



**MİKRO PELTON TÜRBİN TASARIMI, SAYISAL ANALİZLERİ VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Uğur İnanç İNCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAYIS 2019

Uğur İnanç İNCİ tarafından hazırlanan “MİKRO PELTON TÜRBİN TASARIMI, SAYISAL ANALİZLERİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Haşmet TÜRKÖĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 29/05/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

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

- 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 çalışmada 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.

Uğur İnanç İNCİ

29/05/2019

MİKRO PELTON TÜRBİN TASARIMI, SAYISAL ANALİZLERİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Uğur İnanç İNCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2019

ÖZET

Tez kapsamında, 20 metre düşü ve 1,5 lt/sn debi aralığına göre mikro kapasitedeki Pelton türbini tasarımı gerçekleştirilmiştir. Söz konusu tasarım; temel analitik yaklaşımlar, yapılan literatür araştırması sonucunda elde edilen sayısal ve deneysel sonuçların değerlendirilmesi ve Pelton türbin endüstrisinde oluşturulan bilgi birikimi de göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Tasarım süreci Pelton türbinleri için literatürde izlenen adımlara paralel olarak öncelikle analitik yöntemler ile deneysel sonuçların birlikte değerlendirilmesiyle başlatılmıştır. Ardından, çark ve nozul ekipmanlarının ayrıntılı sayısal analizleri FlowVision HAD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizler gerçekleştirilirken öncelikle farklı kaşık geometrileri üzerinde statik analizler yapılarak, tork değerleri elde edilmiş türbin verimini artırmaya yönelik uygun kaşık / çark geometrilerinin hangileri olabileceği hususu incelenmiştir. Çalışmanın devamında, seçilen uygun çark ve kaşık profiline göre üç boyutlu geometriler ve sayısal ağ oluşturularak HAD analizleri sürdürülmüştür. Analizler, çark etrafında sırasıyla 18 ve 19 kaşık olacak şekilde tekrarlanmış ve tork değerlerindeki değişimler elde edilmiştir. Sonuç olarak, bu debi ve düşüde en verimli çarkın 18 kaşıklı, bir nozullu ve kaşık sapma açısı 8 derece olan çark olduğu belirlenmiştir. Bu çarkın imalatı gerçekleştirilerek üzerinde tork ve çıkış gücü testleri yapılmıştır. Testler sonucunda deneysel ve sayısal değerler arasında % 6,5'lik kabul edilebilir bir hata oranı hesaplanmıştır.

Bilim Kodu : 91401
Anahtar Kelimeler : Hidrolik Türbin, Turbomakina, Pelton Türbini, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
Sayfa Adedi : 73
Danışman : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

DESIGN, NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF MICRO PELTON
TURBINE

(M. Sc. Thesis)

Uğur İnanç İNCİ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

May 2019

ABSTRACT

In this study, a micro Pelton Turbine which has 20 m. head and 1,5 lt/s flow rate is performed analysis of a micro pelton turbine. The design is obtained using analytical and experimental results in literature and Pelton turbine industry experiences. Design process follows firstly the steps mentioned in the literature and then brings theoretical and experimental results together. After the predesign stage, the numerical analysis of the propeller and nozzle of the turbine are performed by using a scientific CFD software which is called FlowVision. While CFD processing, static analysis of different propeller geometries and obtained torque values are firstly performed. After that, utilizing these torque values, it is decided to increase turbine hydrolic efficiency that which propellers are numerical analysed. In order to analyse propellers and buckets which are chosen, the numerical geometries and grids are formed and then CFD analysis are made. Analysis are iterated for propellers which have 18 and 19 buckets, respectively and gained torque values related to propellers. As a result of computational analysis, it is obtained that the most efficient propeller is 19-bucket propeller with one nozzle and 8-degree deviation angle. In the last part of the study, The propeller is manufactured and tested for output power. As a result of experimental investigation, the numerical and experimental results are compared and a 6,5 % error rate between them reached which is acceptable in engineering point of view.

Science Code : 91401
Key Words : Hydraulic Turbines, Turbomachinery, Pelton Turbine,
Computational Fluid dynamics
Page Number : 73
Supervisor : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyip her ortamda ve her koőulda engin bilgi birikimi ile bana yol gosteren değerli hocam Prof. Dr. Nuri YÜCEL'e sonsuz saygı ve teőekkürlerimi sunarım. Yapmıő olduğum çalışmanın aőamalarında bilgisi, maddi ve manevi desteği ile yanımda duran arkadaőım ve meslektaőım Fatih AKTAŐ'a, Sinan SOęANCI'ya ve Dr. Emre YILDIRIM'a teőekkürlerimi sunarım.

Bu günlere gelmemi sağlayan, eğitim hayatım boyunca beni destekleyen, teővik ve terbiye eden fedakâr aileme gösterdiği sabır ve destek için teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu süreçte kaybettiğim kuzenim Hasan Taha KÖMÜRCÜ'yü rahmetle anıyorum(09.03.2019).

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|---|--------------|
| ÖZET | iv |
| ABSTRACT..... | v |
| TEŞEKKÜR..... | vi |
| İÇİNDEKİLER | vii |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ..... | ix |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ..... | x |
| RESİMLERİN LİSTESİ..... | xiii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR..... | xiv |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. TEORİK İNCELEME | 5 |
| 2.1. Hidrolik Makinalar | 5 |
| 2.2. Hidrolik Türbinler | 5 |
| 2.2.1. Sınıflandırma | 6 |
| 2.2.2. Tepki tipi türbinler | 7 |
| 2.2.3. Etki tipi türbinler (Pelton Türbini) | 8 |
| 3. LİTERATÜR TARAMASI | 19 |
| 4. MATEMATİKSEL MODEL | 31 |
| 4.1. Temel Denklemler | 32 |
| 4.1.1. Süreklilik denklemi | 32 |
| 4.1.2. Momentum korunum denklemleri | 33 |
| 4.2. İki Fazlı Akışların Tanımlanması | 33 |
| 4.3. İki Fazlı Akışların Sayısal Çözümü | 33 |

| | Sayfa |
|--|--------------|
| 4.3.1. Euler-Lagrange yaklaşımı | 34 |
| 4.3.2. Euler – Euler yaklaşımı | 34 |
| 5. PELTON TÜRBİNİ HAD ANALİZLERİ | 37 |
| 5.1. Çözüm Hacminin Tanımlanması ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi | 37 |
| 5.1.1. Çözüm hacmi | 37 |
| 5.1.2. Sınır şartları | 38 |
| 5.2. Çözüm Ağı Yapısı | 41 |
| 5.3. Çözücü Ayarları | 44 |
| 5.4. Yakınsama Kontrolü | 45 |
| 5.4.1. Çözüm yakınsadı mı | 45 |
| 5.4.2. Çözüm iterasyon sayısından bağımsız mı | 46 |
| 5.4.3. Korunum denklemleri sağlandı mı | 46 |
| 5.4.4. Çözüm hücre sayısından bağımsız mı | 46 |
| 6. SAYISAL ANALİZLER | 49 |
| 6.1. Durağan Kepçenin Tork Analizi | 49 |
| 6.2. Çark Analizleri | 59 |
| 6.3. Tek Nozul ve 18 Kepçeli Çark Analizi | 59 |
| 6.4. Tek Nozul ve 19 Kepçeli Çark Analizi | 61 |
| 6.5. İki Nozullu 18 ve 19 Kepçeli Çark Analizi | 63 |
| 7. DENEY SONUÇLARI | 65 |
| 8. SONUÇ VE ÖNERİLER | 69 |
| KAYNAKLAR | 71 |
| ÖZGEÇMİŞ | 73 |

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge | Sayfa |
|--|--------------|
| Çizelge 4.1 Sınır koşulları | 36 |
| Çizelge 6.1. Kepçelerin su jetinden elde edebildiği % tork değerleri | 58 |



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil | Sayfa |
|---|--------------|
| Şekil 1.1. Türkiye'nin Hidroelektrik potansiyel haritası | 2 |
| Şekil 1.2. Türkiye HES haritası | 3 |
| Şekil 2.1. Pompa ve türbin farkları | 5 |
| Şekil 2.2. Düşü ve özgül hıza göre türbin tipleri bölgeleri | 7 |
| Şekil 2.3. Pelton türbini bileşenler | 9 |
| Şekil 2.4. Nozul ve iğne oranları | 9 |
| Şekil 2.5. Pelton çarkı | 10 |
| Şekil 2.6. Genel rezervuar görünüşü | 11 |
| Şekil 2.7. Pelton çarkı ve nozul şematik gösterimi | 12 |
| Şekil 2.8. İdealleştirilmiş Pompa çarkındaki giriş ve çıkış hız üçgenleri | 13 |
| Şekil 2.9. Pelton türbini (a) çarkın ve jetin yandan görünüşü, (b) kepçe kesit görünüşü, (c) genel hız üçgeni gösterimi | 14 |
| Şekil 2.10. Kepçe boyutları | 16 |
| Şekil 3.1. Pelton sisteminde çevri akışlarının oluşumu | 20 |
| Şekil 3.2. Jet çevresinin görünümü | 20 |
| Şekil 3.3. Düşüye göre akış rejimleri | 21 |
| Şekil 3.4. Pelton kepçesinde zamana bağlı akış davranışı | 22 |
| Şekil 3.5. Düzlem yüzey üzerinde suyun dağılımı ve yüzeyin çark benzeşimi | 22 |
| Şekil 3.6. Dairesel, eliptik, üçgensel ve kare kesite sahip jet davranışı | 23 |
| Şekil 3.7. Kepçelerin yüklenmesi: (a) Jetin yüklemesi, (b) Tork ve gerilme, (c) Kepçelerin boşalması | 24 |
| Şekil 3.8. Yeni çark tasarımı ve nozul yapısı | 25 |
| Şekil 3.9. Nozul bölgesi ağ yapısı | 25 |
| Şekil 3.10. Dairesel ve kare kesitli jetin kepçe içindeki davranışı | 26 |

| Şekil | Sayfa |
|--|--------------|
| Şekil 3.11. Pelton çarkı ve boru sistemi | 27 |
| Şekil 3.12. Pelton türbininin dört ana bileşeni | 28 |
| Şekil 3.13. Kepçenin arkasında oluşan negatif basınç alanı | 29 |
| Şekil 3.14. Kepçe sayılarının azaltılması | 29 |
| Şekil 3.15. Pelton kepçeleri için seçilen geometrik parametreler | 30 |
| Şekil 4.1. Türbin Çözüm Geometrisi: (a) nozul, (b) çark, (c) çözüm alanı | 31 |
| Şekil 5.1. Analiz için hazırlanan türbin geometrisi (çözüm hacmi) | 38 |
| Şekil 5.2. Programda giriş sınır şartının seçilmesi | 39 |
| Şekil 5.3. Nozul girişi (Giriş sınırı) | 39 |
| Şekil 5.4. Programda çıkış sınır şartının seçilmesi | 40 |
| Şekil 5.5. Çıkış sınırları | 40 |
| Şekil 5.6. Duvar sınır şartı | 41 |
| Şekil 5.7. FlowVision yapısal ağ şekli | 42 |
| Şekil 5.8. (a) Geometri üzerine oluşturulan ilk ağ yapısı, (b) Geometrinin hücre sınırlarına göre uyarlanması, (c) İyileştirilmiş nihai sayısal ağ | 42 |
| Şekil 5.9. Pelton türbini çözüm hacmi başlangıç sayısal ağı | 43 |
| Şekil 5.10. Çözüm alanı içerisinde sayısal ağ sıklaştırması | 43 |
| Şekil 5.11. Koşula göre adaptasyon ile sayısal ağın iyileştirilmesi | 44 |
| Şekil 5.12. İterasyonlar arası yakınsama grafiği | 45 |
| Şekil 5.13. İterasyonlar arası kalıntı değerleri | 46 |
| Şekil 6.1. (a)- Bir nolu kepçe, (b)- İki nolu kepçe, (c) Üç nolu kepçe | 49 |
| Şekil 6.2. Bir numaralı kepçeye ait akım çizgisi görselleri | 50 |
| Şekil 6.3. Bir numaralı kepçeye ait hız vektörü görselleri | 51 |
| Şekil 6.4. Bir numaralı kepçeye ait su hacmi görselleri | 52 |
| Şekil 6.5. İki numaralı kepçeye ait akım çizgisi görselleri | 53 |

| Şekil | Sayfa |
|--|--------------|
| Şekil 6.6. İki numaralı kepçeye ait hız vektörü görselleri | 54 |
| Şekil 6.7. İki numaralı kepçeye su hacmi görselleri | 55 |
| Şekil 6.8. Üç numaralı kepçeye ait akım çizgisi görselleri | 56 |
| Şekil 6.9. Üç numaralı kepçeye ait hız vektörü görselleri | 57 |
| Şekil 6.10. Üç numaralı kepçeye su hacmi görselleri | 58 |
| Şekil 6.11. Tek nozuk 18 kepçeli çark için su hacmi görselleri | 59 |
| Şekil 6.12. Tek nozuk 18 kepçeli çark için hız vektörü görselleri | 60 |
| Şekil 6.13. Tek nozuk 18 kepçeli çark için akım çizgisi görselleri | 61 |
| Şekil 6.14. Nozul çıkışında hız vektörlerinin zamanla değişimi | 62 |
| Şekil 6.15. Rejim halinde nozul çıkışında hız vektörlerinin gösterilmesi | 62 |
| Şekil 6.16. Nozul çıkışında akışın gelişimi | 63 |
| Şekil 6.17. 19 kepçeli çark içindeki akış | 64 |

RESİMLERİN LİSTESİ

| Resim | Sayfa |
|--|--------------|
| Resim 7.1. Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen çark | 65 |
| Resim 7.2. Pelton türbini test düzeneği genel görünüşü | 66 |
| Resim 7.3. Basma yüksekliği ve debiyi ayarlamaya yarayan pompa | 66 |
| Resim 7.4. Doğru akım üretici | 67 |
| Resim 7.5. Doğru akım üreticinin özellikleri | 67 |
| Resim 7.6. Çıkış gücü ölçümü için bağlanan voltmetre ve ampermetre | 68 |



SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklamalar

m^3

Metreküp

lt

Litre

s

Saniye

Kısaltmalar

Açıklamalar

HAD

Hesaplama Akışkanlar Dinamiği

CFD

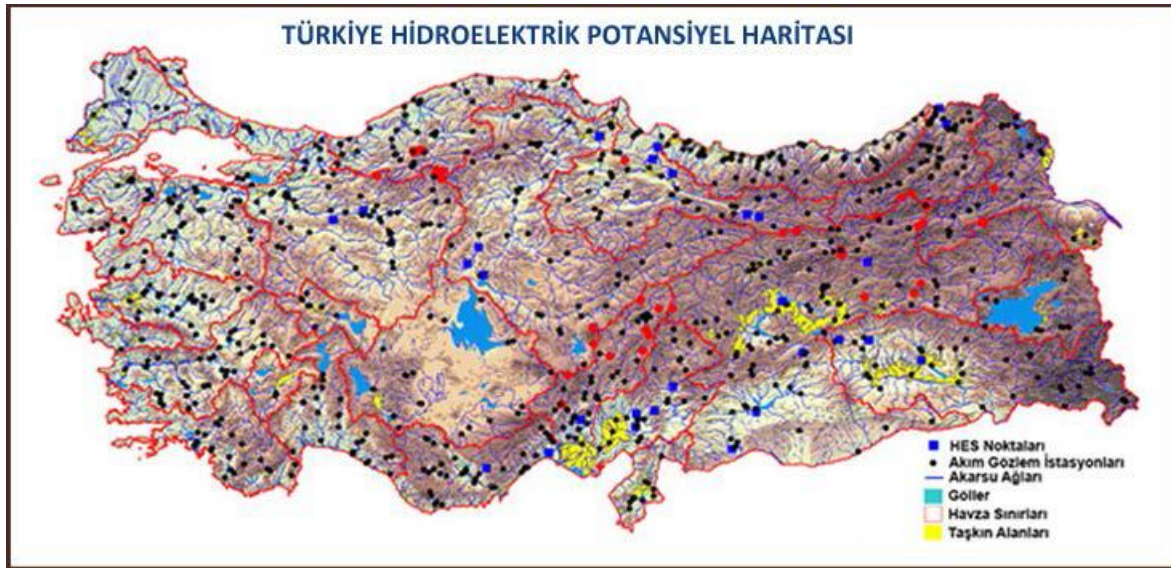
Computational Fluid Dynamics

1. GİRİŞ

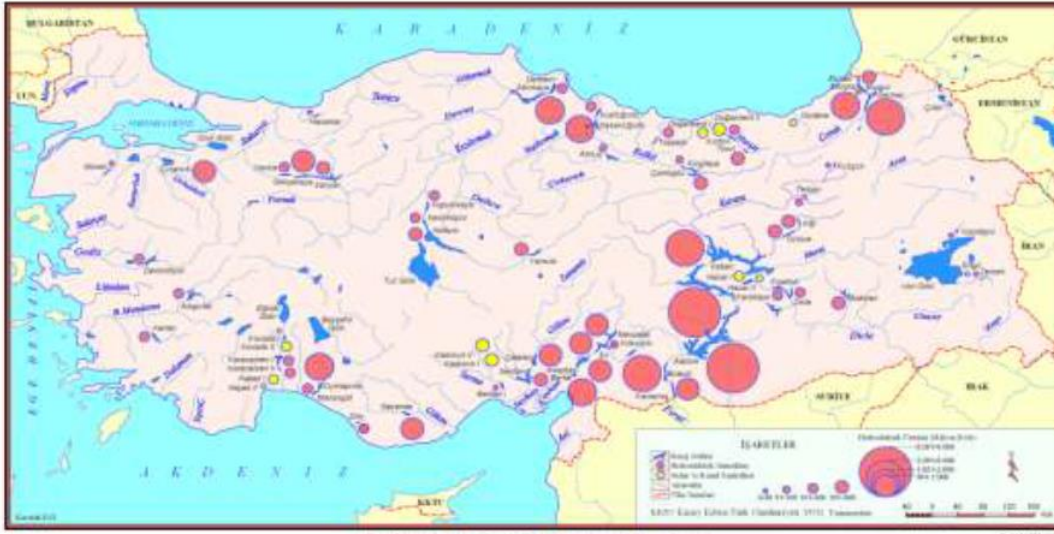
Dünyada nüfus artışı, kentleşme ve sanayileşme olguları, küreselleşme sonucu artan ticaret olanakları, doğal kaynaklara ve enerjiye olan talebi giderek artırmaktadır. Bu etkiler dünyada enerji ihtiyacını her yıl yaklaşık % 4-5 oranında artırmaktadır. Türkiye elektrik tüketiminin 2011 yılı sonu itibariyle 230 milyar kWh seviyesine ulaşmış olduğu, 2023 yılında bu ihtiyacın 450 milyar kWh civarında olacağı öngörülmektedir. Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü raporları değerlendirildiğinde, 31 Ağustos 2013 tarihi itibari ile Türkiye toplam elektrik kurulu gücünün 64.007 MW'a ulaştığı görülmektedir. Bu toplam içinde, termik santral payının % 63 (38.648 MW) ve yenilenebilir enerji kaynaklı santral payının ise % 35 (22.289 MW) olduğu ifade edilmektedir. Bu oranlar değerlendirildiğinde Türkiye için birincil enerji kaynağının fosil yakıtlar olduğu, bu yakıtların yanması sonucu açığa çıkan ve bir sera gazı olan CO₂ emisyonunun iklim değişikliklerine neden olduğu bilinmektedir. Mevcut termik santrallerde elektrik üretiminden kaynaklanan CO₂ emisyonları toplam sera gazı emisyonları içinde önemli bir paya sahiptir. Bilindiği gibi, Türkiye 2009 yılında Kyoto Protokolü'ne taraf olmuştur. Türkiye, Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi'ndeki (BMİDÇS) regülasyonlar nedeniyle sera gazı emisyonlarını azaltma taahhüdünde bulunmak zorunda kalabilecektir. Bu kapsamda bir değerlendirme yapmak gerekirse, enerji faaliyetlerinden oluşan sera gazlarının toplam sera gazları içindeki payının 2008 yılında %76 olduğu görülmektedir. 2008 yılı itibariyle, CO₂ gazının toplam sera gazları içindeki payı %81, enerji kaynaklı sera gazları içindeki payı ise %91'dir (Türkiye İstatistik Kurumu-TÜİK). 1990 yılında sanayi sektöründe kullanılan enerjiden kaynaklanan sera gazları %27 ile en yüksek paya sahipken, yıllar içinde elektrik sektörünün payı artış göstermiş ve 2008 yılında %39'a ulaşarak, elektrik sektörü sera gazlarından en fazla sorumlu olan sektör haline gelmiştir. Dolayısı ile elektrik üretiminde, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı hem ulusal ölçekte enerji arz güvenliğinin sağlanmasında, hem de elektrik üretimi sektöründen kaynaklanan sera etkisi (CO₂ salınımı) payının azaltılmasında daha fazla önem arz etmektedir. Ülkemizi yenilenebilir enerji potansiyeli içinde en önemli yeri tutan hidrolik kaynaklar incelendiğinde Türkiye'de teorik hidroelektrik potansiyel 433 milyar kWh/yıl, teknik olarak değerlendirilebilir potansiyel 216 milyar kWh/yıl olarak ve ekonomik hidroelektrik enerji potansiyeli ise 140 milyar kWh/yıl'dır. Hidroelektrik enerji santralleri ani talep değişimlerine cevap verebilmektedir. Bu nedenle Türkiye'de de pik kullanımlara cevap veren santral (ani talebi karşılayan)

olarak kullanılmaktadır. Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü tarafından hidroelektrik santraller; "çevreyle uyumlu, temiz, yenilenebilir, ani talepleri karşılayabilen, yüksek verimli (% 90'ın üzerinde), yakıt gideri olmayan, enerji fiyatlarında sigorta rolü üstlenen, uzun ömürlü (50 yıl), yatırımı geri ödeme süresi kısa (5- 10 yıl), işletme gideri çok düşük (yaklaşık 0,2 cent/kWh), dışa bağımlı olmayan yerli bir kaynak olarak tanımlanmaktadır. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı verilerine göre, 2011 yılı itibari ile Türkiye'deki kurulu hidrolik güç 17.137 MW mertebesindedir. 2023 yılı itibari ile ülkemizin 36.000 MW olan hidroelektrik potansiyelinin tamamının kullanılması planlanmaktadır. Hidroelektrik santrallerinde kullanılan türbinler genellikle ithal edilmektedir. Elektromekanik ekipmanın yerli olarak imal edilememesi nedeniyle inşa halindeki 6.564MW kurulu gücünde 158 adet, proje aşamasında ise 22.260 MW kurulu gücünde 977 santral için, yurt dışından alınacak elektromekanik ekipmanlar için yaklaşık 11 milyar dolarlık ithalatın yapılacağı öngörülmektedir. Bu durum, hidrolik santral teknolojisinde dışa bağımlılığın devam etmesine ve tasarım gücünün gelişmemesine sebep olmaktadır.

Ülkemizdeki 26 adet hidrolojik havzada bulunan irili ufaklı çok sayıdaki nehrin yıllık ortalama akımları toplamı 193 milyar m³ yüzey suyudur. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının yayınladığı Türkiye'deki akarsu ağları ve havzaları ile Türkiye'de bulunan mevcut hidroelektrik santral haritası Şekil 1.1.'de verilmiştir.



Şekil 1.1. Türkiye'nin Hidroelektrik potansiyel haritası (TMMOB-2011)



Şekil 1.2. Türkiye HES haritası (Yılmaz,2018)

Ülkemizde 2023 yılı itibari ile 36.000 MW olan hidroelektrik potansiyelinin tamamının kullanılmasının hedeflenmektedir. Bu hedefin ülkemizde yeni HES projelerinin ve yatırımlarının oluşmasına neden olacağı kaçınılmazdır. Bu proje ve yatırımlarda en önemli paya sahip olan bileşenin su türbinleri olacağı bir gerçektir. Ülkemiz hidrolojik potansiyeli değerlendirildiğinde, büyük kapasitelerdeki santral kurulumları için yüksek kapasiteli türbin ihtiyacı ayrıca önem kazanmaktadır. Ülkemiz su türbini imalat sanayisinde sınırlı güç değerleri için üretim yapılabilmektedir. Dolayısı ile yüksek güç ihtiyacı duyulan hidroelektrik santral kurulumlarında ağırlıklı olarak türbin ithalatı şeklinde gerçekleştirilmektedir. Bu durum santrallerin ilk yatırım maliyetlerini artırmakta ve ülkemizi türbin temini bakımından dışa bağımlı kılmaktadır Yılmaz, (2018).

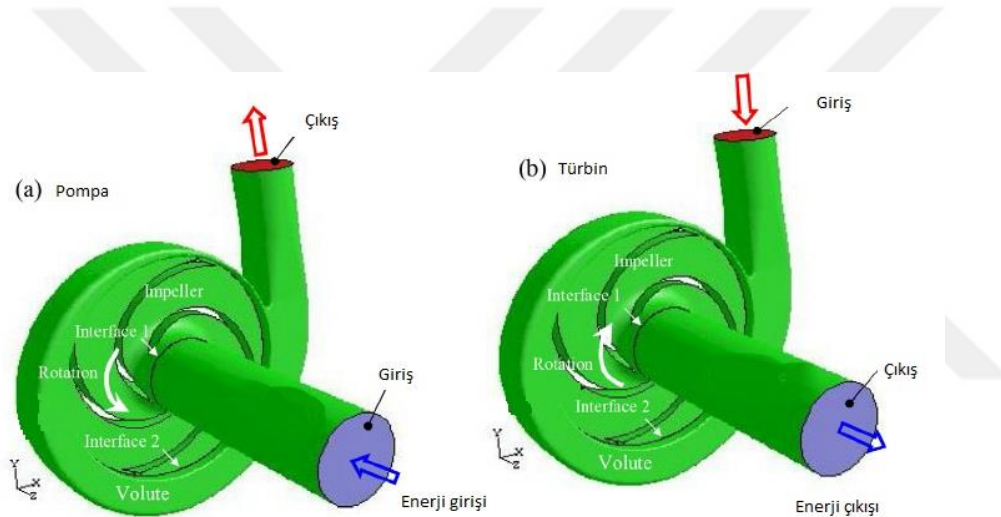
Ülkemizdeki hemen hemen tüm su türbini imalat şirketlerinde süreç dışa bağımlı bir şekilde ilerlemektedir. Bu durum tasarım aşaması oldukça önemli olan türbinlerin yüksek tutarlara mal edilmesine neden olmaktadır. Ayrıca bu sonuç dışa bağımlılık seviyesini artırmakta ve tasarım gücünün gelişmesinin önüne geçmektedir. Türkiye'nin gelecek 15 yıllık enerji politikaları çerçevesinde HES yatırımlarının rolü ve önemi yukarıda detayları ile vurgulanmıştır. Dolayısı ile gelecek dönem içerisinde türbin ihtiyacının artacağı fikri oldukça yoğunlaşmaktadır. Etki türbini olan Pelton türbini de bu ihtiyaç listesinin önemli bir bileşeni haline dönüşecektir. Tamamen yerli tasarıma sahip olan bir pelton türbini dışa bağımlılık oranlarımızı azaltacak ve ulusal ekonomiye büyük ölçüde katkı sağlayacaktır.

Hidroelektrik santrallerin ilk yatırım maliyetleri yüksek, işletme maliyetleri düşüktür. Yüksek kapasiteli ve 2000 m'ye kadar ulaşan düşülerde kurulan hidroelektrik santrallerinde Pelton tip türbinler oldukça verimli (%80) çalışabilmektedir. Genellikle santralin kurulum aşamasında ithalat yoluyla temin edilen ve santralin en önemli bileşeni olan Pelton türbinleri santral yatırım maliyetinin yüksek olmasının temel nedenlerinden birini oluşturmaktadır. Santral kurulumunda dışa bağımlılığı azaltabilmek amacı ile yerli etki tipi bir türbin olan yatay tip Pelton türbini tasarımı ve üretimi amaçlanmaktadır. Bu sayede ülkemizde gerçekleşecek olan santral ilk kurulum maliyetlerinde önemli ölçüde azalma sağlanması hedeflenmektedir. Tasarımın tamamlanması ile, prototip üretime geçilecek olan türbinde %100 debi şartında verimin %80 değerine çıkarılması amaçlanmaktadır. İkincil amaçlar çerçevesinde prototip üzerinde testler yapılarak bir tasarım silsilesi oluşturmak istenmektedir. Yatay tip pelton türbininin tasarlanabilmesi ve analiz edilmesi ile gerçekleşecek olan süreç sayesinde farklı türbin tiplerine de uygulanmasının sağlanmasına bir ön adım oluşturulmuş olacaktır.

2. TEORİK İNCELEME

2.1. Hidrolik Makinalar

Hidrolik makinalar genel anlamda, içlerinde bir akışkan akışının gerçekleştiği ve söz konusu akıştan enerji alan veya o akışa enerji aktarmakla güç üreten veya tüketen makinalardır. Hidrolik makinalar temelde hacimsel ve turbo (dönel) olarak iki gruba ayrılır. Bununla birlikte, tez kapsamında incelenen hidrolik makina dönel bir çarkı içermesi nedeniyle turbomakina sınıfına dahildir. Hidrolik turbomakinalar ise akıştan enerji alması veya akışa enerji vermesine göre sırasıyla; türbinler ve pompalar olarak adlandırılır.



Şekil 2.1. Pompa ve türbin farkları (Li 2016)

2.2. Hidrolik Türbinler

Hidrolik türbinler suyun enerjisini çark vasıtasıyla mekanik enerjiye çeviren sistemlerdir. Genel olarak aynı güçteki makinalarda yüksek düşüler için su miktarının nispeten daha ufak, alçak düşülerde ise su miktarının daha bol olacağı doğaldır. Düşü ve debi değerlerinin çok değişik değerler alabilmesi bu değişik şartlarda çalışabilen 3 değişik türbin tipinin doğmasına yol açmıştır. Suyun türbin çarkı içindeki akış şekline göre bu tipler genel olarak, aksenal, yarı aksenal, merkezci çarklar ve kepçeli çark olarak sınıflandırılabilir. Bunlardan sahip olan türbinlere tepki türbinleri, kepçeli çarka sahip olanlara ise etki türbini adı verilmektedir. radyal ve yarı aksenal aksi tesir türbinleri ve aksenal Uskur tipi reaksiyon türbinleridir. Aksenal ve yarı aksenal çarka sahip olan

türbinler Kaplan veya Uskur türbinleri şeklinde adlandırılırken, merkezci çarkı bulunan türbinler Francis türbini olarak belirlenir. Kepeçli veya etki türbini şeklinde isimlendirilen türbinler ise Pelton türbini olarak literatürde yer alır. Bunlardan etki (aksiyon) türbinleri yüksek düşülerde kullanılan türbinlerdir. Merkezci ve yarı merkezci tepki (reaksiyon) tipi türbinler ise orta düşü ve orta debi değerlerinde kullanılan Francis tipi türbinlerdir. Eksenel akışlı tip reaksiyon türbinleri ise alçak düşü değerlerinde yüksek verim gösteren Uskur veya Kaplan tipi türbinlerdir. Daha detaylı bir sınıflandırma yapacak olursak; hidrolik türbinleri düşüye, çıkış güçlerine, suyun akış doğrultusuna ve suyun etki şekline göre aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz (Özgür, 1983).

2.2.1. Sınıflandırma

Su türbinleri kullanım alanlarına, ürettikleri güce, güç üretme biçimlerine göre birçok şekilde sınıflandırılabilirler.

Türbin çıkış güçlerine göre;

- Yüksek güçlü hidrolik türbinler > 100 MW
- Orta güçlü hidrolik türbinler 20 – 100 MW arası
- Küçük güçlü hidrolik türbinler 1 – 20 MW arası
- Mini Hidrolik türbinler 100 kW – 1 MW arası
- Mikro hidrolik türbinler 5 kW – 100 kW arası
- Piko hidrolik türbinler < 5 kW

Türbin milinin durumuna göre;

- Yatay eksenli türbinler
- Dikey eksenli türbinler
- Eğik eksenli türbinler

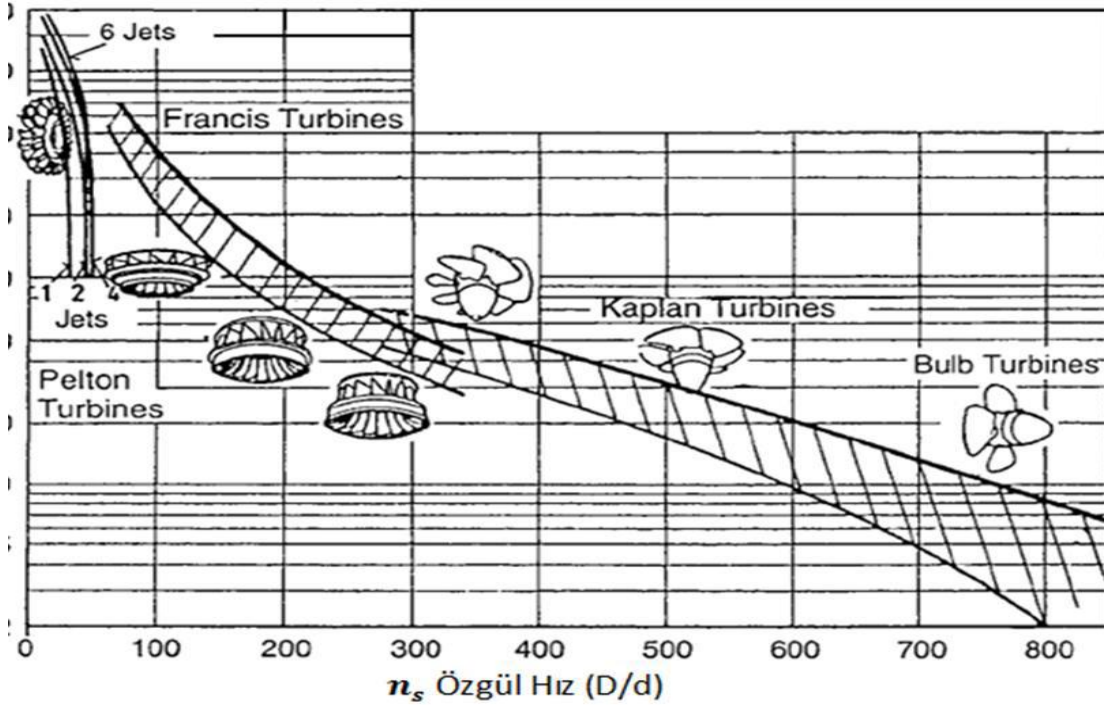
Suyun akış doğrultusuna göre;

- Eksenel akışlı türbinler (Kaplan, Uskur)
- Radyal akışlı türbinler (Francis)

- Diyagonal akışlı türbinler (Yüksek Hızlı Francis)
- Teğetsel akışlı türbinler (Pelton, Banki)
- Saptırılmış akışlı türbinler (Turgo)

Düşüye göre sınıflandırma;

- Yüksek basınçlı su türbini $Düşü > 300$ m,
- Orta basınçlı su türbini $50\text{m} < Düşü < 300$ m,
- Düşük basınçlı su türbini $Düşü < 50$ m. (Özgür, 1983)



Şekil 2.2. Düşü ve özgül hıza göre türbin tipleri bölgeleri (Karagöz 2009)

Suyun etki şekline göre;

- Aksiyon tipi türbinler (Pelton, Turgo, Banki)
- Reaksiyon tipi türbinler (Francis, Kaplan, Uskur, Boru)

2.2.2. Tepki tipi türbinler

Enerjinin hem çark içersindeki hız değişimi hem de akışkanın çark giriş ve çıkışındaki basınç farkından elde edildiği türbinlerdir. Çark içersindeki enerji değişiminin basınç farkı

ve hızdan kaynaklanan miktarlarının oranı türbinin tepki derecesi olarak tanımlanmaktadır. Kendi içinde Francis, Kaplan, Uskur, Boru tipi olarak sınıflandırılırlar.

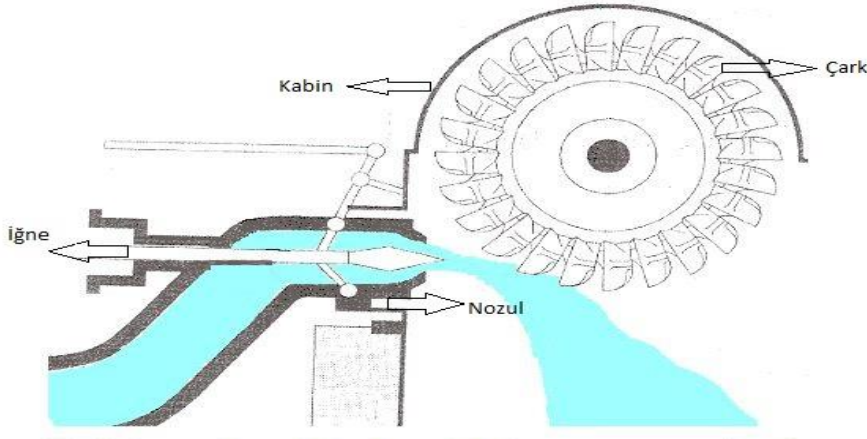
2.2.3. Etki tipi türbinler (Pelton Türbini)

Aksiyon türbinlerinde, enerji dönüşümü sadece akışkanın sahip olduğu hız vasıtası ile enerji gerçekleşir. Yani burada türbinin girişi ile çıkışı arasındaki enerji farkı tamamen kinetik enerji farkına tekabül eder. Diğer bir deyişle türbinin giriş ve çıkış basınçları birbirine eşittir. Bu bakımdan tepki derecesi sıfırdır. Bu türbinlerin özgül hızları küçük olup tepki türbinlerine oranla yüksek düşülerde kullanılmaya uygundur. Buna karşılık debileri düşüktür.

Modern su türbinleri arasında bugün endüstriyel anlamda önemi olan yegane aksiyon türbini Pelton tipi türbinlerdir. Pelton türbinleri 19. Yüzyılın ilk yarısında Amerika'da altına hücum çağında ortaya çıkmıştır. 1848 senesinde Kaliforniya'da altın bulunuşu üzerine bu bölgeye büyük çapta bir göç başlamıştır. Maden ocakları için gerekli olan tahrik gücünün elde edilmişinde buhar makinalarının çok hantal olması yüzünden su makinası kullanılması tercih edilmiştir. Su hüzmesinin basit keşcelere çarptırılması ile moment elde etmek daha önceleri de bilinen bir yöntemdi. Fakat bu basit makine burada gittikçe gelişti. Lester Allen PELTON isimdeki mühendis bu arada yaptığı çalışmalarla çarka gelen su huzmesini ikiye ayıran ve çarpma kaybını yok eden yırtmaçlı kepe ile 1880 yılında bu gün kendi adı verilen türbinin çok basit bir şeklinin patentini almıştır (Özgür, 1983).

Pelton türbini yapısı ve parçaları

Bir pelton türbinini oluşturan organlar aşağıda açıklanmıştır.



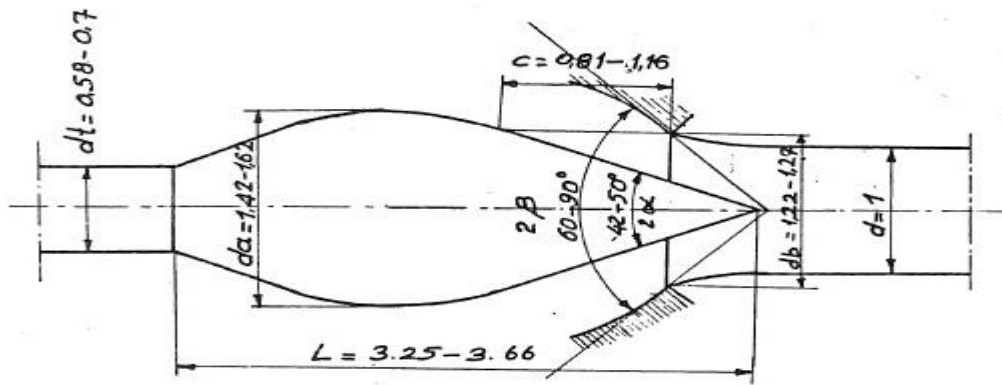
Şekil 2.3. Pelton türbini bileşenler

Nozul ve iğne

Suyu çarka sevk eden bir nozuldan ibarettir. Gövde ve nozul kısmı olmak üzere iki parçadan oluşur.

Nozuldan fişkıran su jetinin çapını, ileri ve geri hareketi ile, küçültüp büyüten ve bu sayede debiyi ve gücü ayarlayan organdır (Özgür, 1983).

Jet akışında kullanılan nozuldan aynı basınç değerinde daha çok debi geçirip daha az kuvvet oluşturan, bir başka ifade ile daha düşük basınç kaybı oluşturan bir nozul modelinin belirlenmesi gerekir. En düşük basınç kaybını yakalamak adına geçmişte yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen oransal sablo Şekil 2.4.'te görülmektedir (Gökelim 1982).



Şekil 2.4. Nozul ve iğne oranları

Çark

Hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren organdır. Üzerinde bulunan kepçelere suyun çarpması ile bir itme kuvveti doğar. Bu kuvvet çarkı döndürür. Kepçeler çark üzerine ya teker teker civata ile tespit edilir ya da son zamanlarda daha fazla yapıldığı gibi çarkın tamamı bir blok halinde dökülür (Özgür, 1983).



Şekil 2.5. Pelton çarkı

Saptırıcı (Deflektör)

Ani yük değişimlerinde henüz iğne yeni konumuna gelmeden çabuk harekete geçerek su jetini saptıran ve su jetinin çarka çarpmasını engelleyen elemandır. Bu suretle türbin yük değişimlerine daha çabuk uyum sağlar [(zgür, 1983).

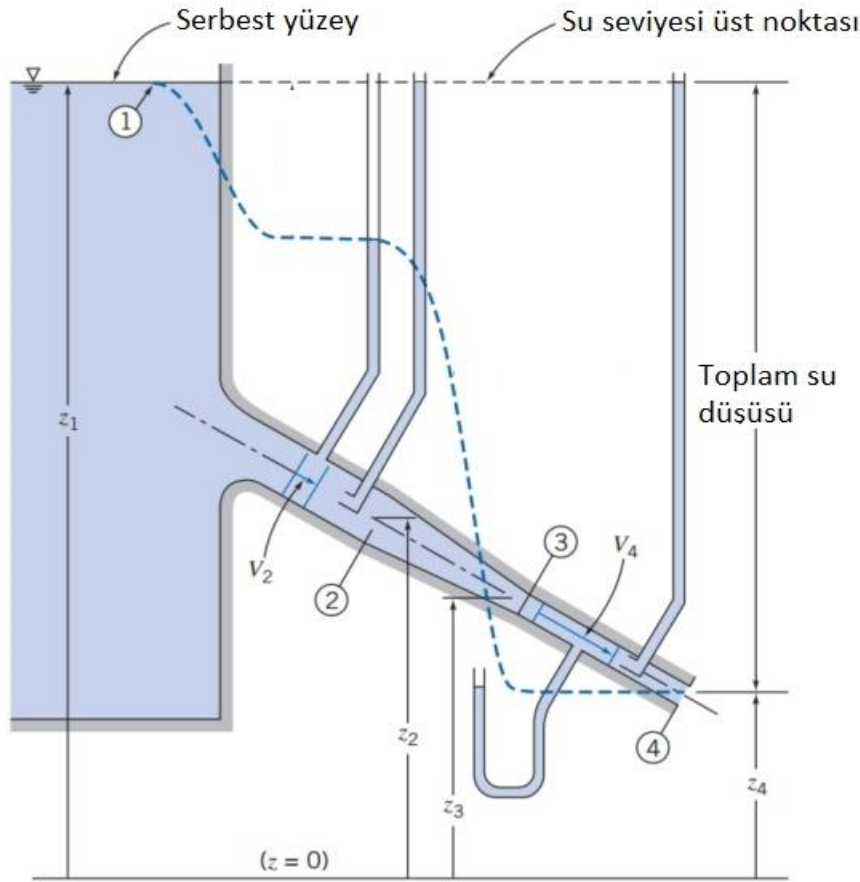
Gövde-kasa

Türbin çarkını çevreleyen, yatakları ve püskürtücü nozulun tespit edildiği dökme demir veya kaynaklı sacdan oluşur (Özgür, 1983).

Pelton türbininde güç üretim mekanizması

Pelton türbinlerinde, mambadan mansaba cebri boru içinde ilerledikçe suyun düşüsü nedeniyle sahip olduğu potansiyel enerji basınç enerjisine dönüşür. Nihayetinde, cebri borunun sonunda yer alan nozul çıkışında enerjinin korunumu nedeniyle yüksek basınç

atmosfer basıncına azalarak suyun yüksek hızlı bir su jeti olarak nozuldan ayrılmasına neden olur. Nozullar su jetini uygun şekilde türbin çarkına iletir. Su jeti çark üzerindeki kepeçlere çarptırılarak suyun hareket enerjisi momentum değişimi yoluyla çarka aktarılır. Aşağıda bu mekanizma detaylıca açıklanmaktadır.



Şekil 2.6. Genel rezervuar görünüşü (FOX, 2016)

Belirli bir yükseklikte depolanmış olan suyun borular yardımı ile daha düşük yüksekliğe indirilmesi ve türbine çarptırılmasını kabaca Şekil 2.6'da görüyoruz. Tüm kayıpların ihmal edildiği ideal şartlar altında elde edilebilecek maksimum su jeti hızını bulmak için 1 ve 4 numaralı noktalar arasında Bernoulli denklemi uygulanacak olursa;

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + gz_1 = P_4 + \frac{1}{2}\rho v_4^2 + gz_4 \quad (2.1)$$

$$P_1 = P_4 = \text{atmosferik basınç}$$

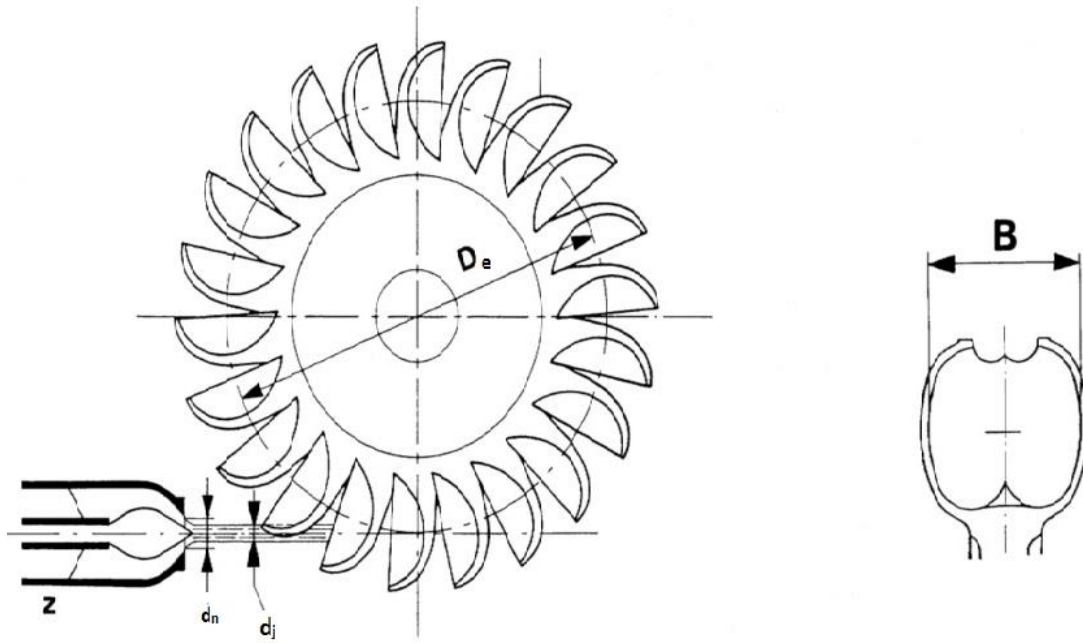
$$v_1 = 0 \text{ (durağan)}$$

$$\rho = \text{sabit (sıkıştırılmaz akış)}$$

$$v_4 = \sqrt{2g(z_1 - z_4)} = \sqrt{2gH} \quad (2.2)$$

$H = \text{Toplam Net Düşü}$

Burada nozuldan çıkan su jetinin sahip olabileceği en yüksek hız değeri $V_j = \sqrt{2gH}$ hesaplanmış oldu. Burada net düşü hesaplanırken borulama kayıpları ve diğer kayıplar çıkartılarak gerçek hız değeri hesaplanabilir.



Şekil 2.7. Pelton çarkı ve nozul şematik gösterimi

Pelton türbinine ait temel değişkenler;

$D_e = \text{Etkin çark çapı}$

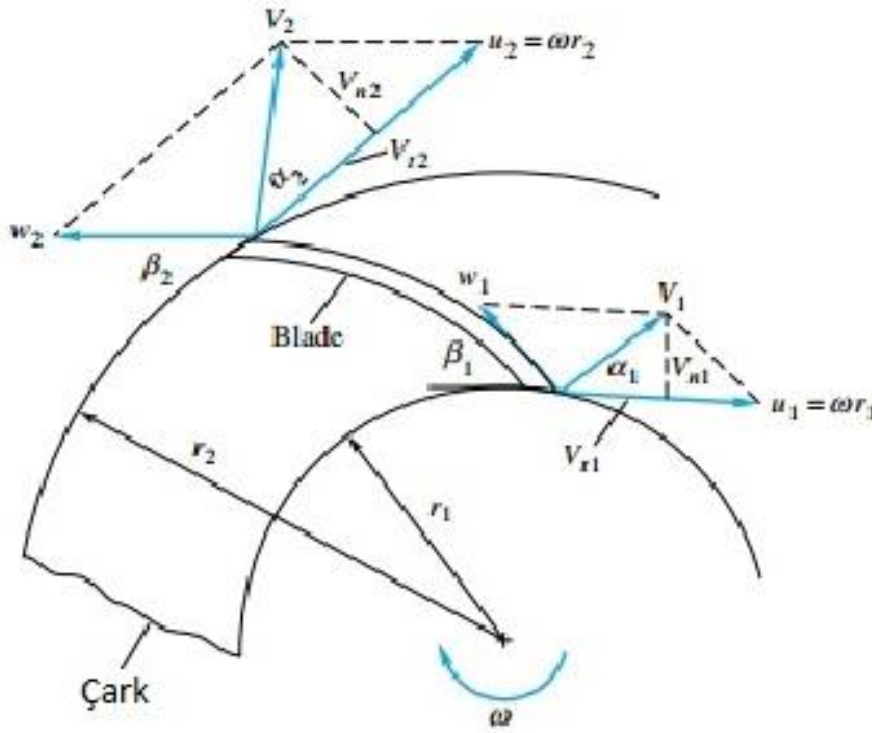
$d_n = \text{Nozul çapı}$

$d_j = \text{Su jeti çapı}$

$B = \text{Çanak genişliği}$

$Z = \text{Nozul sayısı}$

Pelton türbinlerindeki enerji üretim mekanizmasını detaylıca açıklamak adına öncelikle Euler turbomakina denklemi idealleştirilmiş bir pompa çarkı üzerinde incelenirse:



Şekil 2.8. İdealleştirilmiş Pompa çarkındaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (White,2016)

Burada akışkanın çarka $r = r_1$ 'de , u_1 çevresel hızı ve β_1 giriş açısı ile girdiği kabul edilir;

$u_1 = \omega \cdot r_1 =$ Akışkanın çarkın girişindeki teğetsel hızı

$w_1 =$ Akışkanın kanatlara teğet olan hız bileşeni

$V_1 = \vec{u}_1 + \vec{r}_1 =$ Akışkanın girişdeki mutlak hızı

Benzer şekilde çıkışta $r = r_2$ 'de , u_2 çevresel hızı ve β_2 çıkış açısı ile çıktığı kabul edilir;

$u_2 = \omega \cdot r_2 =$ Akışkanın çark çıkışındaki teğetsel hızı

$w_2 =$ Akışkanın kanatlara teğet olan hız bileşeni

$V_2 = \vec{u}_2 + \vec{r}_2 =$ Akışkanın çıkıştaki mutlak hızı

Açısal momentum denkleminin bu örnek üzerine uygulanmış hali aşağıdaki gibidir.

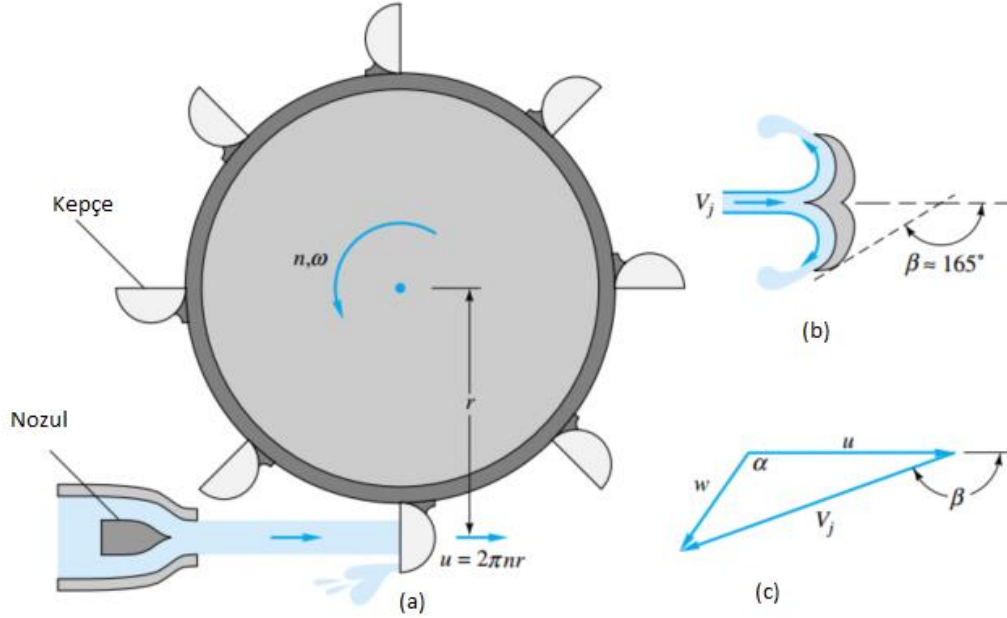
$$T = \rho \cdot \dot{\theta} \cdot (u_2 V_{t2} - u_1 V_{t1}) \quad (2.3)$$

$$V_{t2} = V_2$$

$$V_{t1} = V_1$$

Sürtünme ihmal edildiği takdirde Euler Turbomakina denklemi aşağıdaki gibi elde edilir;

$$P_w = \omega \cdot T = \rho \cdot \theta \cdot (u_2 V_{t2} - u_1 V_{t1}) \quad (2.4)$$



Şekil 2.9. Pelton türbini (a) çarkın ve jetin yandan görünüşü, (b) kepçe kesit görünüşü, (c) genel hız üçgeni gösterimi (White, 2016)

Euler Tubomakina Denklemi Şekil 2.9.'da görülen Pelton türbini ve kepçe üzerindeki hız üçgenleri göz önüne alınarak düzenlenirse:

$$P = \rho \cdot \theta \cdot (u_2 V_{t2} - u_1 V_{t1}) = \rho \cdot \theta \cdot \{u V_j - u[u + (V_j - u) \cos \beta]\} \quad (2.5)$$

$$P = \rho \cdot \theta u (V_j - u)(1 - \cos \beta) \quad (2.6)$$

Elde edilir. Burada;

$$u_1 = u_2 = u = 2\pi nr = \text{çanağın sürüklenme hızı}$$

$$W_1 = V_j - u$$

$$\beta = \text{Çanak çıkış açısı}$$

$$\beta_2 = 180 - \beta$$

Burada çanağın çıkış açısını $\beta = 180^\circ$ olduğu durumda elde edilebilecek maksimum güce ulaşılır fakat bu durum fiziki olarak gerçekleştirilemez. Eğer $\beta = 180^\circ$ olursa bir kepçeye

çarpıp yön değiştirerek çıkan su jeti hemen ardından gelen kepçenin sırtına çarparak güç kaybına sebep olmaktadır.

Pelton türbininin teorik gücü $\frac{dP}{du} = 0$ olduğu durumda maksimum olur (White,2016).

$$\frac{dP}{du} = \rho \cdot \theta (V_j - u)(1 - u \cos \beta) + \rho \cdot \theta u(-1)(1 - u \cos \beta) = 0 \quad (2.7)$$

$$(V_j - u) - u = 0$$

$$u = \frac{1}{2} V_j \quad (2.8)$$

$$\phi = \frac{u}{V_j} = \text{çevresel hız faktörü} \quad (2.9)$$

İdeal durumdaki bir nozul sahip olunan düşünün tamamını jet hızına dönüştürür ($V_j = \sqrt{2gH}$). Fakat gerçekte % 2 ila 8 kadar nozul kaybı olur. Buradaki kaybı ϕ hız katsayısı olarak tanımlarsak :

$$V_j = C_v \sqrt{2gH}, \quad 0,92 \leq C_v \leq 0,98 \quad (2.10)$$

$$\phi = \frac{u}{\sqrt{2gH}}$$

$$\phi = \frac{1}{2} C_v \cong 0,47 \quad (2.11)$$

Buradan maksimum verim şartının gerçekte $\phi \cong 0,47$ değerinde elde edildiği görülmektedir [White, 2016].

Pelton türbininde temel boyutların belirlenmesi

Özgül hız

Özgül hız , 1 m³/sn debi ve 1 metre net düşü altında çalışan bir türbinin maksimum verim elde edilecek şekilde 1 dakika sürede döneceği devir adedidir (Ergin,1979).

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.12)$$

Burada n' devir adedini, H net düşüğü, \dot{Q} ise nozul başına düşen debiyi ifade etmektedir ve 20 metre düşü va $0,0015 \text{ m}^3$ debi için $n_q = 0,1023$ elde edilir. Pelton türbinleri için $n_q < 0,13$ olmalıdır (Zhang, 2016).

Jet çapı hesabı

Nozul çıkışında elde edilecek olan su jeti çapı;

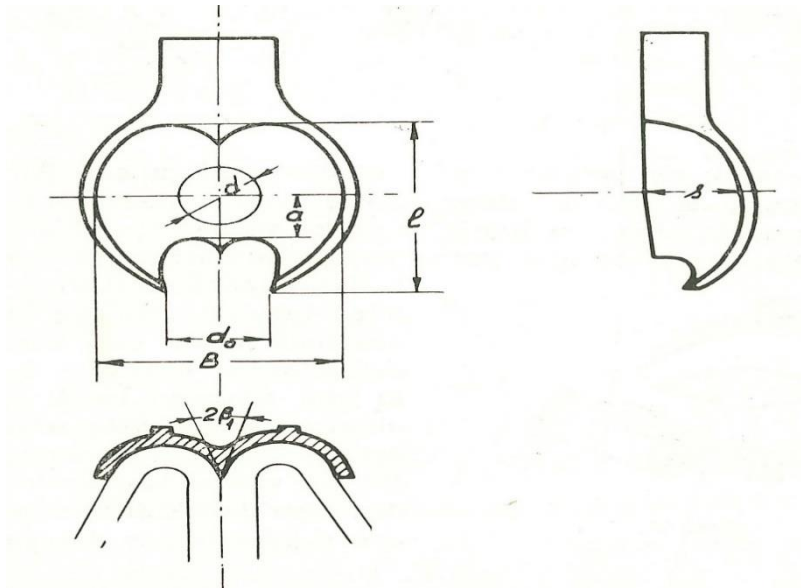
$$\dot{Q}_{jet} = \frac{d_{jet}^2}{4} \pi \sqrt{2g(H - h_n)} \quad (2.13)$$

Eşitliğinden elde edilebilmektedir. Burada h_n nozul içerisindeki kayıpları ifade etmekle birlikte $h_n/H \ll 1$ olduğu bilinmelidir [Zhang 2016].

Buradan $d_{jet} = 0,01$ hesaplanır.

Kepçeye ait boyutlar

Su jeti çapı tayininden sonra kepçeye ait temel boyutların belirlenmesinde aşağıdaki oransal sınırlamalardan faydalanılmaktadır (Ergin,1979).



Şekil 2.10. Kepçe boyutları

$$\frac{B}{d_{jet}} = 2,8 - 3,4$$

$$\frac{l}{d_{jet}} = 2,4 - 2,8$$

$$\frac{d}{d_0} = 1 - 1,25$$

$$\frac{s}{d_0} = 0,85$$

Çark çapı hesabı

Türbine ait , \dot{Q} , H, ve n değerinin belli olduğu kabulü ile özgül hız hesaplanır. $\phi = 0,47$ kabulü ile etkin çark çapı;

$$D_e = \frac{\phi \sqrt{2gH}}{\pi n} \quad (2.14)$$

Şeklinde hesaplanır ve $D_e = 0,118$ bulunur (Zhang 2016).

Yaklaşık kepçe sayısının belirlenmesi

Kepçe sayısı deneysel çalışmalar sonucu bulunan ve aşağıda verilen ampirik bağıntıdan hesaplanır (Nasir, B.A., 2013).

$$Z = 15 + 0,5 \frac{D_e}{3d_j} \quad (2.15)$$

Burada elde edilen rakam 18,93 olup yaklaşık bir değer ifade etmektedir. Nihai kepçe sayısı adedi analiz sonucu belirlenmiştir.

3. LİTERATÜR TARAMASI

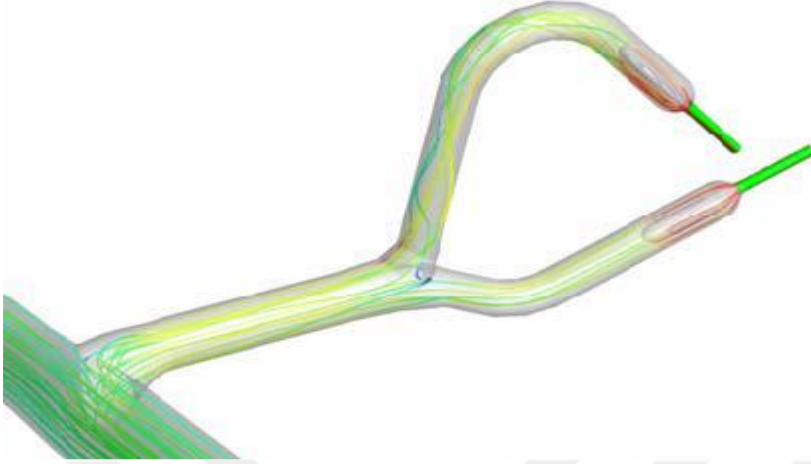
Pelton türbinleri, tepki türbinlerinden farklı olarak akışkan jetinin atmosfer içerisinde hareket etmesi ve yüksek hızla kepçelere çarparak akışkanın kinetik enerjisinin kepçelere aktarılması yoluyla iş üreten makinalardır. Bu özelliği nedeniyle Pelton türbinlerinin analizinde Francis ve Kaplan türbinlerinin analiz edildiği yöntemlere göre farklı sayısal yöntemlerin uygulanması gerekmektedir.

Bu bölümde Pelton çarklarına ilişkin literatürde gerçekleştirilen sayısal ve deneysel analizlere ilişkin sonuçlar genel hatlarıyla sunulmakta ve analiz yöntemlerine ilişkin temel bilgi alt yapısı verilmeye çalışılmaktadır.

Peron vd.(2008) tarafından su jeti kalitesinin pelton türbin performansı üzerinde doğrudan etkisi olduğu belirtilmektedir. Jet akımının fiziğinin ve yol açtığı hidrolik kayıpların halen tam olarak anlaşılmadığı belirtilmekte, bunun temel sebebi olarak ise jet içerisindeki akış yapıları ile kayıpların gözlenmesinin ve belirlenmesinin zor olması gösterilmektedir. Son yıllarda yapılan farklı çalışmalarda su jetinin fiziğini anlama yönünde ilerleme kaydedilmekle birlikte ilave deneysel ve sayısal çalışmaların gerekli olduğu vurgulanmaktadır.

Su jetinin gelişimi sırasında uzunluk ve zaman boyutlarında çok yüksek değişimlerin meydana geldiği ifade edilmektedir. Örneğin 800 m. düşülü bir Pelton türbininde hızların nozul uzunluğu boyunca 10 m/s'den 125 m/s'ye ve basıncın ise 78 bardan 1 bara (çevre basıncı) doğru yüksek oranlarda değişerek jet fiziğinin anlaşılmasını zorlaştırdığı vurgulanmaktadır. Jet akış yapısının, dağıtıcı borularda oluşan dirsek şeklinde eğriliklerden, nozul geometrisinden, net düşü değerinden ve akışın türbülanslı yapısından yoğun olarak etkilendiği ifade edilmektedir. Dağıtıcı boruların eğriliğinin akışı etkileyerek performansı etkilediği belirtilmektedir. Pelton sisteminde akışın karşılaştığı eğrilikler ve engeller akışın düzgün yapısını bozarak ikincil akışların meydana gelmesine neden olmaktadır. Şekil 3.1., boru-nozul sisteminde akış yapısını göstermektedir. Dolayısıyla türbinin veriminin artırılmasında jet kalitesinin iyileştirilmesinin doğrudan önemi olduğu vurgulanmaktadır. Çalışmada farklı hidrolik santrallerde gerçekleştirilen iki analiz elde

edilmiştir. Ayrıca, Pelton jetinin türbin karakteristikleri üzerinde belirleyici etkisinin olduğu da ifade edilmektedir.



Şekil 3.1. Pelton sisteminde çevri akışlarının oluşumu (Peron vd. ,2008)

Düşü ve nozul açıklığına göre jet etrafının görünümü Şekil3.2.'de verilmektedir. Düşünün artmasıyla birlikte jet görünümlerinin değiştiği, yüksek düşüde jetin şeffaflığının azaldığı ve jet çevresindeki hava-su etkileşiminin olduğu bölgenin daha geniş olduğu görülmektedir.



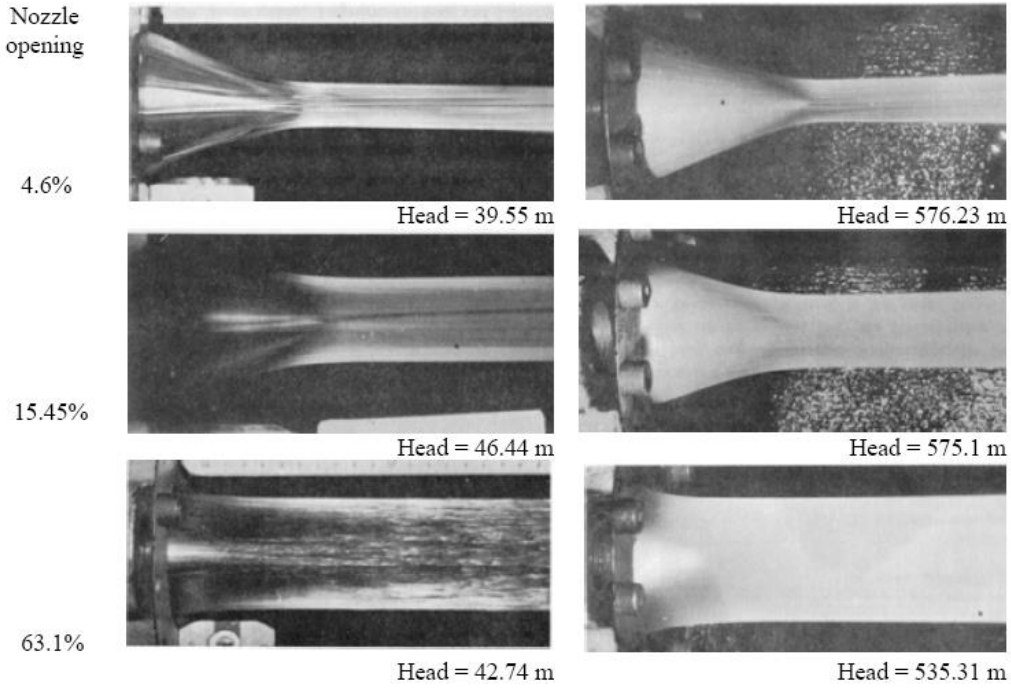
| | | |
|-------|-----------------|-------|
| | Head: | 153 m |
| Model | Nozzle opening: | 80% |
| | Jet diameter: | 34mm |



| | | |
|-----------|-----------------|---------|
| | Head: | 588.4 m |
| Prototype | Nozzle opening: | 80 % |
| | Jet diameter: | 182 mm |

Şekil 3.2. Jet çevresinin görünümü (Peron vd.,2008)

Pelton jetleri gerek boru geometrisi ve gerekse düşüye göre değişen karmaşık bir yapılanma gösterir. Farklı nozul açıklığı ve düşü değerlerine göre nozul çıkışı boyunca jet yapısının ve görünümünün belirgin şekilde farklılaştığı izlenmektedir. Şekil 3.3.'de gösterilen bu farklılaşmanın önemli bir sebebi yüksek Reynolds Sayısı nedeniyle türbülans yoğunluğunun düşüye göre artması, sınır tabaka yapısını değiştirmesi ve toplam akış yapısını etkilemesidir .

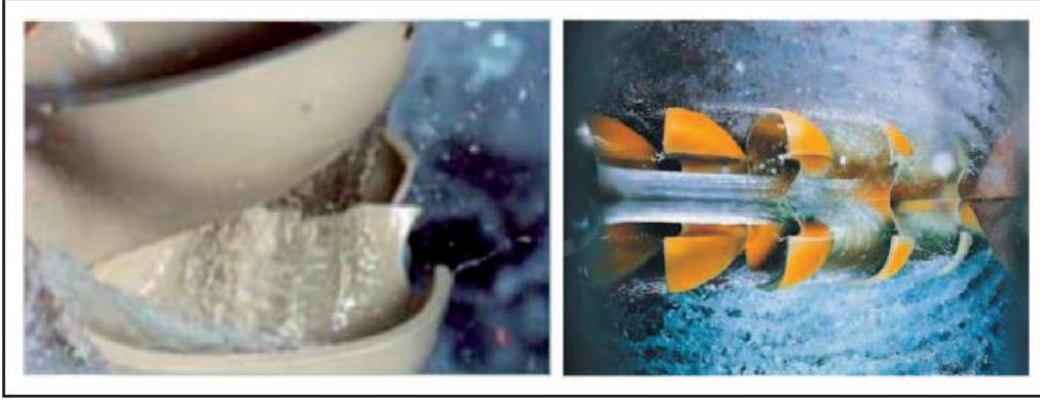


Şekil 3.3. Düşüye göre akış rejimleri (Peron vd.,2008)

İtalya'daki BORDOGNA ve İsviçre'deki FIONNAY Hidroelektrik santrallarının Pelton türbinleri üzerinde yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarla boru-nozul etkileşiminin iyileştirilmesine ve verimin artırılmasına çalışıldığı ve başarılı olduğu ifade edilmektedir.

Zhang, (2007) tarafından yapılan çalışmanın sonucunda jet akışı ile kaşık arasındaki sürtünmenin doğrudan ve dolaylı etkilere neden olduğu belirtilmektedir. Söz konusu sürtünmenin doğrudan etkisi kepçelerin hareketini sağlayarak ya da hareketi geciktirerek çıkış gücünü değiştirmesi, dolaylı etkisi ise kepçe içindeki bağıl akış yapısını ve basınç dağılımını değiştirmesi olarak ifade edilmektedir. Bu çerçevede sürtünmenin, geliştirilen bir akış sürtünmesi yaklaşımıyla incelendiği belirtilmektedir. Yaklaşımın doğrudan ve dolaylı etki olarak adlandırılan iki etkiyle ifade edildiği görülmektedir. Doğrudan etkinin en önemli bileşenin kepçelerin yavaşlayarak çıkış gücünü azaltması olduğu belirtilmektedir. Dolaylı etki ise kepçedeki bağıl akışın ve basınç dağılımının değişmesi sonucu olduğu ifade edilmektedir. Doğrudan etkinin toplam verim azalmasında belirleyici olduğu ve kepçe sürtünmesinin hem kepçe girişinde hem de çıkışında olduğu ifade edilmektedir. Dolayısıyla kepçe sürtünmesinin etkisinin göz ardı edilemeyeceği sonucuna varılmaktadır.

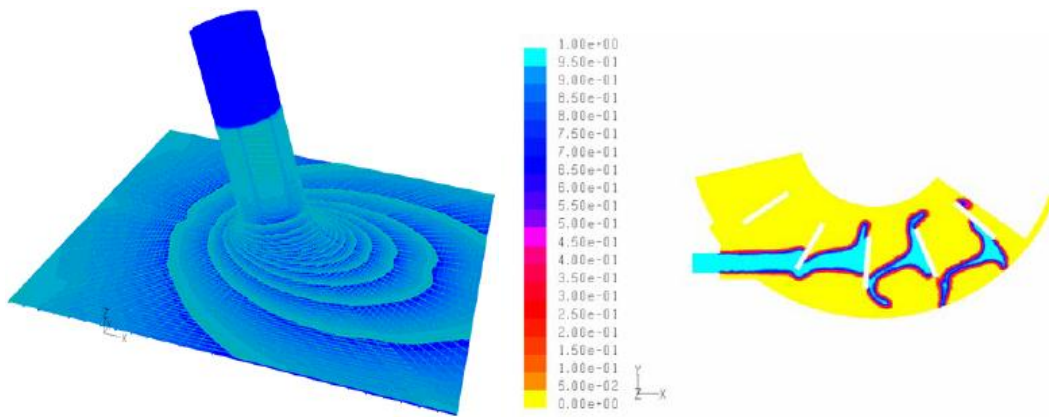
Xiao vd. (2013) tarafından Pelton türbininin zamana bağlı akış koşullarında sayısal ve deneysel incelemesi gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz yazılımı olarak ANSYS CFX kullanılmıştır.



Şekil 3.4. Pelton kepçesinde zamana bağlı akış davranışı (Xiao vd. ,2013)

Beş farklı nozul çapı ve debi değeri için yapılan sayısal analiz sonuçları deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Akışın zamana bağlı olarak çözülmesiyle çark torkunun ve veriminin ve dolayısıyla çıkış gücünün de zamanla değiştiği gözlenmiştir. Bu bulgunun deneysel ölçümlerle uyumlu olduğu ifade edilmektedir.

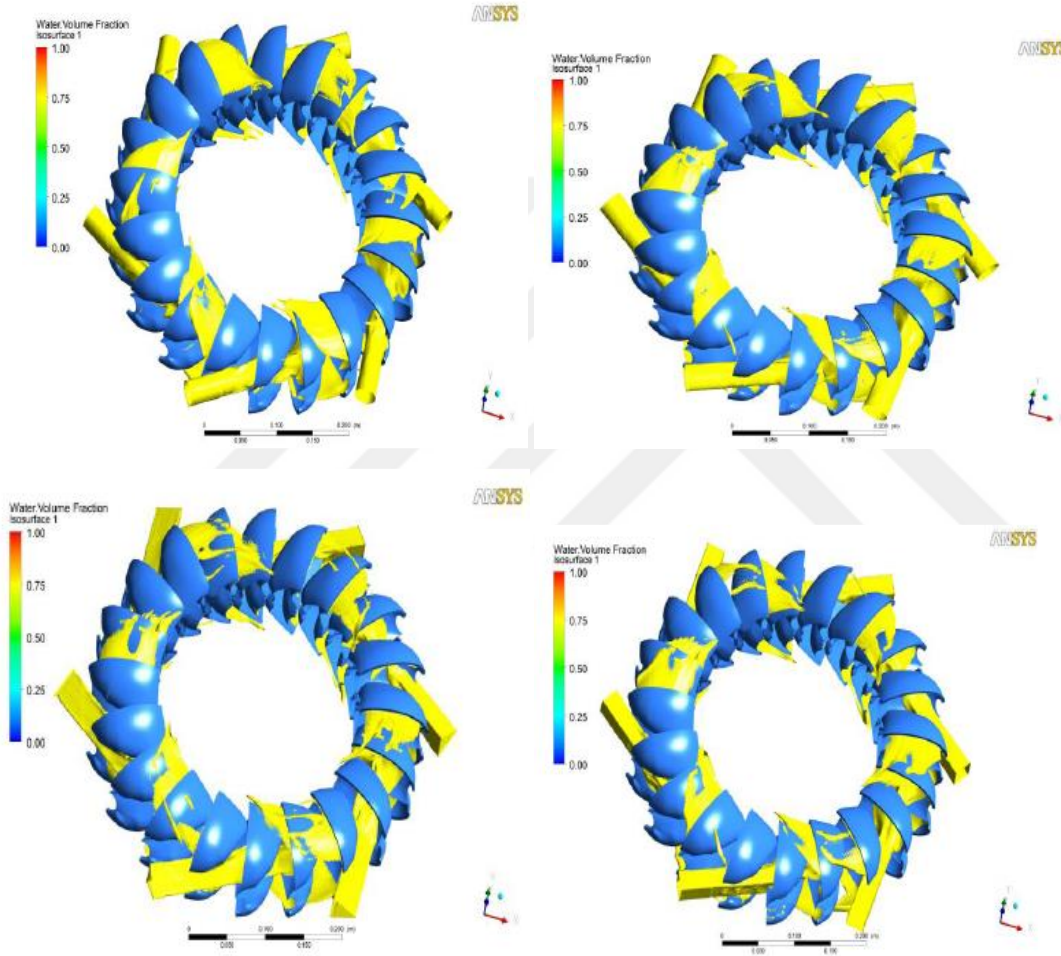
Matthias ve Promper, (2003) kepçe içerisindeki akışın anlaşılmasına yönelik olarak düzlem yüzey üzerine farklı açılarda etkiyen akışın etkisini sayısal olarak incelemiştir. Ardından Şekil 3.5.'de görüldüğü üzere düzlem yüzeyleri pelton çarkının benzeşimi olacak şekilde biraraya getirerek akışı analiz etmişlerdir.



Şekil 3.5. Düzlem yüzey üzerinde suyun dağılımı ve yüzeyin çark benzeşimi (Matthias ve Promper, 2003)

Düzlem yüzey üzerinde jet akışının davranışını deneysel sonuçlarla karşılaştırarak analizi doğrulamışlardır. Pelton çarkının sayısal sonuçları ise deneysel sonuçlar olmadığından karşılaştırılamamıştır.

Gupta vd. (2014) dairesel su jeti şekline ilave olarak eliptik, kare ve üçgen kesitli jet şekillerinin analizini gerçekleştirmişlerdir.

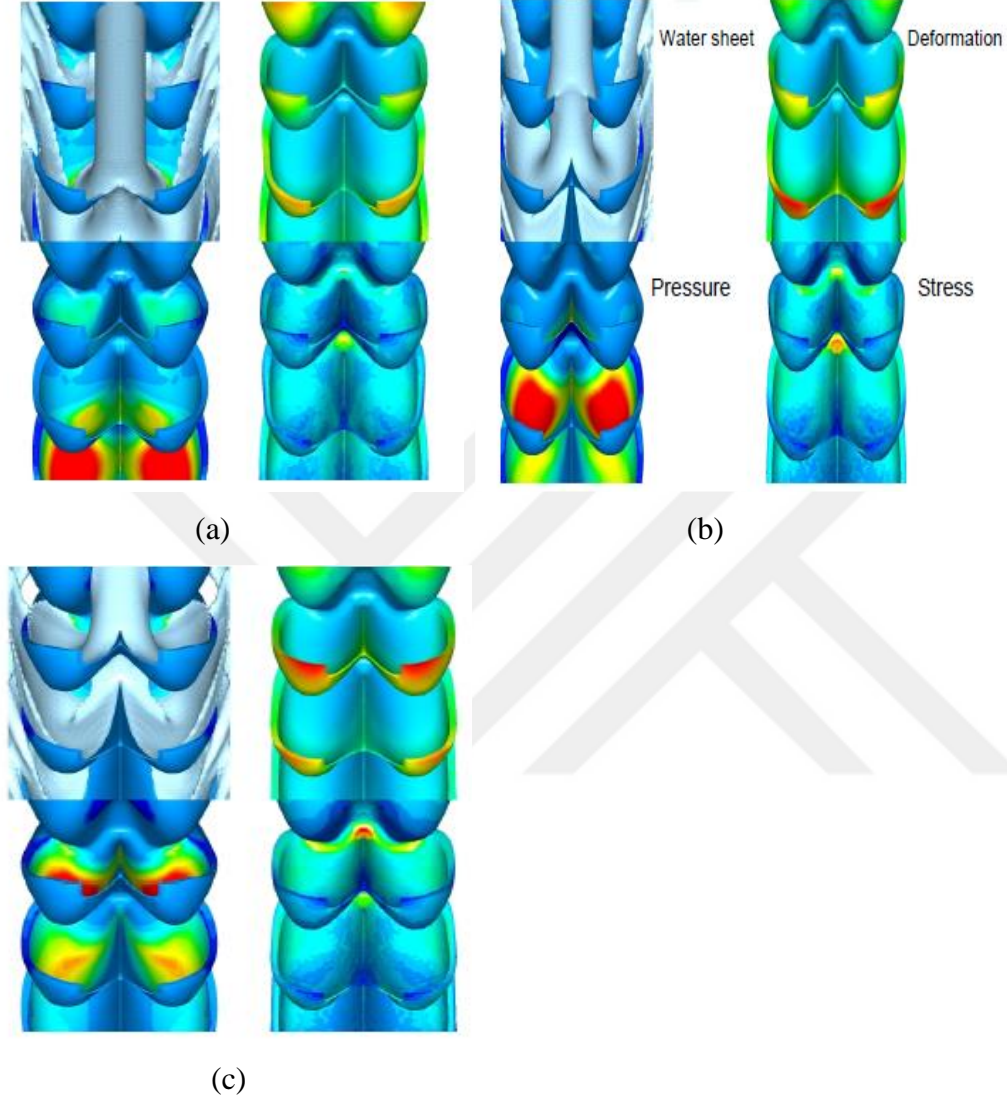


Şekil 3.6. Dairesel, eliptik, üçgensel ve kare kesite sahip jet davranışı (Gupta vd. ,2014)

Analiz sonucunda dairesel kesitli jetin en yüksek verim değerini sağladığı ve kepçe üzerinde ünifom akış dağılımını verdiği anlaşılmıştır. Kare ve üçgensel jetlerin ise kepçe yüzeyi üzerinde homojen dağılmaması nedeniyle jetin performansını azalttığı ifade edilmektedir.

Keck vd.(2009) Francis, Kaplan ve Pelton türbinlerinde akış analizi yardımıyla dinamik ve yapısal analiz yöntemlerini incelemişlerdir. Pelton çarkında oluşan zamana bağlılık

olgusunun, gerek jet yapısının ve gerekse kepçe yüzeyindeki akış dağılımının analizini zorlaştırdığı ifade edilmektedir.



Şekil 3.7. Kepçelerin yüklenmesi: (a) Jetin yüklemesi, (b) Tork ve gerilme, (c) Kepçelerin boşalması (Keck vd. , 2007)

Aynı zamanda, kepçelerin suyla zamana bağlı olarak sürekli şekilde dolup boşalmasının söz konusu analizleri güçleştirdiği belirtilmektedir. Çarkın zamana bağlı akış yapısının aynı zamanda çarkın yapısal dayanımını etkilediğini ve akış alanı incelemesinde elde edilecek doğruluk derecelerinin artmasıyla yapısal analiz doğruluğunun iyileşeceğini vurgulamaktadırlar.

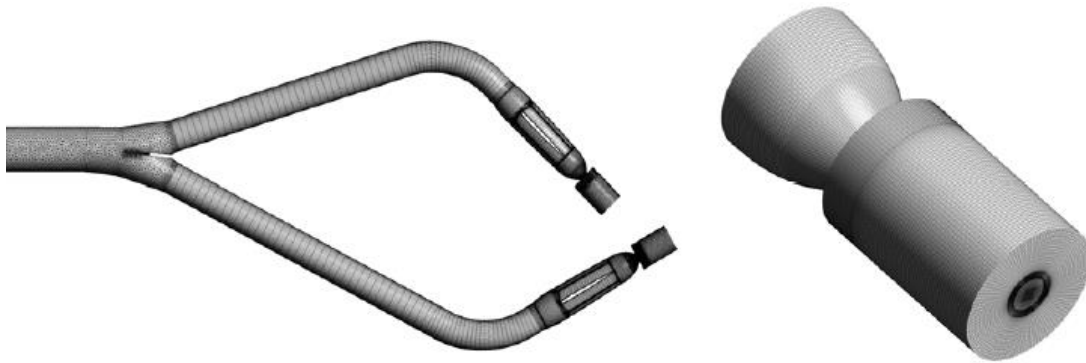
Vesely ve Varner, (2001) tarafından halen Hindistan'da işletmede olan Tileri Hidroelektrik santralının Pelton türbini için sayısal analiz yöntemiyle iyileştirici uygulamalar yapılmıştır.

Çıkış gücü ve verimin artırılması amacıyla çark, nozul yapısı ve çark yerleşimi yeniden tasarlanmıştır. Şelik 3,8.'de görülen yeni tasarımla çıkış gücünde % 9'luk ve hidrolik verimde % 1.4'lük bir iyileşme sağlandığı ifade edilmektedir.



Şekil 3.8. Yeni çark tasarımı ve nozul yapısı (Vesely ve Varner, 2001)

Jošt vd. (2010) tarafından Pelton kepçesi içindeki ve nozul bölgesindeki akışın yapısının iyileştirilmesi amacıyla sayısal bir çalışma yapılarak deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışmada kullanılan ağ yapısı Şekil 3.9'da verilmektedir.



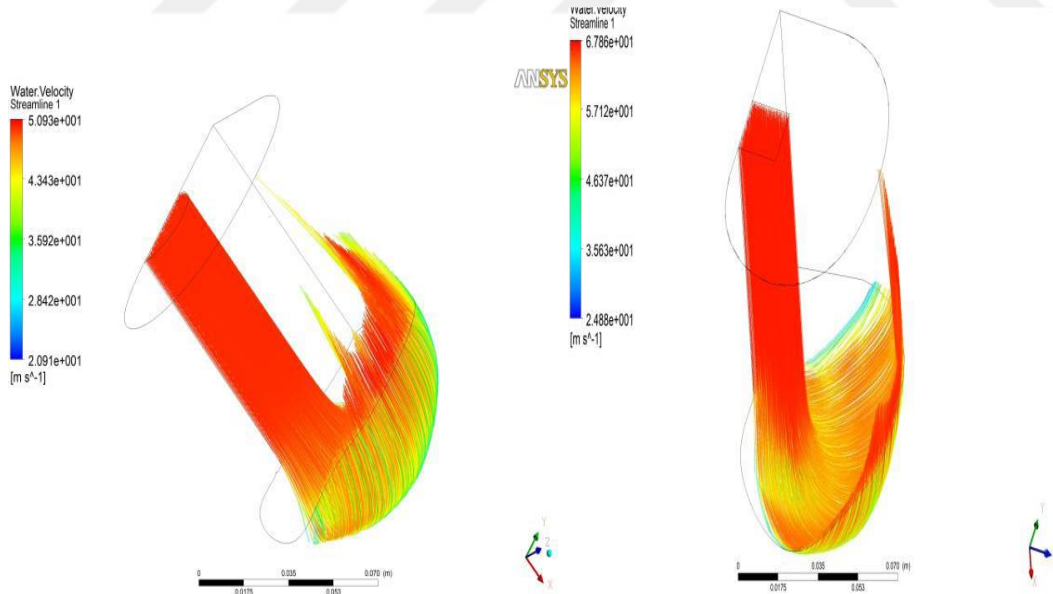
Şekil 3.9. Nozul bölgesi ağ yapısı (Jošt vd. 2010)

Pelton çarkı jet akışının türbülanslı ve zamana bağlı olduğu vurgulanmış ve çözüm doğruluğunun artırılmasının çözüm ağı sayısının artmasına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Francis ve Kaplan çarklarındaki akış analizlerine göre çözüm ağı sayısının artırılmasının

çözüm doğruluğu üzerinde daha belirleyici olduğu belirtilmiştir. Deneysel sonuçlarla yapılan karşılaştırmalarda % 4'lük bir hata oranının olduğu ifade edilmiştir.

Zoppé vd. (2010) Pelton kepçesi içerisindeki akışı zamandan bağımsız sayısal yaklaşımla analiz etmişler ve deney verileriyle karşılaştırmışlardır. Analiz programı olarak FLUENT yazılımı kullanılmıştır. Analizler üç farklı düşü, dört farklı jet çapı ve 7 farklı kepçe yerleşim açısına göre gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda, farklı düşü değerlerinin kepçe içindeki akışın niteliğine ve basınç dağılımına etkisinin dikkate değer şekilde değişmediği, çap ve kepçe yerleşim açısı arttıkça sızıntı akışının arttığı, kayıpların jet çapının artmasıyla azaldığı ifade edilmektedir. Jet yapısının, atalet ve sürtünme bölgesi olarak iki ana bölüme ayrıldığı belirtilmektedir. Jet yapısının, atalet bölgesi yoluyla % 1-3 oranında bir itkinin kazanılabileceği belirtilmektedir. Elde edilen sayısal sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu vurgulanmaktadır.

Gupta ve Prasad, (2014) tarafından dairesel ve dikdörtgen kesit şekilli jetlerin kepçeyle etkileşimi sayısal olarak incelenmiştir.

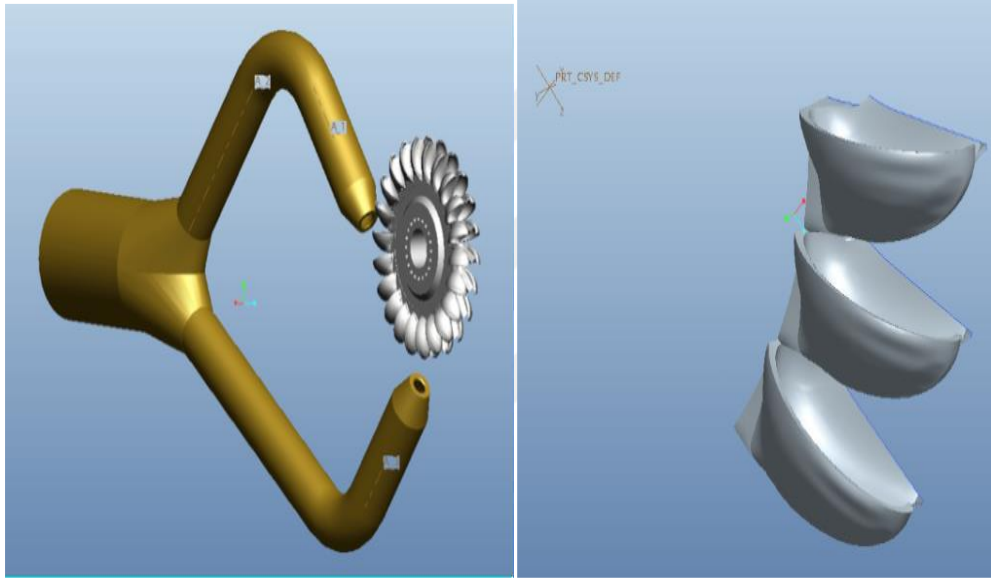


Şekil 3.10. Dairesel ve kare kesitli jetin kepçe içindeki davranışı (Gupta ve Prasad, 2014)

Sayısal ve deneysel kepçe kuvvetlerinin oranı olarak tanımlanan kuvvet katsayısının, analiz sonucuna göre her iki kesit şekli için birbirine yakın olduğu, bununla birlikte jet

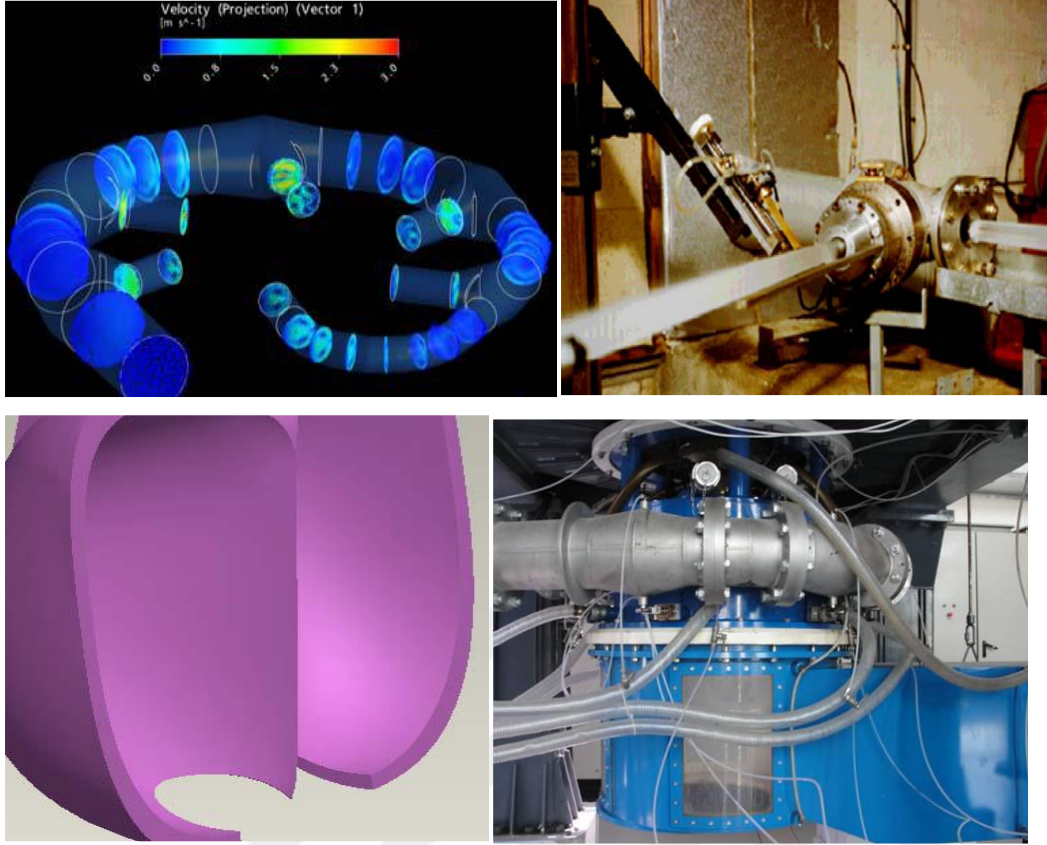
hızlarının artmasıyla bu katsayının azaldığı ifade edilmektedir. Ayrıca basınç dağılımının dairesel kesitli jete kare kesitli jete göre daha üniform olduğu bulgulanmıştır (Şekil 3.10).

Panthee vd. (2014) tarafından Nepal’de bulunan Khimti Hidroelektrik Santralının Pelton kepçesi içindeki akışın analizi ANSYS CFX programı ve türbülanslı akış yaklaşımı ve yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda $k-\epsilon$ türbülans modelinin yakınsamadığı ve çözüm vermediği SST $k-\omega$ modelinin ise yakınsadığı ve Pelton analizleri için daha sağlıklı olabileceği ifade edilmiştir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. Pelton çarkı ve boru sistemi

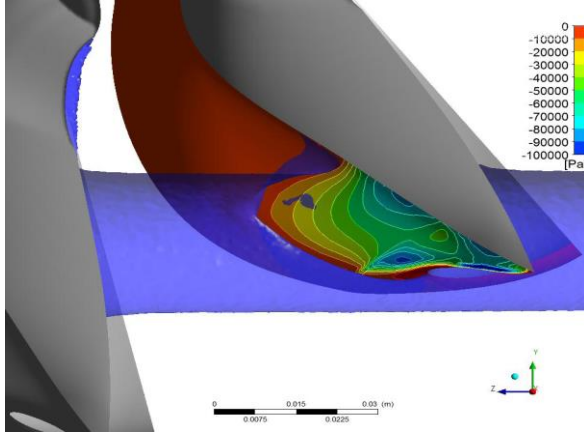
Patel vd. (2010) tarafından Pelton türbinini oluşturan dört ana birim olan dağıtıcı (suyun borular yoluyla taşınması sonucunda ayrılmasını ve nozullara gönderilmesini sağlayan bileşen), nozul, kepçe ve çark yerleşimine yönelik yapılan sayısal çalışmalarda ana hususları ortaya koymuşlardır (Şekil 3.12).



Şekil 3.12. Pelton türbininin dört ana bileşeni (Patel vd. 2010)

Pelton türbin sisteminde jet akış yapısının olabildiğince düzgün olmasının performans üzerinde temel belirleyici olduğu belirtilmektedir. Anılan düzgün jet yapısının sağlanabilmesi için dağıtıcıların içindeki akışın düzgün olması ve ikincil akışların mümkün olduğunca azaltılmasının gerektiği ifade edilmektedir. Akışın genel anlamıyla zamana bağlı olması ve türbülans içermesi nedeniyle analizlerin bu etkileri kapsamalarının önemli olduğu vurgulanmıştır.

Židonis ve Aggidis, (2016) tarafından Pelton kepçe sayılarının eniyilenmesine yönelik sayısal bir çalışma yapılmıştır. Pelton kepçelerinin çarka göre radyal ve açısız şekilde yerleştirilmelerine ek olarak sayılarının da maksimum torkun elde edilebilmesi amacıyla önem kazandığı belirtilmektedir. Dolayısıyla her üç parametrenin jetin kepçede en fazla torku sağlayabilmesi için karşılıklı etkileşim halinde oldukları belirtilmektedir (Şekil 3.13).



Şekil 3.13. Kepçenin arkasında oluşan negatif basınç alanı (Židonis ve Aggidis, 2015)

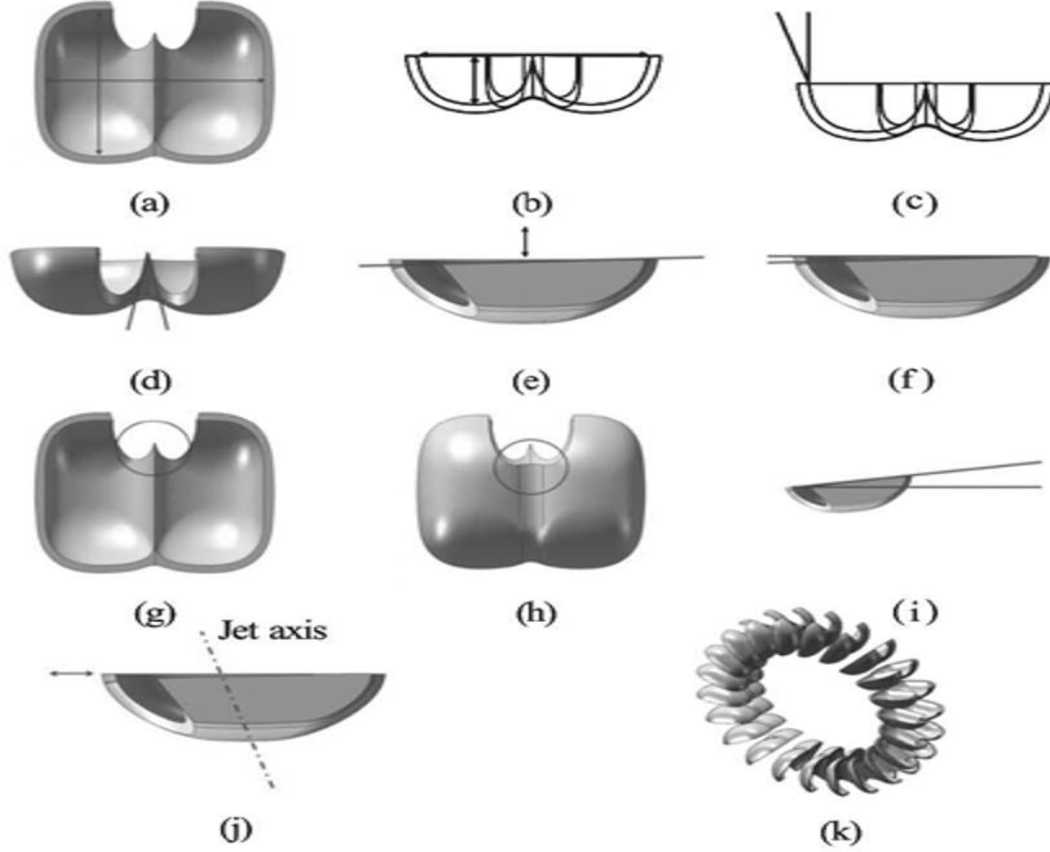


Şekil 3.14. Kepçe sayılarının azaltılması (Židonis ve Aggidis, 2016)

Başlangıçta 18 olan kepçe sayısının 15'e düşürülmesiyle verimde % 0.4'lük bir iyileşmenin elde edildiği belirtilmektedir. Ayrıca kepçe sayısının azaltılmasıyla imalat maliyetlerinin de azaldığı vurgulanmaktadır (Şekil 3.14).

Židonis vd. (2015) tarafından iki farklı özgül hıza sahip Pelton çarkı Fast Lagrangian Solver ANSYS Fluent ve ANSYS CFX yazılımları kullanılarak incelenmiştir. FLS yazılımı Navier-Stokes denklemlerini çözmeyen dolayısıyla doğruluğu diğer iki yazılıma göre daha düşük olan ancak başlangıç analizi olarak kullanılabilir çözümleri üretebilen bir yazılım olarak değerlendirilmiştir. Çalışmada Pelton çarkının performansını dolayısıyla verimini etkileyebilecek 11 farklı geometrik parametre tanımlanmıştır. Bunlar; (a) Kepçe uzunluğunun genişliğine oranı, (b) Kepçe derinliğinin genişliğine oranı, (c) Kepçe çıkış açısı, (d) Ayırıcı giriş açısı, (e) Ayırıcı seviyesi, (f) Ayırıcı uç açısı, (g) Ayırıcı uç

geometrisi, (h) Ayırıcının arka bölümü, (i) Eğim açısı, (j) Kepçenin radyal konumu, ve (k) Kepçe sayısı olarak belirlenmiştir (Şekil 3.15).



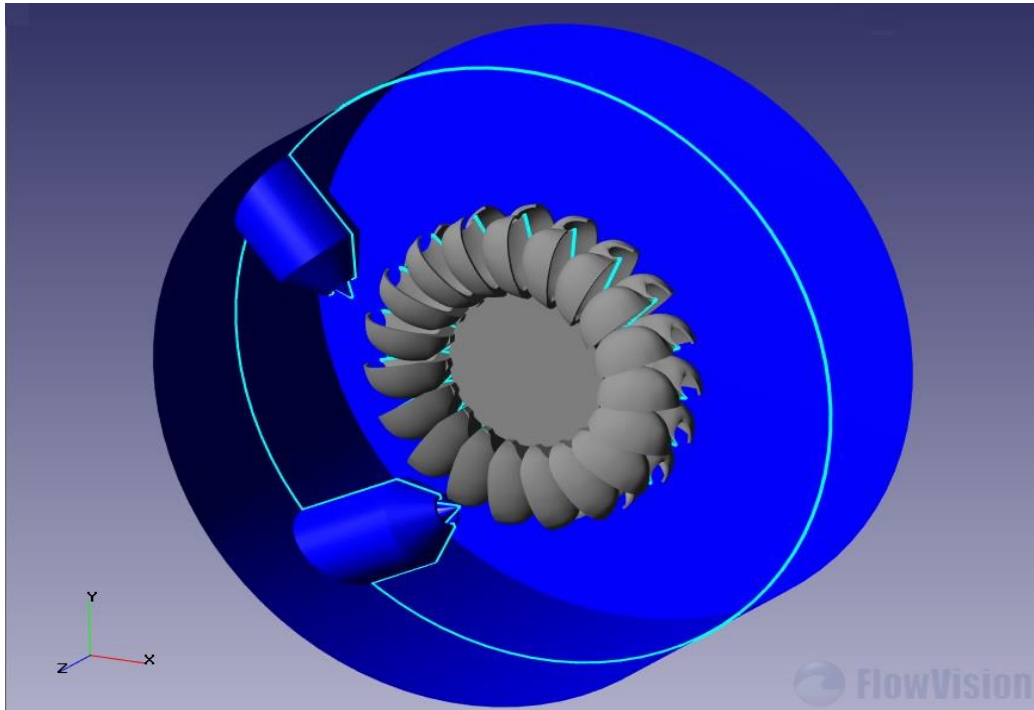
Şekil 3.15. Pelton kepçeleri için seçilen geometrik parametreler (Židonis vd. 2015)

Her iki özgül hızdaki çark için geometrik parametrelerin bağıl verime etkisi değerlendirilmiştir. Çarkların herbir parametreye göre elde edilen verim eğrilerinin her iki özgül hızda da aynı davranışı gösterdiği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte verim eğrilerinin maksimum noktalarındaki parametre değerlerinin özgül hıza kuvvetle bağlı olduğu sonucu elde edilmiştir.

4. MATEMATİKSEL MODEL

Tez kapsamında yürütülen çalışmalarda oluşturulan model geometrisi, sayısal ortam içerisinde türbin olarak çalışması tasarlanan çözüm alanı geometrisi olarak yerleştirilmiştir. Analizlerde, akışa yönelik mühendislik problemlerinin çözümünde yararlanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan FlowVision kullanılmıştır.

Bu işlemler sırasında kullanılan geometriler, problem için yapılan temel kabuller ve çözüm esnasında programın kullandığı kararlı rejim şartlarında, üç boyutlu, türbülanslı sıkıştırılamaz akış için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri alt başlıklar halinde tanımlanmıştır. Pelton türbininin fiziki yapısı gereği sayısal çözüm yapılırken çözüm alanının içerisinde gaz ve sıvı fazındaki akışkanlar aynı anda bulunmaktadır. Çok fazlı akışlar için temel denklemlerin her bir faz için ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir. İki fazlı akışlarda seçilecek olan modele göre farklı sonuçlar alınabilmektedir. Temel olarak diferansiyel formda ifade edilen bu denklemler çeşitli ayrıklaştırma metodları kullanılarak bilgisayar programlarının çözebileceği cebirsel denklem takımlarına dönüştürülerek basınç-hız ilişkisi yardımıyla program içeriğinde bulunan çeşitli algoritmalar ile problemin çözümünü sağlamaktadır.



Şekil 4.1. Türbin Çözüm Geometrisi: (a) nozul, (b) çark, (c) çözüm alanı

Çözümüne başlamadan önce problem tanımlaması yapılırken nozulun çıkış ağzına kadar olan kısımdaki iç akış ve sonrasındaki dış akış alanı için aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

1. Kanal içinde Reynolds sayısı 2300'den büyük olduğundan nozul içerisindeki akış türbülanslı ve sıkıştırılmaz akışkan akışıdır.
2. Nozuldan çıkarak hayali kabin geometrisi içerisine giren su akışı türbülanslı ve sıkıştırılmaz dış akıştır.
3. Çözüm alanı içerisindeki hava ideal gaz olarak tanımlanmış ve sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.
4. Herhangi bir sıcaklık değişimi olmadığı kabulü ile enerji denklemi çözdürülmemiştir.
5. Yerçekimi etkisi ihmal edilmiştir.

4.1. Temel denklemler

Akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri kütle, enerji ve momentumun korunum kanunlarını esas alır. Kütle korunumu süreklilik denklemi olarak isimlendirilir. Momentum denklemi ise Newton'un 2. Hareket Kanunu'nun akışkanlar mekaniğine uyarlanmasıdır. Benzer şekilde enerjinin korunumu denklemi de Termodinamiğin 1.Yasasına dayanır. (Başyazıcı, 2007).

4.1.1. Süreklilik denklemi

Kütle korunumu veya diğer ifade şekli ile süreklilik denklemi :

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.1)$$

sıkıştırılmaz akış kabulü ile;

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.2)$$

Şeklinde dir. Denklem (4.2)kütle korunum denkleminin çözülen problem için kullanılan halidir.

$u=x$ yönündeki hız bileşenini, $v= y$ yönündeki hız bileşenini, $w= z$ yönündeki hız bileşenini ifade eder.

4.1.2. Momentum korunum denklemleri

Kartezyen koordinat sisteminde momentum korunum denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilir:ε

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial w} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

Bu denklemlerde; P - statik basıncı, μ -dinamik viskoziteyi göstermektedir.

4.2. İki Fazlı Akışların Tanımlanması

İki fazlı akış rejimleri gaz-sıvı ya da sıvı-sıvı akışlar, gaz-katı akışlar ve sıvı-katı akışlar olarak üç kategoride gruplandırılabilir. Pelton türbini fiziki yapısı gereği atmosfere açık bir ortamda bulunan çarka bir nozul vasıtası ile püskürtülen su jeti ile çalışır ve bu gaz-sıvı akışına bir örnektir. Gaz-sıvı akışları temel fiziki özellikleri sayısal çözümleme göz önünde tutularak aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir;

- *Kabarcıklı akış*: Ayrık gaz ya da akışkan haldeki kabarcıkların sürekli akışkan içindeki akışı.
- *Damlacık akışı*: Ayrık akışkan damlacıklarının sürekli gaz içindeki akışı.
- *Slug akışı*: Büyük kabarcıkların sürekli akışkan içindeki akışı.
- *εKatmanlı/Serbest yüzey akışı*: Açıkça belirtilmiş arayüzlerle ayrılmış birbirine karışmayan akışkanların akışı (Bir,2012)

4.3. İki Fazlı Akışların Sayısal Çözümü

İki fazlı bir problemi çözenin ilk adımı iki fazlı akış rejiminin ve bu akış modeli için uygun iki fazlı akış nümerik modelinin seçilmesidir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programları iki fazlı akış problemlerinin çözümü için yaklaşımlar sunmaktadır. İki fazlı akışların sayısal çözümü için genel kabul görmüş iki yaklaşım kullanılmaktadır. Bunlar Euler-Lagrange yaklaşımı ve Euler-Euler yaklaşımıdır.

4.3.1. Euler-Lagrange yaklaşımı

Sahip olunan bilgisayar gücünün artmasıyla birlikte gerçek hayatta karşılaşılan karmaşık fiziki problemler üzerinde detaylı sayısal çözümler yapma şansı bulunmaktadır. Bu artışın iki fazlı akışın karmaşık yapısına cevap verebilecek düzeye gelmeleri ile Euler-Lagrange yaklaşımı daha çok kullanılmaya başlamıştır. Bu yöntemde taşıyıcı (sürekli) faz Eulerian bir yaklaşımla modellenirken sürekli faz içindeki partiküller (ikincil faz) Lagrangian yaklaşımla modellenir. Sürekli faz için Navier-Stokes denklemi çözülürken sürekli faz içinde hareket eden partikül veya kabarcıklar hesaplanmış akış alanı içerisinde izlenir ve bu partikül veya kabarcıklar sürekli faz ile momentum, kütle veya enerji transferinde bulunabilir. Bu yaklaşımdaki temel kabul taşınan ikincil fazın toplam kütlesi taşıyıcı akışkandan fazla olsa bile taşınan fazın hacimsel oranının taşıyıcı fazdan düşük olduğudur (Başyazıcı, 2007).

4.3.2. Euler – Euler yaklaşımı

Euler-Euler yaklaşımda çözüm yapılan fazların olarak sürekli olarak etkileşim içinde olduğu kabulü ile matematiksel hesaplamalar yapılır. Fazların hacimsel fraksiyonlarının yer ve zamanın sürekli bir fonksiyonu olduğu ve toplamalarının bire eşit olduğu kabulü yapılır. Yapısal olarak birbirine benzeyen korunum denklemleri her bir faz için ayrı ayrı yazılır. İki faz için çözümü yapılan denklemlerin birbiri ile ilişkilendirilmesi amprik bilgiyle yapılır. Söz konusu akış granüllü akış ise kinetik teori yardımıyla çözüm yapılır. Euler yaklaşımının zorluğu fazlar için ayrı ayrı ifade edilen korunum denklemlerinin ilişkilendirilmesi ve denklem sistemi için kapatma ifadesinin yazılabilmesidir. Bu kapama denklemleri amprik korelasyonlar veya granüllü akışlar için kinetik teori yardımıyla türetilir. Euler-Euler yaklaşımı bizlere üç temel alt model sunmaktadır. Bunlar VoF, Mixture ve Eulerian iki fazlı akış modelleridir (Fluent Theory Guide-2015).

Eulerian modeli

Birbiri ile karışan iki ya da daha fazla akışkan için oluşturulmuş bir modeldir. Momentum ve süreklilik denklemleri her bir faz için tek tek çözülür. İncelenen akışkanlar sıvı, katı veya gaz formlarının karışımı şeklinde bulunabilir. Fazlar arası kütle, momentum ve enerji

transferi genel denklemlere eklenen terimler ile hesaplanır. Bu sayede fazlar birbiri ile ilişkilendirilmiş olur (Fluent theory guide/2015).

Karışım modeli

Karışım modeli iki veya daha fazla faz (sıvı veya parçacık) için tasarlanmıştır. Fazlar iç içe geçen bir süreklilik olarak kabul edilir. Karışım modeli, karışım momentum denklemini çözer ve dağıntık fazları tanımlamak için nispi hızları belirler. Karışım modelinin uygulamaları çökeltme ve siklon ayırıcılar ile parçacık yüklü akışları içerir (Fluent theory guide/2015).

VoF modeli

VOF modeli, tek bir momentum denklemini çözerek ve alandaki her bir sıvının hacim fraksiyonunu izleyerek iki veya daha fazla karışmaz sıvıyı modelleyebilir. Birbiri ile karışmayan birden fazla akışkan arasındaki fazlar arası arayüzeyin pozisyonu Şekli ve oluşumu incelenmek istendiğinde sabit bir Eulerian çözüm ağına uygulanan VOF modeli tercih edilir. Bu metod temelde diğer Euler-Euler yaklaşımlarına benzerdir fakat sayısal hesaplamada farklılıkları bulunmaktadır. VOF modelinde akış için tek bir denklem seti ve fazlar arası arayüzey için ayrı bir denklem çözülür. Örnek olarak serbest yüzey akışları, bir sıvı içerisinde kabarcıkların hareketi, sıvı-gaz ara yüzeyinin zamana bağlı olarak incelenmesini içeren katmanlı akış ve kapalı bir tankta sıvı hareketi gibi problemler VOF modeli ile çözülebilir (Fluent theory guide/2015).

VOF modelinin hacimsel oran denklemi;

$$\frac{1}{\rho_p} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p) \right] = S_{a_p} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{k_p} - \dot{m}_{p_k}) \quad (4.6)$$

Burada \dot{m}_{k_p} , p fazından k fazına olan kütle transferini \dot{m}_{p_k} ise k fazından p fazına olan kütle transferini belirtir. S_{a_p} ise genel tanımlamada sıfır olarak verilen kaynak terimidir.

momentum denklemi aşağıda verilmiştir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (p \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + \vec{v}^T)] + p \vec{g} + \vec{F} \quad (4.7)$$

Türbülans modeli

Sayısal analiz için kullanılan türbülans modeli quadratic k-ε modelidir. Bu model Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS) modellerinin akış alanının izotropik olması gerekliliğini uygulaması nedeniyle elde edilen çözüm doğruluğunun kısıtlı olmasını, akış alanı anizotropi etkisini çözüme dahil ederek aşma esasına dayanmaktadır. Bu nedenle söz konusu türbülans modeli uygulanmıştır (Zhang, 2012).

Sayısal çözümde kullanılan sınır koşulları

Çizelge 4.1 Sınır koşulları

| Sınır koşulu adı | Sınır koşulu tipi | Sınır koşulu girdi tipi | Türbülans şiddeti | Türbülans karakteristik boyu |
|-----------------------|-------------------|---|---------------------|------------------------------|
| Nozul girişi | Giriş/çıkış | Normal hızı+basınç (1,65m/s+19.8kpa) | 0,06(orta aralıkta) | 0,06x0.01=0,006 |
| Sanal kabin | Serbest çıkış | - | | |
| Nozul borulama yüzeyi | Duvar | - | - | - |
| Kepçe | Duvar | - | - | - |

5. PELTON TÜRBİNİ HAD ANALİZLERİ

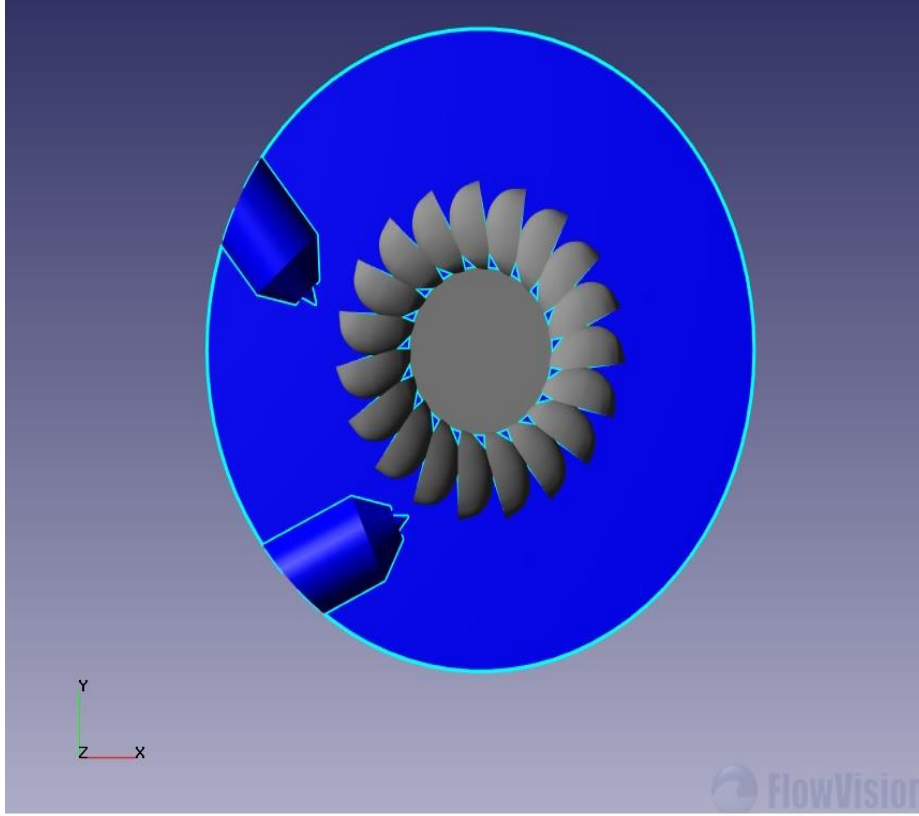
Gerçek hayatta karşılaştığımız akışkan akışı, ısı ve kütle transferi, yanma gibi karmaşık fiziki durumları içeren problemlerin analitik çözümü çok zor veya imkansızdır. Deneysel yöntem izlenerek sonuca ulaşılacak istendiğinde ise aşılması gereken hem fiziki hem de maddi engeller ortaya çıkmaktadır. Bu açıdan değerlendirildiğinde söz konusu problemler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımları sayesinde deneysel çalışmalara oranla hem daha az maliyetle hem de daha kısa sürelerde çözülebilmektedir. Sayısal yöntem ile farklı sınır şartları, farklı geometriler ve farklı akış parametreleri için kolaylıkla istenilen çözümler elde edilebilmektedir. Aşağıda türbin tasarımı yapılırken kullanılan HAD yazılımı, analize uygun şekilde sadeleştirilen ve çözüm alanını oluşturan kabin geometrisi nozul ve farklı çark geometrileri gösterilerek, hazırlanan bu geometriler üzerinde çözüm yapılabilmesi için sayısal ağ yapısının oluşturulması, çözüm için gerçekçi sınır şartlarını tanımlayarak uygun çözücü ayarları incelenmiştir.

Tez kapsamında yapılan HAD analizleri FLOWVISION programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Türbin geometrisi CATIA V5 R21, SIMPLIFY3D ve ANSYS WORKBENCH içerisinde “Space Claim” programı yardımıyla oluşturulmuştur.

5.1. Çözüm Hacminin Tanımlanması ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi

5.1.1. Çözüm hacmi

Pelton türbini için günümüze kadar edinilen bilgi birikimi ile oluşturulmuş genel yapı Şekil 5.1. ile gösterilmektedir. Burada su jeti oluşturan nozullar , jeneratör, jeneratör mili, çark ve bu yapıların üzerine sabitleneceği ve genel yapıya kapalı bir koruma gövdesi oluşturan kabin geometrisi bulunmaktadır. HAD analizleri sırasında bilgisayar gücü ihtiyacının azaltılması ve çözümün kolaylaştırılması amacıyla problemi temsilde etkin hayali kabin geometrisi bir silindir şeklinde modellenmiştir. Su ile teması bulunmayan jeneratör ve jeneratör mili çözüm hacmi içerisinde modellenmemiştir. Sadece akışkanın akacağı hacmin modellenmesi amacıyla nozul ve iğne geometrisi de akış alanı içerisinde çıkarılmıştır, bu sebeple nozul geometrisi üzerinde görülen yüzeyler akışkanın boru ile temas ettiği dış yüzeyleridir.

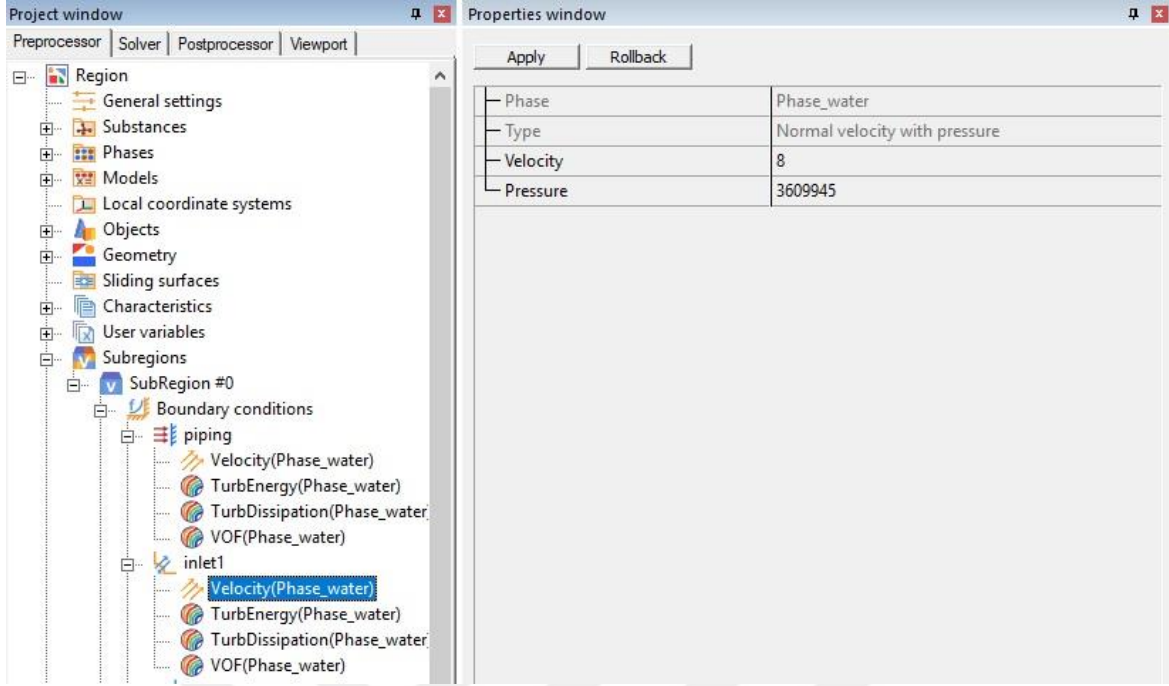


Şekil 5.1. Analiz için hazırlanan türbin geometrisi (çözüm hacmi)

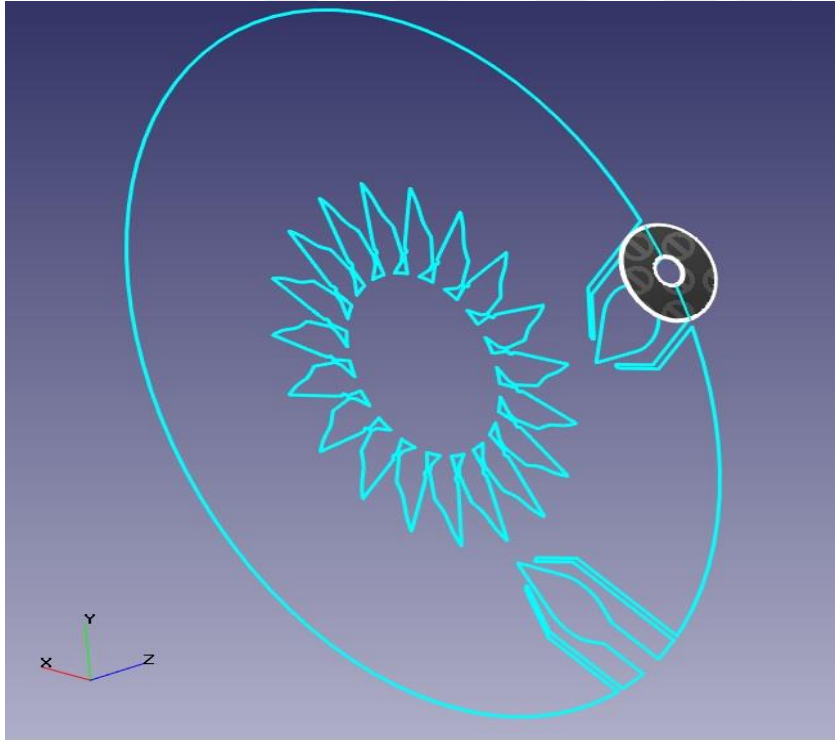
5.1.2. Sınır şartları

Giriş sınır şartı

Şekil 5.2’de gösterilen nozul girişinde, debinin sabit olmasını sağlayacak şekilde giriş koşullarını belirleyen “Mass Flow Inlet” ve “Normal velocity with pressure” sınır şartları seçilmiştir (Şekil 5.2).



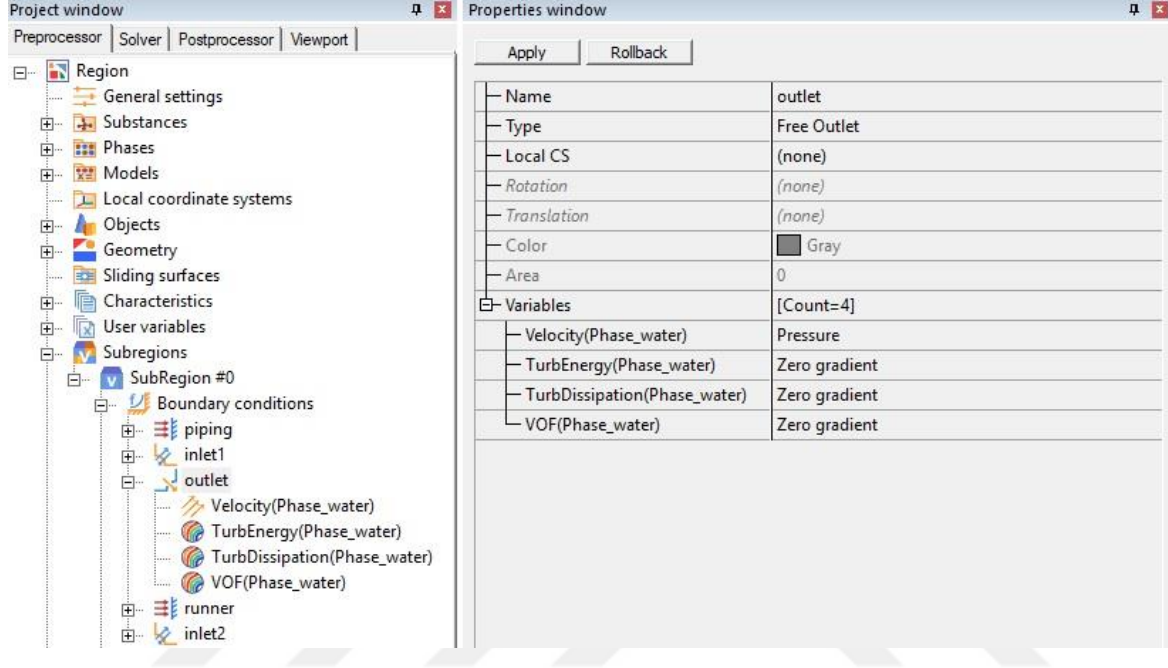
Şekil 5.2. Programda giriş sınır şartının seçilmesi



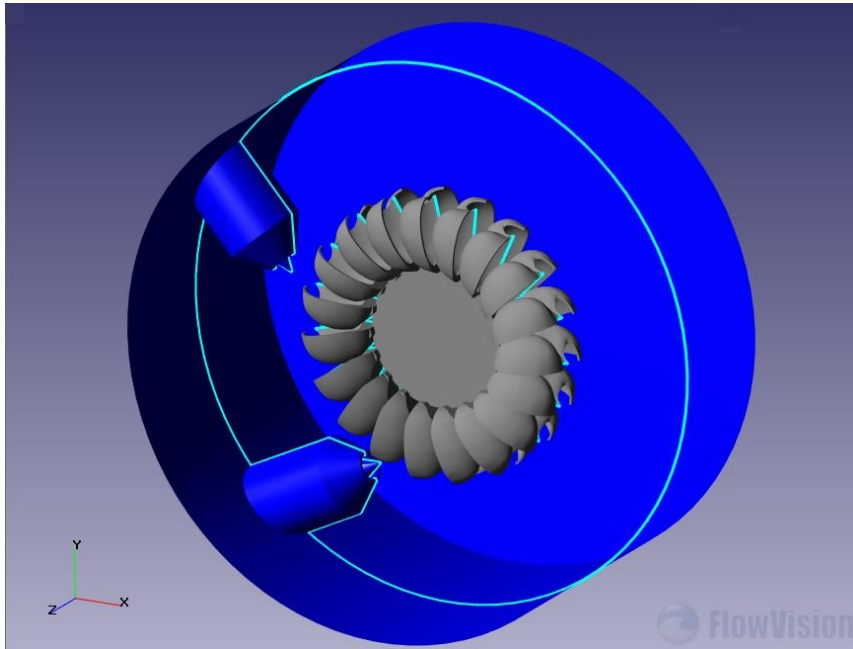
Şekil 5.3. Nozul girişi (Giriş sınırı)

Çıkış sınır şartı

Çark ve nozul çeperleri hariç tüm yüzeyler (kabin geometrisi yüzeyleri) “Free Outlet” olarak seçilmiştir (Şekil 5.4).



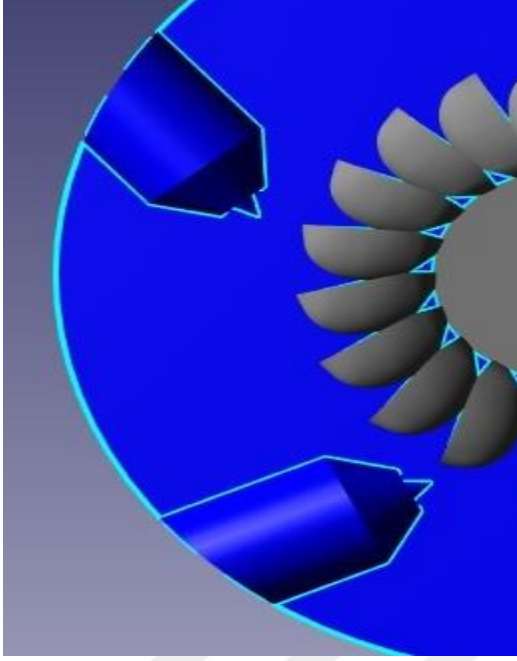
Şekil 5.4. Programda çıkış sınır şartının seçilmesi



Şekil 5.5. Çıkış sınırları

Duvar sınır şartı

Çözüm hacminin katı sınırlarında (nozül çeperleri ve çark yüzeyi vb.) akış hızının sıfır olamsı bir başka söyleyişle kaymama şartı olarak verilmiştir.



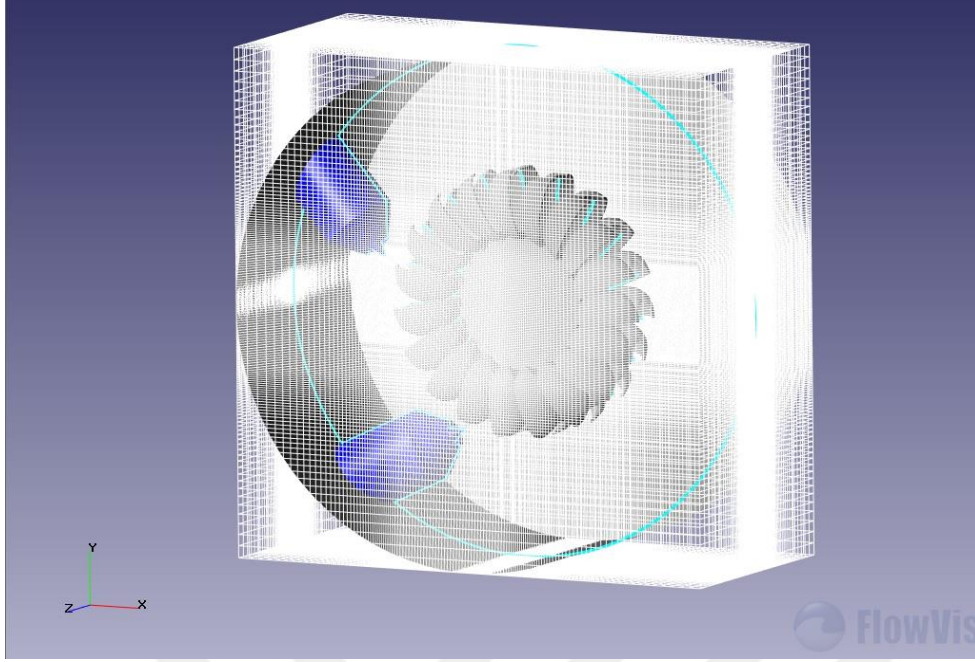
Şekil 5.6. Duvar sınır şartı

Çarkın hareketi

Çözümlerde çarkın dönme hareketinin etkisi göz önünde bulundurulmuştur. Bu amaçla çark geometrisi üzerine adaptasyon (hareketli sayısal ağ) uygulanarak çark için duvar sınır şartına ilaveten hareket edebilme kabiliyeti kazandırılmıştır.

5.2. Çözüm Ağı Yapısı

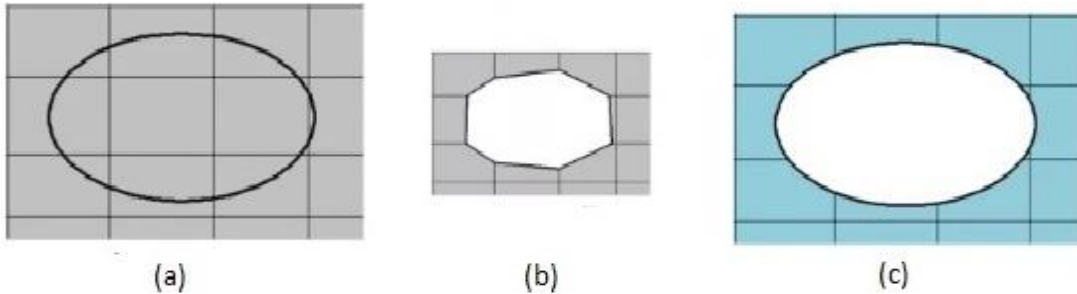
FlowVision programı, problemin çözümü için çözüm alanını belirli sayıda düzgün kontrol hacimlerine ayırarak yapısal (structured) olarak adlandırılan bir sayısal ağ şekli kurmaktadır.



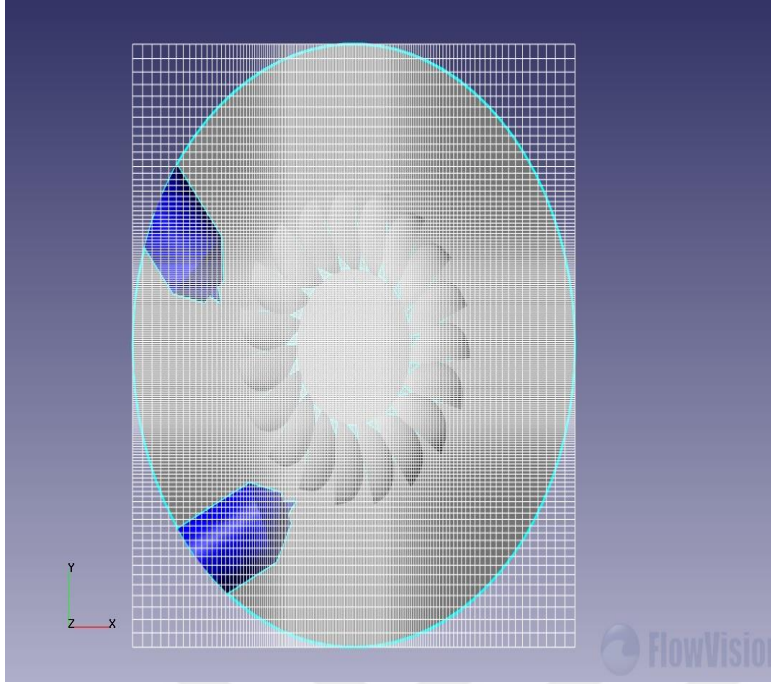
Şekil 5.7. FlowVision yapısal ağ şekli

FlowVision'ın sayısal ağ yaklaşımı iki adımdan oluşmaktadır. İlk olarak problem geometrisi çözüm alanının içine konduğu anda oluşturulan ağ yapısıdır (Şekil 5.7 (a)). Bu ağ yapısı, programın geometriyi dikkate almaksızın başlangıç ağı olarak tüm hacme yaydığı bir ağ biçimindedir.

Müteakiben, yukarıda bahsedilen ilk adımda oluşturulan sayısal ağın üzerine program tarafından çözüm içerisindeki değişkenlere ya da geometriye bağlı olarak sayısal ağ yapısının uyarlanması (adaptasyon) işlemi gerçekleştirilir (Şekil 5.8 (b) ve (c), Şekil 5.9).

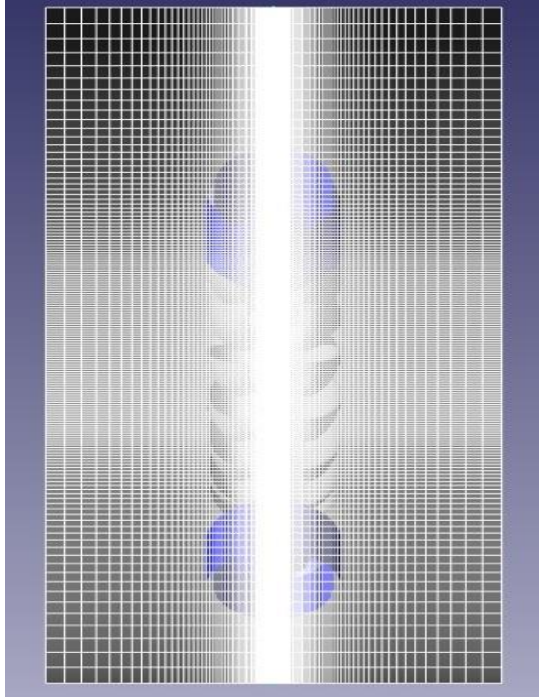


Şekil 5.8. (a) Geometri üzerine oluşturulan ilk ağ yapısı, (b) Geometrinin hücre sınırlarına göre uyarlanması, (c) İyileştirilmiş nihai sayısal ağ

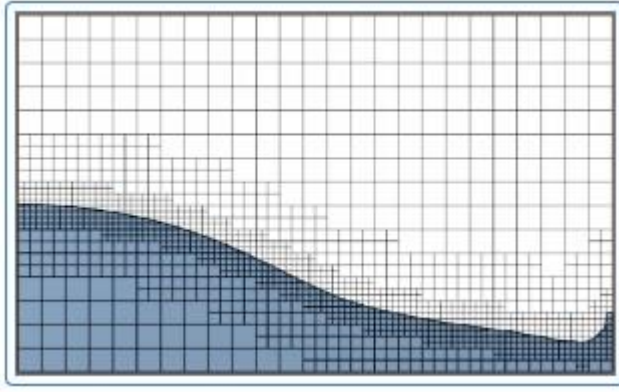


Şekil 5.9. Pelton türbini çözüm hacmi başlangıç sayısal ağı

Çözüm hacminde sayısal analiz sonuçlarının doğruluğunun artırılması amacıyla katı cisimler üzerinde ağ sıklaştırması yapılır (Şekil 5.9).



Şekil 5.10. Çözüm alanı içerisinde sayısal ağ sıklaştırması



Şekil 5.11. Koşula göre adaptasyon ile sayısal ağı iyileştirilmesi

Program ayrıca, çözüm sırasında da ağı iyileştirmesini gerçekleştirebilmektedir (Şekil 5.11). Programın bu davranışı koşula göre uyarılma (adaptation by condition) olarak adlandırılmaktadır. Şöyle ki, program başlangıçta kullanıcı tarafından çözüm hacminde belirlenen bölgeleri, çözüm ilerledikçe elde edilen sayısal sonuçları göz önünde bulundurarak uygun ağı sıkılaştırmasını yapabilmektedir. Söz konusu iyileştirmeyle, istenilen bölgedeki her bir kontrol hacminin 4 eş parçaya bölünerek sayısal ağı daha da hassaslaştırılması ve sayısal sonuçların gerçeğe uygunluğunun artırılması sağlanmaktadır. Sayısal ağı oluşturulmasını müteakiben, akış problemlerine yönelik tanımlanan diferansiyel denklemler, kontrol hacimleri üzerinde ayrıklaştırılarak cebirsel olarak ifade edilebilen denklem takımlarına dönüştürülür ve sayısal yöntemlerle çözüm elde edilir.

5.3. Çözücü Ayarları

Denklemlerin çözümü SIMPLE basınç-hız eşlenik (coupled) çözüm seçeneği yardımıyla elde edilmiştir. SIMPLE çözüm algoritması, kütle korunumunu sağlamak ve çözüm hacmindeki basınç değişimlerini elde edebilmek amacıyla hız ve düzeltilmiş basınç arasındaki ilişkiyi kullanmaktadır. SIMPLE algoritmasının uyguladığı temel işlem basamakları aşağıda sunulmaktadır :

1. Başlangıç koşulu olarak basınç dağılımı tahmin edilir.
2. Tahmini basınç dağılımı ile hız değerleri elde edilir.
3. Elde edilen hız değerleri süreklilik denkleminde kullanılır ve kütle korunumu kontrol edilir.
4. Süreklilik denklemi sağlanmıyorsa tahmini basınç alanı yenilenir.
5. İşlemler tekrarlanır.

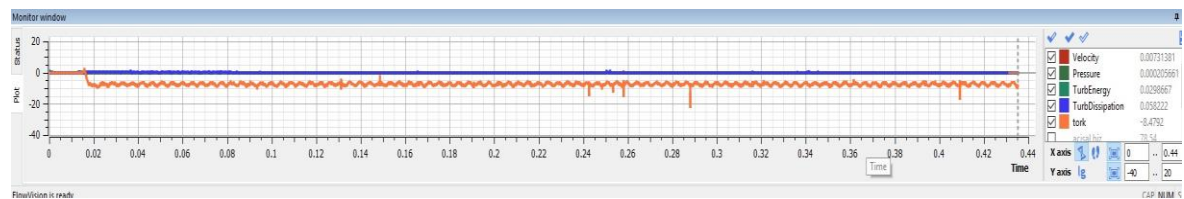
Ayrıca ayırıklaştırma yöntemi olarak nokta tabanlı, standart basınç tabanlı ayırıklaştırma yöntemleri, momentum, tür ve enerji denklemlerinin ayırıklaştırılması için başlangıçta birinci derece çözüm yöntemi kullanılmış daha sonra ise daha hassas çözüm sonuçları elde edebilmek için ikinci derece çözüm yöntemleri kullanılmıştır. Sonuçların yakınsaması için relaksasyon değerlerine müdahale edilmemiştir.

5.4. Yakınsama Kontrolü

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımları kullanarak birçok sayısal çözüm elde etmek mümkündür. Bazen çok kısa sürelerde belirli problemlerin sonucuna ulaşılabilir. Ancak elde edilen sonuçların fiziksel kanunlara ve fiziksel olaylara uygun olması gerekmektedir. Bu sebepten dolayı elde edilen çözümler birçok kere değiştirilerek ve iyileştirilerek farklı tanımlamalar yapılarak farklı çözücü ayarlarıyla birlikte, daha gerçekçi çözümler elde edilene kadar bu işlemler tekrarlanmaktadır. Elde edilen sonuçların kontrolü için ise aşağıdaki temel sorunun cevaplanması gerekmektedir ve bunlara aşağıda belirtilmiştir.

5.4.1. Çözüm yakınsadı mı?

Yakınsama, sayısal çalışmalarda kullanılan her bir nokta için tüm korunum denklemlerinin çözüm alanındaki her noktada dengeye geldiği zaman gerçekleşmektedir. Çözümün yakınsaması için bütün değişkenlerin kalıntıları monoton veya değişken bir azalma göstermesi gerekmektedir. Kullanılan FlowVision programında iterasyon sayısına bağlı olarak eldeki tüm değişkenler için kalıntı grafikleri elde edilebilmektedir. Bu kalıntı miktarları ise çözümdeki hatanın oranı hakkında bize bilgi vermektedir. Çalışmaya başlamadan önce kalıntı miktarları programa tanıtılarak istediğimiz hassasiyette ve istediğimiz hata oranına ulaşana kadar çözümün devam etmesi sağlanır. Yaptığımız sayısal çalışmada her bir değişken için kalıntı değerleri 1×10^{-5} ve daha hassas mertebeler olacak şekilde sonuca ulaşmıştır.



Şekil 5.12. İterasyonlar arası yakınsama grafiği

| Monitor window | | | | | | |
|----------------|-----------------|-------------|-------------|--------------------|---------------------|------------------|
| Status | Time | Step number | Time step | Explicit step | Calc. cells (main) | Calc. cells (BL) |
| | 0.0154615 | 2602 | 7.60665e-06 | 7.60665e-06 | 190647 | - |
| Plot | Equation | Grid | Iterations | Algebraic residual | Functional residual | |
| | Pressure | Main | 30 | 4.32781e-06 | 0.0280814 | |
| | Velocity | Main | 6 | 8.08511e-07 | 0.0073576 | |
| | TurbEnergy | Main | 7 | 1.87441e-07 | 0.422225 | |
| | TurbDissipation | Main | 8 | 2.43167e-07 | 0.279902 | |

Şekil 5.13. İterasyonlar arası kalıntı değerleri

5.4.2. Çözüm iterasyon sayısından bağımsız mı?

Çözümün doğruluğu ve yakınsaması iterasyon sayısı ile yakından ilişkilidir. Bazı problemlerin çözümü 100 iterasyon ile geçerli duruma gelirken bazı problemler için ise 10000 iterasyon bile yeterli olmayabilir. Bu sebepten dolayı iterasyon sayısı artırılarak yakınsamanın ve incelenen sonucun nasıl değiştiği sürekli olarak gözlemlenir. Bu sayede iterasyon sayısının artışı ile belirli bir noktadan sonra yakınsamanın değişmediğini veya devam ettiğini gözlemlemektir. Yakınsamanın değişmediği iterasyon sayısı yapılacak çözümler için referans olarak alınır ve tüm çözümler için bu iterasyon sayısı kullanılır. Böylece doğru sonuca optimum iterasyon sayısı ile daha hızlı bir şekilde ulaşılabilir. Şekil 5.13’de örnek bir çözüm için elde edilen iterasyon grafiği verilmiştir. Çözümümüzde yaklaşık 1200 iterasyondan sonra çözüm sonucunun değişmediği görülmüş ve diğer tüm çözümler için iterasyon sayısı olarak belirlenmiştir.

5.4.3. Korunum denklemleri sağlandı mı?

Çözümün yakınsadığını ve çözümün iterasyon sayısından bağımsızlaştığını gördükten sonra eldeki problemin çözümünün sonucunda kütle korunum denkleminin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir.

5.4.4. Çözüm hücre sayısından bağımsız mı?

Çözümün yakınsaması, iterasyon sayısından bağımsızlığı ve korunum denklemlerini sağlayıp sağlamadığına bakıldıktan sonra ise çözümün hücre sayısından bağımsız olup olmadığına bakılır. Hücre sayısı ve dağılımı elde edilecek sonuçları doğrudan etkileyen

faktörlerdir. Bu sebepten dolayı elde edilen yeni sonucun bir önceki sonuçla aynı olması durumuna kadar ya da çok ufak değişiklikler gösterene kadar hücre sayısındaki değişimler gözlemlenir. Elde edilen sonuçlar izlenerek en uygun hücre yapısı ve sayısı belirlenerek, çözüm hücre sayısından bağımsızlaştırılmış olur. Yapılan bağımsızlaştırma çalışması sonucunda farklı kesitler için en uygun hücre sayısının 2.500.000 olduğu tespit edilmiştir.



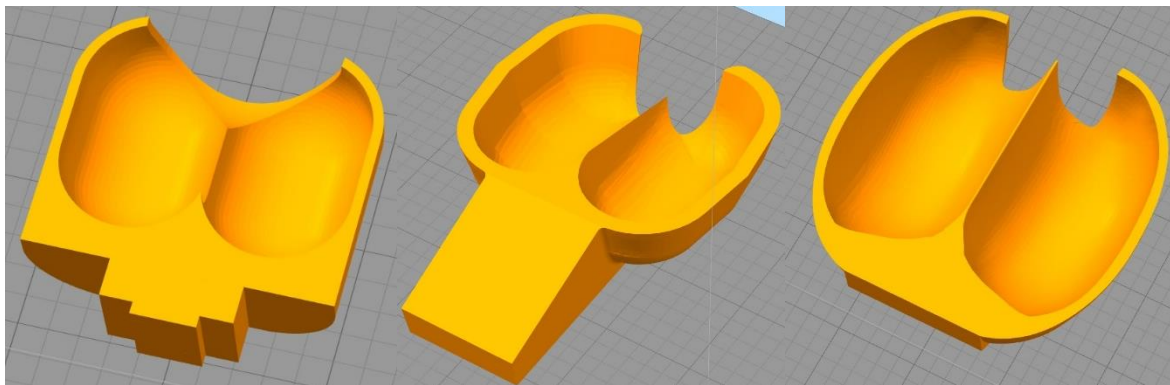


6. SAYISAL ANALİZLER

Buraya kadar anlatılan hususlar, tezin amacı olan farklı kepçe sayılarındaki çarklar için uygulanmış ve sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Öncelikle tek kepçeli çarkın benzetimi olan çözüm ağıyla moment ve tork hesaplaması yapılmıştır. Durağan halde bulunan farklı geometrilerdeki kepçelerin analiziyle en fazla torku veren çark geometrisine karar verilmiştir. Müteakiben, bahse konu çark geometrisiyle bütünlenen çark ile akış hesaplamalarına geçilmiştir. Pelton türbinlerinde fiziksel ölçüler aynı olarak alındığında çark geometrisini kepçe sayısının (yerleşiminin) belirlediği söylenebilir. Bu gerekçeyle tez kapsamında üç farklı kepçe sayısına sahip aynı çapta çarkın analizi gerçekleştirilmiştir. Buna ilaveten, çarkı besleyen nozul sayısı da çıkış gücü üzerinde etkilidir. Bu doğrultuda farklı kepçe sayısındaki çarkların bir ve iki nozullu olmaları haline göre oluşturulan çözüm hacmi analizleri gerçekleştirilmiştir.

6.1. Durağan Kepçenin Tork Analizi

Çarkın en önemli parçası su jetinin çarpmasıyla kinetik enerji kazanan ve güç üreten kepçedir. Kepçe şekli ve geometrisinin, etkileştiği su jetiyle en fazla ölçüde momentum transferini yapabilecek şekilde seçilmesinin güç üretimi ve verime etkisi son derece önemlidir. Bu çerçevede, çarkın analizine geçilmeden önce Şekil 6.1’de gösterilen ve çıkış açısı ile jet dağılımının değiştiği 3 farklı kepçe geometrisinin davranışlarının incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Geometrilerin bahse konu özellikleri (a)’dan başlayarak (c)’ye doğru hidrolik verimin artmasını sağlamaktadır.



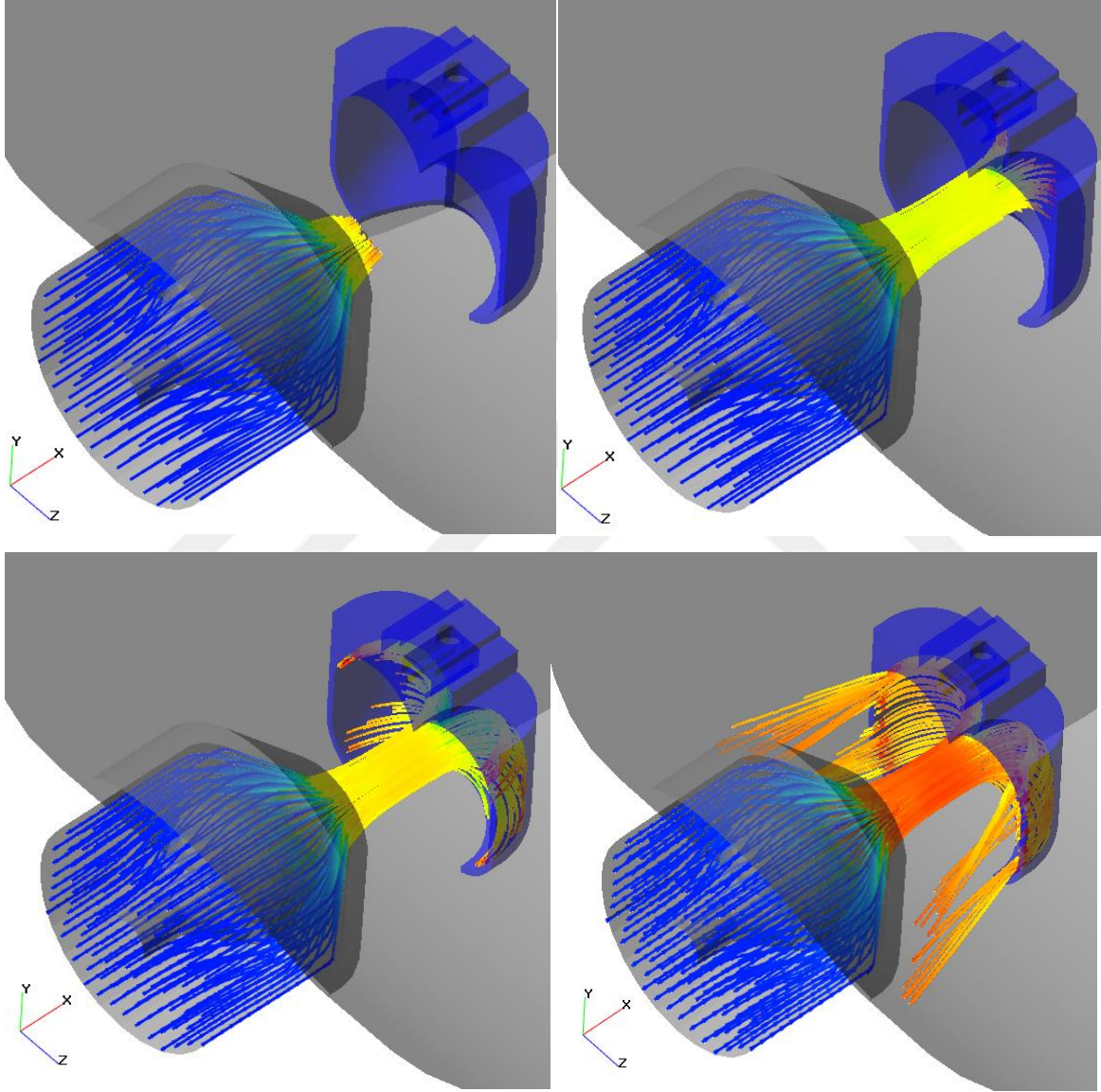
(a)

(b)

(c)

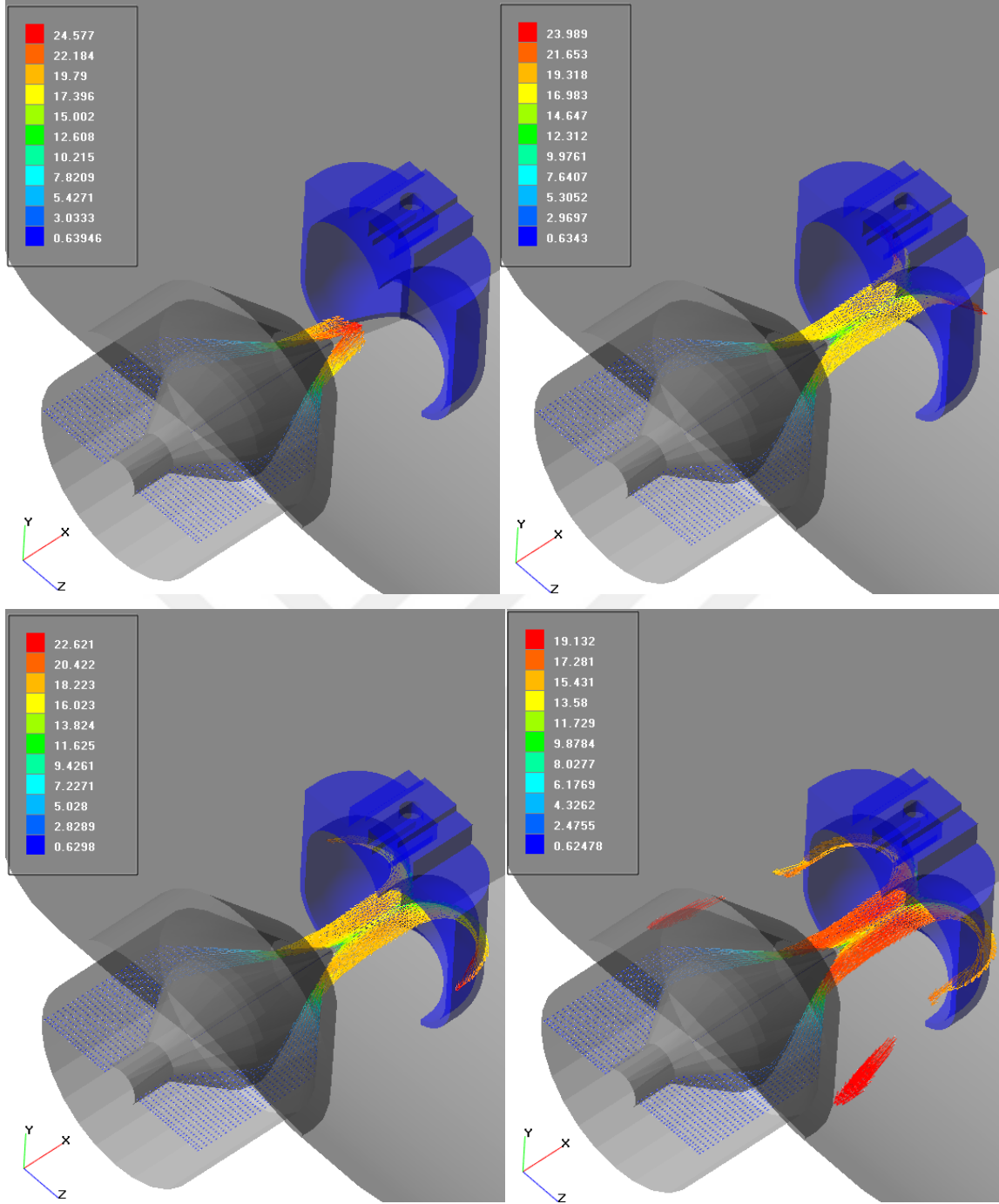
Şekil 6.1. (a)- Bir nolu kepçe, (b)- İki nolu kepçe, (c) Üç nolu kepçe

Aşağıda bir numaralı kepçe üzerinde yapılan akış analizinden elde edilen nozul çıkışında gelişmekte olan hız profiline ait vektörler ve aynı zaman adımında alınmış olan akım çizgileri ve su hacmi görselleri verilmiştir. Görseller zamana bağlı akışın gelişimini sunmaktadır. Buna göre nozul çıkışından ilerleyen jet yapısı kaşığın ortasında bulunan ayırıcı yüzeye çarparak ayrılmakta ve atmosfere dağılmaktadır.

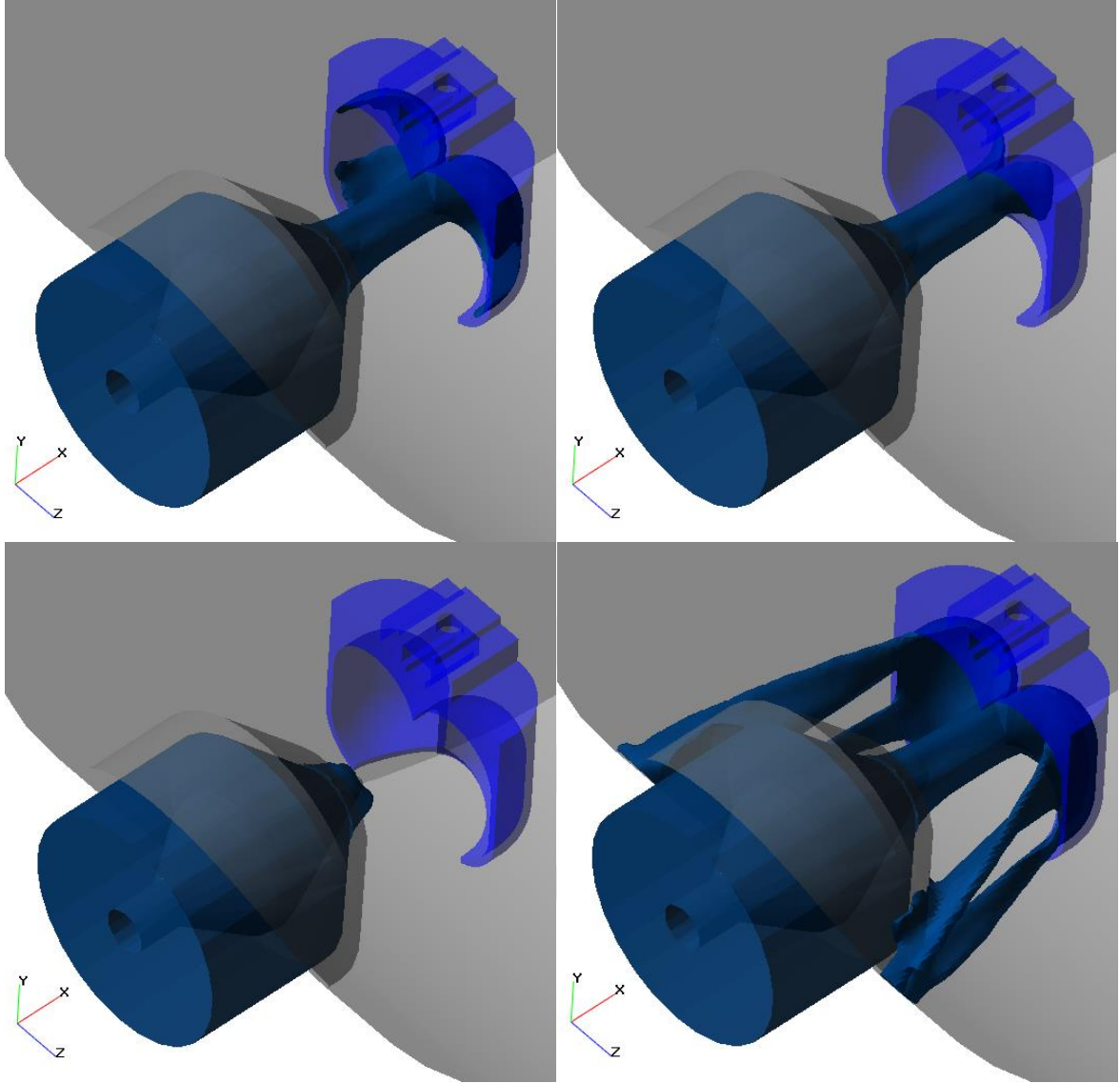


Şekil 6.2. Bir numaralı kepçeye ait akım çizgisi görselleri

Hız vektörlerinden, nozuldan çıkan jetin rejim haline gelişmesinin belli bir süreyi aldığı görülmektedir.

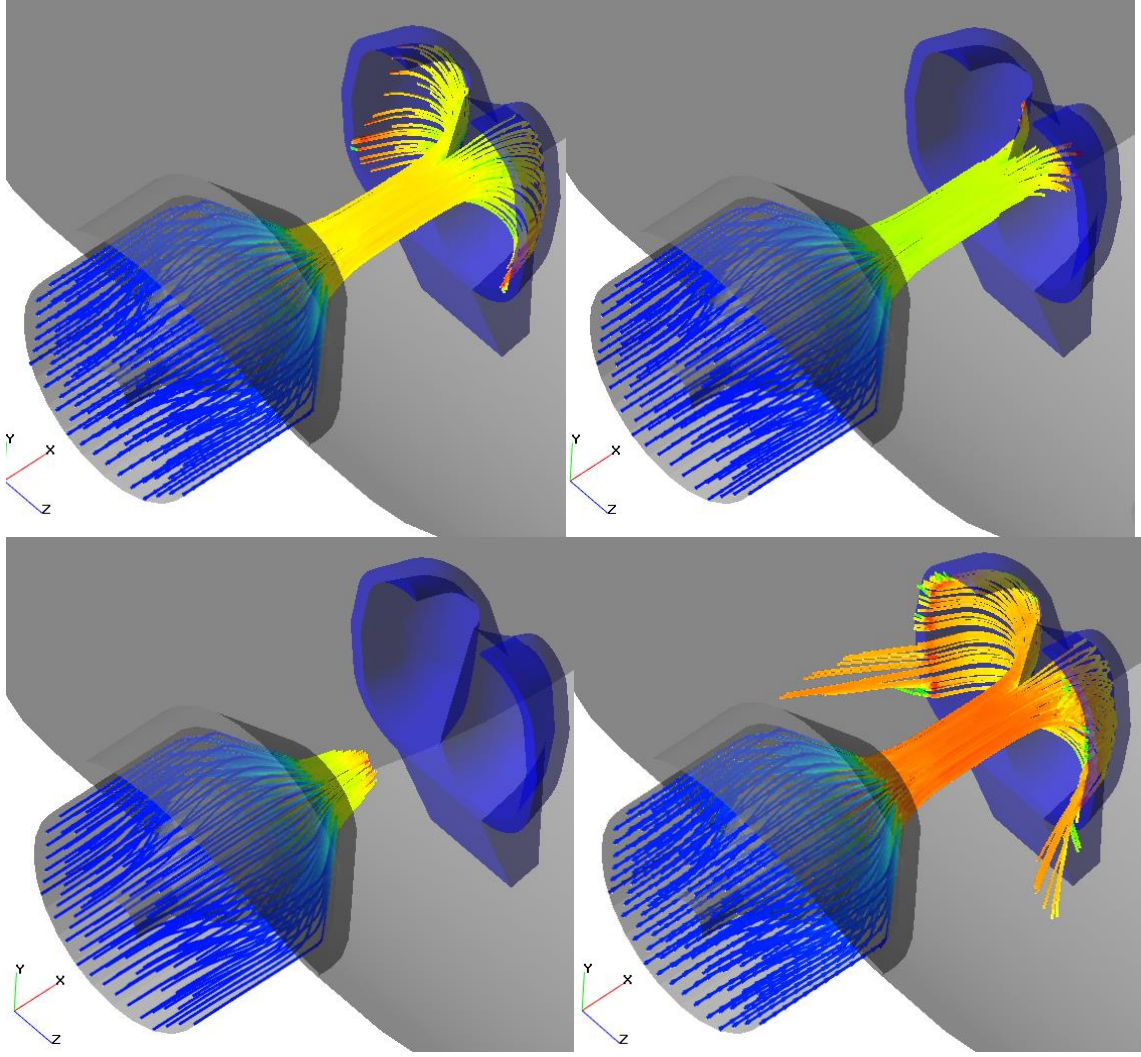


Şekil 6.3. Bir numaralı kepçeye ait hız vektörü görselleri

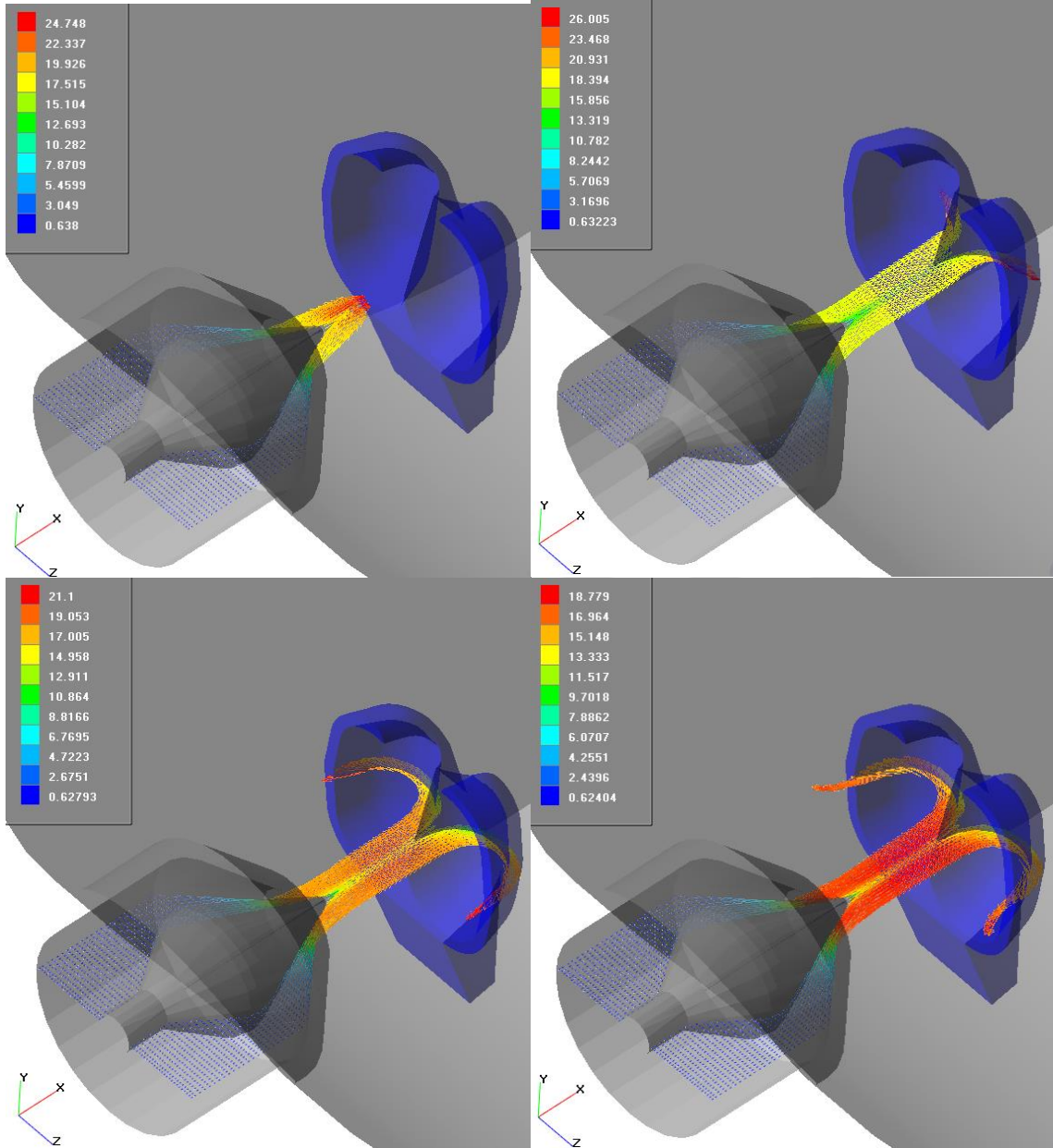


Şekil 6.4. Bir numaralı kepçeye ait su hacmi görselleri

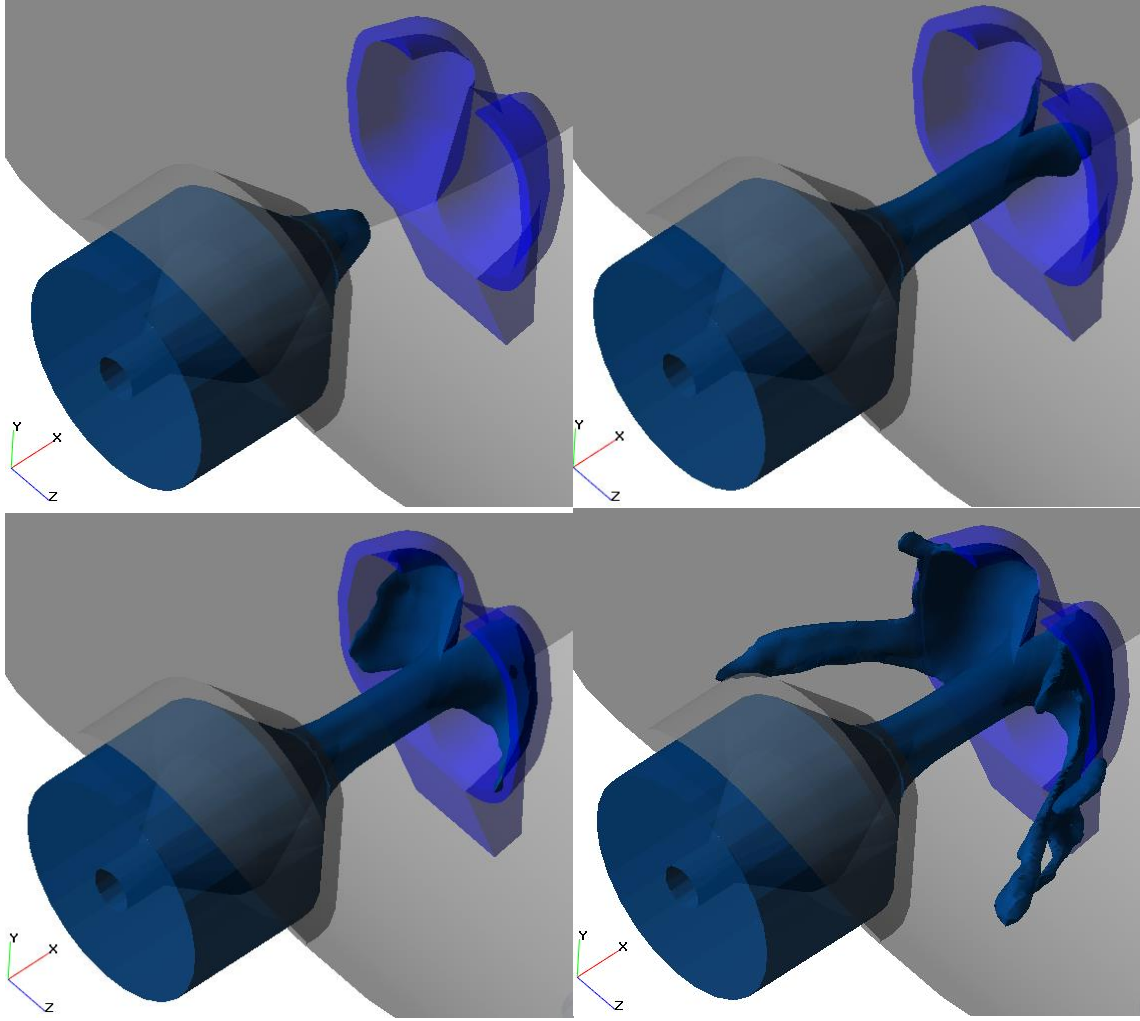
Burada Şekil 6.4'te görüldüğü üzere kaşık çıkış açısının 2 derece olması sebebiyle kepçeden çıkan su huzmesi nozula çarpmaktadır. Tek kepçe geometrisi ile gerçekleştirilen bu analizde kepçeden çıkarak nozula çarpan su huzmesi gerçek bir çark geometrisi olması durumunda ise kendinden sonraki kepçeye çarpar ve güç kaybına neden olacaktır.



Şekil 6.5. İki numaralı kepçeye ait akım çizgisi görselleri

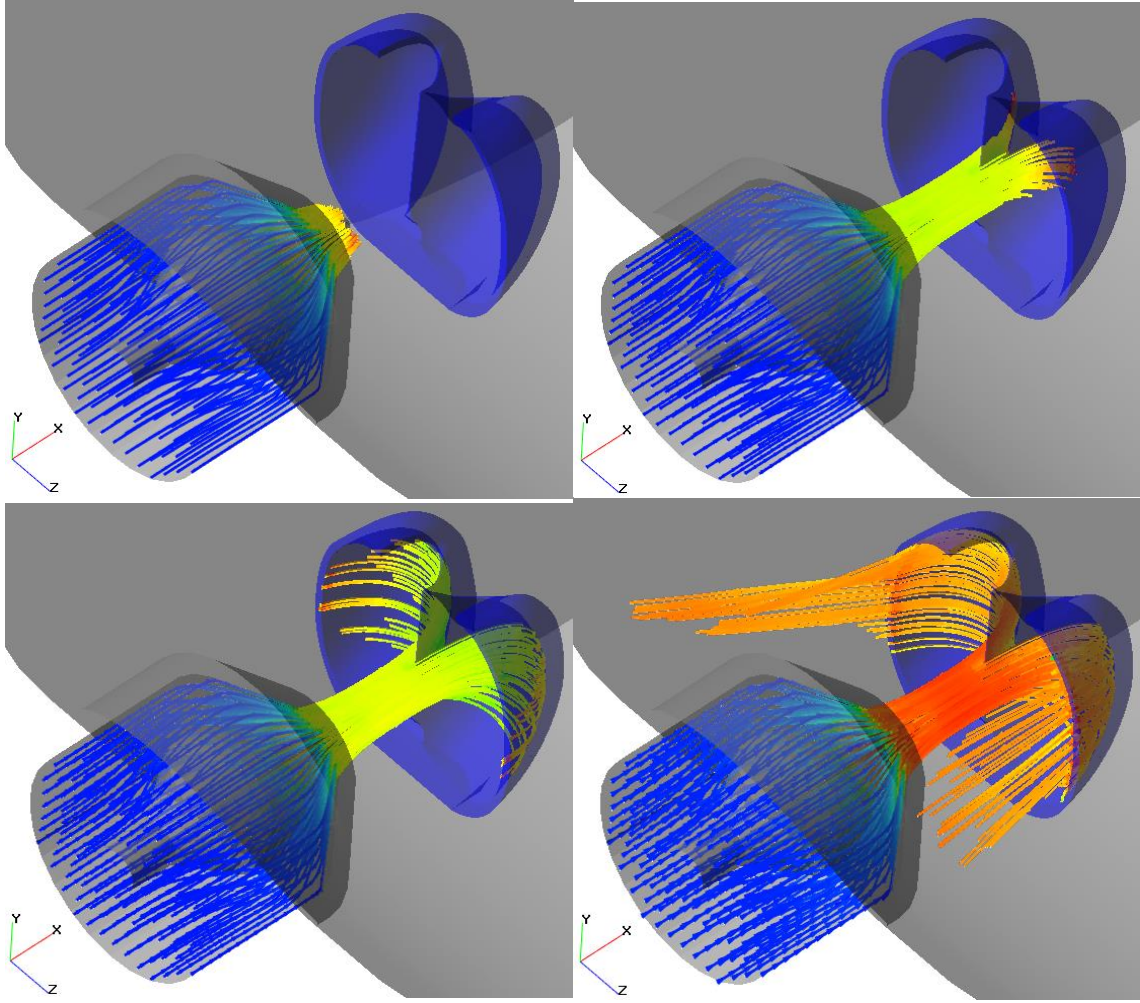


Şekil 6.6. İki numaralı kepçeye ait hız vektörü görselleri

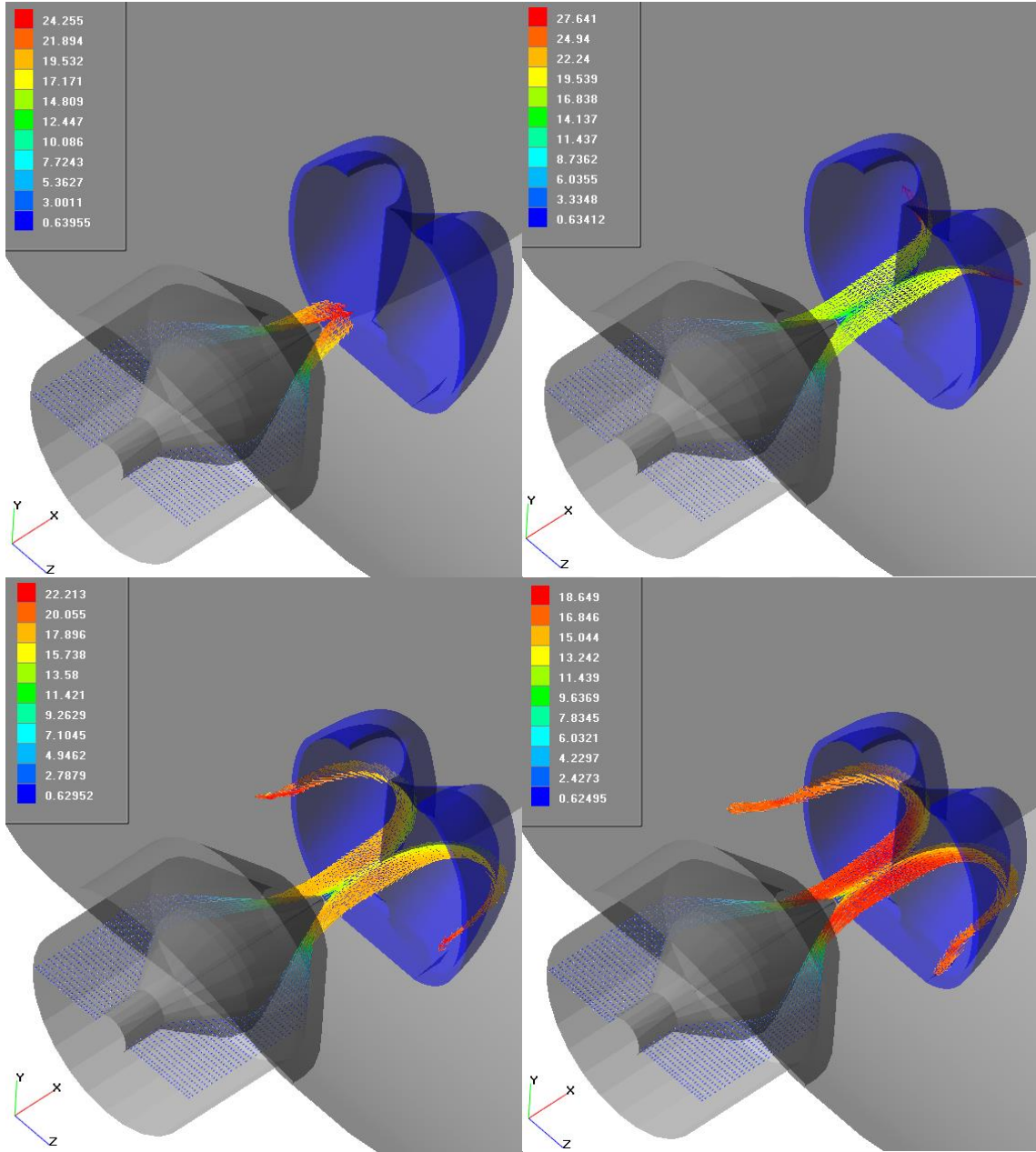


Şekil 6.7. İki numaralı kepçeye su hacmi görselleri

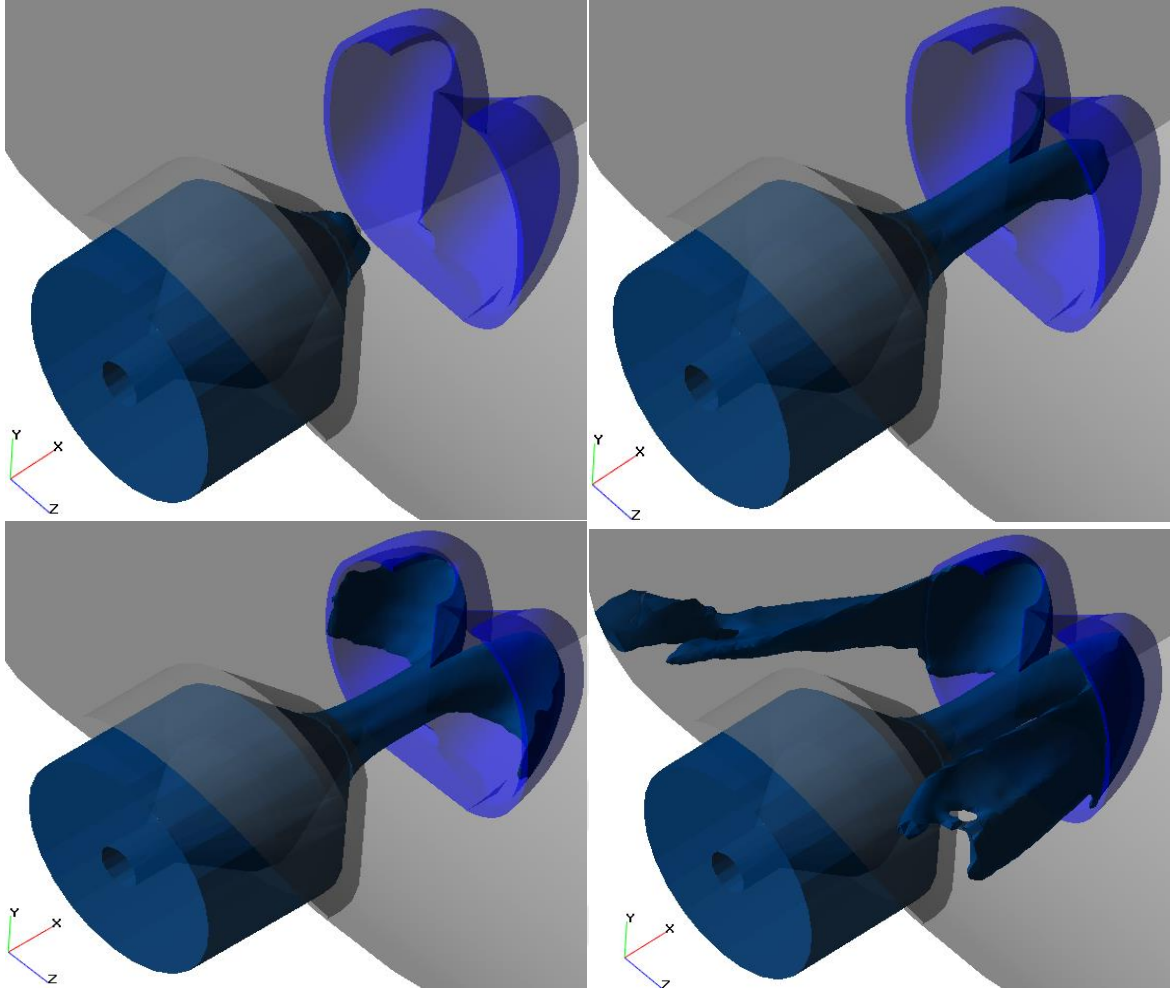
İki numaralı kepçede çıkış açısının 6 derece yapılması ve çıkış kenarının düz bir kenar yerine iki parçalı daire yayı yapılması ile kepçeden ayrılan su huzmesinin ardı sıra gelen kepçeye çarpmasının önüne geçilerek bir numaralı kepçeye göre çıkış huzmesinde iyileşme elde edilmiştir. Fakat su hacmi görselinde açıkça görüldüğü üzere bu iki daire yayının birleştiği noktada su jeti huzmesi toplanmaya başlamıştır. Bunun sonucunda kepçenin çarka bağlanacağı uç kısmında su hacminin görülmediği ölü alanlar gözlenmiştir.



Şekil 6.8. Üç numaralı kepçeye ait akım çizgisi görselleri



Şekil 6.9. Üç numaralı kepçeye ait hız vektörü görselleri



Şekil 6.10. Üç numaralı kepçeye su hacmi görselleri

Üç numaralı kepçede çark çıkış açısı 6 derecede tutularak çıkış kernarı tek parçalı bir eğri şekline getirilerek bu kısımdan kaynaklanan ölü alanların oluşması ve su huzmesinde belirli bölgede toplanma durumu engellenmiştir. Aşağıda üç farklı kepçe geometrisiyle elde edilen tork değerleri verilmiştir. Üç numaralı kepçe geometrisinin tork değerinin en fazla olduğu görülmekte olup, analizler için kullanılan çarkta bu kepçenin kullanılmasına karar verilmiştir.

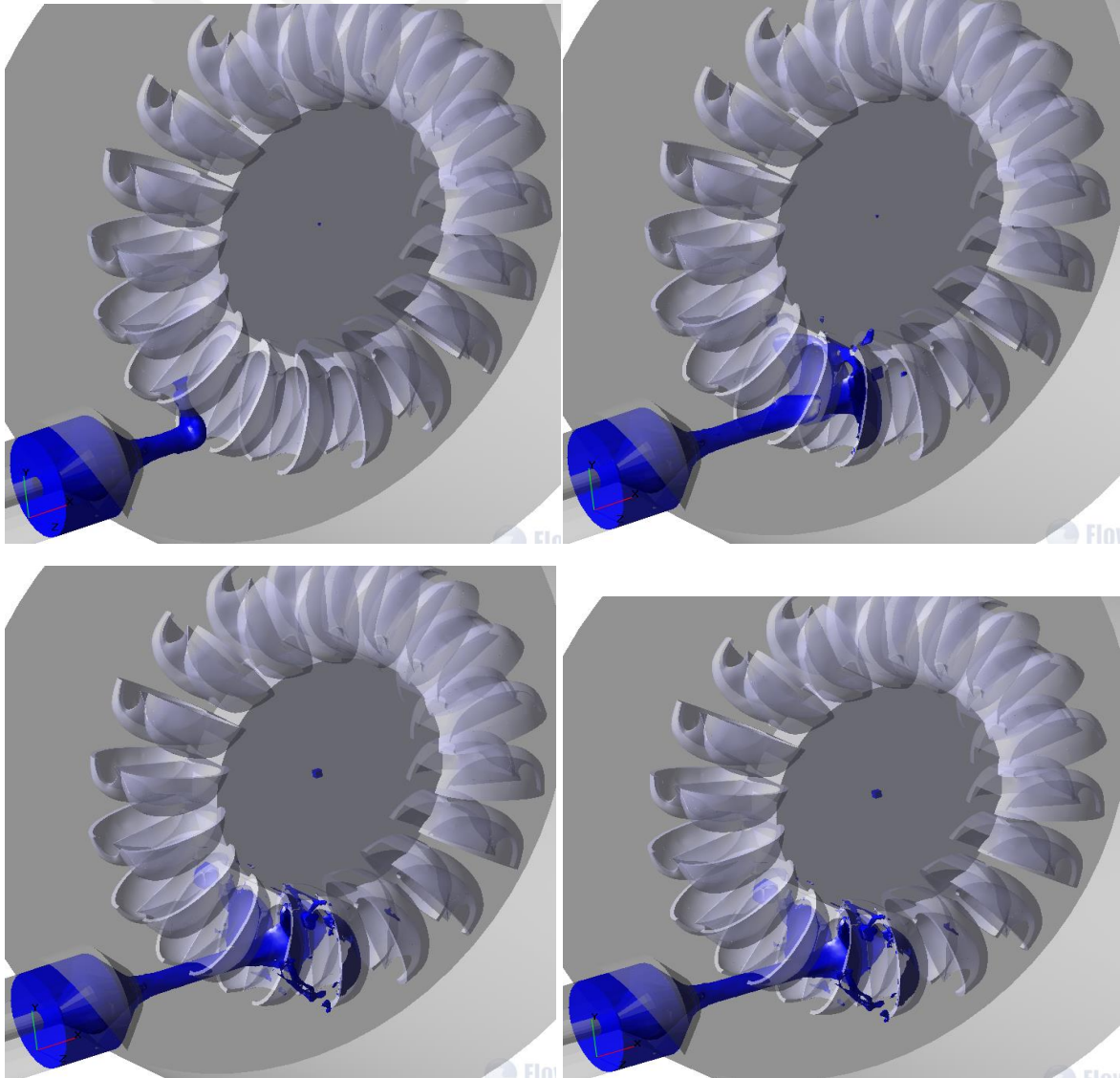
Çizelge 6.1. Kepçelerin su jetinden elde edebildiği % tork değerleri

| Kepçe numarası | Su jetinden kepçeye aktarılan tork (% değeri) |
|----------------|---|
| 1 | 88 |
| 2 | 87 |
| 3 | 90 |

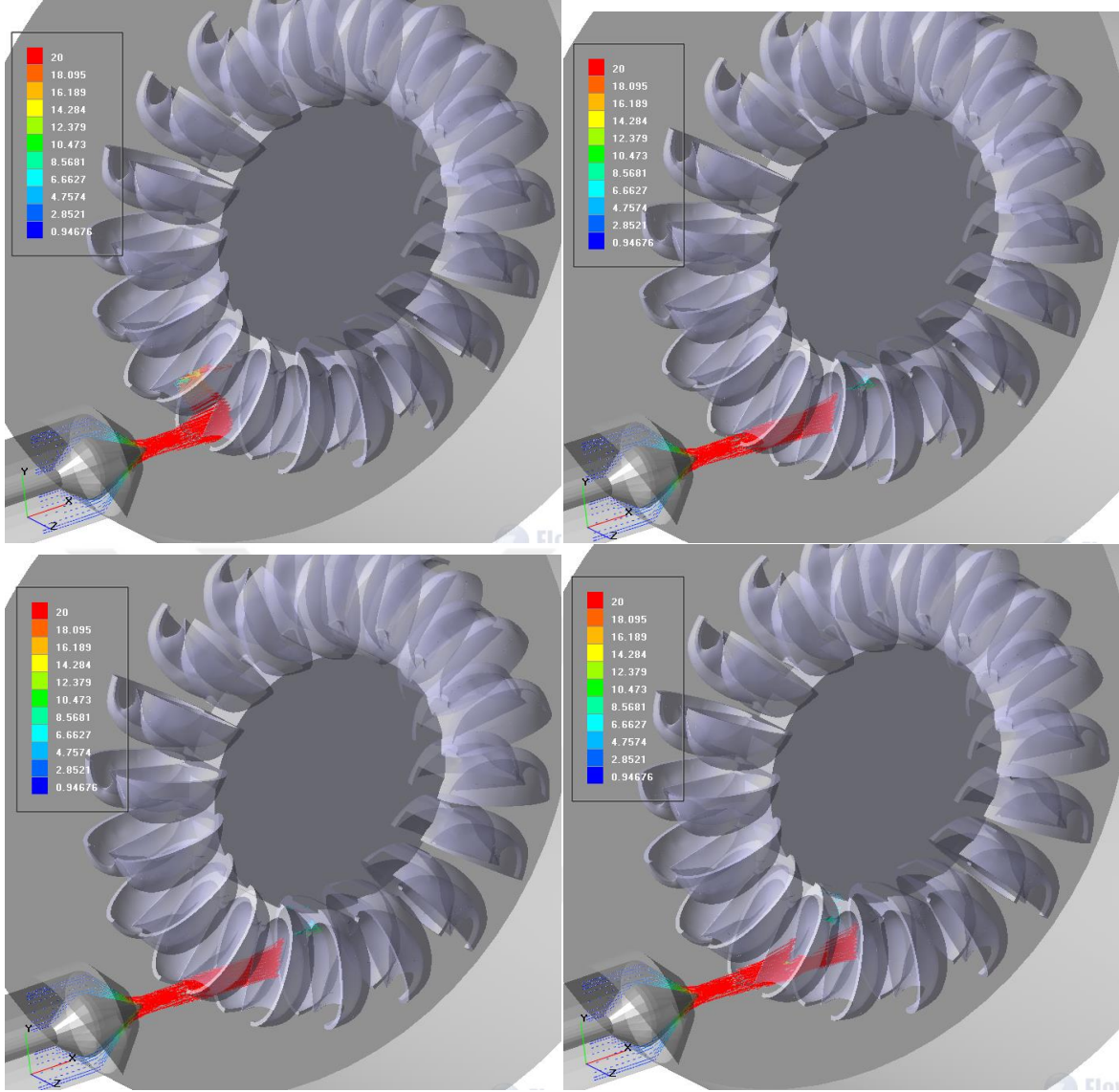
6.2. Çark Analizleri

Bu bölümde durağan kepçeyle yapılan analiz sonucunda seçilen kepçe profili kullanılarak farklı nozul ve kepçe sayısındaki çarkların analizi yapılmıştır. 1500 dev/dk dönme hızı, 0,0015 m³ su debisi ve 20 metre su düşü ile yapılan analizlerde çark çapı 0,118 metre ve jet çapı 0,01 metre olarak belirlenmiştir. Nozul sayısı uygulamada sıklıkla karşılaşılan bir ve iki adet olarak belirlenmiştir. Ayrıca, çark kepçe sayısı; teorik hesaplarla elde edilen kepçe sayısının bir eksiği ve bir fazlası olacak şekilde alınmıştır. Bu doğrultuda elde edilen sayısal analiz sonuçları aşağıda verilmektedir.

6.3. Tek Nozul ve 18 Kepçeli Çark Analizi

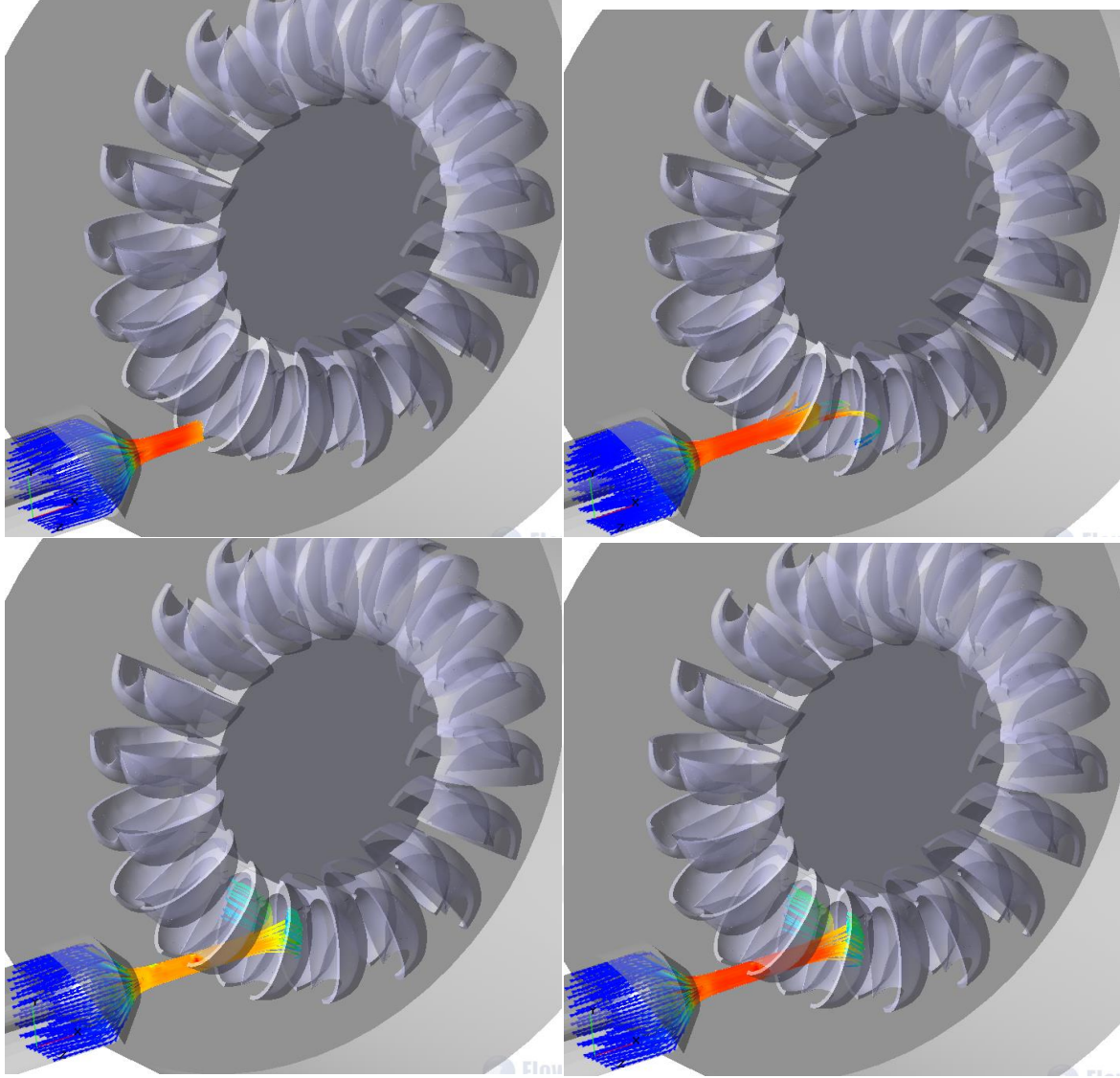


Şekil 6.11. Tek nozul 18 kepçeli çark için su hacmi görselleri



Şekil 6.12. Tek nozul 18 kepçeli çark için hız vektörü görselleri

Pelton çarkı için sayısal çözümler zamana bağlı olarak elde edilmektedir. Dolayısıyla nozul çıkışında tam gelişmiş debiyi meydana getiren hız vektörleri zamanla değişmektedir. Hem debi tasarım değerine ulaşmakta hem de akışkan jeti gelişen hızlarla birlikte kepçeye doğru hareketlenmektedir. Hız vektörlerinin farklı şiddetlere sahip olmasının nedeni nozul çıkışında akışkanın vakum sayılabilecek bir ortama aniden çıkışı ve akışın türbülanslı yapısının etkileşimi nedeni ile olduğu varsayılmaktadır.

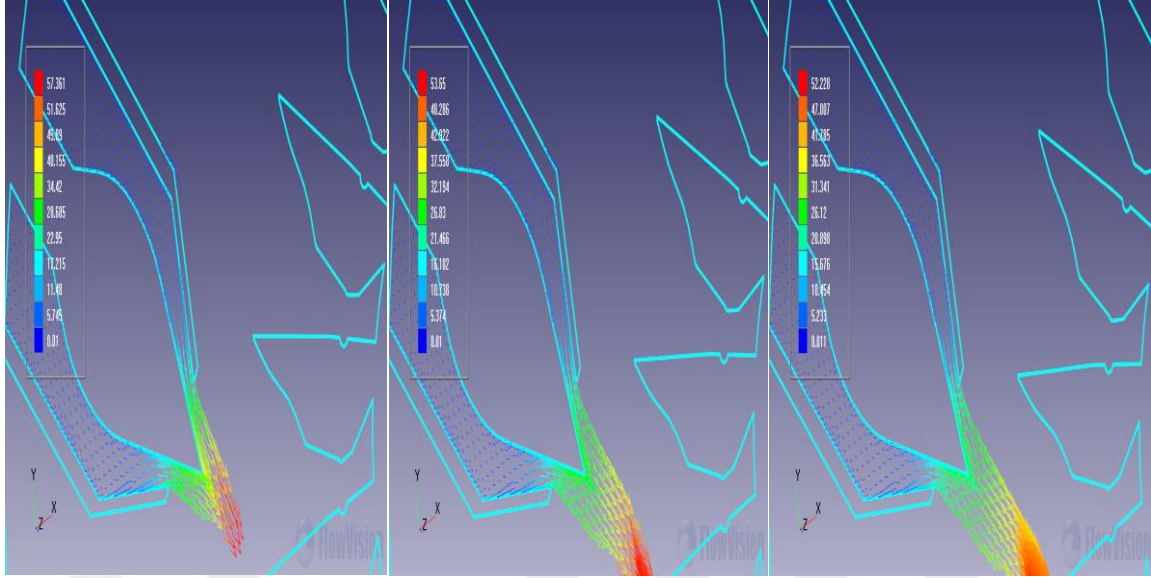


Şekil 6.13. Tek nozul 18 kepceli çark için akım çizgisi görselleri

Tek nozul ve 18 kepceli çarkta, kepcelerin çark üzerindeki konumu sayesinde su jetinin kepçe ile etkileşimi Şekil 6.13. ile gösterilen akım çizgileri ile su huzmesinin çark içinde ve çıkışındaki dağılımının düzgün olduğu görülmektedir. Bu dağılım ile elde edilen tork değeri 1,45 Nm olmuştur.

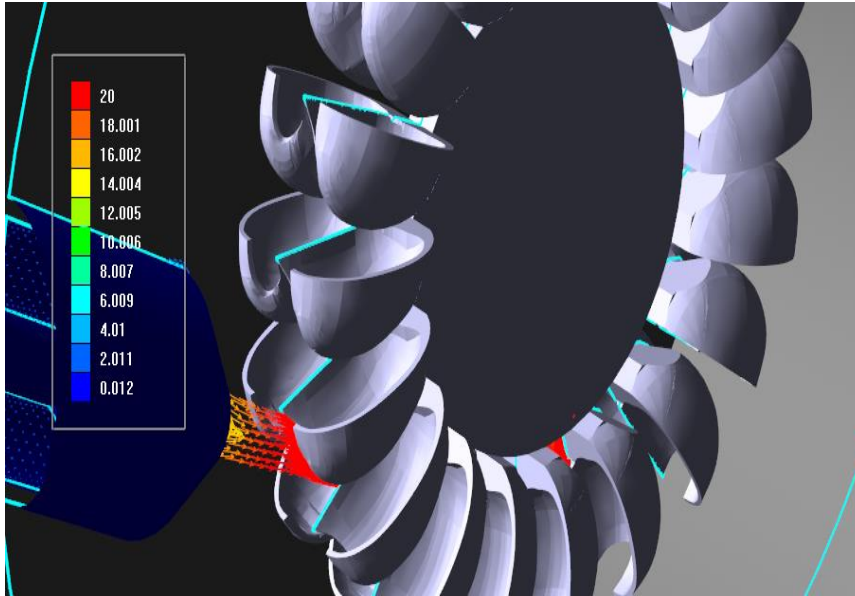
6.4. Tek Nozul ve 19 Kepingli Çark Analizi

Seçilen kepçe geometrisiyle oluşturulan ve 19 adet kepçeye sahip çark geometrisinin akış alanı çözümlemesi sonucunda elde edilen nozul çıkışı hız vektörleri Şekil 6.14.'de görülmektedir.

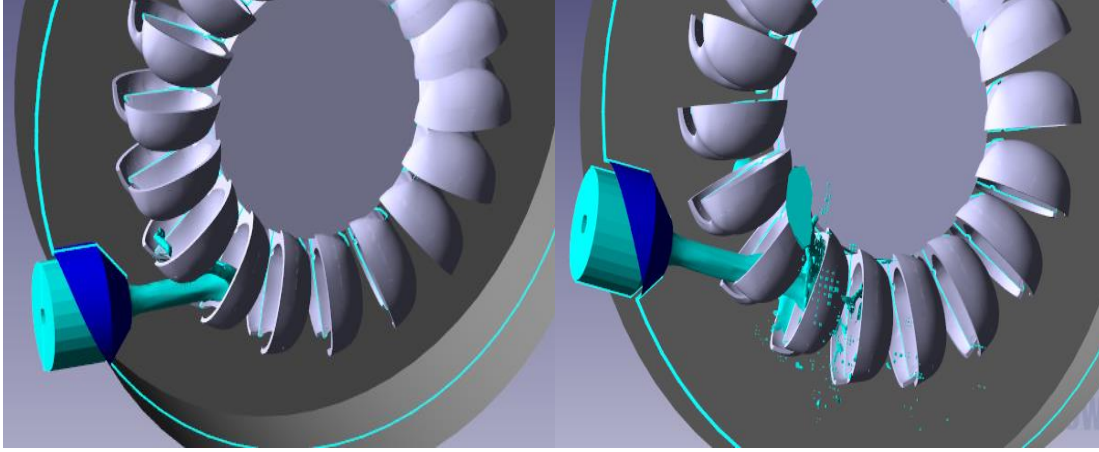


Şekil 6.14. Nozul çıkışında hız vektörlerinin zamanla değişimi

Şekil 6.14.'de hız vektörlerinin ilerleyen zaman içerisinde akış rejim haline geldiğinde oluşan değerleri verilmektedir. Bu anda akışın geliştiği dikkate alındığında hız değerlerinin başlangıçta elde edilenlere göre daha üniform olduğu belirlenmiştir. Bu durum beklentilere uygundur.



Şekil 6.15. Rejim halinde nozul çıkışında hız vektörlerinin gösterilmesi



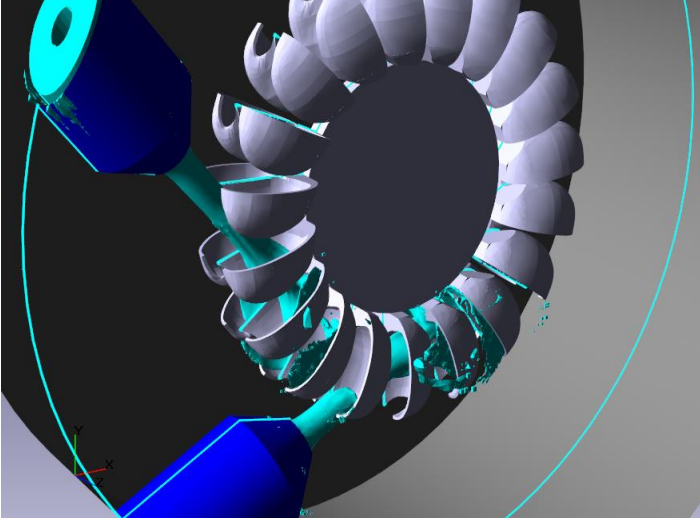
Şekil 6.16. Nozul çıkışında akışın gelişimi

Nozul sayısı, su jetinin kepçeyle çarpışmasından sonraki hareketini belirleyen en önemli parametredir. Kepçe sayısının artmasıyla her ne kadar debi ve ona bağlı olarak tork artmaktaysa da kepçeyi terk eden jetin diğer kepçelere ters yönden çarpması veya onlara gelen jeti bozabilmesi nedeniyle kepçe sayısı optimize edilmelidir.

Bu çark modeli için tork değeri 1,25 Nm olarak elde edilmiştir. Diğer çark modeli ile karşılaştırıldığında tek nozul için sıralamanın yüksekten küçüğe doğru sırasıyla 18, 19 kepçeye sahip çarklar olduğu belirlenmiştir.

6.5. İki Nozullu 18 ve 19 Kepçeli Çark Analizi

Kepçe sayıları aynı kalmakla beraber, nozul sayısının ikiye çıkarıldığı durumda sayısal çözümün belirli bir iterasyona kadar yakınsadığı bununla beraber söz konusu iterasyonun aşılmasıyla birlikte çözümün hızlı şekilde ıraksadığı belirlenmiştir. Bu ıraksamanın her üç kepçe sayısına sahip çark çözümünde ortak olması, sebebin nozul sayısı ile ilgili olabileceğini akla getirmektedir. Nozul sayısının ikiye çıkmasıyla gerek uyarlanmış ağ sayısının artması ve gerekse de hareketli ağın çözüm ilerlerken koşula göre uyarlamalı ağ yapısının yol açtığı sayısal hataları sönmüleyemediği değerlendirilmektedir. Bununla birlikte bahsedilen bu hata şeklinin farklı nozul sayılarıyla yapılacak çalışmalar sonucunda açıklığa kavuşabileceği değerlendirilmektedir.

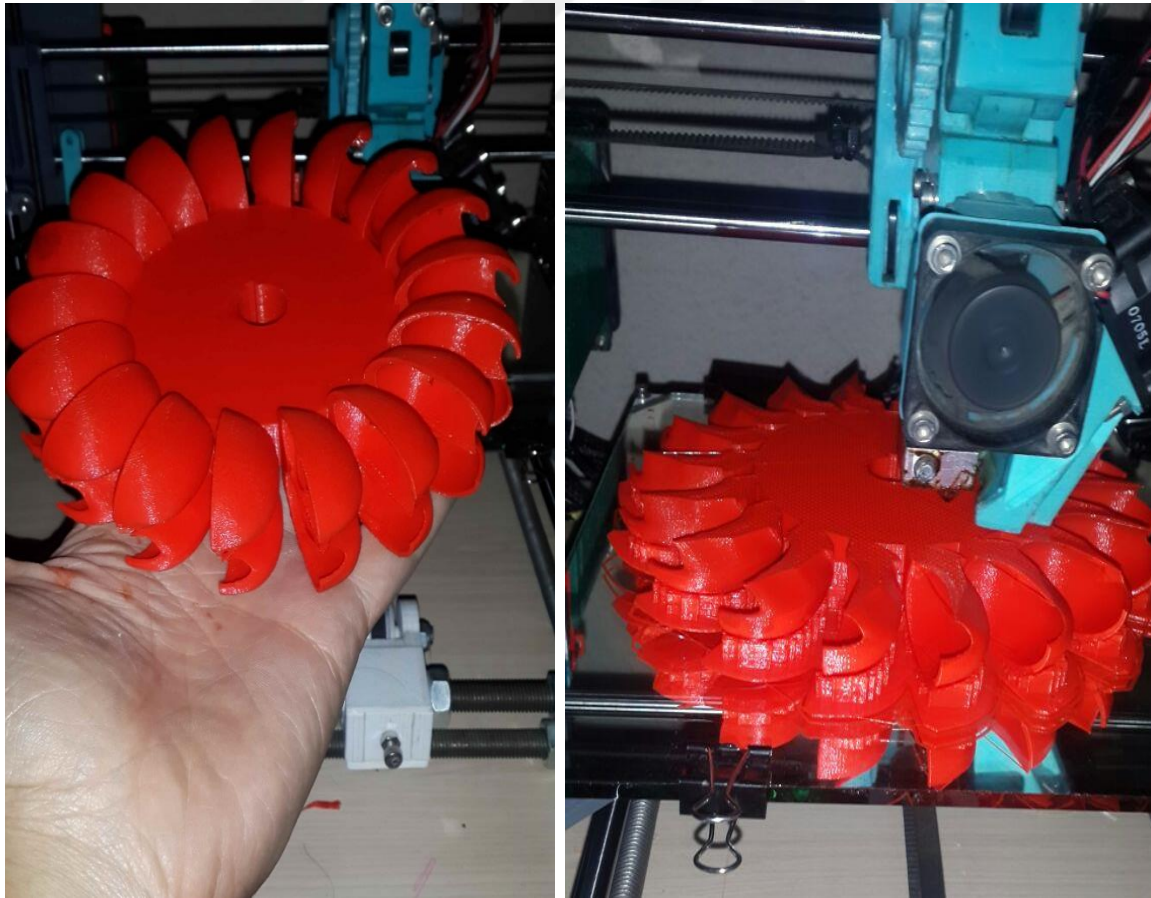


Şekil 6.17. 19 kepçeli çark içindeki akış

7. DENEY SONUÇLARI

Tezin ikincil amacı elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılmasıdır. Bununla birlikte deneysel çalışmaların kendine özgü ayrıntılı ve zaman gerektiren süreci nedeniyle deneysel değerlendirilmenin en iyi sayısal sonucu veren çark geometrisi ile yapılmasının uygun olacağına karar verilmiştir.

Sayısal analiz sonucu verim değeri en yüksek olan çark geometrisi eklemeli imalat yöntemi ile üretilmiş ve deney düzeneğine yerleştirilmiştir. Eklemeli imalat yöntemi talaşlı imalatın gerektirdiği metal işleme adımlarına gerek duymaması yönüyle günümüzde öne çıkmaktadır. Bu özelliği nedeniyle hızlı bir imalat sürecine imkan tanımaktadır. Pelton çarkının eğrisel yüzeyler açısından zengin olması, işleme zorluğu ve zamanını artıran bir etken olduğundan eklemeli imalat yöntemi bu çarkın üretilmesinde tercih edilmiştir. Resim 7.1’de bahse konu üretilen çark görülmektedir.



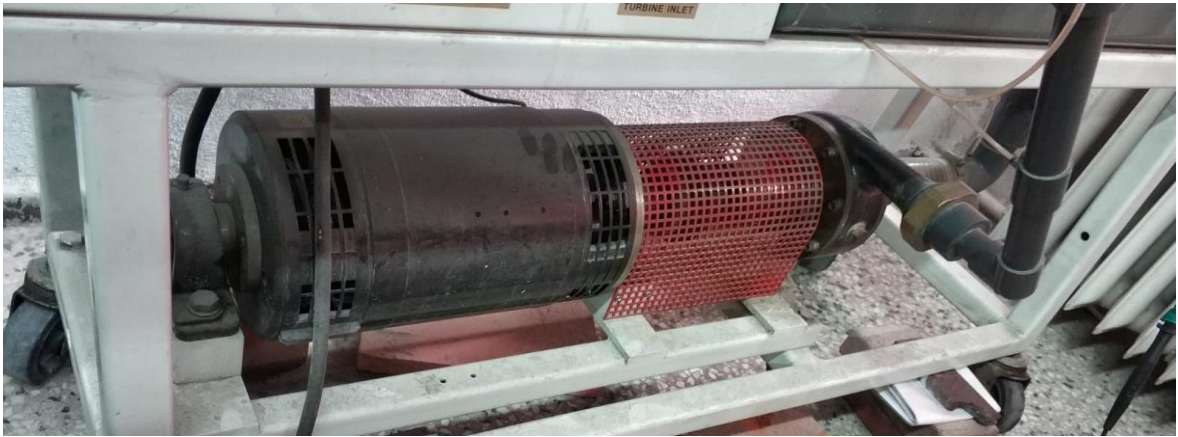
Resim 7.1. Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen çark

Çarkın ilave edildiği genel deney düzeneği Resim 7.2’de görülmektedir. Deney düzeneği, Pelton Türbininin gerçek çalışma koşullarını mümkün olduğunca yansıtmak amacıyla bir araya getirilen alt sistemlerden oluşmaktadır. Deney düzeneği temel olarak türbin düşüsünü sağlayan bir pompa sistemi ile bu pompaya bağlı olan ve çıkışında nozulun bulunduğu cebri boru ve atmosfere açık şekilde konumlandırılan çarktan oluşmaktadır. Ayrıca, çarkın ürettiği gücü ölçmek amacıyla çark miline bağlı bir doğru akım jeneratörü ve gerekli diğer elektriksel ekipmanlardan teşkil edilmiştir.



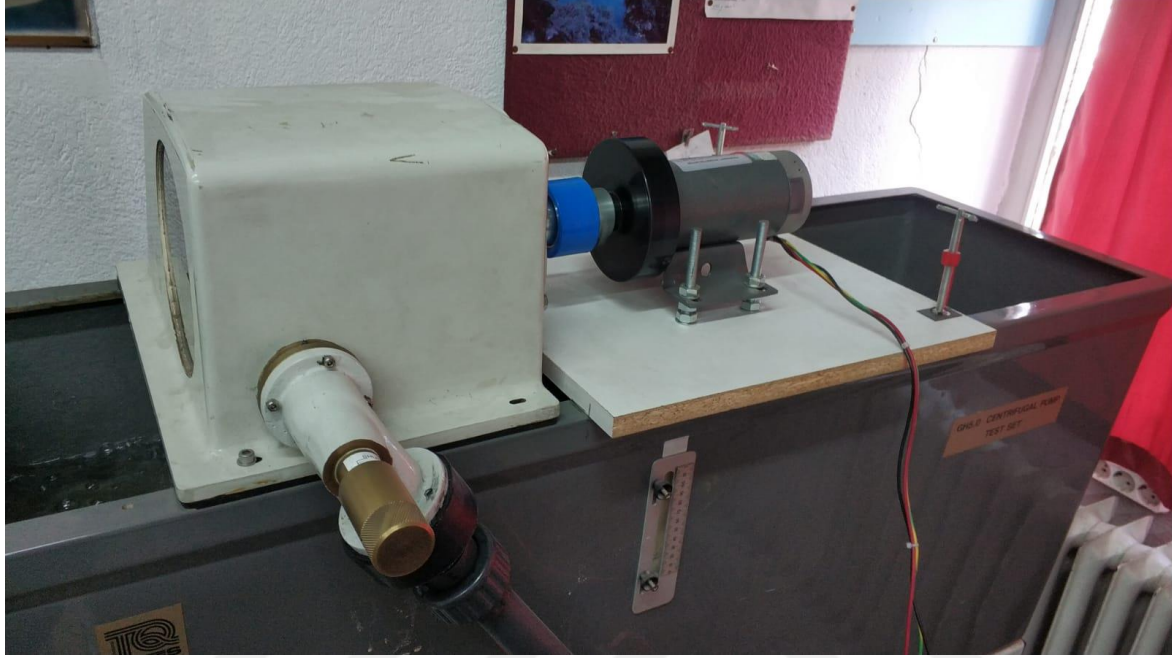
Resim 7.2. Pelton türbini test düzeneği genel görünüşü

Deney düzeneği bahse konu pompa vasıtasıyla suyu 20 mSS basınca yükseltmektedir. Bu değer aslında çarka giren suyun düşü değerini yansıtmaktadır. Çarka giren debi ise 1,5 lt/sn olarak ayarlanarak deney gerçekleştirilmiştir.



Resim 7.3. Basma yüksekliği ve debiyi ayarlamaya yarayan pompa

Çarkın miline bir doğru akım üretici bağlanmıştır. Üreteç çıkışına ise üretilen akımı ve gerilimi ölçmeye yarayan ampermetre ve voltmetre bağlanarak çıkış gücü ölçümleri gerçekleştirilmiştir.



Resim 7.4. Doğru akım üretici



Resim 7.5. Doğru akım üreticinin özellikleri



Resim 7.6. Çıkış gücü ölçümü için bağlanan voltmetre ve ampermetre

En yüksek tork değerini veren kepçenin kullanıldığı ve en yüksek çıkış gücünü veren tek nozullu ve 18 adet kepçeye sahip çark modeline uygun gerçek çark imal edilerek Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarı'nda test edilmiştir. Test düzeneğinde üreteç çıkış gücü için gerilim ve akım değeri ölçülmüş ve 1500 devir için 4,66 volt ile 38,4 amper değerleri okunmuştur. Bu kapsamda elde edilen deneysel verilerle sayısal sonuçların karşılaştırılması yapıldığında sayısal sonuçlar 1,45 Nm tork değeri verirken deney setinde çark üzerinde elde edilen tork değerleri 1,42 Nm olmuştur.

Yukarıda verildiği üzere deneysel veriyle sayısal veri arasında % 6.5'luk bir fark bulunmaktadır. Bu fark Pelton türbininin diğer türbin türlerine göre çalışma koşullarının farklı olması, sayısal ortamda benzetiminin zor olması dolayısıyla akış denklemlerinin ayrıklaştırılması ve çözümlenmesinde karşılaşılan sayısal hata oranının yüksek olabilmesinden kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte elde edilen farkın mühendislik bakış açısından kabul edilebilir olduğu değerlendirilmektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji ihtiyacının giderek artması, modern yaşamın yadsınamayacak bir gerçeğidir. Temiz ve yenilenebilir enerjinin kullanılması ise gerek insan sağlığı ve gerekse çevrenin korunması için vazgeçilemez önemdedir. Temiz ve yenilenebilir enerji kaynakları içinde hidrolik kaynakların oranı ve önemi ise oldukça belirleyicidir.

Hidrolik enerjinin elektrik enerjisine dönüşümü enerji santrallerinde hidrolik türbinler ve jeneratörlerin birlikte çalışarak sağlanmaktadır. Bu birliktelikte hidrolik türbinlerin verimli tasarımı özel bir öneme sahiptir. Santralin bulunduğu bölgenin coğrafi yapısına göre farklı tipte türbin tipleri söz konusu olmaktadır. En temel hidrolik türbin tipleri ise Francis, Kaplan ve Pelton türbinleridir.

Çalışma ortamının hem iç akış hem dış akış koşullarına sahip olmasıyla diğerlerinden ayrılan Pelton Türbinleri, potansiyel enerjinin yani düşünün yüksek olduğu coğrafik bölgelere uygun olmaları ve değişken debi aralığında yüksek hidrolik verim değerlerini koruyabilmesi nedeniyle dünya üzerinde kullanımları ve yenilikçi tasarımlarla geliştirilmeleri yaygın bir uygulama olarak karşımıza çıkmaktadır.

Tez kapsamında öncelikle Pelton çarkının en önemli bileşeni olan kepçe geometrisinin en yüksek torku verecek şekilde belirlenmesi, ardından bu kepçe modeline sahip olan mikro ölçekte, farklı kepçe ve nozul sayılarındaki bir Pelton çarkının sayısal analizinin gerçekleştirilmiştir. Geometrinin oluşturulması CATIA ve SIMPLIFY3D yazılımıyla, sayısal analizler ise FlowVision akış analizi programıyla elde edilmiştir.

Analizler bir ve iki nozul ile 18 ve 19 kepçe sayısı olmak üzere 4 farklı analiz olarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizlerin sonucunda, bir nozullu 18 kepçeye sahip çarkın en yüksek tork değerini verdiği belirlenmiştir.

Tezin son bölümünde sayısal olarak en yüksek torku veren çark modelinin imal edilerek test edilmesi amaçlanmıştır. Testler Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarı'nda icra edilmiştir. Sonuçta elde

edilen tork değeriyle sayısal sonuç arasındaki % 6.5'luk değerin mühendislik uygulamaları açısından kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.



KAYNAKLAR

- ANSYS, (2015). Ansys FLUENT Theory Guide Version 15.0.
- Başyazıcı, U. İ. (2007). *İki Fazlı Akışlara Sayısal Yöntemlerin Uygulanması*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 32-49.
- Bir, G. (2012). *Yangın Monitörlerinde Jet ve Su Şemsiyesi Akışının Vof Metodu ile Sayısal Çözümü*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 8-22.
- Engin, A. (1979). *Su makinaları ders notları*, (Üçüncü Baskı). İstanbul: İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, 36-142.
- Gökelim, A.T. (1982). *Pelton türbin dizaynı*, (İkinci Baskı). İstanbul: Birsen Yayınevi, 82-90.
- Gupta, V., Prasad, V. and Khare, R. (2014). Effect of jet shape on flow and torque characteristics of Pelton turbine runner. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 7(2), 367-369.
- Fox, R., McDonald, A., Pritchard, P. (2010). *Introduction to fluid mechanics* (Seventh Edition). New Jersey: John Wiley and Sons, 227-275.
- İnternet: URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.energy.kth.se%2Fcompedu%2Fwebcompedu%2FS2_Turbomachinery%2FB7_Hydraulic_Turbines%2FC1_Introduction_to_Hydraulic_Turbines%2FS2B7C1_files%2FPelton.htm&date=2019-04-20, son erişim tarihi 20.04.2019.
- Jošt, D., Mežnar, P. and Lipej, A. (2010, July). *Numerical prediction of Pelton turbine efficiency*. Paper presented at the *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Ljubljana.
- Karagöz, İ. (2009). *Hidrolik makinalar*, (Üçüncü Baskı). Bursa: Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, 273.
- Keck, H., Michler, W., Weiss, T. and Sick, M. (2009). Recent developments in the dynamic analysis of water turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(4), 415–427.
- Li, W. G. (2016). Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump. *Applied Mathematical Modelling*, 40(2), 904-926.
- Matthias, H. B. and Promper, O. (2004, October). *Numerical simulation of the free surface flow in Pelton turbines*. Paper presented at the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara.
- Nasir, B. A. (2013). Design of high efficiency Pelton turbine for micro-hydropower plant. *International Journal of Electrical Engineering and Technology*, 4(1), 171-183.

- Özgür, C. (1983). *Su makinaları desleri*, (Dördüncü Baskı). İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, 20-118.
- Panthee, A., Neopane, H. P. and Thapa, B. (2014). CFD Analysis of pelton runner. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 4(8), 1-6.
- Patel, K., Patel, B., Yadav, M. and Foggia, T. (2010). Development of Pelton turbine using numerical simulation. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 12, 1-7.
- Peron, M., Parkinson, E., Geppert, L. and Staubli, T. (2008, September). *Importance of jet quality on Pelton efficiency and cavitation*. Paper presented at the International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements, Milano.
- Vesely, J. and Varner, M. (2001). *A case study of upgrading of 62.5 MW Pelton turbine*. Paper presented at the Proceedings of the International Conference, Prague.
- Yılmaz, Ş. (2018). Türkiye Hidroelektrik Potansiyeli ve Gelişme Durumu; TMMOB Yıllık Enerji Raporu. Ankara, 2-36.
- TMMOB. (2011). Hidroelektrik Santraller Raporu. Ankara, 11-56.
- Zhang, Z. (2016). *Pelton turbines*, (First Edition). Berlin: Springer, 29-233.
- Zhang, Z. (2007). Flow friction theorem of Pelton turbine hydraulics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 4(1), 1173-1180.
- Zoppe, B., Pellone, C., Maître, T. and Leroy, P. (2006). Flow analysis inside a Pelton turbine bucket. *Journal of turbomachinery*, 128(3), 500-511.
- Židonis, A., Panagiotopoulos, A., Aggidis, G. A., Anagnostopoulos, J. S. and Papantonis, D.E. (2015). Parametric optimisation of two Pelton turbine runner designs using CFD. *Journal of Hydrodynamics*, 2(5), 317-324.
- Židonis, A. and Aggidis, G.A. (2016) Pelton turbine: Identifying the optimum number of buckets using CFD. *Journal of Hydrodynamics*, 27(3), 403-412
- White, F.M. (2016). Akışkanlar mekaniği. (Çev. K. Kırkköprü ve E. Ayder). İstanbul: Literatür Yayınları. (Eserin orijinali 2011'de yayımlandı). 779-812.
- Xiao, Y., Wang, Z., Zhang, J., Zeng, C. and Yan, Z. (2014). Numerical and experimental analysis of the hydraulic performance of a prototype Pelton turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 228(1), 46-55.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : İNCİ, Uğur İnanç
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 27.08.1990, Ankara
Medeni hali : Bekâr
Telefon : 0 (505) 5106245
Faks: e-mail : uinancinci@gmail.com



Eğitim

| Derece | Eğitim Birimi | Mezuniyet Tarihi |
|---------------|---|------------------|
| Yüksek lisans | Gazi Üniversitesi /Makine Mühendisliği | Devam Ediyor |
| Lisans | Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği | 2012 |
| Lise | Ankara Atatürk Lisesi | 2008 |

İş Deneyimi

| Yıl | Yer | Görev |
|-----------|-----------------------------|------------------|
| 2012-2015 | Hidroen Elektromekanik A.Ş. | Makine Mühendisi |

Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

Yayımlar

-

Hobiler

Su altı hokeyi, yüzme.



GAZİ GELECEKTİR..