

# EKSENEL POMPALARDA PERFORMANSIN İÇ AKIŞ ÇÖZÜMLERİ İLE GELİŞTİRİLMESİ

**Özgür CANBAZ**

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

**Onur KONURALP**

Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

**Prof. Kahraman ALBAYRAK**

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü

## ÖZET

Ülkemizin yüksek debili pompa gereksinimi giderek artmaktadır. Bu ihtiyacı karşılamak için özgül hızı yüksek olan pompaların tasarımı ve imalatının gerçekleştirilmesi ulusal sanayimizce zorunlu hale gelmiştir. Layne Bowler, üniversite işbirliği ile, bu gereksinimi karşılamaya yönelik, tasarım ve üretim çalışmalarını sürdürmektedir. Eksenel pompaların tasarımının yapıları itibariyle radyal ve karışık akışlı pompalardan farklı olması nedeni ile bu tip pompalar farklı yöntemler ile oluşturulmaktadır. Bu çalışmada ön tasarımı yapılmış olan bir eksenel pompanın iç akış çözümleri incelenerek performans iyileştirmesi, prototip üretimi öncesi yapılmıştır. Çeşitli tasarım parametreleri incelenerek son şekli verilmiş olan pompanın prototipi üretilmiş ve performans deneyleri yapılarak sayısal deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

## 1. GİRİŞ

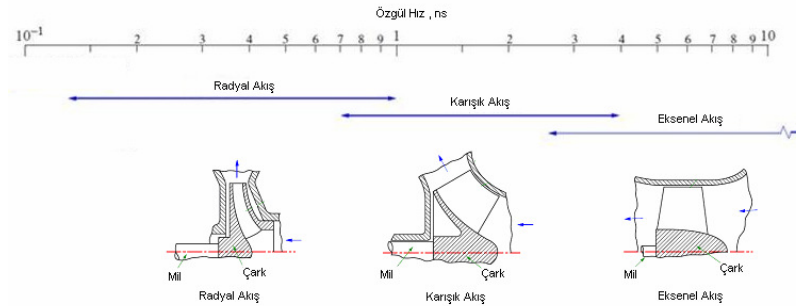
Bu çalışmada debisi 400 l/s ve basma yüksekliği 3.5 m olan, 1000 d/d ' da çalışacak bir eksenel pompanın tasarımı ve üretimi yapılmıştır. Kanatlar, bu tip pompalar için uygun airfoil profilleri kullanılarak oluşturulmuş, tasarımı biten çark ile uyumlu difüzör tasarlanmıştır. Eksenel pompalarda difüzördeki kayıpların incelenmesine yönelik, üç adet difüzör tasarımı üzerinde durulmuştur. Bu üç difüzör için, tasarlanan çark ile ayrı ayrı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD-CFD) analizleri gerçekleştirilmiş ve pompanın performans karakteristiği sayısal deneyler yapılarak çıkarılmıştır. HAD sonuçları üzerinde yapılan iç akış değerlendirmeleri sonrasında, en yüksek verimli olanı üretim amaçlı seçilmiştir. Pompanın üretimi sonrası gerçek deneyleri yapılmıştır. Bu deney sonuçları ile elde edilen pompa karakteristiği sayısal deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

## 2. EKSENEL POMPA TASARIM YAKLAŞIMI

Bir pompa tasarımı istenen debi ve basma yüksekliği değerleri ile başlar. Çalışma koşulları, üretim ve boyut sınırlamalarına göre belirlenen çalışma hızı ile, pompa için bir özgül hız tanımlanır. Özgül hız pompanın tipini belirler (Şekil 1). Bu pompalarda akışkan çarka teorik olarak eksenel yönde girer ve kanadı teorik olarak eksenel yönde terk eder. Tasarlanan pompanın özgül hızı (birimsiz) 4.7 dir.

Özgül Hız (birimsiz) ;

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{0.75}} \quad Q \Rightarrow m^3 / s , H \Rightarrow m , \omega \Rightarrow rad / s , g=9.81 m/s^2 \quad (1)$$



Şekil 1 - Özgül hıza göre çark tipleri

Eksenel çarkların oluşturulmasında radyal ve karışık akışlı çarkların tasarımında olduğu gibi sonsuz sayıda kanat varsayımından hareket edilebilir.

Ön dönmesiz durum için Euler denklemi ;

$$H_{th} = \frac{c_{u2} u_2}{g} \quad (2)$$

$$H_{th} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (3)$$

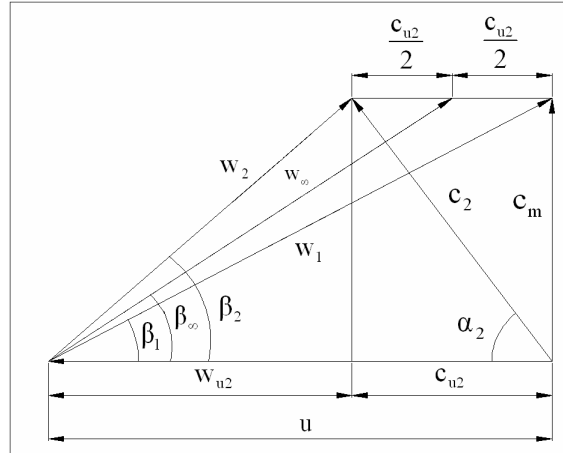
$$H_{th} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (4)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $w$  bağıl hız ,  $u$  çevresel hız ,  $c$  ise mutlak hızdır.

Eksenel çarklar için giriş-çıkış çapları aynı olduğundan (3) denkleminde çevresel hızların farkı sıfırdır ( $u_1=u_2$ ) . (3) denklemi (4) olarak yazılabilir. Dolayısı ile eksenel pompalarda verilen enerjinin, mutlak hızın artırılması ve bağıl hızın düşürülmesi ile transfer edilebileceği görülebilir. Eksenel çarkların basma değerleri, aynı boyutlardaki ve aynı hızdaki radyal ya da karışık akışlı çarklara göre bu yüzden düşüktür.

Radyal ve karışık akışlı pompalarda kullanılan hesap yöntemi kanat katınlık ( $l/t$  - solidity ,  $l$ -kord uzunluğu,  $t$ -adım) oranının yeterince büyük olduğu,  $\beta_2$  çıkış açısı ve ona bağlı olarak kanat eğriliğinin büyük olduğu hallerde iyi sonuç verir. Oysa ki, eksenel pompalarda basınç sayısının küçük olması  $\beta_2$  çıkış açısını küçültür. Bu ise kanadın daha yassı olması demektir. Aynı zamanda bağıl hızlar ve dolayısıyla kanat sürtünmeleri artacağından  $l/t$  katınlık oranını küçültmek gerekmektedir. Böylece artık tam anlamıyla kanat kanallarından bahsedilemeyeceğinden, bazı hallerde hala uygulanmasına rağmen, radyal ve karışık akışlı pompalardaki hesap yöntemini kullanmak güvenilir olmayacaktır. Bu durumda bağıl akış, sonsuza uzanan akışkan ortamında taşıyıcı kanat etrafındaki akış gibi ele alınabilir. Bu hesap yolu ilk kez Bauresfeld tarafından uygulanmıştır. [1]. Aerodinamik yöntem olarak adlandırılan bu yöntemde özellikleri deneysel sonuçlar ile elde edilmiş bilinen "airfoil profilleri" kullanılır.

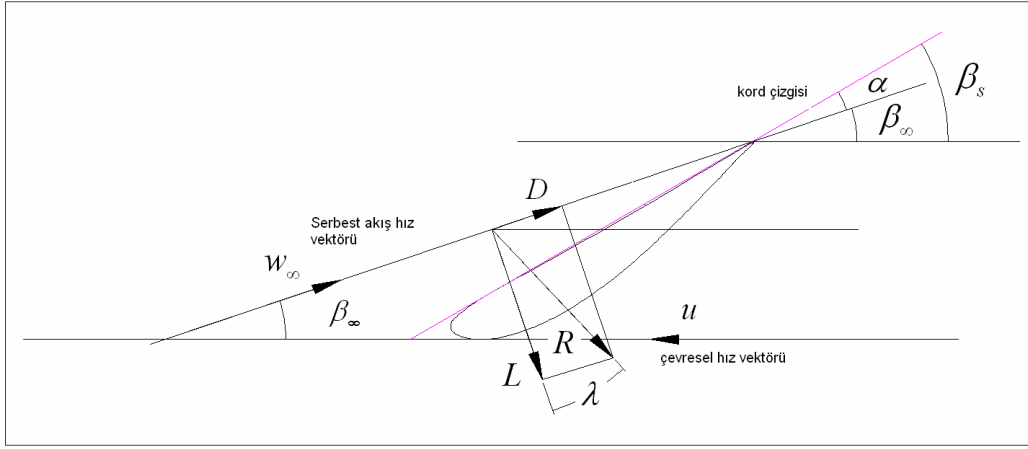
**Şekil 2**'de eksenel bir çark için hız üçgeni verilmiştir.  $c_m$  meridyonel hızı, girişte ve çıkışta eşittir.



**Şekil 2** - Eksenel çark için ön dönmesiz durumda giriş-çıkış hız üçgeni

$w_\infty$  hızı  $w_1$  ve  $w_2$  akış hızlarının vektörel ortalamasıdır.

Bu yöntemde, çarktan elde edilen basma yüksekliği ile airfoil kaldırma katsayısı ( $C_L$  - Lift Coefficient) arasındaki ilişki kullanılır. Bu ilişkiye göre, çark kanadının farklı çaplardaki kesitlerine uygun airfoil profilleri seçilir ve  $\beta_\infty$  açısına karar verilir.



**Şekil 3 - Kanada etkiyen kuvvetler , akış açıları ve hızlar**

Akış hareketi içindeki bir kanada etkiyen kuvvetin iki ayrı bileşeni vardır. Bunlardan biri kanadı akış doğrultusuna dik yönde kaldırmaya çalışan kaldırma kuvveti diğeri ise kanada akış yönünde etki eden direnç kuvvetidir. **Şekil 3**'te, R kanada etkiyen bileşke kuvvet, L (Lift) kaldırma kuvveti, D (Drag) direnç kuvvetidir.

Kanat kuvvetleri yarıçap boyunca değiştiği için r yarıçapında sonsuz küçük  $dr$  kalınlığında bir dilim ele alınır. Bu dilimden geçen debi  $dQ$  dur. Dolayısıyla kanat kuvvetinin o dilimde oluşturduğu güç, z kanat sayısı, t adımı belirtmek üzere :

$$dP = \rho g dQH_{th} = \rho g z t d r c_m H_{th} \quad (5)$$

Kanada etkiyen kuvvetlerin oluşturduğu güç aynı zamanda şöyle yazılabilir:

$$dP = z R d r \sin(\beta_{\infty} + \lambda) u \quad (6)$$

Denklem (5) ve (6) birbirine eşitlenirse :

$$H_{th} = \frac{R \sin(\beta_{\infty} + \lambda) u}{\rho g t c_m} \quad (7)$$

bulunur.

Kaldırma kuvveti :

$$L = C_L \rho \frac{W_{\infty}^2}{2} b l \quad (b=1) \quad (8)$$

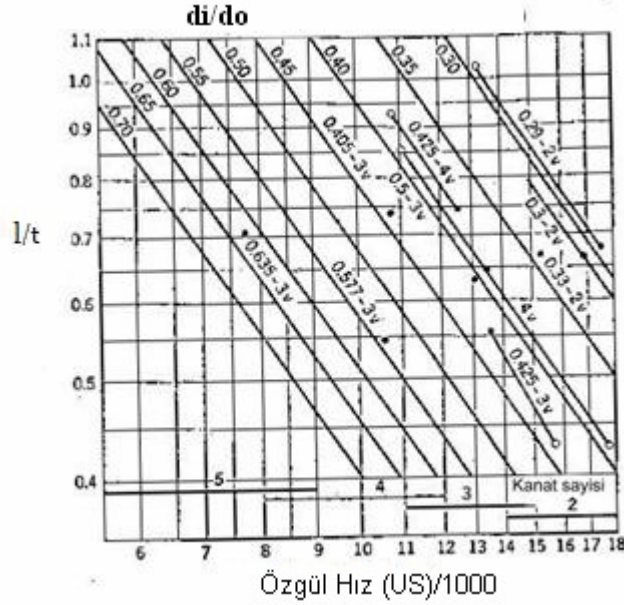
olduğuna göre ve (7) ile (8) kullanılarak;

$$C_L \frac{l}{t} = \frac{2gH_{th}c_m \cos(\lambda)}{uW_{\infty}^2 \sin(\beta_{\infty} + \lambda)} \quad (9)$$

bulunur.

Denklem (9) kullanılarak kanadın kaldırma katsayısı ve  $l/t$  arasındaki ilişki bulunabilir. Bu durumda  $C_L.l/t$  değeri hesaplandıktan sonra  $l/t$  oranı seçilip kaldırma katsayısı ( $C_L$ ) bulunur ve hesaplanan  $C_L$  değerine uygun bir taşıyıcı kanat profili seçilir. Bu seçim yapılırken kayma oranının ( $\lambda$ ) yani direnç katsayısının ( $C_D$ ), kaldırma katsayısına oranının küçük olmasına dikkat edilmelidir.

**Şekil 4** 'te,  $l/t$  ,  $d_i/d_o$  ( $d_i$ -iç çap ,  $d_o$ -dış çap), oranı ve kanat sayısının özgül hızla göre değişimi verilmiştir.



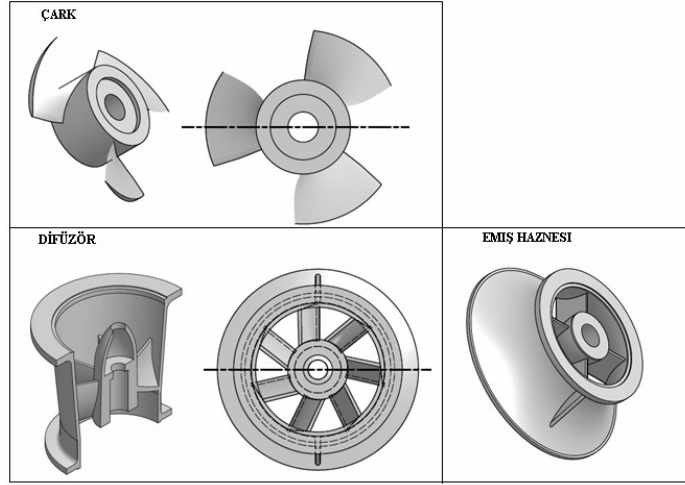
Şekil 4 - Özgül hızı göre  $d_i/d_o$ ,  $l/t$  ve kanat sayısı seçimi [2]

Kanatlar araştırma kuruluşlarında geliştirilen, denen ve uygunluğuna karar verilen profil biçimlerine göre profilendirilirler. Göttingen ve NACA profilleri çok yaygın olarak kullanılan ve özellikleri bilinen profillerdir. Bu profillerin bilgileri yapılan deneysel çalışmalar sonucunda çıkartılmış ve profil koordinatları ile birlikte birçok kaynakta belirtilmiştir. Kalın profiller ince profillere oranla daha fazla kayba sebep olurlar ve bunun sonucu olarak da daha düşük bir verim elde edilir [1]. Fakat ince profil seçimleri için dayanıklılık ve üretim sınırlamaları vardır.

### 3. HAD ANALİZİ

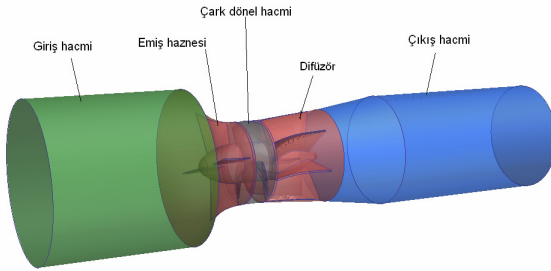
Akışkanlar mekaniği problemlerinin analizine yönelik geliştirilen sayısal yöntem ve algoritmaların kullanıldığı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımları, tasarımcılar için çok yararlı bir yardımcı durumuna gelmiştir. Bu yazılımlar ile üretim öncesi tasarımcı, ofis ortamında sayısal deneyler ile performans tahminleri ve tasarım iyileştirmeleri yapabilir. Böylece tasarımdaki problemlerin incelenip düzeltilerek, performansın iyileştirilmesi sonucunda maliyet açısından önemli bir kazanç sağlanabilmektedir. Yapılan her tasarımın kendi içinde karşılaştırılma olanağı tasarımcı için de büyük bir deneyimin oluşmasına katkı sağlamakta, alınan gerçek test sonuçları ile yapılan karşılaştırmalar da ileriki çalışmalar için birikim oluşturmaktadır.

Firmamızda katı modellerin hızlı ve hatasız bir şekilde yapılabilmesi amaçlanmış ve katı model hazırlama süresinin kısaltılmasına yönelik bazı ek ara programlar geliştirilmiştir. Tasarımdan analize geçiş süresinin azaltılması tasarım ve diğer adımlar için daha fazla inceleme zamanının oluşmasına olanak sağlamıştır. Tasarım ardından, çark ve difüzör kanat yüzeylerinin oluşturulması için firma bünyesinde CAD programı ile uyumlu makro yazılımları geliştirilmiştir. Bu şekilde analize hazır, hatasız katı modeller elde edilebilmiştir. Şekil 5' te analiz için hazırlanan katı modeller görülebilir.

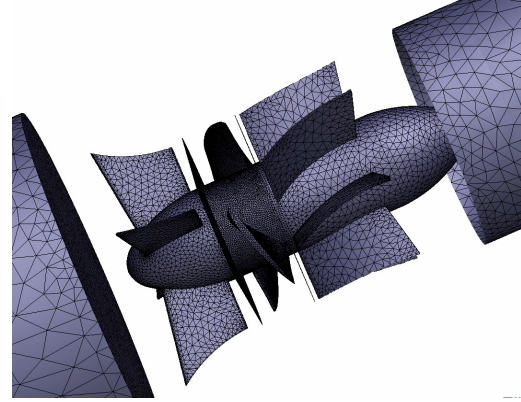


Şekil 5 - Katı modeller

HAD analizleri için bu çalışmada CFdesign yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanan bu yazılım akışkanlar mekaniği problemleri için en çok kullanılan programlardan birisidir. Sayısal ağ ile örülen modele uygun sınır şartları tanımlandıktan sonra analiz başlatılır. Çözüm sırasında yakınsama grafikleri kontrol edilmelidir. Modeldeki kompleks geometri ya da sayısal ağın yetersiz olması çözüm kümesini yanlış sonuçlara götürebilir. Bu yüzden model mümkün olduğunca basit ve sayısal ağ gerekli yerlerde yeterince ince olmalıdır. Sayısal ağda kullanılan eleman sayısı bilgisayar kapasitesine bağlı olduğundan, eleman sayısı farklı sayısal ağ kullanılarak elde edilen sonuçlar birbiri içinde karşılaştırılmalıdır. Şekil 7'de eksenel pompa için yapılan analizlerde kullanılan sayısal ağ görülmektedir.

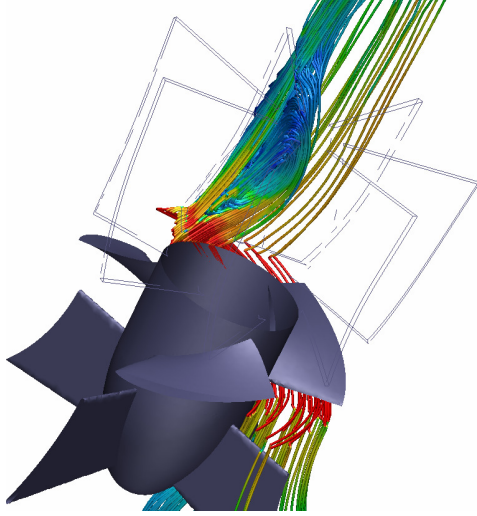


Şekil 6 - Akış hacimleri

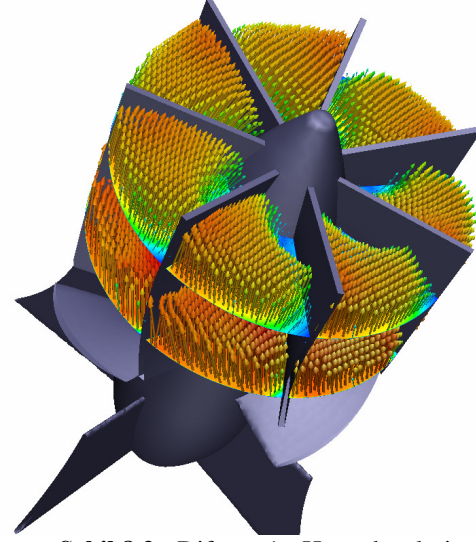


Şekil 7 - Sayısal ağ

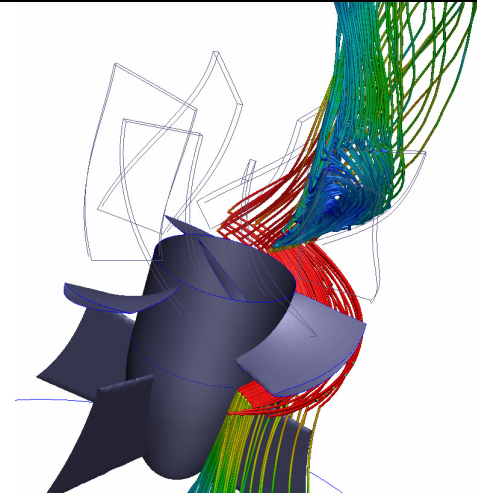
Üretilen ve de test edilen eksenel pompa birçok karşılaştırmalı tasarımların sonucunda ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada eksenel pompalar için uygulanan bir tasarım yöntemi ile çark tasarlanmıştır. Tasarlanan bu çark ile uyumlu olacak üç adet difüzör tasarlanmıştır. Bu difüzörlerin içinden en iyisi karşılaştırmalı analizlerin sonucunda seçilmiştir. Difüzör kanatlarının konumu ve çıkış alanı optimize edilmeye çalışılmıştır. Birinci tasarımdaki alan oranı (difüzör çıkış alanının giriş alanına oranı) diğer iki çalışmadakinden daha büyüktür. İkinci ve üçüncü tasarımdaki alan oranları aynı fakat kanat giriş açıları ikincide, üçüncüye göre daha küçüktür. Birinci ve üçüncü tasarımların kanat giriş açıları ise aynıdır. Öntasarımda önerilen yaklaşımlar ile teorik olarak fan çıkış açılarına uygun difüzör için kanat giriş açısı hesabı yapılmıştır. Fakat akışkanın difüzöre giriş açısı hesaplanandan sapabilmektedir. Bu açının değişiminin etkisinin incelenmesi için kanat giriş açısı değiştirilerek ikinci difüzör kanadı oluşturulmuştur. Devam eden oynar kanatlı çark-sabit kanatlı difüzör çalışmalarımızda da bu gözlemden yararlanılmaktadır. Bu üç çalışmada difüzör tasarımında çıkış alanının etkisi (yavaşlayan akışın etkisi) ve kanat giriş açısının etkisi gözlenmeye çalışılmıştır.



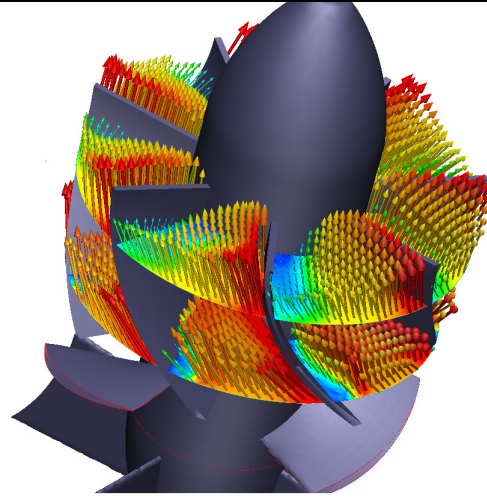
Şekil 8.1 - Difüzör 1 - Akış çizgileri



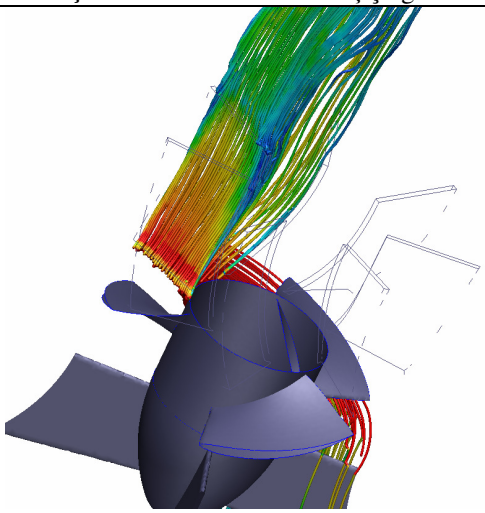
Şekil 8.2 - Difüzör 1 - Hız vektörleri



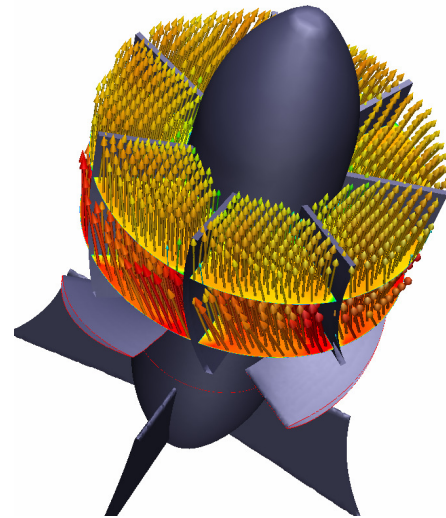
Şekil 8.3 - Difüzör 2 - Akış çizgileri



Şekil 8.4 - Difüzör 2 - Hız vektörleri



Şekil 8.5 - Difüzör 3 - Akış çizgileri



Şekil 8.6 - Difüzör 3 - Hız vektörleri

**Şekil 8'** de üç pompa için de yapılan analizlerin sonucunda difüzör üzerindeki akış çizgileri ve hız vektörleri verilmiştir. Birinci difüzörde akış, kanadın arkasında ve göbeğe yakın bölgelerde ayrılmıştır. Akış çizgilerinden de görüldüğü gibi geri akış mevcuttur. İkinci difüzörde akışın büyük bir bölümü kanadın ön tarafından ayrılmıştır. Buradan akışın kanada giriş açısının, kanat açısından daha büyük olduğu anlaşılmaktadır. Kanadın ön tarafındaki bu geri akışlar akışı bloke etmiştir bu yüzden verim ve basma yüksekliği daha düşük çıkmıştır. Üçüncü difüzörde kanadın akış ile diğer iki tasarıma göre daha uyumlu olduğu görülmektedir. Kanat çıkışında diğerlerine göre daha düzgün bir akış söz konusudur. Akış çizgilerine bakıldığında kanat arkasında gözlemlenen akış bozuklukları bu difüzörün de iyileştirilebileceğini göstermektedir. Bundan sonraki çalışmalarda bunun üzerinde durulacaktır. Tasarım noktasında (400 l/s 'de) hesaplanan basma yüksekliği sonuçları **Tablo 1**'de verilmiştir.

Difüzör	Debi (l/s)	Basma Yük. (m)
1	400	3,45
2	400	3.2
3	400	3.65

**Tablo 1-** HAD sonuçları

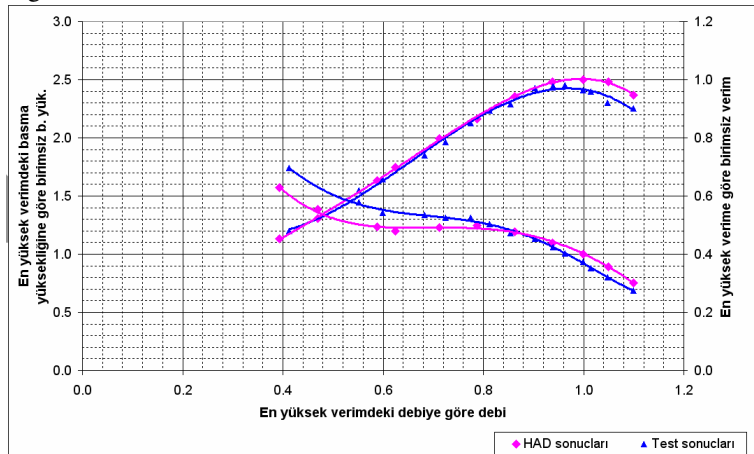
HAD sonuçlarına göre hesaplanan verim değerlerine bakıldığında en düşük verim, akış problemlerinin en fazla olduğu ikinci difüzör ile yapılan analizlerde bulunmuştur. Birinci difüzör ile yapılan analizlerde verim yak. % 6.7 daha fazladır. Bu durumda en iyi verim değeri, beklenildiği gibi üçüncü difüzör ile yapılan analizlerde çıkmıştır. Birinci difüzörden yak. % 4.9 daha fazla olan bu pompa üretilmiş gerçek testi yapılmıştır.

#### 4. SONUÇ

Eksenel pompa tasarlanmış, iç akış çözümlerinden elde edilen sonuçlarla tasarım geliştirilmiş ve prototip imali yapılarak gerçek testi ile performansı değerlendirilmiştir. Bu çalışmada tasarlanan çarka en uygun difüzörün seçilmesi için karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

Eksenel çarkların tasarımı yapılırken ana ölçülere karar verildikten sonra, uygun kanat profilinin seçimi önemlidir. Seçilen profillerin ise amaca uygun sonuç vermesi büyük ölçüde l/t (kanat katınlığı) ve  $\beta_\infty$  açısına bağlıdır. Kanat yüklenmesi ve tepki derecesi dikkate alınarak yapılan hesaplar ile ortaya çıkan değerlere uygun profil seçiminin ardından kanat konstrüksiyonu yapılmıştır. Oluşturulan bu çarkın istenen değerlerde çalışabilmesi için çarktan dönerek çıkan akışın düzeltilip yavaşlatılması için kullanılan difüzörlerin tasarımı dikkatli yapılmalıdır.

Üç difüzör ile yapılan karşılaştırmaların sonucunda elde edilebilecek çıkarımlara göre, difüzörde hızın aniden yavaşlatılmaması gerektiği, difüzöre girişteki akışa uygun bir kanat geometrisinin teorik gerekliliği sayısal analizler ile de gözlenmiş ve bu parametrelerin verimi ve basma yüksekliği nasıl etkilediği incelenmiştir. HAD sonuçlarına göre, birinci difüzörde olduğu gibi çıkış alanının daha büyük olması, akışkanın çeperden kolay ayrılmasına ve dolayısıyla kayıpların daha büyük olmasına neden olmuştur. İkinci difüzörde çıkış alanı daha küçük fakat kanat giriş açısının küçük olması da akışın kanadı takip edememesine neden olmuştur. Bu durumda iki tasarımın birleştirilmesi ile oluşturulan üçüncü difüzör en iyi çözüm olarak görülmektedir.



**Şekil 9 - Gerçek test ve analiz sonuçlarının karşılaştırması**

Üretilen pompanın test sonuçları ve HAD sonuçlarının en iyi verim noktasındaki değerlere göre karşılaştırması Şekil 9'da gösterilmiştir. Buna göre analizi yapılarak tüm karakteristiği çıkarılan pompanın test sonuçları da analizler ile kabul edilebilir oranda uyumludur.



Şekil 10 - Üretilen pompanın çark ve difüzörü

## KAYNAKLAR

- [1] Pfliederer, C. , Petermann, H. (1978) Akım makinaları. Çeviren Edis K. , Tekin Y. , İTÜ Makina Fakültesi Yayını, İstanbul.
- [2] Stepanoff , A. J. ,(1957) , Flow Pumps , Design and Application, John Wiley & Sons , Inc.
- [3] Lazarkiewicz , S. , Troskolanski , A. T. , (1965) , Impeller Pumps , Pergamon Press
- [4] Gulich , J. F. , (2008) , Centrifugal Pumps , Springer Berlin Heidelberg, New York
- [5] CFdesign user's guide version 2011 (2011) Blue Ridge Numerics , Inc. , Charlottesville.
- [6] Pfliederer ,C. , (1960) ,Kreiselpumpen , Springer-Verlag
- [7] Sayers , A.T. , (1990) , Hydraulic and compressible flow turbomachines , McGraw-Hill Book Company , London

## SUMMARY

Axial pump is designed , developed with the results obtained from CFD analysis and manufactured. The performance of the pump is investigated with the test data's. In this study, analysis are performed to select the most appropriate diffuser consistent with the designed impeller.

After deciding the main dimensions while establishing the design of an axial impeller, a proper profile selection is important. The consistency of the selected profiles with the purpose, is highly dependent on solidity and the approach flow angle. Blade construction is performed with the values obtained from the calculations with taking into account of the blade loading and degree of reaction. After construction of the impeller, the diffuser design should be achieved carefully because of the existence of swirling and fast flow leaving the impeller. This flow should be guided and decelerated.

With the results of the comparison of the three diffuser design, at the diffuser, flow should be decelerated slowly and it should be necessary to develop an appropriate blade geometry for guiding the flow perfectly at the entrance. In this study how these parameters affect the head and efficiency is investigated. According to CFD results, in the first diffuser, the adverse pressure gradient due to the large area ratio causes separation from the boundary layer easily and the viscous losses are high. At the second diffuser the area ratio is small but the small blade angle with respect to the flow angle causes separations and the flow can not be guided well. In this situation the third diffuser, combination of the previous two design seems to be the best solution. Even if they are small enough with respect to other diffuser, the existence of the back flow in the third diffuser shows that it can be optimized too.