

DeneySEL Tasarım Yöntemleri ile bir Santrifüj Pompa Çarkında Dengeleme Deliği Tasarım Optimizasyonu

Selahattin SEFACI^{1*}, Osman BABAYİĞİT², Saim KOÇAK³

¹Sempa Pompa Makina A.Ş.

²Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

³Konya Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

(ORCID: [0000-0002-7696-6202](https://orcid.org/0000-0002-7696-6202)) (ORCID: [0000-0003-3788-7787](https://orcid.org/0000-0003-3788-7787)) (ORCID: [0000-0003-0342-7408](https://orcid.org/0000-0003-0342-7408))



Anahtar

Dengeleme delikleri, Eksenel kuvvet, Optimizasyon, Pompa verimi, Taguchi.

Kelimeler:

Öz

Bu çalışmanın amacı, rulmanlara gelen eksenel kuvvetleri azaltarak rulman ömrünü uzatmak için pompa çarkına açılacak en uygun dengeleme deliğinin belirlenmesidir. Çalışmada eksenel kuvvetlerin azaltılmasının yanı sıra pompa veriminde meydana gelen değişiklikler de dikkate alınmıştır. Bu çalışma için 1480 rpm hız, 350 m³/h debi ve 51 m basma yüksekliğine sahip tek kademeli santrifüj pompa seçilmiştir. Seçilen pompa çarkı üzerindeki dengeleme deliğinin tasarım optimizasyonu, deneysel tasarım metodu ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri için Ansys Fluent programı kullanılmıştır. Optimum sonuca ulaşmak amacıyla dengeleme deliklerinin çark içerisindeki; delik merkezi açısı, delik çapı, delik merkezi çapı ve adedini belirleyen dört parametre tespit edilmiş ve Çok Amaçlı Taguchi Yöntemi kullanılarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Amaçlar; düşük eksenel yük ve yüksek pompa verimi olarak kabul edilmiştir. HAD sonuçları, varyans analizi (ANOVA) ve sinyal/gürültü (S/N) oranına göre değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda; delik çapının amaçlar üzerinde en etkili parametre olduğu tespit edilmiştir. Optimum tasarımın; belirlenen dört parametre için sırasıyla 0°, 12 mm, 100 mm ve 6 adet olduğu belirlenmiştir.

Design Optimization of Balancing Hole in a Centrifugal Pump Impeller by using Experimental Design Methods

Keywords: Balancing holes, Axial force, Optimization, Pump efficiency, Taguchi.

Abstract

The aim of this study is to determine the optimal balancing hole to be drilled into the pump impeller in order to extend the bearing life by reducing the axial forces exposed on the bearings. In this study, as well as reduction of the axial forces, the changes in the pump efficiency are also considered. For this study, a single-stage centrifugal pump having a 1450 rpm speed, 350 m³/h flow rate and 51 m head is chosen. It is foreseen to optimize the design optimization of the balancing holes on the selected pump impeller is implemented by using the method of experimental design and Computational Fluid Dynamics (CFD). Ansys Fluent software is used for CFD analysis. In order to reach the optimum results, four parameters including the hole center angle, hole diameter, hole center diameter and number of balancing holes in the impeller are selected, and the optimization study is carried out by using Multi-Objective Taguchi Method. Low axial force and high pump efficiency are accepted as objectives. CFD results are evaluated according to the ANOVA and signal/noise (S/N) ratio. As a result, it is determined that the hole diameter is the most effective parameter on these objectives. The optimum design parameters are

*Sorumlu yazar: s.sefaci@sempapompa.com

Geliş Tarihi: 02.11.2021, Kabul Tarihi: 07.04.2022

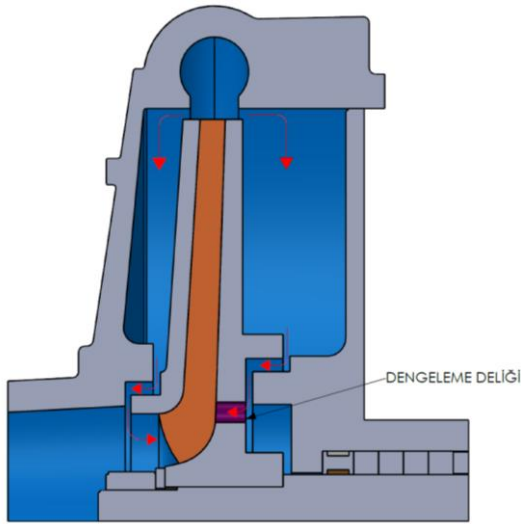
found to be 0° , 12 mm, 100 mm and 6 for the parameters given above, respectively.

1. Giriş

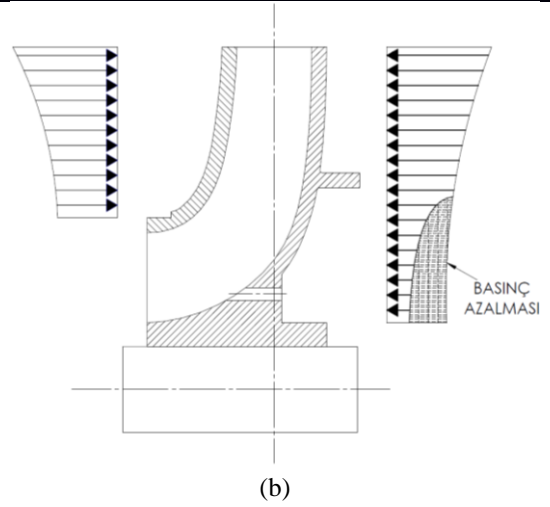
Santrifüj pompalarda çarkın ön ve arka yüzlerinde meydana gelen basınç farkı nedeniyle aksel kuvvetler birbirini dengeleyememektedir. Bu durum çark ve pompa mili vasıtasıyla çarka bağlı diğer pompa organlarının pompanın emme ağzına itilmesine neden olmaktadır. Dengelenmemiş aksel kuvvetler nedeniyle rulmanlar aşırı ısınmakta ve ilerleyen zamanda pompa yataklarında ciddi hasarlar meydana gelebilmektedir.

Bilimsel çalışmalarda ve endüstriyel uygulamalarda santrifüj pompalarda oluşan aksel yükleri dengelemek için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler içerisinde en pratik ve maliyet açısından en uygun yöntem çarkların arka yüzüne dengeleme deliği delinmesidir.

Dengeleme delikleri yönteminde çarkın arka yüzünde bulunan yüksek basınçlı akışın dengeleme delikleri sayesinde çarkın düşük basınçlı bölgesine geçmesi sağlanır (Şekil 1. a). Çarkın arka yüzündeki basınç azaltılarak çarkın arka yüzü ile ön yüzü arasındaki basınç farkı azaltılmış olur (Şekil 1. b). Ancak dengeleme delikleri santrifüj pompalarda kayıp-kaçak akış miktarını artırması nedeniyle pompa verimini azaltmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 1. Çarkına dengeleme deliği açılan bir pompada meydana gelen akış yönleri (a), çarkın ön ve arka yüzlerinde meydana gelen basınç dağılımı (b)

Literatürde santrifüj pompalarda pompa performansının artırılması ile ilgili çalışmalar yapan araştırmacılar bulunmaktadır [1-4]. Bazı araştırmacılar aksel yüklerin tespiti ve dengeleme yöntemleri ile ilgilenmişlerdir [5-10]. Yapılan çalışmaların büyük bir bölümünde araştırmacılar sayısal ve deneysel yöntemleri kullanmış ve bu yöntemleri birbirleri ile kıyaslamışlardır. Literatürde yapılan bazı çalışmalar aşağıda ifade edildiği gibidir:

Bruus ve ark., çok kademeli santrifüj bir pompada oluşan aksel yükleri incelemişlerdir. Çalışmalarında zamandan tasarruf edebilmek amacıyla analitik hesapların ve HAD analizlerinin birlikte çalıştığı hibrid bir metot geliştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda hibrid metodu ile HAD sonuçlarını kıyasladıklarında sonuçların birbirine yakın olduğunu fakat bununla birlikte gerçek ölçüm değerlerine göre farklılıklar meydana geldiğini ifade etmişlerdir [11].

Szłaga, santrifüj pompalarda aksel yükleri azaltmak amacıyla kullanılan yöntemlerden biri olan pompa çarkının arka yüzüne kanat yerleştirme yöntemini incelemiştir. Çalışmasında analitik, HAD ve deneysel olmak üzere üç ayrı yöntem kullanarak elde ettiği sonuçları karşılaştırmıştır. Karşılaştırma sonucunda; analitik, HAD ve deneysel yöntemle elde edilen sonuçların, arka kanatlarda herhangi bir işlem yapılmadığında birbirine yakın olduğunu, arka kanatlar tornalandığında ise sonuçların farklılık gösterdiğini tespit etmiştir. Ayrıca arka kanatların şekil ve pozisyonunun enerji kayıplarını azaltabileceğini ifade etmiştir [12].

Watanabe ve ark., üç kademeli pompada kayıp kaçak akışlarının pompada meydana gelen

eksenel yükler etkilisini incelemek amacıyla HAD çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında HAD sonuçları ve ölçüm değerleri kıyaslandığında pompa basma yüksekliği, pompa verimi ve eksenel yük değerlerinin birbiri ile uyumlu olduğunu belirlemişlerdir [13].

Babayiğit ve ark., iki kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin ve kayıp kaçakların pompa performansına etkilisini incelemek amacıyla çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında farklı HAD modellerini ve deneysel çalışma sonuçlarını kıyaslamışlardır. Çalışmada realizeable k-ε türbülans modelini kullanmışlardır. Pompa çalışma noktası için HAD ve deneysel sonuçlar arasındaki farkın yaklaşık %1 olduğunu belirleyerek bu yöntemin uygunluğunu ortaya koymuşlardır. Pompa çarkına dengeleme deliği açılmasının pompa çarkı yüzeylerinde meydana gelen eksenel yük farkını azalttığını fakat kayıp kaçak akış oranını artırması nedeniyle pompa performansını olumsuz etkilediğini ifade etmişlerdir [14].

Parlak ve ark., tek kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin, aşınma halkalarının ve çark arka yanak yüzeyi ile salyangoz duvarı arasındaki mesafenin (ara mesafe) eksenel yükler üzerindeki etkilisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma ile, eksenel yükler üzerinde aşınma halkalarının ve dengeleme deliklerinin ara mesafeye göre daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Dengeleme deliği, aşınma halkası ve ara mesafe değişikliği ile gerçekleştirilen farklı tasarımlar neticesinde eksenel yük değerinde yaklaşık %60 azalma elde edilirken pompa veriminde yaklaşık %5 azalma meydana geldiğini belirlemişlerdir [15].

Fathi ve ark., tek kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin pompa performansına etkilisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. HAD analizleri ve deneysel çalışma sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmada 5 mm çaptan büyük dengeleme delikleri kullanıldığında basma yüksekliğinin ve pompa veriminin sırası ile yaklaşık %6 ve %3 azaldığını, ayrıca dengeleme delik çapının eksenel yükleri üzerinde oldukça etkili olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmanın sonunda optimum dengeleme deliği çapında toplam eksenel yükün %56 azaldığını belirlemişlerdir [16].

Boitel ve ark., tek kademeli yarı açık çarka sahip santrifüj pompada salyangoz ve çarkın arasındaki ön tip açıklığının pompa performansına ve eksenel yüke etkilisini tespit etmek amacıyla farklı özgül hızlara sahip pompalarda HAD çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında ön tip açıklığı

azaldıkça pompanın basma yüksekliği ve pompa veriminin arttığını ve bu durumun düşük özgül hızlarda daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir. Bununla birlikte bütün özgül hızlardaki pompalarda ön tip açıklığının en az, arka tip açıklığının en fazla olduğu durumda eksenel yükün en yüksek değere ulaştığını tespit etmişlerdir [17].

Zhou ve ark., çok kademeli dalgıç tip pompa çarkında eğik tornalamanın pompa performansına ve eksenel yükler etkilisini tespit etmek amacıyla sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmada beş farklı arka yüz çapına sahip çark kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda arka yüz çapının azalmasıyla birlikte eksenel yüklerin azaldığını fakat pompa performansının önemli ölçüde azaldığını tespit etmişlerdir. Yaptıkları karşılaştırmalar neticesinde kullanılan çark ve benzerleri için eğik tornalama açısının 20° olmasını tavsiye etmişlerdir [18].

Nataraj ve ark., tek kademeli santrifüj pompa performansını iyileştirmek için çark tasarım parametrelerini Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemini (TDTY) kullanarak optimize etmeyi amaçlamışlardır. Çalışmalarını hem HAD yöntemi ile hem de deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada L8 ortogonal dizisi ile parametre olarak çark genişliği, çark giriş çapı, kanat sayısı ve kanat çıkış açısını kullanmışlardır. HAD ve deneysel çalışma sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğunu, bununla birlikte fiziksel olarak prototip üretilmemesi nedeniyle HAD çalışmalarının daha avantajlı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda pompa performansında çark giriş çapının çark çıkış genişliğine göre çok daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir [19].

Dong ve ark., santrifüj bir pompada, tasarım noktasında, altı farklı çapa sahip dengeleme deliği değeri ile çark arka bölmesindeki akış özelliklerini ve disk sürtünme kaybını incelemişlerdir. Arka bölmedeki türbülanslı sınır tabakasının sızıntı akışından büyük ölçüde etkilendiği sonucuna ulaşmışlardır. Dengeleme deliği çapının; tasarım değerinden daha büyük olduğu durumda arka bölmenin disk sürtünme kaybının değişmediğini, tasarım değerinden daha küçük olduğu durumda ise, delik çapı küçüldükçe arka bölgedeki diskin sürtünme kaybının arttığını tespit etmişlerdir [20].

Cheng ve ark., yüksek hızlı santrifüj pompanın kavitasyon performansına dengeleme deliği özel alanının etkilisini sayısal yöntemle incelemişlerdir. İlk kavitasyon aşamasında, özel alanın artmasıyla birlikte pompanın basma yüksekliğinin ve veriminin azaldığını tespit

etmişlerdir. Dengeleme deliğinin özel alanının, rotor eksenel kuvvetinin büyüklüğünü ve yönünü değiştirebileceğini ifade etmişlerdir. Özel alanın artmasıyla, pompanın anti-kavitasyon performansının zayıfladığını, dengeleme deliği bölgesinde meydana gelen kavitasyonun pompa çarkı göbeğinin yakınında yoğunlaştığını belirtmişlerdir [21].

Dönen tüm elemanlarda olduğu gibi santrifüj pompa çarklarında da eksenel kaçıklık, balans ve titreşim konusu büyük önem arz etmektedir [22]. Bu nedenle pompa çarkına dengeleme deliği uygulanmasında eksenel kaçıklık ve balans hususunda dikkat etmek gerekir.

Santrifüj pompalarda eksenel yüklerin dengelenmesi konusunda birçok çalışma bulunmasına rağmen uygulanan metotlarda pompalardaki kayıp kaçakların artması veya gereğinden fazla güç tüketimi nedeniyle pompa verimlerinin düşmesinin önüne geçilememiştir. Bununla birlikte birçok endüstriyel uygulamada dengeleme delikleri tahmini yollarla delinmektedir. Dengeleme deliklerinin oluşturduğu kayıp kaçakların verim azalmasına sebep olması nedeniyle tasarım parametrelerine ait seviyelerin uygun kombinasyonları belirlenip incelendikten sonra dengeleme deliğinin uygulanması gerekmektedir.

Çalışmada en iyi sonucun elde edilebilmesi için kullanılan her bir parametre seviyesinin farklı kombinasyonlarında bir dizi deneylerin yapılması gerekmektedir. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler değerlendirilerek parametrelerin optimum değerleri tespit edilmektedir. Uygun kombinasyonun belirlenmesinde klasik olarak çalışma yapılırken her seferinde bir parametre seviyesi değiştirilerek diğer parametreler sabit tutulmaktadır. Bu sayede değiştirilen parametrenin sisteme olan etkisi araştırılmaktadır. Ancak klasik yöntem zaman kaybına ve ekonomik olarak zorluklara neden olmaktadır [23].

TDTY zaman ve ekonomik tasarrufları amaçlayarak deneylerin verimli bir şekilde yapılması ve sonuçların yorumlanmasını sağlamaktadır. Kısacası TDTY optimizasyon problemlerinin çözümünde başarılı bir metot olarak ortaya çıkmaktadır [24]. TDTY kullanılarak farklı alanlarda birçok çalışma yapılmıştır [25-29].

Bu çalışmada, hem yüksek pompa verimi elde etmek hem de pompa çarkına etki eden eksenel yük farkını azaltmak amacıyla tek kademeli santrifüj pompa çarkında dengeleme deliklerine ait parametrelerin tek ve çok amaçlı TDTY kullanılarak sayısal yöntemle optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

İşletmelerde eksenel yükü azaltmak amacıyla pompa çarklarında geliş güzel açılan dengeleme deliklerinin pompa verimini nasıl etkileyebileceği araştırılmıştır.

2. Materyal ve Metot

Çalışma için SEMPA firmasında üretilmekte olan tek kademeli santrifüj bir pompa seçilmiştir. Pompanın katı modelleri ve akış hacimleri Solidworks ve ANSYS programları kullanılarak tasarlanmıştır. Pompanın sayısal analizleri ANSYS-Fluent paket programı ile yapılmıştır. Çalışmada TDTY uygulanmıştır.

2.1. Sayısal Çalışma

Santrifüj pompa tasarımında pompa debisi, pompa basma yüksekliği ve pompa devri olmak üzere üç parametrenin belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada pompa için belirlenen tasarım parametreleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 1. Pompa Tasarım Parametreleri

| Parametre | Değer |
|--------------------------|-------|
| Debi (m ³ /h) | 350 |
| Basma Yüksekliği (m) | 51 |
| Devir (d/d) | 1480 |

Ansys-Fluent programı kullanılarak santrifüj pompalarla ilgili basma yüksekliği, pompa gücü, pompa verimi, eksenel ve radyal yükler gibi bir çok önemli kavram hesaplanabilmektedir. Santrifüj pompalarla ilgili sayısal çalışma yapılırken izlenecek yol aşağıdaki gibidir:

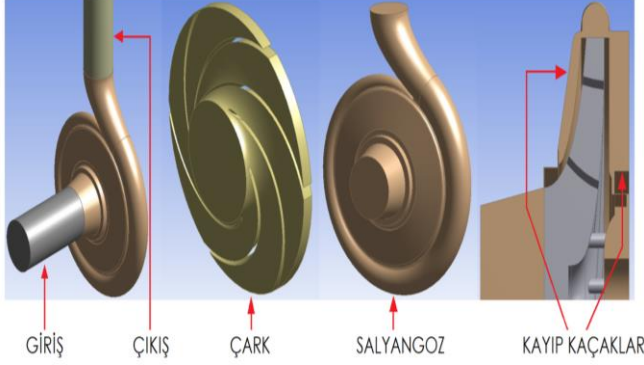
- Pompa katı modelinin tasarımı,
- Çark, salyangoz, giriş ve çıkış kısımlarının akış hacimlerinin oluşturulması,
- Akış hacimleri üzerinde uygun ağ yapısının oluşturulması,
- Belirlenen sınır şartlarına göre HAD analizlerinin gerçekleştirilmesi.

2.1.1. Katı Model, Akış Hacimleri ve Mesh Yapısı

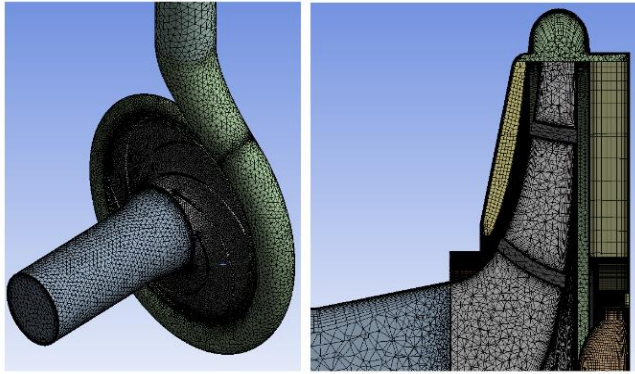
Çalışmada ticari olarak üretilmekte olan santrifüj pompanın çark, salyangoz ve salmastra kutusu Solidworks programında tasarlanmıştır. Tasarlanan katı modellerin, Ansys Design Modeler programında akış hacimleri tasarlanarak pompaya giriş ve çıkış hacimleri eklenmiştir (Şekil 2).

Çalışmada sayısal çözüm ağ yapısı oluşturulurken Ansys-Meshing programı kullanılmıştır. Akış hacimleri içerisinde kayıp kaçak bölgeleri dörtgensel, diğer bölgeler ise üçgensel ağ

yapısı kullanılarak oluşturulmuştur (Şekil 3). Analizlerin ağ yapısından bağımsız hale gelmesi için yapılan çalışmada ağ sayısı yaklaşık 4.2 milyon iken, maksimum çarpıklık değeri 0.94 olarak elde edilmiştir.



Şekil 2. Sayısal analizlerde kullanılmak için oluşturulan santrifüj pompa akış hacimleri



Şekil 3. Santrifüj pompa akış hacimleri üzerinde oluşturulan çözüm ağ yapısı (a) ve ağ yapı detay kesit görünümü (b)

2.1.2. Sayısal Analiz

HAD ile yapılan uygulamalarda kullanılacak farklı türbülans modelleri bulunmaktadır. Santrifüj pompalarla ilgili yapılan bazı sayısal çalışmalarda RNG k-ε, SST k-ω ve Realizable k-ε gibi türbülans modelleri birbiri ile karşılaştırılmıştır. Realizable k-ε modelinin diğer modellere göre deneysel sonuçlarla daha uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür [30-31]. Bu çalışmada türbülans modeli olarak Realizable k-ε modeli kullanılmıştır. Daha kısa sürede sonuç almak amacıyla çözücü olarak coupled algoritma tercih edilmiştir [32]. Uygulanan pompa sınır koşulları Tablo 2’de gösterilmiştir.

Tablo 2. Pompa sayısal analizleri için kullanılan sınır şartları

| Konum | Sınır Şartı |
|----------|--|
| Giriş | Giriş Basıncı (Pressure Inlet) |
| Çıkış | Çıkış Debisi (Mass Flow Outlet) |
| Duvarlar | Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu (Scalable Wall Function) |
| Çark | Dönen Referans Parça (Rotating Reference Frame) |

Analiz esnasında akışın sabit olduğu kabul edilerek pompanın çalışma şartlarına uygun olarak girişinde statik basınç, çıkışında ise kütleli debi tanımlanmıştır. Doğru çözüm elde edebilmek amacıyla sınır tabakaya yakın mesafelerde boyutsuz sınır tabaka mesafesi (y^+) değerlerinin kabul edilebilir sınırlar arasında elde edilmesi ve uygun duvar fonksiyonu seçilmesi gerekmektedir. Standart wall function, enhanced wall treatment ve scalable wall function gibi birçok duvar fonksiyonu k-ε türbülans modelinde kullanılmaktadır. Sınır tabakasının laminar ve tampon akış bölgesinde hatalı modellemeyi engellemesi nedeniyle scalable wall functions duvar fonksiyonu tercih edilmiş ve HAD çalışmaları $y^+ < 300$ olacak şekilde gerçekleştirilmiştir [32].

Pompa içerisinde modellenen akış hacimleri için 3 farklı denklemin çözümü yapılmaktadır. Bunlar:

- Süreklilik Denklemi
- Momentum Denklemi
- Transport denklemleridir.

Sıkıştırılabilir akış için süreklilik ve momentum denklemi sırasıyla aşağıdaki gibidir [32]:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \nabla (\vec{v}\vec{v}) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

Realizable k-ε modeli için transport denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k \\ + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \\ + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4)$$

Burada;

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (5)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (7)$$

Yukarıda ifade edilen denklemlerde G_k terimi, ortalama hız gradyanları ile üretilen türbülans kinetik enerjisi ifade etmektedir. G_b terimi kaldırma kuvveti nedeniyle meydana gelen türbülans kinetik enerji üretimini ifade etmektedir. Y_M terimi sıkıştırılabilir akışlar için çalkantılı dilatasyon katsayısıdır. C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ sabit katsayılar, σ_k ve σ_ε ; k ve ε için Prandtl sayısı, S_ε ve S_k kaynak terimlerdir. Çalışmada denklemlerdeki sabitler için standart değerler ($C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1.0$ ve $\sigma_\varepsilon = 1.2$) kullanılmıştır. Denklem (3) ve (4)'te kullanılan türbülans viskozitesi (μ_t) Prandtl-Kolmogorov ilişkisi kullanılarak hesaplanmaktadır [32].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

Sayısal çalışmaların sonunda pompaya gelen yükler, pompa giriş çıkış basınçları ve dönen yüzeylerde oluşan tork değerleri belirlenmiştir. Belirlenen değerlere göre pompaya ait hidrolik verim aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır [33].

$$P_h = \frac{\rho * g * Q * H_m}{1000} \quad (9)$$

$$P_{mil} = \frac{\tau * \omega}{1000} \quad (10)$$

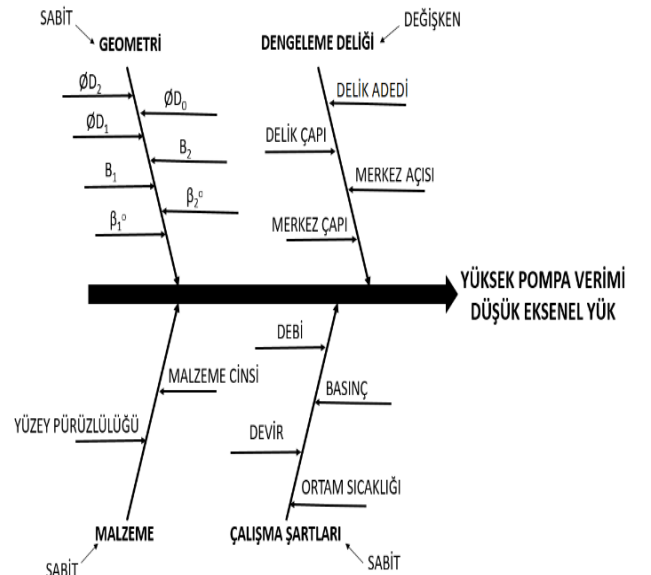
$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60} \quad (11)$$

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_{mil}} \quad (12)$$

2.2. Deneysel Tasarım

Deneysel tasarım teknikleri istatistiksel bir yaklaşımın yanı sıra tüm araştırma-geliştirme faaliyetlerinde kullanılabilir, kaliteyi artıran, maliyetleri düşüren, sonuçların güvenilirliğini sağlayan, tüm diğer kalite tekniklerini destekleyen ve tamamlayan tekniklerdir [24].

Deneysel tasarım diğer bilimsel disiplinlere benzer kendine özgü terminoloji ve metodolojiye sahiptir. Deneyler laboratuvar ortamında pilot uygulama, tam uygulama ya da klinik olarak yapılabilir. Deney çalışmaları bilimin merkezinde yer almaktadır. Deney tasarımı sebep ve etki ilişkisini belirlemek için planlanmış bir yaklaşımdır [23]. Deneysel çalışmalarda amaca yönelik parametreler belirlenerek parametrelere ait uygun seviyelerde çalışmalar sürdürülür. Bu çalışmada santrifüj pompanın, mekanik dayanım açısından çark yüzeyleri üzerine etki eden net eksenel yükünün düşük olması ve aynı zamanda mümkün olan en yüksek verime de sahip olması istenmektedir. Bu sebeple ulaşılmak istenilen amaca yönelik çark tasarımına ait parametrelerin bir kısmının sabit seviyelerde, bir kısmının ise değişken olarak belirlenmesi gerekmektedir. Çark tasarımı için bu çalışmada belirlenen parametreler Şekil 4'te detaylı olarak gösterilmiştir.

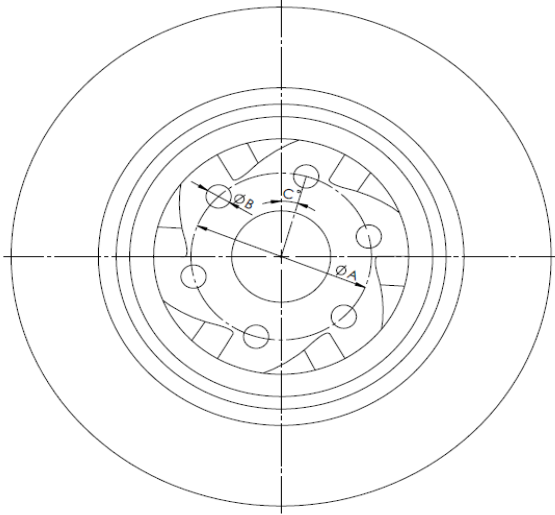


Şekil 4. Pompa çarkı tasarım parametrelerine ait balık kılıçlı diyagramı

Çalışmada pompa çarkı üzerinde delinecek olan dengeleme delikleri için dört farklı parametre tanımlanmıştır. Tanımlanan bu parametreler ve değerleri Tablo 3 ve Şekil 5'te gösterilmektedir.

Tablo 3. Dengeleme deliği tasarım optimizasyonunda kullanılan parametrelerin değerleri

| Parametreler | 1. Seviye | 2. Seviye | 3. Seviye | 4. Seviye |
|-----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Merkez Çapı (ØA) (mm) | 100 | 110 | 120 | 130 |
| Delik Çapı (ØB) (mm) | 6 | 8 | 10 | 12 |
| Merkez Açısı (θ) (°) | 0 | 7.5 | 15 | 22.5 |
| Delik Adedi (n) | 3 | 6 | | |

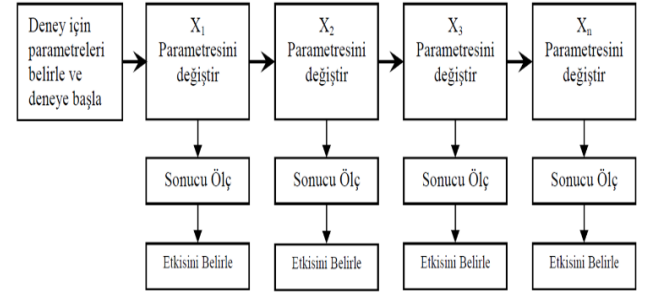


Şekil 5. Dengeleme deliği tasarım optimizasyonu için seçilen parametreler

Dengeleme deliklerinin delinmesinde seçilen parametre seviyeleri çark üzerinde dengeleme deliklerinin imalat açısından uygunluğu dikkate alınarak minimum ve maksimum değer aralıklarını kapsayacak şekilde tespit edilmiştir. Pompa çarkının arka aşınma halkası ve çark arka göbek çapının oluşturduğu sınırlandırma neticesinde merkez çapı ve delik çapı minimum ve maksimum olarak sırasıyla 100-130 mm ve 6-12 mm olarak tespit edilmiştir. Kanat geometrisi ve kanat adedinin oluşturduğu sınırlandırma neticesinde merkez açısı ve delik adedi minimum ve maksimum olarak sırasıyla 0°-22.5° ve 3-6 adet olarak belirlenmiştir.

Belirlenen parametreler ve farklı seviyeleri ile deneysel çalışma yapılırken klasik yöntemlerle parametrelerin tüm kombinasyonları kullanıldığında, 128 adet deneme yapılması gerekmektedir. Klasik yöntemlerle yapılan deneysel çalışmalarda takip

edilen yol Şekil 6'da incelenmektedir [23]. Tüm çalışmalarda bir parametre değişken olarak belirlenir ve diğer bağımsız parametreler sabit tutulur.



Şekil 6. Klasik deney yönteminde izlenen yol

Klasik yöntemlerle yapılan deneysel çalışmaların ciddi maliyet problemi oluşturmasının yanı sıra parametre ve seviye sayılarına bağlı olarak deneylerin tamamlanması çok uzun zaman gerektirmektedir.

TDTY, klasik yöntemlerin aksine birden fazla parametrenin aynı anda farklı kombinasyonlarını kullanarak daha az deneyle en uygun sonucun elde edilmesini sağlamaktadır. Japon bilim adamı Dr. Genichi Taguchi tarafından geliştirilen bu istatistiksel deney tasarım yöntemi sayesinde kaliteye ulaşmada çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkânı elde edilmektedir.

TDTY, gürültü oranı veya kayıp fonksiyonu olarak bilinen üç farklı amaca uygun olarak değerlendirilmektedir [34]. Bunlar;

İstenilen sonucun en büyük en iyi olduğu durumda:

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (13)$$

En düşük en iyi olduğu durumda:

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (14)$$

Normal en iyi olduğu durumda:

$$S/N = 10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{n} \right) \quad (15)$$

Burada:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (16)$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (17)$$

Burada;

y_i , i . denemede elde edilen sonucu, $n=1$, denemedeki test sayısını, \bar{y} , sonuçların ortalamasını, S^2 , sonuçların varyansını ifade etmektedir.

Çalışmada belirlenen parametreler ve seviyelere göre L16 ortogonal dizisi kullanılarak çalışma gerçekleştirilmiş ve hesaplanan aksel yük ve verim değerleri ayrıntılı olarak Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. L16 ortogonal dizisi kullanılarak gerçekleştirilen çalışmada kullanılan parametrelere bağlı elde edilen aksel yük ve verim değerleri

| Dene y | Parametreler | | | | Sonuçlar | |
|--------|-----------------|------------------|------------------|-------------|-----------|-----------------|
| | Delik Çapı (mm) | Merkez Çapı (mm) | Merkez Açısı (°) | Delik Adedi | Verim (%) | Eksenel Yük (N) |
| 1 | 6 | 100 | 0 | 3 | 79.35 | 5653.15 |
| 2 | 6 | 110 | 7.5 | 3 | 79.37 | 5599.31 |
| 3 | 6 | 120 | 15 | 6 | 79.02 | 3402.71 |
| 4 | 6 | 130 | 22.5 | 6 | 78.97 | 3594.64 |
| 5 | 8 | 100 | 7.5 | 6 | 78.91 | 1558.13 |
| 6 | 8 | 110 | 0 | 6 | 78.78 | 1640.48 |
| 7 | 8 | 120 | 22.5 | 3 | 79.11 | 3474.05 |
| 8 | 8 | 130 | 15 | 3 | 78.96 | 3661.5 |
| 9 | 10 | 100 | 15 | 3 | 78.96 | 2191.27 |
| 10 | 10 | 110 | 22.5 | 3 | 79.02 | 2379.3 |
| 11 | 10 | 120 | 0 | 6 | 78.75 | 1135.09 |
| 12 | 10 | 130 | 7.5 | 6 | 78.54 | 1271.11 |
| 13 | 12 | 100 | 22.5 | 6 | 78.61 | 742.479 |
| 14 | 12 | 110 | 15 | 6 | 78.83 | 895.981 |
| 15 | 12 | 120 | 7.5 | 3 | 78.77 | 1819.38 |
| 16 | 12 | 130 | 0 | 3 | 78.83 | 1615.87 |

3. Bulgular ve Tartışma

Pompalarda oluşan aksel yük farkını azaltmak amacıyla kullanılan dengeleme delikleri yöntemi, kayıp kaçak akış artışına sebep olması nedeniyle

pompa veriminde önemli oranda azalmaya neden olabilmektedir. Bu çalışmada, meydana gelebilecek bu verim azalmasının asgari düzeye indirilmesi için, dengeleme deliklerini oluşturan parametrelerin optimize edilmesi amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlar TDTY ile analiz edilmiştir. Kayıp fonksiyonu olarak aksel yük için en düşük en iyi fonksiyonu, pompa verimi için en yüksek en iyi fonksiyonu seçilmiştir. Kayıp fonksiyonlarına göre parametrelerin optimum seviyelerindeki değerler Denklem 18 ile tahmin edilmiştir [26].

$$\eta_{opt} = m + \sum_{j=1}^n [(m_{i,j})_{max} - m] \quad (18)$$

Burada: η_{opt} , tahmin edilen optimum değeri, m , η değerinin 16 denemeye göre genel ortalamasını, $(m_{i,j})_{max}$, parametrelerin optimum seviyelerinde elde edilen değeri, n , parametre sayısını ifade etmektedir.

Kayıp fonksiyonları çok amaçlı olarak değerlendirilirken Denklem 19 kullanılmıştır [26].

$$S/N_{opt} = \left(W_{eksenel\ yük} S/N_{eksenel\ yük} \right) + \left(W_{verim} S/N_{verim} \right) \quad (19)$$

Burada $W_{eksenel\ yük}$ ve W_{verim} değerleri aksel yük ve verime ait ağırlık değerleridir. Bu değerler tecrübe, müşteri talebi ve diğer ihtiyaçlara göre belirlenen değerlerdir. Bu çalışmada aksel yük ve verime ait ağırlık değerleri eşit kabul edilmiştir.

3.1. Tek Amaçlı Sonuçların Analizi

Çalışmada TDTY kullanılarak aksel yük ve pompa verimi için dengeleme deliği parametreleri analiz edilmiştir. Her bir parametre seviyesine göre aksel yük (Tablo 5) ve pompa verimi (Tablo 6) S/N değerleri elde edilmiştir. Elde edilen optimum seviyelere göre oluşacak aksel yük ve pompa verimi tahmin edilmiştir (Tablo 7). Bununla birlikte elde edilen sonuçlar ANOVA analizi ile değerlendirilerek parametrelerin sonuçlar üzerindeki katkısı tespit edilmiştir. Tablo 8 ve Tablo 9'da sırasıyla aksel yük ve pompa verimi için ANOVA analizleri incelenmektedir. Aksel yük için parametrelerin etkisi önem sırasına göre delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı için sırasıyla %67.23, %31.02, %1.04 ve %0.31 olarak elde edilmiştir. Pompa verimi için ise parametrelerin etkisi önem sırasına göre delik çapı, delik adedi,

merkez çapı ve merkez açısı için sırasıyla %50.50, %27.45, %13.58 ve %2.4 olarak elde edilmiştir. İki amaç için hatanın katkısı sırasıyla %0.41 ve %6.07 olarak hesaplanmıştır.

Tek amaçlı olarak gerçekleştirilen çalışmada hem eksenel yük hem de pompa verimini etkileyen parametrelerin önem sırasının; delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı olmak üzere aynı olmasına rağmen, bu parametrelerin eksenel yük ve pompa verimi üzerindeki etki derecelerinin oldukça farklı olduğu açıkça görülmektedir (Tablo 8 ve Tablo 9).

Tablo 5. Farklı parametre seviyelerinde elde edilen eksenel yük S/N oranları

| Seviye | Delik Çapı (dB) | Merkez Çapı (dB) | Merkez Açısı (dB) | Delik Adedi (dB) |
|--------|-----------------|------------------|-------------------|------------------|
| 1 | -72.93 | -65.78 | -66.15 | -69.47 |
| 2 | -67.56 | -66.45 | -66.52 | -63.69 |
| 3 | -64.38 | -66.93 | -66.94 | |
| 4 | -61.45 | -67.15 | -66.71 | |
| Delta | 11.48 | 1.37 | 0.78 | 5.78 |
| Rank | 1 | 3 | 4 | 2 |

Tablo 6. Farklı parametre seviyelerinde elde edilen pompa verimi S/N oranları

| Seviye | Delik Çapı (dB) | Merkez Çapı (dB) | Merkez Açısı (dB) | Delik Adedi (dB) |
|--------|-----------------|------------------|-------------------|------------------|
| 1 | 37.97 | 37.95 | 37.94 | 37.95 |
| 2 | 37.94 | 37.95 | 37.94 | 37.93 |
| 3 | 37.93 | 37.94 | 37.94 | |
| 4 | 37.93 | 37.93 | 37.95 | |
| Delta | 0.04 | 0.02 | 0.01 | 0.02 |
| Rank | 1 | 3 | 4 | 2 |

Tablo 7. Eksenel yük ve pompa verimi için tespit edilen optimum parametre değerleri

| Amaç | Optimum Seviye | Tahmin Edilen S/N | Tahmin Edilen Değer |
|--------------|----------------|-------------------|---------------------|
| Eksenel Yük | A4B1C1D2 | -57.33 dB | 476.95 N |
| Pompa Verimi | A1B1C4D1 | 38 dB | 79.34% |

Tablo 8. Eksenel yük için ANOVA analizi

| Kaynak | SS | DOF | Variance | F-Ratio | C % |
|--------------|--------|-----|----------|---------|-------|
| Delik Çapı | 289.95 | 3 | 96.65 | 276.35 | 67.23 |
| Merkez Çapı | 4.47 | 3 | 1.49 | 4.26 | 1.04 |
| Merkez Açısı | 1.34 | 3 | 0.45 | 1.28 | 0.31 |
| Delik Adedi | 133.77 | 1 | 133.77 | 382.49 | 31.02 |
| Hata | 1.75 | 5 | 0.35 | | 0.41 |
| Toplam | 431.27 | 15 | | | 100 |

Tablo 9. Pompa verimi için ANOVA analizi

| Kaynak | SS | DOF | Variance | F-Ratio | C % |
|--------------|--------|-----|----------|---------|-------|
| Delik Çapı | 0.0042 | 3 | 0.0014 | 13.87 | 50.50 |
| Merkez Çapı | 0.0011 | 3 | 0.0004 | 3.73 | 13.58 |
| Merkez Açısı | 0.0002 | 3 | 0.0001 | 0.66 | 2.40 |
| Delik Adedi | 0.0023 | 1 | 0.0023 | 22.61 | 27.45 |
| Hata | 0.0005 | 5 | 0.0001 | | 6.07 |
| Toplam | 0.0084 | 15 | | | 100 |

3.2. Çok Amaçlı Sonuçların Analizi

Belirlenen parametrelerin farklı seviyeleri için elde edilen eksenel yük ve pompa verimi değerleri çok amaçlı TDTY kullanılarak analiz edilmiştir. Elde edilen optimum seviyelere göre eksenel yük ve pompa verimi değerleri tahmin edilmiştir (Tablo 10). Çok amaçlı olarak elde edilen optimum S/N oranları Tablo 11’de verilmiştir. Parametre seviyelerine göre optimum S/N oranları Tablo 12’de verilmiştir. Bununla birlikte elde edilen sonuçlar ANOVA analizi ile değerlendirilerek parametrelerin sonuçlar üzerindeki katkısı tespit edilmiştir. Tablo 13’te optimum S/N oranları için ANOVA analizleri incelenmektedir. Optimum S/N oranları için parametrelerin etkisi önem sırasına göre delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı için sırasıyla %67.22, %30.98, %1.07 ve %0.31 olarak elde edilmiştir. Hatanın katkısı %0.42 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 10. Çok amaçlı TDTY’ye göre optimum parametre seviyesinde tahmin edilen eksenel yük ve pompa verimi değerleri

| Amaç | Optimum Seviye | Tahmin Edilen Değer | | |
|-----------------------------|----------------|---------------------|-----------------|------------------|
| | | S/N (dB) | Eksenel Yük (N) | Pompa Verimi (%) |
| Eksenel Yük ve Pompa Verimi | A4B1C1D2 | -9.7 | 476.95 | 78.68 |

Tablo 11. Çok amaçlı TDTY'ye göre elde edilen S/N oranları

| Deney | S/N Eksenel Yük (dB) | S/N Verim (dB) | S/N _{opt} (dB) |
|-------|----------------------|----------------|-------------------------|
| 1 | -75.04 | 37.99 | -18.52 |
| 2 | -74.96 | 37.99 | -18.48 |
| 3 | -70.63 | 37.95 | -16.34 |
| 4 | -71.11 | 37.94 | -16.58 |
| 5 | -63.85 | 37.94 | -12.95 |
| 6 | -64.29 | 37.92 | -13.18 |
| 7 | -70.81 | 37.96 | -16.42 |
| 8 | -71.27 | 37.94 | -16.66 |
| 9 | -66.81 | 37.94 | -14.43 |
| 10 | -67.52 | 37.95 | -14.78 |
| 11 | -61.10 | 37.92 | -11.58 |
| 12 | -62.08 | 37.90 | -12.09 |
| 13 | -57.41 | 37.93 | -9.73 |
| 14 | -59.04 | 37.93 | -10.55 |
| 15 | -65.19 | 37.92 | -13.63 |
| 16 | -64.16 | 37.93 | -13.11 |

Tablo 12. Farklı parametre seviyelerine göre elde edilen optimum S/N oranları

| Seviye | Delik Çapı (dB) | Merkez Çapı (dB) | Merkez Açısı (dB) | Delik Adedi (dB) |
|--------|-----------------|------------------|-------------------|------------------|
| 1 | -17.48 | -13.91 | -14.10 | -15.75 |
| 2 | -14.80 | -14.25 | -14.29 | -12.87 |
| 3 | -13.22 | -14.49 | -14.49 | |
| 4 | -11.76 | -14.61 | -14.38 | |
| Delta | 5.72 | 0.69 | 0.39 | 2.87 |
| Rank | 1 | 3 | 4 | 2 |

Tablo 13. Optimum S/N oranları için ANOVA analizi sonuçları

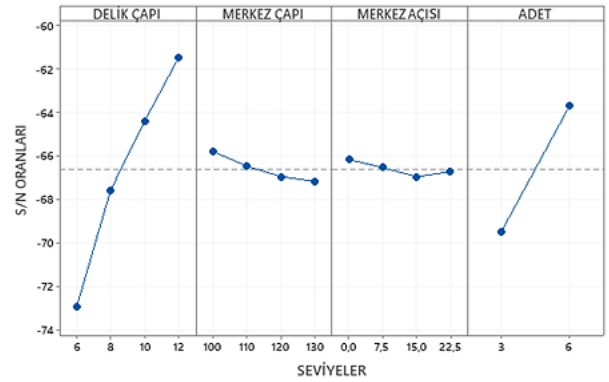
| Kaynak | SS | DOF | Variance | F - Ratio | C% |
|--------------|--------|-----|----------|-----------|-------|
| Delik Çapı | 71.96 | 3 | 23.99 | 268.96 | 67.22 |
| Merkez Çapı | 1.15 | 3 | 0.38 | 4.29 | 1.07 |
| Merkez Açısı | 0.33 | 3 | 0.11 | 1.24 | 0.31 |
| Delik Adedi | 33.17 | 1 | 33.17 | 371.90 | 30.98 |
| Hata | 0.45 | 5 | 0.09 | | 0.42 |
| Toplam | 107.05 | 15 | | | 100 |

3.3. Sonuçların Değerlendirilmesi

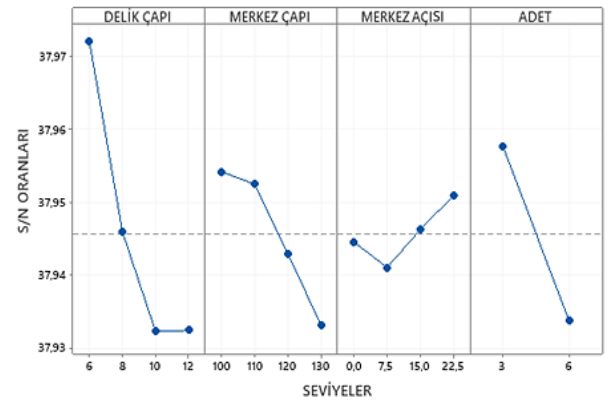
TDTY kullanılarak düşük eksenel yük ve yüksek pompa verimi elde etmek amacıyla L16 dizisine uygun olarak HAD çalışmaları yapılmıştır. Sonuçlar eksenel yüklere ve pompa verimine göre önce tek amaçlı olarak, daha sonra çok amaçlı olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen S/N oranlarına göre

Minitab 19 programı kullanılarak her bir parametre seviyesinde eksenel yük ve pompa veriminde meydana gelen değişiklikler Şekil 7 - Şekil 9'da verilmiştir.

Verilen bu şekillerde x eksenli parametrelere ait seviyeleri, y eksenli ise seviyelere göre elde edilen S/N oranlarını göstermektedir. Şekil 7 incelendiğinde, delik çapı ve delik adedi arttıkça, merkez çapı ve merkez açısı ise azaldıkça eksenel yükün azaldığı görülmektedir. Şekil 8 incelendiğinde ise; delik çapı, delik adedi ve merkez çapı azaldıkça, merkez açısı ise arttıkça pompa veriminin arttığı tespit edilmektedir. Hem düşük eksenel kuvvet hem de yüksek pompa verimi için çok amaçlı olarak değerlendirildiğinde; delik çapı ve delik adedi arttıkça, merkez çapı ve merkez açısı azaldıkça optimum değere ulaşıldığı anlaşılmaktadır (Şekil 9).

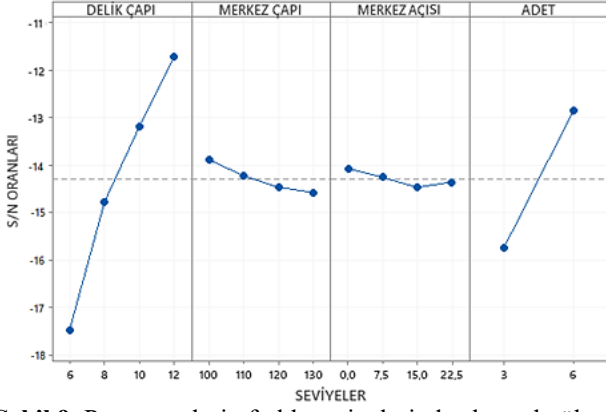


S/N: EN DÜŞÜK EN İYİ

Şekil 7. Parametrelerin farklı seviyelerinde eksenel yük için hesaplanan S/N oranları

S/N: EN YÜKSEK EN İYİ

Şekil 8. Parametrelerin farklı seviyelerinde pompa verimi için hesaplanan S/N oranları



Şekil 9. Parametrelerin farklı seviyelerinde eksenel yük ve pompa verimi birlikte değerlendirilerek (çok amaçlı) hesaplanan S/N oranları

Santrifüj pompalarla ilgili yapılan birçok çalışmada HAD ve deneysel çalışma sonuçlarının birbirine uyumlu olduğu görülmüştür [1-2]. İmalatta pompa çarkına dengeleme deliği açılırken yalnızca delik çapı ve delik adedi kullanılmakta, delik merkez çapı ve merkez açısı bilinmemektedir. İmalat esnasında delik çapı ve delik adedi en iyi sonucu verecek şekilde seçilmiş olsa bile delik merkez çapı ve merkez açısı bilinmeden rastgele dengeleme deliği açılmaktadır. Bu çalışmada çok amaçlı optimizasyon ile elde edilen verilere göre; çarkına optimize dengeleme deliği açılmış pompa, rastgele dengeleme deliği açılan pompa (delik çapı ve delik adedi aynı, merkez çapı ve merkez açısı farklı) ve dengeleme deliği açılmayan pompa için aynı şartlarda ayrı ayrı HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak Tablo 14'te gösterilmiştir.

Tablo 14. Farklı dengeleme deliği şartlarında HAD analiz sonuçlarında elde edilen değerler

| Değer | Dengeleme Deliksiz Pompa | Optimize Dengeleme Delikli Pompa | Rastgele Dengeleme Delikli Pompa |
|----------------------|--------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| Basma Yüksekliği (m) | 51.2 | 50.7 | 50.2 |
| Verim (%) | 80.8 | 78.7 | 77.44 |
| Eksenel Yük (N) | 8860 | 802 | 1045.2 |

Tablo 14 incelendiğinde çarklarında dengeleme deliği açılan pompalarda eksenel yük değerlerinde çok önemli oranda azalma elde edilirken aynı zamanda basma yüksekliği ve verim değerlerinde de bir miktar azalma meydana geldiği görülmektedir. Dengeleme deliksiz pompaya göre;

optimize dengeleme delikli ve rastgele dengeleme delikli pompalarda eksenel yük, pompa verimi ve basma yüksekliği değerlerinde sırasıyla yaklaşık %91/%88, %2.6/%4.1 ve %1/%2 azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu sonuçlar optimize dengeleme delikli pompa ile rastgele dengeleme delikli pompaya göre daha düşük eksenel yük ve daha yüksek verim elde edilebileceğini açıkça göstermektedir.

4. Sonuç ve Öneriler

Pompa yataklarında, eksenel yük farkı nedeniyle aşırı ısınma ve yıpranma problemleri meydana gelmektedir. Bu nedenle eksenel yük farkını azaltmaya yönelik uygulamalardan bir tanesi ve en yaygın olanı ise pompa çarkına dengeleme deliği açılmasıdır. Bu çalışma, pompa çarklarına açılacak olan dengeleme deliklerinin farklı durumlarda ne tür sonuçlar ortaya çıkaracağını belirlemek ve optimum sonuca ulaşmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Enerji tüketiminin son derece önemli olduğu düşünüldüğünde pompa çarklarına açılacak olan dengeleme deliği için elde edilen eksenel yük azalmasının yanı sıra pompa veriminde meydana gelebilecek azalmanın da dikkate alınması gerekmektedir.

Belirlenen parametrelerin hem eksenel yük hem de pompa verimi üzerindeki etki sırası aynı gerçekleşmiştir. Delik çapı ve delik adedinin delik merkez çapı ve merkez açısına göre çok daha etkili olduğu tespit edilmiştir. Eksenel yük bakımından değerlendirildiğinde önemli olan parametrelerin delik çapı ve delik adedi olduğu, delik merkez çapı ve merkez açısının göz ardı edilebileceği anlaşılmaktadır. Pompa verimi bakımından değerlendirildiğinde ise delik çapı ve delik adedinin önemli parametreler olmasına rağmen eksenel yüke göre daha düşük oranda etkili olduğu görülmektedir. Pompa verimi için delik merkez açısı göz ardı edilebilecek olmasına rağmen delik merkez çapı dikkate alınması gereken bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır.

Delik çapı ve delik adedinin artması eksenel yükü azaltırken pompa verimini de azaltmaktadır. Özellikle delik merkez çapının eksenel yük bakımından ihmal edilebilecek olması pompa veriminin daha yüksek elde edilebilmesi için değerlendirilebilecek bir parametre olarak ortaya çıkmaktadır. Optimize dengeleme delikli ve rastgele dengeleme delikli pompalar için elde edilen sonuçlar da bunun açık bir göstergesidir.

Bu çalışma için belirlenen pompada parametre ağırlıklarının eksenel yük için daha baskın

olması nedeniyle tek amaçlı ve çok amaçlı eşit ağırlıklı TDTY sonucunda aynı optimum geometri elde edilmiştir. Gelecek çalışmalarda aynı pompada farklı ağırlıklı TDTY ve farklı pompalarda aynı yöntemlerde denemeler gerçekleştirilerek elde edilen sonuçların karşılaştırılması planlanmaktadır.

Teşekkür

Çalışmanın gerçekleştirilmesinde paylaşım ve izin katkılarından dolayı SEMPA POMPA firmasına teşekkür ederiz.

Yazarların Katkısı

Selahattin SEFACI, yüksek lisans tezi kapsamında bu çalışmayı gerçekleştirerek verileri elde etmiş ve makalenin taslak yapısını oluşturmuştur.

Osman BABAYIĞIT, aktif olarak SEMPA firmasının akademik danışmanlığını yürütmekte ve

çalışma konularını belirlemektedir. Önceki çalışmalarından elde ettiği bilgiler doğrultusunda parametrelerin belirlenmesinde, sonuçların değerlendirilmesinde ve makalenin yazılmasında katkıda bulunmuştur.

Saim KOÇAK, Selahattin SEFACI'nın danışman öğretim üyesi olarak, konunun belirlenmesinde, çalışmanın yönlendirilmesinde, bilgi paylaşımı ve sonuçların değerlendirilmesi kapsamında katkıda bulunmuştur.

Çıkar Çatışması Beyanı

Yazarlar arasında herhangi bir çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Araştırma ve Yayın Etiği Beyanı

Yapılan çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

Kaynaklar

- [1] R. Spence and J. Amaral-Teixeira, "A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump," *Comput. Fluids*, vol. 38, no. 6, pp. 1243–1257, 2009.
- [2] S. R. Shah, S. V. Jain, R. N. Patel, and V. J. Lakhera, "CFD for centrifugal pumps: A review of the state-of-the-art," *Procedia Eng.*, vol. 51, pp. 715–720, 2013.
- [3] M. G. Patel and A. V. Doshi, "Effect of Impeller Blade Exit Angle on The Performance of Centrifugal Pump," *Int J. Emerging Technology and Advanced Engineering*, vol. 3, no. 1, pp. 91–99, 2013.
- [4] L. Tan, B. Zhu, S. Cao, H. Bing, and Y. Wang, "Influence of blade wrap angle on centrifugal pump performance by numerical and experimental study," *Chin. J. Mech. Eng.*, vol. 27, no. 1, pp. 171–177, 2014.
- [5] I. Pavlenko, J. Trojanowska, O. Gusak, V. Ivanov, J. Pitel, and V. Pavlenko, "Estimation of the reliability of automatic axial-balancing devices for multistage centrifugal pumps," *Period. Polytech. Mech. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 52–56, 2018.
- [6] P. S. Bolade, S. J. Madki, and Kirloskar Brothers Limited, "Analysis of hydraulic thrusts in centrifugal pump to increase bearing life," *Int. J. Eng. Res. Technol. (Ahmedabad)*, vol. V4, no. 08, 2015.
- [7] S. Budea, "Axial Balance in Centrifugal Pumps-Back Labyrinth Versus Dorsal Vanes," *Hidraulica*, vol. 1, pp. 19–24, 2015.
- [8] B. Mary and F. Cerru, "Axial force modelling and measurement in a single stage centrifugal pump," in *13th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, 2019.
- [9] H. Miyashiro and K. Takada, "Axial hydraulic thrust caused by pump starting," *J. Basic Eng.*, vol. 94, no. 3, pp. 629–635, 1972.
- [10] S. D. Gatta, S. Salvadori, P. Adami, and L. Bertolazzi, "CFD Study for Assessment of Axial Thrust Balance in Centrifugal Multistage Pumps," in *The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies*, 6-9 September, Budapest, 2006.
- [11] K. A. J. Bruurs, B. P. M. van Esch, M. S. van der Schoot, and E. J. J. van der Zijden, "Axial thrust prediction for a multi-stage centrifugal pump," in *Volume 1A, Symposia: Keynotes; Advances in Numerical Modeling for Turbomachinery Flow Optimization; Fluid Machinery; Industrial and Environmental Applications of Fluid Mechanics, Pumping Machinery*, 2017.
- [12] M. Szlaga, "Balancing Axial Force in Centrifugal Pumps with Pump Out Vanes." *E3S Web of Conferences*, 2019.

- [13] H. Watanabe, T. Yamashita, S. Watanabe, and Y. Hara, CFD Analysis of Axial Thrust in Three Stages Centrifugal Pump at Design and Partload Conditions, in *Asme/Jsme/Ksme 2015 Joint Fluids Engineering Conference*, Seoul, 2015.
- [14] O. Babayigit, M. Ozgoren, M. H. Aksoy, and O. Kocaaslan, “Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes,” *dwt*, vol. 67, pp. 28–40, 2017.
- [15] H. Pehlivan, Z. Parlak, “Investigation of parameters affecting axial load in an end suction centrifugal pump by numerical analysis,” *J. Appl. Fluid Mech.*, vol. 12, no. 5, pp. 1615–1627, 2019.
- [16] M. Fathi, M. Raisee, S. A. Nourbakhsh, and H. A. Arani, “The effect of balancing holes on performance of a centrifugal pump: numerical and experimental investigations,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 240, p. 032017, 2019.
- [17] G. Boitel, D. Fedala, and N. Myon, “Tip clearance effects on loads and performances of semi-open impeller centrifugal pumps at different specific speeds,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 49, p. 032013, 2016.
- [18] L. Zhou, W. Shi, W. Li, and R. Agarwal, “Numerical and experimental study of axial force and hydraulic performance in a deep-well centrifugal pump with different impeller rear shroud radius,” *J. Fluids Eng.*, vol. 135, no. 10, p. 104501, 2013.
- [19] M. Nataraj and V. P. Arunachalam, “Optimizing impeller geometry for performance enhancement of a centrifugal pump using the Taguchi quality concept,” *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, vol. 220, no. 7, pp. 765–782, 2006.
- [20] W. Dong, Z. Liu, H. Zhang, G. Zhang, H. Jiang, and P. Li, “Effects of the balance hole diameter on the flow characteristics of the rear chamber and the disk friction loss in the centrifugal pump,” *Processes (Basel)*, vol. 10, no. 3, p. 613, 2022.
- [21] X. Cheng, Z. Chang, and Y. Jiang, “Study on The Influence of The Specific Area of Balance Hole on Cavitation Performance of High-Speed Centrifugal Pump,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 34, no. 8, pp. 3325–3334, 2020.
- [22] H. Saruhan and M. Kam, “Experimental Spectral Analysis of Split Sleeve Bearing Clearance Effect on A Rotating Shaft System,” *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, vol. 13, no. 4, pp. 1–8, 2016.
- [23] B. Gökçe and S. Taşgetiren, “Kalite İçin Deney Tasarımı,” *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, vol. 6, pp. 71–83, 2009.
- [24] M. Savaşkan, Y. Taptık, and M. Ürgen, “Deney Tasarımı Yöntemi İle Matkap Uçlarında Performans Optimizasyonu,” *İTÜ DERGİSİ/d*, 2010.
- [25] R. Surace, L. A. C. De Filippis, A. D. Ludovico, and G. Boghetich, “Application of Taguchi method for the multi-objective optimization of aluminium foam manufacturing parameters,” *Int. J. Mater. Form.*, vol. 3, no. 1, pp. 1–5, 2010.
- [26] M. Kaladhar et al., “Application of Taguchi approach and Utility Concept in solving the Multi-objective Problem when turning AISI 202 Austenitic Stainless Steel,” *J. Eng. Sci. Technol. Rev.*, vol. 4, no. 1, pp. 55–61, 2011.
- [27] İ. Asiltürk and S. Neşeli, “Multi response optimisation of CNC turning parameters via Taguchi method-based response surface analysis,” *Measurement (Lond.)*, vol. 45, no. 4, pp. 785–794, 2012.
- [28] T.-S. Lan, “Taguchi Optimization of Multi-Objective CNC Machining Using TOPSIS,” *Inf. Technol. J.*, vol. 8, no. 6, pp. 917–922, 2009.
- [29] M. A. Mohamed, Y. H. P. Manurung, and M. N. Berhan, “Model development for mechanical properties and weld quality class of friction stir welding using multi-objective Taguchi method and response surface methodology,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 29, no. 6, pp. 2323–2331, 2015.
- [30] O. Babayigit, M. Ozgoren, M. H. Aksoy, and O. Kocaaslan, “The effect of balance holes to centrifugal pump performance,” *AIP Conference Proceedings*, vol. 1863, no. 1, pp. 030004, 2017.
- [31] L. Xian-Hua, Z. Shu-Jia, Z. Bao-Lin, and H. Qing-Bo, “The Study of The k-e Turbulence Model for Numerical Simulation of Centrifugal Pump,” *7th International Conference on Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design*, vol. IEEE, pp. 1–5, 2006.
- [32] A.N. S. Y. Fluent, “ANSYS fluent theory guide 15.0,” ANSYS, 2013.
- [33] Centrifugal Pumps. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [34] E. U. Mullins, “Recent developments in quality control: An introduction to "Taguchi Methods",” *Niger. J. Technol.*, vol. 15, no. 1, pp. 1–15, 1991.