

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

AYRILABİLİR GÖVDELİ, ŞAŞIRTMALI KANAT

DİZİLİMİNE SAHİP ÇİFT EMİŞLİ POMPA

TASARIMI VE İMALİ

Hıdır Yankı KILIÇGEDİK

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Sunuş Tarihi : 26.04.2018

Bornova-İZMİR

2018

Hıdır Yankı KILIÇGEDİK tarafından Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “Ayrılabilir Gövdeli, Şaşırtmalı Kanat Dizilimine Sahip Çift Emişli Pompa Tasarımı ve İmali” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 26.04.2018 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı

: Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Raportör Üye

: Dr. Öğr. Üyesi Utku ŞENTÜRK

Üye

: Prof. Dr. Dilek KUMLUTAŞ



EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI**

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Ayrılabilir Gövdeli, Şaşırtmalı Kanat Dizilimine Sahip Çift Emişli Pompa Tasarımı ve İmali” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

26 / 04 / 2018

İmzası

Hıdır Yankı KILIÇGEDİK



ÖZET**AYRILABİLİR GÖVDELİ, ŞAŞIRTMALI KANAT
DİZİLİMİNE SAHİP ÇİFT EMİŞLİ POMPA TASARIMI VE İMALİ**

KILIÇGEDİK, Hıdır Yankı

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Nisan 2018, 101 sayfa

Tez çalışmasında hedeflenen şey; emme yeteneği iyi olan, ayrılabilir gövdeli ve şaşırtmalı kanat dizilimine sahip yüksek verimli bir su pompası tasarlamak ve imal etmektir. Bu tip pompaların çalışma ömrü, çark ve salyangoz etkileşiminin bir sonucu olan basınç dalgalanmalarının büyüklüğüne bağlıdır. Çift salyangozlu yapılar, radyal kuvvetlerin azaltılması amacıyla yıllarca başarıyla kullanılmıştır. Ancak, bu yöntem ciddi üretim problemlerini ve verim kayıplarını da beraberinde getirmektedir. Bu çalışmada çift emişli bir pompada radyal kuvvetlerin azaltılması için şaşırtmalı kanat dizilimi adı verilen yeni bir yaklaşımın kullanılması amaçlanmaktadır. Bu amaçla basınç, hız ve reaksiyon kuvvetleri gibi birkaç temel parametrenin karşılaştırmalı analizleri gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmasında, öncelikle literatürdeki ampirik ifadeler, boyutsuz sayılar ve birtakım boyut oranlarından faydalanılarak arzu edilen debi, basma yüksekliği ve devir sayıları için çark ve salyangoz ana boyutları belirlenmiştir. Geliştirilmiş olan pompa tasarım yazılımının kullanılmasıyla çark geometrisinin kavramsal tasarımı tamamlanmış ve ardından salyangoz geometrisi ve emiş gövdeleri tasarlanmıştır. Kavramsal tasarımı tamamlanan pompanın FLUENT yazılımı kullanılarak akış analizleri gerçekleştirilmiş ve performansta elde edilebilecek iyileştirmelerin saptanmasının ardından optimum verime sahip pompa geometrisi meydana getirilmiştir. Ardından imalatı gerçekleştirilen pompa, karakteristik eğrilerin elde edilmesi amacıyla bir sanayi kuruluşunun hidrolik deney standında test edilmiştir.

Anahtar sözcükler: çift emişli pompa, radyal akışlı pompa, HAD, SEY, potansiyel akış, akım iplikliği eğriselliği



ABSTRACT**DESIGN AND MANUFACTURING OF A DOUBLE SUCTION
AXIALLY SPLIT SINGLE-STAGE CENTRIFUGAL PUMP WITH
STAGGERED BLADES**

KILIÇGEDİK, Hıdır Yankı

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

April 2018, 101 pages

The aim of this thesis is; design and manufacture a high efficiency split case water pump having a good suction ability and staggered blade arrangement. The operating life of a centrifugal pump is affected by the magnitude of the radial forces. Fundamentally, these forces are due to pressure variations around the impeller periphery which is a result of the complex interaction of two main components; impeller and volute. There are several approaches in the literature for load reduction. Double volute pumps have been successfully used for years. However, this method involves serious manufacturing problems and efficiency losses. This paper aims at using the effectiveness of a new approach called staggered blade arrangement for the reduction of radial forces in a double suction pump. A comparative analysis is performed by judging several key parameters such as pressure, velocity and reaction forces.

In the thesis, the main dimensions of the impeller and volute were determined by use of the empirical expressions, dimensionless numbers and some dimension rations in the literature for the desired flow rate, head and rpm. Preliminary design of the impeller geometry was completed by using a pump design software which is developed for the purpose of this study and then the volute and suction bodies were designed. The flow analysis of the pump was performed using FLUENT software and the optimum pump geometry was created after dipping into some possible performance improvements. Finally, the pump was manufactured and tested on a hydraulic laboratory of a company to obtain and evaluate the characteristic curves.

Keywords: Double suction pump, radial flow pump, CFD, FEM, potential flow, streamline curvature





TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde rehberliği, desteği ve teşviği için değerli hocam Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca araştırmalarım süresince gerekli verilerin sağlanmasında kolaylık gösteren başta Makine Mühendisi Ahmet Özden ERTÖZ olmak üzere bütün VANSAN çalışanlarına, özellikle kıymetli görüşlerinden yararlandığım ve yakın ilgisini esirgemeyen sayın Makine Yüksek Mühendisi Tunç DEĞER'e sonsuz teşekkürler.

,



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xvii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xxiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xxiv
1.GİRİŞ	1
1.1 Çalışmanın Genel Şeması	1
1.2 Çift Emişli Pompalar Hakkında Genel Bilgiler	1
1.3 Çift Emişli Pompanın Parçaları ve Çalışma Prensibi	3
1.4 Pompaların HAD Analizleri Hakkında Genel Bilgiler	7
2.POMPALARIN HİDROLİK TASARIMI.....	10
2.1 Pompa Tasarımı Hakkında Genel Bilgiler.....	10
2.2 Çarkın Hidrolik Tasarımı.....	11
2.2.1 Hız üçgenleri.....	12
2.2.2 Temel boyutların belirlenmesi	12
2.2.3 Çark meridyenel geometrisinin oluşturulması.....	2

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
2.2.4 Çark kanatlarının tasarımı	23
2.2.5 Akım iplikçiği eğriselliği	24
2.2.6 Salyangoz tasarımı	26
2.2.7 Emme gövdesinin tasarımı.....	36
2.3 Pompanın İmalatı	37
3. POMPANIN HAD ANALİZLERİ	40
3.1 HAD Analizi ve Yazılımı Konusunda Genel Bilgiler	40
3.2 HAD Analizi Adımları.....	43
3.2.1 Akış hacminin oluşturulması	43
3.2.2 Sınır koşullarının tanımlanması	44
3.2.3 Ağ örgüsünün oluşturulması	47
3.2.4 Analiz planı	48
3.2.5 Çark akış analizleri.....	49
3.2.6 Uygun feder pozisyonunun belirlenmesi	55
3.2.7 Zamana bağlı akış analizleri	5

İÇİNDEKİLER (devam)Sayfa

4. MİL SEHİM ANALİZİ	59
5. POMPANIN PERFORMANS TESTLERİ	61
5.1 Performans Testleri.....	61
5.2 Test Ön Hazırlıkları	62
5.3 Test Prosedürü	64
5.4 Test Sonuçları	66
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	67
7. ÖNERİLER.....	70
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	71
ÖZGEÇMİŞ	74
EKLER	



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Özgül hız bandına göre farklı pompa geometrileri.....	2
1.2 Pompanın üç boyutlu montaj resmi	3
1.3 Pompanın temel bileşenleri.	6
2.1 Çark tasarımına ait akış şeması.	10
2.2 Çark meridyenel kesitine ait temel büyüklükler.....	11
2.3 Pompa hız üçgeni.	12
2.4 Cordier diyagramı.....	13
2.5 Çark çıkış çapının tayini	14
2.6 Özgül debi diyagramı	14
2.7 Çark çıkış kesit genişliğinin tayini	15
2.8 Net yük katsayısının tayini	16
2.9 Çark içindeki bağıl akış; noktalı çizgiler kanat uyumlu akışı göstermekte	17
2.10 Kayma faktörü tayini	18
2.11 Giriş ve çıkış kesit alanı oranlarının tayini	19

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.12 Eksenel ve çevresel hız oranının tayini.....	20
2.13 Eş hacimsel debi çizgileri	21
2.14 Tamamlanmış pompa meridyenel kesiti	22
2.15 Eğim açısı tayini	22
2.16 Yarıçapa bağlı olarak çark kesit alanı değişimi	23
2.17 Akım iplikçiği eğriselliği etkisi	25
2.18 Çark meridyenel kesitindeki statik basınç dağılımı.....	26
2.19 Salyangoz tasarımı için akış şeması.....	26
2.20 Özgül hıza bağlı olarak salyangoz içindeki akış hızının değişimi.....	27
2.21 Salyangoz boyutlarının tayini	28
2.22 Salyangoz temel boyutları	30
2.23 Salyangoz geometrisini meydana getiren akış kesitleri	31
2.24 Salyangoz kesit alanı tayini.....	32
2.25 Salyangoz alan ve yarıçap oranının değişimi.....	32
2.26 Salyangoz çevre açısının değişimi	33
2.27 Salyangoz çıkış kesit alanının tayini.....	33
2.28 Salyangoz yarıçapının değişimi	34

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.29 Salyangoz spiralinin boyutları	34
2.30 Salyangozun üç boyutlu geometrisinin oluşturulması.....	35
2.31 Pompa emme gövdesinin kesit alanlarının tayin edilmesi	36
2.32 Tasarımı tamamlanan pompanın üç boyutlu akış geometrisi	37
2.33 Pompa alt gövdesine ait model resimleri.....	38
2.34 Pompa üst gövdesine ait model resimleri.....	38
2.35 Üç boyutlu çark model resmi.	38
2.36 Pompanın imalatına ve montajına ait görseller	39
3.1 HAD analizlerine ait akış diyagramı	40
3.2 Çözüm türbülans modelinin tanımlanması.....	42
3.3 Pompa akış hacminin üç boyutlu geometrisi.....	43
3.4 Akış geometrisinin Design Modeler'a aktarılması.....	44
3.5 Pompa çıkış basıncının tanımlanması.....	45
3.6 Çark dönüş hızının tanımlanması.	45
3.7a HAD analizine durağan duvar sınır koşullarının tayini	46
3.7b HAD analizine ait hareketli duvar sınır koşullarının tayini.....	46
3.8 Pompa bileşenlerinin sayısal ağ örgüsü.....	48

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.9 Çözüm denklemlerinin yakınsama grafiği	49
3.10 Çark çıkış yüzey alanındaki basınç değerinin kütesel ortalamasının grafiği	49
3.11 Çark içindeki akışa ait üç boyutlu akım iplikçikleri	50
3.12a Şaşırtmasız kanat için hız vektörleri	51
3.12b Şaşırtmalı kanat için hız vektörleri	51
3.13a Şaşırtmasız kanat için çark çıkışındaki basınç dağılımları	52
3.13b Şaşırtmalı kanat için çark çıkışındaki basınç dağılımları.....	52
3.14a Şaşırtmasız kanat için toplam basınç gradyenleri.....	52
3.14b Şaşırtmalı kanat için toplam basınç gradyenleri	52
3.15 Hidrolik tepki kuvvetlerinin karşılaştırması	53
3.16a Kuvvet vektörü doğrultusu (Karassik and McGuire, 2012)	53
3.16b Kuvvet vektörü doğrultusu (Mevcut çalışma)	53
3.17a Şaşırtmasız kanat için salyangozdaki basınç dağılımı	54
3.17b Şaşırtmalı kanat için salyangozdaki basınç dağılımı	54
3.18 Üç boyutlu akış çizgileri	54
3.19 Uygun feder pozisyonunun belirlenmesi	55

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.20 Zaman adımlarının belirlenmesine bağlı olarak değişkenlerin çözümü.	56
3.21 Zamana bağlı akış analizi modelinin kurulması	57
3.22 Çark kanat ucundaki akış durma noktasına ait basınç dağılımı.....	57
4.1 Mil sehim analizi sonuçları.....	60
5.1 Performans testlerinin gerçekleştirildiği laboratuvar.....	61
5.2 Pompa ve motor şase montajı şeması.....	63
5.3 Pompa deney şematığı.....	64
5.4 Pompanın deney laboratuvarındaki hatta bağlanması	66
6.1 HAD analizleri ve test sonuçlarının karşılaştırılması	69
6.2 Şaşırtmalı ve şaşırtmasız kanat analizlerinin karşılaştırılması	69



ÇİZELGELER DİZİNİÇizelgeSayfa

3.1 Feder pozisyonuna bağlı olarak teğetsel hız değerleri.....	55
3.2 Ağ örgüsü yoğunluğuna bağlı olarak akış parametrelerinin değişimi	58
5.1 Pompa test sonuçları	66



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ**Kısaltmalar**

CAD	Computer aided design
CAM	Computer aided manufacturing
DN	Diameter nominal
PN	Pressure nominal
ENPYg	Emmedeki gerekli net pozitif yük

1. GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Genel Şeması

Bu tez çalışmasında çift emişli yapıya sahip, ayrılabilir gövdeli, şaşırtmalı kanatlardan meydana gelen radyal tip bir pompanın tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Çalışmada öncelikle pompanın kavramsal tasarımı ele alınmış ve konvansiyonel tasarım yönteminde ikincil akışları önleyecek önemli bir prensip üzerinde durulmuştur. Kavramsal tasarımın tamamlanmasının ardından Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile pompa içerisindeki üç boyutlu akış incelenmiştir. Tasarımın gerekliliklerinin sebep olduğu zamana bağlı değişken etkileri incelemek adına zamana bağlı akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Ardından radyal kuvvetlerin optimizasyonu amacıyla şaşırtmalı kanat yapısı üzerine bir dizi analiz gerçekleştirilmiştir.

Hidrolik tasarımı tamamlanan pompanın Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) ile mekanik analizleri gerçekleştirilmiş ve gerekli düzeltmeler neticesinde tasarım nihai halini almıştır. Tasarımı tamamlanan pompa imal edilmiş ve Vansan firmasının deney laboratuvarında test edilerek performans doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

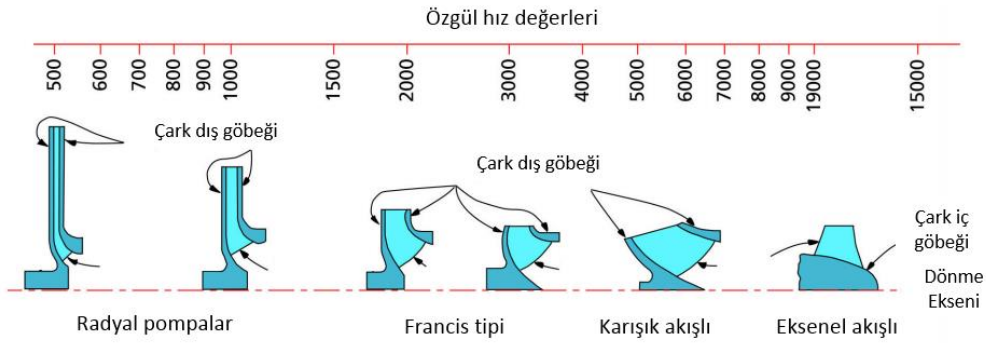
1.2 Çift Emişli Pompalar Hakkında Genel Bilgiler

Pompalar, akışkanı belli bir hacimsel debide belli bir basınç seviyesinde transfer eden makinelerdir. Pompalanan akışkanın cinsine ve farklı basınçlandırma ihtiyaçlarına göre bir çok farklı çeşitte su pompaları bulunmaktadır. Pompa endüstrisinin ilk yıllarında, pompalama işlemi radyal kuvvetlere atfedilirdi. Endüstrinin ilerlemesiyle birlikte bu kapsam genişleyerek yarı eksenel ve eksenel pompaları da ihtiva etmeye başlamıştır. Farklı türdeki pompaların tasarımındaki kriterler çoğunlukla uygulamaya ve mekanik gerekliliklere bağlı olarak değişse de bütün pompalar iki temel bileşene sahiptir: dönme hareketiyle akışkana enerji kazandıran bir çark ve çarkı basınçlanmış olarak terkeden akışkanı çıkış flanşına yönlendiren bir salyangoz gövdesi veya difüzör. Radyal, karışık ve eksenel akışlı olması durumuna göre pompaların çark ve salyangoz yapıları da değişmektedir (Karassik et al., 1986).

Pompalar özgül hızlarına göre sınıflandırılırlar (Şekil 1.1). Boyutsuz özgül hız, Eşitlik 1.1 ile ifade edilir:

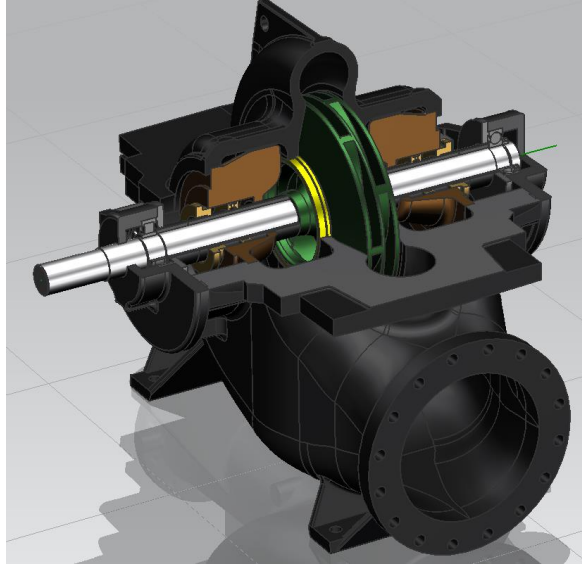
$$N = 51.65 \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{(H)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.1)$$

Burada, n çalışma devrini (rpm), Q hacimsel debiyi (m^3/s) ve H basma yüksekliğini (m) ifade eder. Pompalar özgül hızlarına bağlı olarak radyal, Francis tipi, karışık akışlı ve eksenel olarak adlandırılırlar. Özgül hız bandında 2000'den aşağı özgül hızlara sahip pompalar radyal pompa olarak adlandırılır. Francis tipi pompalar radyal ve karışık akışlı pompaların kesiştiği bölgededir (Lazarkiewicz and Trokolanski, 1965). Karışık akışlı pompaların bulunduğu aralık için literatürde farklı değerler belirtilmektedir. Lazarkiewicz and Trokolanski (1965) ve Dicmas (1987), karışık akışlı pompaları 4000-8000 özgül hız aralığında tanımlanmıştır. Bu özgül hız değerinden yüksek bölgeler ise eksenel akışlı pompaları tanımlar.



Şekil 1.1 Özgül hız bandına göre farklı pompa geometrileri.

Bu tez çalışmasında tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen çift emişli pompa 1450 devir/dakika hızda, 500 l/s debili, 87 metre su sütunu basma yüksekliğine sahip, özgül hızı 1360 olan radyal bir pompadır. Pompa montajına ait üç boyutlu tasarım geometrisi Şekil 1.2'de görülmektedir.



Şekil 1.2. Pompanın üç boyutlu montaj resmi.

1.3 Çift Emişli Pompanın Parçaları ve Çalışma Prensibi

Çift emişli pompalar tarımsal sulamalarda, yüksek debili soğutma suyu uygulamalarında, içme suyu temininde ve yangın sistemlerinde sıklıkla kullanılmaktadır. Elektrik motoru, pompa montajı ve boru hattı montajı olmak üzere toplamda 3 temel bileşenden meydana gelmektedir. Pompa montajı ise Şekil 1.3'te gösterilen ana bileşenlerden meydana gelmektedir.

Pompanın emme ve basma flanşları alt gövdededir, dolayısıyla akışkan alt gövdeden yönlendirilir. Uygulamaya bağlı olarak emme ve basma flanşları aynı eksen üzerinde olabildiği gibi eksenleri ötelenmiş de olabilir. Emme tarafından giren akışkan çarka doğru yönlendirilir ve çarkı basınçlanarak terkettikten sonra salyangoz gövdesine girer ve ardından basma tarafından gövdeyi terkeder. Bu çalışmadaki pompaya ait alt ve üst gövdeler GGG40 malzemeden döküm yöntemiyle üretilmiştir. Pompaya ait flanşların basınç sınıfı belirlenirken, pompanın giriş ve çıkış bölgelerinin maruz kalacağı basınçlar göz önünde bulundurulmalıdır. Bu tez çalışması ile tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen pompanın emme flanşı DN 400 olup PN 16 basınç sınıfına aittir. Basma flanşı ise DN 300 olup PN 16 basınç sınıfına aittir. Emme ve basma tarafını aynı basınç sınıfına göre düzenlenmek zorunluluk değildir ancak genellikle aynı basınç sınıfında olacak şekilde düzenlenirler.

Pompanın sağlıklı bir şekilde çalışabilmesi için aşınma bileziğinin malzemesi, tasarımı ve çark yüzeyi ile arasındaki boşluk dikkatlice belirlenmelidir.

Çalışma esnasında dönme hareketi yapan çark ile sabit olan gövde arasında meydana gelebilecek aşınmaları önlemek amacıyla aşınma bileziği kullanmak zorunludur. Bu aşınmanın nispeten daha ucuz bir parçada meydana gelmesi için gövde ve çark arasına aşınma bileziği konulmuştur. Aşınma bileziği aynı zamanda pompa gövdesi ve çark arasında sızdırmazlık görevi de görür. Pompanın yüksek basınçlı bölgesinden düşük basınçlı bölgesine doğru akışkan transferini minimum mertebede tutabilmek için, aşınma bileziğinin çok az bir boşlukla çalışması gerekmektedir. Hem döküm işleminin kolay olması, hem paslanmaması hem de işlendikten sonra son derece iyi bir yüzey kalitesi elde edilmesi sebebiyle bu çalışmada bronz aşınma bilezikleri kullanılmıştır.

Pompanın en temel bileşeni olan çarkların tasarımı pompa performansı açısından hayati önem taşımaktadır. Çark, bir kama vasıtasıyla mile monte edilir ve elektrik motoru tarafından sağlanan tork ile döner. Döner çark, santrifüj kuvvetlerin etkisiyle akışkanı basınçlandırır. Çift emişli pompaların karakteristik özelliklerinden en önemlisi çarkının akışkanı iki yönden almasıdır. Çark, geometrik olarak birbirinin aynısı, simetrik iki çarkın sırt sırta birleşmesi biçimindedir. Bundan dolayı eksenel yükler dengededir ve eksenel yatakların boyutları da bu sayede küçülmektedir. Bu tip pompalarda çark akışkanla temas ettiğinden yabancı maddeler ihtiva eden akışkanların transferinin gerçekleştirilmesi uygun değildir. Çift emişli çark yapısı sayesinde yüksek emme kabiliyetine sahip olan bu tarz pompalarda emmedeki gerekli net pozitif yük daha düşüktür ve kavitasyon riski çok azdır. Çarkın özgül hızı hesaplanırken, hacimsel debinin yarısı göz önünde bulundurulur ve debinin yarısı için özgül hız hesaplanır.

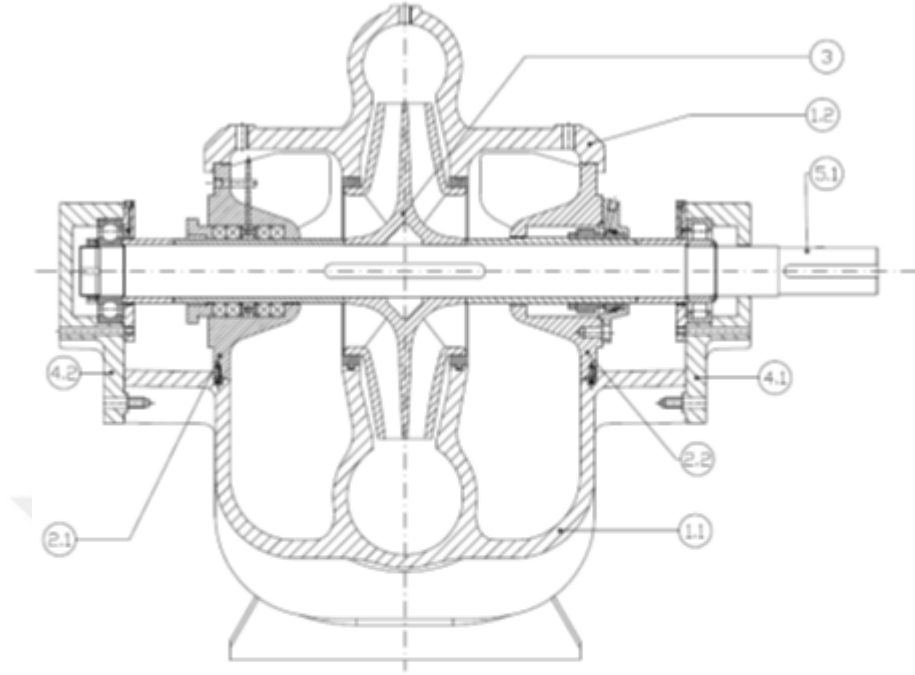
Pompa üzerindeki eksenel yüklerin dengede olabilmesi için akışın çarkın iki yönüne de eşit miktarda girebilmesi ve en önemlisi akışkanın çark giriş yüzeyine dik bir hız vektörüne sahip olması gerekir. Başka bir ifade ile çark girişinde akışkanın olabildiğince küçük teğetsel hızlara sahip olması, mümkünse tamamen eksenel hıza sahip bir şekilde yönlenmesi gerekmektedir. Ancak pompanın emme eksenini ile çarkın dönme eksenini birbirine dik olduğundan, emme hattında ilerleyen akışkanın çarka giriş yapabilmesi için dönüş gerçekleştirmesi gerekmektedir. Bu da akışkanın çark girişinde üniform bir hız profiline sahip olmasını engellemektedir. Bu durumu önlemek amacıyla çark girişinden az ötede, salmastra yatağı ile yekpare olan bir feder geometrisi ilave edilmelidir. Böylelikle emme tarafından çarka doğru yönelen akışkanın bir kısmı federin altından, bir kısmı da federin üstünden dönerek çarka doğru yönelir ve girişteki olası girdaplar önlenmiş olur.

Salmastralar, pompaların sızdırmazlık ekipmanlarıdır. Pompanın bastığı akışkanın pompa gövdesi ile dönme hareketi gerçekleştiren mil arasında bulunan boşluktan sızmasını kontrol etmek ve aynı zamanda dış ortamdan pompa içine hava emilmesini önlemek amacıyla kullanılırlar. Pompa uygulamalarında yumuşak salmastra ve mekanik salmastra olmak üzere iki çeşit salmastra kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında tasarlanan çift emişli pompa iki farklı türde salmastra uygulamasıyla çalışmaya uygun bir yapıya sahiptir. Her iki durumda da milin ısınmasını önlemek, aşınmayı azaltmak ve yağlamayı sağlamak amacıyla pompa gövdesi üzerinden gerçekleştirilen boru bağlantıları ile salmastra bölgesine basınçlı akışkan aktarılır. Eğer pompa derinden emiş yapmakta ise emme bölgesindeki basınç dış ortamdaki atmosfer basıncından daha düşük olabilir. Bu durumda salmastra bölgesine sevk edilen basınçlı akışkan, dış ortamdaki havanın pompa içerisine girmesini önler (Şen, 2003).

Pompa mili, tahrik motoru tarafından iletilen gücü çarka aktaran elemandır. Pompa milinin çalışabilmesi için rulmanlar tarafından yataklanması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında imalatı gerçekleştirilen pompaya ait mil, AISI 420 malzemeden imal edilmiştir. Milin akışkanla temas etmesini önlemek amacıyla boydan boya paslanmaz çelik burçlar kullanılmıştır. Mil, salmastra ve rulman ile temas halinde olduğu bölgelerde aşınır. Bu sebeple bu bölgede görece maliyeti daha düşük olan burçlar kullanılır ve mil yerine bu burçların aşınması istenir.

Ayrılabilir gövdeli yapıdaki çift emişli pompaların avantajları şöyle sıralanabilir:

1. Ayrılabilir gövdeli yapıda olması sebebiyle pompanın döner elemanlarına müdahale edilmek istendiğinde üst gövde ayrılabilir ve alt gövde boru hattından sökülmeden bakım işlemleri gerçekleştirilebilir.
2. Pompa mili iki yatak arasında çalıştığı için mil deformasyonu daha az olmaktadır.
3. Akışkan debisinin yüksek olması durumunda pompanın içerisindeki akışkanın hızının artmasına bağlı olarak basıncı düşmektedir. Pompanın özellikle emiş bölgesindeki akışkan basıncının buharlaşma basıncının altında bir seviyeye düşmesi durumunda kavitasyon meydana gelebilmektedir. Çift emişli pompalarda akışkan debisi yarıya indirildiği için kavitasyon olayı engellenmiş olur.



PARÇA NO.	ANA PARÇALAR	ADET
1.1	ALT GÖVDE	1
1.2	ÜST GÖVDE	1
2.1	YUMUŞAK SALMASTRA YATAĞI	2
2.2	MEKANİK SALMASTRA YATAĞI	2
3	ÇARK	1
4.1	KAPLIN TARAĞI YATAĞI	1
4.2	YATAK	1
5.1	MİL	1

Şekil 1.3. Pompanın temel bileşenleri.

4. Sırt sırta yerleşmiş simetrik kanat geometrisi sebebiyle aksel yükler ihmal edilebilecek mertebededir.
5. Hidrolik kuvvetlerin az olması sebebiyle dengeleme mekanizmalarına ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu sebeple dengeleme mekanizmalarının sebep olacağı verim azalmaları önlenmektedir.

Avantajlarının yanı sıra çift emişli ayrılabilir gövdeli yapıdaki pompaların bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlar şöyle sıralanabilir:

1. Bağlantı flanşlarının büyük olması sebebiyle bu tipteki pompaların ağırlıkları genelde fazladır.
2. Özellikle yüksek basınçlı uygulamalarda bu tipteki pompaların maliyetleri uçtan emmeli pompalara göre daha fazladır.
3. Çift emişli pompalar, uçtan emmeli pompalara göre daha düşük ENPYg (Emmedeki gerekli net pozitif yük) değerlerine sahip olsa da, boydan boya mil kullanılması sebebiyle çark göbek çapı artmakta ve net çark giriş alanı daralmaktadır. Bu nedenle çark girişinde akışkan hızı ve dolayısıyla emme enerjisi daha fazla olmaktadır.
4. Kritik hız önlemleri sebebiyle yataklar arası mesafe kısa tutulmak zorundadır. Bu pompa giriş kesitlerinin daralmasına ve akışkanın keskin dönüşlerle çark girişine yönelmesine sebep olmaktadır. Bu da ENPYg marjininin yükselmesine sebep olmaktadır.
5. Uçtan emişli pompalarda bir adet sızdırmazlık elemanı bulunurken çift emişli pompalarda iki adet sızdırmazlık elemanı bulunmak zorundadır. Bu hem ilk maliyetleri arttırmakta hem de mekanik salmastra kullanılması durumunda bakım maliyetlerinin artmasına sebep olmaktadır.
6. Alt ve üst olmak üzere iki gövdeden oluşan çift emişli pompalarda kullanılan contalar bağlantı noktalarında gövde yüzeylerinin eşleşmemesi problemine sebep olabilir.

1.4 Pompaların HAD Analizleri Hakkında Genel Bilgiler

HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) alanındaki bilinen ilk kapsamlı çalışma, Kopal (1947) tarafından gerçekleştirilmiştir. Kopal, keskin koniler üzerindeki süpersonik akışları incelemiş ve diferansiyel denklemleri HAD yardımı ile çözüme ulaştırmıştır. Bu çözümler Massachusetts Teknoloji Enstitüsü'ndeki basit bir dijital bilgisayar ile gerçekleştirilmiştir. Ancak HAD çözümlerinin ilk jenerasyonu 1950-1960 yılları arasında, yüksek hızlı bilgisayarların ortaya çıkmaya başlamasıyla oluşmuştur. Bu dönemlerde basit geometrilerde dahi analitik çözümleri elde etmenin güç olduğu fenomenler ilk kez nümerik analizlerle çözüme ulaştırılmıştır. Bu çalışmalardan en bilinenleri Fay and Ridded'in (1958) ve

Blottner'in (1964a, 1964b) sınır tabaka çözümleri, Hall et al.'ın (1962) invizid akış çözümleri idi.

Nümerik yöntemlerin turbomakinelere uygulanışı ise 1940'larda başlamıştır. Bu tarihten önce turbomakine tasarımları büyük ölçüde deneylere dayanmaktaydı. Kanattan-kanada, iç halkadan-dış halkaya tanımlamaları ilk kez Wu (1951) tarafından ortaya konulmuştur. Wu'nun ortaya koyduğu bu yeni bakış açısı, 1980'li yıllarda ilk defa bütünüyle üç boyutlu nümerik çözüm metodları ortaya çıkana dek birçok araştırmacı tarafından sıklıkla kullanılmıştır (Denton and Dawes 1998). 1900'lü yılların sonlarına doğru, pompalar, su türbinleri ve kompresörlerde "Inverse Design" adı verilen yenilikçi tasarım yöntemleri üzerine çalışmalar gerçekleştirilmeye başlandı ve böylelikle oldukça verimli turbomakine tasarımları orta konuldu. 2000 yılından itibaren, Inverse Design yöntemi HAD ile bütünleşerek kapsamlı bir nümerik optimizasyon yöntemi halini almıştır (Goto, 2016).

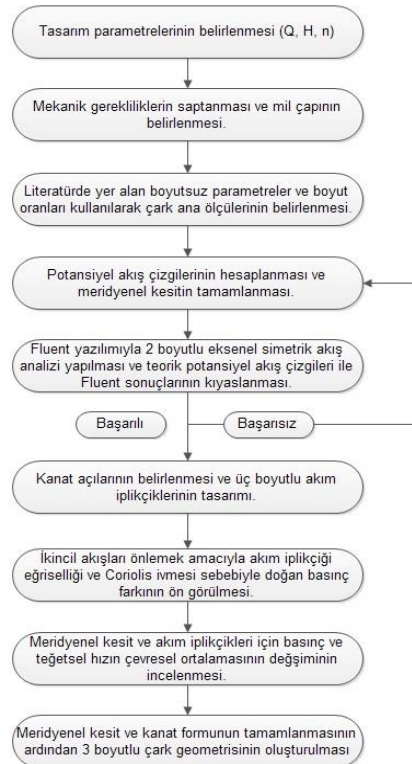
Pompaların tasarım süreçlerinde HAD kullanılmasındaki öncelikli amaç pompa karakteristiklerini ortaya koymaktır. HAD kullanılarak pompa simülasyonlarının gerçekleştirilmesinde iki ana yöntem vardır. Bunlardan ilki, sabit hal çözümüdür. Bu yöntemde referans çerçevesi değişir fakat bileşenlerin birbirlerine göre bağıl oryantasyonu sabittir. Çark ve salyangoz olmak üzere biri hareketli, diğeri sabit olan iki referans çerçevesi çözüm süresi boyunca sabit bağıl pozisyona sahip olacak biçimde bir araya gelir (Remaki et al., 2017). Bu yöntemin iki önemli dezavantajı vardır. Birincisi, akış ilgi alanındaki zamana bağılı değişkenleri incelemek mümkün değildir. İkincisi, zamana bağılı akış modellemesinde akışın dönen ve sabit bileşenler arası geçişlerinde meydana gelen kayıpları kontrol etmek mümkün değildir (Remaki et al., 2017; Muggli et al., 2002). Pompaların HAD analizlerinde kullanılan ikinci ana yöntem ise zamana bağılı rotor-stator modellemesidir. Bu modelleme yönteminde, çark içerisindeki akış zamana bağılı dönen bir referans çerçevesinde çözümlenir ve çark ile salyangoz arayüzü her zaman adımında güncellenir. Zaman adımı, çarkın dönüş hızına bağılı olarak belirlenmektedir (Hirsch, 1994; Majidi, 2005). Ancak zamana bağılı akış analizlerinde çözüm süreleri oldukça uzundur. Literatürde bu iki yöntemin eş zamanlı olarak kullanıldığı bir çok çalışma mevcuttur (Meakhail and Park, 2005). Çoğunlukla, öncelikle pompa içindeki akışı anlayabilmek için stabil analiz gerçekleştirilmekte ve ardından detaylı incelemeler zamana bağılı analizler gerçekleştirilerek değerlendirilmektedir (Shi and Tsukamoto, 2001).

Pompalarda HAD analizlerinin kullanılmasının bir diğer önemli nedeni de hidrolik verimlerin artırılmasına yönelik değişiklikleri test etmektir. Bir pompanın hidrolik verimini arttırabilmek için sınır koşullarının doğru bir şekilde tanımlandığı, uygun ağ örgüsünün oluşturulduğu, uygun türbülans modelinin seçildiği ve doğru çözüm metodunun kullanıldığı bir süreç yaratmak gerekmektedir. Pompanın giriş ve çıkış yüzeyleri için tanımlanabilecek farklı sınır koşulları bulunmaktadır (Meakhail and Park, 2005). Nümerik istikrar sebebiyle pompa girişinden önce ve çıkışından sonra iki hacim daha ilave edilir, giriş ve çıkış koşulları bu hacimler üzerinden tanımlanır (Khelladi et al., 2005). Böylelikle çark girişinde akışın üniform olduğu ve yalnızca eksenel hız bileşenine sahip olduğu basitleştirmesi yerine gerçek test koşullarına daha yakın bir modelleme gerçekleştirilmiş olunur. Çözüm bölgesi için oluşturulan yapısal ağı meydana getiren elemanların sayısı analizler için oldukça önem arz etmektedir ve sonuçları etkilemektedir. Ticari HAD yazılımlarında meydana getirilen ağ örgüsündeki eleman sayısı, kullanılan bilgisayarın hafıza kapasitesi ile ilişkilidir. Stabil, yani zamana bağlı olmayan analizlerde, problemin ağ yapısından bağımsızlığının sağlandığı limit eleman sayısı elde edilebilir. Bu çalışmaların çıktıları gösterdi ki bütün pompa bileşenlerinin ağ yapısı toplamda 3 milyon civarı eleman ile modellendiğinde, gerçek zamanlı test sonuçlarıyla eşleşen bulgular elde edilebilmektedir.

2. POMPANIN HİDROLİK TASARIMI

2.1 Pompa Tasarımı Hakkında Genel Bilgiler

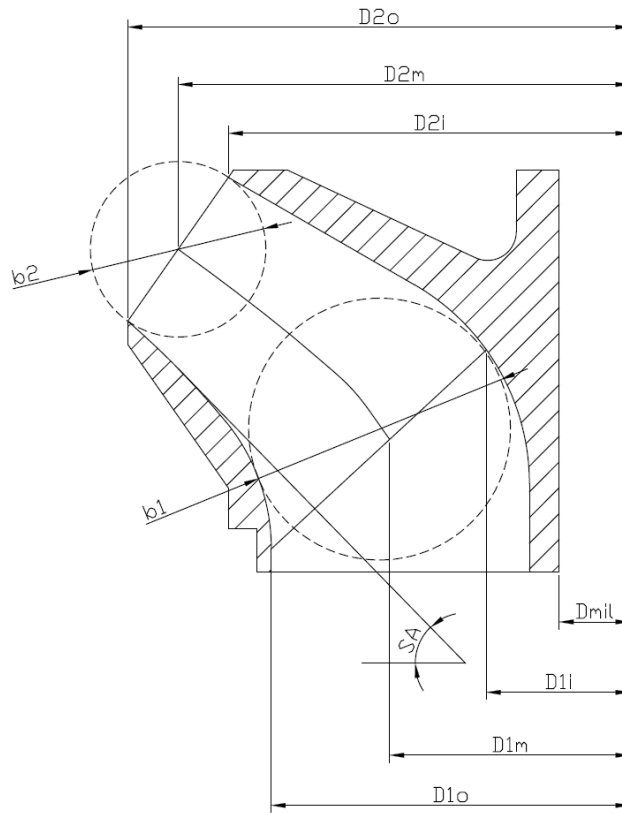
Bu çalışmada tasarımı yapılan pompa çift emişli yapıya sahiptir. Emme ve basmanın gerçekleştirildiği bir gövde, çark ve salyangoz olmak üzere üç temel bileşenin tasarımı olarak ele alınmıştır. Bu bileşenlerin tasarımında literatürdeki pompa tasarım prosedürlerinden, deneysel verilerden ve daha önce yapılmış kapsamlı çalışmalar neticesinde ortaya konan bir takım boyutsal oranlardan faydalanılmıştır. Pompa içindeki karmaşık 3 boyutlu akışı teorik olarak çözümleyebilmek çok zor olduğu için pompa tasarımı büyük ölçüde bir deneme yanılma prosedürü şeklinde ilerler. Çark kesit tasarımı, çark içindeki meridyenel hız dağılımı prensibi göz önünde bulundurularak gerçekleştirilir. Ardından üç boyutta hız üçgenleri metoduyla kanat formu elde edilir. Başlangıçta ortaya konan kavramsal tasarım, HAD analizlerinden elde edilen verilerin değerlendirilmesiyle tekrar gözden geçirilir ve tasarımcının ön gördüğü değişikliklerin adapte edilmesiyle nihai pompa geometrisi elde edilir. Çark tasarımına ait akış şeması Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Çark tasarımına ait akış şeması.

2.2 Çarkın Hidrolik Tasarımı

Pompa kavramsal tasarımı, birbiriyle ilişkili birçok parametrenin göz önünde bulundurulmasını gerektirmektedir. Bu çalışmada öncelikle literatürden elde edilen veriler neticesinde bir ön tasarım çalışması gerçekleştirilmiş, ardından tasarım süreci ilerledikçe bu tasarım sürekli gözden geçirilip gerekli değişiklikler yapılmıştır. Çark tasarımının ilk aşaması, çark meridyenel kesidinin meydana getirilmesidir. Öncelikle pompanın hidrolik gereklilikleri göz önünde bulundurularak çark içinde üniform bir akış elde edilmesini sağlayacak bir meridyenel kesit tasarımı gerçekleştirilir. Pompa çarkının meridyenel kesidi ve temel ölçülerin isimlendirilmesi Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu ölçülendirmeler çarkın göbekteki ölçüleri için “h” indisi, dış akım iplikçiğindeki ölçüleri için “o” indisi ve iç akım iplikçiğindeki ölçüleri için “i” indisi ile belirtilmiştir. “1” indisi ile belirtilen değerler çark girişindeki ölçüleri, “2” indisi ile belirtilen değerler çark çıkışındaki ölçüleri ifade etmektedir. Tasarımın ikinci aşaması, çark meridyenel kesidine uyumlu üç boyutlu akım iplikçiklerinin tayin edilmesidir. Son olarak bu akım iplikçikleri yardımıyla üç boyutlu kanat profili elde edilir ve nihai çark profili meydana getirilmiş olur.



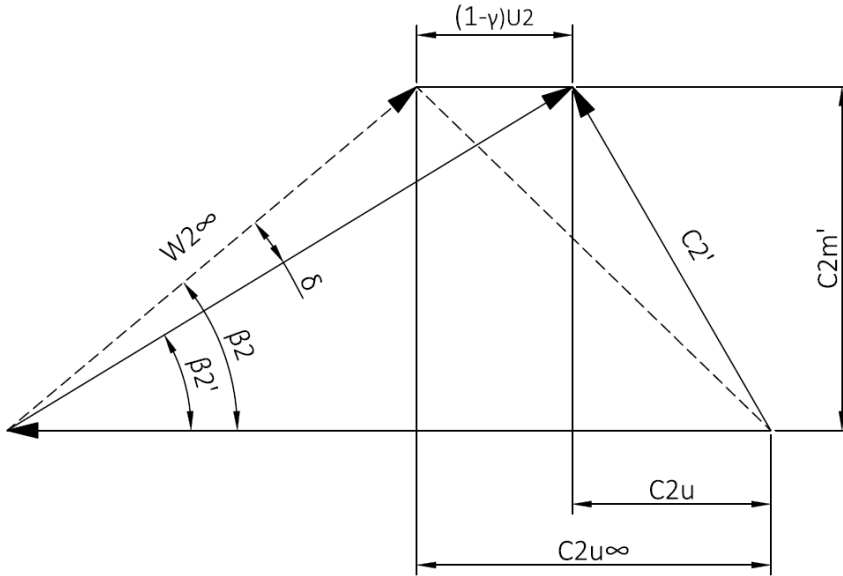
Şekil 2.2. Çark meridyenel kesidine ait temel büyüklükler.

2.2.1 Hız üçgenleri

Çark içindeki akış tanımlanırken, hız üçgenleri kullanılır ve akışkanın hareketi çarkın dönme hareketi göz önünde bulundurularak ifade edilir. Mutlak hız c , akışkanın sabit referans çerçevesine göre olan hızını ifade eder ve çevresel hız (u) ile akışkanın çarka göre bağıl hızının (w) toplamına eşittir (Eşitlik 2.1).

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.1)$$

Bu hızlar vektörel halde ifade edildiğinde bir üçgen meydana getirirler ve 1 ve 2 alt indisleri ile birlikte kullanılırlar. 1 indisi çark girişi, 2 indisi ise çark çıkışı ile ilgili hızları belirtir. Bu hız üçgeni Şekil 2.3'te görülebilir. α ve β sırasıyla mutlak ve bağıl hız açılarını ifade eder. Çark girişinde genellikle akışkanın yalnızca eksenel hız bileşenine sahip olduğu varsayımı yapılır ve bu sebeple $\alpha_1 = 90^\circ$ kabul edilir.



Şekil 2.3. Pompa hız üçgeni.

2.2.2 Temel boyutların belirlenmesi

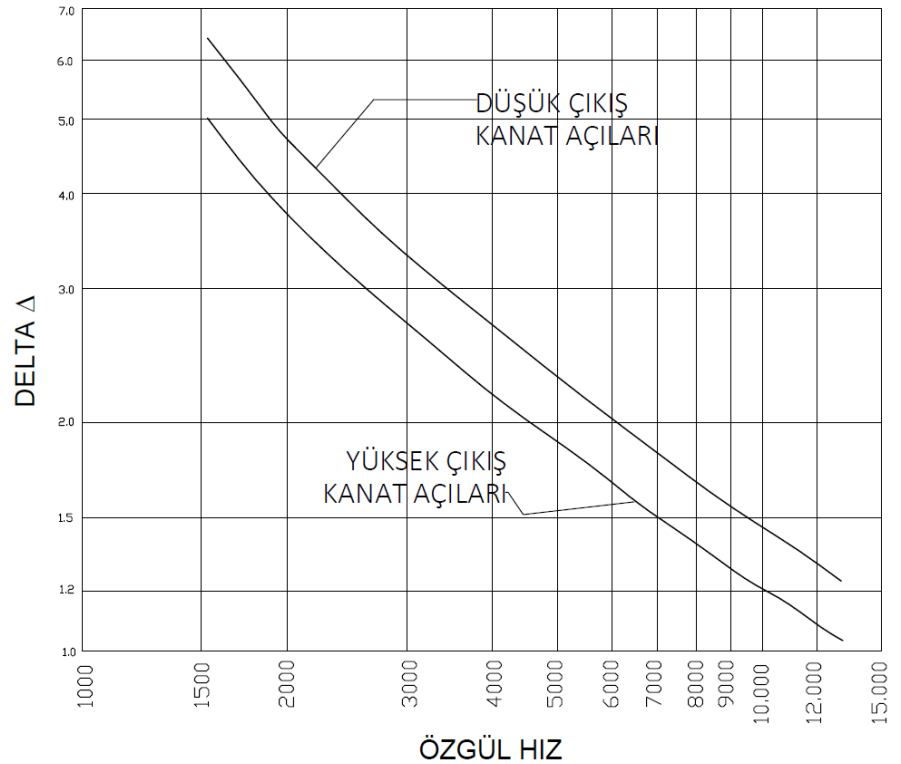
Çarkın meridyenel kesidi, pompanın özgül hızıyla doğrudan ilişkilidir. Bu sebeple çark tasarımına başlamadan önce pompanın boyutsuz özgül hızı hesaplanmalıdır. Özgül hız hesaplanırken pompanın çalışma noktasındaki değerleri göz önünde bulundurulur. Tasarımı yapılan pompanın hacimsel debisi 500 l/s,

basma yüksekliği 87 metre su sütunu ve devri 1450 devir/dakikadır. Dolayısıyla pompanın özgül hızı 1360 olmaktadır.

Tasarımın ilk aşamasında pompanın özgül hızı ile özgül çap arasındaki ilişkiyi ifade eden Cordier diyagramından pompanın özgül hızına karşılık gelen özgül çap değeri bulunur. Bu diyagram ile ilgili teorik detaylar Csanady'de (1964) bulunabilir. Benzerlik yasaları yardımıyla özgül çap için Eşitlik 2.2 kullanılabilir:

$$\Delta = \frac{(gH)^{0.25} D_{2m}}{Q^{0.5}} \quad (2.2)$$

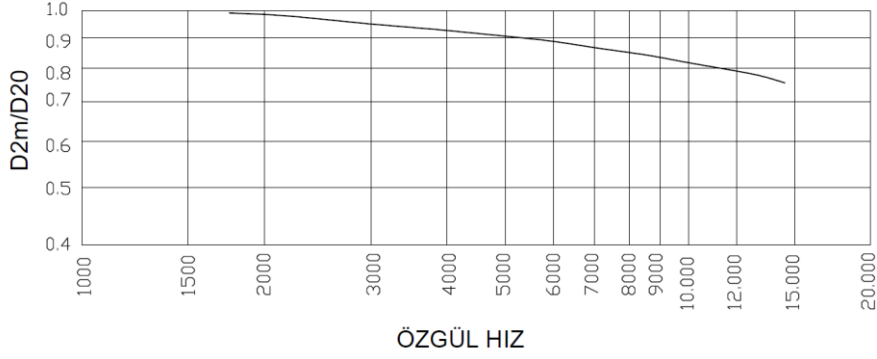
Burada D_{2m} , çarkın çıkışının ortalama çapını ifade etmektedir. Bilinen özgül hız değeri için Cordier diyagramından Δ değeri okunur ve Eşitlik 2.2 yardımıyla çarkın ortalama dış çapı hesaplanır. Şekil 2.4'teki Cordier diyagramında özgül çap değerleri çark çıkış açısının değişimine göre belirli bir aralıkta sınırlandırılmıştır. Tasarımın ilk aşamasında ortalama bir değer seçilebilir. D_{2m} , geometri prensiplerinden yola çıkarak Eşitlik 2.3 ile tanımlanır.



Şekil 2.4. Cordier diyagramı (Dicmas, 1987).

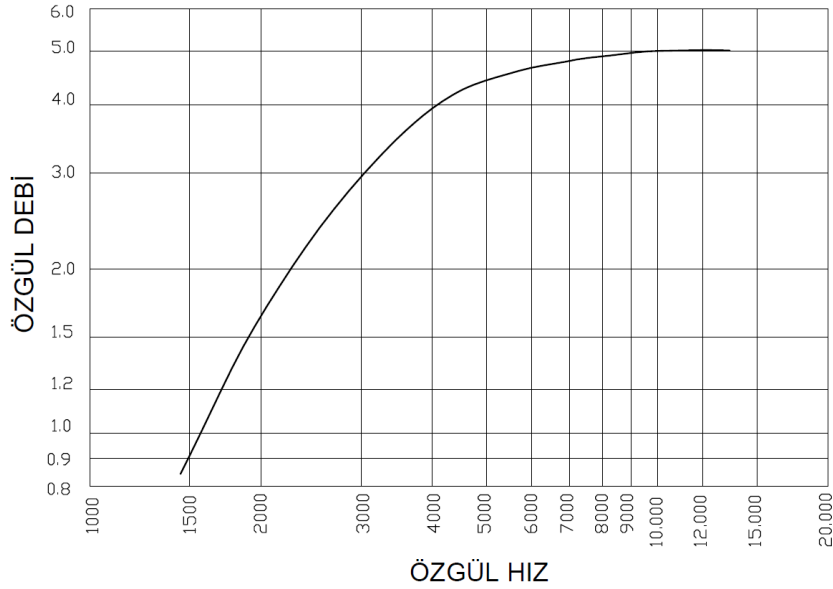
$$D_{2m} = \left(\frac{D_{2o}^2 + D_{2i}^2}{2} \right)^{0.50} \quad (2.3)$$

Şekil 2.5 kullanılarak çark çıkışındaki ortalama çapın dış akım çapına oranı belirlenir ve ardından Eşitlik 2.3 kullanılarak çark çıkış çapları için başlangıç değerleri belirlenir.



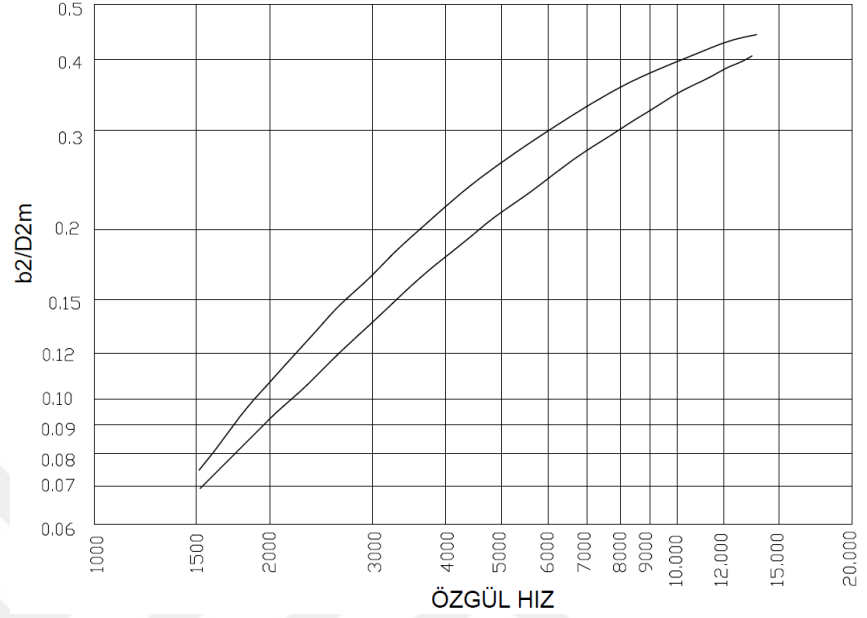
Şekil 2.5. Çark çıkış çapının tayini (Dicmas, 1987).

Bu değerler kullanılarak, daha sonra çıkış kanat açısı hesaplamada kullanılacak önemli bir parametre olan özgül debi değeri hesaplanır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Özgül debi diyagramı (Dicmas, 1987).

Şekil 2.7, b_2/D_{2m} oranının özgül hızla ilişkisini göstermektedir. Burada b_2 , çark çıkışındaki akış kesitinin yüksekliğini belirtmektedir. Özgül hız ve D_{2m} bilindiğinden b_2 ölçüsü elde edilir.



Şekil 2.7. Çark çıkış kesit genişliğinin tayini (Dicmas, 1987).

Çark çıkışında meridyenel kesite dik akış alanı (A_2) ve çark çıkışındaki akışkan hızı (C_{m2}) Eşitlik 2.4 ile hesaplanabilir:

$$A_2 = \pi b_2 \frac{D_{2o} + D_{2i}}{2} \quad (2.3)$$

Bu ifade Eşitlik 2.5'deki gibi de yazılabilir:

$$A_2 = \pi b_2 D_{2ort} \quad (2.4)$$

Burada;

$$D_{2ort} = \frac{D_{2o} + D_{2i}}{2} \quad (2.5)$$

D_{2i} ve D_{2ort} henüz bilinmediğinden, D_{2ort} yerine D_{2m} değeri yazılarak ilk iterasyon gerçekleştirilir. Düşük ve orta özgül hızlardaki pompalarda ikisi arasındaki fark %1-2 civarında olmakta birlikte ihmal edilebilir. Ancak karışık akışlı pompalarda ve yüksek hızlı pompalarda bu fark %7 mertebesine kadar

yükselebilir. Bu nedenle D_{2i} belirlendikten sonra bir düzeltme yapılması gerekmektedir. C_{m2} değeri Eşitlik 2.7 ile elde edilir:

$$C_{m2} = \frac{Q}{\pi b_2 D_{2m}} \quad (2.6)$$

Ardından ortalama çıkış çapı kullanılarak çarkın çıkışındaki uç kısmının çevresel hızı, U_{2m} , hesaplanır (Eşitlik 2.8).

$$U_{2m} = D_{2m} N \quad (2.7)$$

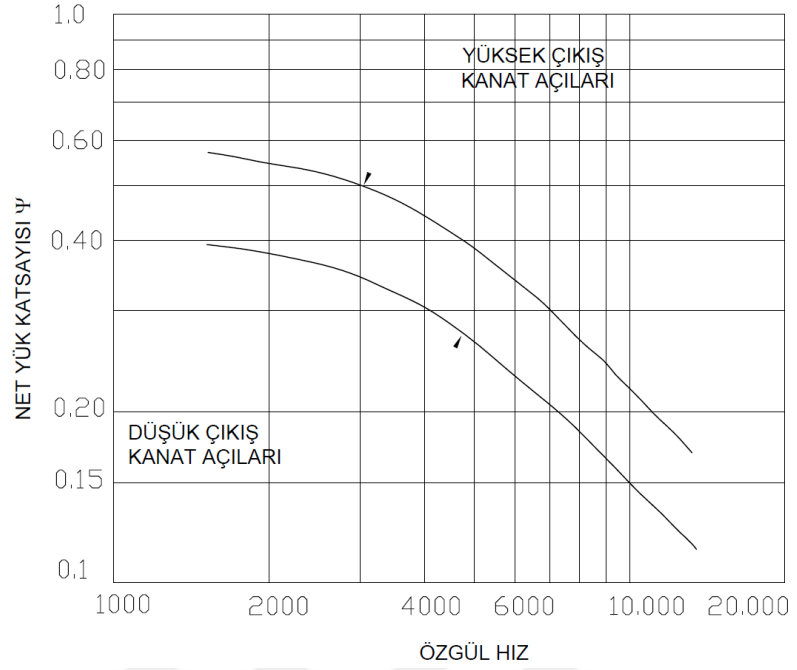
Çevresel hız hesaplandıktan sonra debi katsayısı, ϕ , Eşitlik 2.9 yardımıyla bulunur:

$$\phi = \frac{C_{m2}}{U_{2m}} \quad (2.8)$$

Öte yandan net yük katsayısı, özgül net yük olarak da bilinir, Eşitlik 2.10 ile hesaplanır:

$$\psi = \frac{gH}{U_{2m}^2} \quad (2.9)$$

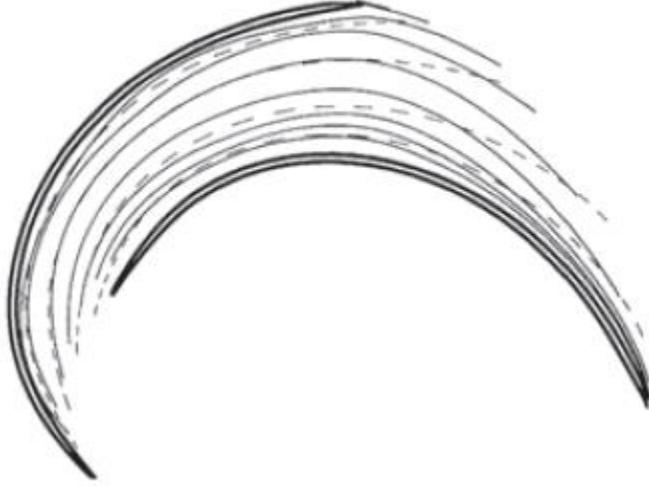
Hesaplanan net yük katsayısı değeri Şekil 2.8'den elde edilen net yük katsayısı ile karşılaştırılır. İki eğri arasındaki değerler optimum bir tasarım için normal kabul edilir.



Şekil 2.8. Net yük katsayısının tayini (Dicmas, 1987).

Pompalarda ve türbinlerde bugün hala birkaç istisna dışında hesaplamalar sonsuz kanat varsayımına ve kanat uyumlu akış esasına dayanarak yapılmaktadır. Bu yöntemle elde edilen sonuçlar türbinlerde çoğu zaman önemli düzeltmeler yapılmadan kullanılabilir de aynı durum pompalar için geçerli değildir (Gulich, 2010). Bu yöntemle hesaplanan bir pompa gerekenden çok küçük bir özgül kanat enerjisine yani beklenenden daha düşük bir net yüke sahip olacağı için, istenen net yükü sağlaması olanak dışıdır. Kanatlar arasında sonlu bir açıklık bulunması önemli bir fark yaratmaktadır. Bu sonlu açıklık sebebiyle kanatlar arasındaki akış, varsayılan kanat uyumlu akışa benzememektedir. Dolayısıyla bağıl hızın yönü hesaplanan kanat açısıyla uyuşmamaktadır. Pompa içindeki üç boyutlu akışı basit yöntemlerle irdelemek mümkün olmadığından deneysel ve ampirik verilerden faydalanılır. Bu durumu ön görmek adına kayma faktörü adı verilen bir düzeltme kullanılır (Pfleiderer, 1961). Kayma faktörü ve çıkış kanat açısını hesaplamakta Stepanoff'a (1965) ait esas diyagram kullanılır.

Çark çıkışında hız üçgeni, sonlu kanat etkisi sebebiyle bir miktar kayar ve çıkış kanat açısı hesaplanandan daha küçük olur (Bkz. Şekil 2.3). Bu durum, özellikle çark çıkışında, iki çark arası mesafenin en fazla olduğu üçgensel bölgede meydana gelir. Şekil 2.9'daki akım iplikçiklerinde bu durum belirgin bir biçimde görülmektedir.



Şekil 2.9. Çark içindeki bağıl akış; noktalı çizgiler kanat uyumlu akışı göstermekte. (Gulich, 2010)

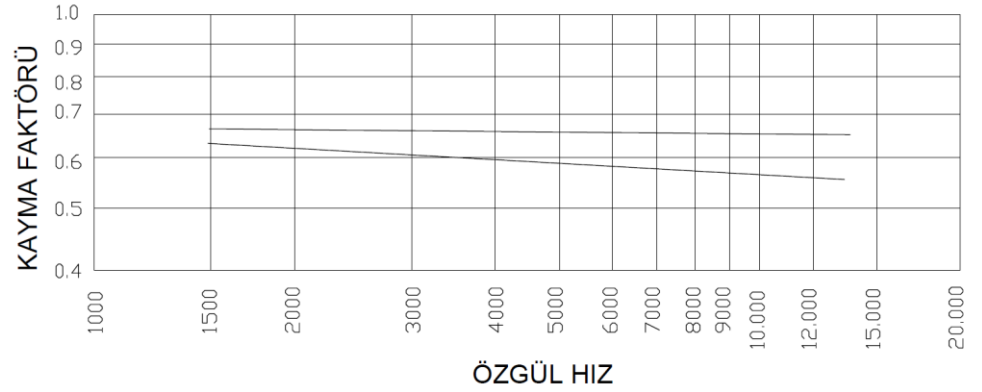
Kayma faktörü Gulich (2010) ve Tuzson (2000) tarafından $(1-\gamma)$ ifadesiyle belirtilir. Yani $\gamma=1.0$ olduğu durumda kanat uyumlu akış elde edilmiş demektir. γ değeri küçüldükçe kanat açısı ile akış açısı arasında ciddi bir sapma var demektir.

Kayma faktörü için en doğru sonuçların elde edildiği eşitlik önce Busemann (1928) tarafından ortaya konulmuş ve ardından Wiesner (1967) tarafından yeniden düzenlenmiştir. Wiesner, Eşitlik 2.11 ile kayma faktöründe %4 civarında bir standard sapma yakalamayı başarabilmiştir (Gulich, 2010).

$$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.70}} \right) \quad (2.10)$$

Burada β_2 çark çıkış açısını, z kanat sayısını ve f_1 ise Wiesner'in farklı özgül hızlar için belirlediği bir faktörünü ifade etmektedir. Kayma faktörünü göz önünde bulundurduğumuzda, hesaplanan çıkış kanat hızlarının sonlu kanat etkisi sebebiyle bir miktar daha az olacağını bilmemiz gerekir. Bu durumda hız üçgeninde üzeri tek tırnak (') ile gösterilen hızlar, kayma faktörü göz önünde bulundurulmuş haldeki akış hızlarıdır. Bu çalışmada Stepanoff'un (1965) gerçekleştirdiği kapsamlı laboratuvar testlerinin ardından yayınlamış olduğu kayma faktörü diyagramının Dicmas (1987) tarafından çark kanat açısı seçimi için adapte edilen halinden faydalanılmıştır. Tasarım için uygun kayma faktörü değeri Şekil 2.10 ile seçilmiş ve ardından Cordier diagramı kullanılarak çark çıkış kanat açısı belirlenmiştir. Bu grafiklerin kullanımında daha önceden hesaplanan debi ve net yük katsayılarından

da faydalanılır. Kayma faktörünün seçiminde daha önceki tasarımlardan edilen tecrübelerden de faydalanılabilir.



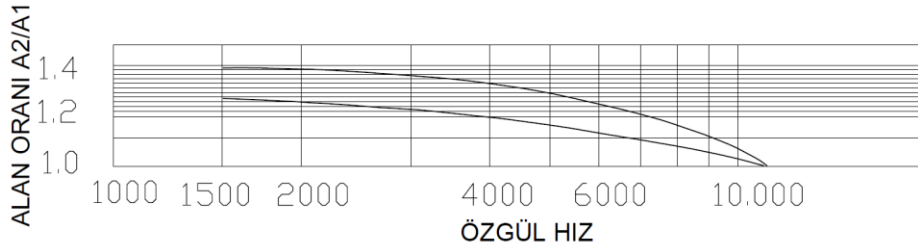
Şekil 2.10. Kayma faktörü tayini (Dicmas, 1987).

Henüz kanat planı ortaya çıkmadan çarkın ideal göbek ölçülerinin ne olacağını önceden kestirmek mümkün değildir ancak tasarıma devam edebilmek için bu ölçüler bir takım yöntemlerle tahmin edilmeli ve ardından deneme yanılma yoluyla uygun değerler elde edilmelidir. Wislicenus'un (1965) bu konuda yayınlamış olduğu denklem Dicmass (1987) tarafından daha sade bir hale getirilmiş ve Eşitlik 2.12 ile ifade edilmiştir:

$$ENPYg = \frac{1.1c_{m1}^2}{2g} + \frac{C_b u_{10}^2}{2g} \quad (2.11)$$

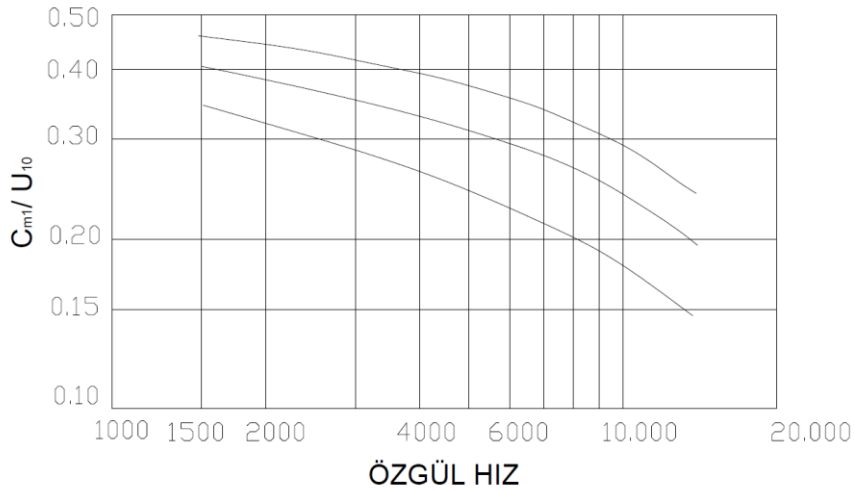
Burada C_{m1} çark girişindeki meridyenel hız veya giriş göbek hızı, C_b kanat uç katsayısı, U_{10} ise giriş D_{10} çapındaki kanat uç hızıdır. Eşitlik 2.12'deki değişkenler uygun bir ENPYg değeri elde edilecek şekilde seçilmelidir. Eğer yeni bir çark yapılıyorsa bu, C_b katsayısının çözülmesi anlamına gelmektedir. Ardından bu katsayı yardımıyla giriş kanat açısı β_{10} hesaplanır. Daha sonra Şekil 2.11 ile belirlenen alan oranı kullanılarak giriş meridyenel hızı Eşitlik 2.13 ile elde edilir:

$$c_{m1} = c_{m2} \frac{A_2}{A_1} \quad (2.12)$$



Şekil 2.11. Giriş ve çıkış kesit alanı oranlarının tayini (Dicmas, 1987).

Burada A_1 , göbekteki akış hızı C_{m1} 'e dik akış kesit alanını ifade etmektedir. Bu yolla elde edilen C_{m1} kullanılarak Şekil 2.12'den U_{10} , yani çark girişinde dış akım iplikçiğindeki çevresel hız belirlenir. Bu grafik, D_{10} ve U_{10} sabit olduğundan, aynı difüzör için tasarlanabilecek çok sayıda çark için C_{m1}/U_{10} oranını göstermektedir. Düşük ENPYg değeri hedeflenerek tasarlan çarklarda düşük C_{m1}/U_{10} değerleri kullanılırken, yüksek verimli çarklar hedeflendiğinde genellikle ortalama değerler kullanılır.



Şekil 2.12. Eksenel ve çevresel hız oranının tayini (Dicmas, 1987).

ENPYg değeri ve belirlenen C_{m1} , U_{10} değerleri kullanılarak Eşitlik (2.12) ile kanat uç katsayısı hesaplanır. Ardından çark giriş kanat açısı belirlenir.

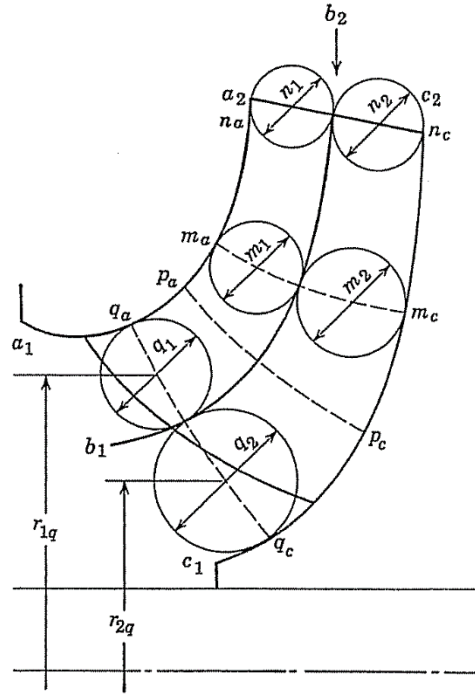
2.2.3 Çark meridyonel geometrisinin oluşturulması

Bir turbomakine içerisindeki akışın yapısı net yük, verim ve kavitasyon gibi parametrelerin tamamını etkilemektedir. Bu sebeple pompa içerisindeki akışın tam olarak modellenmesi önemlidir. Önceki bölümlerde irdelenen 1 boyutlu akış

modelleme tekniğinin yanı sıra akışın 2 boyutlu davranışının da analiz edilmesi gerekmektedir. Bölüm 2.2.2’de akışın iki kanat arasında üniform olduğu varsayımına dayalı 1 boyutlu akış analizi gerçekleştirildi. Burada bu kapsam biraz daha genişletilip, pompa çarkının meridyenel kesitinin tasarlanmasında eş debi prensibinden faydalanılmıştır.

Pompa meridyenel kesidi tasarlanırken akım iplikçikleri, hacimsel debiyi eş parçalara bölecek biçimde hesaplanmalıdır (Şekil 2.13). Böylelikle akım iplikçiklerine dik doğrultuda hız sabit olmaktadır (Panton, 1996). Bu prensip göz önünde bulundurularak çark girişinden çıkışına dek potansiyel akış çizgileri hesaplanmış ve meridyenel profil oluşturulmuştur. Meridyenel profil, eşit debi koşulunu sağlayan (Eşitlik 2.14) eksenden r kadar uzakta ve q çapında çok sayıda daireye teğet akım iplikçikleri ihtiva etmektedir.

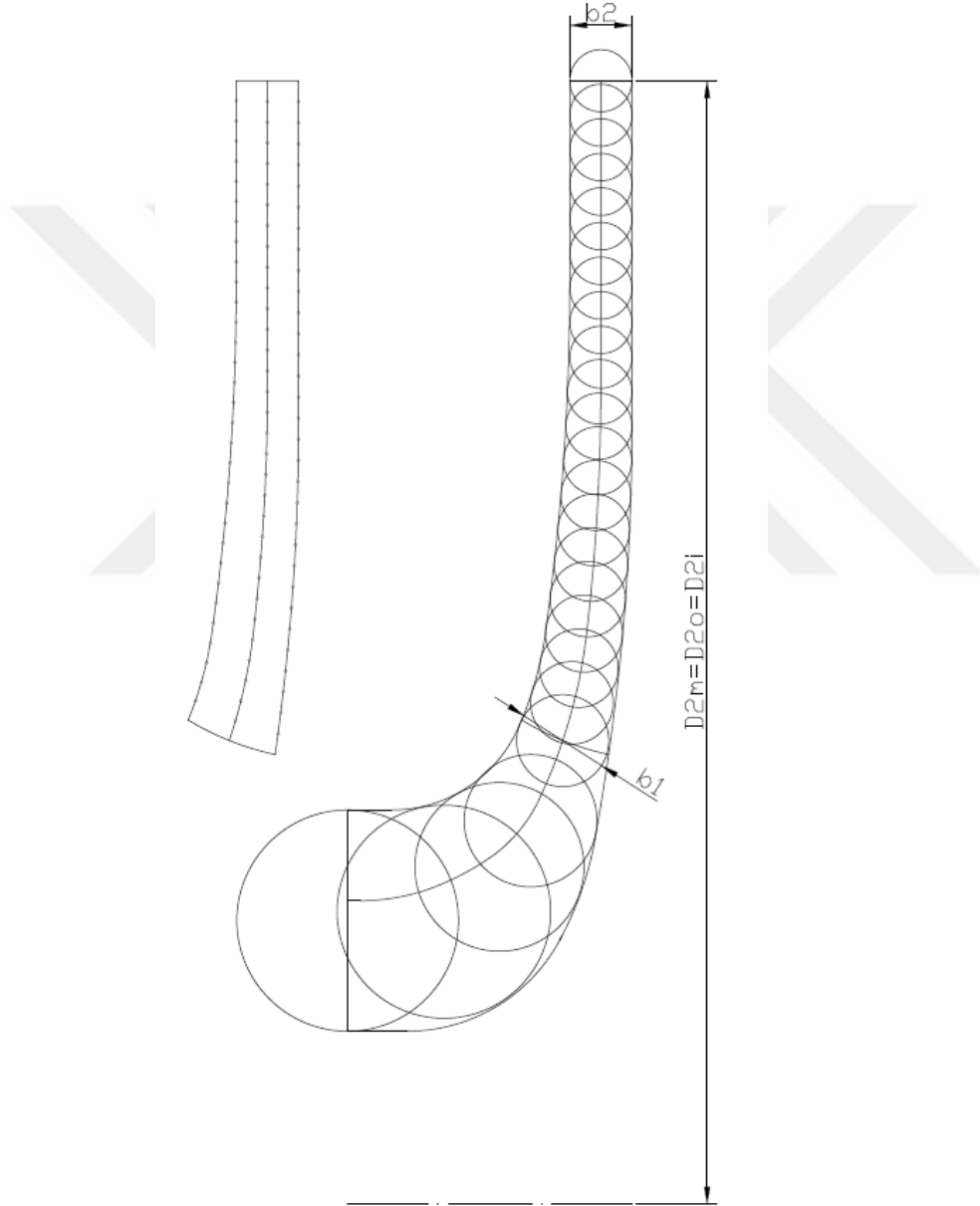
$$\begin{aligned} 2\pi r_{1q} q_1 &= 2\pi r_{2q} q_2 \\ r_{1q} q_1 &= r_{2q} q_2 \end{aligned} \quad (2.13)$$



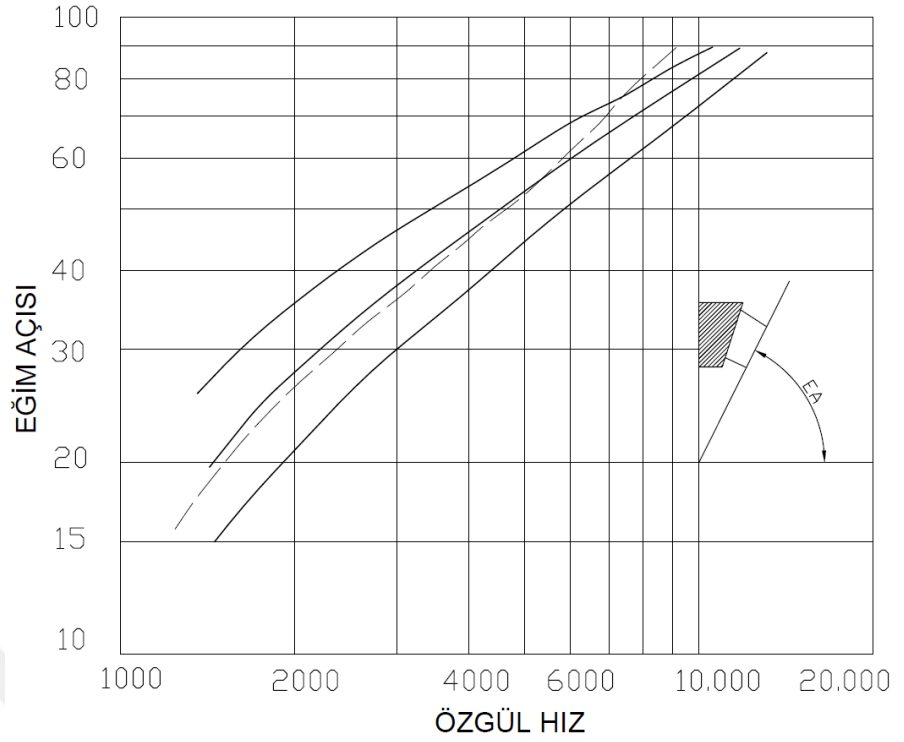
Şekil 2.13. Eş hacimsel debi çizgileri (Stepanoff, 1965).

Burada r_{1q} ve r_{2q} , q_1 ve q_2 kesitlerinin eksenden uzaklığıdır. Bu prosedür çok sayıda kesit için tekrarlandığında nihai meridyenel profil elde edilmiş olur.

Tasarımın ilk aşamasında temel ölçüler ve giriş-çıkış kanat açıları belirlendikten sonra meridyenel kesit tasarımına başlanılabilir. Şekil 2.14 tamamlanmış bir meridyenel kesit üzerindeki temel ölçüleri göstermektedir. R_2 ve b_2 değerleri çark çıkışındaki alanı elde etmede kullanılmaktadır. Kanat eğim açısı EA , eksenden R_2 uzaklıkta, b_2 çapındaki daireye teğet olan ve çarkın geriye yatıklığını ifade eden bir ölçüdür. Eğim açısının seçilmesinde Şekil 2.15'ten faydalanılır.



Şekil 2.14. Tamamlanmış pompa meridyenel kesiti.



Şekil 2.15. Eğim açısı tayini (Dicmas, 1987).

Çark giriş alanı, pompa eksenini etrafında dönen bir yüzey gibidir ve Eşitlik 2.15'teki gibi ifade edilir:

$$A_1 = \pi b_1 \frac{D_{1o} + d_1}{2} \quad (2.14)$$

Burada b_1 Şekil 2.14'te gösterilen kanat genişliği, D_{1o} çarkın girişteki dış çapı, d_1 ise çarkın girişteki göbek çapıdır. R_1 değeri geometri prensipleri neticesinde Eşitlik 2.16 ile hesaplanabilir:

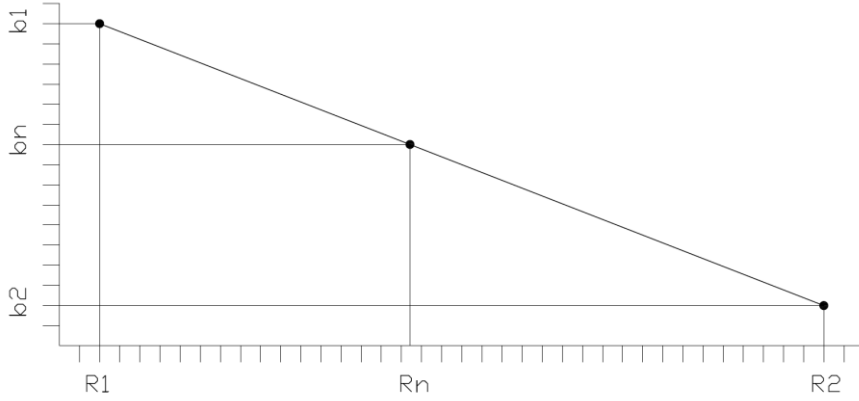
$$R_1 = \frac{D_{1o} + d_1}{4} \quad (2.15)$$

Ardından çark giriş alanı elde edilir (Eşitlik 2.17):

$$A_1 = 2\pi b_1 R_1 \quad (2.16)$$

Bir sonraki adımda belirlenen ölçülere göre çark girişinden çıkışına dek akış kesit alanı tayin edilir. Bunun için kesit alanı değişimini tanımlayan bir profil belirlenir. Bu çalışmada, akış kesit alanı değişimi için Şekil 2.16'da görüldüğü gibi doğrusal bir profil kullanılmıştır. Burada yatay eksen çark iç ve dış halkasının

farklı istasyonlardaki yarıçaplarını belirtirken, düşey eksen çark kesit genişliğini ifade etmektedir. Böylelikle çark meridyenel geometrisi tamamlanmış olur.



Şekil 2.16. Yarıçapa bağlı olarak çark kesit alanı değişimi.

2.2.4 Çark kanatlarının tasarımı

Euler'in ortaya koyduğu prensipler ışığında çark kanat açıları hesaplanırken sonsuz sayıda, kalınlığı olmayan kanat profilleri varsayımı üzerinden hareket edilir. Bu durumda akım iplikçiklerinin tamamen kanadı izlediği ve akışın bir boyutlu olduğu kabul edilir. Bu varsayım sebebiyle kanatlar arası açıklıktaki akış, hesaplardakine benzemez ve bağıl hızın yönü hesaplanan kanat açısı ile uyuşmaz. Bu durum, pompalarda güç azlığı denen olaya sebep olur. Kanat açıklığının bir sonucu olarak süreklilik sebebiyle C_{2m} bileşeni aynı kalsa da hızın çevresel bileşeninde Eşitlik 2.18'deki kadar bir azalma meydana gelir ve β_2 açısının $\beta_2 - \beta_2'$ kadar daha büyük olması gerekir (Şekil 2.3).

$$\text{güç azlığı} = C_{2\infty} - C_{2u} \quad (2.17)$$

Pratikte pompa emme kenarında uygulamsal olarak güç azlığından söz edilmez. Uygulamada bu güç azlığı değerinin hesabı için yaklaşık yöntemlerden faydalanılmaktadır. Bunlardan en yaygın olarak kullanılanı Pfleiderer yöntemidir (Pfleiderer, 1961). Burada hesaplanan kanat açısına bağlı olarak L.Euler tarafından verilen akım makinalarının temel denlemi gözlemsel sonuçlara dayanan bir fonksiyon ile çarpılır.

Literatürde çark kanadı tasarımı konusunda farklı yöntemler bulunmaktadır. Bu çalışmada C. Pfleiderer tarafından ortaya konulan nokta-nokta kanat tasarımı yöntemi uygulanmıştır. Doğru kanat sayısı çoğu zaman iteratif bir prosedürle veya

tecrübelere dayalı olarak belirlenir. Eşitlik 2.19 ile Loanoff'un kanat sayısı seçimi için özgül hızlara bağlı olarak tavsiye ettiği formülasyon görülmektedir.

$$z = 13 \frac{r}{e} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (2.18)$$

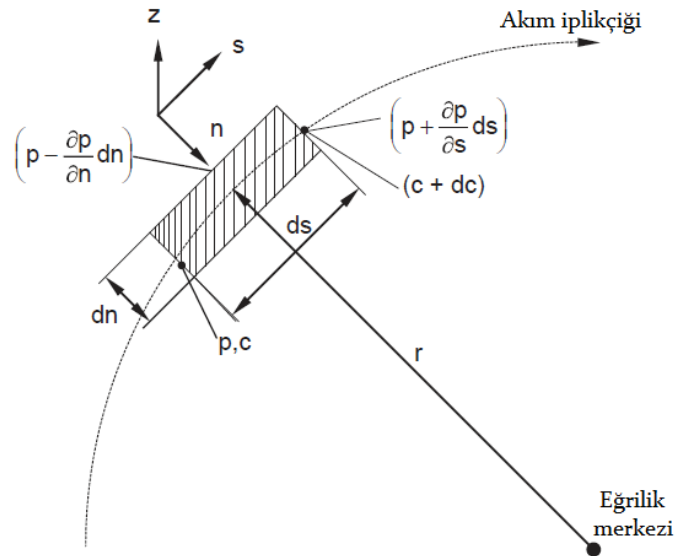
Burada “r” ifadesi çark meridyenel kesidinin orta akım iplikçığının ortalama yarıçapı iken “e” ifadesi ise bu akım iplikçığının uzunluğudur. “r” ifadesi Eşitlik 2.20 ile hesaplanabilir. Burada M, Mach sayısını ifade etmektedir.

$$r = \frac{M}{e} \quad (2.19)$$

2.2.5 Akım iplikçığı eğriselliği

Bilindiği gibi akışkan içinde yer alan cisme akışkan tarafından uygulanan bazı kuvvetler vardır. Birçok uygulamada etkin kuvvetler basınç ve sürtünme sebebiyle meydana gelmektedir.

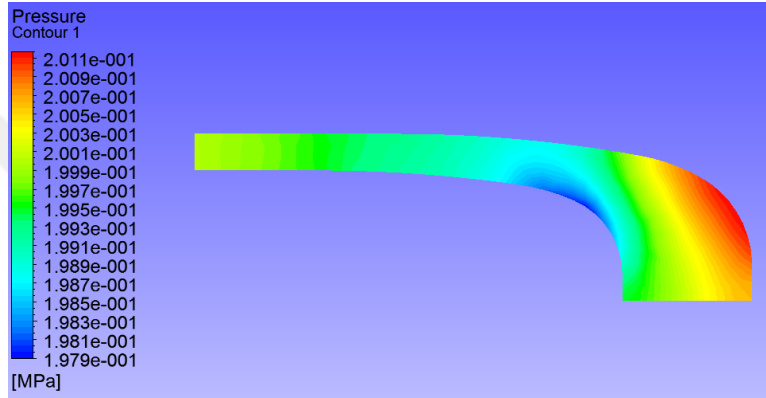
Eğrisel bir yörüngede hareket eden bir akışkan partikülüne Newton'un 2. yasası gereği akış yönüne dik doğrultuda bir kuvvet etkimektedir (Şekil 2.17). Akım iplikçığı eğriselliği adı verilen bu etki sebebiyle eğrisel akım iplikçiklerinde akış yönüne dik doğrultuda basınçta bir gradyen meydana gelir (Gulich, 2010).



Şekil 2.17. Akım iplikçığı eğriselliği etkisi.

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c^2}{r} \quad (2.20)$$

Çarkın meridyenel profili göz önünde bulundurulduğunda, iç halkanın eğrisellik yarıçapı dış halkanın eğrilik yarıçapından fazladır. Eşitlik 2.21'e göre bu durumda iç halkada statik basınç daha fazla olmalıdır. Akım iplikçığı eğriselliği etkisinin çark meridyenel profili üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla bir dizi akış analizi gerçekleştirilmiştir. Çark kanatlarının eğrisellik etkisi sonuçları etkileyeceğinden, akış analizi kanatsız çark geometrisi kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.18. Çark meridyenel kesitindeki statik basınç dağılımı.

Şekil 2.18'teki statik basınç dağılımından görüldüğü gibi çark meridyenel kesitinde basınç dış halkadan iç halkaya gidildikçe artmaktadır. Dolayısıyla çark kanat açıları tayin edilirken bu basınç farkını nötrleyecek kanat açısı dağılımları kullanılmalıdır.

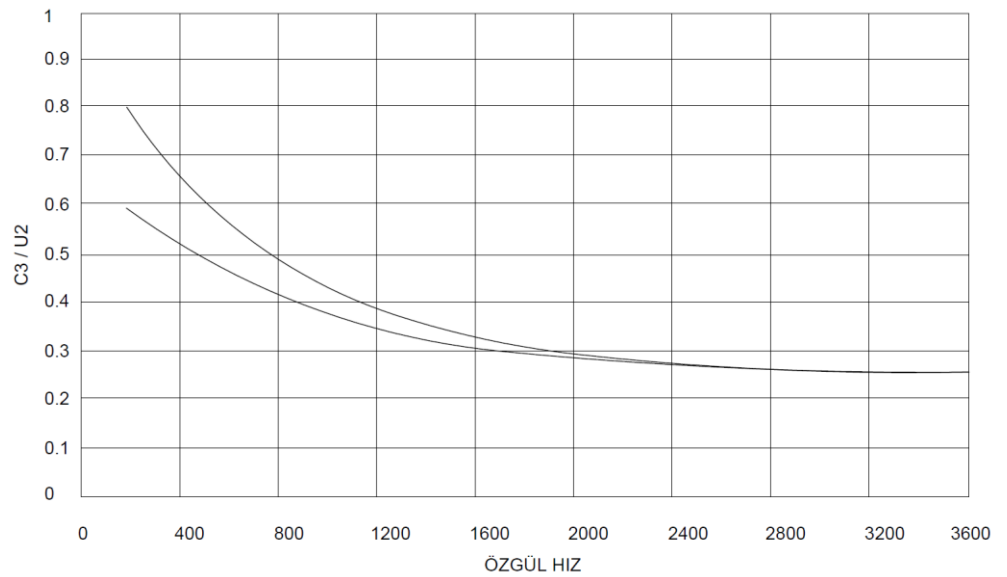
2.2.6 Salyangoz tasarımı

Salyangozlar, çark çevresini çevreleyen, giderek genişleyen kesitlerle oluşturulan bir difüzyon kanalına sahiptir vazifesi çarkı terkeden akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin bir kısmını potansiyel enerjiye çevirmektir. Ancak çoğu zaman bu kinetik enerjinin tamamının potansiyel enerjiye dönüştürülmesi mümkün değildir (Fujun, 2008). Salyangoz tasarımına ait akış şeması Şekil 2.19'da gösterilmiştir.



Şekil 2.19. Salyangoz tasarımı için akış şeması.

Pompa tasarımı tamamlandıktan sonra salyangoz parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Salyangoz tasarımı hidrolik karakteristiği belirleyen birkaç tasarım parametresi bulunmaktadır. Akışın çark çıkışındaki mutlak hızı, salyangoz tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken önemli bir parametredir. Bu hız, salyangoz kesitlerindeki ortalama hızdan farklı olmaktadır. Bu iki hız arasındaki ilişki, Şekil 2.20’de verilmektedir. Salyangoz kesitleri tasarlanırken, tıpkı çark tasarımında olduğu gibi ortalama akış hızı üzerinden hareket edilmiştir. Burada ortalama hız, debinin akış yönüne dik kesit alanlarına bölünmesiyle elde edilen hız değeridir.



Şekil 2.20. Özgül hıza bağlı olarak salyangoz içindeki akış hızının değişimi (Lobanoff, 1985).

Diğer önemli parametreler aşağıdaki gibidir;

- Çark çıkış çapı (D_2)
- Salyangoz boğaz çapı (D_3)
- Salyangoz boğaz açısı (α_3)
- Salyangoz kesit alanı (A)

Bu parametreler Şekil 2.21’de gösterilmiştir. Salyangoz boğaz açısı, çark çıkış açısıyla uyumlu olacak biçimde tayin edilir. Kesit alanları hesaplanırken, hızın lineer olarak artması sağlanır. Ayrıca salyangoz boyutları hesaplanırken, farklı çaplara ve çıkış genişliklerine sahip çarkların da kullanılabileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca çark ve salyangoz arası boşluk, döküm hatalarına yol açmayacak yeterlilikte olmalıdır.

Salyangoz Genişliği Seçimi İçin Referans Değerler	
Salyangoz Genişliği b_3	Özgül Hız N_s
2.0 b_2	< 1000
1.75 b_2	1000 - 3000
1.6 b_2	> 3000

Salyangoz Boğaz Çapı Seçimi İçin Referans Değerler	
Boğaz Çapı D_3	Özgül Hız N_s
$D_2 \times 1.05$	600 - 1000
$D_2 \times 1.06$	1000 - 1500
$D_2 \times 1.07$	1500 - 2500
$D_2 \times 1.09$	2500 - 4000

Şekil 2.21. Salyangoz boyutlarının tayini (Lobanoff, 1985).

Genellikle radyal kuvvetlerin fazla olduğu durumlarda çift salyangozlu yapı kullanılır. Ancak çalışmalar gösteriyor ki her ne kadar çift salyangozlu yapıda radyal kuvvetler azalsa da, tamamen ortadan kalkması mümkün olmamaktadır.

Çünkü salyangoz şeması simetrik olsa da akışkanı çıkışa yönlendiren iki kanal birbirinin aynısı değildir. Dolayısıyla salyangoz çevresindeki kuvvetler birbirini dengelememektedir ve bir miktar radyal kuvvet meydana gelmektedir (Khalifa et al., 2011). Çift salyangozlu yapıda kullanılan dil, akış kesit alanını daraltması ve fazladan sürtünme kaybı yaratması sebebiyle pompanın verimini bir miktar azaltmaktadır. Bu çalışmada çift salyangozlu tasarım yapmak yerine şaşırtmalı kanat yapısı kullanılarak radyal kuvvetlerin azaltılması yoluna gidilmiştir. Ayrıca tek salyangozlu yapıların dökümü ve imalatı daha kolay olmaktadır.

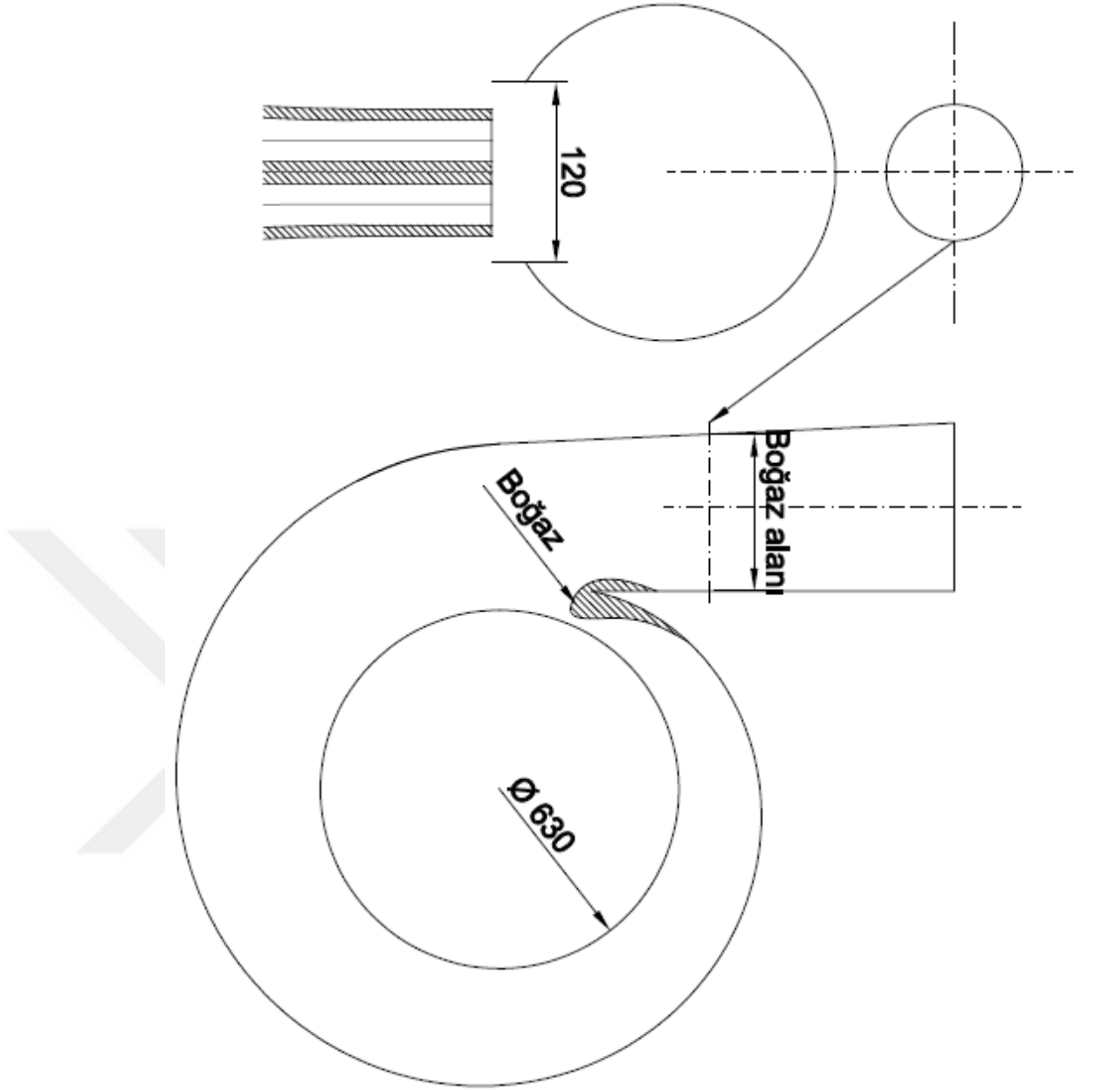
Birkaç farklı salyangoz kesit tipi bulunmaktadır. Birbirinden farklı pompa üreticilerinin gerçekleştirmiş olduğu hidrolik testler neticesinde düşük özgül hızlı pompalarda dairesel kesitli salyangozların kullanılmasının verimi arttırdığı gözlemlenmiştir. Ancak dairesel kesitli salyangozlarda, pompa kapalı vana koşullarında çalıştığında çark çevresinde üniform basınç ve hız dağılımı meydana gelmektedir. Debi arttıkça, bu durum giderek bozulmaktadır. Yine de dairesel kesitli salyangozların yüzey işleme kaliteleri daha iyi olduğundan bu düzgün olmayan basınç dağılımının etkisi azalmaktadır (Barrio et al., 2010; Zhang et al., 2015).

Salyangozlar, çarkların akışkana aktardığı enerjiye fazladan bir katkı yapmazlar, yalnızca kayıpları azaltırlar. Dolayısıyla salyangoz tasarımında, kayıpları olabildiğince minimize etmek gerekmektedir. Tecrübeler göstermektedir ki, aşağıdaki temel kurallar bütün salyangoz yapıları için uygulanabilir ve başarılı sonuçlar elde edilebilir:

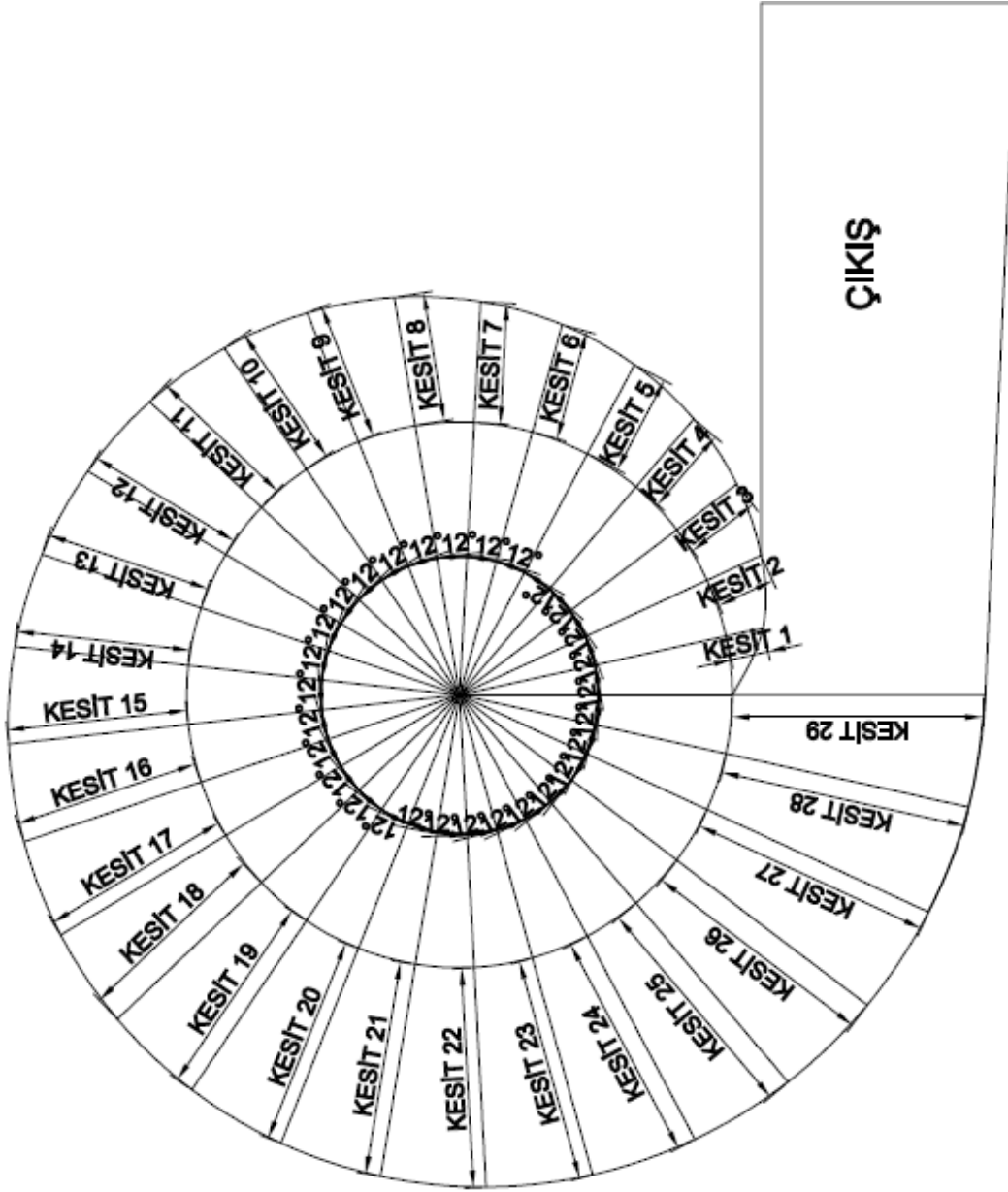
1. Salyangoz yan cidarlarında sabit açılar kullanılmasıyla kayıplar minimuma indirilmektedir.
2. Salyangoz, çarkın iki tarafında da simetrik olabilecek bir biçimde tasarlanmalıdır.
3. Birbirini takip eden salyangoz kesit alanları tayin edilirken, alan artışının muntazam olması gerekmektedir.
4. Çark ve salyangoz boyutlarındaki ufak farklılıklar göz önüne alınarak, çark ile salyangoz arasında yeterli boşluk bırakılmalıdır. Bu boşluğun az olması durumunda ciddi eksenel kuvvetler meydana gelmekte ve imalat problemleriyle karşılaşmaktadır.

Salyangoz kesitleri tasarlanırken, öncelikle salyangozdaki en son kesit alanı tayin edilir. Ardından sıfır kesit alanından başlayarak kademeli olarak en son kesit alanı elde edilecek biçimde salyangoz tasarımı yapılır. Çalışmadaki salyangoz şeması Şekil 2.22’de gösterilmektedir. Burada çark dış çapının salyangoz çapına oranı oldukça önemli bir parametredir ve bu oran 1.15 ile 1.2 arasında olmalıdır. Salyangoz genişliği tayin edilirken, pompanın çalışacağı maksimum debi göz önünde bulundurulmalıdır. Burada göz önünde bulundurulması gereken diğer önemli hususlar şunlardır:

- Salyangoz tasarımıdaki en önemli değişkenlerden biri boğaz alanıdır. Bu alan ve çark çıkışındaki alan doğrudan pompanın en iyi verim noktasındaki kütleli debisiyle alakalıdır. Boğaz alanı seçilirken pompanın çalışacağı maksimum kütleli debi şartı göz önünde bulundurulmalıdır (Şekil 2.23).
- Difüzyon çemberinde büyük ölçüde enerji dönüşümü olduğundan, buradaki elemanların tasarımlarında titiz çalışılması gerekmektedir.
- Hem tasarımı kolaylaştırmak hem de üretim hatalarını önlemek adına salyangozun boğaz kısmına kadar süren spiralın tasarımında üçten fazla ark kullanılmaması gerekmektedir.

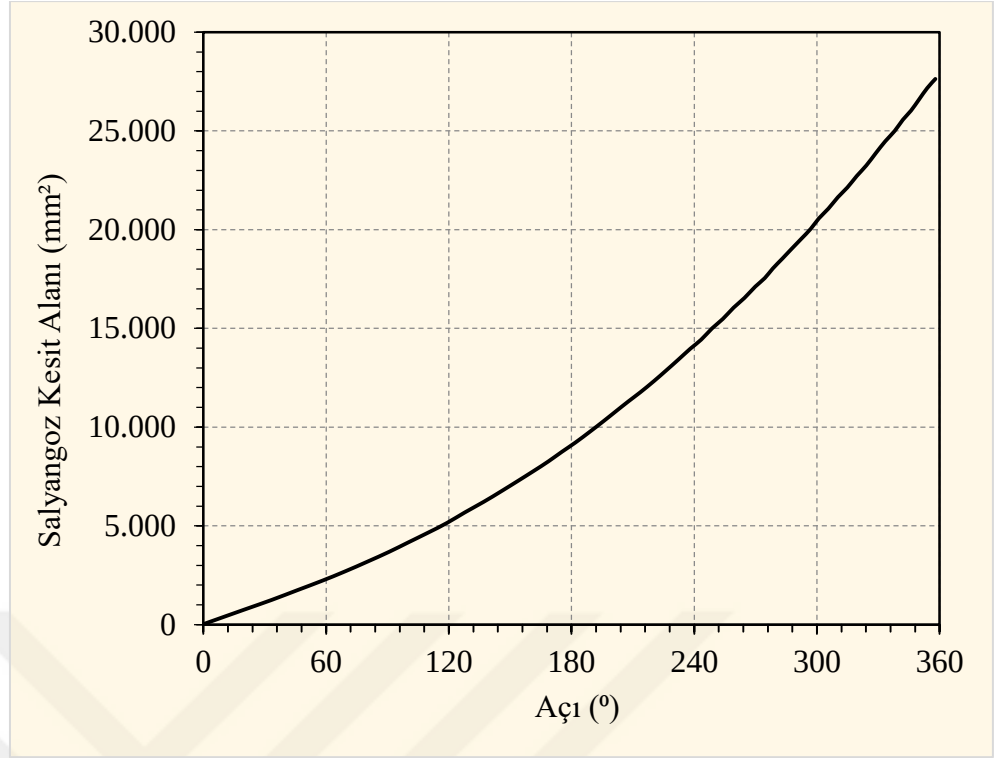


Şekil 2.22. Salyangoz temel boyutları.

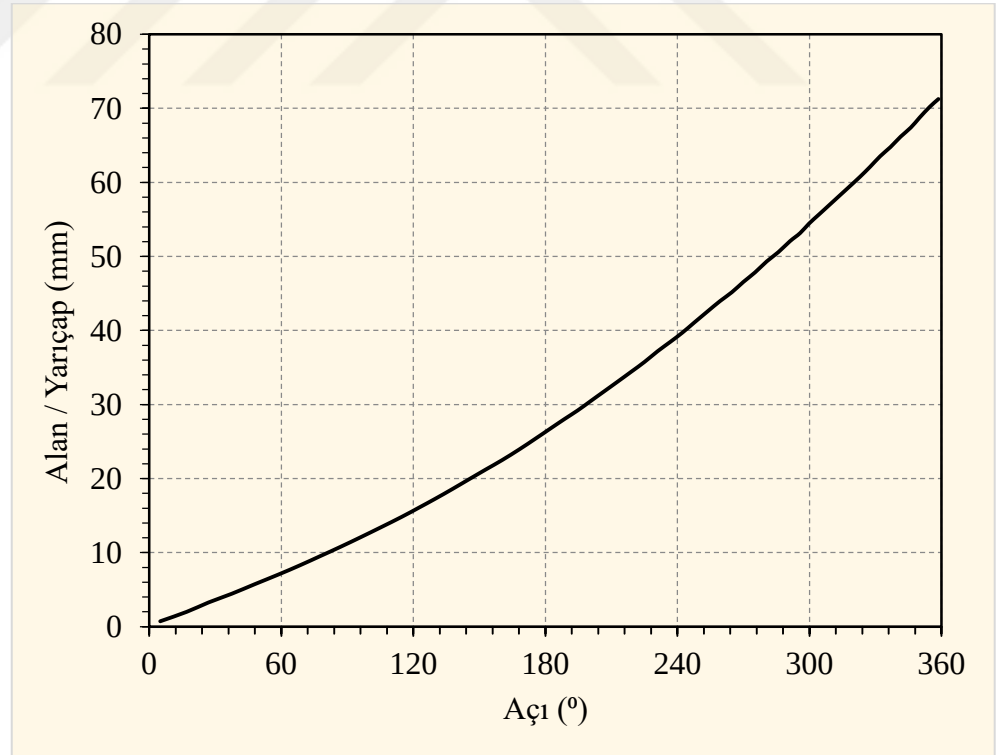


Şekil. 2.23. Salyangoz geometrisini meydana getiren akış kesitleri.

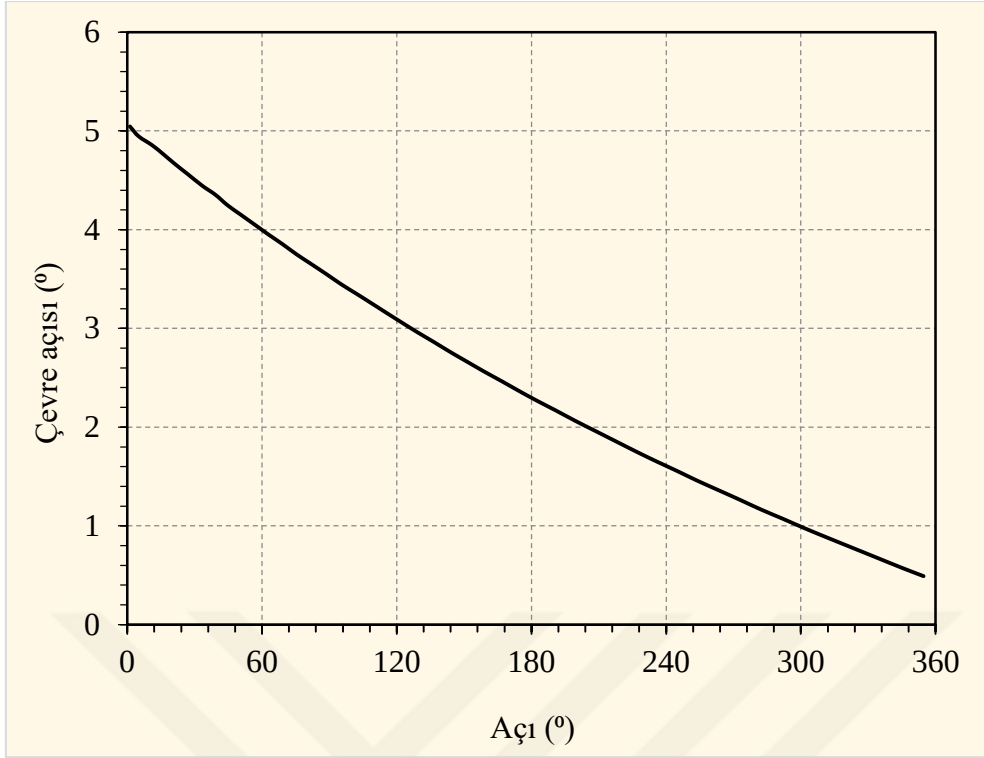
Salyangoz tasarımı gerçekleştirilirken, salyangoz kesit alanı (Şekil 2.24), kesit alanı/yarıçap oranı (Şekil 2.25), çevre açısı yani salyangoz dış spirali ile çevresel doğrultu arasındaki açı (Şekil 2.26), salyangoz çıkış kesit alanı (Şekil 2.27) ve yarıçap (Şekil 2.28) gibi değişkenlerin salyangoz açısına bağlı değişimlerinin muntazam olmasına özen gösterilmiştir. Ayrıca salyangoz spiralinin formu Şekil 2.29’da gösterilmiştir. Tasarımı tamamlanan salyangoz gövdesi ise Şekil 30’da görülmektedir.



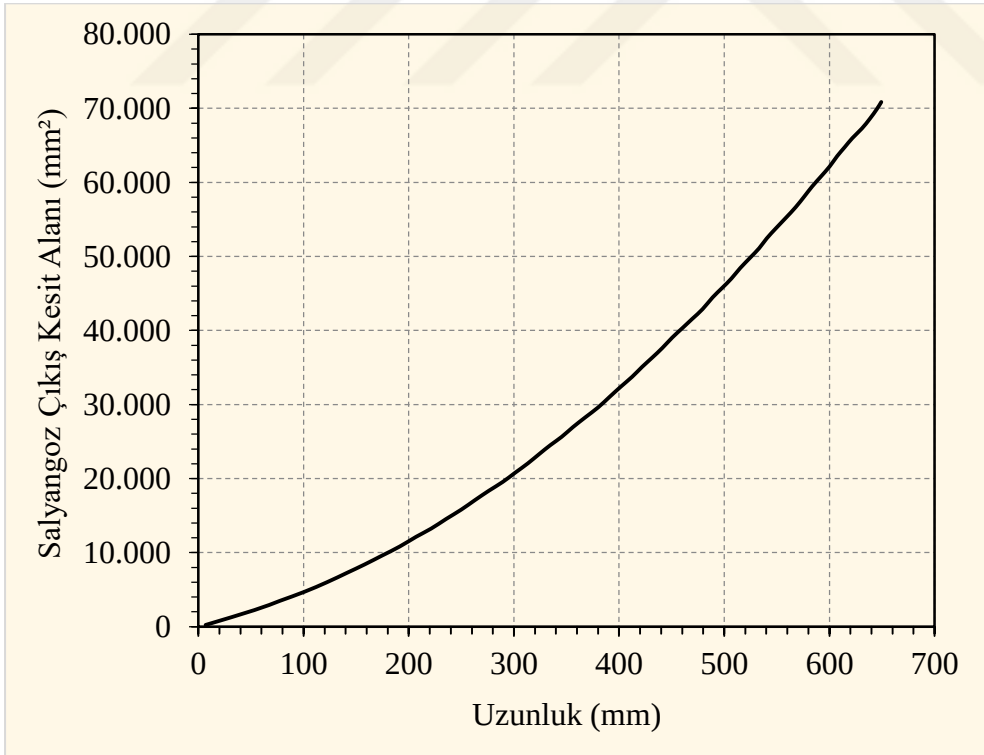
Şekil. 2.24. Salyangoz kesit alanı tayini.



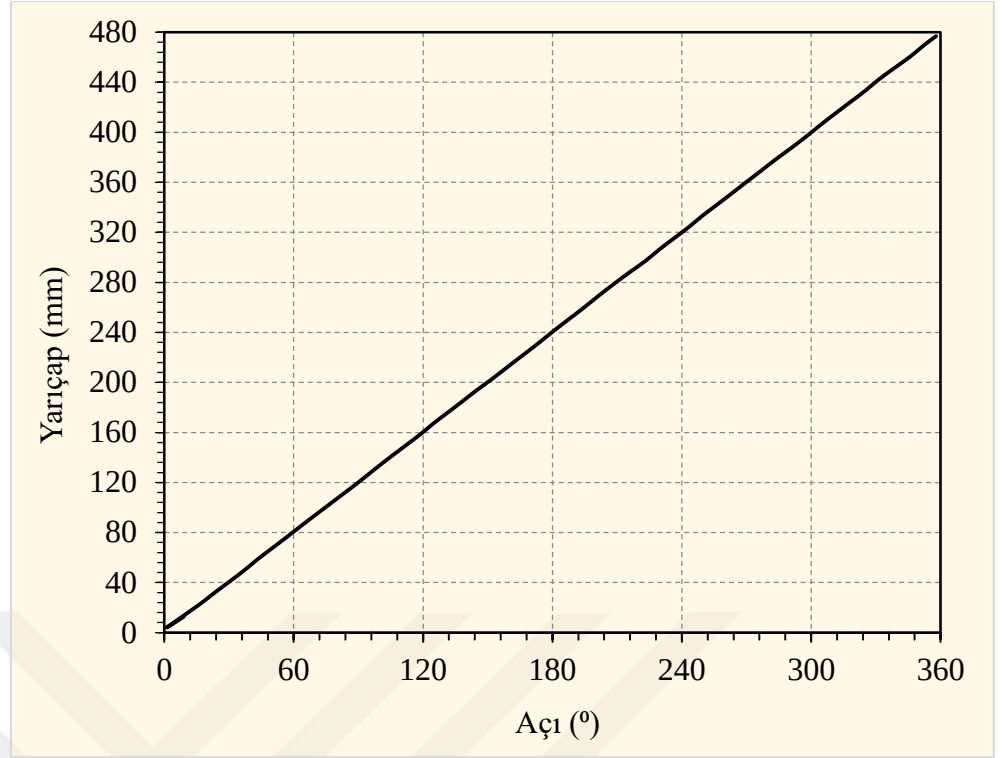
Şekil 2.25. Salyangoz alan ve yarıçap oranının değişimi.



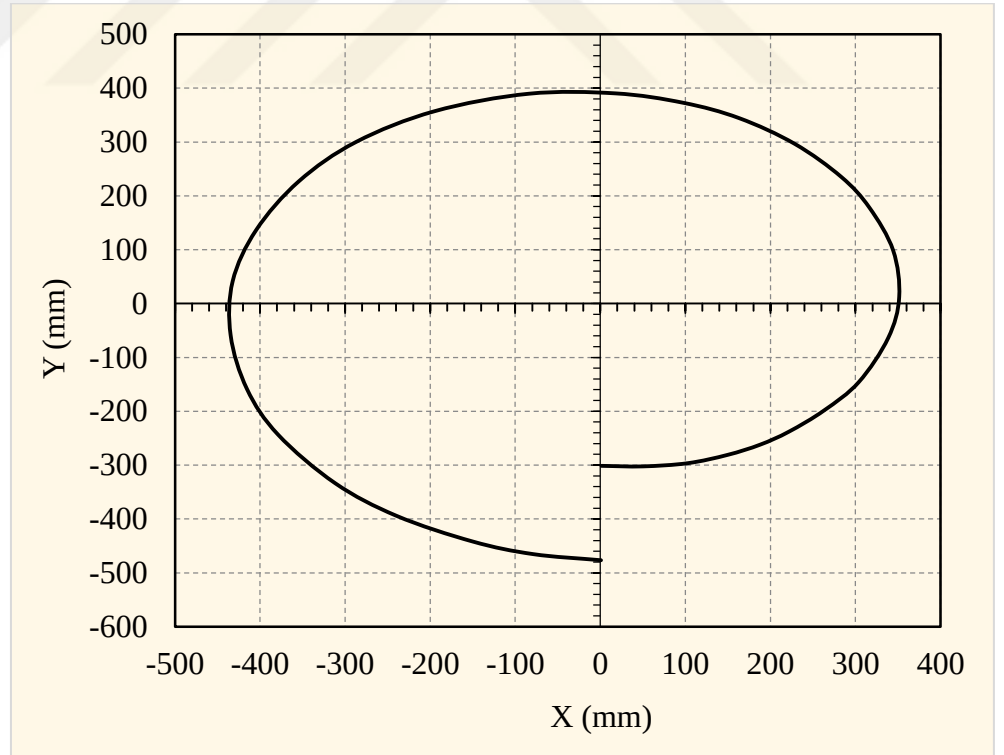
Şekil 2.26. Salyangoz çevre açısının değişimi.



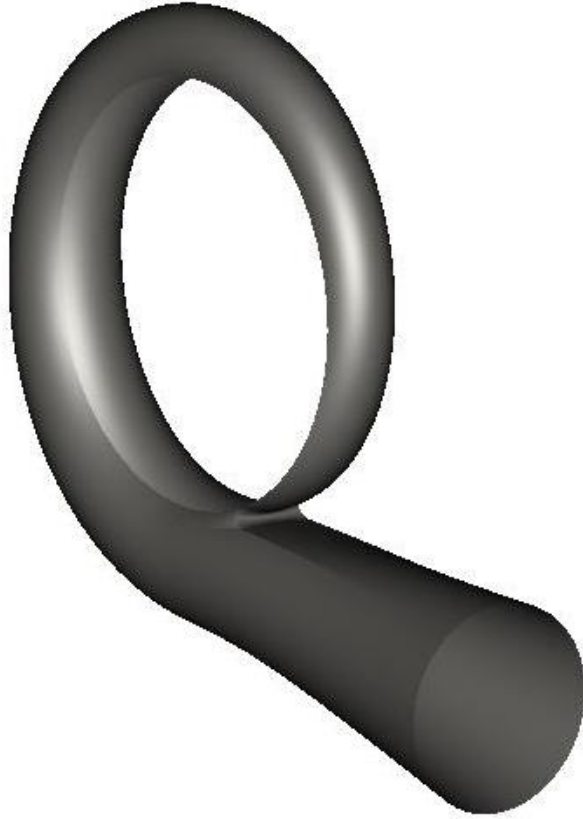
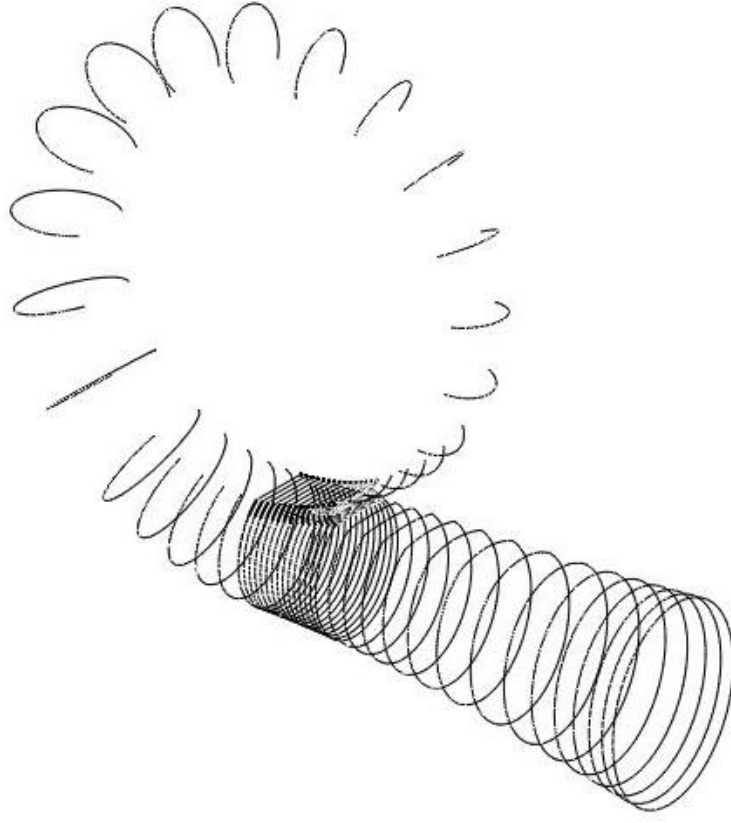
Şekil 2.27. Salyangoz çıkış kesit alanının tayini.



Şekil 2.28. Salyangoz yarıçapının değişimi.



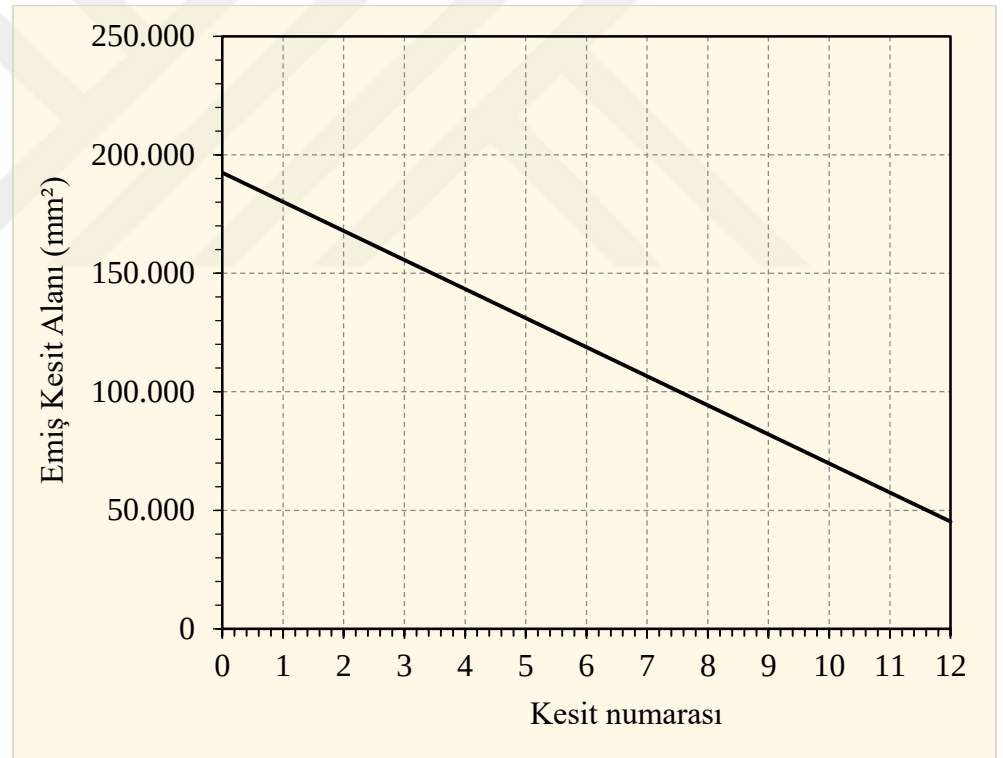
Şekil 2.29. Salyangoz spiralinin boyutları.



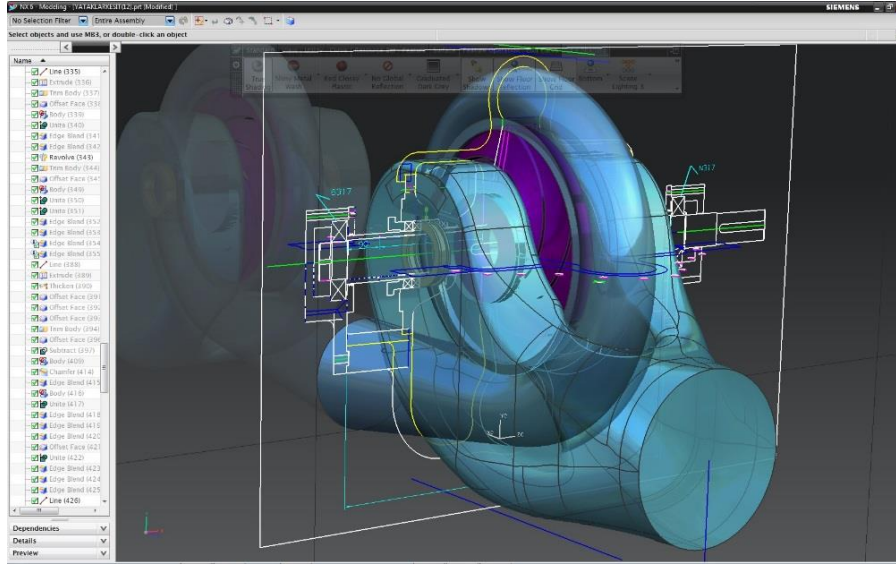
Şekil. 2.30. Salyangozun üç boyutlu geometrisinin oluşturulması.

2.2.7 Emme gövdesinin tasarımı

Pompa emişinin iki vazifesi bulunmaktadır. Birincisi, mekanik vazifesi, pompanın çalışma hattına bağlanmasını sağlar. Bu tip pompalarda mil eksenini ile emme-basma eksenleri birbirine dik olduğundan, emiş flanşı akışkanı gelen hattan alıp çark girişine doğru 90^0 döndürerek yönlendirir. Emme gövdesinin diğer vazifesi ise uygun kesit alanı değişimi ile akışkanın hızını çark girişine dek kademeli olarak arttırmaktır. Çark girişi için kavitasyona girmeme koşulu öngörülerek tayin edilen çark çapı ve boru hattının çapı göz önünde bulundurularak bu iki alan arasında lineer değişim olması sağlanmıştır (Şekil 2.31). Dairesel bir boru olarak başlayan emiş gövdesi kesit alanı çark salyangozuna denk gelen bölgelerde ikiye ayrılmakta ve ardından çark giriş yüzeylerine yönelerek tekrar dairesel bir kesit ile son bulmaktadır (Şekil 2.32).



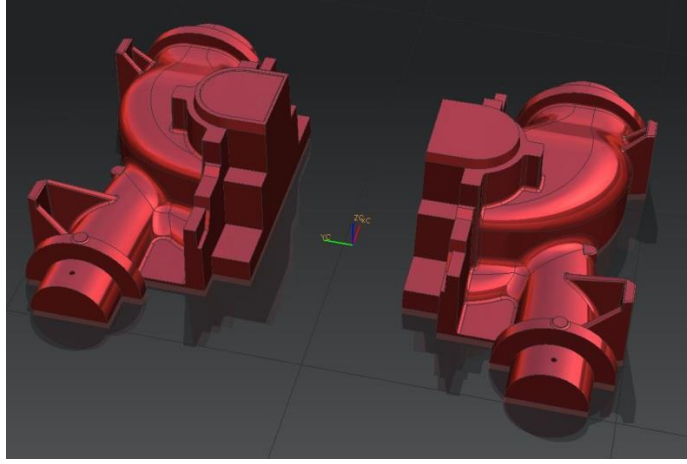
Şekil 2.31. Pompa emme gövdesinin kesit alanlarının tayin edilmesi.



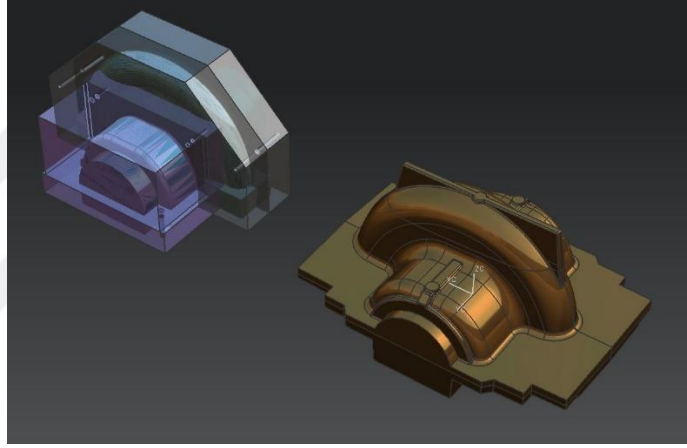
2.32. Tasarımı tamamlanan pompanın üç boyutlu akış geometrisi.

2.3 Pompanın İmalatı

Çark, salyangoz ve gövde gibi temel elemanların tasarımının nihai formlarını almasının ardından işleme resimleri hazırlanmış ve imalata yönelik bir takım hazırlıklar yapıldıktan sonra montaj gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada tasarlanan pompa parçaları döküm yöntemiyle imal edilmiştir. Pompanın alt gövdesi, üst gövdesi, salmastra yatağı ve rulman yatağı GGG40 malzemedен, rulman yatağı kapağı GG25 malzemedен, aşınma bileziği CUSN10 malzemedен ve çark ise dubleks paslanmaz çelik malzemedен imal edilmiştir. Bu parçaların döküm modelleri ve maça sandıkları tasarımdan elde edilen CAD dosyaları ile gerçekleştirilmiştir. Model ve maça sandıklarının doğru bir şekilde hazırlanabilmesi için dökümden sonra işlenecek yüzeyler belirlenmiş ve bu yüzeyler için işleme payı bırakılmıştır. Ayrıca döküm işlemi neticesinde parçanın büzülmesi de göz önünde bulundurularak modeller bir miktar ölçeklendirilerek büyütülmüştür. Sıvı metalin sağlıklı bir şekilde ilerleyebilmesi için gövdelere bir miktar koniklik verilmiştir. Pompa alt gövdesine ait modeller Şekil 2.33'te ve üst gövdesine ait modeller Şekil 2.34'te gösterilmiştir.

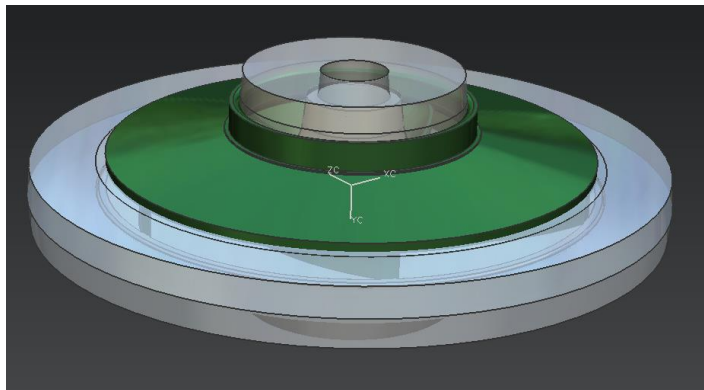


Şekil 2.33. Pompa alt gövdesine ait model resimleri.



Şekil 2.34. Pompa üst gövdesine ait model resimleri.

Çark kanatları maça sandığından kolaylıkla çıkabileceği için parçalı maça yerine yekpare maça kullanılmıştır. Şekil 2.35'te çark modeline ait CAD geometrisi gösterilmiştir.



Şekil 2.35. Üç boyutlu çark model resmi.

Sürtünme kayıplarını minimize etmek için, akış kanalları olabildiğince temiz olmalıdır. Döküm sonrasında çark ve salyangoz içini temizlemek, çapakları gidermek zor olacağı için döküm kalitesinin oldukça iyi olması gerekmektedir. Maça sandıkları, CAM prosesinden elde edilen nümerik kodların özel tezgahlarda kullanılmasıyla imal edilmiştir. Bütün model ve maça sandıklarının tesviyesi firmanın model prototip geliştirme bölümünde gerçekleştirildikten sonra döküme hazır hale gelmiştir.

Döküm sonrası meydana gelen çekme sebebiyle bir takım boyutsal düzensizlikler olmaktadır. Hatta aynı malzemeden, aynı modellerin kullanılmasıyla gerçekleştirilen dökümlerde dahi farklılıklar meydana gelmektedir. Döküm sonrası pompa bileşenlerinin uygun olup olmadığının değerlendirmesi detaylı ölçü kontrollerine ve mühendislik yorumuna dayanmaktadır. Yine de kullanılan malzemelerin çekme payları bilindiği taktirde bu düzensizlikler minimuma indirilebilmektedir. Pompanın imalat ve montaj aşamalarına ait görseller Şekil 2.36’da verilmiştir.



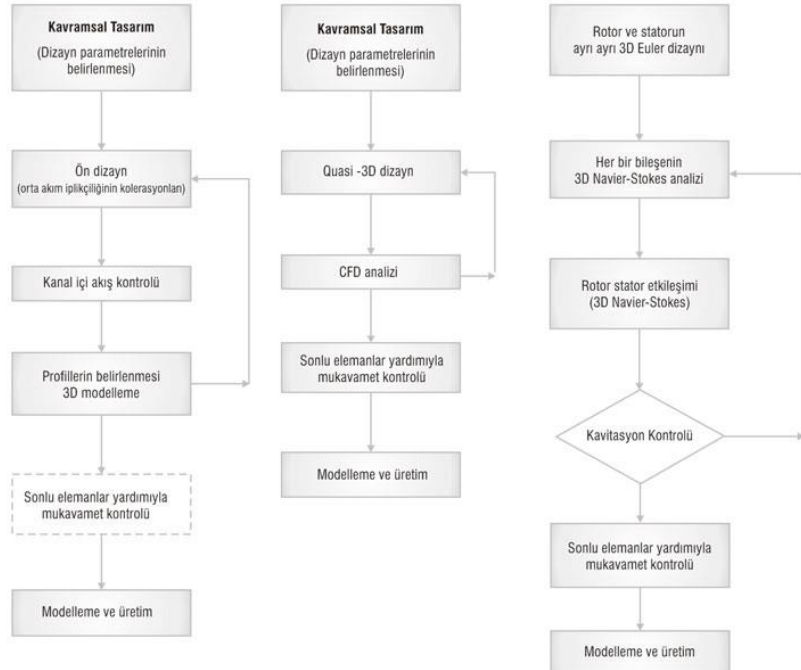
Şekil 2.36. Pompanın imalatına ve montajına ait görseller.

3. POMPANIN HAD ANALİZLERİ

3.1 HAD Analizi ve Yazılımı Konusunda Genel Bilgiler

Çalışma boyunca hem tasarım sürecini hızlandırmak hem de prototip üretim maliyetini azaltmak amacıyla tasarım sürecinde dünyaca yaygın olarak kullanılan bir HAD yazılımı olan Fluent kullanılmıştır. Henüz tasarım sürecinde gerçekleştirilen akış analizleri sayesinde prototip imalatı ve testleri gerçekleştirilmeden önce pompanın performansı nümerik olarak incelenebilmektedir. HAD analizleri sayesinde pompanın debiye bağlı olarak net yük, güç ve verim karakteristik eğrilerinin elde edilmesi de mümkün olmaktadır. Pompa performansının yanı sıra iç akışın yapısının incelenmesi, akım iplikçiklerinin, hız vektörlerinin ve basınç dağılımlarının gözden geçirilmesi, bu doğrultuda performansı arttırmak için gerekli tasarım iyileştirmelerinin belirlenmesinde önemli bir rol oynar. Bu çalışmada, HAD yazılımının doğrulaması, daha önce dizayn edilmiş benzer özgül hızlı pompaların analizleriyle gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinden elde edilen çıktılar firmanın kalibre edilmiş ve sertifikalı test laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

HAD yazılımı entegre edilen tasarım prosedürünün akış şeması Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. HAD analizlerine ait akış diyagramı.

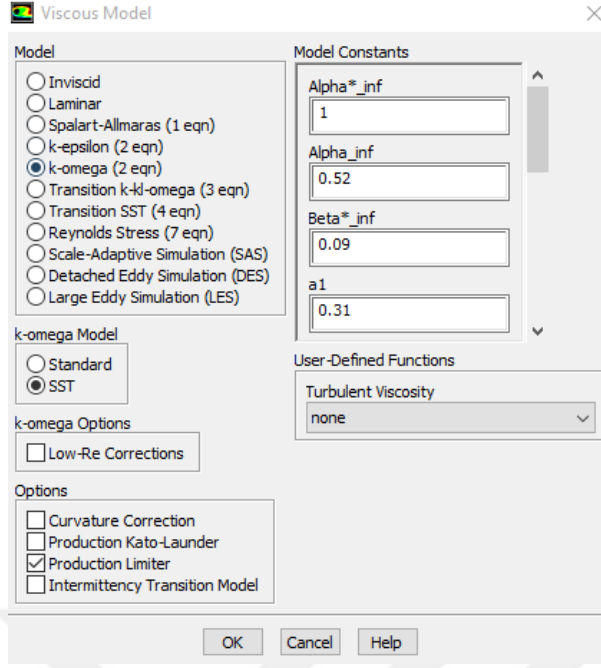
Geleneksel tasarım yönteminde, tasarımcı gerekli parametreleri bir önceki çalışmalarından elde ettiği tecrübe ve birikim yoluyla belirlerdi ve tasarımın tamamlanmasının ardından doğrulamanın gerçekleştirilmesi amacıyla prototip pompa imalatı gerçekleştirilirdi. Şayet, gerçek zamanlı testler sonucu elde edilen pompa karakteristiği arzu edilen pompa karakteristiği ile uyuşmuyorsa tasarım gözden geçirilirdi. Eğer arzu edilen karakteristik ile prototip karakteristiği arasında ciddi ölçüde farklılıklar bulunmuyorsa, prototip pompa üzerinde yapılacak bir takım düzeltmeler ile arzu edilen karakteristiğin elde edilmesi mümkün olmaktadır. Bunların başlıcaları; çark tıraşlama, kanat arkası boşaltma, daha iyi yüzey hassasiyetlerinin elde edilmesi. Elbette arzu edilen en iyi çalışma noktası tasarımda öngörülen en iyi verim noktasıyla eşleşmiyorsa, bu durumda pompa tasarımının yeniden gözden geçirilmesi gerekmektedir. Bu durum hem tasarım sürecini uzatmakta hem de pompanın maliyetini oldukça arttırmaktaydı. Ancak HAD yazılımlarının tasarım sürecine adapte edilmesiyle birlikte pompalar henüz prototip üretimine geçmeden önce tasarım doğrulamasına tabi tutulabilmektedir. Elbette bunun için HAD yazılımlarının farklı özgül hızlardaki, debilerdeki ve geometrik yapıdaki pompa tasarımları için verifikasyonunun yapılması gerekmektedir.

Ticari HAD yazılımları kütlenin korunumu, momentumun üç ana yönde korunumu ve enerji denklemlerinin laminar ve türbülanslı akışlara uygulanmış formlarını çözer. Bu çözüm, yinelemeli bir prosedüre sahiptir ve çok sayıda ağ örgüsü kullanımını gerektirir. Ayrıca akışın doğru bir şekilde modellenebilmesi için işlem gücü yüksek bir bilgisayar kullanılması gerekmektedir. Çünkü analiz esnasındaki kararsızlıkların sebebi çoğu zaman uygun olmayan akış geometrisi ve yetersiz mesh sayısı olmaktadır. Bu çalışmadaki HAD analizleri 4.00 GHz i7 6700K işlemcili, 16 GB RAM'a sahip 64-bit bir bilgisayar kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Akış modellemesi için Fluent 14.5 yazılımı kullanılmıştır. Fluent, tüm dünyada endüstrinin bir çok dalında ısı transferi ve akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümünde kullanılan ve her gün gelişen bir HAD yazılımıdır. Ansys Workbench modülüyle entegre bir şekilde çalışan Fluent, ANSYS yazılımının gelişmiş otomatik ağ örgüsü modülüyle paralel çalışmaktadır. Bu modül kullanılarak üçgen, dörtgen, dört yüzlü, altı yüzlü ve piramit yapılı ağ örgüleri oluşturmak mümkündür.

Turbomakine analizlerinde eğer tek bileşenli bir akış hacminin çözümü yapılacaksa “Single Reference Frame (SRF)” yöntemi kullanılabilir. Bu sayede bütün akış hacmi tek bir referans çerçevesi olarak ele alınıp çözülür. Ancak eğer çoklu bileşenlere sahip bir akış hacmi için çözüm yapılacaksa akış hacimlerinin bir etkileşim sınırıyla birleşen çoklu referans çerçeveleri olarak ele alınması gerekir. Bu durumda etkileşim seviyesine bağlı olarak üç farklı çözüm metodu uygulanmaktadır; “Multiple Reference Frame (MRF)”, “Mixing Plane Model (MPM)” ve “Sliding Mesh Model (SMM)” (Remaki et al., 2017) Bu çalışmada çözüm metodu olarak MRF kullanılarak çoklu akış hacmi modellemesi gerçekleştirilmiştir. Bu sayede durağan bir referans çerçevesine göre kararsız olan bir akış, çoklu referans sistemine göre kararlı hale gelebilmektedir. Böyle problemler daha basit sınır koşullarıyla daha kısa sürede çözülebilmektedir. Pompanın üç temel akış bileşeni bulunmaktadır. Emiş haznesi ve salyangoz hacimleri durağan iken, çark akış hacmi 1450 d/d hızla dönmektedir.

Akış çözümlerinde hangi türbülans modelinin kullanılacağı konusunda evrensel olarak kabul görmüş bir kaide yoktur. Türbülans modelinin seçimi akışın fizikine, belirli bir problem sınıfı için geliştirilmiş özel algoritmalara, arzu edilen çözüm hassasiyetine, mevcut bilgisayar kapasitesine ve analiz süresi kısıtlamalarına bağlıdır. Bu sebeple uygun türbülans modülü seçilirken mevcut opsiyonlar ve kısıtlamalar göz önünde bulundurulmalıdır. Bu çalışmada turbomakine analizleri çözümünde sıklıkla kullanılan K-Omega SST türbülans modeli kullanılarak akış çözümleri gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.2). SST k-Omega türbülans modeli, turbomakine çözümlerinde oldukça iyi sonuçlar veren iki denklemlilikli bir eddy-viskozite modelidir (Versteeg and Malalasekera, 2007).



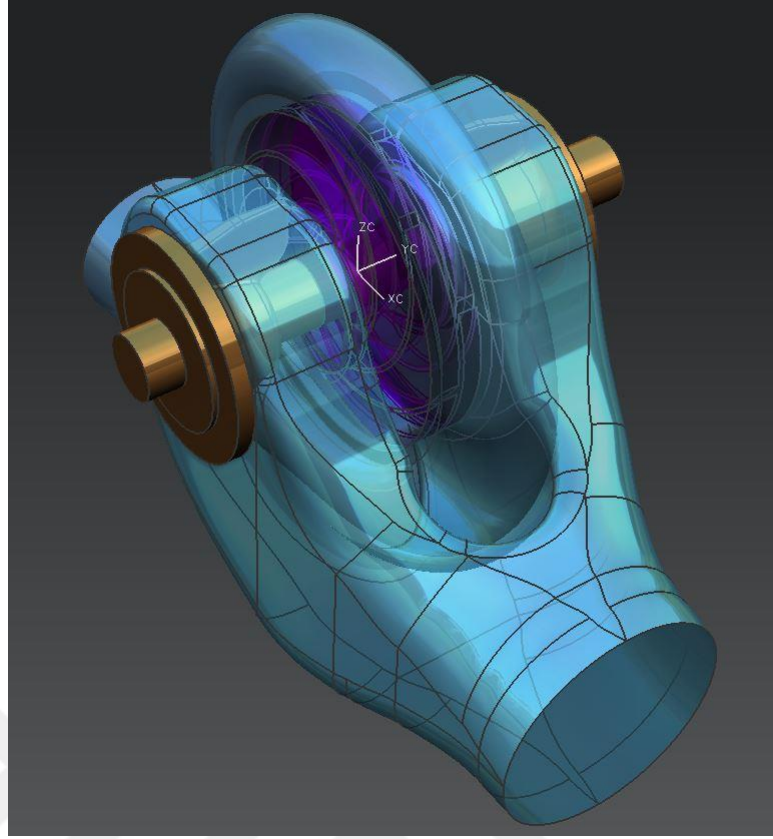
Şekil 3.2. Çözüm türbülans modelinin tanımlanması.

3.2 HAD Analizi Adımları

3.2.1 Akış hacminin oluşturulması

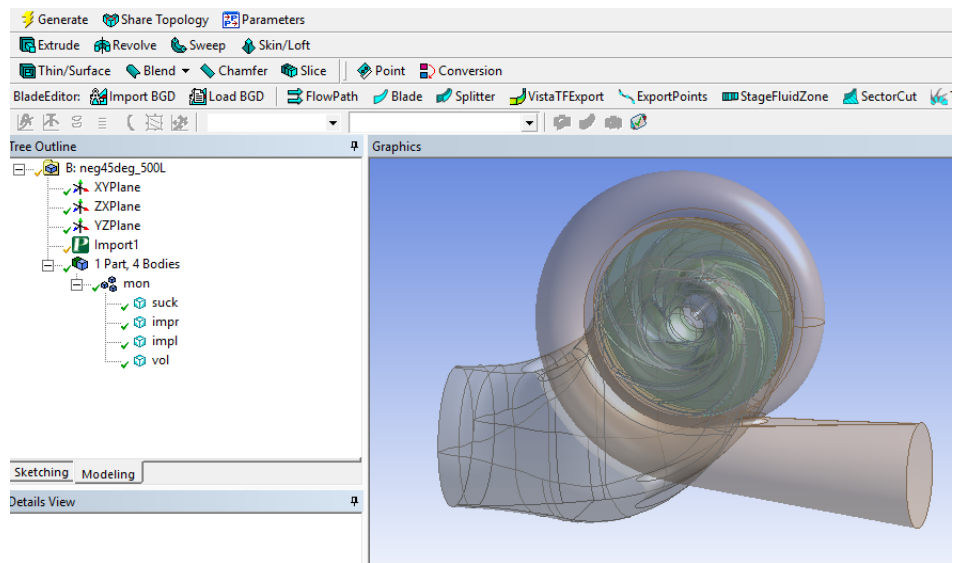
Tasarlanan pompa bileşenlerinin 3 boyutlu katı modelleri Siemens NX yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Pompa bileşenlerinin katı modellerinin oluşturulmasında dikkat edilmesi gereken husus, geometrilerin olabildiğince temiz ve problemsiz olmasıdır. Çünkü geometride oluşabilecek kusurlar ağ örgüsü örme aşamasında problem yaşatabilir. HAD analizlerinin, uygun bir akış geometrisiyle gerçekleştirilmesi son derece önemlidir.

Kavramsal tasarım aşamasında zaten doğrudan akış geometrileri tasarlandığı için, katı model üzerinden akış hacminin çıkarılması işlemine gerek kalmamaktadır. Akış çözümleri esnasındaki kararsızlıkları önlemek ve çözüm sürelerini kısaltmak gayesiyle katı modellerin olabildiğince sade bir yapıda olmasına özen gösterilmiştir. Yine de hidrolik performansı etkilememek adına çark, emiş haznesi ve salyangoz tasarım profillerinin bozulmaması sağlanmıştır. Pompa akış hacimlerinin üç boyutlu katı modelleri Şekil 3.3'te görülmektedir.



Şekil 3.3. Pompa akış hacminin üç boyutlu geometrisi.

Akış hacimlerinin katı modelleri tamamlandıktan sonra bu parçalar parasolid formatında Ansys Workbench ortamına aktarılmıştır. Design Modeler modülüne aktarılan akış hacimleri Şekil 3.4’te görülebilir.



Şekil 3.4. Akış geometrisinin Design Modeler’a aktarılması.

Design Modeler modülüne aktarılan geometrilerin yapısı akışkan olarak tanıtılıp, ardından eşleşen yüzeylerin otomatik olarak atanması için üç ayrı akış geometrisi çoklu parça haline getirilmiştir. Bu prosedür hem şaşırtmasız hem de şaşırtmalı kanat yapısına sahip çarklar için gerçekleştirilmiştir.

3.2.2 Sınır koşullarının tanımlanması

Pompanın net yükünü, ürettiği hidrolik enerjiyi ve hidrolik verimi doğru bir şekilde tayin edebilmek için akış analizinde doğru sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Pompanın akışkana kazandırdığı basıncı bulabilmek için öncelikle pompanın debisi giriş sınır koşulu olarak belirtilmelidir. Bu aşamada ilk HAD analizinde pompanın tasarım debisinden hareket etmek doğru olacaktır. Bunun akabinde daha düşük ve daha yüksek debilerde gerçekleştirilecek peşpeşe analizler neticesinde pompanın en iyi verim noktasının tasarım kriterlerinde referans alınan değere uygun olup olmadığı ilk etapta anlaşılabilmektedir.

HAD analizlerinde pompanın net yükünü tayin edebilmek için pompa çıkışına pozitif basınç tanımlanması gerekmektedir (Şekil 3.5). Bu sayede akış çözümü esnasında pompa girişindeki basınç otomatik olarak ayarlanmaktadır. Pompa çarkı dakikada 1450 devir hızla döndüğü için, pompa akış hacminin referans çerçevesine bu sınır koşulunu da tanımlamak gerekmektedir (Şekil 3.6).

Pressure Outlet

Zone Name
outlet

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Gauge Pressure (pascal) 120000000 constant

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

☐ Radial Equilibrium Pressure Distribution
☐ Average Pressure Specification
☐ Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method Intensity and Hydraulic Diameter

Backflow Turbulent Intensity (%) 5 P

Backflow Hydraulic Diameter (mm) 300 P

Şekil 3.5. Pompa çıkış basıncının tanımlanması.

Şekil 3.6. Çark dönüş hızının tanımlanması.

Emiş hacmi ve salyangoz hacminin kenarlarına duvar sınır şartı tanımlaması yapılmıştır. Duvarlar, türbülans ve vortisitenin ana sebebi olduğu için uygun duvar parametrelerinin belirlenmesi önemlidir (Şekil 3.7).

(a)

Zone Name
impr_blades

Adjacent Cell Zone
mon-impr

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film

Wall Motion
☒ Stationary Wall
☐ Moving Wall

Motion
☒ Relative to Adjacent Cell Zone

Shear Condition
☒ No Slip
☐ Specified Shear
☐ Specularity Coefficient
☐ Marangoni Stress

Wall Roughness
 Roughness Height (mm) 0.05 constant
 Roughness Constant 0.5 constant

(b)

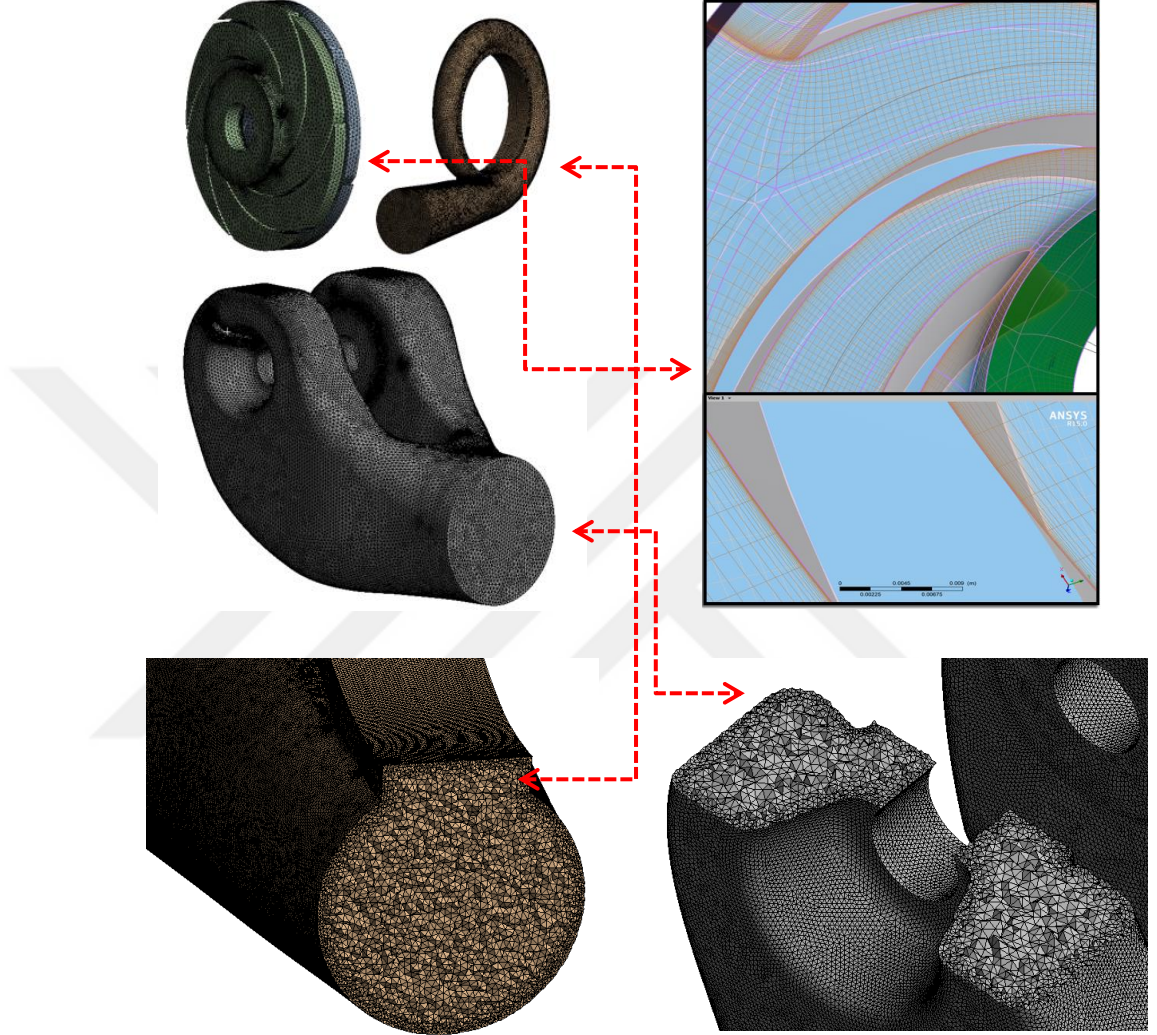
Şekil 3.7. HAD analizine ait a) durağan ve b) hareketli duvar sınır koşullarının tayini.

3.2.3 Ağ örgüsünün oluşturulması

HAD analizlerinin en önemli adımlarından biri ağ örgüsünün oluşturulması adımıdır. Eğer HAD analizlerinden tutarlı sonuçlar elde edilmek isteniyorsa uygun bir sayısal çözüm ağının oluşturulması gerekmektedir. Ağ örgüsü, geometrinin çok sayıda küçük hacimlere bölünmüş halidir. Her bir ağ örgüsü elemanının köşesine “düğüm noktası” adı verilir ve hesaplamalar bu düğüm noktaları baz alınarak gerçekleştirilir (Versteeg and Malalasekera, 2007). HAD analizlerinden güvenilir sonuçlar elde etmek için ağ örgüsündeki eleman sayısının olabildiğince fazla olması gerekmektedir. Ancak eleman sayısının artmasıyla analiz süreleri de uzamaktadır.

Ağ örgüsü oluşturulurken çark kanatları ve salyangoz boğazının olduğu bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılırken diğer akış bölgelerinde nispeten daha büyük elemanlar kullanılmıştır. En küçük eleman boyutu belirlenirken çark kanatlarının et kalınlığı göz önünde bulundurulmuş ve bu kalınlık değerinden çok daha düşük eleman boyutları kullanılmıştır. Diğer önemli bir bölge ise çark ve salyangoz akış hacimlerinin ortak akış yüzeyleridir. Bu bölgedeki eleman

boyutlarının da küçük olmasına özen gösterilmiştir. Pompanın sayısal ağ örgüsü Şekil 3.8’de görülmektedir.



Şekil 3.8. Pompa bileşenlerinin sayısal ağ örgüsü.

3.2.4 Analiz planı

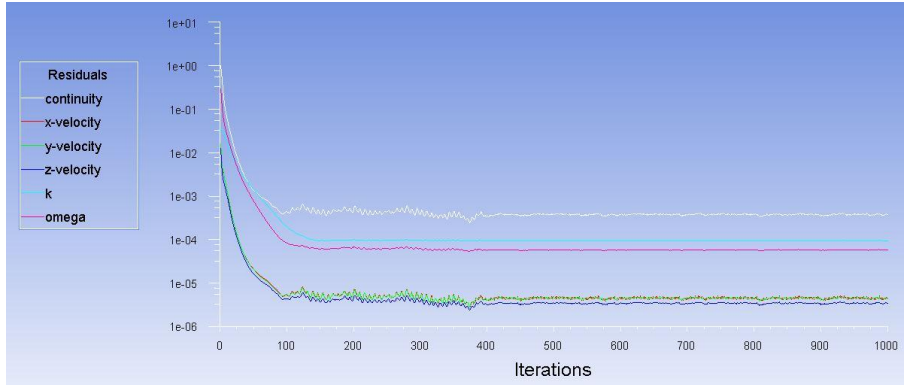
Analizlerde akışkan olarak su seçilmiş ve yazılımdaki varsayılan su özellikleri kullanılmıştır. Suyun yoğunluğu $998,2 \text{ kg/m}^3$ ve viskozitesi $0,001003 \text{ kg/ms}$ olarak tanımlanmıştır. İlk etapta çoklu referans çerçevesi kullanılarak kararlı rejim analizi yapılmıştır. Ancak emiş gövdesindeki akışın sebep olacağı girdapları önlemek için tasarlanan destekleyici federin yarattığı süreksizlikleri görebilmek amacıyla zamana bağlı analizler de gerçekleştirilmiştir. Normal şartlar altında çark girişinde akışın giriş yüzeyine dik olduğunu kabul etmek kabul edilebilir bir

yaklaşımıdır. Ancak feder yapısı analize dahil olduğunda bu durum geçerliliğini yitirir. Feder yapısı sebebiyle çarka yönelen akışın rotası değişebilmekte ve çark kanadının girişine çarpan akışkanın durma noktasının pozisyonu da bu durumdan etkilenmektedir. Dolayısıyla zamana bağlı analizler gerçekleştirip modelin doğruluğundan emin olmak gerekir.

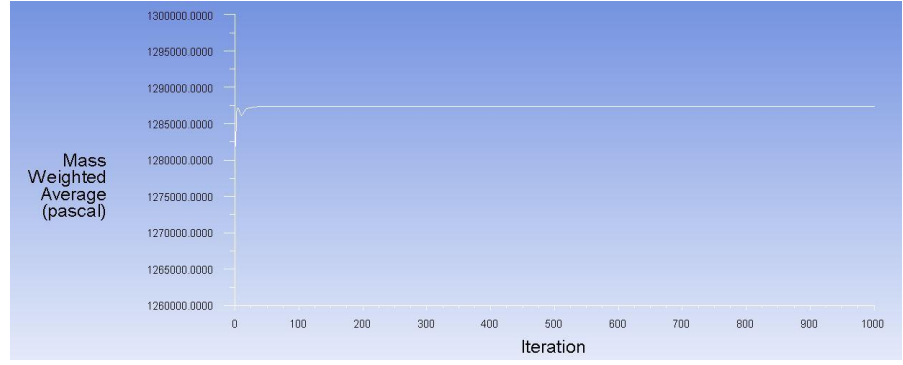
3.2.5 Çark akış analizleri

Analizlerde daha önce de belirtildiği gibi hacimsel debi girdisi, açısal dönme hızı ve çıkış basıncı sınır şartları tanımlanmıştır. Tasarım debisi 500 l/s olan pompanın sınır koşullarında sırasıyla hacimsel debi olarak 250 l/s, 320 l/s, 400 l/s, 500 l/s, 600 l/s ve 700 l/s debileri kullanılmıştır. Böylelikle geniş bir aralıkta pompanın performans değerleri ve radyal kuvvet incelemeleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerin tamamı, pompanın tasarım devri olan 1450 devir/dakika'da gerçekleştirilmiştir. Analizler 1000 iterasyona kadar sürdürülmüştür.

Analiz esnasında yakınsama davranışı Fluent yazılımının yakınsama monitöründe gözlemlenmiştir. Analize ait yakınsama grafiği Şekil 3.9'de görülmektedir. Bu yakınsama değerlerinin yanı sıra pompa çıkışındaki basıncın iterasyonlar boyunca değişimi de gözlenerek ikinci bir yakınsama kontrolü yapılmıştır (Şekil 3.10).



Şekil 3.9. Çözüm denklemlerinin yakınsama grafiği.



Şekil 3.10. Çark çıkış yüzey alanındaki basınç değerinin kütleli ortalamasının grafiği.

Akış analizleri neticesinde pompanın net yükünü bulabilmek için pompa girişi ve salyangoz çıkışı arasında Bernoulli prensibini uygulamak gerekir (Eşitlik 3.1).

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_s \quad (3.1)$$

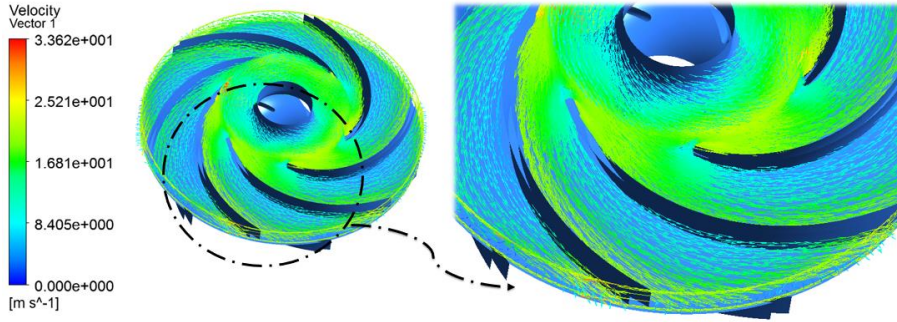
Burada P_1 ve P_2 sırasıyla giriş ve çıkış basınçlarını, V_1 ve V_2 giriş ve çıkış hızlarını, H pompa net yükünü, h_s ise iki yüzey arasındaki yükseklik farkını ifade etmektedir.

Pompanın çalışma torku değeri Fluent yazılımının ard-işlem modülünden elde edilmiştir. Böylelikle Eşitlik 3.1 ve Eşitlik 3.2 kullanılarak pompa verimi elde edilmiştir.

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P} \quad (21)$$

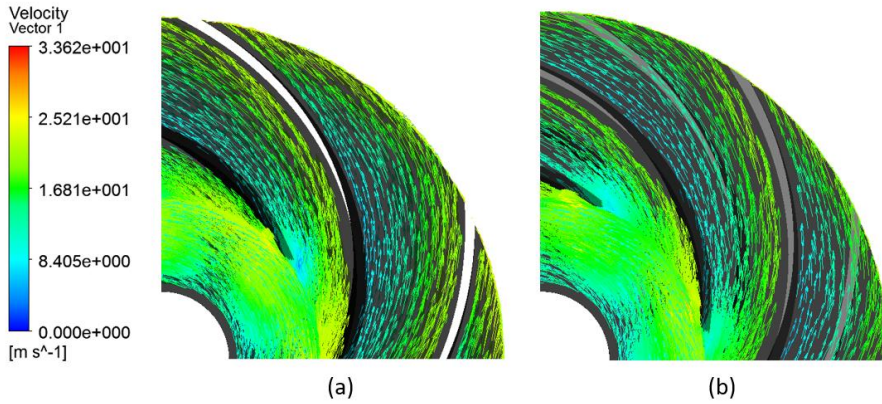
Pompa içindeki akış, tasarım değerleri olan 500 l/s debi ve 1450 devir/dakika dönme hızı için incelenmiştir. Öncelikle pompa içindeki akışa ait üç boyutlu akım iplikçikleri irdelenmiştir. Akım iplikçiklerinin kanat yüzeylerine teğet olduğu ve hacim içerisinde herhangi bir ikincil akış bulunmadığı gözlenmiştir (Şekil 3.11). Burada tasarım öncesinde ikincil akışları önlemek amacıyla belirlenen ön tasarım kriterlerinin etkisi oldukça büyüktür. Hacim içerisinde herhangi bir ikincil akış bölgesi doğrudan verim kaybına sebep olmaktadır. İyi bir akım iplikçiği dağılımı, kanat açılarının ve pompa meridyenel kesitinin uygun tasarlandığını işaret etmektedir. Bunların yanı sıra çark giriş kanat ucu haricinde akış hacmi içerisinde herhangi başka bir noktada çarpma meydana gelmemelidir. Özellikle basınçlanmış

akışkan bölgelerinde meydana gelen çarpma kayıpları verimi fazlasıyla olumsuz etkilemektedir.



Şekil 3.11. Çark içindeki akışa ait üç boyutlu hız vektörleri.

Hız vektörleri, çark kanat açılarının akış açılarıyla uyumluluğu konusunda oldukça faydalı bilgiler sunar. Çark içerisindeki akışa ait bağıl hız vektörleri Şekil 3.12’de sunulmuştur. Burada hız vektörlerinin çark kanat profiline paralel olduğu ve herhangi bir akış ayrılmasının meydana gelmediği görülmektedir.

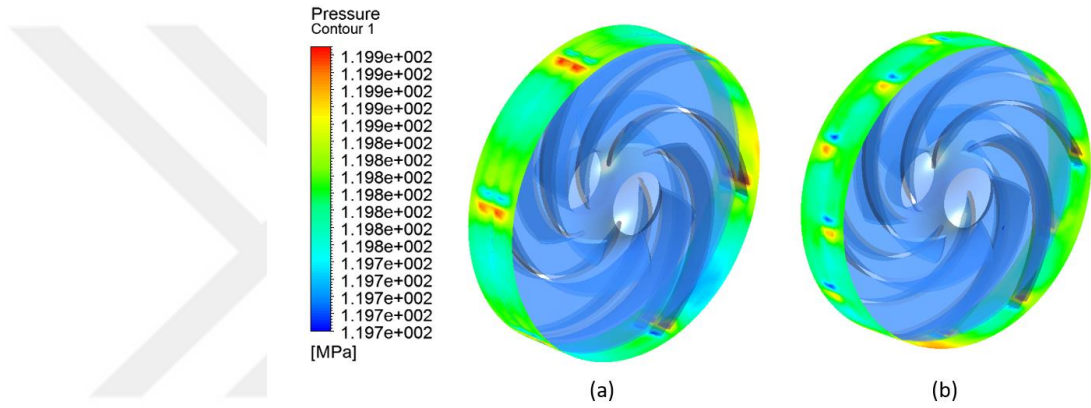


Şekil 3.12. a) Şaşırtmasız kanat, b) Şaşırtmalı kanat için hız vektörleri.

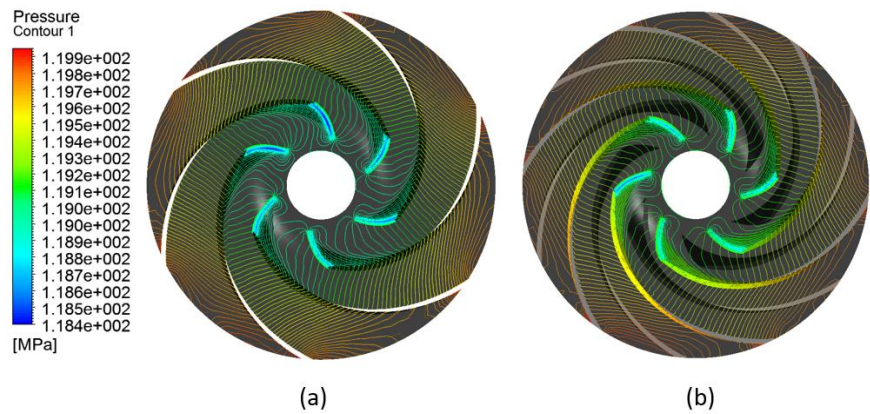
Zhang et al. (2013), gerçekleştirdikleri çalışmalarda şaşırtmalı çark yapısı sayesinde radyal kuvvetlerin azaltılabileceğini, dolayısıyla çift emişli pompaların daha güvende çalışabileceklerini ortaya koydular. Bu çalışmada da aynı amaçla 6 farklı çalışma debisi için analizler gerçekleştirildi. Pompanın tasarım debisinin yarısı minimum debi olarak belirlenirken, çalışma debisinin %140’ı maksimum debi olarak belirlendi. Bu değerlendirme yapılırken bu tip pompaların çalışma aralıkları da göz önünde bulundurulmuştur. Ayrılabilir gövdeli çift emişli pompalar genellikle paralel bağlı hatlarda kullanılırlar. Paralel olarak çalışan pompalardan

birinin devreden çıkması durumunda çalışmaya devam eden pompa otomatikmen yarı debide çalışacağı için radyal kuvvetlerin doğrultusu değişmektedir.

Analizler neticesinde çark kanatlarının aralarında faz farkı olacak biçimde konumlandırılmasıyla radyal yük dalgalanmalarının minimum mertebeye indirildiği ve darbe evrelerinin iki katına çıkarılmasıyla çark çıkışında daha düzgün bir basınç dağılımı elde edildiği görülmüştür. Şekil 3.13’de de görüldüğü gibi şaşırtmalı kanat kullanılması durumunda kanat frekansı iki katına çıktığı için, her defasında salyangoz gövdesini yalnızca 1 adet kanat kalınlığı kadarlık bir genişlik pas geçmektedir. Bu da meydana gelen radyal yüklerin şiddetini ciddi ölçüde azaltmaktadır.



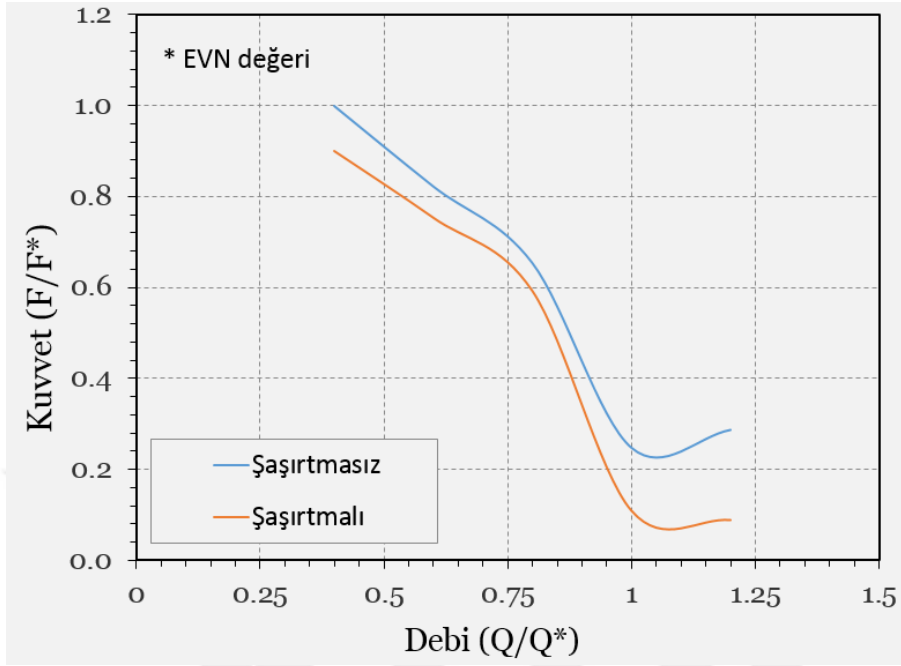
Şekil 3.13. a) Şaşırtmasız kanat, b) Şaşırtmalı kanat için çark çıkışındaki basınç dağılımları.



Şekil 3.14. a) Şaşırtmasız kanat, b) Şaşırtmalı kanat için toplam basınç gradyenleri.

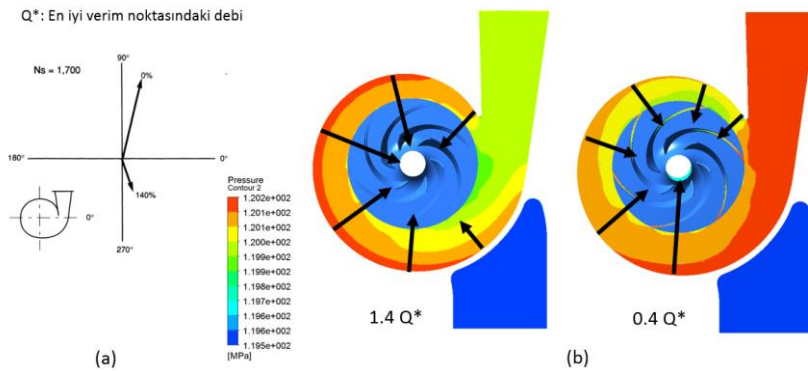
Akış analizleri neticesinde çark iç göbeği ve kanatlar üzerindeki toplam basınç çizgilerinin her iki kanat tipinde de benzer olduğu görülmüştür (Şekil 3.14).

Bunun yanı sıra Şekil 3.15'te görüldüğü gibi şaşırtmalı kanat yapısına sahip çark ile gerçekleştirilen analizlerde oldukça düşük radyal kuvvetler elde edilmiştir.



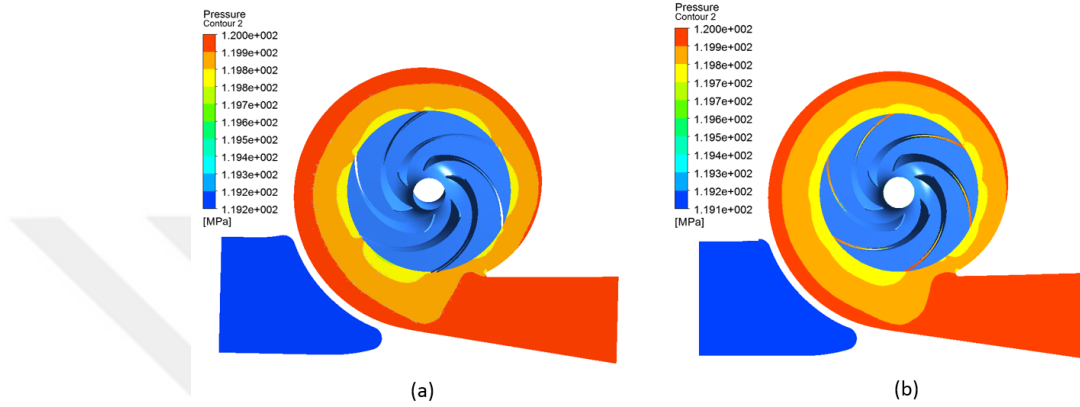
Şekil 3.15. Hidrolik tepki kuvvetlerinin karşılaştırması.

Karassik and McGuire (2012), gerçekleştirdikleri kapsamlı çalışmalar neticesinde salyangozlu pompalarda çalışma debisine bağlı olarak radyal kuvvet vektörünün doğrultusunun değişimini ortaya koymuşlardır. Radyal kuvvet vektörü hacimsel debinin az olduğu çalışma koşullarında salyangoz boğazına doğru yönelmekte; hacimsel debinin artmasıyla birlikte bu vektör saat yönünün tersine dönerek pompanın emiş flanşına doğru yönelmektedir. Karassik and McGuire'nin (2012) gerçekleştirdikleri çalışmaların neticesi Şekil 3.16'ta bu çalışmanın neticesiyle bir arada verilmiştir.



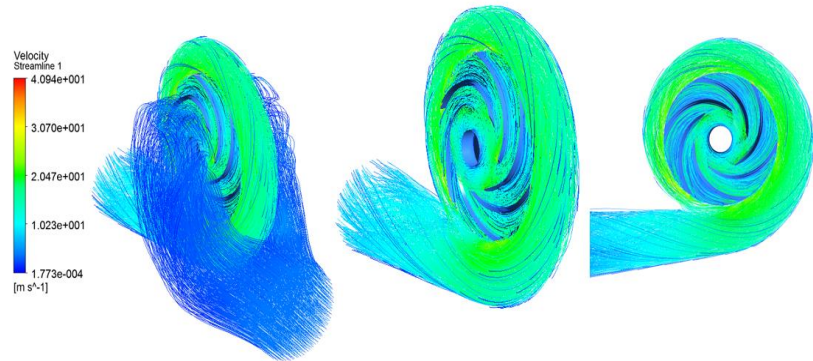
Şekil 3.16. Kuvvet vektörü doğrultusu a) Karassik and McGuire (2012), b) Mevcut çalışma.

Şaşırtmalı ve şaşırtmasız çark tipi arasındaki basınç dağılımı farkını irdelemek amacıyla salyangoz simetri düzlemi üzerinde toplam basınç dağılımı kıyaslanmıştır (Şekil 3.17). Çalışma debisinde gerçekleştirilen bu kıyaslama neticesinde şaşırtmalı kanat dizilimine sahip çarkın çıkışında daha üniform ve sürekli bir basınç dağılımı elde edildiği görülmüştür. Şaşırtmasız kanat dizilime sahip çarkta görülen kesintili basınç dalgaları, darbe etkisinde çalışmaya işaret etmektedir.



Şekil 3.17. a) Şaşırtmasız kanat, b) Şaşırtmalı kanat için salyangozdaki basınç dağılımı.

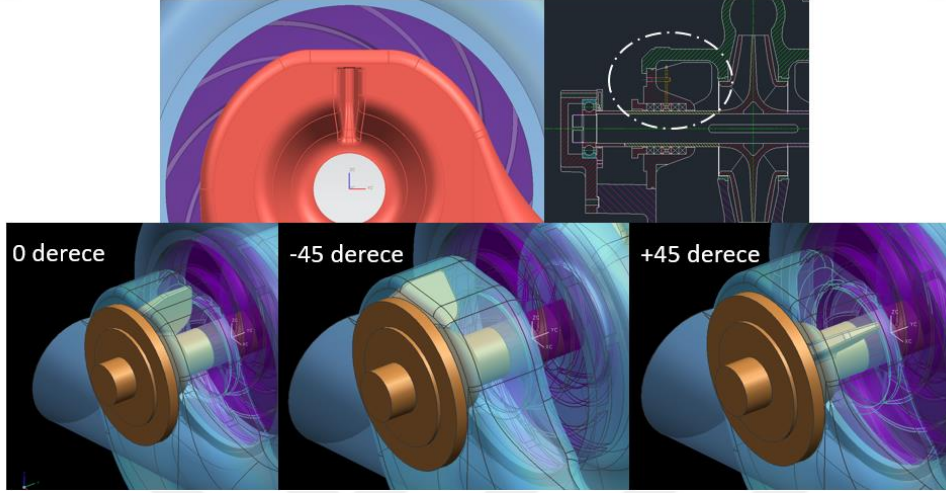
Ayrıca salyangoz içindeki akışın da gözden geçirilmesi gerekmektedir. Salyangoz kanal içi akışında meydana gelecek çarpmalar, ani genişlemeler kinetik enerjinin kaybolmasına sebep olmakta ve pompa verimini ciddi oranda düşürmektedir. Her iki çark tipi için gerçekleştirilen analizlerde salyangozdaki akışın oldukça üniform olduğu (Şekil 3.18) ve statik basınç çevriminin optimum olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.18. Üç boyutlu akış çizgileri.

3.2.6 Uygun feder pozisyonunun belirlenmesi

Akışı çark girişine yönlendiren federin ne kadarlık bir açıyla konumlandırılacağını tespit etmek amacıyla -45, -30, -15, 0, 15, 30, 45 derecelik feder konumları için akış analizleri gerçekleştirilmiş ve en üniform akış -45 derecelik feder konumunda elde edilmiştir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19. Uygun feder pozisyonunun belirlenmesi.

Bu analizlerde mühim olan değerlendirme kriteri çark girişindeki teğetsel hız bileşenleridir. Çark girişindeki teğetsel hız vektörlerinin minimum olması gerekmektedir, aksi halde giriş kayıpları artmaktadır. Farklı feder pozisyonlarına göre giriş hız bileşenleri Çizelge 3.1’de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi -45 derecelik feder pozisyonunda akış çok düşük bir teğetsel hız bileşenine sahiptir. Analizler de gösteriyor ki en üniform kanal içi akış -45 derecelik feder pozisyonunda elde edilmektedir.

Çizelge 3.1. Feder pozisyonuna bağlı olarak teğetsel hız değerleri.

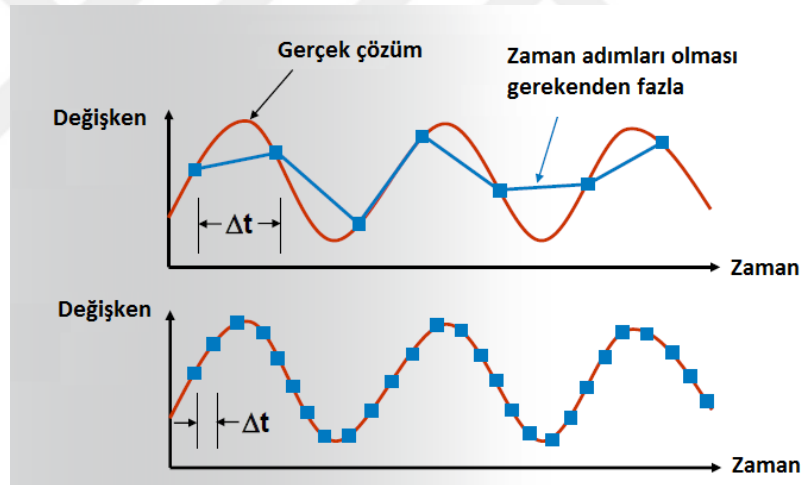
feder açısı (°)	P giriş (Pa)	P sol çark (Pa)	P sağ çark (Pa)	Kayıp (Pa)	Kayıp (m)	teğetsel hız (m/s)
45	119170390	119167500	119167350	2965	0.30243	2.846975
30	118574538	118571663	118571513	2950	0.300918	2.70462625
15	112645811	112643079	112642938	2803	0.285872	2.028469688
0	119152000	119149410	119149480	2555	0.26061	1.391208
-15	121535040	121532398	121532470	2606	0.265822	0.8347248
-30	123965741	123963046	123963119	2658	0.271139	0.66777984
-45	119137180	119134430	119134480	2725	0.27795	0.5409531

3.2.7 Zamana bağlı akış analizleri

Pompa içerisindeki akışın süreksizliklerini modellemek adına bir dizi zamana bağlı akış analizi gerçekleştirilmiştir. Zamana bağlı akış problemlerinin çözümünde zaman adımı oldukça önemli bir parametredir. Bu parametrenin belirlenmesinde Courant sayısı yaygın olarak kullanılmaktadır.

$$\text{Courant sayısı} = \frac{\text{Karakteristik akış hızı} \times \text{Zaman adımı}}{\text{Tipik hücre boyutu}} \quad (22)$$

Courant sayısı, akışkanın bir zaman diliminde içerisinde geçtiği ağ sayısını belirtir. Eğer bu sayı 1'den küçükse, akışkan parçacıkları 1 zaman dilimi içerisinde bir hücreden diğerine geçiyor demektir. Eğer bu sayı 1'den büyükse akışkan parçacıkları 1 zaman dilimi içinde 2 veya daha fazla hücreden geçmektedir ve bu durum yakınsamayı olumsuz etkileyebilir (Şekil 3.20). Difüzyonun egemen olduğu problemlerde bu sayının düşük olması oldukça önemlidir (Ansys, 2013).

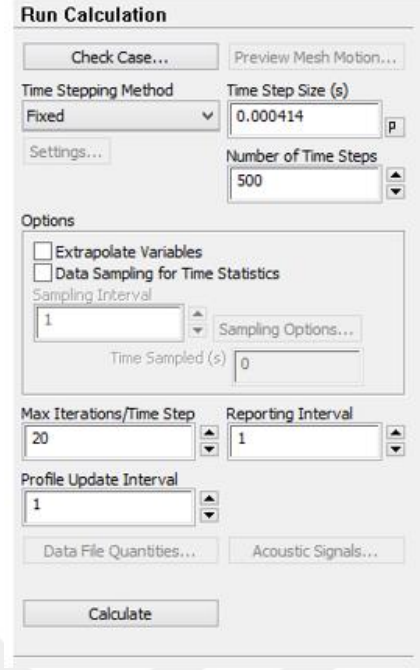


Şekil 3.20. Zaman adımlarının belirlenmesine bağlı olarak değişkenlerin çözümü.

Zamana bağlı turbomakine akış analizlerinin çözümünde zaman adımı belirlenirken Eşitlik 3.4'teki pratik formülasyonun kullanımı tavsiye edilmektedir (Ansys, 2013).

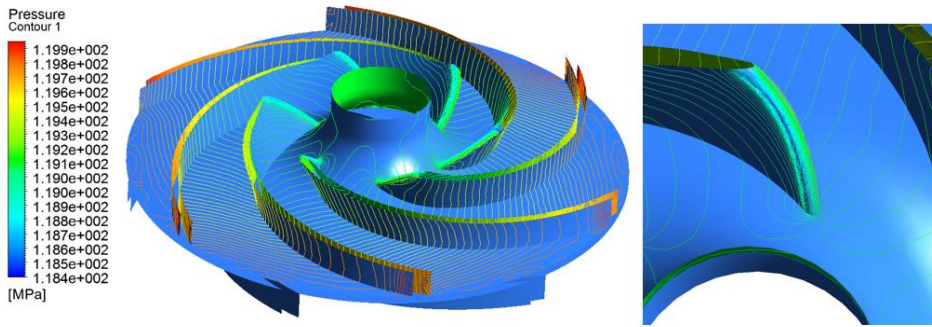
$$\text{Zaman adımı} = \frac{\text{Kanat sayısı}}{10 \times \text{Dönme hızı}} \quad (23)$$

Bu çalışmadaki pompa çarkı 6 kanatlı ve dönme hızı 157 rad/s olduğundan 0.004 saniyelik zaman adımının kullanılması uygun olmaktadır (Şekil 3.21).



Şekil 3.21. Zamana bağlı akış analizi modelinin kurulması.

Zamana bağlı akış analizlerinde gözlemlenen en önemli etki çark girişindeki durma noktasının zamana bağlı değişimi olmuştur. İdeal durumda şoksuz giriş şartının sağlanması için çark girişindeki durma noktasının çark kanadının giriş et kalınlığının ortasında olması istenmektedir. Zamana bağlı akış analizlerinde bu durma noktasının pozisyonunun zamanla değiştiği ancak netice çark et kalınlığının ortasında kaldığı gözlemlenmiştir (Şekil 3.22).



Şekil 3.22. Çark kanat ucundaki akış durma noktasına ait basınç dağılımı.

Ağ örgüsü yapısının uygunluğunu teyit etmek amacıyla, 5 aşamalı iyileştirmeden oluşan karşılaştırmalı bir çalışma gerçekleştirilmiştir (Çizelge 3.2). Şaşırtmasız kanat yapılı analiz modelinde görece daha az yoğun bir ağ örgüsü yapısıyla ağdan bağımsızlık elde edilirken, şaşırtmalı kanat modelinde daha çok

sayıda ağ elemanı kullanılarak ağdan bağımsızlık sağlanmıştır. Pompalarda meydana gelen basınç dalgalanmaları genel olarak karmaşık bir fenomen olmakla birlikte, bu tarz bir davranışın altında yatan fiziği yakalamak için daha yoğun bir ağ örgüsü kurmak gerekmektedir. Çalışmalar neticesinde, her iki HAD modelinin de yaklaşık olarak 3 milyon adet ağ elemanı kullanılmasıyla birlikte ağ örgüsünden bağımsızlığı sağlanmıştır.

Çizelge 3.2. Ağ örgüsü yoğunluğuna bağlı olarak akış parametrelerinin değişimi.

Eleman sayısı	T_p (MPa)	Sapma (%)	V_{ort} (m/s)	Sapma (%)
361,434	102.12	4.78	27.97	5.02
705,099	107.25	3.53	26.63	3.66
1,009,044	111.18	3.04	25.69	3.13
1,409,889	114.66	1.99	24.91	2.03
1,858,884	116.99	1.37	24.42	1.38
2,248,995	118.61	0.70	24.08	0.71
2,631,389	119.45	0.28	23.91	0.28
2,927,995	119.78	-	23.85	-

* T_p: Çark çıkışındaki toplam basıncın kütleli ortalaması.

* V_{ort}: Çark çıkışındaki hızın alan ortalaması.

4. MİL SEHİM ANALİZİ

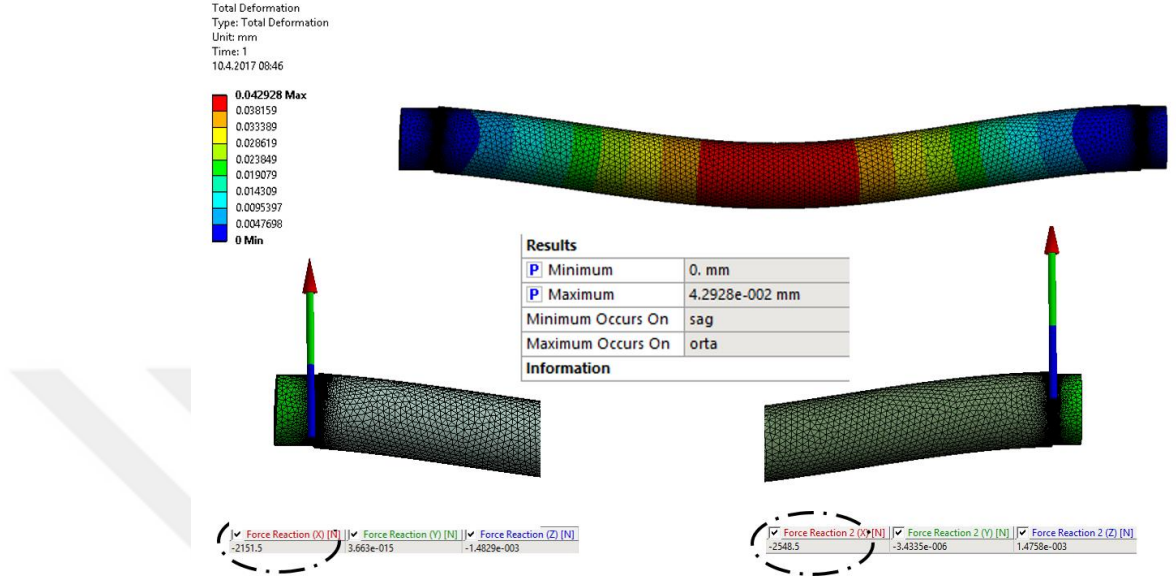
Tasarımı yapılacak pompa çift emişli olduğu için, birbirinin simetriği biçiminde duracak iki çarkın birbirlerine göre pozisyonunun ne olacağı sorusu akla gelmektedir. Bilhassa yüksek radyal kuvvetler göz önünde bulundurulduğunda bu konunun önemi daha da artmaktadır. Çift emişli yapıdaki bir çarkta aksenal kuvvetler neredeyse tamamıyla dengelenmektedir. Ancak hem çark, mil ve mil gömleği gibi elemanların ağırlığı hem de pompanın çıkış basıncı sebebiyle radyal kuvvetler oldukça fazladır. Radyal kuvvetler ekstrem değerlere ulaştığında mil sehimini kritik değere erişebilir ve bu da pompanın çalışma esnasında dağılmasına sebep olabilir. Mil sehimini kopma gerçekleşecek seviyeye ulaşmasa dahi kritik bölgelerdeki sehim, pompanın arızalanmasına sebep olabilir. Bu çalışmadaki pompada sızdırmazlık elemanı olarak mekanik salmastra kullanılmıştır. M74/110 tipi Burgmann mekanik salmastranın tölere edebileceği maksimum mil sehiminin 0.05 mm olduğu katalog bilgilerinde yer almaktadır. Dolayısıyla pompa milinin sehimini mekanik salmastranın bulunduğu konumda bu tolerans değerini aşmamalıdır. Aksi halde mekanik salmastra dağılabilir ve pompa çalışmaz hale gelebilir.

3. bölümde tartışıldığı gibi, pompanın çalışma debisine bağlı olarak radyal kuvvetin doğrultusu değişmektedir. Bu kuvvet vektörü eğer pompa bileşenlerinin ağırlıklarıyla aynı yönde etkirse (aşağı yönlü), bu durumda iki kuvvetin toplamı kadarlık bir radyal kuvvet ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla mil sehim hesabı yapılırken bu kritik durum göz önünde bulundurulmalıdır.

Ansys Workbench modülü kullanılarak, rulmanların bulunduğu konumdan mesnetlenen milin çark göbeğiyle temas eden yüzeyine aşağı yönlü 4700 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır. Bu kuvvet, hem hidrolik analizlerden elde edilen radyal kuvvetlerin hem de pompa bileşenlerinin ağırlığından kaynaklanan radyal kuvvetin bileşkesi kadardır. Analizler neticesinde milin maksimum sehiminin beklendiği gibi iki mesnet arası mesafenin ortasında gerçekleştiği ve 0.05 mm'nin altında olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.1).

Mekanik salmastrada su filminin oluştuğu kritik yüzeyin bilyalı rulman merkezinden uzaklığı 134 mm'dir. Bu noktada SEY analizlerinde okunan deplasman değeri 0.0146 mm'dir. Bu değer, imalatçı toleransında belirtilen değerden çok daha küçüktür. Ayrıca Deutschman et al.'ın (1975) iki taraftan yataklanmış millerde sehim hesabı için ortaya koyduğu teorik denklem Eşitlik

4.1’de verilmiştir. Burada iki yatak arası mesafe 790 mm ve pompa milinin gömleklerle birlikte çapı 110 mm alındığı taktirde 4700 N yük etkisiyle mekanik salmastra bölgesinde 0.0156 mm’lik bir deformasyon elde edilmektedir. Bu değer SEY analizlerinden elde edilen değerle oldukça yakındır.



Şekil 4.1. Mil sehimi analizi sonuçları.

$$y_{AB} = \left[\frac{F_i \cdot b_i \cdot x}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} (x^2 + b_1^2 - L^2) \right] \quad (4.1)$$

$$y_{AB} = \left[\frac{4700 \cdot (0,395) \cdot (0,134)}{6 \cdot (2.1 \times 10^{11}) \cdot (7.18 \times 10^{-6}) \cdot (0,79)} (0,134^2 + 0,395^2 - 0,79^2) \right] = 0.0156 \text{ mm}$$

Burada y_{AB} desplasman değerini, a_i ve b_i yatakların merkezi ile kuvvet etki noktası arasındaki mesafeyi, M_i atalet momentini, L iki yatak arası mesafeyi ve x ise deplasmanın hesaplanmak istendiği konumu belirtmektedir.

5. POMPANIN PERFORMANS TESTLERİ

5.1 Performans Testleri

Tasarımı ve analizleri tamamlanan pompanın üretimi gerçekleştirildikten sonra Vansan firmasının test laboratuvarında performans testleri gerçekleştirilmiştir. Bu laboratuvar, Türk Akreditasyon Kurumu tarafından 25 Ağustos 2017 tarihinde akreditasyon belgesi almış bir pompa deney laboratuvarıdır. Pompa performans testleri TS EN ISO 9906 (2012) standardına göre gerçekleştirilmiştir. Vansan firmasının pompa deney laboratuvarı Şekil 5.1’de görülmektedir.



Şekil 5.1. Performans testlerinin gerçekleştirildiği laboratuvar.

Deney laboratuvarında 1 adet havuz bulunmaktadır. Havuz yaklaşık olarak 20 metre uzunluğunda ve 10 metre genişliğindedir. Havuzun geneli 3 metre derinliğinde iken, pompaların bağlandığı ve test edildiği bölüm 10 metre derinliktedir.

Pompa performansının belirlenebilmesi için test laboratuvarında debi, basınç, devir ve güç parametrelerinin ölçümlerinin yapılması gerekmektedir. Pompa çıkış flanşı, deney laboratuvarındaki 600 mm çaplı boru hattına bağlanmıştır. Ayrıca 100 mm, 150 mm, 250 mm ve 1200 mm olmak üzere 4 adet bağlantı hattı daha bulunmaktadır. Pompanın giriş flanşı 90 derece dirseğe sahip başka bir boruya bağlanarak havuzdan emiş yapması sağlanmıştır. Bağlantı aşamasında pompa ve

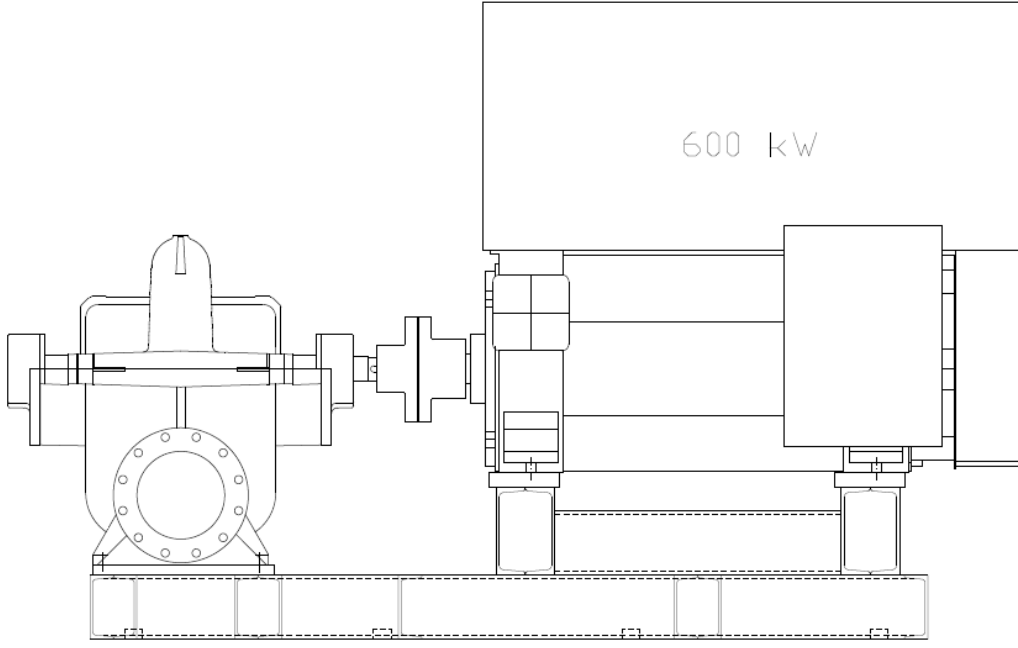
diğer ekipmanlar 5 ton taşıma kapasitesine sahip bir vinç ile hareket ettirilmiştir. Debi ayarlamaları için kelebek tipi vana kullanılmıştır. Vana kontrol kumandaları, deney laboratuvarının kumanda odasında yer almaktadır. Pompa debisi ölçülürken boru hattında bulunan elektromanyetik debimetreler kullanılmıştır. Pompa basıncı hem manometre hem de basınç transmitteri vasıtasıyla ölçülmüştür. Laboratuvarda farklı basma yüksekliği ölçümlerinde kullanılmak üzere 1 bar, 6 bar, 10 bar, 20 bar, 40 bar ve 60 bar'lık manometre ve basınç transmitteri mevcuttur. Deney laboratuvarındaki bütün ölçüm ekipmanları PLC bağlantısı ile kumanda odasından kontrol edilebilmektedir. Ayrıca laboratuvarda iki adet güç analizörü bulunmaktadır. Pompanın çalışma esnasında çektiği güç, akım, voltaj, faz açısı gibi değerler laboratuvarda bulunan bu güç analizörleri ile ölçülmüştür.

Pompa, havuzdaki soğuk temiz su kullanılarak test edilmiştir. Soğuk ve temiz su, TS EN ISO 9906 (2012) standartında 40 °C sıcaklığa sahip, kinematik viskozitesi 1.75×10^{-6} , yoğunluğu 1050 kg/m³, 2.5kg/m³ aşındırıcı olmayan katı parçacığa sahip ve 50 kg/m³ çözölmüş katı parçacık ihtiva eden akışkan olarak belirtilmiştir. Bu şartlar söz konusu test laboratuvarında sağlanmaktadır.

5.2 Test Ön Hazırlıkları

Bu çalışmada tasarlanan pompa 6.3 kV 600 kW gücünde, sincap kafesli, kısa devre rotorlu, asenkron bir elektrik motoru kullanılarak denenmiştir. Bu motor için bir adet soft starter temin edilmiştir. Pompa deney laboratuvarına taşınmadan evvel bütün bileşenlerin montajı, firmanın montaj hattında tamamlanmıştır. Pompanın gerekli boşlukları kontrol edilmiş ve pompa milinin el ile rahatça dönebildiğinden emin olunmuştur.

Pompa yatay milli olduğu için, elektrik motoruyla birlikte bir şase üzerine monte edilmelidir. Burada test düzeneği kurulmadan önce tamamlanması gereken önemli bir aşama, kaplin ayarındır. Eğer kaplin ayarı iyi yapılmazsa pompa titreşimli bir şekilde çalışabilir, yataklar ısınabilir ve belki de pompa dağılabilir. Kaplin ayarı yapılırken, pompa şase üzerine sabitlenip, elektrik motoru hareket ettirilerek ayar sacları vasıtasıyla pompa miliyle eş eksenli olması sağlanmıştır. Pompa-motor montajı ve şase şeması Şekil 5.2'de görülmektedir.

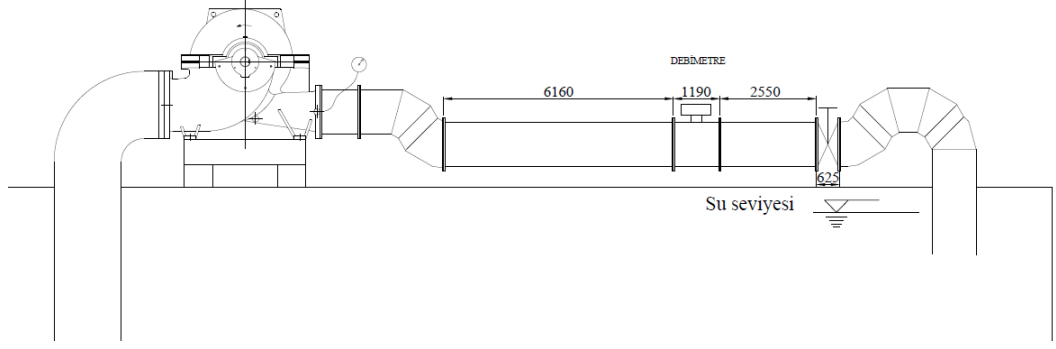


Şekil 5.2. Pompa ve motor şase montajı şeması.

Pompa ve motorun şaseye oturtulup, kaplin ayarının iyi bir şekilde yapılmasıyla titreşim ve sürtünme azalmaktadır. Böylelikle pompa daha az güç harcamaktadır. Bunun yanı sıra rulman ömrü ciddi bir biçimde uzamakta ve parça hasarları minimize edilmektedir.

Pompa hem mekanik salmastra hem de yumuşak salmastra konstrüksiyonu ile uygun çalışacak biçimde tasarlanmıştır. Mekanik salmastra kullanılması durumunda salmastranın sağlıklı çalışabilmesi için su verilmesi gerekmektedir. Pompanın basınçlı bölgesinden alınan akışkanın salmastra bölgesine transfer edilmesi için siklon filtreli bir tesisat tasarlanmıştır. Bu tesisat da pompa deneye alınmadan önce monte edilmiştir.

Pompanın emme ve basma flanşı deney hattına M20 cıvatalar ve somunlar kullanılarak bağlanmıştır. Pompanın emiş ve çıkış flanşı PN16 sınıfındadır. Bu basınç sınıfı belirlenirken, pompanın çalışma basıncı göz önünde bulundurulmuştur. Pompanın montajı bütünüyle tamamlandıktan sonra deney laboratuvarının deneme hattında konumlandırılmıştır. Pompanın deney şematığı Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Pompa deney şematığı.

5.3 Test Prosedürü

Pompanın performans sonuçları elde edilirken aşağıda belirtilen test prosedürleri dikkatli bir biçimde takip edilmiştir:

1. Pompanın montajı tamamlanmış ve teste hazır hale getirilmiştir.
2. Pompa ve elektrik motoru şase üzerine yerleştirilerek kaplin ayarı dikkatli bir biçimde gerçekleştirilmiştir.
3. Pompa-motor şasesi deney laboratuvarındaki uygun hatta taşınmış ve pompanın bu hat ile olan flanş bağlantısı gerçekleştirilmiştir.
4. Pompanın emme flanşı, 90 derece dirseğe sahip bir boruya bağlanmış ve havuz ile bağlantısı gerçekleştirilmiştir.
5. Pompa motorunun elektrik panosuna bağlantıları gerçekleştirilmiştir.
6. Pompanın milinin rahat bir şekilde döndüğünden emin olunmuştur.
7. Pompanın dönme yönünün doğru olduğundan emin olmak adına, çok kısa bir süreliğine pompa çalıştırılmış ve ardından durdurulmuştur.
8. Öncelikle bir vakum pompası çalıştırılmış ve pompanın içindeki hava çekilerek vakum yaratılmıştır. Böylelikle daha düşük seviyede olan havuz suyunun pompa içerisine emilmesi sağlanmıştır. Ayrıca pompa öncelikle mekanik salmastra kullanılarak test edildiği için, pompa çalışmadan önce içerisinde tamamen su dolması muhakkak dikkat edilmesi gereken bir

konudur. Çünkü mekanik salmastralı bir pompa kuru bir biçimde çalıştırıldığı takdirde mekanik salmastranın bozulması olasıdır.

9. Pompanın içi su dolduktan sonra vakum pompası durdurulmuş ve pompanın kendisi çalıştırılmıştır. Radyal yükler fazla olabileceği için pompa öncelikle 1000 devirde çalıştırılmıştır. Pompa belirli bir süre çalışırken, kapalı vanadan açık vanaya dek belirli aralıklarda debi, basınç, akım, voltaj, faz açısı ve güç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu değerler rapor edilirken, pompanın belirlenen noktalarda belirli bir süre çalışıp, değerlerin stabil hale gelmesi beklenmiştir. Performans değerleri belirlenirken, değerler anlık olarak kaydedilmemiş, 10 saniyelik periyotlar boyunca aynı noktadaki değerlerin ortalaması alınarak, ani çalkalanmaların etkisi önlenmiştir.
10. Pompa 4 saat kadar çalıştırılmış ve bu süre boyunca yatak sıcaklıkları ölçülmüştür.
11. Aynı pompa yumuşak salmastra kullanılarak test edilmiş ve performans değerleri rapor edilmiştir.
12. Pompa tekrar mekanik salmastralı olarak çalıştırılmış ve bu kez tasarım devri olan 1450 devirde performans değerleri alınmıştır. Pompa yine yaklaşık olarak 4 saat çalıştırılmış ve bu süre zarfında yatak sıcaklıkları sürekli olarak ölçülmüştür.
13. Performans değerlerinin tamamı elde edildikten sonra pompa durdurulmuş ve bağlantılar sökülerek pompa test laboratuvarından ayrılmıştır. Pompanın deney standına monte edilmiş hali Şekil 5.4'te görülmektedir.



Şekil 5.4. Pompanın deney laboratuvarındaki hatta bağlanması.

5.4 Test Sonuçları

Pompaya ait test sonuçları performans eğrileri haline getirilmiş ve Şekil 5.5'te gösterilmiştir. Görüldüğü gibi belirlenen debide tasarımda ön görülen verim ve basma yüksekliği değerleri, gerçek zamanlı laboratuvar testlerinde de elde edilmiştir. TS EN ISO 9906 (2012) standardında belirtilen tolerans değerleri çerçevesinde pompanın beklenen verim ve basma yüksekliği şartlarını sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca test sonuçlarına ait belirsizlik hesabı Ek-A'da verilmiştir.

Çizelge 5.1. Pompa test sonuçları.

Şaşırtmalı kanatlı çark				Şaşırtmasız kanatlı çark			
Debi (l/s)	Net Yük (m)	Güç (kW)	Verim (%)	Debi (l/s)	Net Yük (m)	Güç (kW)	Verim (%)
313.76	98.78	303.85	77.55	309.73	98.53	299.19	76.36
354.74	97.81	340.16	81.08	350.88	98.29	338.11	80.59
371.83	97.21	354.36	81.29	378.65	97.06	360.29	82.65
412.01	95.17	384.40	84.51	409.55	95.30	382.67	84.12
436.13	93.43	399.46	84.49	444.58	93.04	405.50	85.76
461.14	91.14	412.04	85.37	469.12	91.05	418.77	86.76
494.08	87.29	422.84	83.97	500.08	87.66	429.77	85.35
527.11	82.38	425.70	80.18	518.81	82.24	418.33	78.79
554.29	77.46	420.95	75.87	560.46	76.23	418.88	75.49
607.94	65.28	389.09	68.00	605.51	65.91	391.24	68.37

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, pompaya ait tasarım kriterleri, nümerik yöntemler ve test sonuçları arasındaki ilişkiler değerlendirilecektir. Tartışmanın ilk kısmında, ikincil akışları elimine etmeye ve verim kayıplarını azaltmaya yönelik tasarım yöntemlerinin pompanın hidrolik performansı üzerindeki etkileri değerlendirilecektir. Ardından pompanın HAD ve SEM analizlerindeki metodolojiler irdelenecektir. Bu çalışmada özel olarak araştırılan konulardan biri olan şaşırtmalı kanat yapısı analizleri ve bu yapıdaki değişikliklerin radyal kuvvet üzerindeki etkilerine değinilecektir. Son olarak, simülasyon sonuçları ile gerçek zamanlı test sonuçları kıyaslanacaktır.

Bu çalışmada, Vansan firması bünyesinde ayrılabilir gövdeli, şaşırtmalı kanat yapısına sahip bir çift emişli pompa tasarlanmış, imal edilmiş ve gerçek zamanlı testleri gerçekleştirilmiştir. Pompa tasarımı Excel ve VBA arayüzü ile hazırlanan bir pompa tasarım programı ile gerçekleştirilmiştir. Pompanın tasarımında, alışlagelmiş tasarım yöntemlerinin aksine literatürde önemli yer edinmiş bir konu olan “akım iplikçiği eğriselliği” etkisi dikkate alınarak ikincil akışların etkisi henüz ilk tasarımda ortadan kaldırılmıştır. Konvansiyonel çark tasarım yönteminde kanat giriş ve çıkış açısı belirlendikten sonra iki değer arasında çoğu zaman lineer bir değişim olduğu esas alınır. Bu yöntemde olası ikincil akışları önlemek mümkün olmadığından deneme yanılma prosesi uzun zaman almaktadır. Bu çalışmayla ortaya konan tasarım metodunda akım iplikçiği eğriselliği etkisi göz önüne alınarak en uygun basınç dağılımını veren kanat açısı dağılımı kullanılmıştır.

Pompanın emişi, çarkın emiş eksenine dik olduğundan, akış üniform olmayan bir rota izleyerek çark girişine yönelmek zorundadır. Emme eksenini ile basma eksenini çakışık olmadığından çark girişinde kaçınılmaz olarak üniform olmayan bir hız profili meydana gelmektedir. Bu durumda akışı teğetsel hız bileşenlerinin domine etmesi, ciddi verim kayıplarına sebep olmaktadır. Bu durumu önlemek adına çark girişine yerleştirilmek üzere salmastra yatağıyla yekpare olarak karşılıklı iki adet feder tasarlanmıştır. Böylelikle emiş haznesinden giren akışkanın bir kısmı federin altından, diğer kısmı da federin üzerinden geçerek çarka yönelmekte ve bu iki akış birbirine karışmamaktadır. Dolayısıyla çark girişinde daha üniform bir akış elde

edilmektedir. Uygun feder açısını bulmak amacıyla gerçekleştirilen analizlerde, feder açısının -45 derece olmasına karar verilmiştir.

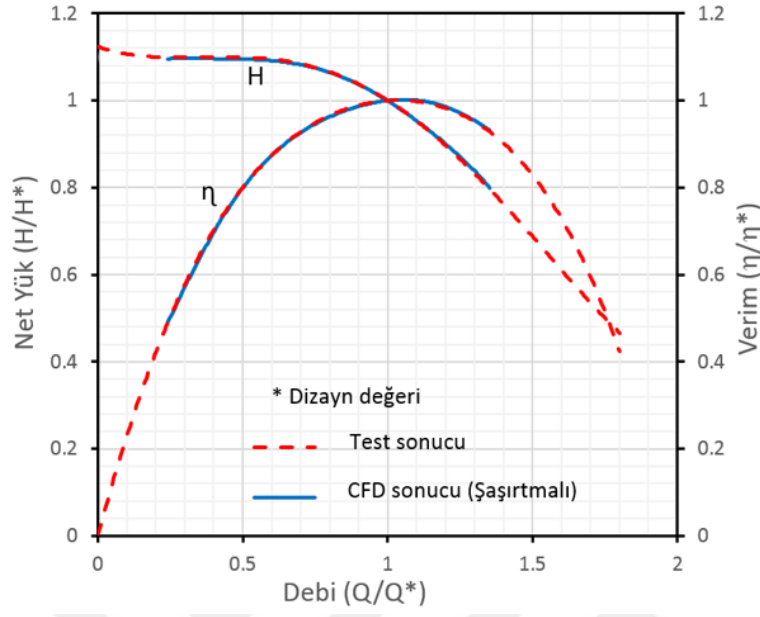
Çark girişine adapte edilen feder yapısı sebebiyle giriş koşulları sürekliliğini yitirmektedir. Giriş koşullarındaki zamana bağlı değişimlerin pompa performansına etkisini irdelemek amacıyla bir dizi zamana bağlı akış analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerde çark girişinde kanat ucundaki durma pozisyonunun zamana bağlı olarak değiştiği ancak durma noktasının kanat ucunda kalması sebebiyle bu durumun çark performansını etkilemediği görülmüştür.

Hidrolik tasarımın tamamlanmasının ardından bir takım mekanik gereklilikleri sağlamak adına bir dizi mekanik analiz gerçekleştirilmiştir. Yatay milli, basıncı yüksek pompalarda radyal kuvvetler ekstrem değerler alabilmektedir. Radyal kuvvetleri azaltmak adına bu tür pompalar genellikle çift salyangozlu olarak üretilmektedir. Ancak çift salyangozlu yapı pompanın verimini olumsuz etkilemenin yanı sıra döküm, işleme ve montaj işlemlerinde bir çok zorluk yaratmaktadır. Pompa iki ayrı gövdeden oluştuğu için, salyangozun dili iki gövdede birden bulunmaktadır. Alt ve üst gövdenin eş eksenli işlenebilmesi için, gövdeler kapatıldığında bu iki dilin üst üste gelmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak çoğu zaman zor olmaktadır. Bu çalışmada çift salyangoz yapısı kullanmak yerine, şaşırtmalı kanat yapısı kullanılarak radyal kuvvetler önemli ölçüde azaltılmıştır. Böylelikle rulman ömrü uzatılmış ve pompanın sağlıklı bir şekilde çalışması sağlanmıştır.

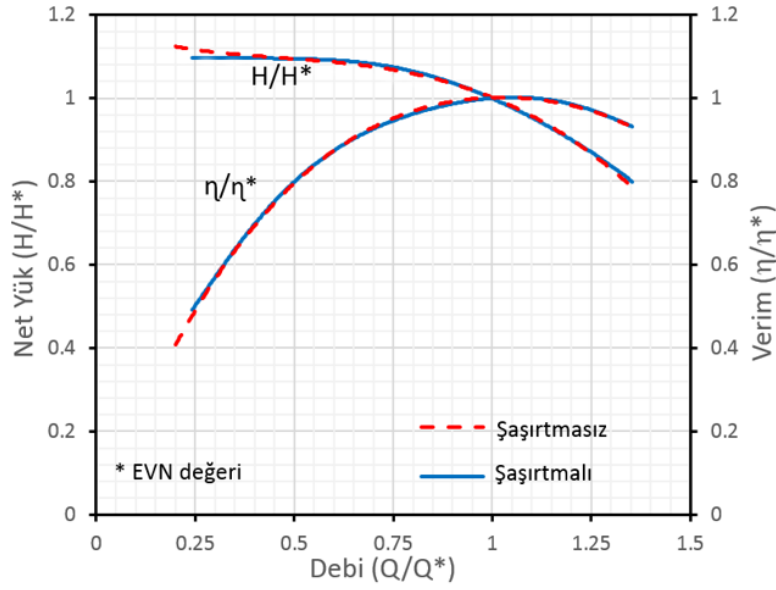
Pompanın hidrolik tasarımının yanı sıra üretilebilirliği de oldukça önemlidir. Çünkü iyi tasarlanmış bir pompanın verimi üretimde gerçekleşecek hatalar neticesinde olumsuz etkilenebilmektedir. Pompanın döküm parçalarındaki yüzey kalitesinin iyi olması, döküm boşluklarının bulunmaması ve bütün bileşenlerin belirlenen toleranslarda işlenmesi pompa verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Ayrıca pompa iki ayrı gövdeden meydana geldiği için, bu iki gövdenin tam olarak örtüşmesi de oldukça önemli bir husustur. İmalatı baştan sona titizlikle takip edilen pompanın montajı sağlıklı bir biçimde gerçekleştirilmiş ve testleri alınmıştır.

Son olarak, analiz verileri ile gerçek zamanlı test verileri kıyaslanmış ve FLUENT analizlerinden elde edilen verilerin test sonuçlarıyla örtüştüğü görülmüştür (Şekil 6.1). Ayrıca şaşırtmalı ve şaşırtmasız kanatlı çarkların

hidrolik performansları karşılaştırılmış ve iki deney sonucunun da birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür (Şekil 6.2)



Şekil 6.1. HAD analizleri ve test sonuçlarının karşılaştırılması.



Şekil 6.2. Şaşırtmalı ve şaşırtmasız kanat analizlerinin karşılaştırılması

7. ÖNERİLER

Bu çalışmada ikincil akışları ortadan kaldırmak amacıyla uygulanan yöntem, çark içindeki statik basınç dağılımını ön görmek ve olası ikincil akışları önleyecek kanat açısı dağılımını belirlemek üzerine kuruludur. Dolayısıyla bu yöntem her ne kadar nihai tasarımı elde etmede büyük bir kolaylık sağlasa da bir miktar deneme yanılma prosedürü içermektedir. Bu yöntem kullanılarak kapsamlı bir nümerik ve deneysel araştırma neticesinde geniş bir özgül hız bandındaki bir çok pompa ailesi için en uygun basınç karakteristikleri elde edilip, enerji verimliliği yönetmelikleriyle birlikte yardımcı birer kaynak olarak sunulabilir. Bunun yanı sıra Fluent analizlerinden elde edilen çark kanatları üzerindeki basınç dağılımının üç boyutlu uzayda her bir ağ örgüsü için tasarım programına kaydedilip, bu basınç dağılımından yeni bir basınç karakteristiği belirlenebildiği takdirde tasarım prosedürü oldukça hızlandırılabilir. Bu işlem birkaç iterasyon boyunca gerçekleştirildiği takdirde, nihayetinde rastgele tasarlanmış bir çarktan ziyade arzu edilen basınç karakteristiğine sahip, iyi verimli pompa çarkları elde edilebilir.

Salyangozun vazifesi çarkı terkeden akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin bir kısmını basınç enerjisine dönüştürmektir ve çarktakine benzer kanatlara sahip olmadıkları için genellikle ortalama hızın değişimini temel alan universal ölçülere göre tasarlanırlar. Ancak benzer bir çalışma difüzörlü bir pompa için yapılacak olursa, yeni bir basınç karakteristiği araştırması ve ikincil akış önleme prensipleri difüzör kanatları için de uygulanabilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ansys Inc.**, 2013, Fluent 14.0 User Guide, 2070p.
- Barrio, R., Parrondo, J. and Blanco, E.**, 2010, Numerical Analysis of the Unsteady Flow in the Near-Tongue Region in a Volute-Type Centrifugal Pump for Different Operating Points, *Computers and Fluids*, 39(5), 859-870.
- Blottner, F. G.**, 1964, Nonequilibrium Laminar Boundary-Layer Flow of Ionized Air, *AIAA Journal*, 2(11):1921-1927pp.
- Blottner, F. G.**, 1964, Chemical Nonequilibrium Boundary-Layer, *AIAA Journal*, 2(2):232-239pp.
- Busemann, A.**, 1928, Das Förderhöhenverhältnis Radialer Kreispumpen mit Logarithmisch-Spiraligen Schaufeln, *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 8(5), 372-384.
- Csanady, G. T.**, 1964, Theory of Turbomachines, McGraw-Hill, New York, 378p.
- Denton, J. D. and Dawes W. N.**, 1998, Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design, Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(2):107-124pp.
- Deutschman, A. D., Michels, W. J. and Wilson, C. E.**, 1975, Machine Design; Theory and Practise, Prentice Hall.
- Dicmas, J. L.**, 1987, Vertical Turbine Mixed Flow and Propeller Pumps, McGraw-Hill Book Company., New York, 379p.
- Fay, J. A. and Riddell, F. R.**, 1958, Theory of Stagnation Point Heat Transfer in Dissociated Air, *Journal of the Aeronautical Sciences*, 25(2):73-85pp.
- Fujun, C. G. W.**, 2008, Numerical Investigation of Unsteady Pressure Fluctuations Near Volute in a Double-Suction Centrifugal Pump, *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 6:015.
- Goto, A.**, 2016, Historical Perspective on Fluid Machinery Flow Optimization in an Industry, *International Journal of Fluid Machinery and Sustems*, 9(1):75-84pp.
- Gülich, J. F.**, 2010, Centrifugal Pumps, Springe-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 966p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Hall, H. G., Eschenroeder, A.Q. and Marrone, P. V.,** 1962, Blunt-Nose Inviscid Airflow with Coupled Nonequilibrium Processes, *Journal of the Aerospace Sciences*, 29(9):1038-1051pp.
- Hirsch, C.,** 1994, CFD Methodology and Validation for Turbomachinery Flows, *Turbomachinery Design Using CFD-AGARD Lecture Series 195*, Specialised Printing Services, Essex, pp 4-7.
- Karassik, I. J., Messina, J.P., Cooper, P. and Heald, C. C.,** 1986, Pump Handbook, McGraw-Hill, New York, 1824p.
- Karassik, I. J., & McGuire, J. T.,** 2012, Centrifugal Pumps, *Springer Science & Business Media*.
- Khalifa, A. E., Al-Qutub, A. M. and Ben-Mansour, R.,** 2011, Study of Pressure Fluctuations and Induced Vibration at Blade-Passing Frequencies of a Double Volute Pump, *Arabian Journal for Science and Engineering*, 36(7), 1333-1345.
- Khelladi, S., Kouidri, S., Bakir, F. and Rey, R.,** 2005, Flow Study in the Impeller-Diffuser Interface of a Vaned Centrifugal Fan, *Journal of Fluids Engineering*, 127(3):495-502.
- Kopal, Z.,** 1947, Tables of Supersonic Flow Around Cones, Dept. Of Electrical Engineering, Center of Analysis, *Massachusetts Institute of Technology*, Cambridge.
- Lazarkiewicz, S. and Troskolanski, A. T.,** 1965, Impeller Pumps, Pergamon Press Ltd., Oxford, 648p.
- Lobanoff, V. S. and Ross, R. R.,** 1992, Centrifugal Pumps: Design and Application, Gulf Professional Publishing, United States, 640p.
- Majidi, K.,** 2005, Numerical Study of Unsteady Flows in a Centrifugal Pumps, *ASME Journal of Turbomachinery*, 127:363-371pp.
- Meakhail, T. and Park, O. S.,** 2005, A Study of Impeller-Diffuser-Volute Interagtion in a Centrifugal Fan, *ASME Journal of Turbomachinery*, 127:84-90pp.
- Muggli, F. A., Holbein, P. and Dupont, P.,** 2002, CFD Calculation of a Mixed Flow Pump Characteristics from Shutoff to Maximum Flow, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 124:798-802.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Panton, R. L.**, 1996, Incompressible Flow, Wiley, New York, 912p.
- Pfleiderer, C.**, 1961, Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer-Verlag, Berlin, 622p.
- Remaki, L., Ramezani, A., Blanco, J. M. and Garcia, I.**, 2017, New Simplified Algorithm for the Multiple Rotating Frame Approach in Computational Fluid Dynamics, *Journal of Fluids Engineering*, 139(8), 081104.
- Shi, F. and Tsukamoto, H.**, 2001, Numerical Study of Pressure Fluctuations Caused by Impeller-Diffuser Interactions in a Diffuser Pump Stage, *ASME Journal of Fluids Engineering*, 123(3):466-474pp.
- Stepanoff, A. J.**, 1965, Pumps and Blowers: Two-Phase Flow, John Wiley & Sons, Canada, 316p.
- Şen, M.**, 2003, Santrifüj Pompalar ve Pompa Tesisatları, MAS, Türkiye, 249s.
- TS EN ISO 9906**, 2012, Rotodinamik Pompalar – Hidrolik Performans Kabul Deneyleri – Sınıf 1 ve Sınıf 2.
- Tuzson, J.**, 2000, Centrifugal Pump Design, John Wiley & Sons, Canada, 298p.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W.**, 2007, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method, Pearson Education.
- Weisner, F. J.**, 1967, A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, *Journal of Engineering for Power*, 89(4), 558-566.
- Wislicensus, G. F.**, 1965, Fluid Mechanics of Turbomachinery, Dover Publications, New York, 593p.
- Wu, C. H.**, 1951, A General Through-Flow Theory of Fluid Flow With Subsonic or Supersonic Velocity in Turbomachines of Arbitrary Hub and Casing Shapes, National, *National Aeronautics and Space Administration*, Washington, 43p.
- Zhang, Z. C., Wang, F. J., Yao, Z. F., Leng, H. F. and Zhou, P. J.**, 2013, Investigation on Impeller Radial Force for Double-Suction Centrifugal Pump with Staggered Blade Arrangement, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 52(3).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Zhang, N., Yang, M., Gao, B., Li, Z. and Ni, D., 2015, Experimental Investigation on Unsteady Pressure Pulsation in a Centrifugal Pump with Special Slope Volute, *Journal of Fluids Engineering*, 137(6).



ÖZGEÇMİŞ

Hıdır Yankı KILIÇGEDİK, 1992 yılında İzmir’de doğmuştur. 2015 yılında Dicle Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun olmuştur. 2013 yılında GÜRKOMP firmasında üretim stajını, 2014 yılında ise VOLTSAN firmasında yönetim stajını tamamlamıştır. 2015 yılından bu yana VANSAN firmasının Ar-Ge departmanında Araştırma ve Geliştirme Mühendisi olarak çalışmaktadır.

Yayınlar:

- 1) Bingöl, S., & Kılıçgedik, H. Y. Application of Gene Expression Programming in Hot Metal Forming for Intelligent Manufacturing. Neural Computing and Applications, 2016, 1-9.
- 2) Ayer, Ö., Bingöl, S., Altınbalık, T., Kılıçgedik & H. Y. Fatigue Life Modeling of Gear Like Products Using ANN. Indian Journal of Engineering and Materials Science, 23:239-246, 2016.
- 3) S. Bingöl, T. Altınbalık, H. Y. Kılıçgedik. Artificial Neural Network Modeling for the Application of Lateral Extrusion Process. International Conference of Machine Design Departments, 2015.
- 4) S. Bingöl, H. Y. Kılıçgedik, M.S. Keskin, T. Altınbalık. Finite Element Analysis of Hot Extrusion Process for Different Die Angles. International Conference of Machine Design Departments, 2015.
- 5) H. Y. Kılıçgedik, T. Değer, A. Ö. Ertöz, A. Yeter. Investigation of the Performance of a Mixed Flow Pump Using CFD and FEM, 9. Pump, Valve and Compressor Conference, 2016.

Projeler:

- 1) TUBITAK - Development of 4-45 kW, 6 Inch Encapsulated Submersible Pump Motors and Testing System, 2016 (Vansan Water Technologies, Project No: 3150302).
- 2) BAP - Investigation of Effects of Process Parameters on Hot Extrusion of Aluminum Alloy Using Finite Element Method, 2015.
- 3) BAP – Investigation of Effects of Die Geometry on Hot Extrusion of Aluminum Alloy Using Finite Element Method, 2015.

EKLER

Ek A Örnek Belirsizlik Hesabı



Ek-A Örnek Belirsizlik Hesabı.

Pompanın test sonuçlarına ait belirsizlik analizleri TS EN ISO 9906 (2012) standardında uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Örnek belirsizlik hesabı pompanın çalışma noktasındaki performans değerleri göz önünde bulundurularak bu bölümde gerçekleştirilecektir.

Belirsizlik hesaplamalarının gerçekleştirilebilmesi için, pompanın çalışma debisi olan 500 l/s'deki performans değerlerine ait 10 örneklem ölçümü gerçekleştirilmiştir.

Çizelge A.1. Çalışma noktasına ait test verileri.

Veri Sayısı	Q (l/s)	H (m)	P (kW)	η (%)
1	500.12	87.65	506.98	84.70
2	500.02	87.64	506.93	84.66
3	499.92	87.68	506.83	84.71
4	500.17	87.67	507.08	84.67
5	500.22	87.69	506.93	84.66
6	500.07	87.63	507.13	84.66
7	499.97	87.61	506.98	84.66
8	500.22	87.67	507.08	84.70
9	500.17	87.66	506.88	84.66
10	499.92	87.62	506.78	84.70
Ortalama	500.08	87.65	506.96	84.68

Yapılan ölçümlerin toplam belirsizliği, Eşitlik A.1 ile ifade edildiği gibi sistematik (U_S) ve değişken (U_D) belirsizlikler göz önünde bulundurularak hesaplanır.

$$U = \sqrt{U_S^2 + U_D^2} \quad (A.1)$$

Sistematik belirsizlikler, ölçüm cihazlarının ve ölçüm yöntemlerinin hassasiyetini ifade etmektedir ve bu değerlere cihazların kalibrasyon sertifikasından ulaşılabilir. Debimetre, manometre ve güç analizörüne ait kalibrasyon sertifikasında %95 güven aralığında belirtilen belirsizlik değerleri ve test verilerinin standart sapması Çizelge A.2'de verilmiştir. Mutlak değişken belirsizlik, standart sapmanın iki katı olarak tanımlanmıştır. Bu belirsizlik değeri değişkenlerin nominal değerlerine oranlanarak yüzdesel değişken belirsizliği bulunabilir.

Çizelge A.2. Sistematik belirsizlik değerleri ve ölçümlerin standart sapması.

Debi (l/s)	Basma Yük. (m)	Güç (kW)	
0.25	0.05	0.45	Sist. Belirsizlik (%)
0.106	0.021	0.104	Standart Sapma
0.212	0,042	0,208	Mutlak Değ. Belirsizlik
0.042	0,048	0,041	Değ. Belirsizlik (%)

Eşitlik A.1 ve Çizelge A.2 yardımıyla tüm değişkenler için toplam belirsizlik hesaplanabilir. Sonuçlar Çizelge A.3'te gösterilmiştir.

Çizelge A.3. Ölçüm cihazlarına ait toplam belirsizlik.

Debi (%)	Basma Yük. (%)	Güç (%)
0.254	0.069	0.452

Pompanın toplam basma yüksekliği, H_T , Eşitlik A.2 ile hesaplanır.

$$H_T = H_M + z + \frac{V^2}{2g} \quad (A.2)$$

Burada H_M manometrik su yüksekliğini, z manometre ile su seviyesi arasındaki mesafeyi, en sondaki ifade ise dinamik su yüksekliğini ifade etmektedir. Akışkanın hızı (V), hacimsel debiyi boru çapına bölerek bulunabilir ve bunun belirsizliği Eşitlik A.3 ile hesaplanır.

$$U_F = \frac{U_Q}{A_B} \quad (A.3)$$

Burada A_B boru kesit alanını, U_Q , hacimsel debi için toplam belirsizliği ifade etmektedir. Boru çapı 600 mm alınıp, Çizelge A.3'deki belirsizlikler göz önünde bulundurulduğunda akışkanın hızına ait belirsizlik Eşitlik A.4'teki gibi hesaplanabilir.

$$U_F = \frac{500 \left(\frac{0.254}{100} \right) \frac{1}{1000}}{\frac{\pi(0.6)^2}{4}} = 0.0045 \text{ m/s} \quad (\text{A.4})$$

Bu durumda basma yüksekliğinin belirsizliği Eşitlik A.5 ile bulunur.

$$U_{HT} = \pm \sqrt{U_{HM}^2 + \left(\frac{V}{g} U_F \right)^2} \quad (\text{A.5})$$

Mutlak belirsizlik değerleri Eşitlik A.5'te yerine yerleştirildiği takdirde basma yüksekliği için belirsizlik değeri elde edilebilir (Eşitlik A.6).

$$U_{HT} = \pm \sqrt{0.0604^2 + \left(\frac{1.768}{9.81} 0.0045 \right)^2} = \pm 0.0604 \text{ m} \quad (\text{A.6})$$

Eşitlik A.6 ile bulunan toplam mutlak belirsizliği, nominal basma yüksekliğine bölmekle yaklaşık olarak % 0.07 'lik toplam belirsizlik elde edilir. Akışkanın yoğunluğuna ait belirsizlik Eşitlik A.7 ile hesaplanır.

$$U_\rho = \pm \sqrt{m U_V^2 + \left(\frac{U_M}{V} \right)^2} \quad (\text{A.7})$$

Burada U_ρ akışkanın yoğunluğunun, U_M kütesinin, U_V ise hacminin belirsizliğini ifade etmektedir. Dereceli kap ölçümü neticesinde birim litre için ± 0.05 litre, birim kütle için ise ± 0.005 kg mutlak belirsizlik elde edilmiştir. Bu değerler Eşitlik A.8'de yerine konulduğunda akışkanın yoğunluğuna ait belirsizlik hesaplanır (Eşitlik A.8).

$$U_\rho = \pm \sqrt{(5 \times 10^{-5})^2 + \left(\frac{0.005}{10^{-3}} \right)^2} = \pm 5 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{A.8})$$

Şuana dek elde edilen veriler Eşitlik A.9'da yerine konulduğu takdirde pompa veriminin toplam yüzdesel belirsizliği % 0.479 olarak hesaplanmış olur (Eşitlik A.10).

$$U_{\rho} = \pm \left[\left(\frac{gQH}{P} U_P \right) + \left(\frac{\rho gH}{P} U_Q \right) + \left(\frac{\rho gQ}{P} U_{HT} \right) + \left(\frac{\rho gQH}{P^2} U_P \right) \right] \quad (A.9)$$

$$U_{\rho} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{9.81 \times 0.5 \times 87.65}{506960} 5 \right)^2 + \left(\frac{998.2 \times 9.81 \times 87.65}{506960} 0.00127 \right)^2 + \left(\frac{998.2 \times 9.81 \times 0.5}{506960} 0.0604 \right)^2 + \left(\frac{998.2 \times 9.81 \times 0.5 \times 87.65}{506960^2} 2.291 \right)^2 \right]} \quad (A.10)$$

$$U_{\rho} = \pm 0.479 \%$$

Elde edilen belirsizlik değerleri ile TS EN ISO 9906 (2012) standartında belirtilen “Sınıf-1” ve “Sınıf-2” belirsizlik limitleri Çizelge A.4’te karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Görüldüğü gibi, test sonucuna ait belirsizlik değerleri güven aralığındadır.

Çizelge A.4. Toplam belirsizlik değerlerinin standartta belirtilen limitlerle karşılaştırılması.

Değişkenler	Sınıf-1 Belirsizlik Limiti (%)	Sınıf-2 Belirsizlik Limiti (%)	Hesaplanan Belirsizlikler (%)
Debi (Q)	± 2.0	± 3.5	± 0.254
Net Yük (H _T)	± 1.5	± 5.5	± 0.07
Güç (P)	± 1.5	± 5.5	± 0.452
Verim (η)	± 2.9	± 6.1	± 0.479