
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

PELTON TÜRBİNİNDE FARKLI KEPÇE SAYILARINDA AKIŞIN ARAŞTIRILMASI VE TÜRBİN VERİMİNE ETKİLERİ

Rukiye Sena BATMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ŞUBAT 2025

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Rukiye Sena BATMAZ

28/02/2025

PELTON TÜRBİNDE FARKLI KEPÇE SAYILARINDA AKIŞIN ARAŞTIRILMASI VE TÜRBİN VERİMİNİN BELİRLENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Rukiye Sena BATMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 2025

ÖZET

Günümüz koşullarında enerjiye duyulan ihtiyaç sürekli artış göstermektedir. Bu nedenle enerji tüketimi artmakta, fosil yakıtların aşırı kullanımı çevreye oldukça zarar vermekte ve bu durum yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelimi hızlandırmaktadır. Bu çalışmada farklı kepçe sayılı Pelton tipi su türbinlerinin deneysel performans çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Yüksek düşü ve düşük debi aralıklarında çalışabilen Pelton türbininin verimini etkileyen kepçe sayısı, kepçe açısı, nozul sayısı, nozul açıklıkları, farklı basınç aralıkları vb. gibi parametreler performanslarını etkilemektedir. Yapılan deneylerde kepçe sayısının akışa ve verime olan etkisi araştırılmıştır. Deneyler TEMSAN Genel Müdürlüğü' nde bulunan Hidro Türbin Test Merkezinde kurulu test düzeneğiyle yapılmıştır. Düzenekte farklı türbin tiplerinin test edebilmek için iki farklı pompa hattı mevcuttur. (0,02 - 0,1) m3/s debi aralıklarında çalışmak üzere farklı kepçe sayılarında Pelton tipi türbin denenmiştir. Tasarlanan türbinin analizinde kademeli santrifüj pompa kullanılmıştır. Türbin 18 ve 20 kepçeli olarak imal edilmiş olup (5-12) bar basınç aralıklarında ve her basınç aralığı için (0,02 - 0,1) m3/s debi değerlerinde testler yapılmıştır. Yapılan deneyler anlık olarak kontrol kumanda sistemine yansıtılıp sistemden çekilen veriler kullanılarak debiye bağlı olacak şekilde tork ve verim değerlerinde kıyaslamalar yapılmıştır. 18 ve 20 kepçeli türbinlerin tork ve verim değerlerinde yapılan kıyaslamalara bakıldığında ortalama olarak 20 kepçeli türbinin veriminin %4 ve mekanik tork değerinin ise yaklaşık %10 kadar 18 kepçeye sahip türbinin deney sonuçlarından daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Bilim Kodu : 92803
Anahtar Kelimeler : Pelton türbininde akış, kepçe sayısı, nozul açıklık değeri, mekanik tork, türbin verimi
Sayfa Adedi : 67
Danışman : Prof. Dr. Adnan SÖZEN

INVESTIGATING THE FLOW OF DIFFERENT BUCKET NUMBERS IN PELTON TURBINE AND DETERMINING THE TURBINE EFFICIENCY

(M. Sc. Thesis)

Rukiye Sena BATMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

February 2025

ABSTRACT

The need for energy is constantly increasing in today's conditions. For this reason, energy consumption is increasing, excessive use of fossil fuels is very damaging to the environment, and this accelerates the trend towards renewable energy sources. In this study, experimental performance studies of Pelton type water turbines with different number of buckets were carried out. The number of buckets , bucket angle, number of nozzles, nozzle openings, different pressure ranges, etc. parameters that affect the efficiency of Pelton turbines that can operate in high head and low flow ranges affect their performance. In the experiments, the effect of the number of buckets on the flow and efficiency was investigated. The experiments were carried out with the test setup established in the Hydro Turbine Test Center located in TEMSAN General Directorate. There are two different pump lines in the setup to test different turbine types. Pelton type turbines with different bucket numbers were tested to operate in the flow ranges of (0.02 - 0.1) m3/s. In the analysis of the designed turbine, a multistage centrifugal pump was used. The turbine was manufactured with 18 and 20 buckets and tests were carried out in (5-12) bar pressure ranges and (0.02 - 0.1) m3/s flow rates for each pressure range. The experiments were instantly reflected in the control and command system and comparisons were made in torque and efficiency values depending on the flow rate, using the data taken from the system. When comparing the torque and efficiency values of turbines with 18 and 20 buckets, it was observed that, on average, the efficiency of the 20 buckets turbine was 4% higher and the mechanical torque value was approximately 10% higher than the test results of the 18 buckets turbine.

Science Code : 92803
Key Words : Pelton turbine flow, bucket numbers, nozzle opening value, mechanical torgue, turbine efficiency
Page Number : 67
Supervisor : Prof. Dr. Adnan SÖZEN

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca desteklerini esirgemeyen, bu yolda bilgisini, tecrübesini ve yardımlarını benden esirgemeyen değerli danışmanım Sn. Prof. Dr. Adnan SÖZEN' e teşekkürlerimi borç bilirim.

Yapmış olduğum çalışmada Türbin Test Merkezi'nin olanaklarından faydalanma fırsatı sunan, bilimsel çalışmalarımızı destekleyen T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı Türkiye Elektromekanik Sanayii A.Ş. Genel Müdürlüğü (TEMSAN)'ne, özellikle Sn. Analiz ve Test Müdürü Faruk KOÇ'a, bilgi ve deneyimleriyle yol gösteren Ar-Ge ve İnovasyon Daire Başkanı Sn. Oğuzhan BENDEŞ' e, analizleri yapmama yardımcı olan değerli çalışma arkadaşlarıma ve kurum yöneticilerime teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her aşamasında bana destek olan eşime, varlığıyla geleceğe umutla baktığım oğluma, beni bu günlere getiren anneme, babama ve kardeşlerime çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

RESİMLERİN LİSTESİ xii

SİMGELER VE KISALTMALAR xiii

1. GİRİŞ 1

2. HİDROLİK TÜRBİNLER 5

2.1. Hidroelektrik Santrallerin Çalışma Prensibi 8

2.2. Hidrolik Türbin Tipleri 11

2.2.1. Reaksiyon türbinleri 12

2.2.2. Aksiyon türbinleri 13

2.3. Bernoulli Denklemi (Enerjinin Korunumu Prensibi) 15

2.4. Türbin Seçimi 18

2.5. Pelton Türbinin Yapısı ve Parçaları 21

2.6. Pelton Türbinin Tasarımı ve Boyutlandırılması 26

2.7. Pelton Türbinin Elemanlarının Boyutlandırılması 31

3. PELTON TÜRBİNİN PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELER 35

3.1. Türbin Test Merkezi 36

3.2. Ölçüm Cihazları 37

3.3. Deneyin Yapılışı 46

3.4. Kepçe Sayısı Seçiminin Teorik Koşulları 47

Sayfa

4. BULGULAR VE TARTIŞMA 53

5. SONUÇ 59

KAYNAKLAR 63

ÖZGEÇMİŞ 67

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Türkiye' de HES potansiyel durumu 7

Çizelge 2.2. Ülkemizde bulunan önemli santraller ve enerji üretimleri..... 8

Çizelge 2.3. Hidroelektrik türbinlerin sınıflandırılması 12

Çizelge 2.4. Özgül hıza (Ns) göre türbin tipleri..... 21

Çizelge 2.5. Kepçe boyutlandırma eşitlikleri 34

Çizelge 2.6. Kepçe sayısı hesaplama..... 34

Çizelge 3.1. Test türbini parametreleri..... 36

Çizelge 4.1. 20 kepçeli pelton türbininin debiye bağlı analiz sonuçları..... 53

Çizelge 4.2. 18 kepçeli pelton türbininin debiye bağlı analiz sonuçları..... 54

Çizelge 5.1. 18 ve 20 kepçede verim karşılaştırması 59

Çizelge 5.2. 18 ve 20 kepçede mekanik tork karşılaştırması 59

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil		Sayfa
Şekil 2.1.	Kurulu gücün enerji kaynaklarına göre dağılımı	6
Şekil 2.2.	OECD ülkelerinde hidrolik gücün kurulu güce oranı	7
Şekil 2.3.	Hidroelektrik santrallerin ana bölümleri	9
Şekil 2.4.	Hidroelektrik santrallerin sınıflandırılması	10
Şekil 2.5.	Boru boyunca laminar akışlı bir akışkan	15
Şekil 2.6.	Hidroelektrik santrallerde türbin yerleşimi	17
Şekil 2.7.	Düşüye göre türbin seçimi	19
Şekil 2.8.	Debi ve düşü değerlerine göre türbin seçimi	19
Şekil 2.9.	Spesifik hıza göre türbin seçimi	20
Şekil 2.10.	Tek çark üzerine 6 püskürtücü uygulaması	22
Şekil 2.11.	Pelton türbin nozulu ve iğnesi	23
Şekil 2.12.	Pelton türbinde deflektör: (a) full debi, (b) debi ayarı, (c) 1/3 debi	24
Şekil 2.13.	Pelton türbini boyutlandırırken kullanılan diagram	27
Şekil 2.14.	Pelton türbin: (a) jet ve çarkın yandan görünümü, (b) kepçenin üsten görünümü, (c) tipik bir hız diyagramı	28
Şekil 2.15.	Pelton türbin hız üçgenleri	28
Şekil 2.16.	Pelton türbinde etkili dönme momenti	31
Şekil 2.17.	İğne boyutlandırılması	32
Şekil 2.18.	Pelton türbinin kepçesine ait önemli büyüklüklerin kepçe üzerinde gösterimi	33
Şekil 3.1.	Kontrol paneli	42
Şekil 3.2.	Pelton türbin çarkının dönme süreci: A kepçesinin su jeti ile ilk karşılaşması	47
Şekil 3.3.	Pelton türbin çarkının dönme süreci: A kepçesinin su jetini tamamen kapsaması	48
Şekil 3.4.	Pelton türbin çarkının dönme süreci: B kepçesinin su jetine hücum açısı 90° olduğunda	48

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.5. Jetin kaybolmasını önleme koşulu: A kepçesinin su jetini tamamen kapsaması 50

Şekil 3.6. Jetin kaybolmasını önleme koşulu: B kepçesi jetin alt kısmından geçtiğinde 51

Şekil 4.1. 6 bar 18-20 kepçe debiye göre tork karşılaştırması 55

Şekil 4.2. 8 bar 18-20 kepçe debiye göre tork karşılaştırması 55

Şekil 4.3. 10 bar 18-20 kepçe debiye göre tork karşılaştırması 56

Şekil 4.4. 6 bar 18-20 kepçe debiye göre verim karşılaştırması..... 56

Şekil 4.5. 8 bar 18-20 kepçe debiye göre verim karşılaştırması..... 57

Şekil 4.6. 10 bar 18-20 kepçe debiye göre verim karşılaştırması..... 57

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 2.1. Pelton türbin çarkı 14
Resim 2.2. Pelton türbin nozulu (1), deflektörü (2) ve iğnesi (3) 24
Resim 2.3. Pelton türbin 25
Resim 3.1. Hidro türbin test merkezi 36
Resim 3.2. Basınç sensörü ve kollektör 37
Resim 3.3. Debimetre 38
Resim 3.4. Türbin devir sayısı ölçüm sensörü 39
Resim 3.5. Torkmetre 40
Resim 3.6. Hidrolik ünite 40
Resim 3.7. Ayar kanadı hidrolik pistonu 41
Resim 3.8. Kontrol ve kumanda odası 42
Resim 3.9. 1. Hat (Santrifüj pompa) 43
Resim 3.10. 2. Hat (Kademeli pompa) 44
Resim 3.11. Pompa sürücü ve inventörleri 45
Resim 3.12. Generatör (Alternatör) 46

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
N_s	Özgül Hız
A	Alan
b	Kepçe Genişliği
BG	Beygir Gücü
c	Suyun Çıkış Hızı
D	Çark Çapı
d/d	Devir/ Dakika
djet	Jet Çapı
dnozzle	Nozul Çapı
e	Enerji
F	Merkezkaç Kuvveti
g	Yerçekimi İvmesi
H	Düşü
h	Kepçe Yüksekliği
i	Nozul Sayısı
kc	Püskürtücü Katsayısı
kg	Kilogram
Kw	Kilowatt
M	Dönme Momenti
m	Metre
m^2	Metrekare
m^3	Metreküp
Mw	Megawatt
N	Newton
N	Türbin Devir Sayısı
Nb	Kepçe Sayısı
Nq	Özgül Hız

Simgeler	Açıklamalar
P	Basınç
Q	Debi
t	Zaman
u	Çarkın Çevresel Hızı
V	Hız
w	Bağıl Hız
W	İş
z	Püskürtücü Sayısı
α	Düzlemle Yapılan Açı
η	Verim
ρ	Yoğunluk

Kısaltmalar	Açıklamalar
DSİ	Devlet Su İşleri
EİEİ	Elektrik İşleri Etüd İdaresi
EÜAŞ	Elektrik Üretim A.Ş
HES	Hidroelektrik Santral
OECD	Ekonomik İş birliği ve Kalkınma Örgütü
TEAŞ	Türkiye Elektrik Üretim İletim A.Ş.
TEDAŞ	Türkiye Elektrik Dağıtım A.Ş.
TEİAŞ	Türkiye Elektrik İletim A.Ş.
TEK	Türkiye Elektrik Kurumu
TETAŞ	Türkiye Ticaret ve Taahhüt A.Ş
YİD	Yap İşlet Devret

1. GİRİŞ

Yenilenebilir enerji, doğal kaynakların sürekli yenilendiği ve sınırsız olarak kabul edilen enerji kaynaklarının kullanılmasıyla elde edilen enerji türüdür [1]. Yenilenebilir enerji türlerine örnek olarak; hidrolik enerji, rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle enerjisi, dalga enerjisi gösterilmektedir [2]. Dünyada ve ülkemizde yaygın olarak kullanılan yenilenebilir enerji kaynaklarından hidrolik enerji, suyun belirli bir yükseklikte sahip olduğu potansiyel enerjinin hidrolik türbinler yardımıyla elektriğe dönüştürülmesiyle elde edilir [1].

Hidrolik türbinlerin temelini oluşturduğu Hidroelektrik santraller (HES) diğer santral türlerine göre; uzun ömürlü, daha ucuz elektrik üretmektedir ve çevreye daha az zarar vermektedir. HES' lerin hızlı bir şekilde devreye alınıp çıkartılabilmesi, şebekenin değişken elektrik yüküne hızlı bir şekilde cevap verilmesine olanak sağlamaktadır [3]. HES' lerde kullanılan hidrolik türbinler aksiyon ve reaksiyon tipi olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

Aksiyon tipi türbinlerden olan Pelton türbinler, yüksek düşü ve düşük debilerde yüksek performansla çalışmaktadır. Kurulum maliyeti diğer türbin ve santral işletmelerine oranla oldukça düşüktür ve elektrik şebekesine bağlanmanın zor olduğu bölgelerde kullanıma uygundur [4].

Pelton türbininin performansını etkileyen; kepçe sayısı, kepçe formu, iğne açısı, nozul sayısı, ayar kanadı açıklığı, genel türbin boyutları gibi çok sayıda tasarım parametresi vardır. Akıştaki sudan en verimli şekilde yararlanmak ve ardı ardına sıralanan kepçeler arasında oluşabilecek riskleri en aza indirgemek için her bir türbin çarkının üretim öncesi kepçe sayısı belirlenmelidir. Bu tez çalışmasında kepçe sayısının, Pelton türbininin hidrolik performansına, akış davranışına ve verimine olan etkisi deneysel ortamda araştırılmıştır. Deneyler, TEMSAN bünyesinde kurulan ve AR- GE çalışmalarında kullanılan Hidro Türbin Test Merkezinde yapılmıştır. Pelton türbinde farklı parametrelerde yapılan deneyler, karşılaştırılarak akış ve verim analizi yapılmıştır.

Kepçe sayısı ile ilgili deneysel analizler literatürde yeterince çalışma bulunmamaktadır. Yaptığımız çalışmada literatürde bulunan bu eksikliği gidermek ve katkıda bulunmak, kamuya ait kurumumuzda bu testleri gerçekleştirerek ülkemize yatırım yapmak ve yerli

üreticilere yol göstermek amacıyla 18 ve 20 kepçeli pelton türbininin deneysel analiz çalışması yapılmıştır.

Literatür araştırması

Yexiang Xiao ve arkadaşları, pelton türbinde hidrolik performans ve dengesiz serbest akışı kepçe sayısı ile nümerik olarak analiz etmişlerdir. Kepçe sayısı arttıkça Pelton türbininin hidrolik verimi %2,8 artışla optimal olarak %91,14'e çıkmıştır. Ardından yaklaşık %0,3 oranında düşmeye başlamıştır. İç akış durumu açısından bakıldığında her bir kepçenin debisini belirleyerek kepçe sayısının türbinin hidrolik performansını etkilediğini bulmuşlardır. Ayrıca kepçe sayısının az olduğu türbinlerde kepçe ağzından gelen sızıntı akışı hidrolik verimi ve güç çıktılarını olumsuz etkilemiştir [5].

Audrius ve arkadaşları, her kepçe sayısı için radyal ve açısal konumun en iyi kombinasyonunun belirlenmesiyle, kepçe sayısının azaltılmasının verimliliği artırabileceği ve üretim açısından faydalı olabileceğini göstermişlerdir. Deneysel sonuçlara göre; parametrelerin yeniden ayarlanması koşucu verimini tek jette %0,8 ve iki jette %0,4 artırmıştır. Jetler arasındaki etkileşimin ortadan kaldırılması için jetler arasındaki açının arttırılması durumunda, iki jetle yapılan deneyde verim artışının daha yüksek olabileceği ve büyük ihtimal tek jet deneyine benzer olabileceğini açıklamışlardır. Verim artışına ek olarak, kova sayısının 18' den 15'e düşürülmesi karmaşıklığı ve maliyeti azalttığını belirtmişlerdir [6].

Jeon-Wong Kim ve arkadaşları , çalışmalarında mümkün olan maksimum verim değerine ulaşmak ve gereken optimum kepçe sayısını belirlemek için teorik formül geliştirmeyi amaçlamışlardır. Her çalışma koşulunda maksimum verimliliğin 31, 25, 13 ve 19 kepçe sayıları sırasıyla arttığını göstermişlerdir. Bu durum su giriş açısının bir fonksiyonu olan itme kuvveti ile ilgilidir. Kepçe sayısı 13 olduğunda su giriş açısı 90°'den büyüktür ve bu da kepçenin maksimum itme noktasını geçtiğini gösterir. Ancak kepçe sayısı 25 olduğunda son su giriş açısı 90°'den az olur dolayısıyla maksimum itme kuvveti yaşanmaz. 31 kepçe sayısında hücum açısı daha da küçük olur ve itme kuvveti de daha küçük olur. Böylece 13 kepçeli verim 25 kepçeliye göre daha yüksektir [7].

Ali Mohammed, çalışmasında Pelton türbin çarkının su jeti çapı değerinin katları ile değişen kepçe sayısı, kepçe genişliği, yüksekliği ve diğer boyutlarını da ele alarak en uygun değerlere göre tasarlanıp 16 ve 17 kepçeli iki çark imal edilmiştir. Hazır bir deney seti üzerinde deneyler yapılmıştır. 16 kepçeli çark ile en yüksek %68,65 verim ve en yüksek güç de 395,6 W olurken 17 kepçeli çark ile %62,65 verim ve 333,2 W da güç elde edilmiştir. 16 kepçe sayısının mikro büyüklükteki Pelton türbinler için kabul edilebilir değer olduğu sonucuna varılmıştır [8].

Audrius ve arkadaşları, Pelton türbin çarkının parametrik optimizasyonu için birçok değişkeni incelemişlerdir. Bunlardan biri de kepçenin şekli ve konumunun verime olan etkisidir. Literatürde 22 veya 23 kepçe kullanılması yönünde eğilim olmasına rağmen daha az kepçe sayısının daha yüksek verimlilik ortaya koyduğunu bulmuşlardır. Kepçeler doğru pozisyon ve şekilde ise daha az sayıda kullanılabileceğini vurgulamışlardır. Ayrıca kepçelerin özgül hızı ve göreceli boyutu da optimum kepçe sayısını etkilediğine değinmişlerdir [9].

Suyesh ve arkadaşları, kepçe profilini yeniden tasarlamak için üç deneme yapmışlardır ve kepçenin derinliği, genişliği ve uzunluğunu değiştirmeye çalışmışlardır. Verimlilikte %6,8'e varan artış elde etmişlerdir. Diğer çalışma alanları ise sıçrama ve rüzgâr etkisinden dolayı genel verimliliği etkileyen kepçenin arka tarafındaki yüzeydir. Bu yüzeyin kepçe torkuna katkı sağladığını kaydetmişlerdir [10].

Saber ve arkadaşları, çalışmasında Pelton türbin kepçesindeki kuvvetin belirlenmesi ve akışın araştırılması için kepçe ayırıcı açısı (55,75,90,115), suyun giriş hızı (20,25,30,35 ve 40 m/s) değerleri ve farklı çap (30 ve 40 mm) parametrelerini iki farklı kepçe modeli üzerinde çalışmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre kepçe üzerindeki kuvvet ile giriş hızı arasında doğrusal bir ilişki olduğunu ortaya çıkarmıştır. Kepçe ayırıcı açısıyla kepçeye etki eden kuvvet arasındaki ilişkinin 90 dereceye kadar doğrusal olduğunu bulmuşlardır [11].

Çoban, çalışmasında kepçe profilinin ve kepçe sayısının piko kaplan türbininin performansına etkisini sayısal olarak incelemiştir. Yaptığı analizler sonucunda kepçe sayısının artması debiyi de artırmıştır. Kepçe sayısı 5 ve 7 iken sonuçlar benzer çıkmıştır ancak 9 ve 11 kepçe sayısına sahip türbinde debi ve türbin performansının azaldığı görülmüştür [3].

2. HİDROLİK TÜRBİNLER

Hidroelektrik tanım olarak, belli bir düşü den düşen veya akan suyun yerçekiminin de etkisiyle potansiyel enerjisinden yararlanarak enerji üretimi, HES ise bu enerjinin üretildiği yapılara verilen isimdir. Günümüzdeki hidroelektrik santrallerinin ilk ve en temel örneği Richart Akwrite' nin İngiltere' de 1771 yılında kurduğu, 1827 yılında ise Fransız mühendis Benoit Fourneyron' un ilk hidrolik türbinli santrali kurduğu bilinmektedir [12].

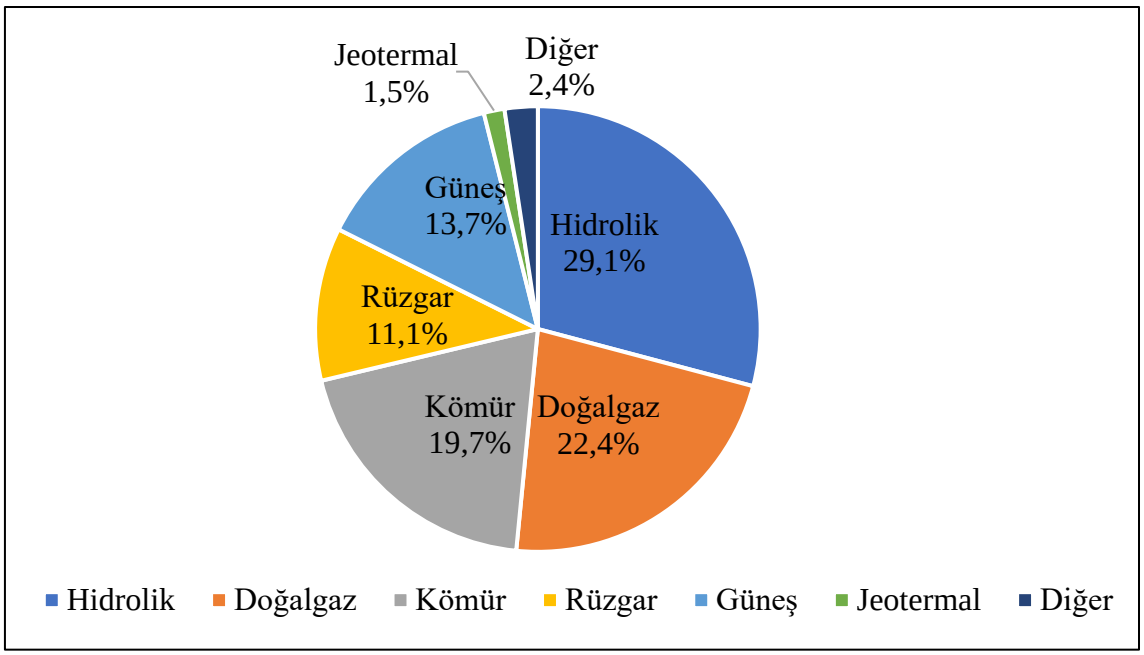
Ülkemizde hidrolik enerjiden elektrik üretimi, küçük ölçekteki HES' lerle başlamıştır. İlk hidroelektrik santralimiz 1902 yılında Tarsus' ta yapılan 60 kW' lık HES' tir. 1930'lu yıllara kadar ülkemizdeki elektrik üretim faaliyetleri yabancı firmaların elinde olsa da 1933 yılında kabul edilen 1580 sayılı kanunla belediyelere santral kurma yetkisi ve daha sonra da finansman sağlanmıştır. 1950' lerin başlarında kurulu güç 408 MW' a ulaşmıştır ancak bu gücün 18 MW' ı HES' lere aittir. 1954 yılında DSİ' nin kurulmasıyla Seyhan Barajı ve HES, Sarıyar Barajı ve HES, Hirfanlı Barajı ve HES bu dönemde kurulan hidroelektrik santrallerden bir kaçıdır.

1935 yılında kurulan Elektrik İşleri Etüd İdaresi (EİEİ) ile DSİ ortak çalışarak bu projeleri hayata geçirmişlerdir. 1960 yılında 1. Beş Yıllık Kalkınma Planı kapsamında kurulan Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı kurulmuştur ve 1964 yılında DSİ bu bakanlığa bağlanmıştır. 1970 yılında Elektriğin üretim, iletim, dağıtım ve ticaretini yapması amacıyla TEK (Türkiye Elektrik Kurumu) kurulmuş ve bu görevleri yerine getirmeye başlamıştır. 1974 yılında 1330 MW güçte Keban Barajı, 1992 yılında ülkemizdeki en büyük HES olan Atatürk barajı (2400 MW) devreye alınmıştır.

1993 yılında 513 sayılı Kanun Hükmünde Kararname ile TEK, elektriğin üretim ve iletiminden sorumlu TEAŞ (Türkiye Elektrik Üretim İletim A.Ş.) ve elektriğin dağıtımından sorumlu TEDAŞ (Türkiye Elektrik Dağıtım A.Ş.) isminde iki ayrı firmaya geçiş yaptırılmıştır. 2001 yılında TEAŞ, EÜAŞ (Elektrik Üretim A.Ş), TEİAŞ (Türkiye Elektrik İletim A.Ş.) ve TETAŞ (Türkiye Ticaret ve Taahhüt A.Ş.) olarak üç kuruma bölünmüştür. 2009 yılı itibariyle 191 HES tesisi bulunan ülkemizde bu tesislerin 106 adedi EÜAŞ tarafından işletilmekteydi. Yap-İşet-Devret (YİD) kapsamında 18 adet, özelleştirilen 7 adet, işletme hakkı devredilen 3 adet ve özel sektörce işletilen 57 adet santral bulunmaktaydı.

inşalı HES tesisleri yasa gereği işletmeye geçiş aşamasında EÜAŞ' a devredilmiştir ve inşa edilecek ve işletmeye alınacak HES tesisleri de EÜAŞ' a devredilecektir [13].

Küresel ısınmanın en çok etkileyeceği ülkeler sıralamasında ülkemiz de bulunmaktadır. Uzun vadede, sürdürülebilir ekonomiyi desteklemek ve çevresel etkileri en aza indirgemek açısından hidroelektrik santraller önemli bir rol oynamaktadır [2].



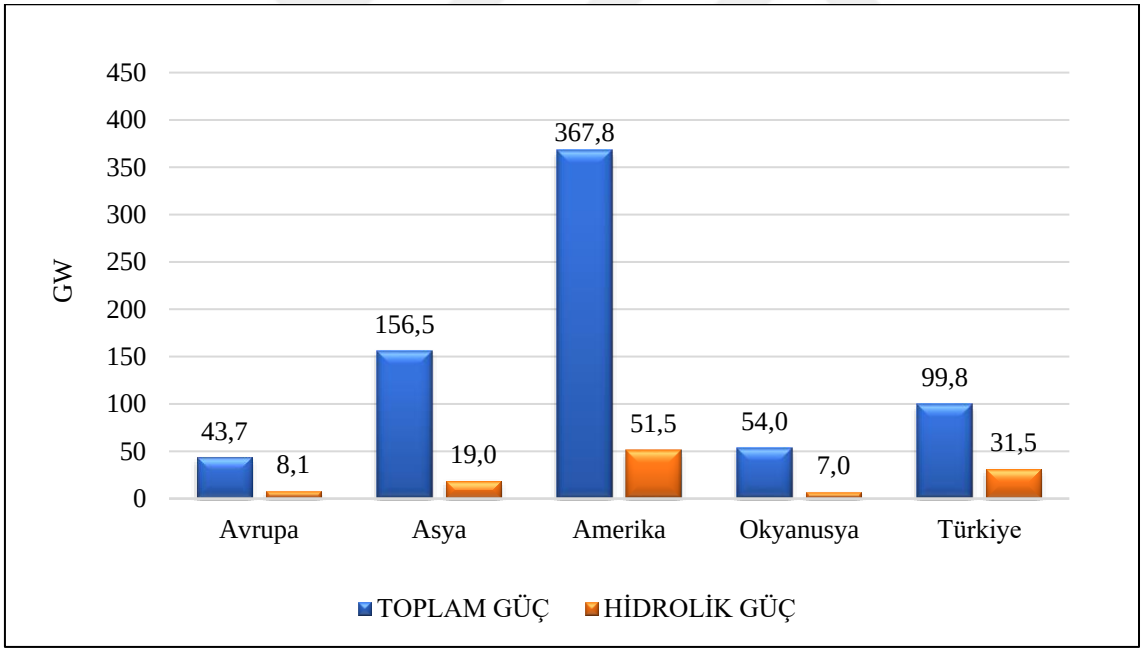
Şekil 2.1. Kurulu gücün enerji kaynaklarına göre dağılımı

Ülkemizde 2024 Haziran ayı itibarıyla kurulu gücümüz (110,5180 GW) ün %29,1' i hidroelektrik enerjiden elde edilmiştir. Şekil 2.1'de kurulu gücün enerji kaynaklarına göre dağılımı yapılmıştır [14]. Ülkemizde mevcut elektrik enerjisi üreten santrallerin sayısı 2024 yılı itibariyle 25.948' e yükselmiştir. Bu santrallerden 763 adedi hidroelektrik santrallerdir. Çizelge 2.1' de [15] Türkiye'nin HES potansiyel durumuna değinilmiştir. Mevcut işletmede olan santraller Türkiye HES potansiyelinin %70,1'ini oluşturmaktadır.

Çizelge 2.1. Türkiye' de HES potansiyel durumu

Potansiyel	*HES Adedi*	*Toplam Kurulu Kapasite (MW)*	*Ortalama Yıllık Üretim (GWh/yıl)*	*Oran %*
İşletmede	740+	32,334	111,660	70,1
İnşaat Halinde	2	465	1,715	1,1
İnşaatına Henüz Başlanmayan	498	15,260	45,813	28,8
Toplam	1260	48,039	159,188	100

Avrupa ve Asya kıtaları arasında köprü olan ülkemiz, sınırları aşan Dicle ve Fırat nehirleri de dahil olmak üzere 25 nehir havzasına ev sahipliği yapmaktadır. Engebenin ve rakımın yüksek olduğu fizyolojik yapıya sahip olması sebebiyle de hidroelektrik enerjiden yüksek verim elde etmeye elverişli bir ülkedir. Daha temiz ekonomi ile daha temiz dünya kurmak için yenilenebilir enerji kullanımını destekleyen OECD kuruluşunun (1960) 38 ülke üyesi bulunmaktadır ve Türkiye kurucu üyelerindendir.



Şekil 2.2. OECD ülkelerinde hidrolik gücün kurulu güce oranı

OECD kuruluşuna bağlı ülkelerin kıta bazında ortalamalarının gösterildiği Şekil 2.2'de [16] Türkiye' nin hidrolik gücünün kurulu güce oranı genel kıta ortalamalarına göre oldukça yüksektir. Ülkemiz genel olarak yüksek debili nehirlere (Fırat, Dicle, Kızılırmak, Seyhan, Ceyhan) sahiptir ve bu nehirler üzerinde Çizelge 2.1' de belirtilen barajlar da yer almaktadır.

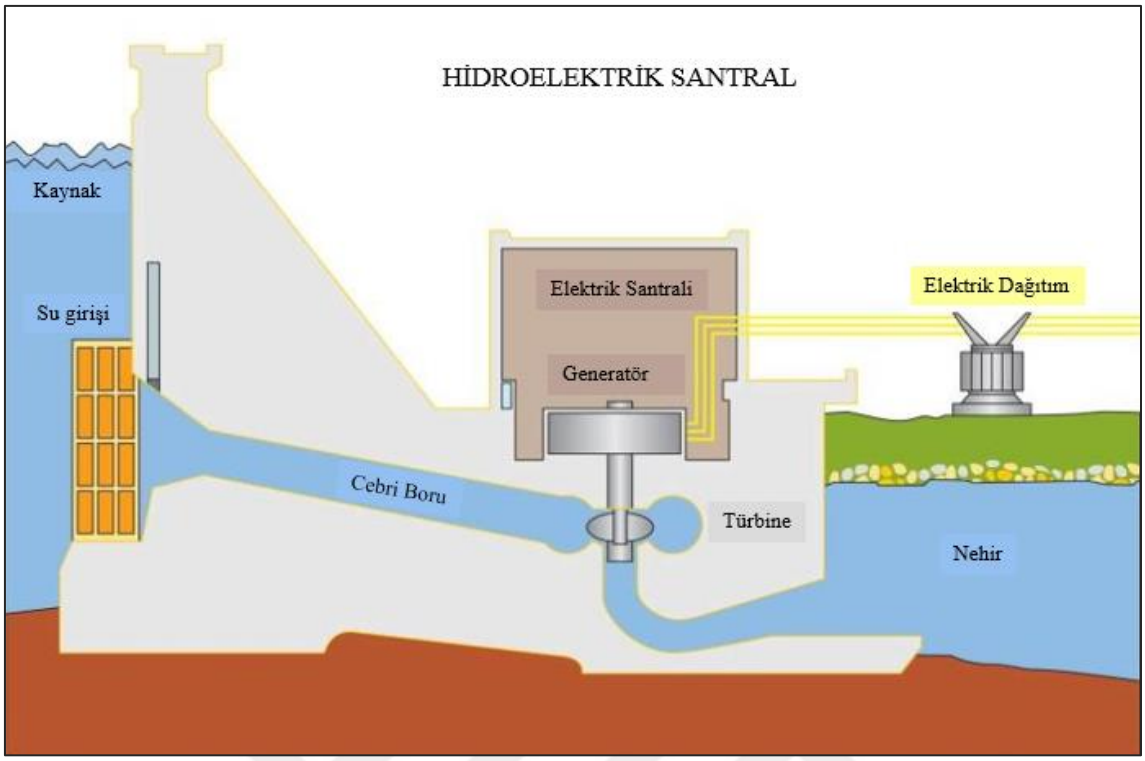
Çizelge 2.2. Ülkemizde bulunan önemli santraller ve enerji üretimleri

Santral Adı	*Yapım Yılı*	*Kurulu Güç (MW)*	*Türbin Tipi-Sayısı*	*Yıllık Üretim (GWh)*	*2023 Yılı Üretim (GWh)*	*2022 Yılı Üretim (GWh)*	*2020 Yılı Üretim (GWh)*	*2016 Yılı Üretim (GWh)*
Atatürk	1992	2405	Francis - 8	8100	3228	3484	7289	6038
Karakaya	1987	1800	Francis - 6	7500	4715	4426	7024	5795
Keban	1984	1330	Francis - 8	6600	4114	3872	5509	4965
Ilısu	2020	1208,6	Francis - 7	4120	2075	1963	2418	-
Altınkaya	1987	702,55	Francis - 4	1632	508	466	606	1210
Birecik	2001	672	Francis - 6	2500	1101	1126	2259	1395
Deriner	2013	669,6	Francis - 4	2117	1442	1830	1476	1986
Berke	2002	510	Francis - 3	1669	940	1011	1833	1101
Hasan Uğurlu	1979	500	Francis - 4	1217	1082	860	881	1310
Ermenek	2012	302,4	Francis - 2	1187	477	659	1344	789
Borçka	2007	300,6	Francis - 2	1039	820	924	769	953
Gökçekaya	1973	278,4	Francis - 3	400	296	234	296	438
Obruk	2009	210,8	Francis - 4	473	162	204	184	321

Çizelge 2.1’de [17, 18] ülkemizde bulunan önemli santrallerin yapım yılı, kurulu gücü, teorik olarak hesaplanan yıllık elektrik üretimi ve yıllara göre şebekeye aktarılan enerji değerleri verilmiştir. Elektrik Üretim Anonim Şirketi (EÜAŞ) tarafından işletilen büyük ölçekli hidroelektrik santralleri olarak 2405 MW kurulu güce sahip Atatürk Barajı ve HES , 1800 MW kurulu güce sahip Karakaya Barajı ve HES, 1330 MW kurulu güce sahip Keban Barajı ve HES sayılabilmektedir [18].

2.1. Hidroelektrik Santrallerin Çalışma Prensibi

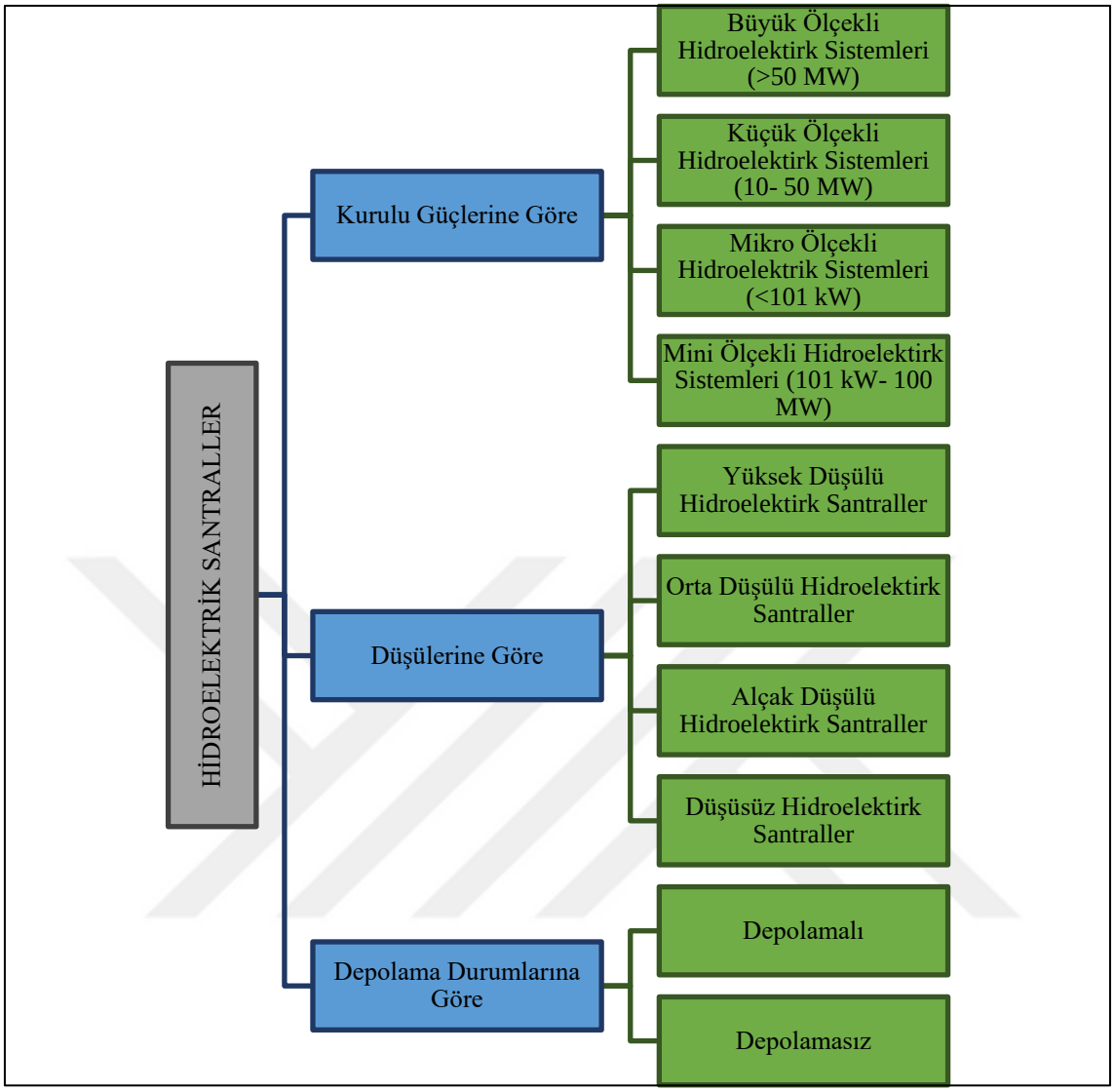
Hidroelektrik santrallerin ana bölümleri; baraj setinin arkasında bulunan su kaynağı, su giriş kapakları, cebri borular, hidrolik türbinler, generatörler, emme borusu, transformatörler, elektriğin iletimine yardımcı donanımlardır [2]. Şekil 2.3’de [19] hidroelektrik santrallerin ana bölümleri gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Hidroelektrik santrallerin ana bölümleri

Kaynaktan cebri boru içerisine akan su sahip olduğu potansiyel enerji ve türbine ulaşana kadar kazandığı kinetik enerji ile türbin kanatlarını çevirir, türbin dönem enerjisini şafta aktarır, dönen şafttaki enerji generatöre iletilir ve elektrik üretilmiş olur.

Cebri borular kaynaktan gelen suyu türbine taşıyan büyük borulardır. Generatör vasıtasıyla üretilen alternatif gerilim, transformatörler ile uzak mesafelere istenilen gerilim değerinde aktarılmak üzere kullanılır. Temel şekilde hidroelektrik santralin bölümleri Şekil 2.3' de gösterilmiştir. Hidroelektrik santraller genel olarak Şekil 2.4' de gösterildiği gibi düşülerine, güçlerine ve depolama durumlarına göre sınıflandırılmaktadır [20].



Şekil 2.4. Hidroelektrik santrallerin sınıflandırılması

Kurulu güce göre sınıflandırmaya bakıldığında; 50 MW üzeri güce sahip olan HES tesisleri doğrudan iletim hatları ile ulusal enerji şebekesine bağlanabilmektedirler. 10- 50 MW arası güce sahip tesisler büyük bir fabrika ya da bir kasabanın enerji ihtiyacını rahatlıkla karşılamaktadır. Gücü 101 kW- 10 MW arası olan tesisler ulusal şebekeye katkısı az olup daha küçük ve yerel yerleşimlerin enerjini karşılayabilmektedir. Mikro ölçekli tesisler ise yalnızca bir yerleşim yapısının enerji ihtiyacını karşılama potansiyeline sahiptir. Genellikle çiftçiler ve geçici yaşam alanlarında tercih edilmektedir.

Hidroelektrik santrallerde türbine gelen su belli bir yükseklikten akarak gelir ve bu yüksekliğe düşü denilmektedir. 150 metre ve üzeri düşüye sahip santraller Yüksek Düşülü; 20- 150 metre arası düşüye sahip santraller Orta Düşülü; 2- 20 metre arası düşüye sahip

santraller Alçak Düşülü ve 2 metreden az düşüye sahip santraller Düşüşüz ya da Akıntı Tipi santraller olarak sınıflandırılmaktadır.

Depolama durumuna göre santral sınıflandırmasında depolamasız sistemlere bakıldığında; suyun bir kısmı iletim kanalıyla aktarıldığından dolayı küçük hidroelektrik santral grubuna dahil olmaktadır. Bu sistemlerin avantajı kurulumu kolay ve maliyeti oldukça düşüktür ancak yağış olmadığı dönemlerde ya hiç çalışmazlar ya da çok düşük güçlerde çalışırlar. İnşaat faaliyetlerini çok azalttıkları için çevreye olan zararları minimumdur.

Depolamalı sistemlerde suyun önüne set çekilerek beton veya dolgu gövde ile kapatılarak baraj ya da rezervuar oluşturulur. Bu sistem yağışın olduğu dönemlerde su biriktirmek üzere yapılandırılmıştır. Yağışın ve kuraklığın olduğu dönemlerde rezervuardaki suyu kullanıp elektrik üretimine devam edebilmek amaçlanmaktadır. Yapısı oldukça karmaşık ve yüksek maliyetlerle inşaa edilmektedir *[20]*.

2.2. Hidrolik Türbin Tipleri

Hidrolik türbinler, suyun sahip olduğu akım enerjisini sürekli dönen çarklar sayesinde mekanik enerjiye çeviren dinamik makinalardır. Su türbinleri 19. yy içinde geliştirilmeye başlanmıştır ve 1891 yılında OSKAR von MILLER tarafından elektrik iletim hatları ile elektrik üretildiği bölgeden daha uzak yerleşim bölgelerine iletilebilmiştir. 1920’ lerden itibaren Francis, Kaplan ve Pelton tipi su türbinleri yaygın kullanılmaya başlanmıştır. Günümüzde bu türbinler çok yaygın kullanılmakta ve verimleri %93-95 seviyesine kadar ulaşmış bulunmaktadır [21].

Hidrolik türbinler literatürde farklı birçok sınıflandırmaya sahiptir. Genellikle aksiyon ve reaksiyon türbinleri olarak sınıflandırılmaktadırlar. Reaksiyon türbinlerinde enerji suyun kanata giriş ve çıkış yaptığı kısımlardaki basınç farkından elde edilir ve kendi içinde Francis, Uskur ve Kaplan türbinleri olmak üzere sınıflandırılmaktadır. Aksiyon türbinlerinde suyun kinetik enerjisinden elde edilen güç kullanılmaktadır ve çark giriş ve çıkış basıncı aynı kalmaktadır. Pelton ve turgo türbinleri en yaygın aksiyon türbinleridir [22].

Türbinleri düşülerine göre de sınıflandırılırlar. 60 m düşüye kadar alçak düşülü, 60- 250 m arası orta düşülü, 250 m ve üzeri düşüye sahip türbinler yüksek düşülü türbinler olarak

sınıflandırılmaktadır. Bunların dışında suyun akış şekline ve özgül hıza göre de sınıflandırmalar yapılmaktadır [23]. Çizelge 2.4' de genel sınıflandırma tablosu verilmiştir.

2.2.1. Reaksiyon türbinleri

Kaplan türbin

Kaplan türbini hidroelektrik santrallerde kullanılan pervaneli reaksiyon türbinidir. Prof. Victor Kaplan tarafından patenti alınan kaplan türbinleri eksenel olarak döndükleri için suyun girişi ile çıkışı arasında basınç farkı yaşanır. Kaplan türbinlerinin bir diğer özelliği ise farklı su akış hızları için maksimum verimliliği korumak üzere kanatların açıları değiştirilebilmesidir. Kaplan türbinlerini Uskur türbinlerinden ayıran özellik türbin kanatlarının sabit ya da hareketli olmasıdır. Uskur türbinlerinin kanatları sabitken Kaplan türbinlerinin kanatları hareketlidir [24].

Hidrolik türbinler düşü, çıkış gücü, mil ekseni ve suyun etki şekli gibi özelliklere göre Çizelge 2.3'de [24] sınıflandırılmıştır.

Çizelge 2.3. Hidroelektrik türbinlerin sınıflandırılması

HİDROLİK TÜRBİNLERİN SINIFLANDIRILMASI				
Düşü	*Türbin Çıkış Gücü*	*Türbin Mili Ekseni*	*Suyun Akış Şekli*	*Suyun Etki Şekli*
H>300 m Yüksek Basınçlı Türbinler	Yüksek Güçlü Hidrolik Türbinler (>100 MW)	Yatay Eksenli Türbinler	Eksenel Akışlı Türbinler (Kaplan, Uskur)	Eksen Tipi Türbinler (Pelton, Turgo, Banki)
400 m<H>20 m Orta Basınçlı Türbinler	Orta Güçlü Hidrolik Türbinler (20- 100 MW)	Dikey Eksenli Türbinler	Radyal Akışlı Türbinler (Francis)	Tepki Tipi Türbinler (Francis, Kaplan, Uskur, Boru)
H<50 m Düşük Basınçlı Türbinler	Küçük Güçlü Hidrolik Türbinler (1- 20 MW)	Eğik Eksenli Türbinler	Diyagonal Akışa Sahip Türbinler (Yüksek Hızlı Francis)	
	Mini Hidrolik Türbinler (100 Kw- 1 MW)		Teğetsel Akışlı Türbinler (Pelton, Banki)	
	Mikro Hidrolik Türbinler (5 Kw- 100 Kw)		Saptırılmış Akışlı Türbinler (Turgo)	
	Piko Hidrolik Türbinler (<5 Kw)			

Francis türbin

Günümüzde en yaygın kullanılan türbin tipidir. 700 m' ye kadar düşü aralığına sahiptirler ve 800 MW' a kadar güç üretilme kapasiteleri bulunmaktadır. Francis türbinlerinin belirleyici özelliği çark tasarımıdır. Çark kanatları üst yüzeyde taca alt yüzeyde ise bileziğe sabitlenmişlerdir. Bu durum çarka sertlik ve güç sağlamaktadır. Çarkın bağlı olduğu şaft türbinin dönen parçalarını meydana getirir. Kanat yapısı meridyoneldir ve profiline bakıldığında su çarka radyal yönde giriş yapıp eksenel yönde çıkış yapmaktadır. Bu şekilde çalışan türbine radyal-eksenel türbinler denilmektedir. Francis türbinleri dışarıdan içeri doğru salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusundan oluşmaktadır. Francis türbininin ayar kanatlarının açıları çark girişinde suyun gerekli hız yönünü sağlamak için değiştirilebilmektedir. Bu kanatların hareketliliği debiyi ve dolayısıyla da türbin verimini artırmaktadır. Ayar kanatlarından sonra çarka ulaşan su dönem işleminden sonra suyun potansiyel enerjisi mekanik enerjiye dönüşür ve jeneratörlere aktarılan bu enerji de elektrik enerjisine çevrilmektedir [25].

2.2.2. Aksiyon türbinleri

Turgo türbin

Pelton türbinlere benzemekle birlikte daha yüksek spesifik hıza sahip aksiyon türbinleridir. Çarkların üzerine belirli bir açıda daha büyük su jetinin yönlendirilmesine izin veren tasarımına sahiptir. 50-250 m' lik su düşü için uygun olan Turgo türbinlerinin verimi %90 derecelerindedir [24].

Banki türbin

Banki türbin tipini Macar uyruklu Banki ve İngizliz uyruklu Michell bulmuştur. Genel olarak Banki (Michell-Ossberger) türbini olarak isimlendirilmektedir. Banki türbinler püskürtme ağzı ve çark olarak ana iki parçadan oluşmaktadır. Su püskürtme ağzı güç ve debi ayarı sağlamaktadır. Su akımı türbin çarkı içinden geçer ve karşılıklı iki noktadan çarka etki etmektedir. İlk girişinde kanatları etkileyen su, çemberden tekrar kanatların arasına giderek kinci bir kuvvet oluşturur ve türbinden çıkış yapmaktadır [24]. Banki türbinler değişken

debili akarsularda ve geniş debi aralıklarında çalışabilmeleri, imalatlarının kolay olması ve maliyetlerinin nispeten daha düşük olması sebebiyle geniş kullanım alanına sahiptir [26].

Pelton türbin

1879'da Lester Pelton, suyu yana doğru boşaltan ve kinetik enerji kayıplarını azaltan çift kepçe tasarımlı bir hidrotürbin çarkı geliştirdi. Ardından, 1895'te William Doble, Peltonun fikrini geliştirerek su jetinin kepçeye sorunsuz şekilde girmesini sağlayan eliptik bir kepçe formu oluşturdu [27].

Resim 2.1'de (Temsan Genel Müdürlüğü Test Merkezi) ki görünüme sahip olan pelton türbinlerde su belirli bir şekle sahip borudan geçirilerek nozul denilen yapıya çarpar ve potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüşür. Yüksek hızda suya sahip olan su jeti kepçe formundaki kanatlara çarparak türbin milinin dönmesini sağlar ve kinetik enerji mekanik enerjiye dönüşmüş olur.

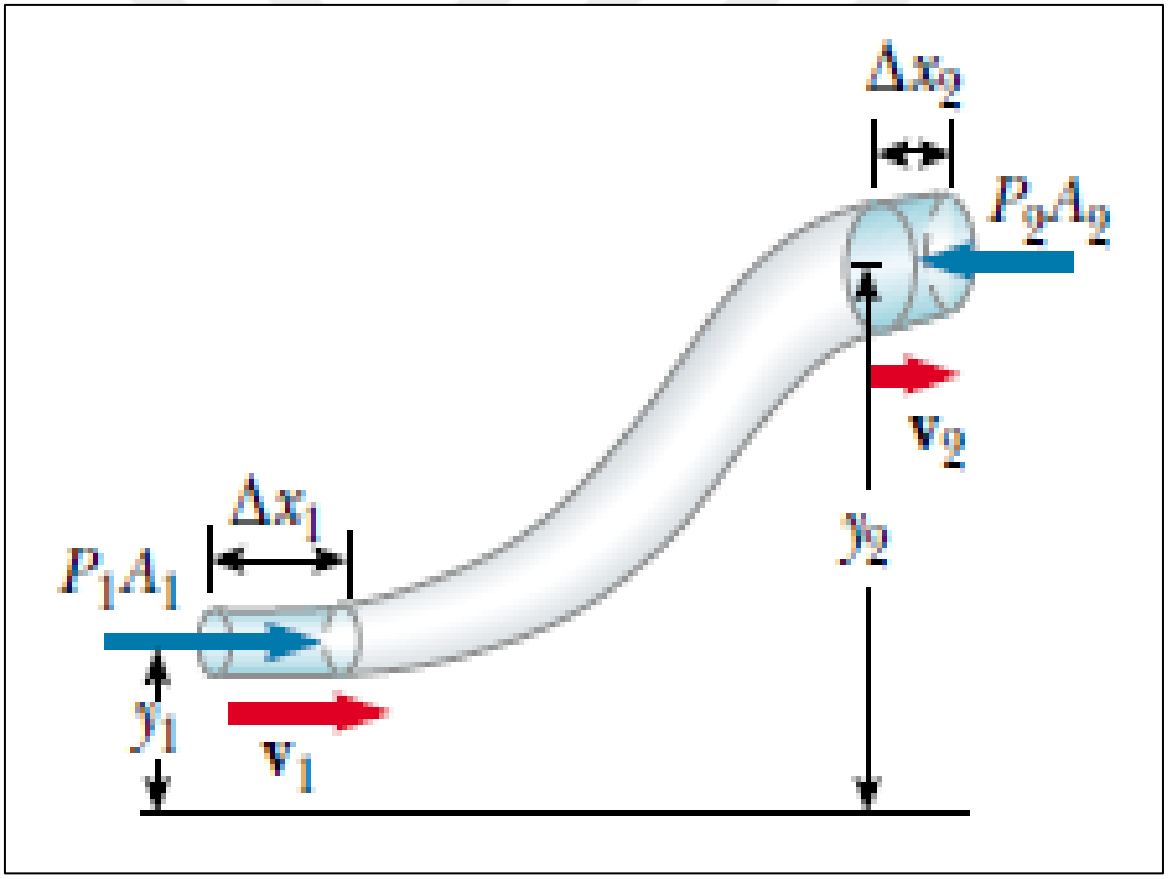


Resim 2.1. Pelton türbin çarkı

2.3. Bernoulli Denklemi (Enerjinin Korunumu Prensibi)

Akışkan hızı, basınç ve düşü arasındaki ilişki ilk kez 1738' de İsveçli fizikçi Daniel Bernolli (1700-1782) tarafından türetilmiştir. Şekil 2.5' de [28] t süresinde değişik kesitli boru içinde akan akışkanın alt ucundaki kuvvet P_1A_1 olur. P_1, 1 konumundaki basıncı, A_1 ise boru giriş kısmındaki alanı ifade etmektedir ve t süresince yapılan iş; $W_1 = F_1\Delta x_1 = P_1A_1\Delta x_1 = P_1V$ olur.

V, borunun alt ucundaki bölgenin hacmini tanımlamaktadır ve üst uçtan geçen sıvının da hacmi aynıdır. Benzer şekilde 2 konumundaki t sürecince yapılan iş; $W_2 = -P_2A_2\Delta x_2 = -P_2V$ olur.



Şekil 2.5. Boru boyunca laminar akışlı bir akışkan

Akışkanın kuvveti yer değiştirmeye karşı olduğu için iş negatiftir. Bu kuvvetler tarafından yapılan net iş;

$W = (P_1-P_2)\ V$ dir. (2.1)

t süresinde meydana gelen kinetik enerjideki değişim;

$\Delta K = \frac{1}{2} m V_2^2 - \frac{1}{2} m V_1^2$, (2.2)

Potansiyel enerjideki değişim;

$\Delta U = mgy_2 - mgy_1$ dir. (2.3)

İş enerji teoremini akışkanın bu hacmine uygulandığında,

$W = \Delta K + \Delta U$ (2.4)

$(P_1 - P_2)\, V = \frac{1}{2} m V_2^2 - \frac{1}{2} m V_1^2 + mgy_2 - mgy_1$ (2.5)

Her terimi V ile bölersek ve $\rho = m / \Delta V$ olarak alınırsa,

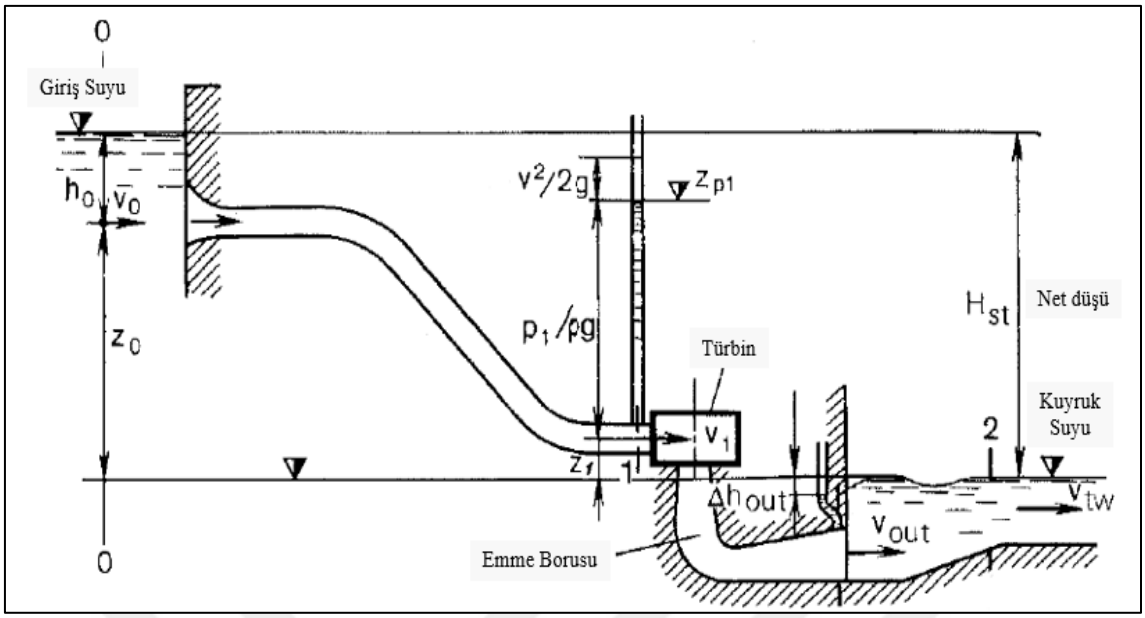
$(P_1 - P_2) = \frac{1}{2} \rho V_2^2 - \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g y_2 - \rho g y_1$, (2.6)

Terimleri düzenlediğimizde,

$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g y_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g y_2$ (2.7)

Kararlı durumda vizkoz olmayan ve sıkışmayan akışkana uygulanan Bernoulli Denklemi oluşmaktadır. Bu eşitlik genellikle denklem (2.8)' de ki şekilde ifade edilmektedir [28].

$P + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g y = \text{sabit}$ (2.8)



Şekil 2.6. Hidroelektrik santrallerde türbin yerleşimi

Yukarıda bulunan Şekil 2.6 'ya [29] bakıldığında hidroelektrik santrallerde türbin yerleşimi şema edilmiştir. Suyun girdiği kısım (head water) ile çıkış yaptığı kuyruk suyu (tail water) kısımları arasında bulunan yükseklik farkı net düşüyü Hn veya diğer ismi ile statik düşüyü Hst oluşturmaktadır.

$$H_{st} = z_0 + h_0 \tag{2.9}$$

Türbin giriş ve çıkışı arasındaki enerji farkı türbinin hidrolik gücünü oluşturur.

$$H = e_1 - e_2 \tag{2.10}$$

Türbin su giriş çıkışı arasında geri kazanılabilecek enerjiyi belirlemek için Bernoulli denklemi uygularız ve denklem (2.7)' yi 1/ρ.g ile çarparsak,

$$e_1 = \frac{P_1}{\rho.g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2.g}, \tag{2.11}$$

e_1 denkleminin ardından Bernoulli denklemini baştan yazarsak;

$$\frac{P_0}{\rho.g} + z_0 + \frac{V_0^2}{2.g} = \frac{P_1}{\rho.g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2.g} + h_{kayıp} \text{ ve } (P_0/\rho.g) = h_0 \tag{2.12}$$

$$\frac{P_1}{\rho.g} = H_{st} - z_1 + \frac{V_0^2}{2.g} - \frac{V_1^2}{2.g} - h_{kayıp} \quad (2.13)$$

$$e_2 = \frac{V_2^2}{2.g} \quad (2.14)$$

$$H = H_{st} + \frac{V_0^2}{2.g} - \frac{V_2^2}{2.g} - h_{kayıp} \quad (2.15)$$

Denklem (2.15) türbinin net hidrolik düşüsünü ifade etmektedir [29]. Türbin giriş ve çıkış kanalındaki boyutları hemen hemen aynı kabul edersek $V_0 \approx V_2$' ye eşit olur ve diğer kayıplar ihmal edildiğinde türbinin hidrolik gücü şu şekilde formülize edilir [30];

$$P_{hyd} = \rho.g.Q.H \quad (2.16)$$

ρ [kg/m^3] suyun yoğunluğu, g [m/s^2] yerçekimi sabiti ve Q [m^3/s] debiyi temsil etmektedir. Değişik kesitli ve eğimli cebri boru donanımında girişteki su hızı C_0=0 m/s (=V_0), girişteki ve çıkıştaki basınç P_0=P_2=0 (atmosfer basıncı), F_1 kesitindeki su yüksekliği h_1=0 m olduğundan;

$$H + \frac{P_0}{\rho.g} + \frac{C_0^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho.g} + \frac{C_2^2}{2g} \quad (2.17)$$

$$H = \frac{C_2^2}{2g} \text{ (m) olacaktır.} \quad (2.18)$$

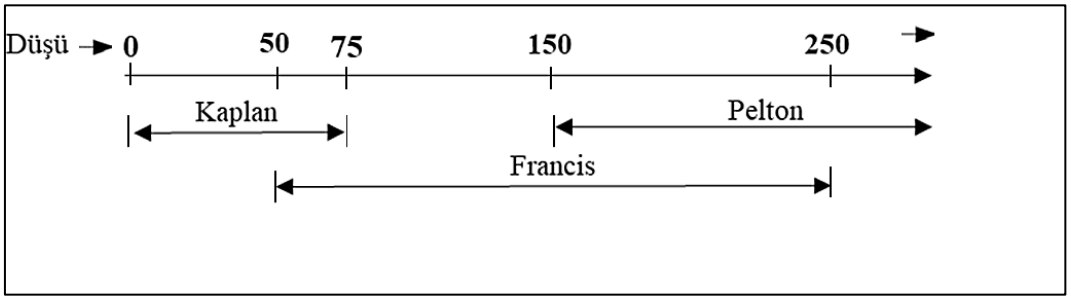
Bu eşitlikten suyun çıkış hızını Torricelli denklemi olarak bilinen aşağıdaki ifadeyi yazarak bulmuş oluruz [21].

$$C = \sqrt{2g.H} \quad (2.19)$$

2.4. Türbin Seçimi

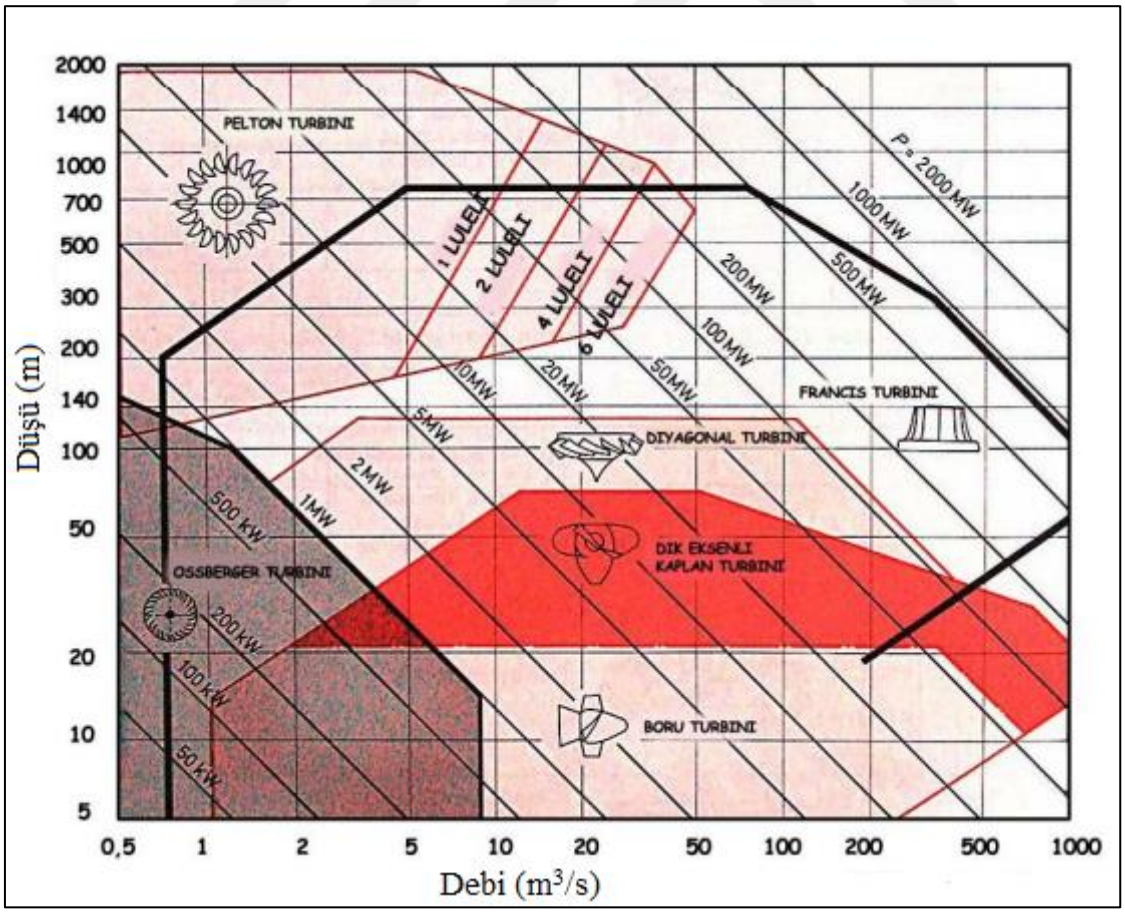
Hidrolik türbinlerin kullanıldığı hidroelektrik santrallerin kurulum projeleri çok büyüktür ve çok yüksek yatırımlar gerektirmektedir. İki temel verinin, yani düşü ve debinin geniş kapsamlı olması sebebiyle her proje bir diğerinden farklı olmaktadır. Bu sebeple türbin

seçimi ve tasarımı, türbinin mümkün olan en yüksek verimliliğe sahip olması için titizlikle yapılmalıdır.



Şekil 2.7. Düşüye göre türbin seçimi

Bir projede belirtilen düşü ve debiye uygun türbin tipine karar vermek için iki yaklaşım bulunmaktadır. Bu yaklaşımlardan biri düşüdür. Şekil 2.7' de [31] belirtilen düşü aralıklarına göre türbin tipi seçmek mümkündür. Şekil 2.8'de [32] debi ve düşü değerlerine göre türbin tipi belirleme grafiği belirtilmiştir.



Şekil 2.8. Debi ve düşü değerlerine göre türbin seçimi

Bir diğer yaklaşım ise proje verilerine karşılık gelen özgül hızdır. H (düşü, m) ve Q (debi, m^3/s) kullanılarak aşağıdaki denklem (2.20) yardımıyla güç (Watt) hesaplanır;

$$P = H.Q.\rho.g.\eta \tag{2.20}$$

Güç hesaplandıktan sonra türbin hızı olan N (rpm) senkron hızlardan seçilmelidir çünkü türbinler generatörleri tahrik etmektedirler. Ardından türbinin özgül hızı denklem (2.21) ile hesaplanmaktadır.

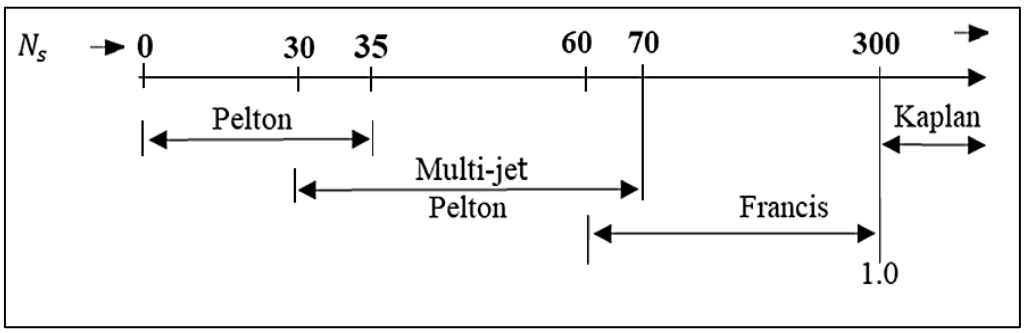
$$N_s = \frac{N.\sqrt{P}}{H^{5/4}}, \tag{2.21}$$

Yukarıdaki denklem (2.21)'de gücün birimi (P)- [BG], düşü (H)- [m], devir sayısı (N)-[rpm veya d/d] olmalıdır.

Yukarıda gücün kullanıldığı denklem verilmiştir. Ayrıca debi ile bulunan başka bir özgül hız denklemi de bulunmaktadır. Denklem 2.22' de [31] N_q ifade edilmektedir.

$$N_q = \frac{N.\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \tag{2.22}$$

Belirlenen spesifik hıza karşılık gelen türbin tipleri Şekil 2.9'dan [31] seçilebilir.



Şekil 2.9. Spesifik hıza göre türbin seçimi

Özgül hıza göre türbin tipleri Çizelge 2.4' de belirtilmiştir [24].

Çizelge 2.4. Özgül hıza (N_s) göre türbin tipleri

Türbin Tipi	*Özgül Hız (N_s)*
Pelton	12-30
Turgo	20-70
Banki	20-80
Francis	80-400
Uskur veya Kaplan	340-1000

2.5. Pelton Türbinin Yapısı ve Parçaları

Pelton türbinlerde suyun akış istikametine göre türbinin ana parçaları sırasıyla püskürtücü, iğne, saptırıcı, çark ve kepçelerdir.

Püskürtücü (Enjektör)

Püskürtücünün görevi, cebri boru vasıtasıyla yüksek basınç ve düşük hız ile türbine iletilmiş bulunan suyun basıncını atmosfer basıncına indirgeyip su hızının da yükselmesini sağlayarak bir su jeti meydana getirmektir ve bu su jetinin türbin çarkına uygun şekilde yöneltilmiş olmasını sağlamaktır.

Bir çark üzerinde en fazla 6 adet püskürtücü olabilir ve böylelikle her püskürtücü arasındaki açı 60° olmaktadır. Bir kepçe bir önceki püskürtücünün etkisinden 60°' lik bir açı ile kurtulup diğer püskürtücünün etkisine girebilmektedir. Yeni kepçenin etkisi eski kepçenin etkisinden kurtulmadan başlarsa suyun akış şartları ve verim dengesi bozulmaktadır [33]. Şekil 2.10'da [34] tek çark üzerine 6 püskürtücü uygulaması gösterilmiştir.

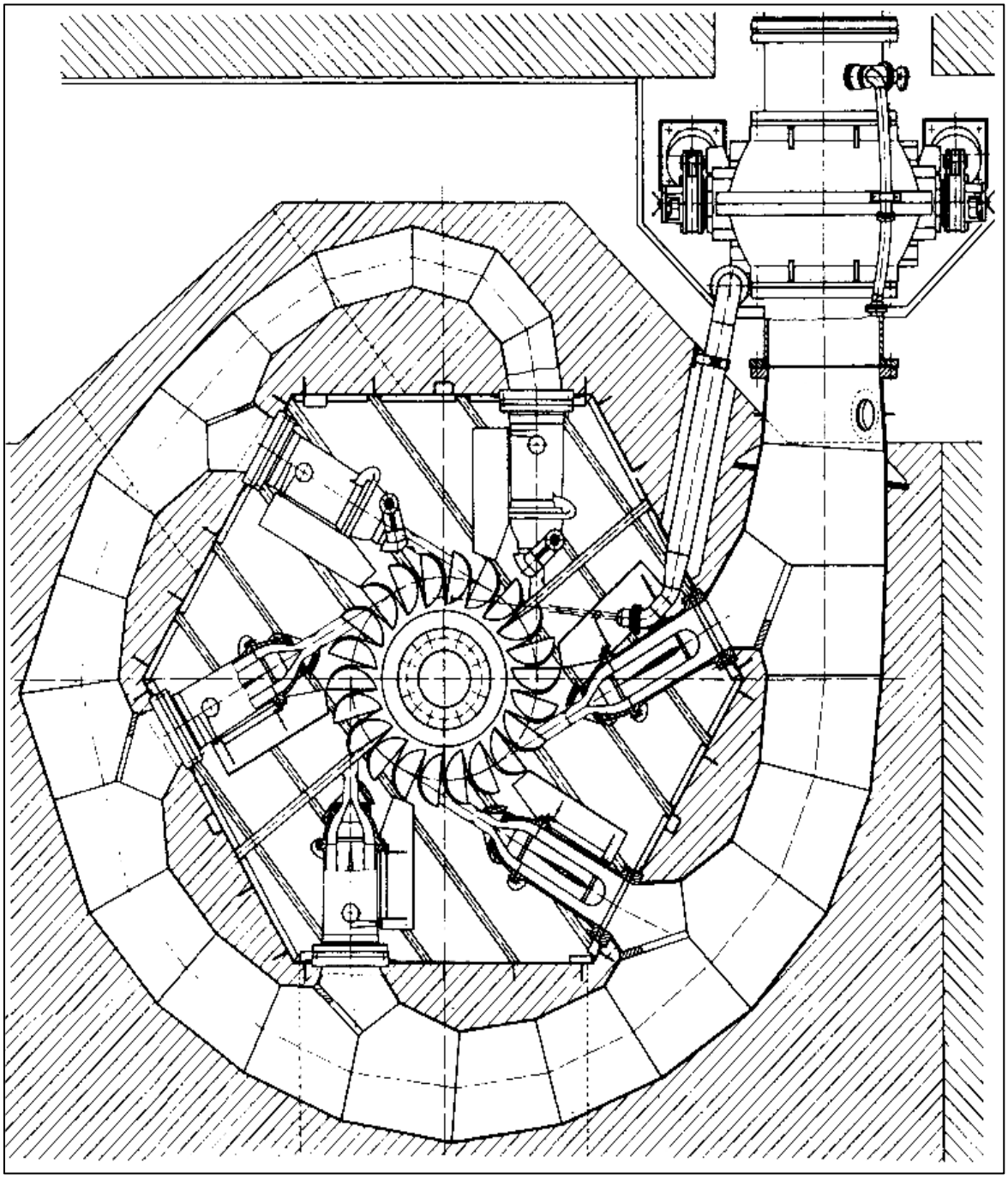
Nozul

Nozul, su akışını düzenleyen ve yönlendiren dairesel bir parçadır.

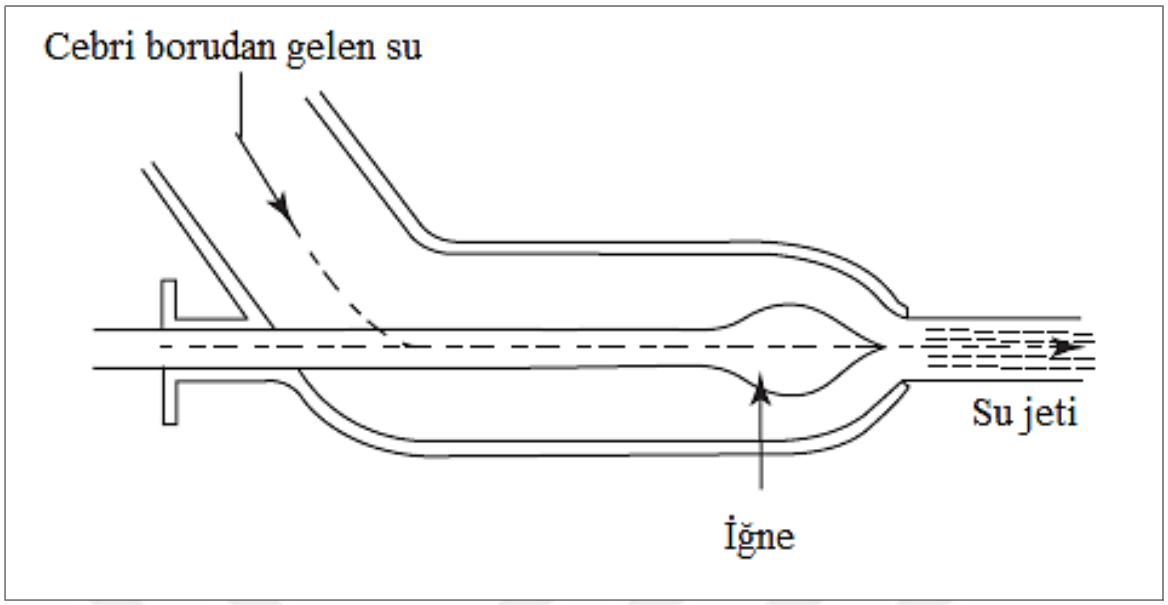
İğne

İğne nozulun içinde hareket ederek suyun debisini kontrol etmektedir. Nozulun ağız çıkışını iğne kısmen ya da tamamen kapatabilmektedir. Bu şekilde su jetinin hızını, farklı yük ve debiler için stabil tutabilir ve bu sayede rotor farklı ağız açıklıkları olsa bile hızı

değişmeyecektir [24]. Şekil 2.11’ de [31] pelton türbin nozulu ve iğnesinin şematik görünümü bulunmaktadır.



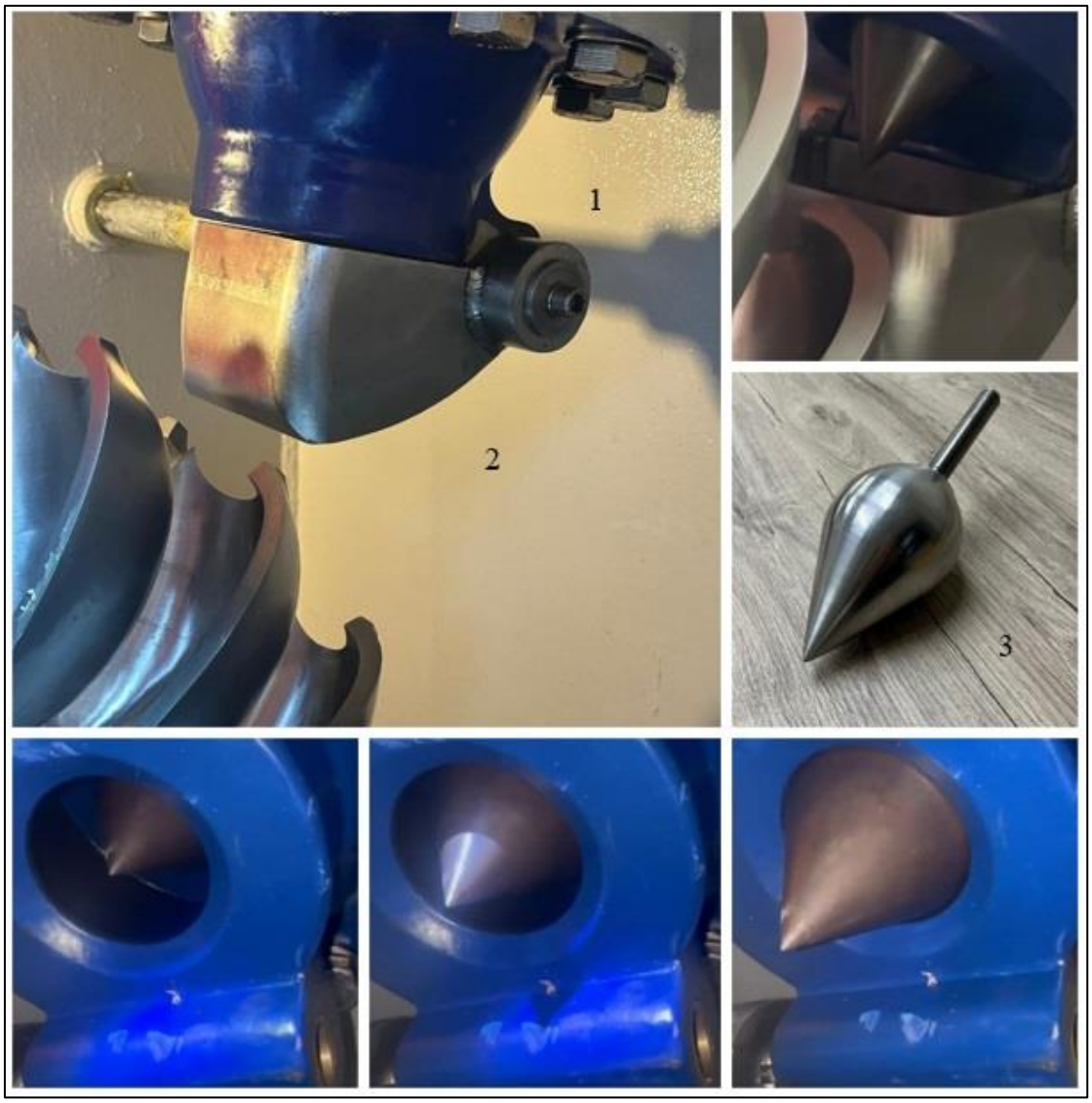
Şekil 2.10. Tek çark üzerine 6 püskürtücü uygulaması



Şekil 2.11. Pelton türbin nozulu ve iğnesi

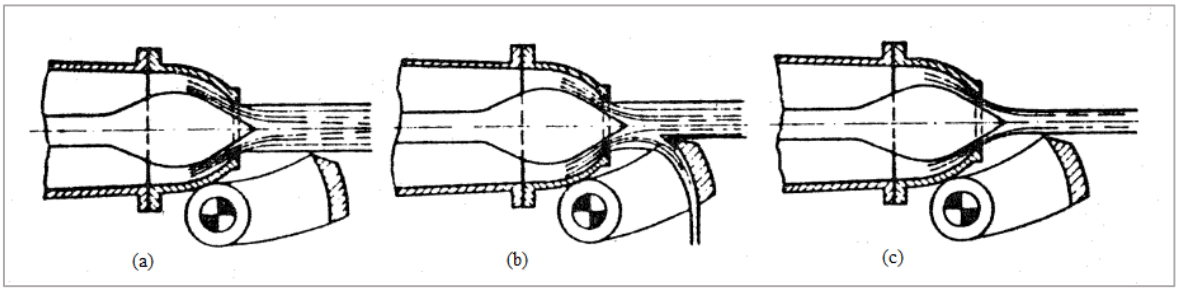
Deflektör

Çarka gelen su jetini deflektör keser ve ani yük değişimlerinde iğne yeni konuma gelmeden harekete geçerek su jetinin çarka gelmesine engel olur [22]. Resim 2.2'de deflektör ve iğne ayarı uygulamalı olarak gösterilmiştir.



Resim 2.2. Pelton türbin nozulu (1), deflektörü (2) ve iğnesi (3)

Şekil 2.12'de [35] gösterildiği gibi deflektör ile debi ayarı yapılmaktadır.



Şekil 2.12. Pelton türbinde deflektör: (a) full debi, (b) debi ayarı, (c) 1/3 debi

Çark

Etrafındaki kepçeler ile su jetinin sahip olduğu kinetik enerjiyi absorbe edip bu enerjiyi çark miline aktarır ve mekanik enerjiye dönüştürür. Belli sayıda kepçesi olan çarkın geometrisi ve türbinin hidrolik profili, kepçe şekilleri ve sayıları türbinin özgül hızına bağlıdır [36]. Resim 2.3'de Temsan Genel Müdürlüğü' ne ait pelton türbin çarkı ve kepçeleri gösterilmiştir.



Resim 2.3. Pelton türbin

Kepçe

Suyun kepçelere çarpması çarkı döndürür ve mekanik enerjinin oluşmasını sağlar. Kepçeler su jetini aynı düzlemde 160 ve 165 ° lik açılarla saptırır. Kepçeler üzerinde iş yapıldıktan sonra su kuyruk suyuna boşaltılır ve nozul çıkışından kuyruk suyuna kadar tüm enerji transferi sabit basınçta gerçekleşir. Kepçeler, çarka gelen baskıyı önlemek için suyun ortasından teğetsel olarak girip geriye doğru boşalacak ve her iki yönde teğetsel olarak tekrar akacak şekilde şekillendirilmektedir. Pelton çarkının gövdesi hidrolik olarak bir işlev görmemektedir. Ancak çarkı kazalara karşı korur, suyun sıçramasını önler ve suyun kuyruk suyuna iletilmesini sağlar [37].

2.6. Pelton Türbinin Tasarımı ve Boyutlandırılması

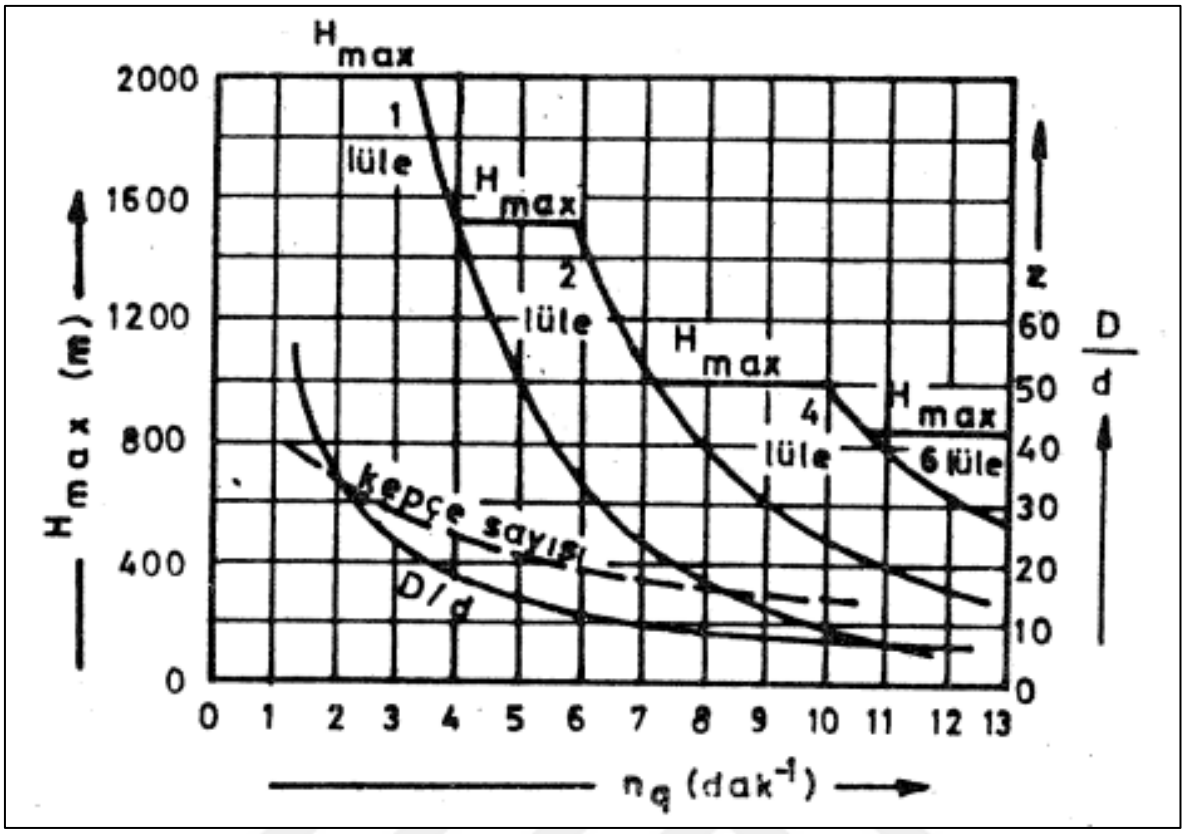
Bir türbin tasarlanırken gereken en temel parametreler net düşü ve suyun debisidir. Düşü ve debiye bağlı olarak belirlenen özgül hız değeriyle türbin tipi seçilir ve bölüm 2.4. Türbin Seçimi kısmında ayrıntılı anlatılmıştır. Türbin tipinin Pelton olmasına karar verildikten sonra türbin işletme devri (n), jet sayısı, jeti gören çark çapı (D) ve jet çapı (d) belirlenmesi gereken bir diğer önemli parametrelerdir.

Düşü (H) verilmişse jet çıkışındaki hız c_1 [35] ;

$$c_1 = \sqrt{2.g.H} \tag{2.24}$$

Çarkın çevresel hızı $u = \frac{c_1}{2}$ (2.25)

İşletme devir sayısı (n) seçilirken n_q değeri kontrol edilir ve düşü için uygun olup olmadığına bakılır. Farklı devir sayıları için özgül hız ve jet sayısı hesaplanıp kontrol edilmektedir. Devir sayısı seçildikten sonra D/d değerine göre Şekil 2.13'de [35] ki eğriden yeni n_q değeri seçilir ve ilk n_q değeri ile karşılaştırma yapılır.

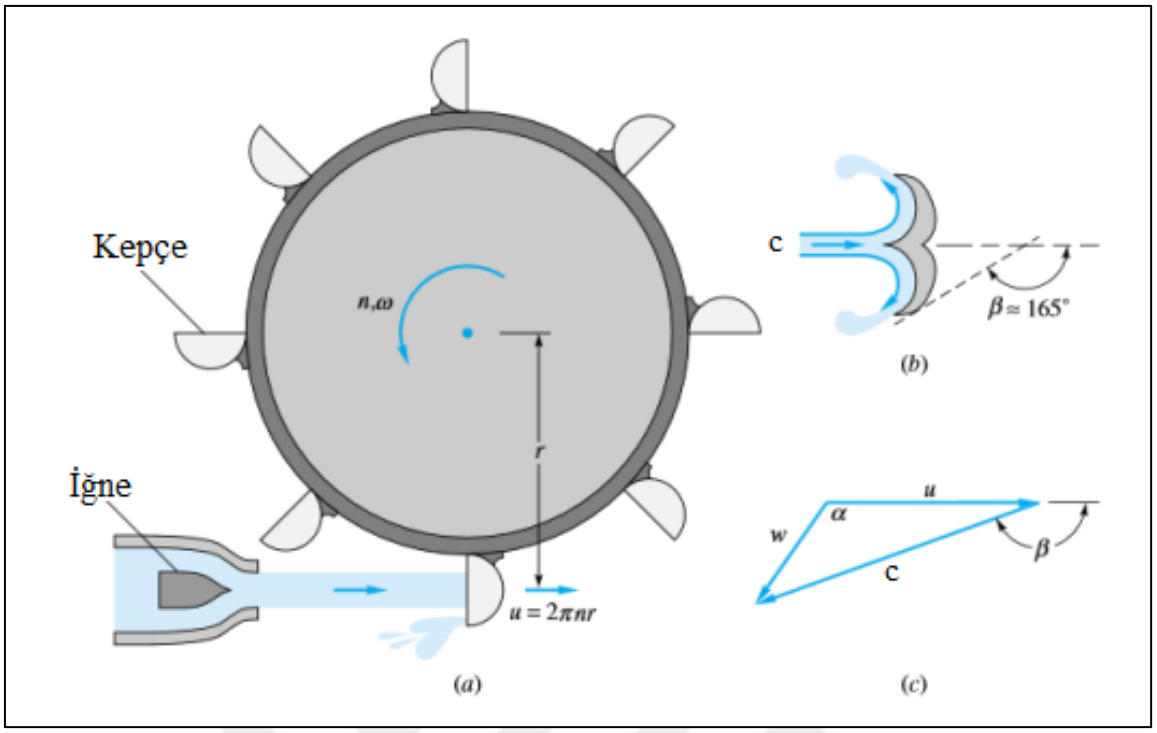


Şekil 2.13. Pelton türbini boyutlandırırken kullanılan diagram

Çark çapı, $D = \frac{60.u}{\pi.n}$ (2.26)

Jet çapı, $d_{jet} = 0{,}536\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$ (2.27)

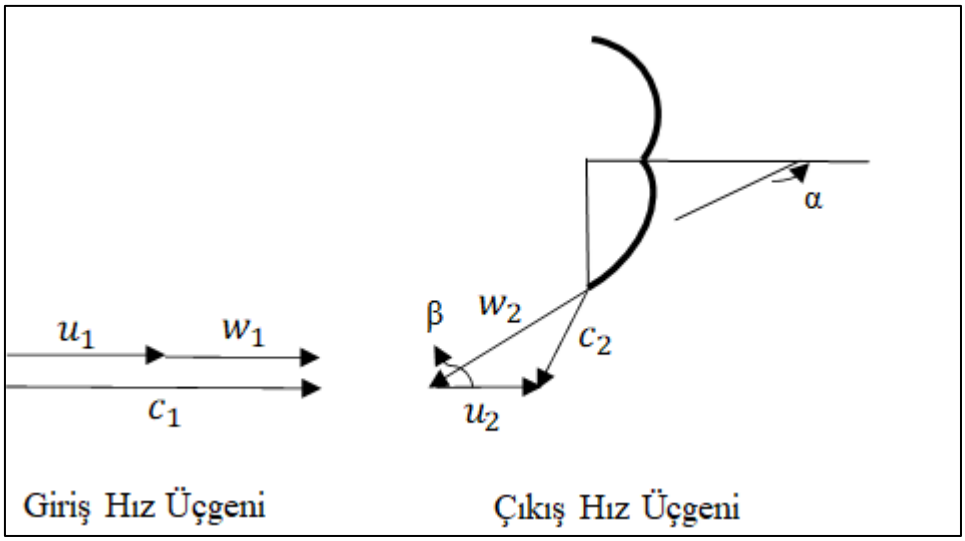
Püskürtücü (lüle) sayısının birden fazla olduğu durumlarda, debi püskürtücü sayısı (z) kadar kollara ayrılacağı için n_q değeri $\sqrt{z}$' e bölünmelidir [35].



Şekil 2.14. Pelton türbin: (a) jet ve çarkın yandan görünümü, (b) kepçenin üsten görünümü, (c) tipik bir hız diyagramı

Su jetinin girişteki açısı neredeyse sıfır olduğundan Şekil 2.14' de [38] gösterildiği gibi düz bir çizgidir. Kepçeler durdurulursa o zaman bağıl akışkan w_1 (girişteki bağıl hız) şu şekilde verilir;

$$w_1 = c_1 - u_1 \tag{2.28}$$



Şekil 2.15. Pelton türbin hız üçgenleri

Denklem (2.28) ‘de c_1 girişteki jet hızını u_1 ise kepçe hızını temsil etmektedir. Jetin kepçe yüzeyi üzerinden geçişi sırasında düzlemle yaptığı açı Şekil 2.15’ de [37] gösterildiği gibi α’dır ve çıkıştaki bağıl hızı w_2’ dir. Çıkıştaki mutlak hız c_2, kepçe hızı vektörü u_2 ve çıkıştaki bağıl hız w_2’nin eklenmesiyle elde edilir.

Euler Türbin denklemi kullanılarak;

$$H=(u_1.\ c_{1u}-u_2.\ c_{2u})/g.\eta \quad (2.29)$$

c_2 hızı u çevresel hızına dik ise c_{2u}= 0 olur ve dolayısıyla denklem,

$$H=u_1.\ c_{1u}/g.\eta \quad (2.30)$$

Şeklinde kısalacaktır. Bu eşitlikten u_1 çekilirse;

$$u_1 = H.\ g.\eta/c_{1u} \quad (2.31)$$

Bulunur ve pelton türbinlerde c_1 ve c_{1u} hızları çakışık olup c_1= c_{1u} eşitliği söz konusudur.

Düşünün bilinmesi durumunda c_1 hızı,

$$c_1 = \sqrt{2.g.H} \quad (2.32)$$

Eşitliğinden hesaplanır ve u_1 eşitliği tekrar yazılırsa,

$$u_1 = \frac{\eta.g.c_1^2}{2.g.c_1} = \eta.\ \frac{c_1}{2} \quad (2.33)$$

η= 1 kabul edildiğinde; (2.34)

$$u_1 = \frac{c_1}{2} \quad (2.35)$$

Böylelikle ,

$$w_1=w_{u1}=\frac{c_1}{2} \quad (2.36)$$

Geri fışkıran su jeti w_2'dir. Sürtünme kuvveti haricinde basınç enerjisi gibi bir kuvvet çarka etki etmediğinden, $w_1 = w_2$ olup aralarındaki tek fark vektörel olarak zıt yönlülerdir.

u_2=w_2.Cosβ (2.37)

c_2=$\sqrt{w_2^2 - u_2^2}$ (2.38)

Kullanılmayan enerji denklem (2.39) ile bulunur. Çark sürtünme kayıpları, yataklama kayıpları ve benzeri diğer sürünme kayıpları dikkate alınmadığında sadece çıkıştaki c_2 hızından ötürü meydana gelen kayıp verimi çok az etkilemektedir [35].

$H_{kayıp}$= c_2^2/2.g (2.39)

η_t=(H- $H_{kayıp}$)/H (2.40)

Kayıpsız türbin gücü ise;

P=Q. u_1. c_{1u} (2.41)

İle bulunur.

Pelton türbinleri kepçe merkezkaç (F_c) ve jet kuvvetinin (F_s) etkisindedir.

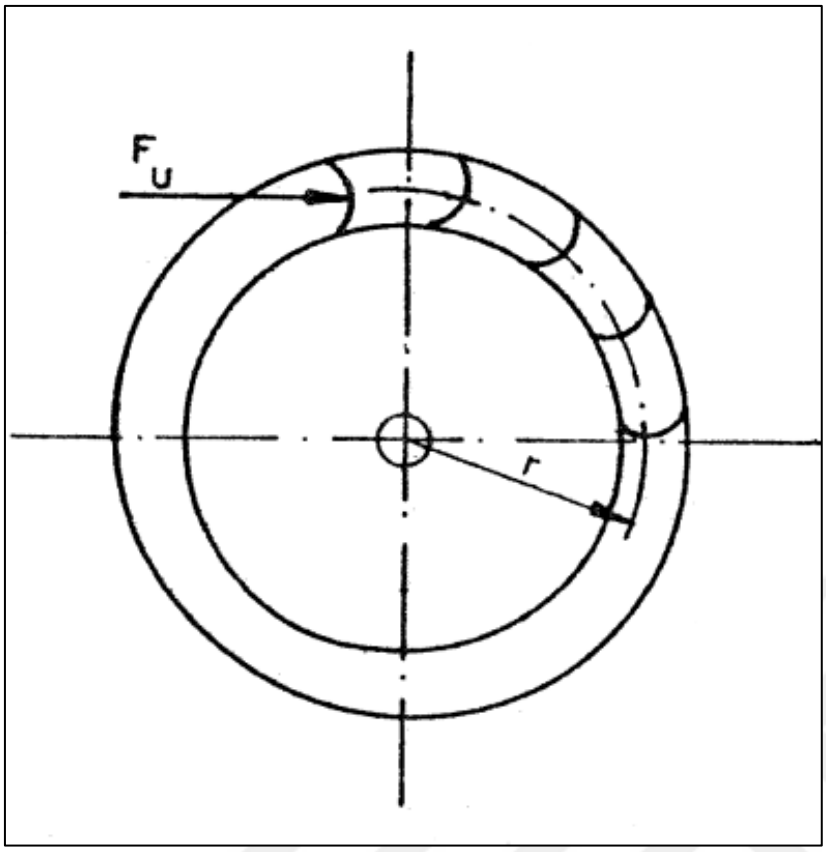
F_c = m.r. ω^2, (N) (2.42)

Merkezkaç kuvveti denklem (2.42) ile ifade edilmiştir. Denklemde m kepçelerin kütlesi (kg), r çark yarıçapı (m) ve ω açısal hızı (s^{-1}) temsil etmektedir.

F_u=Q.ρ.(c_{1u}- c_{2u}), (N) (2.43)

Jet kuvveti denklem (2.43) ile ifade edilmiştir. c_u (m/s) türbin çarkında mutlak hızların çevresel bileşenlerini temsil etmektedir. c_{2u}= - c_{1u} olması durumunda jet kuvveti en büyük değere ulaşır.

F_{umax}=2.Q.ρ.c_{1u}, (N) (2.44)



Şekil 2.16. Pelton türbinde etkili dönme momenti

M_t=F_u.r = Q.ρ.(r. c_{1u}- $r.c_{2u}$), (N.m) (2.45)

Bu eşitlik bize türbin milinde meydana gelen momenti gösterir [35] ve Şekil 2.16'da gösterilmiştir.

2.7. Pelton Türbinin Elemanlarının Boyutlandırılması

Pelton çarkının kepçelerine gelecek enerji yüklü su, çark girişindeki basınçlı botu hattının çıkışında bulunan ve içinde iğne olan püskürtücü vasıtasıyla kepçelere gönderilir.

Püskürtücü çıkışı hüzme hızı,

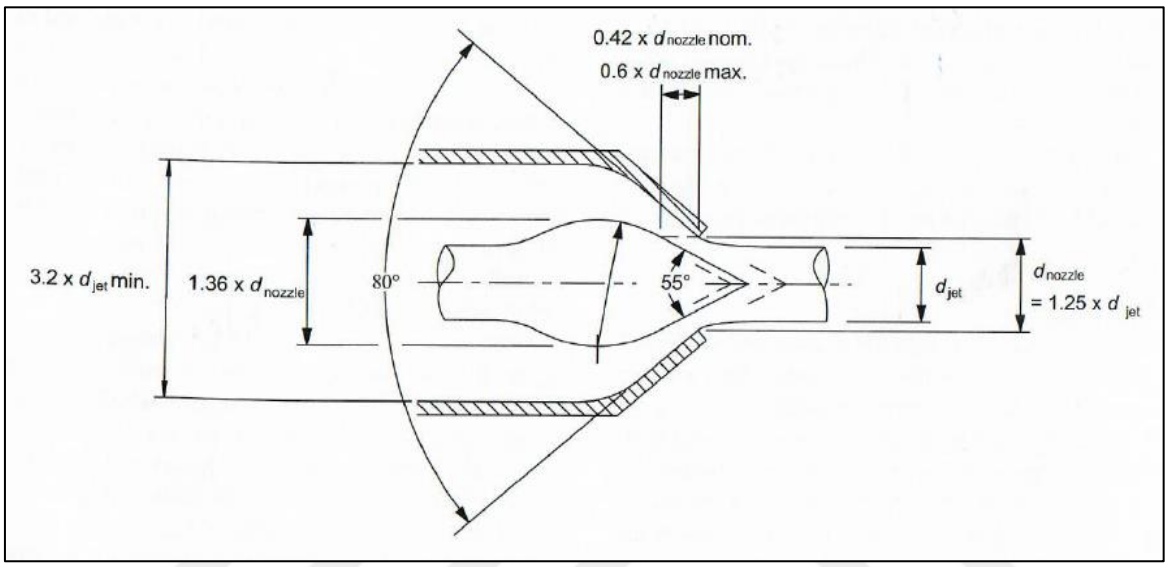
c_1=k_c.$\sqrt{2.g.H}$ (2.46)

Denklemi ile bulunur. k_c püskürtücü katsayısını (0,96-0,99) ifade etmektedir [39].

Püskürtücü çapı,

$$d_{jet}=\sqrt{\frac{4.Q/i}{\pi.c_1}} \quad (2.47)$$

ile bulunur ve eşitlikte (Q/i) her püskürtücüye gelen debi miktarıdır.



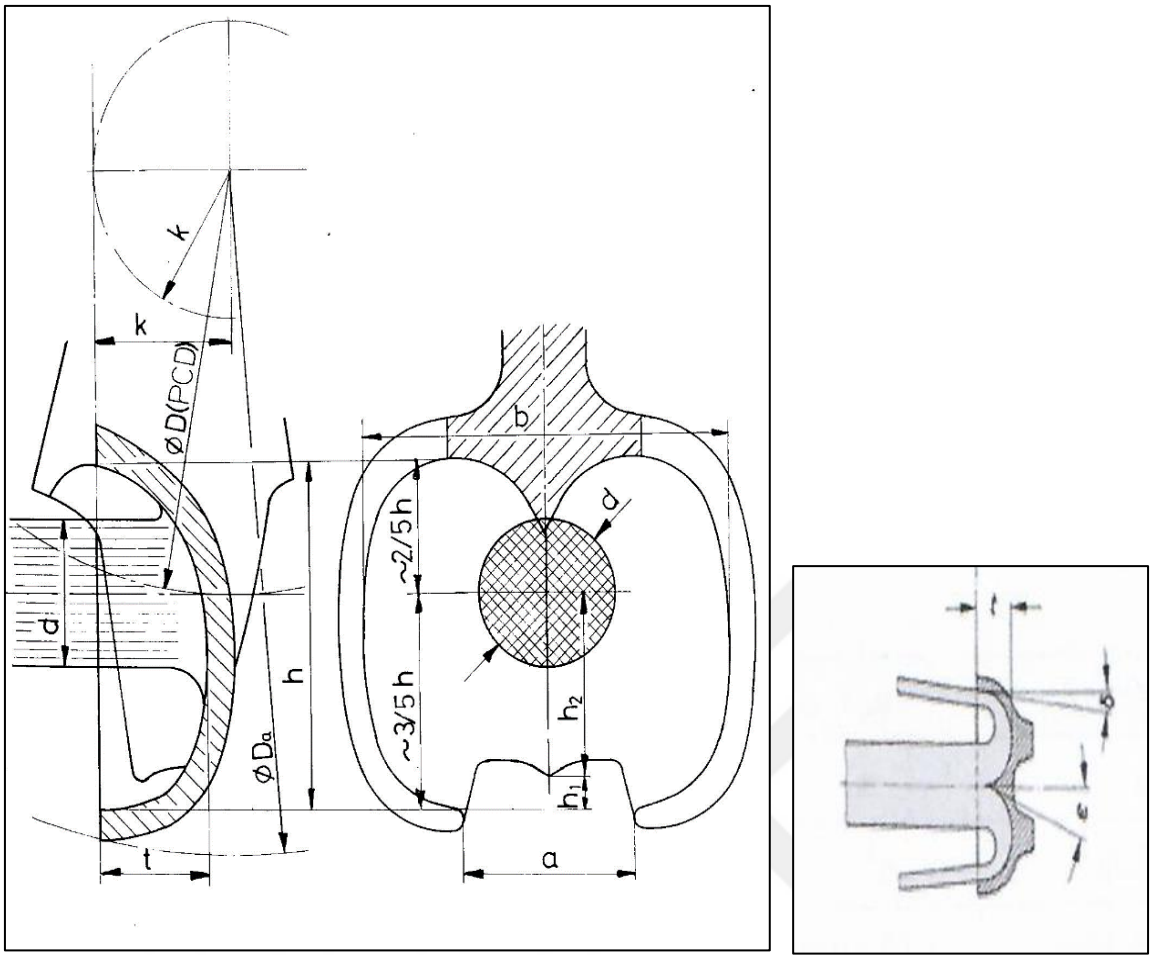
Şekil 2.17. İğne boyutlandırılması

Püskürtücü ağzının çıkışı Şekil 2.17'de [40] görüldüğü üzere d_{nozzle} değeridir ve

$$d_{nozzle}=1.25xd_{jet} \quad (2.48)$$

ile hesaplanır. İğnenin maksimum izin verilen hareket edebilme genişliği (stroke) denklem (2.49) ile hesaplanır [40].

$$Stroke=0.42x\ d_{nozzle} \quad (2.49)$$



Şekil 2.18. Pelton türbinin kepçesine ait önemli büyüklüklerin kepçe üzerinde gösterimi

Pelton türbininin kepçesine ait önemli büyüklüklerin kepçe üzerinde gösterimi Şekil 2.18'de [41] de gösterilmiştir ve kepçeye ait boyutlandırma eşitlikleri Çizelge 2.5' de belirtilmiştir [39].

Çizelge 2.5. Kepçe boyutlandırma eşitlikleri

Sembol	*Eşitlik*	*Sembol*	*Eşitlik*
b	(2,5-3,2).d	a	≈ (1,2).d
h	(2,1-2,7).d	k	(0,1-0,17).$D_{çark}$
h_1	(0-0,35).d	δ	4°-29°
h_2	(0,85-1,5).d	ε	7°-17°
t	≈ (0,9).d		

Kepçe sayısı Çizelge 2.6'da [6] farklı yazarların kullandığı formüllere göre hesaplanmaktadır.

Çizelge 2.6. Kepçe sayısı hesaplama

Kepçe Sayısı	Einsenring	Nasir
Nb	$\frac{\pi . D}{2 . djet}$	$\frac{D}{2 . djet} + 15$

3. PELTON TÜRBİNİN PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELER

Pelton türbininin icat edilmesinden bu yana debi, düşü, püskürtücü, nozul şekli ve sayısı, nozul çapı, kepçe geometrisi ya da türbin gövdesi üzerine çok sayıda araştırma ve geliştirme yapılmıştır. Yüksek verimli türbin tasarlamak için pek çok yöntem ve bütçesel parametreyi göz önüne almak gerekmektedir. Her türbin tipinin kendine has bir tasarımı vardır. Türbin tipine ve tasarım karakteristiklerine göre değişkenlik göstermektedir.

Bir türbin tasarımında ilk belirlenen parametre kepçe sayısıdır. Kepçeler arasındaki geometrik geçiş kepçe sayısına göre değişmektedir. Kepçe sayısının en başından belirlenmesi maliyeti ve tasarım süresini azaltmaktadır.

Genel olarak su jetinin enerjisinin israf edilmemesini sağlamak için mümkün olduğunca fazla kepçe yerleştirilmesi eğilimi vardır ancak su jetinin kepçeye çarpması sırasında karşı bir tork meydana gelmektedir ve enerji kayıpları oluşmaktadır. Kepçe sayısı çark çapı ve su jetinin çapı ile doğrudan bağlantılıdır. Su jeti çapının artması teorik olarak kepçe sayısının azalmasına sebep olmaktadır. Bu sebeple de bir kepçeden diğerine geçerken su parçacıklarının kaybolmaması için minimum kepçe sayısının belirlenmesi gerekmektedir [6].

Ancak literatürde optimum sayıda kepçe sayısının bulunmasına yönelik pek fazla deneysel çalışmaya rastlanmamaktadır. Bu tez ile 18 ve 20 kepçeli pelton türbinini teste tabi tutarak optimum kepçe sayısını bulmaya yönelik deneysel bir çalışma sunulmaktadır.

Kepçe sayısının azalması ise Kepçe sayısının etkilediği parametreler türbin verimi, mekanik güç, tork gibi birimlerdir. Düşü ve türbin devir sayısı belirlenip, farklı debi değerlerinde farklı sayıda kepçeli iki türbin test edilmiştir. Kepçe sayısı değiştirildiği için kontrol panelinde (arka planda) hesaplanan verim gibi değerler değişiklik göstermiştir. Sistemden çekilen raporlar karşılaştırılıp grafiğe edilmiş ve sonuç bölümüne eklenmiştir.

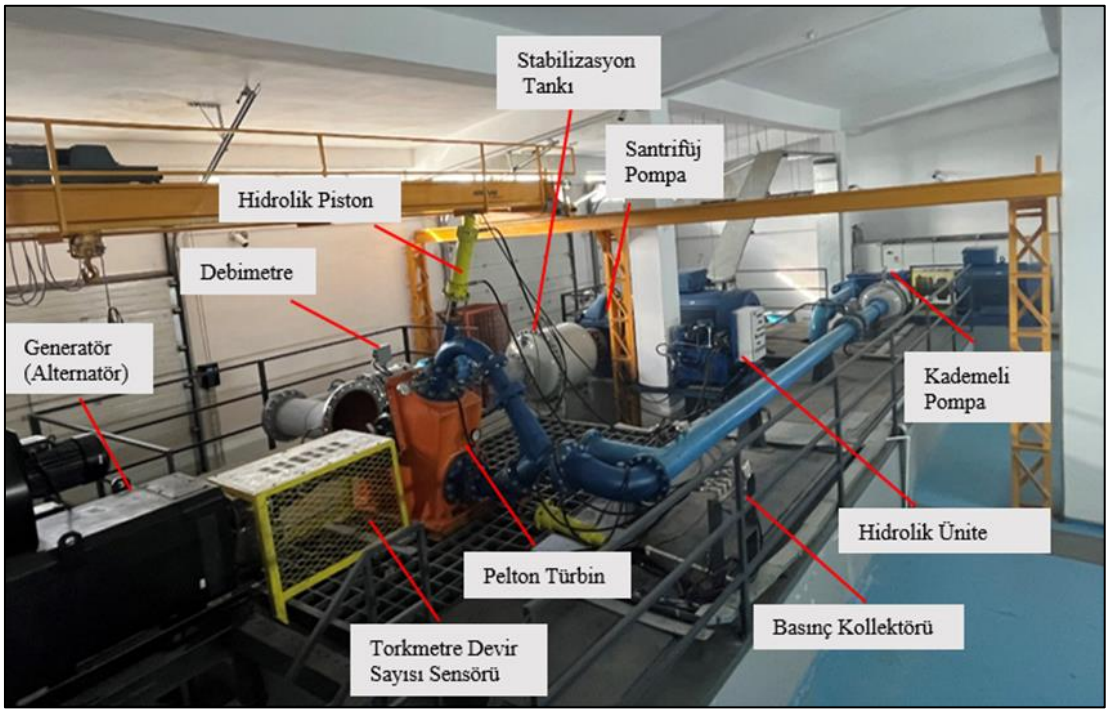
Deneyde kullanılan Pelton türbininin temel parametreleri Çizelge 3.1’ de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Test türbini parametreleri

Parametre/Sembol	*Değer*	*Birim*
Düşü (H)	120	[m]
Debi (Q)	0,1	[m³/s]
Devir sayısı (n)	1000	[d/d]
Özgül Hız (nq)	8,72	[d/d]
z, kepçe sayısı	18 ve 20	[-]
Nozzle sayısı	2	[-]
c1, jet çıkış hızı	48,52	[m/s]
u, çark çevresel hızı	24,26	[m/s]
D, çark çapı	0,46	[m]
d, jet çapı	0,04	[m]
β°	15	[°]
u2, kepçe hızı	18,43	[m/s]
c2, çıkıştaki mutlak hız	15,78	[m/s]
dnozzle	0,045	[m]
Stroke	0,019	[m]

3.1. Türbin Test Merkezi

Temsan Hidro Türbin Model Test Merkezi'nin kurulumu 2016 yılında tamamlamış olup kurulan test merkezinde yatay milli asenkron generatör ile 500 kW güce kadar Pelton, Banki ve Turgo mikro türbinlerinin fonksiyon ve model testleri gerçekleştirilmektedir. Tesiste iki farklı pompa hattı ile değişken debi ve düşülerde test yapılmaktadır.



Resim 3.1. Hidro türbin test merkezi

3.2. Ölçüm Cihazları

Basınç ölçümü

Test merkezinde düşü ölçümü Resim 3.2'de görülen PA-21Y model KELLER marka basınç sensörü ile yapılmaktadır. Türbin giriş borusundan gelen 4 adet su hattı tek hat olarak kollektörde toplanarak ortalama bir basınca dönüştürülür ve sensör yardımıyla sinyal olarak kontrol sistemine gönderilir. Pompaların frekansları üzerinde yapılan değişiklikler ile istenilen basınç yani düşü değerine ulaşılmaktadır. Sensör %0,25 doğruluk oranıyla çalışmaktadır.



Resim 3.2. Basınç sensörü ve kollektör

Debimetre

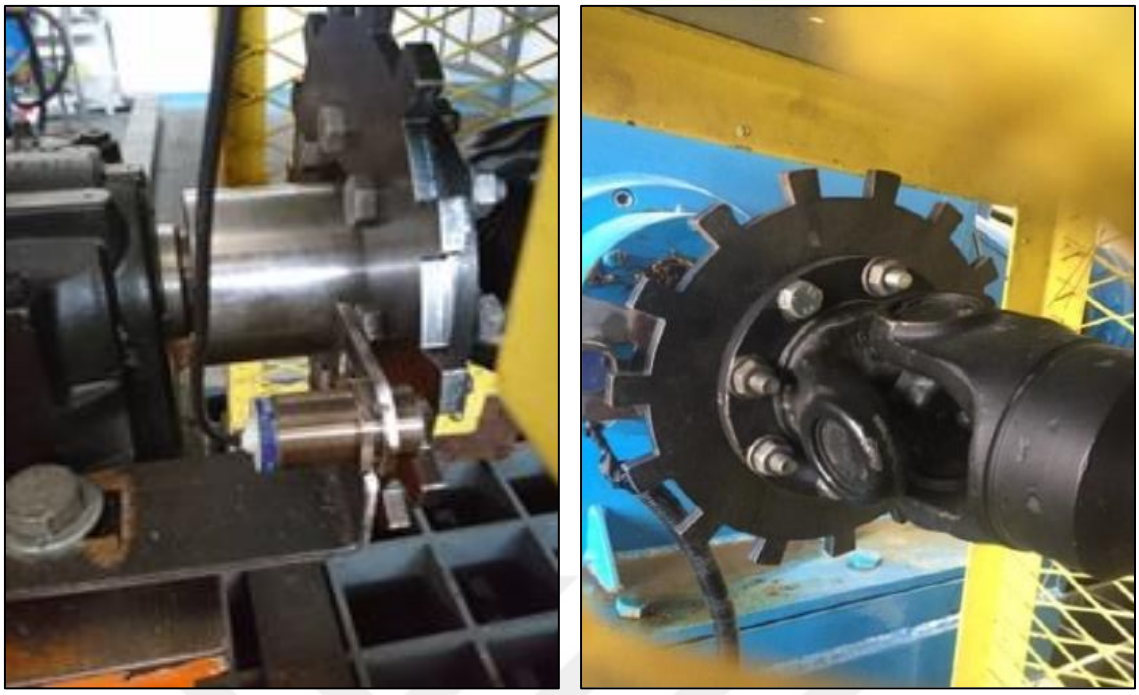
Debi ölçümü için test merkezinde Resim 3.3'de Modmag marka M2000 tipi debimetre kullanılmaktadır. Debimetre 0,03 m/s ile 12 m/s aralığında ölçüm yapabilmekte, ekranından debi değerleri okunabilmekte ve anolog sinyal yardımıyla kontrol sistemine değerler anlık yansıtılmaktadır. Cihazın doğruluğu ölçüm değerinin ± 0,2% (± 1 mm/s)'dir.



Resim 3.3. Debimetre

Devir sensörü

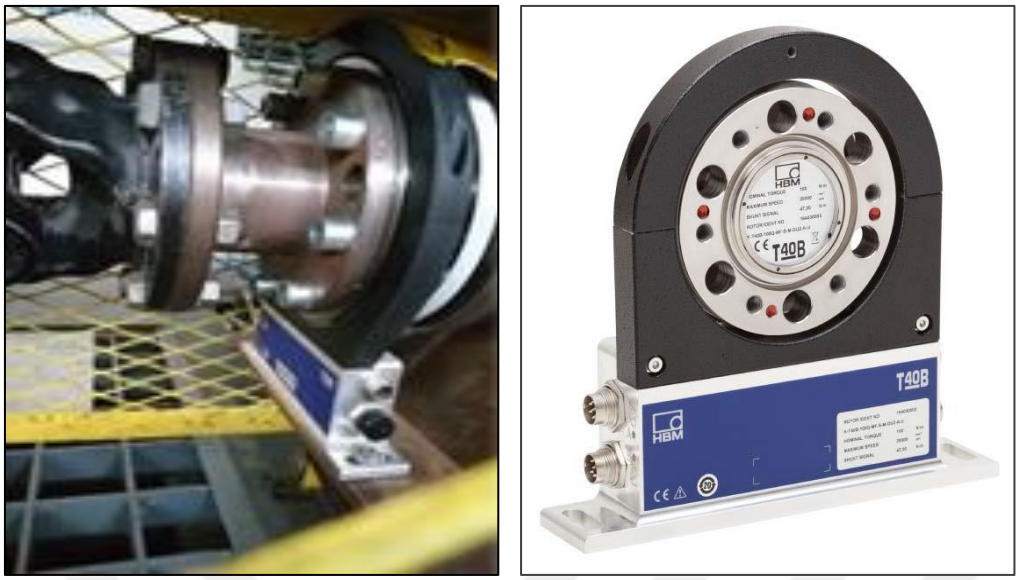
Test merkezi devir sayısı ölçümü Resim 3.4'de ki Osiense marka Xs630blmbl2 model sensör ile yapılmaktadır. Türbin mili üzerine bağlanan dişli çark ve sensör yardımıyla alınan veriler sinyal kontrol sistemine iletilmekte ve control sistemi sayesinde devir sayısına dönüştürülmektedir.



Resim 3.4. Türbin devir sayısı ölçüm sensörü

Torkmetre

Döner ve sabit parçalardan oluşan türbin miline bağlanan torkmetre ile türbin torku ölçülmektedir. Dönen parça (rotor) seri bağlantıya monte edilir, ikinci parça (stator) anten olarak görev yapmaktadır. Torkmetrenin sabit kısmında ise devir sayısı sensörü ve tork sinyali okuyucuları bulunmaktadır. Torkmetre olarak Resim 3.5'de bulunan HBM T40B Torgue Flange ürünü kullanılmıştır.



Resim 3.5. Torkmetre

Hidrolik ünite

Resim 3.6'da ki hidrolik ünitede hidrolik yağ kullanılarak basınçlandırılır ve ayar kanadı pistonuna iletilir. Böylece türbin ayar kanadının kontrolü sağlanmış olur. Piston üzerinde ayar kanadının konumunu kontrol sistemine bildiren konum sensörü bulunmaktadır.



Resim 3.6. Hidrolik ünite



Resim 3.7. Ayar kanadı hidrolik pistonu

Kontrol – kumanda sistemi

Sistemde test düzeneğinde kullanılan tüm ekipmanların debi ,basınç, sıcaklık, tork vb. verileri kontrol panosundaki modüller ve Lab view yazılımı aracılığıyla Resim 3.8'de bulunan kontrol-kumanda odasından gerçek zamanlı ve anlık olarak izlenebilmekte ve kayıt altına alınmaktadır. Şebekeden çekilen güç, türbinin ürettiği güç, pompa gücünü ayarlama, generatör devreye alma, tork verme gibi veriler de yazılım ekranından görülebilmektedir.



Resim 3.8. Kontrol ve kumanda odası



Şekil 3.1. Kontrol paneli

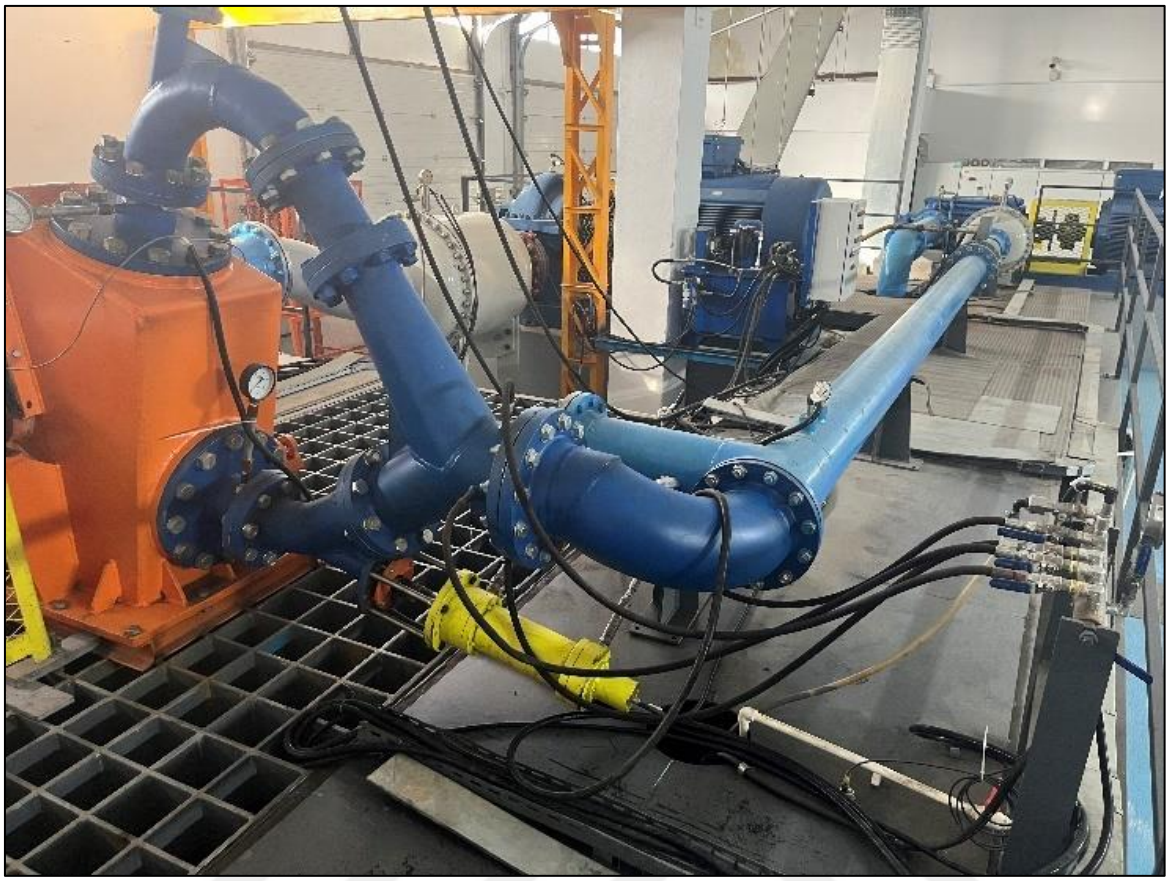
Pompalar

Temsan Hidrolik Test Merkezinde istenilen düşü şartlarının sağlanabilmesi için pompalar kullanılmaktadır ve 2 adet pompa hattı bulunmaktadır. Resim 3.9'de görülen birinci pompa test hattı 700 kW güçte santrifüj pompadır ve 10 bar basınç ve 445 l/ sn debiye kadar çalışabilmektedir.



Resim 3.9. 1. Hat (Santrifüj pompa)

Resim 3.10’da görülen ikinci pompa hattı 500 kW güçte kademeli pompadır ve 22 bar basınç ve 150 l/sn debiye kadar çalışabilmektedir.



Resim 3.10. 2. Hat (Kademeli pompa)

Test merkezinde kullanılan sürücü ve inventörler aracılığıyla pompa motor frekansları değiştirilerek sistem için istenilen şartlar oluşturulabilir, debi ve düşülerde değişken şartlar uygulanabilir.



Resim 3.11. Pompa sürücü ve inventörleri

Generatör

Test merkezinde 580 kW'a kadar güç üretebilen 1000 d/d dönme hızına sahip Powertec Tetravec model Comer marka asenkron Generatör kullanılmaktadır. Resim 3.12'de generatör ve türbin mili bağlantısı görülmektedir.



Resim 3.12. Generatör (Alternatör)

3.3. Deneyin Yapılışı

Pelton türbinin deneysel testlerinin yapıldığı TEMSAN A.Ş. Hidro Türbin Test Merkezi'nde üretilen türbinlerim verim ve fonksiyonel testleri gerçekleştirilmektedir. Test merkezinde kullanılan otomasyon sistemi sayesinde türbin düşüsü, türbine giren debi miktarı, mekanik tork, türbin devir sayısı, ayar kanadı açıklığı, oda basıncı, oda nemi ve sıcaklığı, türbin yataklarının sıcaklığı, havuz ve hat suyu sıcaklığı gibi değerler sisteme anlık aktarılmakta ve panelden okunmaktadır.

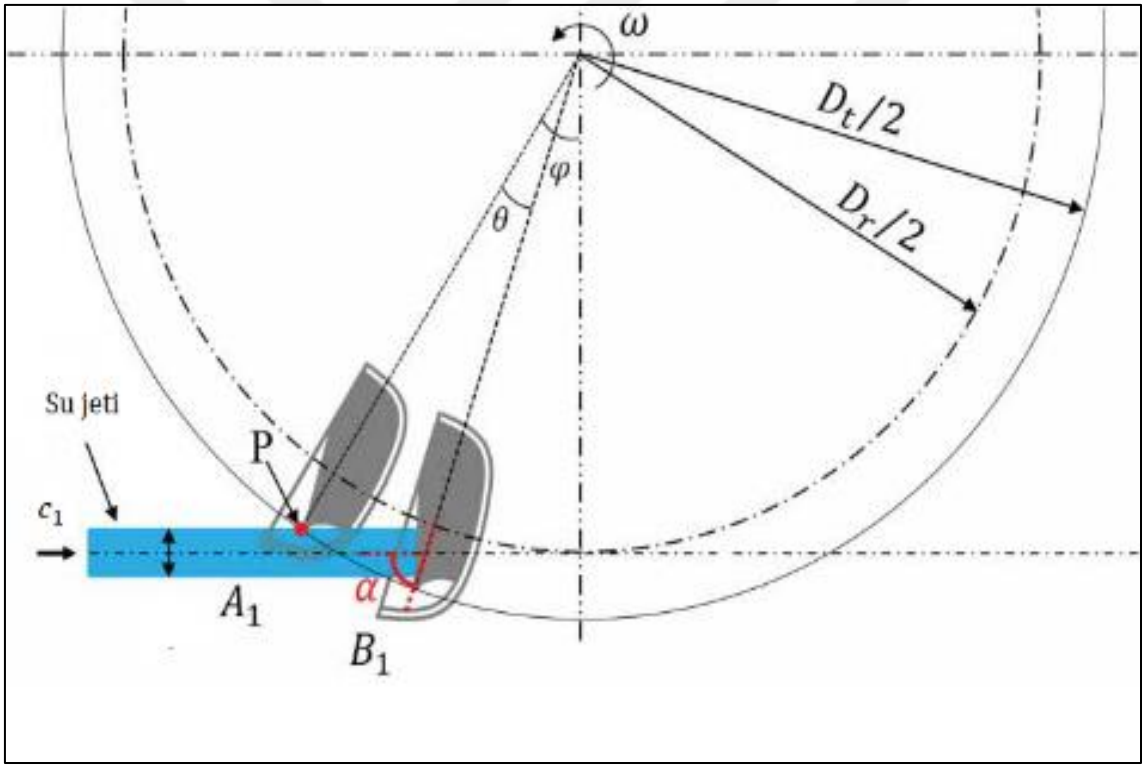
Havuz üzerinde bulunan ızgaralara teste tabi tutulacak türbin sabitlenir, türbin – generatör mili bağlantıları yapılır. Pompa hattı türbine bağlanır. Hat üzerinde bulunan gerekli ölçüm aletlerinin bağlantıları tamamlanır. Pompa düşük hızlarda çalıştırılarak hat kontrol edilir. Kontrol sistemi paneline ayar kanadı açıklığı, türbin basınç değeri ve devir sayıları manuel olarak girilir ve pompa devrini sistem otomatik olarak değiştirir ve türbin basınç ve devir sayısı değerine denkleştirir.

Bu çalışmada (0,02 - 0,1) m3/s debilerinde, 120 m düşüde çalışmak üzere tasarlanan Pelton tipi türbini iki farklı kepçe sayısı (18 ve 20 adet) ile test edilmiştir. 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 ve 12

bar basınç aralıklarında, her basınç aralığı için her bir nozul için aynı debi değerleri baz alınarak 0,02 m3/s debiden başlayıp 0,1 m3/s debiye kadar çalışılmıştır. Sisteme girilen değerler ile yapılan deney sonucunda mekanik tork, mekanik ve hidrolik güçler elde edilmektedir. Her bir basınç için yazılım sisteminden veriler çekilmiş olup ortalamaları alınarak grafiğe edilmiştir. Verim hesaplamaları yapılarak farklı kepçe sayılarında verim karşılaştırılmaları yapılmıştır.

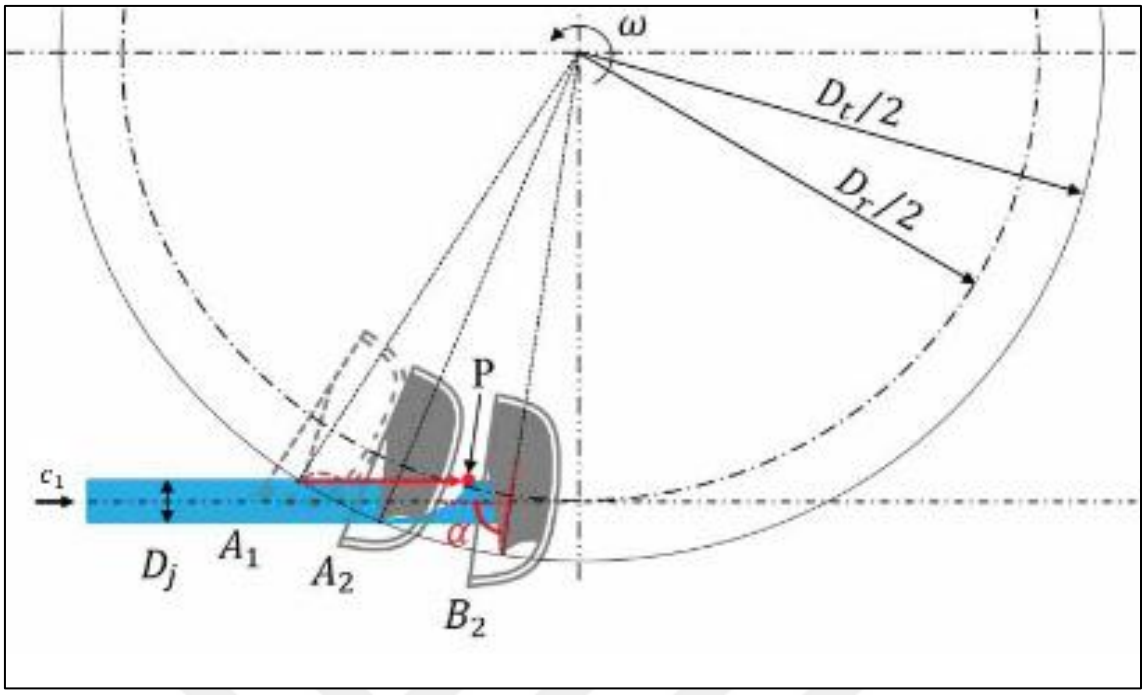
3.4. Kepçe Sayısı Seçiminin Teorik Koşulları

Pelton türbin çarkının su jetinin hücumuyla dönme süreci, Şekil 3.2' [7] de gösterildiği gibi A kepçesinin su jeti ile buluştuğu an başlamaktadır.



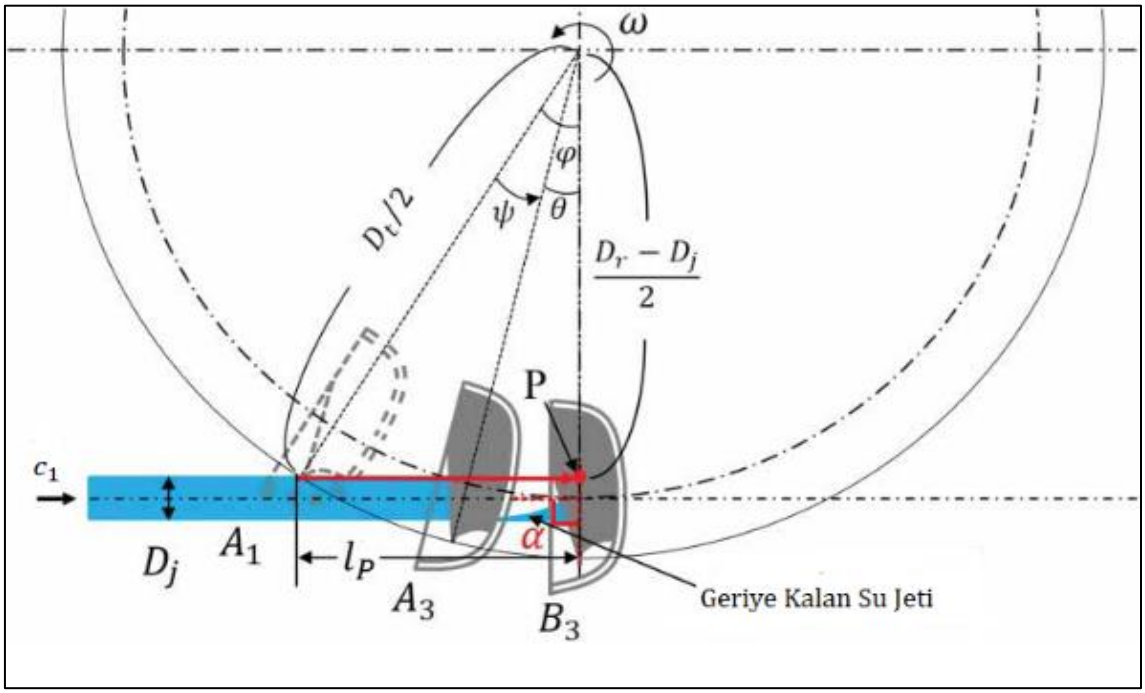
Şekil 3.2. Pelton türbin çarkının dönme süreci: A kepçesinin su jeti ile ilk karşılaşması

A kepçesi ile dikey eksen arasındaki açı φ ile temsil edilmektedir. P noktası A kepçesi ayırıcısının sırt kısmındaki su jetinin bir parçasını temsil etmektedir. Şekil 3.3' [7] de A kepçesi su jetini tamamen kaplamaktadır.



Şekil 3.3. Pelton türbin çarkının dönme süreci: A kepçesinin su jetini tamamen kapsaması

Şekil 3.4' [7] de B kepçesinin hücum açısının 90° ulaştığı anı göstermektedir. Su jeti B kepçesinin önünde kalsa bile su jetinin tamamı B kepçesi tarafından kesilmekte, bu sebeple su jeti ile kepçenin çarpışmasının o anda sona erdiği varsayılmaktadır.



Şekil 3.4. Pelton türbin çarkının dönme süreci: B kepçesinin su jetine hücum açısı 90° olduğunda

Şekil 3.2 ve 3.4'de gösterildiği gibi θ kepçe eğim açısını, ψ kepçenin dönüş açısını, l_p P noktasında su jetini parçacığının dönüş sırasında kat ettiği mesafeyi ve α ise kepçe B'nin hücum açısını temsil etmektedir. φ açısı ile l_p aşağıda bulunan denklemlerle ifade edilmektedir [7].

$$\varphi = \arccos\left(\frac{D_r - D_j}{D_t}\right) \tag{3.1}$$

$$l_p = \frac{1}{2}\, D_t\, sin\, \varphi \tag{3.2}$$

Denklem 3.1' de D_r çark çapı, D_j su jeti çapı ve D_t kepçe ayırıcı uç çapıdır. Su jeti parçacığı P'nin l_p mesafesi kadar hareket etmesi ve Kepçe B'nin B1'den B3'e dönmesi için gereken süre aynıdır.

$$\frac{l_p}{c_1} = \frac{\psi}{\omega} \tag{3.3}$$

Bu durum denklem 3.3 ile ifade edilmektedir. Denklemde c_1 jet hızı ve ω ise çarkın dönme hızıdır. Denklem 3.2' yi denklem 3.3' e yerleştirince denklem 3.4 elde edilir.

$$\frac{D_t\, sin\, \varphi}{2c_1} = \frac{\psi}{\omega} \tag{3.4}$$

Bir Pelton türbininin verimliliğini ifade etmek için en yaygın kullanılan değişkenlerden biri, su jetin hızı v_j ile çarkın teğetsel hızı v_r arasındaki oran olarak tanımlanan hız oranı x'tir.

$$x = \frac{v_r}{v_j} = \frac{\omega D_r}{2v_j} \tag{3.5}$$

Denklem 3.4 ile denklem 3.5 birleştirilip yeniden düzenlenir.

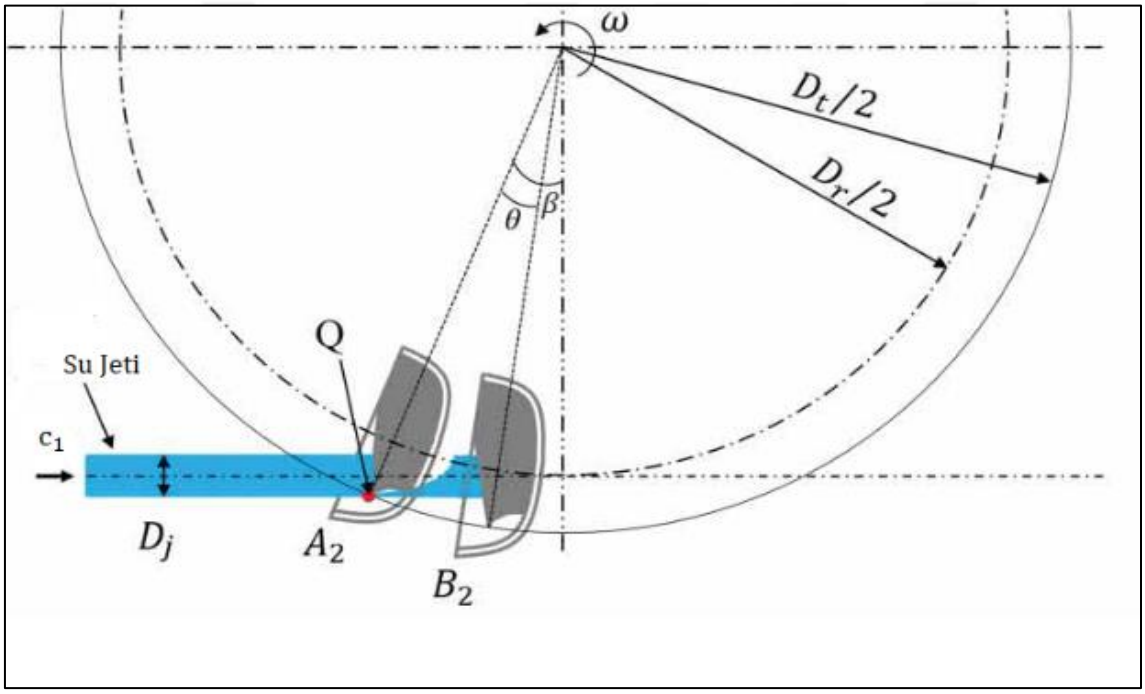
$$\psi = \left(\frac{w}{2v_j}\right)\, D_t\, sin\, \varphi = \left(\frac{D_t}{D_r}\right) x\, sin\, \varphi \tag{3.6}$$

Şekil 3.4' e bakıldığında θ = φ – ψ açısal eşitliğini görebiliriz ve denklem 3.6' yı kullanarak θ' yı aşağıdaki gibi değerlendirebiliriz.

$$\theta = \varphi - \left(\frac{D_t}{D_r}\right) \text{ x } sin\ \varphi \tag{3.7}$$

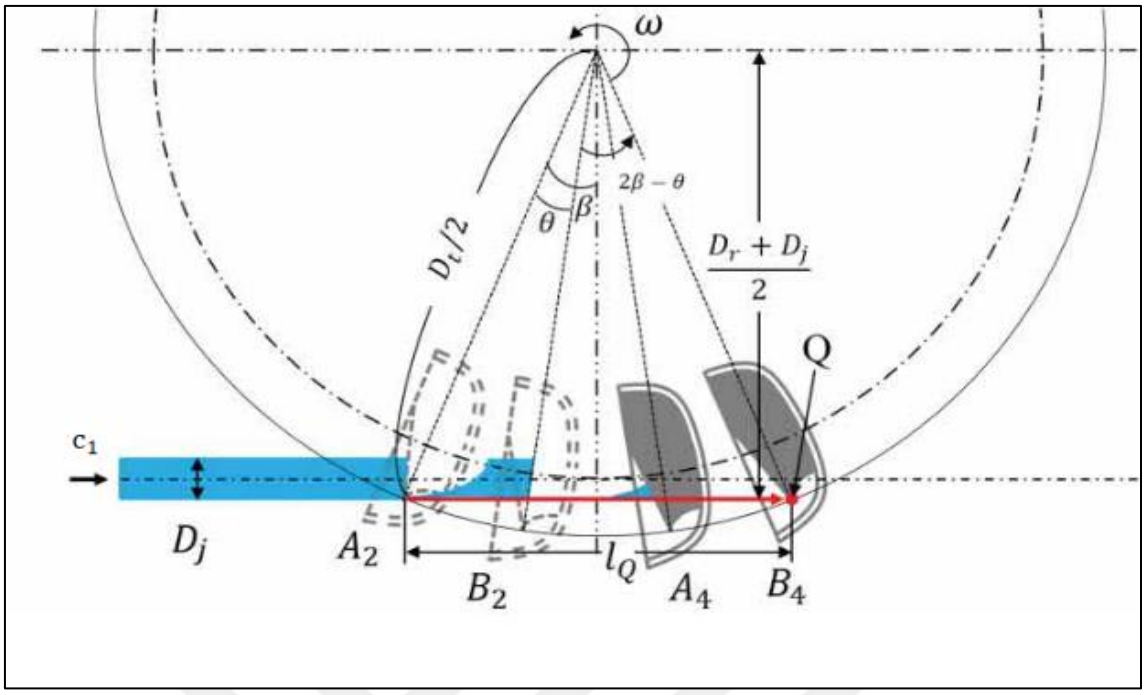
θ komşu kepçelerin arasındaki açı olduğundan, z kepçe sayısını $\frac{2\pi}{\theta}$ formülü ile hesaplayabiliriz. Pelton türbinleri genellikle maksimum verimlilik noktasında çalıştırıldığından denklem 3.7'deki x'in o noktadaki hız oranı olması gerekmektedir.

Şekil 3.4' de geride kalan su jetinin bir kısmı, su jetinin bozuk yapısından ötürü ihmal edilebilmektedir. Ancak bu jet parçası Şekil 3.4' deki andan sonra kepçeyle çarpışmazsa, kayıp bir jet başlayacak ve bu da ciddi kayıplara yol açabilecektir [7].



Şekil 3.5. Jetin kaybolmasını önleme koşulu: a) A kepçesinin su jetini tamamen kapsaması

Eksik bir su jeti parçasının oluşumunu belirleyen bir denklem formülü oluşturulmuştur. Denklemin parametreleri Şekil 3.5 ve Şekil 3.6' da gösterilmektedir. Şekil 3.5' de A kepçesi su jetini tamamen kapsamaktadır.β açısı A2 kepçesiyle dikey eksen arasındaki açıyı ifade ederken, Q ise A2 kepçesi ayırıcısının sırt kısmındaki su jetinin bir parçasını temsil etmektedir.



Şekil 3.6. b) B kepçesi jetin alt kısmından geçtiğinde

Yukarıda bulunan Şekil 3.6'da B kepçesinin 2β – θ açısıyla dönüşünü gösterir ve l_Q ise Q jet parçacığının kat ettiği mesafedir. Sırasıyla β açısı ve l_Q mesafesi aşağıda bulunan denklemlerle bulunmaktadır.

$$\beta = \arccos\left(\frac{D_r + D_j}{D_t}\right) \tag{3.8}$$

$$l_Q = D_t \sin \beta \tag{3.9}$$

B kepçesinin B2'den B4'e dönmesi için gereken t_B süresi ve Q parçacığının l_Q'ya hareket etmesi gereken t_Q süresi aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

$$t_B = \frac{2\beta - \theta}{\omega} \tag{3.10}$$

$$t_Q = \frac{l_Q}{v_j} = \frac{D_t \sin \beta}{v_j} \tag{3.11}$$

t_B ve t_Q süresi eşit ise Şekil 3.6'da gösterildiği gibi Q parçacığı B4 kepçesi ile çarpışacaktır. Ancak kepçenin dönüş süresi daha kısa ise ($t_B < t_Q$) su jetinde eksikler meydana gelecektir. Yani Q parçacığı l_Q kadar hareket ettiğinde, B kepçesi B4'ten daha fazla dönmüş olacaktır.

Bu nedenle, eksik bir jetin meydana gelmesinin önlemek için kepçenin dönüş süresi jet parçacığının hareket süresinden daha uzun $(t_Q < t_B)$ olmalıdır.

Denklem 3.10 ve denklem 3.11 yeniden düzenlendiğinde;

$$\frac{\omega}{v_j} < \frac{2\beta - \theta}{D_t \sin \beta} \tag{3.12}$$

Denklem 3.12 ve denklem 3.5 düzenlenip birleştirilirse;

$$x < \frac{D_r(2\beta - \theta)}{2D_t \sin \beta} \tag{3.13}$$

θ 'yı 2π / z ile değiştirirsek;

$$x < \frac{D_r(\beta - \pi / z)}{D_t \sin \beta} \equiv x_{sınır} \tag{3.14}$$

Denklem 3.14'de $x_{sınır}$ hız oranı sınırı veya eksik jet başladığında hız oranı olarak tanımlanmaktadır. Belirli sayıda kepçe ile eksik jet oluşumunu önlemek için hız oranının, hız oranı sınırından küçük olması gerekmektedir [7].

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan deneyler sonucunda veriler kontrol kumanda sisteminin raporlarından çekilip çizelge ve grafik haline getirilmiştir. Çizelge 4.1' de 20 kepçeli çark ile 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 ve 12 bar basınçta debiye bağlı yapılan deneylerin verim ve tork çıktıları verilmiştir.

Çizelge 4.1. 20 kepçeli pelton türbininin debiye bağlı analiz sonuçları

	5 BAR / 1000 RPM		*6 BAR / 1000 RPM*		*7 BAR / 100 RPM*	
Debi(m3/s)	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*
0,02	118,50	84,90	113,74	86,52	137,68	85,94
0,03	156,85	87,65	173,99	88,87	204,96	87,84
0,04	181,03	86,17	237,29	88,79	266,75	87,80
0,05	211,29	83,14	295,26	86,07	315,11	86,19
0,06	236,50	77,05	323,54	84,21	354,83	84,73
0,07	246,43	74,07	351,825	83,22	385,90	83,40
0,08	256,35	71,08	380,11	83,09	408,32	82,22
0,09	266,28	68,09	372,96	82,80	395,60	81,86
0,1	276,215	65,96	368,54	81,97	382,30	80,69
	8 BAR / 1120 RPM		*9 BAR / 1200 RPM*		*10 BAR / 1290 RPM*	
Debi(m3/s)	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*
0,02	180,55	87,85	145,41	84,16	163,78	83,56
0,03	221,61	87,65	227,56	87,04	216,98	83,83
0,04	269,43	87,48	288,77	87,27	270,66	86,20
0,05	308,34	86,82	312,95	86,70	331,78	86,24
0,06	353,46	85,75	373,50	85,54	391,58	85,38
0,07	386,94	83,34	434,97	83,75	432,68	84,61
0,08	417,99	82,63	465,19	82,12	466,78	81,79
0,09	408,50	80,13	438,95	79,41	484,30	80,37
0,10	399,50	77,64	425,36	76,34	491,60	79,30
	11 BAR / 1315 RPM		*12 BAR / 1400RPM*			
Debi(m3/s)	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*		
0,02	255,63	83,23	176,17	77,23		
0,03	261,57	84,69	238,53	85,65		
0,04	287,81	85,84	295,85	85,58		
0,05	370,96	86,10	397,80	85,80		
0,06	444,63	84,45	439,81	84,49		
0,07	510,77	83,52	477,44	83,91		
0,08	511,74	83,50	498,56	82,96		
0,09	498,96	81,60	478,12	81,50		
0,1	487,36	80,30	475,30	81,20		

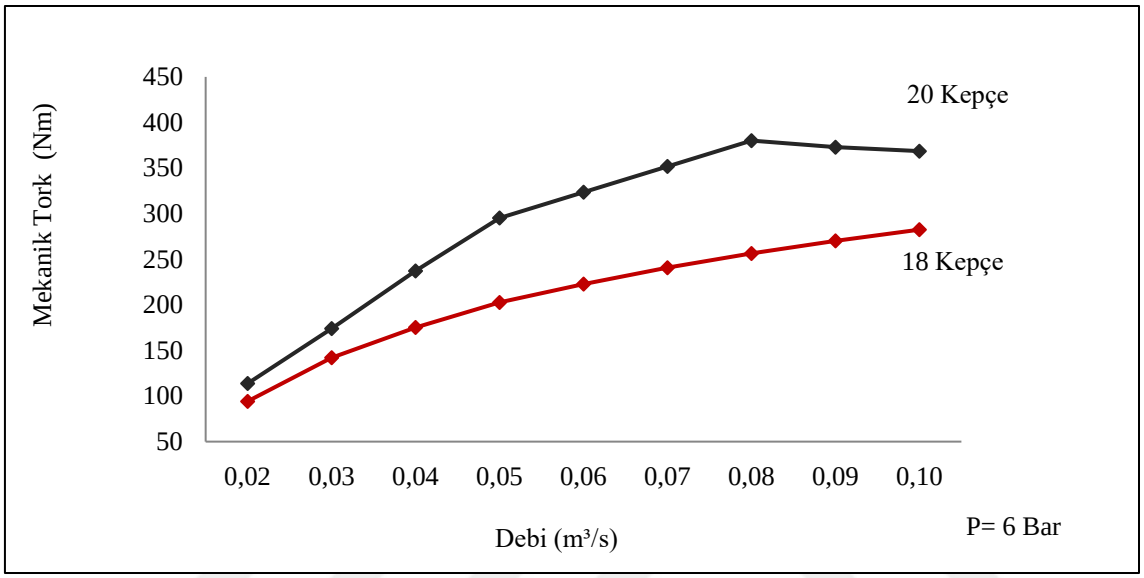
Çizelge 4.2'de 18 kepçeli çark ile 5, 6, 7, 8, 9 ve 10 bar basınçta debiye bağlı yapılan deneylerin verim ve tork çıktıları verilmiştir.

Çizelge 4.2. 18 kepçeli pelton türbininin debiye bağlı analiz sonuçları

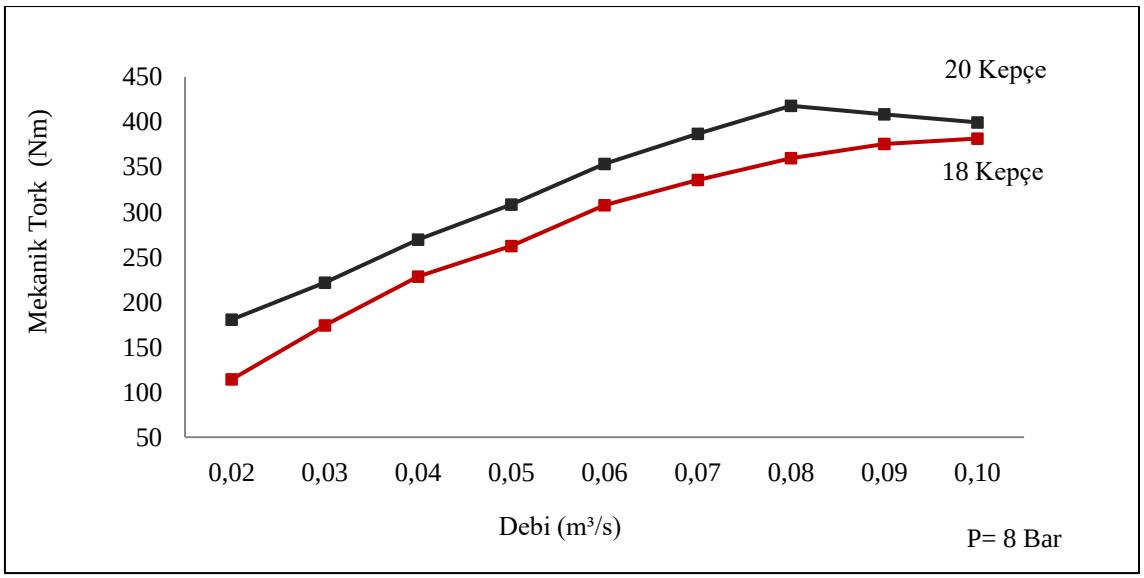
	5 BAR / 1000 RPM		*6 BAR / 1000 RPM*	
Debi(m3/s)	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*
0,02	63,78	68,44	94,22	79,64
0,03	96,94	72,90	142,05	82,61
0,04	124,91	71,41	175,18	83,64
0,05	143,49	70,50	202,71	82,75
0,06	159,49	69,50	222,75	80,63
0,07	173,02	68,10	240,77	79,10
0,08	184,74	66,30	256,37	77,96
0,09	195,08	65,20	270,14	77,10
0,1	204,33	64,30	282,45	75,90
	7 BAR / 100 RPM		*8 BAR / 1120 RPM*	
Debi(m3/s)	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*
0,02	93,50	79,28	114,13	80,18
0,03	138,32	84,10	174,18	83,91
0,04	204,15	85,92	228,39	85,24
0,05	262,48	85,51	262,33	84,74
0,06	283,93	83,75	307,65	82,89
0,07	312,25	81,60	335,60	79,56
0,08	336,79	79,90	359,81	78,60
0,09	358,43	78,50	375,60	77,10
0,1	377,79	77,60	381,60	76,20
	9 BAR / 1200 RPM		*10 BAR / 1290 RPM*	
Debi(m3/s)	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*	*Mekanik Tork (Nm)*	*Verim (%)*
0,02	156,54	81,19	158,58	80,11
0,03	216,74	83,54	212,33	82,41
0,04	289,02	84,78	256,07	83,93
0,05	324,36	83,50	315,68	84,12
0,06	358,70	82,10	371,70	83,73
0,07	387,73	80,60	418,08	82,10
0,08	412,88	78,90	445,42	80,90
0,09	435,06	77,60	469,54	78,50
0,1	454,90	77,10	478,60	77,06

Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de verilen debiye bağlı analiz sonuçlarını baz alarak 6, 8 ve 10 bar basınçlarında mekanik tork kıyaslaması yapılmıştır. Şekil 4.1'e ve Şekil 4.3'e bakıldığında 6 ve 10 bar basınçlarında 0,02 m^3/s debi ile deneyler başladığında iki türbinin de tork değerleri yakın seyretmektedir.18 kepçeli türbinin; 6 bar basınçta mekanik tork değeri 94,22 Nm ve 10 bar basınçta mekanik tork değeri 158,58 Nm iken 20 kepçeli türbinin;

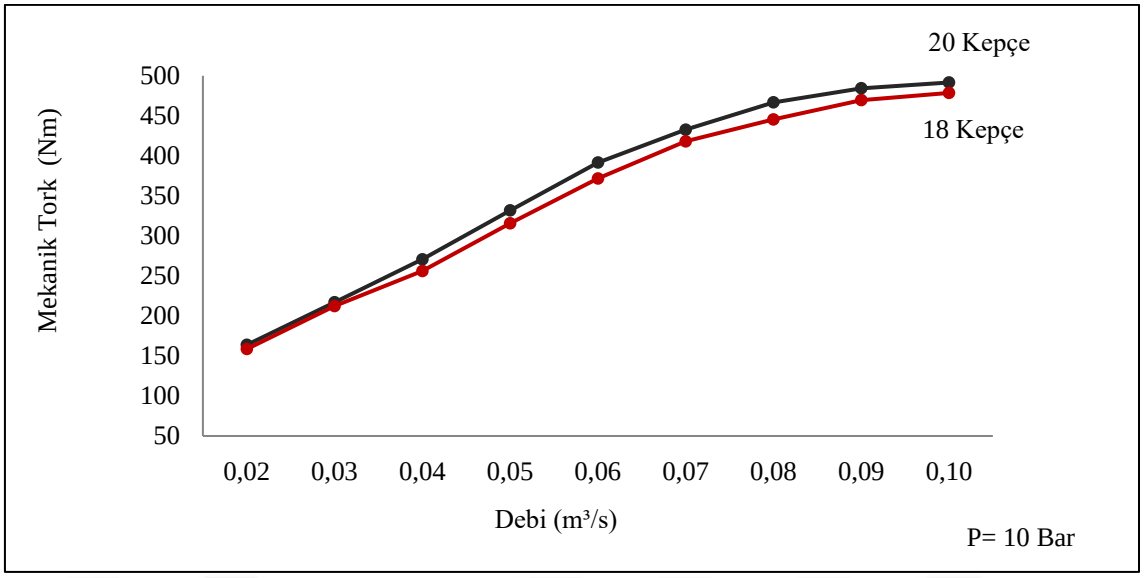
6 bar basınçta mekanik tork değeri 113,4 Nm ve 10 bar basınçta mekanik tork değeri 163,78 Nm' dir. Şekil 4.2'de 0,1 m³/s debide türbinlerin mekanik tork değerleri oldukça birbirine yaklaştırmıştır. Debi artırıldıkça mekanik tork 3 basınç aralığında da bir noktaya kadar artıp daha sonra sabitlenmeye başlamıştır. Her 3 basınç koşulu içinde 20 kepçeye sahip türbinin mekanik tork değeri daha yüksek değerlerde seyretmiştir.



Şekil 4.1. 6 bar 18-20 kepçe debiye göre tork karşılaştırması

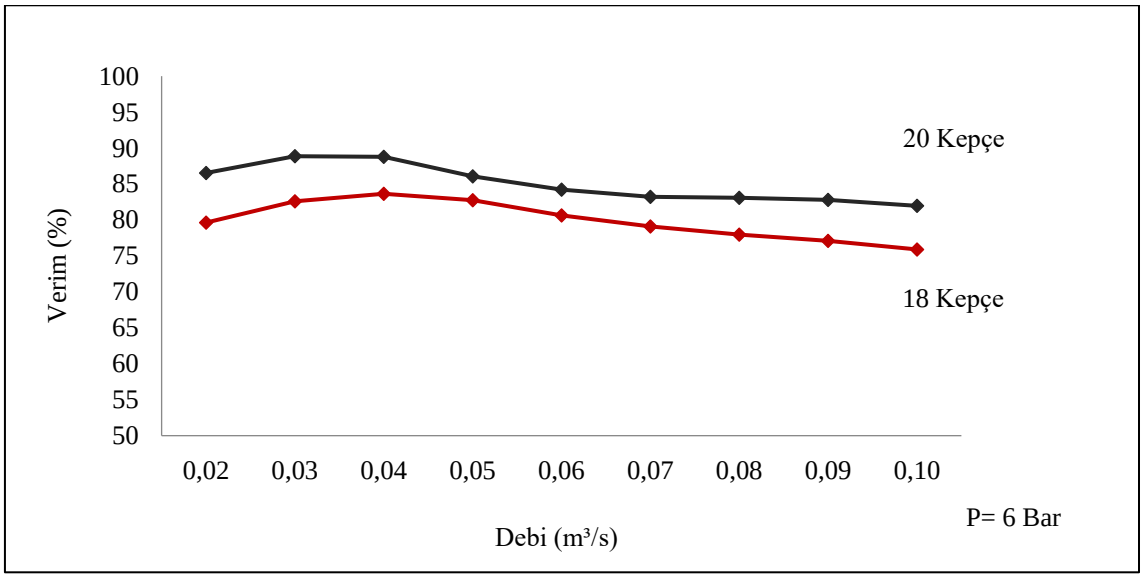


Şekil 4.2. 8 bar 18-20 kepçe debiye göre tork karşılaştırması

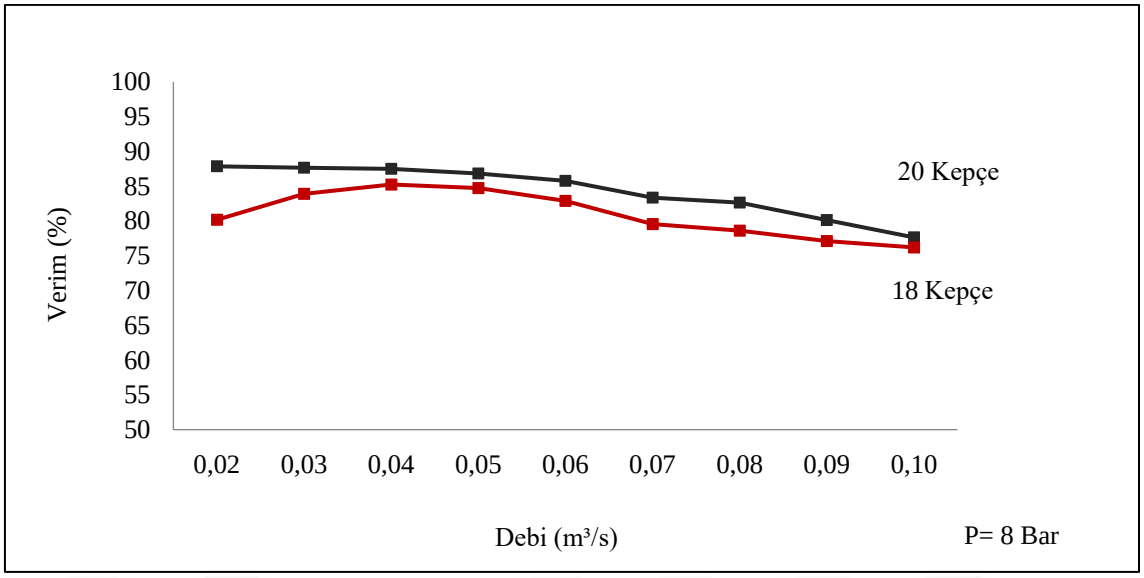


Şekil 4.3. 10 bar 18-20 kepçe debiye göre tork karşılaştırması

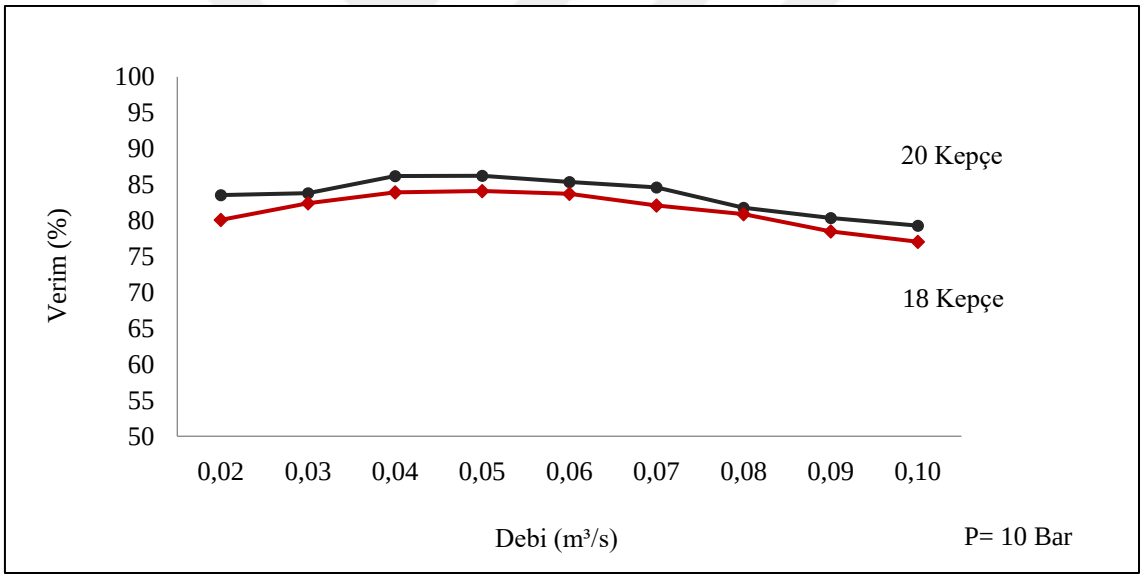
Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de verilen analiz sonuçlarından 6, 8 ve 10 bar basınçlarında türbinlerin verim değerleri kıyaslanmıştır. Şekil 4.4' e bakıldığında 18 kepçeli türbinin; 6 bar basınçta 0,02 m³/s debide verim %79,64 iken 0,1 m³/s debide verim %75,9 e düşmüştür. 20 kepçeli türbinin debiye bağlı verim değerleri 18 kepçeli türbinin verim değerlerine yakın bir azalış göstermiştir.20 kepçeli türbinin; 6 bar basınçta 0,02 m³/s debide verimi %86,52 ile başlayıp 0,1 m³/s debide verimi %81,97' e düşmüştür.



Şekil 4.4. 6 bar 18-20 kepçe debiye göre verim karşılaştırması



Şekil 4.5. 8 bar 18-20 kepçe debiye göre verim karşılaştırması



Şekil 4.6. 10 bar 18-20 kepçe debiye göre verim karşılaştırması

Şekil 4.5 ve Şekil 4. 6' da her debi aralığında 20 kepçeli türbinin verim değerleri daha yüksek seyretmiştir. Şekil 4.5'de 8 bar basınçta 18 kepçeli türbinin verim değeri %80,18 ile başlayıp %76,2 değerine düşmüştür. Aynı basınçta 20 kepçeli türbin verim değeri ise %87,85 ile başlayıp %77,64' e düşmüştür. Şekil 4.6'da 10 bar basınçta 20 ve 18 kepçeli türbinin verim değerlerinin deney boyunca değişiminin benzer olduğu gözlenmiştir. 18 kepçeli türbinin verim değeri %80,11 ile başlayıp %77,06 değerine düşerken aynı basınçta 20 kepçeli türbinin verim değeri ise %83,56 ile başlayıp %79,03' e düşmüştür.

5. SONUÇ

Yaptığımız çalışmanın amacı pelton türbin tasarımı için deneysel olarak uygun kepçe sayısının belirlenmesidir. Bir pelton türbin için kepçe seçmenin önemli kriterlerinden biri mekanik torku maksimuma çıkarmak ve bu sırada verimi çok düşürmemektir.

Yapılan deneyler sonucunda 20 kepçeli türbin deney yapılan basınç aralıklarında ortalama olarak daha yüksek verim performansı göstermiştir. Debiye bağlı analizlere bakıldığında sistem 0,08 m3/sn debi ile çalıştırıldığında mekanik tork en yüksek değerine ulaşmakta ve bu değerden sonra düşmeye başlamaktadır. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçların olduğu Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2' de bulunan verilerin ortalama değerleri Çizelge 5.1' de değerlendirilmiştir.

Çizelge 5.1. 18 ve 20 kepçede verim karşılaştırması

20 Kepçe (Verim %)	*18 Kepçe (Verim %)*
Debiye Bağlı	Debiye Bağlı
83,18	78,94

Farklı basınç aralıklarında yapılan deneysel çalışmamızda Çizelge 5.1' de verilen değerlere baktığımızda 20 kepçeye sahip pelton türbininin verimi ortalama olarak %83,18 iken 18 kepçeye sahip türbinin ortalama verimi ise %78,94 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.2. 18 ve 20 kepçede mekanik tork karşılaştırması

20 Kepçe (Mekanik Tork Nm)	*18 Kepçe (Mekanik Tork Nm)*
Debiye Bağlı	Debiye Bağlı
345,67	264,84

Çizelge 5.2'de mekanik tork bakımından analizlerin ortalama değerlerine bakıldığında; 20 kepçeli türbinin tork değeri 18 kepçeli türbine göre %30,52 oranında daha yüksek değerde seyretmiştir.

Yapılan tezde çıkan sonuçlara baktığımızda aynı debi noktalarında kepçe sayısının 18 kepçeden 20 kepçeye çıkması verimi ve mekanik torku artırmaktadır. Yexiang Xiao ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada da görüleceği üzere kepçe sayısının aynı debide optimum bir değeri vardır [5]. Kepçe sayısı arttıkça verim ve torkun artması sınırlı bir sayıdaki kepçe sayısına bağlıdır.

Bu çalışmanın amacı bir Pelton türbininin tasarımı için uygun kepçe sayısını deneysel yollarla tespit etmek ve performans değerlendirmeleri yapmaktır. Pelton türbinin kepçesi seçilirken teorik formüller bulunmaktadır ancak performans testleriyle bunların doğrulanması gerekmektedir. Kepçe sayısı aralığı az tutularak uygulanabilirlik alanı artırılmıştır.

Yaptığımız çalışmaya bakıldığında fazla kepçe sayısına sahip türbinimizin verim ve mekanik tork performansı daha yüksektir. Elde ettiğimiz bu sonucun yerli üreticilerimize rehber olması beklenmektedir. Mikro santraller ya da bölgesel küçük enerji üretim ihtiyacının olduğu yerlerde ortalama (0,02 ve 0,1) m^3/s debi aralıklarında 20 kepçeli türbin tercih edilmesi daha uygundur.

Literatür optimum kepçe sayısının belirlenmesiyle ilgili deneysel konularda kısır kalmaktadır. Bu tezle bahse konu alana katkı sağlamak amaçlanmıştır. Pelton türbininin kepçe sayısı, kepçe formu, nozul açıklık oranları ile ilgili yapılan pek çok HAD analizleri bulunmaktadır. Deneysel çalışmaya ek aynı koşullara sahip Pelton türbininin HAD analizi yapılarak teorik ve deneysel çalışmanın karşılaştırması yapılabilir.

Aynı kepçe sayısına sahip Pelton türbinlerinin farklı nozul açıklıklarında çalışma koşulları analiz edilebilir. Ayrıca Pelton türbininin kepçelerinde korozyonun sebep olduğu verimsel düşüşler üzerine ve kepçe formunun akış üzerindeki etkisini araştıran deneysel çalışmalara ağırlık verilebilir. Pelton türbininin daha dar ya da dar geniş aralıklara sahip farklı kepçe sayılarında, farklı basınç koşullarına sahip durumlarda performans testleri yinelenebilir ve geliştirilebilir.

Pelton türbininin kepçesinin şekilsel değişimi genel olarak akışın görüntüsü ve kepçeye etkiyen kuvvetleri değiştirmektedir. Jet çapının artması ise kovaya etkiyen kuvvetin

azalmasına sebep olmaktadır [11]. Farklı kepçe boyutları ve farklı kepçe sayısında kepçelere etkiyen kuvvet üzerine deneysel ve HAD araştırılmaları yapılabilir.

Enerjide dışa bağımlılığın azaltılması ileride bir noktada tamamen bitirilmesi ve yerli üretime geçilmesi için hidroelektrik santrallerin kurulması ve mikro türbin tipleriyle bölgesel enerji ihtiyacının karşılanması çok önemlidir. Nispeten çevreci enerji sayılan hidroelektrik enerjisinin ülkemizin elektrik üretiminde payı oldukça yüksektir. Bu bakımdan bu çalışmamızda olduğu gibi deneysel olarak türbin tiplerinde çalışmalar yapılması, santrallerde kullanılacak türbinlerin projelendirilmesi, imalatı, montajı gibi işlemlerin yerli imkanlarla teşvik edilmesi enerjide dışa bağımlılığımızı azaltacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Bilgebey, S. (2023). *Yenilenebilir enerji kaynakları ve sürdürülebilir kalkınma: Türkiye üzerine bir inceleme*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Diyarbakır, 38-42.

2. Kenet, S. (2020). *Türkiye'de hidroelektrik santrallerin çevresel ve ekonomik değerlendirmesi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, İstanbul, 98-102.

3. Çoban, K. (2023). *Kanat profilinin ve kanat sayısının Kaplan türbininin performansına etkisinin sayısal olarak incelenmesi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Ankara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

4. Yazıcı, Y. (2015). *7 MW Pelton hidro türbin tasarımı*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Yalova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yalova, 102-105.

5. Xiao, Y. L. (2023). *The interaction between bucket number and performance of a Pelton turbine*. Doctoral Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 65-75.

6. Aggidis, G. A., Židonis, A. (2014). Pelton turbine: Identifying the optimum number of buckets using CFD. *Journal of Hydrodynamics*, 26(1), 75-83.

7. Kim, J.-W., Jo, I. C., Park, J. H., Shin, Y. and Chung, J. T. (2017). Theoretical method of selecting number of buckets for the design and verification of a Pelton turbine. *Journal of Hydraulic Research*, 55(5), 618-627.

8. Mohammed, A. A. M. (2018). *Pelton türbini çarkı tasarım parametrelerinin optimizasyonunun mikro türbin boyutunda deneysel olarak araştırılması*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 102-108.

9. Židonis, A., Aggidis, G. A. (2015). Parametric optimisation of two Pelton turbine runner designs using CFD. *Journal of Hydrodynamics*, 27(3), 405-412.

10. Bhattarai, S., Dahal, K. P., Al-Atabi, M., Olabi, A. G. and Vichare, P. (2019). Novel trends in modelling techniques of Pelton turbine bucket for increased renewable energy production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8(113), 109-258.

11. Saber, A. A. (2017). *Flow analyzing and determining force of two different buckets in the Pelton turbine*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Van, 85-95.

12. Firidin, E. (2017). *Türkiye'de HES sürecinin iyi yönetişim ilkeleri çerçevesinde değerlendirilmesi: Doğu Karadeniz örneği*. Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, Trabzon, 112-125.

13. Topçu, Y. D., Demir, F. H. (2011). Hidroelektrik santrallerinde kamu ve özel sektörün rolünün değişimi ve yarattığı sorunlar. *Uluslararası Alanya İşletme Fakültesi Dergisi*, 3(1), 223-242.

14. İnternet: T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı. (2024). *Elektrik*. URL: https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-elektrik, Son Erişim Tarihi: 05/08/2024.

15. İnternet: Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü. (2022). 2022 yılı faaliyet raporu, *DSİ*, Ankara, 01-25.

16. İnternet: Türkiye Elektrik İletim A.Ş. (2024). *Türkiye elektrik üretim-iletim istatistikleri*. URL: https://www.teias.gov.tr/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri, Son Erişim Tarihi: 06/10/2024.

17. İnternet: Elektrik Üretim A.Ş. (2025). *Elektrik Üretim A.Ş.* URL: https://www.euas.gov.tr, Son Erişim Tarihi: 12/01/2025.

18. İnternet: Enerji Atlası. (2025). *Enerji Atlası.* URL: https://www.enerjiatlasi.com, Son Erişim Tarihi: 13/01/2025.

19. İnternet: Electrical Academia. (2024). *How do power plants work?*. URL: https://electricalacademia.com/electric-power/power-plants-work/, Son Erişim Tarihi: 09/10/2025.

20. Kızgın, A. (2023). *Hidroelektrik santrallerinde yıllık enerji üretiminin emisyon salınımı farklılıkları açısından biyoenerji ile karşılaştırılması ve küresel ısınmaya olan etkileri*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 85-96.

21. Başeşme, H. (2003). *Hidroelektrik santrallar ve hidroelektrik santral tesisleri* (2. baskı). Ankara: Elektrik Üretim Anonim Şirketi Hidrolik Santraller Dairesi Başkanlığı, 12-25.

22. Öküzcü, M. (2016). *Pelton türbini tasarımı ve analizi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 45-62.

23. Çağlayan, K. (2024). *Francis türbini yayıcısındaki girdap oluşumunun etkisini azaltma yöntemlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleriyle incelenmesi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, İstanbul, 78-85.

24. Öz, V. (2019). *Bir hidroelektrik santralinde Francis türbin tasarımı*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Giresun Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Giresun, 32-38.

25. Ünal, Y. T. (2020). *Bir Francis türbin performansının, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve saha verimlilik ölçümleriyle incelenmesi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 12-26.

26. Koç, F. (2019). *Banki tipi türbinlerde debiye ve kanat açısına bağlı performansın deneysel araştırılması*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 38-42.

27. Stamatelos, D. E., Anagnostopoulos, J. S. (2011). Performance measurements on a Pelton turbine model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 225(5), 545-556.

28. Çolakoğlu, P. D. (2007). *Fluid Mechanics* (5. baskı). İstanbul: Palme Yayıncılık, 98-103.

29. Krivchenko, G. I. (1986). *Hydraulic machines: Turbines and pumps.* New York: CRC Press, 17-20.

30. Niyigena, H. J. P. (2022). *Mikro hidroelektrik santrallerde kullanılan çapraz akışlı türbinlerin hidrolik performanslarının deneysel çalışması ve optimizasyonu*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 46-52.

31. Pai, B. U. (2013). *Turbomachines*. New York: Wiley India Pvt. Ltd., 12-35.

32. Öz, V., Adatepe, H. (2019). Hidroelektrik santrallerde türbin seçimi ve Francis türbin tasarım parametreleri. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, 9(2), 349-358.

33. Ergin, P. A. (1972). *Su makineleri ders notları*. İstanbul: İTÜ Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, 18-26.

34. Round, G. F. (2004). *Incompressible flow turbomachines*. New York: Gulf Professional Publishing, 38-45.

35. İnternet: Varol, A. (1986). *Su türbinleri: Çözümlü problemler*. Web: URL: https://www.asafvarol.com/en/Sayfalar/kitaplar/1986.pdf, Son Erişim Tarihi: 28/04/2024.

36. Yazıcı, H. F. (1983). *Su makineleri problemleri: Teori ve uygulamalar* (2. baskı). İstanbul: İTÜ Makina Fakültesi, Teknik Üniversite Matbaası, 38-42.

37. Gorla, R. S. R., Khan, A. A. (2003). *Turbomachinery design and theory*. New York: Marcel Dekker, 83-95.

38. Furnes, K. (2013). *Flow in Pelton turbines*. Master Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 132-135.

39. Çallı, İ. (2020). *Uygulamalı hidrolik makineler* (4. baskı). Ankara: Seçkin Yayıncılık, 25-36.

40. Thake, J. (2000). *The micro-hydro Pelton turbine manual*. London: ITDG Publishing, 45-68.

41. Eisenring, M. (1991). *Micro Pelton turbines* (9. Edt.). Switzerland: Swiss Center for Appropriate Technology, 122-136.

42. Dinçer, F., Şenel, İ. A., Aksoy, Y. ve Çetin, Y. A. (2017). Hidrolik enerjisinden yararlanmada ülkemiz ve gelişmiş ülkelerin mevcut durumlarının analizi. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 8(3), 555-561.

43. Karagöl, E. T., Kızılkaya, İ. (2017). Dünyada ve Türkiye'de yenilenebilir enerji. *SETA Analiz*, (208), 22-36.

44. Oral, F., Bakır, R. (2015). Rüzgâr verilerinin enerji üretimi amaçlı değerlendirilmesi. *BEÜ Fen Bilimleri Dergisi*, 4(2), 173-182.

45. Günen, O. (2017). *Türkiye'nin enerji kaynakları ve nükleer enerji politikaları: Gazi Üniversitesi öğrencilerinin nükleer enerji algısı*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Ankara, 62-78.

46. Akınsal, A. (2009). *Rüzgâr enerjisi ve Türkiye rüzgâr potansiyeli: Rüzgâr enerjisinde değişken ve sabit fiyat tarifeleri ve enerji depolama teknikleri*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

47. Dixon, S. L., Hall, C. A. (1998). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (5. Edt.). New York: Butterworth-Heinemann, 122-145.

48. Eraydın, F. (2019). *Hidroelektrik santrallerde net düşü değişiminin aktif güç çıkışı üzerine etkisinin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya, 93-105.

49. Karadağ, A. N. (2023). *Türkiye'nin yenilenebilir enerji kaynaklarının durumu, gelecek öngörüsü ve özelinde güneş enerjisinin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 136-152.

50. Yılmaz, N. (2022). *Türkiye'deki yenilenebilir enerji kaynakları ve diğer enerji kaynaklarının durum analizi, çevresel etkileri, karşılaştırılması*. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 68-78.

51. Erdal, L., Karakaya, E. (2012). Enerji arz güvenliğini etkileyen ekonomik, siyasî ve coğrafî faktörler. *Uludağ Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi Dergisi*, 31(1), 107-136.



Gazili olmak ayrıcalıktır