

**Atf İçin:** Doğan, S., ve Yağmur, S. (2023). Kademeli Bir Dalgıç Pompa Performansının Deneysel ve Sayısal Olarak Karşılaştırılması. *İğdır Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 13(4), 2883-2891.

**To Cite:** Doğan, S., & Yağmur, S. (2023). Experimental and Numerical Comparison of the Multistage Submersible Pump Performance. *Journal of the Institute of Science and Technology*, 13(4), 2883-2891.

## **Kademeli Bir Dalgıç Pompa Performansının Deneysel ve Sayısal Olarak Karşılaştırılması**

Sercan DOĞAN<sup>1\*</sup>, Sercan YAĞMUR<sup>1</sup>

### **Öne Çıkanlar:**

- Dalgıç pompa hidrolik performansı HAD yöntemi ile incelenmiştir
- Realizable k-ε türbülans modeli deneysel çalışma ile doğrulanmıştır

### **Anahtar Kelimeler:**

- Dalgıç
- Pompa,
- HAD,
- Difüzör,
- Realizable
- K-ε

### **ÖZET:**

Bu çalışmada bir dalgıç pompa performansının deneysel ve sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Öncelikle performans deneyleri firmada bulunan test düzeneğinde en verimli çalışma noktası 140 m<sup>3</sup>/h debi olan dört kademeli bir pompa ile yapılmıştır. Daha sonra Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile aynı pompanın dört kademeli modeli için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Çalışmada farklı debiler için pompaya ait basma yüksekliği ve verim değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca, sayısal analiz sonuçları için pompa kesitinde meydana gelen hız ve basınç değişimleri görsel olarak sunulmuştur. Sonuç olarak, dalgıç pompa optimum çalışma noktası olan 140 m<sup>3</sup>/h debide, deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki fark basma yüksekliğinde yaklaşık %3.15 mertebesinde iken, verimde %9 civarındadır. Literatüre kazandırılan sonuçlar verim ve basma yüksekliği eğrilerinin birbirleri benzerliği nedeniyle ticari ve akademik çalışmalarda doğrulama amaçlı kullanılacak niteliktedir.

## **Experimental and Numerical Comparison of the Multistage Submersible Pump Performance**

### **ABSTRACT:**

In this study, experimental and numerical analysis studies of a submersible pump performance were carried out. First of all, the performance tests were carried out with a four-stage pump with the most efficient operating point of 140 m<sup>3</sup>/h in the test setup in the company. Then, numerical studies were made for the four-stage model of the same pump with Computational Fluid Dynamics. In the study, the head and efficiency values of the pump were calculated for different flow rates. In addition, the velocity and pressure changes in the pump section are presented visually for the numerical analysis results. As a result, at 140 m<sup>3</sup>/h flow rate, which is the optimum operating point of the submersible pump, the difference between the experimental and numerical results is about 3.15% in head, while it is around 9% in efficiency. The results brought to the literature are of the quality to be used for validation in commercial and academic studies due to the similarity of efficiency and head curves.

### **Highlights:**

- The hydraulic performance of the submersible pump was investigated by CFD method
- The realizable k-ε turbulence model was validated by experimental study.

### **Keywords:**

- Submersible
- Pump,
- CFD,
- Diffuser,
- Realizable
- K-ε.

<sup>1</sup>Sercan DOĞAN ([Orcid ID:0000-0002-8665-8924](https://orcid.org/0000-0002-8665-8924)), Sercan YAĞMUR ([Orcid ID: 0000-0002-5478-5451](https://orcid.org/0000-0002-5478-5451)), Konya Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Konya, Türkiye

\*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: Sercan DOĞAN, e-mail: sercandogan@ktun.edu.tr

## GİRİŞ

Dünyadaki nüfus artışına bağlı olarak, kırsal bölgelerdeki tarım arazilerinin sulanması, endüstrideki su talebinin artması ve insanların yaşam konforunun artışı nedeniyle yeraltı su seviyelerinin düştüğü bilinmektedir (Gölcü ve ark., 2008). Bu nedenle dalgıç pompalar, su temini ve zirai sulama işlemlerinin yanı sıra jeotermal kaynakların yeryüzüne çıkarılması için yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu pompalar çok kademeli santrifüj pompalardan farklı olarak, sınırlı ve belirli bir radyal boyutta tasarlanarak derin kuyulardan büyük miktarda akışkanın yeryüzüne çıkarılmasını sağlamaktadırlar (Vidoza ve ark. 2019). Çalışma alanı dikkate alındığında, dalgıç pompalar akışın kademeler arasında ilerlemesi için özel tasarımlara sahiptirler. Bu nedenle de pompa veriminin artırılmasının yanı sıra üretim kısıtlamalarının da önemli ölçüde dikkate alınması gerekmektedir.

Geleneksel imalat yöntemleriyle üretilen pompa performansları deneysel yöntemlerle belirlenmektedir. Bu durum hem tasarım ve imalat sürecini artırmakta hem de gelişen endüstri ile rekabet ortamını olumsuz etkilemektedir. Bu sebeple deneysel çalışmalar ile doğrulanmış Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi pompa tasarımı, performans tahmini ve akış yapısının incelenmesi için son zamanlarda alternatif bir araştırma-geliştirme yöntemi olarak kullanılmaktadır (El-Emam ve ark., 2022). Yaygın olarak kullanılan türbülans modellerinin doğruluğu ve farklı uygulamalara uygulanabilirliği nedeniyle türbülanslı akış yapısı, ikincil akış, viskoz kayıp modellenmesi, iki fazlı akış ve kavitasyon nedeniyle pompalardaki akışın karmaşıklığı kolayca modellenebilmekte, tasarımına ait parametreler kolaylıkla değiştirebilmekte ve akış görselleştirilebilmektedir (Bai ve ark., 2022).

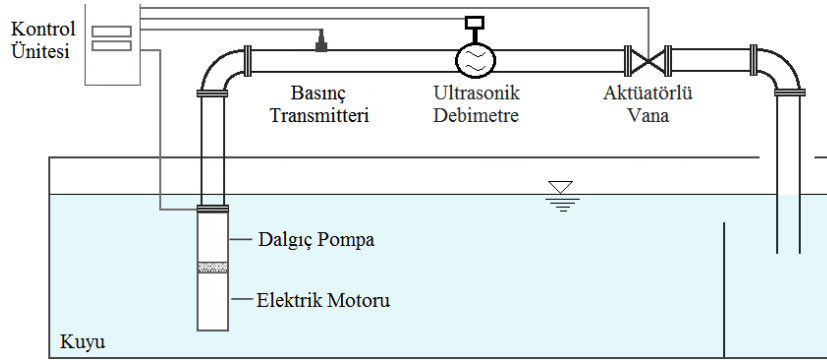
Dalgıç pompalar üzerinde yapılan çalışmalar literatürde genellikle pompa çarkı ve difüzörü üzerinde yapılan geometrik değişiklikler ile performans artırmaya yönelik olmuştur. Zhou ve ark., (2012) yaptıkları çalışmada difüzör tipinin pompa performansına etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Standart k- $\omega$  türbülans modelinin kullanıldığı analizlerin deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğunu, pompa basma yüksekliği ve verimdeki farkın %5'ten az olduğunu belirlemişlerdir. Yang ve ark., (2021) yaptıkları çalışmada 3 kademeli bir dalgıç pompanın her bir kademesindeki çarkı ve difüzör boyunca basınç değişimini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. SST k- $\omega$  türbülans modelinin kullanıldığı analizlerde, birinci kademe basınç dalgalanmalarının deneysel ve sayısal sonuçlarda yakın çıkmasına rağmen ikinci ve üçüncü çarkta basınç değişiminin benzer yapıda olduğunu ama az da olsa farklılıkların olduğunu belirtmişlerdir. Bai ve ark., (2017) yaptıkları çalışmada, diğer parametreleri sabit tutarak çark ve difüzör üzerindeki kanat sayısını farklı kombinasyonlarda değiştirerek sayısal analiz ile incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda çark kanat sayısının difüzör kanat sayısından daha düşük olduğu durumlarda pompa veriminin daha yüksek çıktığını vurgulamışlardır. İnceledikleri kombinasyonlar içerisinde çark kanat sayısının yedi ve difüzör kanat sayısının sekiz olduğu durumda dalgıç pompa performansının en yüksek çıktığını belirtmişlerdir. Sirino ve ark., (2013) yaptıkları çalışmada, akışkan viskozitesinin pompa performansına etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Akışkan viskozitesi arttıkça deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki farkın arttığını ve pompa performansının düştüğünü belirtmişlerdir. Stel ve ark., (2015), SST k- $\omega$  türbülans modeli kullanarak yaptıkları analizlerde, kademe sayısının analiz sonuçlarının doğruluğuna etkisini incelemişlerdir. Tek kademeli yapılan analizlerde sınır şartına bağlı olarak analiz sonuçlarının deney sonuçları ile uyuşmadığını belirtmişlerdir. Analiz sonuçlarının deneysel sonuçlar ile uyuşması için kademe sayısının artırılması gerektiğini vurgulamışlardır. Ayrıca, her bir kademedeki akış yapısının aynı olmadığını belirtmişlerdir.

Literatürde yapılan araştırmalar neticesinde dalgıç pompalara ait analizlerde farklı parametrelerin incelendiği görülmüştür. Mevcut çalışma kapsamında da dört kademeli, 140 m<sup>3</sup>/h optimum çalışma noktasına sahip ve 8" çapındaki derin kuyuda kullanılan bir dalgıç pompa serisi için farklı debilerde sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca, sayısal analiz sonuçları için pompa içerisindeki basınç ve hız dağılımına ait akış görüntüleri de sunulmuştur.

## MATERYAL VE METOT

### Deneysel Yöntem

ISO 9906 standardına göre Nemutlu Pompa A.Ş.'de kurulan ve dalgıç pompa performans testlerinin yapıldığı deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 1'de verilmiştir. Özgün tasarıma sahip 8" derin kuyu içerisinde çalışan çarkı ve difüzörü hassas döküm ile üretilmiş dört kademeli bir dalgıç pompa açık sistem kapalı devre deney düzeneğinde test edilmiştir. Deneysel çalışmada 6 kanatlı bir çark ve 8 kanatlı bir difüzörü olan pompa kullanılmıştır. Dalgıç pompa, yaklaşık 5 m derinliğindeki kuyuya indirilen 2810 d/dk'da çalışan bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmiştir. Deney düzeneğinde ISO standardında da belirtildiği gibi pompa çıkışında dirsekten sonra hassasiyeti ±%0.5 olan KROHNE marka ultrasonik debi ölçer ve ±%0.5 hassasiyete sahip MICROSENSOR marka MPM489 model basınç sensörü kullanılmıştır. Ayrıca, deneyler esnasında su sıcaklığı yaklaşık 15°C olarak ölçülmüştür ve sayısal çalışmalarda da aynı değer için analizler yapılmıştır.



Şekil 1. Dalgıç pompa deney seti şematik görünümü

Elektrik motoru ve pompa birlikte suya daldırıldığı için motor çıkış gücü (mil gücü,  $\dot{W}_{mil}$ ) doğrudan bir tork ölçer ile ölçülememektedir. Debi değerlerini değiştirmek için elektrik kontrollü aktüatörlü bir vana kullanılmıştır. Aktüatörlü vana kontrolü ile farklı debilerde pompa çıkış basıncı ölçülerek sistem üzerinden kaydedilmektedir. Ölçülen basınç farkı ( $\Delta P$ ) ve debi değeri ( $\dot{Q}$ ) ile pompa hidrolik verimi ( $\eta_{pompa}$ ) aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır. Ayrıca, pompa devir sayısı deney sistemi üzerindeki bir invertör aracılığıyla kontrol edilmektedir.

$$\eta_{pompa} = \frac{\Delta P \dot{Q}}{W_{mil}} \quad (1)$$

Bu denkleme göre ölçülen debi ve basınç farkına bağlı olarak belirsizlik analizi;

$$w_{\eta} = \pm \left[ \left( \frac{\partial \eta}{\partial \dot{Q}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left( \frac{\partial \eta}{\partial \Delta P} w_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır (Holman, 2001). Burada  $w_{\dot{Q}}$  ve  $w_{\Delta P}$  sırasıyla debi ve basınç ölçümünde kullanılan cihazların hassasiyetini ifade etmektedir. Bu denkleme göre en verimli çalışma noktası olan 140 m<sup>3</sup>/h debi için belirsizlik değeri %8.36 olarak hesaplanmıştır.

## Sayısal Modelleme

Sayısal analizler, dört kademeden oluşan dalgıç pompa geometrisi üzerinde Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denkleminin çözülmesine dayanmaktadır. ANSYS-Fluent (ANSYS, 2015) programının kullanıldığı dört kademeli dalgıç pompa analizinde akışın daimi, sıkıştırılamaz ve türbülanslı olduğu kabul edilmiştir. Akış çözümü için kullanılan kütle korunumu ve momentum denklemleri aşağıdaki gibi verilmiştir.

Kütle korunumu;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i) = 0 \quad (3)$$

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

Burada  $u_i$  ve  $u_j$ , kartezyen koordinatlardaki hız bileşenlerini,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $p$  akışkanın basıncını,  $\tau_{ij}$  türbülans gerilmesini ve  $\nu$  ise akışkanın kinematik viskozitesini göstermektedir.

Türbülanslı akış yapısını modellemek için farklı uygulamalarda da kullanılan en yaygın türbülans modellerinden biri olan realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans kinetik enerjisi terimi  $k$ , türbülans kinetik enerjisinin yitim oranı ise  $\epsilon$  ile ifade etmektedir. Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli akış fiziği çerçevesinde, normal gerilmeler üzerinde belirli matematiksel sınırlamalar içermektedir (Shih *et al.* 1995). Bu nedenle k- $\epsilon$  türbülans modelinin diğer türevlerinden farklıdır. Türbülans kinetik enerji terimi ve yitim oranı için taşınım denklemleri aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k \quad (5)$$

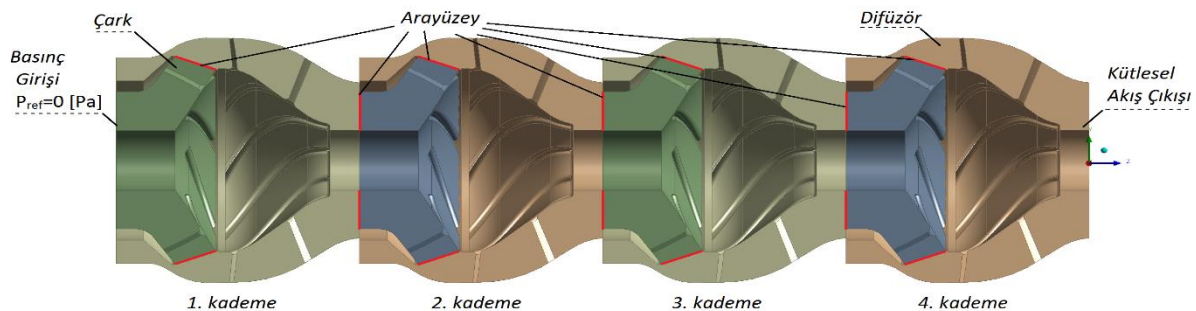
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + S_\epsilon \quad (6)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (7)$$

Burada  $G_k$ , ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimini ifade etmektedir.  $S_k$  ve  $S_\epsilon$  kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini,  $C_2 = 1.9$ ,  $\sigma_k = 1.0$  ve  $\sigma_\epsilon = 1.2$  Shih ve diğ., (1995) tarafından hesaplanan denklem sabitlerini ifade etmektedir.

## Akış Hacmi ve Sınır Şartları

Sayısal yöntem ile analiz yapmak için öncelikle geometri modülünde pompadan akış hacmi çıkarılmıştır. Çıkarılan akış hacmi sabit eleman olarak tanımlanan difüzör ve dönen eleman çarktan oluşmaktadır. Ayrıca kademeler arasında bağlantı kurmak amacıyla ara yüzey oluşturulmuştur. Dört kademeli pompa için oluşturulan akış hacmi ve sınır şartları Şekil 2’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Kademeli pompa için akış hacmi ve sınır şartları

Her kademedeki dönen elemanı simüle etmek amacıyla çark bölgesi için dönel akış hacmi tanımlaması yapılmıştır. Dönel akış hacmi için uygulamadaki ile aynı olacak şekilde devir sayısı 2810 d/dk olarak girilmiştir. İlk kademedeki emme ağzına atmosfer basıncı, giriş sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Dördüncü kademedeki çıkışta ise kütleli debi çıkış sınır şartı tanımlanmıştır. Kütleli debiler 26.4-55.6 kg/s arasında değiştirilerek çalışmalar yapılmıştır. Aynı zamanda çözümleme için kullanılan sınır şartları Çizelge 1’de verilmiştir.

**Çizelge 1.** Sayısal analizler için sınır şartları

Konum	Sınır Şartı Tipi	Sınır Şartı
Giriş	Basınç girişi	$P_{ref} = 0$ Pa
Çıkış	Kütleli akış çıkışı	26.4 - 55.6 kg/s
Çark hacmi	Dönel akış hacmi	2810 dev/dk
Difüzör hacmi	Sabit akış hacmi	-
Çark yan duvarları	Kaymama koşulu duvar	Hacimle birlikte dönel yüzey
Difüzör yan duvarları	Kaymama koşulu duvar	-
Dönel ve sabit hacim arasındaki temas yüzeyi	Ara-yüz	Eş yüzey

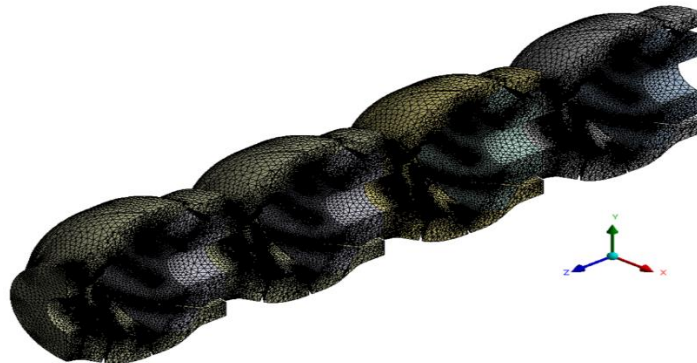
Basınç ve hız eşleşme çözümlerinde “coupled” algoritması kullanılmıştır. Momentum ve basınç denklemlerini ayırklaştırmak için ikinci mertebeden sonlu farklar şeması kullanılmıştır. Akış alanı çözümleri için yakınsama değerleri  $10^{-4}$  mertebesine kadar elde edilmiştir. Analizlerde, giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı alan ağırlıklı ortalama yüzey integral modülü ile hesaplanmıştır. Ayrıca çarklar için moment değerleri okunarak hidrolik verimler hesaplanmıştır.

Akış hacmi oluşturulan kademeli dalgıç pompa modeli için ağ yapısı ANSYS-Meshing modülünde yapısal olmayan tetrahedron elemanlardan Şekil 3’te görüldüğü gibi oluşturulmuştur. Boyut olarak küçük olan geçiş bölgeleri ve akış çözümlemesinin kritik olduğu kısımlarda daha detaylı ağ tipi kullanılmıştır.

Çizelge 2’de verilen ağdan bağımsızlaştırma çalışmasında da görüldüğü gibi  $2.5 \cdot 10^6$  ile  $10.4 \cdot 10^6$  arasında hücre sayısı elde edilmiştir. Akış çözümlerinin ağdan bağımsız hale geldiği durumun tespiti için deneysel sonuçlarda pompanın en verimli çalışma debisi  $140 \text{ m}^3/\text{h}$ ’te basma yüksekliği ve verim değerleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre  $7.2 \cdot 10^6$  eleman sayısından sonra basma yüksekliğinin yaklaşık %2.2 kadar birbirinden farklılık gösterdiği, verim değerlerinde ise farklılığın %1’in altında olduğu tespit edilmiştir ve bu durum akış çözümlemesi için kullanılmıştır. Ayrıca kullanılan bu eleman sayısı için yapılan çözümleme sonucunda ortalama  $y^+$  değeri yaklaşık 0.79, en yüksek  $y^+$  değeri de 5.18 olarak elde edilmiştir.

**Çizelge 2.** Akış hacmi için ağ yapısından bağımsızlaştırma

Eleman Sayısı ( $\cdot 10^6$ )	2.5	4.1	7.2	8.4	10.4
Basma Yüksekliği (mSS)	53.6	56.9	63.5	64.7	64.9
Verim (%)	69.33	74.67	79.49	79.71	79.28



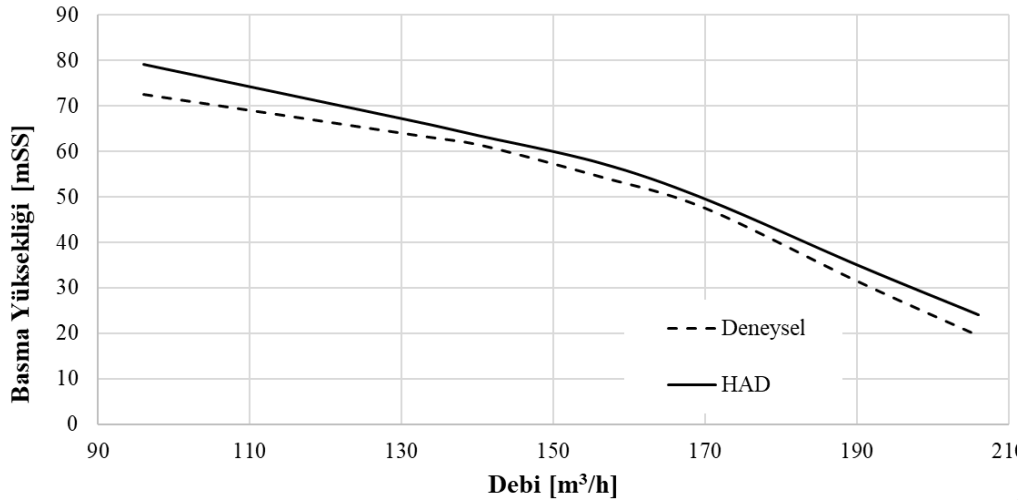
**Şekil 3.** Akış hacmi için ağ yapısı

Sayısal analizlerde kademe sayısı doğru tasarım sonuçlarını elde etmek için gerekli olan bir diğer parametredir. Literatürde Baysal (1979) ve Stel ve ark., (2015) tarafından da vurguladığı gibi kademeli pompalarda deneylerin ve analizlerinde en az üç kademe önerisi dikkate alınarak performans eğrileri dört kademeli pompa için elde edilmiştir.

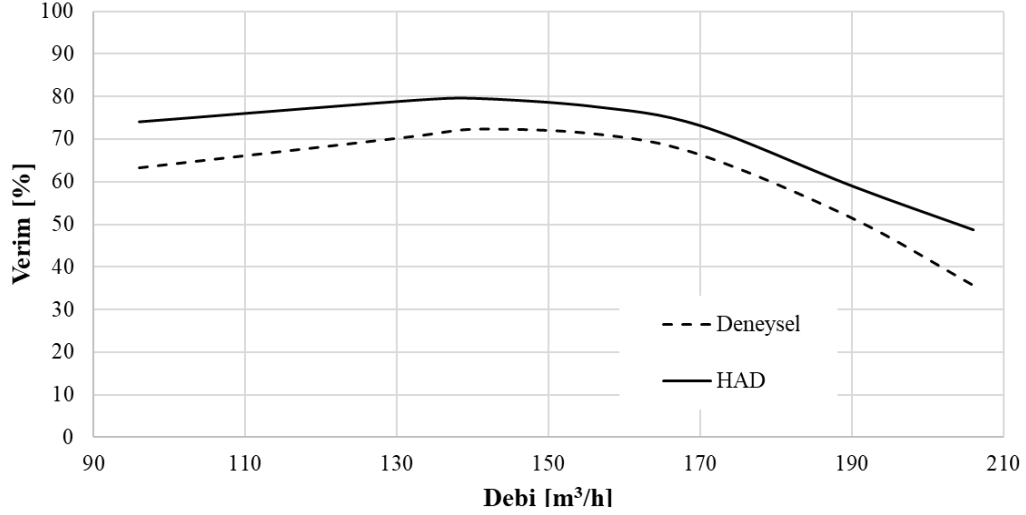
## BULGULAR VE TARTIŞMA

Kademeli bir dalgıç pompa performansının belirlenmesi ve sayısal analizlerin doğrulanması amacıyla yapılan deneysel çalışmalar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Deneysel çalışmalar için firma bünyesinde bulunan test düzeneği kullanılmıştır ve sayısal çalışmalar ANSYS-Fluent programı yardımıyla yapılmıştır. Sayısal çalışmalarda, çark devir sayısı sabit tutulurken pompa debileri değiştirilerek karakteristik çalışma eğrileri elde edilmiştir. Farklı debiler için basma yüksekliği ve verimlerin değişimi sırasıyla Şekil 4 ve Şekil 5'te karşılaştırılmıştır. Ayrıca, grafiklerden pompa çalışma noktası tespit edilmiştir. Bunların yanı sıra sayısal analiz sonuçlarından elde edilen dört kademe boyunca toplam basınç ve hız değişimlerine ait iki boyutlu kontur sonuçları Şekil 6 ve Şekil 7'de sunulmuştur.

Şekil 4'te kademeli dalgıç pompa için deneysel ve HAD çalışmalarından elde edilen basma yüksekliği-debi değişimi verilmiştir. Pompanın çalışma aralığı 95 m<sup>3</sup>/h ile 200 m<sup>3</sup>/h arasında değiştiğinde, deneysel çalışmalarda dört kademe için basma yüksekliği 72.5 mSS ile 19.5 mSS arasında elde edilmiştir. Şekil 5'te verilen grafik incelendiğinde; pompa için en yüksek verimin elde edildiği debi değerinin 140 m<sup>3</sup>/h olduğu görülmektedir. Bu değer pompa için en verimli çalışma noktası olduğundan; Şekil 4'te basma yüksekliği değeri deneysel ve HAD çalışmalarında dört kademe için sırasıyla 61.5 mSS ve 63.5 mSS olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, Bai ve ark. (2022)'nin da vurguladığı gibi deneysel ve HAD çalışma sonuçlarına ait değişim eğrileri birbirine paralel olarak ve çok yakın değerlerde elde edilmiştir.



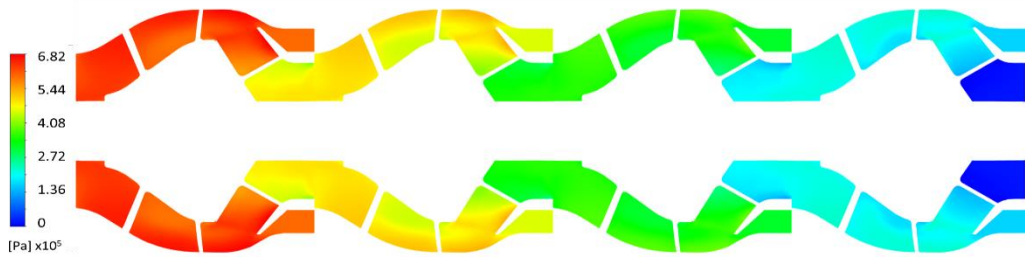
Şekil 4. Dalgıç pompa için deneysel ve HAD çalışmalarından elde edilen basma yüksekliği-debi değişimi



Şekil 5. Dalgıç pompa için deneysel ve HAD çalışmalarından elde edilen verim-debi değişimi

Şekil 5'te kademeli dalgıç pompa için deneysel ve HAD çalışmalarından elde edilen verim-debi değişimi grafiği verilmiştir. Grafikte deneysel çalışma için en yüksek verim değerinin  $140 \text{ m}^3/\text{h}$  için %72.33 civarında olduğu görülmektedir. Bu değer sayısal çalışma için ise %79.49 olarak elde edilmiştir. Bu iki verim değeri karşılaştırıldığında yaklaşık %9 civarında fark hesaplanmıştır. Deneysel ve HAD sonuçları verim grafiğine ait değişim eğrileri birbirine paralel olarak değişim göstermiştir. Bu nedenle HAD sonuçlarının literatürde de vurgulandığı gibi kabul edilebilir bir aralıkta olduğu ve pompa tasarımında kullanılabilir bir yöntem olduğu tespit edilmiştir.

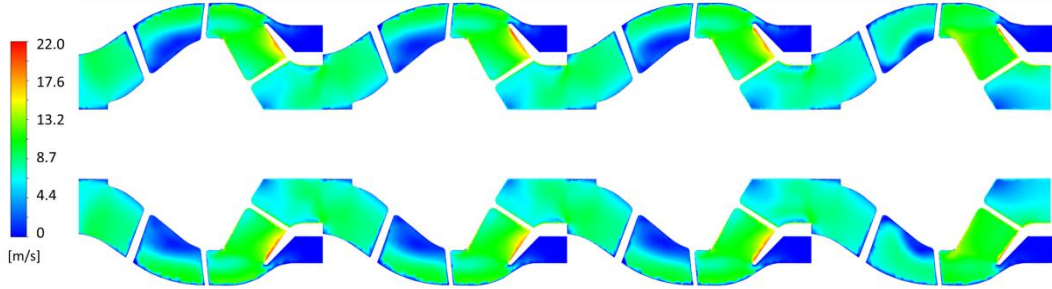
Şekil 6 ve 7'de HAD analiz sonuçlarına ait toplam basınç ve hız kontur değişimlerine ait görseller pompa çalışma noktası olarak belirlenen  $140 \text{ m}^3/\text{h}$  debi değerleri için verilmiştir. Toplam basınç değişimlerinin verildiği sonuçlarda en yüksek basınç değeri  $6.82 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  civarında elde edilmiştir. Mil gücü etkisiyle pompa çarkında kanat boyunca akışkanın basınçlandığı görülmektedir. Difüzöre geçen akışkan difüzör dış çeper duvarına çarptıktan sonra çıkış ağzına doğru yönelmektedir. Bu esnada iç çeperde bir miktar basınç düşüşü gözlemlenmektedir.



Şekil 6. Toplam basınç (Pa) kontur değerlerinin değişimi

Şekil 7'de verilen hız konturu sonuçlarında, dört kademedeki akış hacminde de yüksek ve düşük hız bölgeleri meydana gelmiştir. Özellikle kanat uç noktalarında hızların düşük değerlerde olduğu ve hareketsiz bölgelerin oluştuğu tespit edilmiştir. Akışkanın çark kanatları arasına girdikten sonra önce hızlandığı ve daha sonra difüzöre doğru ilerledikçe hızların azaldığı tespit edilmiştir. Çarktan difüzöre geçen akış bölgesinde en yüksek hızın  $22 \text{ m/s}$  değerlerinde olduğu görülmüştür. Difüzör içerisinde bazı bölgelerde geometriye bağlı olarak düşük hız bölgelerinin olduğu belirlenmiştir. Bu bölgeler aynı

zamanda basınç düşüşünün meydana geldiği yerlerdir. Ayrıca, difüzörlerin kaçak akış bölgelerinde de akışın durgunlaştığı görülmektedir.



Şekil 7. Hız (m/s) kontur değerlerinin değişimi

## SONUÇ

Dört kademeli bir dalgıç pompa performansını belirlemek için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Sabit devirde dönen çark ve sabit eleman difüzör ile çalışan kademeli dalgıç pompanın akış hacmi çıkarılarak HAD yöntemiyle çözümlenmiştir. Pompa performansının değerlendirildiği grafiklerde deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca, sayısal analizlerden elde edilen akış hacmine ait görsel sonuçlarda sunulmuştur.

Deneysel çalışmalardan elde edilen basma yüksekliği değerleri birbirine çok yakın sonuç sergilerken, hidrolik verim değerleri, sayısal çözümleme sonuçlarında çalışma noktası için yaklaşık %9 fark ile elde edilmiştir. Bu farkın sebeplerinden bir tanesi kaçak kayıplarının sayısal analizlerde dikkate alınmaması, deneysel ölçüm hataları ve deneysel çalışmaya göre sayısal analizlerde yapılan kabuller ve sınır şartlarından kaynaklanmaktadır. Bir diğer sebebi ise deneysel ölçümlerde doğrudan tork ölçümü yapılamamaktadır ve buna bağlı olarak mekanik kayıplar nedeniyle verim değerlerinde farklılıklar oluşmuştur. Ancak pompa debisi ile değişen basma yüksekliği ve verim eğrileri genel olarak birbirine paralel şekilde oluşmuştur. Dört kademeli dalgıç pompa için çalışma noktası olarak tespit edilen 140 m<sup>3</sup>/h debi değerinde verim deneysel çalışma sonucunda yaklaşık %72.33 olarak hesaplanırken, HAD sonuçlarında %79.49 olarak hesaplanmıştır. Yine çalışma noktasında basma yüksekliği dört kademe için deneysel olarak 61.5 mSS olarak elde edilirken, HAD analizlerinde 63.5 mSS olarak elde edilmiştir. Yapılan çalışmalarda deneysel sonuçların sayısal yöntemle doğrulanması ilerleyen aşamalarda ön tasarım adımlarında maliyet ve zaman tasarrufu sağlayacaktır.

## TEŞEKKÜR

Deneysel çalışmaların yapılması için destek veren Nemutlu Pompa Döküm Mühendislik San. ve Tic. Anonim Şirketi'ne teşekkür ederiz.

## Çıkar Çatışması

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan ederler.

## Yazar Katkısı

Yazarlar makaleye eşit oranda katkı sağlamış olduklarını beyan eder.

## KAYNAKLAR

ANSYS, ANSYS® Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc., 2015.

Bai, Y., Kong, F., Xia, B., & Liu, Y. (2017). Effect of blade number matching of impeller and diffuser in high-speed rescue pump. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(5), 1687814017703595.



- Bai, L., Yang, Y., Zhou, L., Li, Y., Xiao, Y., & Shi, W. (2022). Optimal design and performance improvement of an electric submersible pump impeller based on Taguchi approach. *Energy*, 252, 124032.
- Baysal, K. (1979). Tam santrifüj pompalar: hesap, çizim ve konstrüksiyon özellikleri. İstanbul Teknik Üniversitesi.
- El-Emam, M. A., Zhou, L., Yasser, E., Bai, L., & Shi, W. (2022). Computational methods of erosion wear in centrifugal pump: A state-of-the-art review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 1-26.
- Gölcü, M., Ergür, H. S., & Pancar, Y. (2008). Düşük kanat sayılı dalgıç pompa çarklarına ilave edilen ara kanatçıkların pompa performansına etkileri. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 13(1).
- Holman, J. P. (2001). The measurement of temperature. *Experimental Methods for Engineers*. McGraw-Hill International Edition, Mechanical Engineering Series, 355-419.
- Parlak, Z. (2016). En uygun çark tasarımı ile bir santrifüj pompa performansının iyileştirilmesi. *Sakarya Üniversitesi Fen Bil Der*, 20(3), 667-676.
- Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., & Zhu, J., (1995). A new  $k-\epsilon$  eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. *Computers & fluids*, 24(3), 227-238.
- Sirino, T., Stel, H., & Morales, R. E. (2013). July. Numerical study of the influence of viscosity on the performance of an electrical submersible pump. In *Fluids Engineering Division Summer Meeting* (Vol. 55553, p. V01BT10A026). American Society of Mechanical Engineers.
- Stel, H., Sirino, T., Ponce, F. J., Chiva, S., & Morales, R. E. (2015). Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 136, 41-54.
- Vidoza, J. A., Andreasen, J. G., Haglind, F., dos Reis, M. M., & Gallo, W. (2019). Design and optimization of power hubs for Brazilian off-shore oil production units. *Energy*, 176, 656-666.
- Wei, Q., Sun, X., & Shamseldin, A. Y. (2019). Numerical study on the impact of the coupling of diffuser parameters on the performance of submersible pumps used in town water distribution systems. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41(10), 1-15.
- Yang, Y., Zhou, L., Shi, W., He, Z., Han, Y., & Xiao, Y. (2021). Interstage difference of pressure pulsation in a three-stage electrical submersible pump. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 196, 107653.
- Zhou, L., Shi, W., Lu, W., Hu, B., & Wu, S. (2012). Numerical investigations and performance experiments of a deep-well centrifugal pump with different diffusers. *Journal of Fluids Engineering*, 134(7).