

EKSENEL AKIŞLI POMPALARDA HÜCUM AÇISI (STAGGER ANGLE) DEĞİŞİMİNİN PERFORMANSA ETKİSİ

Özgür CANBAZ

Tasarım Mühendisi, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Onur KONURALP

Proje ve Kalite Kontrol Müdürü, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Ramazan ÖZCAN

Proje ve Kalite Kontrol Mühendisi, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.

Prof. Dr. Kahraman ALBAYRAK

Makina Mühendisliği Bölümü, ODTÜ

ÖZET

Eksenel akışlı pompalar özel profiller kullanılarak oluşturulmaktadır. Yüksek verimli ve kavitasyon performansı yüksek pompalara ulaşmak için bu özel profillere ihtiyaç vardır. Bu tip pompalarda giriş ve çıkış arasında bir çap farkı bulunmadığından en verimli çalışma noktasının daha düşük debilere ayarlanması için kullanılan, fan çapı traşlama yönteminin uygulanması yüksek verim kayıplarına sebep olur. Eksenel pompalarda performans değişimi için kanat uzunluğu kısaltma yöntemi de uygulanabilir. Ancak, bu yöntem kanatlar için özel tasarlanmış kanat profillerini bozar ve pompa verimini etkiler.

Eksenel pompalarda, ayarlanabilir kanatlı yapılar kullanıldığında verim kaybı olmadan belirli bir çalışma aralığında istenen performans değerlerine kontrollü bir şekilde ulaşılabilir. Çarklardaki ayarlanabilir kanatlı yapı ile kanatların hücum açıları değişmektedir. Bu yöntem kullanılarak aynı pompa ile geniş bir çalışma aralığı elde edilebilir. Bu çalışmada, tasarımı ve HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri biten bir pompanın üretimi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar deneysel testler ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, pompanın farklı kanat açılarındaki en verimli noktalarındaki ENPY_g karakteristiği HAD kullanılarak çıkartılmıştır.

1. GİRİŞ

Dik türbin çok kademeli pompa üreticilerinin ürün ailesi, yurtiçi ve yurtdışı talepler dikkate alınarak farklı tipte ve kapasitede pompalardan oluşmaktadır. Buradaki farklı tip tanımı, pompanın karakteristiği ile ilgilidir. Santrifüj pompalar, radyal, karışık ve eksenel akışlı olmak üzere 3 tiptir. Radyal tipten eksenele doğru özgül hız artmaktadır. Özgül hızın artması aynı debi ve aynı hız düşünülerek basma yüksekliğinin düşmesi demektir. Birçok pompa üreticisi, gelen talepleri karşılamak üzere farklı özgül hızlara sahip pompalardan oluşan bir ürün ailesi oluşturmaya çalışır. Bu ürün ailesinden müşteri için uygun bir pompa seçilir ya da yok ise tasarlanır. Çoğu zaman, var olan pompalar üzerinde çap traşlaması ya da hız değişimi yapılarak pompalar sistem ile uyumlu hale getirilebilirler. Bu yöntemler literatürde var olan sabit kanatlı çarklar için kullanılan yöntemlerdir, [1]. Fakat, performansı bu yöntemler ile ayarlanan pompaların, verim kaybı olmadan çalıştırılabilecekleri güvenilir alan sınırlıdır.

Sabit kanatlı eksenel çarklarda kanat boyu kısaltılması yapıldığında birbirine eş kanatların elde edilmesi zordur. Eksenel pompalarda kanatlardaki ufak bir tesviye farkı pompa performansını çok fazla etkilemektedir. Bu, tekrar edilebilirliği düşük, profil bozulmasıyla da verim kaybına sebep olan kontrolsüz bir yöntemdir. Bu bakımdan, ayarlanabilir kanatlı pompaların kullanılması daha sağlıklıdır.

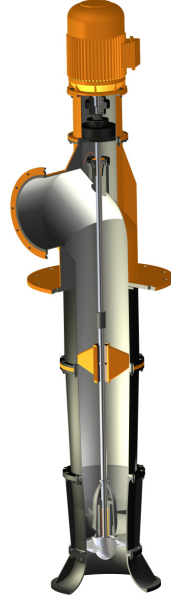
Bu makalede, eksenel pompalarda kullanılabilen ayarlanabilir kanat uygulaması üzerinde durulmuştur. Ayarlanabilir kanatlı çarklarda, çark göbeği küresel bir yapıdadır. Kanatlar çark göbeğine ayrı ayrı monte edilmektedir. Bu özellik sayesinde farklı tipte ve farklı malzemede kanatlar aynı göbeğe takılabilir. Aynı kanatları farklı kanat sayılarında kullanıp kanat sayısı artışı ile de geniş performans aralığı elde edilebilir.

Bahsedilen avantajlar sayesinde, daha az malzeme ve döküm maliyeti ile yeni pompalar elde edilmektedir. Bu sebeplerden dolayı pompa üretiminde verimlilik, dolayısı ile en az maliyetle üretim gerçekleştirilebilir ve müşteriye de istenen pompanın stoklarda bulunan çark kanatlarının göbeklere montajı ile çok daha kısa zamanda ulaşması sağlanabilir. Sabit kanatlı büyük çarklar stoklarda tutulmadığından sadece göbek ve çeşitli kanatların stokta tutulması çok daha mantıklı bir durumdur.

Talep olduğunda istenen çarkın montajı gerekli parçaların birleştirilmesi en az maliyet ile kısa zamanda yapılabilir.

Ayrıca, kurulu ve işletilen pompalı sistemlerde sistem karakteristiğinin değişimi durumunda pompa değiştirilmeden mekanik olarak çark kanatların yeni konumlara ayarlanması mümkündür. İşletmeci açısından, ömür boyu maliyet anlamında da büyük yararlılık sağlanabilir.

Şekil 1'de Layne Bowler'de üretilen sabit kanatlı dik türbin bir eksenel pompa görülmektedir.



Şekil 1. Dik türbin sabit kanatlı eksenel pompa [LAYNE BOWLER]

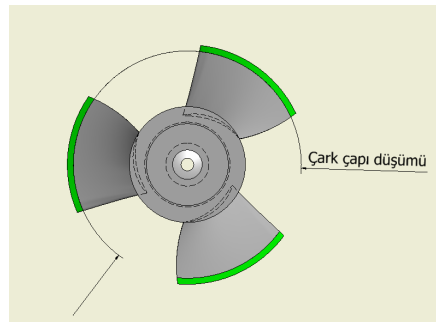
2. POMPALARDA PERFORMANS AYARLAMA YÖNTEMLERİ

Sabit kanatlı pompalarda kullanılan performans ayarlama yöntemleri şunlardır :

- Hız değişimi,
- Traşlama (çark çapı düşürülmesi), [1],
- Çark kanat çıkışının inceltilmesi,
- Çark girişinde bir ön-dönüş yaratılması.

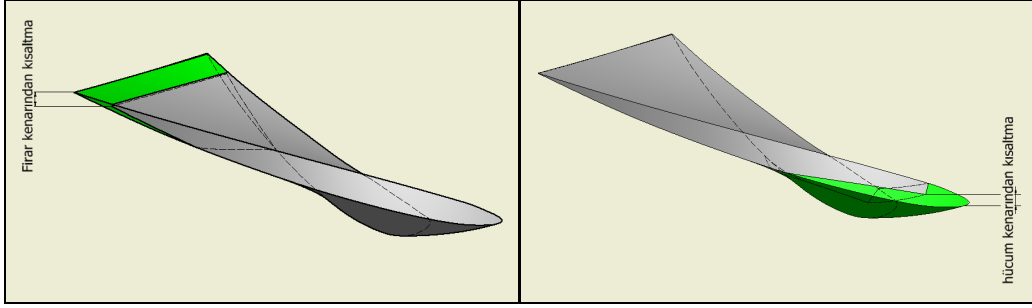
Eksenel pompalarda giriş-çıkış çapları birbirine eşittir. Bu pompalarda farklı performans ayarlama yöntemleri kullanılmaktadır.

- **Çark çapı düşürülmesi** : Eksenel pompalarda giriş-çıkış çapları birbirine eşit olduğu için çapın düşürülmesi difüzör ile çark arasındaki boşluğun artmasına neden olur, (**Şekil 2**). Bu yüzden verimde düşüş görülür. Bu yöntem ile verim kaybı olmadan geniş bir çalışma aralığının elde edilmesi mümkün değildir.



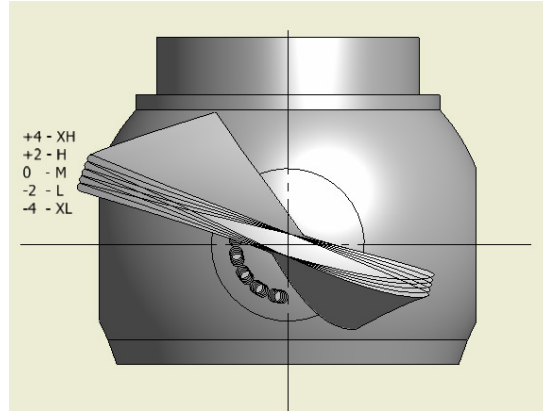
Şekil 2. Çark çapının düşürülmesi

- **Çark kanat uzunluğunun kısaltılması** : İki şekilde bu kısaltma işlemi gerçekleştirilebilir, (Şekil 3). Hücüm ya da firar kenarından kısaltma yapılabilir. Her iki durumda da, mekanik bir tesviye işlemi söz konusudur. Eş kanatların elde edilmesi zordur. Kanat profillerinin bozulmasından dolayı verimde büyük kayıplar olmaktadır.



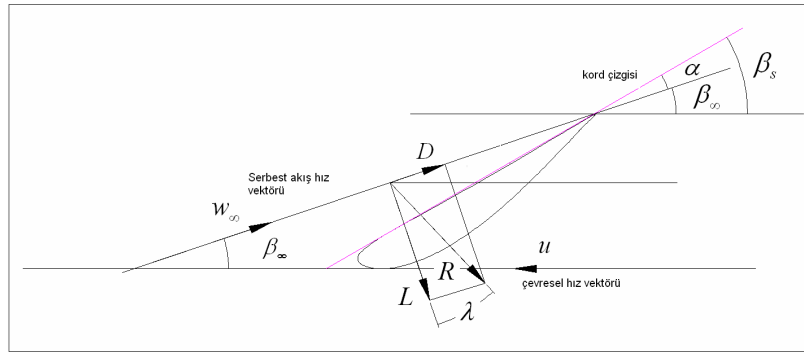
Şekil 3. Kanat uzunluğunun kısaltılması

- **Ayarlanabilir kanatlı tasarım** : Kanatlar ayrı parça olarak imal edilir ve çark gövdesine bağlantısı yapılır. Kanadın bir bütün olarak gövde üzerinde döndürülmesi ile kanatlar istenilen konuma ayarlanır, (Şekil 4). Diğer yöntemlerdeki gibi kalıcı bir performans değişikliği olmayıp, istenen performans değerlerine geri dönüş mümkündür. Büyük çaptaki çarklar için hidrolik ya da mekanik kontrollü bir mekanizma ile açı değişimi pompa demonte edilmeden yapılabilir.

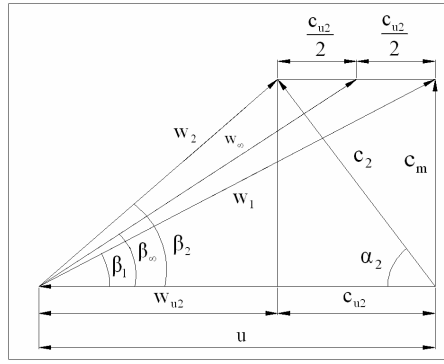


Şekil 4. Ayarlanabilir kanatlı yapı

Şekil 5'te kanada etkiyen kuvvetler, akış açıları ve hızlar görülmektedir, [2].



Şekil 5. Kanada etkiyen kuvvetler , akış açıları ve hızlar, [2]



Şekil 6. Eksenel çark için ön dönmesiz durumda giriş-çıkış hız üçgeni, [2]

Çarkın hücum açısı (stagger angle), β_s arttırıldığında aşağıdaki sonuçlar oluşmaktadır :

- Giriş ve çıkış hız üçgenlerindeki meridyonel hız bileşeni C_m 'de artış olmaktadır. C_m 'in artması aynı kesit alanı için debinin artması demektir.

$$Q = C_m A \quad (1)$$

- Çıkış hız üçgeninde C_{u2} artar. Çıkış hız üçgenindeki bu değişim, denklem (2)'deki sabit U için C_{u2} 'nin artmasından dolayı, basma yüksekliğini arttırmaktadır.

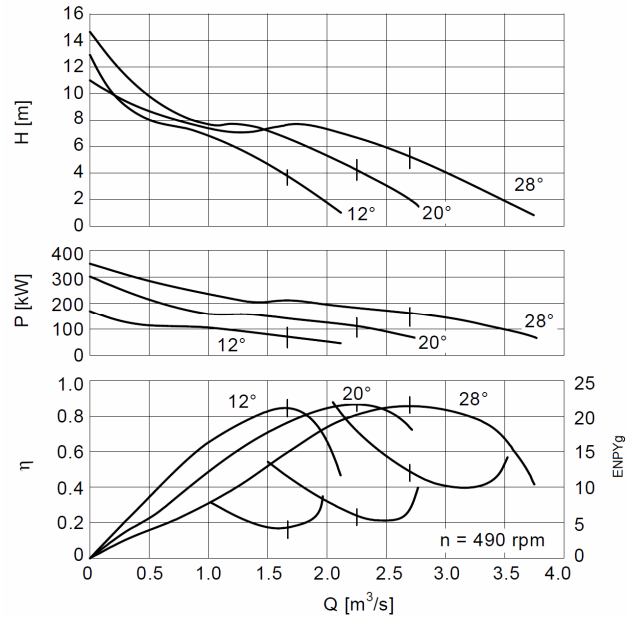
Eksenel pompalar için Euler-türbin denklemi (ön-dönmesiz giriş):

$$H_m = \frac{C_{u2} U}{g} \quad (2)$$

- Pompanın en verimli noktası daha yüksek debilerde, daha yüksek basma yüksekliği değerlerine kaydığı için pompanın gücü ve ENPYg değerleri de artmaktadır.

$$P = \rho g Q H \quad (3)$$

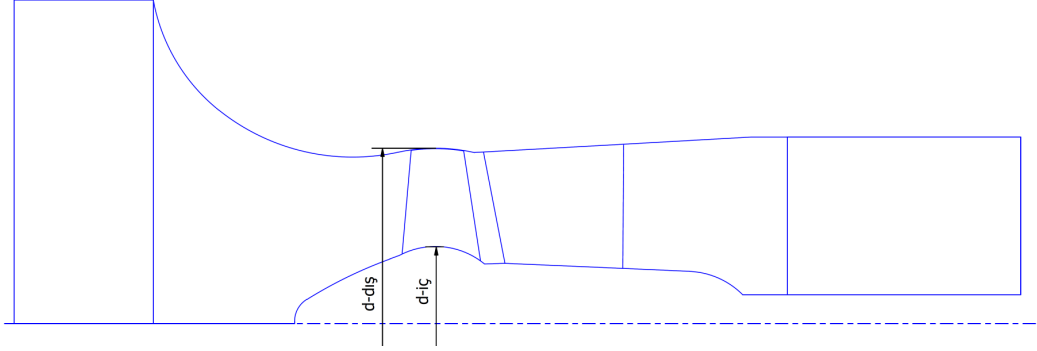
- Büyük açı değişimleri olmadığı sürece pompanın verimi ciddi oranda etkilenmemektedir. Açı değişimi yapılarak geniş bir çalışma aralığı elde edilmekte ve verim kaybı olmamaktadır.



Şekil 7. Örnek bir ayarlanabilir kanatlı eksenel pompa performans eğrisi, [3]

3. TASARIMI VE ÜRETİMİ YAPILAN EKSENEL POMPA

Belirli bir debi ve basma yüksekliği aralığında çalışacak, 1000 d/d'da eksenel bir pompanın tasarımı yapılmıştır. Özgül hızı yaklaşık 5 olan pompanın geometrik tasarım bilgileri **Tablo 1**'de sunulmuştur. Pompa tasarımı, Kaynak [2]'deki tasarım prosedürü kullanılarak yapılmıştır. Tasarımda HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamği) ile bir entegrasyon kurularak verim iyileştirilmesi yapılmıştır. Bunun için öncelikle çarkta gerekli iyileştirmeler yapıldıktan sonra, çark-difüzör uyumu için çalışmalar yapılmıştır. Farklı kanat profilleri de bu iyileştirmelerde kullanılmıştır. **Şekil 8**'de eksenel pompanın meridyonel kesiti verilmektedir.

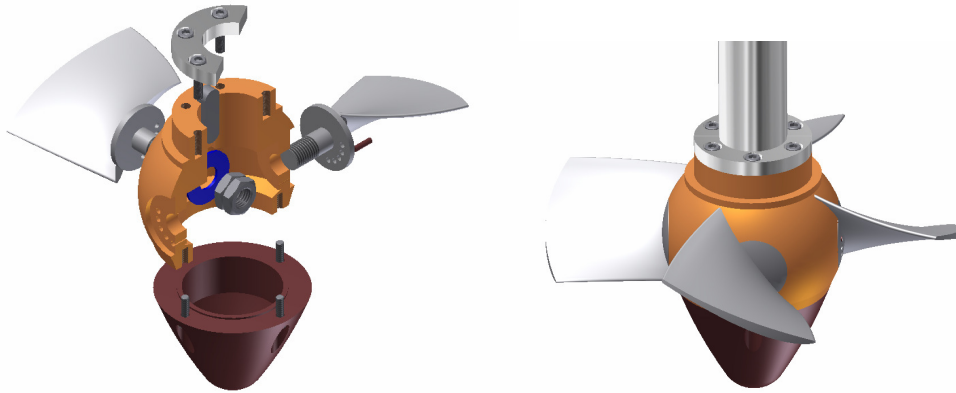


Şekil 8. Eksenel pompa meridyonel kesiti

Tablo 1. Tasarım parametreleri

$d_{dış}$ (mm)	$d_{iç}$ (mm)	Kanat sayısı	l/t (katıllık-solidity)
422	185	4	0.4

Pompanın kanat açısı ayarlama yapısı **Şekil 9**'de gösterilmiştir. Bu sistemde kanatlar göbeğe pim, kontra somunlar ve pul kullanılarak monte edilmiştir. Kanatlarda çeşitli açı farkları yaratılabilmektedir. Bu makalede, +4, 0 ve -4 derece konumlarının HAD ve test sonuçları karşılaştırılmıştır.

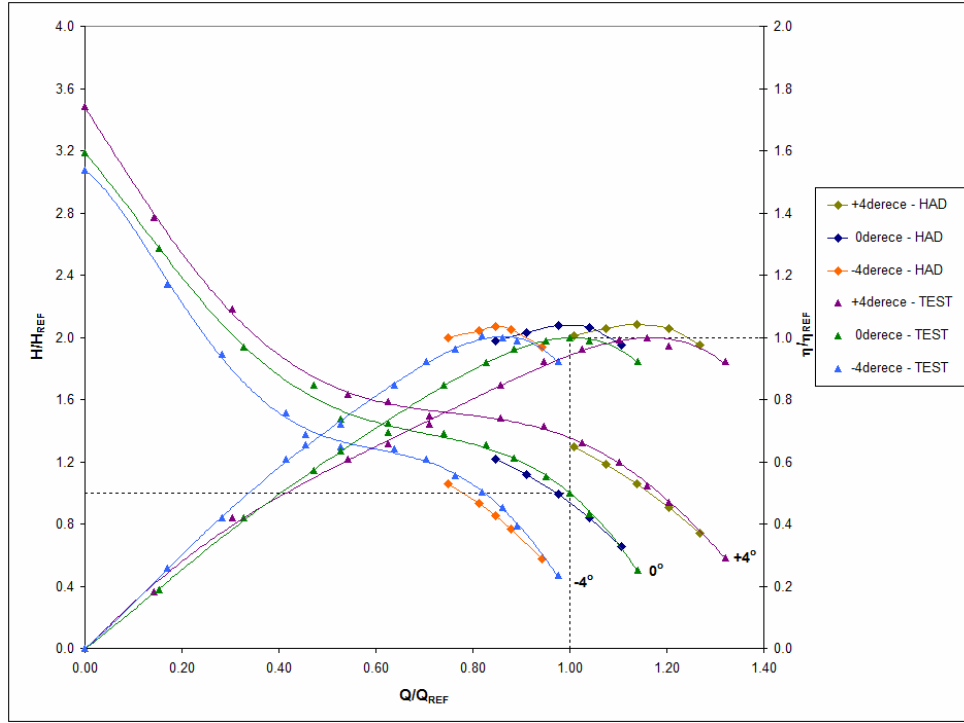


Şekil 9. Ayarlanabilir kanatlı eksenel çark katı modeli

4. HAD VE DENEYSEL TEST KARŞILAŞTIRMALARI

Pompanın HAD analizleri, CFX yazılımı kullanılarak yapılmıştır. CFX ile her 3 farklı konumdaki analizler gerçekleştirilmiş, en verimli noktalar bulunmuş ve pompa performans eğrisi çıkartılmıştır. Hücüm açısı değiştirilerek pompanın en verimli çalışma noktası **Şekil 10**'da görüldüğü gibi değişmiştir.

Pompa performans deneyleri Layne Bowler test standında gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinde kullanılan 3 farklı konum deneysel testlerde de kullanılmıştır. Sonuçları **Şekil 10**'da HAD sonuçları ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Şekilde 0 derece, referans konum olarak tanımlanmış ve bu konumdaki en verimli noktadaki değerler referans değerler olarak kullanılmıştır. Deneysel test sonuçlarına göre, ± 4 derecelik açı değişimi en verimli çalışma debisini yaklaşık olarak $\pm \%16$ oranında kaydırmaktadır. Basma yüksekliği ise, yaklaşık olarak $\pm \%10$ değişmektedir. Deneysel sonuçlar, HAD sonuçları ile uyum göstermektedir. Üretimdeki döküm çekme payları, işleme toleransları ve deneysel test ile ilgili belirsizlikler göz önünde bulundurulduğunda karşılaştırmadaki farkların kabul edilebilir olduğu söylenebilir. Açı değişimi sonucunda elde edilen yeni pompanın çalışma noktasının tahmininin, HAD yardımı ile güvenli bir şekilde yapılabildiği görülmüştür.



Şekil 10. 3 konumda gerçekleştirilen HAD ve deneysel test sonuçları karşılaştırması

Açı değişimi ile pompa performans eğrisinin değişimini bulmak için bazı yaklaşımlar geliştirilebilir. Bu yaklaşımlar, karışık akışlı pompalarda çap düşümü etkisinin tahmini için geliştirilen yaklaşımlar gibi, bu çalışmada elde edilen 3 konumdaki test sonuçları kullanılarak yapılabilir. Yani, testi yapılmayan ara açılardaki ya da daha yüksek ve düşük açılardaki değişimlerin performansı nasıl etkileyeceğinin tahminleri geliştirilen bu yaklaşımlar ile yapılabilir.

Bir örnek olarak, Kaynak [4]'te eksenel pompalar için verilen kanat açısı değişikliği yaklaşımı şu şekildedir :

$$\frac{\Delta Q}{Q_{ref}} = \frac{\Delta \beta_s}{\beta_{s,ref}} \quad (4)$$

Denklem (4)'teki $\beta_{s,ref}$ değeri referans konumdaki kanadın ortalama açı değeridir. Bu çalışmadaki pompa için $\beta_{s,ref}$, 0 açı konumunda (referans konum) yaklaşık olarak 27° alınmıştır.

$$\Delta Q = Q_{ref} \frac{\Delta \beta_s}{\beta_{s,ref}}$$

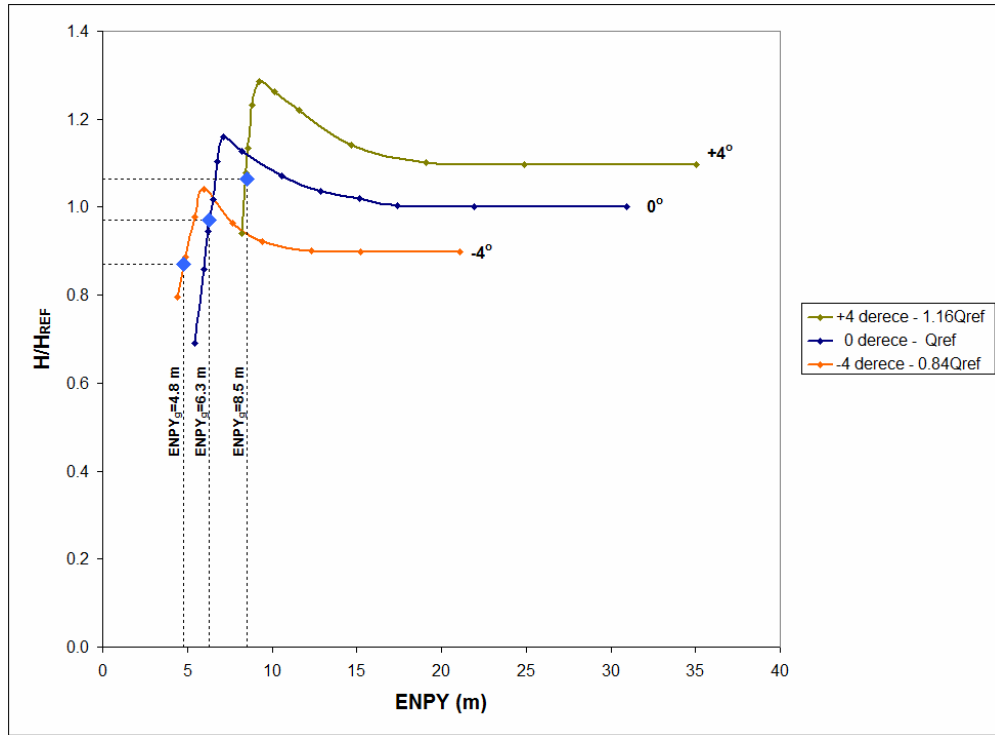
$$Q_{ref} = 100 \text{ l/s için,}$$

$$\Delta Q = 100 \times \frac{4}{27} = 14.8 \text{ l/s 'dir.}$$

Hesaplanan bu değer, test ile bulunan yaklaşık $\pm\%16$ değişim değerine yakın bir değerdir.

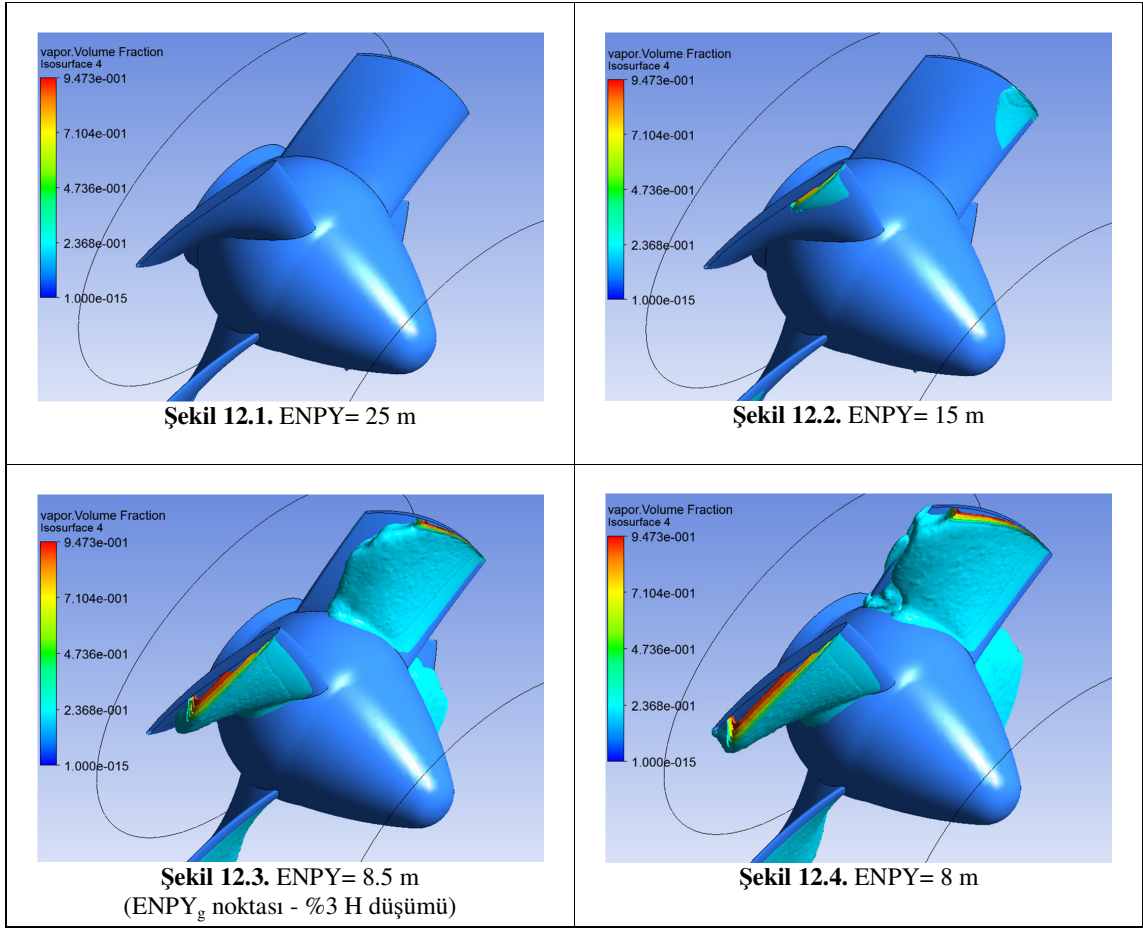
Oluşan hidrolik ve mekanik kaynaklı sorunlar güvenilir olarak kullanılacak açı aralığını sınırlamaktadır. Verimde belirli bir açı değişiminden sonra düşüş olması kaçınılmazdır. Bu aralığın sınır değerlerinde, en yüksek ve en düşük kanat açısında, beklenildiği gibi verim değerleri minimumdur. Ancak, bu çalışmada, sadece ± 4 derece aralığı incelendiği için bu açılar sınır değer olarak kabul edilmemelidir. Yüksek açı değerlerini hidrolik açıdan sınırlayan parametreler çark içersindeki yüksek hızlar (sürtünme kayıpları) ve bununla ilgili olma kabiliyetidir ($ENPY_g$). Bunun yanında, yüksek çıkış açılarının çarktaki akış ayrılmalarını da büyük oranda etkilediği düşünülürse, pompanın veriminin belirli bir açıdan sonra hızla düşmesi beklenir. Diğer bir sınırlayıcı etken ise, çark çıkışında değişen akış açılarının difüzör kanatlarıyla uyumunun bozulmasıdır. Yüksek açı değişimlerinde difüzörde büyük kayıplar görülür. Daha yüksek ve düşük açılarının performansa etkisi ilerde yapılacak çalışmalarda detaylı olarak incelenecektir.

HAD analizi ile pompanın kavitasyon karakteristiği de incelenmiştir. Her 3 konumda en verimli noktalar için $ENPY_g$ değerleri HAD ile bulunmuştur, (Şekil 11). $ENPY_g$, % 3 H düşümünün olduğu nokta olarak tanımlanmıştır. Eksenel pompalarda $ENPY$ 'ye bağlı H değişimi karışık ve radyal akışlı pompalara göre farklıdır. Eksenel pompalarda $ENPY$ 'nin düşmesiyle birlikte H belirli bir noktaya kadar yükselip sonra hızla düşmektedir. H'nin yükseldiği bölgede kavitasyon da artmaya başladığı için verim de düşmektedir.



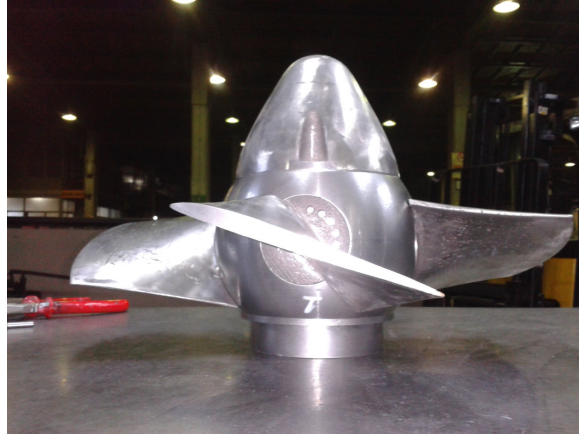
Şekil 11. 3 konumda, en verimli debideki ENPY'ye göre H değişimi

Şekil 12'de, +4 derece konumu için çark kanatlarının emiş taraflarında oluşan buhar yoğunluğunun (vapor volume fraction) ENPY'ye göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 12. +4 derece konumu için oluşan buhar yoğunluğunun ENPY'ye göre değişimi

Üretilen ayarlanabilir kanatlı aksenal çark Şekil 13'te verilmiştir.



Şekil 13. Ayarlanabilir kanatlı aksenal çark

5. SONUÇ

Ayarlanabilir kanat yapısı eksenel pompalarda çok kullanılan bir yöntemdir. Kanat geometrisi bu tip bir ayarlama yöntemi için uygundur. Geniş bir çalışma aralığı, belirli açı sınırlarında verim kaybı olmadan elde edilmektedir.

Bu yöntem pompa sistem uyumu için de kullanılabilir. Böylece işletilen pompalı sistemlerde enerji verimliliği açısından da yarar sağlanabilir.

Bu çalışmada, eksenel bir pompanın tasarımı yapılmış, HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Farklı açı konumlarında elde edilen sonuçlar deneysel testler ile karşılaştırılmıştır. ± 4 derece açı değişikliği incelenmiştir. Debidde $\pm 16\%$, basma yüksekliğinde ise $\pm 10\%$ bir değişimin olduğu görülmüştür. Bu çalışma aralığı daha yüksek açı değişimleri için de incelenecektir. Ayrıca, kavitasyon analizleri de yapılarak her konumun en verimli noktalarındaki $ENPY_g$ karakteristikleri çıkartılmıştır.

Farklı özgül hızlardaki eksenel pompalar için, açısal konum değişikliklerinin sınırlarının belirlenmesi için çalışmalar sürdürülmektedir. Hidrolik ve mekanik olarak farklı özgül hızlardaki pompalarda farklı sınırlar oluşabilir. Açı değişiklikleri ile elde edilen performans değişimlerinin ve açısal sınırlamaların özgül hıza göre farklılık gösterebileceği düşünülmektedir. Bu amaçla, bir TÜBİTAK projesi Layne Bowler ve üniversite işbirliği ile devam etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Konuralp, Onur (2001), "Pompa performansının çark çapının traşlanarak değiştirilmesi", 4. Pompa Kongresi
- [2] Canbaz, Özgür (2011), "Eksenel pompalarda performansın iç akış çözümleri ile geliştirilmesi", 7. Pompa-Vana Kongresi
- [3] Gulich, J. F., (2008), Centrifugal Pumps, Springer Berlin Heidelberg, New York
- [4] The Ebara Pump System Engineering Handbook, Ebara Corporation.
- [5] Lazarkiewicz, S. and Troskolanski, A.T. (1965) Impeller Pumps, Pergamon Press Ltd., Oxford.
- [6] Stepanoff, A.J. (1957) Flow Pumps Design and Application, John Wile & Sons Inc., U.S.A.
- [7] Turton, R. K. (1995) Principles of Turbomachinery, Second edition, Chapman & Hall, London.
- [8] Hydraulic Institute ANSI/HI 2.3
- [9] CFX User Manual.

SUMMARY

Axial flow pumps are designed as airfoil profiles. These profiles are appropriate to obtain high efficiency and good cavitation performance pumps. For these types of pumps, the trimming method causes high efficiency losses when decreasing the best efficiency flow rate to the lower flow rates. The reduction in propeller blade length method can be used, too. However, with this operation the blade profiles of the blades may change and the efficiency is affected.

By using the variable pitch method, in a specific region the performance of the pump can be adjusted without losing the efficiency. The stagger angle is adjusted with the variable pitch mechanism at the propellers. Therefore, a large operational region is obtained with the same pump. In this study, a pump is designed and investigated with the help of CFD (Computational Fluid Dynamics). The results of the CFD are compared with results of the experimental test. Furthermore, the NPSH_i characteristics at the best efficiency points of the pump at various blade positions is obtain with the CFD.