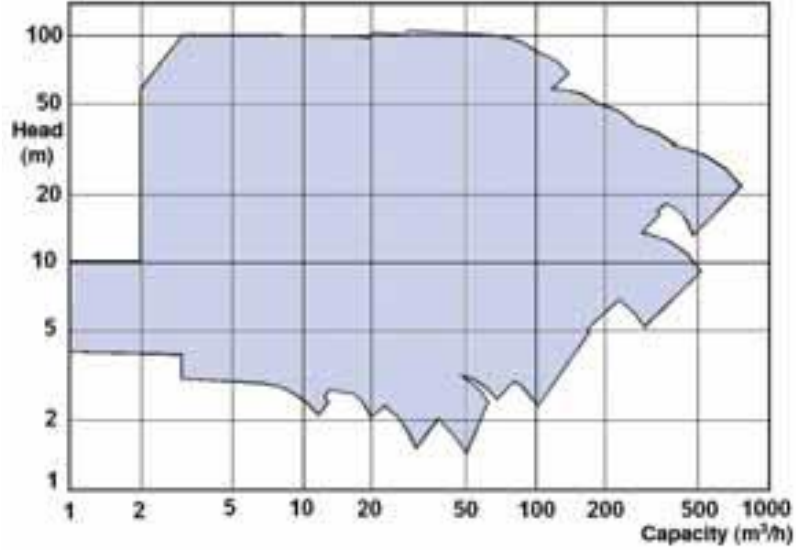
Tek kademeli, kendinden emişli olmayan, emme-basma flanşları aynı eksen üzerinde ve eşdeğer çaplı, mekanik salmastralı santrifüj tip pompalardır. Her iki flanş üzerinde de basınç prizleri bulunmaktadır. Tek emişli, kapalı tipteki çark aksenal yükleri dengeleyen arka halkalarla donatılmış ve dinamik olarak balans yapılmıştır. Motor, bir adaptör ve flanş kullanılarak özel bir kaplin vasıtasıyla pompaya akuple edilmiştir. Modüler tasarımı sayesinde pompa mili, çarkı ve diğer parçalar, pompa salyangozunu yerinden oynatmadan ve tesisat borularını yerinden oynatmadan sökülebilmektedir. Böylece

montajda ve bakımda kolaylık sağlamaktadır. Tahrik için standart asenkron motorlar kullanılmaktadır. Inline tip pompalarda mil sızdırmazlığı genellikle mekanik salmastrayla sağlanmaktadır. Tüm radyal ve aksel kuvvetler motor rulmanları tarafından taşınmaktadır. Şekil 1.13'te inline tip santrifüj pompa gösterilmektedir.



Şekil 1.13. Inline tip INM 125-315 30 kW 1450 d/d motorlu santrifüj pompa.

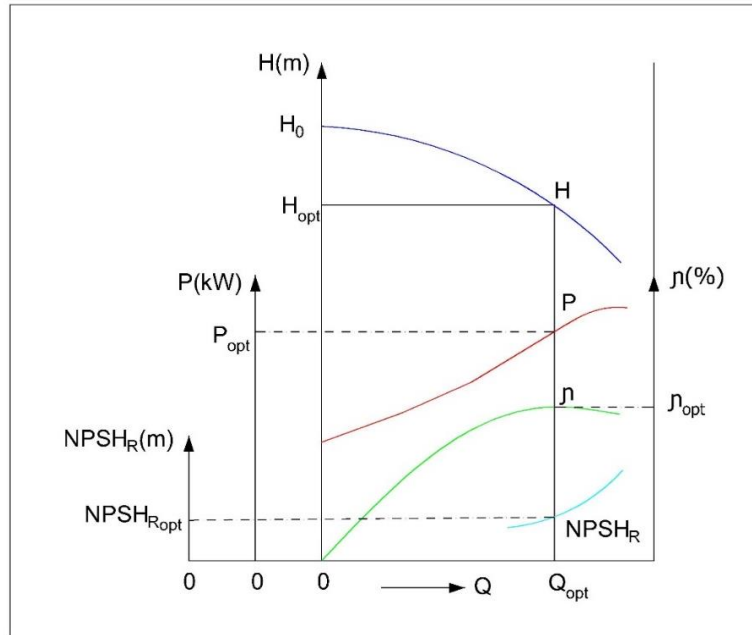
Kullanım alanları ise su şebekelerinde, basınçlandırma tesislerinde, sulamada, yağmurlamada, su boşaltmada, depo ve tankların doldurulmasında veya boşaltılmasında, ısıtma ve soğutma sistemlerinde, sıcak veya soğuk su sirkülasyonunda, yüzme havuzlarında su sirkülasyonunda, endüstriyel ve sosyal tesislerde, gemilerde tatlı ve deniz suyu pompalanmasında kullanılmaktadır. Teknik özellikleri olarak bakarsak debisi 2-500 m³/h, manometrik yükseklik 2-100 m arasındadır. Çalışma aralıkları şekil 1.14'te gösterilmektedir [1,21].



Şekil 1.14. Inline tip santrüfuj pompa çalışma aralıkları.

1.4.8. Santrifuj Pompaların Karakteristik Eğrileri

Bir pompanın sabit devirde ve 15-20 °C’ de su basması halinde basma yüksekliği (H), pompa mil gücü (P), pompa verimi (η) ve gerekli emme net pozitif yükü (NPSH_R) değerlerinin debiye (Q) bağlı olarak değişimini gösteren eğrilere pompa karakteristik eğrileri adı verilmektedir. Bu değerlerden verim dışında kalanların hepsi deneysel olarak ölçülmekte, daha sonra verim de diğerlerine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bir pompanın karakteristik eğrilerine örnek şekil 1.15’te görülmektedir.

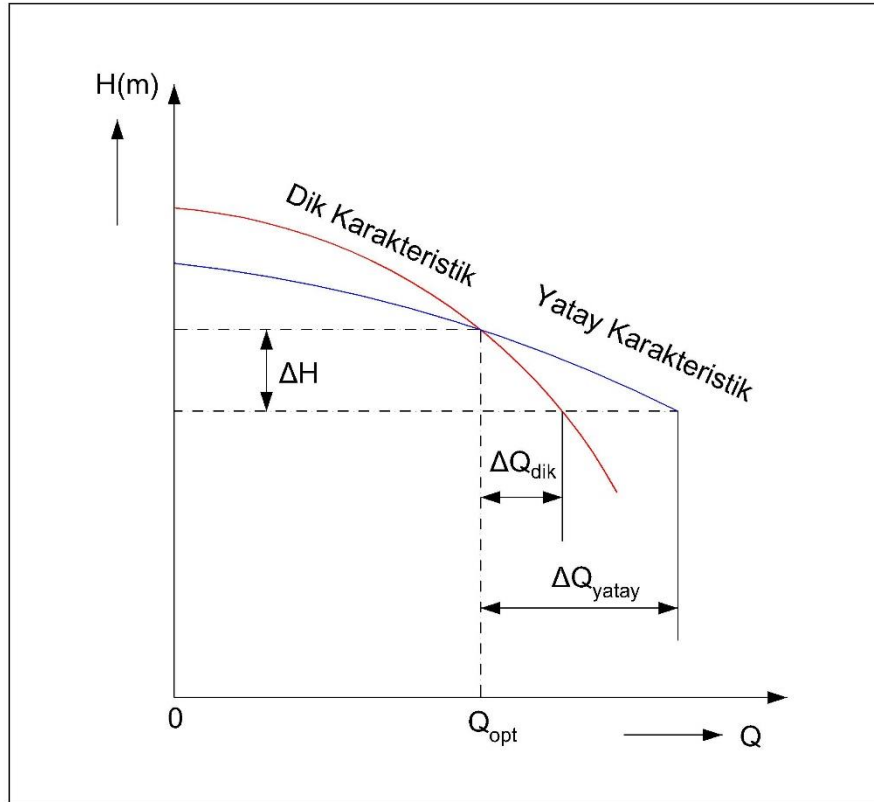


Şekil 1.15. Bir pompanın karakteristik eğrileri.

Herhangi bir sistemin debi ve basınç ihtiyaçları, sistem eğrisi denen bir grafik yardımıyla açıklanabilmektedir. Pompa üreticileri kullanıcıyla beraber bu ihtiyaçları en iyi karşılayacak şekilde sistem eğrileri ve pompa eğrilerini eşleştirmeye çalışmaktadır. Pompa sistemleri, pompa eğrileri ile sistem direnç eğrilerinin kesiştiği yerlerde çalışmaktadırlar. Bu iki eğrinin kesiştiği nokta hem pompanın, hem de sürecin operasyon noktasıdır. Buna rağmen bir operasyon noktası için istenen bütün operasyon şartlarını karşılamak mümkün değildir [26].

Santrifüj pompalarda debi arttıkça manometrik yükseklik azalmakta olduğundan bu ilişki $H = f(Q)$ olarak tanımlanmaktadır.

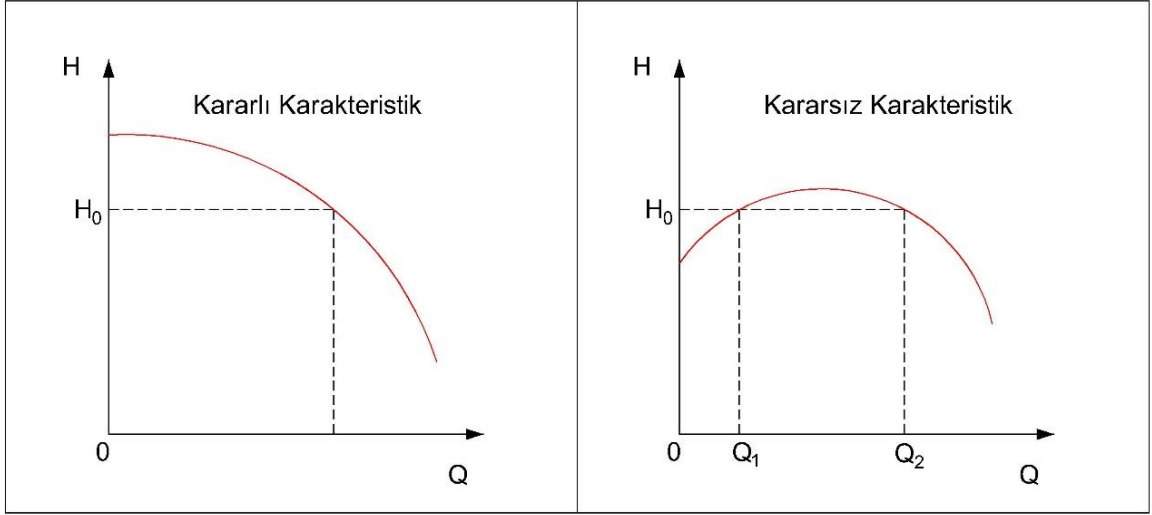
Bu fonksiyon eğrisi özgül hıza bağlı olup özgül hız arttıkça eğri daha dik duruma gelmektedir. Grafiklerdeki dik veya yatık karakteristik şeklinde ifade edilmektedir. Bu eğiklik değeri santrifüj pompalarda 0,10 - 0,30 ve karışık akışlı pompalarda 0,25 - 0,80 olup aksenal akışlı pompalarda ise 80'den büyüktür. Şekil 1.16'da görülmektedir.



Şekil 1.16. Dik ve yatık karakteristik eğrileri.

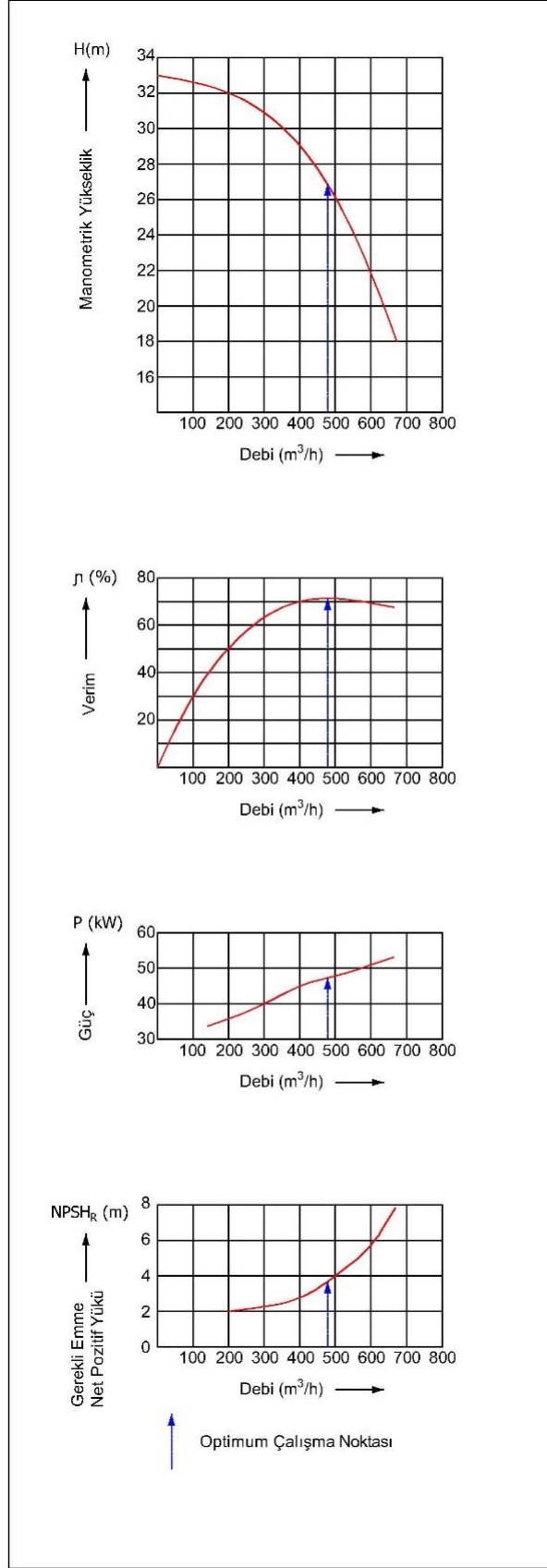
Normalde santrifüj pompalarda debi arttıkça manometrik yükseklik azaldığı için bu şekildeki pompaların karakteristik eğrileri ve performansları kararlı veya dengeli olarak

tanımlanmaktadır. Kararlı eğrilerde her bir debi değerine bir manometrik yükseklik karşı gelmektedir. Bazı pompaların eğrilerinde ise debi önce yükselmekte, daha sonra da düşmektedir. Bu tip pompa eğrileri ise kararsız veya dengesiz olarak adlandırılmaktadır. Çünkü şekil 1.17’de de görüldüğü gibi iki ayrı yerdeki debi noktasına aynı manometrik yükseklik karşı gelmektedir [26].



Şekil 1.17. Kararlı ve kararsız performans eğrileri.

1400 d/d ile dönen bir santrifüj pompanın karakteristik eğrileri şekil 1.18’de gösterilmektedir.

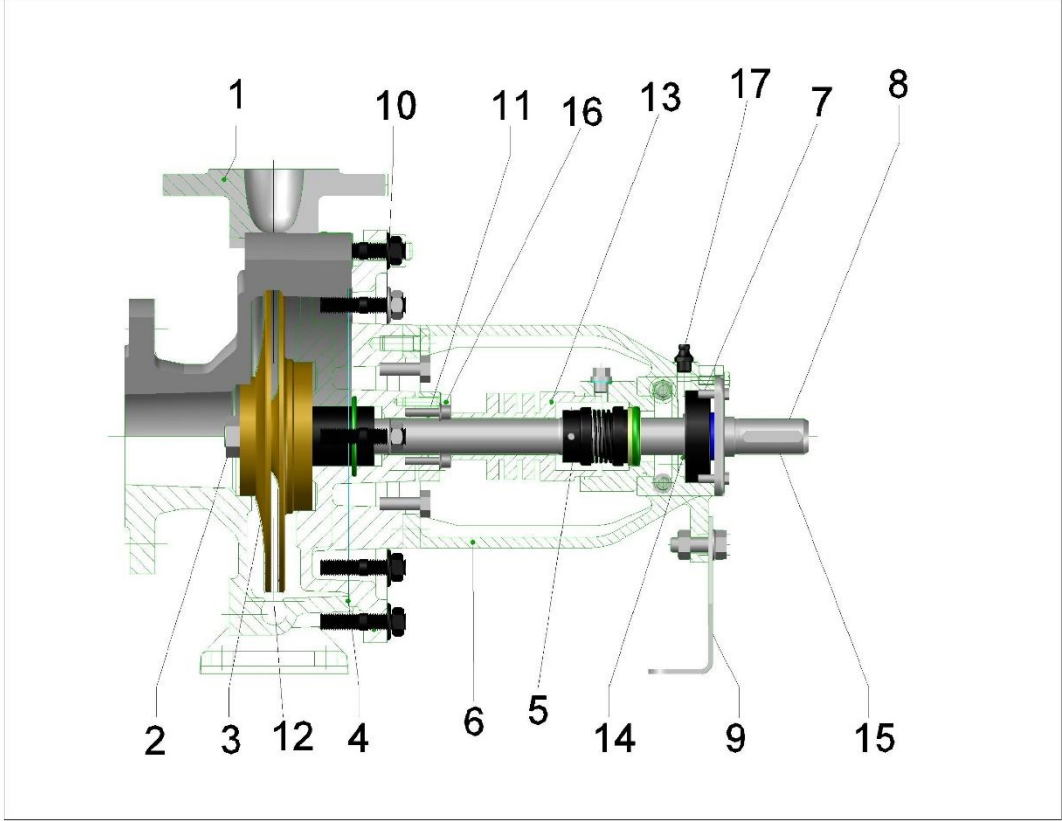


Şekil 1.18. Santrifüj pompanın karakteristik eğrileri.

1.5. SANTRİFÜJ POMPA ELEMANLARI

1.5.1. Temel Santrifüj Pompa Elemanları

Dönen bir çarkın kanatları arasına alınan sıvı taneciklerinin ivmelendirilerek, çevreye doğru savrulması prensibine göre çalışan santrifüj pompaların kesiti şekil 1.19'da ve parça listesi çizelge 1.2'de gösterilmektedir.



Şekil 1.19. Norm tip santrifüj pompa kesiti.

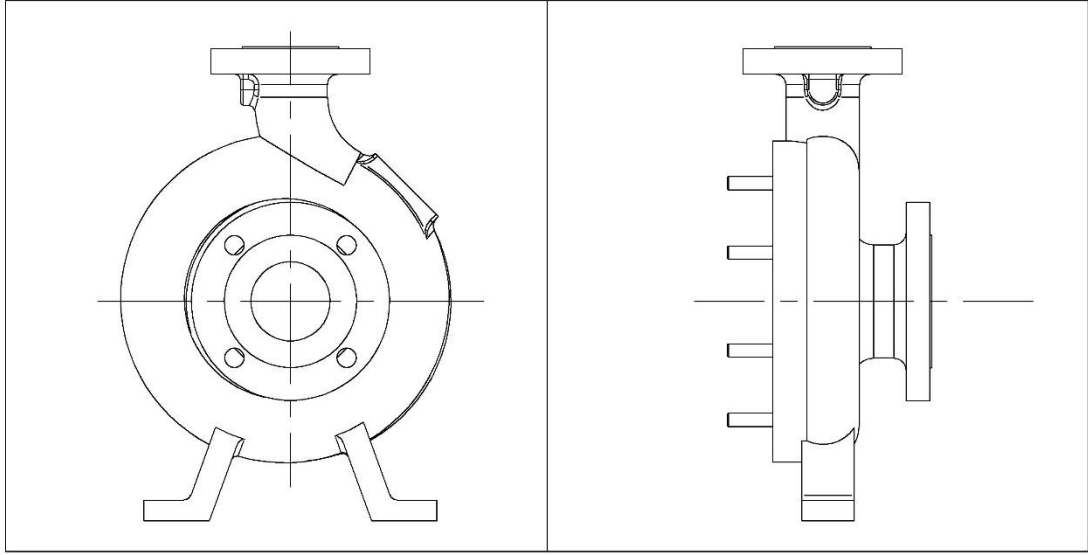
Çizelge 1.2. Santrifüj pompa ana elemanları.

No	Parça ismi	No	Parça ismi
1	Salyangoz gövde.	10	Oring.
2	Çark somunu.	11	Mil yatağı.
3	Çark.	12	Çark kaması.
4	Salmastra kutusu.	13	Yatak kapağı.
5	Mekanik salmastra.	14	Yağ keçesi.
6	Yatak gövdesi.	15	Kaplin kaması.
7	Rulman.	16	Mekanik salmastra kapağı.
8	Mil.	17	Yağ tapası.
9	Destek Ayak.		

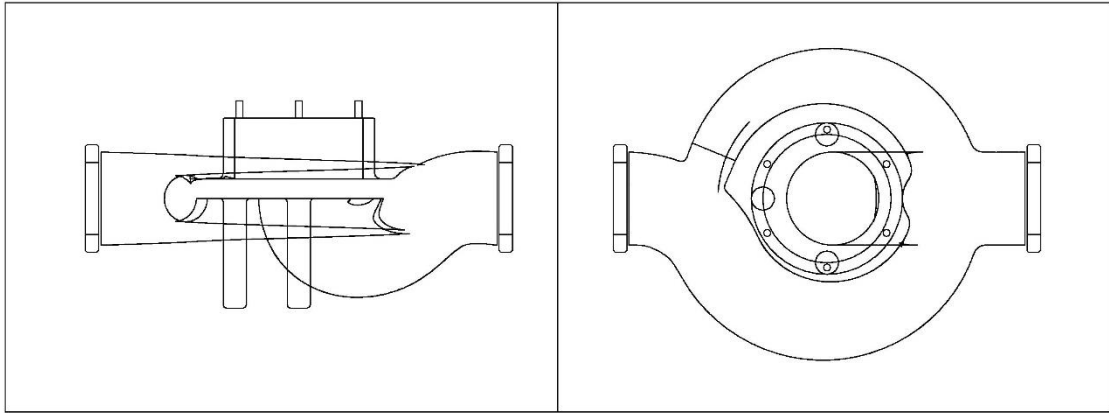
1.5.2. Santrifüj Pompa Ana Elemanları

1.5.2.1. Salyangoz

Bu kısma pompanın gövdesi de denilmektedir. Şekil 1.20’de görüldüğü gibi salyangoz kısmı çarkın basmış olduğu sıvının akış doğrultusunda değişmesine girdap ve türbülansların sebep olduğu kayıpları azaltmak için pompanın gövdesi salyangoz şeklinde yapılmıştır. Salyangoz ayrıca çarktan çıkan sıvıları toplayarak su çıkış borusuna gönderen difüzörü olmayan pompalarda difüzör görevini de gören kısımdır. Salyangoz pompanın ana yapısını oluşturur. Genelde dökme demirden yapılmaktadır. Pompanın durumuna göre tek parçadan, iki parçadan ve çok parçadan meydana gelebilmektedir. Çok kademeli pompalardaki salyangoz sayısı çark sayısından mutlaka bir adet fazladır. Çok kademeli pompalarda salyangoz içerisine kılavuz cihazlar yerleştirilmiştir. Kılavuz cihazlar tek kademeli salyangozların yaptıkları görevleri yaparlar. Kılavuz cihazda birinci çarktan ikinci çarka su geçiş kısımları arasında aç farkı 120°C olarak yerleştirilmelidir. Bu da basılan suyun geri kaçışını engellemektedir. Şekil 1.21’de de inline tip pompanın salyangoz gövdesi belirtilmektedir [23, 27].



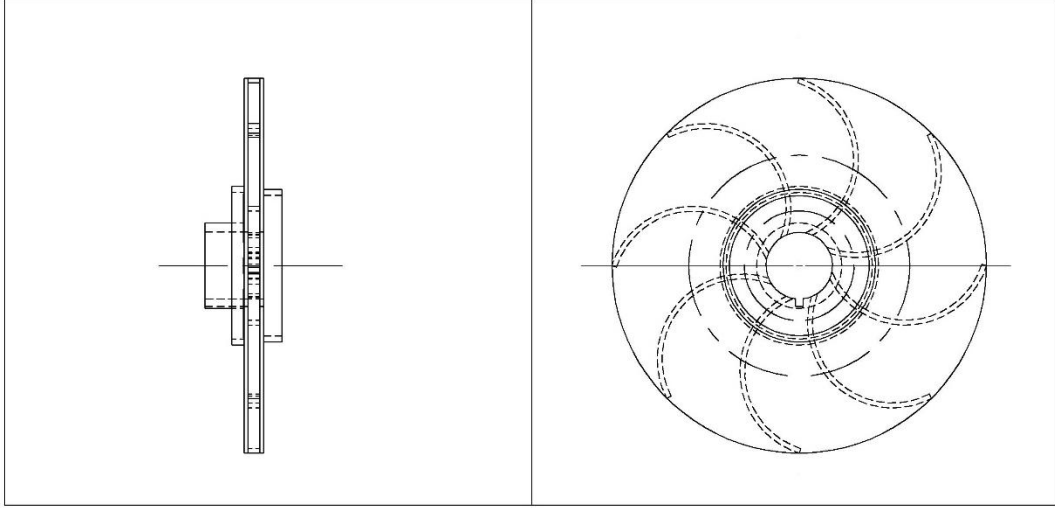
Şekil 1.20. Norm tip salyangoz gövde teknik resmi.



Şekil 1.21. Inline tip salyangoz gövde teknik resmi.

1.5.2.2. Çark

Pompa motorunun vermiş olduğu dönüş hareketini yani mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren üzerinde kanatçıklar bulunan elemandır. Çarklar pompanın basmış olduğu sıvının cinsine uygun olarak dökme demirden veya bronzdan imal edilebilmektedirler. Pompalarda çark sayısı birden fazla olabilmektedir. Çark sayısına kademe sayısı da denir. Birden fazla çark olan pompalara ise çok kademeli pompalar denir. Pompalarda genel olarak üç tip çark kullanılmaktadır. Bunlar yapı bakımından farklı, kullanım amacı bakımından aynıdır. Şekil 1.22’de inline tip pompaya ait çark gösterilmiştir.



Şekil 1.22. Inline tip satrifuj pompaya ait çark.

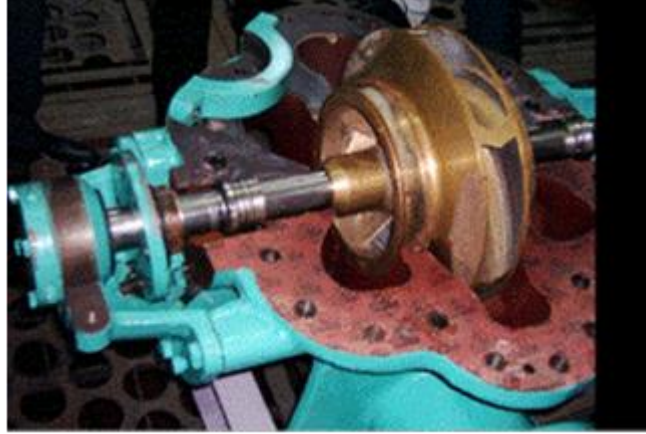
Pompa, motorun vermiş olduğu dönüş hareketini yani mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren üzerinde kanatçıklar bulunan elemandır. Çarklar pompanın basmış olduğu sıvının cinsine uygun olarak dökme demirden veya bronzdan imal edilebilirler. Pompalarda çark sayısı birden fazla olabilir. Çark sayısına kademe sayısı denir.

Birden fazla çark olan pompalara ise çok kademeli pompalar denir. Pompalarda genel olarak üç tip çark kullanılır. Bunlar yapı bakımından farklı, kullanım amacı bakımından aynıdır. Bu çarklar açık tip, tek girişli ve çift girişli çarklar diye sınıflandırılırlar. Açık tip çarklarda kanatçıklar sadece çarkın bir tarafında bulunan diske bağlıdır. Diğer taraf ise açıktadır. Burada açık konumda bulunan çarkın kanatçıkları arasına giren sıvı çarpılmak sureti ile harekete geçirilerek salyangoz içerisinde toplanır. Tek girişli çarklarda kanatçıklar iki diskin arasına yerleştirilmiştir. Çarkın göbeğine orta kısımdan su dolmaktadır. Çarkın dönüş hareketi sayesinde göbekteki sıvılar merkezkaç kuvvetinden dolayı etrafa savrulurak salyangoz içerisinde toplanır. Sonrada basma borusuna doğru gönderilir. Çarkın dönmesi ve çarkın göbeğindeki sıvıların basma borusuna yollanması ile çarkta ve salyangoz içerisinde meydana gelen vakum sayesinde sıvıların pompa içerisi dolması sağlanır. Tek girişli çarklardaki debi çift girişli çarklara nazaran daha azdır. Çift girişli çarklarda sıvının göbeğe girişi iki taraftan olmaktadır. Çarkın orta kısmında bulunan kanatçıklar iki yüzlü olarak iki diskin arasına yerleştirilmişlerdir. Çarkların diskleri arasındaki kanatçıklar devamlı surette geriye doğru kıvrılırlar. Kanatların kıvrım yönleri çarkın çalışması yönünden önemlidir. Kanatçıklar sağ ve sol kıvrımlı olmak üzere ikiye ayrılır. Sağ kıvrımlı kanatçıklarda

kanatçık kısmına baktığımız zaman kanatçıkların istikameti yani uç kısımları saat ibresi yönünde ise bütün kanatçıklara sağ helis veya sağ kıvrımlı kanatçıklar denir. Sol kıvrımlı kanatçıklarda kanatçıkların dönüş yönü saat ibresinin tersi ise sol helis veya sol kıvrımlı kanatçık denir. Çarklarda kanat sayısının artması ile sirkülasyon azalır. Yani pompanın debisi azalır. Pompanın kanat verimi artarak basıncı yükselir. Ayrıca kanatçıklardaki sürtünme kayıpları da artar. Pompanın suyu daha iyi basabilmesi için çark kanatçıklarının uç kısımlarına doğru biraz daha incelmesi daha olumlu netice verir. Pompa kanatçıklarında aşınmaların meydana gelmesi durumunda pompanın sıvı basma kapasitesi düşer ve pompa basıncı azalır. Bu gibi durumlarda çark değiştirilmelidir. Bazı pompalarda çark ile salyangoz arasına yerleştiren ve çarktan çıkan suyun hızını azaltarak yüksek kinetik enerjinin bir kısmını basınç enerjisi haline dönüştüren halka şeklindeki kısma da difüzör denir. Fanlarda aksel kuvveti ayarlamak için delikler açılır [1, 23].

1.5.2.3. Mil

Pompanın tahrik organıdır. Elektrik motorundan alınan dönüş hareketini çarka aktaran ve çok kademeli pompalarda rotorun parçalarını üzerinde taşıyan kısımdır. Pompalarda istenilen basıncı elde edebilmek için mil üzerinde birden fazla çark bulunabilir. Pompa mili yataklar tarafından hassas olarak yataklanmalıdır. Yataklama işlemi hassas olarak yapılmaz ise mil üzerinde bulunan çarklar salyangoza veya aşınma ve yıpranma halkalarına çarparak sistemin kısa zamanda hasar görmesine neden olur. Milin pompa gövdesinden dışarı çıkış ve giriş yerlerinden sıvıların kaçışını pompanın içerisine hava girişini önlemek amacı ile salmastralar kullanılır. Mil hareketini elektrik motorundan, kaplinler vasıtası ile alır. Küçük tip pompalarda ise mil hareketini direkt olarak elektrik motorundan alabilir. Pompa mili çarka doğrudan kamalı olup, mil dönünce çarkta döner. Genelde mil malzemesi Ç1040-1050 olarak kullanılır. Özel durumlarda AISI 304-316 gibi paslanmaz malzemedan imal edilirler. Millerin rulman içerisinden geçen kısımları taşlanarak hassas işlenirler. Şekil 1.23'te gösterilmiştir.



Şekil 1.23. Mil, çark ve gövde.

1.5.2.4. Pompalarda Sızdırmazlık Elemanları

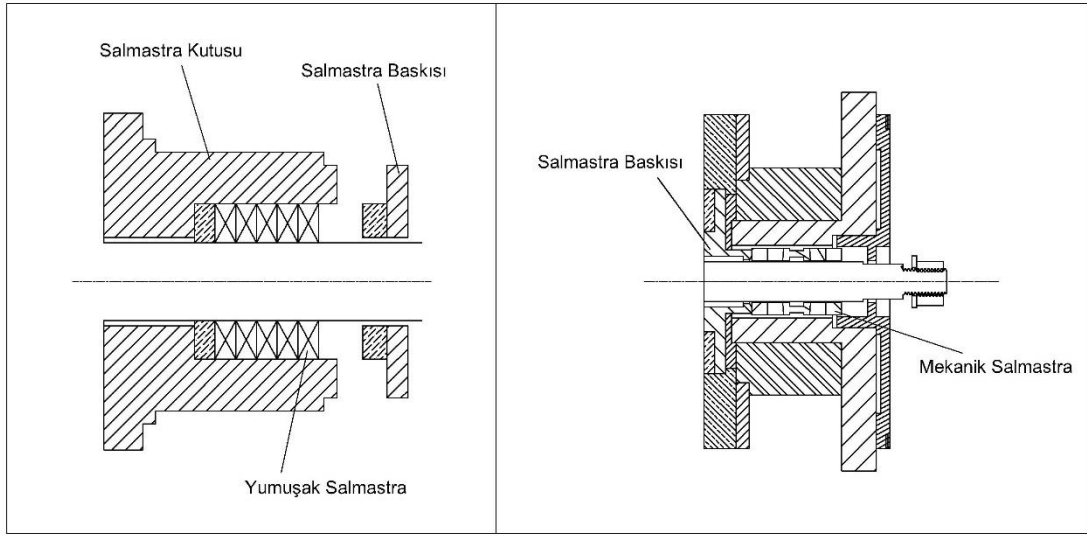
Hareketsiz makine parçaları ile buna göre hareketli veya hareket halindeki makine parçaları arasındaki sızdırmazlığı sağlayan sızdırmazlık elemanlarıdır. Salmastraları kullanıldıkları yerlerdeki makine parçalarının en az bir tanesi hareketlidir. Salmastra malzemeleri ise genel olarak yumuşak gereçlidir. Salmastraların cinsi akışkanın cinsine göre değişir veya akışkanın cinsine göre salmastra seçimi yapmak gerekir. Salmastra seçiminde akışkanın kimyasal ve fiziksel özelliklerinin yanı sıra sıcaklığı ve işletme basıncı da dikkate alınmaktadır. Genelde bütün salmastralar, salmastra baskısı yapılabilmesi için salmastra kutusunun içerisine yerleştirilmeleri gerekir. Bunu sağlayan kısımda salmastra kutusudur [28, 29].

İdeal bir salmastra:

- Basınç, hız, sıcaklık, akışkan gibi, kullanılacağı ortam şartlarına uygun olmalıdır. Değişik şartlarda kullanılabilmesi, böylece stok çeşitleri en aza indirilebilmelidir.
- İlk alıştırma periyodunda mil ve salmastra yuvasına kolay ve kısa sürede adapte olabilmelidir.
- Mil salgısını hareket halindeyken absorbe edecek kadar elastik olmalıdır.
- Fazla sürtünme ve ısı oluşturmamalıdır.
- Mili aşındırmamalı, korozif etkisi olmamalıdır.
- Sık sık bakım ve ayarlama gerektirmemelidir.
- İstenilen çapta bükülebilecek kadar esnek olmalı, büküldüğünde kesitinde deformasyon olmamalıdır.

- Uzun ömürlü ve ekonomik olmalıdır.

Hiçbir salmastra bu özelliklerin tümünü bir arada taşımaz. Bu nedenle çeşitli kullanım yerleri ve şartlarına uygun salmastra tipleri geliştirilmiştir. Bu salmastra tiplere Şekil 1.24'te yer verilmiştir.

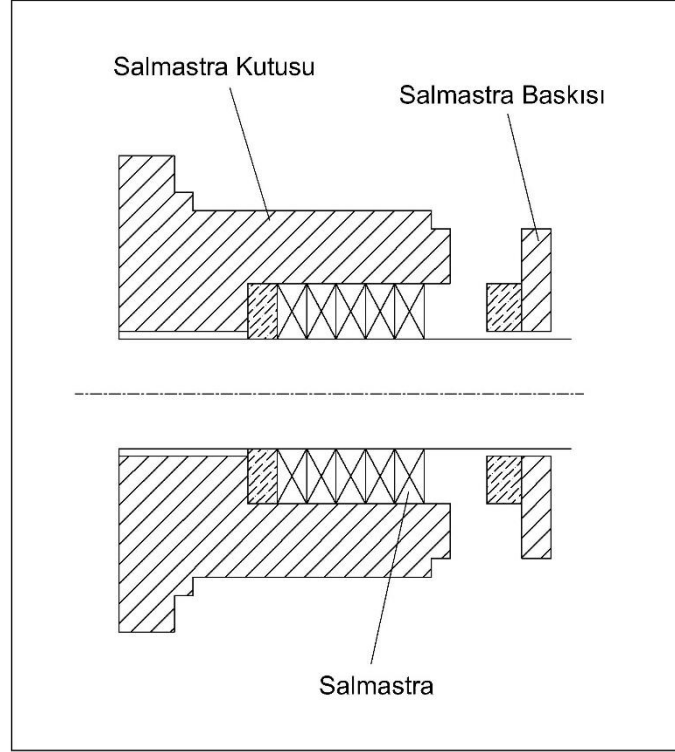


Şekil 1.24. Yumuşak salmastra ve mekanik salmastra kesit resmi.

Salmastralar iki çeşittir. Yumuşak salmastralar ve mekanik salmastralar. Yumuşak salmastralar ekonomik olduğu için tercih edilir. Akışkan kaçaklarını önlemek içinse mekanik salmastralar tercih edilir.

Yumuşak salmastralar örgü yapısı ana malzemesi ve empreyne maddeleri açısından incelenir. Malzemenin yumuşak salmastra kordonu şekline getirilmesi, liflerin çapraz örgüsü ile şerit halinde dokunmuş liflerin sarılması, merkezde bir çekirdek yapı etrafında örme ve kalıptan çekme ile sağlanır. Malzemenin örgü yapısı çalışma sınırlarını, çalışma güvenilirliğini, kullanım süresini etkiler. Yumuşak salmastraların ana malzemeleri, doğal lifler (pamuk ve keten), mineral lifler (beyaz asbest ve mavi asbest), yapay lifler (ptfe, yapay grafit) den oluşmaktadır. Empreyne maddeler örgü işlemi sırasında ana malzemeye emdirilir. Empreyne maddelerin terkihi işlem sırasında uygulanan sıcaklık, işlem şekli, sırası vb. birçok faktör yumuşak salmastranın kalitesini belirler. Genel olarak, kuru grafit ve mika, grafit-yağ, kauçuk-grafit, beyaz ve kırmızı gres, asit ve kostik dirençli bileşimler teflon gibi empreyne maddeleri kullanılır [30].

Akışkanın cinsine göre yumuşak salmastralar 3'e ayrılırlar. 30°C sıcaklığa kadar olan asitsiz ve kumsuz sularda kösele, kauçuk, kendir tipli salmastralar kullanılır. 30°C sıcaklığın üzerinde olan yerlerde; teflon, asbest (amyant), grafit emdirilmiş salmastralar kullanılır, yüksek sıcaklıkta ve basınçlı olan yerlerde kombine edilmiş salmastra veya metalik salmastralar kullanılır. Bu salmastralar Şekil 1.25'te gösterilmiştir.



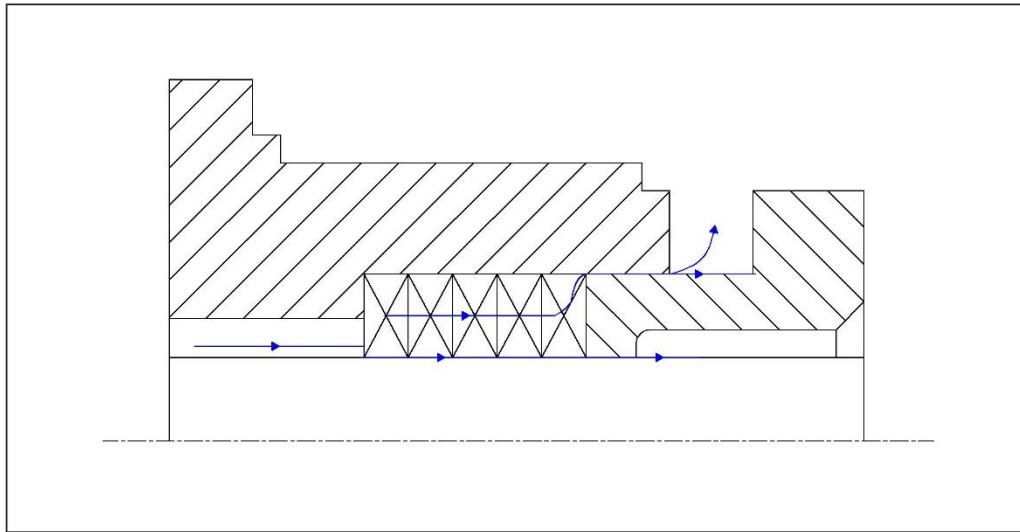
Şekil 1.25. Yumuşak salmastra, salmastra kutusu ve baskısı kesit resmi.

Salmastra kutusunun görevi kaçaqları önlemek, kademeli pompalarda emme tarafında hava girişlerini engellemek, basınçlı su ile beslenen sistemlerde kısmen mili yataklamak ve soğutmaktır. Santrifüj pompanın ilk hareketi kısmen mili yataklamak ve soğutmaktır. Santrifüj pompanın ilk sırasında çark içerisinde hava tanecikleri vardır. Çark sahip olduğu dönme hızında onları çark dışına atabilecek santrifüj kuvveti uygulayamaz. Sıvı emilmediği için basılamaz. Bu nedenle çark içerisine hava sızıntısının önlenmesi gerekir [30].

Salmastralardaki sızıntının mümkün olan üç yolu vardır:

- Mil (mil burcu) ile salmastra temas yüzeyinden, bu yola mil yüzeyinde soğutma ve yağlama temin etmek için zorunlu olarak izin verilir. Pompalarda bu sızıntı tamamen durdurulmaz, ancak esas problem kontrol edebilir.

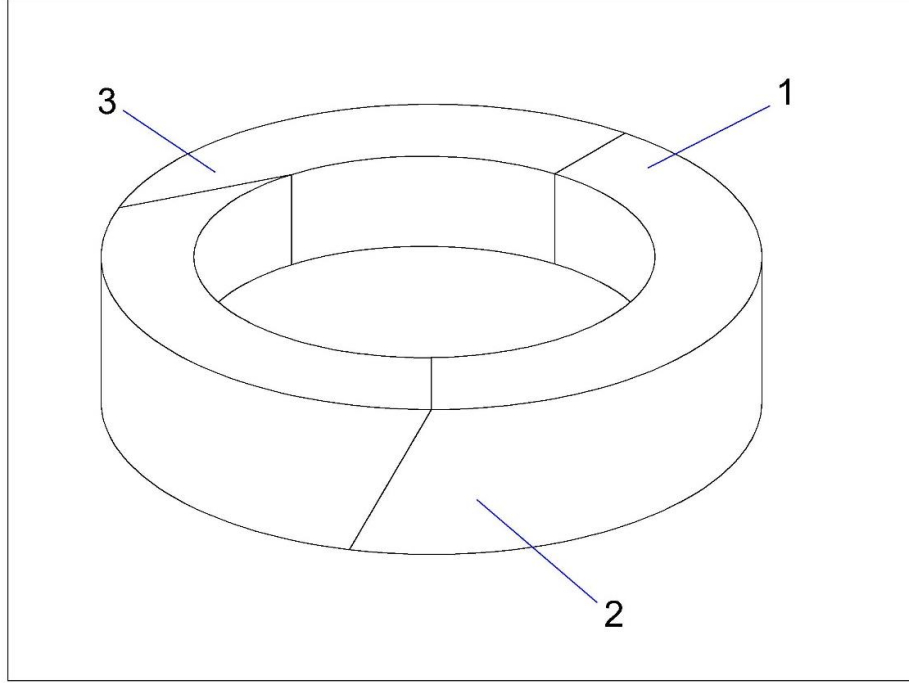
- Salmastra ile salmastra muhafazası arasından, en aldatıcı olan sızıntıdır. Çünkü pompa işletmeye alındıktan sonra görülen sızıntının bir nolu yoldan geldiği sanılabilir. Oysa salmastra gerçekte kuru çalışıyordur. Kısa zamanda ve farkına varılmadan salmastra tahrip olabilir. Salmastra uçları ring şeklinde getirilerek ağız ağza geldiğinde açılı olacak şekilde kalmamalıdır. Salmastralar doğru kesilerek birbirine dik bir şekilde dayanmalıdır.
- Salmastra dokusu arasından gelen sızıntıdır. Bu sızıntı yolu salmastra ana malzemesine emdirilen katkı maddelerinin yıkanıp gitmesine neden olur. Bunu önlemek için talimatlara uygun yerleştirme yapmak, uygun örgü yapısı ve kaliteli malzemeden yapılmış yumuşak salmastra seçmek gerekir. Şekil 1.26'da yumuşak salmastra sızıntı yolları gösterilmiştir.



Şekil 1.26. Yumuşak salmastra sızıntı yolları.

Salmastraların kesilmesi dik kesit, radyal kesit ve tanjantinal kesit olarak üç şekilde yapılmaktadır.

Salmastra ringleri tek tek kesilmelidir, bir model üzerine sararak hepsini birden kesmekte mümkündür. Şekil 1.27'de salmastranın kesim tipleri gösterilmiştir.



Şekil 1.27. Salmastra kesim tipleri.

Örgülü yumuşak salmastraların malzeme ve çalışma şartlarıyla ilgili özellikleri hakkında bilgi Çizelge 1.3'te belirtilmektedir. Çizelge 1.3'te kullanılan kısaltmalar ve örgüler aşağıda belirtilmektedir [30].

A- Aramid	P- Poliamid fiber
C- Cam Elyaf	R- Remie
G- Grafit	S- Seramik
K- Karbon	T- PTFE (Teflon)
N- Nomex	Y- Amyant

Örgüler:

2-5 mm: 2 kat diyagonal.

6-11 mm: 3 kat diyagonal.

12-25 mm: 4 kat diyagonal.

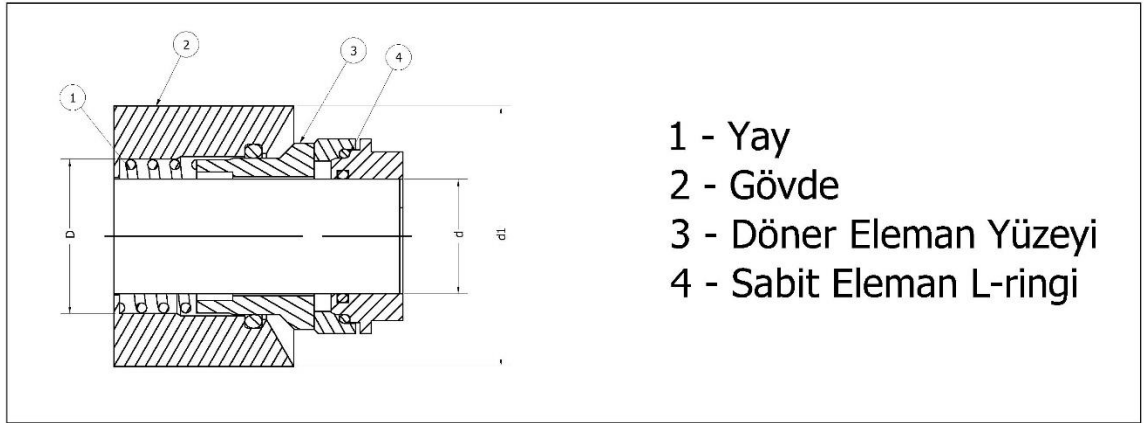
Çizelge 1.3. Yumuşak salmastraların malzeme ve çalışma şartları.

YUMUSAK SALMASTRA TİPİ	MALZEMELER			ÇALIŞMA ŞARTLARI					
	İPLİK	KATKI	YAĞ	Dayanım Sıcaklığı (°C)	Ph	Tavsiye edilen en fazla çevresel hız V(m/sn)	Dayanım Basıncı (bar)		
							Pompalarda	Pistonlarda	Vanalarda
AMYANT ESASLILAR									
Teflonlu amyant	Y	T	-	200	4-12	10	25	50	100
Yağlı teflonlu amyant	Y	T	+	200	4-12	14	30	50	100
Grafitli tefyonlu amyant	Y	T,G	+	200	4-12	16	30	50	100
Grafitli amyant			-	600	2-14	10	30	100	500
PTFE(Teflon) ESASLILAR									
Saf PTFE	T	-	-	270	0-14	2	7	20	40
Sinterlenmiş saf teflon	T	-	-	270	0-14	5	20	150	250
Saf PTFE-Slikon yağlı	T	-	-	270	0-14	8	15	100	150
Grafitli PTFE	T	G	-	270	1-13	10	15	100	150
Sinterlenmiş grafitli teflon	T	G	-	270	1-13	10	20	150	250
GRAFİT ESASLILAR									
Saf grafit	G	-	-	500	0-14	20	20	100	300
Tel takviyeli grafit	G	-	-	500	0-14	20	20	100	300
ARAMİD (KEVLER) ESASLILAR									
Saf aramid	A	T	-	280	3-12	15	50	100	100
Köşe aramid, saf PTFE	A,T	-	-	280	3-12	10	150	300	500
Aramid, saf PTFE zigzag örgülü	A,T	-	-	280	3-12	10	170	350	550
Köşe aramid, grafitli PTFE	A,T	G	-	280	3-12	25	70	250	350
Aramid grafitli PTFE zigzag örgülü	A,T	G	-	280	3-12	25	100	300	400
CAM ELYAF ESASLILAR									
Cam elyaf	C	-	-	550	5-9	2	5	20	50
Nikel tel takviyeli cam elyaf	C	-	-	550	5-9	2	8	25	60
Nikel tel kafesli cam elyaf	C	-	-	550	5-9	-	-	-	-
Grafitli cam elyaf	C	G	-	700	5-9	4	3	10	25
LİF ESASLILAR									
Karbon fiber salmastra	K	T	-	280	2-12	25	20	100	200
Remie salmastra	R	T	-	140	4-11	12	25	100	100
Poliamid fiber salmastra	P	T	-	315	1-13	20	25	100	200
Seramik salmastra	S	-	-	650	0-14	5	5	15	30

Mekanik salmastra çap değerleri 16-75 mm, 0-12 bar basınç, çevresel hız 15 m/sn, sıcaklık değerleri -20°C ile 200 °C arasında çalışabilir. Döner elemanı karbon malzemededen, sabit elemanı seramik malzemededen yapılmış olan, elastomer olarak EPDM malzeme kullanılmış bir mekanik salmastraya ait resme şekil 1.28'de, montajlı olarak kesit teknik resmi şekil 1.29'da ve montaj toleransları izelge 1.4'te yer verilmiştir.



şekil 1.28. Mekanik salmastra resmi.



şekil 1.29. Mekanik salmastra teknik resmi ile ölçü değerleri.

Mekanik salmastralar dinamik ekipmanlarda mil veya mil burcu boğazındaki akışkan sızıntılarının engellenmesi için kullanılan sızdırmazlık elemanı olmakla beraber yabancı akışkan veya parçacıkların ortama girmesini ve yatalara sızarak yağ kaybını önler. Mekanik salmastralar su damlatmadan çalışırlar ve bu nedenden dolayı ayrıca bir enerji kaybı yaratmazlar. Kullanılan kendinden ayarlı yaylı tip mekanik salmastralarda, işletme süresince ayrıca bir ayar yapmak gerekmemektedir. Mekanik salmastraların normal çalışma şartlarında 1,5 ile 2 veya azami 3 yıl kadar bir işletim ömrü vardır. Akışkanın kirliliği, katkılar aşır sıcaklık ve kuru çalışma gibi faktörler bu süreyi önemli ölçüde kısaltmaktadır. Mekanik salmastralar az sızdırmazlık, uzun ömür, ekonomik

minimum yüzey gereksinimi, düşük güç harcanışı, az ısı üretimi sebebiyle tercih edilmektedir. Akışkanın cinsine, sıcaklığına, basıncına ve pompa milinin dönüş yönüne bağlı olarak değişik tipte mekanik salmastralar dizayn edilirler. Şekil 1.29'da mekanik salmastranın çalışma prensibi açıklanmaktadır [1, 31, 32].

Çizelge 1.4. Mekanik salmastra ölçü değerleri ve montaj boy toleransları.

Mil Çapı (d)	D	d1	L	L1			
16	27	27	26	10,3			
18	31	33	27	10,3			
20	34	35	27	10,3			
22	34	37	27	11			
24	40	39	29	11			
25	40	40	29	11			
28	45	43	32	11			
30	47	45	32	11			
32	47	48	32	11			
33	51	8	32	11			
35	52	50	32	11			
38	54	56	34	11			
40	58	58	32	12,7			
43	62	61	32	12,7			
45	62	63	32	12,7			
48	66	66	32	12,7			
50	71	70	35	12,7			
53	74	73	33	14,2			
55	76	75	33	14,2			
58	79	78	38	14,2			
60	82	80	38	14,2			
63	87	83	38	14,2			
					Montaj Boy Toleransları		
					d _≥	d _≤	Tolerans
65	85	85	36	16	6	12	L +- 0.5mm
68	92	90	36	16	14	18	L +- 1mm
70	92	92	44	16	20	25	L +- 1,5mm
73	92	93	44	16	28	80	L +- 2mm
75	99	97	44	16			

Döner eleman ve mil beraber dönmekte olup yay ile baskı altında tutulmak koşulu ile sabit eleman parçaya belli bir kuvvet ile basmaktadır. Sabit eleman yatağa o-ring ile oturmuştur. Sabit eleman ve statik O-Ring, dış ortam ile temasta olduğundan atmosfer tarafı olarak da adlandırılabilir. Dinamik O-Ring ve yay döner eleman ile mil devrinde dönmektedir. Döner eleman ve sabit eleman yüzeyleri hassas olarak leplenmiştir. Döner eleman mil ile beraber döndüğünden milde oluşumu kaçınılmaz olan bazı hareketleri kompanse etmesi için radyal ve aksiyal flexibiliteler O-Ring ve yay vasıtası ile sağlanır. Basıncılı akışkan pompanın çalışması esnasında ürün tarafından atmosfer tarafına doğru kaçmaya çalışacaktır. Mil üzerindeki sızıntı dinamik O-Ring ile engellenir. Yuvadın sabit eleman dışına sızmaya çalışan akışkan statik O-Ring ile dengelenecektir. Akışkanın sızmaya çalışacağı son sızıntı yolu olarak döner eleman ve sabit eleman parçalarının sürtünme yüzeyi kalmıştır. Bu yüzeyler çok hassas leplenir. Bu yüzden basınçlı akışkan bu yüzeyler arasında yalnızca yağlayıcı bir film tabakası oluşturur. Her

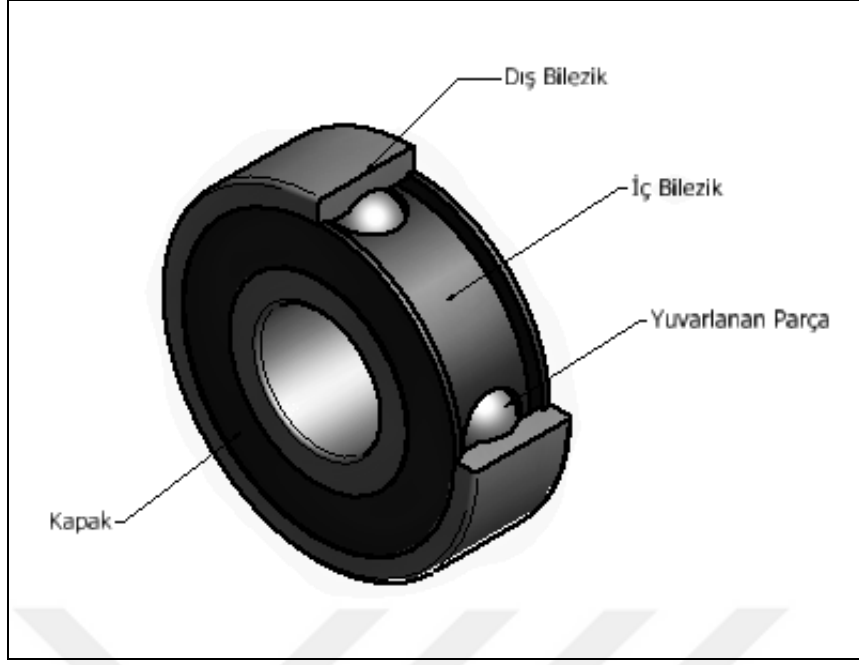
ne kadar bu yüzeylerin temasta olduğundan bahsediliyorsa da aslında bu yüzeyler arasında bir sıvı film vardır. Bu film yağlayıcı görevini üstlenmektedir. Mekanik salmastralar hiçbir zamana kuru olarak çalışmazlar. Yayın görevi pompanın durması esnasında döner ve sabit elemanın temas hallerini devam ettirmektir. Çalışma durumunda bu temas basıncı basınçlı akışkan tarafından sağlanmaktadır.

En genel olarak mekanik salmastralar içten montaj ve dıştan montaj olarak ikiye ayrılırlar. Çok özel uygulamalar dışında mekanik salmastralar içten montajlı olarak dizayn edilirler. Genelde pompalardaki akışkan basıncı atmosfer basıncından yüksek olduğundan sabit elemanın açılması söz konusu olmaz ve bu nedenle çalışma emniyeti iyidir. Paslandırıcı ve aşındırıcı etkisi yüksek olan akışkanlarda, hiçbir metal parçanın pompalanan akışkan ile temas etmesine izin verilmez. Bu akışkanlar için dıştan montaj mekanik salmastralar kullanılır. Bu dizaynda akışkanın yüzeyler ile teması minimuma indirilmiştir. Bu uygulamalarda genellikle korozyona dayanıklı seramik (alüminyum oksit) ve PTFE (politetra fluoretilen) körükler kullanılır [32].

1.5.2.5. Yataklar

Pompa milinin yatak içerisinde kalan kısmına muylu denir. Muyluları çevreleyerek destekleyen ve dönebilmelerini sağlayan makine elemanlarına yataklar denir. Makine gücünün veriminin artması ve çalışma düzgünlüğünün üzerinde yatakların etkisi büyüktür. Yataklar çalışma sırasındaki olaya göre iki gruba ayrılabilir. Bunlar; kaymalı yataklar ve rulmanlı (yuvarlanmalı) yataklardır. Çalışma sırasında yatağın herhangi bir yeri hareket etmiyor ve muylu yatak içerisinde sürtünerek dönme hareketi yapıyor ise böyle yataklara kaymalı yataklar denir. Kaymalı yataklarda enine ve boyuna kaymalı yataklar olmak üzere ikiye ayrılır. Santrifüj pompalarda nadir olarak kullanılan yatak tipleridir.

Muylunun dönmesi için muylu ile yatağın hareketsiz kısmı arasına yuvarlanan parçalar yerleştirilmiş olan yataklar, rulmanlı (yuvarlanmalı) yataklar olarak nitelendirilir. Pompalarda en çok kullanılan yataklar rulmanlı yataklardır. İç bilezik, yuvarlanan parçalar, kafes, dış bilezik, yatak kutusu rulmanlı yatakların ortak kısımlarıdır. Şekil 1.30'da tek sıra sabit bilyeli rulman gösterilmiştir.



Şekil 1.30. Tek sıra sabit bilyeli rulman.

İç bilezik çelikten yapılır, sertleştirilir ve taşlanır. Bileziğin muyluyla dönebilmesi için muyluya sıkıca geçirilir veya sıkıştırma kovanları ile tespit edilir. Muyluya sıkıca geçirilecek rulmanlı yatakların iç bilezikleri silindirik, sıkışma kovanı kullanılan rulmanlı yatakların iç bilezikteki delikleri ise konik olarak yapılır. İç bilezikteki delikleri ise konik olarak yapılır [28].

Yuvarlanan parçalar yatak için sürtünme direncini azaltmak amacı ile kullanılan iç bilezik ile dış bilezik arasındaki parçalardır. Bu parçalara rulman dendiğinden bu tür yataklara da rulmanlı yataklar adı verilir. Rulmanlar muylu dönerken kendi ekseninde ve iç bileziğin çevresinde yuvarlanma hareketi yaparlar. Rulmanlı yatakların adlandırılması rulmanın biçimine göre olur.

Kafes kullanılmaz ise rulmanlar birbirine değir. Muylu dönünce rulmanları harekete geçirir ve rulmanların birbirine değen kısmındaki dönme yönleri ters olduğu için kısa zamanda birbirini aşındırırlar. Kafes rulmanları eşit aralıkta tuttuğu için birbirini aşındırmasını önler ve rulmanları aynı değerde yüklenmesini sağlar. Kafes rulmanlarla sürekli olarak sürtüneceği ve aşınmanın rulmanlar yerine kafeste olması istendiği için kafesler yumuşak gereçlerden yapılır.

Dış bilezik çelikten yapılır ve sertleştirilir, taşlanır. Dış bileziğin yatak kutusuna veya makine gövdesine sıkıca geçmesi veya özel bir konstrüksiyon ile alandan sıkılarak

dönmesi önlenir.

Yatak blokları yatağın kullanma yerine göre hazırlanır ve değişik yapılarda olur. Yatağa yabancı maddelerin girmesini önler. Yatağı taşır ve tespit edilmesine yarar. İki parçalı, yekpare, iki delikli flanşlı, dört delikli flanşlı, üç delikli flanşlı, kızak bağlantılı olmak üzere çeşitli yatak blokları vardır. Santrifüj pompalarda en genel kullanılan iki parçalı yatak bloğudur [28, 33].

Rulmanların Sınıflandırılması taşıdığı yüklere göre radyal, aksenel ve kombine olarak sınıflandırılır.

Radyal yataklar aksenine dikey olarak zorlanan muyluları desteklemekte kullanılır. Radyal yataklar rulmanlarına göre tiplere ayrılır.

Sabit bilyeli yataklarda iç bilezik ve dış bilezikte yuvalar mevcut olup rulmanlar bu yuvalara oturmaktadır. Bu yatakların bir tarafı veya iki tarafı kapaklı olarak yapılabilir. Kapaklar, yatağa konan yağı tuttuğu gibi rulmanlar arasına yabancı ve zararlı maddelerin girmesini önler. Santrifüj pompalarda en çok kullanılan yatak tipi olup şekil 1.30'da gösterilmektedir.

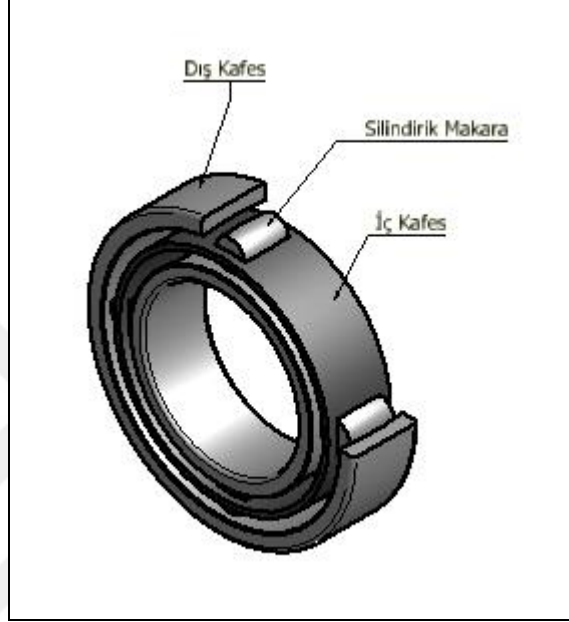
Oynak bilyeli yataklarda iç bilezik kafes bilyeler ile birlikte yatak merkezi etrafında yana doğru yatabilir. Bu yatakların bu özelliği çok önemlidir. Yatak yuva eksenlerinin eğik olduğu yani mil ekseni ile çakışmadığı hallerde bu kusuru kendiliğinden ayarlar. Fazla yükten dolayı mil eğildiğinde milin hareketini takip eder. Dönme esnasında bu yüzden fazla bir sürtünme kaybı meydana gelmez [33].

Omuzlu yatakların sabit bilyeli yataklardan farkı dış bileziğin bir tarafının açık oluşudur. Yük taşıma gücü azdır.

Eğik bilyeli yataklar tek yönde ve çok büyük aksenel yükleri taşır. Karşılıklı takılarak daima çift olarak kullanılır.

Silindirik makaralı yataklarda rulmanlar küçük silindirlerdir. Bu silindirler ya dış bileziğin veya iç bileziğin faturaları tarafından sevk edilirler. Silindirik makaralı yataklar ağır radyal yükleri taşırlar. Uygun sürtme şartları dolayısı ile yüksek dönüş hızlarında kullanılır.

Oynak makaralı yataklar oynak bilyeli yatağın özelliğine sahiptir. Makara (fıçı) biçimindeki rulmanların yuvalara daha fazla temas etmelerinden dolayı oynak bilyeli yataklardan çok daha fazla yük kaldırırlar. Bu yataklar en ağır yükleri karşılamaya en elverişli rulmanlı yataklardır [1]. Şekil 1.31’de makaralı rulmanın iç yapısı görülmektedir.



Şekil 1.31. Makaralı rulman iç yapısı.

Konik makaralı yataklar radyal kuvvetleri karşılamaktan başka eksen yönünde (tek taraflı olmak üzere) önemli aksenal kuvvetleri de karşılar.

Eksenal yataklar aksenal yönden gelen kuvvetleri karşılarlar. Bunlar radyal yük taşımazlar.

Eksenal sabit bilyeli yatakların bir sıra bilyesi vardır. Bilyeler muhafazalı bir kafeste bulunmakta ve iki kafes arasında dönmektedir. Bu bileziklerin biri mile diğeri ise gövdeye geçirilir.

Eksenal oynak makaralı yatakların diğerk aksenal yataklardan üstünlüğü radyal kuvvetleri de karşılayacak durumda olmalarıdır. Bu yatakların taşıma gücü de oldukça yüksektir.

Kombine yataklar, radyal ve iki taraflı aksenal yükü taşıyan yataklardır. Sabit bilyeli

rulmanlar kombine yatak sınıfına da girmektedir [33].

- Rulmanlar yuvarlanma elemanlarına göre bilyeli, makaralı, iğneli olarak sınıflandırılır. Bilyeli rulmanlarda temas noktasaldır.

Tek sıra sabit bilyeli rulmanlar: 6000, 16000, 60000 serisi.

Çift sıra sabit bilyeli rulmanlar: 4200, 4300 serisi.

Tek sıra eğik bilyeli rulmanlar: 7200, 7300 serisi.

Çift sıra eğik bilyeli rulmanlar: 3200, 3300 serisi.

Oynak bilyeli rulmanlar: 12, 13, 22, 23 serisi.

Eksenel sabit bilyeli rulmanlar (tek yönlü): 51000, 53000 serisi.

Eksenel sabit bilyeli rulmanlar (çift yönlü): 52000, 54000 serisi.

Fener mili rulmanlar: 71000 serisi.

Dört nokta rulmanlar: QJ200, QJ300 serisi.

Tespit bilezikli rulmanlar: 162, 362B, 562.

- Makaralı rulmanlarda temas yüzeyseldir.

Tek sıra silindirik makaralı rulmanlar: NU, NUP, N, NJ serisi.

Çift sıra silindirik makaralı rulmanlar: NN, NNU.

Silindirik makaralı rulmanlar (tek, çift sıra, sık dizi): NNF, NCF, NNC, NJ serisi.

Konik makaralı rulmanlar: 30000 serisi.

Tek sıra oynak makaralı rulmanlar: 20000 serisi.

Çift sıra oynak makaralı rulmanlar: 21000, 22000, 23000, 24000 serisi.

Eksenel silindirik makaralı rulmanlar: 81000, 811, 812/500.

Eksenel oynak makaralı rulmanlar: 29000, 292, 294/500 serisi.

- İğneli rulmanlarda temas yüzeyseldir.

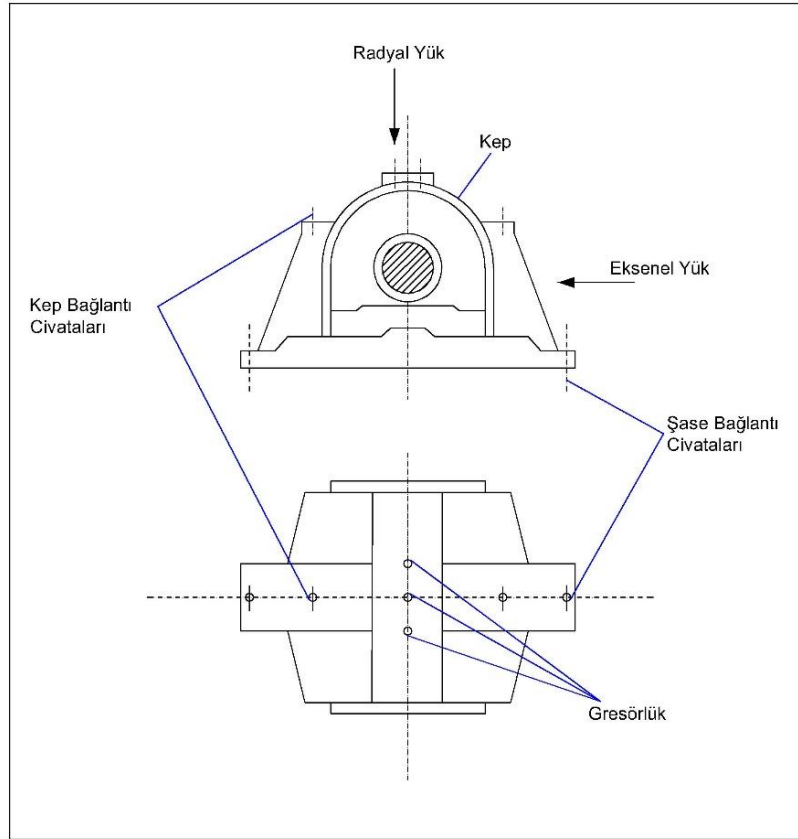
Tek ve çift sıralı rulmanlar: NK, RNA, NKS, NA, NKI serisi [18].

- Ebatlarına göre küçük tip, orta tip, büyük tip rulmanlar olarak adlandırılır.

Küçük tip rulmanlar 1-80 mm iç çapına, orta tip rulmanlar 80-200 mm iç çapına ve büyük tip rulmanlar 200 mm den büyük iç çapa sahiptir.

Santrifüj pompalarda en yaygın olarak kullanılan yataklar, tek sıra oynak bilyeli, çift sıra eğik bilyeli ve tek sıra eğik bilyeli rulmanlarda, özel durumlarda çift sıra oynak makaralı rulmanlarda tercih edilir.

Rulmanlı yataklar iki parçalı, yekpare gövdeli, iki delikli flanşlı yatak bloğu, dört delikli flanşlı, üç delikli flanşlı, kızak bağlantılı olmak üzere çeşitli tip yatak blokları içerisine yerleştirilmektedir. Santrifüj pompalarda en çok kullanılan şekil 1.32’de gösterilen yatak bloğu iki parçalı yatak bloklarıdır [34].



Şekil 1.32. İki parçalı yatak bloğu.

Rulmanlı yataklarda yatak boşluğu ve geçmelerde bilye ile bilezikler arasında fazlaca bir boşluk bırakılır. İç bileziği mile sıkı olarak taktığımızda bilezik şişer. Dış bilezikte yatak yuvasına sıkı olarak takıldığı zaman biraz sıkışır ve bırakılan boşluk küçüldüğünden geriye bilyelerin bilezikler arasında yuvarlanmasına en uygun olan boşluk kalır. Şayet rulmanlı yatakların toleranslarına uyulmaz ve çok daha bir sıkı geçme kullanılırsa bilye ile bilezikler arasındaki boşluk sıfıra iner ve bilye sıkışır. Bu yüzden gerek bilyeler gerekse bilezik ve yatak yüzeyleri bozular. Yatak gürültü yapmaya başlar, salgı artar ve bozular. Daha gevşek bir geçmenin de seçilmesi zararlıdır. O zaman milin iç bilezik içinde ve dış bileziğinde yatak yuvası içinde dönmesi mümkündür. Toleranslara uygun olarak yapılan geçmelerde yatak boşluğunun normal olarak verilebilmesi için muylunun iç bilezikten büyüklüğü ve yatak yuvası çapının dış bilezikten küçüklüğü çoğunlukla 0,005 mm ile 0,045 mm olarak yapılmalıdır. Bu miktar üzerine işletme şartları, yatağın tipi gibi faktörler etki eder. Her rulmanlı yatak aynı hassasiyette yani aynı derecede boşluklu olarak yapılmaz. Rulmanlı yatak yapan firmalar yatak miktarını sembol ile belirlerler. C1, C2, C3, C4 rulmanlarını kullanır. Rakam değeri büyüdükçe boşluk miktarı artar [33, 34].

Yatakların montajında yatakların randımanlı çalışması ve zamanından önce bozulmaması için takma işleminin doğru ve temiz olması şarttır. Takma işlemi temiz bir yerde yapılmalı ve uygun takım seçilmelidir. Mevcut bir pres var ise preste montaj yapılabilir. Presle iç bilezik arasına kapak veya temiz bir boru parçası konulmalıdır. Büyük yataklar önceden yağ banyosu içinde ısıtılırsa kolayca monte edilir. Isıtma işlemi 120°C den fazla olmamalıdır. Bir yatak açıkta asla ısıtılmamalıdır. Sıcak yatağın tutulması için temiz eldiven veya bez kullanılmalıdır. Yatak soğuyana kadar dayanma yüzeyi ince kuvvetle bastırılmalıdır. Bu şekilde milin faturasına yatağın dayanması sağlanır.

Yuva içine sıkı geçmelerde, yatak oturma yüzeyi hafifçe yağlanarak boru parçası yardımı ile yatak takılır. Bu gibi durumlarda boru parçası dış bileziğe dayatılmalı ve kuvvet dış bileziğe uygulanmalıdır.

Silindirik makaralı yataklarda yatağın iki bileziği birbirinden ayrı olduğu için önce serbest bilezik takılır. Bunun yüzeyi hafifçe yağlandıktan sonra makaraları taşıyan bilezik takılır. Bu esnada mil veya yuva hafifçe döndürülmeli, tutukluk olmamasına dikkat edilmelidir.

Konik makaralı yataklarda montaja dış bileziğin takılması ile başlanır. Bunun için bir borudan faydalanılır. Sonra iç bilezikler takılır. Mil somunu yerine vidalanır ve bir yandan da kasnak veya mil döndürülür. Hafif frenlenene kadar sıkılır. Bundan sonra mil kolay dönünceye kadar somun gevşetilir. Mil somunu emniyete alınır.

Konik delikli yataklarda iç bilezik manşon üzerine sıkı geçme olarak takılır. Manşonu sökerken işaretlenen yere kadar sürülür. Manşon yarığına bir tornavida takılarak esnetilmek suretiyle işlem kolayca yapılır. Yatak yerine takılmadan delik yüzeyindeki koruyucu madde temizlenir. Yatak manşon üzerine sürüldükten sonra somun sıkılır.

1.5.2.6. Kaplin ve Millerin Eksenel Ayarı

Bir santrifüj pompanın kaplin ve mil eksenel ayarında en önemli iki etken titreşim ve balansının ayarsızlığıdır. Titreşime neden olan arızalar olarak balanssızlık, eksenel ayarsızlık, mekanik gevşeklik, rulman arızası, yağlama hatasından kaynaklanan arızalar ve elektrik kökenli arızalar olabilir. Balanssızlık nedenleri ise hatalı montaj, malzeme aşınması, kırılan ya da düşen parçalar, malzemenin dökümü esnasındaki görülemeyen noktalarda oluşan boşluk ya da boşluklar, kama ile kama yolunun uyumsuzluğu, çevresel takılı olan cıvata, somun gibi nesnelereki ağırlık farklılıkları, bakım esnasındaki yeni parçaların ilave edilmesidir. Aynı eksen üzerindeki millerin birbirleri ile sıkı, oynak veya çözümlü kapanır şekilde birleştirmek ve dolayısı ile güç ve hareket iletmek kaplinlerin değeridir. Ölçüleri genellikle mil çaplarına göre standardize edilmişlerdir. Kaplin bağlantılarında kaplinin her iki yanına birer yatak yerleştirilmelidir. Kaplinleri yataklardan uzağa yerleştirmek hatalıdır. Kaplinler çalışma şartlarına uygun olarak çeşitli tipte yapılırlar. Genel olarak şu şekilde gruplara ayrılırlar [34].

- Sabit kaplinler motor ve pompa milini birbirine sabit olarak bağlayan kaplinlerdir. Bu tip kaplinler iyi ayarlandıklarında arıza yapma ihtimalleri çok düşüktür. Bu kaplinlerin en büyük avantajı cıvata veya kaplin kesmedikçe bozulmamalarıdır. Dezavantajı ise son derece hassas bir ayar gerektirmeleridir. İki mil birbirine sabit olarak bağlandıklarından dolayı eksen kaçıklıkları kesinlikle kabul edilmez.
- Dişli kaplinler dörde ayrılır.
- Fast's ve ara parçalı fast's kaplinler yüksek devirde güç iletimi için uygundur. Bu tip kaplinler yük miktarı ve devir sayısına göre uygun seçilmişlerse kırılma ve

sıyrılma problemi olmaz. Yapısal özellikleri dolayısı ile küçük açısız aksel ayarsızlıkları dengeleyebildiklerinden, yatak bozma ve mil kesme hadiseleri çok az görülür. Verilen toleranslar dahilinde kaplin ayarı yapıldığında ve dengeleme kurallarına uygun bağlandıklarında vibrasyonlu çalışmaz ve ses yapmazlar. Uygun ve sağlam cıvata kullanılıp yağlama yapıldığında ve yukarıda belirtilen hususlar yerine getirildiğinde uzun bir süre arıza vermeden güç iletimini sürdürebilirler.

- Plastik zarflı kaplinler çoğunlukla hidrolik pompa-motor kaplinlerinde kullanılır. Plastik zarf makinelerin mekanik olarak aşırı yüklenmelerini önlediğinden, çelik malzemedeki imal edilmiş olan kaplin yarıları genellikle hasarlanmazlar.
- Zincirli kaplinler her devirde kullanılabilir. Ancak yüksek güçlere dayanıklı değildirler. Özellikle darbeli kalkışlar için uygun değildirler.
- Yaylı kaplinlerde yarıları arasında bağlantı çelik bir yay ile sağlanır. Bu yay vasıtası ile gelen titreşim ve darbe tesirleri azalır.
- Elastomerli kaplinler sürekli dönmeyen ve nispeten düşük oranda güç ileten makine millerini birbirine bağlamada kullanılırlar. Üç ağızlı ve çok ağızlı, silindirik, yekpare elastomerli, periflex kaplinler olmak üzere dört çeşittir.
- Hidrolik kaplinler sert kalkıştan dolayı meydana gelen darbelerin sistem üzerindeki olumsuzluklarını ortadan kaldırmak üzere kullanılırlar. Bu kaplinler hareketi yavaş ve sarsıntısız olarak içlerine doldurulmuş olan yağ vasıtası ile iletilirler.

Santrifüj pompalarda kaplinlerin millere takılıp sökülmesinde aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir [35].

- Kaplinler, çapına ve taşıyacağı yüke uygun standartta bir kama ile mile montajı yapılmalıdır.
- Kaplin yarıları genellikle mile çakılarak monte edilir. Ancak yarı kaplinden önce kaplin kepi mile takılır. Daha sonra yumuşak bir malzemedeki yapılmış bir tokmak vasıtası ile kama merkezlenir. Uygun tipte bir gres yağı sürüldükten sonra yerli kaplin mile takılmalıdır.
- Şayet kaplin belirli bir sıklık nedeniyle normal çakma yöntemi ile mile takılmıyor ise ısıtma işlemi uygulanır. Bu ısıtma işlemi şaloma ile değil, uygun bir yağ kabındaki yağ ile homojen olarak gerçekleştirilmelidir. Kaplinler mile ortam sıcaklığı dahil maksimum 180°C ısıtılarak çakılır. Kaplin çapı küçüldükçe

aynı oranda ısıtma derecesi de düşer. Örneğin 100 mm iç çapındaki bir kaplin, ortalama 125°C ısıtılarak mile çakılır.

- Kaplinlerin çakılıp sökülmesi esnasında yataklardaki mevcut rulman, kapak gibi elemanların tasarlanmaması için tedbir alınmalıdır.
- Kaplinlerin takılması işleminde genel olarak fiziki yapılarına zarar verebilecek her türlü davranıştan kaçınılmalıdır.

Genel olarak kaplinlerin mile montajı esnasında mil ile kaplin arasındaki sıkılık durumu, çalışma şartlarına ve boyutlarına uygun olarak tolerans cetvellerinden tespit edilir. Bazen malzeme cinsi yanı sıra boyutları da dikkate alınmadan 0,05 mm sıkılık toleransı belirtilir. Bunun sonucunda da olumsuz hadiseler yaşanır. Özellikle sıcak çalışma ortamlarında yüke göre sıkılık az geldiğinde mil yuvaya tutulamaz ve tüm yük kamaya biner. Özellikle hareketin iki yönlü sağ sol olduğu durumlarda kama ve çalıştığı yuvalar bozulur. Bazı kaplinlerin malzemesi mil malzemesinden farklı olmakta ve bunun sonucunda da genleşme katsayısı farklılığından dolayı, kaplin mile ya aşırı sıkılıkta ya da boşluklu geçmektedir. Çap farkları açısından da dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Küçük çaplı miller küçük yükleri, büyük çaplı miller de büyük yükleri taşıdıklarından dolayı bu miller üzerinde çalışan kaplinlere mil çapı yazılıp uygun ölçüye göre toleransı konur. Mil çapı daima tam değer olarak düşünülür [35].

Kaplinlerde genel olarak merkezlenmeye çok önem verilmelidir. Merkezlenmeden maksat kaplinlerin birbirine bağlanacağı iki milin eksenlerinin üst üste çakışmasının sağlanmasıdır. Sıkı kaplinlerde merkezlenme iyi olmaz ise veya hiç yapılmaz ise mil eksenlerinin üst üste düşmesi sağlanamaz. Böylece miller düzgün çalışmaz. Bunun sonucu olarak kenar sürtünmelerinden dolayı yatak muyluları kısa zamanda bozulurlar. Kaplin ayarları kaba olarak sentille, hassas olarak kompratörlerle yapılırlar. Kaplinlerdeki muhtemel ayarsızlık durumları Şekil 1.34, 1.35, 1.36 ve 1.37'lerde gösterilmektedir.

- Milin doğrusal olma kontrolü: Eğrilmiş bir mil, kaplin ve yataklarda aşırı derecede aşınmaya neden olur. Bir milin doğrusal olma kontrolü en iyi biçimde atölye şartlarında ve mil makineden söküldükten sonra yapılabilir. Doğrusallık kontrolünden önce mil üzerindeki çapak ve darbe görmüş yerler eğe ve zımpara ile temizlenmelidir. Ayrıca yağ ve kir silinmelidir.

- Kaplin dikliğinin kontrolü: Kaplin parçalarının mile olan diklik kontrolleri ayrı ayrı yapılmalıdır. Bu kontrol kompratör saati ile yapılır. Kaplin alın yüzüne tebeşir ile 90° ara işareti ile işaret konulur. Mil el ile döndürülür. Kompratörün dört noktada gösterdiği değerler not edilir. Kompratör saatinin gösterdiği değerler sıfırdan farklı ise, kaplin hatalı monte edilmiş olabilir. Mil kendi ekseninde geriye doğru yatak boşluğu kadar hareket etmektedir. Mil eğrilmiş olabilir, yataklar aşınmış olabilir veya kaplin deforme olmuş olabilir.
- Ayarlanacak ekipman ekseninin sabit ekipman eksenine paralel olabilmesi için gerekli şim kalınlığı hesabı Şekil 1.33'te gösterilmektedir.

A: Kaplin yarımları arası üst ölçü (mm).

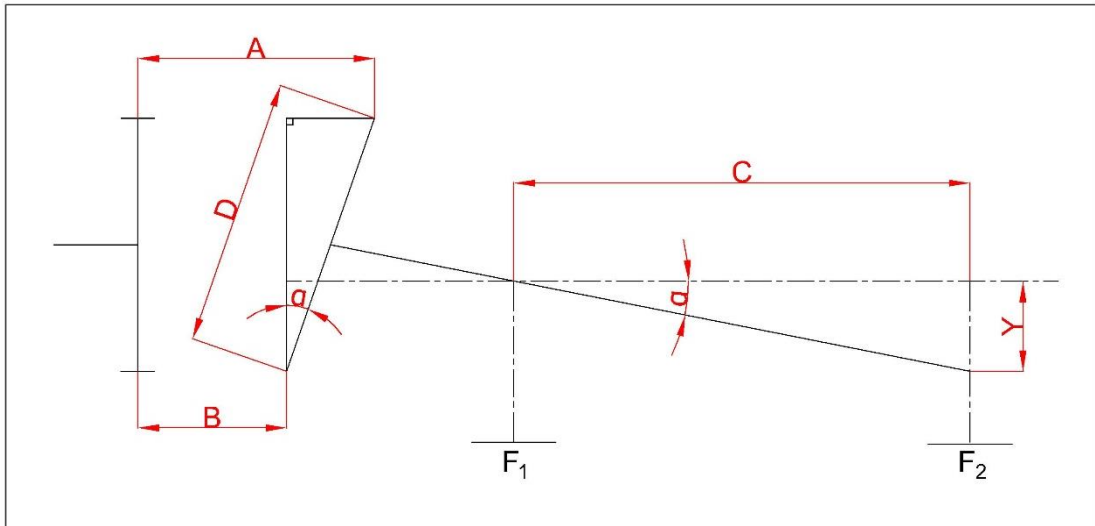
B: Kaplin yarımları arası alt ölçü (mm).

C: Pompanın şaseye bağlantı civatalarının eksenleri arası mesafe (mm).

D: Ayarlanmak istenen mile bağlı kaplin yarısının uzunluğu (mm).

Y: Gerekli şim kalınlığı.

X: Kaplin yarımları arasındaki alt-üst fark.



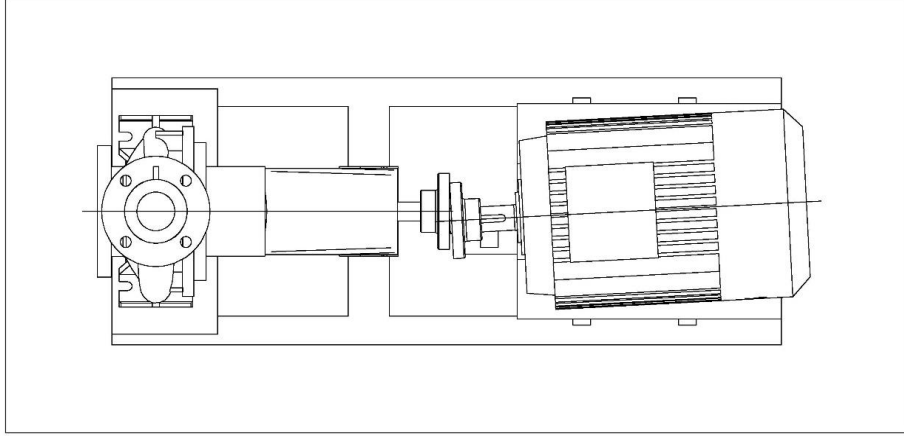
Şekil 1.33. Şim hesabı.

$A > B$ ise $X = A - B$ dir. Şim F_2 'ye konur.

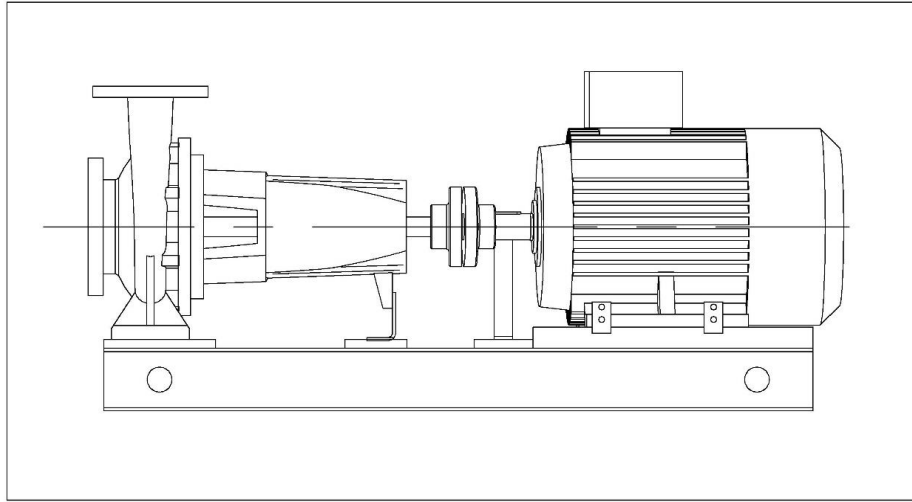
$B > A$ ise $X = B - A$ dır. Şim F_1 'e konulur.

$\sin\alpha = X/D$ buradan α bulunur.

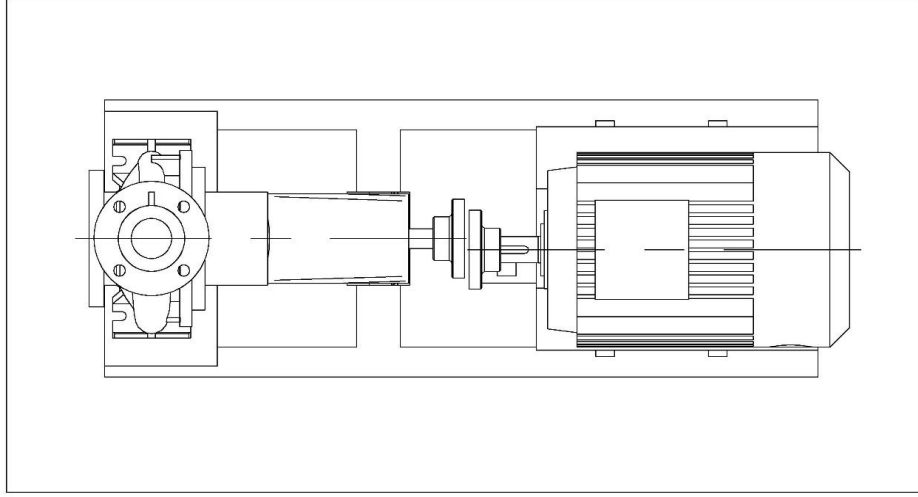
$Y = C \cdot \tan\alpha$ teorik şim kalınlığı formülüdür. Şayet $X/D \leq 0,0872$ ise $Y = C \cdot Y/D$ alınabilir.



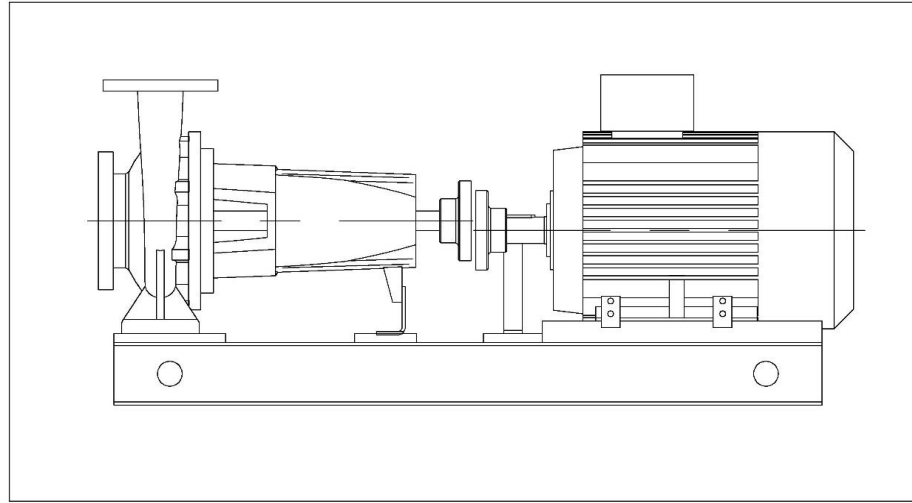
Şekil 1.34. Yatay düzlemde açısal hata.



Şekil 1.35. Düşey düzlemde açısal hata.



Şekil 1.36. Yatay düzlemde paralel kayma hatası.

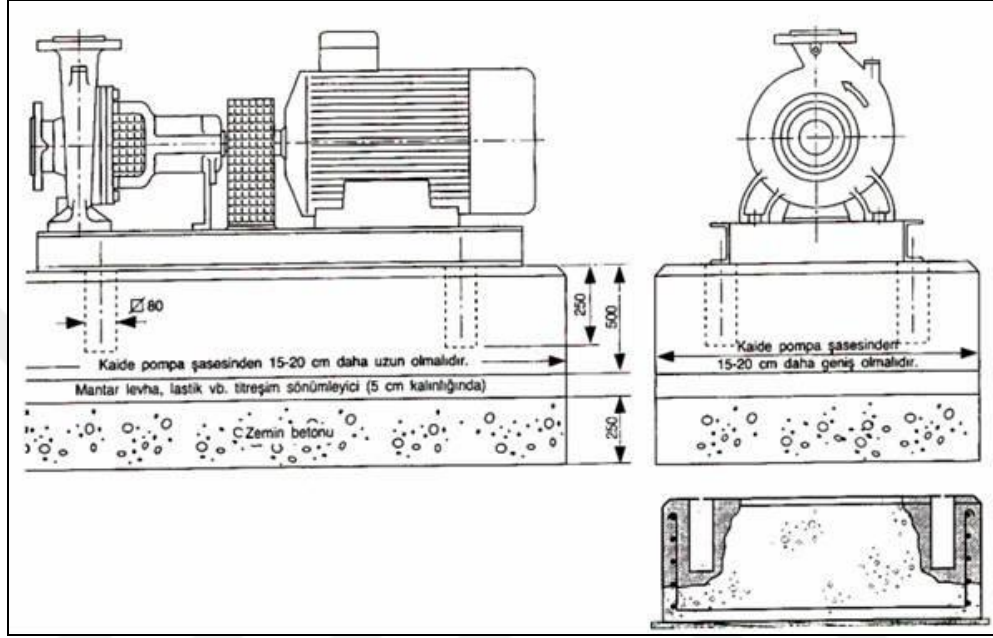


Şekil 1.37. Düşey düzlemde paralel kayma hatası.

1.5.2.7. Santrifüj Pompaların Kaidesi

Şaseli santrifüj pompaların gürültüsüz çalışabilmesi için pompa kaidesinin doğru planlanması ve inşası son derece önemli bir faktördür. Doğru yapılmış bir kaideye, pompa şasesinin sağlam bir şekilde bağlanması ve her pompa için ayrı bir kaide öngörülmesi, mümkün olduğunca sessiz ve titreşimsiz bir işletim için tavsiye edilmektedir. Titreşimin binaya aktarılmasına engel olmak için, kaide betonunun bina yapısından esnek bir izolatör ile ayrılması gerekmektedir. Kaide betonunun dökülmesi esnasında mekanik bağlantı sağlayarak ses köprüleri oluşmasına neden olabilecek harç akıntısı, çakıl, tuğla parçası, inşaat artıkları vb. malzemelerin bina ile kaide betonu arasında bulunmamasına dikkat edilmelidir. Pompanın boru bağlantılarının pompa

gövdesine yük bindirmeyecek şekilde monte edilmesine dikkat edilmelidir. Emme ve basma borularının pompa flanşlarına yakın bölgelerden kelepçeler ile desteklenmesi tavsiye edilir. Şekil 1.38’de santrifüj pompanın şase üzerine montajı gösterilmiştir [1]. Pompa şasesinin üzerine yerleştirileceği beton kaidenin yapılmasında dikkat edilmesi gereken noktalar şunlardır:



Şekil 1.38. Santrifüj pompanın şase üzerine montajı.

- Kaide kalıbının en altına önce 15-25 cm kalınlığında küçük çakıl taşlarından oluşmuş temel çakılı serilmelidir.
- Kalıbın içine Ø12 mm lik inşaat demiri çubuklarından yapılmış stabilizasyon kafesi işlenmelidir.
- Kalıbın içine, özellikle ankraj saplamalarının içine yerleştirileceği beheri 250-300 mm uzunluğunda ve Ø80 mm boyutunda 4 veya 6 adet erkek kalıplar öngörülmalıdır.
- Beton iyice donduktan sonra ankraj kalıpları sökülmalıdır.
- Bir ucu çatal yapılmış korozyona dayanıklı ankraj civataları pompa şasesinin delik ölçülerine uygun olarak ankraj deliklerinin içine yerleştirilmeli ve deliklere beton şerbeti dökülerek dondurulmalıdır.

1.5.2.8. Santrifüj Pompa Ana Elemanlarının Değerlendirilmesi

Çizelge 1.5’te işletme karakteristiklerine göre pompa malzemeleri ve kullanım alanları

gösterilmektedir [1].

Çizelge 1.5. Pompa ana elemanlarının malzeme ve kullanım alanları.

Pompa Ana Elemanları	Malzeme	Kullanım Alanları
Çark	GGG30-40 (Sferro Döküm)	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
	GG 20-25 (Pik Döküm)	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
	GS 20-25 (Çelik Döküm)	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
	AISI 304-316 (Paslanmaz Çelik)	Asit, derişik çözeltiler, deniz suyu.
	Bronz	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
Mil	Ç 1040-1050	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
	AISI 304-316 (Paslanmaz Çelik)	Asit, derişik çözeltiler, deniz suyu.
Gövde	GG 20-25 (Pik Döküm)	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
	GS 20-25 (Çelik Döküm)	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su.
	AISI 304-316 (Paslanmaz Çelik)	Asit, derişik çözeltiler, deniz suyu.
Yumuşak Salmastralar	Kösele, kauçuk ve kendir.	30°C sıcaklığa kadar asitsiz ve kumsuz su.
	Teflon, asbest (amyant), grafit	30°C sıcaklığın üzerinde asitsiz ve kumsuz su.
	Kombine, metalik.	Yüksek sıcaklıkta asitsiz ve kumsuz su.
Mekanik Salmastralar	EPDM, PTFE, Seramik	Temiz su, saf su, atık su, tufallı su, değerli akışkanlar

1.6. ENERJİ VERİMLİLİĞİ

1.6.1. Enerji Verimliliği

Enerji verimliliği, enerji tüketiminin üretilen miktarı ve ekonomik dengeleri sarsmadan düşürülmesiyle sağlanır. Bunu mümkün kılmanın yolları enerji tüketimi sırasında oluşan kayıpları önlemek, atıkları geri kazanım yollarıyla yeniden kullanılabilir hale getirmek ve teknolojik yeniliklerle verimi arttırarak tüketimi düşürmekten geçer [36].

Enerji verimliliğinin sağlanmasındaki en güçlü faktör enerji tasarrufudur. Enerji

tasarrufunda ana fikir enerji üretimi ve tüketimi sırasında oluşan atıkların geri dönüştürülmesi ve performansı düşürmeden enerji kayıplarını en aza indirmektir.

Enerji tasarrufunu iki şekilde gerçekleştirebiliriz. İlk olarak günlük hayatımızda doğrudan enerji tasarrufu sağlayan aletleri tercih edip, günlük alışkanlıklarımızı enerjiyi daha verimli kullanmaya yönelik değiştirerek bu konuda bireysel olarak büyük bir adım atabiliriz. İkinci yol olarak da kullandığımız eşyaları tam olarak eskimeden değiştirmeyip üretim talebini azaltma; enerji tüketiminde kayıpları en aza indirecek yerleşim planı uygulama ve daha az enerji tüketen teknolojiler kullanma gibi enerji verimliliğini dolaylı yollardan arttıracak yöntemlere başvurulabiliriz. [3, 37].

1.6.2. Enerji Tüketiminde Verimliliğin Önemi

Enerji tüketimi gelişme ve büyümeyle paralel olarak büyümektedir. Günlük hayatımızın hemen hemen her parçasıyla iç içe olan enerji tüketimi modern yaşamın vazgeçilmez faktörlerinden birisi olmuştur.

Enerji tüketiminin hayatımızda bu kadar büyük bir yer kapladığı bir dönemde fosil yakıtlarının çevreye olan etkisini göz ardı etmemelidir. Gün geçtikçe artan fosil yakıtı tüketiminin çevreye olan etkileri artık bilimsel olmaktan öte gözle görülür bir hal almıştır. Enerji tüketimi alışkanlıklarımızı değiştirmedığımız sürece, hali hazırda içinde bulunduğumuz çevre krizi geri dönüşü olmayan bir çıkmaza girecektir. Enerji verimliliğinde başarılı olmak için yenilenebilir enerji kaynakları ve enerji tasarrufu konularına dikkat etmemiz gerekmektedir. Bu konuda insanların bilinçlendirilip yeni alışkanlıklar kazandırılması ve bunların yaygınlaştırılması gerekmektedir [3, 37].

Enerji tüketiminde asıl amaç az enerji tüketimiyle çok ekonomik değer yaratabilmektir. Enerji verimliliğini sağlamak için en temel etken enerji yoğunluğunun düşürülmesidir. Ülkemizde kişi başına enerji tüketimi OECD ülkelerinde kişi başına düşen ortalamanın 1/5'i oranındadır. Enerji yoğunluğu miktarı da OECD ülkelerinin ortalamasının iki katı kadardır. Ülkemizde gerçekleştirilen enerji yoğunluğunu düşürme çabaları henüz sonuç vermemiştir [38].

Uluslararası Enerji Ajansı'nın verilerine göre gelişmiş ülkelerde enerji yoğunluğu değerleri 0.09 – 0.19 arasında değişirken bu değer ülkemizde 0.38'dir. Azalma eğilimi göstermeyen ve ortalamanın oldukça üstünde olan bu değer, ülkemizde enerji

verimliliği konusunda büyük adımlar atmamız gerektiğinin bir göstergesidir.

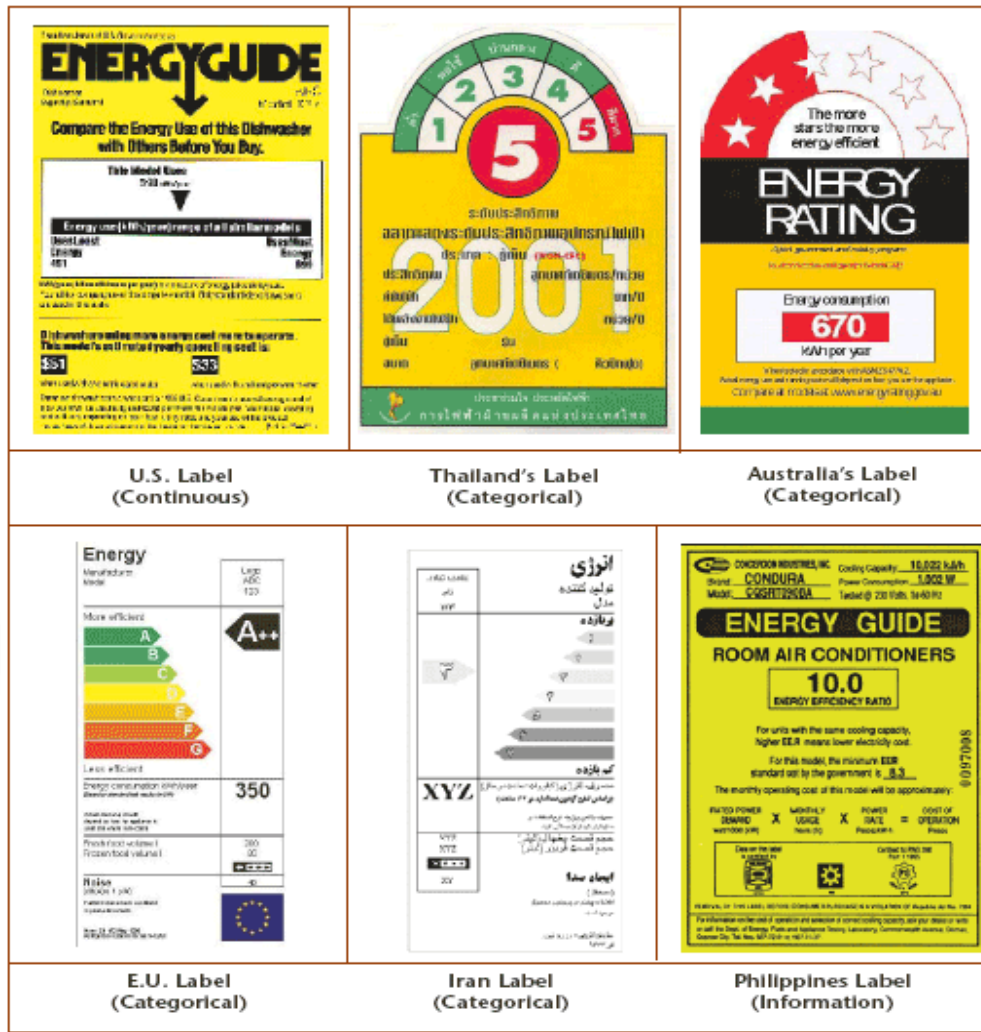
Enerji verimliliği konusunda amaca ulaşmak ve yeni öğretilerin getireceği yeni alışkanlıkların yayılmasını sağlamak için herkese bir rol düşüyor [39].

1.6.3. Tasarruf Potansiyeli

Enerji tüketiminin en yüksek olduğu sektörlerde %20 – 30 civarında enerji tasarrufu potansiyel bulunmaktadır. Yaklaşık %15 olan elektrik tasarruf potansiyeli ile bir yılda 6,5 milyar TL değerindeki doğal gaz santral yatırımı önlenebilir. Bu sayede yılda 3,0 milyar USD değerinde doğal gaz ithal edilmeyebilir [40, 41].

Binaların ısıtma ve soğutmasında %35, ulaşımda %15 olan tasarruf potansiyeli geri kazanıldığında yılda 1,4 milyar USD değerinde petrol ve doğal gazın ithal edilmesine gerek kalmaz.

Yeni kanun ve düzenlemeler sayesinde Türkiye'nin enerji yoğunluğu değerinin %15 azalması hedefleniyor. %15 değerinde bir enerji yoğunluğu azalması ile daha üretimde artış gözlenecek, enerji ithalatımız azalacak ve çevresel krizi engellemek adına büyük bir adım atılmış olunacaktır. Dünyada kullanılan enerji etiketlerinden örneklere Şekil 1.39'da yer verilmiştir [40, 37, 3].



Şekil 1.39. Dünyada kullanılan enerji etiketlerinden örnekler.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. POMPALAR İLE İLGİLİ KAVRAMLAR VE HESAPLARI

Hareketsiz sıvıların durumlarını inceleyen bilim dalına hidrostatik adı verilmektedir. Bilindiği gibi elektrik enerjisinin büyük bir kısmı akarsular üzerinde kurulan barajlardan elde edilmektedir. Baraj gölleri, suları depolamak suretiyle potansiyel enerji oluştururlar. Baraj gölündeki potansiyel enerjinin hesaplanması hidrostatik bilim dalı sayesinde yapılmaktadır. Oysa sıvılar hareketsiz olabilmelerinin yanı sıra pompalarda olduğu gibi hareketli de olabilmektedirler. Hareketli sıvıları inceleyen bilim dalına hidrodinamik denir. Hem durgun, hem de hareketli sıvıları inceleyen bilim dalına ise hidrolik veya hidromekanik (akışkanlar mekaniği) adı verilmektedir.

2.1.1. Debi (Q)

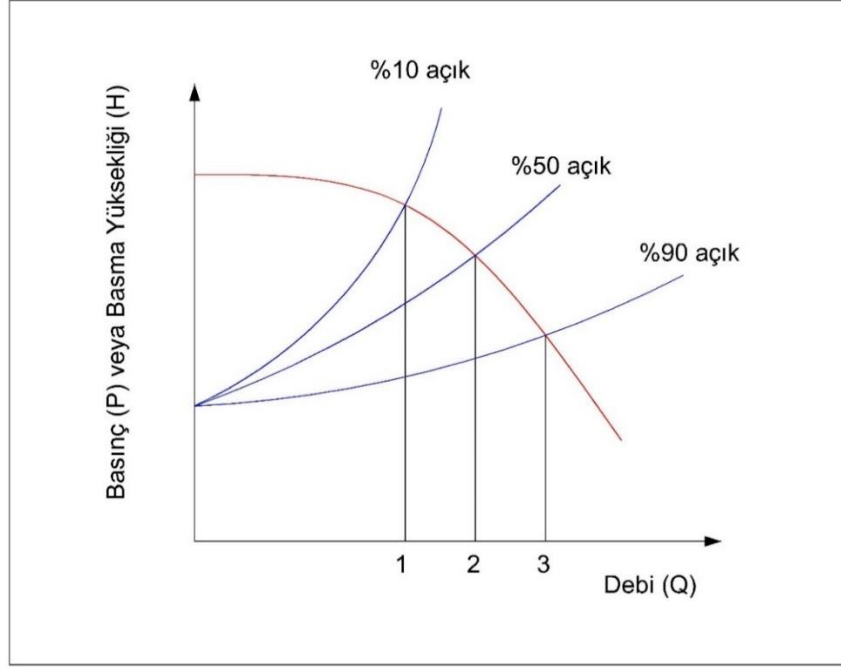
Hacimsel debi, pompalanan sıvının akım oranı olup genellikle m³/h veya m³/s birimleriyle ölçülür ve operasyon esnasında meydana gelen değişimlere göre değişkendir [42]. Debi aşağıda sıralanmış bazı faktörlere bağlıdır:

- Pompa emme-basma sıcaklıkları.
- Basınç şartları.
- Pompanın boyutları ve giriş-çıkış kesitlerinin ölçüleri.
- Çark ölçüsü.
- Çark dönüş hızı (rpm),
- Pompalanan sıvının karakteristikleri; yoğunluk ve viskozite,
- Kanatlar arasındaki boşlukların şekli ve boyutları.

Debi, pompa basma flanşından birim zamanda net olarak basılan sıvı hacmi olduğundan aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır.

$$Q = vA = v \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.1)$$

Belirli bir hızda çalışan ve belirli bir çarka sahip bir pompa söz konusuysen, yukarıda bahsedilen faktörler arasında pompadan geçen suyun miktarını değiştirebilecek tek etken pompa giriş ve çıkış kesitlerinin ölçüsüdür. Sıvılar sıkıştırılmaz olduğundan debi, direkt olarak emme borusundaki akımın hızıyla ilgilidir. Şekil 2.1’de gösterildiği gibi pompa çıkış valfinin % 90 açık olduğu durumda pompanın diğer konumlara göre daha çok akış miktarına sahip olduğu görülmektedir [43].



Şekil 2.1. Pompa çıkış valfinin farklı oranlardaki açıklığında debi değişimi.

Pompalarda basılan akışkan sıvı olduğundan, maddenin korunumu prensibi gereği hacimsel debi tüm devrede değişmemektedir. Bu nedenle pompa girişinde ve çıkışında hacimsel debi aynı kalmaktadır. Ancak santrifüj pompalarda basınca bağlı olarak çark çıkışından çark girişine sıvının geri dönebilmesi mümkün olduğundan debinin deneylerle saptanması gerekmektedir [44].

Debisi, giriş flanş çapı ve çıkış flanş çapı belli olan bir santrifüj pompanın giriş ve çıkış hızlarının analizi aşağıda verilmektedir.

$$Q = 72 \text{ m}^3/\text{h} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = vA = v \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\text{Ø}D_s = 100 \text{ mm} = 0,100 \text{ m}$$

$$\text{Ø}D_d = 65 \text{ mm} = 0,065 \text{ m}$$

$Q = vA = v\pi D^2/4$ olduğuna göre ve debi, enerji korunumu gereği giriş ve çıkışta aynı olacağından.

$$\text{Emme tarafında } v_s = 4Q / \pi D_s^2 = 4 \times 0,02 / 3,14 \times (0,100)^2 = 2,54 \text{ m/s}$$

$$\text{Basma tarafında } v_d = 4Q / \pi D_d^2 = 4 \times 0,02 / 3,14 \times (0,065)^2 = 6,03 \text{ m/s bulunmaktadır.}$$

2.1.2. Pompa Manometrik Yüksekliği (H)

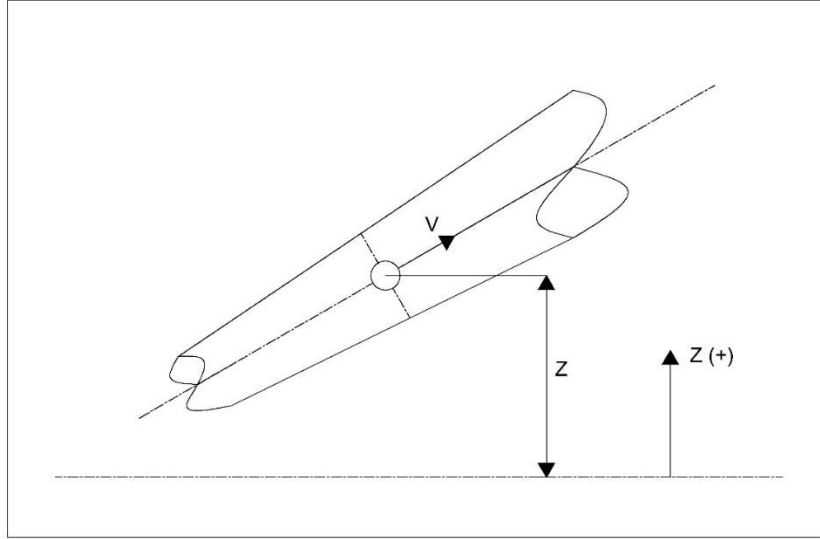
Bir pompanın H manometrik yüksekliği, basılan sıvının pompa giriş ve çıkış kesitleri (flanşlar) arasında birim ağırlık başına kazandığı net (faydalı) enerji olarak tanımlanır. Birimi, uzunluk boyutunda olup metredir [45].

$$H = \frac{\text{Enerji}}{\text{Ağırlık}} = \frac{\text{Joule}}{\text{Newton}} = \frac{\text{N.m}}{\text{N}} = \text{m} \quad (2.2)$$

Manometrik yükseklik biriminin, uzunluk boyutunda olmasına rağmen H'nın özel olarak tanımlanan enerji olduğu unutulmamalıdır.

Bernoulli denklemine göre belirli bir kesitteki akışkanın birim ağırlık başına toplam enerjisi; konum (yükselti), basınç ve kinetik enerjilerin toplamına eşittir. Bu toplam enerjiye yük denir. Türbülanslı akışta yük formülü denklem 2.3'te gösterilmektedir.

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (2.3)$$

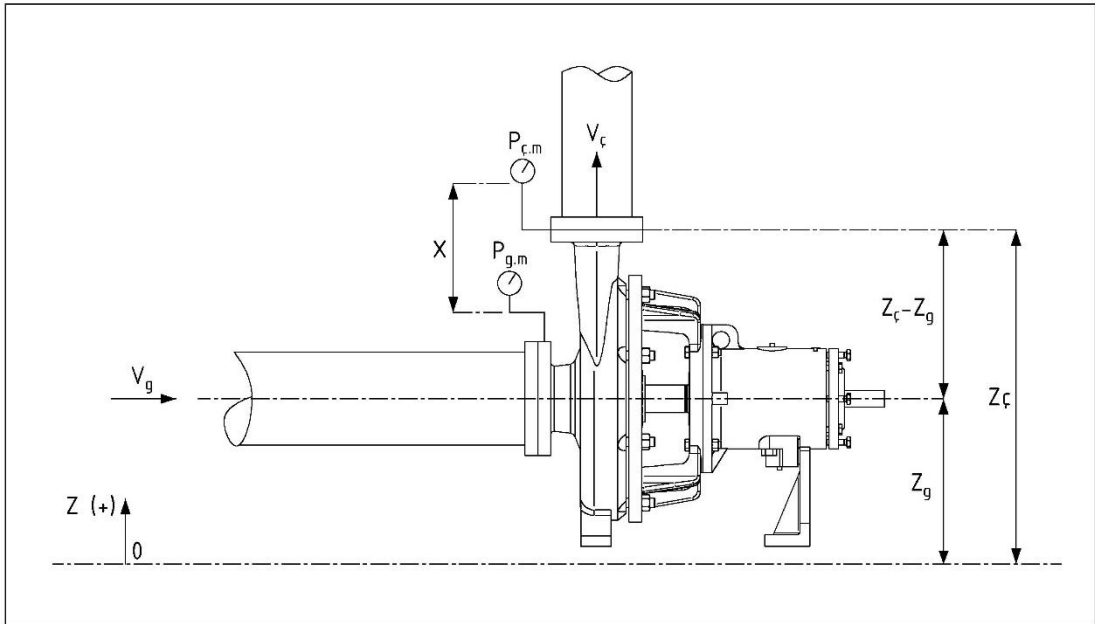


Şekil 2.2. Yatay bir referans düzlemine olan düşey uzaklık.

Yatay bir referans düzlemine olan düşey uzaklık (m) şekil 2.2’de gösterilmektedir.

Pompa manometrik yüksekliği; pompa giriş ve çıkış kesitlerindeki yüklerin farkı olarak hesaplanmaktadır.

$$H = H_{\text{ç}} - H_{\text{g}} = (z_{\text{ç}} - z_{\text{g}}) + \frac{p_{\text{ç}} - p_{\text{g}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{ç}}^2 - v_{\text{g}}^2}{2g} \quad (2.4)$$



Şekil 2.3.İndisleri belirtilmiş santrifüj pompa.

Şekil 2.3’te indisleri belirtilmiş santrifüj pompanın düşey kot farkı, statik basınçlarının

farkı ve kinetik enerjilerinin farkını hesaplamamız gerekmektedir.

$$z_{\text{ç}} - z_{\text{g}} : \text{Pompa çıkış ve giriş kesitleri arasındaki düşey kot farkı.} \quad (2.5)$$

$$\frac{p_{\text{ç}} - p_{\text{g}}}{\rho_{\text{g}}} : \text{Pompa çıkış ve giriş kesitlerindeki statik basınçların farkı.} \quad (2.6)$$

$$\frac{v_{\text{ç}}^2 - v_{\text{g}}^2}{2g} : \text{Pompa çıkış ve giriş kesitlerindeki kinetik enerjilerin farkı.} \quad (2.7)$$

2.1.3. Akışkan Yoğunluğunun Etkisi

Metre olarak ifade edilen pompa manometrik yüksekliğinin basılan sıvının türünden (yoğunluğundan) bağımsız olduğu unutulmamalıdır. Basılan sıvının kinematik viskozitesi 20 mm²/s'den küçük olmak şartıyla, bir pompa aynı hızda çalıştırıldığında basılan sıvının cinsi ne olursa olsun pompa manometrik yüksekliği değişmez. Ancak pompa çıkış basıncı ($p_{\text{ç}}$), denklem 2.8'deki bağıntıya göre sıvı yoğunluğuna bağlı olarak değişmektedir [45].

$$p_{\text{ç}} = \rho g H \quad (p_{\text{g}}=0 \text{ kabul edilmiştir}). \quad (2.8)$$

Aynı pompanın sabit dönme hızında farklı yoğunluktaki sıvılar basması halinde performans değerlerindeki değişimler Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Farklı yoğunluktaki sıvılar basması durumunda performans değerleri.

Basılan Sıvı	n (d/d)	ρ (kg/m ³)	ν (mm ² /s)	Q (m ³ /h)	H (m)	$p_{\text{ç}}^{(1)}$ (bar)	η	P (kW)
Su	1450	1000	1.00	140	30	2,94	0,65	17,6
A	1450	650	≤ 20	140	30	1,95	-0,65	11,4
B	1450	1300	≤ 20	140	30	3,90	-0,65	22,9

(1) Pompa giriş basıncının sıfır olduğu kabul edilmiştir ($p_{\text{g}} = 0$).

Basılan sıvının viskozitesi suyun viskozitesinden çok büyük ise ($\nu > 20$ cSt), artan sürtünme kayıplarının manometrik yükseklikteki ve verim üzerindeki etkisi dikkate alınarak ampirik formüller yardımı ile hesaplar yapılmaktadır.

2.1.4. Güç (P)

Bir pompa tarafından herhangi bir zaman periyodunda yapılan işe güç adı verilmektedir. Pompalar; dizel motoru, buhar veya gaz türbini, hidrolik veya elektrik motoru ile tahrik edilerek aldıkları mekanik hareketi hidrolik enerji biçiminde bastıkları sıvıya iletirler. Ancak pompalar, tahrik motorundan aldıkları gücün tamamını sıvıya aktaramadığı için ortaya farklı güç kavramları çıkmaktadır [45].

2.1.4.1. Pompa Mil Gücü

Pompa mil gücü, pompayı tahrik etmek için miline uygulanan güçtür.

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (2.9)$$

Pratikte kullanılan birimlere dönüşüm yaptığımızda ve $g=9,81 \text{ m/s}^2$ alındığında pompa mil gücü denklem 2.10'da belirtilmektedir.

$$P = \frac{\rho Q H}{367 \eta} \quad (2.10)$$

Aynı pompanın, aynı dönme hızında farklı yoğunluktaki sıvılar basması halinde gücün değişeceği dikkate alınmalıdır.

2.1.4.2. Pompa Tahrik Motoru Gücü (P_M)

Pompanın etiket değerinden daha büyük debilerde de çalıştırılabileceği ihtimali dikkate alınarak, motor gücü mil gücünden biraz büyük seçilir. Seçilmesi gereken pompa tahrik motoru çizelge 2.2'de belirtilmektedir.

$$P_M = \alpha P \quad (2.11)$$

Çizelge 2.2. Pompa mil gücüne göre seçilmesi gereken tahrik motor gücü.

P(kW)	A
$P < 1,5$	1,5-1,40
$1,5 \leq P \leq 4$	1,40-1,25
$4 \leq P \leq 35$	1,25-1,15
$P > 35$	1,15-1,10

2.1.4.3. Efektif Güç (P_e)

Pompayı çalıştıran motorun, pompa şaftına ilettiği güce efektif güç adı verilmektedir. Pompayı tahrik eden sistem bir elektrik motoru ise; efektif güç, elektrik motor şaftı üzerinde ölçülen güç olmakla birlikte motor sargılarında oluşacak ısı nedeniyle meydana gelen kayıplar bu gücün dışında kalmaktadır. Diğer bir ifadeyle elektrik motorunda, sargılarda oluşacak ısının neden olduğu sargı kayıplarının çıkarılmasından sonra elde edilen güce pompa efektif gücü adı verilmektedir [44].

2.1.4.4. Hidrolik Güç (P_h)

Pompalar, hareketi motorlardan bazen bir dişli, bazen de kayış-kasnak mekanizması ile almaktadırlar. Ayrıca, çarka hareketi iletecek olan pompa şaftı, yatak ve sızdırmazlık elemanı içinde dönerken sürtünmeler oluşmaktadır. Yatak ve sızdırmazlık elemanı gibi yerlerde oluşan mekanik sürtünmeler nedeniyle motordan çekilen efektif gücün bir kısmı ısı enerjisi yoluyla çevreye verilmektedir. Bu kayıplardan sonra sıvıya kazandırılmak üzere pompa çarkına ulaşan güce hidrolik güç adı verilmektedir. Hidrolik gücün efektif güce oranına mekanik verim adı verilir ve denklem 2.12'de ifade edilmektedir [44].

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_e} \quad (2.12)$$

2.1.4.5. Gerçek Hidrolik Güç (P_s)

Genellikle santrifüj pompalarda sıvı akışı tek boyutlu akım olarak kabul edilse de gerçekte bu akış karmaşıktır. Çünkü gerçek akım çizgileri çark kanat eğrilerine paralel değildir. Bu nedenle de sıvının çark kanatları, difüzör ve salyangoz içerisindeki akışı esnasında sıvı ile cidar arasında sürtünme kayıpları meydana gelmekte olup bu kayıplar ısı enerjisi biçiminde ortaya çıkmaktadır. Bu kayıplar sonrasında elde edilen güce gerçek hidrolik güç ve gerçek hidrolik gücün hidrolik güce oranına ise hidrolik verim adı verilmekte olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir [44].

$$\eta_h = \frac{P_s}{P_h} \quad (2.13)$$

2.1.4.6. Net Hidrolik Güç (P_d)

Pompanın çalışma koşullarına bağlı olarak çark içinde akış halinde olan sıvının debisi ile pompa çıkışında ölçülen debi aynı değildir. Pompa girişine geri dönen debi bu ikisi

arasındaki farkı oluşturmaktadır.

Çark içinden geçen debi Q_s ve pompa çıkışında ölçülen debi Q_d ise kaçak hacimsel debi $Q = Q_s - Q_d$ olur. Pompa çıkışında ölçülen debinin çarktan geçen debiye oranına da hacimsel verim veya volumetrik verim adı verilir ve aşağıdaki gibi ifade edilir [44].

Çark içinden geçen Q_s debisinde sıvının çark çıkışı kazandığı hidrolik güç:

$$\eta_v = \frac{Q_d}{Q_s} \quad (2.14)$$

$$P_s = \gamma Q_s H_m \quad (2.15)$$

olarak ifade edilip çark çıkışında ölçülen Q_d debisinde sıvının sahip olduğu güç ise;

$$P_d = \gamma Q_d H_m \quad (2.16)$$

olarak yazılmakta ve dolayısıyla da

$$\frac{P_d}{P_s} = \frac{\gamma Q_d H_m}{\gamma Q_s H_m} \quad (2.17)$$

$$\frac{P_d}{P_s} = \frac{Q_d}{Q_s} \quad (2.18)$$

$$\eta_v = \frac{P_d}{P_s} \quad (2.19)$$

2.1.5. Pompa Genel Verimi (η_g)

Pompa şaftına aktarılan efektif güç, yukarıda sayılan pek çok nedenden dolayı azalır ve pompa çıkışındaki Q_d hacimsel debisi sıvıya P_d hidrolik gücü olarak aktarılmış olur. Pompa şaftı üzerindeki mekanik güç ile pompa çıkışında sıvıya kazandırılan hidrolik güç arasındaki bu orana pompa genel verimi adı verilir ve aşağıdaki gibi ifade edilir [46].

$$\eta_g = \frac{P_d}{P_e} \quad (2.20)$$

$$\eta_g = \frac{P_d}{P_e} \frac{P_s}{P_h} \frac{P_h}{P_e} = \eta_w \eta_h \eta_m \quad (2.21)$$

$$\eta_g = \eta_w \eta_h \eta_m \quad (2.22)$$

Pompa veriminin yüksek olması formüldeki her bir verimin yüksek olmasına bağlıdır.

Ancak bu verime tahrik motorunun kendi iç verimi dahil değildir. Eğer pompa, bir elektrik motoru ile tahrik ediliyorsa bu motorun elektrik devresinden çektiği güç bir wattmetre ile ölçülmektedir. Pompa şaftına verilecek efektif gücü bulmak için motorun devreden çektiği gücün motor iç verimi ile çarpılması gerekmektedir. Bu verim elektrik motorları üzerindeki tanıtım levhalarında $\cos\phi$ olarak belirtilmektedir.

Pompa hesaplamalarında genellikle pompa şaft gücü kullanılır ve kısaca "P" ile gösterilir. Pompa şaft gücünü hesaplamada kullanılan formül aşağıdaki gibidir:

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (2.23)$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{1000 P} \quad (2.24)$$

Pompaların zaman zaman da olsa etiket değerlerinin üzerindeki debilerde çalıştırılma ihtimali göz önüne alındığından motor gücü, pompa şaft gücünden biraz büyük seçilmektedir. Bu seçimde motor gücünü denklem 2.25'te ifade edilmektedir [45].

$$P_M = \alpha P \quad (2.25)$$

Değişik değerlerdeki pompa şaft güçlerine göre kullanılabilir katsayılar tablolar halinde verilmektedir. Motor gücünün seçiminde kullanılabilir değerler Çizelge 2.3'te gösterilmektedir.

Çizelge 2.3. Motor gücü için seçilecek katsayı [47].

P (kW)	Kat sayı (α)
< 1,5	1,50 - 1,40
1,5 - 4	1,40 - 1,25
4 - 35	1,25 - 1,15
> 35	1,15 - 1,10

Debisi, basma yüksekliği, verimi ve akışkanın yoğunluğu belli olan santrifüj pompanın ve seçilecek motorun gücünü hesaplanma analizi aşağıda verilmektedir.

$$Q = 180 \text{ m}^3/\text{h} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 55 \text{ m}$$

$$\eta = \% 75 = 0,75$$

$$\rho = 770 \text{ kg/m}^3$$

$$P = 1000\rho gQH\eta = 770 \times 9,81 \times 0,05 \times 55$$

Pompa gücü 27,7 kW olduğuna göre çizelge 2.3'e bakılarak katsayı olarak 1,20 alınabilir. Bu durumda kullanılacak motor seçimi için pompa gücü ve bulunan katsayı çarpılmalıdır.

$$PM = \alpha P = 1,20 \times 27,7 = 33,2 \text{ kW olarak bulunur.}$$

Eğer aynı değerlerle pompanın bastığı sıvının kızgın yağ yerine soğuk su olduğu kabul edilirse güç aşağıdaki gibi hesaplanır:

Çizelge 2.3'e bakılarak katsayı olarak 1,15 değeri alınır ve seçilecek motor da

$$P = 1000\rho gQH\eta = 770 \times 9,81 \times 0,05 \times 55$$

$$PM = \alpha P = 1,15 \times 35,97 = 41,3 \text{ kW olarak bulunur.}$$

2.1.6. Benzeşim Yasaları

Benzeşim yasaları pompa hızında veya çark çapında veya her ikisinde birden bir değişiklik olduğunda pompa debisinde, basma yüksekliğinde ve güçte olan değişimleri açıklayan matematiksel yasalardır [37].

2.1.6.1. Birinci Yasa

Debi (Q); çark çapı (D) veya devir sayısı (n) oranına göre doğru orantılı olarak değişir. ($v < 20 \text{ cSt}$ olmak şartıyla).

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.26)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (2.27)$$

2.1.6.2. İkinci Yasa

Basma yüksekliği (H); çark çapı (D) veya devir sayısı (n) oranının karesine göre doğru orantılı olarak değişir ($v < 20 \text{ cSt}$ olmak şartıyla).

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.28)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (2.29)$$

2.1.6.3. Üçüncü Yasa

Güç (P); çark çap (D) veya devir sayısı (n) oranının küpüne göre doğru orantılı olarak değişir ($v < 20$ cSt olmak şartıyla).

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2.30)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (2.31)$$

Benzeşim yasaları sadece sabit verim durumlarında geçerlidir. % 10'dan küçük hız değişimlerinde güç (P), emme basıncı (p_s) ve basma basıncındaki (p_d) değişimler ise aşağıdaki gibidir:

% 10'dan küçük hız değişimleri için $\eta_2 \approx \eta_1$ olmaktadır.

1450 d/d dönme hızındaki A, B ve C pompalarının dönme hızı (devri) 2900 d/d olduğunda debileri, güçleri, manometrik yükseklikleri ve verimlerdeki değişimler çizelge 2.4'te gösterilmektedir.

$$Q_2 = Q_1 \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} \quad (2.32)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_{su}}\right) \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (2.33)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}\right)^2 \quad (2.34)$$

$$p_{s2} \approx p_{s1} \left(\frac{\rho_2}{\rho_{su}}\right) \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (2.35)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1}\right)^3 \quad (2.36)$$

$$p_{d2} \approx p_{d1} \left(\frac{\rho_2}{\rho_{su}}\right) \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (2.37)$$

Çizelge 2.4. Pompa devrinin değişmesiyle birlikte değişen değerler.

	Debi		Güç		Yükseklik		Verim	
	Q (m ³ /h)		P (kW)		H (m)		η	
Çalışma	1450	2900	1450	2900	1450	2900	1450	2900
Noktası	d/d	d/d	d/d	d/d	d/d	d/d	d/d	d/d
A	20	40	1,2	9,0	10,2	40,8	0,47	0,50
B	45	90	1,4	10,9	8,0	32,0	0,70	0,72
C	70	140	2,2	16,6	5,5	22,0	0,49	0,52

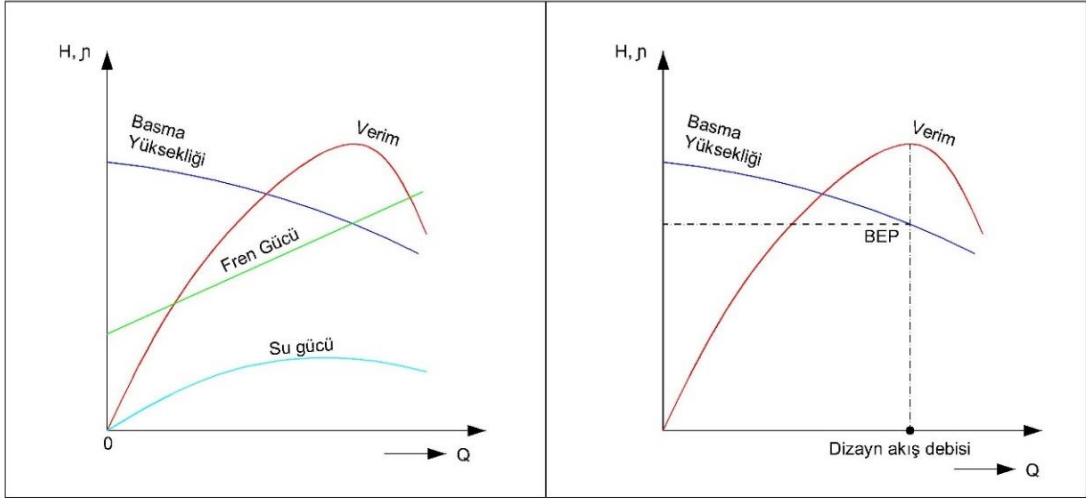
Aynı pompa, farklı hızlarda çalıştığında benzerlik kurallarının gerektirdiği tam benzerlik (geometrik ve dinamik benzerlik) sağlanamadığı için yukarıdaki bağlantılarla bulunan değerler yaklaşık olup gerçek değerler ancak deneysel olarak bulunabilir.

2.1.7. En İyi Verim Noktası Veya Optimum Nokta

Basma yüksekliği, gerekli emme net pozitif yükü (NPSH_R), verim ve fren gücünün hepsi akış miktarı olan debiye (Q) bağlı olarak değişir. En iyi verim noktası (BEP), verimin en yüksek olduğu noktadaki maksimum çark çapındaki debidir. Şekil 2.4'te görüldüğü gibi BEP' in sağında veya solundaki bütün noktalarda verim daha düşüktür.

BEP, hem optimum enerji dönüşümünün ölçüsü olarak, hem de mekanik dengedeki bir operasyonun ölçüsü olarak oldukça önemlidir. Bir uygulama için santrifüj pompa seçiminde veya ölçümünde pompa dizayn verimi göz önünde bulundurulmalıdır.

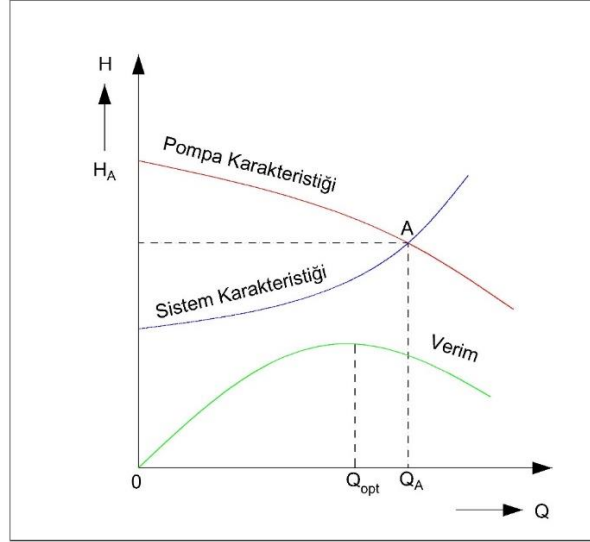
Santrifüj pompaların verimi yüzdelerle belirtilir ve santrifüj kuvvetin basınç enerjisine dönüşüm ölçüsü olarak tanımlanır. BEP; eğri üzerindeki hız enerjisinin basınç enerjisine dönüştüğü yerdeki alan, başka bir değişle de pompanın en verimli olduğu noktadır. Özgül hız, emme özgül hızı, hidrodinamik boyut, viskozite düzeltmesi gibi birçok parametrik hesap BEP' deki debi baz alınarak hesaplanır [48].



Şekil 2.4. En iyi verim noktası (BEP).

Bir pompada kullanıcı isteğine göre garanti edilen çalışma noktası nominal nokta veya anma noktası olarak tanımlanmaktadır. Pompa etiketi üzerinde yazılı olan debi, yükseklik, güç ve verim değerleri o pompanın nominal performans değerleridir.

Bir devredeki pompanın çalışma noktası, pompa manometrik yüksekliğinin sistemin gerektirdiği manometrik yüksekliğe eşit olduğu noktadır. Bu durum $H = H_m$ olarak ifade edilmektedir. Sabit bir devir sayısında çalışan pompanın karakteristiği ile sistem karakteristiğinin kesiştiği nokta pompanın o devredeki anma noktasını vermektedir. Bir pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken unsur o pompanın en iyi verim noktasının (Q_{opt}) mümkün olduğu kadar pompanın o sistemdeki çalışma noktasına (Q_A) yakın olmasıdır. Birçok kullanıcı, pompalarının optimum performansı için çalışma noktasını optimum noktanın % 70-120'si aralığında çalıştırılmasını tercih eder. Bu durum $\% 70 Q_{opt} \leq Q_A \leq \% 120 Q_{opt}$ olarak ifade edilmektedir [48].



Şekil 2.5. Çalışma noktası ve optimum nokta.

Çark, BEP' in sağ veya sol taraflarında (tavsiye edilen sınırların dışında) çalışırken simetrik olmayan kuvvetlere maruz kalmaktadır. Bu kuvvetler kendilerini titreşim, aşırı hidrolik itme kuvveti, sıcaklık artışı, kayma ve separasyon çukurları gibi dengesiz mekanik durumlarla açığa vurmaktadır. Bu yüzden santrifüj pompalar, üretici tarafından hazırlanan verimlilik eğrilerinin çok dışındaki aralıklarda çalıştırılmamalıdır. Inline tip santrifüj pompada çalışma noktası ve optimum noktası şekil 2.5'de gösterilmektedir. Bu aralıklarda çalışması, şaftın eksenden sapması ve sıvı sıcaklığının artışı nedeniyle, olması gerekenden erken yatak ve mekanik salmastra arızalarına sebep olurlar, bu da hassas parçaların aşınması ve oyulmasına yol açar. Çok zorunlu durumlarda ancak kısa süreli bir çalışma için bu aralık % 20 ve % 150 olarak genişletilebilir.

2.1.8. Özgöl Hız veya Özgöl Devir Sayısı (n_s)

Çark ve kanatlardaki konstrüksiyon farklarından dolayı dinamik pompalar, çalışmaları esnasında birbirlerinden karakteristik farklılık göstermektedir. Bir pompa tipinin seçilmesinde özellikle en iyi verimle çalışması istendiğinden bu işlem için iyi bir araştırma yapmak gerekmektedir. Bu nedenle de pompa özelliklerinin tespit edilmesinde özgöl hızdan faydalanılır. Özgöl hız, pompa çarkının geometrik olarak şeklini belirleyen bir sayıdır ve pompanın en iyi verimde çalışma noktasındaki (optimum nokta) performansı için aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır [49].

$$n_q = \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} \quad (2.38)$$

Ancak debi birimi m³/h olarak alındığında formül;

$$n_q = \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{60H_{opt}^{3/4}} \quad (2.39)$$

Yukarıda ifade edilen özgül hız (n_q) dışında yine ona benzeyen özgül hız (n_s) tanım ve formülleri de mevcuttur. Özgül hız (n_s), pompaların geometrik benzerliğini belirten boyutsuz bir dizayn kavramıdır. Pompa çarklarının çeşitlerine ve oranlarına göre sınıflandırmada ve pompanın optimum noktadaki performansı için kullanılır. Aynı özgül hızı sahip fakat farklı ölçülerdeki pompalar geometrik olarak benzer varsayılır. Diğer bir ifadeyle teorik ve geometrik olarak benzer bir pompanın 1 m³ suyu 1 m yüksekliğe basması için gereken hıza özgül hız adı verilmektedir. Özgül hız, sıvının yoğunluğuna bağlı olduğundan yoğunluğun 1 kg/dm³ olması durumunda kritik hızın 3,65 katı olup aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır [50].

$$n_s = 3,65 \frac{\sqrt[n]{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} \quad (2.40)$$

$$n_s = 3,65n_q \quad (2.41)$$

Özgül hızın n_q veya n_s değerine göre pompanın tipi saptanabilir. Özgül hızı göre pompa tipleri çizelge 2.5'te gösterilmektedir.

Çizelge 2.5. Özgül hızı göre pompa tipleri

n_q	Pompa Tipi
10-80	Radyal akışlı
70-175	Karışık akışlı
160-350	Eksenel akışlı

Özgül hızı tanımı ve formülünden kısaca aşağıdaki sonuçları çıkarmak mümkündür:

- Debisi ve manometrik yüksekliği aynı olan iki pompadan özgül hızı büyük olanın devir sayısı daha büyük ve dolayısıyla da boyutları daha küçüktür.

- Debisi ve devir sayıları aynı olan iki pompadan özgül hızı büyük olanın manometrik yüksekliği daha küçüktür.
- Manometrik basma yüksekliği ve devir sayıları aynı olan iki pompadan özgül hızı yüksek olanın debisi de daha büyük olur.

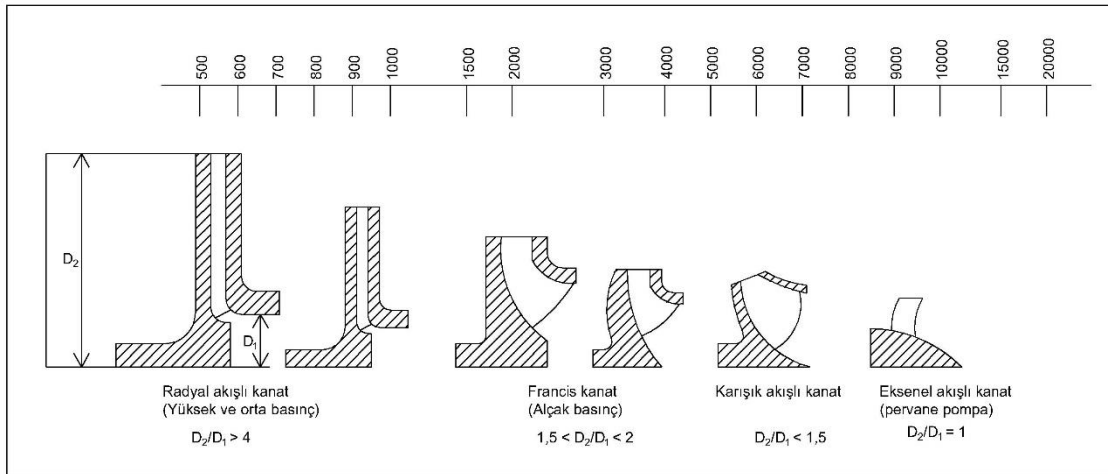
Özgül hız, çarkların genel sınıf veya şeklini de belirler. Özgül hız arttıkça çark dış çapı D_2 'nin, iç çap D_1 'e oranı azalır. Bu oran gerçek bir aksenal akış çarkı için 1,0'dir.

Özgül hız, iyi bir çark dizaynı için çark maksimum çapı D_2 'nin çark iç çapı D_1 'e oranının yaklaşık kabul edilebilir miktarını belirtir. Özgül hız formülünde Q birimi olarak l/s alındığında n_s değerleri aşağıdaki pompa sınıflarını ifade etmektedir [50]. Şekil 2.6'da çarkların çap oranına ve özgül hızla göre sınıflandırılması gösterilmiştir.

$$n_s: 500 \div 5000; D_2 / D_1 > 1,5 \text{ Radyal akışlı pompa.} \quad (2.42)$$

$$n_s: 5000 \div 10000; D_2 / D_1 < 1,5 \text{ Karışık akışlı pompa.} \quad (2.43)$$

$$n_s: 10000 \div 15000; D_2 / D_1 = 1 \text{ Aksenal akışlı pompa.} \quad (2.44)$$



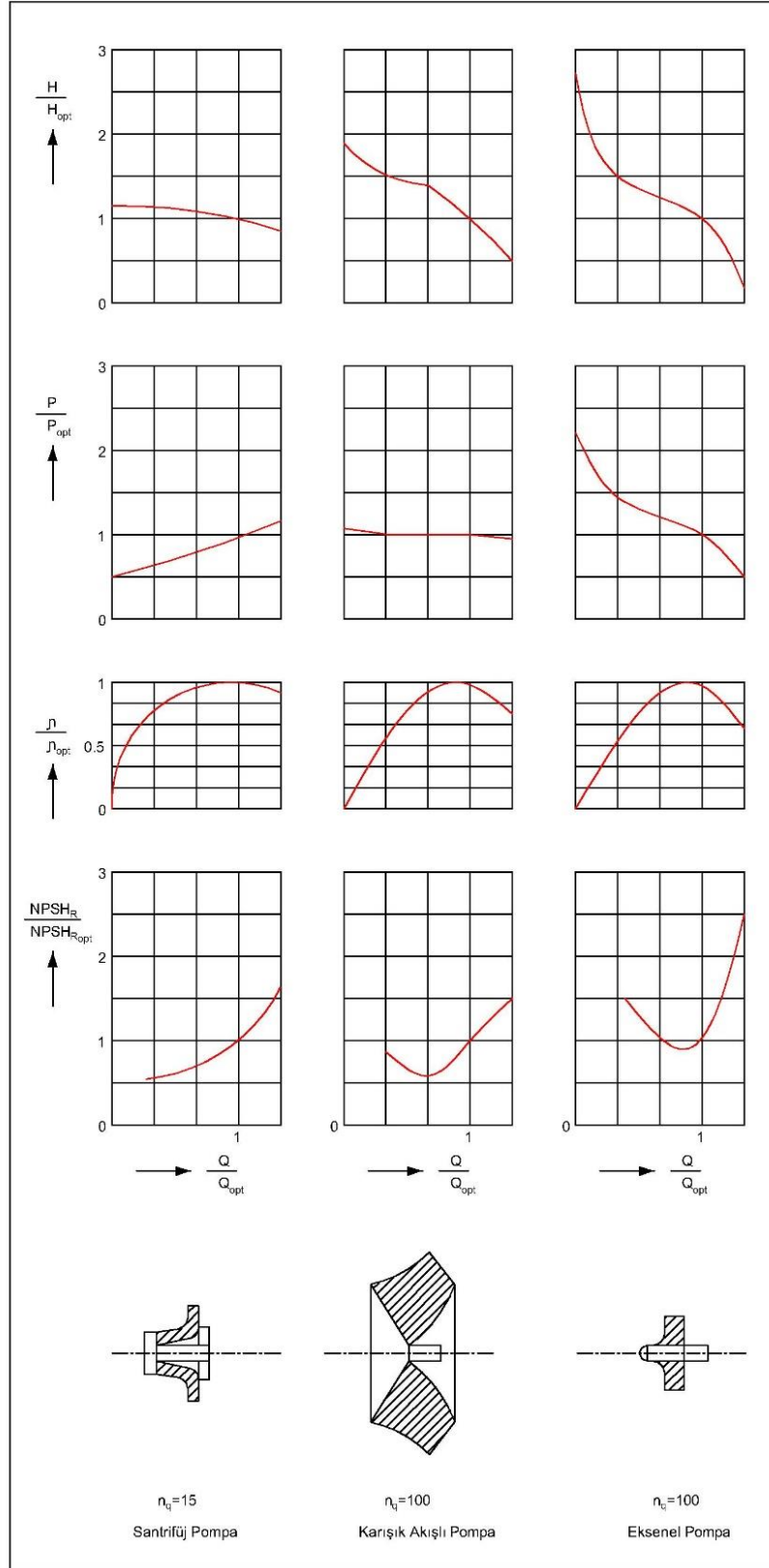
Şekil 2.6. Çarkların çap oranına ve özgül hızla göre sınıflandırılması

Özgül hız aynı zamanda, aynı özgül hızla sahip daha küçük bir pompadan oranlama yoluyla yeni bir pompanın dizayn edilmesinde kullanılır. Küçük pompanın ölçüleri ve performansı yeni pompa yapılırken onun model ve performansının önceden tahmin edilmesinde kullanılır. Şekil 2.7'de özgül hızla göre dinamik pompa karakteristiklerine yer verilmiştir [37].

Pompa seçiminde kullanılan diğer bir kavram da emme özgül hızıdır. Emme özgül hızının formülü, özgül hız formülüne benzemektir. Ancak, emme özgül hızı formülünde optimum yükseklik yerine gerekli emme net pozitif yükü kullanılmakta olup formül denklem 2.45'te belirtilmektedir. Buradaki formülde $NPSH_R$ birimi olarak metre alınmalıdır.

$$n_{ss} = \frac{\sqrt[3]{Q_{opt}}}{NPSH_R^{3/4}} \quad (2.45)$$





Şekil 2.7. Özgül hıza göre dinamik pompa karakteristikleri.

2.1.9. Çark Çapının Tornalanması

Tam santrifüj pompalarda ($n_q < 40$) çark çapı %20'ye kadar torna edilerek aynı dönme hızında debi, manometrik yükseklik ve güç azaltılabilir. D_1 çapında performans Q_1, H_1, P_1 olan bir pompa çarkı torna edilerek çapı D_2 'ye düşürülürse yeni performans değerleri yaklaşık olarak denklem 2.46'da olduğu gibi hesaplanmaktadır [45].

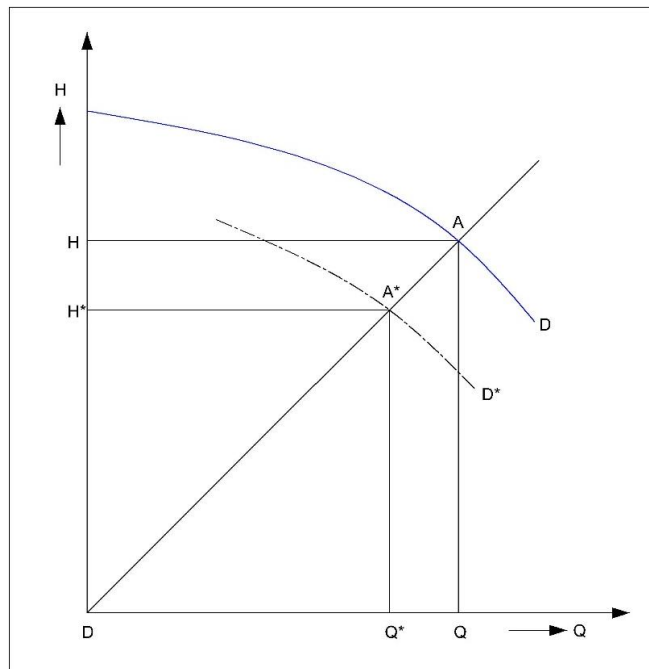
$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.46)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.47)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \quad (2.48)$$

$$\eta_2 \approx \eta_1 \quad (2.49)$$

D çark çapındaki $H=f(Q)$ performansı belirli bir pompanın A^* çalışma noktasındaki, Q^* ve H^* değerlerini sağlayacak D^* çark çapını hesaplaması denklem 2.50'de verilmektedir. Şekil 2.8'de O noktası ($Q=0, H=0$) ile istenilen A^* çalışma noktası bir doğru ile birleştirilir. Bu doğrunun D çark çapındaki $H=f(Q)$ karakteristiğini kestiği A noktası bulunur. A noktasının debisi Q, manometrik yüksekliği H olduğuna göre; D^* çapı denklem 2.51 ile hesaplanmaktadır.



Şekil 2.8. Çark çapının tornalanması.

$$D^* \approx D \sqrt{\frac{Q^*}{Q}} \quad (2.50)$$

$$D^* \approx D \sqrt{\frac{H^*}{H}} \quad (2.51)$$

Torna edilmiş çark için pompa performansı mutlaka deneysel olarak elde edilmelidir. Genellikle, torna edilmiş çark ile çalışan pompanın verimi orijinal çaplı pompaya göre daha düşük olmalıdır.

2.1.10. Sistem Manometrik Yüksekliği (HS)

Belirli bir tesisatta, belirli bir sıvının, belirli bir debide basılabilmesi için pompa tarafından birim ağırlıktaki sıvıya verilmesi gereken enerjiye (yük) sistem manometrik yüksekliği denir. Denklem 2.52 ile sistem manometrik yüksekliği hesaplanmaktadır. Şekil 2.9 ve şekil 2.10'de manometrik yüksekliği hesabında kullanılan notasyonlar gösterilmektedir [51].

$$H_s = H_{geo} + \frac{P_b - P_\varepsilon}{\rho g} + \frac{v_b^2 - v_\varepsilon^2}{2g} + h \quad (2.52)$$

$$H_{geo} = z_b - z_\varepsilon \quad (2.53)$$

$$h = h_s + h_b \quad (2.54)$$

Bir pompanın, belirli bir tesisattaki çalışma noktasında pompa manometrik yüksekliği ile sistem manometrik yüksekliği eşittir.

$$H = H_s \quad (2.55)$$

Genellikle emme ve basma haznelerindeki hız enerjileri ihmal edilmektedir.

$$\frac{v_\varepsilon^2}{2g} = 0 \quad (2.56)$$

$$\frac{v_b^2}{2g} = 0 \quad (2.57)$$

$$H_s = H_{geo} + \frac{P_b - P_\varepsilon}{\rho g} + h \quad (2.58)$$

Emme haznesi atmosfere açık ise ($P_e=0$) denklem 2.59'da belirtilmektedir.

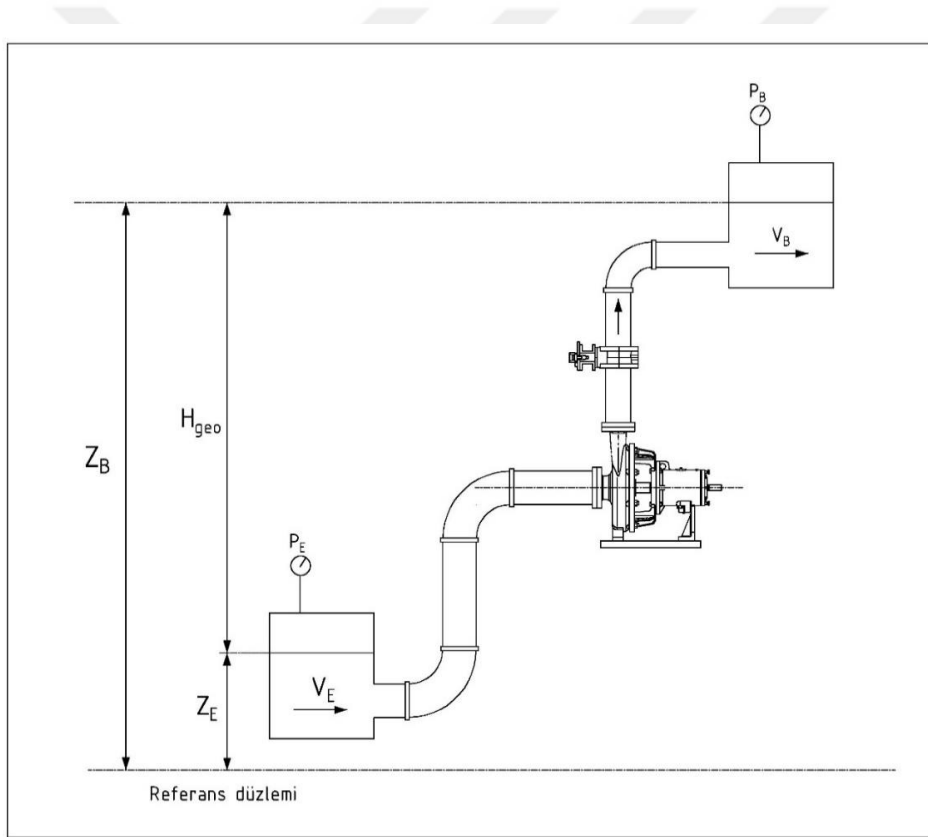
$$H_s = H_{geo} + \frac{P_b}{\rho g} + h \quad (2.59)$$

Basma haznesi atmosfere açık ise ($P_b=0$) denklem 2.60'da belirtilmektedir.

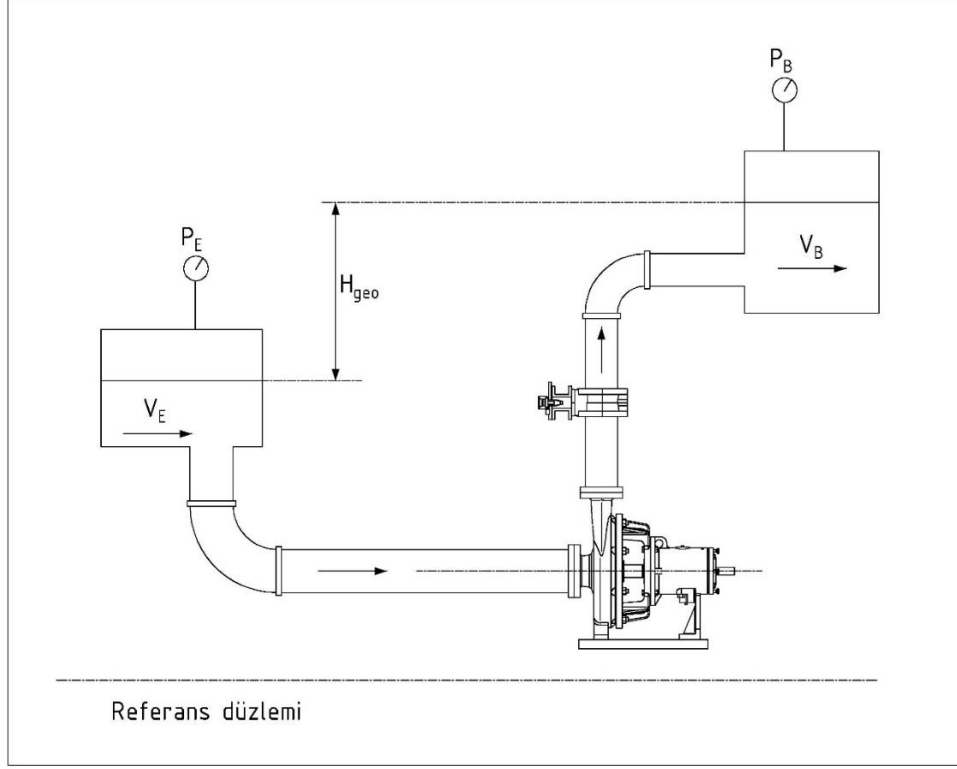
$$H_s = H_{geo} + \frac{P_e}{\rho g} + h \quad (2.60)$$

Hem emme, hem basma haznesi atmosfere açık ise ($P_e=0$, $P_b=0$) denklem 2.61'de belirtilmektedir.

$$H_s = H_{geo} + h \quad (2.61)$$



Şekil 2.9. Sistem manometrik yüksekliği hesabında kullanılan pompa şeması.



Şekil 2.10. Sistem manometrik yüksekliği hesabında emme hızına sahip pompa şeması.

2.1.11. Boru Sürtünme Kaybı

Sabit çaplı düz bir borudaki sürtünme kaybı denklem 2.62’de belirtilen Darcy Weisbach formülü ile hesaplanmaktadır.

$$h_{bs} = \gamma \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.62)$$

Dairesel kesitli borularda akış hızı denklem 2.63’te belirtilmektedir.

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (2.63)$$

Sürtünme katsayısı (γ), Moody diyagramından Reynolds sayısı (Re) ve boru bağıl pürüzlülüğüne (ϵ) bağlı olarak tespit edilir. Moody diyagramı ek 1’de belirtilmektedir. Reynolds sayısı hesabı denklem 2.64’te belirtilmektedir.

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.64)$$

Bağıl pürüzlülük kat sayısı hesabı denklem 2.65’de belirtilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{k}{D} \quad (2.65)$$

Ortalama pürüz yüksekliği (k), boru malzemesine ve boru malzemesinin üretim yöntemine bağlı olarak çizelge 2.6’da belirtilmektedir [45].

Çizelge 2.6. Ortalama pürüz yüksekliği (k)

Boru Tipi		k(mm)
Döküm	Bitüm kaplı	0.25-0,15
	Kaplamasız	0,25 - 0,50
Boru	Beton kaplı	0,025-0,10
	Kullanılmış	1.-3
Çelik	Galvanizli	0,10-0,15
	Bitüm kaplı	0,05-0,10
	Beton kaplı	0,025-0,10
	Dikişsiz	0,02 - 0,05
	Dikişli (boyuna)-siyah	0,04-0,10
	Kullanılmış	0,15-1,50
Beton	Perçinli	1,0-10,0
	Yeni - Düzgün	0,30 - 0,80
	Yeni - Pürüzlü	2.-3
Boru	Kullanılmış	0,20 - 0,30
Asbestli çimento boru		0,03-0,10
Cam elyaf takviyeli plastik		0,03
Alüminyum, bakır	Yeni	0,01
Kurşun, Pirinç boru	Kullanılmış	0,03
Plastik boru		0,03-0.10
Hortum	Lastik, lastik kaplamalı bez	0,7-0,10
	Kaplamasız bez	1,30
	Bahçe hortumu (15mm-40mm çap)	0,7

Moody diyagramında boru sürtünme katsayısını (γ) belirlememiz gerekmektedir. Borudaki akış için hesaplanan Re sayısı yatay eksen üzerinde işaretlenir (A noktası). Bu noktadan çizilen düşey doğrunun, hesaplanan $\varepsilon =$ sabit eğrisini kesim noktasından (B noktası) çizilen yatay doğrunun düşey eksenini kestiği C noktasındaki boru sürtünme katsayısı hesaplanır [52]. Moody Diyagramına Ek 1’de yer verilmiştir.

2.1.12. Elektrik Motor Verimi

$$P_A = \frac{\sqrt{3}UI\cos\varphi}{1000} \quad (\text{Motorun şebekeden çektiği güç}). \quad (2.66)$$

$$P_M = \frac{\sqrt{3}UI\cos\varphi\eta_M}{1000} \quad (\text{Motor mil gücü}) \quad (2.67)$$

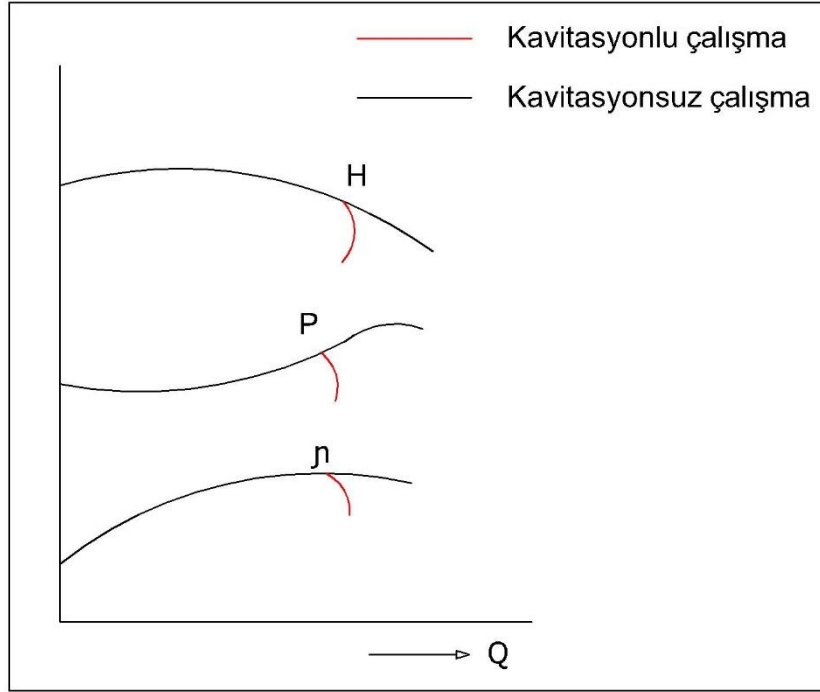
$$\eta_M = \frac{P_M}{P_A} \quad (2.68)$$

2.2. KAVİTASYON İNCELENMESİ

Pompa içinde herhangi bir bölgedeki statik basınç lokal olarak basılan sıvının buharlaşma basıncının altına düşerse, o bölgeden geçen sıvı buharlaşır ve çok sayıda çok küçük boyutlarda doymuş sıvı buharı habbecikleri oluşur. Bu sırada sıvı içinde erimiş hava ve gazlar da serbest kalarak gaz kabarcıkları oluştururlar. Akan sıvının dinamik etkisi ile sürüklenen buhar zerrecikleri lokal statik basıncın, sıvının o sıcaklıktaki buharlaşma basıncından daha yüksek olduğu bir bölgeye geldiklerinde aniden yoğuşurlar. Sıvının lokal olarak buharlaşması ve yoğuşması çevrimi kaviteasyon olarak adlandırılır.

Sıvı buhar zerreciklerinin yoğuşması sırasında boşaltılan hacimler, bunları çevreleyen sıvı tarafından aniden doldurulur. 20°C de doymuş su buharının hacminin aynı sıcaklık ve kütledeki suyun hacminin 60000 katı olduğu dikkate alınırsa yoğuşma sırasında basıncın lokal olarak 4000 bar’a kadar artışının da nedeni ortaya çıkar. Sıvının buharlaşması ve yoğuşması çevrimi saniyede 300-400 kez olmaktadır. Sıvı buharı zerreciklerinin yoğuşması; pompada titreşim, gürültü ve yoğuşma bölgesine yakın katı yüzeylerde kaviteasyon erozyonuna neden olur. Kaviteasyonlu çalışma süresine bağlı olarak, pompada malzeme aşınması sonucu sünger gibi bir malzeme yapısı ortaya çıkar.

Kavitasyonun bu mekanik etkisinin dışında pompanın hidrolik performansında da bozulma gözlenir. Tam gelişmiş kaviteasyonda çarkın içindeki akış kesitleri buhar zerrecikleri tarafından bloke edildiğinden debide artış sağlamak mümkün olmadığı gibi manometrik yükseklikte de ani bir düşme gözlenir. Şekil 2.11’de kaviteasyonlu ve kaviteasyonsuz çalışma arasındaki farklar gösterilmektedir.



Şekil 2.11. Kaviteasyonlu ve kaviteasyonsuz çalışma arasındaki farklar.

Buhar kabarcıklarının ani yoğuşması ile meydana gelen basınç darbeleri, boş bir teneke içinde çakıl taşlarının çalkalanmasını andıran gürültü şeklinde duyulmaktadır. Cidarlarda ve pompanın tümünde çok belirgin titreşimler oluşur. Pompa ne kadar büyük ise titreşimler o derece kuvvetli olmaktadır. Pompa da debi değerleri, manometrik basma yüksekliği, güç ve verim gibi performans değerleri önemli ölçüde ve hızlı düşmeler göstermektedir. Kaviteasyon olayına maruz kalan bölgedeki malzeme, birkaç hafta veya sene gibi bir süre sonunda, kaviteasyon tahribatı diye adlandırılan kendisine has bir özelliği bulunan ve sünger gibi içinden boşalmış durumda bir tahribata maruz kalmaktadır [53].

Yapılan bir çalışmada, bir pompanın kaviteasyonlu çalışıp çalışmadığını belirlemek için, deneye dayalı birçok metot geliştirip, bunların birlikte ya da bağımsız uygulanabildiği bildirilmekle beraber, en yaygın kaviteasyon teşhis yöntemleri belirlenmiştir. Bunlar;

makine çalışırken kavitasyonun oluşturduğu gürültü ve titreşimi ölçme metodu, stroboskopik gözlem metodu (kabarcık boyutunun belirlenmesi) ve mühendislik açısından büyük önem taşıyan makinenin çalışma karakteristiklerindeki değişimin incelenmesine yönelik metotlardır [13, 54].

Pompaların verimli çalışabilmesi için akışkan, pompa emiş hattında sıvı formda olmak zorundadır. Eğer pompa emiş hattında herhangi bir bölgedeki statik basınç, sıvının buhar basıncının altına düşerse sıvı buharlaşmaya başlar ve bunun sonucunda çok küçük boyutlarda pek çok sayıda doymuş sıvı buharı tanecikleri oluşur. Yine bu esnada sıvı içindeki hava ve gazlar da serbest kalır. Dolayısıyla gaz kabarcıkları oluşturur. Akmakta olan sıvının dinamik etkisiyle sürüklenen buhar tanecikleri, yerel statik basıncın sıvının o sıcaklıktaki buharlaşma basıncından daha yüksek olduğu bir bölgeye geldiklerinde aniden yoğuşurlar [55].

Kavitasyon sadece mekanik hasara neden olmakla kalmaz, aynı zamanda hidrolik performansta da bozulma meydana getirir. Bunun sonucunda gelişmiş bir kavitasyon durumunda debide ve manometrik yüksekliğinde de düşüş görülür. Santrifüj pompalarda kavitasyonun en yoğun bir şekilde görüldüğü yerler kanat girişindeki emme yüzeyi ve çarkın ön yanağıdır. Daha da gelişmiş bir kavitasyon durumunda ise salyangoz gövdesinde de kavitasyon etkisi görülür.

Kavitasyonun görülmesiyle pompada olumsuz olaylar meydana gelmektedir. İçi sıvı ve çakıl taşları ile dolu olan bir kovanın döndürülmesiyle çıkacak seslere benzeyen bir gürültü meydana gelir. Pompanın hem kendisinde, hem de boru devrelerinde bir sarsıntı oluşur. Pompa ne kadar büyükse titreşimler de o denli şiddetli olmaktadır. Basılmaya çalışılan sıvının etkisiyle pompa girişinde çarkın ve gövde üzerinde malzemelerden tanecikler kopar ve iç cidar bir süre sonra daha önce de söylendiği gibi süngerimsi bir görünüm kazanmaktadır. Kavitasyonun şiddetine göre de bir süre sonra pompa kullanılamaz duruma gelir. Pompanın performansında önemli azalmalar görülür. Kavitasyona uğrayarak aşınmış çark şekil 2.12'de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Kavitasyona uğramış çark resmi.

Pompalarda kavitasyonun oluşmasına neden veya yardımcı olan bazı unsurlar vardır. Pompaya emilen sıvı içinde bulunan toz taneciklerinin fazla miktarda bulunması, çark kanatlarının kısa ve sayılarının az olması, çark kanatlarının giriş açılarının belirli sınırları aşması kavitasyon oluşumuna neden olmaktadır. Debinin, pompa devir sayısının ve emme derinliğinin fazla olması kavitasyona sebep olur. Pompa emiş borusundaki enerji kayıplarının aşırı olması, emilen sıvı içerisinde hava veya erimiş gazların çok miktarda bulunması, pompanın çalıştığı yerde atmosfer basıncının düşük olması veya pompanın emiş yaptığı tanktaki mutlak basıncın düşük olması, pompaya emilen sıvının sıcaklığının yüksek olması pompa sisteminde kavitasyona uğramasına yardımcı olan unsurlardır.

Kavitasyona engel olmak için pompa girişindeki basınç, sürekli olarak buhar basıncından belli bir oranda yüksek tutulmalıdır.

2.2.1. Emmedeki Net Pozitif Yük (NPSH)

Pompanın emme flanşı kesitinde, pompa referans düzlemindeki toplam yükün (mutlak basıncın) pompalanan sıvının çalışma sıcaklığındaki mutlak buharlaşma basıncından farkına emmedeki net pozitif yük denir. NPSH şeklinde gösterilmektedir. Pompa referans düzlemi olarak yatay eksenli pompalarda pompa ekseninden geçen yatay düzlem, dikey eksenli olanlarda ise çark kanadı giriş kenarından geçen yatay düzlem dikkate alınmakta olup NPSH denklem 2.69’da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır [55].

$$NPSH = \left(\frac{P_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \right) - \frac{P_v}{\rho g} \quad (2.69)$$

NPSH için kaviteyonun, buharlaşma basıncının ve bu basıncın sıcaklıkla değiştiğinin, yoğunluğun bütün sıvıları kapsayacak şekilde önemli olduğunun, sıvı hızının basıncı veya yükü nasıl etkilediğinin, yük kayıplarının ne olduğunun ve nasıl hesaplandığının, gauge basıncı ile mutlak basınç farkının ne olduğunun ve vakum gibi kavramların bilinmesi gerekmektedir.

Özetleyecek olursak pompanın giriş tarafında oluşup devrelere, çarka ve mekanik salmastraya zarar veren ve sıvının buharlaşması ile yoğunlaşması şeklindeki çevrime kaviteyon adı verilmektedir. Kaviteyon bir diğer ifadeyle de sıvı içinde oluşan delik ve boş alanların kabarcık şeklinde oluşması ve daha sonra da çökmesi olayıdır. Bu kabarcıkların çökmesi çarka ve salyangoza zarar vererek pompanın işlevini kaybetmesine yol açmaktadır.

Buhar basıncı, sıvıların kaynaması ile ilgili bir durumdur. Sıvıların kaynamaları veya buharlaşabilmeleri için ya sıcaklıklarının artırılması ya da basınçlarının düşürülmesi gerekir. Eğer bir sıvının sıcaklığı artarsa veya artırılırsa o sıcaklıktaki buharlaşma basıncının tablolara bakılmak suretiyle bilinmesi gerekir.

Yoğunluk, sıvıların kütlesi ile ilgili bir kavram olup standart olarak 4°C'deki su baz alınarak tayin edilir. Eğer herhangi bir sıvı, su içinde batarsa yoğunluğu 1 kg/m³'den büyük demektir. Tersine olup da sıvı suyun üstünde yüzerse yoğunluğu 1 kg/m³'den küçük demektir.

Sıvı hızı önemli bir faktör olup, bu hız arttığında basınç düşer. Sıvı hızı düştüğünde ise basınç artar. Burada kural olarak bakarsak basınç ve hız çarpımlarının eşit olması prensibine dayanmaktadır.

Yükseklik, pompa terminolojisinde basınç yerine kullanılan bir kavramdır. Diğer bir ifadeyle de pompanın impeller çapına ve hızına bağlı olarak sıvıyı çıkarttığı yükseklik mesafesidir. Basınç, yoğunluğa bağlı olarak değiştiği için kullanılması tavsiye edilmez. Pompa üretici firmaları ürettikleri pompaları satarken alıcının bu ürünü hangi sıvıyla kullanacağını bilemezler. Bu nedenle de hesaplarını su ile yaparak sadece pompanın basabileceği yüksekliği verirler.

Yükseklik (yük) kayıpları veya diğer adıyla sürtünme kayıpları toplamı olarak bakarsak; borular, bağlantı elemanları ve valfler nedeniyle oluşan kayıpların toplamıdır. Bu kayıpların hesaplanması için bazı diyagramlardan veya tablolardan faydalanılır.

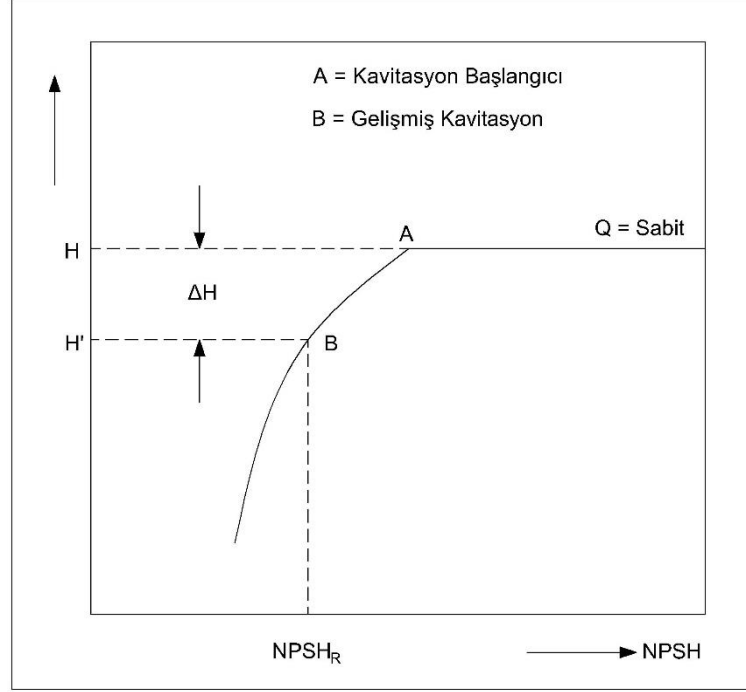
Eğer bir basınç veya vakum basıncında okunan bir değer varsa bu değer üzerine atmosfer basıncı ilave edilirse sonuç olarak mutlak basınç elde edilir. Açık olan bir tanktaki atmosfer basıncı 1 atm veya 10,33 m olup kapalı tankta ise gauge basıncı ile atmosfer basıncının toplamıdır. Vakum, atmosfer basıncının altında olma durumudur. Deniz seviyesinde atmosfer basıncının değeri 1 atm ya da 1,013 bar olarak kabul edilir. NPSH hesaplamalarında basınç, gauge basınç yerine mutlak basınç değerleri (m) kullanılır [55].

Gauge basınç ile mutlak basınç farkına baktığımızda; mutlak basınç 0 noktası olarak mutlak 0 değerini alırken, gauge basınç 0 noktası olarak atmosfer basıncını alır. Yani gauge basıncı mutlak sistem basıncı ile atmosferik basınç arasındaki farktır. Bu değer hava basıncına ve deniz seviyesindeki yüksekliğe göre değişiklik gösterir. Mutlak basınç ölçümü ise bu değişimlerden etkilenmez [56, 57].

2.2.2. Emmedeki Gerekli Net Pozitif Yük (NPSH_R)

Pompa üretici firmaları pompaları alıcılara teslim ederken pompaların yanında bir de kullanma kılavuzu (kitapçığı) verirler. Bu kitapçıkta pompaların performans eğrileri de yer almaktadır. Bu eğrilerde belirtilen debiler için gerekli olan NPSH değeri de ek 4'te gösterilmektedir. Ancak değerler su için verildiği için alıcının da, pompa ile basacağı sıvının yoğunluğunu ve buharlaşma basınçlarını bilmesi gerekmektedir.

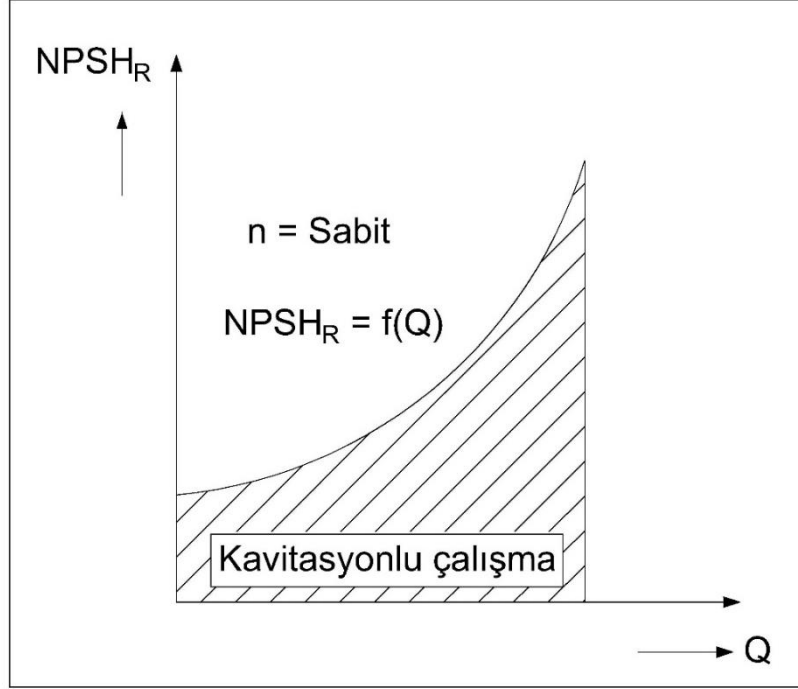
NPSH, iki türlü olup bunlar da birbirleriyle direkt olarak ilgilidirler. NPSH bir anlamda sıvının buharlaşmasını önlemek için bir ölçü birimidir. Genellikle üreticiler pompayı dönme hızını, debiyi ve sıvının sıcaklığını sabit tutmak koşuluyla su ile test ederler. Bu test esnasında pompanın giriş valfi kısılarak pompa girişindeki (emme flanşındaki) p_s basıncı yavaş yavaş azaltılmaktadır. Bu esnada giriş basıncının belirli bir değerine kadar manometrik yükseklik Şekil 2.13'te görüldüğü gibi değişmemektedir. Giriş basıncının belli bir değerinden sonra ise yükseklik azalmaya başlamaktadır [55].



Şekil 2.13. Kavitasyonun tespit edilmesi.

Yüksekliğin azalmaya başladığı bu nokta (A noktası) kavitasyonun başladığı kritik noktadır. Ancak bu kritik A noktasını tespit etmek zor olduğundan pompanın giriş basıncı ve dolayısıyla da NPSH azaltılmaya devam edilir. Sabit debide manometrik yüksekliğin kavitasyonsuz çalışmadaki manometrik yüksekliğe göre % 3 azaldığı nokta diğer bir ifadeyle B noktası, pompanın o debideki kavitasyon sınırı olarak kabul edilir. B noktasından itibaren giriş basıncı daha da düşürülürse kavitasyonun şiddeti daha çok artar. A ve B noktası arasında ise sınırlı bir kavitasyon görülür. Bir pompanın herhangi bir debide çalışırken gerekmedikçe o debi için belirlenmiş olan NPSH_R değerinden küçük bir NPSH değerinde çalışmasına izin verilmemelidir.

Pompalarda farklı debilerdeki değerler için aynı test tekrarlanır ve her bir debi için NPSH_R değeri saptanır. Daha sonra bu debi değerleri için şekil 2.14'de görülen kavitasyon karakteristiği elde edilmektedir.



Şekil 2.14. Kaviteasyon karakteritiği.

Kaviteasyon performansı bakımından, iyi pompa NPSH_R değeri küçük olan pompadır. Çünkü pompa girişindeki emme basıncı (p_s) kaviteasyona neden olmadan daha küçük değerlere düşebildiğinden pompa, sıvının buharlaşma basıncına yakın emme basınçlarında güvenle çalışabilir.

Kaviteasyon testi yapılırken buharlaşmanın neden olduğu kaviteasyonun ilk işaretleri görüldüğünde, emme basıncına bakılır ve bu basınç yüksekleğe çevrilir. Sonuçta bulunan ve pompa eğrisinde belirtilen yükseklik gerekli net pozitif emme yüksekliği (NPSH_R) olarak adlandırılır. NPSH sıvının mutlak sütun yüksekliği olduğu için her zaman pozitifdir. Net terimi pompa emme flanşindeki gerçek basınç yüksekliğidir ve statik emme yüksekliğiyle karıştırılmamalıdır. Şekil 2.14'de görüldüğu gibi pompada debi arttıça NPSH_R de artmaktadır [55].

2.2.3. Emmedeki Mevcut Net Pozitif Yükleği (NPSH_A)

Pompanın çalıştığı yerde alıcı veya kullanıcı tarafından hesaplanması gereken pompanın emme flanşi kesitinde ve pompa referans düzleminde ölçülen toplam yükün pompa tarafından basılan sıvının çalışma sıcaklığındaki mutlak buharlaşma basıncından ne kadar büyük olduğunu gösteren değere mevcut net pozitif emme yüksekliği (NPSH_A) denir [55].

$NPSH_A$ değeri pompadan bağımsız bir değer olup devre ve işletme koşullarına bağlıdır. Kavitasyonu önlemek için hesaplarla bulunan $NPSH_A$ değeri, $NPSH_R$ değerine eşit veya ondan büyük olmalıdır. Kavitasyondan korunmak amacıyla bir emniyet payı olarak en azından $NPSH_A \geq NPSH_R + 0,5$ m koşulu gerçekleştirilmelidir. Çünkü $NPSH_A$ değeri, $NPSH_R$ değerinden ne kadar büyük olursa pompada kavitasyon oluşma riski de o denli azaltılmış olacaktır. $NPSH_A$ değeri aşağıdaki formüllerle hesaplanmaktadır.

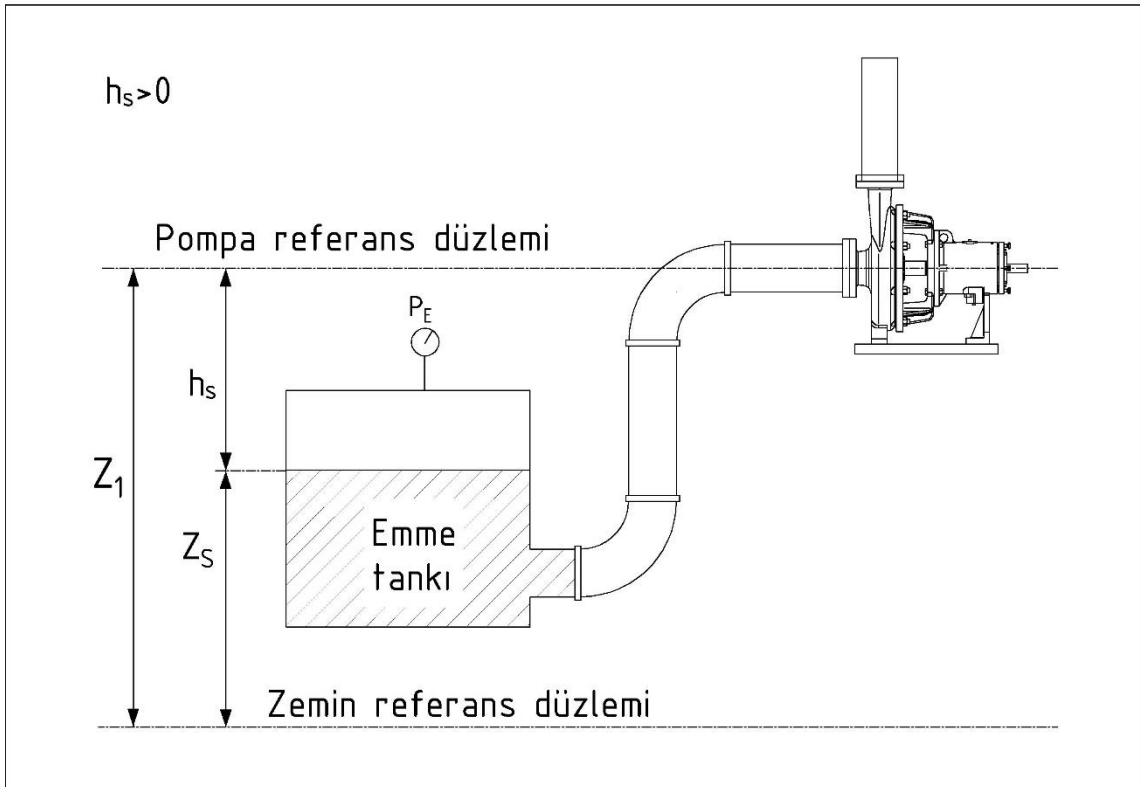
$NPSH_A = \text{Atmosfer basıncı} + \text{Yüzey basınç yüksekliği} + \text{Statik yükseklik} - \text{Buharlaştırma basınç yüksekliği} - \text{Sürtünme kayıp yüksekliği}.$

$$NPSH_A = h_{atm} + h_p + h_s - h_{vp} - h_f \quad (2.70)$$

$$NPSH_A = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - h_s - h_f \quad (2.71)$$

Şekil 2.15'te görüldüğü gibi emme derinliği olan devrelerde statik emme yüksekliği $h_s > 0$ olmaktadır [55].

$$h_s = z_1 - z_s \quad (2.72)$$



Şekil 2.15. Emme derinliği olan devre.

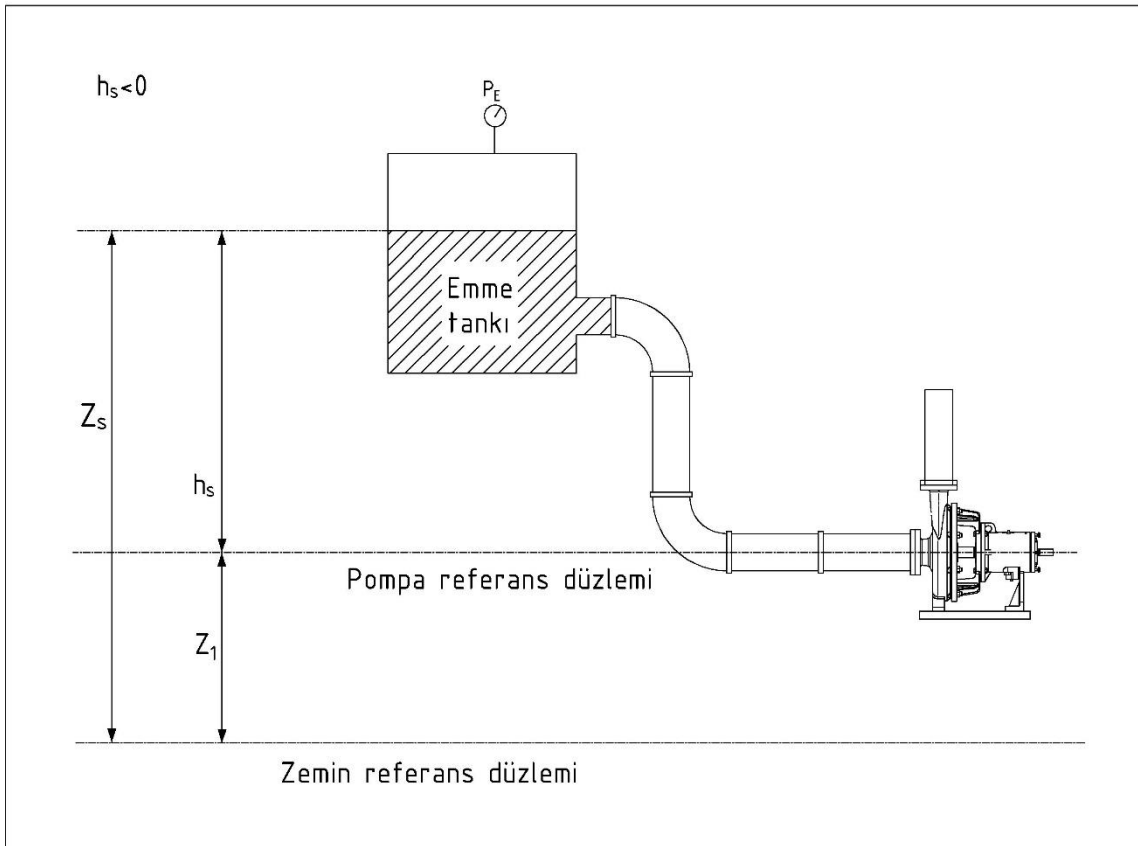
2.2.4. Kaviteasyon Kontrolü Ve Emme Yüksekliğinin Hesabı

Pompalardaki en büyük sorunun kaviteasyon olduğu bilindiğinden kullanılacak pompalarda kaviteasyon riskinin olup olmadığının bulunması gerekmektedir. Bunun için de öncelikle $NPSH_R$ değerinin bilinmesi gerekmektedir. $NPSH_R$ değerinin kaviteasyon karakteristiğinden bulunması veya ampirik bağıntılarla hesaplanmasıyla maksimum emme derinliği de denklem 2.73'teki gibi hesaplanmaktadır.

Pompanın kaviteasyonsuz çalışabilmesi için $H_{maks} \geq h_s$ olmalıdır. Eğer h_s değeri pozitif ise pompa eksenini emme tankı sıvı serbest yüzeyinden yukarıda, h_s değeri negatif ise pompa eksenini emme tankı sıvı serbest yüzeyinden aşağıda olacaktır.

$$H_{maks} = \frac{P_s}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - h_f - NPSH_R - 0,5 m \quad (2.73)$$

Şekil 2.16'da görüldüğü gibi emme yüksekliği olan devrelerde, statik emme yüksekliği $h_s < 0$ olmaktadır.



Şekil 2.16. Emme yüksekliği olan devre.

2.3. KAVİTASYON İÇİN ÖNLEMLER

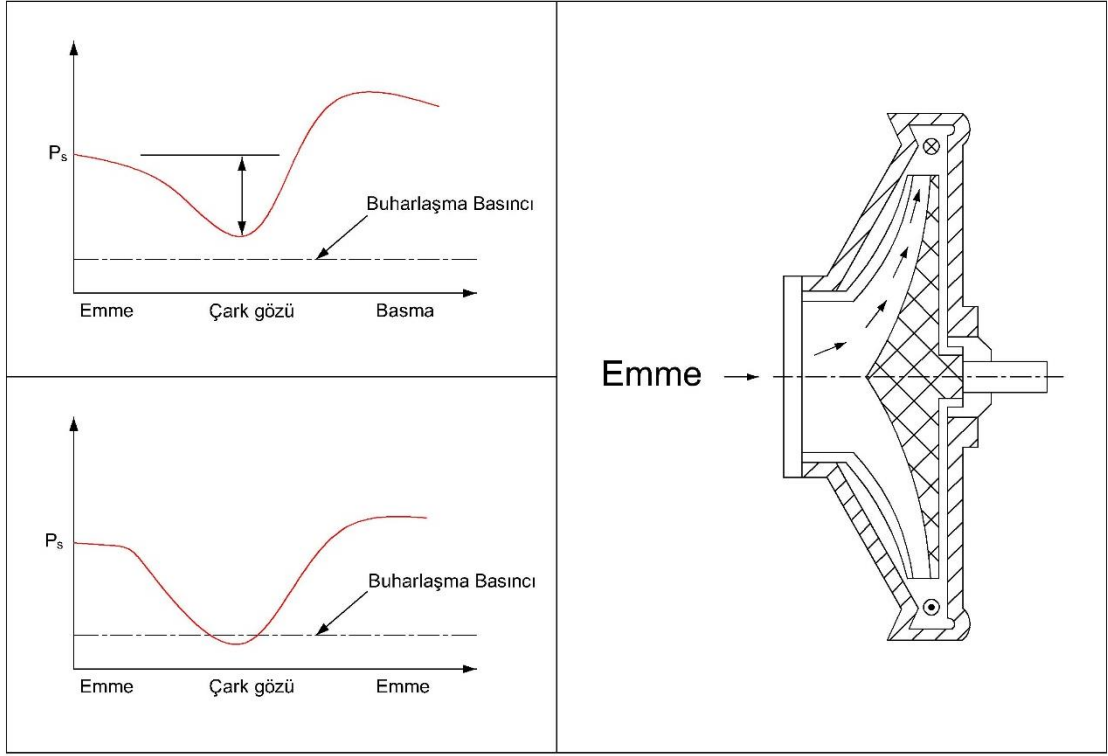
Düşük basınç sistemlerinde yoğuşum suyu 82-93 °C arasındaki sıcaklıklarla kazana dönmektedir. İlk dizaynında bu sıcaklıklar korunabilse de daha sonraları buhar traplarının iyi ve doğru çalışmaması nedeniyle buharın traplardan by-pass etmesi sonucu bu değerler de tutturulamaz. Böyle bir durumda derhal trapların yenilenmeleri gerekmektedir. Bu sistemlerde buhar yoğuşum dönüş devrelerindeki yüksek sıcaklıklar nedeniyle yoğuşum pompasının seçimi çok çok önemli hale gelir [37].

NPSH sıcaklık, rakım, statik yükseklik ve debi gibi faktörlere bağlıdır. Yoğuşum pompaları, kavitasyonu önlemesi ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilmesi amacıyla düşük NPSH değerlerinde dizayn edilirler.

Santrifüj pompalarda akışkan, çark gözüne (ortasına, göbeğine) girdiği zaman basıncı düşer. Çark gözündeki mutlak basınç, sıvının buharlaşma basıncını da düşürür ve buhar çukurları oluşmaya başlar. Bu buhar çukurları, çark kanatları boyunca akışkan içinde yol alırken basınç yükselir ve bu çukurlar dağılıp çöker. Bu çökme olayına kavitasyon adı verilir.

Kavitasyon sadece gürültü çıkaran bir olay olmayıp pompa çarka, şafta, mekanik salmastraya da zarar vererek pompanın debisini düşürür. İşte tam burada bu çukurcukların oluşmasını ve çökmesini önlemek için gerekli minimum yüksekliğe emmedeki gerekli net pozitif yük (NPSH_R) adı verilir.

Şekil 2.17'de akışkanın çark gözüne girmesiyle oluşan basınç değişimleri gösterilmektedir. Üst taraftaki eğride sistem emme basıncı (p_s) sürekli olarak buharlaşma basıncının üstünde bulunduğu için kavitasyon oluşmamaktadır. Alttaki eğride ise sıvının çark gözüne girmesiyle sistem emme basıncı (p_s), buharlaşma basıncının altına düşmekte ve kavitasyona neden olmaktadır [58].



Şekil 2.17. Kaviteasyon oluşumu.

Tekrar edilecek olursa $NPSH_R$, kaviteasyonu önlemek için gerekli emme yüksekliği (yükü) miktarıdır ve pompa dizaynı ile belirlenip eğrilerle gösterilir. $NPSH_A$ ise pompa emiş tarafındaki emme yüksekliği miktarı veya pompa emiş tarafında buharlaşma basıncı üstündeki toplam faydalı enerjidir. Bu da sistem şartlarına göre kararlaştırılır.

Kaviteasyonun oluşacağı bu gibi durumlarda önlem olarak iki seçenek bulunmaktadır. Bunlardan biri $NPSH_R$ değerini düşürmek, diğeri ise $NPSH_A$ değerini artırmaktır. $NPSH_A$ değerini artırmak için bir veya birkaç etkin faktör değiştirilebilir. Örneğin, buharlaşma basıncını düşürmek için yoğuşum sıcaklığı düşürülebilir. Bunun için de enerji kaybı olmasına karşın bir cooler (soğutucu) veya bir soğutma tankı kullanılabilir.

$NPSH_A$ değerini artırmanın bir diğeri yolu da yoğuşumun toplandığı rezervuarı basınçlandırmaktır. $121\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye kadar olan sıcaklıklarda pompalarla birlikte dizayn edilen basınçlandırılmış yoğuşum üniteleri mevcuttur. Kapalı sistem kullanıldığında ani kayıplardan kaçınmak gerekmektedir. Basınçlandırılmış yoğuşum üniteleri düşük $NPSH_A$ için her zaman çözüm olmayabilir.

Bir başka çözüm yolu da yoğuşumun toplandığı rezervuarın statik yüksekliğini değiştirmek ve yükseltmektir. Bununla birlikte yoğuşumun dönüşü sıvı seviyesinin

altında ise bu faktörü değiştirmek guctur. Bazen $NPSH_A$ değerini istenilen noktaya yukseltmek mumkun olmaz, bu durumda tek cozum yolu da yuksek sicaklıklardaki yogusumlarla calisabilen dusuk $NPSH_R$ değerinde olan bir yogusum pompası secip kullanmaktır.

Bir pompanın $NPSH_R$ değeri ozellikle cark giriş dizaynından etkilenir. Giriş akış açısı, akışkanın çarka girişteki açısı anlamına gelmektedir. Daha büyük aç, daha fazla verim vermektedir, daha küçük olan ise daha düşük $NPSH$ değerine neden olur. Bu iki ozelliğin arasında olarak yaklaşık 5-7 kanatlı carklarda 17 derecelik aç kullanılmaktadır.

Kavitasyonu onlemek için ya seçilecek pompanın $NPSH_R$ değeri mumkun merteye küçük olmalı ya da devredeki $NPSH_A$ değeri mumkun olduğu kadar büyük olacak şekilde dizayn edilmelidir. Bu ikisinin dışında ayrıca $NPSH_A$ değeri $NPSH_R$ değerinden mumkun olduğunca büyük yapılmalıdır [55].

$NPSH_R$ değerini dusurmek için alınabilecek pratik cozümler şu şekilde sıralanabilir;

- Devir sayısı düşük olan pompa kullanmak.
- Çift emişli pompa kullanmak.
- Kaviteyon riski olan yerlerde daha büyük debili pompa secip pompayı küçük debide çalıştırmak.
- Çark giriş alanını büyük yapmak.

$NPSH_A$ değerini artırmak için alınabilecek pratik cozümler ise şu şekilde sıralanabilir;

- Emme derinliğini mumkun merteye küçük tutmak. Bunun için de tanktaki sıvı seviyesini yüksek tutmak veya pompayı sıvı seviyesine yakın yere monte etmek.
- Emme devresindeki kayıpları azaltmak.
- Emme devresini kısa tutmak.
- Emme devresinde gerekmedikçe dirseklerden kaçınmak.
- Emme boru çapını basma boru çapından büyük seçmek.
- Emme devresindeki valfi kısımamak ve kapatmamak.
- Sıvının sıcaklığını dusurmek.
- Sıvı içindeki erimiş hava ve gazları vakum pompası ile tahliye etmek.

- Pompa ıkışı ve girişı arasında by-pass yaparak pompanın giriş tarafındaki basıncı artırmak.
- Pompayı optimum debiden büyük debilerde çalıştırmamak.



3. BULGULAR VE TARTIŞMA

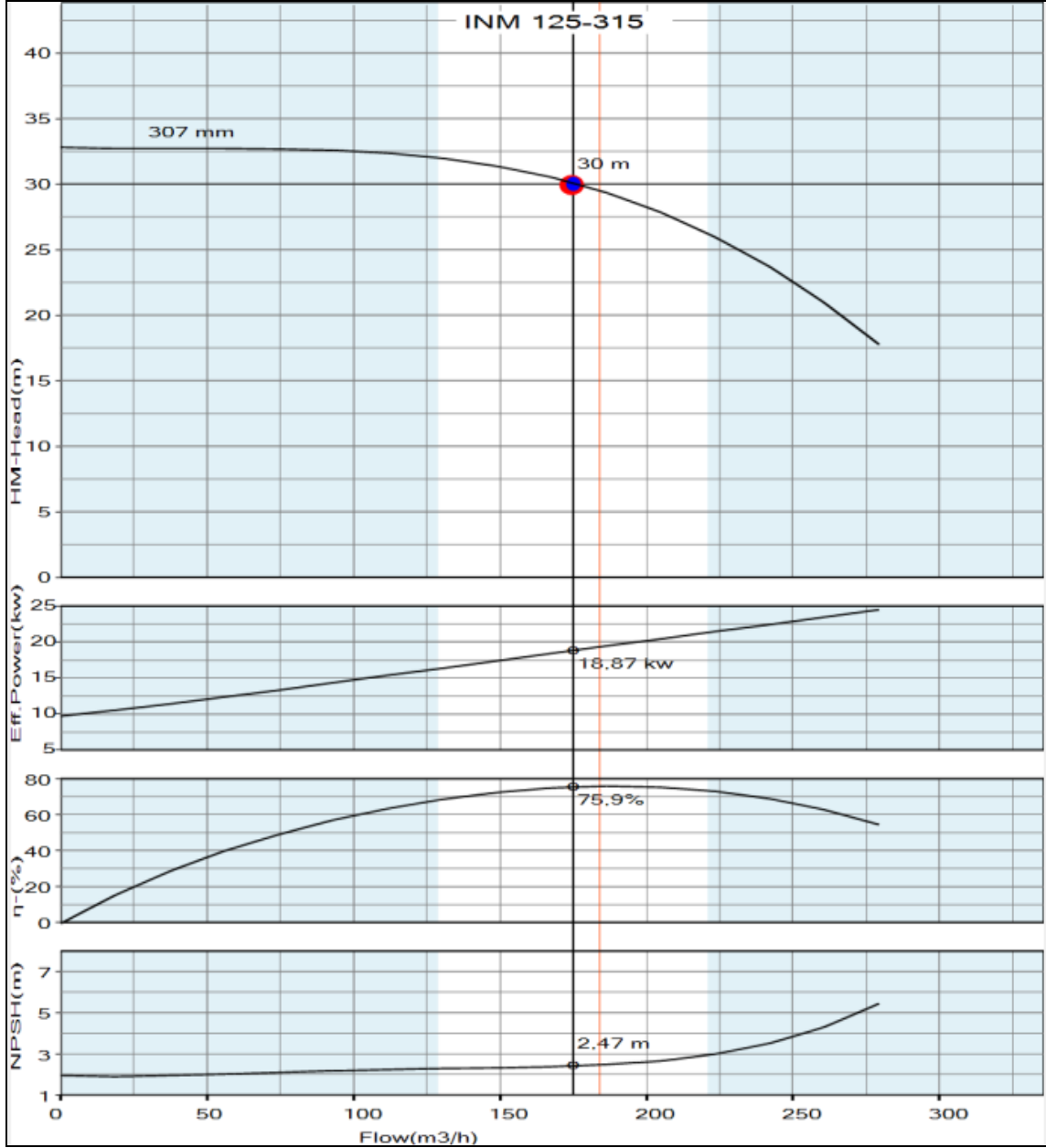
3.1. POMPA PERFORMANS TESTİ

Inline tip santrifüj pompanın, çalıştırılması gereken ideal değerler için, debisini 175 m³/s, basma yüksekliğini de 30 m olarak belirlenmektedir. Kullanılması gereken pompa tipi INM 125-315 olarak tesip edilmektedir. Burada 125 ifadesi pompanın giriş ve çıkış flanşlarının çaplarını göstermektedir. 315 ise nominal gövde büyüklüğü ölçüsünü belirtmektedir. Bu belirleme işlemi, istediğimiz debi değerinin 1,5 katı olan 262,5 m³/s debideki verim gücü değerinden olması gereken motor kW'ı seçilmektedir. Performans test değerlerinde kullanılması gereken motorun 30 kW 1500 d/d olduğu belirlenmektedir. İstenilen çalışma noktasında, pompanın sahip olması gereken çark çapının 307 mm olması gerektiği pompa seçim programında görülmektedir. Pompa seçim programına, pompa tipini ve çalışma değerleri yazıldıktan sonra elde edilen grafik şekil 3.1'de gösterilmektedir. Elimizde inline tip pompanın herhangi bir çalışma noktası değerinde ulaşması gereken debisi, basma yüksekliği, motor verimi, verim gücü ve NPSH değerleri elimizde mevcut olduğu belirtilmektedir. Pompayı performans teste alındığında bu çizelgedeki değerleri sağlaması gerekmektedir. Pompa testi yapılan test ünitesi ek 6,7,8'lerde görülmektedir.

Pompa test ünitesi kapalı bir döngüde çalışmaktadır. Yani pompaya basma flanşından çıkan akışkanın, tekrar tanka dolup emme flanşına iletilmektedir. Manometremizi basma flanşı üstündeki boruya ve vakum manometreyi emme borusu üzerine bağlanmaktadır. Pompa tipi, emme flanşı, basma flanşı, çark çapı, istenilen debisi ve basma yüksekliği test raporuna belirtilmektedir. 30 kW 1450 d/d olan elektrikli motorun değerleri ise motorun üzerinde bulunan etiket değerleri test raporuna yazılmaktadır. Bu değerlere göre motor verimi 0.96 olduğunu hesaplanmaktadır. Denklem 2.68'de elektrikli motorun verim hesabı gösterilmektedir.

İdeal çalışma noktası belli olmasına rağmen pompayı ideal çalışma debi noktasının 1,5 katına kadar çıkararak pompanın bize vermesi gereken test değerlerini sağlayıp

sağlamadığını kontrol edilmesi gerekmektedir. Basma flanşı biraz açık kalacak şekilde pompa motoru çalıştırılmaktadır. Tanktaki akışın sallanması kesildikten sonra, pompayı ideal çalışma debi değerine getirilmektedir. Manometrede, vakum manometrede okunulan değerler ile elektrik panosunda okunulan motorun şebekeden çektiği gücü, amperi, voltajı ve $\cos\phi$ değerleri test raporuna yazılmaktadır. Test raporuna yazılan değerlerin bulunduğu konumlar, 2 boyutlu görünüşleri ile ek 9’da gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Inline tip INM 125-315 30 kW 1450 d/d pompanın performans eğrisi.

Pompayı 10 farklı çalışma noktasına getirerek performans eğrisinin görülmesi gerekmektedir. Bu 10 farklı noktada olması gereken performansı, pompanın sağlayıp

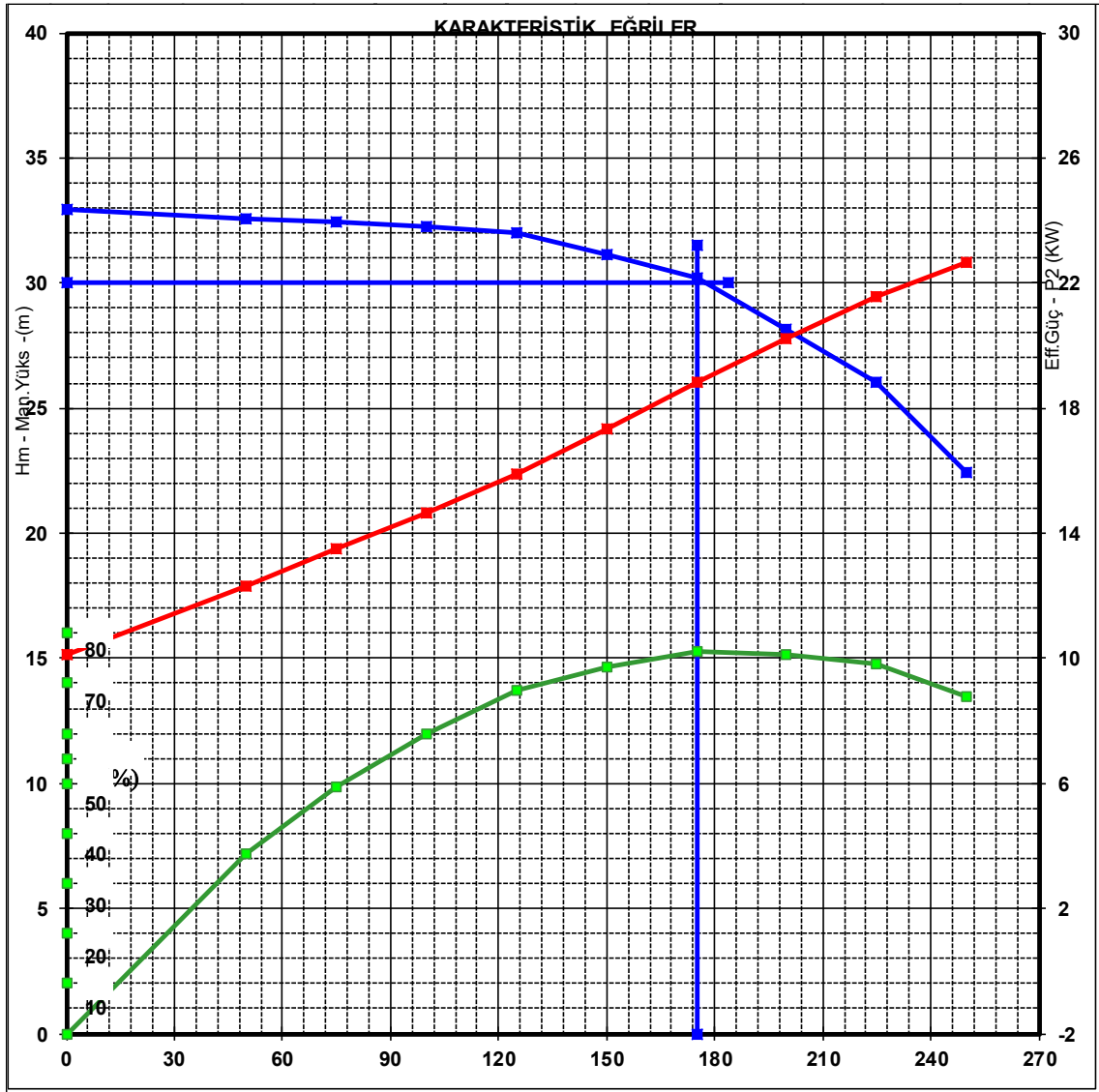
sağlamadığı tespit edilmelidir. Bu noktalar için aynı şekilde basma yüksekliği değerlerini ve elektrik panosundaki değerler test raporuna yazılmaktadır. Yapılan testin sonucunda oluşan farklı çalışma noktalarındaki sonuçlar, çizelge 3.1’de görülmektedir. Pompanın vermesi gereken değerler şekil 3.1’deki değerleri karşılaması gerekmektedir.

Çizelge 3.1. INM 125-315 30 kW 1450 d/d pompa test raporu.

Inline Tip Santrifuj Pompa					POMPA TEST RAPORU					TEST No					
										Tarih					
POMPA		INLINE TİP			MOTOR					TESİSAT					
Tipi-Modeli	INM 125-315				Marka	WAT			Z2-Z1 0 m						
Emme Flanşı	125	mm		Güç	30,0		KW	ELEKTRONİK DEBİ OLCME							
Basma Flanşı	125	mm		d/dak	1475			GUÇ OLCME : kWm							
Çark Çapı	307	mm		U	380		Volt	MULTİMİTRE 480							
Dizayn Debi	175,0	m3/h		I	55,7		Amper	4							
Dizayn Hm	30,0	m		Cos F	0,85			100							
Titreşim Değeri	mm/s		h motor		0,96										
HİDROLİK ÖLÇÜLER					GÜÇ ÖLÇÜLERİ					Hesaplanan Değerler					
Sıra No	Hız d/dak	Q m3/h	He m	Hb Bar	Hm m	KWm KW	SAYAÇ KW-m	U Volt	I Amp	Cos F (o)	P1 KW	Q m3/h	Hm m	P2 KW	h p (%)
1	1483	250,0	0,0	2,20	22,4	23,55		382	64,50	0,87	23,55	250,00	22,44	22,67	67,4
2	1483	225,0	0,0	2,55	26,0	22,40		382	63,90	0,87	22,40	225,00	26,01	21,56	73,9
3	1483	200,0	0,2	2,78	28,2	21,00		378	60,80	0,87	21,00	200,00	28,16	20,22	75,9
4	1483	175,0	0,2	2,98	30,2	19,55		382	57,00	0,86	19,55	175,00	30,20	18,82	76,5
5	1483	150,0	0,2	3,07	31,1	18,00		382	54,80	0,86	18,00	150,00	31,11	17,33	73,3
6	1483	125,0	0,4	3,18	32,0	16,50		382	51,80	0,85	16,50	125,00	32,04	15,88	68,7
7	1483	100,0	0,4	3,20	32,2	15,20		383	46,90	0,83	15,20	100,00	32,24	14,63	60,0
8	1483	75,0	0,5	3,23	32,4	14,00		381	42,20	0,81	14,00	75,00	32,45	13,48	49,2
9	1483	50,0	0,6	3,25	32,6	12,80		382	40,00	0,80	12,80	50,00	32,55	12,32	36,0
10	1483	0,0	0,7	3,30	33,0	10,50		382	38,30	0,79	10,50	0,00	32,96	10,11	0,0

Test edilen noktalardaki değerleri şekil 3.1’deki grafikte kontrol edildiğinde, teste alınan pompa ile aynı verimi sağladığı görülmektedir. Test sonucu oluşan sonuçlara bakıldığında, debi azaldıkça motor devri artmaktadır. Debiyi azalttıkça basma yüksekliğinin arttığı görülmektedir. Vakum manometredeki değer artışı olsa da, manometredeki artış daha çok artmaktadır ve dolayısıyla gerçek basma yüksekliğinde artış gözlenmektedir. Debi miktarı arttıkça motorun şebekeden çektiği güç miktarı artmaktadır. Motor seçimi bu yüzden ideal debi değerinin 1,5 katına uygun motor kW’ında seçilmektedir. Yoksa motorda zamanla yanma meydana gelebilmektedir. Motorun şebekeden çektiği güç miktarı arttıkça amper değerinde de artış olmaktadır. Test değerleri arasında en yüksek verimin ideal çalışma noktasında sağladığını çizelge 3.1’de görülmektedir.

Çıkan değerler sonucu test raporunda bir grafik oluşturulmaktadır. Sağlanan değerler sonucu oluşan grafik şekil 3.2’de belirtilmektedir.



Şekil 3.2. INM 125-315 30 kW 1450 d/d pompanın testi sonucu oluşan grafik.

Şekil 3.2’de INM 125-315 olan pompanın ideal çalışma noktası kesişimi görülmektedir. Mavi renkteki çizgiler basma yüksekliğini, kırmızı renkteki çizgiler motor mil gücünü, yeşil renkteki çizgiler pompa verimini göstermektedir. Basma yüksekliğinin debi artışıyla düştüğü grafikte görülmektedir. Belli bir debiden sonra bu düşüşün daha sert bir şekilde düştüğü gözlemlenmektedir. Motor mil gücünün debi artışıyla düzgün bir şekilde artışa sahip olduğu ve motorun sahip olduğu maksimum gücünü geçmediği görülmektedir. Pompa verim grafiğinde en ideal verime, ideal çalışma noktasında eriştiği görülmektedir. Debinin sıfır olduğunda pompa veriminin olmadığı, ideal çalışma noktasında en verimli olduğu ve ideal çalışma noktasından sonra verimin düştüğü görülmektedir.

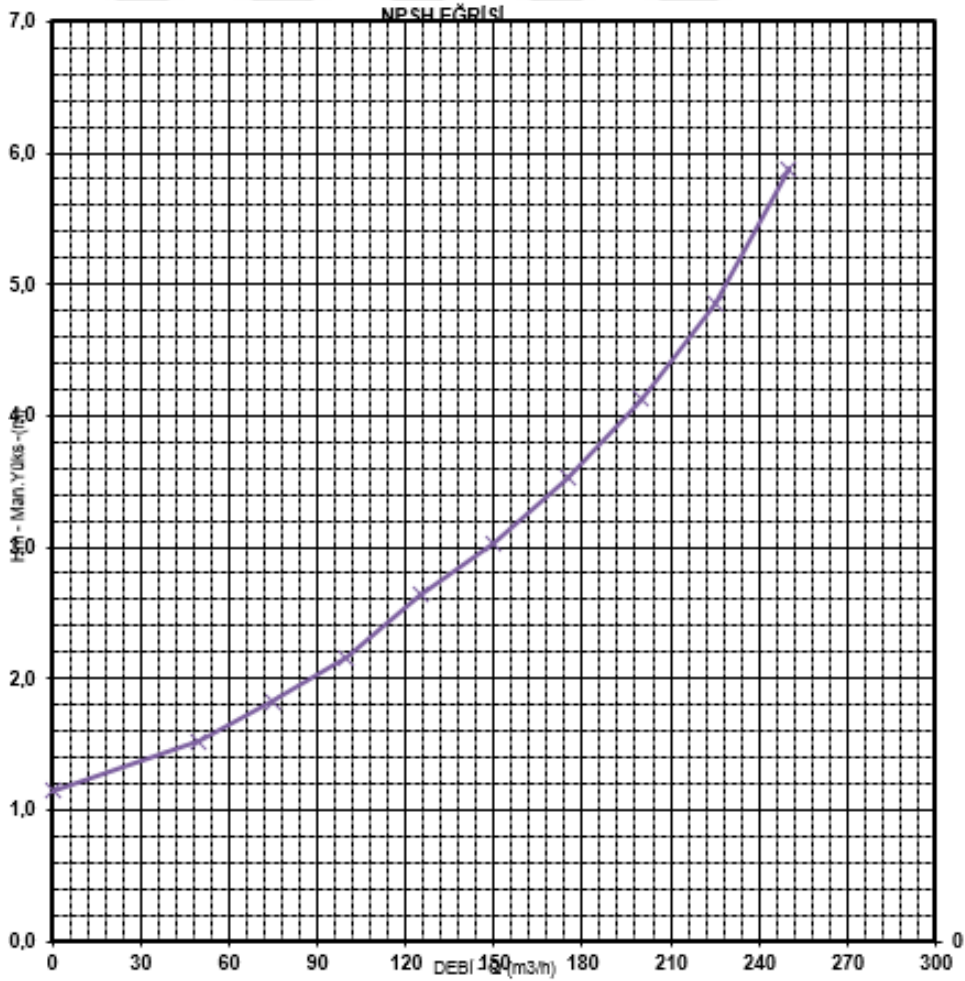
3.2. POMPA KAVİTASYON TESTİ

Performans testi yapılan inline tip INM 125-315 30 kW 1500 d/d pompayı, şimdi kaviteasyon testi için incelenmektedir. Performans testinde, test ünitesinin kapalı bir döngüde olduğu bilinmektedir. Seçilen pompanın ideal çalışma noktasındaki debisi 175 m³/s, basma yüksekliği 30 m olarak bilinmektedir. Kaviteasyon testi için manometre pompanın basma flanş üstüne ve vakum manometre emme borusuna bağlanmaktadır. Kaviteasyon test raporuna pompanın emme flanş çapı, basma flanş çapı, çark çapı, istenilen çalışma debisi ve basma yüksekliği değerleri girilmektedir. Test başlangıcı basma vanası biraz açık vaziyette iken test başlatılmaktadır. Aynı tip pompanın performans test değerlerini bilinmektedir. Şimdi kaviteasyon testi için aynı debi değerlerinde giriş valfini kısarak pompa emmesi zorlanmaktadır. Bu esnada kaviteasyona sebep olacak tanecikler pompaya vuruntu yapmaya başlamaktadır. Pompanın test esnasındaki verilere göre, debi belli bir değerden sonra azalmasına rağmen manometrede okuduğumuz değer aynı kalmaktadır. Ancak gerçekte basma yüksekliği, debi azaldıkça yükseldiği görülmektedir. Ancak bu olayın emmede oluşan basınç farkından kaynaklı olduğunu fark edilmektedir. Çünkü emmedeki vakum manometre değerinde ciddi değişimler gözlemlenmektedir. Bu pompanın kaviteasyona uğradığında verdiği tepkilerden kaynaklı olduğu görülmektedir.

Test başlangıcında ve her bir debi değerinde pompa üzerinde ölçülen sıcaklık farkları çizelge 3.2'de görülmektedir. Buradan çıkarılacak sonuç NPSH değeri arttıkça kaviteasyona olan hassasiyeti arttırmaktadır ve sıcaklıkta da artış gözlenmektedir. Debi arttıkça NPSH değerinin arttığını şekil 3.3'te görülmektedir.

Çizelge 3.2. Pompa kavitasyon test raporu.

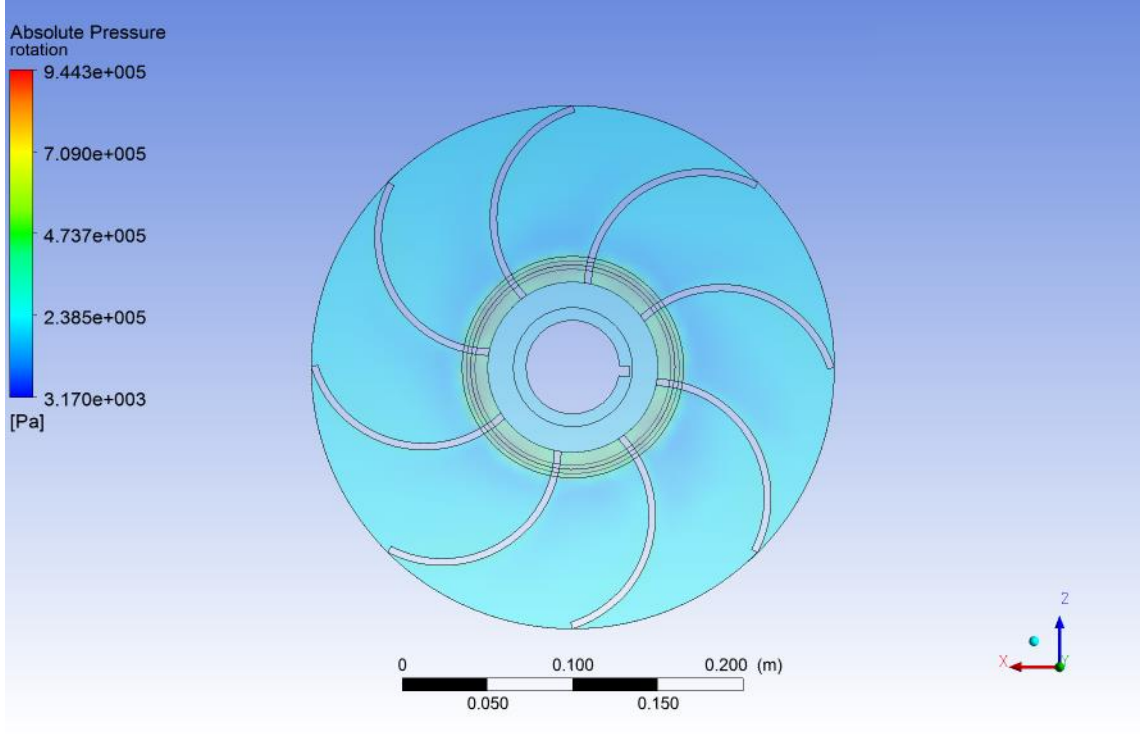
Inline Tip Santrifuj Pompa					POMPA KAVİTASYON RAPORU					TEST No				
POMPA					MOTOR					TESİSAT				
Tipi-Modeli	INM 125-315				Marka	WAT				Z2-Z1	0,00 m			
Emme Flaşı	125	mm			Güç	30,0 KW				ELEKTRONİK DEBİ OLCME				
Basma Flaşı	125	mm			d/dak.	1475				GUÇ OLCME :	kWm.			
Çark Çapı	307	mm			U	380 Volt				MULTİMETRE	480			
Dizayn Debi	175,0	m3/h			I	55,7 Amper					4			
Dizayn Hm	30,0	m			Cos F	0,85					100			
Portam (rakım:1	0,99453	bar			h motor	0,96								
ÇARK Kavitasyon Başlangıç Mutlak Basıncı					1850,0 kPa									
HİDROLİK ÖLÇÜLER					NPSH Değeri					Hesaplanan Değerler				
Sıra No	Hız (d/dak)	Q (m3/h)	He (m)	Hb (Bar)	Hm (m)	Ve2/2g (m)	T (C)	Pb (Bar)	Hb (m)	NPSH (m)	Q (m3/h)	Hm (m)		
1	1483	250,0	-5,4	1,70	22,7	1,63	32,00	0,049	0,50	5,88	250,00	22,74		
2	1483	225,0	-6,20	1,95	26,1	1,32	31,50	0,041	0,42	4,84	225,00	26,09		
3	1483	200,0	-6,6	2,10	28,0	1,04	31,00	0,046	0,46	4,12	200,00	28,02		
4	1483	175,0	-7,0	2,25	30,0	0,80	29,50	0,041	0,42	3,52	175,00	29,95		
5	1483	150,0	-7,2	2,35	31,2	0,59	28,00	0,049	0,50	3,03	150,00	31,17		
6	1483	125,0	-7,5	2,40	32,0	0,41	28,00	0,041	0,42	2,63	125,00	31,98		
7	1483	100,0	-7,8	2,40	32,3	0,26	27,00	0,044	0,45	2,16	100,00	32,28		
8	1483	75,0	-8,0	2,40	32,5	0,15	27,00	0,046	0,47	1,82	75,00	32,48		
9	1483	50,0	-8,2	2,40	32,7	0,07	26,00	0,048	0,49	1,52	50,00	32,68		
10	1483	0,0	-8,5	2,40	33,0	0,00	25,00	0,049	0,50	1,14	0,00	32,98		



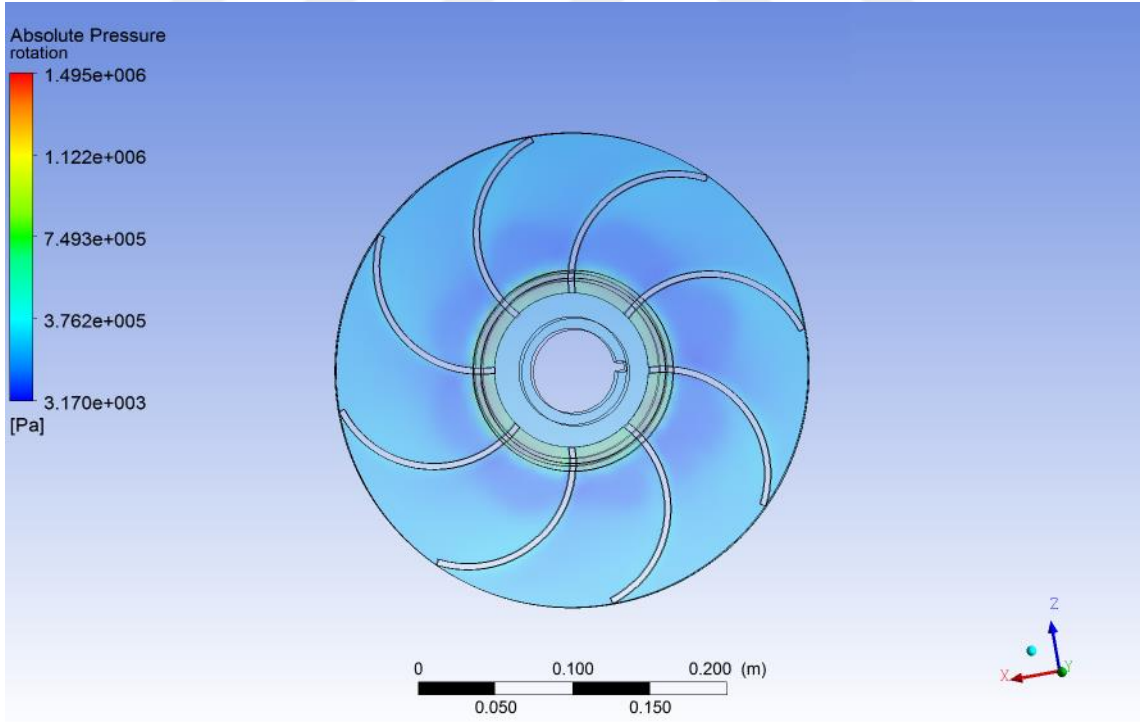
Şekil 3.3. Kavitasyon testi sonucu NPSH grafiği.

3.3. ANSYS ANALİZİ

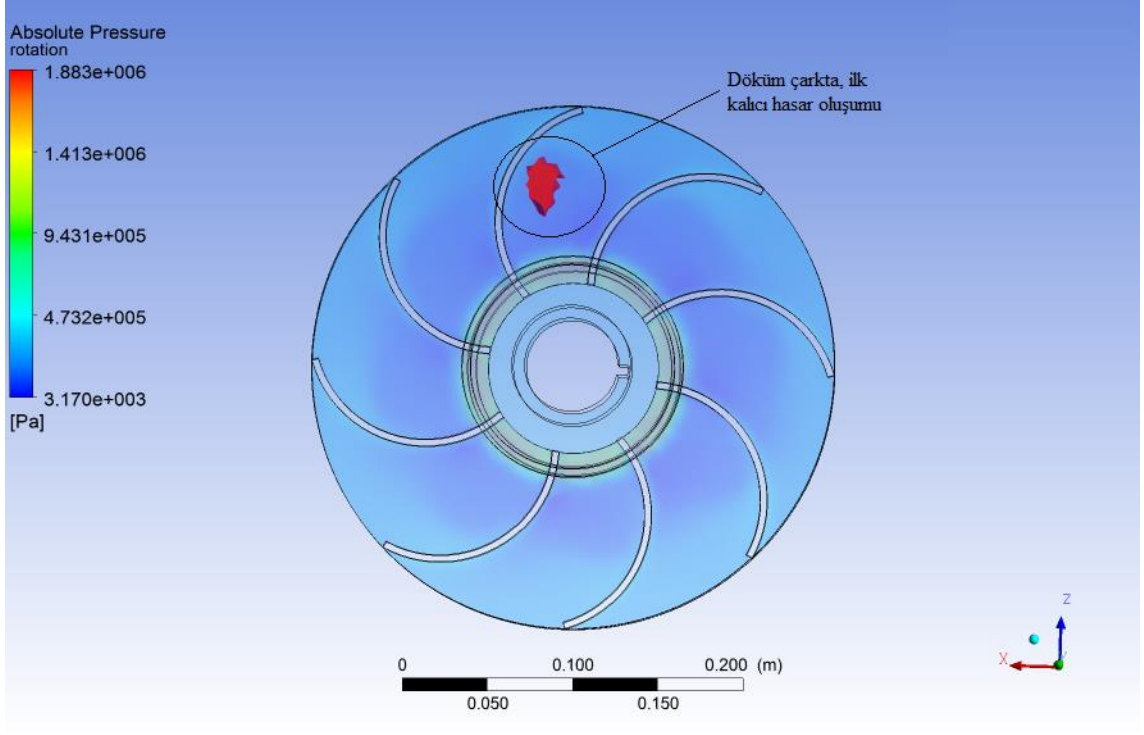
Inline tip santrifüj pompa çarkının, performans ve kavitasyon test sonuçlarında elde edilen değerlerini bir de ANSYS analizi ile incelenmektedir. Çarkın emme bölgesinden akış girişi, basma bölgesinden de akış çıkışı belirlenmektedir. Çarkın dönme devri 1475 d/d olarak sisteme girilmektedir. Çarka giriş yapan akışın debisi 48.6 kg/sn olarak girilmektedir. Emme hattındaki basıncı 99453 Pa ve akış olarak su seçilip sıcaklığı 25° C olarak seçilmektedir. Analiz sonucu şekil 3.4'te görülmektedir. Bu sonuca göre pompa çarkında bir hasar meydana gelmediği ve çalışma debisi olan 175 m³/s için bir hasar söz konusu olmadığı görülmektedir. Debi değeri 69.4 kg/sn olduğu anda çarkta ani hasar oluşumu gözlenmektedir. PSP'de belirtilen kavitasyon başlangıç mutlak basıncı 1850 kPa olarak verildiği çizelge 3.2'de görülmektedir. ANSYS testinde 69.4 kg/sn yani 249.84 m³/s debi değerinde tehlikeli mutlak basınç değeri 1.883e+006 olduğu görülmektedir. Yani PSP sınırı 1850 kPa olarak verildiği bilinmektedir. ANSYS analizi sonucu elde edilen değer 1883 kPa olduğu bilinmektedir. Bu sonuç ANSYS sonucu ile PSP'de belirtilen değerlerdeki uyumu göstermektedir. ANSYS kavitasyon testi için, debi değerlerini sırasıyla 65 kg/sn, 69.4 kg/sn, 85 kg/sn, 100 kg/sn ve 120 kg/sn olarak incelenmektedir. Bu debi değerlerindeki sonuçlar ise şekil 3.5-9'larda görülmektedir. Debi değeri arttıkça kavitasyon sonucu çarkta görülen hasarların simetrik dağıldığı görülmektedir. Kaviteasyona uzun süre maruz kalan çark sökülüp bakıldığında, ANSYS analiz sonucundaki gibi emme kanatlarında hasar meydana gelmektedir.



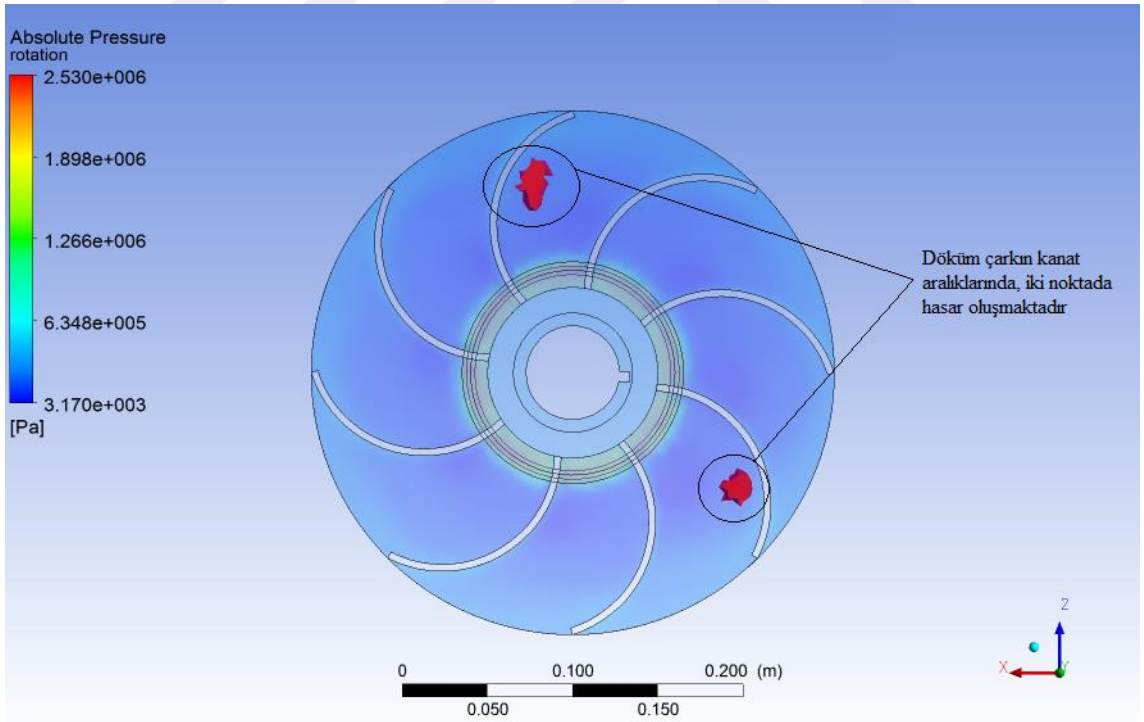
Şekil 3.4. Inline çark modelinde debisi 48 kg/sn iken ANSYS analizi.



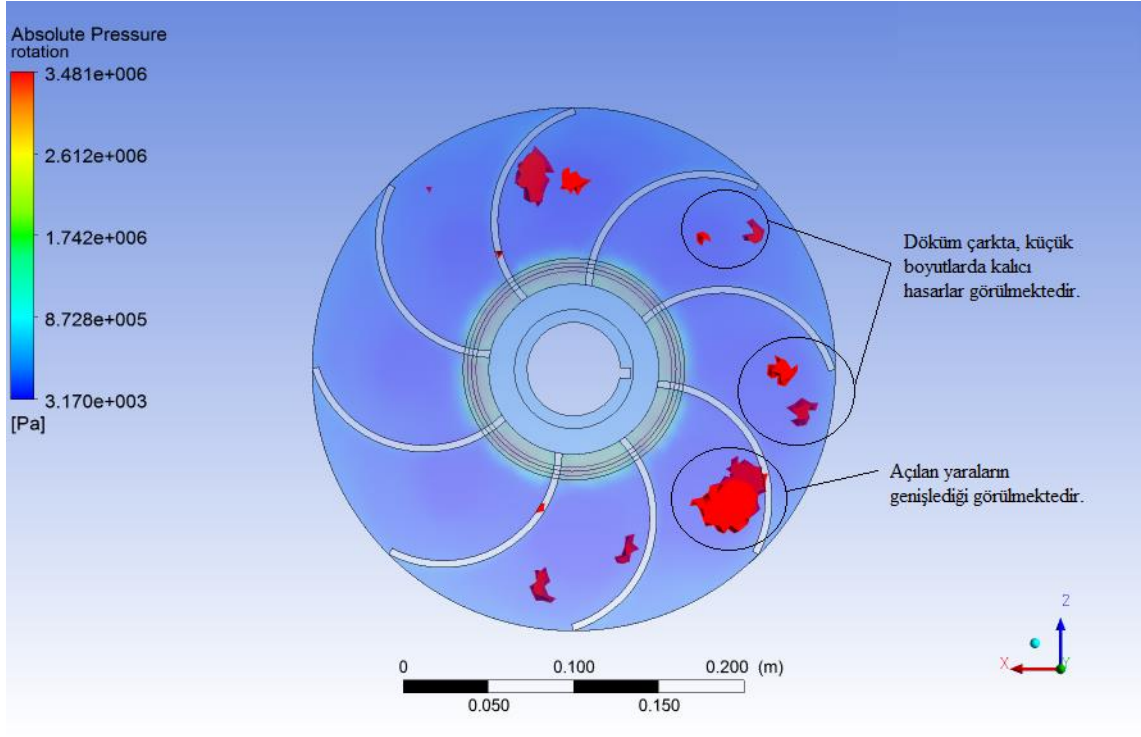
Şekil 3.5. Inline çark modelinde debisi 65 kg/sn iken ANSYS analizi.



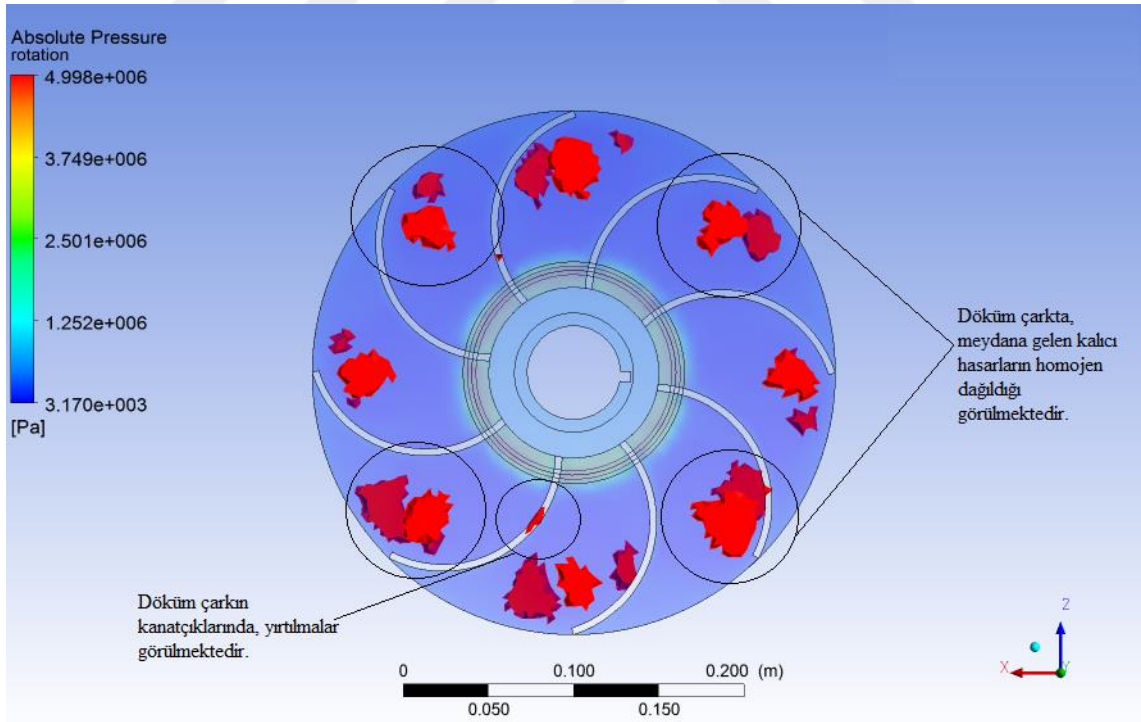
Şekil 3.6. Inline çark modelinde debisi 69.4 kg/sn iken ANSYS analizi.



Şekil 3.7. Inline çark modelinde debisi 85 kg/sn iken ANSYS analizi.



Şekil 3.8. Inline çark modelinde debisi 100 kg/sn iken ANSYS analizi.



Şekil 3.9. Inline çark modelinde debisi 120 kg/sn iken ANSYS analizi.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Performans testinde, debi azaldıkça motor devri artmaktadır. Debiyi azalttıkça basma yüksekliğinin arttığını görülmektedir. Vakum manometredeki değer artışı olsa da, manometredeki artış daha çok artmaktadır. Dolayısıyla gerçek basma yüksekliğinde artış gözlenmektedir. Debi miktarı arttıkça motorun şebekeden çektiği güç miktarı artmaktadır. Motor seçimi, ideal debi değerinin 1,5 katına uygun motor kW'ı seçilmektedir. Aksi takdirde motorda zamanla yanma meydana gelebilmektedir. Motorun şebekeden çektiği güç miktarı arttıkça amper değerinde de artış olmaktadır. Test değerleri arasında en yüksek verimin ideal çalışma noktasında sağladığı gözlemlenmektedir.

Basma flanşı üstünde debiyi azaltarak en son vanayı kapattığımızda tesisatta ısınmalar başlamaktadır. Uzun bir süre pompa kapalı vanada çalışırsa ısınmanın arttığı gözlemlenmektedir. Pompanın basma vanası kısıldıkça daha az bir akış geçeceğinden şebekeden çekilen güçte ciddi bir düşme gözlemlenmektedir. Ancak bu en verimli noktayı sağlamamaktadır. Sebebi olarak da verime etki eden faktörler sadece şebekeden çekilen güce sabit olmadığını ve pompa veriminin sıvıya net olarak aktarılan hidrolik gücün mil gücüne oranı olduğunu doğrulamaktadır.

Teste başlamadan önce ve her bir debi değerinde pompa üzerinde ölçülen sıcaklık değerleri, debi arttıkça sıcaklıkta artış olduğunu göstermektedir. Burada çıkarılması gereken sonuç, NPSH değeri arttıkça kaviteyona olan hassasiyeti arttırmaktadır ve sıcaklıkta da artış gözlenmektedir. Debi arttıkça NPSH değerinin arttığı gözlemlenmektedir.

Test esnasında 10 farklı debide değerler elde edilmektedir. Bu değerler sonucunda pompa içerisindeki kinetik enerjinin debi arttıkça arttığı gözlemlenmektedir. Elektrik motorunun debi arttıkça devrinde düşme olduğu görülmektedir. Basma flanşındaki debinin kapalı hali ile debinin maksimum olduğu noktalar arasında dakikada 14 devir fark olduğu görülmektedir.

10 farklı noktada alınan test sonucunda oluşan NPSH grafiğinde, debi arttıkça düzenli

bir artış görülmektedir. Grafik yükseldiği noktalarda, pompa kavitasyona daha hassas davranmaktadır. Bu yüzden uzun süre bu değerlerde pompa çalıştırılmaması gerekmektedir. Pompa kavitasyona uğradığı esnada, pompada ciddi bir sallanma karakteri gözlenmektedir.

ANSYS analiz sonucunda, çarkın emme kanallarında hasar analizi oluşturduğu tespit edilmektedir. Kaviteasyon performans testi sonucu çark incelemeye alındığında; ANSYS sonuçlarıyla aynı bölgelerde ve aynı mutlak basınç değerlerinde kaviteasyon olayı başladığı görülmektedir. ANSYS analizinde kaviteasyon başlangıcı olarak bilinen değerde ani bir şekilde hasar oluşumu gözlenmektedir. Bu sebepten çarka zarar gelmemesi için, kaviteasyon başlangıç değerine dikkat edilmelidir. İlk hasar oluşumundan sonra debi değerinde artış oldukça, çarkta görülen hasar noktalarında artış gözlemlendi. Debi artması ile küçük hasarların ebatlarında büyüme ve yeni yerlerde küçük ebatlarda hasarlar görülmektedir. Pompanın debi kapasitesinin en üst seviyelerinde, hasarların homojen bir şekilde dağıldığını görülmektedir.



5. KAYNAKLAR

- [1] Onur M. Santrifüj pompaların genel tasarımlarının incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi (2006).
- [2] Ohio Cleveland, *Hydraulic Institute Engineering Data Book & Standards Book*, HI Databook, (1979).
- [3] Ertöz A. Ö., *Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler*, 2. Pompa Kongresi ve Sergisi, (1996).
- [4] Bramanti, C., Cervone, A. and d'Agostino, L. AIAA Paper 2007-5514, 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE *Joint Propulsion Conf. and Exhibit*, Cincinnati, OH, USA, July 8-11, (2007).
- [5] Tujimoto, Y., Kamijo, K. and Yoshido, Y. A *Theoretical Analysis of Rotating Cavitation Analysis*. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 115/135, (1993).
- [6] Singhal, A. K. Athavale, M. M. Li, H. and Jiang, Y. *Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model*. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124/617.11, (2002).
- [7] Sedlar, M., Bajorek, M. and Soukal, J. *Investigation of Cavitation Phenomena in Suction Part of Radial-Flow Multistage Pump*. Proceedings of the 7th European Turbomachinery Conferences, Athens, Greece, March 5-9, (2007) 785-794.
- [8] Medvitz, R. B. Kunz, R. F. Boger, D. A. Lindau, J. W. Yocum, A. M. and Pauley, L. L. *Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD*. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124/377, (2002).
- [9] Stuparu, A. Resiga, R. S. Anton, L. E. and Muntean, S. *Numerical Investigation of the Cavitation Behaviour into a Storage Pump at off Design Operating Points*. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, September (2010) 20-24.

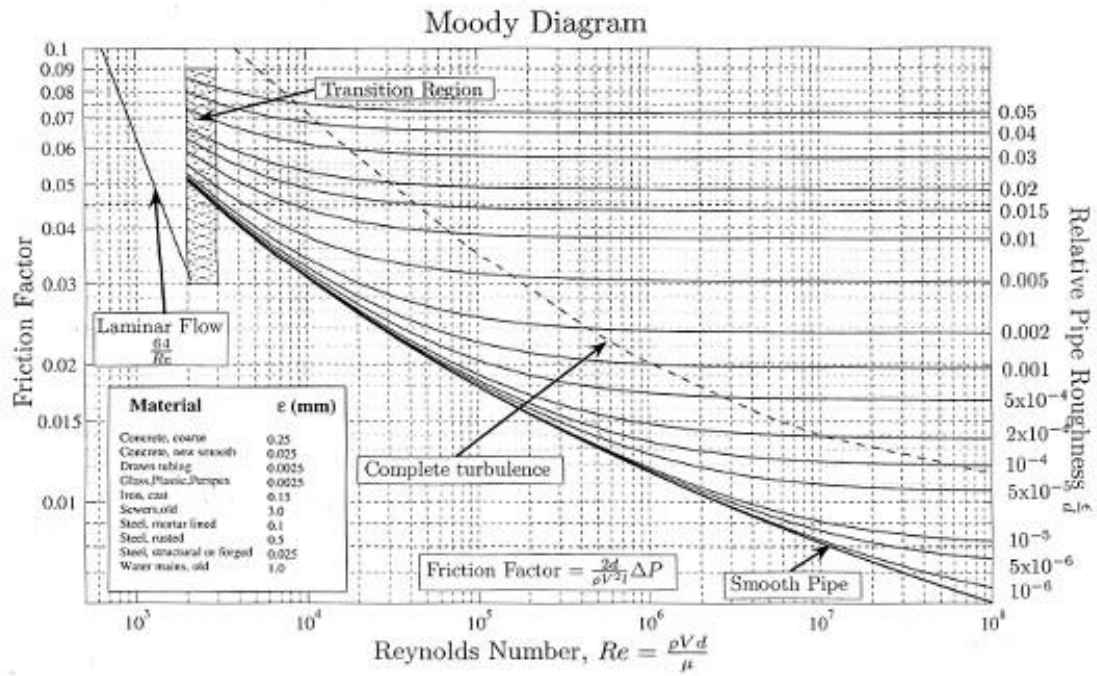
- [10] Zwart, P. Gerber, A. and Belamri, T. A., *Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics*. ICMF International Conference, (2004).
- [11] Yuan, W. Sauer, J. and Schnerr, G. H. *Modeling and Computation of Unsteady Cavitation Flows in Injection Nozzles*. 1st International Colloquium on Microhydrodynamics, Paris, France, (2000).
- [12] Marini, A. Salvadori, S. Bernardini, C. Insinna, M. Martelli, F. Nicchio, A. and Piva, A. *Numerical Prediction of Cavitation Inception in Centrifugal Impellers*. 9th European Turbomachinery Conference, Istanbul, Turkey, March 21-25, (2011).
- [13] Saban, İ., Santrifüj pompalarda kavitasyon olayının incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Osmangazi Üniversitesi, (2000).
- [14] Sen, M., *Pompaların Kavitasyon Performansını İyileştirmek İçin Ön Çark Uygulaması*, 3. Pompa Kongresi, İstanbul, (1998).
- [15] Özcan, A. *Santrifüj Pompalarda Kavitasyon*. Termodinamik Aylık Dergi. Eylül: 49. İstanbul, . (1994).
- [16] <http://www.worldpumps.com/> (Erişim Tarihi: 20 Kasım 2009).
- [17] Özgür, Niyazi, *Enerji Verimliliği ve Suyun Verimli Kullanılması*, Asagem Programı, Ankara, (2008).
- [18] http://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_pump (Erişim Tarihi: 12 Kasım 2015).
- [19] Japikse D., Marscher W D, Furst R.B., *Centrifugal Pump Design and Performance* Wilder, Vt – USA (1997).
- [20] Baysal, B.K., *Tam Santrifüj Pompalar*, İTÜ Matbaası, (1979).
- [21] Sönmez F. *Santrifüj Pompalar* Kipaş Dağıtımcılık, İstanbul (1980).
- [22] Stepanoff, A.J, *Centrifugal and Axial Flow Pump*, (1948).
- [23] Gökelim A.T., *Pompalar*, Birsen Yayınevi, İstanbul, (1976).
- [24] İstanbul Turbosan Pompa Kataloğu, (2004).
- [25] *5.Pompa ve Vana Kongresi İstanbul* (2004).
- [26] Igor J. Karassik. Joseph P. Messina. Paul Cooper. Charles C. Heald., *Pump Handbook* Third Edition McGraw Hill, New York, (2001).

- [27] Val S. Lobanoff., Robert R Ross., *Centrifugal Pumps, Design & Application*, 2nd Edition Published by Gulf Publishing Company, (1992).
- [28] Standart Pompa Kataloğu, *Pompa Kullanıcılarına Notlar* İstanbul (2004).
- [29] *Bearings in Centrifugal Pumps*, SKF Application Handbook, (2008).
- [30] Burgmann Kitabı, *Sızdırmazlık Elemanları Teknolojisinde Yumuşak Salmastralar Tekniği ve Uygulamaları*, İstanbul, (2010).
- [31] *Burgmann Mekanik Salmastralar*, Dizayn El Kitabı, Germany, (2006).
- [32] Burgmann Kitabı, *Mekanik Salmastra Seminer Notları*, İstanbul, (2013).
- [33] FAG, *Rulman Kataloğu*, İstanbul, (2014).
- [34] Şenel M., *Rulman Bilgisi Kurs Notları*, İSDEMİR Eğitim Müdürlüğü, (2016).
- [35] Demirdelen H., *Kurs Notları*, İSDEMİR Eğitim Müdürlüğü, (2016).
- [36] <http://www.enerji.gov.tr/> (Erişim Tarihi: 16 Aralık 2015).
- [37] Abdülkadir S., Santrifüj pompalarda enerji verimliliği, *Yüksek Lisans Tezi Yıldız Teknik Üniversitesi*, (2010).
- [38] <http://re.jrc.ec.europa.eu/energyefficiency/index.htm> (Erişim Tarihi: 22 Şubat 2016).
- [39] İTO *Sanayide Elektrik Enerjisi Nasıl Tasarruf Edilir?* Dergi Yayın No:36 (2000).
- [40] <http://www.cemep.org/> (Erişim Tarihi: 10 Kasım 2015).
- [41] <http://www.eere.energy.gov/> (Erişim Tarihi: 23 Şubat 2016).
- [42] *Fluid Mechanics with Engineering Applications*, R.L. Daugherty & J.B. Franzini, 7th edition, McGraw-Hill Book Company, New York, NY, (2001).
- [43] Stan, T. Shiels 5th International Pump Users Symposium Pump. *Centrifugal Pump Specification and Selection - A System's Approach*, (1988).
- [44] Stan, T., Shiels 5th International Pump Users Symposium Pump,. *Centrifugal Pump Specification and Selection, A System's Approach*, (1988).
- [45] Mete Ş. *Santrifüj Pompalar ve Pompa Tesisatları*, (2011).
- [46] <http://pompaakademisi.com/> (Erişim Tarihi: 12 Aralık 2015).

- [47] <http://www.nema.org/> (Erişim Tarihi: 23 Mart **2016**).
- [48] Reno C. King, *The Piping Handbook*, edit 5th Edition, McGraw Hill, New York, **(1973)**.
- [49] Halam, J.L., *Centrifugal Pumps, Which Suction Specific Speeds are acceptable?* Hydrocarbon Processing, **(1982)**.
- [50] Knapp, Daily and Hammitt, *Cavitation*, Mc Graw- Hill Book Company, **(1970)**.
- [51] Igor J. Karassik. William C. Krutzsch. Warren H. Fraser and Joseph P. Messina. "The Pump Handbook", 2nd Edition, McGraw-Hill, New York, **(2003)**.
- [52] <http://pompaakademisi.com/yeni/makaleler/kayiplar/kayiplar.html> (Erişim Tarihi: 11 Aralık **2015**).
- [53] Atılğan, İ. *Santrifij Pompalarda Kavitasyon Oluşumu, Karakteristikleri ve Önlenebilmesi*. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi. Sayı:20, **(2002)**.
- [54] Knapp, Daily and Hammitt., *Cavitation* Mc Graw- Hill Book Company, **(1970)**.
- [55] Hammitt, F.G., *Cavitation and Multiphase Flow Phenomena*, Mc Graw- Hill International Book Company, **(1980)**.
- [56] <http://erzincan.edu.tr/userfiles/files/basinc-olcme> (Erişim Tarihi 13 Aralık **2015**).
- [57] Henshaw, T., *NPSH for Centrifugal Pumps*, Archive Articles, **(2000)**.
- [58] W.E., P.E., *Understanding Pump Cavitation*, Chemical Processing, Nelson **(1997)**.

6. EKLER

Ek-1. Moody Diyagramı



Ek- 2. Inline tip santrifuj pompa kesit resmi

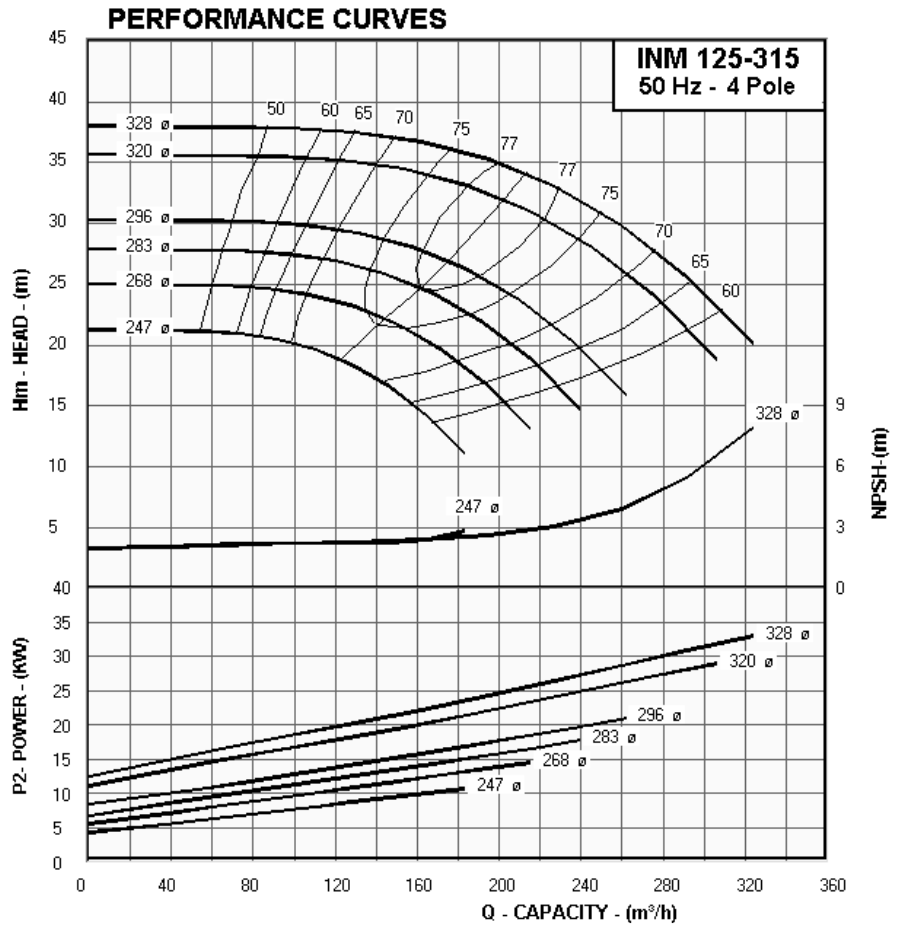


Ek-3. Inline tip santrifüj pompa gövdesi kesit resmi.

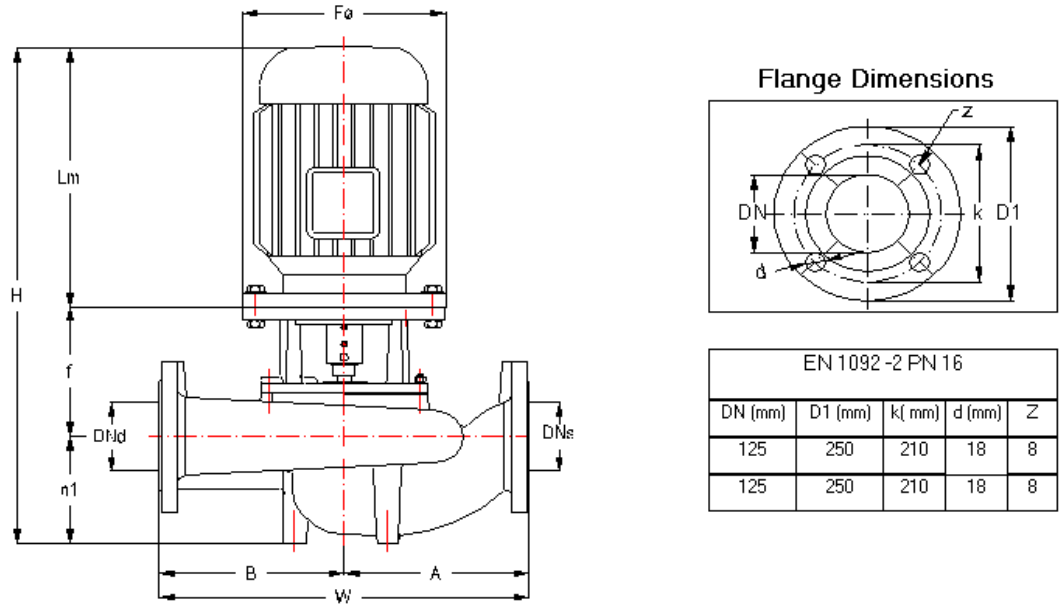


Ek- 4. INM 125-315 30 Kw 1450 d/d motorlu santrifüj pompa katalogu.

TECHNICAL DATA : INM 125-315 - 50 Hz - 4 Pole



Ek- 5. INM 125-315 30 Kw 1450 d/d motorlu santrifüj pompa kataloğu.



DIMENSIONS TABLE. INM 125-315 (1460 RPM) Main Part Codes

Pump Size	Imp. ø	Motor Size	KW	Code	DNs	DNd	h1	f	Lm	Fø	A	B	H	W	Seal mm ø	Shaft and Coupling	Adapter	Flange
INM 125-315/ 3704	328	225S4	37	738	125	125	210	85	655	450	370	330	950	700	35	ML11a+K7a	B3.13	F10
INM 125-315/ 3004	320	200L4	30	737	125	125	210	300	637	400	370	330	1147	700	35	ML8 + K6	B3.13	F9
INM 125-315/ 2204	296	180L4	22	736	125	125	210	270	582	350	370	330	1062	700	30	ML4k	B3.12	-
INM 125-315/ 1854	283	180M4	18.5	736	125	125	210	270	544	350	370	330	1024	700	30	ML4k	B3.12	-
INM 125-315/ 1504	268	160L4	15	735	125	125	210	270	528	350	370	330	1008	700	30	ML4b	B3.12	-
INM 125-315/ 1104	247	160M4	11	735	125	125	210	270	484	350	370	330	964	700	30	ML4b	B3.12	-

Ek- 6. Pompa test ünitesi.



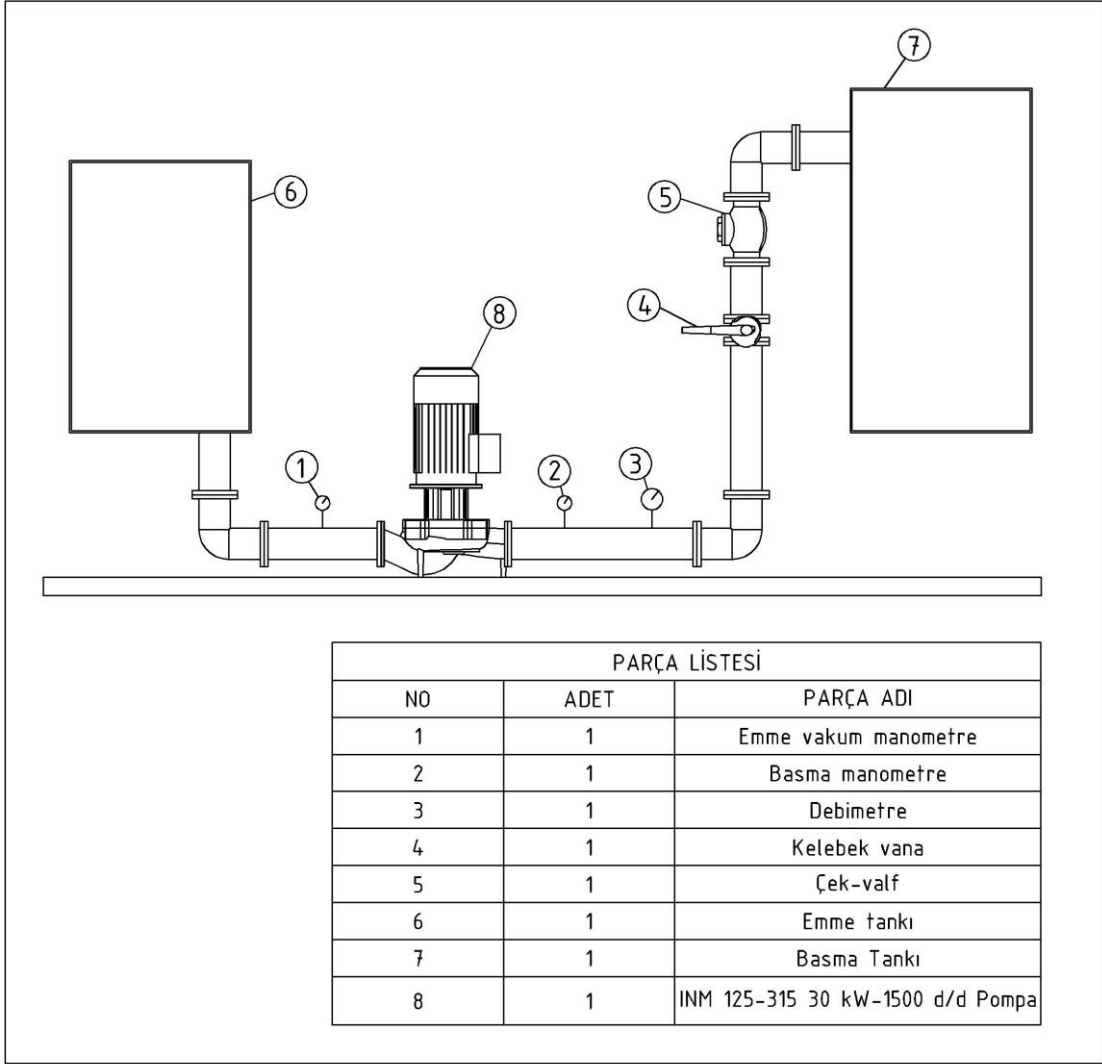
Ek- 7. Pompa test ünitesi.



Ek- 8. Pompa test ünitesi.



Ek-9. 2 boyutta pompa test ünitesi.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : OKULLU Ufuk
Uyruğu : TC
Doğum tarihi ve yeri : 12.07.1988 - Yozgat
Telefon : 05372893455
E-posta : ufuk_okullu@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Süleyman Demirel Üniversitesi	2012
Lise	Düzce Arsal Anadolu Lisesi	2006

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015- ---	ProMas Mühendislik	AR-GE Mühendisi
2012-2014	Mas-Daf Grup	Test-Planlama Mühendisi