

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN DEVİRLİ SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ
VERİMLİLİĞİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Metehan KARACA

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN DEVİRLİ SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ
VERİMLİLİĞİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Metehan KARACA
(301091113)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Murat AYDIN

HAZİRAN 2012

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301091113 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Metehan KARACA**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TEZ BAŞLIĞI DEĞİŞKEN DEVİRLİ SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ** ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Murat AYDIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Erkan AYDER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**

Savunma Tarihi : **06 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması süresince yardımlarını benden esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Murat Aydın'a çok teşekkür ederim. Ayrıca deney ekipman tedariki ve uygulanmasındaki yardımlarından dolayı Standart Pompa Mak. San. Tic. A.Ş.'ye teşekkür ederim. Özellikle Standart Pompa Ar-Ge ekibine ve Elektrik Bölümü çalışanlarına verdikleri her türlü destekten dolayı en içten teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım süresince ilgisini ve desteğini benden esirgemeyen Prof. Dr. Haluk Karadoğan'a ve Hamdi Nadir Tural'a teşekkürü bir borç bilirim. Her zaman yanımda olan aileme tez çalışmam süresince gösterdikleri sabır ve hoşgöründen dolayı sonsuz sevgilerimi sunarım.

Haziran 2012

Metehan KARACA
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
SİMGELER	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	3
2. POMPA TEMELLERİ VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ.....	5
2.1 Santrifüj Pompalar	5
2.2 Hız Değişiminin Etkileri	5
2.3 Sistem Karakteristiği	7
2.4 Değişken Devirli Pompa Kontrolü.....	9
2.4.1 Sürtünme kaybının baskın olduğu sistemler	9
2.4.2 Statik kot farkının baskın olduğu sistemler.....	9
2.5 Paralel Olarak Çalışan Pompalar	11
3. ROTADİNAMİK POMPALAR İÇİN KONTROL YÖNTEMLERİ VE SİSTEM DEBİSİNİN KARAKTERİ	13
3.1 Vana Kısılması İle Yapılan Debi Ayarı	15
3.2 Baypas Vanası İle Kontrol	15
3.3 Aç-Kapat Kontrolü.....	16
3.4 Frekans Konvertörü İle Kontrol Yöntemi	17
3.4.1 Sabit basınç için debi kontrolü.....	19
3.4.2 Talep eğrisine göre basınç farkı kontrolü	20
3.4.3 Sıvı seviye kontrolü için debi kontrol yöntemi	21
3.4.4 Sabit debide basınç değiştirilmesi ile yapılan kontrol yöntemi	22
3.4.5 Sıcaklık kontrolü için debi ayarı	22
3.4.6 Çökelme için frekans konvertörü kullanımı	23
4. ELEKTRİK MOTORU VE FREKANS KONVERTÖRÜ	25
4.1 Frekans Konvertörünün Motora Olan Etkisi.....	26
4.1.1 Harmonik bozulmalar sebebiyle motorda meydana gelen aşırı ısınma	26
4.1.2 Harici fan kullanımı	26
5. DEĞİŞKEN DEVİR İÇİN SANTRİFÜJ POMPA MATEMATİK MODELİ.....	27
5.1 Değişken Devirli Paralel Pompaların Optimum Hız Oranında Çalıştırılması .	27
5.1.1 Farklı çalışma koşulları	29
5.2 Değişken Devirli Paralel Pompaların Kontrol Metodu.....	30
6. DEĞİŞKEN DEVİRLİ PARALEL POMPA DENEYİ	35
6.1 Deneyin Amacı.....	35

6.2 Deney Tesisatı ve Kullanılan Ekipmanlar.....	36
6.2.1 Santrifüj pompalar.....	37
6.2.2 Elektrik motorları	38
6.2.3 Frekans konvertörleri	38
6.2.4 Basınç sensörleri	39
6.2.5 Debimetre	39
6.2.6 Multimetre.....	40
6.2.7 Manometre hattı	40
6.3 Pompaların Performans Eğrileri ve Örnek Debi Talep Eğrisi.....	41
6.3.1 Belirlenen debilerde alternatif çalışma durumlarının pompa performans eğrilerine göre incelenmesi	44
6.3.2 Belirlenen debiler için alternatif çalışma durumlarının pompa performans eğrilerine göre sonuçları.....	54
6.4 Deney Sonuçları	61
6.4.1 Belirlenen debiler için farklı çalışma durumlarının deney sonuçları	61
6.5 Ömür Boyu Maliyet Analizi.....	68
7. HATA ANALİZİ	69
7.1 Basma Yüksekliğinin Hata Hesabı.....	69
7.2 Hidrolik Güç İçin Hata Hesabı.....	70
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR.....	73
EKLER.....	77
ÖZGEÇMİŞ.....	81

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 : Bir arazinin bir yıllık sulama profili	14
Çizelge 6.1 : 25,3 m ³ /h için paralel çalışan 3 pompanın toplam mil gücü.	44
Çizelge 6.2 : 25,3 m ³ /h için paralel çalışan 3 pompanın toplam şebeke gücü.....	45
Çizelge 6.3 : 24,6 m ³ /h için, 2 pompanın 50 Hz’de ve 1 pompanın 47 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.....	46
Çizelge 6.4 : 24,6 m ³ /h için, 2 pompanın 48,5 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.....	47
Çizelge 6.5 : 24,6 m ³ /h için, 3 pompanın 48,9 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.	48
Çizelge 6.6 : 19,7 m ³ /h için, 2 pompanın 38,5 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.....	49
Çizelge 6.7 : 19,7 m ³ /h için, 2 pompanın 42,7 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.	50
Çizelge 6.8 : 19,7 m ³ /h için, 3 pompanın 40 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.	50
Çizelge 6.9 : 19,7 m ³ /h için, 1 pompanın 39 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.....	51
Çizelge 6.10 : 14,7 m ³ /h için, 1 pompanın 39,3 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.	52
Çizelge 6.11 : 14,7 m ³ /h için, 2 pompanın 31 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.	53
Çizelge 6.12 : 14,7 m ³ /h için, 3 pompanın 29 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.	54
Çizelge 6.13 : Pompa performans eğrisine göre bulunan sonuçlar.	55
Çizelge 6.14 : Pompa performans eğrisine göre frekans konvertör sayısının şebeke gücüne etkisi.	56
Çizelge 6.15 : Performans eğrisine göre, frekans konvertörü sayıs için % tasarruf oranı.	58
Çizelge 6.16 : Farklı çalışma koşullarının deney sonuçları.....	62
Çizelge 6.17 : Deney sonuçlarına göre, frekans konvertörü sayıs için % tasarruf oranı.	63
Çizelge 6.18 : Deney sonuçları.....	67
Çizelge 6.19 : Frekans konvertör sayısına göre ömür boyu maliyet	68

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 : Elektrik motorlarının kullanım alanlarına göre enerji tüketim payları	2
Şekil 1.2 : Pompa tipine göre enerji tüketim payları	2
Şekil 2.1 : Santrifüj pompa örnek eğrisi	6
Şekil 2.2 : Debi, basınç ve gücün devir hızı ile değişimi	6
Şekil 2.3 : Çark çapı değişiminin pompa karakteristiğine etkisi	7
Şekil 2.4 : Değişik sistem karakteristikleri	8
Şekil 2.5 : Sistem karakteristiği bileşenleri	8
Şekil 2.6 : Kot farkı yüksek olan ve sürtünme kaybı yüksek olan sistem karakteristikleri	10
Şekil 2.7 : Paralel çalışan benzer pompalar için sistem eğrisi etkisi	11
Şekil 3.1 : Bir arazinin bir yıllık debi ihtiyacı eğrisi	14
Şekil 3.2 : Kısma vanası ile debi ayarı	15
Şekil 3.3 : Baypas vanası ile kontrol	16
Şekil 3.4 : Aç-Kapat kontrol	17
Şekil 3.5 : Frekans konvertörü ile kontrol	17
Şekil 3.6 : 10 yıllık ömür boyunca toplam maliyet dağılımı	18
Şekil 3.7 : Vana ile kontrolün ve frekans ile kontrolün enerji tüketimi açısından karşılaştırılması	18
Şekil 3.8 : Frekans konvertörü ile çıkış basıncına göre sabit basınç kontrolü	19
Şekil 3.9 : Tek pompa için frekans konvertörü kullanılan paralel 3 pompalı sistem	20
Şekil 3.10 : Her pompa için frekans konvertörü kullanılan paralel 3 pompalı sistem	20
Şekil 3.11 : Pompanın artan bir basınç farkı eğrisine göre kontrolü	21
Şekil 3.12 : Değişken devirli sıvı seviye kontrolü	21
Şekil 3.13 : Sabit debide kontrol yöntemi	22
Şekil 3.14 : Debiye bağlı sıcaklık kontrolü	23
Şekil 3.15 : Çökelmeye karşı frekans konvertörü kullanımı	23
Şekil 4.1 : Elektrik motorunun ve frekans konvertörünün yüklenme eğrisi	25
Şekil 6.1 : Deney tesisatı boyut resmi	36
Şekil 6.2 : Deney tesisatı	37
Şekil 6.3 : 3 adet SNL 40-160 santrifüj pompa	37
Şekil 6.4 : 1,1 kW 1500 d/dakika elektrik motoru.....	38
Şekil 6.5 : 2,2 kW frekans konvertörleri.....	38
Şekil 6.6 : Basınç sensörleri.....	39
Şekil 6.7 : Elektro manyetik debimetre	39
Şekil 6.8 : Multimetre	40
Şekil 6.9 : Manometre hattı	40
Şekil 6.10 : 1. pompa için performans eğrisi	42
Şekil 6.11 : Örnek debi talep eğrisi	43
Şekil 6.12 : 25,3 m ³ /h için 3 pompanın 50 Hz'de paralel çalışması.....	44
Şekil 6.13 : 24,6 m ³ /h için 2 pompanın 50 Hz'de ve 1 pompanın 47 Hz'de paralel çalışması.....	45

Şekil 6.14 : 24,6 m ³ /h için 2 pompanın 48,5 Hz’de ve 1 pompanın 47 Hz’de paralel çalışması.....	46
Şekil 6.15 : 24,6 m ³ /h için 3 pompanın 48,9 Hz’de paralel çalışması	47
Şekil 6.16 : 19,7 m ³ /h için 2 pompanın 38,5 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de paralel çalışması.....	48
Şekil 6.17 : 19,7 m ³ /h için 2 pompanın 42,7 Hz’de paralel çalışması	49
Şekil 6.18 : 19,7 m ³ /h için 3 pompanın 40 Hz’de paralel çalışması	50
Şekil 6.19 : 19,7 m ³ /h için 1 pompanın 39 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de paralel çalışması.....	51
Şekil 6.20 : 14,7 m ³ /h için 1 pompanın 39,3 Hz’de çalışması	52
Şekil 6-21 : 14,7 m ³ /h için 2 pompanın 31 Hz’de paralel çalışması.....	53
Şekil 6.22 : 14,7 m ³ /h için 3 pompanın 29 Hz’de paralel çalışması	54
Şekil 6.23 : Performans eğrisine göre en verimli durum için frekans konv. sayısı ...	57
Şekil 6.24 : Pompa performans eğrisine göre gücün zamana göre değişimi	59
Şekil 6.25 : Performans eğrisine göre frekans konvertör sayısının güce etkisi	60
Şekil 6.26 : Deneye göre en verimli durum için frekans konvertör sayısı.....	64
Şekil 6.27 : Deneye göre frekans konvertör sayısının güce etkisi	65
Şekil 6.28 : Deney sonuçlarına göre gücün zamana göre değişimi	66

SİMGELER

a_1	: Sabit Katsayı
a_2	: Sabit Katsayı
a_3	: Sabit Katsayı
b_1	: Sabit Katsayı
b_2	: Sabit Katsayı
b_3	: Sabit Katsayı
C	: Maliyet
c_0	: Sabit Katsayı
c_1	: Sabit Katsayı
D	: Çark Çapı (mm)
d_0	: Sabit Katsayı
d_1	: Sabit Katsayı
d_2	: Sabit Katsayı
d_3	: Sabit Katsayı
g	: Yer Çekimi İvmesi (9.81m/s^2)
H	: Manometrik Basma Yüksekliği (m)
H_k	: Sürtünme Kayıpları (m)
H_s	: Statik Basma Yüksekliği (m)
i	: Kullanılan Pompa
j	: Kullanılan Pompa
K	: Sistem Sabiti
M	: Pompa Milinin Momenti (N.m)
m	: Pompa Sayısı
P	: Güç (kW)
Q	: Debi (m^3/s)
u	: Bağımsız Değişkene Ait Hata Oranı
U	: Hata Oranı
w	: Frekans Oranı
$\tilde{n}$	: Değişken Devir

Yunan Harfleri

η	: Pompa Verimi
η_M	: Motor Verimi
η_{VFD}	: Frekans Konvertör Verimi
η_{sistem}	: Sistem Verimi
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
ω	: Milin Açısal Hızı ($1/\text{s}$)

Alt İndisler

ΔP	: Basınç Farkı (Pa)
1	: 1. Pompa
BEP	: En Verimli Çalışma Noktası

ıkış	: ıkış
d	: Demontaj ve İmha
e	: Enerji
env	: evre
F	: Değişken Hız
Fi	: Pompa i İçin Değişken Hız
Fj	: Pompa j İçin Değişken Hız
FT	: m Adet Pompa İçin Değişken Hız
giriş	: giriş
hid	: Hidrolik
ic	: İlk Yatırım
in	: Montaj ve İşletme
m	: Bakım
M	: Motor
maks	: Maksimum
min	: Minimum
o	: alıştırma
op	: Optimum
R	: Ölçülen Büyüklük
s	: İşletme
şeb	: şebeke

DEĞİŞKEN DEVİRLİ SİRKÜLASYON POMPALARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ

ÖZET

Artan dünya nüfusu teknolojinin gelişimi ve sanayileşme yarışı, enerjiye olan bağımlılığı sürekli olarak artırmaktadır. Enerjiye olan talebin gün geçtikçe artması, enerji yatırımlarının yüksek maliyetleri ve yeni yatırımların ihtiyacı karşılayamaması sebeplerinden ötürü, mevcut sistemlerin iyileştirilmesi ile ilgili çalışmalar önem kazanmıştır.

Özellikle devlet tarafından enerji verimliliği konusunda yapılan düzenlemeler, teşvik ve yasal zorunluluklar enerji verimliliği çalışmalarının artmasına yol açmaktadır. Enerji Verimliliği Kanunu, Binalarda Enerji Performans Yönetmeliği, Enerji Kaynakları ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik ve Yenilenebilir Enerji Kanunu bu yasal düzenlemelere örnek verilebilir. Bütün bu düzenlemeler ve sürekli artan enerji fiyatları, işletmeleri enerji tasarrufu yapmaya zorlamaktadır. Değişken hızlı tahrik sistemleri, bir başka deyişle frekans konvertörleri de sağladıkları enerji tasarrufu ve kolay kullanımları ile tahrik sistemleri tasarımında yaygın olarak tercih edilmekte ve popüler bir uygulama haline gelmektedir.

Yapılan bu tez çalışmasında sirkülasyon pompaları konusundaki yasal düzenlemeler ve yönetmelikler çerçevesinde değişken devirli sirkülasyon pompaları enerji verimliliği açısından ele alınmıştır. Kapalı devre sistemlerde sirkülasyon pompaları olarak kullanılan santrifüj pompalar, hem enerji verimliliği hem de sistem verimliliği yönünden incelenmiştir.

Özellikle paralel çalışan değişken devirli pompaların verimli çalıştırılmaları üzerinde durulmuş ve aynı hidrolik koşullarda değişken devirli sirkülasyon pompalarının paralel çalışma koşulunda eşit frekans ile çalışmalarının enerji açısından en verimli çözüm olacağı görülmüştür. Hem enerji maliyetleri açısından hem de ömür boyu maliyet açısından hesaplamalar yapılmış ve değerlendirilmiştir. Ayrıca, sirkülasyon pompaları için geliştirilen çalışma algoritmaları da enerji verimliliği açısından büyük öneme sahiptir. Basınç kontrol algoritması, sabit ve değişken basınç farkı kontrolü olarak, temelde iki yöntemden oluşmaktadır. Yapılan deneylerde sabit basınç farkı algoritması kullanılmıştır. Literatürde değişken basınç farkı algoritmasının sabit basınç farkı algoritmasına göre daha fazla enerji tasarrufu sağladığı bilinmektedir.

ENERGY EFFICIENCY IN VARIABLE SPEED CIRCULATION PUMPS

SUMMARY

Energy is one of the significant inputs of economic and social development. In this aspect, energy plays an important role for the raising of the living standards of a society. Sustainable development is possible through energy as well. As known, it appears that upper limits are approached in pump efficiencies and the potential improvements could not be more than a few points. The energy saved through efficiency improvements of pumping systems is related with proper selection, using of pump and the improvement of system design.

The dependence on energy is increasing consistently due to the growing world population, development of new technologies and industrialization race. During the past several decades, studies for improving of existing systems has been a popular issue, regarding to increasing demand on energy, high cost and insufficiency of new energy investments.

During the past several decades, environmental consciousness of the population has increased dramatically and mankind started to question his effects on the environment. In connection this issues, not just the society but also the customers started to question the environmental effects of the products they use. Increasingly every year, consumers demand low carbon foot print products, which lead manufacturers to produce items that does not harm the environment. As a result energy efficiency on circulation pumps starts to become obsolete and a new research and development processes has been developed.

Today energy efficiency is one of the most important subjects for circulation pumps. High efficient pumps are started to use because of both legal regulations. In particular, the regulations made by the government about energy efficiency, such as incentives and legal obligations, led to increase energy efficiency efforts. Energy Efficiency Law, The Energy Performance of Buildings Regulation, Increasing Efficiency Regulation on Using Energy and Energy Resources and Renewable Energy Law are the examples of these efforts. All these regulations and increasing energy prices have the companies to come up new energy efficiency efforts. Variable speed drive systems have become a popular and widely used application on account of their energy saving features and simple usage in the market.

Energy consumption and overall life cycle costs of equipment are reduced significantly, permitting operators to run the same production with much less energy. This becomes all the more topical in view of high energy prices and the unacceptability of the energy related emissions on the one hand, and the industrial requirements of fast growing economies.

Pumping applications represent a significant opportunity for applying variable speed drives in new, as well as retrofit installations. The majority of pumping applications

need to be controlled. It is unlikely that a pump will run continuously at a maximum speed. Variable speed drives are crucial when limiting the life cycle costs of a pump station. The three main costs are energy, initial investment and maintenance. Many analyses show that energy consumption is the dominating element of the life cycle costs. The investment cost of the equipment needed (variable speed drives, motors and pumps) is relatively low when compared to the total life cycle costs. Maintenance is the third main cost component. Active control using a variable speed drive works as a means of preventive maintenance, limiting maintenance costs in many ways. Variable speed control has several benefits in pumping applications. The most important is energy saving. Accurate control of the pump system is another benefit.

The use of variable speed drives in pumping applications with variable duty requirements provides the user with a variety of benefits, including potentially significant energy saving and improved reliability achieved by means of speed reduction and avoiding part flow operation. Energy savings are primarily realized by running the equipment at high levels of efficiency and optimal operating speeds, matching the generated pump head to the exact system requirements without the use of energy consuming control valves. Running pumps at lower operating speeds and avoiding part flow operation also positively influences component life and between maintenance intervals. The primary mechanical challenge of any variable speed drive application is the wide continuous operating speed range. During the past 10 years, the cost of variable speed devices have come down significantly due to the advances in technology, which allowed widespread applications of variable speed pumps. An increased issue associated with the use of variable speed pumps is to control and optimization of their operation. As a result, in terms of enhancing the operating efficiency, energy efficient control of the variable speed pumps becomes an important issue.

In today's business environment, heating and cooling systems are looking for new strategies to enhance plant performance. An easy and often overlooked means to make a dramatic impact on these systems' performances is through maximizing pumping system efficiency. The assessment of technical and economical advantages gained by using variable speed drives instead of throttling valves on circulation pumps, have been widely publicized in recent years.

Circulation pumps are responsible for the circulation of hot and cold water in heating, ventilation and air-conditioning (HVAC) systems. Older non controlled circulation pumps can be one of the most energy consuming electric devices in private household and commercial buildings.

In this thesis, within the framework of the legislation and regulations, variable speed circulation pumps are investigated for better energy efficiency. The parallel running variable speed circulation pumps in closed loop systems are also investigated for better energy and system efficiency.

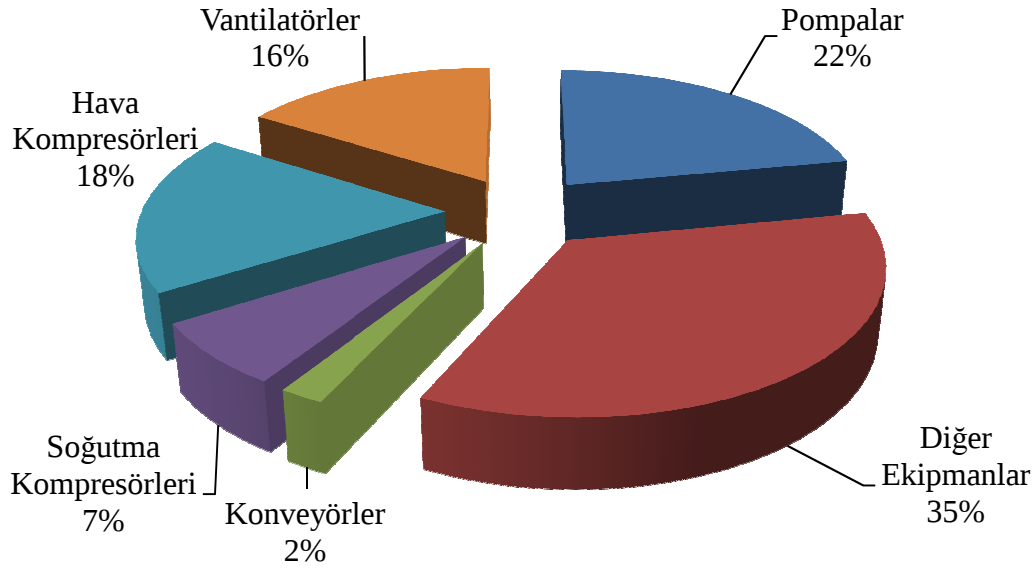
Especially, this study is based on parallel running variable speed circulation pumps. Parallel running of the circulation pumps is an important issue and it should be investigated carefully for energy efficient working. Under the same hydraulic conditions, for the same type of parallel running variable speed circulation pumps, with the same speed ratio, the best overall energy efficiency is sought.

System control algorithm which developed for the circulating pumps is also an important issue for evaluating energy efficiency. Pressure control algorithm is based on two methods such as constant and variable differential control. In this study, constant differential pressure algorithm was used during the experiments. Besides, in literature, it is known that variable differential pressure algorithm saves more energy.

1. GİRİŞ

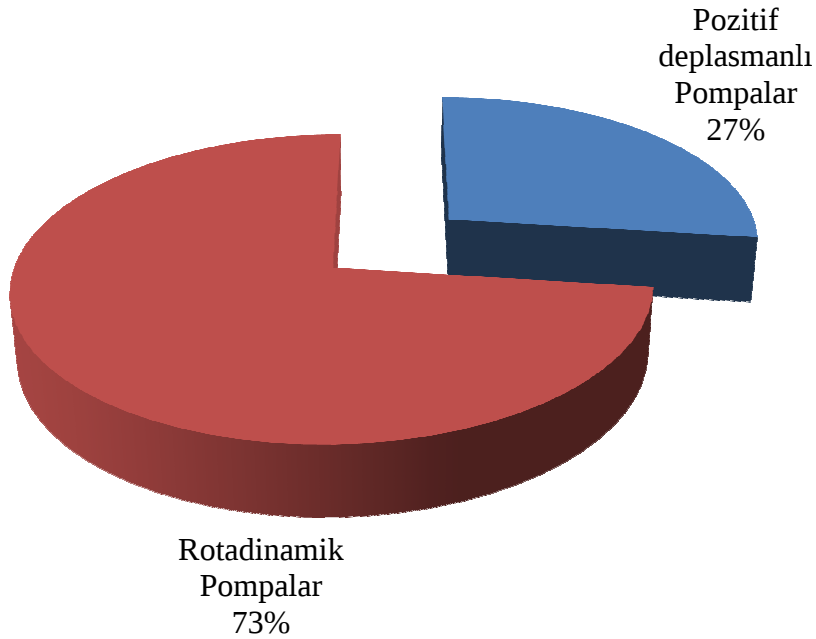
Pompalama sistemlerinde kullanılan değişken hızlı tahrik düzenekleri gün geçtikçe yaygınlığını artırmaktadır. Özellikle kullanıcıya sağladığı büyük faydaların yanı sıra enerji maliyetlerini de düşürmesi, değişken hızlı tahrik sistemlerinin tercih edilmesinde büyük bir paya sahiptir. Ayrıca pompaların tükettikleri enerjinin çevreye olan yan etkilerine bakılacak olursa, hem Kyoto Protokolü hem de Kopenhag Kriterleri temel alındığı zaman enerji tüketen sistemlerin iyileştirilmesi ve daha verimli çalışma şartlarına getirilmesi büyük önem kazanmaktadır. Elektrik üretimi günümüzde sera gazı salınımını en çok artıran etkenlerden biridir. Karbondioksit emisyonlarının neredeyse yarısı elektrik tüketiminden kaynaklanmaktadır. Diğer taraftan da, geleneksel kontrol sistemlerine olan alışkanlık yeni sistemler konusunda engel teşkil etmektedir. Bunun yanı sıra değişken hızlı tahrik sistemlerinin yanlış uygulamalarda verimsiz çalıştırılma durumları da göz önünde bulundurulmalıdır. Dünyada ve Türkiye de enerji verimliliği ile ilgili bazı yasal düzenlemeler mevcuttur. Örneğin, ABD’de Enerji Politikası Yönergesi, Bina Yasaları, Enerji Yasaları, Eyalet Enerji Programı, Tüketici Ürünleri için Enerji Koruması düzenlenen yasalardandır. Avrupa Birliği’nde, AB Emisyon Ticaret Planı, Binaların Enerji Performansı Yönergesi Enerji Kullanan Ürünler Yönergesi, Enerji ve Enerji Hizmetlerinin Son Kullanımı Yönergesi enerji verimliliği konusunda çıkarılan ve uygulanan bazı yasal düzenlemelerdir. Türkiye’de enerji tasarrufu konusunda ve enerji tüketen cihazların daha verimli ve çevreye duyarlı bir şekilde kullanılmaları ile ilgili, Enerji Verimliliği Kanunu, Binalarda Enerji Performans Yönetmeliği, Enerji Kaynakları ve Enerji’nin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik ve Yenilenebilir Enerji Kanunu bu yasal düzenlemelere örnek verilebilir. Bütün bu kanunlar ve yasal düzenlemeler çerçevesinde, sürekli artan enerji fiyatlarından dolayı enerji tasarrufu yapmak isteyen işletmelerin sayısında artış olmaktadır. Değişken hızlı tahrik sistemlerinin kullanımı, sağladıkları enerji tasarrufu ve kolay kullanımlarından dolayı gün geçtikçe artmaktadır.

Avrupa Komisyonunun gerçekleştirdiği çalışmalara göre pompalama sistemlerinin elektrik enerji ihtiyacı, dünyadaki elektrik motorları enerji ihtiyacının %22'sini oluşturmaktadır. Bazı endüstriyel tesislerde ise motorlar tarafından tüketilen enerji ihtiyacının %50'den fazlası pompalama sistemlerine aittir [1] .



Şekil 1.1 : Elektrik motorlarının kullanım alanlarına göre enerji tüketim payları [1]

Şekil 1.1’de motorla tahrik edilen ünitelerin enerji tüketim payları verilmektedir. Şekil 1.1’den de anlaşıldığı gibi pompalarda sağlanacak enerji verimliliği çok önemlidir.



Şekil 1.2 : Pompa tipine göre enerji tüketim payları [1]

Şekil 1.2’de rotadinamik ve pozitif deplasmanlı pompaların enerji tüketim payları gösterilmektedir. Buna göre rotadinamik pompalarda yapılacak enerji tasarruf miktarları önem arz etmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında kapalı devre sirkülasyon sistemlerinde kullanılan santrifüj pompaların, enerji verimliliği yönünden incelenmesi ve elde edilen bulguların deneysel olarak da doğrulanması amaçlanmaktadır. Sirkülasyon pompaları olarak kullanılan bu pompalar, hem pompa verimliliği açısından hem de sistem verimliliği açısından incelenecektir. Özellikle paralel çalışan pompaların enerji açısından verimli çalıştırılmaları üzerinde durulmakta, debi talebini karşılayabilecek şekilde, pompaların paralel konfigürasyonda ve değişken devirli kullanılmaları göz önüne alınmaktadır. Değişken devirli benzer sirkülasyon pompalarının paralel çalışma koşulunda eşit frekans ile çalışmalarının, enerji maliyeti açısından en verimli çözüm olacağı düşünülmektedir. Bu tez çalışmasında, değişken devirli benzer sirkülasyon pompalarının, paralel çalışmaları durumunda, en az güç tüketimi ile çalıştırılmaları amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Değişken devirli pompa uygulamalarında pompaların enerji tüketimi açısından verimli işletilmelerine yönelik optimizasyon çalışmaları literatürde mevcuttur. Bortoni ve diğ. [2] tarafından, paralel çalışan pompaların enerji tüketimi açısından verimli çalıştırılmaları ile ilgili program algoritması oluşturulmuş ve pompaların matematiksel modellerine göre optimizasyon yapılmıştır. Merkezi havalandırma sisteminde çalışan değişken devirli paralel pompaların çevrim içi kontrolü çalışılmıştır [3]. Önerilen kontrol algoritmasına göre bu pompaların eşit frekansta çalıştırıldıkları zaman en verimli çalışma koşulunun ortaya çıktığı bulunmuştur.

Bu çalışmalara ek olarak sistemler için, debi ihtiyacını karşılayacak şekilde değişken devirli pompaların, farklı kullanım yöntemleri vardır. Sabit basınç farkına göre kullanım genelde en basit ve yaygın kullanılan basınç ayar yöntemi olarak bilinmektedir. Değişken basınç farkına göre kontrolün, sabit basınç farkı kontrolüne göre daha avantajlı olduğu bilinmektedir. Değişken basınç farkına göre çalışma

koşulları da incelenmiş ve enerji tüketimi açısından daha verimli çözüm sunduğu görülmüştür [4]. Ayrıca seri, paralel çalışan pompaların enerji tüketimi açısından verimli çalıştırılmalarına yönelik kontrol algoritması da geliştirilmiştir [5].

Değişken devirli pompalarda, devir sayısının değişimi ile elektrik motoru, frekans konvertörü ve santrifüj pompanın oluşturduğu sistem veriminde de değişiklik meydana gelmektedir [6,7]. Literatürde pompaların enerji tüketimi açısından verimli işletilmesinin ekonomik yönden incelemeleri de yapılmıştır [8]. Xu Guangying, paralel pompa çalıştırılmasını, sabit ve değişken devirli olmak üzere iki farklı koşulda karşılaştırmıştır [9]. Lui Wei değişken devirli paralel çalışacak sistemlerde optimum pompa sayısı için kontrol yöntemi geliştirmiştir [10]. Değişken devirli paralel çalışan sistemlerde, değişken devir uygulaması yapılacak pompa sayısı belirlenirken, ömür boyu maliyetler göz önüne alınmalıdır. Stan, paralel çalışacak pompaları, tek pompaya ve çift pompaya göre ilk yatırım maliyeti, işletme maliyeti ve güvenilirlik açısından karşılaştırmış ve avantaj ve dezavantajlarını değerlendirmiştir [11]. Pompaların güç tüketimleri ve bakım maliyetleri açısından da, sistemde kullanılacak optimum pompa sayısı için Ma Zhenjun ve diğ. [12] tarafından kontrol stratejisi belirlenmiştir. Ahonen ve diğ. [13] pompa kontrolündeki tahmin yöntemlerini etkileyen faktörler için iki yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntemlerden ilki, pompanın debiye bağlı ve benzeşim kurallarına göre çalışması prensibin dayanmaktadır. Diğer yöntemde ise, sistem eğrisi de kontrol yönteminde hesaba katılmıştır. Bu çalışma, pompaların uygun ve verimli çalıştırılmaları için iyi bir kaynak olarak gösterilebilir.

Literatürde, paralel çalışacak değişken devirli pompaların kontrol şekilleri ve algoritmaları üzerine yapılan çalışma sayısı artmaktadır. Burada öncelikle, değişken devirli paralel pompaların işletme koşulları incelenmeli ve daha sonra da enerji tüketimi açısından verimli, güvenilir ve sistemler için optimum çözümler sunacak kontrol algoritmaları geliştirilmelidir.

2. POMPA TEMELLERİ VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

Pompalar rotadinamik ve pozitif deplasmanlı pompalar olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Rotadinamik pompalar dönen çark içinde enerji kazanan akışkanın basıncını artıran dinamik bir makinedir. Bu çalışmada kullanılan rotadinamik pompalar santrifüj tip pompalardır.

2.1 Santrifüj Pompalar

Santrifüj pompalar bir dış kaynaktan sağlanan mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren makinalar olarak tanımlanabilir. Hidrolik enerji, yükselti enerjisi, basınç enerjisi ve hız enerjisi bölümlerinden oluşmaktadır. Pompanın verimi için salyangozun şekli ve çarkın dizaynı büyük önem arz etmektedir [1]. Hidrolik verim sistem karakteristiğine bağlı olmakla birlikte genel olarak hızdan bağımsız kabul edilebilir [3].

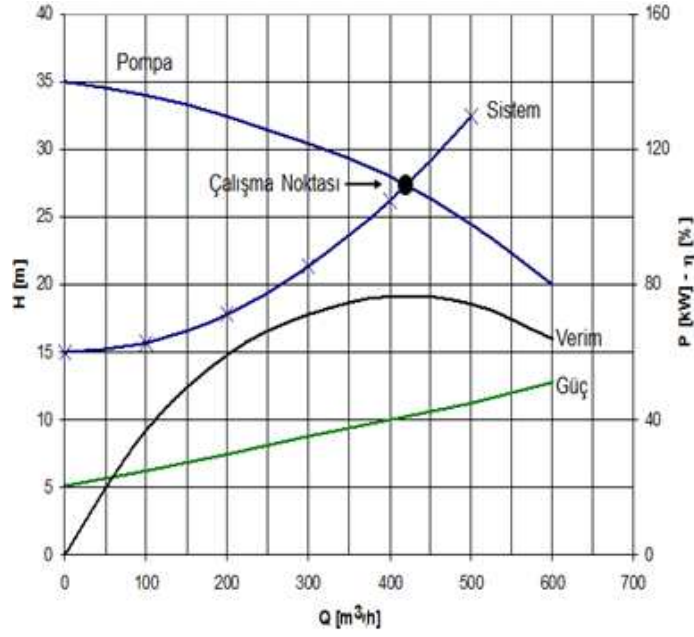
Manometrik Yükseklik : Bir pompanın birim ağırlıktaki sıvıya aktardığı enerjiye manometrik yükseklik denir. Manometrik yükseklik, yükselti enerjisi (potansiyel enerji), basınç enerjisi ve hız enerjisi bölümlerinden oluşmaktadır. Manometrik yükseklik, birim ağırlıktaki sıvının, pompa çıkışındaki sahip olduğu enerji ile pompa girişindeki enerji arasındaki fark olarak ifade edilmektedir.

Debi: Pompanın içinden birim zamanda geçen akışkanın hacmidir. Birimi m³/s dir.

2.2 Hız Değişiminin Etkileri

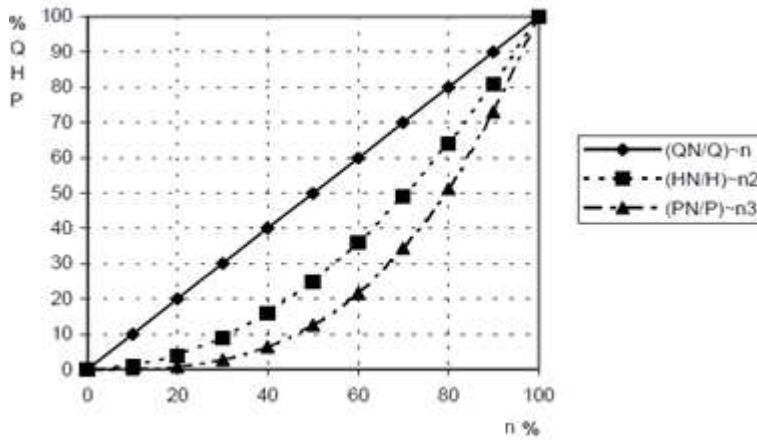
Rotadinamik bir pompanın hızında değişme olduğu zaman pompanın debisi, basma yüksekliği ve gücü değişmektedir. Debi, devir sayısı ile doğru orantılı olarak değişirken, basma yüksekliği devir sayısının karesi ile güç ise devir sayısının kübü ile değişmektedir (Denklem 2.1).

$$Q = \frac{Q_F}{w} \quad H = \frac{H_F}{w^2} \quad P = \frac{P_F}{w^3} \quad \eta = \eta_F \quad (2.1)$$



Şekil 2.1 : Santrifüj pompa örnek eğrisi [1]

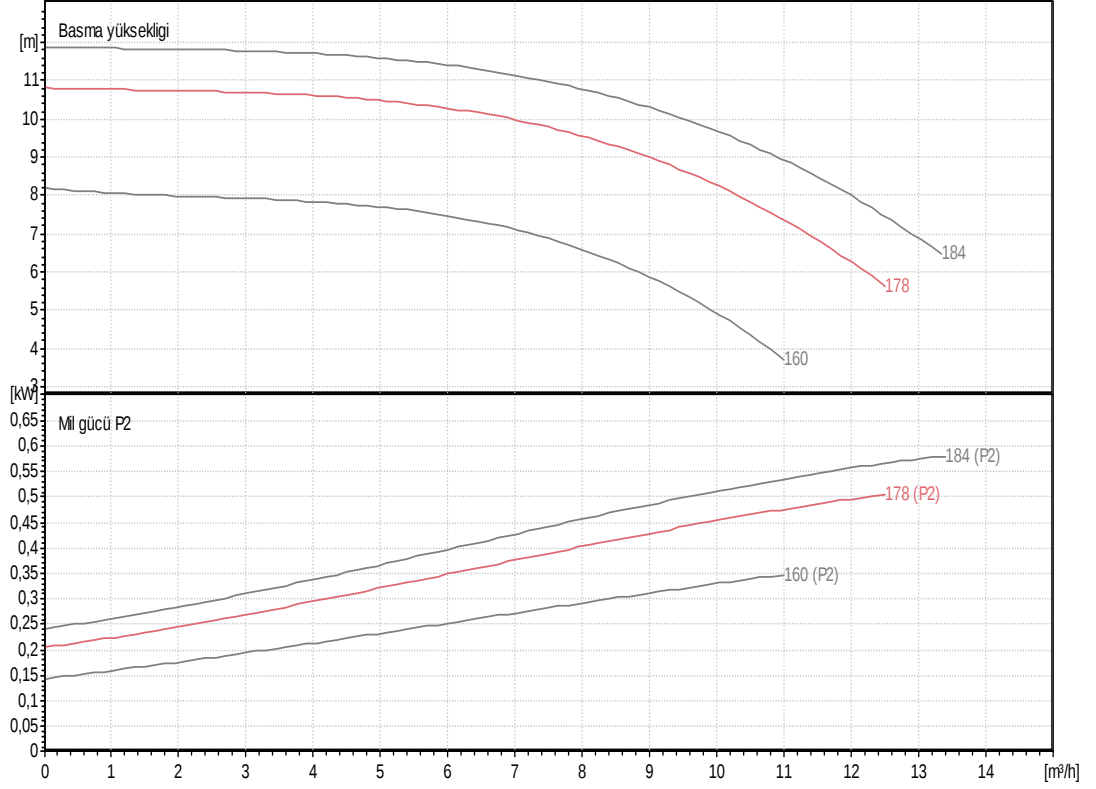
Santrifüj pompa için örnek bir performans eğrisi Şekil 2.1’de verilmektedir. Benzerlik yasaları, pompa performans eğrilerinin hız değişimi ile nasıl değiştiğini gösterse de, pompanın çalışma durumunun değerlendirilmesi için her zaman sistem eğrisine bakılması gerekmektedir. Çünkü, bir pompa, her durumda pompa eğrisi ile sistem eğrisinin kesiştiği noktada çalışmaktadır. Kot farkının yüksek olduğu ve sistem eğrisinin sadece sürtünme kayıplarından oluştuğu kapalı devre sirkülasyon devrelerinde, pompa performansında farklılıklar gözlenmektedir. Şekil 2.2’de basma yüksekliği, debi ve gücün devir sayısı ile değişimi gösterilmektedir.



Şekil 2.2 : Debi, basınç ve gücün devir hızı ile değişimi [20]

Çark çapı değiştiği zaman, çevresel hız da çark çapı ile bağlantılı olarak değişmektedir. Çark çapı değişiminin etkisi Şekil 2.3'teki gibi gözlenmektedir.

$$Q \propto D^2, \quad H \propto D^2, \quad P \propto D^3$$



Şekil 2.3 : Çark çapı değişiminin pompa karakteristiğine etkisi [22]

2.3 Sistem Karakteristiği

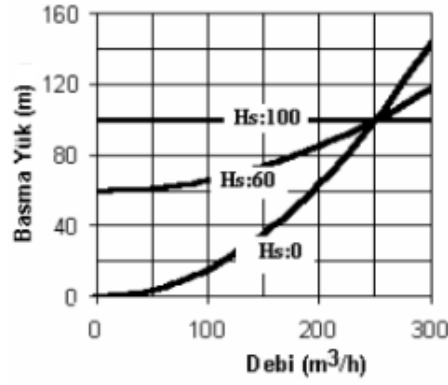
Bir çok endüstriyel tesiste basma yüksekliği, kapalı devre sirkülasyon sistemlerinde olduğu gibi sadece sürtünme kayıplarından (Hk) meydana gelmektedir [14].

$$H_k = K \cdot Q^2 \quad (2.2)$$

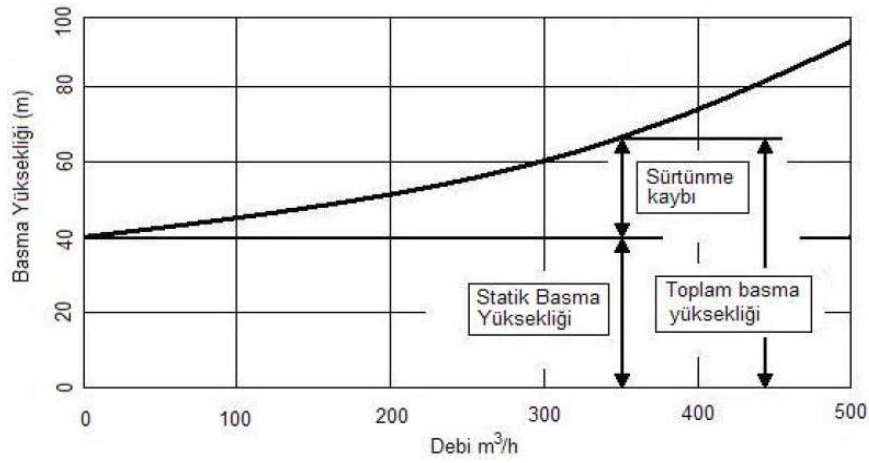
Statik basma yüksekliği debiye bağlı değildir. Manometrik basma yüksekliği, sürtünme kayıpları ile statik basma yüksekliği toplanarak bulunmaktadır. Şekil 2.4'te sistem karakteristik eğrisi farklı sistemler için gösterilmektedir. Şekil 2.5'te sistem karakteristiğini oluşturan bileşenler gösterilmektedir.

$$H = H_s + H_k \quad (2.3)$$

(2.4)



Şekil 2.4 : Değişik sistem karakteristikleri [14]



Şekil 2.5 : Sistem karakteristiği bileşenleri [21]

Hidrolik Güç : Pompanın akışkana aktardığı faydalı gücü ifade etmektedir.

$$P_{hid} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (\text{kW}) \quad (2.5)$$

ρ : yoğunluk (kg/m^3)

g : yer çekimi ivmesi (9.81 m/s^2)

Mil Gücü : Pompa miline tahrik elemanının aktardığı faydalı gücü ifade etmektedir.

$$P_{mil} = M \cdot \omega \quad (\text{kW}) \quad (2.6)$$

M : Pompa milinin momenti (N.m)

ω : Milin açısal hızı ($1/\text{s}$)

(2.7)

Farklı sistemler için sistem verimi değerlendirilmesi yapıldığında aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- 1- Sistem veriminin yüksek olması için verimi yüksek pompalar, motorlar ve frekans konvertörler kullanılmalıdır.
- 2- Statik basma yüksekliği ile karşılaştırıldığında, sürtünme kayıplarının az olduğu sistemlerin verimleri yüksektir. Yüksek verimli sistemlerde debi kontrolü için paralel pompa kullanmak daha uygundur.
- 3- Bir sistemde, belli bir noktadan sonra pompa, motor ve frekans konvertör veriminin azalmaya başlamasıyla birlikte, sistem veriminde azalma meydana gelir. Sistem veriminin maksimum olduğu noktadan daha düşük debilerde çalışılmaması önerilir.
- 4- Statik basma yüksekliğinin az olduğu sistemlerin verimleri düşüktür. Bu sistemlerde, frekans konvertörler kullanılarak düşük debili çalışmalarda enerji tasarrufu sağlamak mümkündür [14].

2.4 Değişken Devirli Pompa Kontrolü

Değişken devirli pompaların kullanıldığı sistemlerde, sabit hızlı pompaların kullanıldığı sistemlerde olduğu gibi pompa, sistem eğrisi ile pompa eğrisinin kesiştiği noktada çalışmaktadır. Bu durumda kot farkının fazla olduğu ve sürtünme kaybının fazla olduğu 2 farklı sistem karakteristiğinden söz edilebilir.

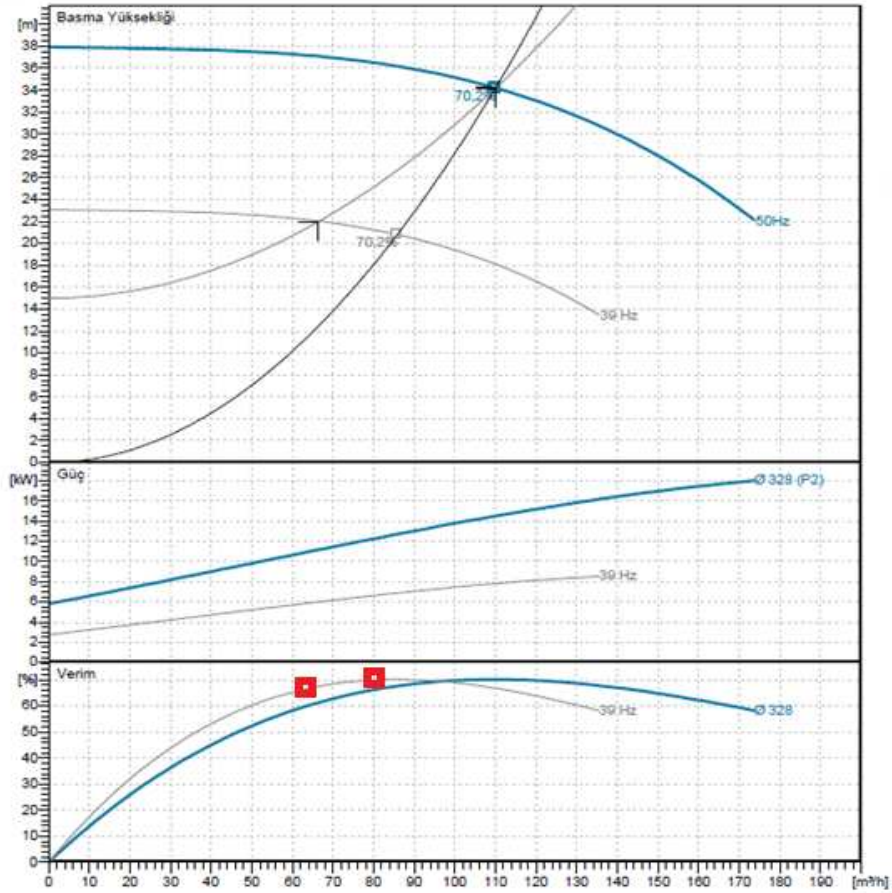
2.4.1 Sürtünme kaybının baskın olduğu sistemler

Genellikle kapalı devre sirkülasyon sistemlerinde sistem eğrisi sadece tesisattaki sürtünme kayıplarından oluşmaktadır. Kapalı devre sirkülasyon sistemlerinde sistem eğrisi, pompanın çalışma hızında değişiklik olsa bile, sürekli optimum noktada aynı verime denk gelecek şekilde pompanın çalışmasına olanak sağlamaktadır. Böylelikle, devir değişimi ile, debide ve basma yüksekliğinde benzerlik kuralları çerçevesinde oluşan değişime göre, maksimum güç tasarrufu sağlanmış olacaktır.

2.4.2 Statik kot farkının baskın olduğu sistemler

Statik basma yüksekliğinin fazla olduğu sistemlerde, değişken devirli pompa uygulaması tercih edildiği zaman, sistem eğrisi pompa eğrisi ile her zaman aynı

pompa verimini sağlayacak şekilde kesişmemektedir. Bu durumda debideki azalma artık hız değişimi ile orantılı olmamaktadır. Pompa verimi hız değişimi ile sabit kalmasına rağmen, yüksek kot farkına sahip sistemler pompanın daha verimsiz bölgede çalışmasına sebep olmaktadır. Değişken devir uygulamalı pompa sistemlerinde, kot farkı olan sistemlerin daha hassas bir şekilde analiz edilerek, değişken devirli uygulama ile verimlilik sağlanıp sağlanamayacağı konusu dikkatli bir şekilde irdelenmelidir. Şekil 2.6'da değişken devir uygulamasının farklı sistem eğrilerindeki pompa verimleri gösterilmektedir.

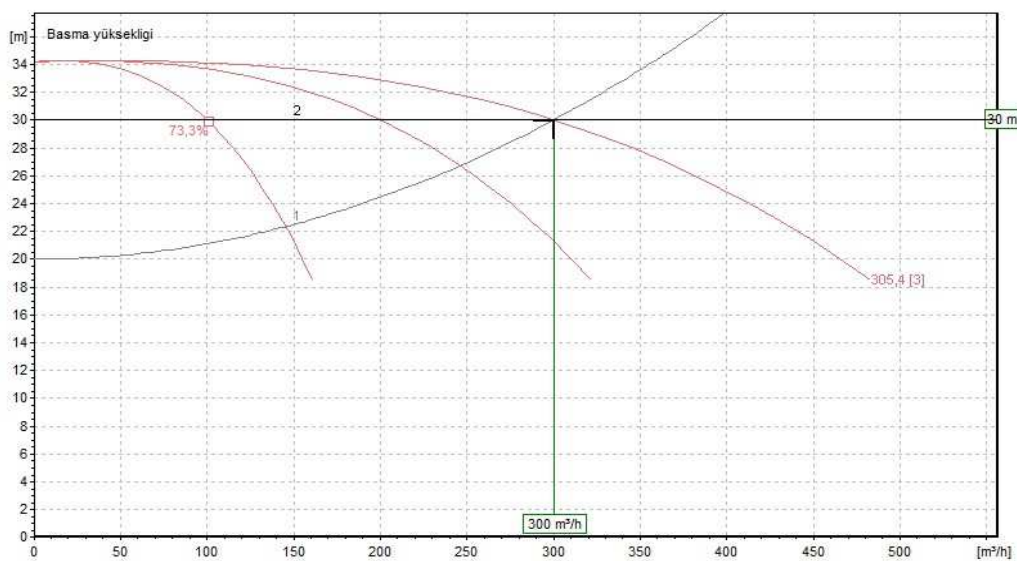


Şekil 2.6 : Kot farkı yüksek olan ve sürtünme kaybı yüksek olan sistem karakteristikleri [22]

Ayrıca kot farkı yüksek sistemlerde minimum frekansa da dikkat edilmelidir. Kot farkının yüksek olduğu sistemlerde belli bir frekans düşümünden sonra, pompa sürekli kapalı vana durumunda çalışacaktır ve bu da gereksiz yere enerji sarfiyatına neden olacaktır. Ayrıca eğrinin kapalı vanaya yakın bölgesinde çalışmak, pompada titreşim ve ısınma gibi problemleri de ortaya çıkarmaktadır.

2.5 Paralel Olarak Çalışan Pompalar

Özellikle sistemde kot farkı fazla ise, paralel bağlı pompa çalıştırılması sistem açısından verimli bir uygulama olarak değerlendirilmektedir. Paralel bağlı pompalarda, basınç sabit kalmasına rağmen debide artış meydana gelmektedir. Sabit bir manometrik yüksekliğe sahip sistemlerde debi pompa adedine göre doğru orantılı olarak artmaktadır. Ancak hem statik kot farkının hem de sürtünme kayıplarının bir arada olduğu sistemlerde, pompa artışı ile debi artışı aynı oranda olmamaktadır. Bu sistemlerde, devreye giren her pompa daha az debi artışı sağlayacaktır.



Şekil 2.7 : Paralel çalışan benzer pompalar için sistem eğrisi etkisi [22]

Çok adet pompanın paralel çalıştığı tesislerde ise, pompalardan birinin değişken devirli çalıştırılması ve diğerlerinin sabit devirde çalıştırılması genellikle yaygın olarak kullanılan yöntemdir. Buna benzer çalışma koşulları için, hem hidrolik hem de ekonomik analiz yapılmalıdır. Şekil 2.7’de 3 adet benzer pompanın paralel çalışma durumu sistem eğrisine göre gösterilmektedir.

Ayrıca, ortak kolektöre bağlı olarak paralel çalışan pompalar, statik basma yüksekliğine karşı çalışan pompalar gibi çalışmaktadırlar. Devreye giren ilk pompa hattı belli bir basınca ulaştırdığı için devreye giren diğer pompalar da kolektördeki basıncı bir miktar artırmaktadırlar. Bu olay, değişken devirli pompa kontrolü için bazı kısıtlamalar getirmektedir. Belli bir basınçta çalışan pompa veya pompalara ek olarak devreye girecek diğer pompanın debi üretebilmesi için, öncelikle sistemdeki

basıncı yenmesi gerekmektedir. Aksi takdirde gereksiz yere enerji sarfiyatı oluşacaktır. Paralel pompaların çalıştığı sistemlerde, benzer pompaların kullanılması ve ayrıca istenen debi ve basınç için kullanılacak benzer pompaların eş frekansta çalıştırılması enerji tasarrufu yönünden daha optimum çözüm sunmaktadır. Sabit hızlı bir pompanın, benzer değişken hızdaki bir pompa ile paralel olarak çalıştırılması istenmeyen bir durumdur. Statik kot farkına sahip sistemlerde çıkabilecek sorun, pompalardan birinin su basmadan gereksiz yere enerji tüketmesidir.

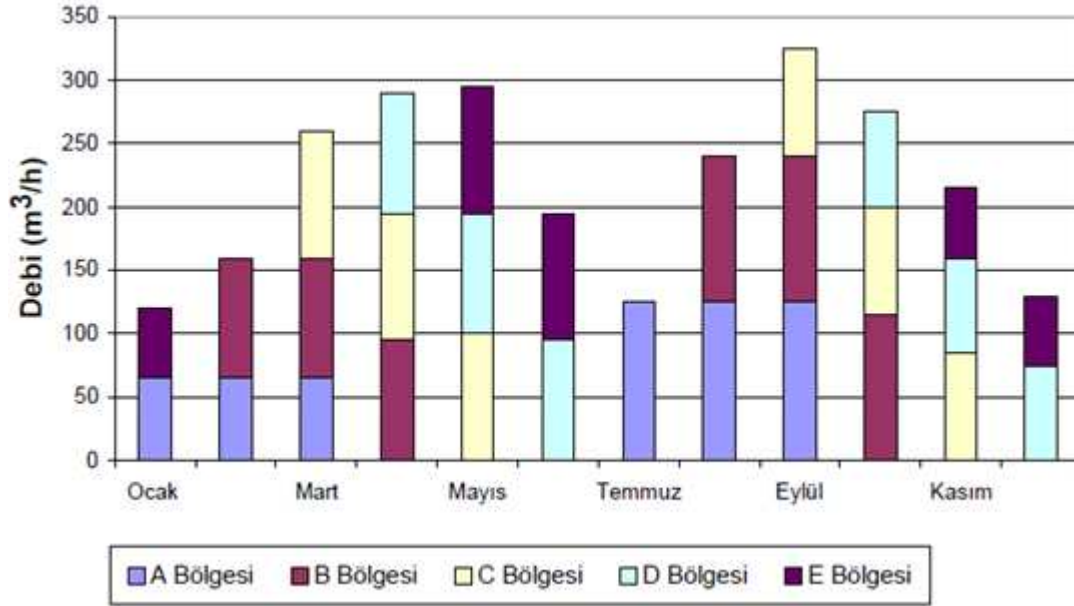
3. ROTADİNAMİK POMPALAR İÇİN KONTROL YÖNTEMLERİ VE SİSTEM DEBİSİNİN KARAKTERİ

Sistemlerdeki debi ihtiyacı zamana bağılı olarak değişkenlik gösterebilmektedir. Bazı sistemler için debi ihtiyacı sabit olurken, bazı sistemlerin debi ihtiyacı değişken olabilmektedir. Çizelge 3.1’de ve Şekil 3.1’de, örnek bir uygulama için değişken debi ihtiyacı gösterilmektedir. Sistemler için en uygun çalışma koşulu aranırken, ihtiyaçların net bir şekilde ortaya konulması gerekmektedir. Bir sistem için en verimli çözüm bir başka sistem için aynı oranda verimli olmayabilir. Mevcut sistemlerde genellikle debiye bağılı basınç kontrolü veya sabit debi kontrolü yapılmaktadır. Ayrıca bunlara ek olarak, sıcaklığa bağılı kontrol veya su seviyesine bağılı kontrol de yapılabilmektedir.

Sistemlerde genelde debi ayarı yapılmak istendiği zaman en basit çözüm, vananın kısılması yöntemidir. Bunun yanında baypas yapılarak da debi ihtiyacına göre ayarlama yapılabilmektedir. Vana kısılması ve baypas yapılmasının yanı sıra, pompanın çalışma devri değiştirilerek de istenen debi elde edilebilmektedir. Pompanın devrini azaltarak benzeşim kuralları gereğince pompa karakteristiğini değiştirerek debi ihtiyacı karşılanabilmektedir. Burada yine sistem karakteristik eğrisi büyük önem kazanmaktadır. Değişken devir ile yapılan debi ayarının diğer geleneksel kontrol yöntemlerine oranla daha verimli çözüm sunduğu bilinmektedir [1]. Ancak sistem eğrisinin sürtünme kayıpları ağırlıklı mı yoksa statik kot farkı ağırlıklı mı olduğu iyi bir şekilde incelenmelidir. Çünkü her zaman hesaplanan değerler ile gerçek değerler benzerlik göstermemektedir. Bu yüzden daha önceden karşılaşılabilecek sorunların iyi bir şekilde ortaya konması, sistemlerin güvenliği ve uygulanabilirliği açısından önemlidir. Her sistem için en verimli çalışma koşulu bulunurken, sistemlerin gerçek ihtiyaçlarının tam olarak ortaya konması gerekmektedir.

Çizelge 3.1 : Bir arazinin bir yıllık sulama profili [20].

	A Bölgesi	B Bölgesi	C Bölgesi	D Bölgesi	E Bölgesi	Toplam Debi
Ocak	65m ³ /h	0	0	0	55m ³ /h	120m ³ /h
Şubat	65m ³ /h	95m ³ /h	0	0	0	160m ³ /h
Mart	65m ³ /h	95m ³ /h	100m ³ /h	0	0	260m ³ /h
Nisan	0	95m ³ /h	100m ³ /h	95m ³ /h	0	290m ³ /h
Mayıs	0	0	100m ³ /h	95m ³ /h	100m ³ /h	295m ³ /h
Haziran	0	0	0	95m ³ /h	100m ³ /h	195m ³ /h
Temmuz	125m ³ /h	0	0	0	100m ³ /h	225m ³ /h
Ağustos	125m ³ /h	115m ³ /h	0	0	0	240m ³ /h
Eylül	125m ³ /h	115m ³ /h	85m ³ /h	0	0	325m ³ /h
Ekim	0	115m ³ /h	85m ³ /h	75m ³ /h	0	275m ³ /h
Kasım	0	0	85m ³ /h	75m ³ /h	55m ³ /h	215m ³ /h
Aralık	0	0	0	75m ³ /h	55m ³ /h	130m ³ /h



Şekil 3.1 : Bir arazinin bir yıllık debi ihtiyacı eğrisi [20]

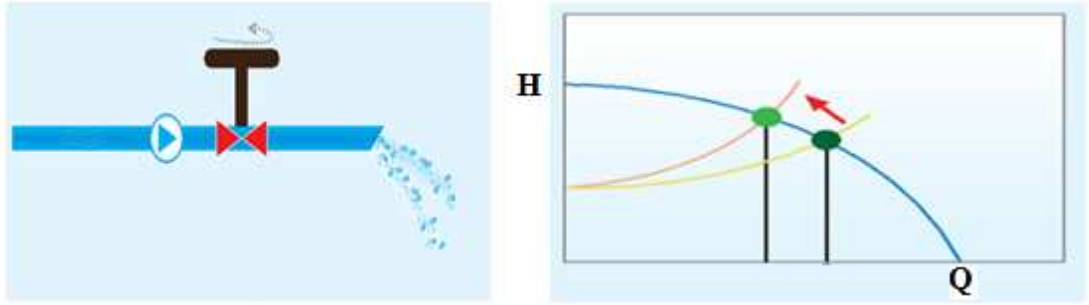
Değişken debili bir sistem elde etmek için aşağıdaki maddeler uygulanmaktadır:

- 1- Pompa çıkışındaki vananın kullanılarak debinin ayarlanması.
- 2- Baypas sistemi kullanarak fazla debinin depoya geri beslenmesi.
- 3- Pompayı ihtiyaç zamanlarında çalıştırmak (kesikli çalışma).
- 4- Sistemi bir depodan besleyerek depo seviyesine göre çalıştırıp durdurmak.
- 5- Sabit devirli elektrik motoru ile pompanın arasına kavrama koyarak ihtiyaca göre basıncı veya debiyi ayarlamak.

- 6- Pompaların paralel çalıştırılması ile debi ihtiyacının ayarlanması.
- 7- Kayış kasnak sistemi ile pompanın devrini ayarlama.
- 8- Frekans konvertör cihazı ile pompanın devrinin değiştirilmesine bağlı ayarlama.
- 9- Çark çapı değişimi ile ihtiyaç olan debi veya basıncın karşılanması.

3.1 Vana Kısılması İle Yapılan Debi Ayarı

Bu yöntemde pompa, çıkışındaki kısma vanası ile kontrol edilmektedir. Bu ayar yöntemi ile yapılacak kontrolde vana kısıldıkça sistem eğrisi artan kayıplardan dolayı dikleşmektedir. Kısma vanası, kullanılan en basit ve klasik yöntem olmasına rağmen sistem ihtiyacını aynı şekilde karşılayabilecek başka kontrol yöntemleri de mevcuttur. Bu yöntemlerden en verimlisi frekans konvertörü ile kontrol yöntemi olarak bilinmektedir. Sistem karakteristiği enerji tasarruf potansiyelini etkileyen en önemli faktörlerden birisi olarak hatırlanmalıdır [37]. Şekil 3.2’de kısma vanası ile yapılan debi ayarı gösterilmektedir.

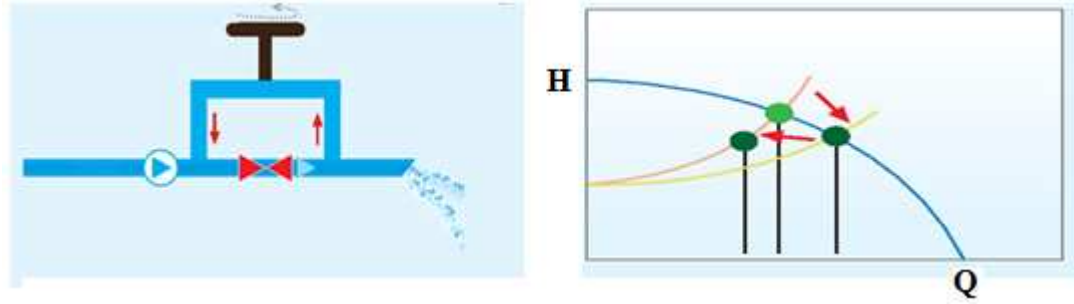


Şekil 3.2 : Kısma vanası ile debi ayarı [23]

3.2 Baypas Vanası İle Kontrol

Baypas vanası ile kontrol yönteminde, kısma vanasından farklı olarak vana, pompaya paralel olarak bağlanmaktadır. Bu kontrol yönteminde ihtiyaç fazlası debi, baypas hattından depoya geri gönderilmektedir. Yani fazla debi bir hat üzerinde dolandırılmaktadır. Bu kontrol yönteminde de vana kısılarak uygulanan kontrole benzer gereksiz enerji sarfiyatı vardır. Baypas vanası ile debi kontrolünün yapıldığı sistemlerde, daha detaylı çalışmalar sonucunda, değişken devirli pompa kontrolüne geçilebilir veya uygun başka bir yöntem seçimine gidilebilir. Bu yöntem, kontrol

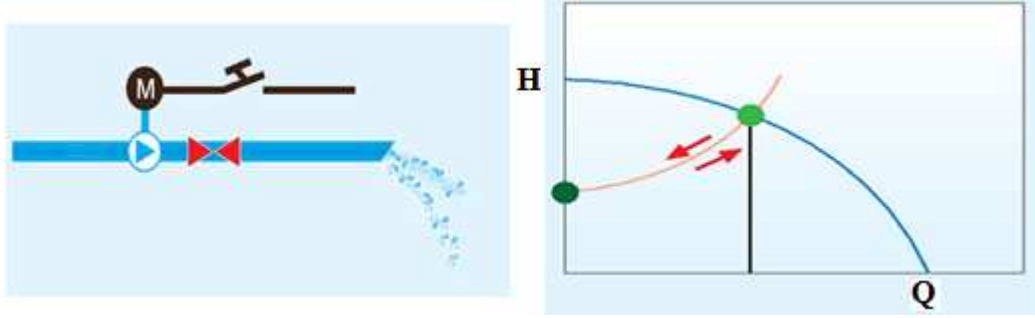
vanası ile debi ayarı yapılan yönteme göre daha fazla enerji t k tmektedir.       sistem ihtiya ının azaldığı zamanlarda dahi g   t k timinde azalma olmamaktadır. Bazen pompanın sıfır debide çalışmasını engellemek için yapılan baypas hattı (minimum akış hattı), debi kontrolü için değil sadece emniyet olarak uygulanmaktadır. Şekil 3.3'te baypas vanası ile yapılan debi kontrolü gösterilmektedir.



Şekil 3.3 : Baypas vanası ile kontrol [23]

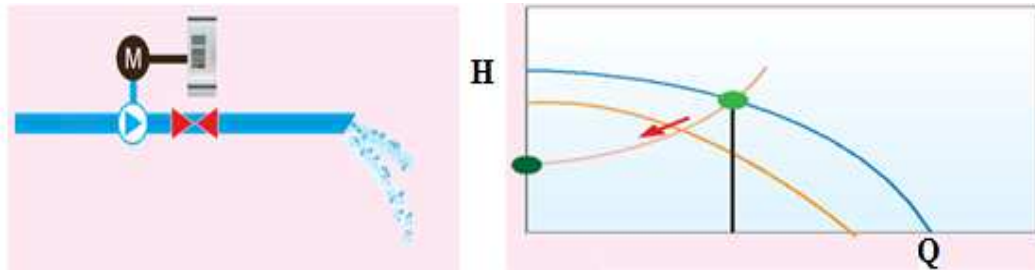
3.3 A -Kapat Kontrolü

Bu kontrol yönteminde pompa 2 farklı durumda çalıştırılmaktadır. Pompa ya tam kapasite  alı tırılmakta ya da durdurulmaktadır. Sistemde debi ihtiya ı arttığı zaman pompa çalışmaya başlamaktadır. İhtiyaç belli bir debinin altında olduğunda pompa kendisini kapatır. Bu tarz çalışma sistemi, pompa gerekli olduğu zaman  alı tı ından, kısılma vanası ile kontrole ve baypas kontrolüne göre daha verimli sonuç veren ve daha az enerji t k ten bir kontrol yöntemidir. Bazı koşullar için ve bazı sistemler için a -kapat kontrol metodu değişken hızlı tahrik kontrolüne göre daha az enerji t k timi yapmaktadır. Bunun sebebi değişken devirli pompanın sürekli düşük bir devirde bile olsa çalışacak olmasına karşılık, a -kapat kontrolü yapan bir pompa bazı ihtiyaç fazlası durumların haricinde çalışmadan beklemektedir. Tabiki her sistem için ve her uygulama için bunu söylemek mümkün olamamakla beraber, sistemlerin davranışlarının ve karakteristiklerinin uygulamalara göre iyi bir şekilde analiz edilmeleri gerekmektedir. Özellikle hidrofor sistemlerinde a -kapat kontrolü en verimli çözümü sunarken, kapalı devre sirkülasyon sistemlerinde değişken hızlı kontrol yöntemi daha verimli çözümü ile ön plana çıkmaktadır [37]. Şekil 3.4'te a -kapat yöntemi ile kontrol gösterilmektedir.



Şekil 3.4 : Aç-Kapat kontrol [23]

3.4 Frekans Konvertörü İle Kontrol Yöntemi



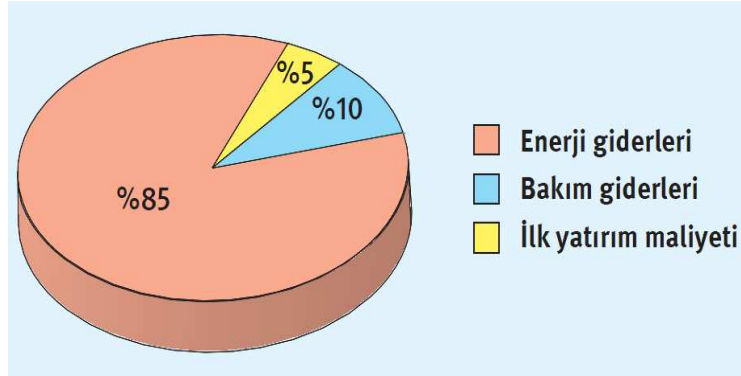
Şekil 3.5 : Frekans konvertörü ile kontrol [23]

Klasik yöntemlerde, pompa tam kapasitede çalıştırılarak debi kontrolü yapılmaktadır. Frekans konvertörü kullanılan sistemde ise, ihtiyaç olan debi veya basınca göre benzeşim kuralları gereğince pompanın devri düşürülmektedir. Bu şekilde kontrol yapılarak gereksiz enerji sarfiyatı önlenmekte, ihtiyaç olan sistem gereksinimine en az enerji ile ulaşılmaktadır. Özellikle sürtünme kayıplarının çok olduğu sistemlerde değişken devirli pompa kullanımı en etkili çözüm olmaktadır. Değişken devirli pompa kontrolü, motorun yumuşak bir şekilde yol almasını sağlayarak iyi bir motor kontrolüne de olanak sağlamaktadır. Değişken devirli pompa kullanımı motorlarda yumuşak kalkış ve duruşa olanak sağladığı için, sistemde oluşabilecek su darbesi riskini de azaltmaktadır. Fakat, değişken devirli pompaların kullanıldığı sistemlerde, motorun ve frekans konvertörünün düşük hızlarda meydana getireceği ısınma vb. problemlerin değerlendirilmesi gerekmektedir [23]. Şekil 3.5'te frekans konvertörü ile yapılan kontrol gösterilmektedir.

Bir pompanın kullanım ömrü maliyetinin % 85'ini enerji giderleri oluşturmaktadır [23]. Santrifüj pompanın 10 yıllık ömür boyunca toplam maliyet dağılımı Şekil

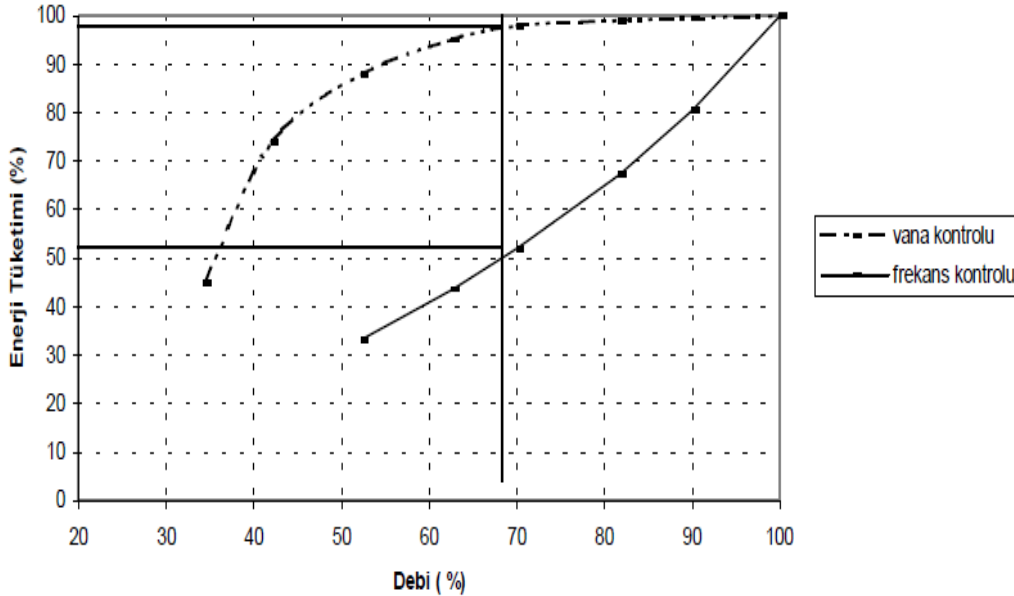
3.6'da gösterilmektedir. Pompa uygulamalarında frekans konvertörü kullanımının avantajı aşağıdaki gibi açıklanabilir:

- 1- Enerji tasarrufu azalır.
- 2- Bakım maliyetleri azalır.
- 3- Ekipman ömrü azalır.



Şekil 3.6 : 10 yıllık ömür boyunca toplam maliyet dağılımı [23]

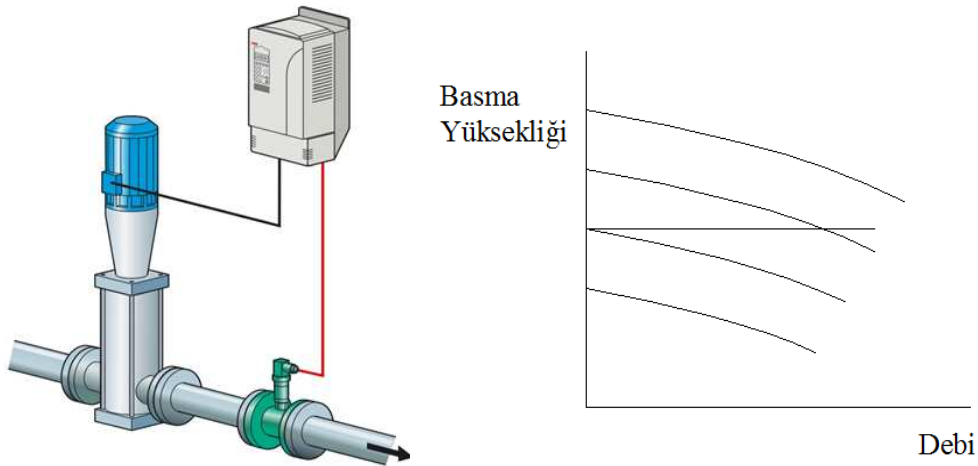
Frekans konvertörleri ile düşük devirlerde çalıştırılan santrifüj pompalar, fiziksel karakteristikleri itibariyle küpsel olarak güç düşümüne uğrarlar ve vana ile kontrol yöntemine göre büyük oranda tasarruf sağlamaktadırlar. Şekil 3.7'de vana ile kontrol ve frekans konvertörü ile kontrol karşılaştırılmaktadır.



Şekil 3.7 : Vana ile kontrolün ve frekans ile kontrolün enerji tüketimi açısından karşılaştırılması [20]

3.4.1 Sabit basınç için debi kontrolü

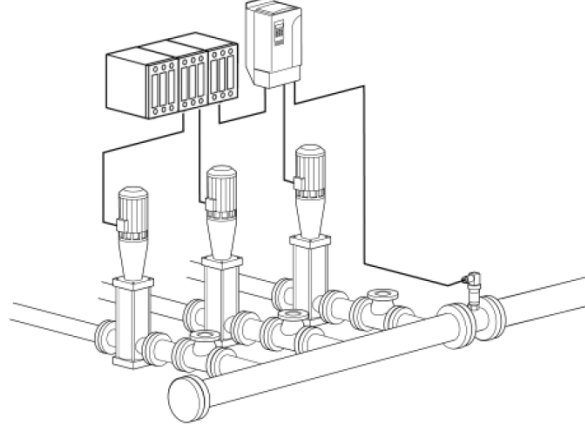
Gerekli olan debi ihtiyacına göre basıncın sabit tutulmasına yarayan kontrol çeşididir. Genelde değişen debiye bağlı olarak pompa hızının, frekans konvertörü tarafından değiştirilmesi prensibine dayanmaktadır. Bu tarz kontrol yöntemi tek pompa ile sağlanabileceği gibi, birden fazla pompanın paralel çalıştırılması ile de elde edilebilir. Tek pompalı sistemlerde en yaygın olan kullanım şekli, pompanın çıkış basıncına konulan basınç sensöründen gelen sinyale göre, frekans konvertörünün pompa hızını ayarlaması prensibine göre çalışan yöntemdir [1]. Şekil 3.8’de frekans konvertörü ile çıkış basıncına göre yapılan sabit basınç kontrolü gösterilmektedir.



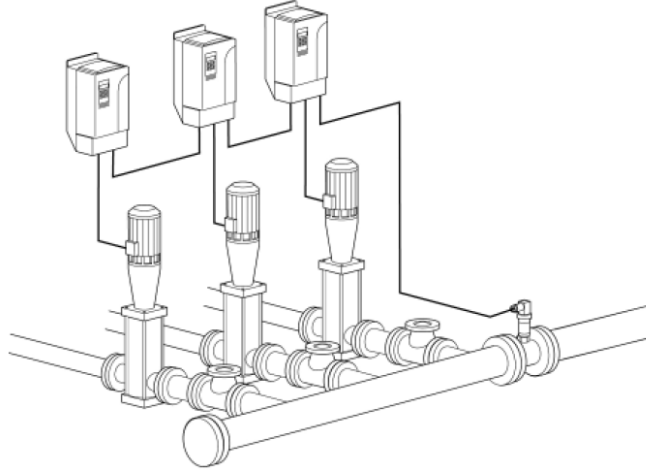
Şekil 3.8 : Frekans konvertörü ile çıkış basıncına göre sabit basınç kontrolü [1]

Bu kontrol yönteminde, özellikle çok sayıda pompanın paralel olarak değişken devirli çalıştırılması ile yapılan uygulamalarda, kaç adet pompanın değişken devirli çalıştırılacağı önemli bir konudur. Genelde yaygın olarak kullanılan yöntem bir adet pompanın devrini değiştirerek ihtiyacın karşılanmasıdır. Bu durumda sistem içerisindeki diğer pompalar tam kapasitede çalışmaktadırlar. Burada dikkat edilmesi gereken durum minimum frekans olayıdır. Kapalı devre sirkülasyon devrelerinde tam kapasite çalışan pompalara ek olarak değişken devirli diğer bir pompa paralel olarak devreye girerse, pompanın kapalı vanada (sıfır debide) çalışma ihtimali ortaya çıkmaktadır. Bu yüzden bu tarz kontrolde, tam kapasite çalışan pompaların sistem içerisindeki basınçları dikkate alınarak, devreye alınacak değişken hız sürücülü pompanın hızı ayarlanmalıdır. Şekil 3.9’da, 3 pompanın paralel olarak kullanıldığı

sistemde, bir adet pompanın değişken devirli kullanılma durumu gösterilmektedir. şekil 3.10 da, 3 pompanın paralel olarak kullanıldığı sistemde, her bir pompanın değişken devirli kullanılma durumu gösterilmektedir.



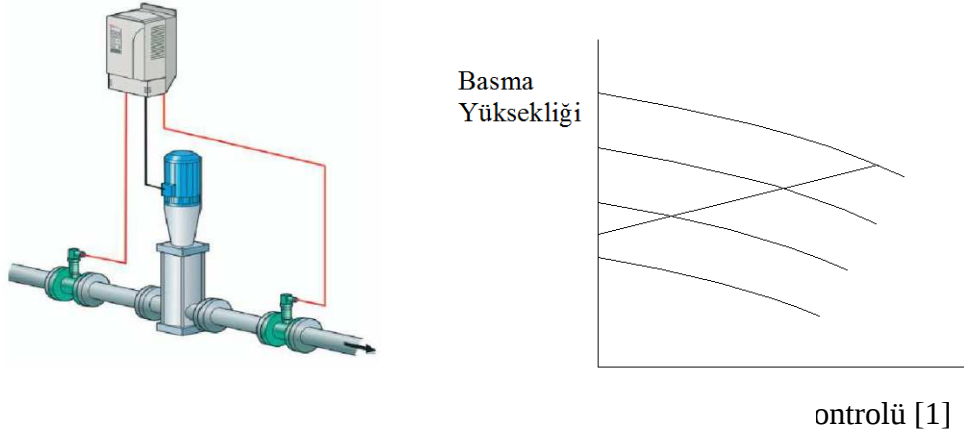
şekil 3.9 : Tek pompa için frekans konvertörü kullanılan paralel 3 pompalı sistem
[16]



şekil 3.10 : Her pompa için frekans konvertörü kullanılan paralel 3 pompalı sistem
[16]

3.4.2 Talep eğrisine göre basıncı farkı kontrolü

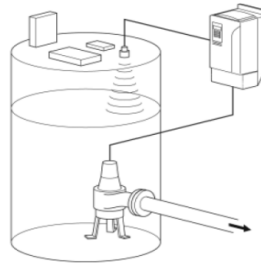
Bu kontrol sistemi, özellikle kapalı devre sirkülasyon sistemleri için çok önemlidir. Bu yöntemde pompa sadece tesisattaki sürtünme kayıplarını yenmek için çalışmaktadır. Bu kontrol için pompa, şekil 3.11’de olduğu gibi tanımlanan bir doğru üzerinde çalışmaktadır. Bu eğri, tam kapasitedeki basıncın %50’sinden başlamalıdır [1].



Bilindiği üzere bu sistemlerde debi talebi azaldıkça pompanın yenmesi gereken sürtünme kayıpları da azalmaktadır. Bu kontrol yönteminde pompa, sistemin debi ihtiyacını azaltırken aynı zamanda basma yüksekliğini de azalttığı için, basınç farkı sabit uygulamalara göre daha az enerji ile ihtiyaca cevap vermek mümkündür. Basınç farkı sabit sistemlerde olduğu gibi, basınç debi değişimi ile birlikte değişmez ise enerji tasarruf potansiyeli kısıtlanmaktadır.

3.4.3 Sıvı seviye kontrolü için debi kontrol yöntemi

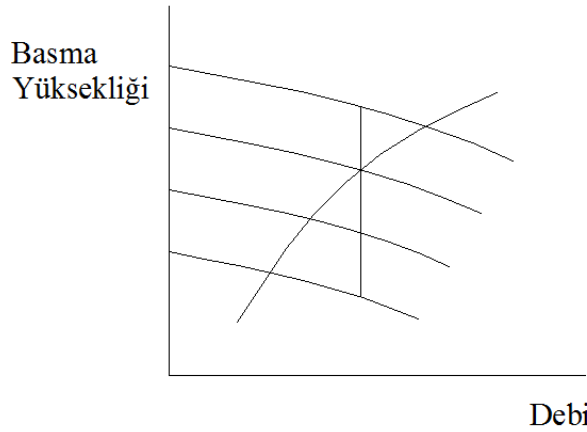
Değişken devirli pompalar ile sıvı seviyesine göre kontrol yapmak mümkündür. Bu kontrol yönteminde pompa, minimum ve maksimum su seviyesine bağlı olarak çalışmaktadır. Bu şekildeki kontrol yöntemi aç-kapat kontrol yöntemine göre daha avantajlıdır. Bu kontrol yöntemi, pompaların yumuşak bir şekilde kalkışlarına olanak tanırken aynı zamanda su darbesi riskini de azaltmaktadır. Bu tarz kontrolde, değişken devir uygulamalarının diğer bir avantajı da tank hacimleridir. Değişken devirli uygulama ile, klasik sistemlere göre daha az hacimli tanklar kullanılabilir [16]. Şekil 3.12’de sıvı kontrolünün frekans konvertörü ile yapılma durumu gösterilmektedir.



Şekil 3.12 : Değişken devirli sıvı seviye kontrolü [16]

3.4.4 Sabit debide basınç değiştirilmesi ile yapılan kontrol yöntemi

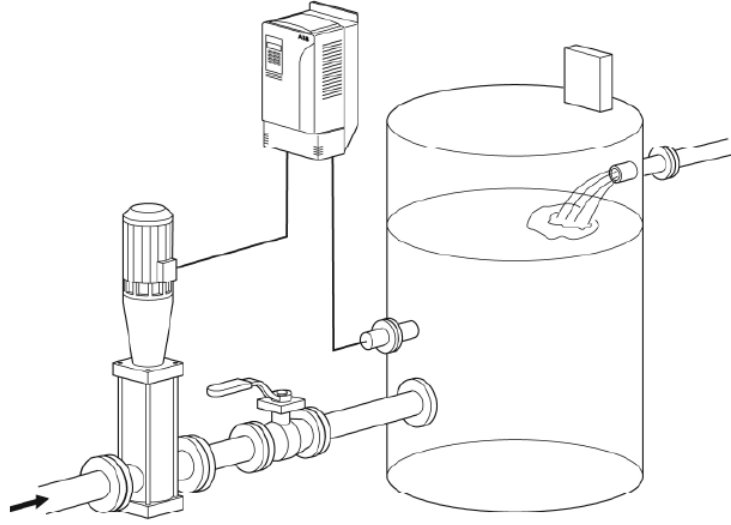
Debi ihtiyacının önemli olduğu, özellikle soğutma sistemleri, püskürtme ve yıkama uygulamalarında, basınç değişse bile, debi ihtiyacının sabit kalması istenmektedir. Bu tarz sistemlerde, genellikle debimetreye bağlı değişken hız sürücüler ile kontrol yapılmaktadır. Bu şekilde kontrol ile pompanın hızı değiştirilerek, istenen debi için basınç değişikliği sağlanmış olur [1]. Şekil 3.13’de, sabit debide basınç değiştirilmesi ile yapılan kontrol gösterilmektedir.



Şekil 3.13 : Sabit debide kontrol yöntemi [1]

3.4.5 Sıcaklık kontrolü için debi ayarı

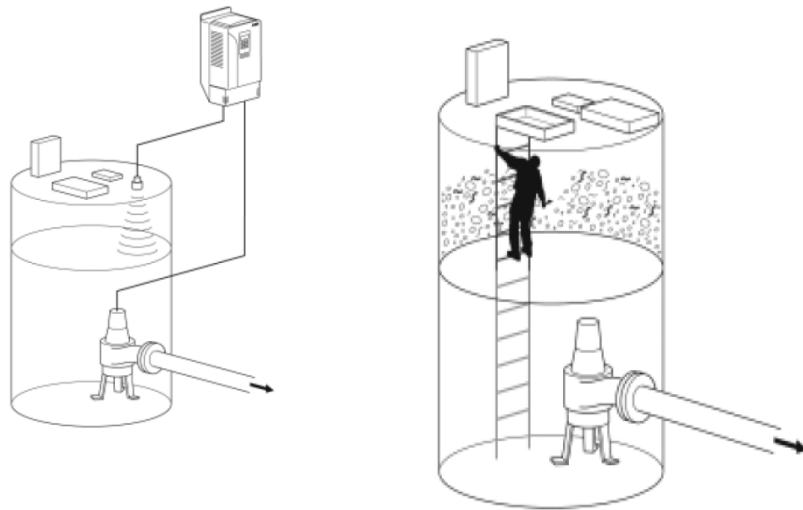
Bilindiği gibi, ısıtma ve soğutma sistemlerinde sıcaklık, debiye bağlı olarak değişmektedir. Debinin artması ile birlikte sıcaklıkta da artış meydana gelmektedir. Bu kontrol yönteminde, frekans konvertörü sıcaklık sensöründen aldığı bilgiye göre sistemi kontrol etmektedir. Sistem tarafından ihtiyaç duyulan sıcaklığa bağlı olarak, sıcaklık sensöründen alınan bilgiye göre, debide artış veya azalma meydana gelecektir. Bu kontrol yönteminden anlaşılabileceği gibi, debi değişkenlik göstermektedir. Basıncın sabit olduğu ve buna bağlı debinin değişkenlik gösterdiği sistemler de bu kontrol yöntemine benzemektedir. Aralarındaki fark, bu kontrol yönteminde sıcaklık sensörü kullanılırken, basıncın sabit tutularak debi ayarının yapıldığı sistemlerde basınç sensörü kullanılmaktadır. Şekil 3.14’te sıcaklık sensörünün tank üzerindeki yerleşimi ve frekans konvertörü bağlantıları gösterilmektedir.



Şekil 3.14 : Debiye bağlı sıcaklık kontrolü [16]

3.4.6 Çökelme için frekans konvertörü kullanımı

Partikül içeren tanklarda çökelme oluşumunu engellemek için frekans konvertörü kullanımı, özellikle atık su uygulamalarında kullanışlı olmaktadır. Havuzun boşaltılması ve doldurulması sabit bir seviyeden yapılıyorsa, çökelme önemli bir sorun oluşturmaktadır. Değişken devirli pompalar havuz seviyesini zaman zaman değiştirerek çökelme olayını önlemektedir. Ayrıca tank temizliği için ayrılan süreden de, bu kontrol yöntemi ile tasarruf edilmiş olur [16]. Şekil 3.15'te çökelmeye karşı frekans konvertörü kullanımı gösterilmektedir.



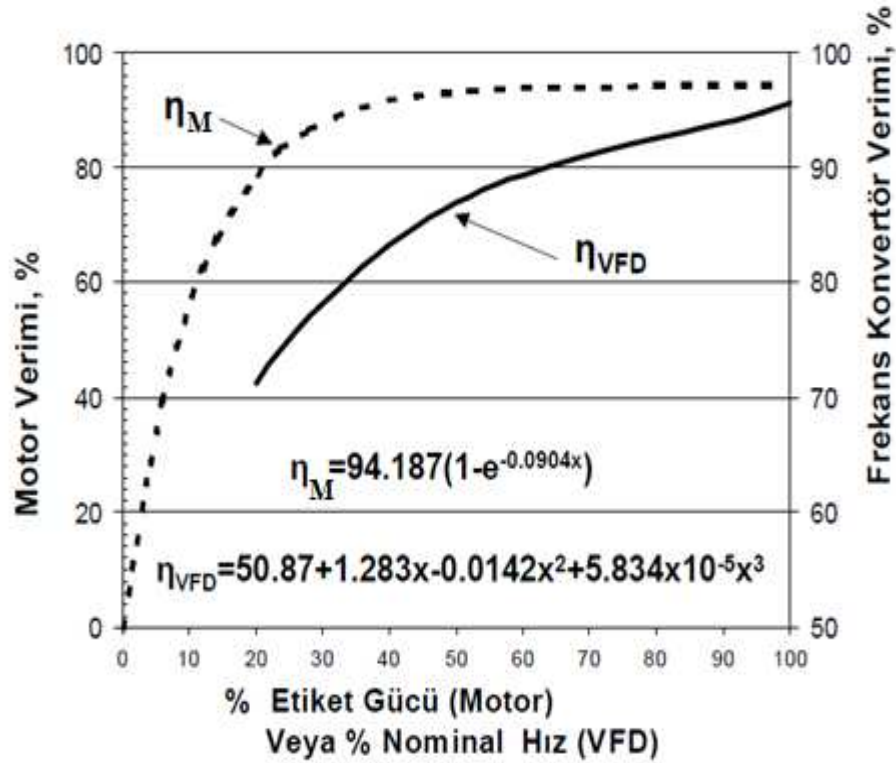
mı [16]

4. ELEKTRİK MOTORU VE FREKANS KONVERTÖRÜ

Santrifüj pompa tahrik elemanı olan elektrik motorları, belli bir yük eğrisine sahiptir. Yükleme oranına göre elektrik motorlarının verimlerinde değişiklik meydana gelmektedir. Aynı şekilde frekans konvertörlerinin de yükleme oranına bağlı olarak verimleri değişmektedir. Bu yüzden santrifüj pompalarla kullanılacak elektrik motorları ve frekans konvertörleri seçimine dikkat edilmelidir. Mümkün olduğunca büyük elektrik motoru ve frekans konvertörü seçilmemelidir. Elektrik motorunun ve frekans konvertörünün yüklenmeye göre değişen verim eğrisi Şekil 4.1’de gösterilmektedir.

$$\eta_M = c_0 \cdot (1 - e^{c_1 x}) \quad (4.1)$$

$$\eta_{VFD} = d_0 + d_1 \cdot x + d_2 \cdot x^2 + d_3 \cdot x^3 \quad (4.2)$$



Şekil 4.1 : Elektrik motorunun ve frekans konvertörünün yüklenme eğrisi [15]

4.1 Frekans Konvertörünün Motora Olan Etkisi

Her geçen gün santrifüj tip sirkülasyon pompalarında frekans konvertörü kullanımı artış göstermektedir. Buna bağlı olarak da frekans konvertörlü motorların kullanımıyla ilgili bazı sorunlarda artış meydana gelmektedir. Bu sorunlardan bazıları dalga genişlik modülasyonu formundan gelen yansıtıcı dalgalar, harmonikler, motorun soğuması, mil akımları vb. tür sorunlardır.

4.1.1 Harmonik bozulmalar sebebiyle motorda meydana gelen aşırı ısınma

Frekans konvertörü kullanılan motorlarda, konvertörün çıkış dalgalarındaki harmonik dalgaların formlarından kaynaklanan ve motora gelen akımın neden olduğu harmonik voltaj ve akımların neden olduğu bakır ve demir kayıplarından dolayı, motorda sıcaklık artışı meydana gelmektedir. Bu sorunlara sebep olan harmonikler ayrıca makinanın torkunu, dolayısıyla verimini de etkilemektedir [15].

4.1.2 Harici fan kullanımı

Frekans konvertörü ile sürülen motorlar, harmoniklerin yol açtığı sıcaklık artışlarından dolayı, harici bir fan ile soğutularak motordaki sıcaklık azaltılabilir. Bilindiği üzere motor frekans konvertörü ile çalıştırıldığı zaman, özellikle düşük frekanslarda çalışma koşullarında motorun devri düştüğü için, fanın devri de buna bağlı olarak düşmekte ve motor soğutması yetersiz kalmaktadır. Bu yüzden düşük hızlarda motor soğutmasına dikkat edilmelidir. Bu gibi durumlarda bir büyük motor kullanımına gidilebileceği gibi, cebri bir fan kullanılarak da harici soğutma ile motorda meydana gelebilecek sıcaklık azaltılabilir.

Frekans konvertörü ile çalıştırılan motorlar, frekans konvertörünün sağladığı enerji tasarrufu, düşük kalkış akımı, yüksek tork gibi faydaların yanında, frekans konvertöründen kaynaklanan mil akımları nedeniyle motorun rulmanlarına ciddi hasarlar vererek erken motor arızalarına neden olabilmektedir [15].

Frekans konvertörü ile kullanılacak elektrik motorlarının seçimi önemli bir konudur. Seçim yapılırken, frekans konvertörünün etkileri de düşünülerek, motorun güvenli çalışmasını sağlayacak kriterlere dikkat edilmelidir.

5. DEĞİŞKEN DEVİR İÇİN SANTRİFÜJ POMPA MATEMATİK MODELİ

Oluşturulan matematik model ile, değişken devirli kullanılacak paralel pompaların en az güç tüketimine neden olan çalışma koşulu incelenmektedir. Oluşturulan matematik modelde, basma yüksekliği ve pompa verimi 2. derece denklem ile ifade edilmektedir. Paralel çalışma durumuna göre, en az güç tüketimine neden olan frekans oranı bulunmaktadır. Farklı çalışma koşulları için bulunan bu frekans oranına göre, paralel çalışan benzer pompaların en verimli çalışma koşulları incelenmektedir.

$$H = a_1 \cdot Q^2 + a_2 \cdot Q + a_3 \quad (5.1)$$

$$\eta = b_1 \cdot Q^2 + b_2 \cdot Q + b_3 \quad (5.2)$$

$$P = \frac{P_F}{w^3} \quad Q = \frac{Q_F}{w} \quad H = \frac{H_F}{w^2} \quad \eta = \eta_F \quad (5.3)$$

$$H_F = a_1 \cdot Q_F^2 + a_2 \cdot w \cdot Q_F + a_3 \cdot w^2 \quad (5.4)$$

$$\eta_F = b_1 \cdot w^{-2} \cdot Q_F^2 + b_2 \cdot w^{-1} \cdot Q_F + b_3 \quad (5.5)$$

$$P_F = \frac{10 \cdot Q_F \cdot H_F}{\eta_F \cdot \eta_M \cdot \eta_{VFD}} \quad (5.6)$$

$$P = \frac{10 \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (5.7)$$

5.1 Değişken Devirli Paralel Pompaların Optimum Hız Oranında Çalıştırılması

P_{FT} : m adet pompanın toplam gücü ($w \neq 1$)

$1 < i < m$

$$P_{FT} = \sum_{i=1}^m \frac{10 \cdot Q_{Fi} \cdot H_{Fi}}{\eta_{Fi} \cdot \eta_{Mi} \cdot \eta_{VFDi}} \quad (5.8)$$

Pompaların paralel çalışması durumunda H_{Fi} sabit olmaktadır. Ayrıca, genellikle frekans oranı $0,4 < w < 1$ aralığında olduğu zaman, motor veriminin (η_M) ve frekans konvertör veriminin (η_{VFD}) çok değişmediği kabul edilebilir. Frekans oranı (w) $< 0,4$ olursa, motor veriminde (η_M) ve frekans konvertör veriminde önemli ölçüde azalma meydana gelmektedir. Buna göre toplam güç formülü tekrar yazılacak olursa;

$$P_{FT} = 10 \cdot H \cdot \sum_{i=1}^m \frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi} \cdot \eta_{Mi} \cdot \eta_{VFDi}} \quad (5.9)$$

elde edilir. Bu denkleme göre, toplam gücü azaltmak için $\frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi}}$ ifadesinin en aza indirilmesi gerekmektedir. Paralel çalışma durumunda, en az güç tüketimi sağlayan frekans oranını (w) bulmak için, $\frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi}}$ ifadesinin en aza indirilmesi gerekmektedir.

Herhangi 2 pompa (i ve j) için toplam güç denklemi, denklem 5.9'da gösterilmektedir.

$$\frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi}} = \frac{1}{b_1 \cdot w_i^{-2} \cdot Q_{Fi} + b_2 \cdot w_i^{-1} + b_3 \cdot Q_{Fi}} \quad (5.10)$$

$$\frac{Q_{Fj}}{\eta_{Fj}} = \frac{1}{b_1 \cdot w_j^{-2} \cdot Q_{Fj} + b_2 \cdot w_j^{-1} + b_3 \cdot Q_{Fj}} \quad (5.11)$$

$\frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi}}$ değerini azaltmak için denklem 5.11'de paydayı maksimum yapan frekans oranının bulunması gerekmektedir. Denklem 5.11'de paydadaki ifadenin w 'ya göre türevi alınan ifade sıfıra eşitlenirse, paydayı maksimum yapan, yani gücü minimum yapan frekans oranını bulunmuş olunur.

$$b_1 \cdot w_i^{-2} \cdot Q_{Fi} + b_2 \cdot w_i^{-1} \cdot Q_{Fi} + b_3 \quad (5.12)$$

$$-2 \cdot b_1 \cdot w_i^{-3} \cdot Q_{Fi} - b_2 \cdot w_i^{-2} = 0 \quad (5.13)$$

$$w_i = \frac{-2 \cdot b_1 \cdot Q_{Fi}}{b_2} \quad (\text{toplam gücü minimum yapan frekans oranı}) \quad (5.14)$$

5.1.1 Farklı çalışma koşulları

1- Eğer $Q_{Fi} \leq Q_{BEP}$ ve $w_i \leq 1$, $Q_{Fj} \leq Q_{BEP}$ ve $w_j \leq 1$ ise;

$$a_1 \cdot Q_{Fi}^2 + a_2 \cdot w_i \cdot Q_{Fi} + a_3 \cdot w_i^2 = a_1 \cdot Q_{Fj}^2 + a_2 \cdot w_j \cdot Q_{Fj} + a_3 \cdot w_j^2 \quad (5.15)$$

denkleminde göre;

$$w_i = \frac{-2 \cdot b_1 \cdot Q_{Fi}}{b_2} \quad (5.16)$$

$$\text{ve } w_j = \frac{-2 \cdot b_1 \cdot Q_{Fj}}{b_2} \quad (5.17)$$

olarak alınır;

$$\left(a_1 - \frac{2 \cdot a_2 \cdot b_1}{b_2} + \frac{4 \cdot a_3 \cdot b_1^2}{b_2^2} \right) \cdot (Q_{Fi} + Q_{Fj}) \cdot (Q_{Fi} - Q_{Fj}) = 0 \quad (5.18)$$

olur.

$$\left(a_1 - \frac{2 \cdot a_2 \cdot b_1}{b_2} + \frac{4 \cdot a_3 \cdot b_1^2}{b_2^2} \right) \neq 0 \quad (5.19)$$

olduğundan denklem 5.19'a göre, $Q_{Fi} = Q_{Fj}$ olarak bulunur. Bu koşula göre en az güç tüketimi $w_i = w_j$ olduğu durumda gerçekleşmektedir.

2- Eğer $Q_{Fi} > Q_{BEP}$ ve $Q_{Fj} > Q_{BEP}$ ve $w_i > 1$ ise;

$$\frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi}} = 1 \quad \frac{Q_{Fj}}{\eta_{Fj}} = 1 \quad w_i = 1 \quad w_j = 1 \quad (5.20)$$

olarak alınır;

$$(Q_{Fi} - Q_{Fj}) \cdot [a_1 \cdot (Q_{Fi} + Q_{Fj}) + a_2] = 0 \quad (5.21)$$

Denklem 5.21'e göre $[a_1 \cdot (Q_{Fi} + Q_{Fj}) + a_2]$ ifadesi $\neq 0$ olduğundan $Q_{Fi} = Q_{Fj}$ olarak bulunur. Bunun sonucunda en az güç tüketimi için $w_i = w_j$ koşulu sağlanmalıdır.

3- Eğer $Q_{Fi} \leq Q_{BEP}$ ve $Q_{Fj} > Q_{BEP}$ ve $w_i \leq 1$ ise;

$$w_i = \frac{-2 \cdot b_1 \cdot Q_{Fi}}{b_2} \quad \text{ve} \quad w_j = 1 \quad \text{ve} \quad Q_{BEP} = \frac{-b_2}{2 \cdot b_1} \quad (5.22)$$

olarak alınır;sa;

$$a_1 \cdot (Q_{Fi} + Q_{Fj}) \cdot (Q_{Fi} - Q_{Fj}) + a_2 \cdot \left(\frac{Q_{Fi}^2}{Q_{BEP}} - Q_{Fj} \right) + a_3 \cdot \left(\frac{Q_{Fi}^2}{Q_{BEP}^2} - 1 \right) = 0 \quad (5.23)$$

olur. Denklem 5.23'e göre $Q_{Fi} = Q_{Fj} = Q_{BEP}$ olması gerekmektedir. Başlangıç koşulunda, $Q_{Fj} > Q_{BEP}$ olarak kabul edildiği için bu koşula göre minimum güç değerine ulaşamamaktadır.

4- Eğer $Q_{Fj} > Q_{BEP}$, $w_i > 1$ ve $Q_{Fi} \leq Q_{BEP}$ ise ;

$$\frac{Q_{Fi}}{\eta_{Fi}} = 1, \quad \frac{Q_{Fj}}{\eta_{Fj}} = \frac{-2 \cdot b_1 \cdot Q_{Fj}}{b_2}, \quad w_i = 1 \quad (5.24)$$

$$w_j = \frac{-2 \cdot b_1 \cdot Q_{Fj}}{b_2}, \quad w_j = \frac{-b_2}{2 \cdot b_1} \quad (5.25)$$

olarak alınır;sa;

$$a_1 \cdot (Q_{Fi} + Q_{Fj}) \cdot (Q_{Fi} - Q_{Fj}) + a_2 \cdot \left(\frac{Q_{Fi}^2}{Q_{BEP}} - Q_{Fj} \right) + a_3 \cdot \left(\frac{Q_{Fi}^2}{Q_{BEP}^2} - 1 \right) = 0 \quad (5.26)$$

olarak bulunur. Denklem 5.26'ya göre $Q_{Fi} = Q_{Fj} = Q_{BEP}$ olması gerekmektedir. Başlangıç koşulunda, $Q_{Fj} > Q_{BEP}$ olarak kabul edildiği için bu koşula göre minimum güç değerine ulaşamamaktadır.

Bu 4 koşulun değerlendirmesine göre, en az güç tüketimi için, sistemde çalışacak bütün pompaların eşit frekansta çalıştırılmaları sonucu ortaya çıkmaktadır [3].

5.2 Değişken Devirli Paralel Pompaların Kontrol Metodu

Pompaların paralel çalıştırılmasıyla ilgili iki durumdan bahsedilmektedir. İlk durum tek pompanın çalışması, ikinci durum ise çok adet pompanın paralel çalıştırılması durumudur.

1. Durum : 1. pompa w_1 frekans oranında çalışmaktadır.

$$P_1 = \frac{10 \cdot Q \cdot H}{\eta_1 \cdot \eta_{M1} \cdot \eta_{VFD1}} \quad (5.27)$$

2. Durum : m adet pompa w_m frekans oranında çalışmaktadır.

$$P_M = \sum_{i=1}^m \frac{10 \cdot Q_{Fi} \cdot H}{\eta_M \cdot \eta_m \cdot \eta_{VFD}} \quad (5.28)$$

Pompaların paralel çalışma prensibi denklem 5.29'da gösterilmektedir..

$$a_1 \cdot Q^2 + a_2 \cdot w_1 \cdot Q + a_3 \cdot w_1^2 = a_1 \cdot \left(\frac{Q}{m}\right)^2 + a_2 \cdot w_m \cdot \left(\frac{Q}{m}\right) + a_3 \cdot w_m^2 \quad (5.29)$$

Basma yüksekliği denklemine göre, $H < a_3 \cdot w_m^2$ olduğu bilinmektedir. Ayrıca yukarıdaki denkleme göre $w_1 > w_m$ olarak alınır.

$$\sqrt{\frac{H}{a_3}} < w_m < w_1 \quad (5.30)$$

Yukarıda bahsedilen her iki çalışma durumu (tek pompa çalışması ve m adet paralel pompa çalışması) için de basma yükseklikleri eşit olacağından, tek pompa çalışması sırasındaki frekans oranı ile m adet paralel çalışan pompaların frekans oranları farklı olacaktır. Genelde, frekans oranı (w) $> 0,4$ olduğu durumlarda, motor verimi ve frekans konvertör veriminin çok değişmediği kabul edilmektedir. Ancak yukarıda bahsedilen iki durum için, frekans oranları farklı olacağından, verimler arasında farklılık olacaktır. Bu verimler arasındaki fark denklem 5.31'de belirtilmektedir.

$$\Delta\eta = -b_1 \cdot Q^2 + a_2 \cdot w_m \cdot \left(\frac{Q}{m}\right) + a_3 \cdot w_m^2 \quad (5.31)$$

Her koşul için, mümkün olduğunca az güç tüketerek sonuca ulaşmaya çalışılmaktadır. Bu koşul göz önünde bulundurularak, paralel çalışan pompaların sayısını belirlemek önemlidir. Özellikle değişken devirli pompa kullanımında, sistem ihtiyacını karşılayan minimum pompa adedi seçimi, frekans konvertörü kullanımının klasik sistem kontrol yöntemlerine karşı sağladığı büyük tasarrufun yanı sıra ekstra katkı sağlamaktadır. Paralel çalışacak pompa sayısı için bazı koşullar dikkate alınmaktadır.

- 1- $\eta_1 > b_3 - \frac{b_2^2}{4.b_1}$ olduğunda $\Delta\eta_{\min} > 0$ olur. Yani $\eta_1 > \eta_2$ olmaktadır. Ancak η_1 için $b_3 - \frac{b_2^2}{4.b_1}$ ifadesi maksimum değeri sağladığı için, $\eta_1 > b_3 - \frac{b_2^2}{4.b_1}$ ifadesi sağlanamamaktadır.

Sağlaması :

$$w_i = \frac{-2.b_1.Q}{b_2} \quad (5.32)$$

$$\frac{1}{w_1} = \frac{-b_2}{2.b_1.Q} \quad (5.33)$$

$$\frac{1}{m.w_m} = \frac{-b_2}{2.b_1.Q} \quad (5.34)$$

Paralel çalışacak pompa sayısını belirlemek için toplam gücü minimum yapan

$$w_i = \frac{-2.b_1.Q}{b_2} \quad (5.35)$$

denklemini kullanılır. Çünkü burada, minimum güç tasarrufu sağlayacak pompa sayısı bulunmaya çalışılmaktadır.

$$\eta_1 = b_1.w^{-2}.Q^2 + b_2.w^{-1}.Q + b_3 \quad (5.36)$$

$$\eta_1 = b_1.\frac{-b_2^2}{4.b_1^2.Q^2}.Q^2 + b_2.\frac{(-b_2)}{2.b_1.Q}.Q + b_3 \quad (5.37)$$

$$\eta_1 = \frac{b_2^2}{4.b_1} - \frac{b_2^2}{2.b_1} + b_3 \quad (5.38)$$

Burada η_1 için maksimum değeri gösteren denklem $\eta_1 = b_3 - \frac{b_2^2}{4.b_1}$ olarak ifade edilir.

- 2- $\eta_1 \leq b_3 - \frac{b_2^2}{4.b_1}$ olduğunda $\Delta\eta_{\min} \leq 0$ olur. $N = \frac{1}{m.w_m}$ olarak alındığında, aşağıdaki 3 farklı koşul değerlendirilmektedir.

$$N_{op} = \frac{-b_2}{2.b_1.Q} \quad N_{\min} = \frac{1}{m.w_1} \quad N_{\max} = \frac{1}{m.\sqrt{\frac{H}{a_3}}} \quad (5.39)$$

Durum 1 : $N_{op} < N_{min}$ olması durumunda;

$$Q > \frac{b_2 \cdot m \cdot w_1}{2 \cdot b_1} \quad (5.40)$$

olarak bulunmaktadır.

Genel durumda;

$$\Delta\eta = -b_1 \cdot N^2 \cdot Q^2 - b_2 \cdot N \cdot Q + b_1 \cdot \left(\frac{Q}{w_1}\right)^2 + b_2 \cdot \frac{Q}{w_1} \quad (5.41)$$

$$\Delta\eta_{min} = (1 - m^{-1}) \cdot (\eta_1 - b_3 + b_1 \cdot m^{-1} \cdot w_1^{-2} \cdot Q^2) \quad (5.42)$$

$$\Delta\eta_{maks} = \eta_1 - b_3 - b_1 \cdot Q^2 \cdot \left(m \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}}\right)^{-2} - b_2 \cdot Q \cdot \left(m \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}}\right)^{-1}$$

olarak bulunmaktadır. (5.43)

a) $\Delta\eta_{min} > 0$ olursa;

$$\eta_1 > b_3 - b_1 \cdot m^{-1} \cdot w_1^{-2} \cdot Q^2 \quad (5.44)$$

olarak bulunmaktadır.

$$\eta_m = -b_1 \cdot w_m^2 \cdot \left(\frac{Q}{m}\right)^2 + b_2 \cdot w_m^{-1} \cdot \frac{Q}{m} + b_3 \quad (5.45)$$

olduğunda $Q = 0$ için $\eta_1 > \eta_m$ olduğundan tek pompanın çalışması daha verimli olmaktadır [3].

b) $\Delta\eta_{maks} < 0$ olursa;

$$\eta_1 < b_3 + b_1 \cdot Q^2 \cdot \left(m \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}}\right)^{-2} + b_2 \cdot Q \cdot \left(m \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}}\right)^{-1} \quad (5.46)$$

olarak bulunmaktadır. Bu durumda $Q = 0$ için $\eta_1 < b_3$ ve $\eta_m = b_3$ olduğu için, $\eta_1 < \eta_m$ olmaktadır. Böylece çok adet pompa çalıştırılması tekli pompa çalıştırılmasına göre daha verimli olmaktadır [3].

Durum 2: $N_{op} \in [N_{min}, N_{maks}]$ olması durumunda;

$$Q \in \left[\frac{b_2 \cdot m}{2 \cdot b_1} \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}}, -\frac{b_2 \cdot m \cdot w_1}{2 \cdot b_1} \right] \quad (5.47)$$

olmaktadır.

Burada $\Delta\eta_{min}$ ve $\Delta\eta_{maks}$ değerleri karşılaştırılırsa, $\Delta\eta = \eta_1 - \eta_m$ denklemine göre, $\Delta\eta_m < 0$ ise, $\eta_1 < \eta_m$ olmaktadır. Bu durum için, enerji verimliliği açısından çok adet pompalı işletimin seçilmesi daha az güç tüketileceğini göstermektedir [3].

Durum 3: $N_{op} > N_{maks}$ olması durumunda;

$$Q < \frac{b_2 \cdot m}{2 \cdot b_1} \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}} \quad (5.48)$$

olmaktadır.

Bu durum için de $\Delta\eta_{min}$ ve $\Delta\eta_{maks}$ değerleri incelenmektedir.

a) $\Delta\eta_{maks} > 0$ olursa;

$$\eta_1 > b_3 + b_1 \cdot Q^2 \cdot \left(m \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}} \right)^{-2} + b_2 \cdot Q \cdot \left(m \cdot \sqrt{\frac{H}{a_3}} \right)^{-1} \quad (5.49)$$

olmaktadır.

Denklem 5.49'dan yola çıkılarak, $Q = 0$ değerine göre, $\eta_1 > \eta_m$ olarak bulunmaktadır. Bu duruma göre, tek pompanın çalıştırılması daha verimli bir koşul ortaya koymaktadır [3].

b) $\Delta\eta_{min} < 0$ olursa;

$$\eta_1 < b_3 - b_1 \cdot m^{-1} \cdot w_1^{-2} \cdot Q^2 \quad (5.50)$$

olarak bulunmaktadır.

Bu duruma göre $\eta_1 < \eta_m$ olarak bulunmaktadır. Böylece çok adet pompa çalıştırılması, tek pompa çalıştırılmasına göre daha verimli olmaktadır [3].

6. DEĞİŞKEN DEVİRLİ PARALEL POMPA DENEYİ

6.1 Deneyin Amacı

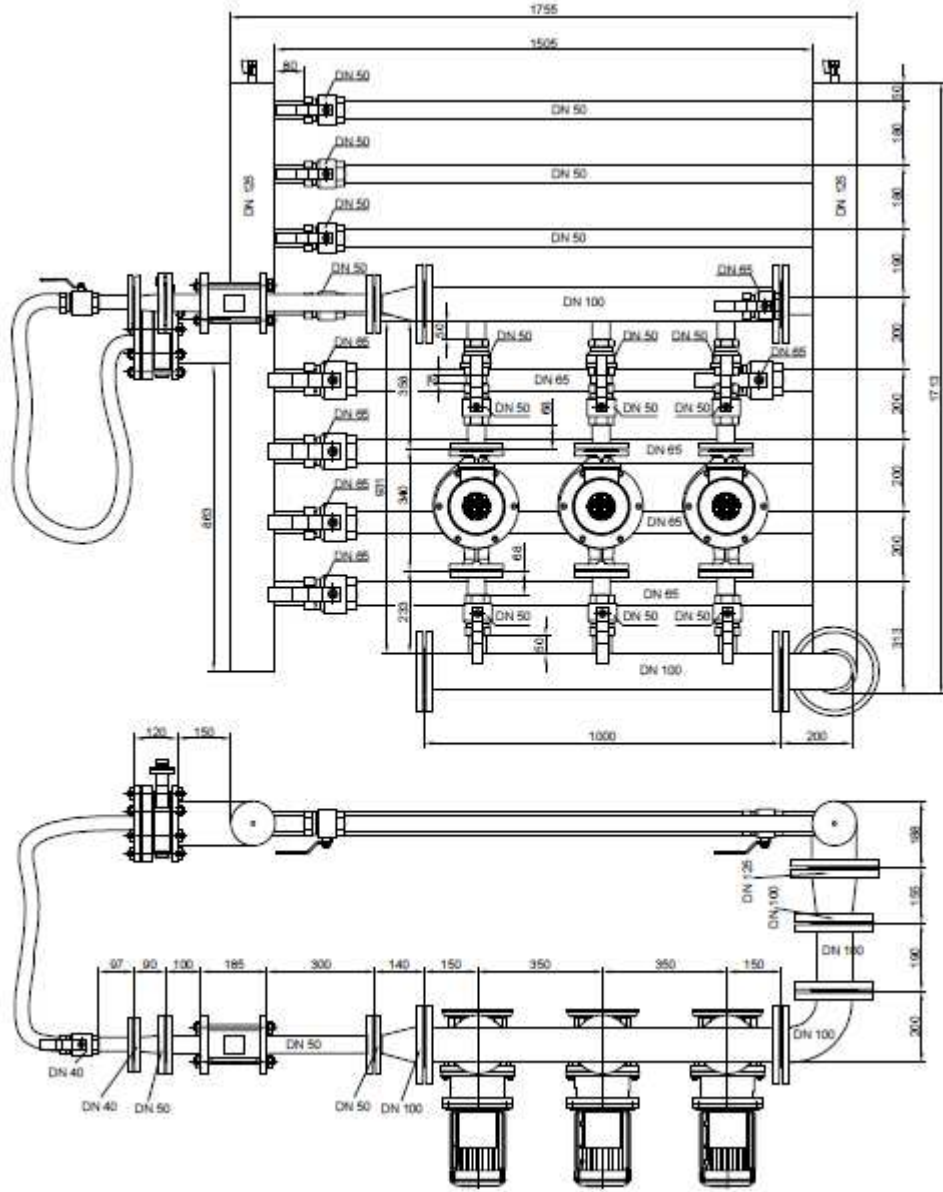
Çok adet pompanın paralel olarak kullanıldığı sistemlerde, genellikle bir adet pompayı değişken devirli kullanarak çözüme gidilmektedir. İhtiyaç arttığı ve diğer pompalar çalışmaya başladıkları zaman, sadece bir adet pompa değişken devirli olduğundan, diğer pompalar tam kapasite çalışırken sadece frekans konvertörlü pompa ihtiyaca göre pompa devrini ayarlamaktadır. Bu çalışma koşulunda, pompalar aynı frekansta çalışmamaktadırlar.

Değişken devirli pompaların enerji verimliliği üzerine yapılan bu deneysel çalışmada, 3 adet değişken devirli benzer pompalar, paralel çalışma durumunda aynı ihtiyacı karşılayacak şekilde, farklı çalışma koşullarında incelenmektedirler. Değişken devirli sirkülasyon pompalarının matematiksel modelinden [3] ve performans eğrilerinden çıkarılan sonuçlara göre, paralel olarak çalışacak değişken devirli benzer pompaların, eşit frekansta çalıştırılmaları durumunda en az enerji tüketimi yapacağı, yani en verimli çalışma koşulu sağlayacağı ortaya çıkmaktadır.

Yapılan deneysel çalışmada, paralel olarak kullanılan 3 adet benzer santrifüj pompa, Şekil 6.1’de görüldüğü gibi kapalı devre bir sistemde, farklı çalışma koşulları için incelenmektedir. Bu çalışma ile, aynı sistem ihtiyacı için, en az güç tüketimine neden olan çalışma koşulu araştırılmaktadır.

Deney sırasında sistem statik basıncı kontrol altında tutulmuştur. Deney süresince sistem statik basıncı 2 bar olarak ayarlanmıştır. Kapalı devre sirkülasyon sistemlerinde sürtünme kayıplarından dolayı sistemde ısınma meydana gelebilmektedir. Bunun sonucunda da sistem statik basıncı artmaktadır. Kullanılan basınç farkı sensörlerine göre sistem statik basıncı sürekli olarak kontrol edilmiştir.

6.2 Deney Tesisatı ve Kullanılan Ekipmanlar



Şekil 6.1 : Deney tesisatı boyut resmi

Şekil 6.1’de görülen tesisat şemasında, 3 adet benzer santrifüj pompa, ortak bir kolektöre bağlı olarak çalışmaktadır. Pompaların giriş ve çıkışlarında bulunan basınç sensörleri sayesinde basınca göre kontrol yapılabilmektedir. Pompaların bağlı oldukları çıkış kolektörünün devamında da manyetik debimetre bulunmaktadır. Manyetik debimetre ile debi okunmaktadır. Sistem basıncı bütün deneyler boyunca 2 bar olarak sabit tutulmaktadır. Pompaların frekansları değiştirilerek ihtiyaç debileri ayarlanmaktadır.



Şekil 6.2 : Deney tesisatı

6.2.1 Santrifüj pompalar

Deney tesisatı, Şekil 6.2’de görüldüğü gibi 3 adet benzer santrifüj pompadan oluşmaktadır. Bu pompalar ortak bir kolektöre bağlı olarak çalışmaktadırlar. Sistem Şekil 6.2’de görüldüğü gibi kapalı devredir. Şekil 6.3’te deneyde kullanılan santrifüj pompalar gösterilmektedir.



Şekil 6.3 : 3 adet SNL 40-160 santrifüj pompa

6.2.2 Elektrik motorları

Deney tesisatında kullanılan elektrik motorlarının gücü 1,1 kW, devri ise 1500 d/dakika'dır . Bu elektrik motorları harici frekans konvertörü ile çalıştırılmaktadırlar. Şekil 6.4'te deneyde kullanılan elektrik motoru gösterilmektedir.



Şekil 6.4 : 1,1 kW 1500 d/dakika elektrik motoru

6.2.3 Frekans konvertörleri

3 pompanın paralel olarak çalıştığı bu tesisatta, her bir pompaya ayrı olarak, 3 adet 2,2 kW frekans konvertörü harici olarak bağlanmaktadır. Frekans konvertörleri sabit basınç farkı algoritmasına göre çalışabilecek yazılıma sahiptirler. Sistemde yapılacak farklı çalışma koşullarındaki deneylerde, frekans konvertörleri içerisindeki sabit basınç farkı algoritması kullanılmaktadır. Sistem giriş ve çıkış basınçları, Şekil 6.5'de görüldüğü gibi frekans konvertörü üzerinden okunabilmektedir.



Şekil 6.5 : 2,2 kW frekans konvertörleri

6.2.4 Basınç sensörleri

Bu tesisatta, her bir pompanın girişine ve çıkışına ayrı ayrı olmak üzere, toplam 6 adet basınç sensörü kullanılmaktadır. Bu basınç sensörleri 0-4 bar basınç aralığında ölçüm yapabilmektedirler. Ayrıca basınç sensörü, 4-20 mA olarak sinyal iletimini gerçekleştirmektedir. Bu basınç sensörleri manometre hattında görüldüğü gibi, pompaların giriş ve çıkışlarının bağlı oldukları hatlar üzerine konulmaktadır. Şekil 6.6'da deneyde kullanılan basınç sensörleri gösterilmektedir.



Şekil 6.6 : Basınç sensörleri

6.2.5 Debimetre

Yapılan deneyde Şekil 6.27'de görüldüğü gibi, DN 50 elektro manyetik debimetre kullanılmaktadır.



Şekil 6.7 : Elektro manyetik debimetre

6.2.6 Multimetre

Deneyde kullanılan ve Şekil 6.2’de görülen pano üzerindeki multimetreden şebeke gücü, voltaj, amper, $\cos\phi$ değerleri okunmaktadır. Şekil 6.8’de deneyde kullanılan multimetre gösterilmektedir.



Şekil 6.8 : Multimetre

6.2.7 Manometre hattı

Yapılan deneyler sırasında basınçlar, frekans konvertörü üzerinden okunmaktadır. Ayrıca Şekil 6.9’da görülen manometre hattı üzerinden de teyit edilmektedir. Deney sırasında basınç sensörleri bu hat üzerine monte edilmiştir.



Şekil 6.9 : Manometre hattı

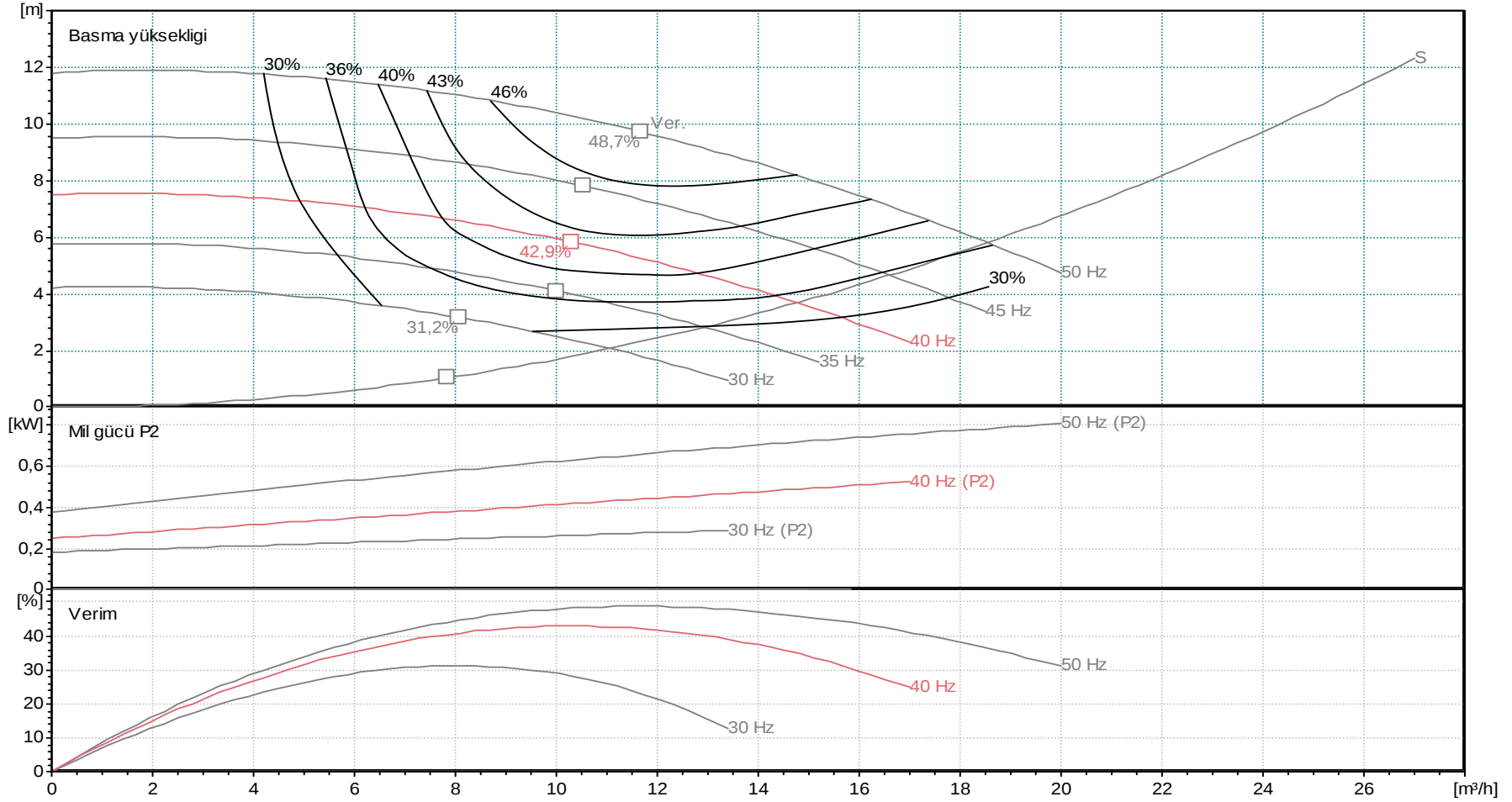
6.3 Pompaların Performans Eğrileri ve Örnek Debi Talep Eğrisi

Yapılan deneyler için, örnek debi talep eğrisi 24 saat çalışan sirkülasyon pompası için oluşturulmuştur. Sistem ihtiyacına anında cevap verebilecek değişken devirli sirkülasyon pompası kullanılarak istenen debiler karşılanmaktadır. Yapılan deneyler sırasında benzer üç adet sirkülasyon pompası kullanılmaktadır. Bu sirkülasyon pompaları ihtiyaca göre paralel olarak çalışabilmektedirler.

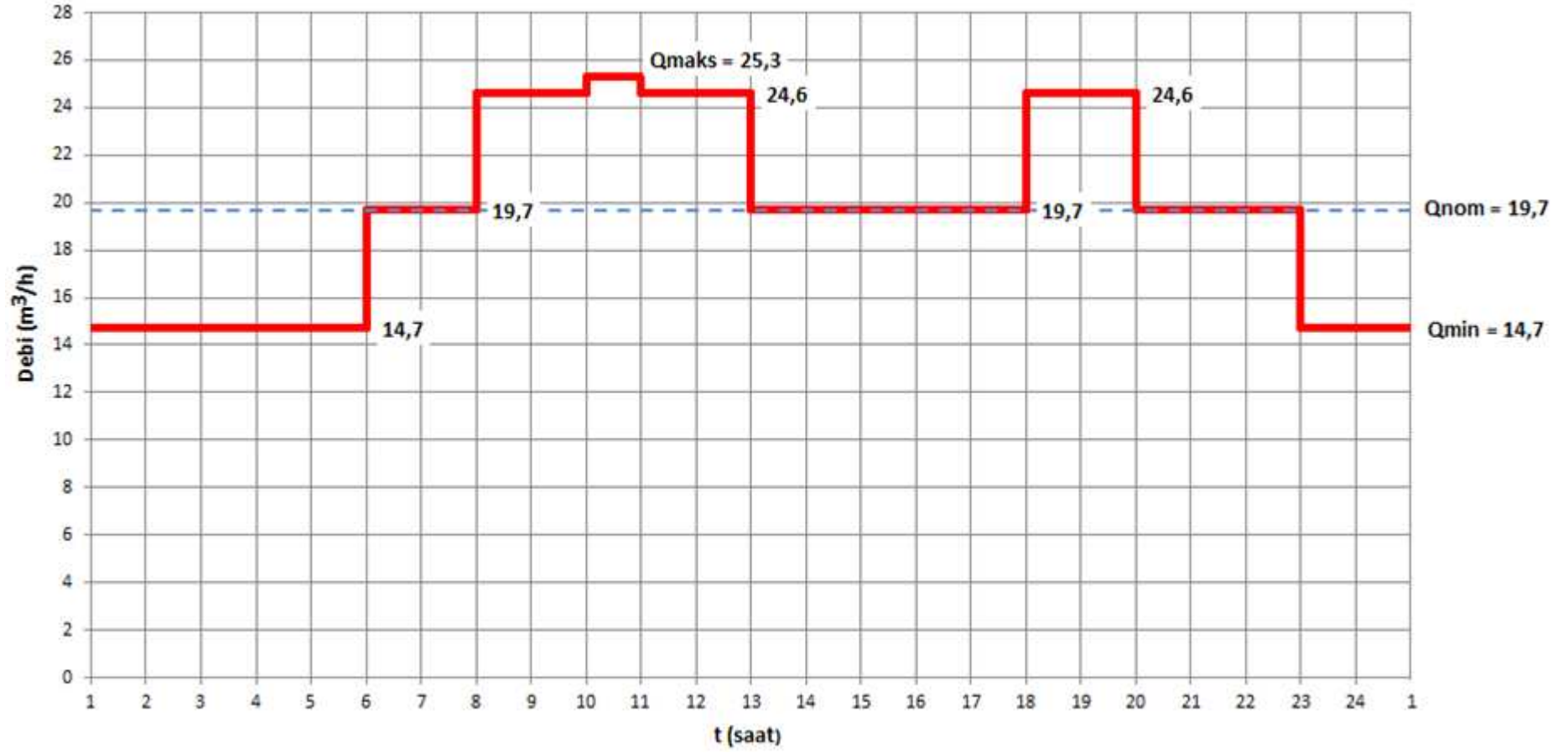
Deneyde kullanılan bütün pompalar için, performans testleri yapılarak, karakteristik eğrileri çıkarılmaktadır. Şekil 6.10'da görülen pompa performans eğrileri baz alınarak, Şekil 6.11'de görülen örnek talep eğrisindeki debiler için, farklı çalışma koşullarına göre, paralel pompa performans eğrileri çıkarılmaktadır. Elde edilen bu performans eğrilerine göre, deney yapılmadan önce, en az güç ve en fazla güç tüketen çalışma koşulları belirlenmektedir. Pompa performans eğrisinde sistem eş verim eğrileri gösterilmektedir.

Sistemlerde kullanılan sirkülasyon pompaları seçilirken optimum debi ihtiyacı, minimum debi ihtiyacı ve maksimum debi ihtiyacı belirlenmelidir. Bu belirlemeler neticesinde ihtiyaca cevap verecek şekilde, sistemde kullanılacak optimum pompa sayısı belirlenebilir. Bazı durumlarda, sistem karakteristiğinden dolayı, devreye giren pompa debide çok fazla artış meydana getirmeyebilir. Bu nedenle fazla pompa kullanımı sistem ihtiyacına cevap vermemekle birlikte, fazladan enerji sarfiyatına da neden olacaktır.

Genellikle zamana göre değişkenlik gösteren debi ihtiyacı, nominal debinin % 60 fazlası ve % 30 azı olarak değişebilmektedir. Sistemler için debinin 1,6 kat artabileceği ve 0,7 kat azalabileceği durumlar göz önünde bulundurulmaktadır. Yapılan değişken devirli paralel pompa deneyinde, sistem karakteristik eğrisi deney yapılarak çıkarılmakta ve optimum debi ihtiyacı belirlenmektedir. 3 pompalı sistemin sağladığı maksimum debinin ve yapılacak deneylerde uygulanacak farklı çalışma koşullarının da görülebilmesi için örnek talep eğrisi oluşturulmaktadır. Bu sistem için nominal debi $19,7 \text{ m}^3/\text{h}$, maksimum debi $25,3 \text{ m}^3/\text{h}$ ve minimum debi ihtiyacı da $14,7 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenmektedir. Buna göre maksimum debi nominal debinin yaklaşık % 30 fazlası ve minimum debi de nominal debinin yaklaşık olarak % 25 azı olarak ortaya çıkmaktadır.



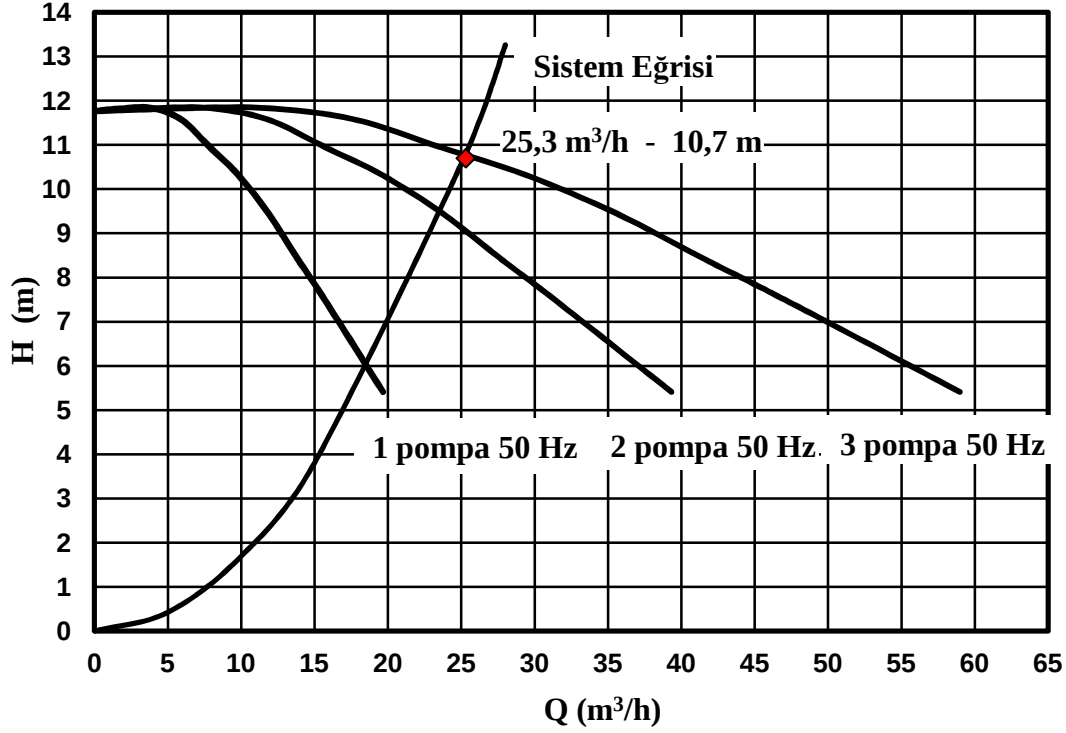
Şekil 6.10 : 1. pompa için performans eğrisi



Şekil 6.11 : Örnek debi talep eğrisi

6.3.1 Belirlenen debilerde alternatif çalışma durumlarının pompa performans eğrilerine göre incelenmesi

- 1- **25 m³/h Debi İhtiyacı :** 25,3 m³/h debi ihtiyacı için, 3 pompa paralel olarak 50 Hz’de çalışmaktadır.



Şekil 6.12 : 25,3 m³/h için 3 pompanın 50 Hz’de paralel çalışması

3 pompa, Şekil 6.12’de görüldüğü gibi, 50 Hz’de çalıştığı zaman, 25,3 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisinden bulunan, pompaların toplam mil gücü Çizelge 6.1’de verilmektedir. 50 Hz’de tek pompanın çektiği güç, pompa performans eğrisine bakıldığı zaman, 10,7 m ve 50 Hz frekans için 0,61 kW olarak görülmektedir. Pompalar benzer olduklarından 3 pompa için toplam çekilen güç 1,83 kW olarak bulunmaktadır. Diğer debi talepleri için de toplam güçler, pompa performans eğrileri üzerinden yola çıkılarak bulunmaktadır. Toplam mil gücü, pompaların çalıştığı frekans ve basınçtaki güçlerinin toplamı olarak ifade edilmektedir.

Çizelge 6.1 : 25,3 m³/h için paralel çalışan 3 pompanın toplam mil gücü.

Çalışma Noktası : 25,3 m ³ /h - 10,7 m		Toplam P _{mil} (kW)
Durum 1	3 pompa 50 Hz	1,83

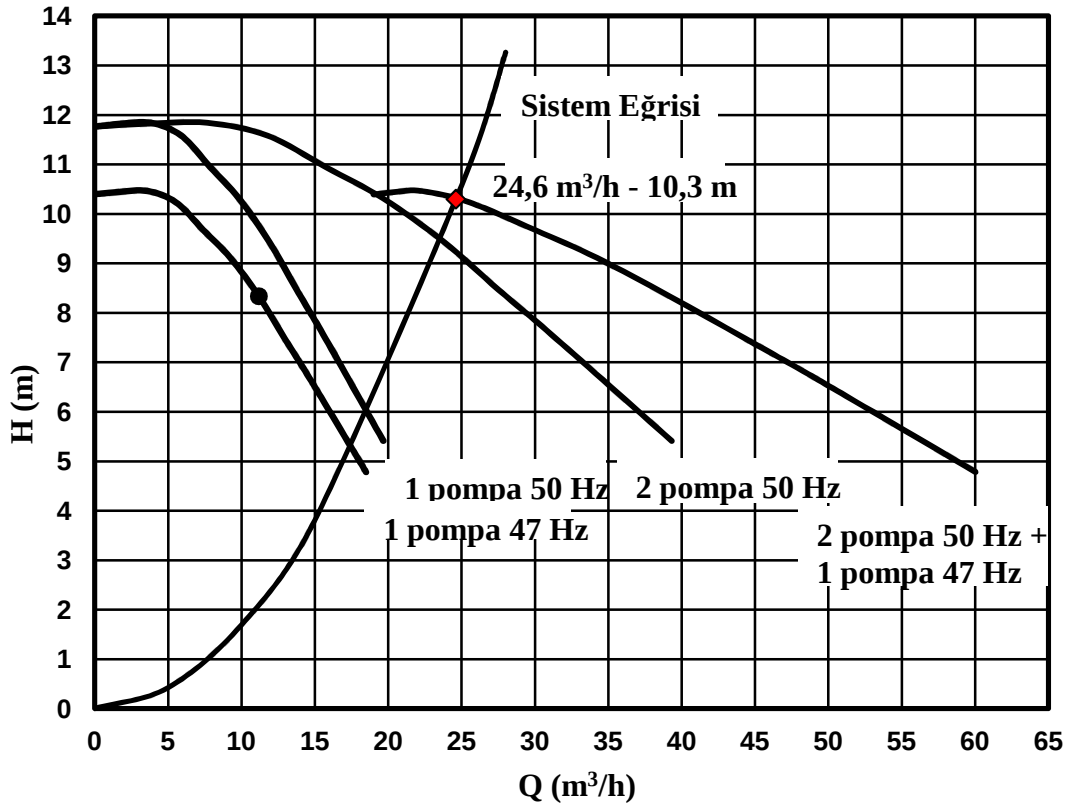
Pompa performans deneyleri üzerinden yapılan güç hesabında, mil gücünden şebeke gücünü elde etmek için, frekans konvertörü ve motorun toplam verimi % 78 alınarak şebeke gücü hesaplanmıştır. Hesaplanan bu şebeke güçleri, deneyde elde edilen şebeke güçleri ile karşılaştırılmaktadır. Çizelge 6-2’de, 25,3 m³/h için, paralel çalışan 3 pompanın toplam şebeke gücü verilmektedir.

Çizelge 6.2 : 25,3 m³/h için paralel çalışan 3 pompanın toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 25,3 m ³ /h - 10,7 m		Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 1	3 pompa 50 Hz	2,35

2- **24,6 m³/h Debi İhtiyacı :** 24,6 m³/h debi ihtiyacı için, 3 pompanın paralel olarak kullanıldığı bu sistemde 3 farklı çalışma koşulu mevcuttur.

Durum 1 (2 Pompanın 50 Hz’de ve 1 Pompanın 47 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, 2 pompa 50 Hz’de ve 1 pompa 47 Hz’de çalıştığı zaman 24,6 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



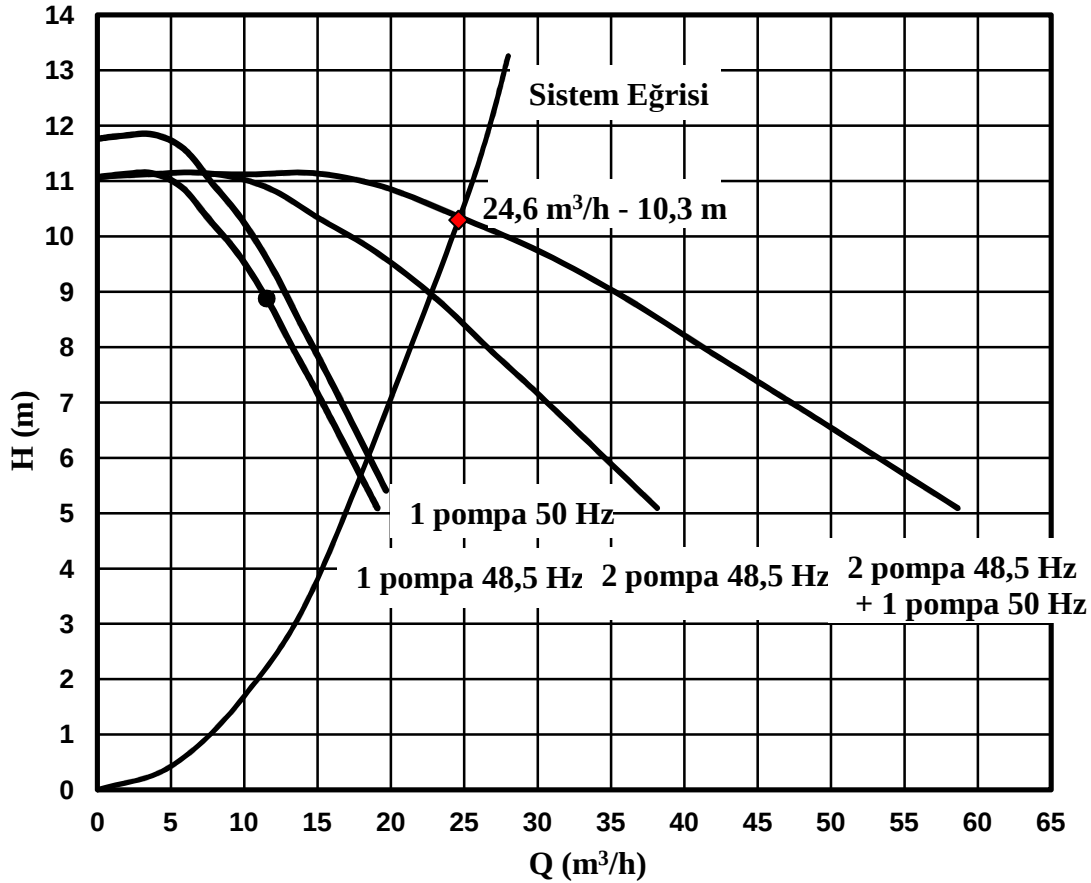
Şekil 6.13 : 24,6 m³/h için 2 pompanın 50 Hz’de ve 1 pompanın 47 Hz’de paralel çalışması

2 pompa 50 Hz’de ve 1 pompa 47 Hz’de çalıştığı zaman, $24,6 \text{ m}^3/\text{h}$ debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.3’de verilmektedir.

Çizelge 6.3 : $24,6 \text{ m}^3/\text{h}$ için, 2 pompanın 50 Hz’de ve 1 pompanın 47 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : $24,6 \text{ m}^3/\text{h} - 10,3 \text{ m}$		Toplam P_{mil} (kW)	Toplam $P_{\text{şeb}}$ (kW)
Durum 1	2 pompa 50 Hz ve 1 pompa 47 Hz	1,65	2,12

Durum 2 (2 Pompanın 48,5 Hz’de ve 1 Pompanın 50 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.14’te görüldüğü gibi, 2 pompa 48,5 Hz’de ve 1 pompa 50 Hz’de çalıştığı zaman $24,6 \text{ m}^3/\text{h}$ debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



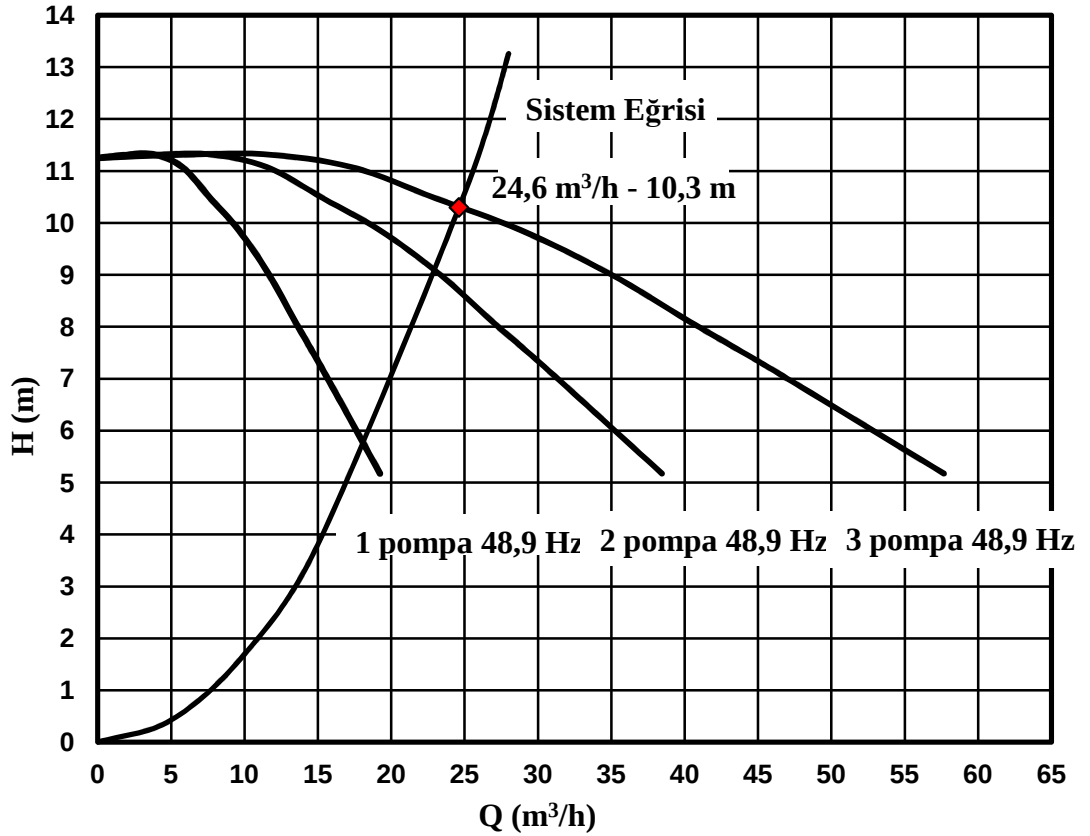
Şekil 6.14 : $24,6 \text{ m}^3/\text{h}$ için 2 pompanın 48,5 Hz’de ve 1 pompanın 47 Hz’de paralel çalışması

2 pompa 48,5 Hz’de ve 1 pompa 50 Hz’de çalıştığı zaman, 24,6 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.4’de verilmektedir.

Çizelge 6.4 : 24,6 m³/h için, 2 pompanın 48,5 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 24,6 m ³ /h - 10,3 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 2	2 pompa 48,5 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,64	2,1

Durum 3 (3 Pompanın 48,9 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.15’te görüldüğü gibi, 3 pompa 48,9 Hz’de çalıştığı zaman 24,6 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



Şekil 6.15 : 24,6 m³/h için 3 pompanın 48,9 Hz’de paralel çalışması

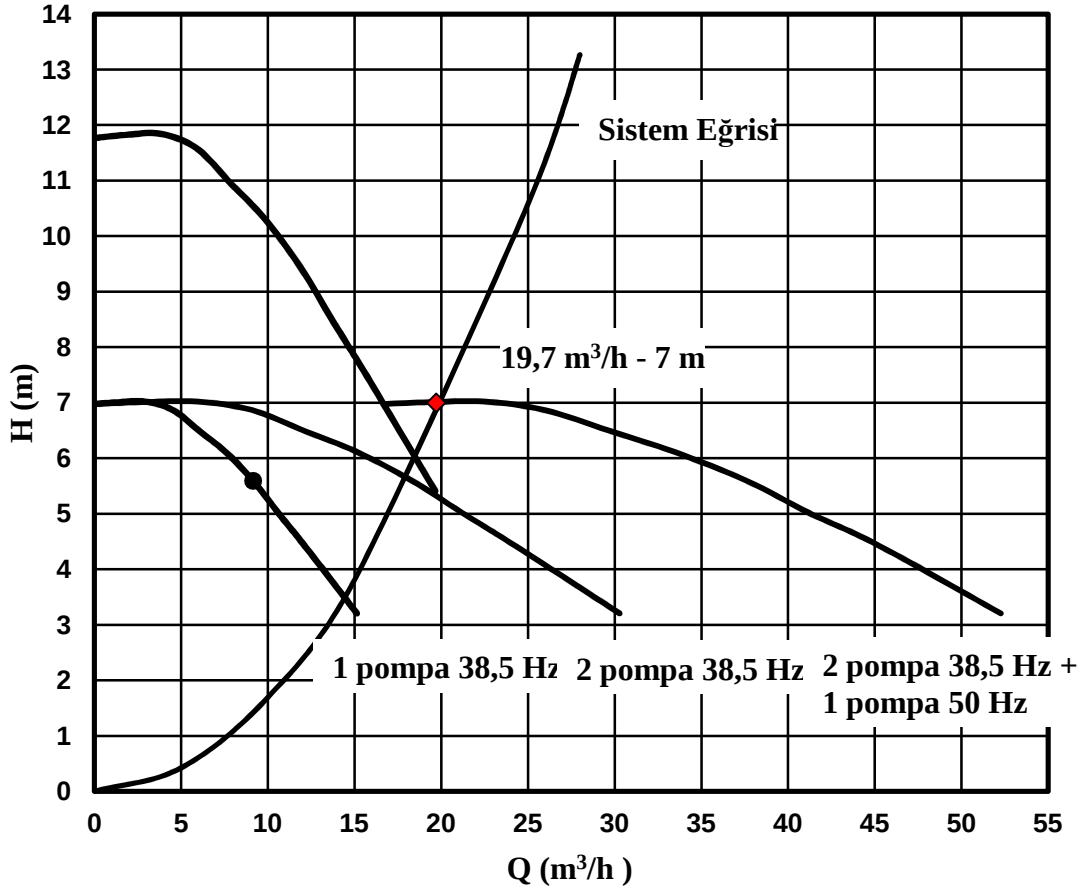
3 pompa 48,9 Hz’de çalıştığı zaman, 24,6 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.5’de verilmektedir.

Çizelge 6.5 : 24,6 m³/h için, 3 pompanın 48,9 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 24,6 m ³ /h - 10,3 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 3	3 pompa 48,9 Hz	1,62	2,08

3- **19,7 m³/h Debi İhtiyacı :** 19,7 m³/h debi ihtiyacı için, 3 pompanın paralel olarak kullanıldığı bu sistemde 4 farklı çalışma koşulu vardır.

Durum 1 (2 Pompanın 38,5 Hz’de ve 1 Pompanın 50 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.16’da görüldüğü gibi, 2 pompa 38,5 Hz’de ve 1 pompa 50 Hz’de çalıştığı zaman 19,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



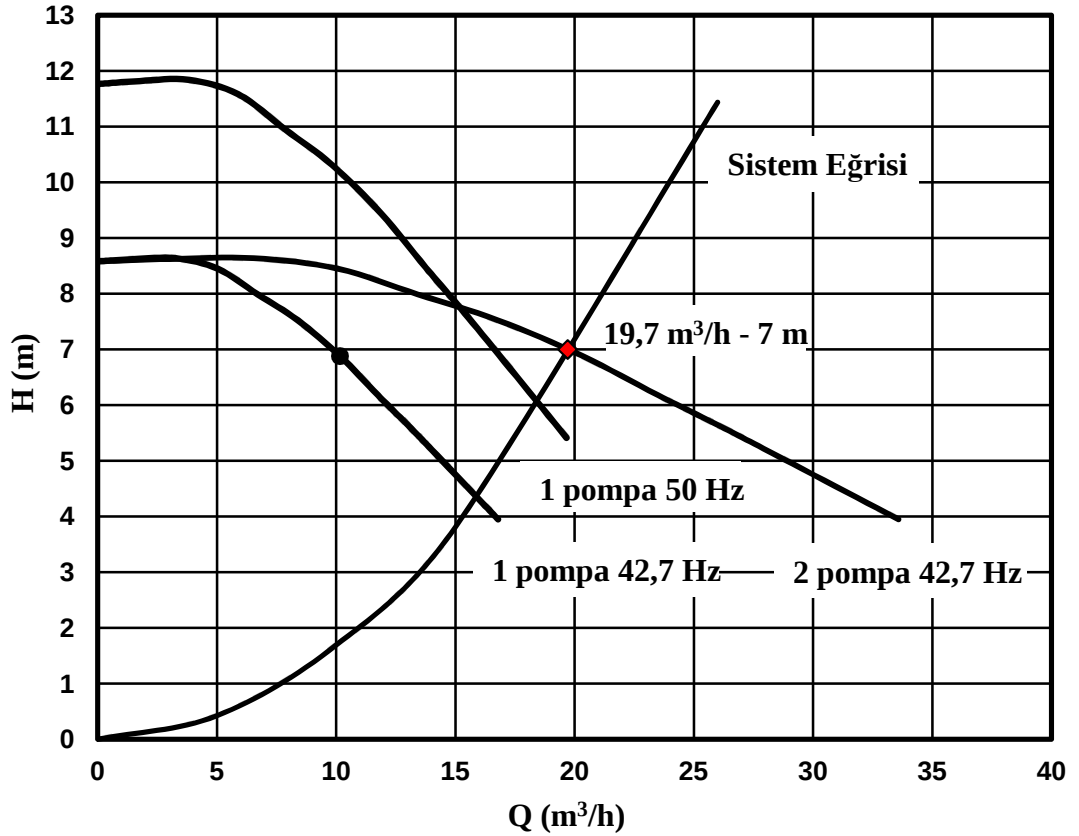
Şekil 6.16 : 19,7 m³/h için 2 pompanın 38,5 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de paralel çalışması

2 pompa 38,5 Hz’de ve 1 pompa 50 Hz’de çalıştığı zaman, 19,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.6’da verilmektedir.

Çizelge 6.6 : 19,7 m³/h için, 2 pompanın 38,5 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 19,7 m ³ /h - 7 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 1	2 pompa 38,5 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,32	1,69

Durum 2 (2 Pompanın 42,7 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.17’de görüldüğü gibi, 2 pompa 42,7 Hz’de çalıştığı zaman 19,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



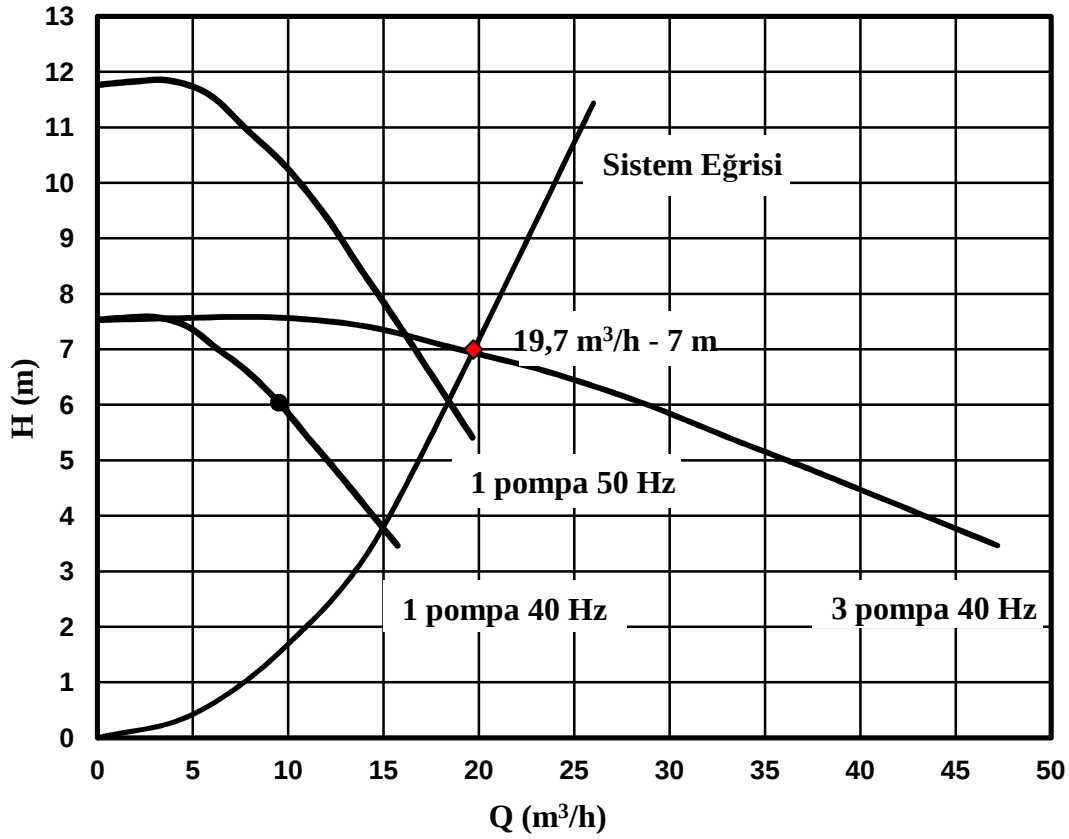
Şekil 6.17 : 19,7 m³/h için 2 pompanın 42,7 Hz’de paralel çalışması

2 pompa 42,7 Hz’de çalıştığı zaman, 19,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.7’de verilmektedir.

Çizelge 6.7 : 19,7 m³/h için, 2 pompanın 42,7 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 19,7 m ³ /h - 7 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 2	2 pompa 42,7 Hz	0,96	1,23

Durum 3 (3 Pompanın 40 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.18’de görüldüğü gibi, 3 pompa 40 Hz’de çalıştığı zaman 19,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



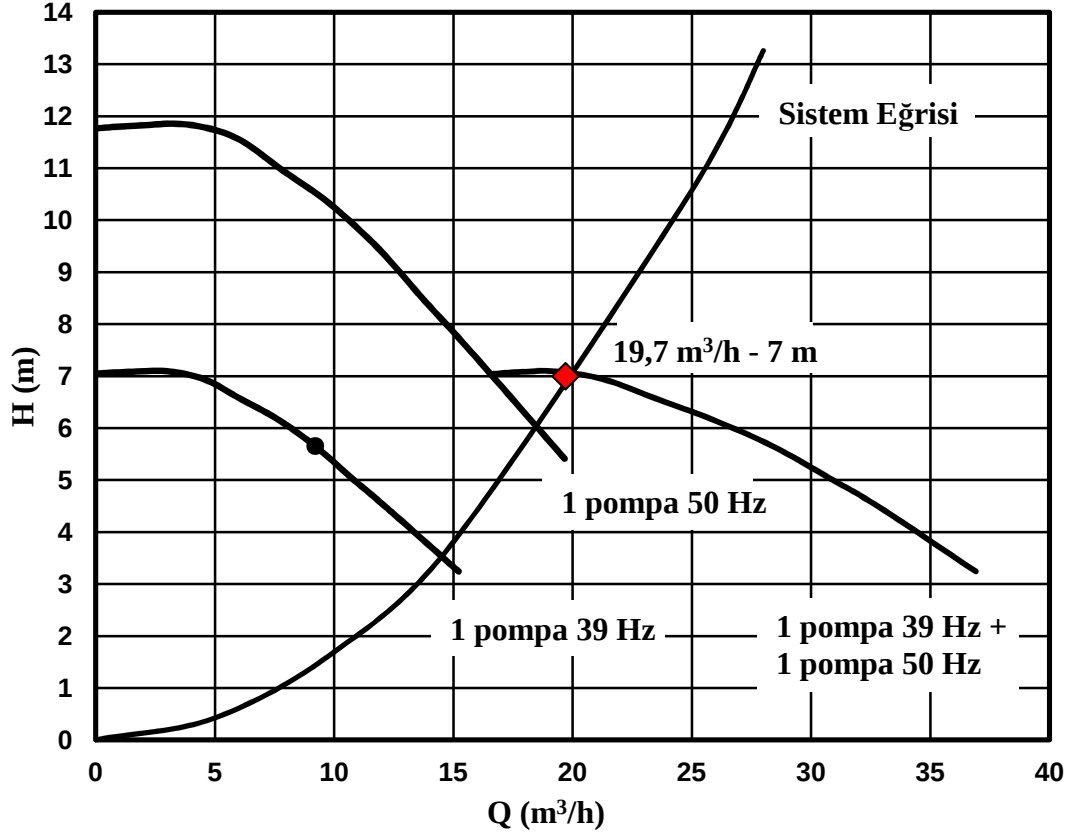
Şekil 6.18 : 19,7 m³/h için 3 pompanın 40 Hz’de paralel çalışması

3 pompa 40 Hz’de çalıştığı zaman, 19,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.8’de verilmektedir.

Çizelge 6.8 : 19,7 m³/h için, 3 pompanın 40 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 19,7 m ³ /h - 7 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 3	3 pompa 40 Hz	1,08	1,38

Durum 4 (1 Pompanın 39 Hz’de ve 1 Pompanın 50 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.19’da görüldüğü gibi, 1 Pompa 39 Hz’de ve 1 Pompa 50 Hz’de çalıştığı zaman 19,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



Şekil 6.19 : 19,7 m³/h için 1 pompanın 39 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de paralel çalışması

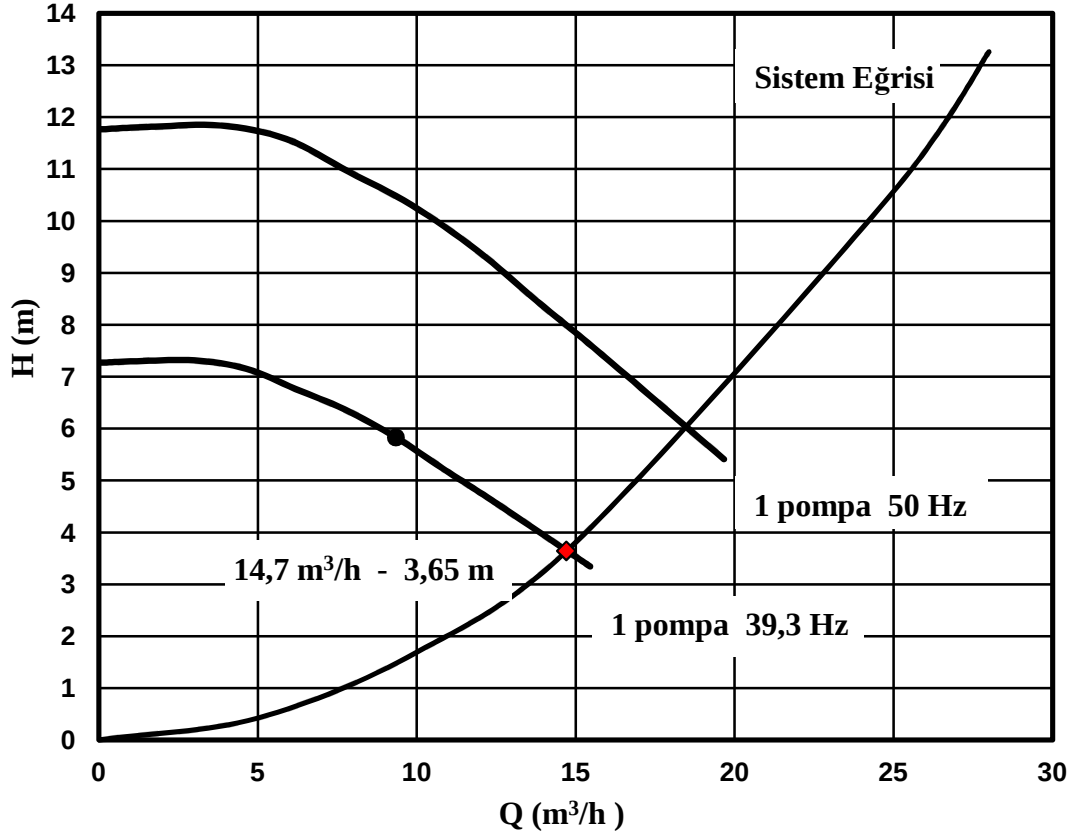
1 pompa 39 Hz’de ve 1 pompa 50 Hz’de çalıştığı zaman, 19,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.9’da verilmektedir.

Çizelge 6.9 : 19,7 m³/h için, 1 pompanın 39 Hz’de ve 1 pompanın 50 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 19,7 m ³ /h – 7 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 4	1 pompa 39 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,08	1,38

4- **14,7 m³/h Debi İhtiyacı :** 14,7 m³/h debi ihtiyacı için, 3 pompanın paralel olarak kullanıldığı bu sistemde 3 farklı çalışma koşulu vardır.

Durum 1 (1 Pompanın 39,3 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.20’de görüldüğü gibi, 1 pompa 39,3 Hz’de çalıştığı zaman 14,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



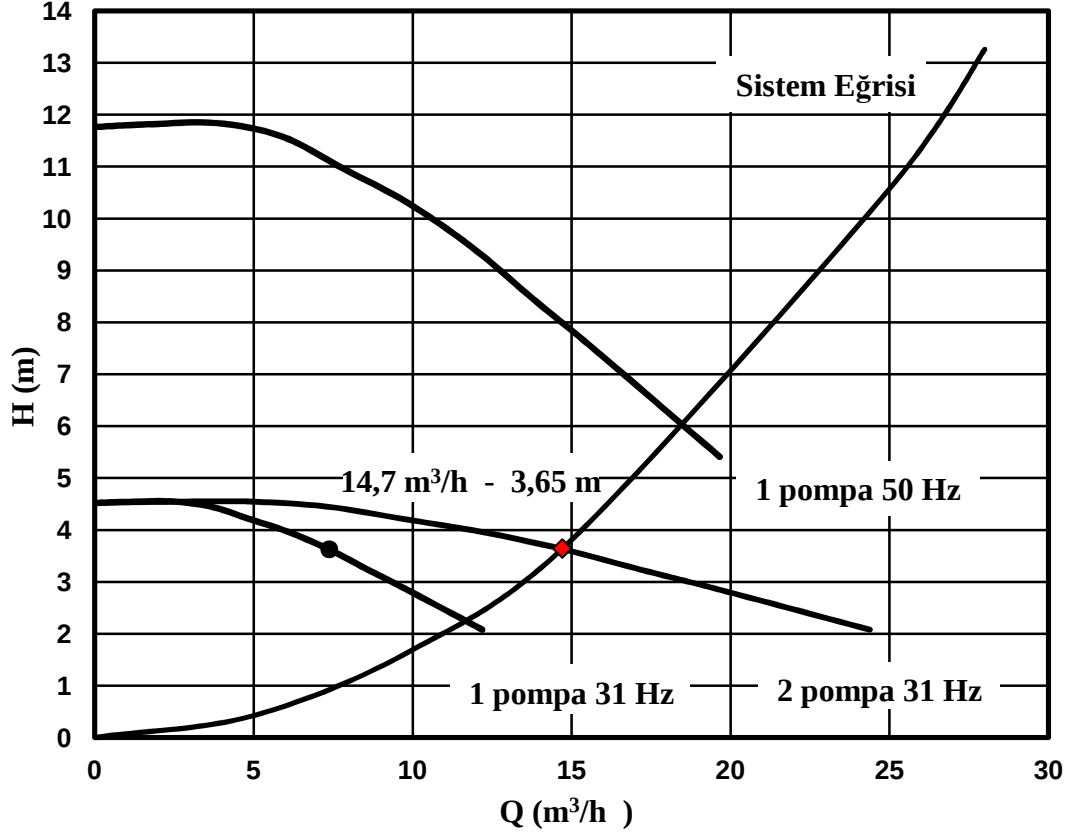
Şekil 6.20 : 14,7 m³/h için 1 pompanın 39,3 Hz’de çalışması

1 pompa 39,3 Hz’de çalıştığı zaman, 14,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.10’da verilmektedir.

Çizelge 6.10 : 14,7 m³/h için, 1 pompanın 39,3 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 14,7 m ³ /h - 3,65 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 1	1 pompa 39,3 Hz	0,46	0,59

Durum 2 (2 Pompanın 31 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.21’de görüldüğü gibi, 2 pompa 31 Hz’de çalıştığı zaman 14,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



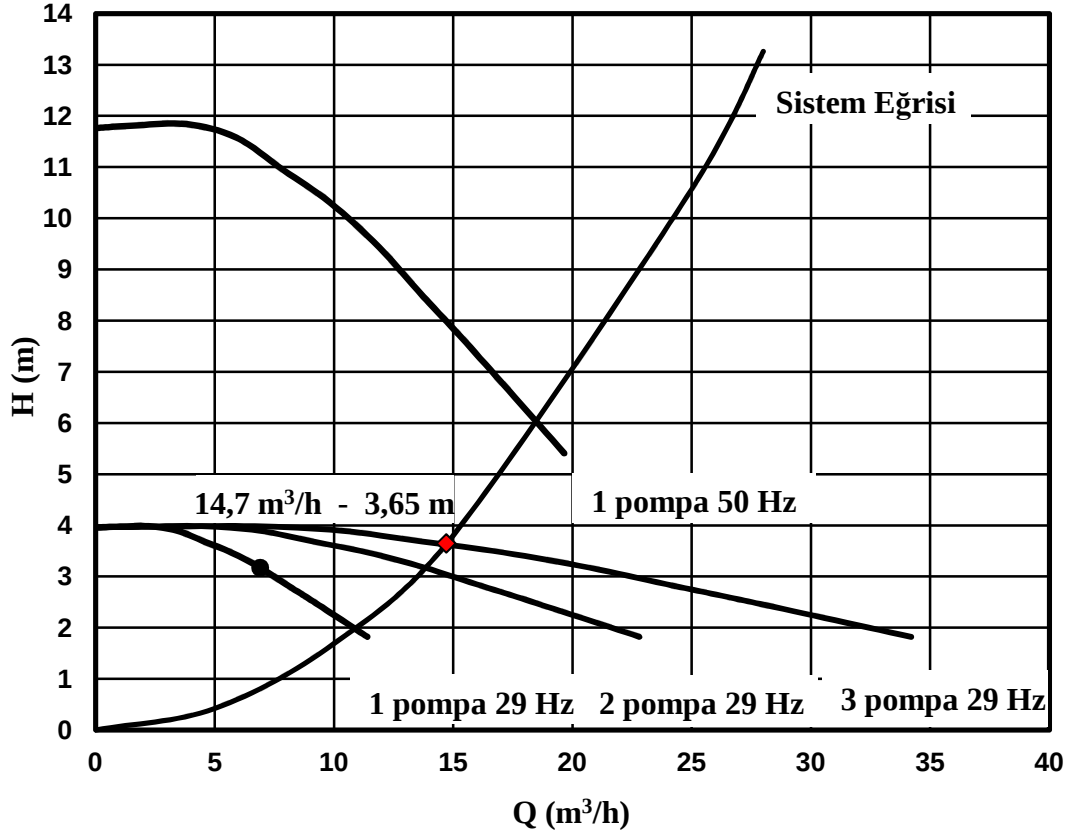
Şekil 6-21 : 14,7 m³/h için 2 pompanın 31 Hz’de paralel çalışması

2 pompa 31 Hz’de çalıştığı zaman, 14,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.11’de verilmektedir.

Çizelge 6.11 : 14,7 m³/h için, 2 pompanın 31 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 14,7 m ³ /h - 3,65 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 2	2 Pompa 31 Hz	0,48	0,62

Durum 3 (3 Pompanın 29 Hz’de Çalışması) : Pompa performans eğrilerinden bakıldığında, Şekil 6.22’de görüldüğü gibi, 3 pompa 29 Hz’de çalıştığı zaman 14,7 m³/h debi ihtiyacı karşılanmaktadır.



Şekil 6.22 : 14,7 m³/h için 3 pompanın 29 Hz’de paralel çalışması

3 pompa 29 Hz’de çalıştığı zaman, 14,7 m³/h debi gereksinimi için Şekil 6.10’daki pompa performans eğrisine göre, toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü Çizelge 6.12’de verilmektedir.

Çizelge 6.12 : 14,7 m³/h için, 3 pompanın 29 Hz’de çalışması durumunda toplam mil gücü ve toplam şebeke gücü.

Çalışma Noktası : 14,7 m ³ /h - 3,65 m		Toplam P _{mil} (kW)	Toplam P _{şeb} (kW)
Durum 3	3 pompa 29 Hz	0,6	0,77

6.3.2 Belirlenen debiler için alternatif çalışma durumlarının pompa performans eğrilerine göre sonuçları

Şekil 6.10’da görülen pompa performans eğrisine göre yapılan incelemelerde, pompaların mil güçleri ve şebeke güçleri farklı çalışma koşullarına göre çıkarılmıştır.

Bulunan sonuçlar, Çizelge 6.13’de verilmektedir. Bu sonuçlar çerçevesinde, şebeke güçleri baz alınarak en az güç tüketimine neden olan ve en fazla güç tüketimine neden olan çalışma koşulları karşılaştırılmaktadır.

Çizelge 6.13 : Pompa performans eğrisine göre bulunan sonuçlar.

Çalışma Noktası : 19,7 m ³ /h - 7m		P _{mil} (kW)	P _{şeb} (kW)
Durum 1	2 pompa 38,5 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,32	1,69
Durum 2	2 pompa 42,7 Hz	0,96	1,23
Durum 3	3 pompa 40 Hz	1,08	1,38
Durum 4	1 pompa 39 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,08	1,38
Çalışma Noktası : 24,6 m ³ /h - 10,3 m		P _{mil} (kW)	P _{şeb} (kW)
Durum 1	2 pompa 50 Hz ve 1 pompa 47 Hz	1,65	2,12
Durum 2	2 pompa 48,5 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,64	2,10
Durum 3	3 pompa 48,9 Hz	1,62	2,08
Çalışma Noktası : 14,7 m ³ /h - 3,7 m		P _{mil} (kW)	P _{şeb} (kW)
Durum 1	1 pompa 39,3 Hz	0,46	0,59
Durum 2	2 pompa 31 Hz	0,48	0,62
Durum 3	3 pompa 29 Hz	0,6	0,77
Çalışma Noktası : 25,3 m ³ /h - 10,7 m		P _{mil} (kW)	P _{şeb} (kW)
Durum 1	3 pompa 50 Hz	1,83	2,35

Pompa performans eğrisinden bulunan sonuçlara göre, paralel çalışan benzer pompalar için güç tüketimleri Çizelge 6.13’de verilmektedir. Ayrıca bu sonuçlara göre en az güç tüketimi, kullanılacak paralel pompalar eşit frekansta kullanıldıkları zaman ortaya çıkmaktadır. Bütün bu sonuçlar değerlendirildiğinde, tek pompanın ihtiyacı karşılayabileceği yerlerde tek pompanın değişken devirli kullanılması en uygun çözüm ve en az enerji tüketimi yapan yöntem olarak gözükmektedir. Debi ihtiyacı tek pompanın 50 Hz’de çalışırken sağladığı debiden fazla ise 2 pompanın, en az güç tüketimi için, eşit frekansta çalıştırılması en uygun çözüm olarak ortaya çıkmaktadır. Sonuç olarak, paralel pompaların kullanıldığı sistemlerde, her zaman en az pompa ile çalışılması ve paralel kullanılan pompaların eşit frekans ile çalıştırılmaları en verimli çalıştırılma koşulu sağlamış olacaktır.

Şekil 6.24’de görüldüğü gibi ihtiyaç debisini karşılayan farklı çalışma koşullarının, performans eğrilerinden çıkarılan sonuçlara göre, en verimli ve en verimsiz çalışma koşulları arasındaki enerji farkı taralı alanlarla gösterilmiştir. Performans eğrilerinden çıkarılan sonuca göre, en verimli çalışma koşulunun en verimsiz çalışma koşuluna göre yaklaşık % 16 enerji tasarrufu sağladığı söylenebilir.

Ayrıca pompa performans eğrilerine göre farklı çalışma koşulları için bulunan sonuçlar incelenerek, sistemde kaç adet frekans konvertörü kullanımının aynı ihtiyaç için en verimli çözüm oluşturacağı da araştırılmıştır. Şekil 6.11'deki debi talep eğrisindeki debiler için, sistemde tek pompanın frekans konvertörlü kullanımı, iki pompa için 2 adet frekans konvertörü kullanımı ve üç pompa için 3 adet frekans konvertörü kullanımı koşulları pompa performans eğrisindeki sonuçlara göre karşılaştırılmıştır.

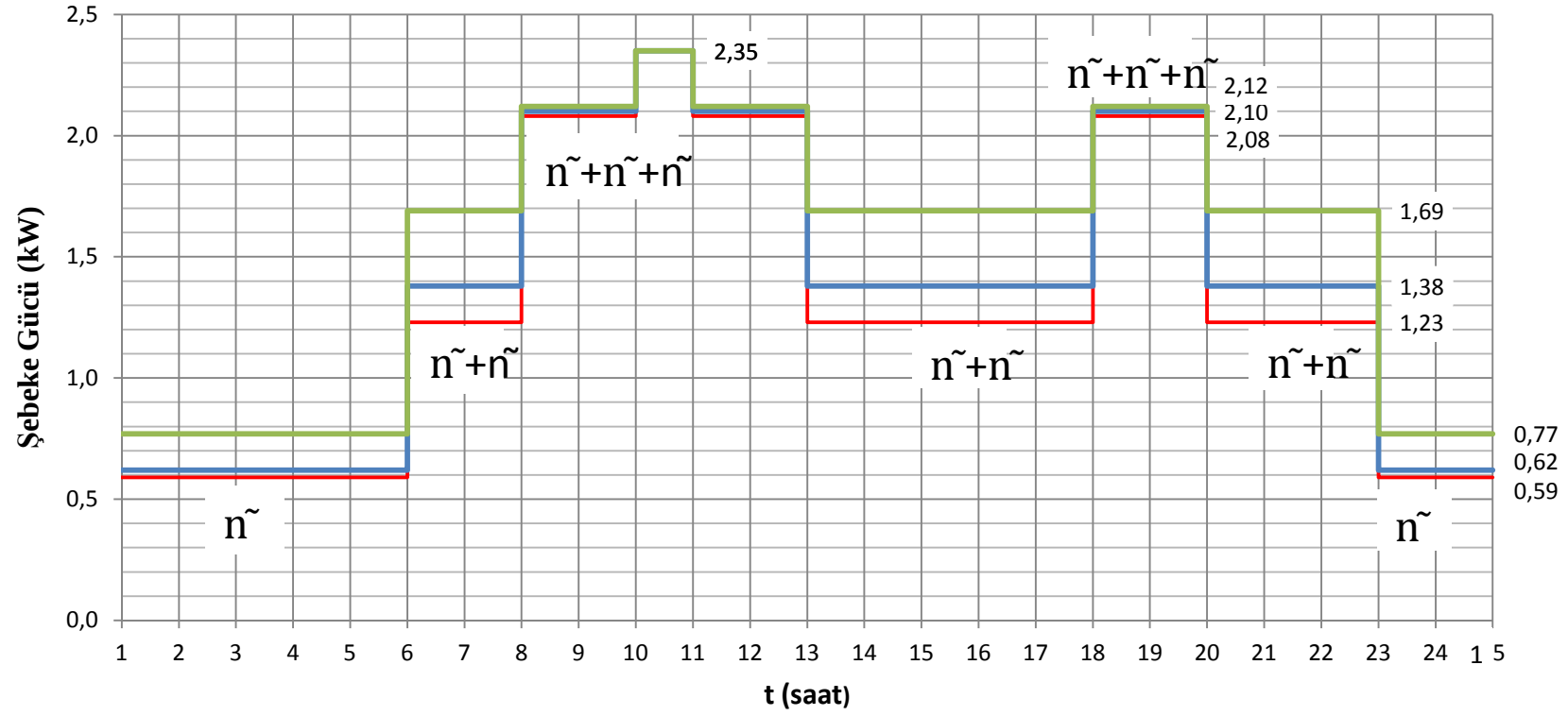
Çizelge 6.14 : Pompa performans eğrisine göre frekans konvertör sayısının şebeke gücüne etkisi.

Frekans Konvertör Sayısı	En az Toplam Enerji (kWh)
1 Frekans Konvertörü	33
2 Frekans Konvertörü	31,38
3 Frekans Konvertörü	31,26

Çizelge 6.14'de verilen şebeke gücü değerlerine bakıldığı zaman en az güç tüketimine neden olan seçenek, 3 frekans konvertörünün kullanılması olarak gözükmemektedir. Ancak sistem için en uygun çözüm, hem enerji tüketimi açısından hem de maliyet açısından değerlendirilerek ömür boyu maliyet analizi yapıldıktan sonra bulunabilir.

Performans eğrilerinden bulunan sonuçlara göre, bu sistem için 2 frekans konvertörü kullanımının ve 3 frekans konvertörü kullanımının, 1 frekans konvertörü kullanımına göre tasarruf oranı, Çizelge 6.15'de gösterilmektedir. Frekans konvertörü sayısının, enerji tüketimine etkisi deney sonuçlarına göre de karşılaştırılmıştır. Performans eğrisi ile deney sonuçları arasında benzerlik olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar, değişken devirli paralel pompaların çalıştırılma koşulu hakkında fikir verse de, her sistem için kaç adet frekans konvertörü kullanılması kararı ancak sistemlerin detaylı analizleri yapıldıktan sonra ortaya çıkabilir. Frekans konvertörü sayısı enerji tüketiminde verimlilik sağlamasına karşılık, frekans konvertörlerinin ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasından dolayı, çok adet frekans konvertörü kullanımı çoğunlukla tercih edilmemektedir.

SNL 40-160 Alternatif Çalışma Koşulları İçin Karşılaştırma - Performans Eğrisine Göre



Şekil 6.23 : Performans eğrisine göre en verimli durum için frekans konv. sayısı

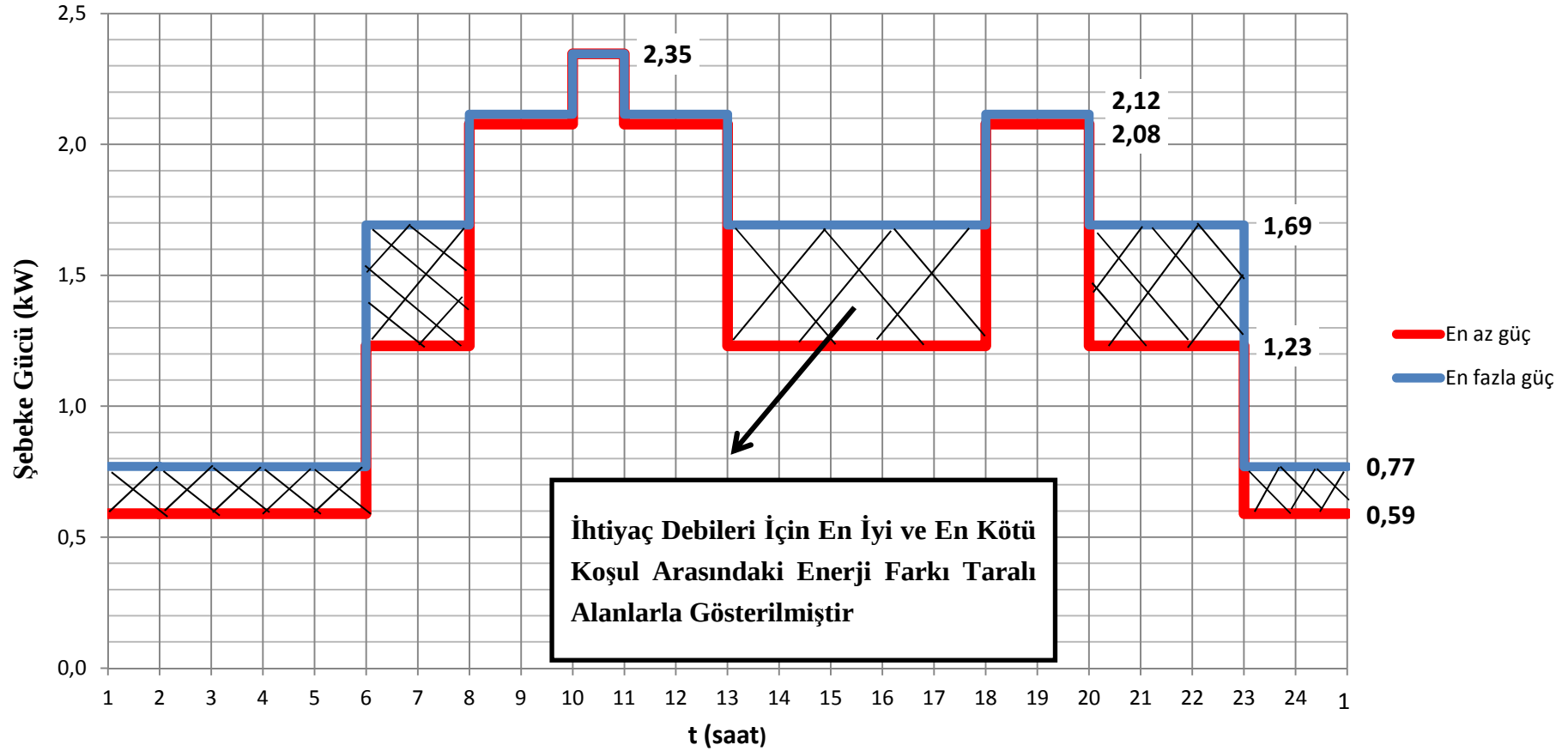
Ömür boyu maliyet analizi yapılırken enerji maliyeti, ilk yatırım maliyeti ve işletme, bakım maliyeti temel etkenler olarak ön plana çıkmaktadırlar. Bu açıdan bakıldığında sistemlerde enerji maliyetinin en önemli etken olduğu bilinmektedir. Bunun yanı sıra ilk yatırım maliyeti de karar aşamasında önemli bir kriter olarak ortaya çıkmaktadır. Kullanılacak her bir ekipman en verimli bir şekilde ve en az sayıda seçildiğinde ilk yatırım maliyetinden optimum kazanç sağlanmış olacaktır. Ömür boyu maliyet açısından bakıldığında, sistemlerde kullanılacak frekans konvertörlü pompa sayısı belirlenmesi önem arz etmektedir. Ayrıca frekans konvertörlü pompa sayısı belirlenirken sistemlerdeki maksimum ve minimum debi talebi göz önünde bulundurulmalıdır. Enerji maliyetlerini de azaltmak için kullanılan pompaların en verimli şekilde çalıştırılmaları gerekmektedir.

Performans eğrilerinden bulunan sonuçlara göre, bu sistem için 2 frekans konvertörü kullanımının 1 frekans konvertörü kullanımına göre tasarruf oranı, Çizelge 6.15’de görüldüğü gibi % 4,9 olarak bulunmuştur. 3 frekans konvertörü kullanımı tasarruf oranı, 1 frekans konvertörü kullanımına oranla % 5,3 oranında daha verimli olsa da bu sistem için en optimum çözüm maliyetlerde göz önüne alındığında 2 frekans konvertörü kullanmak olarak görülmektedir. Değişken devirli paralel pompa uygulamalarında her sistem için frekans konvertör sayısı ve çalıştırılma koşulları ayrı ayrı değerlendirilerek optimum çözüme ulaşılabilir. Bu sonuçlar değişken devirli paralel pompaların çalıştırılma koşulu hakkında fikir verse de, her sistem için kaç adet frekans konvertörü kullanılması kararı ancak sistemlerin detaylı analizleri yapıldıktan sonra ortaya çıkabilir.

Çizelge 6.15 : Performans eğrisine göre, frekans konvertörü sayısı için % tasarruf oranı.

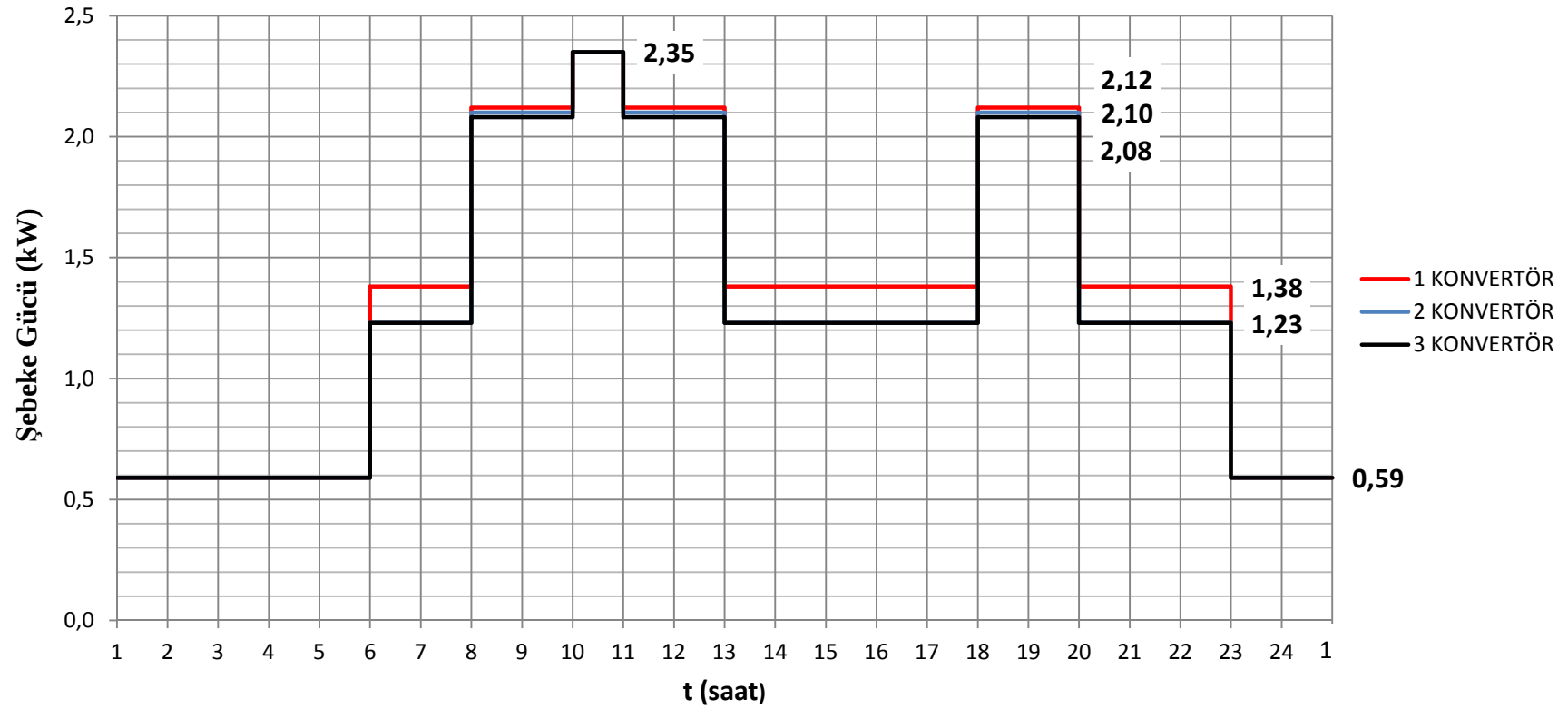
Frekans Konvertör Sayısı	Tasarruf Oranı, %
2 Frekans Konvertörü	4,9
3 Frekans Konvertörü	5,3

Pompa Performans Eğrisine Göre Karşılaştırma



Şekil 6.24 : Pompa performans eğrisine göre gücün zamana göre değişimi

1, 2 VE 3 KONVERTÖR EN AZ ŞEBEKE GÜCÜ KARŞILAŞTIRMA- PERFORMANS EĞRİSİNE GÖRE



Şekil 6.25 : Performans eğrisine göre frekans konvertör sayısının güce etkisi

6.4 Deney Sonuçları

Paralel çalışacak değişken devirli pompaların, farklı debi gereksinimleri için farklı çalışma koşulları değerlendirilmiş ve ihtiyacı karşılayan en az güç tüketim seçeneği belirlenmiştir. 1 günlük ihtiyaca göre yapılacak güç tüketim karşılaştırmaları için, örnek debi talep eğrisi hazırlanmış ve belirlenen debiler için farklı çalışma opsiyonları değerlendirilmiştir. Deney sırasında debiler, elektro manyetik debimetreden okunmaktadır. Basınç kontrolü frekans konvertörü içerisinde bulunan sabit basınç farkı algoritmasına göre yapılmaktadır. Basınçlar, frekans konvertörü üzerinden okunabildiği gibi ayrıca manometre hattından da görülebilmektedir. Deney sırasında, üç adet benzer pompa, ortak bir kolektöre bağlı olarak paralel çalışmaktadır. Sistem kapalı devre olarak hazırlanmıştır. Her pompanın girişinde ve çıkışında birer adet 0-4 bar (4-20mA) basınç sensörü kullanılmıştır. Bütün yapılan deneylerde, sistem statik basıncı 2 bar olarak sabit tutulmaktadır. Farklı çalışma koşulları için debi talep eğrisindeki debileri sağlayan deney sonuçları Çizelge 6.18’de verilmektedir.

6.4.1 Belirlenen debiler için farklı çalışma durumlarının deney sonuçları

Çizelge 6.16’da görüldüğü gibi, deney sonuçları farklı çalışma koşullarına göre, şebeke güçlerine göre karşılaştırılmıştır. Pompa performans eğrisinden çıkarılan sonuçlarda olduğu gibi, deney sonuçlarında da paralel çalışan pompaların eşit frekansta çalıştırılmaları durumunda en az güç sarfiyatı olacağı bulunmuştur. Deney sonuçlarına göre de en verimli çalışma koşulu, en az pompa ile eşit frekans olarak gözükmektedir. Şekil 6.28’da da görüldüğü gibi, sistem ihtiyacını karşılayan çalışma koşulları en az güç tüketimi ve en fazla güç tüketimi yapan koşullar için değerlendirilmiştir. Sistem için en iyi ve en kötü durum arasında, yaklaşık olarak % 15 oranında enerji farkı ortaya çıkmaktadır. Burada en iyi durum değerlendirilirken, en az pompa ve eşit frekans oranı durumları dikkate alınmıştır. Deney sonuçlarına göre de farklı çalışma koşulları için bulunan sonuçlar incelenerek, sistemde kaç adet frekans konvertörü kullanımının aynı ihtiyaç için en verimli çözüm oluşturacağı araştırılmıştır. Şekil 6.11’deki debi talep eğrisindeki debiler için sistemde tek pompa için frekans konvertörü kullanımı, iki pompa için 2 adet frekans konvertörü kullanımı ve üç pompa için 3 adet frekans konvertörü kullanımı koşulları, deney

sonuçlarına göre karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma yapılırken, bu üç koşul içinde en verimli şekilde çalıştırılacakları durumlar göz önüne alınarak karşılaştırma yapılmıştır. En verimli durumlar bulunurken en az pompa ve eşit frekans oranı durumları dikkate alınmıştır.

Çizelge 6.16 : Farklı çalışma koşullarının deney sonuçları.

Çalışma Noktası : 19,7 m ³ /h - 7 m		P _{şeb} (kW)
Durum 1	2 pompa 37,1 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,54
Durum 2	2 Pompa 42,7 Hz	1,15
Durum 3	3 Pompa 39,4 Hz	1,3
Durum 4	1 pompa 38,1 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,28
Çalışma Noktası : 24,6 m ³ /h - 10,3 m		P _{şeb} (kW)
Durum 1	2 pompa 50Hz ve 1 pompa 46,4Hz	2,08
Durum 2	2 pompa 47,5 Hz ve 1 pompa 50 Hz	2,02
Durum 3	3 pompa 48 Hz	1,99
Çalışma Noktası : 14,7 m ³ /h - 3,7 m		P _{şeb} (kW)
Durum 1	1 pompa 42,7 Hz	0,67
Durum 2	2 pompa 33 Hz	0,68
Durum 3	3 pompa 30,4 Hz	0,81
Çalışma Noktası : 25,3 m ³ /h - 10,7 m		P _{şeb} (kW)
Durum 1	3 pompa 50Hz	2,21

Ayrıca pompa performans eğrilerine göre, farklı çalışma koşulları için bulunan sonuçlar incelenerek, sistemde kaç adet frekans konvertörü kullanımının aynı ihtiyaç için en verimli çözüm oluşturacağı da araştırılmıştır. Şekil 6.11'deki debi talep eğrisindeki debilere göre, sistemde tek pompa için frekans konvertörü kullanımı, iki pompa için 2 adet frekans konvertörü kullanımı ve üç pompa için 3 adet frekans konvertörü kullanımı koşulları, pompa performans eğrisindeki sonuçlara göre karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma yapılırken, bu üç koşul içinde en verimli şekilde çalıştırılacakları durumlar göz önüne alınarak karşılaştırma yapılmıştır. En verimli durumlar bulunurken en az pompa ve eşit frekans oranı dikkate alınmıştır.

Çizelge 6.17 : Deney sonuçlarına göre, frekans konvertörü sayıs için % tasarruf oranı.

Frekans Konvertörü Sayısı	Tasarruf Oranı, %
2 Frekans Konvertörü	5,16
3 Frekans Konvertörü	5,72

Çizelge 6.17’de verilen şebeke gücü değerlerine bakıldığı zaman en az güç tüketimi yapan seçenek, 3 frekans konvertörünün kullanılması olarak gözükmemektedir. Ancak sistem için en uygun çözüm, hem enerji tüketimi açısından hem de maliyet açısından değerlendirilerek, ömür boyu maliyet analizi yapıldıktan sonra bulunabilir. Bu sonuçlar değişken devirli paralel pompaların çalıştırılma koşulu hakkında fikir verse de, her sistem için kaç adet frekans konvertörü kullanılması kararı, ancak sistemlerin analizi yapıldıktan sonra ortaya çıkabilir.

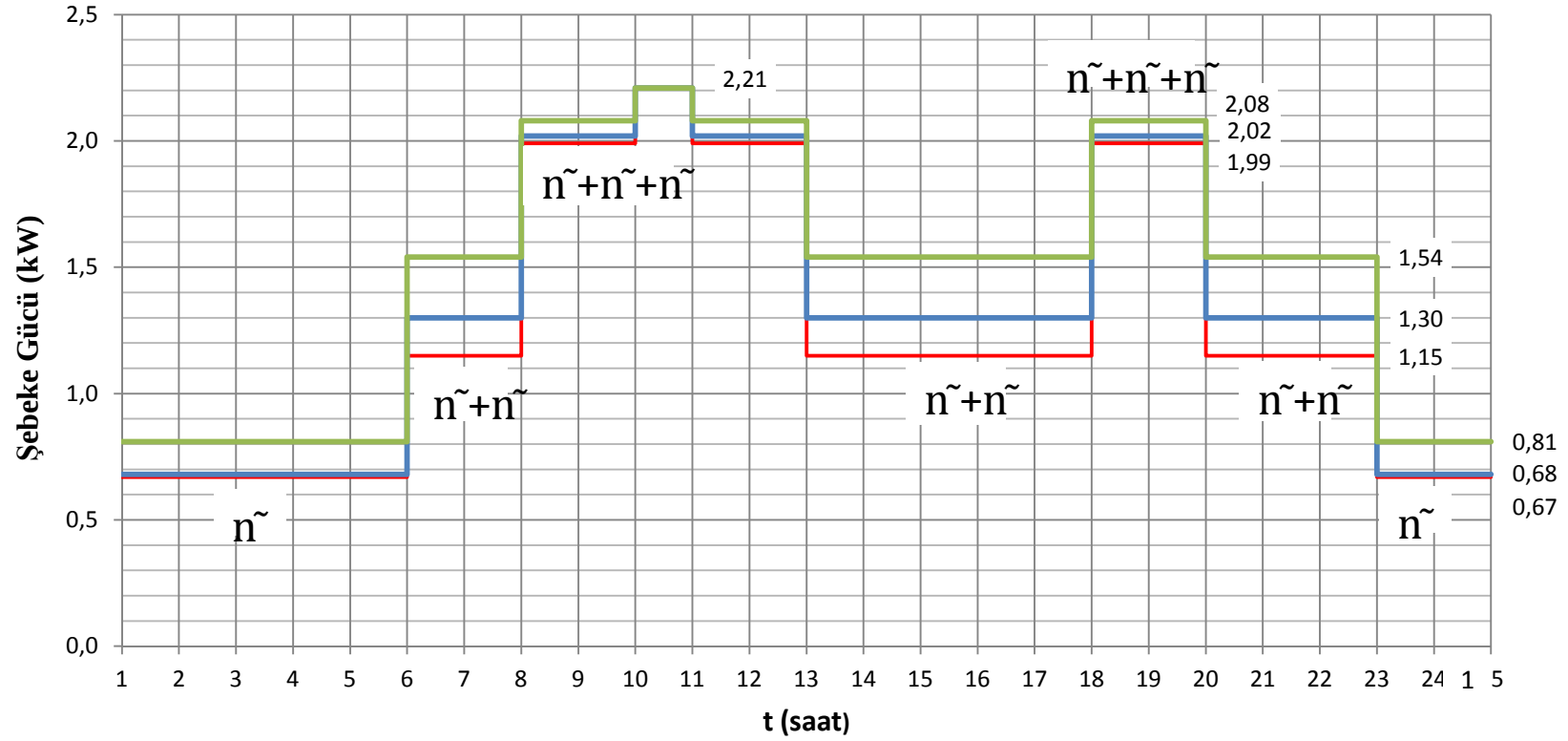
Şekil 6.26’da deney sonuçlarına göre en verimli çalışma durumu, frekans konvertör sayılarına göre değerlendirilmiştir. Görüldüğü gibi, her zaman en verimli durum pompaların eşit frekansta çalıştıkları zaman meydana gelmektedir.

Şekil 6.27’de ise, kullanılan frekans konvertör sayısına göre harcanacak minimum güçler gösterilmektedir. Enerji tüketimleri açısından bakıldığı zaman her pompaya ayrı olarak 3 adet frekans konvertörü kullanımı en verimli durum olarak ortaya çıkmaktadır.

Frekans konvertör maliyetleri gün geçtikçe artmaktadır. Ömür boyu maliyet için enerji maliyeti büyük önem kazanmaktadır. Sistemlerin çalışma koşullarında iyileştirilme yapılarak veya daha verimli ürün kullanımı ile enerji sarfiyatı azaltılabilir. Sürekli artan enerji fiyatları da enerji maliyetlerinin azaltılmasına yönelik yapılan çalışmaların artmasına yol açmaktadır.

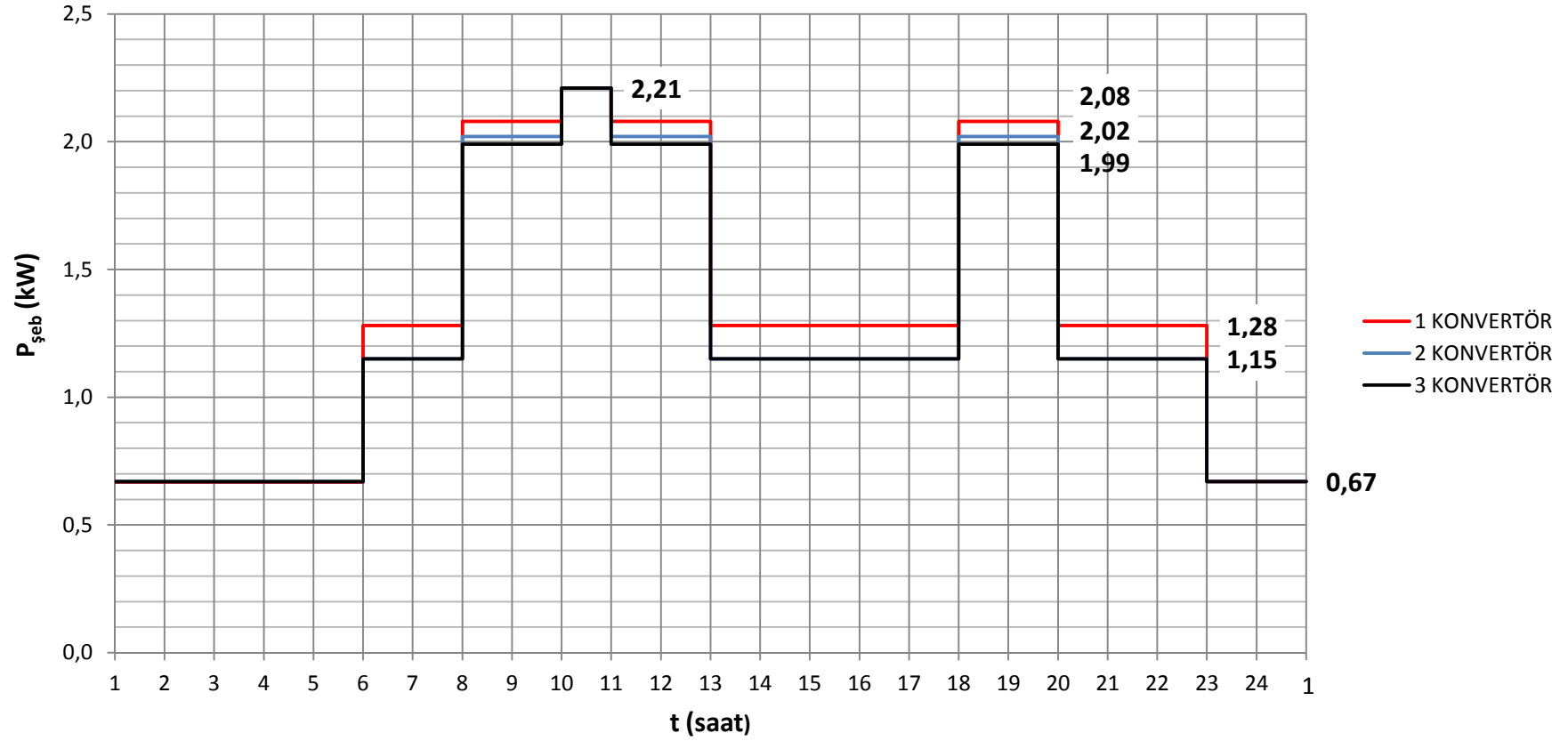
Yapılan deneylerde enerji maliyetinde sağlanan kazanç dikkat edilmesi gereken bir noktadır. Değişken devirli pompa kullanımının, klasik yöntemlere göre sağladığı enerji tasarrufunun yanı sıra, paralel bağlı benzer pompaların eşit frekans ile çalıştırılmaları da fazladan enerji tasarrufuna neden olmaktadır.

SNL 40-160 Alternatif Çalışma Koşulları İçin Karşılaştırma - Deneye Göre



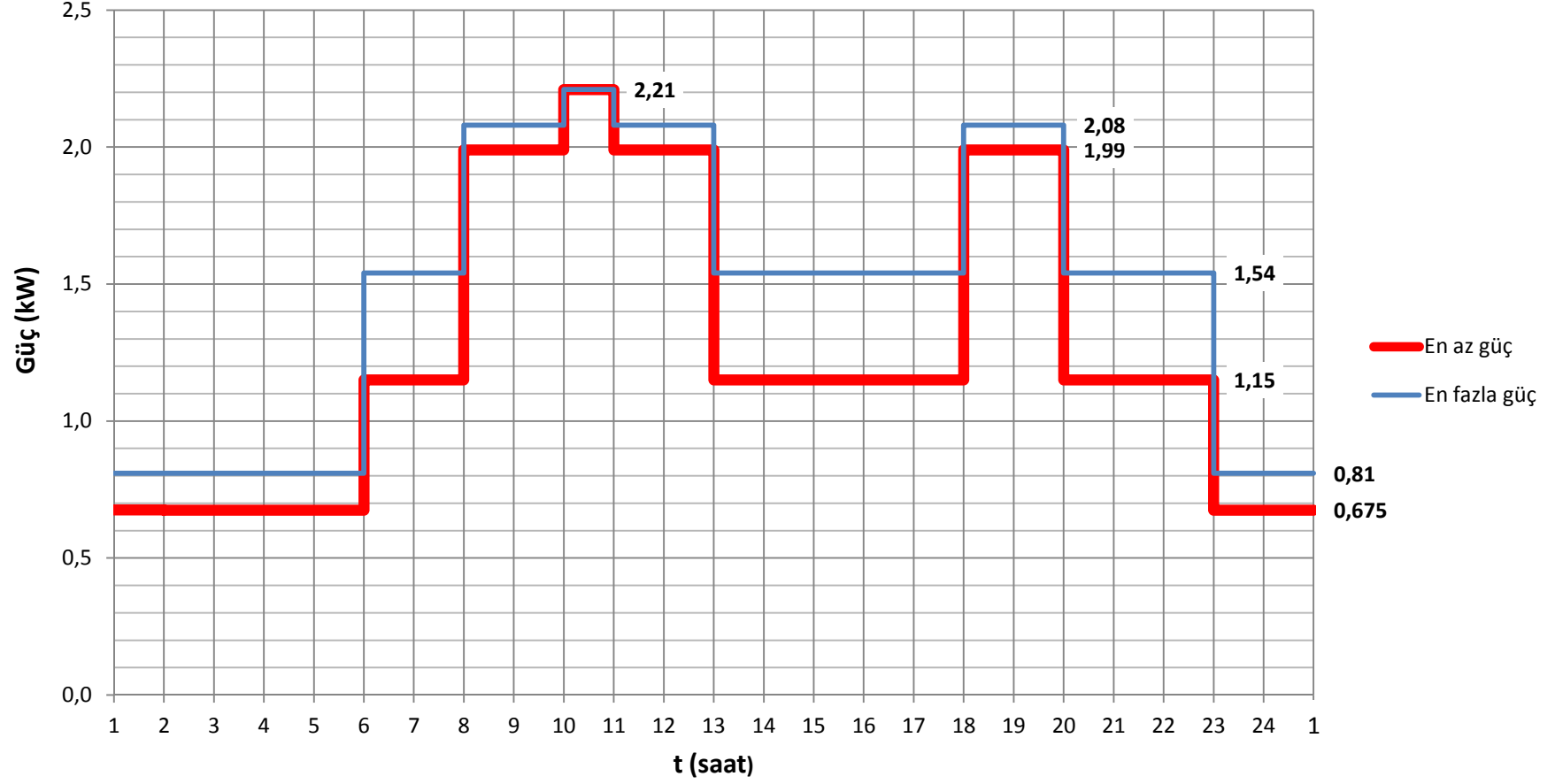
Şekil 6.26 : Deneye göre en verimli durum için frekans konvertör sayısı

1, 2 VE 3 KONVERTÖR EN AZ ŞEBEKE GÜCÜ KARŞILAŞTIRMA-Deney



Şekil 6.27 : Deneye göre frekans konvertör sayısının güce etkisi

Deney Sonuçlarına Göre Karşılaştırma



Şekil 6.28 : Deney sonuçlarına göre gücün zamana göre değişimi

Çizelge 6.18 : Deney sonuçları.

			P_{seb} (kW)	Debi (m³/h)	Voltaj (V)	Amper (I)	CosØ	P_{giriş} (bar)	P_{çıkış} (bar)	Frekans (Hz)
19,7 m³/h	Durum 1	2 pompa 37,1 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,54	19,75	391	4,3	1	1,98	2,66	37,1
	Durum 2	2 pompa 42,7 Hz	1,15	19,7	389	3,22	1	2	2,75	42,7
	Durum 3	3 pompa 39,4 Hz	1,3	19,73	391	3,55	1	1,9	2,62	39,4
	Durum 4	1 pompa 38,1 Hz ve 1 pompa 50 Hz	1,28	19,7	390	3,45	1	2,06	2,76	38,1
24,6 m³/h	Durum 1	2 pompa 50 Hz ve 1 pompa 46,4 Hz	2,08	24,2	388	5,13	1	2,3,6	3,41	46,4
	Durum 2	2 pompa 47,5 Hz ve 1 pompa 50 Hz	2,02	24,35	386	5,15	1	2,17	3,22	47,5
	Durum 3	3 pompa 48 Hz	1,99	24,25	386	4,9	1	2,51	3,55	48
14,7 m³/h	Durum 1	1 pompa 42,7 Hz	0,67	14,85	390	2	1	2,02	2,58	42,7
	Durum 2	2 pompa 33 Hz	0,68	14,85	389	2,1	1	2,06	2,52	33
	Durum 3	3 pompa 30,4 Hz	0,81	14,8	389	2,4	1	2,06	2,51	30,4
25,3 m³/h	Durum 1	3 pompa 50 Hz	2,21	25,4	385	5,45	1	2	3,13	50

6.5 Ömür Boyu Maliyet Analizi

Herhangi bir gereç için ömür boyu maliyet tüm ömrü boyunca oluşan toplam maliyeti; satın alma, montaj, işletme, bakım ve imha gibi tüm aşamaları ile bir arada tanımlar. Ömür boyu maliyet yönteminde olası farklı tasarımların ve değişik çözümlerin karşılaştırılması ile elde edilen verilerin sınırlamalarında mali açıdan en uygun sonuca ulaşmak mümkündür [19].

Ömür boyu maliyet denklemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\text{Ömür boyu maliyet} = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d$$

C_{ic} = İlk yatırım maliyeti (pompa, sistem, borular, yardımcı ekipmanlar)

C_{in} = Montaj ve işletmeye alma maliyeti

C_e = Enerji maliyeti

C_o = Çalıştırma maliyeti (sistemin normal çalışması için operatör maliyeti)

C_m = Bakım maliyeti (parçalar ve adam-saat)

C_s = İşletme ile gelen ekstra maliyetler (duraklama zamanları, üretim kaybı)

C_{env} = Çevre etkisi ile gelen maliyet (çevre vergisi)

C_d = demontaj ve imha maliyeti

Ömür boyu maliyet hesabı yapılırken Çizelge 6.19'da görüldüğü gibi ilk yatırım maliyeti, işletme bakım maliyeti ve enerji maliyetlerinin toplamı değerlendirmeye katılmıştır. Ömür boyu maliyet içerisindeki diğer bileşenler sabit kabul edilerek hesaplamaya katılmamıştır. Bu sistem için ömür boyu maliyet hesabı yapılırken 20 yıllık ömür göz önünde bulundurulmuştur. İşletme ve bakım maliyetleri yıllık enerji maliyetinin % 5'i olarak ve elektrik birim fiyatı 0,25 TL/kwh olarak alınmıştır.

Çizelge 6.19 : Frekans konvertör sayısına göre ömür boyu maliyet

SNL 40-160-1,1kW-1500dd				614 TL
1,1 kW Frekans Kontrol Panosu				1.853 TL
	C_{ic} (TL)	C_s ve C_m (TL)	C_e (TL)	20 Yıllık Ömür Boyu Mal. (TL)
1 Frekans Kon.	2466	1480	58729	62674
2 Frekans Kon.	4932	2959	55699	63591
3 Frekans Kon.	7398	4439	55371	67208

7. HATA ANALİZİ

Deneyssel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem, Kline ve McClintock tarafından ortaya atılmıştır [38]. Bu yönteme göre sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R ise bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (7.1)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$, ve R büyüklüğünün hata oranı U_R ise;

$$U_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} \cdot w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.2)$$

7.1 Basma Yüksekliğinin Hata Hesabı

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad (7.3)$$

Basınç farkı $\Delta P = 2.10^5 \text{ Pa} \pm \%1$ ($U_{\Delta P} = 2.10^3 \text{ Pa} = 2000$)

Suyun yoğunluğu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \pm \%1 = 1000 \pm 10 \text{ kg/m}^3$ ($U_\rho = 10$)

Burada basma yüksekliği iki değişkenin fonksiyonudur.

$$H = f(\Delta P, \rho) \quad (7.4)$$

Analiz için gerekli denklemler:

$$\frac{\partial H}{\partial \Delta P} = \frac{1}{\rho \cdot g} \left(\frac{\text{Pa}}{\text{s}^2} \right) \quad , \quad \frac{\partial H}{\partial \rho} = \frac{-g \cdot \Delta P}{\rho^2 \cdot g^2} \left(\frac{\text{s}^4}{\text{m}} \right) \quad (7.5)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \Delta P} = \frac{1}{1000 \cdot 9,81} = 1,02 \cdot 10^{-4} \quad , \quad \frac{\partial H}{\partial \rho} = \frac{-9,81 \cdot 2.10^5}{1000^2 \cdot 9,81^2} = 0,02 \quad (7.6)$$

$$U_H = \left[\left(\frac{\partial H}{\partial \Delta P} \cdot u_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial \rho} \cdot u_{\rho} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.7)$$

$$U_H = [(1,02 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^3)^2 + (0,02 \cdot 10)^2]^{1/2} \quad U_H = 0,286 \text{ (m)} \quad (7.8)$$

$$H = \frac{2 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 1000} = 20,39 \text{ (m)} \quad \frac{U_H}{H} = \frac{0,286}{20,39} = 0,0117 \text{ (% 1,17)} \quad (7.9)$$

7.2 Hidrolik Güç İçin Hata Hesabı

$$P_{hid} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g \quad (7.10)$$

Debi için $Q = 0,007 \text{ m}^3/\text{s} \pm \% 0,35$ ($u_Q = 2,45 \cdot 10^{-5}$)

Basma Yüksekliği için $H = 10,7 \text{ m} \pm \% 1,17$ ($u_H = 0,125$)

Hidrolik gücü iki değişkenin fonksiyonu olarak yazılabilir.

$$P_{hid} = f(Q, H) \quad (7.11)$$

$$\frac{\partial P_{hid}}{\partial Q} = H \cdot \rho \cdot g \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}} \right) \quad , \quad \frac{\partial P_{hid}}{\partial H} = Q \cdot \rho \cdot g \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^3} \right) \quad (7.12)$$

$$\frac{\partial P_{hid}}{\partial Q} = 10,7 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 104967 \quad , \quad \frac{\partial P_{hid}}{\partial H} = 0,007 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 68,67 \quad (7.13)$$

$$U_{P_{hid}} = \left[\left(\frac{\partial P_{hid}}{\partial Q} \cdot u_Q \right)^2 + \left(\frac{\partial P_{hid}}{\partial H} \cdot u_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7.14)$$

$$U_{P_{hid}} = [(104967 \cdot 2,45 \cdot 10^{-5})^2 + (68,67 \cdot 0,125)^2]^{1/2} \quad U_{P_{hid}} = 8,96 \text{ (W)} \quad (7.15)$$

$$P_{hid} = 0,007 \cdot 10,7 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 734,769 \text{ (W)} \quad (7.16)$$

$$\frac{U_{P_{hid}}}{P_{hid}} = \frac{8,96}{734,769} = 0,0122 \text{ (% 1,12)} \quad (7.17)$$

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Pompaların kontrol yöntemlerinin enerjinin tasarruflu kullanılmasında etkisinin yanı sıra pompa seçimi de enerji verimliliği açısından önemli bir etkidir. Sistem ihtiyacını karşılayan en uygun ve en verimli pompa seçildikten sonra en verimli kontrol yöntemi seçilmelidir. Debi ayarı için vana ile kontrole göre frekans değiştirme ile yapılan kontrolün önemli ölçüde tasarruf sağladığı literatürde verilmektedir. Frekans kontrollü uygulamalar enerji tasarrufu oranını artırmak için geleneksel kontrol yöntemleri ile yer değiştirmeli ve en uygun kontrol algoritması seçilmelidir.

Şekil 6.23'de ve Şekil 6.26'da gösterilen " $\tilde{n}$ " ifadesi değişken devirli pompayı ifade ederken, " $\tilde{n} + \tilde{n}$ " ifadesi 2 pompanın değişken devirli olarak paralel çalışmasını, " $\tilde{n} + \tilde{n} + \tilde{n}$ " ifadesi ise 3 pompanın değişken devirli olarak paralel çalışmasını ifade etmektedir. Şekil 6.23'de ve Şekil 6.26'da, bütün debi talepleri için ihtiyacı karşılayacak en verimli durum görülebilmektedir. 14,7 m³/h debi talebi için tek pompanın değişken devirli kullanılması, 19,7 m³/h debi talebi için iki benzer pompanın eşit frekansta kullanılması, 24,6 m³/h debi talebi için ise üç adet benzer pompanın eşit frekansta çalışma koşulu en verimli durumlar olarak görülmektedir. Burada kullanılan değişken devirli pompalar eşit frekansta oldukları zaman en az enerji tüketimi yaptıkları görülmektedir. Bu üç çalışma koşulu göz önünde bulundurularak ömür boyu maliyet hesabı yapılmaktadır.

Pompa performans eğrisine göre, üç adet benzer pompanın sürekli 50 Hz frekansta paralel olarak çalıştığı kabul edilerek, belirlenen debi talepleri için, harcanan toplam güçler çıkarılmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre, üç adet benzer pompanın sürekli 50 Hz'de çalıştığı durumda toplam güç, 14,7 m³/h debi için 1,56 kW, 19,7 m³/h debi için 1,65 kW ve 24,6 m³/h debi için 1,77 kW olarak ortaya çıkmaktadır. Pompa performans eğrisine göre, 3 adet pompanın sürekli çalışma koşulu ile sistem ihtiyacına göre çalışacak değişken devirli pompa kullanılması durumu karşılaştırılmaktadır. Sistemin ihtiyacını karşılayacak en az pompa kullanılması ve

eşit frekansta pompaların çalıştırılmaları ile 14,7 m³/h debi için % 70, 19,7 m³/h debi için % 42 ve 24,6 m³/h debi için % 8,5 güç tasarrufu yapılmaktadır.

Yapılan deney tesisatı için, enerji maliyetleri açısından, 3 pompalı paralel çalışan bu sistemde, Şekil 6.27’de görüldüğü gibi her bir pompaya birer adet, toplamda 3 adet frekans konvertör kullanımı en uygun çözüm olarak gözükmektedir. Ancak, ömür boyu maliyet açısından değerlendirme yapıldığında, 1 adet sirkülasyon pompasını değişken devirli kullanmak bu sistem için optimum çözüm olarak ortaya çıkmaktadır. Bu deney tesisatının gerçek bir uygulama olmaması, küçük bir sistem olması ve enerji giderlerinin düşük olması nedenlerinden dolayı, ömür boyu maliyet değerlendirilmesinde enerji tasarrufu etkisi belirgin bir şekilde görülememektedir. Burada dikkat edilmesi gereken, değişken devirli kullanılan ve paralel çalışan sirkülasyon pompalarının, eşit frekansta çalıştırılmasıyla ve en az pompa ile ihtiyacı karşılamasıdır. Yapılan bu çalışma, enerji tasarrufu için, paralel çalışan değişken devirli sirkülasyon pompalarının, enerji tüketimi açısından, en verimli kontrol yöntemi için yol göstermektedir. Yapılan bütün deneylerde sabit basınç farkı algoritması kullanılmaktadır. Literatürde değişken basınç farkı algoritması ile daha fazla enerji tasarrufu yapıldığı bilinmektedir. Değişken basınç farkı için kontrol algoritması ekte verilmektedir.

Enerji tüketimi açısından bakıldığında, her pompa için frekans konvertörü kullanımı gerekmektedir. Her pompa için ayrı frekans konvertörü kullanımı maliyet açısından kabul görmeyen yöntem gibi gözüксе de, esas belirleyici faktör ömür boyu maliyet olmaktadır. Bu kapsamda, çok sayıda pompanın tek bir frekans konvertörü ile aynı anda kontrolü, maliyet açısından fayda sağlayacağı için, üzerinde durulması gereken bir konudur. Paralel çalışan çok sayıda pompanın aynı anda tek bir frekans konvertörü ile çalıştırılmaları, aynı zamanda pompaların eşit frekansta çalışmalarını sağlayarak, en verimli çalışma koşulunu oluşturmaktadır. Ancak Şekil 4.1’de görüldüğü gibi frekans konvertörleri elektrik motorlarında olduğu gibi düşük yüklerde çalıştıkları zaman verimleri de tam yüke göre azalmaktadır. Sistem verimi açısından bakılacak olursa, frekans konvertörü verimi, elektrik motor verimi ve pompa verimi enerji maliyetindeki etkenlerdendir. Her sisteme göre kaç adet pompa için 1 frekans konvertörü kullanımının kararı incelenmesi gereken bir konudur.

KAYNAKLAR

- [1] **Europump and Hydraulic Institute.** (2006). Değişken hızlı pompalama, Başarılı uygulamalar için bir kılavuz, *POMSAD Çevirisi*.
- [2] **Bortoni, E. C., Almeida, R. A. and Viana, A. N.C.** (2008). Optimization of parallel variable-speed-driven centrifugal pumps operation, *Energy Efficiency* 1:167-173.
- [3] **Tianyi, Z., Jili, Z. and Liangdong, M.** (2011). On-line control method based on extreme value analysis for parallel variable-frequency hydraulic pumps in central air-conditioning systems, *Building and Environment* 47, 330-338.
- [4] **Hosho, T. and Fukui, N.** (1983). Application of speed control for water supply system pumps, *Hitachi review* vol. 32, No.1.
- [5] **Jose, M., Cesar, S. and Catalan, S.** (2010). A control strategy for combined series-parallel pumps, *International conference on renewable energies and power quality*.
- [6] **Lezsek, S.** (2004). System for optimizing pump station control, *World Pumps* 2:45-8.
- [7] **Lezsek, S.** (2004). System for optimizing pump station control-part II, *World Pumps* 7:32-4.
- [8] **Kaya, D., Alptekin, Y. and Yiğit, S.** (2008). Energy efficiency in pumps, *Energy Conversion and Management* 49(22-23):1662-73.
- [9] **Guang, Y. X.** (2007). Simulation of parallel variable-frequency pump performance, *HVAC* 37(3):49-53.
- [10] **Lu, W. and Hong, L. C.** (2005). The control of multiple parallel variable-frequency pumps, *Electric Power Autom Equipment* 25(4):89-91.
- [11] **Stan, S.** (1997). When two pumps are cheaper than one, *World Pumps* 9:58-61.
- [12] **Ma, Zj., Wang, SW.** (2009). Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems, *Energy and Buildings* 41:197-205.
- [13] **Ahonen, T., Tamminen, J. and Ahola, J.** (2010). Estimation of pump operation state with model-based methods, *Energy Conversion and Management* 51:1319-25.
- [14] **Ertöz, A. Ö. ve Duymuş, E.** (2008). Değişken devirli pompa seçimi.
- [15] **ELSAN Teknik Bülteni.** (2011). AC indüksiyon motorlarında frekans konvertörü kullanımı, FK01.
- [16] **ABB.** (2006). Using variable speed drives in pump application, Application guide No.2.

- [17] **Jinguo, L.** (2004). IPC technology in parallel pump control, *Parallel Pumping*.
- [18] **Nelik, L.**(2008). How to evaluate vfd speed effect on hydraulics, *Pumps&Sytems*.
- [19] **Europump and Hydraulic Institute.** (2003). Pompalarda ömür boyu maliyet, Pompalı tesisler için ömür boyu maliyet analiz rehberi.
- [20] **Nalbantoğlu, B.** (2010). Pompalarda Enerji Tasarrufu, *Alarko Carrier San.ve Tic. A.Ş.*
- [21] **Ertöz, A. Ö. ve Duymuş E.** (2008). Pompa ve pompaj sistemlerinde enerji verimliliği, Vansan Makina San, *VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*.
- [22] **Standart Pompa ve Mak. San. Tic. A.Ş.** (2010). Pompa seçim programı.
- [23] **Kontrolmatik.** (2011). Enerji verimliliği tanıtım kataloğu.
- [24] **Hammond, P.W.** (1984). A universal controller for parallel pumps with variable-frequency drives, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. IA-20, No.1, January/February.
- [25] **Shirkins, D.** (2011). Power efficiency improvement of heating substatiton using pump motor speed rate regulation, *Riga Technical University, CPE2011 Student Forum*, 020-022.
- [26] **Fernando, J. T. E. Ferreira., João, A. C. Fong and Anibal, T. de Almeida.** (1984). Ecoanalysis of variable-speed drives for flow regulation in pumping system, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 58, No.6, June 2011
- [27] **Viholainen, J., Sihvonen, M. and Tolvanen, J.** (2010). Flow control with variable speed drives, *IEEE*.
- [28] **Ristimäki, T.** (2008). Frekans konvertörü ile enerji verimliliği, *Centraline, Honeywell*.
- [29] **Tory, K.** (2008). Pump control with variable frequency drives, *Pumps & Systems, Advances in Motors and Drives*, June.
- [30] **Strubelt, O.** (2009). Start into a new era of heating systems, *Pumps Magazine Issue 62*, June.
- [31] **Viholainen, J., Vakkilainen, E. and Tolvanen, J.** (2009). VSD-control in simulated systems, *World Pumps*.
- [32] **Hammo, S.** (2009). Providing flow measurement in parallel pumping systems from variable speed drives, *World Pumps*.
- [33] **Zhifang, X. and Lin, S.** (2010). Modeling and experimental investigation of a variable speed drive water source heat pump , *Tsingua Science and Technology*, Volume 15 No.4 August, ISSN 1007-0214, 10-16:pp434-440.
- [34] **Saidur, R., Meklihef, S., Ali, M.B., Safari, A. and Mohammed, H. A.** (2011). Applicatios of variable speed drive (VSD) in electrical motor energy savings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, doi:10.1016/j.rser.2011.08.020

- [35] **Zheng, Y. W., Tryby, M., Todini, E. and Walski, T. M.** (2009). Modeling variable-speed pump operation for target hydraulic characteristics, *American Water Works Association, Journal Awwa*, 101:1
- [36] **Fulai, Y. and Hexu, S.** (2011). Optimal control in variable-speed pumping stations, *International Conference on Mechatronics and Automation*, August 7-10, Beejing, China.
- [37] **Gambica. (2010).** Variable speed driven pumps, Best practice guide.
- [38] **Kline, S.J., and McClintock, F.A.** (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng.*, S.3, January.

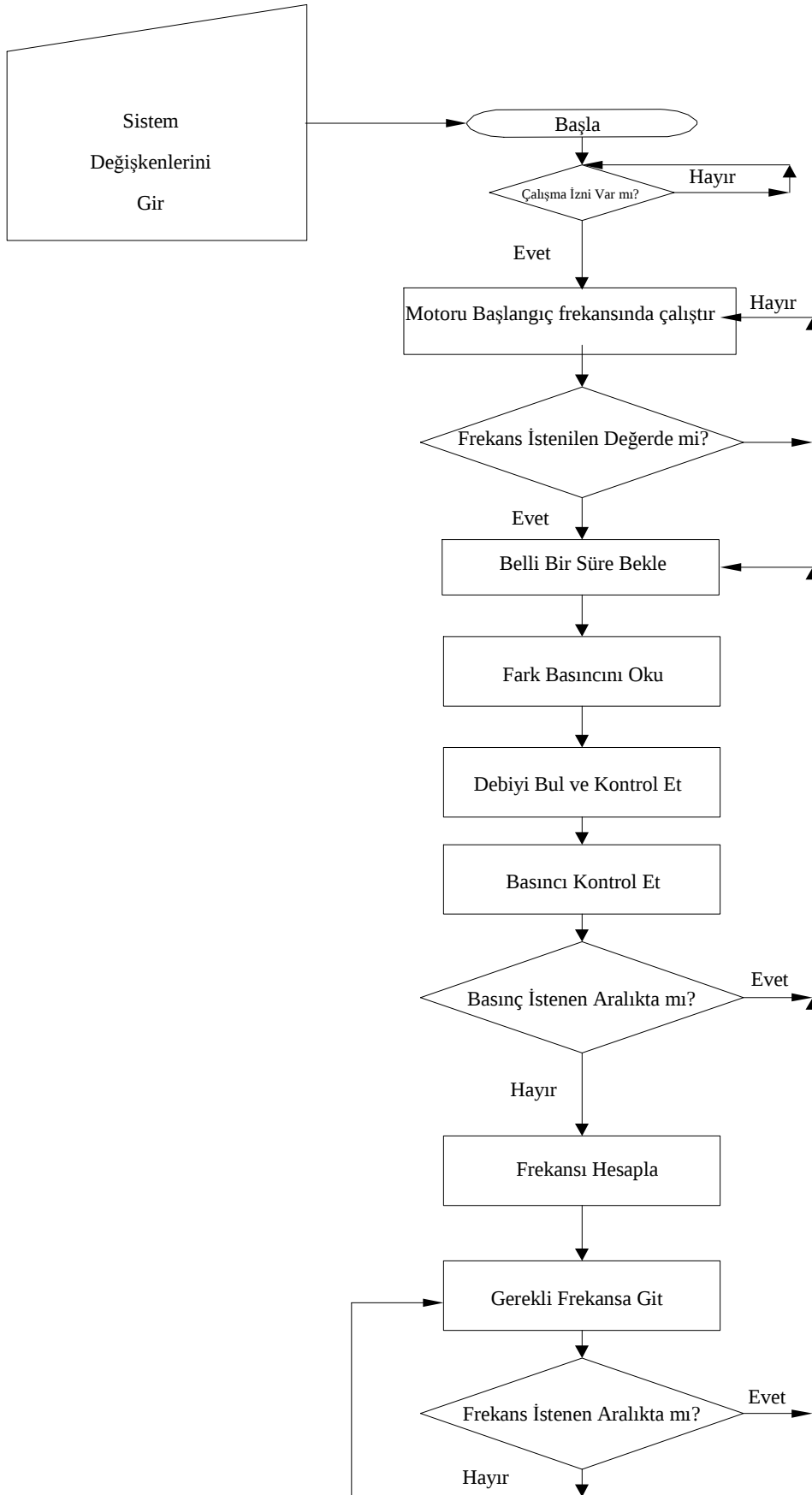
EKLER

EK A : Değişken Basınç Farkı Algoritması

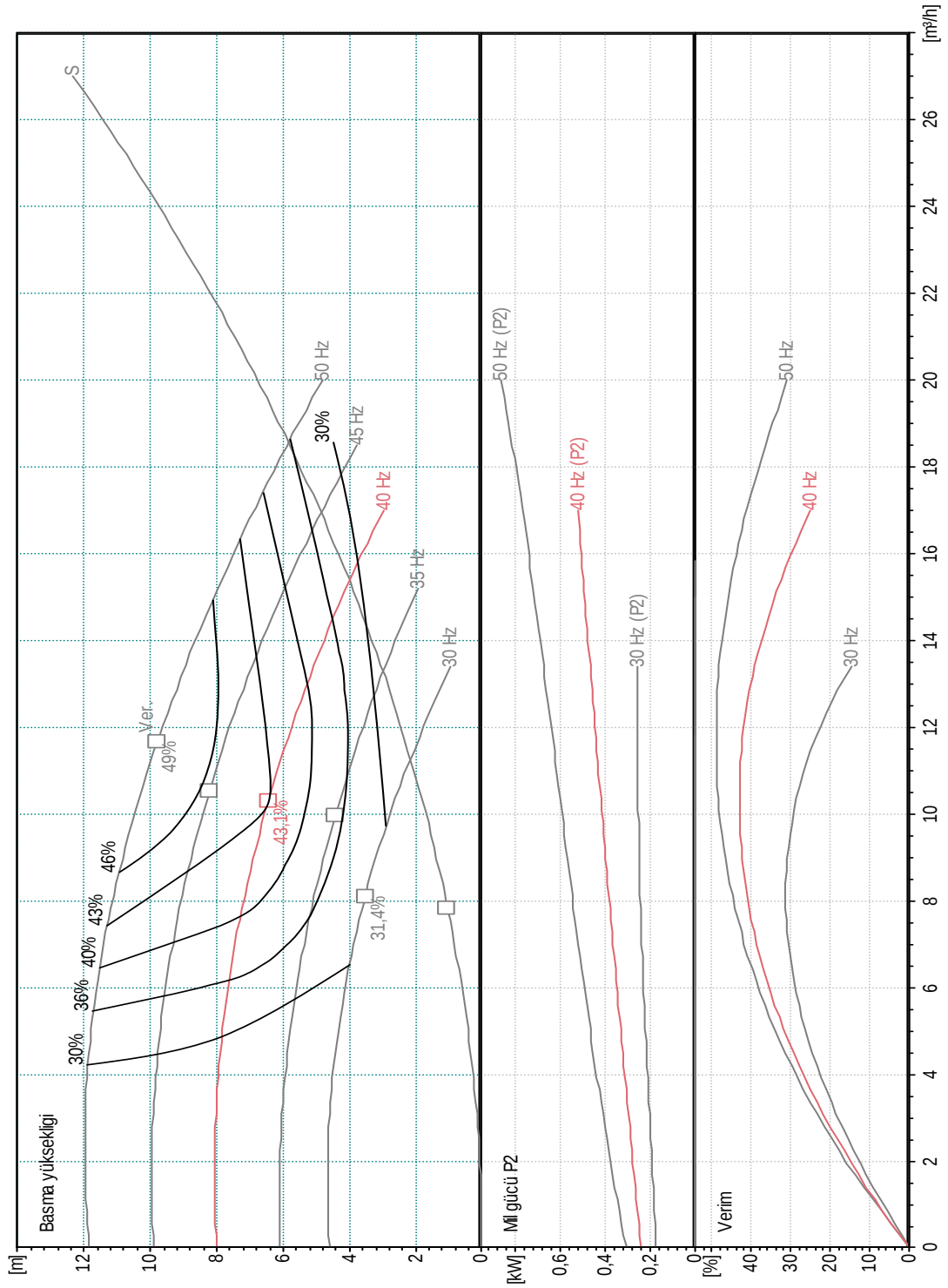
EK B.1 : 2. pompa için performans eğrisi

EK B.2 : 3. pompa için performans eğrisi

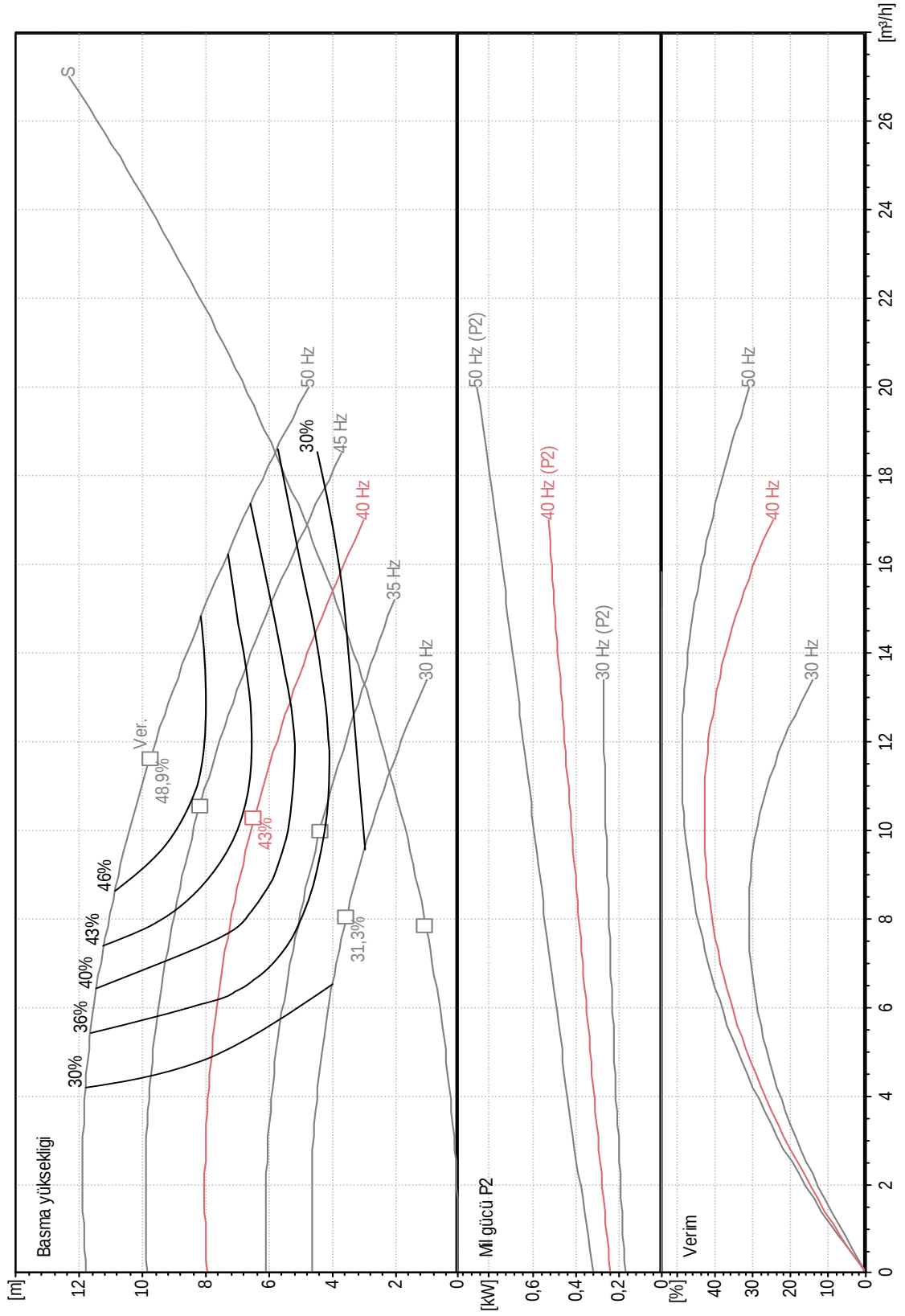
EK A : Değişken Basınç Farkı Algoritması



EK B.1 : 2. pompa için performans eğrisi



EK B.2 : 3. pompa için performans eğrisi



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Metehan KARACA
Doğum Yeri ve Tarihi : Amasya 30.01.1987
Lise : Suluova Anadolu Lisesi
Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği
Mesleki Deneyimler :
2010-Devam ediyor Standart Pompa Mak. San. Tic. A.Ş.
Yayınlar :

Karaca, M. ve Çakır, E. (2011). Viskoz sıvıların santrifüj pompalarla basılması: ISO/TR 17766 Teknik Raporu Üzerine İnceleme, 7. *Pompa ve Vana Kongresi*, 28-30 Nisan 2011, Mart 2012 *Tesisat Dergisi*.