

ENDÜSTRİYEL SANTRİFUJ KOMPRESÖR ÖN TASARIMI

O. Cahit ERALP
K. Atılgan TOKER

ÖZET

Bu çalışmanın amacı endüstriyel ortamlarda kullanılmak üzere santrifuj kompresör ön tasarımı yapmaktır. Hazırlanan bilgisayar programı hızlı bir şekilde bütün seçenekleri tarayarak kullanıcıya uygun olan alternatifi bulmasını sağlar. Seçme işlemi sırasında deneyimli kullanıcılara mümkün olan bütün müdahale imkanını sağlarken, amatör kullanıcılar için kendi kararını optimizasyon yöntemleri kullanarak verir. Akış kütlesi miktarı ve sıkıştırma oranları bilinen bir sistem için, endüstriyel kompresörlerde olması gereken özellikler gözönüne alınarak maliyet hesabı gerçekleştirilir. Bir çok kritere göre maliyeti en düşük olan seçenek bulunur. Seçilen kompresörün performans tahmini yapılır. Bu performans tahmini sırasında eğer beğenilmeyen özellikler görülürse geriye dönerek gerekli düzeltmeler yapılır. Ön tasarımın son aşamasında kompresör geometrisi AutoCad ortamında üç boyutlu yüzeyler halinde tanımlanır. Bu geometri üretime hazırlama işlemlerinde ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılacak hesaplarda kullanılmaya hazır durumdadır.

1. GİRİŞ

Sanayide kullanılmak üzere tasarlanan kompresörler yüksek verimli ve her türlü şart altında normal çalışmasını sürdürebilme kapasitesine sahip olmalıdır. Çok kademeli ve soğutmalı santrifuj kompresörler kullanmak en uygun alternatiflerden birisidir. Santrifuj kompresörler aksel kompresörlerden daha yüksek basınç oranları sağlayabilirken, onlarla bu konuda yarışabilecek olan vidalı kompresörlerden daha yüksek akış miktarı sağlayarak öne geçer. İmalat ve bakım masrafları düşüktür. Her türlü çalışma şartında yüksek verimli ve güvenilir olarak çalışabilir.

Santrifuj kompresörler üç ana kısımdan oluşur. Gaz girişinin sağlandığı bir giriş bölümü, kinetik enerjinin gaza eklendiği bir pervane ve kinetik enerjinin potansiyel enerjiye çevrildiği bir yayıcıdan (difüzörden) oluşur. Çok kademeli sistemlerde giriş kısmı çıkış kısmının devamı olarak özel tasarlanır. Eğer bu sistemlerde soğutma kullanılacaksa bu kısma eklenir. Eğer tek kademeli bir sistemse yayıcıdan sonra toplama haznesi bulunur. Bu hazne gazın istenilen yöne çevrilmesini sağlar.

2. ÖN TASARIM

Ön tasarım aşamasında aerodinamik ve mekanik tasarım bir arada yapılacaktır. Burada kısaca bahsedilen metodlar Whitfield [1], Japikse [2], Stodola [3] Van Den Braembussche [4] 'ye ait makalelerde detaylı olarak anlatılmıştır.

Kompresörleri oluşturan elemanlar, çeşitli girdiler verilerek tasarlanmıştır. Bu girdiler bir optimizasyon yöntemi sayesinde taranmış ve uygun olan seçenek bu sayede bulunmuştur.

Literatürde bulunan yöntemlerin birleştirilmesiyle oluşturulan ön tasarım algoritması içerisinde en büyük eksiklik mekanik tasarımın optimizasyon yöntemleriyle birlikte kullanılabilir hale getirilmesinde yaşanmıştır. Stodola [3] ve Ray[6] bu konuda en faydalı olan kaynaklardır. Rotor gövdesi ortası boş disklerden oluşmuş varsayılır ve disklerin dönmeden kaynaklanan mukavemet hesapları literatürde mevcuttur. Kanatçıklar aynı şekilde küçük aksel kanatçık parçalarına ayrılmıştır. Bu sayede yol boyunca gerçekleşen açıl momentum eklemeleri hesaplanarak kanatçık üzerindeki toplam bükme kuvvetleri bulunmuştur. Ayrıca elemanlar ağırlıklarından dolayı merkezkaç kuvvetlerine maruz kalmaktadırlar. Bulunan değerler ceza fonksiyonları vasıtasıyla kritik değerlerden uzak tutulmuşlardır.

Rotor dışında diğer elemanlar üzerinde mukavemet hesapları yapılmamıştır.

3. EN İYİ SEÇENEĞİN BULUNMASI

En iyi seçeneğin bulunması için optimizasyon yöntemlerinden faydalanılmıştır. Mühendislik uygulamalarında en hızlı çözüm getiren yöntemlerden bir tanesi olan “Çok Yönlü Arama Algoritması” kullanılmıştır. Bu algoritma [5] nolu referansta detaylı olarak anlatılmaktadır.

Bu optimizasyon yönteminde her seçenek için bir maliyet hesabı yapılmaktadır. İstenmeyen özelliklerin oluşturduğu bu maliyet azaltıldıkça en iyi çözüme doğru ulaşılır. Lineer olmayan, çok değişkenli denklemlerin çözümünde kullanılan bu yöntem, mühendislik uygulamalarına kolayca adapte edilebilir.

Dikkat edilmesi gereken iki husus vardır. Birincisi maliyetin nasıl belirleneceğidir. Maliyet cezalar ve amaçlar olarak iki sınıftan oluşur. Cezalar kesinlikle gerçekleşmemesi gereken durumları tanımlar. Arama sırasında böyle bir gerçekleşmesi durumunda maliyet ani bir artış gösterir ve algoritma bu noktadan uzaklaşmak zorunda kalır. Amaçlar ise arama boyunca yaklaşması istenen noktalardır. Bu noktalara yaklaşıldığı takdirde maliyet azalacaktır. Kompresör için ceza ve amaçların ve ayrıca amaçlar içerisinde ağırlığın neye verileceğinin belirlenmesi gereklidir. Örneğin giriş ve çıkışta ulaşılması istenen akış hızları, sırasıyla $M_1=0.5$ ve $M_2=0.9$ olsun. Algoritma bu amaçların ikisine birden aynı anda ulaşamayacağı için ortalama bir noktada duracak ve mümkün olduğunca maliyetini düşürecektir. Eğer çıkış hızı daha önemli olduğu düşünülüyorsa bu amaca daha yüksek bir ağırlık vermek gerekir. Amaçlar ve cezalar kararlaştırılırken tasarımcının tecrübeleri ve istekleri önemli rol oynar. Bugüne kadar sabit herhangi bir kriter oluşturulmamıştır.

İkinci dikkat edilmesi gereken husus istenen seçeneğe ulaşma sırasında gereken başlangıç noktasıdır. İstenen nokta önceden kestirilemeden verilecek bir başlangıç noktası çözümün pekte gerçekçi olmayan sonuçlara ulaşmasına yol açabilir. Bu amaçla daha önceden gerçekleştirilmiş olan başarılı tasarım başlangıç noktası olarak faydalı olacaktır.

4. PERFORMANS TAHMİNİ

Tasarımı tamamlanan kompresör sisteminin performans tahmini, farklı çalışma koşullarında nasıl davranacağını tespit edilmesidir. Burada, hızlı ve verimli bir şekilde tasarım yapmak amacıyla, deneysel olarak tespit edilen kayıp mekanizmaları üst üste eklenmiş ve isentropik bir varsayım yerine gerçek koşullar simule edilmiştir[7].

Deneysel kayıp bağıntılarının her boy ve koşulda aynı başarıyı sağladığını söylemek mümkün değildir. Süphesiz bu bağıntılar tasarım koşullarında tasarımcı tarafından şekillendirilebilir. Bu deneysel olarak çalışabilen tasarımcılar için en ideal yöntemdir ve deneyde kazandıkları bilgi birikimi ile kurulacak olan bu modellerin doğruluğu sonlu eleman yöntemlerinden daha yüksek olacaktır.

Model giriş kayıplarının hesaplanması ile başlar. Daha sonra hareketli akış kanallarının arasını iki sanal bölgeye ayırır. Bölgelerden bir tanesinde isentropik akış varsayarken, bütün kayıpların diğer bölgede oluşturulduğunu kabul eder. Bu varsayım, çözümü mümkün kıldığı gibi, iki boyutlu etkiler düşünüldüğü zaman pek de gerçekdışı değildir. Yapılan deneylerde kanatçıkların kovaladığı yönde akış daha kararlı iken, kanatçıkları takip eden bölgede akış metal yüzeyleri takip etmede güçlük yaşar. Bu da kayıpların çoğunluğunun ikinci bölgede oluşmasına sebep olur.

Kayıp modelleri şu şekilde sınıflandırılabilir:

1. Giriş kayıpları. Tasarım koşullarında akış kompresör rotoruna yumuşak bir giriş yapar. Fakat tasarım koşullarının dışındaki çalışma durumlarda rotor üzerinde gördüğü açı ile kendi akış yönündeki açı aynı olmayacağı için bir kayıp oluşur.
2. Sürtünme Kayıpları Metal yüzeylerle akış arasındaki kayma kuvvetlerinden oluşur. Tasarım koşullarındaki kayıplar tasarım dışı koşullarda daha da artar. Kanalların etken uzunluklarına ve Reynolds sayısına bağlıdır.
3. Kanatçık Yükleme Kayıpları Bu kayıp akış kanallarının içerisindeki basınç farklarından oluşur.
4. Şok Kayıpları Rotoru terk eden gazların durağan yayıcı yüzeyleriyle yaptığı çarpışma sonucunda oluşan şok dalgalarından dolayı oluşan kayıplardır. Eğer kontrol edilmezlerse büyük kayıplara yol açar. Tasarım boyunca bu tür bir kaybın bütün çalışma koşullarında oluşmamasına dikkat edilmelidir.
5. Tolerans Kayıpları: Rotor ile dış gövde arasında bulunan toleranslardan geri kaçan gazların oluşturduğu kayıptır. Büyük kompresörlerde önemi azalırken, küçük kompresörlerde önemli bir faktör oluşturur.
6. Rotor Çıkışındaki Karışma Kayıpları: Farklı hızlarda rotoru terk eden gazlar serbest bir alan içerisinde karışırlar. Karışma sırasında oluşan enerji kayıpları, ani genişleme modelleriyle hesaplanabilir.

Bu ve benzeri kayıp modelleri üst üste bindirilerek, her elemanın içinden geçen gazın çıkış özellikleri tanımlanır. Farklı akış hızlarında nasıl davranacağı hesaplanır ve performans grafikleri oluşturulur.

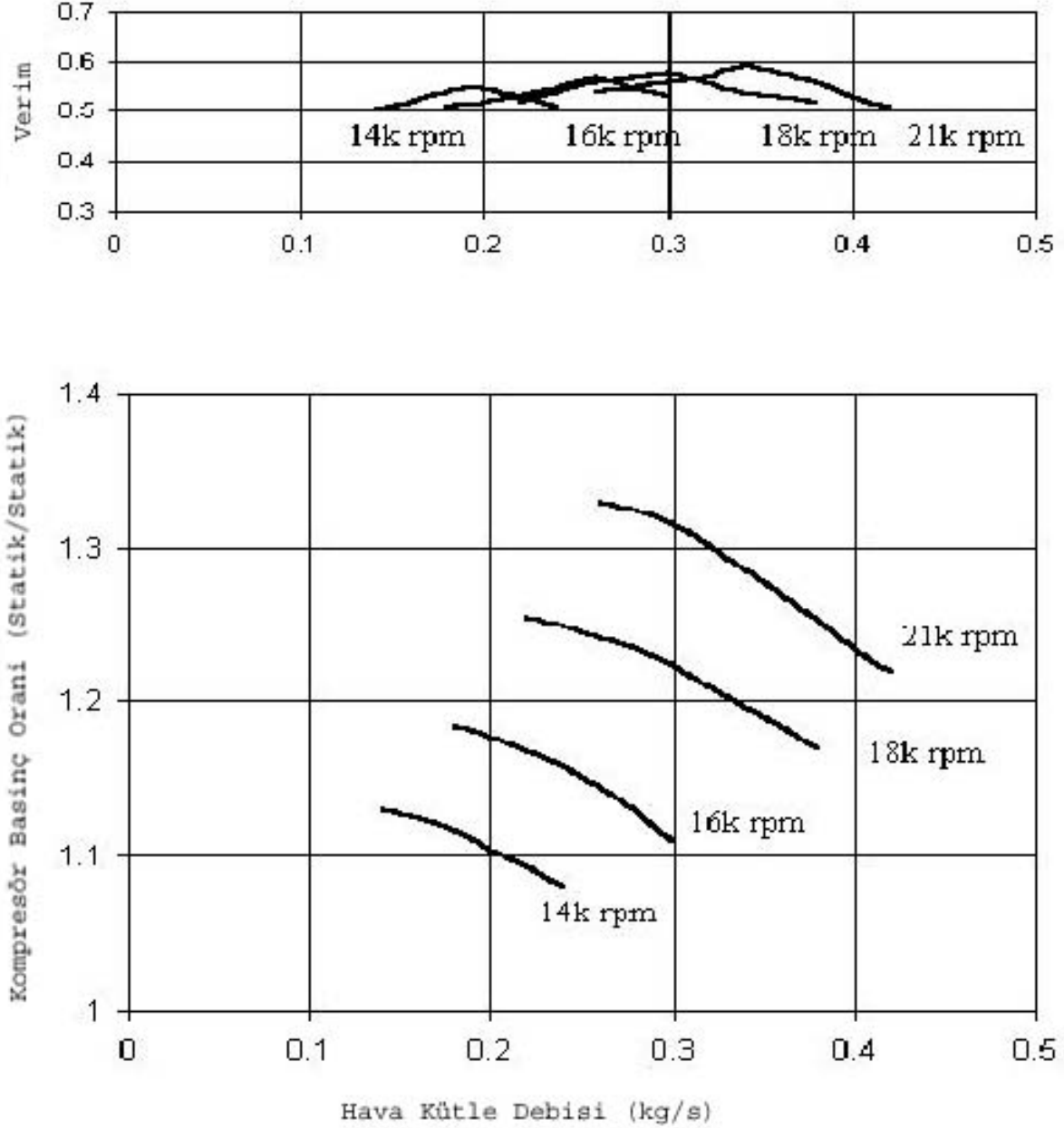
Bu tahminlerin doğrulaması çalışmalarında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde bulunan santrifuj kompresör deney düzenekleri kullanılmıştır. (Şekil 1.) Varılan sonuç bu tahmin yöntemlerinin kayıp bağıntılarına fazlasıyla bağımlı olduğudur. Bu yüzden tasarımı yapılan kompresör iyice incelenmeli ve kayıp bağıntılarına bu şekilde karar verilmelidir. [1], [2], [3], [4]

Şekil 1 ve Şekil 2. karşılaştırıldığı takdirde, bilgisayarlı tahmin metodlarının kompresörün daha yüksek basınç oranlarında çalışması gerektiğini bulduğu görülmektedir. Bu da kayıpların tahmin edilenden fazla olduğunu göstermektedir. Burada deneysel ölçüm hataları ve rotor üzerindeki toleransların geniş olmasından dolayı deney sonuçlarının farklı olması doğal karşılanmıştır.

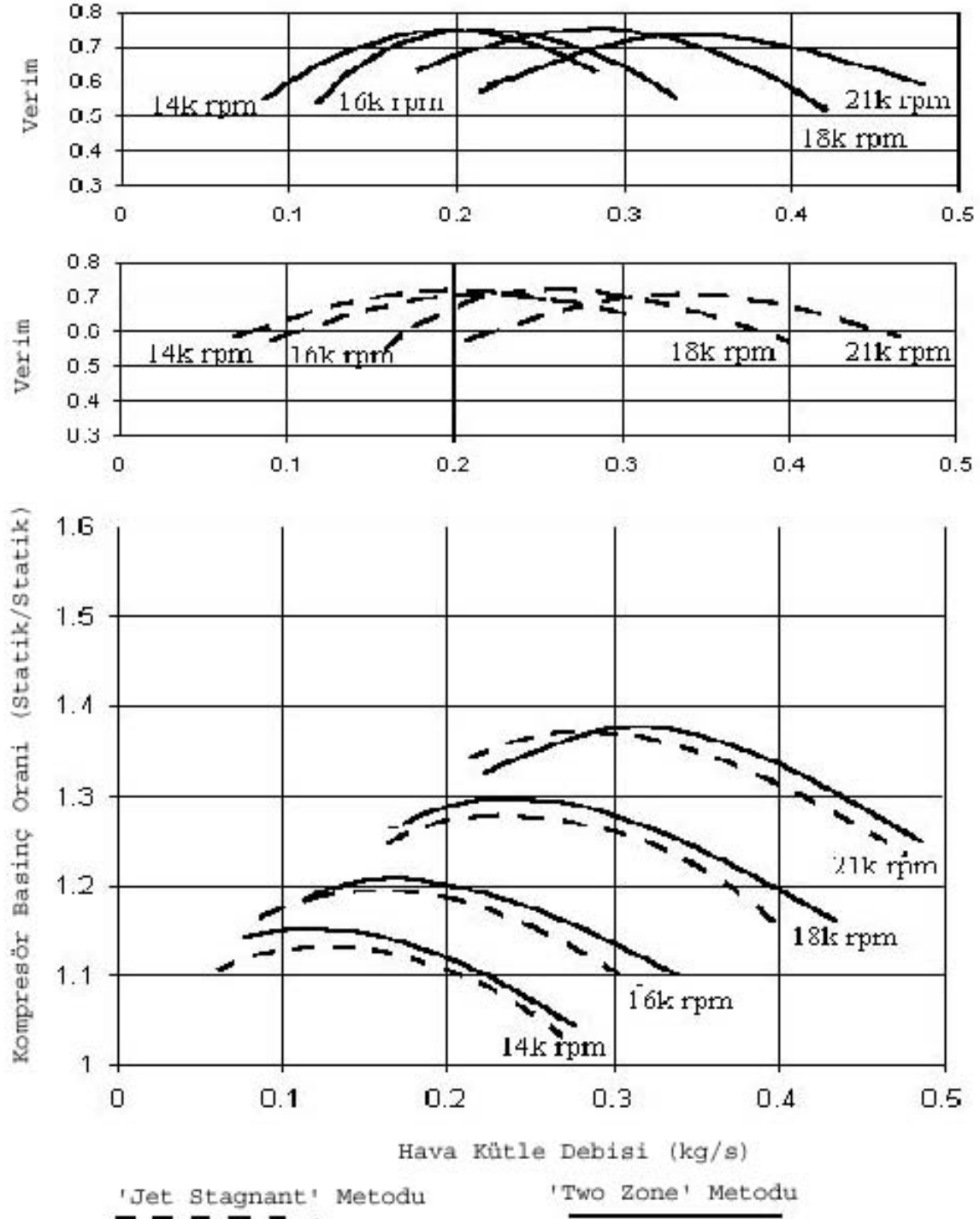
5. ÜÇ BOYUTLU ÇARK GEOMETRİSİNİN TANIMLAMASI

3 boyutlu geometrinin tanımlanması santrifuj kompresör elemanları için çok zor ve uzun zaman alan bir işittir. Fazlasıyla eğik yüzlerden oluşan parçaların sonlu eleman yöntemi ile analizine ve üretim amaçlarına hızlı cevap verebilmek amacıyla AutoCAD ve Visual Basic programları birlikte kullanılmıştır.

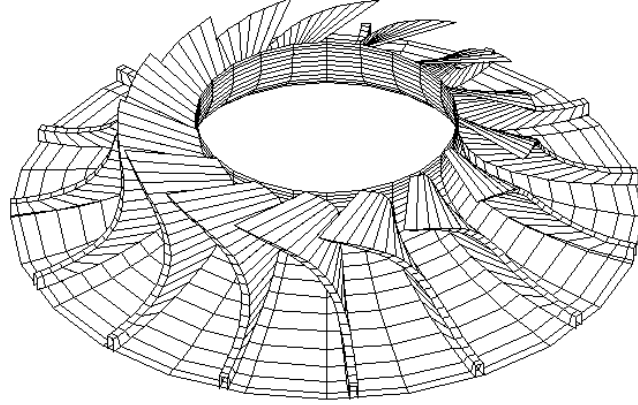
Tasarımı tamamlanan kompresör sistemine ait tüm elemanlar otomatik olarak AutoCAD'te üç boyutlu yüzeylere dönüştürülmektedir.



Şekil 1. ODTÜ akışkanlar laboratuvarındaki santrifuj kompresörün çalışma grafiği



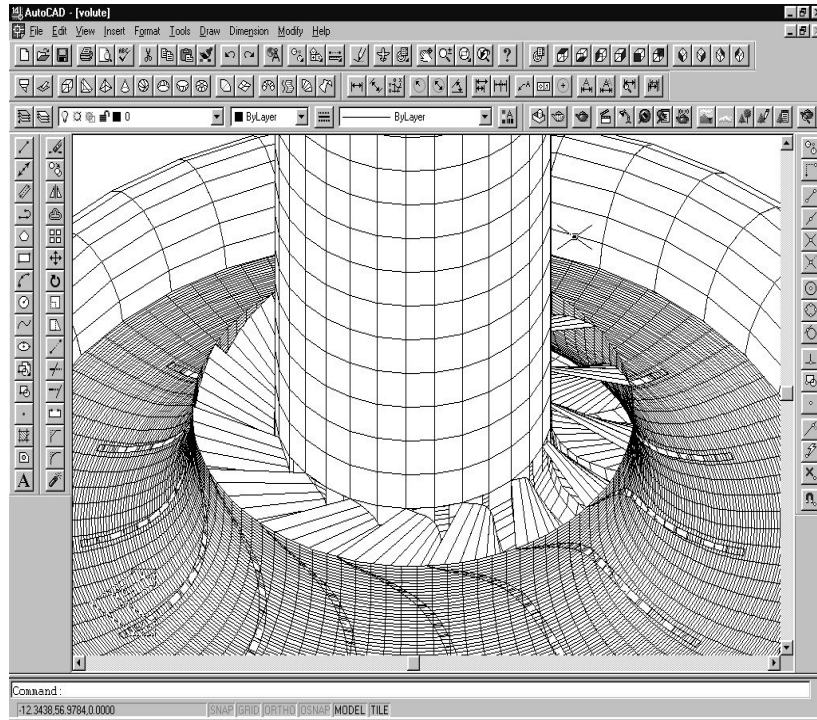
Şekil 2. Şekil 1'de belirtilen kompresör için performans tahmin programının iki değişik yöntemle bulduğu sonuçlar



Şekil 3. AutoCAD ile çizimi yapılan kompresör çarkı

Çark çiziminde ilk olarak meridyenel açıdan bakılarak iki boyutlu görüntü çizilir. Bu görüntü Bezier eğrileri kullanılarak elde edilir. Daha önceden hesaplanan noktalar baz alınarak, üçüncü dereceden eğriler çizilir.

Kanatçık üzerinde üçüncü boyuta geçmeye sebep olan açılar bu meridyenel görüntü üzerine oturtulur. Başlangıç noktası ekseninde (0,0,0) noktasında iken, açılar yüzünden geri kalan kısımlar iki boyutlu yüzeyden ayrılır.



Şekil 4. AutoCAD içinde oluşturulmuş santrifuj kompresör sistemi

Yayıcı tasarımında NACA65 kanat profilleri kullanılabilir. NACA bu profilleri x-y kordinat sisteminde doğrusal olarak tanımlar. Santrifuj kompresörlerde dairesel yerleşim için gerekli olan transformasyonlar Japikse tarafından verilmektedir [2].

Salyangoz tasarımında dikkat edilmesi gereken husus, yavaşlatılarak statik basıncı artırılmış olan akışın tekrar hızlanmasını önlemektir. Aksi durumda yayıcı boşa çıkmış olur. Düzenli bir yavaşlatma kanalların eksikliğinde kayıplara yol açacağı için salyangoz içinde akış alanının sabit tutulması veya bir miktar artırılması uygun olacaktır.

Çok kademeli sistemler geri dönüş kanallarına ihtiyaç duyarlar. Bu kanallar aynı zamanda akışın açısız momentumunu doğrusal hale getirerek, ikinci kademe girişinde kayıpları azaltır. Burada NACA 65 profillerinden yararlanmak mümkündür.

SONUÇ

Ön tasarım sistemi olarak kullanıcının bütün ihtiyaçlarını karşılayan ICCSD isimli bir bilgisayar yazılımı hazırlanmıştır. Bu program optimizasyon yöntemi sayesinde kendi başına karar verebilme yeteneğine sahiptir. Programda deneyimli kullanıcıların programın her aşamasında müdahale etmelerine olanak sağlayan, karar verme algoritmaları vardır.

Performans tahmin modülü tasarım aşamasında yapılan hataları belirleme konusunda başarılıdır. Kolay ve hızlı çalışmasının yanı sıra deneysel sonuçlara mümkün olduğunca yaklaşabilir. Burada önemli olan husus kayıp mekanizmalarının doğru olarak girilmesinde yatmaktadır. Eğer istenirse tek bir sınıf kompresör için kolaylıkla kalibre edilebilir.

Çizim modülü AutoCAD ile birlikte hızla üç boyutlu resimler oluşturmaktadır. Bu resimler sonlu eleman yöntemleri ile çalışmak isteyen kullanıcılar için "ağ" (mesh) girdi dosyalarını düz yazı formatında içermektedir. Gerekli değişiklikler yapıldıktan sonra bu resimler katı modelleme programlarına aktarılabilir ve buradan doğrudan üretim amaçlarında kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] WHITFIELD A., BAINES N.C., "Design of Radial Turbomachines.", Longman Scientific & Technical, 1990.
- [2] JAPIKSE D., "Centrifugal Compressor Design and Performance", Concepts ETI, 1996.
- [3] STODOLA A., "Steam and Gas Turbines", McGraw Hill, 1945.
- [4] VAN DEN BRAEMBUSSCHE, R., "Design and Optimization of Centrifugal Compressors.", NATO ASI Series, 1985, Vol. 2, pg.829.
- [5] KELLY C. T., "Iterative Methods for Optimisation in Applied Mathematics", SIAM 1999.
- [6] RAY G.S., SINHA B.K., MAJUMDAR S., "Optimum Design of Radial-Flow Impellers.", Proc. Instn. Mech. Engrs. 1989 Vol. 203 pg. 229-232.
- [7] TOKER K.A., "Design and Analysis of Industrial Centrifugal Compressors", Master Thesis, METU, 2000.
- [8] GALVAS M.R., "Fortran Program for Predicting Off-design Performance of Centrifugal Compressors", Lewis Research Center and U.S. Army air Mobility R&D Laboratory. 1973.

ÖZGEÇMİŞLER

O. Cahit ERALP

1950 yılında Gelibolu'da doğdu 1971 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden Lisans, 1974 yılında yine aynı bölümden Yüksek Lisans derecelerini aldı. 1980 yılında Cranfield Institute of Technology' den doktora derecesini aldı. Aynı yıl ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'ne dönen O. C. Eralp, 1984'te Doçent, 1990'da Profesör oldu. Uzmanlık ve araştırma konuları: Akışkanlar Mekaniği, Gaz Dinamiği, Doğal Gaz, Boru Hatları, Turbomakinalar ve Deneysel Tekniklerdir. Çok sayıda Endüstriyel Araştırma Projesinde Yönetici, Araştırmacı ve Danışman olarak çalıştı. O. C. Eralp, Gaz Dinamiği konusunda yurt dışında basılmış İngilizce bir kitap ile Doğal Gaz teknolojisi ile ilgili iki patent ve çok sayıda yayında yayın sahibidir.

K. Atılın TOKER

1974 yılı Ankara doğumludur. İlk, orta ve lise tahsilini Bursa'da tamamlamıştır. 1997 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. 2000 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nü Yüksek Mühendis olarak bitirmiştir. Yüksek Lisans Öğrenimi boyunca yine aynı bölümde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır.