

POMPALARDA TASARIM VE İÇ AKIŞ ÇÖZÜMLERİ İLE PERFORMANS ANALİZİ

Ali Cirit, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
Onur Konuralp, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
Mehmet Beyazççek, Layne Bowler Pompa Sanayi A.Ş.
Prof. Kahraman Albayrak, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü

Özet

Pompa tasarımı büyük tecrübe isteyen ve çeşitli özgül hız, boyut ve geometriye sahip pompalar için veri kütüphanesine ihtiyaç duyulan bir süreçtir. Tasarım deneyimi ve ampirik ilişkiler pompa tasarımında hala önemli bir yer tutmaktadır. Bu açıdan bakıldığında sayısal deneyler, tasarımcının tasarımını bilgisayar ortamında, imal ve test etmeden incelemesi ve karşılaştırması yönünde çok yararlı olmaktadır. Pompa içindeki akış problemleri tasarımın ilk aşamalarında tespit edilebilmekte, yeniden tasarım süreci kolaylaşmakta ve pompa tasarım süresi oldukça kısalmaktadır. Günümüzde pompaların sayısal deneylerinin yapılması bütün tasarım sürecinin önemli aşamalarından biri haline gelmiştir. Bu çalışmada, karışık akışlı bir dik türbin pompanın sayısal deneyleri ile birlikte tasarımına yer verilmiştir. Tasarım parametrelerinin etkisi ve pompa içerisindeki akış sayısal deneyler yardımıyla incelenmiştir.

Giriş

Su insan yaşamında her zaman önemli bir rol oynamıştır. Dünya üzerindeki su kaynakları sınırlıdır, su kaynakları ile su kullanım alanları arasındaki mesafe giderek artmaktadır ve pompa istasyonları, su rezervuarları, uzun su boru hatları ile birlikte yüksek maliyetler ile suyun taşınmasına neden olmaktadır. Dünyada kullanılan elektrik enerjisinin %20'sini pompaların kullandığı göz önünde bulundurulduğunda yüksek verimli pompaların tasarlanıp üretilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada dik türbin pompalarının tasarımı ve sayısal deneyleri üzerinde yapılan bir çalışma sunulacaktır.

Tasarım

Dik türbin pompalar 4 ana bileşenden meydana gelmektedir. Bunlar sürücü, kolon bileşeni, çıkış bileşeni ve pompa bileşenidir. Pompa sistemleri gelen istekler doğrultusunda (debi, basma yüksekliği, devir sayısı) tasarlanır. Tasarım özgül hızın hesabı ile başlar. Akışkanın çarktan ayrıldıktan sonraki yönünde meydana gelen değişiklik çarkların radyal, karışık akışlı ve eksenel olarak adlandırılmasını sağlar. Karışık akışlı pompaların özgül hızı 0.6 ile 2.5 arasında değişir.

$$N_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{(gH)^{0.75}} \quad (1)$$

Ardından çeşitli tasarım tabloları yardımı ile meridyonel profil oluşturulur. Çark performansını etkileyen en önemli konu çarka ait meridyonel profildir. Meridyonel profil oluşturma, deneyime bağlı bir süreçtir ve daha önceki tasarımların incelenmesi yoluyla da profil oluşturulabilir. Çarkların geometrik şekli özgül hızlarına bağlı olarak değişir.

Sonlu kanat sayısında teorik basma yüksekliği H_{th} , hidrolik direnç ve mekanik sürtünme yokken, Euler denklemi yardımı ile hesaplanabilir. Çark kanatları tarafından akışkana aktarılan dönme momenti,

$$M = \frac{\rho g Q (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (2)$$

Diğer taraftan,

$$M\omega = \rho g Q H_{th} \quad (3)$$

Denklem (2) ve Denklem (3)'den,

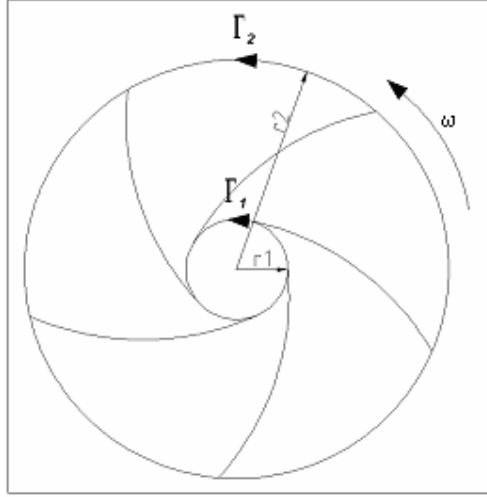
$$H_{th} = \frac{V_{\theta 2} U_2 - V_{\theta 1} U_1}{g} \quad (4)$$

Ön dönmesiz durum için Denklem (4) şu hale gelmektedir.,

$$H_{th} = \frac{V_{\theta 2} U_2}{g} \quad (5)$$

$r_1 V_{\theta 1} = \frac{\Gamma_1}{2\pi}$ ve $r_2 V_{\theta 2} = \frac{\Gamma_2}{2\pi}$ olduğundan Denklem (4) şu şekilde de yazılabilir.

$$H_{th} = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (6)$$

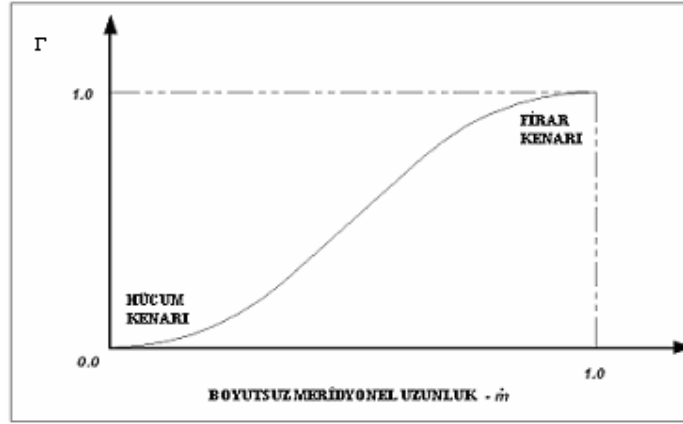


Şekil 1 Çark içerisinde hız sirkülasyonu

Γ kanat başlangıcındaki (hücum kenarı) ve kanat sonundaki (fırar kenarı) sirkülasyondur. Γ 'nin hücum kenarından fırar kenarına kadar olan değişimi kanat açılarının elde edilmesine imkan tanır. Γ dağılımı ile çarkın meydana getirdiği basınç arasında direkt bir ilişki bulunmaktadır.

Sınır koşullarını incelemek için \dot{m} (boyutsuz meridyonel uzunluk) kullanılacaktır, Şekil 2. Γ dağılımının sağlanması gereken 4 adet sınır koşulu bulunmaktadır. İki $\dot{m} = 0$ olarak hücum kenarında ikisi de $\dot{m} = 1$ olarak fırar kenarında bulunmaktadır.

1. $\dot{m} = 0$ 'da $\Gamma = 0$
2. $\dot{m} = 0$ 'da $\frac{d\Gamma}{dm} = 0$
3. $\dot{m} = 1$ 'de $\Gamma = 1$
4. $\dot{m} = 1$ 'de $\frac{d\Gamma}{dm} = 0$



Şekil 2 Boyutsuzlandırılmış Γ dağılımı

İlk sınır koşulu hücum kenarındaki ön dönmesiz durumu ifade etmektedir. İkinci sınır koşulu hücum kenarındaki kayıpsız (şok etkisi olmadan) giriş olduğunu belirtir. Bu aynı zamanda akışkanın kanada yaklaşma açısının kanat açısı ile aynı olduğunu ifade eder. Firar kenarında ise Γ en büyük değeri ile boyutsuzlandırılmıştır. Ayrıca Γ 'nin firar kenarındaki türevi sifıra eşittir, bu eşitlik Kutta koşulunu yerine getirmek üzere gereklidir. Kutta koşuluna göre çark kanadının firar kenarındaki emme yüzünde durma noktası bulunmaktadır ve bağıl hız sifıra eşittir. Ayrıca bağıl hızın kanat normaline dik olduğu kabulü yapılır. Öte yandan sonlu kanadın yarattığı etki nedeniyle akış kanat açısıyla aynı değerde olamaz ve daha düşük bir değer alır. Bu etki firar kenarında emme yüzeyi traşlanarak azaltılabilir. Böylece çarkın ürettiği basınç artar ve en iyi verim noktası sağa doğru kayar.

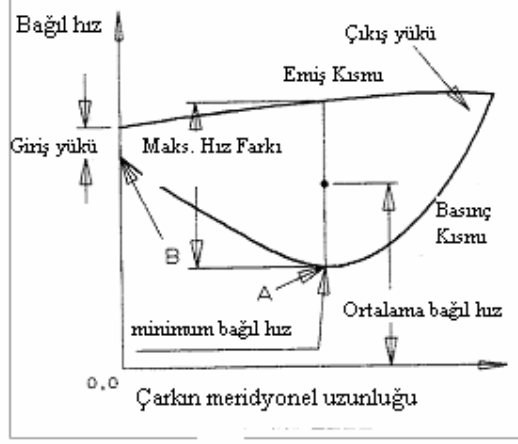
Γ dağılımı için 4 sınır koşulu mevcut olduğundan, bu sınır koşullarını sağlayacak en basit fonksiyon üçüncü dereceden bir denklem olacaktır. Hücum kenarından firar kenarına birçok farklı Γ dağılımı tanımlamak mümkün olduğundan en iyi dağılımı belirlemek amacıyla kanadın dönüm açısına (γ) bakmak gerekir. Kanadın dönümü Denklem (7) ile hesaplanır ve meridyonel profilin uzunluğuna ve kanat açlarına göre değişir.

$$\gamma = \sum \left[\Delta l \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_n \tan \beta_n} + \frac{1}{r_n \tan \beta_{n-1}} \right) \right] \right] \quad (7)$$

Bu denklemde Δl hesap yapılan iki nokta arasındaki izdüşümsel uzaklığı, r_n yarıçapı ve β_n kanat açısını ifade etmektedir. 5 ile 9 kanada sahip çarklarda kanatların üst üste gelen kısmı (örtüşme açısı) $30^\circ - 45^\circ$ arasında olması tavsiye edilmektedir.

Pompa performansı, çark içindeki hız dağılımları gibi faktörler de bu dağılımın oluşturulmasında önemli yer tutar. Sayısal deneylerden sonra istenen karakteristik özellikler elde edilemezse değişiklikler yapılabilir.

Sayısal deneyler yardımı ile meridyonel profil için oluşturulan kanadın üstünde ve akış pasajı içinde analizler yapılabilir. Bu analizler sonucunda kanatlar arasındaki örnek bir bağıl hız dağılımı Şekil 3’de sunulmaktadır.



Şekil 3 Örnek bağıl hız dağılımı, [18]

Difüzyon Oranı, DO

$$DO = \frac{(W_{A \text{ Noktası}})_{\text{Basma Yüzeyi}}}{(W_{B \text{ Noktası}})_{\text{Basma Yüzeyi}}} \quad (8)$$

Boyutsuz Hız Yükleme, ζ

$$\zeta = \left[\frac{W_{Emme} - W_{Basma}}{\frac{1}{2}(W_{Emme} + W_{Basma})} \right]_{\text{EN BÜYÜK HIZ FARKINDA}} \quad (9)$$

Özgül hız 1.0 - 1.7 arasındaki pompalar için, DO 0.7’den küçük olmamalı ve ζ 1.0’den az olmalıdır. Bu kurallar bağımsız olarak doğrulanamamakla beraber tecrübe ile gelen ve genel olarak kullanılan yaklaşımlardır. Ayrıca kavitasyon önemli bir sorun oluşturuyor ise hücum kenarı görece az yüklenmelidir. Bağıl hız birçok tasarım yaklaşımında doğrusal olarak azaldığı varsayımı ile tasarım yapılmaktadır. Halbuki çarktaki akışta bağıl hızın düşünüleninden farklı olduğu görülmektedir, Şekil 6.

HAD Analizi

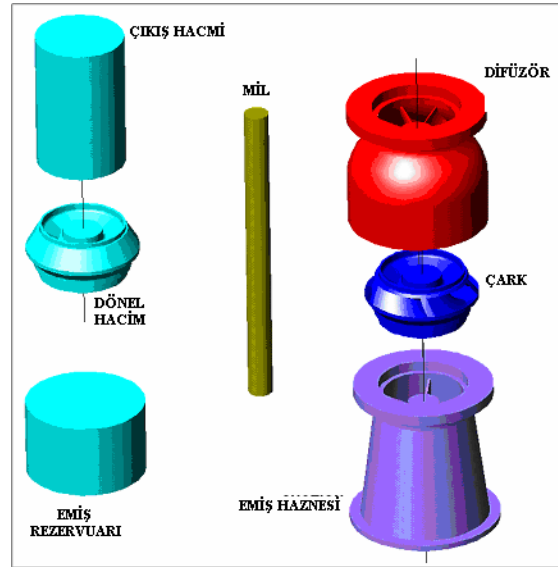
Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımları birçok turbomakinanın tasarımında kullanılmaktadır. HAD yazılımları kullanıcıya önemli avantajlar sunmaktadır. Bu avantajlar iç akışları analiz imkanı vermesi, değişik tasarımları etkin bir şekilde karşılaştırabilme olanağı, tasarım sürecini kısaltması, ürüne ait prototip sayısını azaltması ve maliyetleri önemli ölçüde azaltmasıdır. Bu nedenle akışta meydana gelen tasarımsal problemler ilk aşamalarda tespit edilebilmekte ve HAD sonuçları yardımı ile ürünün yeniden tasarımı mümkün olmaktadır.

Üretilen pompanın testi yapıldıktan sonra, test sonuçları HAD sonuçları ile karşılaştırılır ve pompaya ait özgül hız, debi ve geometrik özelliklerine göre bir korelasyona (bağıntıya) varılır. Sayısal deney sonuçları böylece daha sonraki tasarımlar için bir veritabanı oluşturur. Pompanın iç akış analizi çark

kanatları üzerinde basınç ve hız dağılımları incelenerek yapılmakta ve pompa içine akım çizgileri konularak akışın izlediği yol gözlemlenmekte, pompaya ait debi – basma yüksekliği, debi – verim karakteristikleri elde edilmektedir. Özetle, pompanın üretimi yapılmadan önce sayısal deneyler ile tasarım tamamlanmakta ve bilgisayar ortamında performans analizi yapılmaktadır.

Bu çalışmada pompanın iç akış analizini yapmak üzere CFdesign yazılımı kullanılmıştır. Yazılım, SIMPLE-R (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations Revised) algoritmasını ve sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktadır. Analizlerde akış sıkıştırılmaz kabul edilmiştir ve k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Pompa boyutlarına göre çok küçük olan boşluklar, aralıklar kapatılarak analiz daha durağan (stabil) olması, daha az sayısal ağ elemanı kullanılması ve yakınsama göstermesi sağlanmıştır. Sayısal ağda kullanılan eleman sayısı, iterasyon sayısı, geometrik modelin karmaşıklığı (yapısı) ve işlemcinin saat hızı analiz süresini, RAM miktarı ise kullanılacak azami sayısal ağ eleman sayısını belirlemektedir.

HAD analizine geçmeden önce ilk aşama pompanın katı modelinin oluşturulmasıdır, Şekil 4. Bu amaçla Mechanical Desktop 2007 yazılımı kullanılmıştır. Üretilecek pompanın bire bir özellikteki modelinin katı modeli hazırlanır. Çark, çanak, emiş ve milin dışında emişte ve çıkışta su hacimleri oluşturulur. Dikkat edilmesi gereken nokta katı modelin temiz ve analiz sırasında sorun çıkarmayacak basitlikte olmasıdır. Çarkın etrafına çarkla birlikte dönecek olan dönel alan oluşturmuştur (Dönel hacmin sabit 2900 d/d ile döndüğü kabul edilmiştir.) Kaçak debinin izlediği hacimler kapatılarak hacimsel verimin %100 olduğu kabulü yapılmıştır.



Şekil 4 Analizlerde kullanılan katı modeller

Pompa modeli CFdesign içerisinde açıldıktan sonra gerekli sınır koşulları tanımlanmıştır. (çıkışta debi, girişte sıfır efektif basınç). Katı modelden gelen hacimlere ilgili malzemeler atanmış, pompa modeli çark, dönel hacim, çanak, emiş hacmi, çıkış hacmi ve emiş rezervuarı olmak üzere inceden kabaya doğru sayısal ağ ile örülmüştür. Analiz yakınsama grafiği üzerinden ve analiz sonrasında iterasyon – pompa karakteristikleri grafikleri çizdirilerek analiz yakınsama eğilimi incelenmiştir.

Çözümler sırasında çark kanadı dönme (tarama) açısı ve çark çıkış açısının etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. En iyi verim noktası, pompa basma yüksekliği, pompa verimi ve üretilebilir özellikleri göz önüne alınarak çeşitli tasarımlar arasından en uygunu seçilmiştir. Ayrıca HAD sonuçları yardımı ile hız yüklemesi, difüzyon oranı, kanat üzerindeki basınç ve hız dağılımları incelenmiştir. Basma yüksekliği Denklem (10), pompaya ait hidrolik verim Denklem (11), pompa verimi ise Denklem (12) ile hesaplanmıştır. Tasarımdan gelen akım çizgileri CFdesign içerisine atılarak mutlak hız, meridyonel

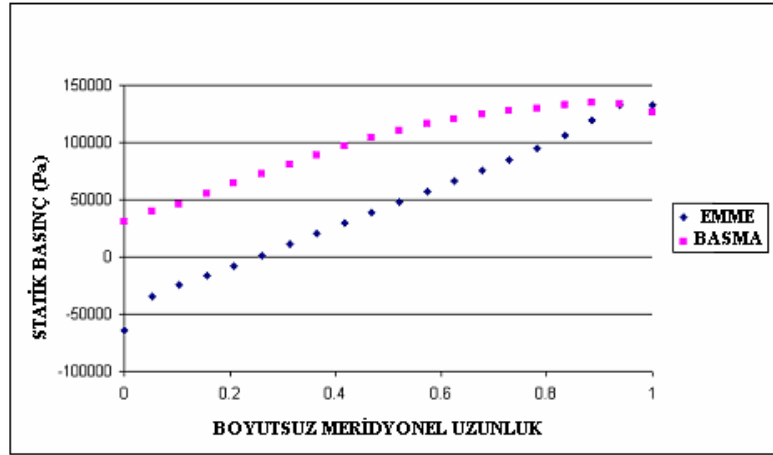
hız, bağıl hız, teğetsel hız bileşenleri incelenmiştir. Bu amaçla kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri silindirik koordinatlara çevrilmiştir.

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{ÇIKIŞ}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{GİRİŞ}} \quad (10)$$

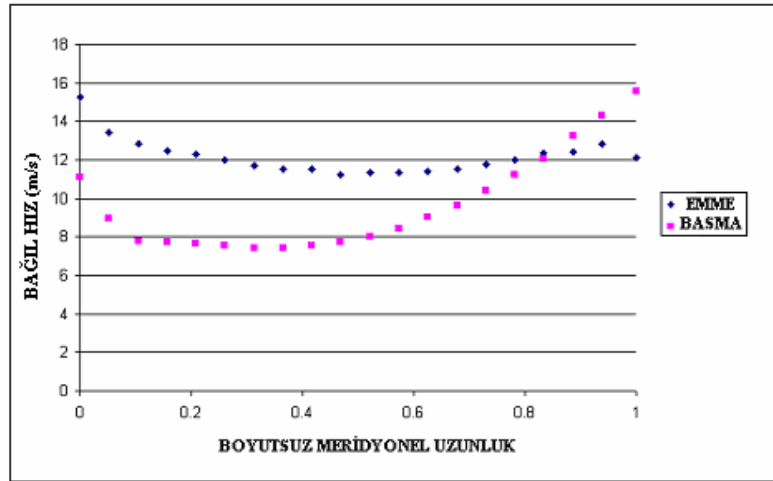
$$\eta_H = \rho g Q H / \omega \cdot M \quad (11)$$

$$\eta_{Pompa} = \eta_H \eta_V \eta_M \quad (12)$$

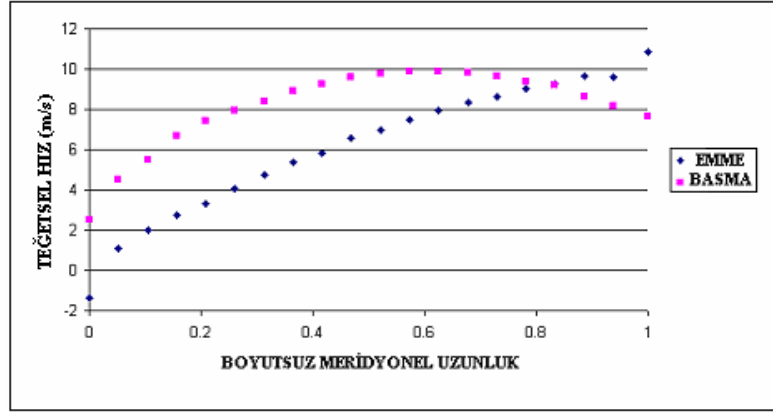
Pompanın tasarım noktasındaki analiz sonuçları için orta akım çizgisi üzerinde elde edilen dağılımlar Şekil 5, Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmektedir.



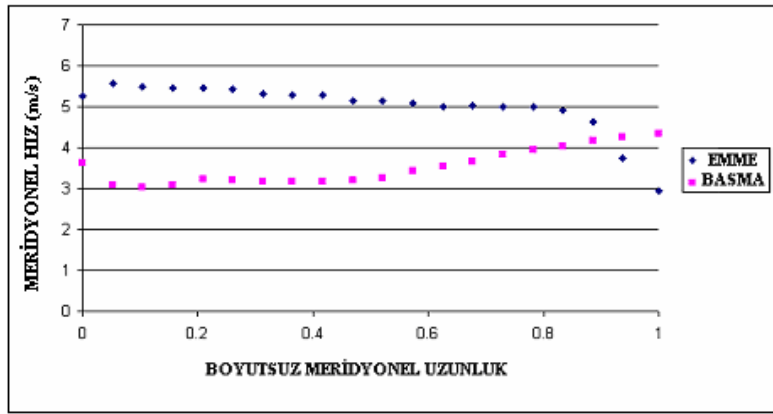
Şekil 5 Orta akım çizgisi üzerinde basınç dağılımı



Şekil 6 Orta akım çizgisi üzerinde bağıl hız dağılımı



Şekil 7 Orta akım çizgisi üzerinde teğetsel hız dağılımı

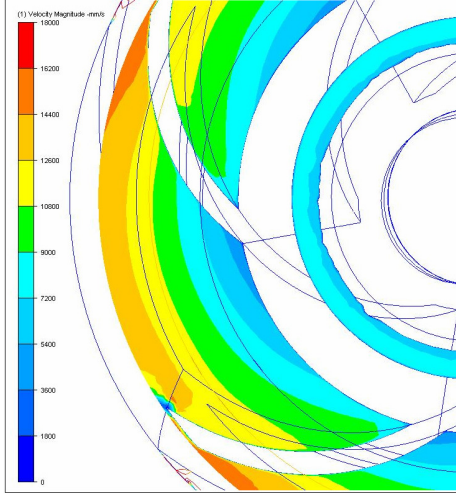


Şekil 8 Orta akım çizgisi üzerinde meridyonel hız dağılımı

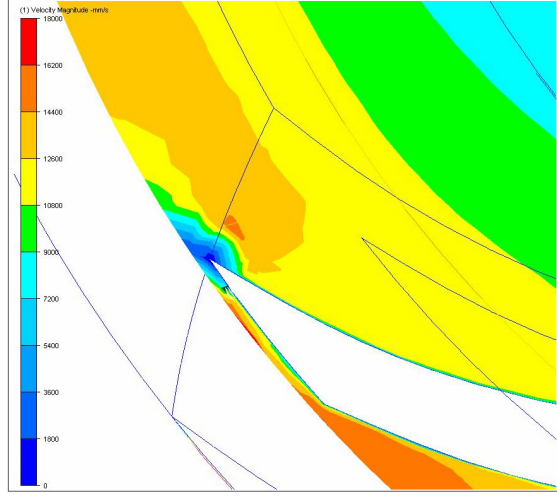
Görüldüğü üzere çark pompanın ürettiği basıncın büyük bir kısmını oluşturmaktadır. Basıncın belli bir bölümü de çanakta meydana gelen difüzyon nedeniyle oluşmaktadır. Çarkın girişinde emme yüzeyinde negatif basınç oluşumu gözlenmektedir. Bu nedenle ilk çarkın kaviteye uğramaması için pompa negatif geometrik yükseklikte monte edilmelidir. (çalışmalıdır) Pompa içerisinde herhangi bir geri akışa rastlanmamaktadır. Çarkta difüzyonun gerçekleşmediği, giriş ve çıkıştaki bağıl hızların hemen hemen aynı olduğu gözlemlenmektedir. İkincil akışlar ve dolayısıyla Coriolis kuvvetleri nedeniyle çark çıkışında basma yüzeyindeki bağıl hızın emme yüzeyindekinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu oluşumda emme yüzeyinde bulunan durma noktasının da etkisi bulunmaktadır.

Pompa içerisindeki akış, akım çizgileri ve vektörleri ile de gözlemlenebilir, Şekil 11, Şekil 12. Şekil 13'te çanak çıkışındaki ikincil akışlar belirgin olarak görülmektedir, ancak geri akış ve sınır tabaka ayrılmalarına rastlanmamıştır, Şekil 14. Akışkanın dönme hareketi çanaktan çıktıktan sonra da devam etmektedir. Bu nedenle dönme hareketini sönmek amacıyla çanak boyunun uzatılması ya da çanak kanadının dönme açısının artırılması bir sonraki aşamada revizyon olarak düşünülebilir. Fakat, sürtünme kayıplarının artacağı ve basma yüksekliğinin azalacağı ise unutulmamalıdır.

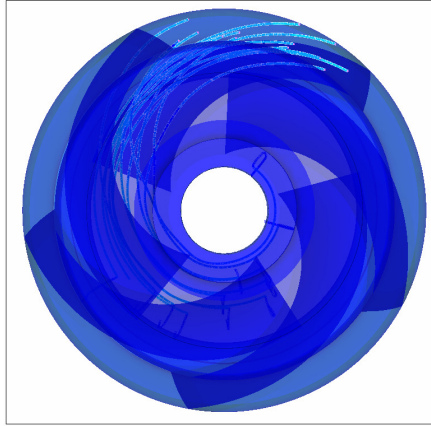
Pompa genelindeki statik basınç değişimi son iterasyon için Şekil 15'te verilmiştir.



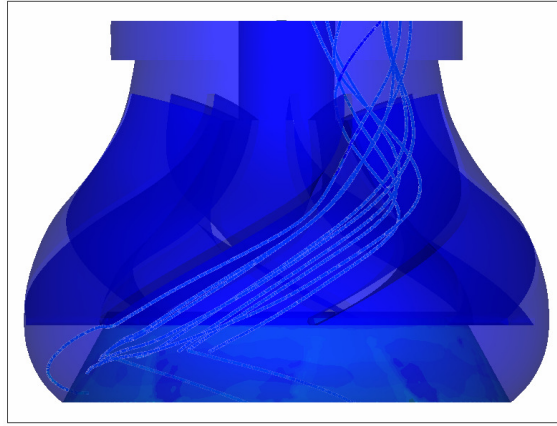
Şekil 9 Çark çıkışında orta kesitte bağıl hız eş eğrileri



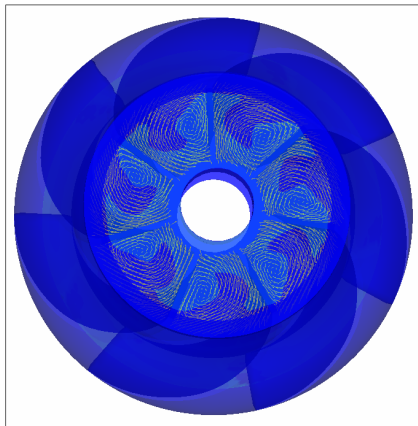
Şekil 10 Emme yüzeyindeki durma noktası



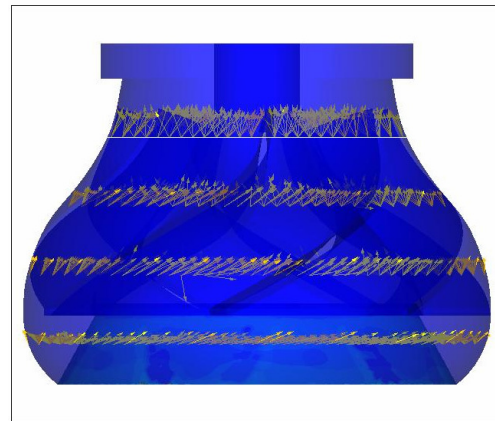
Şekil 11 Çark içerisindeki akım çizgileri



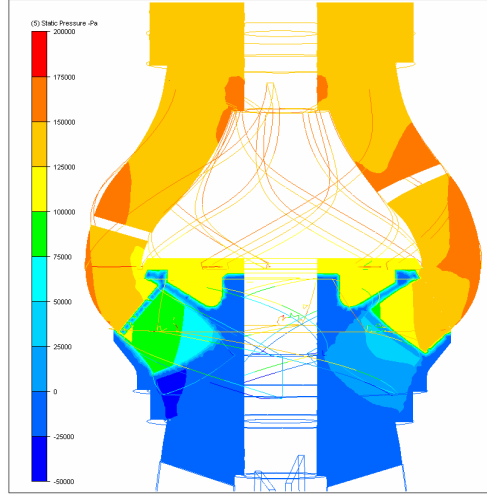
Şekil 12 Difüzör içerisindeki akım çizgileri



Şekil 13 Difüzör çıkışında ikincil akışların oluşumu



Şekil 14 Difüzör içerisindeki çeşitli kesitlerdeki hız vektörleri



Şekil 15 Pompa içerisindeki statik basınç dağılımı

Sonuç

Çark tasarımı; meridyonel profil oluşturma, kanat giriş ve çıkış açılarının hesaplanması ve hücum kenarından firar kenarına kanat formunun tayini olarak üç ana maddede ele alınabilir. Meridyonel profil oluşturulurken debi ve basınç katsayısının kullanımı pompanın en iyi verim noktası ve basma yüksekliğinin belirlenmesinde önemli rol oynar. Çark kanat çıkış açısı ve meridyonel profil kesit alanları da pompa performansını etkileyen diğer değişkenlerdir. Tasarlanan ve HAD analizi yapılan pompada,

Orta akım çizgisi üzerinde Difüzyon oranı,

$$DO = W_{\min} / W_{inlet} = 7.4 / 11.1 = 0.67$$

Hız yüklenmesi $m = 0.1$,

$$\zeta = \left[\frac{W_{SS} - W_{PS}}{\frac{1}{2}(W_{SS} + W_{PS})} \right] = \frac{12.8 - 7.8}{0.5(12.8 + 7.8)} = 0.49$$

olarak hesaplanmış ve tavsiye edilen değerler içinde bulunmuştur.

Özetle, meridyonel profilin oluşturulması pompa tasarımının önemli bir adımıdır. HAD kullanılması ve sayısal deney yaparak tasarlanan pompanın performans değerlerinin elde edilmesi, pompa protopinin üretilmesinden önce tasarım düzeltmelerine ve tasarlanan pompanın performansının iyileştirilmesini sağlamaktadır. Sonuç olarak, pompa tasarımında HAD kullanımı ile prototip maliyetleri azaltılmış, ileriki tasarımlar için bilgi birikimi sağlanmış olmaktadır.

KAYNAKLAR

CFdesign user's guide version 9.0 (2006) Blue Ridge Numerics, Inc., Charlottesville.

Cirit, A. (2007) *Design and performance evaluation of mixed flow pumps by numerical experimentation and axial thrust investigation*. Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ, Ankara

Pfleiderer, C., Petermann, H. (1978) *Akım makinaları*. Çeviren Edis K., Tekin Y., İTÜ Makina Fakültesi Yayını, İstanbul

Spring, H. (1992) *Affordable quasi three-dimensional inverse design method for pump impellers*, U.S.A.

Spring, H. (1993) *Judge the pump hydraulic design through numbers before you buy*, U.S.A.

Tuzson, J. (2000) *Centrifugal pump design*, John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.

Westra, R. (2005) *An inverse design method for centrifugal pump impellers*. University of Twente, The Netherlands.

Zangeneh, M. (1999) *On the role of three dimensional inverse design methods in turbomachinery shape optimization*, Proc.Instn.Mech.Eng., Vol. 213, Part C

Summary

Design of a pump is started with a desired performance values.

In conventional production process of a pump is followed by design, manufacturing of core boxes, casting, production of parts and finally for the verification the testing. For the high capacity, big pumps over mainly 24" , for the verification of the design, scaled models are produced. According to the test results, the design is revised or the results are acceptable, the prototype production is started. Verification is very important for the designer.

Developments on computer solutions, CFD programs were started on verification as an office work. Now, after design can be numerically tested in design office before the model or prototype production. Designer can revise the design or send it to the production.

For design improvements, CFD tools are also very helpful for the designer.

According to the pump types and the program used for CFD analysis, the correlations have to be done numerical and real test results. It is a continuous processes for a pump design office to create its own know-how.

Pump design process requires remarkable experience and a library having sufficient capacity of sources about the specific speed, dimension and geometry features of the pumps. Being experienced in design and empirical correlations are still important for the pump design. Internal flow problems inside the pumps can be detected in the preliminary stages of the design, re-design period can be processed easier and the pump design period can be shortened as much as possible. Today, numerical experimentation of the pumps is one of the most important stages of the design period. In this study, a mixed flow type vertical turbine pump design is investigated with its numerical experimentation techniques.