



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

HESAPLAMALI AKIŞKAN DİNAMİĞİ İLE
SANTRİFÜJ BİR KALP DESTEK
POMPASININ OPTİMİZASYONU

Abdoulaye Billo DIALLO

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs-2020
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Abdoulaye Billo Diallo tarafından hazırlanan “**Hesaplamalı Akışkan Dinamiği ile Santrifüj bir Kalp Destek Pompasının Optimizasyonu**” adlı tez çalışması 22/06/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Rafet YAPICI (Danışman)

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Nagihan Bilir SAĞ

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN

Enstitü Müdürü

Bu tez çalışması BAP tarafından 18101019 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all materials and results that are not original to this work.

İmza



Abdoulaye Billo DIALLO

Tarih: 22/06/2020

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HESAPLAMALI AKIŞKAN DİNAMIĞI İLE SANTRİFÜJ BİR KALP DESTEK POMPASININ OPTİMİZASYONU

Abdoulaye Billo DIALLO

**Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. Rafet YAPICI

2020, 50 Sayfa

**Jüri
Pr. Dr. Rafet YAPICI
Dr. Öğr. Üyesi Nagihan Bilir SAĞ
Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN**

Bu tez çalışmasının ilk kısmında, Taguchi yöntemini kullanarak referans bir santrifüj kalp destek pompasının veriminin iyileştirilmesi üzerine çalışıldı. Üç seviyede referans pompanın beş geometrik parametresi optimize edildi. Geometrik parametrelerinin optimizasyonunda, 5 L/dak debi ile 3150, 3300 ve 3450 dev/dak dönme sayıları kullanıldı. Elde edilen verim sonuçlarından sinyal/gürültü değerleri hesaplandı ve varyans analizleri yapıldı. Optimal pompanın geometrik parametreleri, ortalama S/N'nin maksimum değerleri dikkate alınarak elde edildi. Elde edilen optimum pompanın katı modeli oluşturuldu ve HAD simülasyonları yapılarak optimal pompanın performansı belirlendi. Sonuçta referans pompanın veriminin epeyce iyileştirilebileceği anlaşıldı.

Çalışmanın ikinci kısmında, 0.002-0.006 kg/m.s aralığında viskozitedeki değişimin pompa hidrolik performansına etkileri araştırıldı. Araştırma sonunda viskozite artışına bağlı olarak; sabit debide toplam basınç farkında azalma ve pompa gücünde artma gözlemlendi. Sonuç olarak viskozite arttıkça pompa veriminde kayda değer bir azalma olduğu görüldü.

Bu çalışmanın son kısmında, optimizasyon çalışmasını sonucunda tasarlanan optimum pompanın ve referans pompanın prototipi üretildi ve onlar su-gliserin çözeltisi kullanılarak deneysel testlere tabi tutuldu. Bu pompaların hidrolik performansları belirlendi ve kıyaslandı. Optimum pompanın basınç farkı ve veriminin referans pompanından daha iyi olduğu görüldü.

Anahtar kelimeler: HAD, Optimizasyon, Taguchi, Kalp destek pompası, Viskozite etkisi

ABSTRACT

MS THESIS

OPTIMIZATION OF A CENTRIFUGAL HEART ASSIST PUMP USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Abdoulaye Billo DIALLO

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Rafet YAPICI

2020, 50 Pages

Jury

Pr. Dr. Rafet YAPICI

Dr. Öğr. Üyesi Nagihan Bilir SAĞ

Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN

In the first part of this thesis, a study on improving the efficiency of a reference centrifugal heart support pump was carried out by using Taguchi method. Five geometric parameters of the reference pump are optimized at three levels. In the optimization of the geometric parameters, 3150, 3300 and 3450 rpm rotations with a flow rate of 5 L/min were used. Signal/Noise values were calculated from the obtained efficiency results and variance analyzes were performed. The geometric parameters of the optimal pump were obtained taking into account the maximum values of the average S/N. The solid model of the optimum pump obtained was created and the performance of the optimal pump was determined by making HAD simulations. As a result, it was understood that the efficiency of the reference pump could be improved considerably.

In the second part of the study, the effects of changes in viscosity on the pump hydraulic performance were investigated in the range of 0.002-0.006 kg/m.s. At the end of the research, depending on the viscosity increase; a decrease in total pressure and an increase in pump power were observed at constant flow rate. As a result, it was seen that as the viscosity increases, there is a significant decrease in pump efficiency.

In the last part of this study, the prototypes of the optimum and the reference pump designed in the optimization study were produced and they were subjected to experimental tests using a water-glycerin solution. The hydraulic performances of these pumps were determined and compared. The pressure difference and efficiency of the optimum pump were found to be better than that of the reference pump.

Keywords: HAD, Optimization, Optimization, Heart support pump, Viscosity effect

ÖNSÖZ

Bu çalışmada kalp yetmezliği hastalarının tedavisinde kullanılan kalp destek pompalarının geliştirilmesi konusunda ülkemizde devam eden çalışmalara katkı sunmak amaçlanmıştır. Bu çalışmanın hazırlanmasında emeği geçen Prof. Dr. Rafet YAPICI'ya ve çalışmayı maddi olarak destekleyen Konya Teknik Üniversitesi BAP koordinatörlüğüne teşekkür ederim.

Abdoulaye Billo DIALLO
KONYA-2020

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1 Kalp.....	1
1.1.1. İnsan Kalbinin Anatomisi ve Çalışma Prensibi	1
1.1.2. Kalp Yetmezliği	2
1.2. Ventrikül Destek Cihazları (VAD)	2
1.2.1. Ventrikül Destek Cihazları (VAD) Tarihiçesi	2
1.2.2. Kan Pompası Sınıflandırması	3
1.2.3. Santrifüj ve Eksenel Akışlı Kan Pompaları.....	4
1.2.3.1. Micromed DeBakey	4
1.2.3.2. Jarvik-200	5
1.2.3.3. HeartMate-1	6
1.2.3.4. HeartMate-2.....	6
1.2.3.5. HeartMate-3.....	7
1.2.3.6. Thoratec VAD.....	9
1.2.3.7. Medos/HIA VAD	9
2. KAYNAK ARAŞTIRMA	11
3. MATERİYAL VE YÖNTEM	15
3.1. Taguchi Yöntemi ile İlgili Çalışmalar	17
3.1.1. Çarkların Geometrik Parametrelerinin Belirlenmesi	19
3.1.2. Pompaların HAD Simülasyonu	20
3.1.3. Optimum Pompanın Geometrik parametreleri	23
3.2. Elde edilen Optimum Pompanın HAD Simülasyonu	27
3.2.1. Optimum Pompanın Hidrolik Performansları	29
3.2.2. Pompanın Hidrolik Performansına Viskozitenin Etkisi.....	31
3.2.2.1. Verim ve Basınç Farklarına Etkileri.....	31
3.2.2.2. Pompa Gücüne Etkisi	33
3.3. Deneysel Yöntem	35
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	37
4.1. Optimum Pompadaki İç Akışın Farklı Viskozite Değerleri için İncelenmesi..	37
4.2. Referans ile Optimum Pompanın Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	39
4.3. Deneysel ve HAD Sonuçlarının Karşılaştırılması	40

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	44
5.1. Sonuçlar.....	44
5.2. Öneriler.....	44
KAYNAKLAR	45
EKLER	48
ÖZGEÇMİŞ.....	51



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

- n : Devir (dev/dak)
Q : Debi (L/dak)
 H_m : Basma Yüksekliği (mm-Hg)
 ΔP_t : Toplam Basınç Farkı (Pa, mm-Hg)
 ρ : Yoğunluk (kg/m^3)
D : Çark Çapı (m)
 T_i : Türbülans Şiddeti (Boyutsuz)
 R_{ch} : Reynolds Sayısı (Boyutsuz)
 N_ϕ : Pompa Çark Gücü (W)
 N_p : Pompa Gücü (W)
 N_m : Motor Gücü (W)
 N_a : Akışkan Gücü (W)
 η_h : Hidrolik Verim (%)
T : Tork (Nm)
 ω : Açısal Hız (rad/s)
 η : Genel Verim (%)

Kısaltmalar

- HAD: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
VAD: Ventriküler Destek Cihazı (Ventricular Assist Device)
LVAD: Sol Karıncık Destek Cihazı (Left Ventricular Assist Device)
RVAD: Sağ Karıncık Destek Cihazı (Right Ventricular Assist Device)
BVAD: Sol ve Sağ Karıncık Destek Cihazı (Biventriküler Ventricular Assist Device)

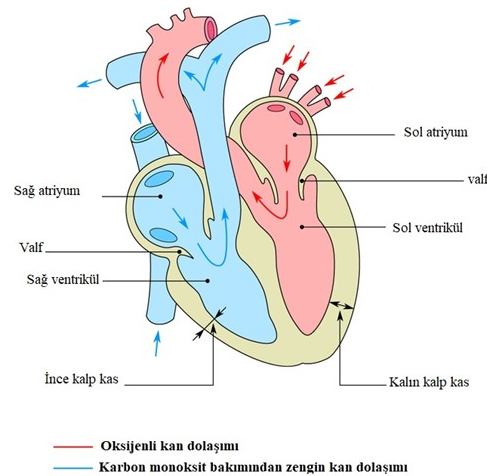
1. GİRİŞ

1.1 Kalp

İnsan kalbi, akciğerler, vertebral kolon ve sternum arasında sınırlanır ve konik bir şekil olarak tanımlanmaktadır. Tüm vücut kısımlarının kan ve oksijenle beslenmesini sağlayan bu kan pompasıdır. İnsan kalbi genellikle yaklaşık 14x9 cm boyutlarındadır. Erkeklerin kalbinin ağırlığı 283 gram ve kadınlarınki ise 227 gramdır (Lehner 2017). Kalp, kardiyovasküler sistemin ana organıdır ve vücudun her tarafına periyodik olarak kan pompalanmasını sağlar (Pelletier 2009).

1.1.1. İnsan Kalbinin Anatomisi ve Çalışma Prensibi

İnsan kalbi, Şekil 1.1’de gösterildiği gibi, vücuda sürekli kan pompalaması yapan bir dolaşım sistemi organıdır. Kalp sağ ve sol taraflar olmak üzere iki ana bölümden oluşur. Her biri (atriyum ve ventrikül olmak üzere) iki odacıktan oluşur ve valflerle sınırlanır. Bu valfler (giriş ve çıkış valfleri) olmak üzere iki adettir. Giriş valfleri tarafından kan atriyum bölmelerinden alınıp ventrikül bölmelerine iletilir. Çıkış valflerinin açılmasından sonra (sağ ve sol tarafta pülmoner ve aort kapakçıkları) kan, kalp kasının ritmik kasılmalarıyla sisteme pompalar. Kalbin sağ kısmı vücudunun farklı bölgelerinden gelen oksijensiz kanı alıp akciğere gönderir, oksijenli kan sol taraftan da vücuda gönderilir. Bu sistem, sürekli tekrarlanan bir çevrimdir ve insanın ömrü boyunca tekrarlanmaktadır. Kalp döngüsü olarak adlandırılır. Gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde kalp yetmezliği sebebiyle birçok insan hayatını kaybetmektedir (Birks ve ark 2006).



Şekil 1.1. Kalbin yapısı (Anonim 2019)

1.1.2. Kalp Yetmezliği

Kalp yetmezliği, kalbin çalışma fonksiyonlarının bozulması nedeniyle yetersiz kan pompalaması durumudur. Gelişmiş ülkelerde en sık görülen ölüm nedenlerinden biridir. Kalp yetmezliği olan hastalar, kalp nakli ile tedavi edilebilir. Böylece; mekanik destek cihazları, kalbin pompalama fonksiyonunun desteklendiği, kalp nakli yerine tedavide kullanılan önemli bir yöntem olmuştur. Ventrikül destek cihazların temel amacı, kalp nakli yapılana kadar hastayı idare eden geçici bir üzümdür. şu anda, ventrikül destek cihazları için 5 yıldan uzun süre çalışabilirlik beklenmektedir. Kalp transplantasyonu için uygun olmayan hastalar için VAD'lerin uzun süreli kullanımının n görülmesi durumunda, bu cihazlar için daha uzun süreli dayanıklılık istenmektedir (Tanishita ve Yamamoto 2016). Kalp kasının yeterli kasılmaması sonucu vücudun ihtiyaı olan kan ve oksijenin vermemesi durumuna, kalp yetmezliği denir. Türkiye'de, Türk Kardiyoloji Derneğinin ve Kalp Yetersizliği Prevalansı çalışmalarına göre 2 milyonun üzerinde insan kalp yetmezliği ile yaşamaktadır. Amerika'da ise 2013 yılının verilerine göre yaklaşık 5,1 milyon insan kalp yetmezliğine katlanmaktadır (Tekin ve Polat 2018). ABD'de 5-7 milyon hastanın ve dünya çapında 25 milyon hastanın kalp yetmezliği olduğu tahmin edilmektedir. Japonya'da, 2009'da yalnızca dört kalp nakli gerçekleştirildi ve 1998 ile 2010 arasında 69 kişi ile transplantasyon yapılmıştır. Sadece ABD'de, 6 milyondan fazla hasta belirlenmiştir ve her yıl 600.000'den fazla yeni hasta bu hastalığa yakalanmaktadır (Kyo 2014). Kalp yetmezliği, dünyada gerçekleşen ölümlerin en yaygın sebeplerinden biridir. Her yıl binlerce insan kalp yetmezliği nedeniyle hayatını kaybetmektedir. Bu hastalık insanlığın varlığından beri var olmuştur. Bu sebepten dolayı araştırmacılar, bu kalp hastalığının nedenlerini ve üzümlerini araştırmaya başladılar ve halen de çalışmaya devam etmektedir.

1.2. Ventrikül Destek Cihazları (VAD)

Mekanik kan pompaları, kalp yetmezliği tedavisinde yaygın bir şekilde kullanılır. İlk amaç kan dolaşımını sürdürmek ve böylece kalp yetersizliği olursa organlara ve vücudun her tarafına yeterli oksijenli kan sağlamaktır (Yin-kwee 2007).

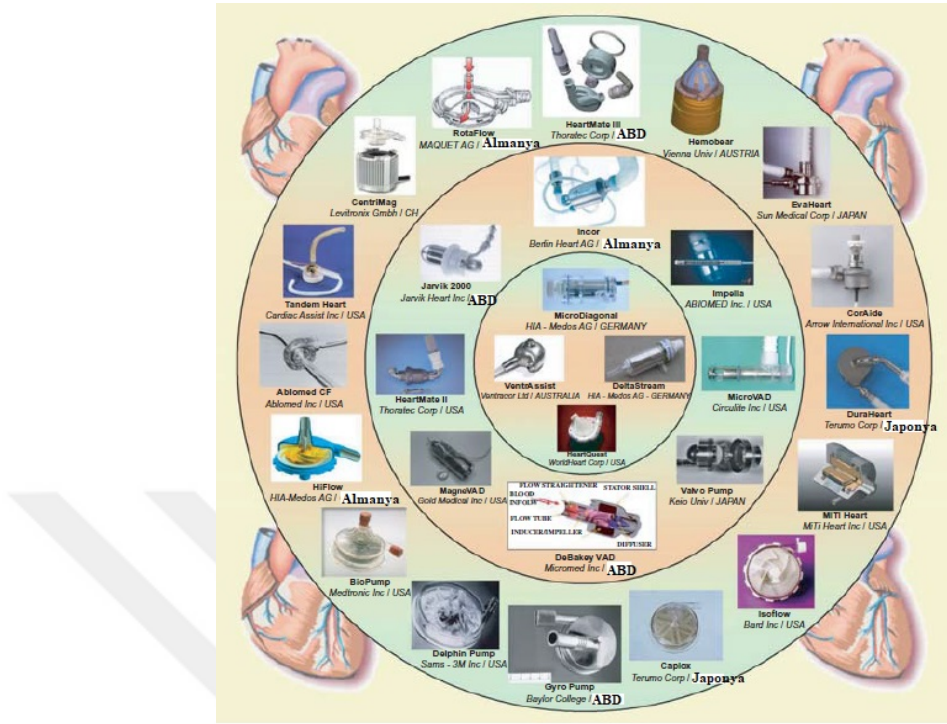
1.2.1. Ventrikül Destek Cihazları (VAD) Tarihçesi

Ventrikül destek cihazların (VAD) kullanımı, REMATCH çalışmasının başlangıcından şimdiye kadar bir LVAD implantasyonu uygulanan hastalarda hayatta

kalma ve yaşam kalitesinde iyileşme gösteren, maksimal medikal tedavi alan hastalarda hızla ilerlemiştir. Genellikle, sol ventriküllere yardım etmek için VAD'ler kullanılır. Giriş kanalı sol ventriküle sokulur ve çıkış kanalı yükselen veya inen aorta sokulur. Sağ ventrikül destek cihazında (RVAD), giriş kanalı sağ atriyuma veya sağ ventrikül içine sokulur ve çıkış kanalı pülmoner artere sokulur (Kadakia ve ark 2016). H. Dale ve E. Shuster tarafından, 1928 yılında bir doğal kalbin hem sağ hem de sol taraflarının yerini alacak bir diyafram pompası tasarlandı. R Jarvik, 1971 yılında Utah Üniversitesinde arkadaşlarıyla bir çalışmaya başladı ve 1976-1977 yıllarında JARVIK-7 olarak adlandırılan bir yapay kalp geliştirdiler. Bu kalp, pnömatik olarak tahrik edilmektedir (Jarvik 1989). Mekanik dolaşım desteğinin uygulanması, ilk olarak 1930 yılında hayvan deneylerinde Carrel ve Linberg'in çalışmalarına dayanmaktadır. Ventrikül destek cihazları (VAD) ilk klinik uygulaması 21 Nisan 1966 yılında DEBAKEY tarafından yapılmıştır. Bu cihaz, 10 gün boyunca, 37 yaşında olan bir bayan hastada başarıyla kullanılmıştır. Novacor sol ventrikül destek cihazı, 1984 yılında bilim adamları, cihaz mühendisleri ve kalp nakli toplulukları tarafından kalp nakli için bir köprü olarak kabul edilmiştir (Kirklin ve Naftel 2008). İlk VAD'ler 1960 ve 1970 yıllarında, NIH'da yapay kalp programında geliştirildi. Başlangıçta, VAD'ler doğal kalbi taklit eden ve pozitif deplasmanlı pompalar olarak tasarlandı. Pulsatile VAD'lerde (PF-VAD), akışı tek yönlü sağlamak için giriş ve çıkış taraflarında valfler kullanılmaktadır. Vücuda yerleştirilebilir pulsatile VAD'ler 1980 yılında, hastalarda BTT cihazı başarıyla kullanmıştır. Klinik çalışmaların sonuçlarına göre, HeartMate XVE kullanılan hastalarda, optimal medikal tedavide %81 oranında başarı elde edilmiştir (Guccione ve ark 2010).

1.2.2. Kan Pompası Sınıflandırması

Mekanik pompalar iki ana bölümde sınıflandırılabilir: Deplasmanlı Pompalar ve Rotodinamik Pompalar. Çark geometrisine bağlı olarak, rotodinamik kan pompaları üç ana bölümde sınıflandırılabilir: Eksenel, Santrifüj ve Karışık akışlı pompalar. Şekil 1.2'de rotodinamik kan pompası türleri gösterilmiştir. Radyal tasarımlı pompalar yüksek basınç ve düşük debi üretir ve eksenel akışlı pompalar ise düşük basınç farklarında yüksek debi üretir. Genellikle karışık akışlı pompalar arada bir basınç ve debi sağlar (Yin-kwee 2007). Rotodinamik kan pompaların potansiyel fizyolojik ve teknolojik avantajları vardır, ancak kendi tehlikeleri de vardır. Düşük kan travması, düşük antikoagülasyon seviyeleri ve dolayısıyla daha az kanama görünür.



Şekil 1.2. Dünyadaki Rotodinamik Kan Pompalara Genel Bakışı (Yin-kwee 2007).

1.2.3. Santrifüj ve Eksenel Akışlı Kan Pompaları

Pompa tasarım yapılırken, santrifüj pompaların düşük debilerde daha yüksek basınç sağladığı ve eksenel akış pompaların ise düşük basınç artışlarında daha yüksek debi sağladığı dikkate alınır. Araştırmacılar, yetişkin nüfuslar için eksenel akışlı VAD'ler geliştirmek için yıllar boyunca yarışma yapmışlardır. Şimdi Hemopump, MicroMed DeBakey VAD, Jarvik-2000, HeartMate-2, Streamliner, Impella sistemi, Valvo pompası, IVAP VAD ve Berlin INCOR-1 son model pompalardır (Song ve ark 2003). Eksenel sürekli akışlı rotodinamik pompa LVAD, hastanın yaşam kalitesini ve fonksiyonel kapasitesini iyileştirmek için transplantasyon bekleyen hastalarda güvenlidir ve etkili bir hemodinamik destek sağlar (Pagani ve ark 2009).

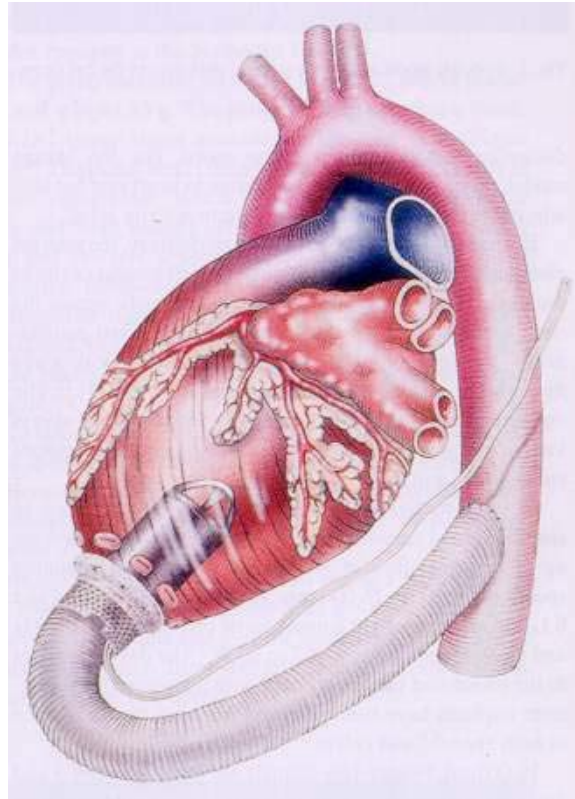
1.2.3.1. Micromed DeBakey

İmplant edilebilir küçük bir eksenel akışlı kan pompası olan Micromed DeBakey VAD, sol ventrikülün pompalama hareketine destek sağlamaktadır. NASA Johnson Uzay Merkezi, Baylor Tıp Fakültesi ve MicroMed Technology Incorporated'in işbirliğiyle geliştirilen bir pompadır. Bu pompanın boyutları: 25 mm çapı ve uzunluk 75

mm'dir. Eksenel VAD, dakikada 10.000 devir için 10 Watt'tan daha az giriş gücü gerekmektedir. Bu devir sayısında, pompa 100 mm-Hg cıva basıncında dakikada 5 ile 6 L kanın pompalanmasını sağlar. Pompanın çarkı dakikada 7.500 ile 12.500 devir arasında dönebilir ve dakikada 10 L'ye kadar debi sağlayabilir (Song ve ark 2003). DeBakey VAD, sol ventrikülüne destekleyen bir eksenel akış pompadır (Yin-kwee 2007).

1.2.3.2. Jarvik-200

Transicoil Incorporated, Oxford Kalp Merkezi ve Teksas Kalp Enstitüsü (THI) tarafından 1988 yılında, yetişkin nüfusular için Jarvik-2000 geliştirilmiştir. Bu intraventriküler eksenel akış pompası, yaklaşık 85 g'lık ağırlıkta 25 mm çap ve 55 mm uzunluğundadır. 100 mm-Hg civarındaki basma yüksekliğinde 2-7 L/dak debi vermek için gereken dakikada 8,000-12,000 devir sayındaki pompa hızı, çark genişliği modülasyonlu bir DC motor kontrol cihazı tarafından düzenlenir (Song ve ark 2003). Jarvik-2000, çarkı döndürmek için elektrik gücü kullanan eksenel akışlı bir kan pompasıdır. Şekil 1.3 Jarvik-2000 pompasını göstermektedir (Yin-kwee 2007).



Şekil 1.3. Jarvik2000 (Yin-kwee 2007)

1.2.3.3. HeartMate-1

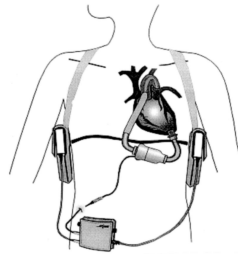
HeartMate-1 LVAD, hem kalp nakli bekleyen yetişkin hastalarda hem de nakil için uygun olmayan hastalarda kalıcı uygulama için kullanılmaktadır. Şekil 1.4'te HeartMate-1 göstermektedir, Thoratec Corporation tarafından üretilmiştir (Yin-kwee 2007).



Şekil 1.4. HeartMate-1 (Yin-kwee 2007)

1.2.3.4. HeartMate-2

Thoratec Corporation, eski adıyla Thermo Cardiosystems, Pittsburgh Üniversitesi McGowan Center (UPMC) ve Nimbus Company tarafından 1991'den beri HeartMate 2 adlı aksenal akışlı bir kan pompası geliştirilmektedir. Mekanik rulmanlar, elektrik kabloları, bir güç kaynağı ve alternatif akım tarafından sağlanan bir güç sürücüsü vardır HeartMate 2'nin klinik çalışmalarına 2000 yılında başlanmıştır ve Temmuz 2000'de İsrail'de ilk defa insanda kullanılmıştır (Song ve ark 2003). Bu cihaz, kalp nakli için uygun olan kritik hastalarda kullanılmaktadır, ancak kalp nakli için uygun olmayan hastalarda da kullanabilen bir pompadır. Şekil 1.5'te gösterilen HeartMate-2 LVAD, yüksek hızlı, elektrikli, aksenal akışlı, rotodinamik bir kalp destek cihazıdır (Yin-kwee 2007).



Şekil 1.5. HeartMate-2 (Song ve ark 2003)

1.2.3.5. HeartMate-3

HeartMate-3 LVAD, optimum uyumluluk hedefleyen tamamen manyetik bir kaldırma rotoruna sahip kompakt bir santrifüj pompadır. Şekil 1.6.a'da gösterilen HeartMate-3, cerrahiye geliştirmek, MCS olumsuz olaylarını azaltmak ve hastanın yaşam kalitesini iyileştirmek için tasarlanmış uzun vadeli bir pompadır. Şekil 1.6.b'de HeartMate türleri gösterilmiştir. Rulman veya akış yatakları ortadan kaldıran çark manyetik kaldırma ile desteklenir. Rotorun hem tahriki hem de levitasyonu, demir kutuplar, bakır bobinler ve konum sensörleri içeren tek bir stator tarafından gerçekleştirilir (Kyo 2014).



Şekil 1.6.a HeartMate 3 (Kyo 2014)



Şekil 1.6.b HeartMate Türleri (Anonim 2020)

Mekanik çalışma prensiplerine göre, VAD'ler üç nesil olarak sınıflandırılabilir. Birinci nesil VAD'ler pulsatil akış teknolojisi üzerine çalışır. Bu VAD'ler, tek yönlü valfler ve bir elektrik motoru veya pnömatik basınç ile sıkıştırılan esnek bir pompalama odası içerir (Kadokia ve ark 2016). Birinci nesil terimi, 1990 yıllarından sonra klinik uygulamada kullanılan pulsatil pozitif deplasmanlı pompaları ifade eder (Kirklin ve Naftel 2008). İkinci nesil VAD'ler ise sürekli aksel akış cihazlarıdır (Kadokia ve ark 2016).

İkinci nesil kan pompaları (döner pompalar) arasında 1999 yılında tasarlanan Jarvik-2000 ve 2000 yılında tasarlanan HeartMate-2 aksel akışlı pompası sayılabilir. DeBakey Micromed pompası 1998 yılında klinik denemelere alınmıştır (Kirklin ve Naftel 2008). İkinci nesil LVAD'lar, birinci nesil cihazların eksikliklerinin çoğunda gelişme göstermiştir. HeartMate-2, Jarvik-2000, DeBakey, Impella, Streamliner, ikinci nesil pompaların örnekleridir ve kısa süreli kullanacak olan pompalardır. Şekil 1.7'de HeartMate-2 pompası gösterilmiştir (Myagmar 2011).

Üçüncü nesil VAD'ler ise sürekli santrifüj akış cihazlarıdır (Kadokia ve ark 2016). Üçüncü nesil (mekanik temaslı yataklara sahip olmayan döner pompalar) şu anda klinik deneylere giren pompalar, hem aksel akışlı hem de santrifüj akışlı cihazları içermektedir (Kirklin ve Naftel 2008). Genellikle Pulsatile VAD (PF-VAD'ler) birinci nesil olarak adlandırılır. İkinci, üçüncü ve dördüncü nesil VAD'ler (CF-VAD) sürekli akış sağlayan, roto-dinamik pompa olarak tasarlandı. (Guccione ve ark 2010).



Şekil 1.7. HeartMate-2 (Myagmar 2011).

1.2.3.6. Thoratec VAD

Thoratec VAD, kalp nakli için uygun olan yetişkinlerin ve çocukların yanı sıra kalp ameliyatı sonrası geçici ventriküller yardımına ihtiyacı olan hastalarda kullanılmaktadır. Şekil 1.8’de gösterilen Thoratec kan pompası, sağ veya sol ventriküle yardım edebilen, ancak kalbin yerini almayan bir kalp destek cihazıdır (Yin-kwee 2007).



Şekil 1.8. Thoratec VAD (Yin-kwee 2007)

1.2.3.7. Medos/HIA VAD

Şekil 1.9’da gösterilen Medos/HIA VAD Sistemi kısa ve orta süreli uygulamalar için bir kalp destek cihazıdır.



Şekil 1.9. Medos/HIA VAD (Yin-kwee 2007)

Kalp yetmezliği olan insanlar için en uygun tedavi kalp nakli yapmaktır. Ancak bu yöntem bazı hastalarda uygun olamadığından genellikle onlara yönelik olarak, bu

cihazlar geliştirilmiştir. İlk cihazlar tasarlandığından beri, VAD'ler sürekli geliştirilmiştir. VAD'lerin geliştirilmesinde bazı yöntemler ve yazılımların kullanılması gerekmektedir. Hesaplamalı Akışkan Dinamiği yazılımı ile pompaların hidrolik performans özellikleri ve içindeki akışın yapısı belirlenir. Optimizasyon ve deneysel tasarım yöntemleri kullanarak, pompaların en uygun çalışma koşulları ve en iyi çalışma noktası belirlenir. Bu çalışmada, santrifüj bir kalp destek cihazı optimizasyonu için Hesaplama Akışkan Dinamiği analizi ve bazı optimizasyon yöntemleri kullanılarak optimum prototipin belirlenmesi ve deneysel performans belirleme çalışmasının yapılması amaçlanmaktadır. Bu hedefe ulaşıldığında, daha iyi performanslı, daha güvenli ve daha uzun ömürlü pompaların üretilmesi sağlanacaktır. Bu pompa ekonomik ve verimli hale getirildiği zaman, kalp yetmezliği olan birçok kişi tarafından kullanmasının yolu açılacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMA

Endüstriyel ürünlerin kalitesinin iyileştirilmesi için, 60' yıllarda Japonyalı Genichi Taguchi tarafından bir metot geliştirilmiştir. Düşük deney sayısı, kontrol faktörlerinin kalite karakteristiği üzerindeki etkilerinin ve optimum faktör seviyelerinin kolaylıkla elde edilmesi bu metodun çekiciliğini arttırmaktadır. Pınar ve Güllü (2010) yapılan bir çalışmada, Taguchi 'ye ait 9 adımın uygulanması ile ilerleme oranının, hareket mesafesinin atalet yükü ve yön faktörlerinin pozisyonlama doğruluğu üzerindeki etkileri ve bu faktörlere ait optimum seviyeler belirlenmiştir. Çalışmadaki deney sayısını ve doğruluğunu direkt olarak etkileyen ortogonal dizinin seçimi, faktör ve etkileşimlerin toplam serbestlik derecesine dayalı olarak belirlenmiştir. Seçilen ortogonal diziye ait serbestlik derecesi sistemin serbestlik derecesinden büyük ya da eşit olmalıdır (PINAR ve GÜLLÜ 2010). Parlak (2016) tarafından yapılan bir çalışmada, santrifüj tipi bir kan pompası çarkının belirlenen parametre ve bunların seviyeleri arasından, en iyi verim, basma yüksekliği ve debiyi sağlayacak olan değerleri, Taguchi yöntemi kullanılarak deneysel olarak tespit edilmiştir. Belirlenen şartlarda optimum bir çark tasarımı elde edilmiştir. Yapılan deneysel tasarımda kanat sayısı, çıkış açısı, çıkış çapı ve çıkış genişliği tasarım parametreleri olarak tespit edilmiş ve buna göre 9 çark geometrisi belirlenmiş, imal edilmiş ve pompa deney düzeneğinde test edilmiştir. Testler sonucunda her bir çarkın kullanıldığı pompaya ait karakteristik ve verim eğrileri elde edilmiş, bu test sonuçları kullanılarak hesaplanan sinyal/gürültü oranları sayesinde tüm alternatif tasarımlar tahmin edilerek optimum tasarımlar belirlenmiştir. Varyans analizleri yardımıyla her bir parametrenin verim, basma yüksekliği ve debi üzerindeki etkileri de hesaplanmıştır (Parlak 2016).

Kalp destek cihazlarının tasarımında hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımları güvenilir ve kolay yöntemler olduğundan yaygın olarak kullanılmaktadır. VAD'lerin HAD modelleri, akış alanlarındaki girdap ve durgunluk noktalarını tespit etmek, yüksek kayma gerilmeleri ile oluşan kan hasarını tahmin etmek ve akışkan kuvvetleri, momentler, tork ve verimlik gibi hidrolik parametreleri hesaplamak için kullanılmıştır. Kan pompalarındaki akış genellikle türbülanslıdır. VAD'lerin HAD ile simülasyonunda türbülans modellerinin seçimi önemli bir faktördür. Genellikle Transission SST kullanılır. (Guccione ve ark 2010). Eksenel akışlı pompaların ventriküller destek cihazları (VAD) olarak uygulanması için, endüstriyel ve VAD'ler akış alanlarındaki farklılık nedeniyle, endüstriyel pompaların boyut ve özelliklerinde önemli değişiklikler

gerekmektedir. Korakianitis ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, VAD'ler ve mekanik dolaşım destek cihazları için uygun farklı tasarım özelliklerine sahip 62 eksenel akışlı pompa çarkı kullanılarak, sayısal ve deneysel teknikler yardımıyla optimum pompa tasarlanmıştır. Çarklar çeşitli akış, basınç ve dönme hızı çalışma koşulları için üretilmiş ve deneysel olarak test edilmiştir (Korakianitis ve ark 2016). Kalp destek cihazlarının tasarımında pek çok parametrenin hesaplaması veya seçimi yapılmaktadır. Bu hesapların veya seçimlerin en verimli tasarıma ulaşması için detaylı bir optimizasyon çalışması gerekmektedir. Ghadimi ve ark. (2019) tarafından yapılan bir çalışmada; çok amaçlı bir optimizasyon prosedürü geliştirilmiş ve santrifüj kan pompasının çarkı sayısal olarak optimize edilmiştir. Bu, parametrik modelleme, otomatik ağ oluşturma, HAD ve NSGA-II çok amaçlı optimizasyon algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Ghadimi ve ark 2019). Ekonomiklik sağlamak ve zamandan tasarruf etmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği geliştirilmekte olan kan pompasındaki akışı modellemek için birçok tasarım çalışması tarafından kullanılmıştır. Hem bilgi işlem kabiliyetinde hem de HAD yazılımındaki gelişmeler nedeniyle, türbo makineler içindeki karmaşık akış yolları doğru bir şekilde modellenebilir. Deneylerden, kanın 100 s^{-1} 'den daha büyük kayma hızlarına maruz kaldığında sabit bir viskoziteyi koruyacağı kaydedilmiştir. Bu, herhangi bir HAD programı veri tabanında, 1050 kg/m^3 'te yoğunluğu ve viskoziteyi $0,0035 \text{ Pa.s}$ olarak ayarlayan bir Newton tipi kan modelinin oluşturulmasını sağlamıştır. HAD paket programları ayrıca modellenecek akış için seçenekler sunmuştur. Türbülans modellemesi için popüler seçenekler $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modelleridir. $k-\varepsilon$ modeli, tam olarak türbülanslı akış analizine daha uygundur, burada Reynolds sayıları çalkantılı geçişin kritik Reynolds sayılarından büyüktür. $k-\omega$ modeli, geçiş akışları için ve aynı zamanda türbülanslı akışlar için doğru modelleme sağlamak üzere tasarlanmıştır ve hem laminer hem de türbülanslı akış bölgelerinde doğruluğu gösterilmiştir (Peyton 2013). Başka yapılan çalışmada, düşük özgül hızlı bir santrifüj pompanın yüksek verimli çalışma sahasını genişletmek için, $1.0Q_d$ ve $1.4Q_d$ 'nin düşük verimlerini dikkate almak için bir optimizasyon süreci önerilmiştir. Üç parametre; çıkış genişliği b_2 , çıkış açısı β_2 ve çark sarma açısı ϕ tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir. İlk olarak, pompa verimi üzerinde önemli bir etkiye sahip tasarım değişkenleri, tasarım hedeflerine göre belirlenmiştir. İkinci olarak, farklı çark geometrileri üretmek için DOE kullanılmıştır. Çarklar tasarım alanına göre imal etmiştir. Her bir elemanın hidrolik verimini belirlemek için HAD simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Veri tabanları kullanılan tasarım değişkenlerine ve hidrolik

verimliliğine göre üretilmiştir. Tasarım değişkenlerinin verimlilik üzerindeki etkisi, yanıt yüzey fonksiyonuna göre regresyon analizi ile analiz edilmiştir (Pei ve ark 2016). Gerekli toplam basma yüksekliğin karşılanması ve verimin artırılması için, karışık akışlı pompanın çark ve salyangozun tasarım optimizasyonu, yanıt yüzey metodu (RSM) ile gerçekleştirilmiştir. Bu teknik sayesinde, deneylerden veya HAD ile elde edilen değerleri kullanarak yaklaşık bir yanıt yüzeyi oluşturulmuştur. Tasarım değişkenleri ile amaç fonksiyonu arasındaki ilişki istatistiksel bir yöntem kullanılarak analiz edilmiştir. Bu çalışmada, çark ve salyangoz için kanatlı düzlem tasarımının tasarım değişkenleri optimize edilmiştir. Optimal modelin tasarım özellikleri tahmin edilmiş ve verimliliği artırılmıştır (Kim ve ark 2017).

Nataraj ve arkadaşları (2006) tarafından yapılan bir çalışmada, Taguchi'nin parametrik tasarım konsepti ile santrifüj pompanın performans artırımı için metodik bir araştırma yapılmıştır. Amaç olarak, müşterinin güvenini kazanmak için pompa performanslarının iyileştirilmesi seçilip, bunun için optimum çarkın tasarım geometrik parametreleri bulunmuştur. Hesaplamalı akışkan dinamiği analizi, pompanın farklı çalışma koşullarında, akış modelinin çarkta nasıl değiştiğini belirlemek için yapılmıştır. Bu çalışmada, HAD tahmininin Taguchi'nin deneysel sonuçları ile aynı olduğu görülmüştür. Pompa performansını incelemek için sadece çark boyutları dikkate alınmıştır. Bununla birlikte, gelecekteki daha ileri araştırmalar için salyangozun tasarımın da analize edilebileceği ifade edilmiştir. Sayısal hesaplamaları ve deneysel çalışmalarını hızlandırmak için ayrı bir yazılım programı hazırlanmıştır. Pompa bileşenlerinin risk analizi; pompa hidrolik performansını incelemek ve aynı zamanda süreç parametrelerindeki değişiklikleri azaltmak için yapılmıştır (Nataraj ve Arunachalam 2006). Bu çalışmada, LVAD olarak çalışan eksenel akışlı bir pompa, referans olarak seçilmiştir ve kan hasarını kabul edilebilir seviyelerde tutarken, pompa performansını maksimize ederek optimizasyonun yapılması amaçlanmıştır. Optimizasyon prosedürü üç aşamadır: parametrik modelleme, akış simülasyonu ve optimizasyon (Sorguven ve ark 2007). Santrifüj pompanın enerji ve kavitasyon performanslarını etkileyen tasarım parametreleri nedeniyle, santrifüj pompaların tasarım optimizasyonu bir çoklu parametre ve çoklu hedef problemdir. İş yükünü azaltmak için, her bir parametre için dört seviyeli beş geometrik parametre seçilerek ortogonal yöntem, optimizasyon işleminde kullanılmıştır. Ortogonal yöntemle göre ortogonal dizi oluşturulur ve optimizasyon işlemini yürütmek için bu ortogonal dizide 16 deney listelenmiştir. Pompa performansına ait deney sonuçları ve sayısal simülasyon sonuçları

karşılaştırılmıştır. Daha sonra farklı çarklara ve aynı salyangoza sahip olan 16 pompanın performansını değerlendirilmiştir. Pompa verimliliği ve kavitasyon performansı için, bu iki hedefin dengesini gerçekleştirmek için iki katsayısı kullanılarak entegre bir faktör tanıtılmıştır. Ortogonal analiz ile optimum santrifüj pompa için farklı tasarım parametrelerinin değerlerini elde edilmiştir. Elde edilen optimum çark, ortogonal dizi yönteme göre parametrelerin en iyi kombinezonudur. Referans pompayla karşılaştırıldığında, optimum pompa veriminde %3.09 artış ve NPSHC'nin 1.45 m düştüğünü görülmüştür (Xu ve ark 2017). Bu çalışmada, hidrodinamik yatakları olan yeni tip bir santrifüj kan pompasındaki iç akışlar, farklı pompa akış geçiş yapılarının pompa performansı üzerindeki etkilerini araştırmak için incelenmiştir. Sayısal sonuçlara göre, pompalar tasarım parametrelerini karşılayabilmektedir ve hemoliz azaltılmıştır (Ji ve ark 2013). Performansı karakterize etmek için deneysel ve sayısal teknikleri kombine ederek dokuz model santrifüj pompa üzerinde deneyler yapılmıştır. Nümerik ve deneysel sonuçlar arasındaki hataların farkı küçük olduğundan nümerik analizin doğrulandığını gösterilmiştir. Her geometrik parametre, her bir pompa için optimum değere sahiptir. Parametrelerin performans üzerindeki etkisinin incelemesi ile her parametre için optimizasyon yöntemleri ve deneyler kullanarak en uygun değerler bulunmuştur (Korakianitis ve ark 2016). Düşük deney sayısı, kontrol faktörlerinin kalite karakteristiği üzerindeki etkilerinin ve optimum faktör seviyelerinin kolaylıkla elde edilmesi Taguchi metodunun çekiciliğini arttırmaktadır (PINAR ve GÜLLÜ 2010).

3. MATERİYAL VE YÖNTEM

Deney tasarımı teknikleri, sadece istatistiksel bir yaklaşım değil, tüm araştırma-geliştirme faaliyetlerinde kullanılabilir, kaliteyi artıran, maliyetleri düşüren, sonuçların güvenilirliğini kuvvetlendiren, tüm diğer kalite tekniklerini destekleyen ve tamamlayan tekniklerdir (SAVAŞKAN ve ark 2010). Taguchi'nin yaklaşımı ürünün kalitesini artıran bir yöntemdir (Baek ve ark 2010). Amerika Birleşik Devletleri'nde kalite iyileştirme konusunda, 1980'lerde Genichi Taguchi yeni fikirler ortaya atmıştır. Ürün ve süreçlerdeki çeşitlilikleri azaltmak için tasarım parametresi kavramını kullanan bir yaklaşım önermiştir. Kalite mühendisleri ve istatistikçiler, Taguchi'nin Metotlarına ve felsefesine dikkatlerini yönelttiler. Taguchi'nin Metodolojisi 1980 yılında, Ford motor sanayinde ve diğer şirketlerinde kullanılmıştır. Tasarım parametresi prensibi, bir sistemdeki kontrol edilebilir seviyelerin faktörleri uygun seçimidir. Bu teknikler istatistiksel toplulukta Taguchi yönteminin uygulanması ve veri analizinin teknik niteliği hakkında çok tartışma yaratmıştır. Sonunda bir yanıt yüzeyi yaklaşımı geliştirilmiş ve Taguchi'nin sağlam tasarım konseptinin benimsenmesini sağlayan ve analiz için istatistiksel olarak daha sağlam ve etkili bir yaklaşım sunan bir araç koleksiyonu haline gelmiştir (Myers ve ark 2016). Mühendislik çalışmalarında, ürün ve süreç geliştirmede deneysel çalışmalar önemlidir. Deney Tasarımı yöntemi ilk olarak 1920'lerde ünlü İngiliz istatistikçi R.A. Fisher ve arkadaşları tarafından geliştirilmiştir. Fisher aynı zamanda gözlemlenen veri gruplarının ortalamaları arasında önemli farklılıklarının olup olmadığını ölçülmesinde kullanılan varyans analizi (ANOVA) tekniğini de geliştirmiştir. Fisher aritmetik düzenlemenin en uygun yolunun varyans analizi olduğunu söylemiştir. Taguchi yöntemi; parametre tasarımı, sistem tasarımı ve tolerans tasarımı üzerine kurulmuş bir deney tasarım ve optimizasyon yöntemidir. En yaygın olarak, kalite güvence sistemleri kapsamında toplanan verilerin, istatistiksel analizinde kullanılmaktadır. Taguchi'nin deney tasarım yöntemi, farklı parametrelerin, farklı seviyeleri arasından optimum kombinasyonu saptamak için oldukça yararlı bir yöntemdir (Gökçe ve Taşgetiren 2009). Deney tasarımı yöntemleri bu yüzyılın başında tarımsal araştırmalarda kullanılarak Fischer tarafından geliştirilmiştir. Ancak klasik deney tasarım yöntemlerinin kullanımları, endüstriyel şartlar altında verimli ve sağlıklı olmayan yaklaşımlardır. Sistemi etkileyen faktörlerin sayısı arttıkça gerekli olan deney sayısı da hızlı şekilde artmaktadır. Genichi Taguchi, kendi adıyla anılan yaklaşımı ile deneylerin gerçekleştirilmesi ve değerlendirilmesindeki verimliliği artıracak bir çözüm

getirmiştir. Bu sayede deney öncesinde yapılan ayrıntılı analiz ve değerlendirmelerle gereken deney sayısını önemli şekilde düşürmek mümkün olmuştur. Taguchi metodu bir deney tasarım tekniği olmanın ötesinde yüksek kalitede sistem tasarımı için son derece faydalı bir tekniktir. Taguchi Deney Tasarımı yönteminde elde edilen deney sonuçlarının sinyal/gürültü (S/N) oranı hesaplanır. Sinyal/gürültü oranı: En küçük değer en iyi, en büyük değer en iyi, nominal değer en iyi olarak kalite değerinin hedeflendiği değere göre farklı şekillerde hesaplanır ve analiz edilir. Hem S/N oranı, hem de varyans analizi yardımı ile de faktörlerin, prosesi optimum performansa ulaştıracak kombinasyonu tespit edilir (SAVAŞKAN ve ark 2010). Taguchi deney tasarım yöntem prosedüründe en önemli faktörlerden biri sinyal gürültü oranıdır. Sinyal/gürültü (S/N) oranı hedeflere göre aşağıdaki formül 3.1, 3.2 ve 3.3 ile belirlenmiştir.

$$\text{En düşük en iyi hedefi için:} \quad S/N = -10 * \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (3.1)$$

$$\text{En büyük en iyi hedefi için:} \quad S/N = -10 * \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (3.2)$$

$$\text{Nominal en iyi hedefi için:} \quad S/N = -10 * \log \left(\frac{\bar{y}^2}{S^2} \right) \quad (3.3)$$

y_i -performans karakteristiği, n -test sayısı, \bar{y} -gözlem değerlerinin ortalaması, s^2 - gözlem değerlerinin varyansı olup S/N oranı büyüdükçe hedef etrafında ürün varyansı küçülür (Gökçe ve Taşgetiren 2009). Birçok sayıda ürün kalitesini iyileştirme sektöründe ANOVA analizi için aşağıdaki tablo 3.1'deki gibi parametreler hesaplanır.

Tablo 3.1. ANOVA Analizi için Gereken Parametreler

Formül Adı	Formüller
SS_T : Toplam kareler toplamı SS_i : i parametresine ait kareler toplamı SS_{i*j} : i*j etkileşimli kareler toplamı	$SS_T = \sum SS_i + SS_{i*j}$
k: etkileşimli parametrelerin sayısı T: gözlemlerin toplamı	$SS_{i*j} = \left[\sum_i^k \frac{(i*j)_i^2}{n_{ij}} \right] - \frac{T^2}{N} - SS_i$
i: parametresinin serbestlik derecesi k: örnek sayısı	$df_i = k_i - 1$
i*j: etkileşiminin serbestlik derecesi	$df_{i*j} = df_i * df_j$
N: toplam deneme sayısı	$df_T = \sum df_i + df_{i*j}$ $df_T = N - 1$
V_e : Hata varyansı df_e : Hata serbestlik derecesi SS_E : Hata kareler toplamı V_i : i parametresinin varyansı V_{ij} : i*j etkileşiminin varyansı SS_i' : i parametresine göre kareler toplamının P: deney katkı yüzdesi	$V_e = \frac{SS_E}{df_e}$ $V_i = \frac{SS_i}{df_i}$ $V_{ij} = \frac{SS_{ij}}{df_{ij}}$ $P = \frac{SS_i'}{SS_T} * 100$

3.1. Taguchi Yöntemi ile İlgili Çalışmalar

Taguchi Deneysel Tasarım yöntemi ve sayısal analizlere başlamadan önce, bir referans pompanın belirlenmesi gerekmektedir. Referans olarak kullanılan santrifüj pompa çarkı, 3000 dev/dak dönme hızında 5 L/dak debiye karşılık 100 mm-Hg basınç farkı oluşturmak üzere tasarlanmıştır (İncebay ve ark 2017). Referans pompa çarkının boyutları aşağıdaki Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2. Referans Pompa Çarkının Tasarım Boyutları

Parametre	Sembol	Değer
Kanat Sayısı	Z	6
Giriş Genişliği	b_1 (mm)	5.5
Çıkış Genişliği	b_2 (mm)	1.5
Giriş Açısı	β_1	13°
Çıkış Açısı	β_2	26°

Parlak (2016) tarafından yapılan çalışmada, bir pompa çarkının kanat sayısı, çıkış açısı, çıkış çapı ve çıkış genişliği olmak üzere dört farklı tasarım parametresinin her birinin aldığı dört farklı değer ile yapılan Taguchi deney tasarımında 9 adet çark imalatı yapılmıştır. 1500 dev/dak için testleri gerçekleştirilen bu çarkların verim, basma yüksekliği ve debi gibi değerlerini en büyük yapmak amacıyla S/N analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunun sayesinde her bir amaç fonksiyonu için bir optimum çark tasarımı elde edilmiştir. Optimum çarklar ile elde edilebilecek sonuçlar da tahmin edilmiştir. Yapılan her S/N analizi için de varyans analizleri de (ANOVA) yapılarak her parametrenin bu sonuçlar üzerindeki etki oranları hesaplanmıştır. Bu analizlerin neticesinde kanat sayısının 7, çıkış açısının 21°, çıkış çapının 105 mm ve çıkış genişliğinin 8.5 mm olarak seçilmesinin; hem verim, hem basma yüksekliği hem de debinin en büyük değerlerini elde edebilmek için optimum seçim olacağı görülmüştür (Parlak 2016).

Taguchi'nin kalite tekniği, bir firmanın pazar prensiplerini oluşturma, geliştirme ve üretim maliyetlerini mümkün olduğunca düşük tutma yeteneğini büyük ölçüde geliştirir (Nataraj ve Arunachalam 2006).

Sunulan bu çalışmada amaç, Taguchi Deney Tasarım yöntemi ile referans pompa veriminin iyileştirilmesidir. Pompanın verimine etkili olan beş geometrik parametre tespit edildi. Deneyde her bir parametreye ait üç seviye için Taguchi Deney Tasarım metodu kullanıldı. Deney için toplam $3^5=243$ adet pompada test yapılması gerekmektedir. Tüm pompaları analiz etmek çok uzun zaman alacağından ve maliyetli olacağından Taguchi deney tasarım yöntemi L_{27} ortogonal dizisi kullanarak örnek pompa sayısı belirlendi. Ortogonal L_{27} kullanarak 243 pompayı analiz etmek yerine, sadece 27 pompa analiz edilmesinin yeterli olacağına karar verildi. Optimum pompanın tasarım parametrelerini ve onların performansa etki derecelerini belirlemek için Taguchi deney tasarım metodu ile sinyal/görüntü (S/N) oranı ve Varyans analizi (ANOVA) yapıldı. Böylece geri kalan diğer 216 pompanın performansı da istatistiksel olarak temsil edilmiş olur. Tablo 3.3'te deney tasarımı için seçilen geometrik parametreler ve seviyeleri verilmiştir.

Tablo 3.3. Parametreler ve Seviyeleri

Parametre	Sembol	Seviye		
		1	2	3
Kanat Sayısı	Z	5	6	7
Giriş Genişliği	$b_1(\text{mm})$	3.8	5.5	7.2
Çıkış Genişliği	$b_2(\text{mm})$	1.2	1.5	2
Giriş Açısı	$\beta_1(^{\circ})$	10	13	16
Çıkış Açısı	$\beta_2(^{\circ})$	21	26	31

3.1.1. Çarkların Geometrik Parametrelerinin Belirlenmesi

İstatistik bir yazılımı kullanılarak ortogonal diziye (Parlak, 2016) göre 27 çark geometrisi belirlendi. Tablo 3.4'te analiz edilecek örnek (numune) çarkların numaraları ve geometrik boyutları bulunmaktadır. Optimizasyon işleminde referans pompanın diğer geometrik boyutları sabit tutuldu. Salyangozların giriş genişliği (b_3), çarkın çıkış genişliğine (b_2) göre ayarlandı. Ayrıca, ikinci ve üçüncü seviyelerdeki b_2 değerleri birbirlerine yakın olduğundan dolayı aynı salyangoz kullanıldı. Benzer bir çalışmada, ortogonal dizi testi ile santrifüj bir pompanın hidrolik performanslarını iyileştirmek için verim değeri, pompa gücü ve hedef fonksiyon olarak pompa yükü kullanılarak matematiksel modeli kurulmuş ve çok amaçlı optimizasyon olarak optimize edilmiştir (Wang ve ark 2018).

Tablo 3.4. Analiz yapılacak örnek çarklar

Çark Numarası	Kanat Sayısı	Kanat Giriş Genişliği (mm)	Kanat Çıkış Genişliği (mm)	Kanat Giriş Açısı ($^{\circ}$)	Kanat Çıkış Açısı ($^{\circ}$)
1	5	3.8	1.2	10	21
2	5	3.8	1.2	10	26
3	5	3.8	1.2	10	31
4	5	5.5	1.5	13	21
5	5	5.5	1.5	13	26
6	5	5.5	1.5	13	31
7	5	7.2	2	16	21
8	5	7.2	2	16	26
9	5	7.2	2	16	31
10	6	3.8	1.5	16	21
11	6	3.8	1.5	16	26
12	6	3.8	1.5	16	31
13	6	5.5	2	10	21
14	6	5.5	2	10	26
15	6	5.5	2	10	31
16	6	7.2	1.2	13	21
17	6	7.2	1.2	13	26

18	6	7.2	1.2	13	31
19	7	3.8	2	13	21
20	7	3.8	2	13	26
21	7	3.8	2	13	31
22	7	5.5	1.2	16	21
23	7	5.5	1.2	16	26
24	7	5.5	1.2	16	31
25	7	7.2	1.5	10	21
26	7	7.2	1.5	10	26
27	7	7.2	1.5	10	31

3.1.2. Pompaların HAD Simülasyonu

Katı modelleme yazılımı kullanılarak örnek çarklar çizilip salyangoz içine montajı yapıldı ve *ANSYS-19* yazılımı kullanılarak pompaların akış modellemesi yapılarak içindeki akış analiz edildi. Pompanın katı modeli, geometri kısmına taşındı. Çarkın ve salyangozun açık olan boşlukları (girişleri ve çıkışlar) kapatılıp pompanın içi akışkan (kan) ile dolduruldu. Çark içindeki akışkana çark iç ve dış duvarına dönme verildi ve salyangozdaki akışkan için normal akış hali tanımlandı. Meshing kısmında çözüm ağı oluşturuldu, giriş ve çıkış yüzeyler tanımlandı. Çözüm doğruluğunu arttırmak ve çözümün yakınsamasını sağlamak için gradyan ve y^+ adaptasyonunu kullanarak daha yüksek hücre sayılı ve kaliteli çözüm ağı elde edildi. Hücre sayısı 6 milyona kadar artırılıp test edildi. Çözüm ağı bağımsızlık testi sonuçlarına göre, 5 milyon hücre sayısında basınç farkının ve çark torkunun değişmediği tespit edildi ve analizler yaklaşık bu hücre sayısında yapıldı.

Çözüm metodu olarak Coupled algoritması ve tüm denklemler için ikinci mertebeden ayrıklaştırma şemaları kullanıldı. Testler farklı devir sayılarında yapıldı. Birinci test devir sayısı 3300 dev/dak ve diğerlerinde 3150 ve 3450 dev/dak değerleri kullanıldı. Testler için, kana benzer bir akışkan (yoğunluk 1050 Kg/m^3 ve viskozite 0.0035 Pa.s) simülasyon akışkanı olarak tanımlandı. Türbülans modeli olarak Transition SST modeli seçildi, akışkan debisi sabit tutuldu ve çözüm yakınsama kriteri 10^{-5} olarak belirlendi. Sınır şartı olarak, girişte kütleli debi girişi ve çıkışta basınç çıkışı kullanıldı. Giriş ve çıkışta akış türbülansını tanımlamak için süreklilik (intermittency), şiddet (intensity) ve hidrolik çap değerleri girildi. Türbülans şiddeti formül (3.4) ile hesaplandı. Bu formülde T_i türbülans şiddetini, Re Reynolds sayısını ifade eder.

$$T_i = 0.16 * R_{ch}^{-1/8} \quad (3.4)$$

Pompanın hidrolik performansın belirlenmesinde kullanılan parametrelerden biri olan toplam basınç farkı ΔP formül (3.5) ile hesaplandı. Bu formülde P_t toplam basıncı ifade eder.

$$\Delta P_t = \Delta P_{t,\text{çık}} - \Delta P_{t,\text{gir}} \quad (3.5)$$

Toplam basınç farkından, pompa yükü H_m formül (3.6) ile hesaplandı. Pompa yükü kullanılarak akışkan gücü N_a formül (3.7) ve pompa gücü N_p ise formül (3.8) ile bulundu. Akışkan ve pompa güçleri kullanılarak pompanın hidrolik verimi η_h formül (3.9) ile hesaplandı. Bu formüllerde; \dot{m} -kütle debisini, γ -özgül ağırlığı, g -yerçekimi ivmesini, T_t toplam torku, ω -açısal hızı göstermektedir.

$$H_m = \frac{\Delta P_t}{\gamma} \quad (3.6)$$

$$N_a = \frac{\dot{m}g\Delta P_t}{\gamma} \quad (3.7)$$

$$N_p = T_t * \omega \quad (3.8)$$

$$\eta_h = \frac{N_a}{N_p} = \frac{\dot{m}}{T_t * \omega} gH_m \quad (3.9)$$

Başka bir çalışmada santrifüj pompanın numerik incelemesi ve optimizasyonu yapılmış, numerik simülasyondan sonra bu formüller ile (Açısal hız, mil gücü, basma yüksekliği, verim) hesaplanarak pompanın karakteristikler ve hidrolik performansları belirlenmiştir (Cellek ve ark 2016).

HAD simülasyonu testlerinde elde edilen veriler kullanılarak sinyal/gürültü (S/N) değerleri hesaplandı. Bu değerlere göre alternatif tasarım parametreleri tahmin edildi ve optimum çarkın tasarım parametreleri tespit edildi. Ayrıca en yüksek verim için Sinyal/Gürültü değerinin en büyük değeri alması gereklidir ve bu değer yukarıdaki yazılan formül (3.2) ile bulundu. Bu formülde; y -S/N değişkenini (bu çalışma için hidrolik verim), n -test sayısını ve alt indis i -seviyeyi ifade eder. En büyük hidrolik

verimi belirlemek için yapılan testlerin sonuçları, Tablo 3.5'te farklı üç devir sayısı için hidrolik verim ve S/N değerleri birlikte verilmiştir.

Tablo 3.5. Simülasyon testlerine göre hidrolik verimler ve S/N değerleri

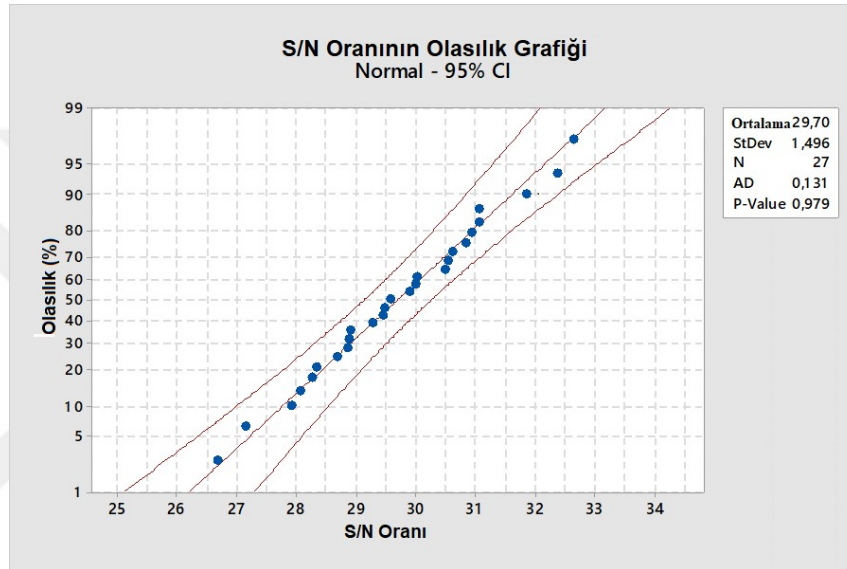
Çark Numarası	Hidrolik verim (%)			S/N Değeri (desibel)
	Test-1 (3300 dev/dak)	Test-2 (3150 dev/dak)	Test-3 (3450 dev/dak)	
1	28.02	26.43	29.19	28.89
2	27.85	26.18	29.53	28.87
3	28.08	26.37	29.47	28.91
4	21.30	20.03	23.88	26.68
5	30.56	35.31	35.23	30.49
6	29.11	28.66	29.41	29.26
7	31.27	31.96	31.77	30.01
8	33.81	33.84	33.43	30.55
9	34.42	34.26	33.16	30.61
10	31.34	30.49	31.91	29.89
11	40.80	31.80	33.51	30.83
12	31.69	31.17	31.90	29.99
13	25.52	25.60	26.56	28.26
14	25.84	25.81	26.75	28.34
15	22.48	22.32	23.60	27.15
16	34.81	35.44	35.33	30.93
17	35.45	35.93	35.81	31.06
18	35.65	36.08	35.44	31.06
19	26.72	26.62	28.18	28.67
20	25.01	24.82	26.22	28.07
21	24.42	24.58	25.76	27.92
22	42.38	40.89	41.57	32.38
23	42.81	42.89	43.10	32.66
24	40.21	38.46	38.88	31.86
25	29.71	29.10	30.49	29.47
26	29.39	29.47	30.28	29.46
27	29.92	29.96	30.42	29.57

Bu tabloya göre 23 numaralı örnek pompa en yüksek S/N değeri 32.66 ile her üç devirde de en yüksek verime ulaşmıştır. Bu pompanın 3150, 3300 ve 3450 dev/dak dönme sayılarındaki basınçları sırayla 101.853, 114.042 ve 128.218 mmHg tespit edildi.

Benzer bir çalışmada; pompanın performansının artırılması için çarkın çıkış çapı, çıkış genişliği, çıkış açısı ve kanat sayısı gibi parametrelerin optimum değerleri elde edilmiştir. Debi, basma yüksekliği ve verimin maksimize edilmesi ve güç

tüketiminin minimize edilmesi amaç fonksiyonlardır. Optimum değerler için fonksiyona göre S/N en büyük veya en küçük değerleri seçilmiştir (Nataraj ve Arunachalam 2006).

Test sonuçlarının optimum değere yakın olup olmadığını kontrol etmek için sinyal/gürültü oranına göre olasılık dağılımı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Her bir veri noktasının orta çizgiye yakın olması sonuçların yeterli doğrulukta olduğu anlamına gelir.



Şekil 3.1. Sinyal/Gürültü oranına (S/N) göre olasılık dağılımı

3.1.3. Optimum Pompanın Geometrik parametreleri

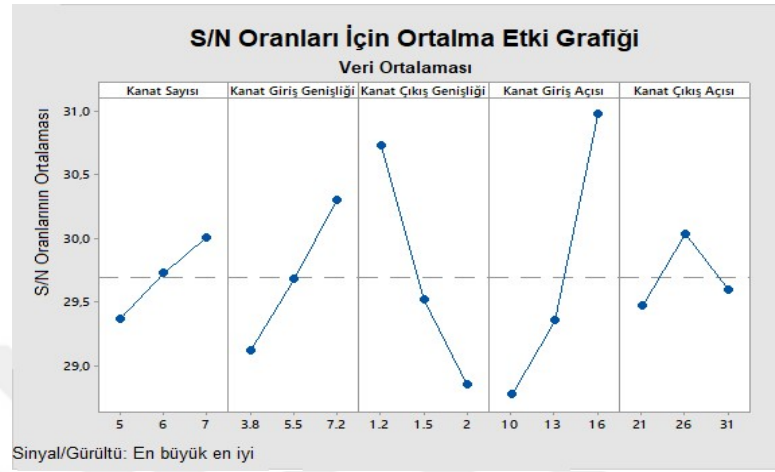
S/N değerleri, her bir parametrenin farklı seviyeleri i 'ye ait ($i=1, 2, 3$ nolu) S/N oranlarının aritmetik ortalaması olacak şekilde formül 3.10'daki ifadeden hesaplandı. Elde edilmiş olan S/N değerleri, her bir parametre için kanat sayısı Z için yapılanla aynı şekilde hesaplandı ve Tablo 3.6'da S/N oranının değerleri verilmiştir.

$$S/N_{z,i} = \frac{\sum S/N_{z,i}}{9} \quad (3.10)$$

Tablo 3.6 En büyük verim için S/N oranları

Seviye	Kanat Sayısı	Giriş Genişliği (mm)	Çıkış Genişliği (mm)	Giriş Açısı (°)	Çıkış Açısı (°)
1	29.36	29.12	30.73	28.77	29.46
2	29.72	29.68	29.52	29.35	30.04
3	30.01	30.30	28.84	30.98	29.59

İstatistik yazılımında belirlenen parametrelerin her üç seviyede aldığı S/N oranları Şekil 3.2’de verildi.



Şekil 3.2. En büyük verim için, parametre seviyelerine göre S/N oranları

Şekil 3.2’teki sonuçlara göre optimum çark tasarım parametreleri tespit edildi. Bu belirlenen çark geometrisi, test edilen 27 çark içinde bulunmamaktadır. Bu şekildeki değerlere göre belirlenen optimum çarkın geometrik tasarım boyutları Tablo 3.7’de verilmiştir.

Tablo 3.7. Optimum Çarkın Tasarım Parametreleri

Parametre	Optimum Seviye	Optimum Değer
Kanat Sayısı Z_{opt}	3	7
Giriş Genişliği $b_{1,opt}$	3	7.2
Çıkış Genişliği $b_{2,opt}$	1	1.2
Giriş Açısı $\beta_{1,opt}$	3	16
Çıkış Açısı $\beta_{2,opt}$	2	26

Varyans analizleri (ANOVA) yardımı ile hidrolik verimin üzerine her bir parametrenin ne kadar etkili olduğu da araştırıldı. Tablo 3.8’de parametrelerin arasındaki etkileşim ve ANOVA hesaplamaları sonuçları bulunmaktadır. Her parametre ve etkileşimleri için serbestlik derecesi formül (3.11) ve (3.12) ile verildi. Kareler toplamı ve oranları formül (3.13-16) ve (3.17) ile hesaplandı. Her parametrenin, verim üzerine ne kadar etkili olduğu için belirlemek için formül (3.18) kullanıldı.

$$DF_1 = \frac{k-17}{5} \quad (3.11)$$

$$DF_2 = \frac{k-11}{4} = (DF_1)^2 \quad (3.12)$$

$$CF = \frac{N^2}{k} \quad (3.13)$$

$$SS_{tot} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n y_{ij}^2 - CF \quad (3.14)$$

$$SS_t = \sum_{i=1}^a \frac{T_i^2}{n} - CF \quad (3.15)$$

$$SS_e = SS_{tot} - SS_t \quad (3.16)$$

$$MS_t = \frac{SS_t}{DF} \quad MS_e = \frac{SS_e}{DF} \quad (3.17)$$

$$F\% = \frac{MS_t}{\text{ToplamMS}} \quad (3.18)$$

Bu formüllerde k-toplam örnek sayısı, F-etki oranını, MS-kareler ortalamasını, SS-kareler toplamını, CF-düzeltilme faktörünü ifade eder.

Tablo 3.8. Parametrelerin arasındaki etkileşim ve ANOVA hesaplaması

Parametre	Serbestlik derecesi (DF)	Kareler Toplamı (SS)	Kareler Ortalaması (MS)	F (%)
Kanat Sayısı	2	1.88	0.94	3.47
Kanat Giriş Genişliği	2	6.35	3.17	11.74
Kanat Çıkış Genişliği	2	16.52	8.26	30.56
Kanat Giriş Açısı	2	23.56	11.78	43.59
Kanat Çıkış Açısı	2	1.62	0.81	2.99
Kanat Sayısı*Kanat Çıkış Açısı	4	2.69	0.67	2.49
Kanat Giriş Genişliği*Kanat Çıkış Açısı	4	1.85	0.46	1.71

Kanat Çıkış Genişliği*Kanat Çıkış Açısı	4	2.62	0.65	2.42
Kanat Giriş Açısı*Kanat Çıkış Açısı	4	1.11	0.28	1.03
Kalan Hatası	0	0.00	0.00	0.00
Toplam	26	58.19	27.03	100

Tablo 3.8’de parametrelerin etkileşimlerini göstermektedir. Varyans analiz tablosuna göre, verime en etkili olan parametreler %43.59 etki ile kanat giriş açısı ve %30.56 ile kanat çıkış genişliğidir. Bundan sonra kanat giriş genişliği %11.74 ile üçüncü derecede etkiye sahiptir. Kanat çıkış açısı %2.99 ve kanat sayısı %3.47 değeri ile pompa verimi en az etkileyen parametrelerdir. ANOVA analizlere göre, ikili parametrelerin ($Z*\beta_2$ gibi) verime etkileri çok azdır. Kanat sayısı*Kanat çıkışı açısı %2.49 ve kanat çıkış genişliği*kanat çıkış açısı %2.42 ile pompa verimine daha az etkili olan parametrelerdir. Diğer parametrelerin etkisi çok daha da azdır; kanat giriş genişliği-kanat çıkış açısı için %1.71 ve kanat giriş açısı-kanat çıkış açısı için %1.03’tür. Maksimum verim için beklenen S/N oranı formül (3.19) ile belirlendi.

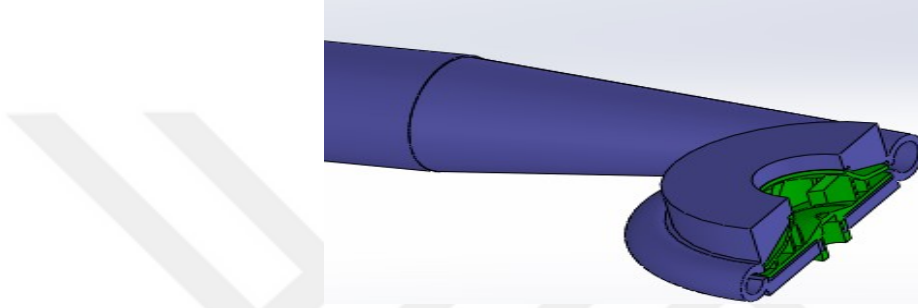
$$S/N_{tahmin} = S/N_{Z,3} + S/N_{\beta_1,3} + S/N_{\beta_2,1} + S/N_{\beta_1,3} + S/N_{\beta_2,2} - 3 * \frac{\overline{S/N}}{n} \quad (3.19)$$

$S/N_{tahmin} = 62,96$ ve Optimum pompanın S/N değeri 34.25 hesaplandı. Tablo 3.5’e bakıldığında optimum pompanın S/N değerinin örneklerin tamamından yüksek olduğu görüldü.

Benzer bir çalışmada, bir santrifüj pompanın çarkını optimize etmek için deneysel ortogonal dizi kullanıldı. Pompaların verimi, analiz edilerek belirlendi. Çarkın geometrik parametrelerinin tasarım optimizasyonu için dört geometrik parametre seçilmiştir. Sonuçlara göre kanat sayısı (Z) ve sarma açısının (α), basma yüksekliği ve verim üzerinde çok etkili olduğunu gösterilmiştir. Birinci ve ikinci seviyeler arasındaki çıkış açılarında, pompanın verimi azalırken basma yüksekliği artmıştır. İkinci ve üçüncü seviyeler arasında verim artmış ve basma yüksekliği azaltmıştır. Giriş açısı, verimi etkilememiştir. Optimum parametreler olarak $Z=6$, $\beta_1=5^\circ$, $\beta_2=20^\circ$ ve $\alpha=120^\circ$ elde edilmiştir. Optimum pompanın verimi %56.25 olarak elde edilmiş ve referans pompanın verimi %4.25 artırılmıştır (Singh ve ark 2017).

3.2. Elde edilen Optimum Pompanın HAD Simülasyonu

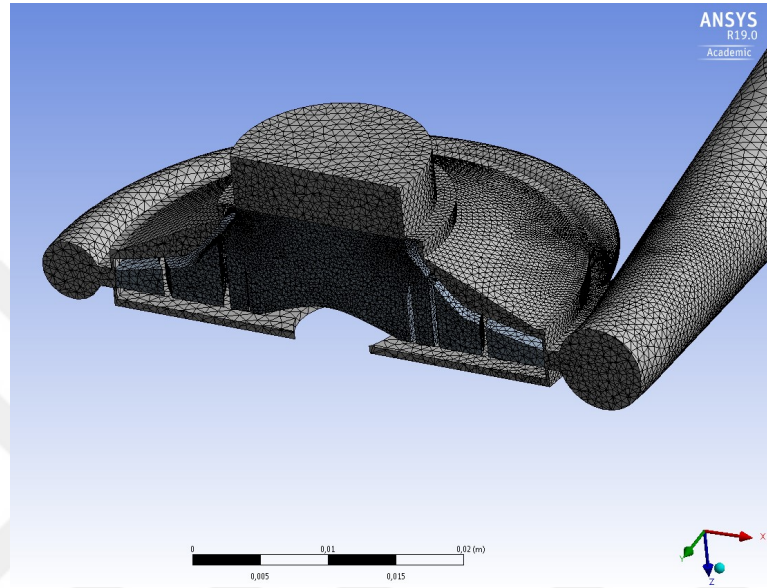
Taguchi Deneysel Tasarım metodu ve nümerik analizlerle optimize edildikten sonra elde edilen optimum pompa modeli katı modelleme programıyla çizilip HAD ile nümerik olarak incelendi. Optimum çark ile salyangozun uyumlu olması için salyangozun giriş kesiti modifiye edildi. Şekil 3.3'te analiz edilen optimum pompanın katı modelinin kesiti gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Analiz edilen optimum pompanın katı model kesiti görüntüsü

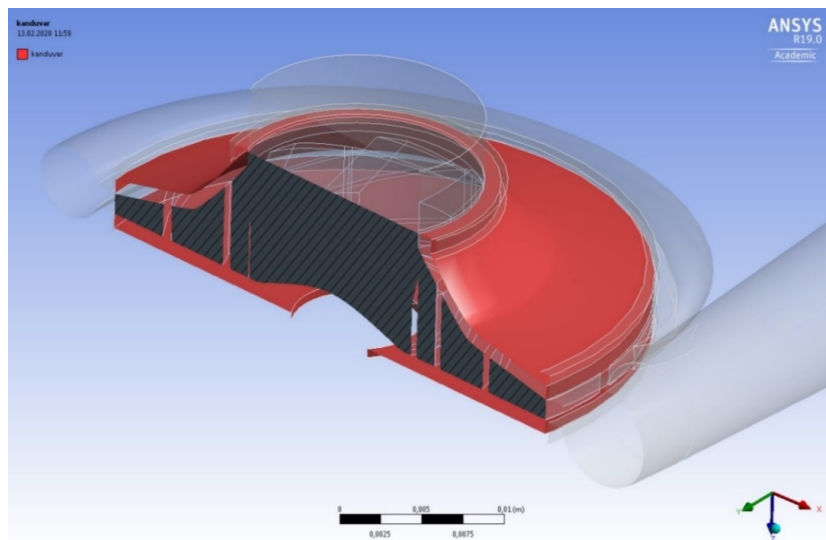
Katı modelleme yazılımı kullanılarak örnek çarklar gibi optimum çarkı çizilip salyangoz içine montajı yapıldı ve *ANSYS-fluent* yazılımı kullanılarak pompanın akış modellemesi yapılarak içindeki akış analiz edildi. Pompanın katı modeli, geometri kısmına taşındı. Çarkın ve salyangozun açık olan boşlukları (girişleri ve çıkışlar) sanal olarak kapatılıp pompanın içi akışkan (kan) ile dolduruldu. Çark içindeki akışkana, çark iç ve dış duvarına dönme verildi ve salyangozdaki akışkan için normal akış hali tanımlandı. *Meshing* kısmında çözüm ağı oluşturuldu, giriş ve çıkış yüzeyler tanımlandı. Çözüm ağı Şekil 3.4'te gösterildi ve hücre sayısı 6 milyona kadar artırılıp test edildi. Çözümde türbülans model olarak, türbo makineler için performansı iyi olan Transition SST modeli seçildi. Akışkanın özellikleri, yoğunluk için 1050 kg/m^3 ve viskozite için $0,0035 \text{ kg/m.s}$ değerlerine ayarlandı. Çarkın dönme sayıları için ilk olarak 3300 rpm sonra 3150 ve 3450 dev/dak kullanıldı. Kütle debisi giriş sınır şartında, testi yapılacak debi değeri girildi; hidrolik çap 14 mm ve türbülans şiddeti %4 değerlerine ayarlandı. Basınç çıkışı sınır şartında, çıkış basıncı 15000 Pa, hidrolik çap 15 mm ve türbülans şiddeti %4 olarak girildi. Yakınsama kriteri 10^{-5} 'e kadar iterasyona devam edildi. Çözüm doğruluğunu arttırmak ve çözümün yakınsamasını sağlamak için gradyan ve y^+ adaptasyonunu kullanarak daha yüksek hücre sayılı ve kaliteli çözüm ağı elde edildi.

Başka çalışmada, aksenal akışlı bir pompanın çarkı sayısal incelemesinde kana benzer bir çözelti kullanılmıştır. Kullanılan çözeltinin viskozitesi 3.5 mPa.s, yoğunluğu 1.050 kg/m³, devir sayısı 10000 dev/dak, Reynolds sayısı 3.5×10^4 , çözüm için türbülans modeli SST k- ω ve debisi 5 L/dak'dır (Chua ve Su 2011).



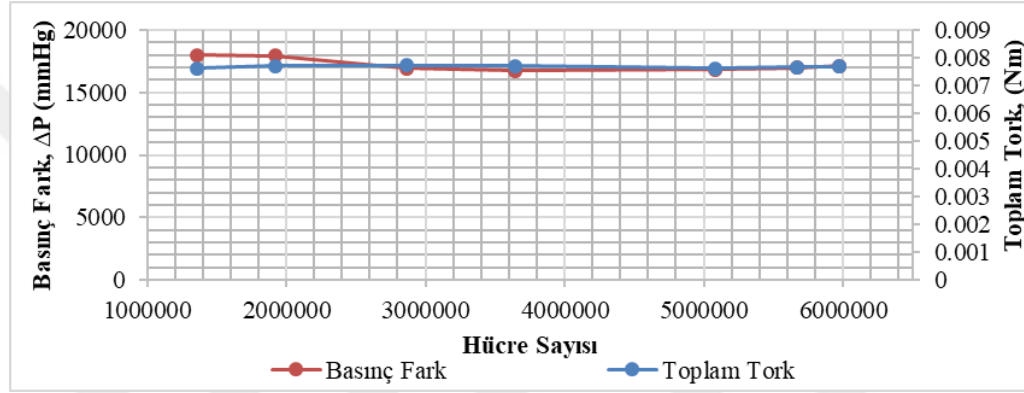
Şekil 3.4. Hesaplama Bölgesindeki Çözüm Ağı

Bu çalışmada çark dış yüzeyinin dönme etkisinin belirlenebilmesi için kullanılan pompada, çark dış duvarı oluşturuldu ve dönen yüzey olarak tanımlandı. Çark dış yüzeyi Şekil 3.5'te verildi.



Şekil 3.5. Optimum Çarkın dış duvarı

Hücre sayısı yavaş yavaş artırılarak çözüm ağı bağımsızlık testi yapılmıştır. Devir sayısı 3300 dev/dak sabit tutarak test sonunda 6 milyon hücre sayısının uygun olduğu görüldü. Test sonuçları göre Şekil 3.6'da basınç farkı ve toplam torklar verildi. Aşağıdaki şekil gösterildiği gibi hücre sayısı arttığında toplam tork değerleri yaklaşık sabit kalmaktadır. Üç milyon hücre sayısından da basınç farklarını sabit olduğu görüldü. Bunun için 3 ile 6 milyon hücre sayıları aralığındaki hücre sayıları kullandığında doğru sonuçlara yakın sonuçların elde edilmesinin mümkün olduğu anlaşıldı.



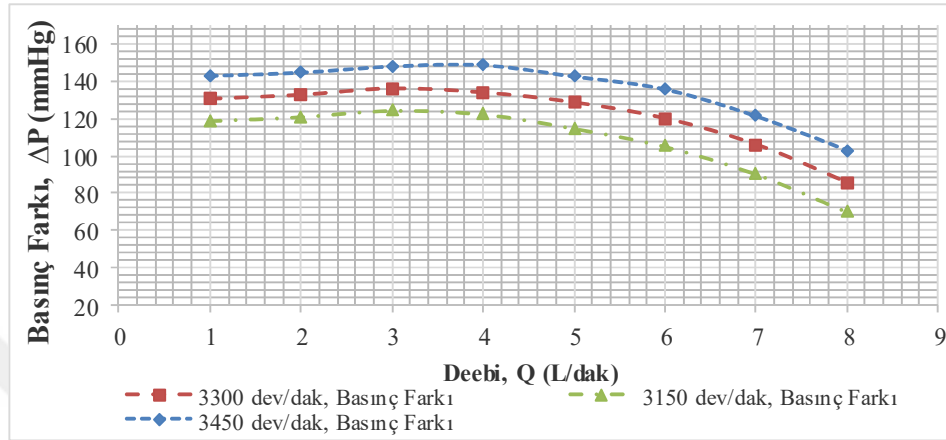
Şekil 3.6. Toplam Basınç Farkı ve Toplam Tork İçin Çözüm Ağı Bağımsızlık Testi

3.2.1. Optimum Pompanın Hidrolik Performansları

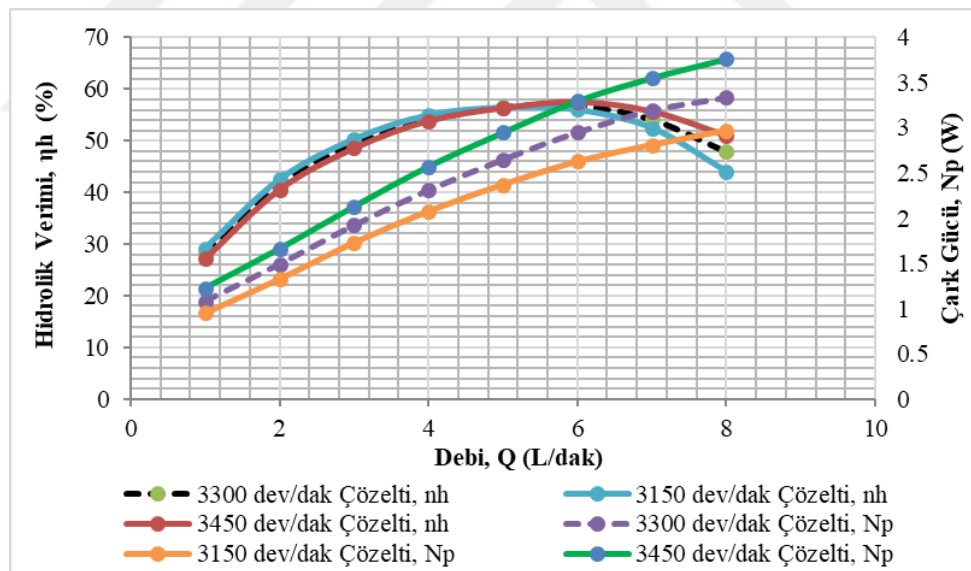
Testlerde farklı devir sayıları (3150, 3300 ve 3450 dev/dak) kullanıldı. Yukarıdaki pompa performans belirlemede akışkanın pompa girişi ve çıkışındaki toplam basınçların (sırasıyla $P_{t,gir}$ ve $P_{t,çık}$) farkı (3.5) numaralı formül ile hesaplandı. Pompa tarafından akışkana aktarılan güç N_a (3.7) numaralı, pompanın tükettiği güç N_p (3.8) numaralı ve hidrolik verim η_h (3.9) numaralı formül ile hesaplandı. Hacimsel debi Q ile toplam tork T_t ile açısal hız ω ile gösterilmiştir.

Optimum pompanın HAD simülasyonlarında elde edilen, farklı devirlere ait $H_m=f(Q)$ grafikleri Şekil 3.7'de ve hidrolik verim grafikleri $\eta_h=f(Q)$ ile $N_p=f(Q)$ grafikleri ise Şekil 3.8'de verilmiştir. Referans çark devrinde (3300 dev/dak) ve tasarım debisinde bu optimum pompada %54 verime 128 mm-Hg pompa basıncında ulaşıldığı görüldü. Devir arttıkça maksimum verim değerinin biraz da arttığı görüldü ve 3450 dev/dak dönme sayısında 6 L/dak debisinde %55 verime ulaşıldı. Tasarım debisinden daha düşük debilerde daha yüksek basınç farkına ulaşılmasına rağmen, bu noktalarda verim daha düşüktür. Radyal akışlı pompalarda düşük debilerde yüksek basınç farkları

elde edilir, yüksek debilerde ise düşük basınç farkları elde edilir. Dönme sayısı arttıkça pompanın basıncın yükselmesine rağmen güç tüketiminin arttığı ve verimin çok az değiştiği görüldü.



Şekil 3.7. Farklı devirlere ait $H_m=f(Q)$ grafikleri



Şekil 3.8. Farklı devirlere ait $\eta_h=f(Q)$ ve $N_p=f(Q)$ grafikleri

Başka bir çalışmada, radyal kanat boşluğun kan pompasının performansına etkisinin sayısal incelemesinde, farklı debiler (1, 2, 3, 4 ve 5 L/dak) kullanıldı. Devir sayısı olarak 9000 ve 10000 dev/dak ve akışkan olarak Newtoniyen akışkan (1.055 kg/m³ yoğunluğu, 0.0035 Pa.s dinamik viskozite) kullanıldı. Türbülans modeli olarak k-ε kullanıldı. HAD simülasyonlarına göre pompanın hidrolik karakteristikleri belirlenerek 0.1mm boşlukta basınç farkının %12 arttığı görüldü. Debi 3 L/dak ile devir

sayısı 10000 dev/dak kullanarak boşluk 0.15 mm'den küçükken basınç farkının 100 mmHg'ye arttığı görüldü. Aynı zamanda 9000 dev/dak ile boşluk 0.1 mm'den küçükken basınç farkının 100 mm-Hg ulaştığı görüldü. Debi 3L/dak'da boşluk 0.1 mm'den 0.15mm'ye kadar olan aralıkta pompa hidrolik verimi azalmıştır. Debi 2 L/dak'dan büyük olduğunda boşluk 0.15 mm'den 0.3 mm'ye kadar hidrolik verimin azaldığını görüldü. Debi 5 L/dak iken boşluk 0.1-0.3 mm aralığında, hidrolik verim %42.6'den %24.6'ya kadar düşmüştür. Bu çalışmaya göre kanat boşlukları arttığında, hidrolik debinin kaybı da artar hızda azalır ve olumsuz basınç gradyanı oluşur. Bu nedenle pompanın verimi ve basınç farkı düşmüştür (Liu ve ark 2019).

3.2.2. Pompanın Hidrolik Performansına Viskozitenin Etkisi

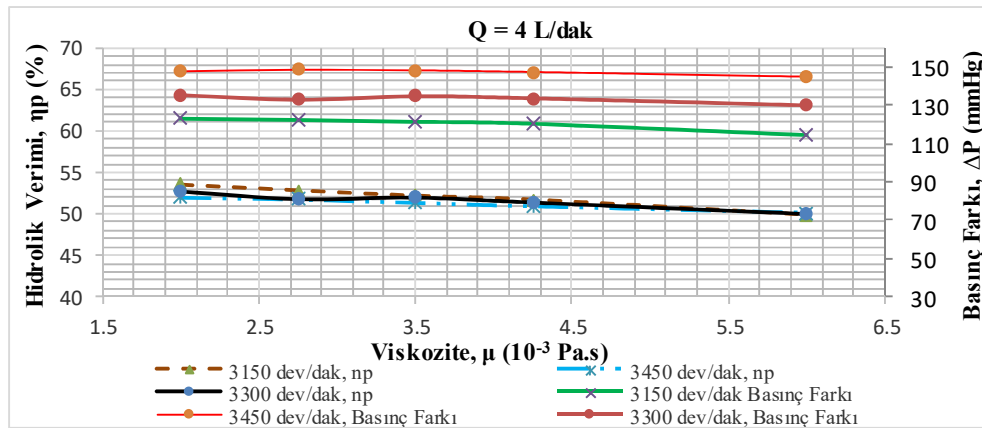
3.2.2.1. Verim ve Basınç Farklarına Etkileri

Kan pompaların tasarımında, kan aslında Newtoniyen akışkan olmadığından, onların hidrolik ve hemolitik performanslarına viskozitenin etkililerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu çalışmada viskozitenin hidrolik performansa etkisini incelemek amacıyla, test akışkanı olarak 1050 kg/m^3 yoğunluk değerine sahip 5 farklı akışkan özelliklerindeki kana benzetilmiş akışkan kullanıldı. Bu 5 farklı akışkanın viskoziteleri: 2, 2.75, 3.5, 4.25 ve 6 cP ($1\text{cP}=0.001 \text{ kg/m.s}$) olarak tanımlandı. Tasarım debisinde yapılan analizlerde Transition SST türbülans modeli kullanıldı. Long ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada hasta yaşı ile kan viskoelastisitesi arasında bir ilişki bulmaya çalışılmıştır. Pediatrik viskozite ve yetişkin viskozitesi arasında istatistiksel olarak anlamlı bir fark bulunamamıştır. Yetişkin ve pediatrik kanı arasında küçük farklılıklar olduğundan, her iki durumda da aynı kan analogu kullanılmıştır. Kırmızı kan hücresi hematokriti, deforme olması ve plazma protein konsantrasyonu, kanın viskozitesini ve elastikiyetini etkiler (Long ve ark 2005). Kalp destek cihazlarının tasarım aşamasında, performans tahmini için genellikle kanın Newtonyen akışkan özellikleri gösterdiği varsayılır ve sabit viskozite değerleri kullanılır. Ancak kan canlı bir akışkan olduğu için, newtonyen sayılsa bile canlıdan canlıya veya zamana göre farklı özellikler gösterebilir. Kalp destek cihazlarının tasarımında farklı viskozite değerine sahip hastalar için cihaz performansındaki değişim göz önüne alınmalıdır.

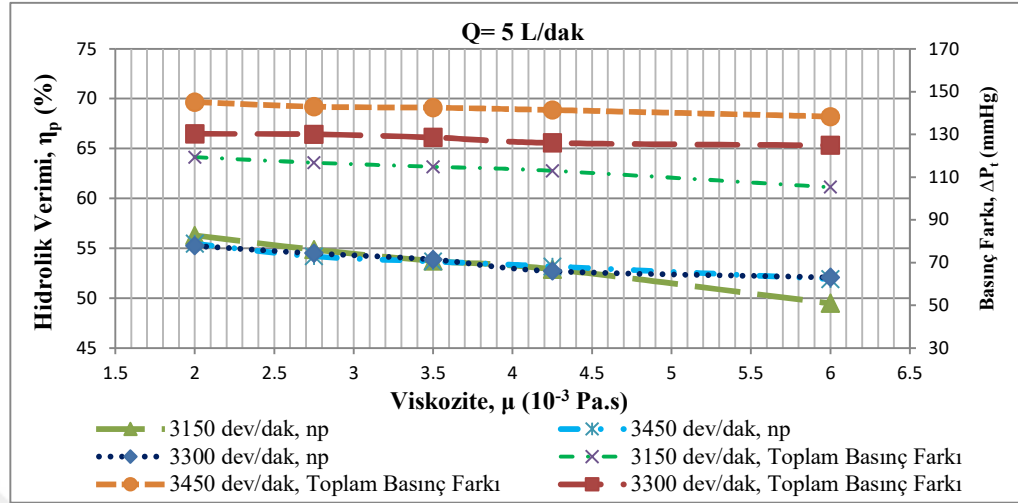
Çalışmanın bu kısmında optimize edilmiş bir kalp destek cihazının, farklı viskozite değerlerine sahip akışkanlar kullanıldığında hidrolik performansının nasıl etkilendiği HAD simülasyonu ile incelendi. HAD simülasyonlarında ayrıklaştırma

şemaları için ikinci mertebeden doğruluk şemaları kullanıldı. 3150, 3300 ve 3450 olmak üzere üç farklı dönme sayısında analizler yapıldı. Amaral ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, özel olarak oluşturulmuş bir test cihazında domuz kanıyla, suyla ve su-gliserin çözeltisi ile pompa çark yataklamasının performansı test edildi. Yatakta oluşan süspansiyon kuvveti, çapraz akış ve tork kaydedilmiştir. Domuz kanı ile yapılan deneyler, gliserin çözeltisinin kullanımına kıyasla daha düşük süspansiyon kuvvetleri, daha düşük akışlar (debiler) ve daha düşük torklar vermiştir. Bu nedenle, VAD'ler için hidrodinamik yataklar tasarlanırken veya deneyler yapılırken kan viskozitesinin göz önünde bulundurulması çok önemlidir (Amaral ve ark 2013).

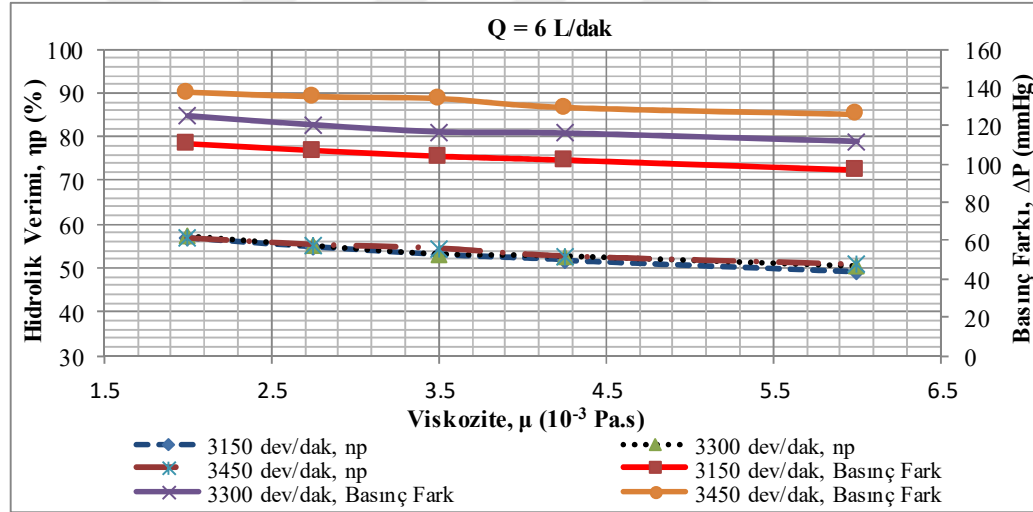
Viskozite değişimiyle pompa hidrolik verimi ve basınç farkı değişimini veren $\eta_h=f(\mu)$ ile $\Delta P_t=f(\mu)$ grafikleri 4L/dak debisi için Şekil 3.9.a'da, 5 L/dak debisi için Şekil 3.9.b'de ve 6 L/dak debisi ise Şekil 3.9.c'de gösterilmiştir. Sabit tasarım debisinde (5L/dak) viskozite artışına bağlı olarak basınç farkının 3300 dev/dak dönme sayısında, 2 cP viskozite için 130 mm-Hg değerinden %4.6 azaldığı ve buna bağlı olarak hidrolik verimin yaklaşık %55'ten %52'ye düştüğü görüldü. Denenen her üç devir için de viskozite arttıkça hidrolik verim değerlerinin düştüğü gözlemlendi. 4 L/dak 'da 3300 dev/dak dönme sayısında 2 cP ila 6 cP arasında basınç farkının 135 mm-Hg'den 130 mm-Hg'ye azaldığı ve pompa veriminin ise %53'ten %50'ye düştüğünü görüldü. Aynı dönme sayısı ve viskozite aralığında 6 L/dak debide ise basınç farkının 125 mm-Hg'den 112 mm-Hg'ye düştüğü ve pompa hidrolik veriminin %57'den %49'a düştüğünü görüldü.



Şekil 3.9.a Hidrolik Verime ve Basınç Farkına Viskozite Etkileri



Şekil 3.9.b Hidrolik Verime ve Basınç Farkına Viskozite Etkileri

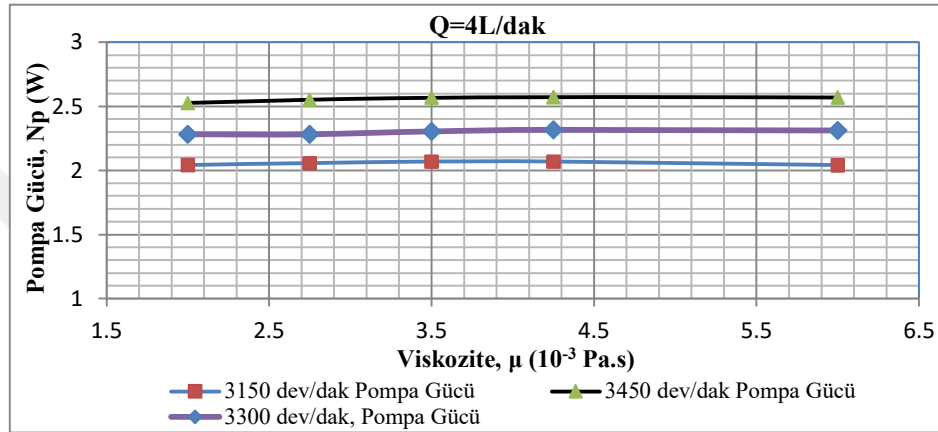


Şekil 3.9.c Hidrolik Verime ve Basınç Farkına Viskozitenin Etkileri

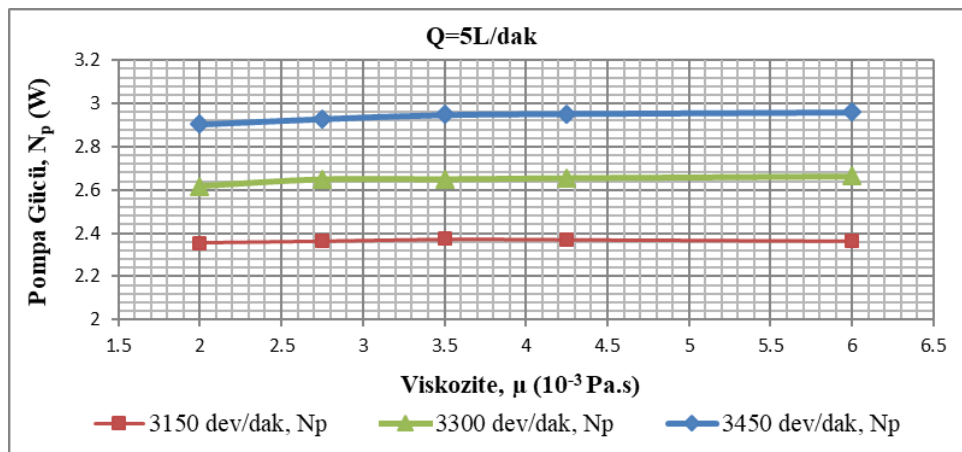
3.2.2.2. Pompa Gücüne Etkisi

Viskozite değişimiyle pompa gücünün değişimini veren $N_p=f(\mu)$ grafiği 4L/dak debisi için Şekil 3.10.a'da, 5 L/dak debisi için Şekil 3.10.b'de ve 6 L/dak debisi ise Şekil 3.10.c'de gösterilmiştir. Viskozite artışıyla pompanın güç tüketiminde dikkate değer bir artma olduğu görüldü. Şekil 3.10.b'ye göre 5 L/dak debi ve 3300 dev/dak dönme sayısında; 2 cP ile 6 cP viskozite aralığında, güç tüketiminin yaklaşık 2.6 W'tan 2.66 W'a arttığı görülmektedir. Aynı şekilde debi 4 L/dak 'da pompa güç tüketimi 2.28 W'dan 2.31 W'a artmaktadır. Debi 6 L/dak 'da ise pompa güç tüketiminin 2.92 W'dan

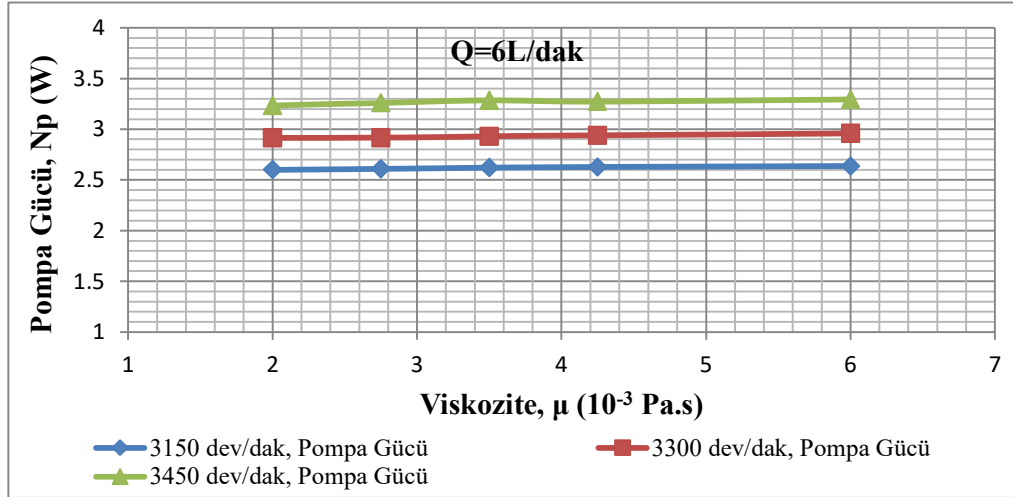
2.96 W'a arttığını görüldü. Bu artışın sebebi; akışkanın akmaya karşı gösterdiği direncin artması, hidrolik sürtünme kayıplarını arttırdığı için gerekli olan güç ihtiyacı da artmaktadır. Hidrolik kayıplardaki artış, akışkana aktarılan faydalı gücü azaltır. Bu iki etki, verimin viskozitedeki artıştan kayda değer bir şekilde etkilenip azalmasını açıklar. Benzer sonuçlar, Vidakoviç ve arkadaşlarının santrifüj karıncık destek pompasıyla yaptığı deneysel çalışmada da elde edilmiştir (Vidakovic ve ark 2000).



Şekil 3.10.a Viskozitenin Pompa Gücüne Etkileri



Şekil 3.10.b Viskozitenin Pompa Gücüne Etkileri



Şekil 3.10.c Viskozitenin Pompa Gücüne Etkileri

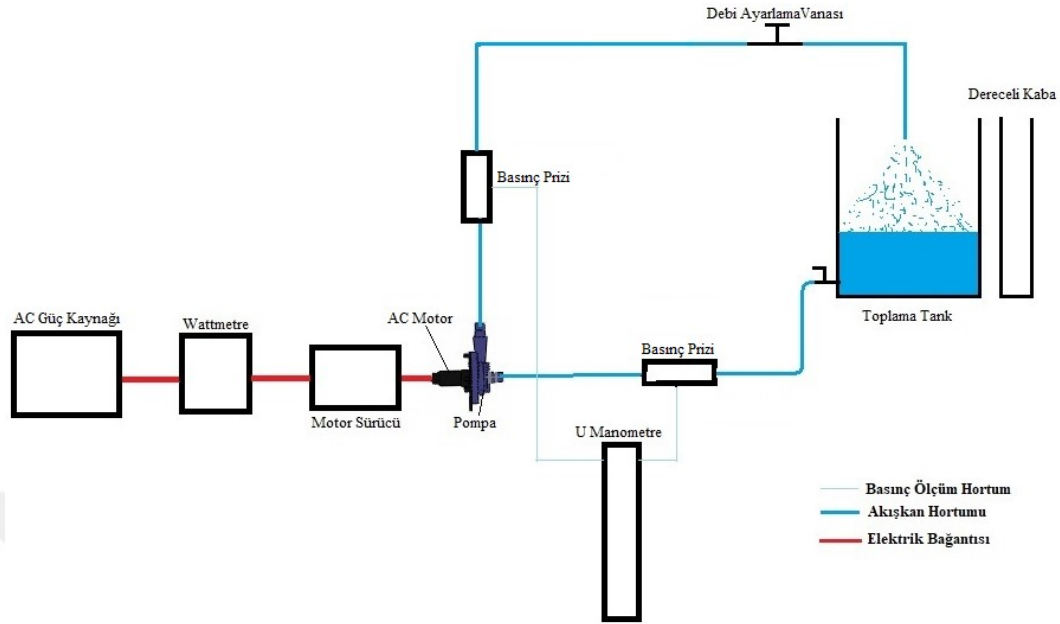
3.3. Deneysel Yöntem

Optimum pompanın boyutları belirledikten sonra çarkın ve salyangozun katı modelleri oluşturulup lazer sinterleme teknolojisi ile Pa2200 (%100 naylon) malzemeden parçalar üretildi. Üretilen pompa bir motor ile adapte edildi. Deney için kurulan deney düzeneğinin şeması Şekil 3.11’de gösterildi.

Deney akışkanı olarak kana benzer bir akışkan özellikleri gösteren hacimce %60 su ve %40 gliserin çözeltisi kullanıldı. Deneyde çözeltiyi depolamak için atmosfere açık toplama tankı kullanıldı, deney düzeneğinde çözeltinin çevrimini sağlamak için iç çapı 10 mm olan esnek silikon hortumlar kullanıldı. Pompa girişi ve çıkışına basınç prizi takıldı. Akışkanı debisi kontrol etmek için, basma hattının üzerinde bir ayar vanası takıldı.

Emme ve basma hatlarının üzerine, basınçların ölçümlerini yapmak için 2 mm çaplı delikler olan iki alüminyum basınç prizi takıldı. Prizlere bağlanan ince hortumlarla basınç sinyali u-manometreye bağlandı.

Deney yapmak için pompa motoru olarak 40W gücünde 3600 dev/dak maksimum hıza sahip ıslak rotorlu AC elektrik motoru kullanıldı. Motor devrinin ayarlanması sürücü üzerinden frekans ayarı ile yapıldı. Dönme sayısı Benetech GM8905 foto-takometre ve manyetik devir sayacı ile doğrulandı.



Şekil 3.11. Deney düzeneğinin şeması

Deneyde güç ölçümü yapmak için, motor güç hattına bağlanan dijital göstergeli %1 hassasiyete sahip bir wattmetre kullanıldı. Pompanın akışkan gücü ve genel verimi formül 3.20 ve 3.21 ile hesaplandı.

$$N_a = \Delta P * Q \quad (3.20)$$

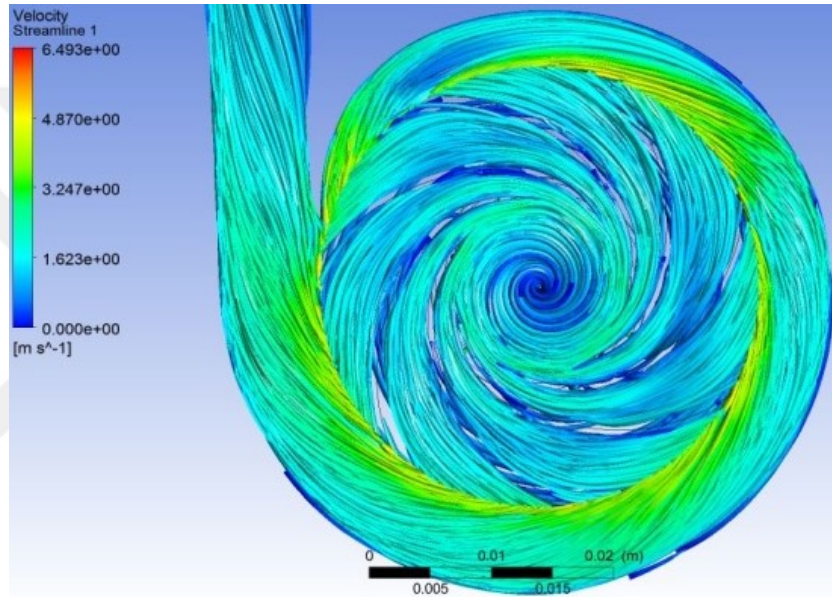
$$\eta_p = \frac{N_a}{N_m} \quad (3.21)$$

Deney sonucunda veri olarak karakteristik performans parametreleri (basınç farkları, pompa verimleri ve güçleri) tespit edildi. Elde edilen sonuçlara göre optimum pompanın ve referans pompanın performansları karşılaştırıldı.

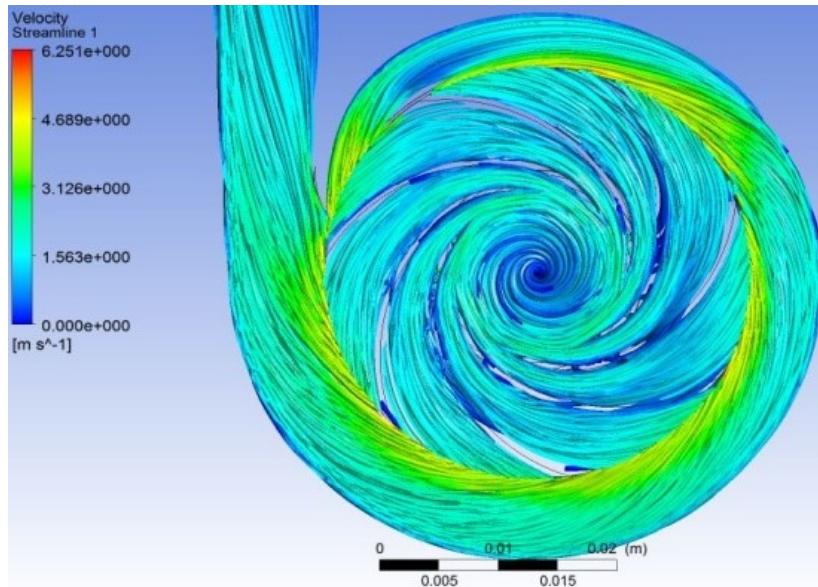
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Optimum Pompadaki İç Akışın Farklı Viskozite Değerleri için İncelenmesi

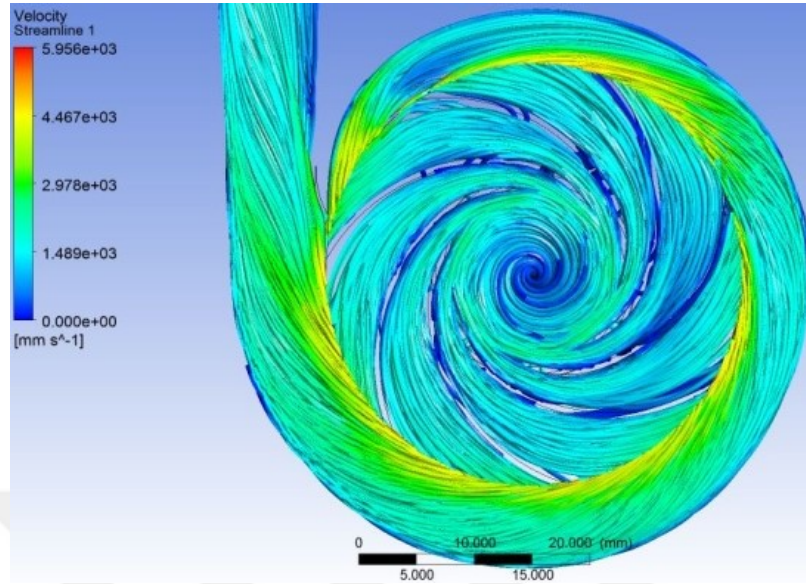
Farklı viskozite değerleri için yapılan HAD analizlerinden elde edilen akış çizgileri Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Viskozite değişimine bağlı olarak akış çizgilerinin düzenlerinde bir bozulma gözlenmedi ancak viskozite arttıkça pompa içi akış hızında bir miktar azalma görüldü.



(a)



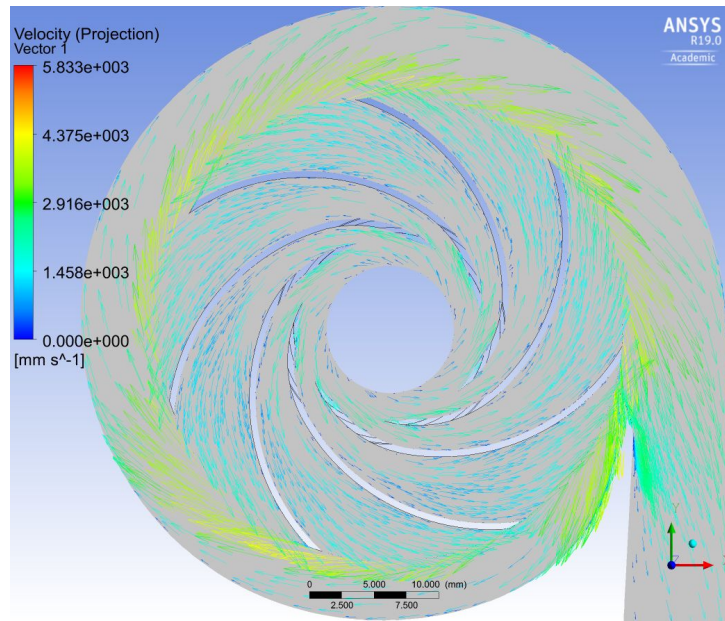
(b)



(c)

Şekil 4.1. Farklı viskozite değerleri için akış çizgileri (a) 2 cP, (b) 3.5 cP, (c) 6 cP

Çarkın dönme eksenine dik kesit üzerinde akışın hız vektörlerinin teğetsel bileşenin yansıtılması Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Çark kanatlarının çıkışında akışın çizgisel hızının arttığı görüldü.

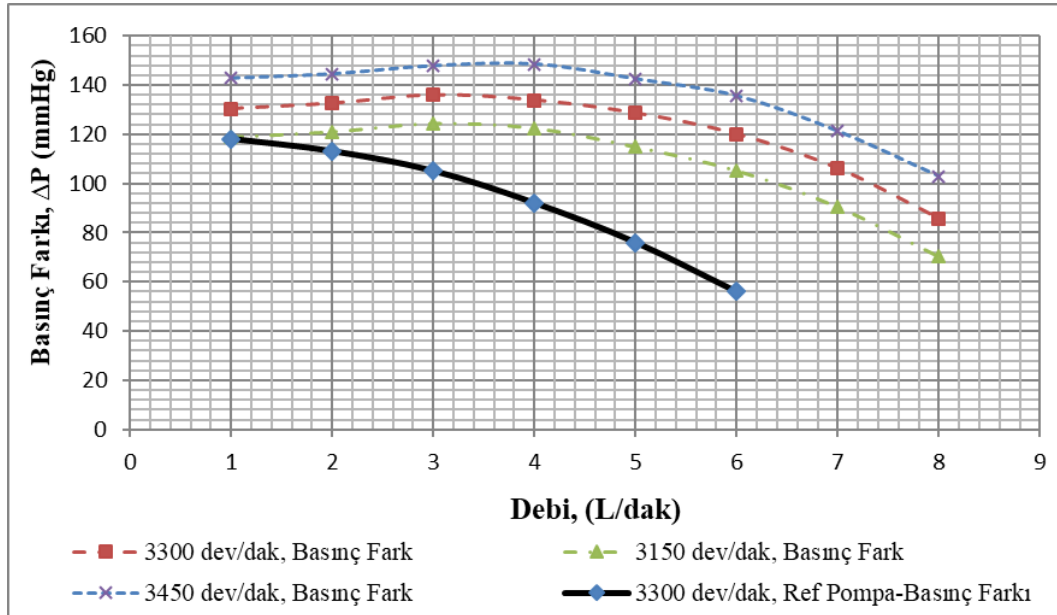


Şekil 4.2. Çarkın Dik kesitinde Hız Vektörü

4.2. Referans ile Optimum Pompanın Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması

Akışkan olarak kana benzer bir Newtonyen çözeltinin kullanıldığı HAD testlerinde farklı devir sayılarında elde edilen debiye göre toplam basınç farkını gösteren $\Delta P_t=f(Q)$ sonuçları, karşılaştırma amacıyla Şekil 4.3'te topluca verilmiştir. HAD simülasyonunda 3300 dev/dak ile elde edilen referans pompanın sonuçları tasarım noktasında 76 mm-Hg'dir. Taguchi yöntemi ile elde edilen optimum pompa toplam basınç farkı 128.51 mm-Hg'dir ve fark yaklaşık 53 mm-Hg'dir. Aynı noktada bu toplam basınç farkı, 3150 dev/dak devirde 39 mm-Hg ve 3450 dev/dak ise 96 mm-Hg'dir. Yani optimum pompanın manomerik basma yüksekliği, referans pompadan daha büyüktür.

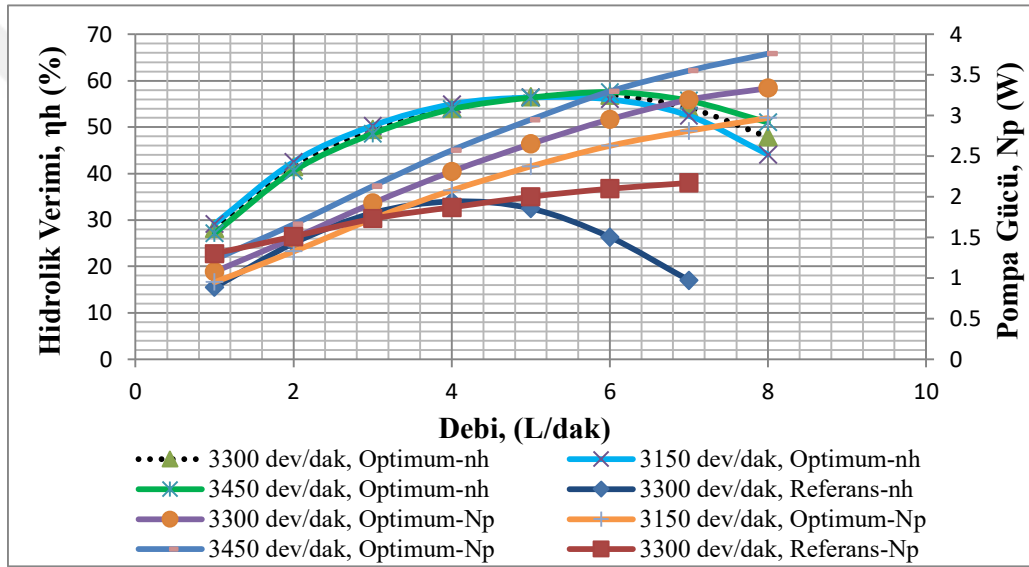
Benzer bir çalışmada, 3 farklı çark çıkış açısını optimize etmek için tasarlanan 3 farklı pompa karşılaştırılmıştır. Akış debisi 4.5 L/dak ve devir 2750 dev/dak kullanılmış ve basınç farkının 112 mm-Hg ile 122 mm-Hg arasında olduğu gösterilmiştir. 4 L/dak Debi ve aynı devirde birinci ve ikinci pompalar için basınç farkının 296 Pa (2.22 mmHg) olduğu gösterilmiştir (Demir ve ark 2011). Başka bir çalışmada da, HAD simülasyonu ile bir kan pompasının hidrolik performansları incelemek için 1-5L/dak arasındaki debide devir olarak 5000, 7000 ve 9000 dev/dak kullanılmıştır. Sonuçlarda basınç farkları %10 artırılmıştır (Taskin ve ark 2010).



Şekil 4.3. Referans Pompanın ile Optimum Pompası Basınç Farkları

HAD simülasyonunda kan benzeri bir çözelti ile belirlenen ve debiye bağlı olarak çizilen güç $N_{\dot{c}}=f(Q)$ ile hidrolik verimi $\eta_h=f(Q)$ eğrileri Şekil 4.4'te verildi. Bu

devir sayılarında (3150, 3300 ve 3450 dev/dak) hidrolik verimlerin yaklaşık aynı olduğunu görüldü (maksimum değeri %56). Referans pompaya göre tasarım çalışma noktasında hidrolik verimin %24 (%32'den %56'ya) arttığını görüldü. Referans pompanın en yüksek verimi %34, 4L/dak hacim debisinde elde edildi. Bu debide hidrolik verimin yaklaşık %20 arttığını görüldü. Tasarım çalışma (5 L/dak) noktasında farklı devirlerle optimum pompanın güçleri ile referans pompanın gücü arasındaki fark yaklaşık 0.5 ile 1 Watt arasında değişmektedir. Optimize edilmiş pompanın basınç farklarının daha büyük olması güce de yansımaktadır.



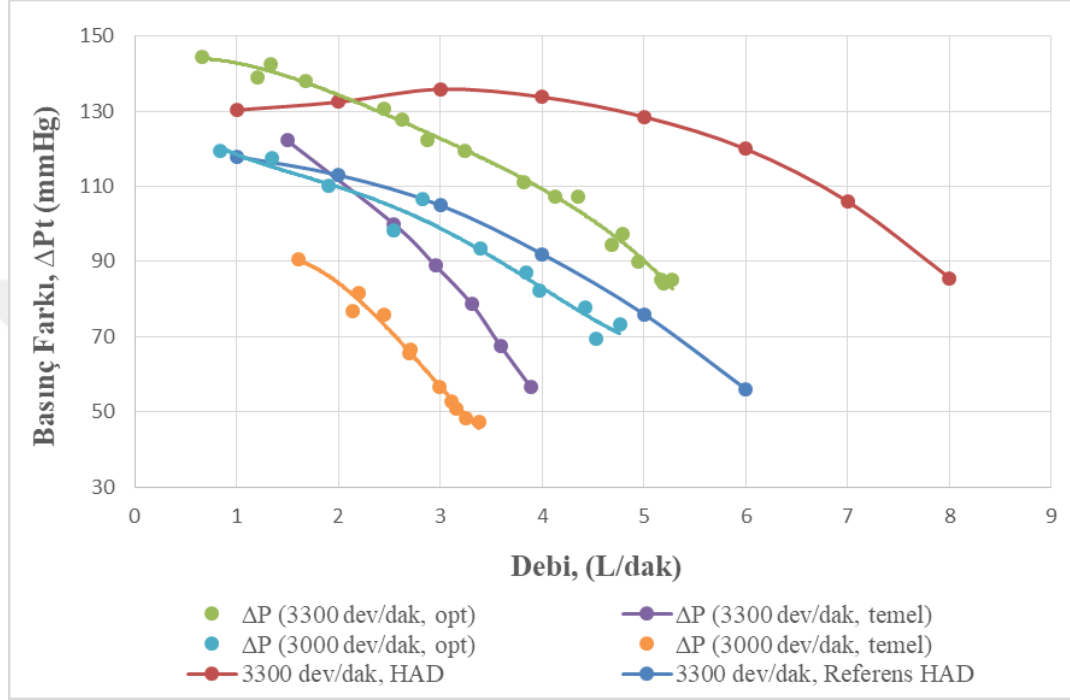
Şekil 4.4. Referans ile Optimum Pompası Arasındaki Güç ve Hidrolik Verim Farkları

4.3. Deneysel ve HAD Sonuçlarının Karşılaştırılması

Referans ve optimum pompanın hidrolik performans deneyleri, Konya Teknik Üniversitesinin Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarındaki kan pompası deney seti kullanılarak yapılmıştır. Şekil 4.5'te verilen $n=3300$ dev/dak için elde edilen basınç farkı sonuçlarına göre, tasarım noktasında (5 L/dak) optimum deney sonuçlarının optimum HAD sonuçlarından yaklaşık %31 küçük olduğunu görüldü. Deney sonuçlarına göre, tüm debi sahasında optimum pompanın basınç farkının referans pompanın kinden oldukça daha iyi olduğu anlaşılmaktadır. Aynı durum $n=3000$ dev/dak dönme sayısında da gözlenmektedir.

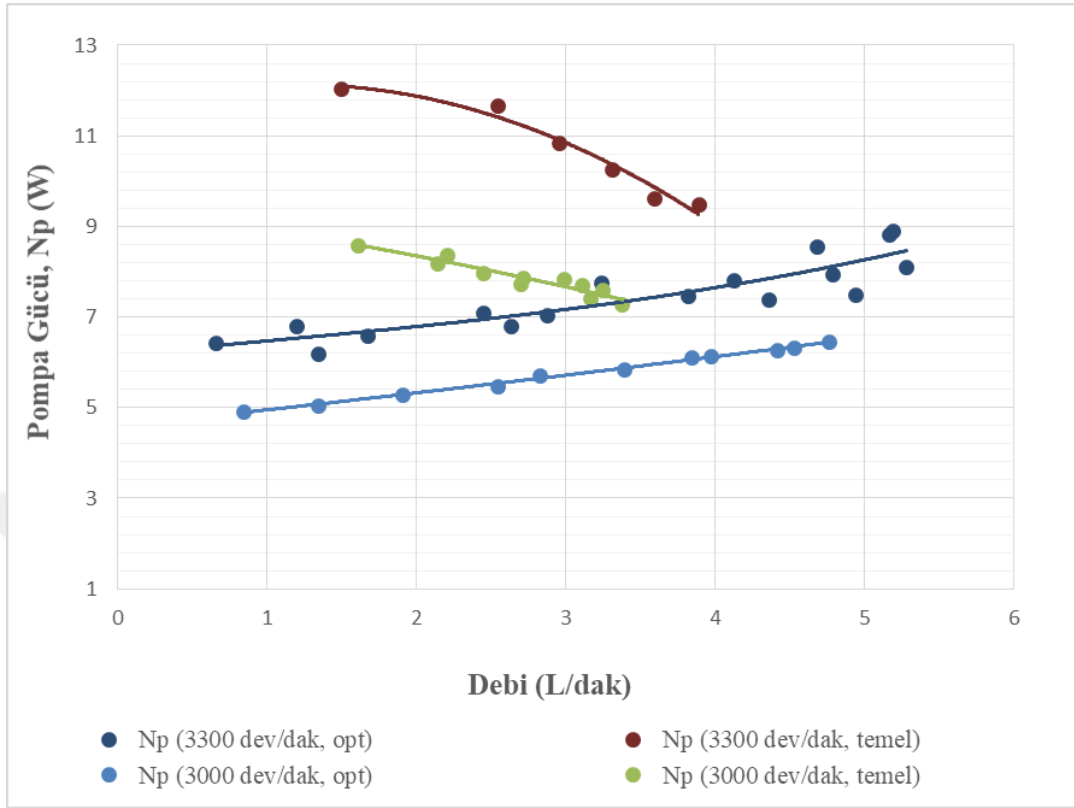
Optimum HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki bu basınç farkı; deneysel çark ve salyangoz yüzeylerinin yüzeylerin pürüzlülüğü, mini pompa

olmasından dolayı imalat hataları ve çark ile salyangozun radyal ve aksel yönde tam hizalanamamasından kaynaklanmaktadır. Bu faktörlere kullanılan optimizasyon yönteminin kalitesi de eklenebilir.



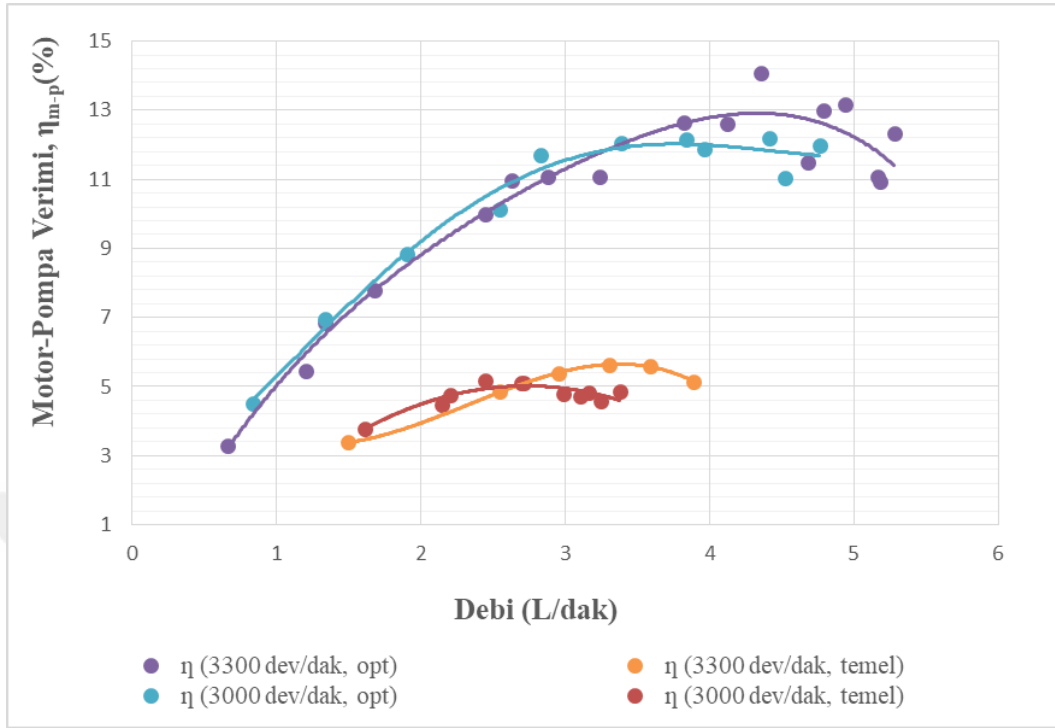
Şekil 4.5. Su-gliserin karışımı için deneysel ve HAD sonuçlarının karşılaştırılması.

Bu çalışmada hem referans pompa hem de optimum pompanın prototipi üretilerek onlar, aynı kaymalı yataklı bir mini elektrik motoruyla tahrik edilmiştir. Deney setindeki güç ölçme cihazlarıyla onların motorunun giriş gücü ölçülmüştür. Bu yüzden buradaki güç, pompa-motor grubunun toplam gücüdür. Güç tüketimi ise farklı devirlerde debilere bağlı olarak Şekil 4.6'da gösterildi. Elde edilen sonuçlara göre optimum pompanın daha az güç tükettiğini görüldü. 3300 dev/dak için 3 L/dak debide optimum pompa gücü 7 W iken referans pompanınki 11 W değerindedir. Grafiklere göre, aynı debide dönme sayısı arttıkça basıncın artması çarkın karşılaması gereken basınç kuvvetlerinin oluşturduğu tork da artar, bunu sonucunda güçte artar.



Şekil 4.6. Farklı devirlerde Optimum ve Referans Pompaların Güçlerinin Karşılaştırılması

Su-gliserin çözeltisi kullanılan deney sonuçlara göre farklı devir sayısında (3000, 3300 dev/dak) debiye bağlı olarak motor-pompa grubunun verimi $\eta_{m-p}=f(Q)$ Şekil 4.7’de verildi. Bu verime, HAD simülasyonu sonuçlarından farklı olarak pompanın mekanik kayıpları ve motor kayıpları da dahildir. Bu nedenle grubun genel verimi, pompanın hidrolik veriminden epeyce düşük olmaktadır. Deneysel sonuçlara göre her iki dönme sayısında da optimum pompa ile elde edilen grup verimlerinin maksimum değerlerinin referans pompanın kinden %6-7 kadar daha büyük olduğunu görülmüştür. $n=3300$ dev/dak dönme sayısında 4-5 L/dak debi aralığında %13 değerinde en büyük verime ulaşılmaktadır.



Şekil 4.7. Optimum ve Referans Pompaların Deneysel Verim Sonuçları Karşılaştırılması

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

HAD ile yapılan optimizasyon çalışması sonunda salyangoz akış kesiti değiştirilmeden elde edilen optimum pompa modelinin performansı incelendiğinde, tasarım debisinde $n=3300$ dev/dak dönme sayısında, $H_m=128.515$ mm-Hg basınçta pompa hidrolik veriminin %54'e yükseldiği görüldü. Referans pompanın hidrolik veriminin %33 olduğu düşünüldüğünde kayda değer bir verim artışının sağlanabileceği anlaşıldı. Ayrıca akışkan (kan) viskozitesinin pompanın hidrolik performansına etkisi olup olmadığını araştırmak amacıyla bir HAD simülasyon çalışması yapılmıştır. Pompa verimini viskozite artışıyla kayda değer bir şekilde azaldığı ve bu azalmanın pompa dönme sayısı arttıkça daha da arttığı sonucuna varılmıştır.

Bu optimizasyon çalışmasını sonucunda ortaya çıkan optimize edilmiş pompanın katı modeli oluşturularak onun HAD simülasyonu ile su-gliserin çözeltisi için hidrolik performansı belirlendi. Bu optimum pompanın ve referans pompanın prototipi üretilerek aynı akışkan kullanılarak deneysel testlere tabi tutuldu ve onlarında hidrolik performansları belirlendi. Optimum pompanın basınç farkı ve veriminin referans pompanınkinden daha iyi olduğu görüldü.

5.2. Öneriler

Tasarlanan pompaya mümkün olduğunca yakın boyutlarda ve üretebilmek için, kalp destek pompası gibi mini pompaların imalatında ileri imalat teknolojileri kullanılmalıdır.

Kalp destek cihazlarının kullanıldığı hastaların yaşlarına, cinsiyetlerine vb göre kanın akışkan özellikleri değişebilmektedir. Bu yüzden kalp destek cihazlarının tasarımında, viskozitedeki değişim göz önüne alınmalıdır.

Taguchi yöntemi kullanılarak kalp destek pompalarının optimizasyonu yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Amaral F, Egger C, Steinseifer U, Schmitz-Rode TJAo, 2013. Differences between blood and a Newtonian fluid on the performance of a hydrodynamic bearing for rotary blood pumps. 37, 9, 786-92.
- Anonim, 2019. Heart Anatomy, [06.08.2019].
- Anonim, 2020. HeartMate3, [06.08.2019].
- Baek S-H, Hong S-H, Cho S-S, Jang D-Y, Joo W-SJJoms, technology, 2010. Optimization of process parameters for recycling of mill scale using Taguchi experimental design. 24, 10, 2127-34.
- Birks EJ, Tansley PD, Hardy J, George RS, Bowles CT, Burke M, Banner NR, Khaghani A, Yacoub MHJNEJoM, 2006. Left ventricular assist device and drug therapy for the reversal of heart failure. 355, 18, 1873-84.
- Cellek MS, Engin TJoTS, Technology, 2016. 3-D Numerical investigation and optimization of centrifugal slurry pump using Computational Fluid Dynamics. 36, 1, 69-83.
- Chua LP, Su B, 2011. Numerical study on the impeller of an axial flow blood pump. *4th International Conference on Biomedical Engineering and Informatics (BMEI)*, 1153-6.
- Demir O, Biyikli E, Lazoglu I, Kucukaksu SJAo, 2011. Design of a centrifugal blood pump: Heart Turcica Centrifugal. 35, 7, 720-5.
- Ghadimi B, Nejat A, Nourbakhsh SA, Naderi NJAo, 2019. Multi-Objective Genetic Algorithm Assisted by an Artificial Neural Network Metamodel for Shape Optimization of a Centrifugal Blood Pump. 43, 5, E76-E93.
- Gökçe B, Taşgetiren SJMTED, 2009. Kalite İçin Deney Tasarımı. 6, 1, 71-83.
- Guccione JM, Kassab GS, Ratcliffe MB, 2010. Computational Cardiovascular Mechanics, *Springer*, p.
- İncebay, Ömer, Yapıcı R, 2017. Santrifüj Bir Kalp Destek Pompası Prototipinin Sayısal Ve Deneysel Olarak İncelenmesi. *Selçuk University Journal of Engineering ,Science and Technology*, 5, 4, 472-84.
- Jarvik R, 1989. Artificial ventricle, *Google Patents*.
- Ji J, Luo X, Wu Q, 2013. Design optimization of flow channel and performance analysis for a new-type centrifugal blood pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 022012.
- Kadokia S, Ambur V, Taghavi S, Shiose A, Toyoda YJFiT, 2016. Mechanical Circulatory Support Devices. 257.
- Kim S, Jeong U-B, Lee K-Y, Kim J-H, Yoon J-Y, Choi Y-S, 2017. Multi-objective optimization for mixed-flow pump with blade angle of impeller exit and diffuser inlet. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31, 11, 5099-106.
- Kirklin JK, Naftel DCJCHF, 2008. Mechanical circulatory support: registering a therapy in evolution. 1, 3, 200-5.
- Korakianitis T, Rezaenia MA, Paul GM, Rahideh A, Rothman MT, Mozafari SJAj, 2016. Optimization of centrifugal pump characteristic dimensions for mechanical circulatory support devices. 62, 5, 545-51.
- Kyo S, 2014. Ventricular assist devices in advanced-stage heart failure, *Springer*, p.
- Lehner E, 2017. Development of an artificial pump and biomaterials to simulate the physiological parameters of the heart.
- Liu G-M, Jin D-H, Zhou J-Y, Zhang Y, Chen H-b, Sun H-S, Hu S-s, Gui X-MJAJ, 2019. Numerical investigation of the influence of blade radial gap flow on axial blood pump performance. 65, 1, 59-69.

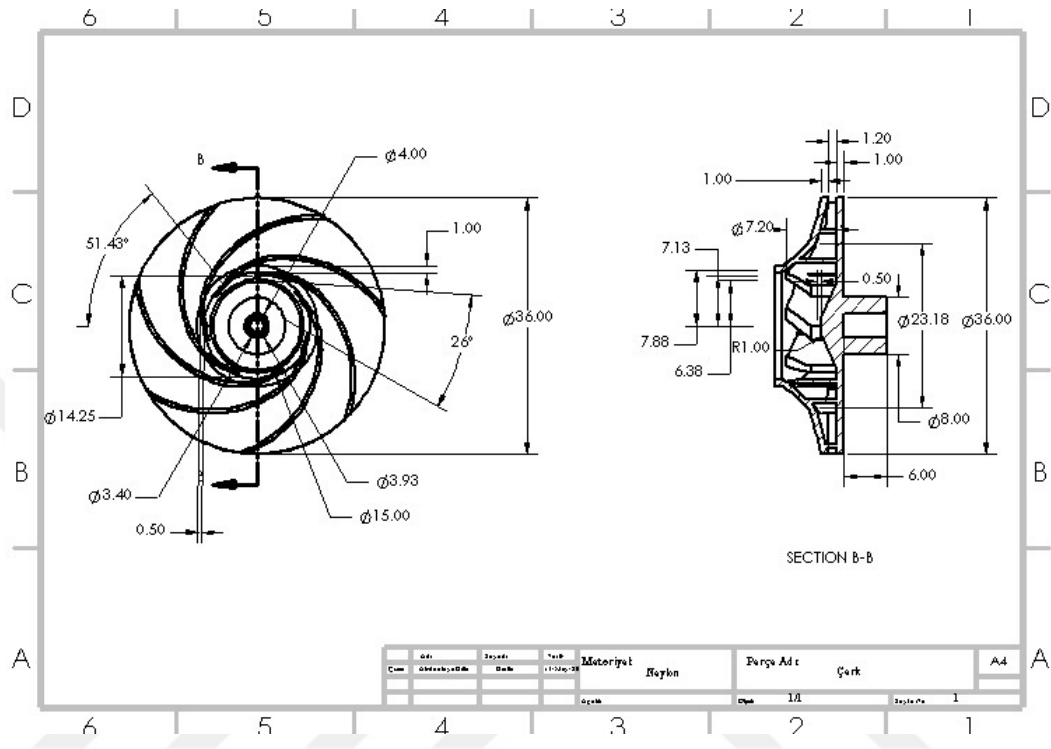
- Long JA, Ündar A, Manning KB, Deutsch SJAj, 2005. Viscoelasticity of pediatric blood and its implications for the testing of a pulsatile pediatric blood pump. 51, 5, 563-6.
- Myagmar O, 2011. Evaluation of CFD based hemolysis prediction methods.
- Myers RH, Montgomery DC, Anderson-Cook CM, 2016. Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments, *John Wiley & Sons*, p.
- Nataraj M, Arunachalam V, 2006. Optimizing impeller geometry for performance enhancement of a centrifugal pump using the Taguchi quality concept. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220, 7, 765-82.
- Pagani FD, Miller LW, Russell SD, Aaronson KD, John R, Boyle AJ, Conte JV, Bogaev RC, MacGillivray TE, Naka YJotACoC, 2009. Extended mechanical circulatory support with a continuous-flow rotary left ventricular assist device. 54, 4, 312-21.
- Parlak Z, 2016. En uygun çark tasarımı ile bir santrifüj pompa performansının iyileştirilmesi. *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 20, 3, 667-76.
- Pei J, Wang W, Yuan S, Zhang J, 2016. Optimization on the impeller of a low-specific-speed centrifugal pump for hydraulic performance improvement. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 29, 5, 992-1002.
- Pelletier R, 2009. Conception et caractérisation d'une pompe ventriculaire dédiée à l'étude hémodynamique des valves aortiques.
- Peyton J, 2013. Design Strategy for the Optimization Of the Impeller in an Axial Ventricle Assist Device.
- Pinar AM, Güllü A, 2010. Sayısal Denetimli Hidrolik Pozisyonlama Sisteminin Taguchi Metodu ile Optimizasyonu. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 25, 1.
- Savaşkan M, Taptık Y, Ürgen MJİd, 2010. Deney tasarımı yöntemi ile matkap uçlarında performans optimizasyonu. 3, 6.
- Singh V, Sheth S, Zinzuwadia MJAr, IJERA ISSN, 2017. Parametric study and design optimization of centrifugal pump impeller. 2248-9622.
- Song X, Throckmorton AL, Untaroiu A, Patel S, Allaire PE, Wood HG, Olsen DBJAj, 2003. Axial flow blood pumps. 49, 355-64.
- Sorguven E, Ciblak N, Okyar AF, Akgun MA, Egrican AN, Safak KK, Ahn H, Lazoglu Is, Kucukaksu S. Flow simulation and optimization of a left ventricular assist device. *ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 1401-7.
- Tanishita K, Yamamoto K, 2016. Vascular Engineering: New Prospects of Vascular Medicine and Biology with a Multidiscipline Approach, *Springer*, p.
- Taskin ME, Fraser KH, Zhang T, Gellman B, Fleischli A, Dasse KA, Griffith BP, Wu ZJJAo, 2010. Computational characterization of flow and hemolytic performance of the UltraMag blood pump for circulatory support. 34, 12, 1099-113.
- Tekin H, Polat ÜJGTD, 2018. Kalp yetmezliği olan hastaların hastalık algısı ve bakımlarına ilişkin görüşlerinin değerlendirilmesi. 28, 1.
- Vidakovic S, Ayre P, Woodard J, Lingard N, Tansley G, Reizes JJAo, 2000. Paradoxical effects of viscosity on the VentrAssist rotary blood pump. 24, 6, 478-82.

- Wang Y, Huo XJAiMS, Engineering, 2018. Multiobjective optimization design and performance prediction of centrifugal pump based on orthogonal test.
- Xu Y, Tan L, Cao S, Qu WJPotIoME, 2017. Multiparameter and multiobjective optimization design of centrifugal pump based on orthogonal method. *Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231, 14, 2569-79.
- Yin-kwee NE, 2007. Cardiac perfusion and pumping engineering, *World Scientific*, p.

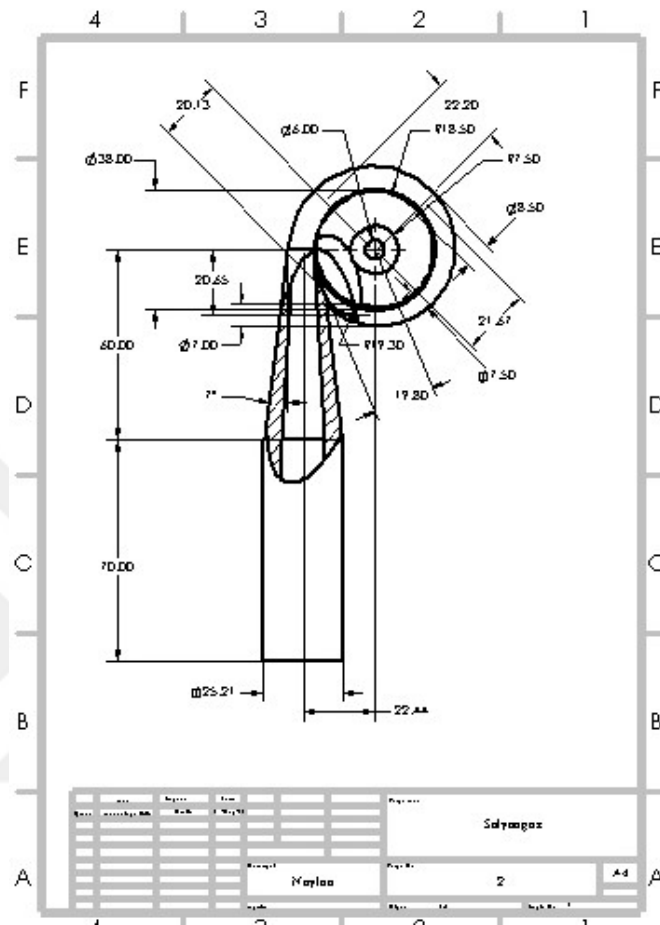


EKLER

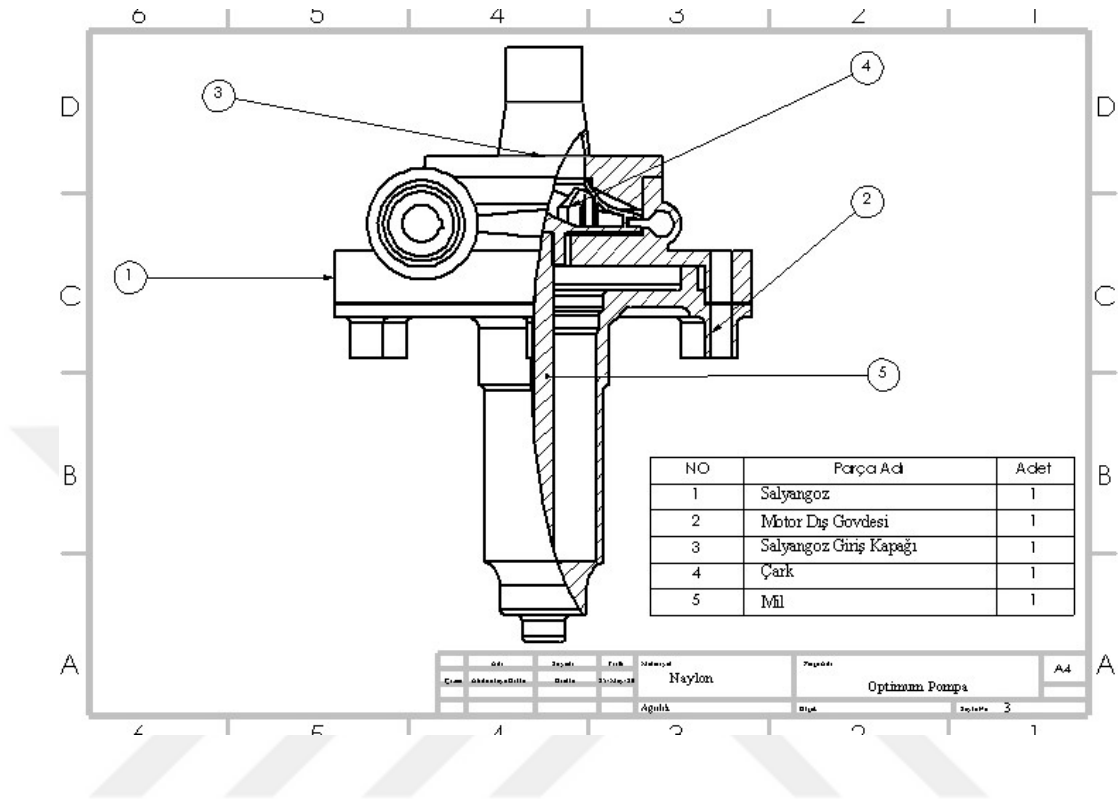
Ek-1: Çark Çizimi



Ek-2: Salyangoz



Ek-3: Pompa Parçaları



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Abdoulaye Billo DIALLO
Uyruğu : Gine Cumhuriyeti
Doğum Yeri ve Tarihi : FRÍA, 07.03.1988
Telefon : 0536 677 01 22
Faks : -
E-mail : dabdoulayebillo@yahoo.fr

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Missira Lisesi, Missira, Kissidougou	2011
Üniversite	: Gamal Abdel Nasser Üniversitesi, Dixin, Konakry	2015
Yüksek Lisans	: -	
Doktora	: -	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2014-2015	Hükümet Garajı	Stajyer
2015-2016	M.D.M	Stajyer

YABANCI DİLLER: Fransızca, Türkçe