

**T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**SANTRİFÜJ POMPALARIN TÜRBİN OLARAK
KULLANILMASININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak BAĞLAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Fatih UYSAL

Ocak 2024

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPALARIN TÜRBİN OLARAK
KULLANILMASININ DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak BAĞLAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 29/01/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

JÜRİ	BAŞARI DURUMU
Jüri Başkanı: Prof. Dr. Ahmet KOLİP	BAŞARILI
Üye: Dr. Öğr. Üyesi Fatih UYSAL	BAŞARILI
Üye: Dr. Öğr. Üyesi Enes KILINÇ	BAŞARILI

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim

Burak BAĞLAN

29/01/2024

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Fatih UYSAL’a teşekkürlerimi sunarım.

Laboratuvar olanakları konusunda anlayış ve yardımlarını esirgemeyen Çakmak Vinç İmalat Müdürü Emin AKYÜZ’e teşekkür ederim.

Tez sürecimde her zaman desteklerini benden esirgemeyen Optimak STU firmasındaki yöneticilerime teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
KISALTMALAR	iv
SİMGELER	v
TABLolar LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi

BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1

BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR TARAMASI	3

BÖLÜM 3.	
POMPALAR VE SU TÜRBİNLER	6
3.1. Türbinler.....	6
3.1.1. Pozitif yer değıştirmeli türbinler	6
3.1.2. Dinamik türbinler	7
3.1.3. Darbe(itki) türbinleri	9
3.1.4. Reaksiyon türbinleri	10
3.2. Pompalar.....	13
3.2.1. Pozitif yer değıştirmeli pompalar	13
3.2.2. Dinamik pompalar.....	14
3.2.3. Santrifüj pompalar.....	15
3.2.4. Eksenel pompalar	17
3.3. Türbin Pompalar.....	19
3.3.1. Tp'lerin çalışma prensibi	19
3.3.2. Tp'lerin avantajları.....	20
3.3.3. Uygulama alanları	20

BÖLÜM 4.

MATERYAL VE METOT	21
4.1. Materyal	21
4.1.1. Alternatör çalışma ön testi	21
4.1.2. Test Elektrik Motoru ve Alternatörü.....	23
4.1.3. Alternatör test düzeneğinin hazırlanması.....	23
4.1.4. Türbin sistemi deney düzeneğinin hazırlanması.....	24
4.1.5. Türbin testlerinde kullanılan ölçüm cihazları	32
4.2. Metot	34
4.2.1. Pompaların türbin olarak kullanım avantajları.....	34
4.2.2. Doğrudan aktarım olarak kullanılan tp	35
4.2.3. Uygun saha düşüsü ve akış aralığı	35
4.2.4. Pompa olarak türbin kullanmanın sınırlamaları.....	37
4.2.5. Pompaların türbin olarak seçim yöntemleri	38
4.2.6. Akış eğrileri.....	38
4.2.7. Türbin pompaların türbin tahminindeki hata sonuçları.....	39
4.2.8. Pompanın en iyi verimlilik değeri kullanılarak TP performans tahmini .	41
4.2.9. Stepanoff'un yöntemi	41
4.2.10. Sharma'nın yöntemi	42
4.2.11. Alatorre-frenk'in yöntemi.....	43
4.2.12. Schmiedl'in yöntemi.....	44
4.2.13. Türbin performans tahmininin belirlenmiş hiz kullanarak gerçekleştirilmesi	44
4.2.14. Hergt's method.....	45
4.2.15. Pompa türünün seçimi.....	45
4.2.16. Pompa conta türü seçimi	47
4.2.17. Pompa hızı seçimi	47
4.2.18. Standart pompa boyutlarını anlama	48
4.2.19. Pompa ve türbinin performans eğrisi	48
4.2.20. Sınırlı veriyle en iyi verimlilik noktasını elde etmek.....	51
4.2.21. Su gücü hesabı	51
4.2.22. Belirli bir yer için türbin olarak pompa seçimi	52
4.2.23. Pompanın tp olarak revizyonunu için rulman seçim kriteri.....	54
4.2.24. Türbin pompa deneyinin oluşturulması	56

BÖLÜM 5.

BULGULAR VE DEĞERLENDİRME	59
5.1. Türbin Pompanın Pompa Hızında En İyi Verim Noktasının Bulunması	59
5.2. Pompanın Türbin Pompa Olarak Revizyonu	60
5.2.1. Rulman seçimi.....	60
5.3. Mil Çapı.....	61
5.4. Tp Testi	64
5.4.1. Alternatör tarafından üretilen elektriksel güç	64
5.4.2. Su gücü ve elektriksel güç arasındaki ilişki	65
5.4.3. Türbin frenleme gücü.....	66
5.4.4. Türbinin su gücünü frenleme kapasitesi	67

BÖLÜM 6.	
SONUÇ VE ÖNERİLER.....	69

KAYNAKLAR	70
------------------------	-----------



KISALTMALAR

BEP	: En İyi Verim Noktası
BKS	: Basınç Kırıcı Sistem
BKV	: Basınç Kırıcı Vana
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
PAT	: Pompa Turbine
PTK	: Pompaların Türbin Olarak Kullanılması
TP	: Türbin pompa

SİMGELER

A	: Amper
C	: Dinamik Yük
C_0	: Statik Yük Sayısı
d	: Mil Çapı
D	: Pompa Radyal Bıçak Çapı
$EGDO$	: Türbinin Su Gücünü Frenleme Kapasitesi
F_0	: Statik Eşdeğer Yük
F_a	: Rulmana Gelen Eksenel Kuvvet
F_d	: Dinamik Eşdeğer Yük
f_s	: Statik Zorlanma Katsayısı
g	: Yer Çekimi Sabiti (kg/s^2)
H	: Düşü
Hz	: Frekans
H_P	: Pompa Düşüsü (m)
H_{bep}	: Pompanın En İyi Verim Noktasındaki Düşüsü
H_t	: Türbin Düşüsü (m)
L	: Rulman Ömrü (Devir)
L_h	: Rulman Ömrü (Saat)
n	: Devir
P	: Güç
$P_ç$	: Türbin Çıkış Basıncını (mSS)

P_{EG}	: Elektriksel Güç
P_{elec}	: Motorun Elektrik Tüketimi (W)
P_g	: P_g Türbin Giriş Basıncını (mSS)
P_{in}	: Mekanik Giriş Gücü (Watt),
P_{su}	: Şebekenin Toplam Su Gücünü
P_t	: Türbin Mil Gücü(W)
P_{tf}	: Türbin Frenleme Gücü (W)
$TSGFK$	: Türbinin Su Gücünü Frenleme Kapasitesi
V	: Voltaj
V_{DC}	: Doğru Akım Gerilimi
y_0	: Eksenel Faktör
W	: Watt
Q	: Hacimsel Akış Hızı (m^3/s) veya (l/s)
Q_{bep}	: Pompanın En İyi Verim Noktasındaki Akış Hızı
Q_p	: Pompa Debisi (m^3/s)
Q_t	: Türbin Debisi (m^3/s)
x_0	: Radyal Faktör
n_{motor}	: Motor Verimliliği
η_{max}	: Pompanın Maksimum Verimliliği
η_p	: Pompa Verimi
η_t	: Türbin verimi
ε	: Rulman Sabiti
η	: Verim
ρ	: Su Yoğunluğu (kg/m^3)

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 4.1: Elektrik Test Motoru Teknik Özellikleri	23
Tablo 4.2: Standart Pompa Teknik Özellikleri	31
Tablo 4.3: Alternatör Teknik Özellikleri	31
Tablo 4.4: . TP tahmininin etkileri: radyal akışlı pompa.	40
Tablo 4.5: TP tahmininin etkileri: aksiyal akışlı pompa.	40



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1: Su sayacı kesit görünüm.	7
Şekil 3.2: Hareket sırasında Nutating diskin gösterimi.....	7
Şekil 3.3: Anemometre.....	8
Şekil 3.4: Piper PA28 araştırma uçağı.	8
Şekil 3.5: Pelton tipi darbeli türbin yan görünüm.	9
Şekil 3.6: Akış anındaki gösterim	9
Şekil 3.7: Pelton Türbinin ayrıntılı gösterimi.	10
Şekil 3.8: Pelton çarkının su etkisi ile dönüşü	10
Şekil 3.9: Reaksiyon tipi türbin yapısı	11
Şekil 3.10: Reaksiyon tipi türbinlerde ayırt edici tipler	12
Şekil 3.11: Pozitif yer değiştirmeli pompalar.	13
Şekil 3.12: Dinamik pompalar	14
Şekil 3.13: Santrifüj hava üfleyici.....	15
Şekil 3.14: Santrifüj pompanın yan ve üst görünümü.....	15
Şekil 3.15: Üç farklı santrifüj pompa karakteristiği.....	16
Şekil 3.16: Hava akış örneği.	17
Şekil 3.17: Helikopter pervanesinde oluşan hava akımı.	18
Şekil 3.18: Kanallı eksenel fan.....	18
Şekil 3.19: Türbin pompa örneği.	19
Şekil 4.1: TP şeması.....	21
Şekil 4.2: Alternator ön çalışma düzeneği genel görüntüsü.....	22
Şekil 4.3Türbin deney düzeneği genel görüntüsü.	22
Şekil 4.4: Test sırasında kullanılan elektrik motoru.....	23
Şekil 4.5: Tahrik için tasarlanan kasnak.	24
Şekil 4.6: Türbin deney düzeneği tasarım görüntüsü.	25
Şekil 4.7: Güç aktarım mili.	26
Şekil 4.8: Güç aktarım mili işleme sonrası.	26
Şekil 4.9: Standart bir zincir dişli görünümü.	27
Şekil 4.10: Zincir dişli işleme görünümü.	28
Şekil 4.11: Mil yuvası kontrolü.....	28
Şekil 4.12: Rijit yataklama şasesi.	29
Şekil 4.13: Rijit yataklama şasesi CNC işleme.	29
Şekil 4.14: Rulman konumları.	30
Şekil 4.15: Segman bağlantısı.	30
Şekil 4.16: Devir- Akım grafiği.	32
Şekil 4.17: Sembolik basınç sensörü.....	32
Şekil 4.18: Debi metre.....	33
Şekil 4.19: Akış kontrol vanası.	34
Şekil 4.20: Basma yükseklikleri ve akış aralığı.	36
Şekil 4.21: Doğrudan tahrikli pompaların türbin olarak kullanımı için düşü-akış aralıkları.	36

Şekil 4.22: Küçük havza için akış süresi eğrisi.....	39
Şekil 4.23: Pompa düşü ve akış değerleri verim ile birlikte.	49
Şekil 4.24: . Pompa Verim Eğrisi	50
Şekil 4.25: T _p deney düzeneği	56
Şekil 5.1: Pompa veri grafiği	59
Şekil 5.2: Serbest cisim diyagramı.....	61
Şekil 5.3: Mil kesme diyagramı	62
Şekil 5.4: Mil moment diyagramı	63
Şekil 5.5: Reaksiyon kuvvetleri	63
Şekil 5.6: Yük ünitesi üzerinden ölçülen elektriksel güç (Net güç).....	65
Şekil 5.7: Toplam su gücünün elektriksel güce dönüşme oranı	66
Şekil 5.8: Türbin frenleme gücü	67
Şekil 5.9: Türbinin su gücünü frenleme kapasitesi	68



SANTRİFÜJ POMPALARIN TÜRİN OLARAK KULLANILMASININ DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Ağ şeklinde kurulan su dağıtım şebekelerinde basıncın kontrol altında tutulması, şebekenin sağlıklı işletilebilmesi ve kullanıcılara kesintisiz su tedariki açısından son derece kritiktir. Gelişen teknoloji, bu önemli işlemin daha verimli ve etkin bir şekilde gerçekleştirilmesine olanak sağlamıştır. Ancak, basınç kontrol sistemlerinin ihtiyaca uygun şekilde hassas bir kontrolü için gereken cihazlar, kesintisiz elektrik enerjisine bağımlıdır. Bu da, özellikle bu odaların genellikle yeraltında bulunması ve su baskınlarına maruz kalma riski taşımasıyla birlikte düşünüldüğünde, elektriğin basınç kontrol odasına ulaşmasını zorlaştırmaktadır. Elektriğin bu alanlarda kullanılması, ayrıca yüksek gerilim nedeniyle kullanıcılar için ıslak ortamlarda potansiyel bir tehlike oluşturabilir. Bu gibi durumlarda, elektriğin tehlikeli olduğu yerlerde 48 V ve altı gerilim güvenli kabul edilmektedir. Bu nedenle, alternatif çözümler araştırılmaktadır ve bu çalışma bu bağlamda büyük önem taşımaktadır. Bu çalışmada, basınç kontrol sistemlerinin elektrik ihtiyacının mevcut su şebekesinden alternatif bir kaynakla, yani hidrolik enerjiyle karşılanabilme potansiyeli deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla, su şebekesine uygun bir pompa olan türbin seçilmiş ve üzerinde gerekli revizyonlar yapılarak çıkış miline bir alternatör monte edilmiştir. Sabit bir debi altında, alternatör çıkışına yük uygulanarak hidrolik enerjinin elektrik enerjisine dönüşüm miktarı ve türbin pompanın suyu frenleme gücü ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar, su şebekesi üzerinden 230 W güç elde edilirken türbin pompanın 472 W hidrolik gücü frenleyebildiğini göstermiştir. Bu bulgular, su dağıtım şebekelerinde basınç kontrol sistemlerinin elektrik ihtiyacının alternatif bir enerji kaynağı kullanılarak karşılanabileceğini göstermektedir. Bu da su tedarikinin daha sürdürülebilir ve güvenli bir şekilde gerçekleştirilmesi için önemli bir adım olabilir. Bu araştırma, su dağıtım endüstrisindeki teknolojik ilerlemelerin su tedarikinin güvenliğini artırma potansiyelini ortaya koymaktadır. Hidrolik enerjinin elektrik üretiminde kullanılması, elektrik kesintilerinin ve güvenlik risklerinin azaltılmasına yardımcı olabilirken, aynı zamanda çevre dostu bir çözüm sunmaktadır. Bu yöntem, su dağıtım şebekelerinin daha sürdürülebilir ve güvenli bir şekilde işletilmesine katkı sağlayabilir, böylece toplumun temel su ihtiyacının karşılanması güvence altına alınabilir. Bu sayede, suyun sürdürülebilir yönetimi ve kullanımı konusunda daha büyük bir farkındalık oluşturulabilir ve su kaynaklarının korunması için önemli adımlar atılabilir.

Anahtar Kelimeler: Yenilenebilir enerji, hidrolik enerji, türbin pompalar (TP), su dağıtım şebekeleri, basınç yönetimi.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF USING THE CENTRIFUGAL PUMPS AS TURBINES

ABSTRACT

In water distribution networks established in a network format, keeping the pressure under control is extremely critical for the healthy operation of the network and for providing uninterrupted water supply to users. Advancing technology has enabled this crucial process to be carried out more efficiently and effectively. However, devices required for the precise control of pressure control systems are dependent on uninterrupted electrical power supply. This poses a challenge in delivering electricity to pressure control rooms, especially considering their typical underground location and the risk of exposure to water inundation. Furthermore, the use of electricity in these areas can pose a potential hazard for users due to high voltage, particularly in wet environments. In such situations, voltages of 48 V and below are considered safe in locations where electricity is hazardous. Therefore, alternative solutions are being explored, and this study holds significant importance in this context. This study experimentally investigates the potential of meeting the electrical demand of pressure control systems from an alternative source, namely hydraulic energy, derived from the existing water network. For this purpose, a turbine, suitable for the water network, was selected as a pump, and necessary revisions were made, including mounting an alternator on the output shaft. Under a constant flow rate, the amount of hydraulic energy converted into electrical energy and the braking power of the turbine pump were measured by applying a load to the alternator output. The results indicated that while 230 W of power was obtained from the water network, the turbine pump could brake 472 W of hydraulic power. This research demonstrates the potential of technological advancements in the water distribution industry to enhance the security of water supply. The utilization of hydraulic energy in electricity generation can help reduce power outages and security risks while offering an environmentally friendly solution. This method can contribute to the more sustainable and secure operation of water distribution networks, thus ensuring the provision of society's fundamental water needs. Consequently, it can foster greater awareness regarding sustainable water management and usage, leading to significant steps towards preserving water resources.

Keywords: Renewable Energy, Hydraulic Energy, Turbine Pumps, Water Distribution Networks, Pressure Management, Pump as Turbine (PAT)

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde, şehirlerin altyapı sistemleri arasında su dağıtım şebekeleri önemli bir yer tutmaktadır. Bu şebekeler, suyun sağlıklı bir şekilde iletilmesini ve kullanıcılara kesintisiz bir su tedariki sağlanmasını amaçlamaktadır. Bu hedeflere ulaşmak için ise basınç kontrolü kritik bir rol oynamaktadır. Basınç kontrolü, suyun doğru basınç seviyesinde ve istikrarlı bir şekilde iletilmesini sağlayarak, şebeke sistemlerinin performansını artırmakta ve kullanıcı memnuniyetini sağlamaktadır.

Geleneksel olarak, su dağıtım şebekelerinde basınç kontrolü için elektrikle çalışan sistemler yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sistemler, basınç kontrolü için gerekli olan cihazların sürekli olarak elektrikle beslenmesini gerektirir. Ancak, bu durum hem sürekli elektrik tedarikinin sağlanmasını gerektirir hem de elektriğin suyun bulunduğu ortamlarda potansiyel bir güvenlik riski oluşturabilir. Ayrıca, su baskınlarına maruz kalan yeraltı tesislerinde elektrik kullanımı daha da zorlaşmaktadır.

Elektrik güvenliği açısından, suyun bulunduğu ortamlarda düşük gerilim seçenekleri tercih edilmektedir. Özellikle, 48 V ve altı gerilim seviyeleri, suyun bulunduğu ortamlarda güvenli kabul edilmektedir. Ancak, düşük gerilimle çalışan sistemler genellikle daha az enerji sağlar ve bazı durumlarda yeterli performansı sağlayamayabilir. Bu nedenle, basınç kontrolü için geleneksel elektrikle çalışan sistemlerin sürdürülebilirliği ve etkinliği sorgulanmaktadır.

Bu bağlamda, alternatif bir çözüm olarak hidrolik enerji kullanımı önem kazanmaktadır. Hidrolik enerji, suyun doğal akış enerjisinden elde edilen ve su dağıtım sistemlerinde yaygın olarak bulunan bir enerji kaynağıdır. Hidrolik enerjinin kullanılması, su dağıtım şebekelerinde elektrik kullanımını azaltabilir veya tamamen ortadan kaldırabilir. Ayrıca, hidrolik enerji çözümleri, suyun doğal akışıyla uyumlu olduğu için çevre dostudur ve sürdürülebilir bir seçenek olarak değerlendirilmektedir.

Bu çalışmanın amacı, basınç kontrol sistemlerindeki elektrik ihtiyacının alternatif olarak hidrolik enerjiyle karşılanabilme potansiyelini araştırmaktır. Bu kapsamda, su

şebekesine uygun bir pompa seçilmiş ve üzerinde gerekli revizyonlar yapılarak alternatif bir enerji kaynağı olan bir alternatör monte edilmiştir. Alternatörün çıkışına elektriksel yük seti takılarak hidrolik enerjinin elektrik enerjisine dönüşüm miktarı belirlenmiş ve türbin pompanın suyu frenleme gücü test edilmiştir.



BÖLÜM 2. LİTERATÜR TARAMASI

Engeda vd. tarafından yapılan çalışmada, santrifüj pompaların türbin olarak kullanılabileceğini amaçlayan bir korelasyon sunulur. Çeşitli santrifüj pompaların deneysel verilerini kullanarak spesifik özgül hıza ve spesifik çapa bağlı olarak türbin olarak santrifüj pompanın optimum performansını tahmin etmek için doğru korelasyon geliştirmiştir. Bu tahmin yöntemi bugüne kadar yapılan daha önceki yöntemlere göre daha iyi bir sonuçlar sunmuş ve tahmin yöntemini daha önce literatürde bulunan çalışmalarla karşılaştırarak sonuçlarına göre daha doğru sonuçları gösterdiği görülmüştür(Tan & Engeda, 2016).

Singh ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, santrifüj pompaların deneysel olarak spesifik hızlarda türbin olarak çalışması için bir optimizasyon rutini belirlenmiştir. Bu rutin pompanın türbin olarak kullanılmasında ne gibi cevaplar vereceği ve türbin olarak kullanımda en uygun pompayı seçme hedeflenerek tasarlanmıştır. Çalışmada 3 farklı düşük hız kullanarak tam yükte göstereceği optimum verimlilik noktası $\pm\%4$ hata payı ile bulunmuş. Optimizasyon rutini türbin olarak kullanımı içeren mikrotürbin ve diğer enerji dönüşüm sistemlerinde kapsamlı bir şekilde kullanılmasını ve bir veritabanı oluşturulmasını hedeflemiştir (Singh & Nestmann, 2010).

Nejadali tarafından yapılan çalışmada, spesifik düşük hızlarda pompanın türbin olarak kullanılması analiz edilmiştir. Rejeneratif pompanın performansını tahmin edebilmek için momentumun korunumu yasasına bağlı kalınarak analiz yöntemi geliştirilmiştir. Pompa performansı için sonlu elemanlar metodunu baz alan simülasyon yapılmıştır. Yapılan bu simülasyonlar pompanın deney sonucu ile karşılaştırılmış ve yakın sonuçlar görülmüştür. Çok düşük hızlar hariç Pompaların Türbin Olarak Kullanılması (PTK) sisteminin kullanılabilir olduğu görülmüştür. Yapılan simülasyonda ayrıca en büyük enerji kaybının çark kanatlarında olduğu görülmüş olup pompaların kolay bulunabilirliği ve güvenilirliği nedeniyle türbin veya basınç kırıcı vana olarak kolaylıkla kullanılacağı sonucuna varılmıştır (Nejadali, 2021).

Tao ve arkadaşları bu çalışmada, düzensiz akışların, pompa cidarlarındaki pürüzlülüğün azaltılması ve geometrinin akışa uygun hale getirilmesinin pompa-türbinlerinin gelecekte verimli olmasına etkisi olacağı sonucuna varmıştır. PTK, akıştaki enerji kaybının azaltılması, enerjinin geri dönüşümü açısından önemlidir. Günümüz sistemlerinde bu kayıpları azaltmada hem pompa hem türbin olarak kullanımda bu oranın %90'nın üzerinde olduğu görülmüştür. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve termodinamik incelemelere göre pompanın türbin olarak kullanılmasında pompa ve türbin olarak kullanımını karşılaştırarak sentezlenmiştir. En büyük enerji kaybının cidara en yakın olan 2mm kısımlarda olduğu görülmüş.(Tao & Wang, 2021)

Wang ve arkadaşları bu çalışmada, pompaların türbin olarak kullanılması için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemler geliştirilirken uygun pompa seçimi için pompa kullanımı ve türbin kullanımı için performans odaklı bir korelasyon kurulmuştur. Pompa ve TP'nin farkı HAD yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Farklılıkların etkisi analiz edilmiş ve sentez yapılarak teorik tahmin denklemi çıkarılmıştır. Tahmin denklemini doğrulamak için 9 - 54.8'e d/d aralığında farklı hızlarda santrifüj pompa türbin olarak test edilmiştir. Test sonuçları deneysel sonuçlarla örtüşmüştür(Wang et al., 2019).

Pena ve arkadaşları bu çalışmada, PTK'nın enerji kazanım sisteminin kontrolünü analiz etmiştir. Enerji kazanım sistemi; Türbin olarak çalışan pompa, asenkron bir jeneratör ve sisteme bağlanmış bir inventer ile oluşturulmuş. Sistem suyun basıncını düzenlerken aynı zamanda hareket enerjisinden kazanılarak elektrik enerjisini depolama birimine gönderir. Bu depolama sistemi için ayrıca bir kontrol sistemi de tasarlanmış(Pena et al., 2020).

Rusanov ve arkadaşları bu çalışmada, türbin olarak kullanılan pompaların verimin artmasını ele almıştır. Kullanılan standart bıçaklar yerine 4 farklı uzunlukta bıçak tasarımı yapılmıştır. Akış anında türbin modunda bütün bıçaklar deneysel olarak incelenmiştir. Geometrik parametrelerin en yüksek verimde etkisi görülmüş ve optimum parametre ortaya çıkmıştır. Türbin olarak çalışırken verimlilik değeri yükün akışına bağlı olarak değişkenlik göstermiştir(Rusanov et al., 2020).

Demirkaya tarafından yapılan bu çalışmada, türbinlerin nasıl seçileceği üzerinde durulmuştur. Değişken basınca sebep olacak ortamlar için şebeke koşullarında çalışacak

su türbini tasarımı çalışılmıştır. Burgu tipi çark seçilerek gerekli simülasyon şartları bilgisayar ortamında hazırlanmış ve bilgisayar destekli analiz programıyla iç akış durumu ele alınmıştır. Kanat çıkış açısı ve çıkıştaki boyutları hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak Ansys Fluent programında analiz edilmiştir. Kademeli türbin kullanılan bu sistemde hidrolik verim değerleri gündüz kullanımında %73, gece kullanımında %70 olarak simülasyondan elde etmişler(Demirkaya et al., 2021)

Demir tarafından ele alınan çalışmada, boru hatlarındaki basıncın fazla olması durumunda bu basıncın elektrik enerjisine dönüştürmek için hidrokinetik türbin tasarımı yapılmıştır. Tasarım için önemli parametreler olan kanat sayısı, kanat profili, kord uzunluğu, soliditesi vb. parametreler göz önünde bulundurulmuş ve QBlade yazılımında nümerik hesaplama yapılmıştır. Bu hesaplar sonucunda optimum tasarım elde edilmiş. Ortaya çıkan tasarımda blokaj seviyesinin türbine etkisi incelenerek literatürde karşılaştırılmış(Demir, n.d.).

Alkan tarafından ele alınan bu çalışmada, türbin olarak kullanılan santrifuj pompanın jeneratör olarak kullanılan asenkron motorda değişken yük durumuna bağlı olarak en iyi performansta çalışması için elektronik kart tasarımı yapılmıştır. Yük kontrol ünitesinin jeneratör üzerinde oluşan gerilimini kontrol etmek için PID kontrolör kullanılmıştır. PID kontrol sayesinde jeneratör çıkış gerilimi her zaman istenilen seviyede ve frekansta tutulmuş(Alkan, n.d.).

Dağdelen tarafından ele alınan bu çalışmada, su kaynağı ve sulama alanı arasında yükseklik farkından dolayı oluşan yüksek basınç, basınç kırıcılar tarafından kırıldığı bilinmektedir. Burada kırılan basınç kullanılamayarak harcanır. Bu yüzden basınç kırıcı vana yerine mini hidroelektrik türbini veya türbin yerine pompa kullanma olasılığını Yozgat ilinde araştırmışlardır. Türbin ve pompa olarak iki farklı tesis tipi ele alınmıştır. Enerji üretiminde türbin yerine pompa kullanıldığında gelirlerin daha yüksek oranda yükselmesi gözlemlenmiştir. Gelecekte enerjiye oluşacak ihtiyaç ve fiyatlandırmanın artması, enerji üretimi veriminin yükselmesi her zaman pompa kullanarak elektrik üretiminin ekim dikim zamanları için ekonomik olacağı sonucunu ortaya çıkarmıştır (Dağdelen, n.d.).

BÖLÜM 3. POMPALAR VE SU TÜRBİNLER

Pompalar ve su türbinleri, suyun taşınması ve enerji dönüşümü gibi su kaynaklarının etkin ve verimli kullanımı için kritik öneme sahip hidrolik makinelerdir. Bu makineler, suyun hareket enerjisini mekanik veya elektrik enerjisine dönüştürerek birçok endüstriyel, tarımsal ve su yönetimi uygulamalarında kullanılmaktadır. Pompa ve türbinlerin tasarımı, performansı ve etkinliği, su kaynaklarının sürdürülebilir yönetimi açısından büyük önem taşımaktadır.

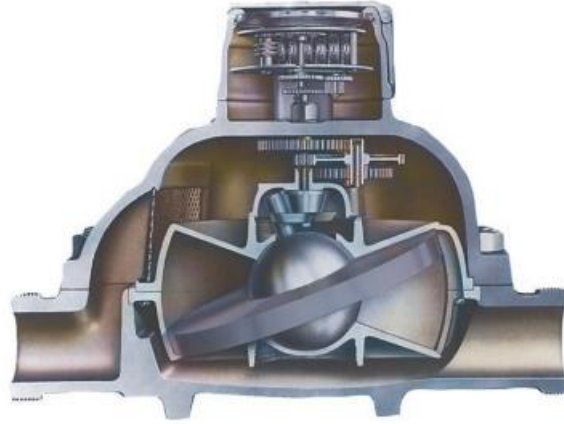
3.1. Türbinler

Su türbinleri, suyun kinetik enerjisini mekanik dönme enerjisine dönüştüren hidrolik makinelerdir. Bu makineler genellikle elektrik üretimi, sulama, su temini ve endüstriyel işlemler gibi çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Su türbinleri, su akış hızını kullanarak döner kanatlar aracılığıyla mekanik enerjiye dönüştürür.

3.1.1. Pozitif yer değiştirmeli türbinler

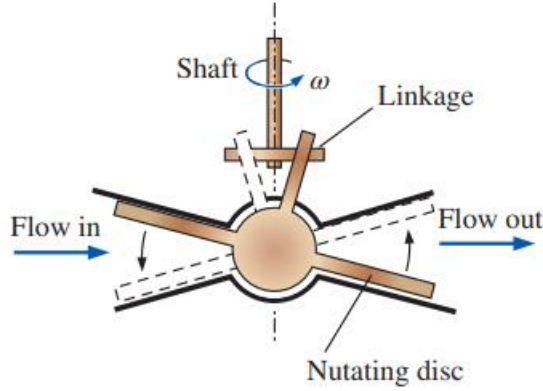
Pozitif yer değiştirmeli bir türbin, sıvı kapalı bir hacme doğru itilirken, bir shaftı döndürürken veya ileri geri hareket eden bir çubuğu yer değiştirirken geriye doğru çalışan pozitif yer değiştirmeli bir pompa olarak düşünülebilir. Sisteme daha fazla sıvı girdikçe sıvı kapalı hacmi dışarı itilir(Çengel & Cimbala, n.d.)

Pozitif yer değiştirmeli türbinde net yük kaybı vardır, yani akan akışkandan enerji alınır ve mekanik enerjiye dönüştürülür. Bununla birlikte, pozitif yer değiştirmeli türbinler genellikle güç üretimi için değil, akış hızı veya akış hacmi ölçümü için kullanılır. Yaygın örnek olarak, evinizdeki su sayacıdır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1: Su sayacı kesit görünüm.(Çengel & Cimbala, n.d.)

Ticari su sayaçları, su sayaçtan akarken sallanan ve dönen bir nutating disk kullanır. Diskin merkezinde, Şekil 3.2’de görüldüğü gibi dönen disk eksantrik dönme hareketini bir milin dönüşüne aktaran uygun bağlantıları olan bir küre vardır. Şaftın 360° dönüşünde cihaz içinden geçen akışkanın hacmi tam olarak bilinmekte olup, bu sayede kullanılan toplam su hacmi cihaz tarafından kayıt altına alınmaktadır.



Şekil 3.2: Hareket sırasında Nutating diskın gösterimi.(Çengel & Cimbala, n.d.)

3.1.2. Dinamik türbinler

Dinamik türbinler hem akış ölçüm cihazları hem de güç jeneratörleri olarak kullanılır. Örneğin, meteorologlar rüzgar hızını ölçmek için üç yuvalık bir anemometre kullanırlar (Şekil 3.3).



Şekil 3.3: Anemometre (Çengel & Cimbala, n.d.).

Deneysel akışkanlar mekaniği araştırmacıları, hava hızını veya su hızını ölçmek için küçük türbinler kullanırlar. Bu uygulamalarda, şaft güç çıkışı ve türbinin verimliliği pek dikkate alınmaz. Bu aletler, dönüş hızlarının sıvının hızına göre doğru bir şekilde kalibre edilebileceği şekilde tasarlanır. Ardından, saniyedeki kanat dönüş sayısı elektronik olarak sayılarak, sıvının hızı cihaz tarafından hesaplanır ve görüntülenir. Dinamik türbinin yeni bir uygulaması Şekil 3.4'de gösterilmektedir.

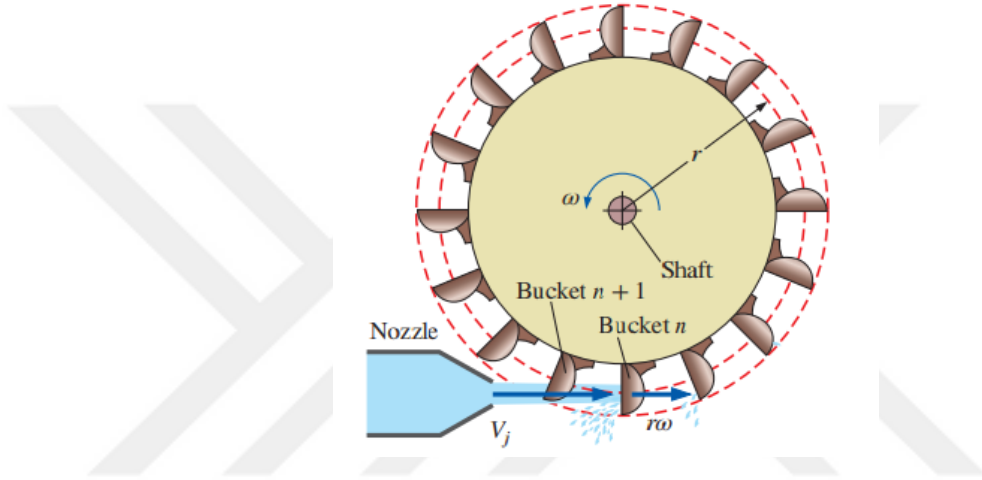


Şekil 3.4: Piper PA28 araştırma uçağı (Çengel & Cimbala, n.d.).

NASA araştırmacıları, kanat ucu girdaplarından enerji elde etmek için bir Piper PA28 araştırma uçağının kanat uçlarına türbinler monte etmişlerdir. Çıkan enerji, araç içi güç gereksinimleri için kullanılmak üzere elektriğe dönüştürülmüştür.

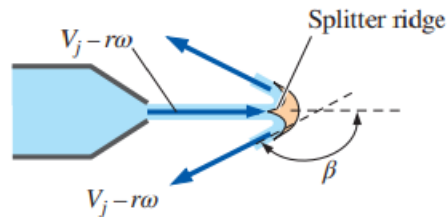
3.1.3. Darbe (itki) türbinleri

Darbeli bir türbinde sıvı, mevcut mekanik enerjisinin çoğu kinetik enerjiye dönüştürülecek şekilde bir nozülünden gönderilir. Yüksek hızlı jet daha sonra şekil 3.5'de gösterildiğı gibi türbin miline enerji aktaran kova şeklindeki kanatlara çarpar.



şekil 3.5: Pelton tipi darbeleri türbin yan görünüm(Çengel & Cimbala, n.d.).

Modern ve en verimli itki türbini, 1878'de Lester A. Pelton (1829–1908) tarafından icat edilmiştir. Bir Pelton çarkının kovaları, şekil 3.6'de gösterildiğı gibi, akışı ikiye bölecek ve yaklaşık 180° döndürecek şekilde tasarlanmıştır.



şekil 3.6: Akış anındaki gösterim(Çengel & Cimbala, n.d.).

Bu ayrıntılar bir Pelton çarkının fotoğrafında görölmektedir (şekil 3.7). şekil 3.8 çalışan bir Pelton çarkını göstermektedir.



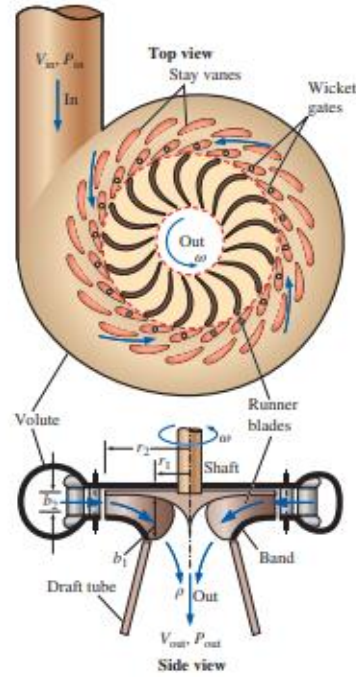
Şekil 3.7: Pelton Türbinin ayrıntılı gösterimi.



Şekil 3.8: Pelton çarkının su etkisi ile dönüşü(Çengel & Cimbala, n.d.).

3.1.4. Reaksiyon türbinleri

Ana enerji üreten hidrotürbin tiplerindendir. Destek kanatları adı verilen sabit kılavuz kanatlardan, küçük kapılar adı verilen ayarlanabilir kılavuz kanatlardan ve çark kanatları adı verilen döner kanatlardan oluşur (Şekil 3.9).



Şekil 3.9: Reaksiyon tipi türbin yapısı(Çengel & Cimbala, n.d.).

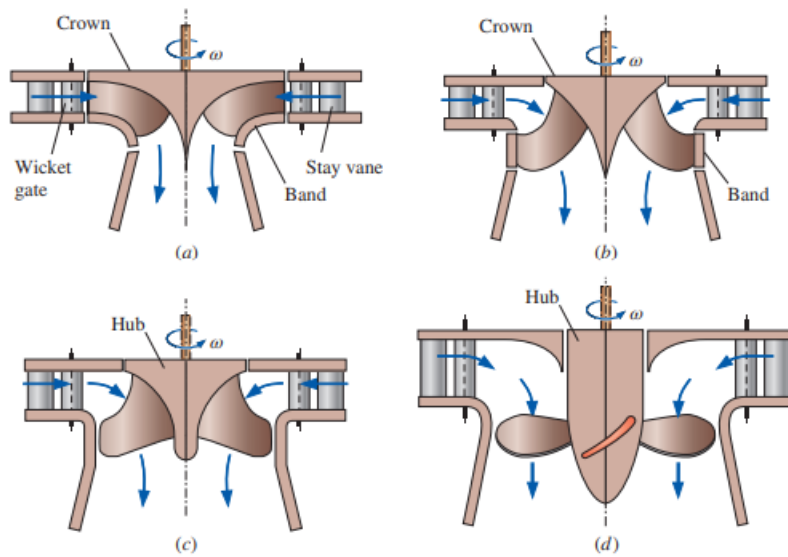
Akış, yüksek basınçta teğetsel olarak girer, spiral yuva veya salyangoz boyunca hareket ederken destek kanatları tarafından kanala doğru döndürülür ve daha sonra büyük bir teğetsel hız ile birlikte küçük kapılardan geçer. Çarklar döndükçe sıvı ve çark arasında momentum değiş tokuşu yapılır ve büyük bir basınç düşüşü olur. Darbe türbininden farklı olarak, su bir reaksiyon türbininin kasasını tamamen doldurur. Bu nedenle, bir reaksiyon türbini genellikle aynı çap, net basma yüksekliği ve hacimsel akış hızına sahip bir impuls türbininden daha fazla güç üretir(Çengel & Cimbala, n.d.).

İki ana reaksiyon türbini türü vardır: Francis ve Kaplan.

Francis türbini, geometri olarak bir santrifüj veya karışık akışlı pompaya benzer, ancak akış ters yöndedir. Bununla birlikte, geriye doğru çalışan tipik bir pompanın çok verimli bir türbin olmayacağı bilinir. Francis türbini, tasarımı 1840'larda geliştiren James B. Francis'in (1815–1892) için adlandırılmıştır.

Kaplan türbini biraz geriye doğru çalışan eksenel akışlı bir fan gibidir. Pencereden sert bir rüzgar estiğinde bir havalandırma fanının yanlış yönde dönmeye başladığını gördüyseniz, bir Kaplan türbininin temel çalışma prensibini gözünüzde canlandırabiliriz. Kaplan türbini, mucidi Viktor Kaplan'ın (1876–1934) onuruna

Akış, Şekil 3.10a'daki gibi kanala radyal olarak giriyorsa, türbin Francis radyal akışlı türbin olarak adlandırılır. Akış çarka Şekil 3.10b'deki gibi radyal ve eksenel arasında bir açıyla girerse, türbine Francis karışık akışlı türbin adı verilir. Francis türbinleri, Pelton çarklı türbinlerin yüksek düşüleri ile Kaplan türbinlerinin alçak düşüleri arasında yer alan düşüler için uygundur. Tipik bir Francis türbini 16 veya daha fazla kanal kanadına sahip olabilir. Aynı zamanda yüzde 90 ila 95'lik bir türbin verimliliğine ulaşabilir. Kanalda bant yoksa ve akış kanala kısmen dönerek giriyorsa buna pervaneli karışık akışlı türbin veya basitçe karışık akışlı türbin denir (Şekil 3.10c). Akış çarka şekil 3.10d 'deki gibi girmeden önce tamamen eksenel olarak döndürülürse, türbin eksenel akışlı türbin olarak adlandırılır(Çengel & Cimbala, n.d.).



Eksenel akışlı bir türbinin kızıkları tipik olarak yalnızca üç ila sekiz kanat içerir, bu Francis türbinlerinden çok daha azdır. Bunlardan iki türü vardır: Kaplan türbinleri ve pervaneli türbinler.

12

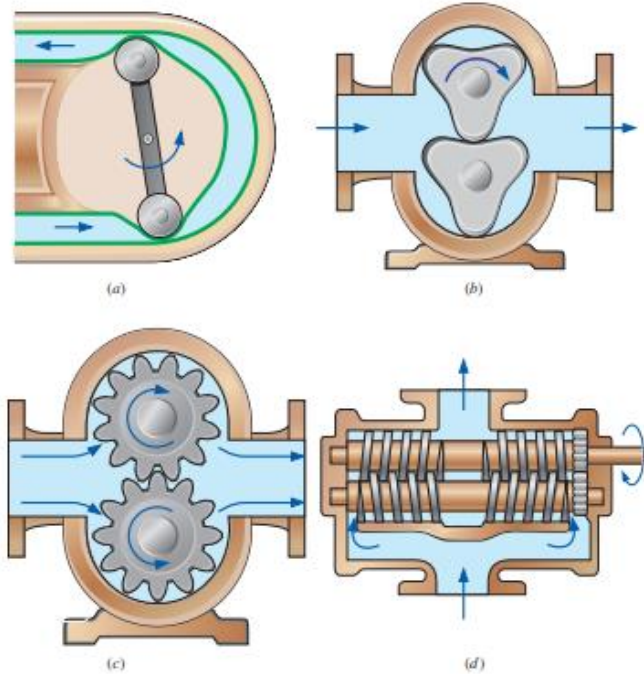
dışında Kaplan türbinleriyle neredeyse aynıdır. Pelton ve Francis türbinleriyle karşılaştırıldığında, Kaplan türbinleri ve pervaneli türbinler en çok düşük düşü, yüksek hacimli debi koşulları için uygundur. Verimlilikleri Francis türbinlerinininkine rakiptir ve %94'e kadar çıkabilir(Çengel & Cimbala, n.d.).

3.2. Pompalar

Pompalar, sıvıları bir yerden başka bir yere taşımak için kullanılan hidrolik makinelerdir. Bunlar genellikle sıvıların yerçekimi etkisiyle doğal olarak akamadığı veya istenen yere yüksek basınçta taşınması gerektiği durumlarda kullanılır. Pompalar, genellikle sıvıyı emer ve basınç oluşturarak itme yoluyla taşır. Temelde, bir pompa basınç enerjisini sıvıya aktarır ve sıvıyı bir boru hattı veya kanal boyunca taşır.

3.2.1. Pozitif yer değiştirmeli pompalar

İnsanlar uzun yıllar boyunca çok sayıda pozitif yer değiştirmeli pompa tasarladılar. Her tasarımda, sıvı genişleyen bir hacme emilir ve ardından bu hacim küçüldükçe itilir. Ancak hacimdeki bu değişikliğe neden olan sistem çeşitli tasarımlar arasında farklılıklar gösterir.

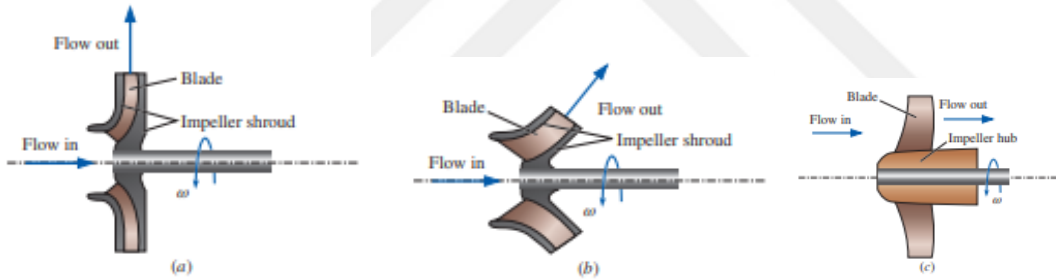


Şekil 3.11: Pozitif yer değiştirmeli pompalar(Çengel & Cimbala, n.d.).

Bir tüpü küçük tekerleklerle sıkıştırarak sıvıyı iten esnek tüplü peristaltik pompa (Şekil 3.11a) gibi bazı tasarımlar çok basittir. Diğerleri, senkronize loblu dönen kamlar (Şekil 3.11b), birbirine geçen dişliler (Şekil 3.11c) veya vidalar (Şekil 3.11d) kullanan pompalar daha karmaşıktır. Pozitif yer değiştirmeli pompalar, viskoz sıvıların veya kalın hale yakın sıvıların pompalanması gibi yüksek basınçlı uygulamalar ve tıbbi uygulamalar gibi sıvı miktarlarının net bir şekilde dağıtılacağı veya ölçüleceği uygulamalar için idealdir.

3.2.2. Dinamik pompalar

Akışkana ivme kazandıran pervane veya rotor kanatları olarak adlandırılan dönen kanatları içeren üç ana dinamik pompa türü vardır. Bu nedenle bazen rotadinamik pompalar veya basitçe döner pompalar olarak adlandırılırlar. Jet pompaları ve elektromanyetik pompalar gibi bazı dönmeyen dinamik pompalar da vardır. Dinamik pompalar, akışın pompadan çıkış şekline göre sınıflandırılır: santrifüj akış(a), eksenel akış(c) ve karışık akış(b) şeklindedir. (Şekil 3.12).



Şekil 3.12: Dinamik pompalar(Çengel & Cimbala, n.d.).

Santrifüj akışlı bir pompada, sıvı pompanın merkezine eksenel olarak yani şaftın eksenine ile aynı yönde girer, ancak pompa gövdesinin dış yarıçapı boyunca radyal olarak boşaltılır. Bu nedenle santrifüj pompalara radyal akışlı pompalar da denir.

Eksenel akışlı bir pompada, akışkan eksenel olarak; tipik mil, motor, göbek bağlantıları tarafından pompanın dış kısmı boyunca girer ve çıkar.

Karışık akışlı bir pompa, santrifüj ve eksenel arasında orta düzey bir pompadır. Akış eksenel olarak girer, merkezde olmak zorunda değildir. Ancak radyal ve eksenel arasında bir açıda çıkar.

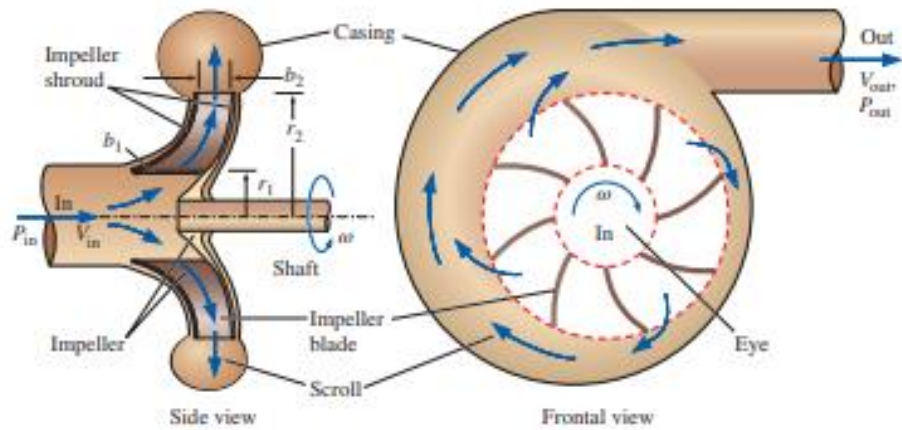
3.2.3. Santrifüj pompalar

Santrifüj pompalar ve fanlar, salyangoz adı verilen gövdelerinden kolayca tanınabilir (Şekil 3.13). Ev eşyalarının çoğunda bulunurlar; bulaşık makinelerinde, jakuzilerde, çamaşır yıkama, kurutma makinelerinde, saç kurutma makinelerinde, elektrikli süpürgelerde, mutfak aspiratörlerinde, banyo egzoz fanlarında ve fırınlarda bulunurlar. Arabalarda da kullanılabilirler bunlar motordaki su pompası, klima ünitesindeki hava fanlarıdır.



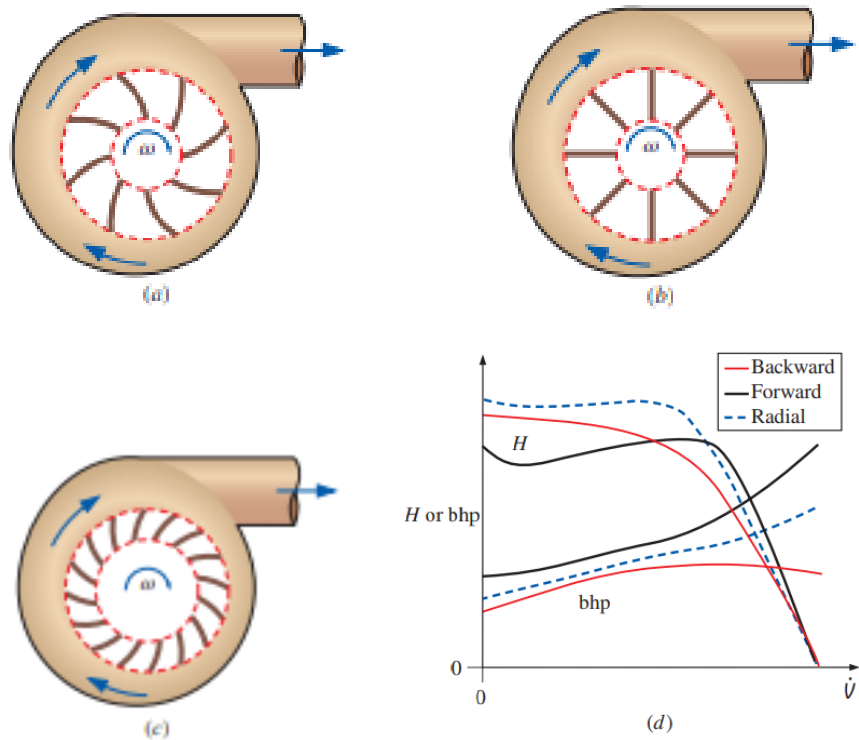
Şekil 3.13: Santrifüj hava üfleyici(Çengel & Cimbala, n.d.).

Santrifüj pompalar endüstride de mevcuttur; havalandırma sistemlerinde, yıkama işlemlerinde, soğutma havuzlarında, soğutma kulelerinde ve sıvıların pompalandığı diğer birçok endüstriyel operasyonda kullanılırlar.



Şekil 3.14: Santrifüj pompanın yan ve üst görünümü(Çengel & Cimbala, n.d.).

Bir santrifüj pompanın şematik diyagramı Şekil 3.14'te gösterilmektedir. Kanat sertliğini artırmak için pervane kanatlarını genellikle kaplama işlemi uygulanır. Pompa terminolojisinde mil, göbek, pervane kanatları ve pervane kaplamasından oluşan düzeneğe pervane veya rotor adı verilir. Akışkan, pompanın gözünden aksel olarak girer ve ardından dönen kanatlarla karşılaşır. Pervane kanatları, momentum transferi yoluyla teğetsel ve radyal hız kazanır. Aslında dairesel hareketi sürdürmek için yeterli merkezci kuvvetlerin eksikliği olan tüm merkezkaç kuvvetleriyle ek radyal hız elde eder. Akış, spiralin içine radyal olarak dışa doğru fırlatılırken hem hız hem de basınç kazandıktan sonra pervaneyi terk eder. Şekil 3.14'te çizildiği gibi, spiral salyangoz biçimli bir difüzördür. Difüzörün amacı, pervane kanatlarının arka kenarlarından ayrılan hızlı hareket eden sıvıyı yavaşlatmaktır. Böylece sıvının basıncı daha da artar ve akış birleştirilerek yönlendirilir. Daha önce de belirtildiği gibi, akış ortalama sabitse, sıvı sıkıştırılmazsa, giriş ve çıkış çapları aynıysa, çıkıştaki ortalama akış hızı girişteki ortalama akış hızı ile aynıdır. Bu nedenle bir santrifüj pompa da girişten çıkışa hız değil artan basınçtır.

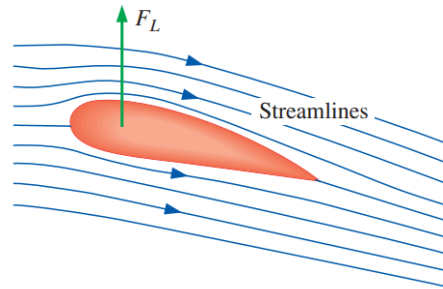


Şekil 3.15: Üç farklı santrifüj pompa karakteristiği(Çengel & Cimbala, n.d.).

Şekil 3.15'te gösterildiği gibi çark kanadı geometrisine dayalı olarak incelenmesi gereken üç tip santrifüj pompa vardır; geriye eğimli kanatlar, radyal kanatlar ve öne eğimli kanatlar. Geriye eğimli kanatlı santrifüj pompalarda (Şekil 3.15a) en yaygın olanlarıdır. Bunlar, akışkanın bıçak geçitlerine en az dönüşle girip çıktığı için üçü içinde en yüksek verimliliği sağlarlar. Radyal kanatlı santrifüj pompalar (Şekil 3.15b), en basit geometriye sahiptir ve geniş bir debi akış aralığında üçü içinde en büyük basınç artışı üretir, ancak maksimum verimlilik noktasından sonra basınç artışı hızla azalır. İleri eğimli kanatlı santrifüj pompalar (Şekil 3.15c), geniş bir debi akış aralığında neredeyse sabit bir basınç artışı üretir, ancak radyal veya geriye eğimli kanatlı pompalardan daha düşüktür. İleri eğimli santrifüj pompalar genellikle daha fazla bıçak içerir, ancak bıçaklar daha küçüktür, Şekil 3.15c'de olduğu gibidir. İleri eğimli kanatlı pompalar genellikle düz kanatlı pompalardan daha düşük maksimum verimliliğe sahiptir. Radyal ve geriye eğimli santrifüj pompalar, debi akış hızı ve basınç artışı sağlamanın dar bir aralığında gereklidir. Daha geniş bir debi akış hızı ve/veya basınç artışı aralığı isteniyorsa, radyal pompaların ve geriye eğimli pompaların performansı yeni gereksinimleri karşılayamayabilir. İleri eğimli pompaların performansı daha iyidir ve daha geniş bir değişikliği karşılar, ancak giriş gücü başına daha az basınç artışı ve daha düşük verimlilikle birlikte gelir. Geniş bir debi akış hızı aralığında büyük basınç artışı üretecek bir pompa gerekiyorsa, ileri eğimli santrifüj pompa uygun olur(Çengel & Cimbala, n.d.).

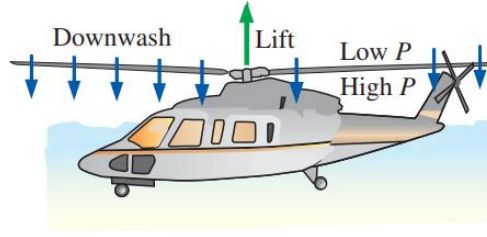
3.2.4. Eksenel pompalar

Eksenel pompalar merkezkaç kuvvetlerini kullanmazlar. Bunun yerine, çark kanatları daha çok bir uçağın kanadı gibi davranır (Şekil 3.16), dönerken akışkanın momentumunu değiştirerek kaldırma kuvveti üretir.



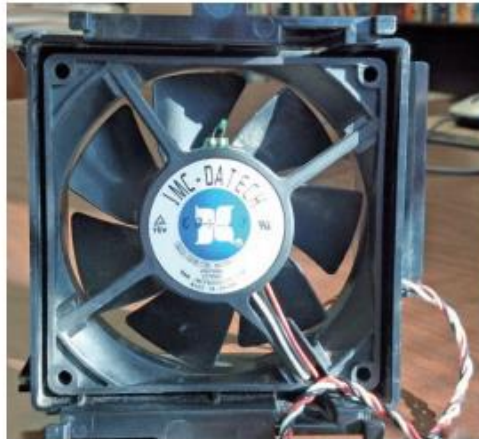
Şekil 3.16: Hava akış örneği(Çengel & Cimbala, n.d.).

Bir helikopterin rotoru bir tür eksenel akış pompasıdır (Şekil 3.17). Kanat üzerindeki kaldırma kuvveti, kanadın üst ve alt yüzeyleri arasındaki basınç farklarından kaynaklanır. Akış yönündeki değişiklik, rotor düzlemi boyunca aşağı doğru akıma yol açar. Zaman bağlı bir perspektiften bakıldığında, rotor düzleminde aşağı doğru bir hava akışına neden olan bir basınç yükselmesi vardır.



Şekil 3.17: Helikopter pervanesinde oluşan hava akımı(Çengel & Cimbala, n.d.).

Helikopter rotoru hem de uçak pervanesi, kanatların uçlarının çevresinde kanal veya hava tutucu bulunmadığından, eksenel akışlı fanlara örnektir. Yazın yatak odanızın penceresine taktığınız ortak pencere fanı da aynı prensipte çalışır ancak amaç bir kuvvet sağlamaktan çok hava üflemdir. Hava soldan sağa doğru üflenirse, fan üzerindeki kuvvet sola doğru etki eder ve fan pencere pervazı tarafından aşağıda tutulur. Ev fanının etrafındaki yapı aynı zamanda kısa bir kanal görevi görerek akışı yönlendirmeye ve kanat uçlarındaki bazı kayıpları ortadan kaldırmaya yardımcı olur. Bilgisayarların içindeki küçük soğutma fanı tipik olarak eksenel akışlı bir fanıdır. Bir pencere fanına benzer (Şekil 3.18) ve eksenel akışlı bir fan örneğidir(Çengel & Cimbala, n.d.).



Şekil 3.18: Kanallı eksenel fan(Çengel & Cimbala, n.d.).

3.3. Türbin Pompalar

TP sistemleri, geleneksel olarak bir pompa olarak kullanılan bir cihazın, ters yönde çalışarak bir türbin olarak kullanılması prensibine dayanır (Şekil 3.19). Bu sistemler, su veya başka bir akışkanın potansiyel enerjisini kullanarak elektrik enerjisi üretimini amaçlamaktadır. Bu inceleme, pompaların türbin olarak çalışma prensipleri, avantajları ve uygulama alanlarına odaklanacak ve bu teknolojinin enerji verimliliği ve sürdürülebilirlik açısından potansiyelini değerlendirecektir.



Şekil 3.19: Türbin pompa örneği.

3.3.1. Tp'lerin çalışma prensibi

Pompa türbin sistemleri, geleneksel bir su pompasının tersine dönerek suyun düşüş enerjisini kinetik enerjiye ve ardından elektrik enerjisine dönüştürme temel prensibi üzerine kuruludur. Sistem, suyun yüksek bir seviyeden düşük bir seviyeye indirilmesi sırasında türbin olarak çalışabilir. Bu durumda, suyun potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüşerek türbin tarafından mekanik enerjiye çevrilir. Mekanik enerji jeneratör tarafından elektrik enerjisine çevrilir. Elektrik enerjisi günümüz teknolojisinde uzak mesafelere taşınmaya uygundur. Elektrik motorlarıyla farklı alanlarda kullanıma elverişlidir. Bu enerjinin daha verimli bir şekilde kullanılmasını sağlar.

3.3.2. Tp'lerin avantajları

Enerji Geri Kazanımı: Pompalı türbin sistemleri, suyun düşüş enerjisini kullanarak enerji geri kazanımı sağlar, bu da enerji verimliliğini artırır.

Maliyet Etkisi: Genellikle mevcut pompa altyapısının modifiye edilmesi ile uygulanabilen bu sistem, düşük maliyetli bir enerji geri kazanım çözümü sunar.

Düşük Bakım İhtiyacı: Pompalı türbin sistemleri genellikle düşük bakım gereksinimine sahiptir, bu da uzun vadeli sürdürülebilir bir çözüm sunar. Ayrıca standart olarak seri üretimle üretildikleri için yüksek bakım maliyetleri yerine düşük maliyetle yenisi ile değiştirilebilirler.

3.3.3. Uygulama alanları

Su Dağıtım Şebekeleri: Şehir içi su dağıtım şebekelerinde, suyun doğal eğiminden kaynaklanan enerjiyi değerlendirmek için TP sistemleri kullanılabilir.

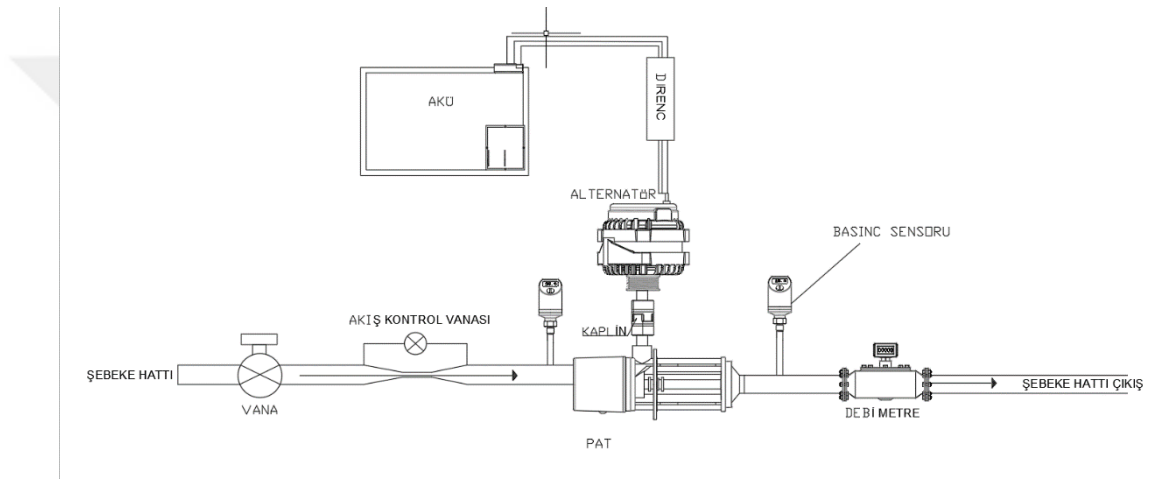
Atıksu Arıtma Tesisleri: Atıksu arıtma tesislerinde suyun düşüş enerjisi, TP'ler aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürülebilir. Bu da tesisin enerji ihtiyacının bir kısmını karşılayabilir.

Endüstriyel Su İşleme Tesisleri: Endüstriyel su işleme tesislerinde, suyun hareket enerjisi, TP kullanılarak enerjiye dönüştürülerek işletme maliyetlerini azaltabilir.

TP'ler su kaynaklarının daha etkili bir şekilde kullanılmasını sağlayarak enerji verimliliğini artıran önemli bir teknolojidir. Uygulama alanlarının çeşitliliği ve düşük maliyeti, bu sistemleri çevresel ve ekonomik açıdan çekici kılmaktadır. Gelecekte, sürdürülebilir enerji çözümleri arayışında TP'lerin daha geniş bir benimsenme görmesi muhtemeldir.

BÖLÜM 4. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde deneylerde kullanılan materyaller ve yapılan çalışmaların metotları verilmiştir. Şekil 4.1 de verilen deney şeması bilgisayar ortamında tasarlanmış ve oluşturulan sistem bu şemaya göre referans alınacaktır. Şemada görülen komponentler sırası ile aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 4.1: TP şeması.

4.1. Materyal

Deneyisel çalışmada kullanılan materyaller aşağıda sırayla şekil, resim ve çizelgelerle gösterilmiştir.

4.1.1. Alternatör çalışma ön testi

Alternatör testleri, Çakmak Vinç Sanayi firması, Elektrikhane bölümünde gerçekleştirilmiştir. Türbin sisteminin testleri ise, Sakarya Su ve Kanalizasyon idaresine bağlı hat üzerinde yapılmıştır. Şekil 4.2 de alternatör ön çalışma düzeneği, şekil 4.3 de ise Türbin deney düzeneği genel görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.2: Alternator ön çalışma düzeneği genel görüntüsü.



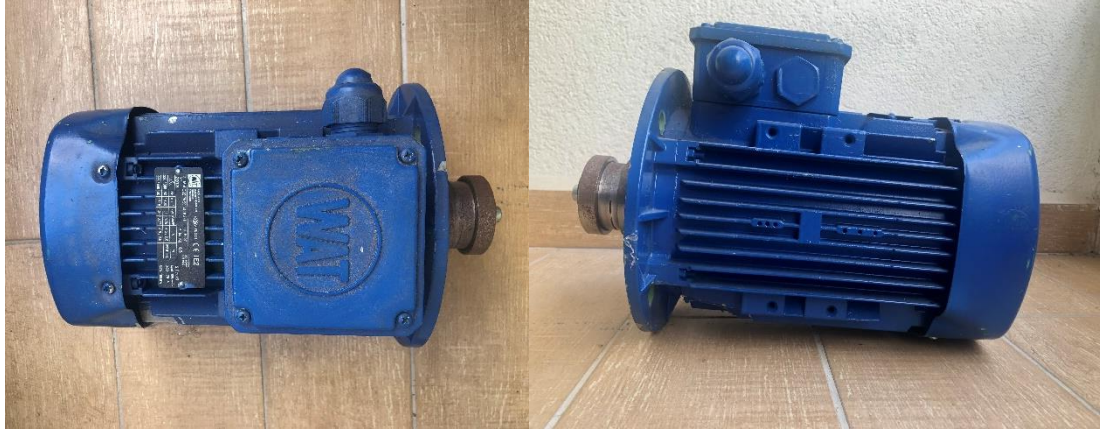
Şekil 4.3Türbin deney düzeneği genel görüntüsü.

4.1.2. Test Elektrik Motoru ve Alternatörü

Alternatör ön çalışma düzeneğinde bir adet WAT marka elektrik motoru ve bir adet alternatör kullanılmıştır. Kullanılan Elektrik motoru Teknik özellikleri Tablo 1' de verilmiştir. Elektrik Motoru şekil 4.4'de, alternatör ise Şekil 4.5'de gösterilmektedir.

Tablo 4.1: Elektrik Test Motoru Teknik Özellikleri

Marka	WAT 3 Fazlı Asenkron
Model	Q2E PA 90L4C-KG-H
Çalışma Voltajı (Üçgen Bağlantı)	220V
Çalışma Voltajı (Yıldız Bağlantı)	380V
Hz	50
min^{-1}	1430 RPM
kW	1.1
Cos θ	0.75
A (Amper)(220V)	4.5
A (Amper)(380V)	2.6
η (verim)	81.4



Şekil 4.4: Test sırasında kullanılan elektrik motoru.

4.1.3. Alternatör test düzeneğinin hazırlanması

Alternatör tahrik sistemi kayış-kasnak bağlantısı ile kurulmuştur. Elektrik motoru sehpa üzerine işkence vasıtasıyla sabitlenmiştir. Daha sonraki aşamada kayış alternatör ve motor kasnaklarına geçirilir. Alternatör kısmından kayış gerginliği ayarlanır ve mekanik

kısım tamamlanmış olur. Elektrik motoru kısmına motor sürücüler bağlanır, alternatör kısmına da multimetre bağlanmış olup test düzeneği tamamlanır.

Kasnaklar: Elektrik motoruna ait bir kasnak olmadığı için mevcut kayış ölçülerine göre kasnak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu kasnak konvansiyonel torna kullanılarak imal edilmiştir (Şekil 4.5).



Şekil 4.5: Tahrik için tasarlanan kasnak.

Kayış: Test düzeneğinde kullanılan kayış V kayış olup Çakmak Vinç firması tarafından deney düzeneğinde kullanmak üzere verilmiştir.

Multimetre: Alternatörün oluşturduğu elektrik enerjisinin ölçümü için kullanılmıştır.

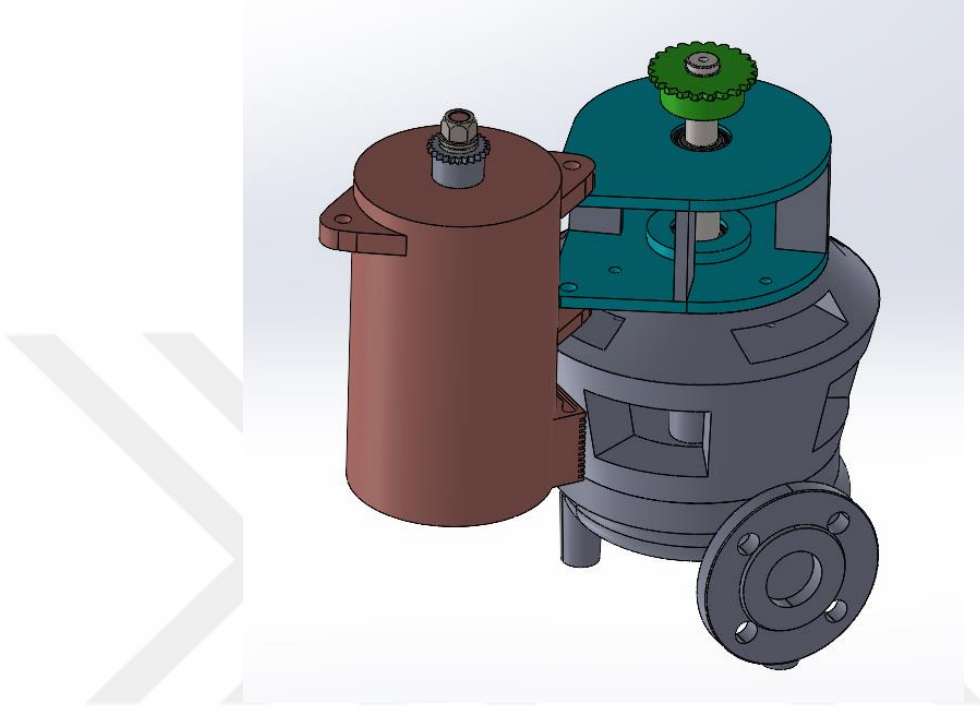
Motor Sürücü: Motor sürücü bu test düzeneğinde alternatöre bağlı motorun hız kontrolü için kullanılmıştır.

4.1.4. Türbin sistemi deney düzeneğinin hazırlanması

Esasen TP deney düzeneği hazırlanırken santrifüj pompa kullanılmıştır. Mevcut santrifüj pompa üzerindeki elektrik motoru ayrılmış ve hidrolik gücü aktarmak üzere bir güç aktarım ünitesi tasarlanmıştır. Bu ünite 4 temel ögeden oluşmaktadır ve bunlar; rijit şase, güç aktarım mili, yataklama elemanları ve zincir dişlidir.

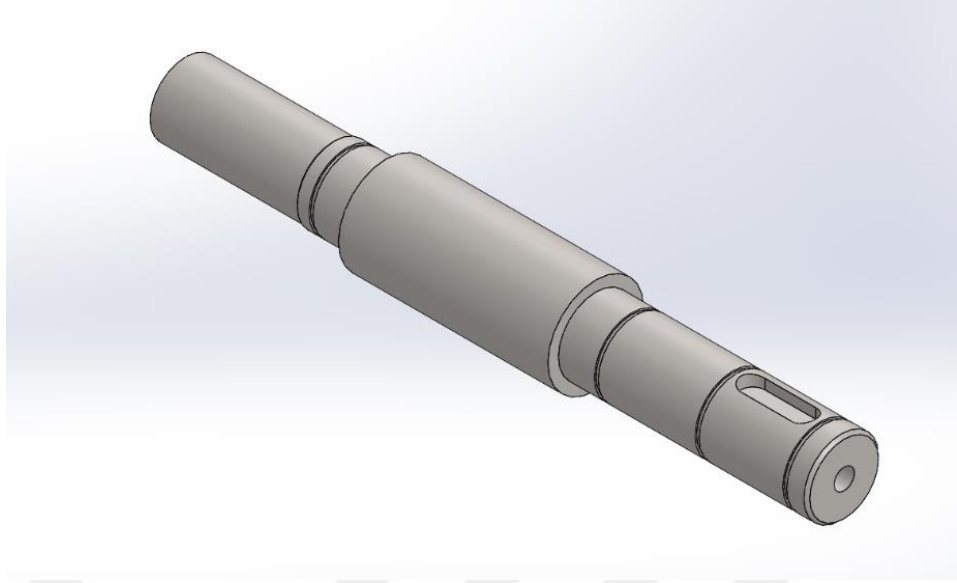
Tasarımı yapılan ve imal edilen güç aktarım ünitesi, pompa kısmına rijit olarak montajı yapılmıştır. Alternatöründe sisteme akupile edilmesinin ardından 3/8 ölçüsünde zincir kullanılarak sistem tamamlanmıştır. Mil yataklamaları 6005 serisi rulman kullanılarak sağlanmıştır. Tasarıma ait görüntü Şekil 4.6' de verilmiştir.

Hidrolik güç, aktarım mili üzerinden büyük türbin dişlisine aktarılır. Hidrolik enerji, zincir vasıtasıyla alternatör üzerindeki küçük dişliye aktarılır. Bu şekilde devir üç katına çıkartılır. Zincir dişlinin gerginliğini ayarlamak için şase üzerine vida mekanizması yapılmıştır.



Şekil 4.6: Türbin deney düzeneği tasarım görüntüsü.

Güç Aktarım Mili: Hidrolik enerjinin aktarımı için bir adet güç aktarım mili tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu mil konvansiyonel torna tezgahında (Şekil 4.7 ve Şekil 4.8) işlenmiştir.



Şekil 4.7: Güç aktarım mili.

Zincir dişli, 3/8 zincir ile tahrik edileceği için dişlinin montajı için gerekli kama yeri freze tezgahında açılmıştır. Zincir dişli ve rulmanların sabitlenmesi için segman kanalları açılmıştır. Ayrıca ileride oluşabilecek rulman sorunları öngörülerek mil üzerine M8x20 diş açılmıştır. Bu diş vasıtasıyla mili yuvadan çektilerak çıkartmak mümkün olacaktır.



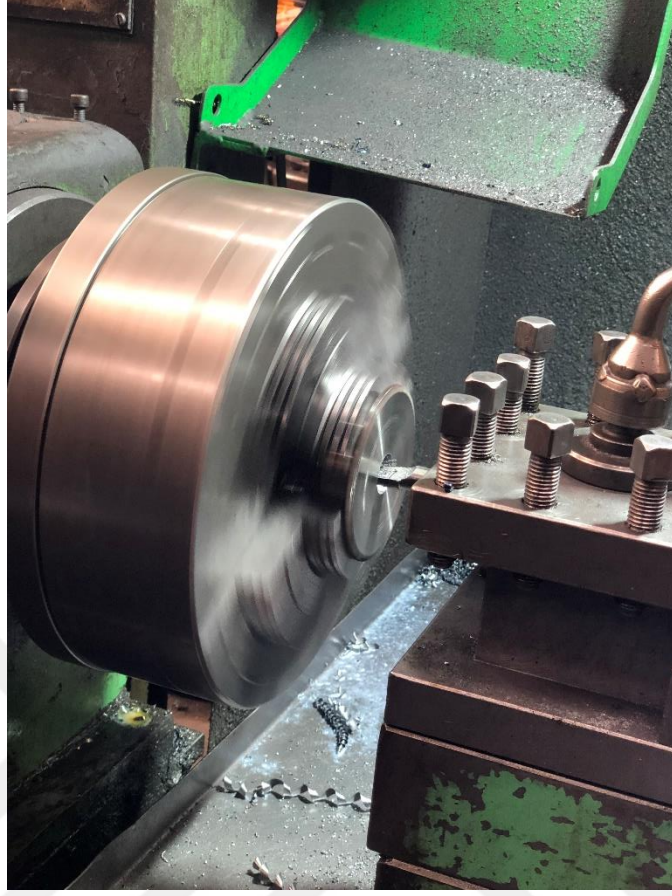
Şekil 4.8: Güç aktarım mili işlenme sonrası.

Alternatör ve Türbin Zincir Dişlileri: Mevcut piyasada standart olarak kullanılan 3/8 ölçüsünde zincir dişli kullanılmıştır. Alternatör ve türbindeki dişli oranları yapılan hesaplamalar sonunda alternatör 18, türbin 54 diş olarak bulunmuştur (Şekil 4.9). Standart dişlilere aktarımın kamalar ile sağlanmasından dolayı var-gel tezgahında kama kanalları açılmıştır.



Şekil 4.9: Standart bir zincir dişli görünümü.

Zincir dişlilerin mil yuvaları torna tezgâhı (Şekil 4.10) kullanılarak açılmıştır. İmalat sırasında verilen imalat resimlerindeki geçme toleransları komparatör (Şekil 4.11) ile ölçülmüştür.



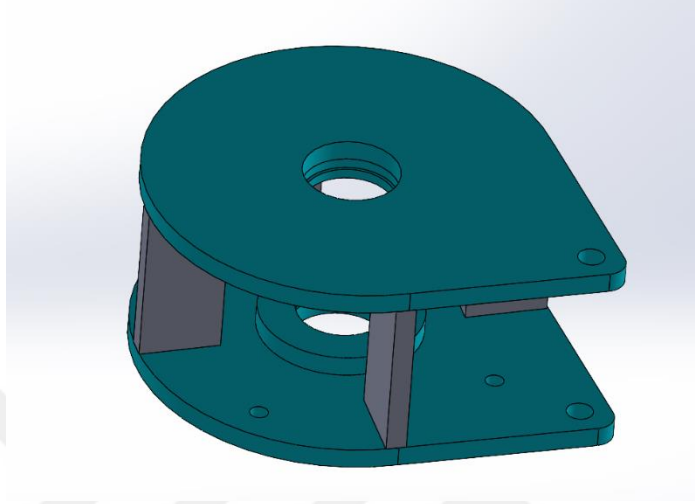
Şekil 4.10: Zincir dişli işleme görünümü.



Şekil 4.11: Mil yuvası kontrolü.

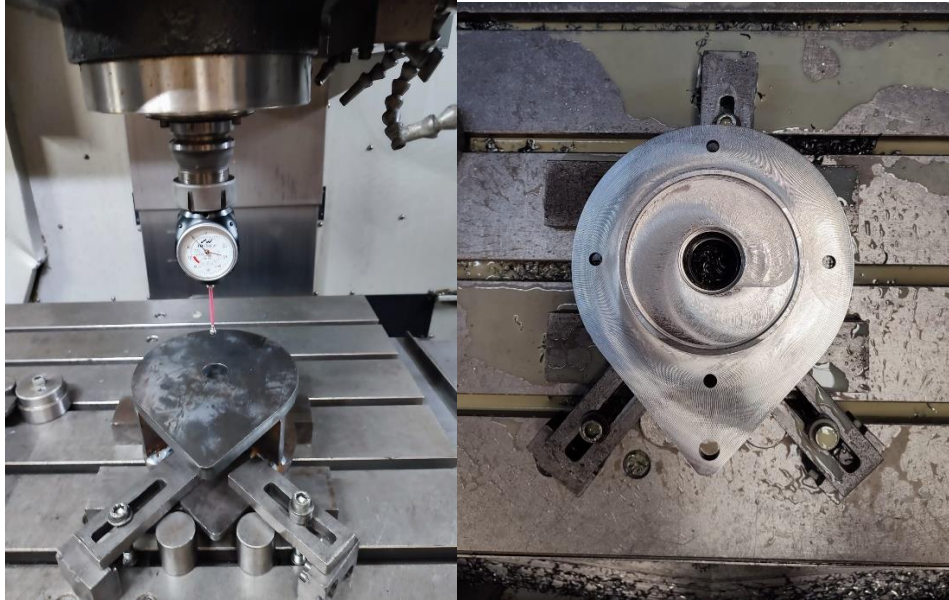
Rijit Yataklama Şasesi: Alternatör bağlantı kulakları referans alınarak tasarlanmıştır. Şekil 4.6’de daha detaylı şekli görülmektedir. Oluşabilecek yanıl yüklerle karşı

koyabilmek için bağlantı lamaları 10mm kalınlığında plakalar kullanılarak yapılmıştır. Rulmanların akılacağı kısımlarda CNC yükünü azaltabilmek için, iç kısımlarda 10mm plakalardan dış kısımda ise 15mm plakalar kullanılmış ve sonradan bu plakalar kaynakla birleştirilmiştir (Şekil 4.12).



Şekil 4.12: Rijit yataklama şasesi.

Plazma tezgahında kesilen bu parçalar kaynakla birleştirildikten sonra CNC dik işleme merkezinde tasarıma ait teknik resimlere bağlı kalarak yataklama yuvaları ve bağlantı elamanlarının delikleri açılmıştır (Şekil 4.13).



Şekil 4.13: Rijit yataklama şasesi CNC işleme.

A 3D CAD model of a mechanical assembly. It features a green, gear-like component with a central grey shaft. The shaft is supported by a red bearing housing, which is mounted on a blue base. The assembly is shown in a perspective view, highlighting the various components and their assembly.

30

Zincir Dişli Sistemi: Hidrolik enerjisini alternatöre ulaştırmak için güç aktarım mili ve alternatör mili arasında kullanılmıştır. Güç aktarımında kayıpların önüne geçmek amacıyla zincir dişli sistemi seçilmiştir. Alternatör milinin 120°'lik dönüşüne karşılık güç aktarım mili 360° dönüş yapması için alternatör zincir dişlisinde 18 diş, güç aktarım mili üzerindeki zincir dişlisinde 54 diş vardır. İki zincir dişli arası zincirin gerginliğini ayarlamak için civata bağlantısı ile gerdirme imkânı sağlanmıştır.

Santrifüj Pompa : Türbin test ünitesi oluşturulurken bir adet Standart Pompa marka, SNL 65-160 Model bir pompa kullanılmıştır. Kullanılan santrifüj pompanın teknik özellikleri aşağıda Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.'de verilmiştir. Santrifüj pompa Şekil 4.3'de görülmektedir.

Tablo 4.2: Standart Pompa Teknik Özellikleri

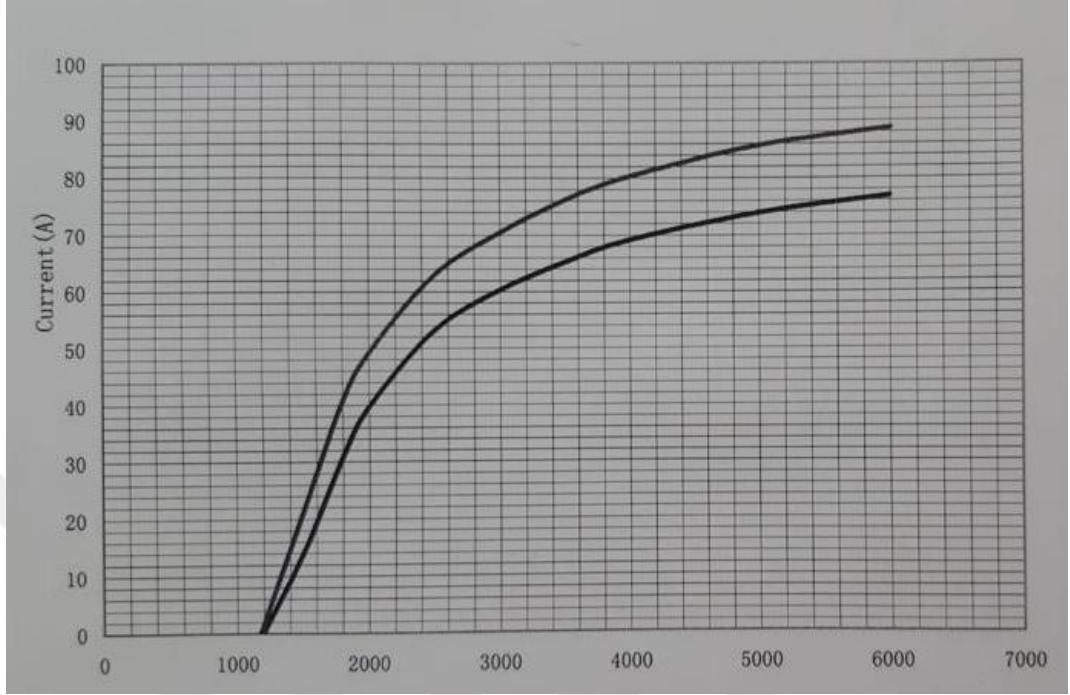
Marka	Standart Pompa
Model	SNL 65-160
Q	22 m ³ /h
P	1.1 Kw
N	1450 RPM
H	11 m
D	181 mm

Alternatör: Santrifüj pompaya aküple edilerek elektrik üretimi sağlamak amacı ile LEA0165 model 2kW alternatör kullanılmıştır. Kullanılan alternatörün teknik özellikleri Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.' de verilmiştir. Alternatör Şekil 4.3' g örülmektedir.

Tablo 4.3: Alternatör Teknik Özellikleri

Turn On Speed		Zero Speed		Yarım Yük		Tam Yük	
(rpm)		(rpm)		1800rpm	2500rpm	6000rpm	4000rpm
Sıcak	1282		1197	30.7A	53.2A	69.1A	76.8A
Soğuk	1225		1178	40.3A	63A	80.3A	88.7A
Voltaj Test		Yük Performans Testi			Hız Performans Testi		
Durum	Voltaj	Durum	DeltaU		Durum	Delta U	
	27.8-28.6	rpm 6000	≤ 0.5		Akım 8	≤ 0.4	
rpm 6000	sıcak 28,48	A 8	Sıcak 0,6	hız 1500	Sıcak 1,4		
amper 5	soğuk 28.51	A 72	Soğuk 0,5	Max 6000	Soğuk 0,8		
				hız			

Alternatörler farklı devirlerde, farklı akım değerleri üretecektir. Teste kullanılacak alternatörün devir-akım grafiği Şekil 4.16’de verilmiştir.



Şekil 4.16: Devir- Akım grafiği.

4.1.5. Türbin testlerinde kullanılan ölçüm cihazları

Basınç Sensörü: Türbin Pompanın giriş ve çıkış basınç farkını ölçmek üzere kullanıldı. Örnek olarak şekil 4.17’de görülmektedir. Kullanılan basınç sensörleri, 0-25 bar arası basıncı 0,1 bar hassasiyetle ölçebilmektedir.



Şekil 4.17: Sembolik basınç sensörü.

Debi Metre: Boruda geçen suyun debisini ölçmek için kullanılmıştır. 0-50 l/s aralığında 0,1 l/s hassasiyetinde ölçüm yapabilmektedir (Şekil 4.18).



Şekil 4.18: Debi metre.

Akış Kontrol Vanası: Akış esnasında boruda kendinden önceki değişken basıncı kendin sonra ayarlanan bir değerde sabit olarak tutabilmektedir. Böylece borudaki basınç hıza dönüşse bile ana borudaki yüksek basınç sayesinde her zaman sabit basınç altında kalabilmektedir. Böylece kullanım yerlerine ulaştırılan su konfor şartlarını sağlayacak şekilde istenilen basınçta kalabilmektedir. Kullanılan akış kontrol valfi 1-9 bar arası basıncı çıkışta 0-10 bar arası istenilen basınçta tutabilmektedir. Ancak giriş basıncının çıkış basıncından her zaman yüksek olması şarttır. Vana içinde herhangi bir enerji aktarımı olmamaktadır (Şekil 4.19).



Şekil 4.19: Akış kontrol vanası.

Yük Kontrol Ünitesi: Yük kontrolünü sağlamak üzere 21 W 24 V_{DC} 20 adet ampulden oluşan bir yük ünitesi oluşturulmuştur.

Takometre: Alternatör ve/veya türbin pompanın devrini (RPM) ölçmek amacı ile kullanılmıştır. 1d/d hassasiyetinde ölçüm yapmaktadır.

4.2. Metot

4.2.1. Pompaların türbin olarak kullanım avantajları

Standart pompa üniteleri, tersine çalıştırıldığında mikro hidroelektrik üretimi için türbinlere göre bazı avantajlara sahiptir. Pompalar çeşitli ihtiyaçlara göre seri olarak üretilmektedir. Mikro türbinlere göre bazı avantajları şu şekildedir;

- Türbin ve jeneratör seti olarak kullanılabilir. Pompa ve elektrik motoru aküpledır.
- İhtiyaça göre pompa çeşiti bulmak kolaydır.
- Türbinlere göre daha düşük maliyetlidir.
- Çok sayıda üretim olduğundan dolayı temin süresi kısadır.
- Yedek parça kolaylıkla bulunabilir.
- Tahrik doğrudan aktarım (direct drive) ise kayıp çok azdır.

- Monoblok yapısı olan pompalar tercih edilirse daha düşük maliyetlidir.
- Daha uzun rulman ömrü vardır. Radyal kuvvet gelmez.

4.2.2. Doğrudan aktarım olarak kullanılan TP

TP'nin geleneksel bir türbin yerine kullanılmasının avantajlarından biri, bir kayış tahriki kullanmama imkanıdır. Ancak, bazı durumlarda bir TP'ye bir kayış tahriki yapmanın avantajı olabilir. Doğrudan tahrik sistemini kullanmanın avantajları aşağıdaki gibidir;

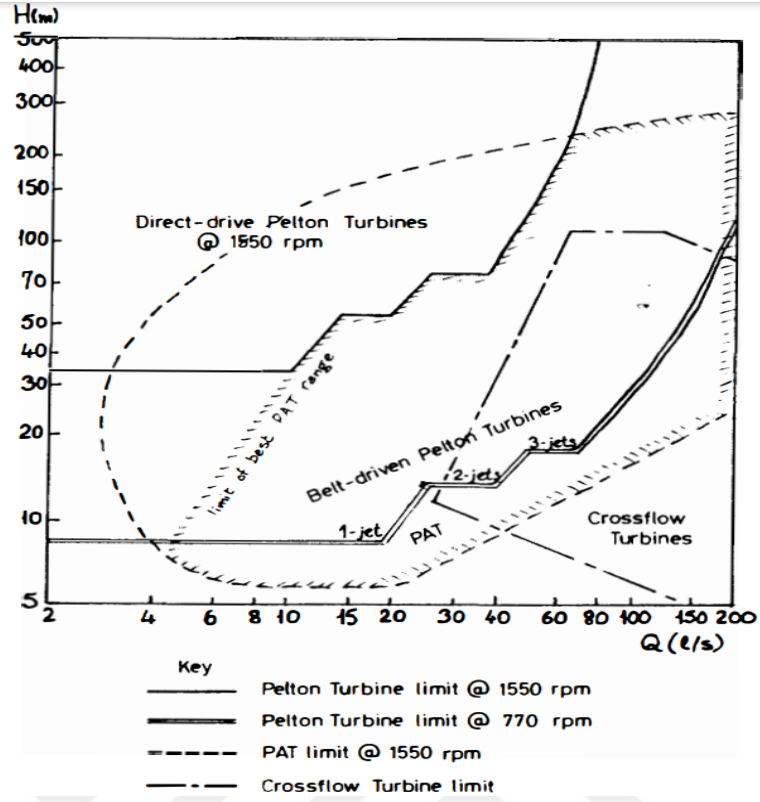
- Tahrikte çok düşük sürtünme kaybı oluşacaktır.
- Daha kolay kurulum yapılıır. TP ve jeneratör monoblok olarak gelir.
- Daha düşük maliyetlidir.
- Daha uzun rulman ömrü vardır. Rulmanlarda yanıl kuvvetler oluşmaz.
- Daha az bakım gerektirir. Kayış gerilimini ayarlama veya kayışları değıştirme ihtiyacı yoktur.

Sadece elektrik üretimi için kullanılacak mikro-hidro türbinler için projelerde akuple pompa-jeneratör ünitelerinin kullanılması önerilir ve mümkünse en basit kurulum gereklidir. Bununla birlikte, bu tür entegre ünitelerin kullanımına yönelik bazı sınırlamalar şunlar olabilir:

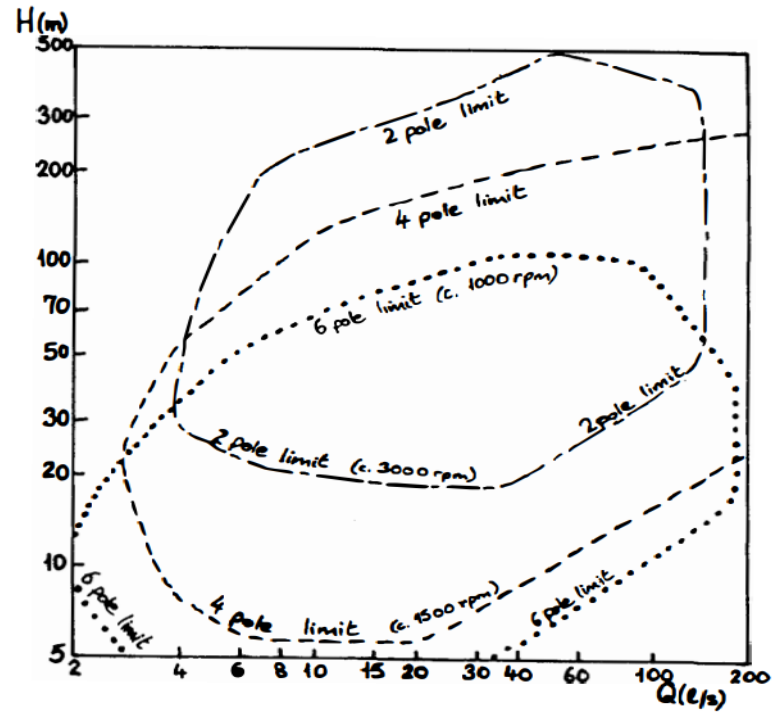
- Belirli bir TP için mevcut olan jeneratör seçenekleri sınırlıdır.
- Mekanik yükleri doğrudan TP'ye bağlama olasılığı yoktur.

4.2.3. Uygun saha düşüşü ve akış aralığı

Standart santrifüj pompalar farklı tip bıçaklarda ve farklı akışları kapsayacak şekilde üretilir. Uygun çalışma aralığında TP'ler Pelton türbinleri, çapraz akışlı türbinler ve küçük Francis türbinlerini kapsayan aralıkta kullanılabilir. Şekil 4.20'deki grafikte bazı türbinlerin düşüleri ve akış aralığı gösterilmiştir(A. Williams, 1995).



Şekil 4.20: Basma yükseklikleri ve akış aralığı(A. Williams, 1995).



Şekil 4.21: Doğrudan tahrikli pompaların türbin olarak kullanımı için düşü-akış aralıkları(A. Williams, 1995).

Pompa olarak kullanılan bir türbinin, maliyet ve basitlik açısından en büyük avantajı, alternatifin genellikle düşük akışta çalışan bir çapraz akış türbini veya çoklu jetli Pelton türbini olduğu bölgelerde ortaya çıkmaktadır. Şekil 4.21'deki çizgili alan tarafından gösterilen bu uygulamalar için, bir çapraz akış türbini genellikle eşdeğer bir TP'ye göre çok büyük olacaktır. Çünkü küçük çapraz akış türbinleri, rotorun imalatındaki zorluk nedeniyle daha büyük olanlardan daha pahalıdır. Bu nedenle, bir çapraz akış kurulumu, standart bir jeneratörü çalıştırmak için bir kayış tahrikine ihtiyaç duyacak büyük bir türbin gerektirecektir. Bu uygulama için bir Pelton türbini üç veya dört jet gerektireceğinden, kasa ve nozullar için karmaşık bir düzenleme ortaya çıkmaktadır, ancak çeşitli akış hızlarıyla çalışma esnekliği açısından TP'den daha avantajlı olabilir. Bu aralıkta küçük bir Francis türbini de kullanılabilir, ancak çapraz akış türbininden daha pahalı olacaktır. Pompa olarak türbin kullanımını belirleyen şey, sabit bir akış hızı gerektirmesi ve bu nedenle yıl boyunca yeterli su kaynağının bulunduğu bölgeler için daha uygun olmaktadır (A. Williams, 1995).

4.2.4. Pompa olarak türbin kullanmanın sınırlamaları

Pompa olarak türbin kullanmanın sınırlamalarını genişletmenin birkaç yolu vardır. Genellikle amaç için özel tasarlanmış bir su türbini, değişken bir rehber kanat veya vaneye sahiptir, bu da sistemin geniş bir akış hızı aralığında verimli bir şekilde çalışmasına olanak tanır. Ancak, bir standart santrifüj pompası türbin olarak kullanıldığında, bu tür bir ayarlama mümkün değildir. Bununla birlikte, bir kez kurulduktan sonra, saha koşullarına uygun bir şekilde seçilmiş bir TP, maksimum verimliliğe yakın bir performans sergiler. Akış hızı maksimum verimlilik için gereken değer biraz altına düşerse, yine de güç üretilebilir, ancak bu durumda elde edilen güç miktarı azalır (A. Williams, 1995). Düşük akış hızlarıyla başa çıkmak için bir seçenek de aralıklı çalışmadır. Özel bir emiş sistemi ve küçük bir depo tankı kullanarak, pompa olarak türbin sistemi aralıklı bir şekilde çalışabilir. Akış hızı arttığında, yalnızca bir pompa kullanarak daha fazla güç elde etmek mümkün değildir. İkinci bir pompa eklemek bir seçenek olabilir, ancak birden fazla ünite kurmanın maliyeti, geleneksel bir türbin satın almanın avantajını ortadan kaldırabilir. Doğrudan tahrikli bir elektrik jeneratörü kullanılıyorsa, türbin ve jeneratör aynı hızda çalışmalıdır. Bu durum, pompanın çalışabileceği akış hızı aralığını da sınırlayabilir. Ayrıca, jeneratörün

(elektriksel veya mekanik) aşırı yüklenmesinden kaçınmak için dikkatli olunmalıdır. İndüksiyon jeneratörlerinin elektrik çıkışı genellikle güç çıkışının %80'i ile sınırlanır.

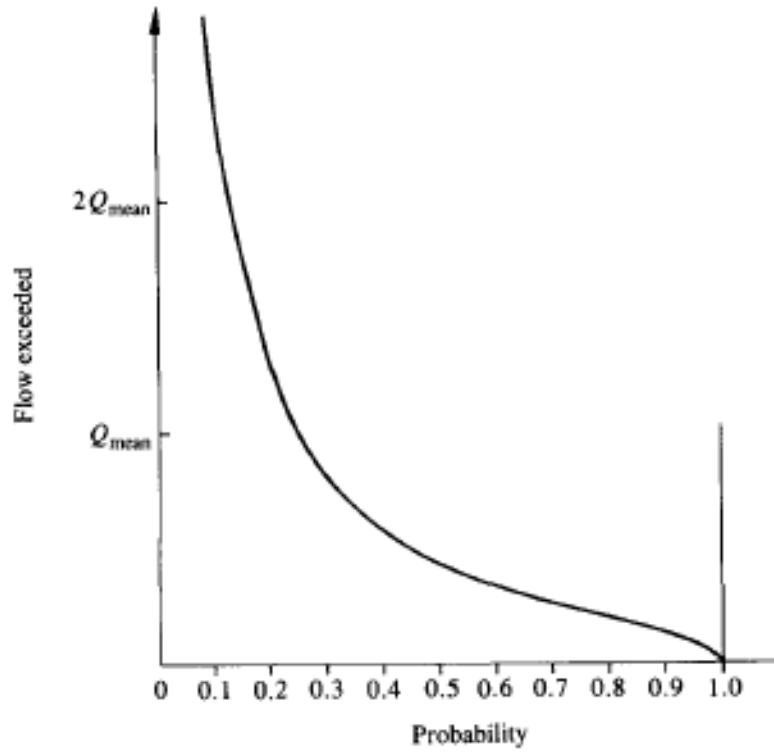
4.2.5. Pompaların türbin olarak seçim yöntemleri

Türbinler standart santrifüj pompalara göre ters yönde çalışabilmektedir. 100 kW dan düşük hidrolik enerji projeleri için özel tasarım türbin sistemleri daha uygun çözüm olabilmektedir. Fakat pompaları türbin olarak ters çevirmek istenildiğinde, türbin olarak test edilmeli veya hesaplanması gerekmektedir. Pompa performansının en iyi noktaları için literatürde çeşitli yöntemler mevcuttur.

Santrifüj pompalar uzun yıllardır türbin olarak kullanılsa da türbin performansını elde edilmesi zor olmaktadır. Türbin performansını belirlemek önemli olmaktadır. Sabit çalışma hızlarına sahip bir santrifüj pompa türbin olarak kullanılırsa, belirli bir düşü ve debilerde etkili çalışır.

4.2.6. Akış eğrileri

Tasarıma başlanmadan önce türbin pompaların hangi alanda kullanılacağı dikkate alınarak seçilmelidir. Bunun sebebi farklı alanlarda kullanım sistem parametrelerini etkilemektedir. Türbin pompaları tahrik eden akış, zamana göre değişebilmektedir. Bu değişim akış süresi eğrisi tarafından açıklanmaktadır. Bu eğri, akış ölçümüne göre çizilir. Şekilde 4.22 de küçük akarsuya ait akış süresi eğrisi verilmiştir(A. A. Williams, 1994a).



Şekil 4.22: Küçük havza için akış süresi eğrisi(A. A. Williams, 1994a)

4.2.7. Türbin pompaların türbin tahminindeki hata sonuçları

Pompaların türbin performansını tahmin etme yöntemlerinin çoğunluğu, türbinin en iyi verimlilik noktasını tahmin etmek için kullanılmaktadır. Fakat en iyi verimlilikteki düşü ve debi değerlerindeki tahmin edilen değerler ile test sonuçları arasındaki karşılaştırma olumsuz tahminin etkilerini direkt olarak göstermez. Bunun sebebi türbin pompaların tek bir eğri tarafından tanımlanmış olmasıdır. Türbin pompa özellikleri ve saha koşulları dikkate alındığında türbinin performansını etkileyen çıkış gücü, debi ve verimlikte oluşan değişim bize daha faydalı bir karşılaştırma sunar. Bu karşılaştırma için, Stepanoff tarafından yayınlanan Knapp'ın radyal akışlı pompa ve Swanson'ın karışık akışlı pompa için yaptığı test sonuçları kullanılmıştır, bu sonuçlar düşü, debi ve hızda geniş bir aralıkta türbin performansını göstermektedir (A. A. Williams, 1994b). Tablo 4.4 ve 4.5 de gösterilmiştir.

Tablo 4.4: TP tahmininin etkileri: radyal akışlı pompa(A. A. Williams, 1994b).

%	%0 Boru Düşü Kaybı			%20 Boru Düşü Kaybı		
	P(W)	$Q(m^3/s)$	η	P(W)	$Q(m^3/s)$	η
$H_{bep} = \%80$	89	92	97	94	94	97
$Q_{bep} = \%80$						
$H_{bep} = \%120$	66	67	96	82	75	98
$Q_{bep} = \%80$						
$H_{bep} = \%80$	134	138	97	105	125	99
$Q_{bep} = \%120$						
$H_{bep} = \%120$	99	103	96	98	102	96
$Q_{bep} = \%120$						

Tablo 4.5: TP tahmininin etkileri: aksiyal akışlı pompa(A. A. Williams, 1994b).

%	%0 Boru Düşü Kaybı			%20 Boru Düşü Kaybı		
	P(W)	$Q(m^3/s)$	η	P(W)	$Q(m^3/s)$	η
$H_{bep} = \%80$	88	87	100	92	88	99
$Q_{bep} = \%80$						
$H_{bep} = \%120$	72	76	94	86	78	100
$Q_{bep} = \%80$						
$H_{bep} = \%80$	131	131	100	108	124	100
$Q_{bep} = \%120$						
$H_{bep} = \%120$	108	114	94	96	111	92
$Q_{bep} = \%120$						

Dikkate değer bir husus, bir alanın penstock'ta yüksek sürtünme kaybıyla tasarlanmış olması durumunda, türbin tahminindeki hataların enerji üretimi, gerekli akış ve türbin verimliliği üzerindeki etkilerinin, penstock'ta kayıp olmaması durumuna göre daha az olduğudur. Bir TP kullanıldığında, başlangıç sermaye maliyetlerini azaltma ihtiyacıyla uyumlu olan büyük kayıpların olduğu bir penstock tasarımı sıklıkla benimsenir. Eğer sürtünme kayıplarını azaltmak için daha büyük çaplı bir penstock sağlamak için ek finansman mevcut ise, o zaman geleneksel bir türbin için gereken ek yatırım da mantıklı olabilir (A. A. Williams, 1994b).

4.2.8. Pompanın en iyi verimlilik değeri kullanılarak TP performans tahmini

Literatürde türbin performansının tahmin edilmesinde pompanın en verimli noktasındaki düşü ve debi değerlerinin verimlilikle ilgili faktör olarak kullanılarak türbin düşü ve debi değerlerini elde etmişlerdir. İlk olarak Childs aynı akış için türbin en iyi verimliliği ile pompa en iyi verimliliğinin yaklaşık olarak eşit olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, en iyi verimlilik çalışması için türbin çıkış gücünün pompa giriş gücüne eşit olduğunu varsaymıştır(A. A. Williams, 1994a).

$$P_t = \rho g Q_t H_t \eta_t = \frac{\rho g Q_p H_p}{\eta_p} = P_p \quad (4.1)$$

Aynı zamanda $\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{H_t}{H_p}$ şeklinden ele alınabileceğinden;

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (4.2)$$

ve

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (4.3)$$

Şeklinde yazılabilmektedir. Burada ;

P_t türbin mil gücünü (W)

ρ su yoğunluğunu (kg/m^3)

g yer çekimi sabitini (kg/s^2)

Q_t türbin debisi (m^3/s)

H_t türbin düşüsü (m)

η_t türbin verimi

Q_p pompa debisi (m^3/s)

H_p pompa düşüsü (m)

η_p pompa verimi

P_t pompa mil gücünü (W) ifade etmektedir.

4.2.9. Stepanoff'un yöntemi

Stepanoff, pompa verimliliğine dayanan bir yöntem kullanır, türbin ve pompa düşü ile akış oranlarını pompanın hidrolik verimliliği ile ilişkilendirir ve aşağıdaki denklemlerle ifade eder;

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_{hp}} \quad (4.4)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_{hp}^2} \quad (4.5)$$

Hidrolik verimlilik genellikle bilinmediğinden dolayı, aşağıdaki basitleştirme yapılmıştır,

$$\eta_{hp} = \sqrt{\eta_p} \quad (4.6)$$

Bununla birlikte denklem aşağıdaki gibi olmaktadır;

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\sqrt{\eta_p}} \quad (4.7)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (4.8)$$

Denklem 4.3 ile aynı sonuç ortaya çıkmıştır.

4.2.10. Sharma'nın yöntemi

Sharma, pompa verimliliğine bağlı oranları kullanan bir tahmin yöntemi geliştirmiştir. Child tarafından sunulan yöntemde olduğu gibi, $P_t = P_p$ ve $\eta_p = \eta_t$ varsayımlarını kullanır.

$$\frac{Q_t H_t}{Q_p H_p} = \frac{1}{\eta_p^2} \quad (4.9)$$

Engel tarafından geliştirilen başka bir denklemi kullanarak, pompa ve türbin işletimi için iki özel hızı ilişkilendiren ve denklem 4.5'in basitleştirmesini içeren şu sonucu elde eder:

$$n_{qt} = \sqrt{\eta_p} n_{qp} \quad (4.10)$$

$$\frac{\sqrt{Q_t}}{H_t^{0.75}} = \sqrt{\eta_p} \frac{\sqrt{Q_p}}{H_p^{0.75}} \quad (4.11)$$

Bu denklemlerde, n_{qt} genellikle bir pompa için tanımlanan özgül hızdır. Şu şekildedir;

$$n_{qt} = \frac{N_t \sqrt{Q_t}}{H_t^{0.75}} \quad (4.12)$$

Denklem 4.9 ve 4.11 birleştirildiğinde

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p^{0.8}} \quad (4.13)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p^{1.2}} \quad (4.14)$$

Şeklinde yazılır.

4.2.11. Alatorre-Frenk'in yöntemi

Alatorre-Frenk ve Thomas tarafından sunulan yöntem, sınırlı sayıda TP verisine denklemler uydurulmasına dayanmaktadır. Denklemler yine pompa verimliliğine dayanmaktadır ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{0.85\eta_p^5 + 0.385} \quad (4.15)$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{0.85\eta_p^5 + 0.385}{2\eta_p^{9.5} + 0.205} \quad (4.16)$$

Bu denklemler kullanılarak, üreticiden alınan pompa performans verilerinden türbine ait en iyi verim noktasını tahmin edilebilmektedir.

4.2.12. Schmiedl'in yöntemi

Schmiedl tarafından sunulan türbin tahmin yöntemi, tahmini bir hidrolik verimlilik değeri kullanır. Bu durumda, hidrolik verimlilik aşağıdaki denklemle verilir:

$$n_{hp} = \sqrt{\eta_p^{0.5} \eta_t^{0.5}} \quad (4.17)$$

Türbinin en iyi verimlilik noktası için denklemler şu şekilde olur;

$$\frac{Q_t}{Q_p} = -1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}} \quad (4.18)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = -1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2} \quad (4.19)$$

4.2.13. Türbin performans tahmininin belirlenmiş hız kullanarak gerçekleştirilmesi

Grover yöntemi

Grover'ın yöntemi şu şekildedir:

$$\frac{H_t}{H_p} = 2.693 - 0.0229n_{qt} \quad (4.20)$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = 2.379 - 0.0264n_{qt} \quad (4.21)$$

Bu denklemler, uygulama alanlarını $10 < n_{qt} < 50$ aralığındaki özgül hızlara sınırlamaktadır.

4.2.14. Hergt's method

Bu yöntem, türbin özel hızının bir fonksiyonu olarak verilen düşü ve akış oranları bandını gösterir. Merkezi eşleşen basit denklemler şunlardır:

$$\frac{H_t}{H_p} = 1.3 - \frac{6}{n_{qt} - 3} \quad (4.22)$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = 1.3 - \frac{1.6}{n_{qt} - 5} \quad (4.23)$$

4.2.15. Pompa türünün seçimi

Farklı pompaların türbin olarak kullanılması üzerine yapılan incelemeler, mikro-hidro uygulamaları için uygun birkaç pompa tipi olduğunu göstermektedir. Bu tipler, bir endüksiyon jeneratörü ile ters çalışabilirler (A. Williams, 1995).

- Santrifüj Pompalar: Son emişli pompalar en uygun olanlardır, iç hat (in-line) pompalar ise daha düşük verimli, çift emişli (double suction) pompalar ve yuvarlak muhafazalı olanlar ise daha az verimlidir.
- Aksiyel Akış Pompaları: Düşük basınçlı bölgeler için küçük boyutlarda uygun değildir.
- Kendinden Emişli Pompalar: Valf çıkarıldığında uygun hale gelir.
- Daldırma Pompalar: Kuru motorlu, ceket soğutmalı pompalar uygunken, kuru motorlu, kanatlı soğutmalı pompalar uygun değildir. Islak motorlu, kuyu tipi pompaların uygun olma olasılığı düşüktür.
- Pozitif Yer Değiştirme Pompaları (dişli pompalar, mono pompalar, piston pompalar): Bu tür pompalar genellikle uygun değildir.

En akılcıca seçenek, en kolay temin edilebilen ve maliyeti en düşük olan standart santrifüj pompalarla devam etmektir. Standart santrifüj pompalar, su temini ve sulama alanlarında yaygın olarak kullanılmakta olup, nispeten basit bir tasarıma sahiptir ve bakımı kolaydır. Aynı zamanda geniş bir mesafe ve akış aralığına hizmet ederler. Bu pompalar, tek bir emiş borusuna sahip olmaları ve bu borunun çıkış borusuna dik olması nedeniyle bazen "son emiş" pompalar olarak anılmaktadırlar. Bir santrifüj pompa, kendi rulmanlarına sahip olabilir veya gerekli rulmanları içeren bir indüksiyon motoru ile entegre edilebilir. Entegre üniteler genellikle "monoblok" pompalar olarak adlandırılır.

Küçük boyutlardaki son emişli pompalarda, pervane miline vidalanmış bir pervane bulunabilir. Ancak, türbin modunda pervanenin genellikle aynı yönde uygulanan tork nedeniyle gevşemeyeceğini, ancak katı bir nesnenin pervaneyi yapıştırması durumunda gevşeyebileceğini belirtmek önemlidir. Bazı küçük santrifüj pompaların, spiral bir gövde yerine basit bir yuvarlak muhafazaya ve açılı bir çıkış borusuna sahip olduğu gözlemlenmektedir. Bu tür birimlerin yüksek bir pompa verimliliğine sahip olabileceği, ancak türbin olarak etkisiz çalışabileceği literatürde belirlenmiştir(A. Williams, 1995).

Pompa kalitesinin seçimi, özellikle akışkan dinamiği ve mekanik verimlilik bağlamında çeşitli uygulamalarda kritik bir faktördür. Pompa kalitesine ilişkin bilinçli bir seçim yapabilmek için birkaç faktör göz önünde bulundurulmalıdır:

Malzeme Dayanıklılığı: Dayanıklı ve korozyona karşı dirençli malzemelerden üretilen pompaların tercih edilmesi önemlidir. Bu, özellikle sert maddelere maruz kalma olasılığı olan ortamlarda uzun ömür ve güvenilirlik sağlar.

Conta Bütünlüğü: Conta etkinliği, sızıntıyı önleme ve pompanın verimliliğini sürdürme açısından kritiktir. Yüksek kaliteli pompalar, basınç farklarına ve sıvı değişimlerine dayanabilen sağlam contalama mekanizmalarına sahiptir.

Verimlilik Derecelendirmeleri: Pompaların verimlilik derecelendirmelerini değerlendirmek, enerji tüketimini optimize etme açısından önemlidir. Daha yüksek verimlilikteki pompalar, uzun vadeli maliyet tasarruflarına ve çevresel etkilerin azaltılmasına katkı sağlar.

Üretim Standartları: Endüstri standartlarına uygun üretilen pompaların seçilmesi, tutarlı performans ve güvenilirlik sağlar. Standartlara uyum, üretim sürecinde kalite ve güvenlik konusundaki taahhüdü yansıtır.

Operasyonel Çeşitlilik: Pompanın çeşitli operasyonel koşullara uygun olabilme özelliği göz önüne alınmalıdır. Değişken akış hızlarına ve çeşitli sıvılara uygun pompalar, farklı uygulamalarda adaptasyonu artırır.

Bakım Kolaylığı: Bakım kolaylığı göz önüne alınarak tasarlanmış pompalar tercih edilmelidir. Erişilebilir bileşenler, basit sökme ve kullanıcı dostu bakım prosedürleri, genel operasyonel verimliliğine katkı sağlar.

Performans Takibi: Kontrol ve izleme sistemleri ile donatılmış pompalar, performans parametrelerinin gerçek zamanlı değerlendirilmesini sağlar. Bu proaktif bakımı kolaylaştırır ve iş süreksizliklerini minimize eder.

Tedarikçi İtibarı: Tanınmış üreticilerden pompa seçmek, yüksek kaliteli bir ürün elde etme olasılığını artırır. Tedarikçi itibarı, müşteri memnuniyetine ve ürün mükemmelliğine olan taahhüdü yansıtır.

Sonuç olarak, pompa kalitesinin seçimi, çeşitli teknik yönlerin, yapı malzemelerinin ve performans parametrelerinin kapsamlı bir değerlendirmesini gerektirir. Dayanıklılığı, verimliliği ve endüstri standartlarına uyumu ön planda tutmak, belirli işletme gereksinimlerini karşılayan ve uzun vadeli güvenilirliğe katkı sağlayan pompaların seçilmesini sağlar.

4.2.16. Pompa conta türü seçimi

Mekanik contalar ve salmastralar, her ikisi de türbin modunda tatmin edici bir şekilde işlev göstermiştir. Salmastralar, düşük maliyetleri ve yedek malzemenin kolay bulunabilir olması nedeniyle birçok gelişmekte olan ülkede tercih edilmektedir. Mekanik contalar ise, doğru bir şekilde monte edildikleri sürece daha az bakım gerektirirler ve pompa milinin dönmesine daha az direnç oluşturdıkları için tercih edilmektedir. Eğer bir TP, salmastra ile donatılmışsa, suyun doğrudan rulman gövdesine sızmasını engellemek için bir su atan diske sahip olması kritiktir. Bazı mekanik salmastraların, özellikle yay içeren tiplerinde ters yönde etkili bir şekilde çalışabilmesi için dikkatli olunmalıdır.

4.2.17. Pompa hızı seçimi

Pompa hızının seçimi, düşü ve akış hızına bağlı olacaktır. Birçok su alanına uygun olan farklı hızlarda pompalar olabilir. Daha yüksek bir hızdaki bir pompa, daha kompakt ve daha ucuz olmasına rağmen daha hızlı aşınacaktır. Rulmanlar ve contalar daha sık değiştirilebilir ve yüksek hız kullanılıyorsa fan aşınabilir. Düşük hızlı bir pompa daha pahalı olacaktır, ancak daha uzun süre dayanacak ve daha az bakım gerektirecektir.

4.2.18. Standart pompa boyutlarını anlama

Pompa üreticileri genellikle standart santrifüj pompaların boyutunu belirlemek için üç sayı dizisi kullanırlar. Bu sayılar şunları temsil eder:

- Emiş (giriş) borusunun çapı
- Tahliye (çıkış) borusunun çapı
- Pervane çapı

En küçük boyut tahliye çapını, en büyük boyut ise pervane çapını temsil eder. Örneğin, 3"x2"x8" olarak belirtilen bir pompanın tahliye çapı 2", pervane çapı 8" ve emiş borusu çapı 3" olacaktır. Bu pompa aynı zamanda 2"x3"x8" veya metrik olarak 80-50-200mm olarak da belirtilebilir.

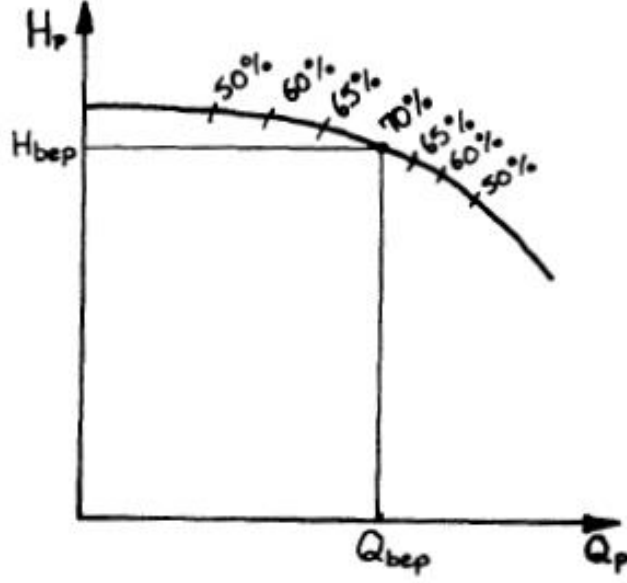
Boru bağlantıları için standart metrik boyutlar şunlardır: 25, 32, 50, 65, 80, 100, 125, 150 ve 200 mm. Bazı üreticiler sadece iki sayı verir. Bunlar her zaman aynı boyutlara karşılık gelmez. İmperial sistemine göre en yaygın notasyon, tahliye çapını takiben emiş çapını içerir (örneğin, 2"x3"). Metrik boyutlar için en yaygın notasyon ise emiş çapını mm cinsinden ve bu durumda cm cinsinden verilen pervane çapını içerir. (Örneğin, 50-20).

Nominal pervane çapı, pompa kasasının tipik bir pervane boyutunu temsil eder (örneğin, 8 inç). Gerçek pervane çapı, 6" ile 8" arasında değişebilir. Bir pompayı türbin olarak kullanırken, pervanenin nominal çapının en az %90 olması önemlidir. Aynı örneği kullanarak, nominal 8 inçlik bir pompa için minimum pervane çapı şöyle hesaplanır: $90/100 \times 8" = 7.2"$. Bunun nedeni, verimliliğin azalma olasılığının özellikle türbin modunda artmasıdır. Bu nedenle, kesilmiş pervanelere sahip pompalardan kaçınılmalıdır. Çünkü başlangıçta bir TP seçimi yapılırken verimlilik önemli olmaktadır (A. Williams, 1995).

4.2.19. Pompa ve türbinin performans eğrisi

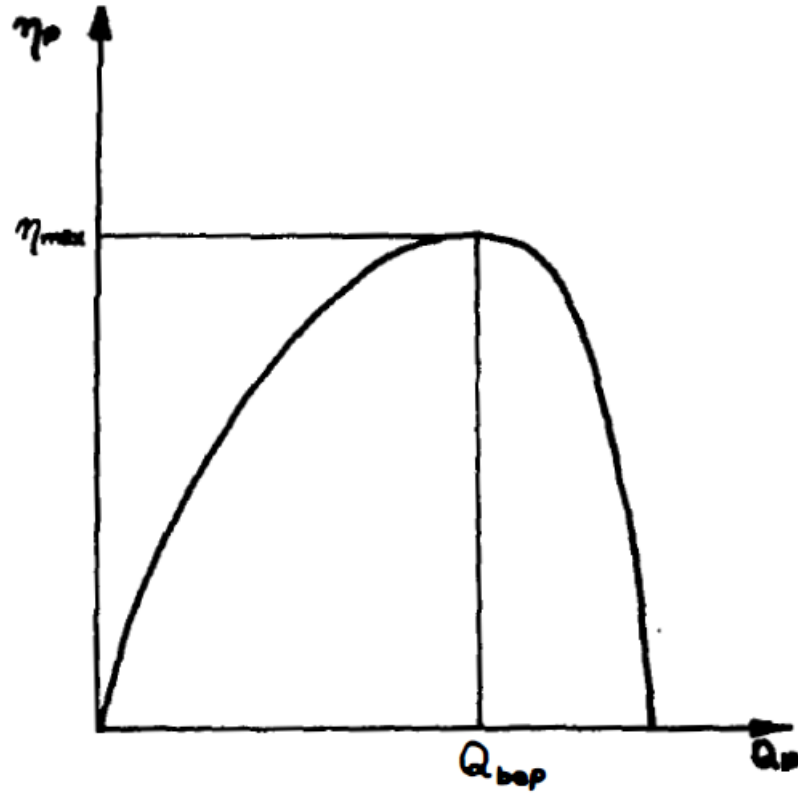
Pompayı bir türbin olarak anlamadan önce, onu bir pompa olarak anlamamız gerekir. Bunun için temel araç performans eğrisidir, bu eğri pompa tarafından sağlanan düşü ve debiyi nasıl ilişkilendirdiğini gösterir. Şekil 4.23, bir pompa için tipik bir düşü-debi eğrisini göstermektedir. Pompa tarafından sağlanan debi arttıkça, düşü azalır. Bu eğri genellikle pompa üreticisi tarafından temin edilebilir (A. Williams, 1995). Pompa ile

ilgili bilinmesi gereken diğer bilgi, en verimli şekilde çalıştığı noktadır. Bu noktaya "en iyi verim noktası" denir. Pompa verimliliği, debi oranına karşı çizildiğinde, Şekil 4.24'de gösterilmiştir. Verimliliğin maksimum değeri, pompa tipine ve boyutuna bağlı olarak değişir. Ancak genellikle %40-80 arasındadır. En iyi verim noktası (BEP), belirli bir debi değerinde meydana gelir.



Şekil 4.23: Pompa düşü ve akış değerleri verim ile birlikte.(A. Williams, 1995)

Verimlilik değerleri, düşü-akış eğrisinde Şekil 4.23'te gösterildiği gibi gösterilebilir. Eğer pompa için verimlilik verileriniz yoksa, ancak debiye karşı giriş gücünü gösteren bir eğriniz varsa, en iyi verimlilik noktasındaki değerleri hesaplamak mümkündür. Düşü-akış hızı-giriş gücü ve verimlilik arasındaki ilişki aşağıdaki denklemle verilmiştir:



Şekil 4.24: . Pompa Verim Eğrisi(A. Williams, 1995).

Pompa verimliliği (η) için denklem şu şekildedir:

$$(\eta) = \frac{H \times Q \times 9.81}{P_{in}} \times 100 \quad (4.24)$$

burada:

- H düşü(metre),
- Q debi (l/s),
- P_{in} mekanik giriş gücü (Watt),
- 9.81 yerçekimi ivmesi (m/s^2),
- η pompa verimliliğini yüzde olarak ifade eder.

Maksimum verimlilik değerini hesaplamamanın adımları şu şekildedir:

- Düşü-akış eğrisini kullanarak en iyi verimlilik noktasındaki (bep) düşü ve debi hızını elde etmek.
- Bu debi hızını güç girişi-debi eğrisinde kullanarak P_{in} değerini bulmak.
- Bu değerleri denkleme yerleştirerek verimliliği elde etmek.

Özellikle entegre motorlara sahip pompalar için, güç eğrisi genellikle mekanik giriş gücü yerine elektriksel güç tüketimini gösterebilir. P_{in} değerini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılabilir.

$$P_{in} = P_{elec} \times \frac{n_{motor}(\%)}{100} \quad (4.25)$$

P_{in} mekanik giriş gücü (Watt),

P_{elec} motorun elektrik tüketimi (Watt),

n_{motor} motor verimliliği yüzdesi olarak ifade edilir.

4.2.20. Sınırlı veriyle en iyi verimlilik noktasını elde etmek

Eğer en iyi verimlilik noktası belirsizse, ancak bir güç eğrisi elinizde bulunuyorsa, denklem (4.24) ile ifade edilen matematiksel modeli kullanarak çeşitli debi hızları için verimliliği hesaplanabilir. Bu süreçte, maksimum verimliliğe karşılık gelen başlık ve debi hızları, en iyi verimlilik noktasını tanımlayacaktır.

Bazı durumlarda, giriş gücünü ya da elektrik tüketimini gösteren bir eğri mevcut olmayabilir. Bu durumda, pompa etiket levhasından bazı bilgiler elde edilebilir. Ancak, bu bilgiler genellikle en iyi verimlilikle çalışan pompanın düşü ve debi hızlarını yansıtmayabilir. Bu durumda, en iyi verimlilik koşulları için bir tahmin yapmak adına şu yaklaşım kullanılabilir:

$$Q_{bep}=0.75Q_{max}; H_{bep}=0.75H_{max} \quad (4.26)$$

Bu tahminler, alternatif bir yöntemle, pompanın bazı parçalarının fiziksel ölçümlerine dayanan bir kontrolle desteklenebilir. Bu yaklaşımlar, sınırlı veri koşullarında en iyi verimlilik noktasını belirleme sürecinde bilimsel bir temele dayanmaktadır.

4.2.21. Su gücü hesabı

Hidroelektrik güç potansiyelinin hesaplanmasında;

$$P=\rho \times H \times n \times Q \times g \quad (4.27)$$

formülü kullanılır. Bu formülde;

P = Güç (Watt)

ρ = Suyun yoğunluğunu temsil etmektedir. Bu değer 1 kg/m^3 ' dir.

H = Net düşüyü (m) temsil etmektedir.

η = Hidroelektrik santralin genel veriminin yüzdelik ifadesidir.

Q = Debi (m^3/s) ifade edilir

g = Yerçekimi ivmesini temsil etmektedir. Değeri 9.81 m/s^2 ' dir.

4.2.22. Belirli bir yer için türbin olarak pompa seçimi

Bir Pompanın Türbin Olarak Saha Koşullarına Eşleştirilmesi

Saha seçiminde, belirli bir düşü ve debi belirlenir. Debi, genellikle yıl boyunca sürekli olarak mevcut olan minimum debi olarak belirlenir. Düşü ise, akarsudan alınan su girişi ile türbin çıkışı arasındaki dikey mesafe ile belirlenir ve bu değer, özellikle bu debi hızı için boru hattındaki düşü kaybını içerir. Seçilen pompa, türbinin en iyi verimlilik noktasındaki düşü ve debi miktarını, mümkünse saha koşullarına en yakın şekilde karşılayacak şekilde belirlenmelidir(A. Williams, 1995).

En iyi verimlilikte türbin olarak çalışma koşulları, pompanın değerlendirilmiş çıkışından önemli ölçüde farklılık gösterir. Ancak, verimlilik, pompa işletimiyle benzer seviyede kalacaktır. Merkezkaç bir pompa içindeki sürtünme ve sızıntı kayıpları, teorik maksimumdan düşü ve debi miktarını düşürür. Bir türbin olarak çalıştığında, bu kayıpları telafi etmek için gereken düşü ve debi miktarı, teorik değerlerden daha fazla olur. Sabit bir hızda türbin düşü ve debisini tahmin etmek için literatürde(A. Williams, 1995) şu denklemler bulunmaktadır:

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{max}}; H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{max}}; \eta_t = \eta_{max} \quad (4.28)$$

Q_{bep} , pompanın en iyi verim noktasındaki akış hızıdır.

H_{bep} , pompanın bep 'teki düşüsüdür.

η_{max} , pompanın maksimum verimliliğidir.

Q_t , türbinin en iyi verim noktasındaki akış hızıdır.

H_t , türbinin bep 'teki düşüsüdür.

η_t , türbinin maksimum verimliliğidir.

Bu denklemler, Q/Q_{bep} ve H/H_{bep} oranlarının eşit olduğunu gösterse de, deneysel sonuçlar genellikle türbin ve pompa modları arasındaki düşü oranının akış oranından daha büyük olduğunu göstermektedir. Düşü ve akış oranları için η_{max} 'ın farklı üslerini kullanarak iyileştirme yapılabilir. Eğer türbin hızı pompa hızına eşitse, bu denklemler şu şekildedir:

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{max}^{0.8}}; H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{max}^{1.2}} \quad (4.29)$$

Çoğu durumda, türbin hızı genellikle dereceli pompa hızıyla örtüşmez ve bu durumda türbin ile pompanın farklı çalışma hızlarını dikkate almak için ek denklemlere ihtiyaç duyulabilir. Ancak, bu denklemlere bakmadan 'Afinite Kanunları' adını verdiğimiz kavramı açıklamak önemlidir (A. Williams, 1995).

Affinite Kanunları, bir pompanın veya türbinin düşüsünü, akışını ve gücünü hızıyla ilişkilendiren kurallardır ve şu şekildedir:

Akış (Q) hızla (N) orantılıdır.

Düşü (H), N^2 ile orantılıdır.

Güç (P), N^3 ile orantılıdır.

Bu ilişkiler özellikle en iyi verim noktasındaki çalışma koşullarını hesaplamak için kullanılabilir. Düşü ve akış için denklemler şunlardır:

$$Q_t(N = N_t) = \frac{N_t}{N_p} \times Q_t(N = N_t) \quad (4.30)$$

$$H_t(N = N_t) = \left(\frac{N_t}{N_p}\right)^2 \times H_t(N = N_t) \quad (4.31)$$

Burada N_p dereceli pompa hızını, N_t ise türbinin çalışma hızını temsil eder.

Bu denklemleri denklem 4.29'de yerine koyduğumuzda şu sonuç elde edilir:

$$Q_t = \frac{N_t}{N_p} \times \frac{Q_{bep}}{\eta_{max}^{0.8}}; H_t = \left(\frac{N_t}{N_p}\right)^2 \times \frac{H_{bep}}{\eta_{max}^{1.2}} \quad (4.32)$$

Bu yöntemin, genellikle literatürde bulunan denklemlerden daha kesin olduğu vurgulanmalıdır (4.28; ancak yine de sadece yaklaşıktır. Q_t ve H_t 'in gerçek değerleri, bep için tahmin edilen değerin $\pm 20\%$ 'si kadar sapma gösterebilir. Bu sapma, TP çıkışı üzerinde performans özelliklerine bağlı olarak belirleyici veya önemsiz bir etkiye sahip olabilir. Bu nedenle, mümkünse ilk seçimden sonra pompanın başındaki ve akışındaki gücü belirlemek için pompanın bir türbin olarak test edilmesi gereklidir (A. Williams, 1995).

4.2.23. Pompanın tp olarak revizyonu için rulman seçim kriteri

Rulmanların seçimi hareket aktarma sistemlerinde büyük önem bulundurmaktadır. Bu yüzden rulman tipi seçimi konusunda dikkatli olunmalı ve gerekli hesapların yapılması gerekmektedir.

$$\frac{F_a}{C_0} \quad (4.33)$$

Denklem 4.33 değişken basınç açısına göre ilgili rulman kataloglarından hesaplanır. Rulman hesaplarında denklem sonuçlarını etkilen rulman üreticileri tarafından rulmanların yük durumuna göre belirlenen sabitler (x,y) vardır.

Rulmanlardaki devir hesabı denklem 4.34 deki gibi bulunur.

$$L = \frac{c}{F_d}^\varepsilon \text{ (milyon devir)} \quad (4.34)$$

Buradaki denklemde ε değeri 3 veya 10/3 alınmaktadır. Nokta temaslı rulmanlarda 3, çizgi temaslı(makaralı) rulmanlarda ise 10/3 değeri kabul görülür.

Rulman ömrü ortaya çıkan probleme göre saat olarak da hesaplanabilir.

$$L_h = \frac{10^6 x L}{60 x n} \text{ (saat)} \quad (4.35)$$

Şeklinde yazılabilmektedir.

Rulman yatağı seçilirken öncelikle şu adımlarlar izlenmelidir;

- Rulman yatağına etki eden F_a ve F_r kuvvetleri bulunmalıdır. F_a ve F_r kuvvetleri yardımcı ile dinamik eşdeğer yük F_d) bulunur.

- Tasarlanacak sistem özelliklerine ve çalışma şartlarına göre rulman ömrü L_h ve L tespit edilir.
- Yük durumu ve çalışma şekli göz önünde bulundurularak yatak tipleri seçilir. Eş değer yük ile rulman ömrüne bağlı olarak dinamik yük (C) hesaplanır.
- Mil çapı (d) ve dinamik yük sayısı (C) değerine göre uygun rulman yatağı katalogtan seçilir.

Statik Yük Sayısı (C_0): Bir yatağın fazla yüklenen yuvarlanma elemanlarını her iki temas yerinden birinde yuvarlanma elemanının çapının %0,01' in kadar kalıcı bir toplam şekil değiştirme meydana getiren yük sayısı (C_0) denir. Statik yük sayısı C_0 , rulman yatak türü için üretici firmaların kataloglarında verilir.

Statik Eşdeğer Yük (F_0): Rulmanlara aynı anda etki eden radyal ve eksenel yüklerde hesap statik eşdeğer yüke göre yapılır. Statik eşdeğer yük eksenel ve radyal yüklerin meydana getirdiği gerçek bileşke yükün oluşturduğu kadar bir kalıcı şekil değiştirme meydana getirir. Bu yük eşitliği;

$$F_0 = x_0 F_r + y_0 F_a \quad (4.36)$$

Burada;

$x_0 = \text{radyal faktör}$

$y_0 = \text{eksenel faktör}$ ifade etmektedir. Eksenel ve radyal faktör üretici kataloglarından seçilir.

Statik durumda yatak büyüklüğünün tespiti genellikle;

$$C_0 = f_s F_0 \quad (4.37)$$

f_s statik zorlanma katsayısını ifade eder. Bu kat sayı ile çok büyük bir bölgesel şekil değiştirme emniyeti alınır. Genel olarak f_s değerleri;

$f_s = 1,2-2,5$ Yüksek

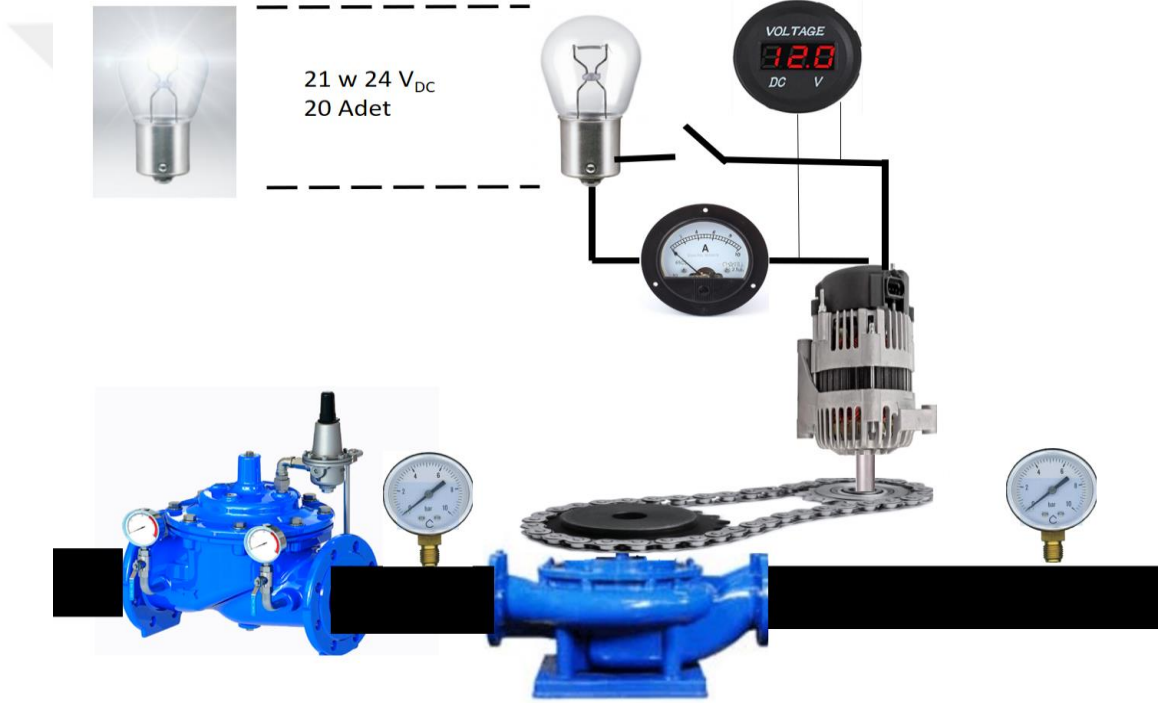
$f_s = 0,8-1,2$ Normal

$f_s = 0,5-0,8$ Sınırlı

Olmaktadır.

4.2.24. Türbin pompa deneyinin oluşturulması

Standart marka hat tipi pompa 3/1 tahrik oranlı zincir dişlisi ile 24 V_{DC} alternatöre akuple edilmiştir. Böylece türbinin 1 tur dönmesine karşılık alternatör 3 tur dönmektedir. Bunun sebebi alternatörün nominal gerilimi olan 24 V_{DC}-2000 d/d civarında vermesidir. Alternatörün yüklenebilmesi için 21 W 24 V 20 adet ampulden oluşan bir yük seti yapılmıştır. Her bir ampul bir anahtar ile devreye alınabilmektedir. Ampullere uygulanan akım ve gerilim değerleri ampermetre ve voltmetre ile ölçülmektedir. TP'nin giriş ve çıkış basınçları manometre ile ölçülmektedir (4.25).



Şekil 4.25: Tp deney düzeneği

Deney süresince debi 9,5 l/s'de sabit tutulmuştur. Bunun için debinin azalması durumunda yangın hidrantından tahliye sağlanmış artması durumunda yangın hidrantı kısılmıştır. Sabit debide elektrik yükü olmadan TP en yüksek devrinde dönmüştür. Yük devresindeki ampuller tek tek devreye alınarak TP'nin devri düşürülmüş ve her kademedeki giriş-çıkış basınçları, amper-volt değerleri ve debi değeri kayıt altına alınmıştır. Kayıt edilen değerler hesaplamalarda kullanılmıştır. Basınç Kırıcı Sistem (BKS) odasında TP'ye giriş basıncı 2,9 bar olup deney süresince standart olarak tutulmuştur. Çıkış basıncı deney setinde uygulanan yüke göre değişiklik göstermiştir.

Elektriksel güç (P_{EG}) Voltaj (V) ve Akım (I) değerlerinin çarpımı ile bulunabilir:

$$P_{EG} = VI \quad (4.38)$$

Şebekenin toplam su gücü aşağıdaki formüle göre hesaplanabilir.

$$P_{su} = \rho g P_g Q \quad (4.39)$$

Burada P_{su} şebekenin toplam su gücünü (W), ρ suyun yoğunluğunu (kg/m^3), g yerçekimi ivmesini (m/s^2), P_g türbin giriş basıncını (mSS), Q su debisini (m^3/s) ifade etmektedir. Türbin frenleme gücü ise aşağıdaki formüle göre hesaplanabilir:

$$P_{tf} = \rho g (P_g - P_c) Q \quad (4.40)$$

Burada P_{tf} türbin frenleme gücünü (W), P_c türbin çıkış basıncını (mSS) ifade etmektedir.

Santrifüj bir pompanın girişi ve çıkışı arasında emiş tarafından başlayarak salyangoz tarafına doğru kanat fanları arasında bir boşluk bulunur. Pompanın türbin olarak kullanılması durumunda salyangoz tarafından giren su emiş tarafından çıkacaktır. Bu esnada salyangoz yapısının daralmasında dolayı kanatlara yönelen su fan kanatlarına çarparak ilerleyecektir. Fanın bu esnada sudan alabileceği enerji miktarı kanat formu ile doğrudan ilgilidir. Ancak pompalar türbin olarak tasarlanmadıkları için türbinlerdeki gibi su enerjisinin büyük kısmını mile aktaramazlar. Deney süresince türbinin su gücünü frenleme kapasitesi (TSGFK) aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$P_{tf} = \rho g (P_g - P_c) Q \quad (4.41)$$

$$TSGFK = \frac{P_{tf}}{P_{su}} 100 \quad (4.42)$$

Su gücünün frenlenmesi hepsinin kullanılabileceğini ifade etmez. Bu gücün bir kısmı TP, bir kısmı alternatör ve dişli sistemi tarafından kayıp olarak harcanmaktadır. Su gücünün elektriksel güce dönüşebilme oranı (EGDO) da şu şekilde hesaplanabilir.

$$EGDO = \frac{P_{EG}}{P_{su}} 100 \quad (4.43)$$

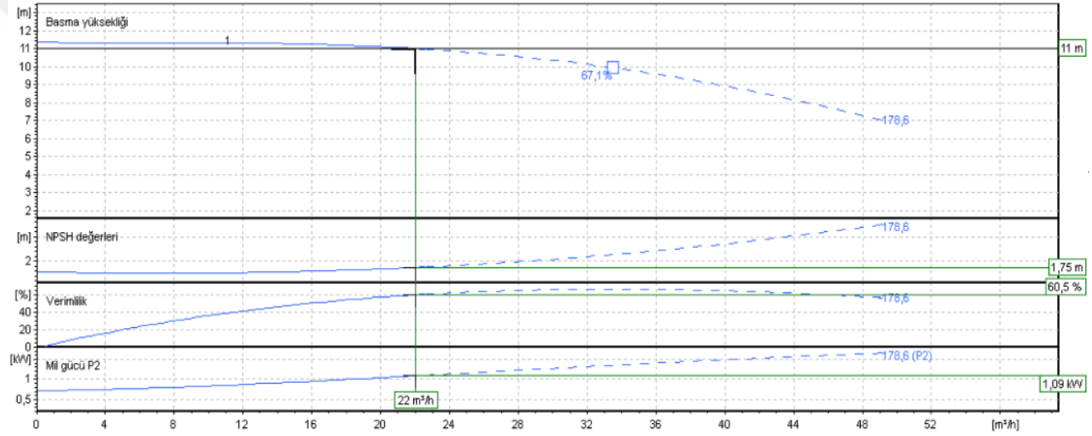
Böylece su şebekesinden elde edilebilecek net güç daha rahat bir şekilde değerlendirilebilecektir.



BÖLÜM 5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

5.1. Türbin Pompanın Pompa Hızında En İyi Verim Noktasının Bulunması

Deneylerde referans alınan su şebekesinde, yaklaşık 10 l/s debide 20 m basınç farkı oluşabilecek bir yerde TP'nin deneyi yapılacaktır. Buna göre seçilen pompanın üreticisi, maksimum verimliliğinin 1500 d/d hızında, 11 m düşü ve 6,11 l/s deki verimlilik değeri %60,5 olduğunu gösteren eğriyi (Şekil 5.1) vermektedir.



Şekil 5.1: Pompa veri grafiği

Pompa'nın, türbin olarak kullanıldığı bilinmektedir. Türbin pompa, 1500 devir/dakika hızında senkron bir jeneratörü tahrik etmek üzere türbin olarak kullanılacaktır. Denklem 4.29 kullanılarak devam edilirse;

$$Q_t = \frac{6,11}{\frac{60,5^{0,8}}{100}} = 9 \frac{l}{s}$$

$$H_t = \frac{11}{\frac{60,5^{1,2}}{100}} = 20,3 m$$

Değerleri elde edilir.

5.2. Pompanın Türbin Pompa Olarak Revizyonu

Pompa, standart olarak elektrik motoruna akuple satılmaktadır. Ancak bizim tasarımımızda TP'nin Alternatif gerilimle çalışan bir jeneratör olarak çalıştırılması yerine bir DC alternatör ile çalıştırılması hedeflendiği için TP gövdesine alternatörün montajını sağlamak üzere pompanın giriş kısmında bir revizyon yapılmıştır. Standart pompanın yataklaması elektrik motoru rulmanları ile sağlanmaktaydı. Elektrik motoru, pompadan ayrılınca yataklamayı sağlamak üzere yeni bir sistem tasarlanmış ve alternatör ile birlikte monte edilmiştir. Bu esnada taşıyıcı gövde ve mil tasarımı-üretimi yapılmış ve rulmanlar seçilmiştir.

5.2.1. Rulman seçimi

Rulman seçimi yapılırken Türbin Pompanın günde 24 saat çalışması ve mil yatağının minimum 2 yıl kullanılması istenmiştir. Türbin pompanın yatak kuvvetleri ve türbin devri;

$$F_r = 896N$$

$$F_a = 89N \text{ ve}$$

$n = 1500$ olarak alınmıştır.

$$L_h = \text{saat} \times \text{gün} \times \text{sene} \quad (5.1)$$

Denklem 5.1'de verilen değerler yerine yazılırsa;

$$L_h = 17280 \text{ saat bulunur.}$$

Bulunan L_h değeri ve türbin değeri denklem 4.35 yerine yazılırsa

$$L = 1555 \times 10^6 d/d \text{ bulunur.}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{89}{896} = 0,1 \text{ bulunur.}$$

Denklem 4.33 kullanılarak;

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{50}{6,55 \times 10^3} N$$

Değeri hesaplanır. Rulman kataloğunda bu değerlere bakılarak $x=0,56$ $y=2,3$ olarak bulunur. Bulunan değerler 4.36 denkleminde yerine yazılırsa

$F=709$ N bulunmaktadır.

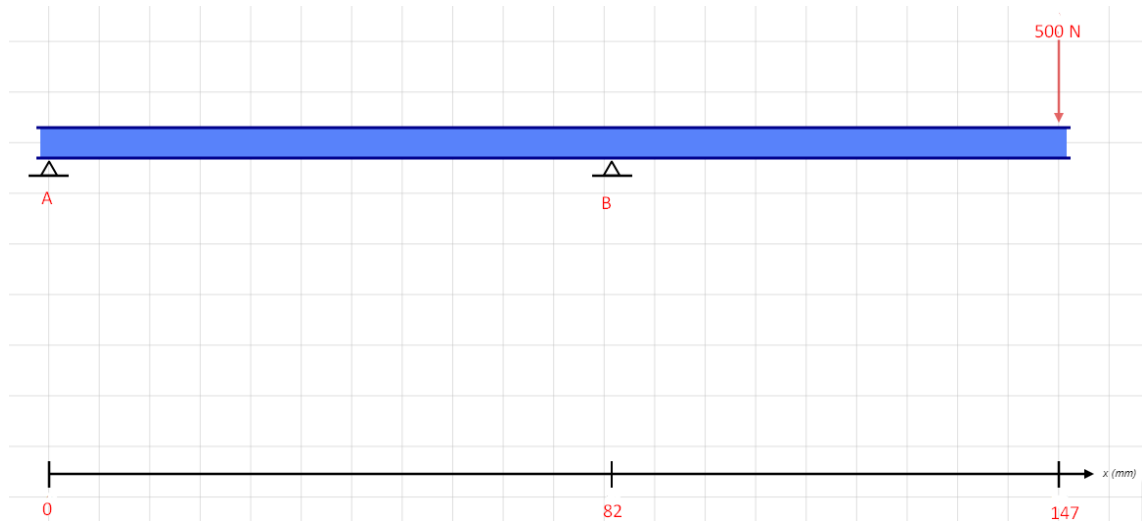
4.34 denklemi kullanılarak bulunan veriler denkleme yazılır ve C değeri bulunur.

$C = 10330$ N bulunur.

C değeri rulman kataloglarındaki rulmanların C değerleri ile karşılaştırılır. Seçilen 6005 serisi rulman için $C=11,9$ kN dur. Burada $10.3\text{kN} < 11.9\text{kN}$ olduğu için uygun olduğunu görülür.

5.3. Mil Çapı

Mil çapının tayin edilmesi için öncelikle serbest cisim diyagramı (SCS) çizilmelidir. 147 mm uzunluğundaki mil a ve b noktalarından yataklanmıştır. Mil 500 N'luk bir çekme kuvvetine maruz kalmaktadır. Grafikler SKYCİV hesaplama programında çizdirilmiştir (Şekil5.2).



Şekil 5.2: Serbest cisim diyagramı

$$\sum M_a = 0 \quad (5.2)$$

$$500 \times 147 - F_b \times 82 = 0 \quad (5.3)$$

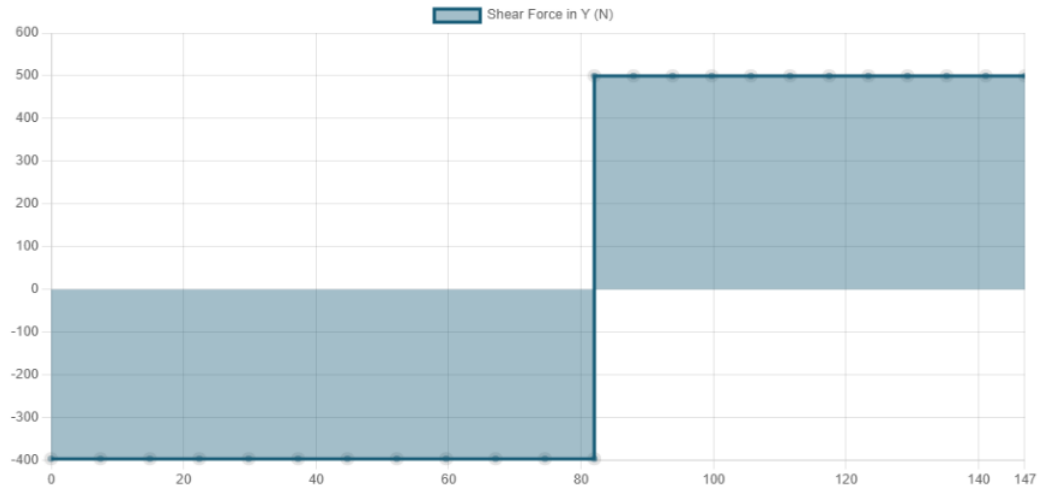
$$F_b = 896 \text{ N}$$

$$\sum M_b = 0 \quad (5.4)$$

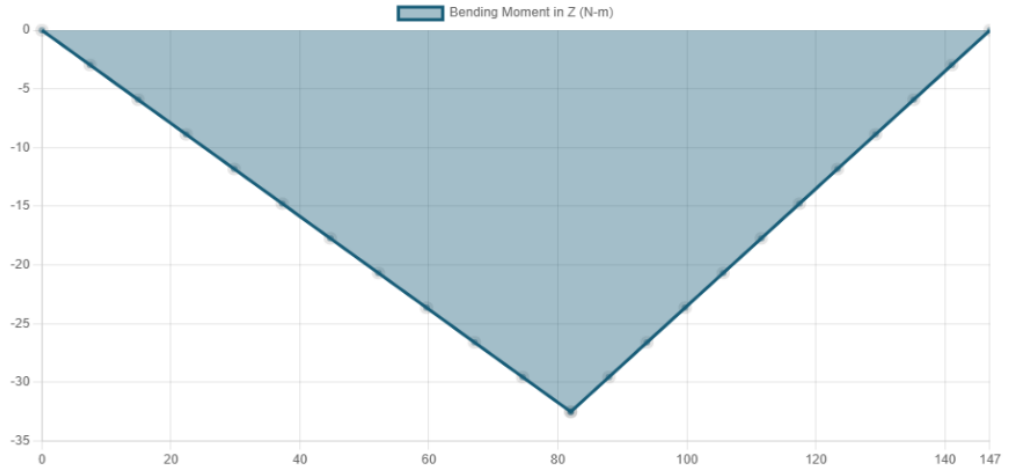
$$F_a \times 82 + 500 \times 65 = 0 \quad (5.5)$$

$$F_a = -396 \text{ N}$$

A ve b noktalarına göre moment hesabı yapıldıktan sonra $F_b = 896 \text{ N}$ ise $F_a = -396 \text{ N}$ bulunur (Şekil 5.3 ve 5.5).

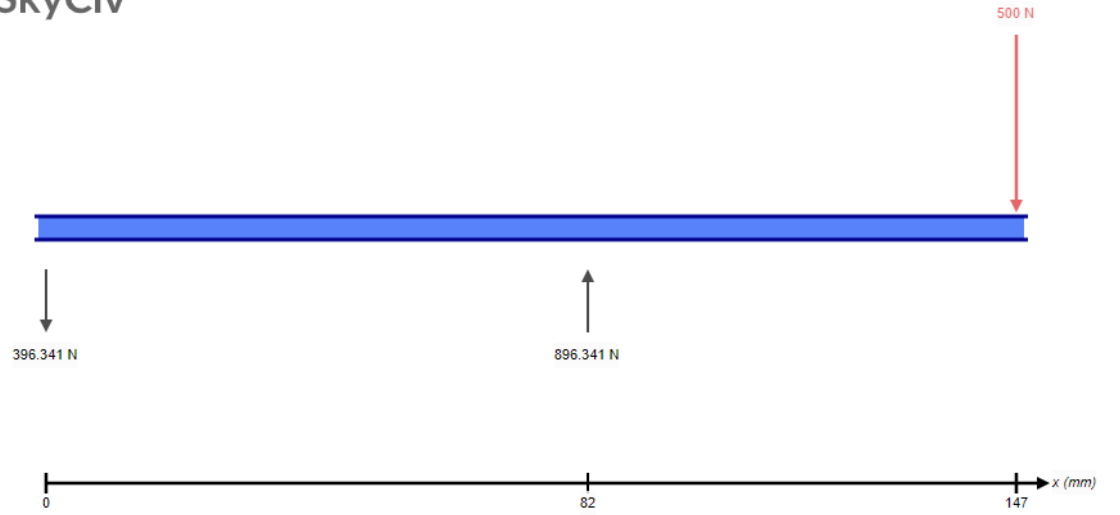


Şekil 5.3: Mil kesme diyagramı



Şekil 5.4: Mil moment diyagramı

SkyCiv



Şekil 5.5: Reaksiyon kuvvetleri

Mili döndüren dişli Ø80mm yaklaşık olarak gelmektedir. Buradan yarıçap 40mm olduğu görülmektedir. Döndürme momenti (M_d) hesaplanacak olursa (Şekil 5.4);

$$M_d = 500 \times 40 \quad (5.6)$$

$M_d = 20000 \text{ Nmm}^2$ olarak bulunur.

Döndürme kayma gerilmesi aşağıdaki denklem ile ifade edilir;

$$\tau_d = 470 \times 0,5 \times 0,3 \times 0,5 \quad (5.7)$$

$$\tau_d = 35 \text{ MPa}$$

$$\tau_{akma} = 275 \times 0,5 \quad (5.8)$$

$$\tau_{akma} = 138 \text{ MPa}$$

Bulunan değerlen aşağıdaki denklemde yerine yazılırsa;

$$d^3 = \frac{16 \times EMK}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{\tau_{akma}}\right)^2 + \left(\frac{M}{\tau_d}\right)^2} \quad (5.9)$$

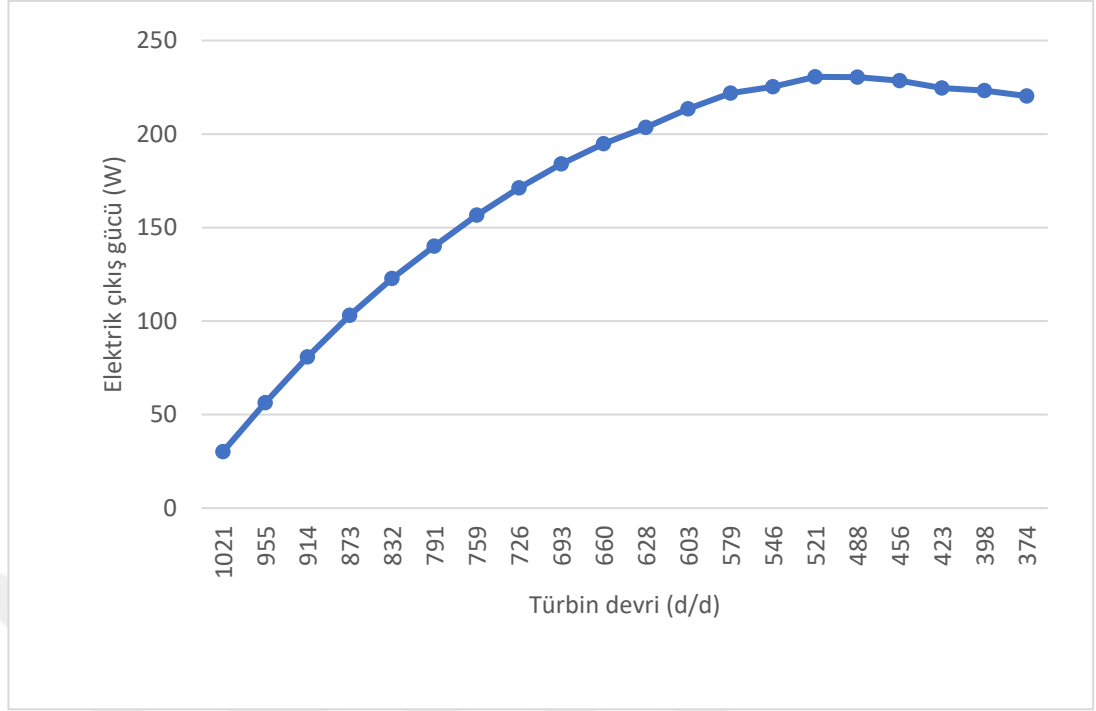
d=24mm olarak bulunur. Seçilen mil Ø25dir. Bu tasarıma göre imal edilen mil deney süresince sorunsuz çalışmıştır.

5.4. Tp Testi

Revize edilen TP, daha önceden belirlene su şebekesi üzerine monte edilmiştir. Testler esnasında debinin sabit bir değerle tutulabilmesi için yangın hidrantından tahliye sağlanmıştır. Test süresince TP'nin giriş ve çıkış basınçları, debisi ve devri kayıt altına alınmıştır. Ayrıca alternatörün ürettiği gerilim, yk seti üzerindeki açık lamba sayıları ve elektrik devresinden geçen akım da ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Elde edilen sonuçlar hesaplamalarda kullanılarak yorumlanmıştır.

5.4.1. Alternatör tarafından üretilen elektriksel g

Trbın pompanın deneylerine, herhangi yk bağlanmadan yüksüz olarak çalışması ile başlanmıştır. Yüksüz olarak çalışma sırasında alternatör çıkışında herhangi bir elektrik yüklenmesi olmamıştır. Bu sırada TP, sadece alternatörün ve TP'nin sürtünmelerini karşılayacak bir basınç düşümü ile çalışmıştır.



Şekil 5.6: Yük ünitesi üzerinden ölçülen elektriksel güç (Net güç)

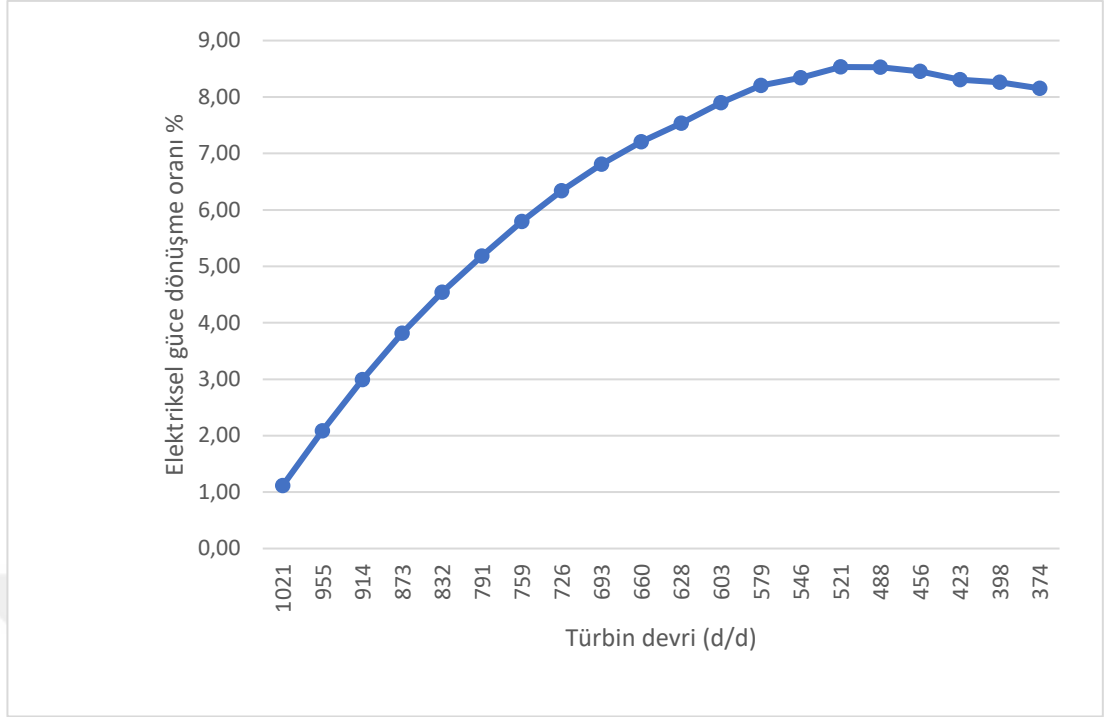
TP, giriş basıncı 29 mSS ve debisi 9,5 l/s olarak çalıştırıldığında 1128 d/d'da dönmeye başlamıştır. Oluşturulan yük ünitesindeki elektrik yükleri devreye alınarak türbin 30-230 W arasında yüklendikçe devir 1021 d/d'dan 374 d/d'ya kadar düşmüştür. 521 d/d'ya kadar artan elektriksel güç 488 d/d'dan sonra azalmaya başlamıştır (

Şekil 5.6: Yük ünitesi üzerinden ölçülen elektriksel güç (Net güç)

5.6). Bu durumda belli bir noktadan sonra devrin azalması ile türbin pompanın veriminde düşme gözlemlenmiştir. Aynı zamanda su gücü frenleme kapasitesinin de azaldığı görülmektedir.

5.4.2. Su gücü ve elektriksel güç arasındaki ilişki

TP'nin frenleme kapasitesi, verimi ve alternatörün verimini doğrudan etkilemektedir. Bu durum dolayısı ile su gücünün elektriksel güce dönüşme oranını etkilemektedir.

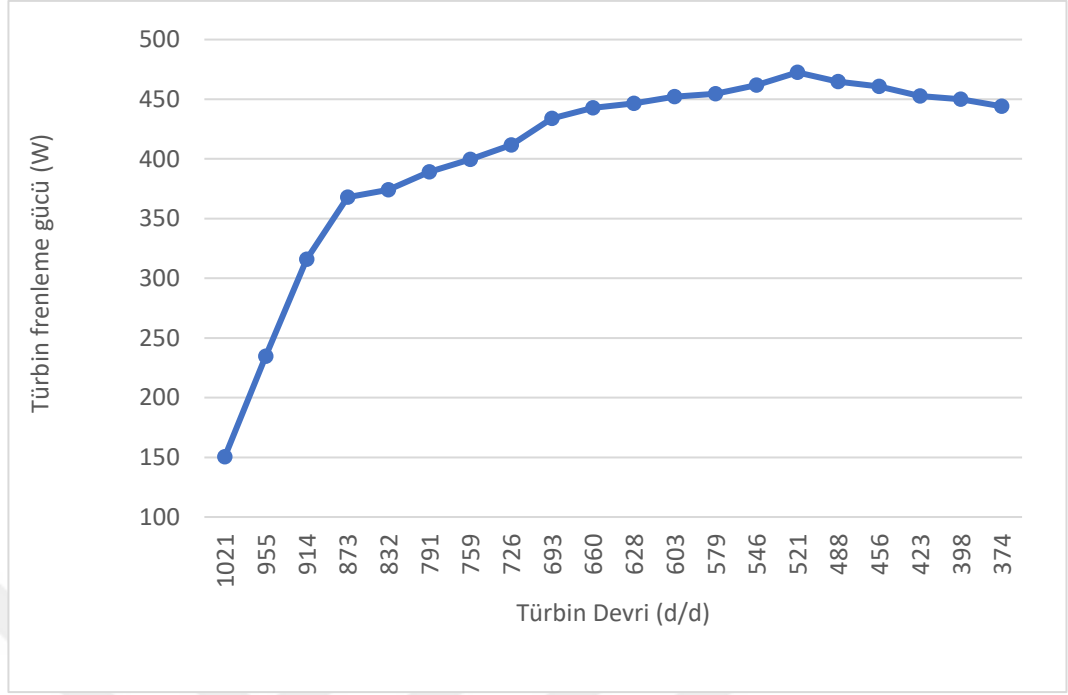


Şekil 5.7: Toplam su gücünün elektriksel güce dönüşme oranı.

Başlangıç devrinde elektriksel gücün sıfır olduğu şekil 5.7 de görülmektedir. Elektrik yükleri devreye alındıkça su gücü elektriksel güce dönüşmeye başlamıştır. TP, 1021 d/d su gücünün sadece %1,1’lik kısmını elektriksel güce çevirebilirken 521-488 d/d aralığında %8,53’ünü elektriksel güce çevirmiştir. Devir 374 d/d’ya düşmesine rağmen elektriksel güce dönüşüm oranı sadece %8,15’ düşmüştür. Bu durum türbin pompanın devir aralığının pompa olarak kullanıma göre farklı olduğunu göstermiştir (Şekil 5.7).

5.4.3. Türbin frenleme gücü

Francis tipi türbinlerin iç yapısı Salyangoz tipi santrifüj pompaların iç yapısı ile yakın benzerlik gösterir. Akışkan, fan içinde bir tahrik yardımı ile salyangozda basıncın artması ile hareket edebilmektedir. Su salyangozda durduğu süre içerisinde fan yapısına bağlı olarak azami enerji seviyesine kadar basıncını arttırabilir. Fakat pompanın türbin olarak kullanımı sırasında durum değişebilir. Salyangoz çıkışından giren su, basıncın düşük olduğu tarafa doğru fan boşluklarından çıkarak akabilmektedir. Bu akış esnasında enerjisinin bir kısmını fana aktarır. Bu enerji aktarımı, fanın ve salyangozun yapısı ile doğrudan ilgilidir. Pompalarda devir arttıkça suyun basıncı artarken türbinlerde devir arttıkça sudan türbine geçen enerji miktarı azalmaktadır.

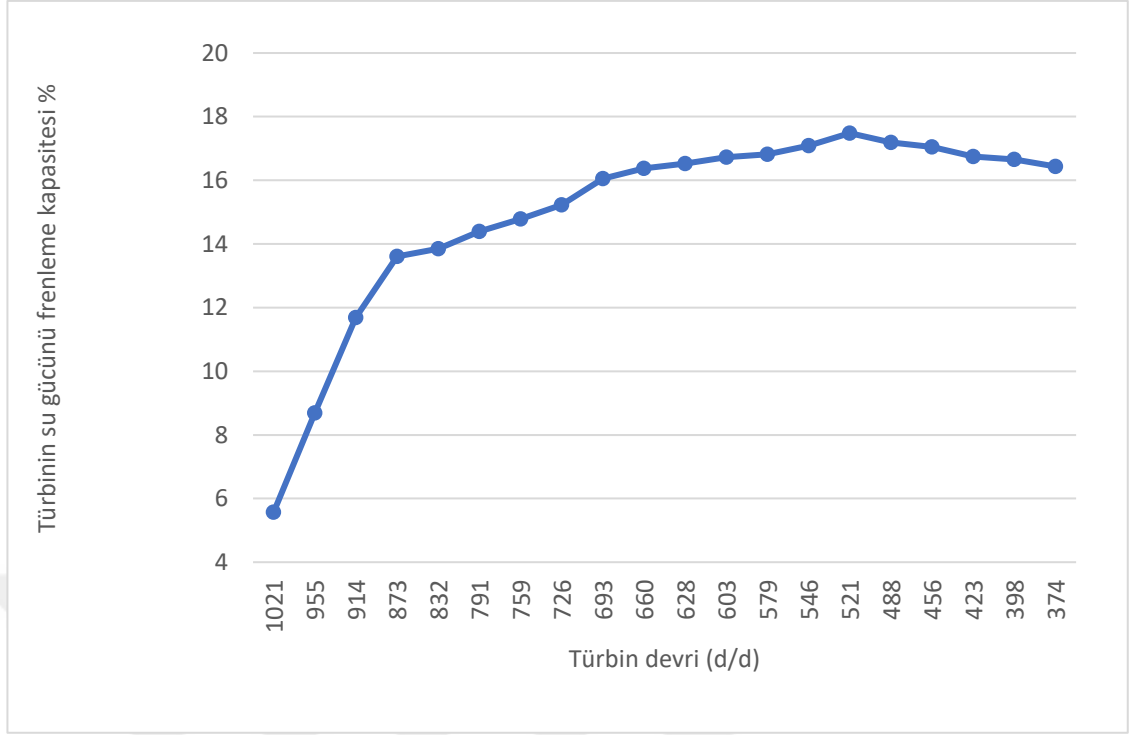


Şekil 5.8: Türbin frenleme gücü

Türbin pompa 1021 d/d ile dönerken yalnızca 150,54 W su gücü türbine aktarmıştır. Yüklerin artırılması ile devir 521 d/d düştüğünde ise 472 W su gücü türbine iletilmiştir(Şekil 5.8.). Devir tam yarıya düşmüş olsa da türbine aktarılan güç 3 kat artmıştır. 374 d/d’da aktarılan güç 444 W seviyesine düşmüştür. Bu veriler TP’nin pompa olarak çalıştığı 1500 d/d’nın üçte biri devrinde türbin olarak daha etkili çalıştığını göstermiştir (Şekil 5.8).

5.4.4. Türbinin su gücünü frenleme kapasitesi

Türbin Pompadan geçen debi, süreklilik yasasının bir gereği olarak sabittir. Fakat giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark doğrudan türbine aktarılan su gücünü ifade edebilir.



Şekil 5.9: Türbinin su gücünü frenleme kapasitesi

Buna göre TP, 1021 d/d'da 2700 W'lık su gücünün yalnızca %5,57'lik kısmını frenleyebilirken; 521 d/d'da 17,48'lik kısmını, 398 d/d'da %16,44'lük kısmını frenleyebilmiştir. TP'nin 726-398 d/d aralığında su gücünün %15'in üzerinde frenlemeyebildiği görülmüştür (Şekil 5.9.).

BÖLÜM 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yerleşim yerlerine su aktarmak için kurulan yer altı su şebekelerinde basınç, en yüksek su tüketiminin olduğu anlarda en yüksek noktadaki kullanıcıya uygun su şartını sağlayarak en düşük basıncı verecek şekilde tasarlanmaktadır. Bu durum şebeke kullanımının olmadığı zamanlarda yüksek basınç oluşumuna neden olmaktadır. Bu durumu kontrol altına alabilmek için basınç kontrol sistemleri kurulmaktadır. Bu durum eğer önlenemezse su tüketiminin ve su kaçaklarının artmasına neden olacaktır. Basınç kontrol sistemlerindeki basınç kırıcı vana, debimetre, vanalar, kontrol sistemleri gibi yapılar elektrik enerjisine ihtiyaç duyar. Bu enerjinin elektrik şebekesinden alınması yerine daha güvenli olan 48 V altı gerilimde su şebekesi üzerinden karşılanması için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada türbin olarak çalıştırılacak bir pompa seçilmiştir. Seçilen pompa 24 V_{DC} bir alternatöre 3/1 tahrik oranı ile monte edilmiştir. TP'nin giriş çıkış basınçları, alternatörün devri, gerilim ve akım değerleri, kayıt altına alınmıştır. Alternatör çıkışına uygulanan elektrik yükü ile sabit debide TP'nin devri değiştirilerek ölçümler yapılmıştır. Alternatör çıkışından 230 W elektrik gücü elde edilmiştir. Bu güç su gücünün %8,53'üne karşılık gelmektedir. TP'nin 472,48 W su gücünü frenleyebildiği hesaplanmıştır. Frenlenebilen su gücü toplam su gücünün %17,48'ini oluşturmaktadır. Bu sonuçlar basınç kırıcı sistemlerin elektrik ihtiyacının basit bir kurulumla TP'ler tarafında istenilen özelliklere uygun olarak karşılanabileceğini göstermektedir.

KAYNAKLAR

- Demirkaya, A. (2021), *Basınçlı Su Dağıtım Sistemlerinde Enerji Geri Kazanımına Yönelik Adaptif Hat Tipi Türbin Tasarımı*. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Aydın Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul.
- Çengel, Y. A. & Cimbala, J. M., (2011), *Fluid Mechanics Fundamentals And Applications Fourth Edition*, McGraw-Hill
- Dağdelen, E., (2019), *Basınçlı Sulama Hatlarında Basınç Düşürücü Vanalara Alternatif Olarak Mini-Hidroelektrik Türbinlerin Kullanım Olanaklarının Belirlenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Ankara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Alkan, O. F. (2019)W, *Türbin Olarak Kullanılan Santrifüj Pompalarda Asenkron Jeneratörün Yük Kontrol Tasarımı* (Yüksek Lisans Tezi), Ordu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ordu.
- Nejadali, J. (2021), Analysis and evaluation of the performance and utilization of regenerative flow pump as turbine (PAT) in Pico-hydropower plants. *Energy for Sustainable Development*, 64, 103-117.
- Peña, R. R., Fernández, R. D., Sancho, M. V., Lorenc, M. A., & Tellechea, C. S. (2020, October), Control of a centrifugal pump as a turbine in an energy recovery system. In *2020 Argentine Conference on Automatic Control (AADECA)* (pp. 1-6). IEEE.
- Rusanov, A., Khoryev, O., Agibalov, Y., Bykov, Y., & Korotaiev, P. (2020, October), Experimental research of francis pump-turbines with splitters in a pump mode. In *2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)* (pp. 183-187). IEEE.
- Singh, P., & Nestmann, F. (2010), An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2), 152-164.
- Demir, M. S. (2019), *Boru hatlarına entegre edilmek üzere küresel hidrokinetik türbin tasarımı ve had analizleri*, (Yüksek Lisans Tezi), Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- Tan, X., & Engeda, A. (2016), Performance of centrifugal pumps running in reverse as turbine: Part II-systematic specific speed and specific diameter based performance prediction. *Renewable energy*, 99, 188-197.
- Tao, R., & Wang, Z. (2021), Comparative numerical studies for the flow energy dissipation features in a pump-turbine in pump mode and turbine mode. *Journal of Energy Storage*, 41, 102835.

- Wang, X., Yang, J., Xia, Z., Hao, Y., & Cheng, X. (2019), Effect of velocity slip on head prediction for centrifugal pumps as turbines. *Mathematical Problems in Engineering*, 2019, 1-10.
- Williams, A. (2003), *Pumps as turbines: a user's guide*. ITDG Pub..
- Williams, A. A. (1994), The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 208(1), 59-66.
- Williams, A. A. (1994b), The Turbine Performance of Centrifugal Pumps: A Comparison of Prediction Methods. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* (Vol. 208, Issue 1, pp. 59–66).

