

VIDALI KOMPRESÖRLERİN BİLGİSAYAR YARDIMI İLE SİMÜLASYONU VE PERFORMANS ANALİZİ

Begüm ÇETİNER
O. Cahit ERALP
Metin AKKÖK

ÖZET

Bu çalışmanın amacı vidalı kompresörlerin bilgisayar yardımı ile simülasyonunu ve performans analizini yapmaktır. Çalışma, vidalı kompresör geometrisinin modellenmesiyle başlamaktadır. Programın geometrik simülasyon kısmında, 3 boyutlu olarak rotor geometrisi tanımlanmakta ve her açısız rotor pozisyonu için ilgili çalışma hacimleri hesaplanmaktadır. Termodinamik simülasyon kısmında ise kompresörün çalışması sırasında herhangi bir rotor pozisyonunda gazın basınç ve sıcaklığını belirlemek için geometrik simülasyonda elde edilmiş gaz hacimleri ve onların değişim hızlarından yararlanılmaktadır. Termodinamik analiz, sıkıştırılmış hacimler arasındaki gaz kaçağı, yağ-enjeksiyonu ve ısı transferi etkisini de kapsamaktadır. Program AutoCAD VBA (Visual Basic for Applications) kullanılarak geliştirilmiştir. Program çıktısı olarak, verimlilik, basınç-hacim grafiği ve gazın yaptığı iş gibi performans bilgileri verilmektedir.

GİRİŞ

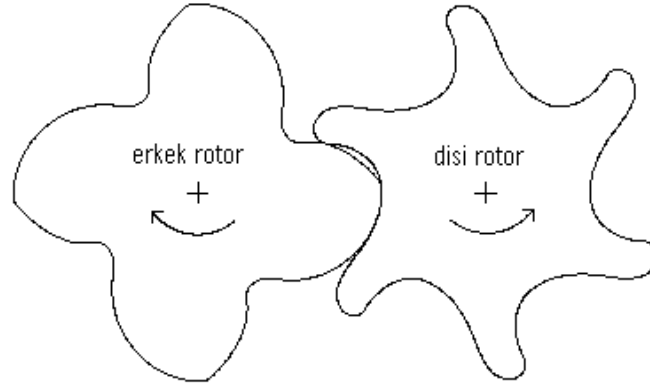
Vidalı kompresöre ilk patent 1878 yılında Almanya'da Heinrich Krigar tarafından alınmıştır. İlk vidalı kompresör prototipi ise 1930 yıllarında İsveçli mühendis Alfred Lysholm tarafından SRM (Svenska Rotor Maskiner) şirketinde üretilmiştir. 1950'lerden sonra büyük miktarlarda vidalı kompresör üretimine geçilmiştir. Bugün vidalı kompresörlerin büyük bir çoğunluğu SRM lisansı ile üretilmektedir. Vidalı kompresörler endüstride birçok yerde kullanılmaktadır. Sisteme gerekli olan basınçlı havayı veya pnömatik aletlerin işletiminde gerekli basınçlı havayı sağlamak ve soğutma kompresörlerinde kullanılmaktadır. Vidalı kompresörler bir gövde içine yerleştirilmiş erkek ve dişli rotorlardan oluşur. Rotorların dönmesiyle içeri giren gaz, emme ağzının kapanmasıyla rotorlar ve gövde arasında sıkıştırılmaya başlar, daha sonra sıkıştırılmış hava çıkış ağzından dışarı atılır. Vidalı kompresörlerin pistonlu kompresörlerden daha az sayıda hareket eden parçası vardır ve valfleri yoktur. Bu nedenle daha verimlidir ve titreşim seviyesi daha düşüktür. Santrifüj kompresörlerde olan bir takım akışkan kaynaklı problemler bunlarda görülmez. Vidalı kompresörlerin simülasyonu geometrik ve termodinamik olmak üzere iki ana kısımdan oluşur: Vidalı kompresörün geometrik özelliklerinin hesaplanmasından elde edilen veriler, termodinamik hesaplamalar kısmında kullanılmaktadır. Termodinamik hesaplamalar kısmında, sıkıştırılmış hacimler arasındaki gaz kaçağı, yağ-enjeksiyonu ve ısı transferi etkisi de incelenmiştir.

GEOMETRİK SİMÜLASYON

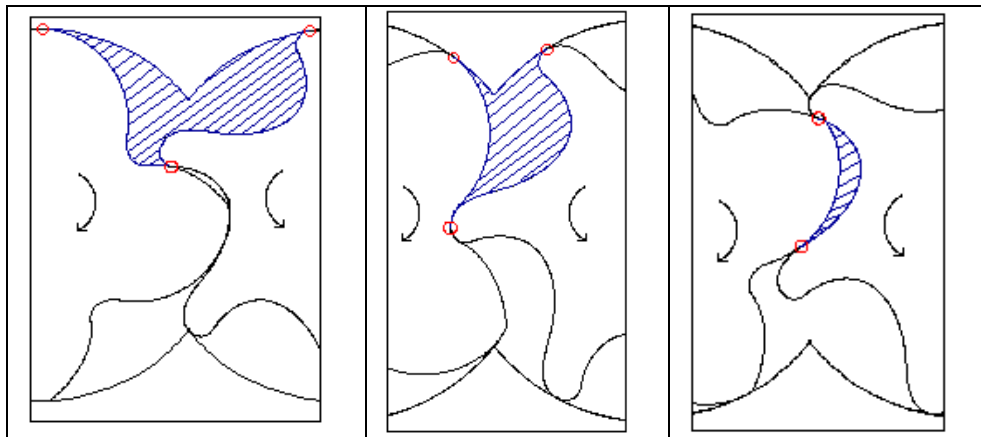
Vidalı kompresörler, 3 boyutlu karmaşık yüzeyleri içerdiğinden, geometrik özelliklerinin hesaplanması oldukça güç bir çalışmadır. Bu noktada AutoCAD VBA çok yararlı ve etkili bir programlama dilidir. Programın geometrik simülasyon kısmındaki giriş verileri dişli ve erkek rotor yarıçapı, diş sayıları, rotor

merkezler arası uzaklığı, rotor uzunluk/çap oranı, sarma açısı, radyal ve aksel çalışma boşlukları, nominal hacim oranı (built-in volume ratio) ve rotor profilinin bir vida dişini tanımlayacak noktaların x-y koordinatlarıdır. Programdaki mevcut bir rotor profili bilgisinden veya kullanıcı tarafından girilen kompresör bilgilerinden 2 boyutlu rotor profili oluşturulmaktadır. x-y koordinatları bilinen noktalar yardımıyla rotor profilinin bir vida dişi çizildikten sonra bu vida dişi, diş sayısı kadar rotor eksenine etrafında birbiri ardından tekrarlanarak AutoCAD active ekranı üzerine çizilmektedir. Daha sonra sarma açısı kullanılarak 3 boyutlu olarak rotor geometrisi tanımlanmaktadır. Şekil 1 örnek olarak çizilen erkek ve diş rotor profillerini göstermektedir.

Çizilen rotor profili kullanılarak erkek rotorun her açısal konumu için rotorlar ve gövde arasında kalan ilgili çalışma kesit alanları hesaplanmakta ve alanların rotor boyunca integre edilmesi ile çalışma hacimleri elde edilmektedir. Çalışma alanlarının hesaplanmasında önce, erkek rotor ucu ile gövde, diş rotor ucu ile gövde ve rotorlar arası temas noktaları bulunmaktadır. Rotorlar arasındaki temas noktaları bulunurken her açısal rotor konumunda rotor yüzeyleri arasındaki minimum uzaklık bulunmuştur. Rotor ucu ile gövde arasındaki temas için ise ilgili çalışma alanına en yakın erkek ve diş rotor uçları, temas noktası olarak alınmıştır. Bu şekilde temas noktaları bulunduğundan sonra AutoCAD VBA yardımıyla çalışma alanını sınırlayan eğriler çizilerek gazın sıkıştırılmış kesit alanı hesaplanmıştır. Şekil 2'de değişik rotor konumlarında temas noktaları ve sıkıştırılan gaz alanları örnek olarak gösterilmektedir. Bu alanların her açısal rotor konumunda rotor boyunca toplanması ile çalışma hacimleri elde edilmiştir. Aynı şekilde temas noktaları rotor boyunca hesaplanarak, her dönme açısında, gaz kaçaklarının olduğu temas uzunlukları bulunmuştur.



Şekil 1. Erkek ve Dişi Rotor Profilleri



Şekil 2. Temas Noktaları ve Sıkıştırılan Gaz Alanları

TERMODİNAMİK PERFORMANS SİMÜLASYONU

Programın geometrik simülasyon kısmında hesaplanan geometrik bilgiler, vidalı kompresörlerin termodinamik performans simülasyonu kısmında kullanılmıştır. Kompresör içindeki sıkıştırılmış gazın sıcaklık ve basınç değişimleri, enerji ve kütle korunumu denklemleri kullanılarak bulunmuştur. Gaz kaçağının, yağ-enjeksiyonunun ve ısı transferinin etkisi termodinamik performans analizinde dikkate alınmıştır. Yapılan hesaplamaları kolaylaştırmak için bazı varsayımlar yapılmıştır [1] :

- Gaz ve yağ faz değişimine uğramamaktadır.
- Sıkıştırılmış hacmin her yerinde gaz ve yağın sıcaklığı herhangi bir anda birbirine eşit ve sabittir.
- Sıkıştırılmış hacmin her yerindeki gaz basıncı aynıdır.
- Çalışma gazı ideal gazdır.
- Yağ sıkıştırılmaz bir akışkandır.

Enerji denkleminde aşağıdaki faktörler dikkate alınmıştır:

- Kontrol hacmine gaz girişiyle kazanılan enerji,
- Kontrol hacminden gaz çıkışı nedeniyle kaybedilen enerji,
- Gazın yaptığı iş,
- Isı transferi ve yağın entalpisindeki değişimler.

Kontrol hacmindeki gaz için termodinamiğin birinci kanunu, küçük değişimler varsayıldığında şu şekilde yazılmaktadır:

$$dU_G = dQ - dW + dI_G \quad (1)$$

Burada U_G : Gazın iç enerjisi, Q : Isı transferi, W : Gazın yaptığı iş, I_G : Gaz entalpisidir.

Kütle korunumu denkleminde ise aşağıdaki faktörler dikkate alınmıştır:

- Giriş ve çıkış ağızlarından hava akışı
- Kontrol hacminden ve kontrol hacmine olan gaz kaçaqları
- Kontrol hacmine enjekte edilen yağın kütlesi

Gaz ve yağ için kütle korunumu kanunları ise şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{dM_G}{dt} = (m_{Gi} - m_{Go}) \quad (2)$$

$$\frac{dM_L}{dt} = (m_{Li} - m_{Lo}) \quad (3)$$

Burada M_G : Gaz kütlesi, M_L : Yağ kütlesi, m : Kütle akış hızı, G : Gaz, L : Yağ, i : Kontrol hacmine giriş, o : Kontrol hacminden çıkıştır.

Sıkıştırılan gaz için durum denklemi ise aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$dP \cdot V_G = -P \cdot dV_G + R \cdot T_G \cdot dM_G + R \cdot M_G \cdot dT_G \quad (4)$$

Burada P : Yağ ve gaz basıncı, V : Hacim, T_G : Gaz sıcaklığı, R : Gaz sabitidir.

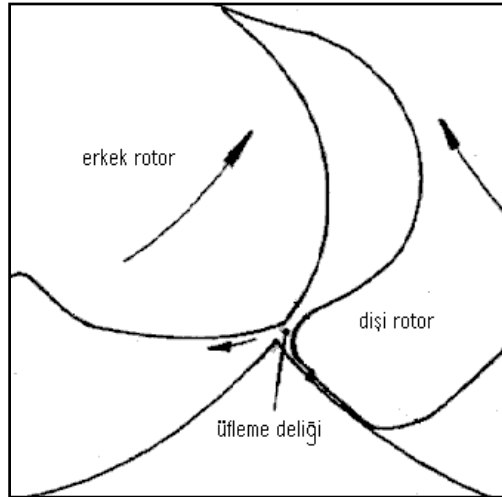
Diferansiyel denklemler ile modellenen gaz sıkıştırma işlemi dördüncü derece Runge-Kutta Metodu kullanılarak çözülmüştür. Bu şekilde, her dönme açısından, kontrol hacmindeki sıcaklık ve basınç değişimi hesaplanmıştır.

Hesaplamalar, giriş aşamasından sonra, sıkıştırma aşaması ile başlamaktadır. Gaz kaçağının miktarını hesaplamak için, ilgili hacimden önceki vida boşluğu gazının sıcaklık ve basıncı bilinmelidir. Hesaplamaların başlangıcında bu bilgiler mevcut değildir. Bu nedenle başlangıçta gazın sıcaklık ve basıncı kaçak etkisi göz önüne alınmadan bulunmuştur. Daha sonra, elde edilen gaz sıcaklık ve basıncıyla kaçak miktarları bulunarak Runge-Kutta Metodu kullanılarak gazın sıcaklık ve basıncı tekrar hesaplanmıştır. Hesaplamalar çözümde yakınsaklık erişilinceye kadar tekrarlanmıştır. Bir vida boşluğu içindeki gazın sıcaklık ve basıncı her açılmal rotör pozisyonunda bulunduktan sonra bütün vida boşluklarındaki gaz sıcaklık ve basınçları biliniyor demektir.

Gaz Kaçağı Hesaplamaları

Kompresör içindeki çalışma boşlukları, çıkış gazının yüksek basınçlı bölümden düşük basınçlı bölüme sızarak gaz kaçağına neden olmaktadır ve bu kaçaklar gazın sıcaklık ve basıncını etkilemektedir. Bu da vidalı kompresörlerin termodinamik performansı üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. Bu amaçla kaçak alanları bulunmuş ve kaçak miktarı hesaplanmıştır. Vidalı kompresörlerde dört önemli kaçak alanı vardır. Bunlar :

- Rotor vida dişleri arasındaki temas boşluğu
- Rotor uçları ile gövde arasındaki boşluk
- Emme ve çıkış sonu aksenal boşluk
- Üfleme deliği (Blowhole): erkek ve dişli rotör uçları ile gövde arasında oluşan kaçak alanı, (Şekil 3).



Şekil 3. Üfleme Deliği (Blowhole) [2]

Yağsız vidalı kompresörlerdeki çalışma boşlukları yüzeyler arasında fiziksel temasa neden olmayacak değerde olmalıdır. Bu da, gaz kaçaklarını azaltmak için boşluk alanlarının azaltılması konusunda ters düşmektedir. Çalışma boşluklarındaki gaz kaçak miktarları, lüle içinden akış denklemi kullanılarak bulunmuştur [3].

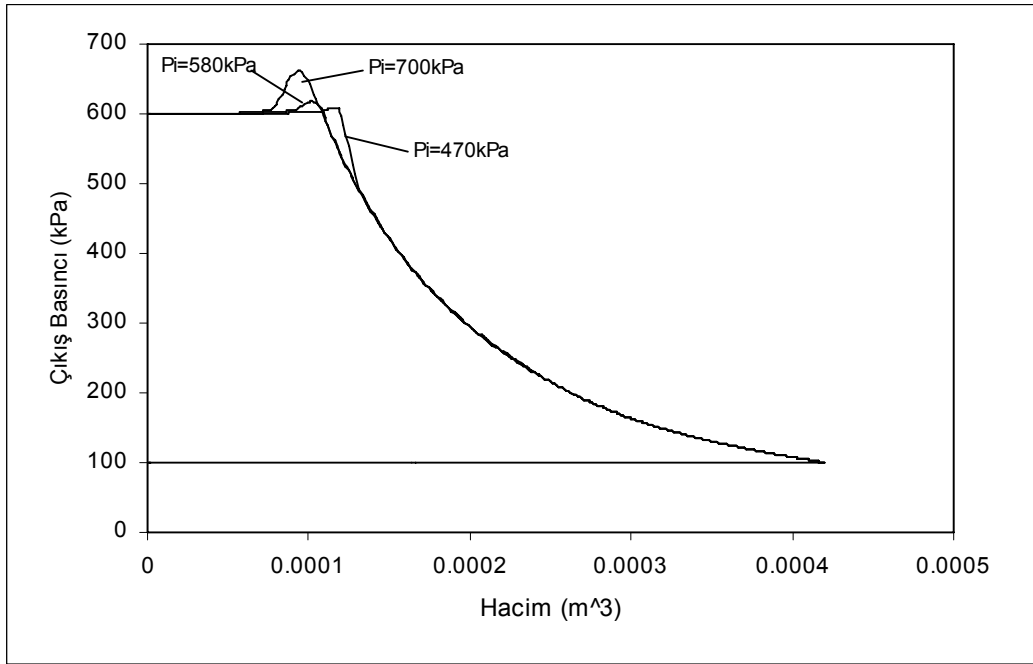
Yağ-enjeksiyonlu kompresörlerde ise rotör uçlarında ve rotörlerin vida dişleri temas noktalarındaki boşlukların yağ ile dolduğu ve gaz kaçağı olmadığı varsayılmıştır. Buralardaki yağ kaçağı miktarı hidrodinamik yağlama teorisinin uygulanması ile hesaplanmıştır [4]. Diğer kaçak miktarları ise yağsız vidalı kompresörlerde olduğu gibi hesaplanmıştır.

Isı Transferi Hesaplamaları

Yağ enjeksiyonlu vidalı kompresörlerde, enjekte edilen yağın bir kısmının gaz içinde küçük taneler halinde dağıldığı ve geri kalan kısmının ise gövde çeperinde ince bir yağ tabakası oluşturduğu varsayılmıştır. Yağ taneleri ile gaz arasındaki ısı transferinin hesaplanmasında konveksiyon ısı transferi katsayısı olarak, serbest düşen kürelerdeki ısı transferi katsayısı alınmıştır [5].Gövde çeperinde oluşan ince yağ tabakası ile gaz arasındaki konveksiyon ısı transferi katsayısı için ise düz tabaka üzerinde oluşan ısı transferi katsayısı kullanılmıştır [5].

Çıkış Ağızının Konumu

Vidalı kompresörler belli bir çıkış basıncı için tasarlanır. Bu basınç nominal basınç oranı (built-in pressure ratio) olarak tanımlanmakta ve çıkış ağızının yeri nominal hacim oranı ile belirlenmektedir. Nominal basınç oranı, sıkıştırma başlamadan önceki kompresör hacminin çıkış ağızı açılmadan önceki sıkıştırılmış hacmine oranıdır. Gaz çıkış ağızı alanı kompresör performansını etkilemektedir. Gaz çıkış aşamasının başlangıcında çıkış ağızının alanı küçük olduğu için çıkan gazın hızı yüksektir. Çıkış ağızındaki akış için yine lüle içinden akış denklemi kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. Değişik P_i Değerleri için Basınç-Hacim Grafiği

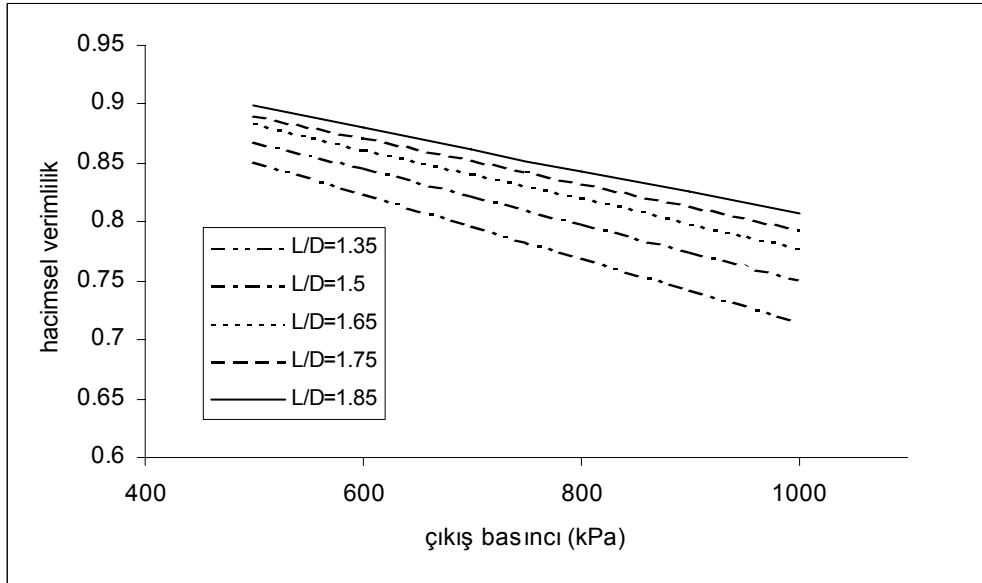
nominal basınç oranı, nominal hacim oranının ulaşıldığı basınçtır. Teorik olarak, yüksek verimlilik almak için çıkış ağızının açıldığı kısımdaki basıncın nominal basınç oranının verdiği değere (P_i) eşit olması gerekmektedir. Şekil 4'te üç değişik nominal basınç oranının verdiği basınç değerinde elde edilen basınç-hacim grafikleri gösterilmektedir. Burada çıkış ağızı basıncı (P_d) sabit tutulmuştur (600kPa). $P_i < P_d$ olma durumunda çıkış ağızının açıldığı kısımdaki basıncın gaz kompresörüne geri akarak sıkıştırılan hacim içindeki gazın basıncını artırıp kayıplara neden olur. $P_i > P_d$ olma durumunda ise sıkıştırılmış hacim içerisindeki gaz, çıkış ağızı basıncından daha yüksek bir basınca sıkıştırılmış olduğundan, gaz basıncı azalarak çıkış ağızına akış yapar, bu durum da kayıplara neden olur. En ideali $P_i = P_d$ durumudur. Ancak bu durumda da kayıplar olmaktadır, bunun nedeni başlangıçta gaz çıkış alanının küçük ve akış direncinin yüksek olması aynı anda hacmin küçülmeye devam etmesi ve basıncın artmasıdır [6].

TARTIŞMA VE SONUÇ

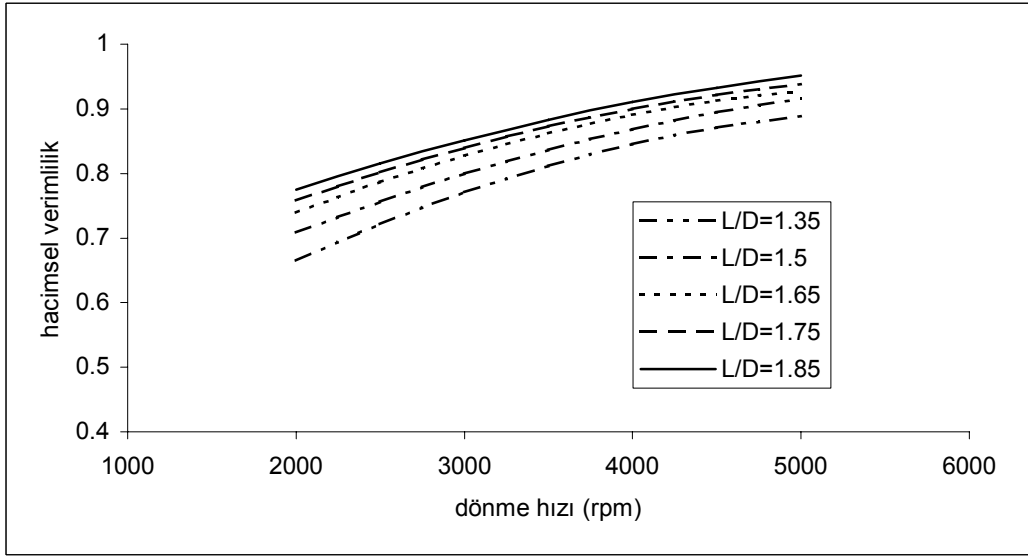
Bu çalışma ile verilen herhangi bir vidalı kompresör profili geometrisi için, sıkıştırılan gaz hacminin modellenmesinden başlayarak termodinamik performans analizi yapılabileceği gösterilmiştir. Kompresör geometrisi ile ilgili çeşitli tasarım parametreleri değiştirilerek optimum kombinasyon bulunabilmektedir. Herhangi bir açısız rotor konumunda gazın sıcaklık ve basıncı, gaz kaçak miktarları ve çalışma debisi bulunabilir. Verimlilik, basınç-hacim grafiği, gazın yaptığı iş gibi performans bilgileri elde edilmektedir.

Şekil 5 hacimsel verimliliğin çıkış basıncına göre, Şekil 6'da ise hacimsel verimliliğin dönme hızına göre, değişik uzunluk/çap oranları için, değişimi verilmektedir. Şekillerden görüldüğü gibi gaz çıkış basıncı arttıkça hacimsel verimlilik düşmektedir. Bunun nedeni basıncın artmasıyla kaçakların artmasıdır. Dönme hızı arttıkça hacimsel verimlilik artmaktadır. Bunun nedeni ise hız artınca birim zamandaki kaçaklar sabit birim zamanda dışarı atılan gaz hacminin artmasıdır, çünkü kaçakların oluşması için daha az süre vardır [7]. Grafiklerden görüldüğü gibi uzunluk/çap oranı arttıkça hacimsel verimlilik artmaktadır. Rotor çapı sabit tutulup rotor boyu arttıkça kaçaklara neden olan temas uzunlukları da artmaktadır, fakat aynı şekilde sıkıştırılan hacim de artmaktadır. Bu durumda temas uzunluğunun artması rotor boyuna göre daha az olduğundan kaçak alanlarının artışı daha az olmakta ve verim artmaktadır [8].

Geliştirilen bu program ile çeşitli tasarım parametrelerinin performans üzerine etkisinin incelenebileceği gösterilmiştir.



Şekil 5. Hacimsel Verimliliğin Çıkış Basıncına Göre Değişik Uzunluk/Çap Oranları için Değişimi



Şekil 6. Hacimsel Verimliliğin Dönme Hızına Göre Değişik Uzunluk/Çap Oranları için Değişimi

KAYNAKLAR

- [1] Fujiwara, M., Osada, Y., "Performance Analysis of an Oil-Injected Screw Compressor and Its Application", International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 220-227, May 1995.
- [2] Arbon, I. M., The Design and Application of Rotary Twin-shaft Compressors in the Oil and Gas Process Industry, MEP, London, 1994.
- [3] Fujiwara, M., Mori, H., Suwama, T., "Prediction of the Oil-Free Screw Compressor Performance Using Digital Computer", Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp. 186-189, July 1974.
- [4] Hamrock, B. J., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill Book Company, New York, 1994.
- [5] Incropera, F. P., De Witt D. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1990.
- [6] Xing, Z., Deng, D., Shu, P., "A CAD System for Twin Screw Compressors", Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp. 239-247, July 1992.
- [7] Fleming, J. S., Tang, Y., Cook, G., "The Twin Helical Screw Compressor, Part 1: Development, Applications and Competitive Position", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 212, Part C, pp. 355-367, 1998.
- [8] Çetiner, B., "Performance Analysis of Screw Compressors", M.S. Thesis in Mechanical Engineering Department, METU, 1999.

ÖZGEÇMİŞ

Begüm ÇETİNER

1974 yılı İzmir doğumludur. İlk, orta ve lise tahsilini İzmir'de tamamlamıştır. 1996 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. 1999 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nü Yüksek Mühendis olarak bitirmiştir. Yüksek Lisans Öğrenimi boyunca yine aynı bölümde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır.

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 yayını sahibidir.

Metin AKKÖK

1952 yılında Ankara'da doğdu. 1973 ve 1976 yıllarında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde Lisans ve Yüksek Lisans, 1980 yılında Imperial College'dan doktora derecesini aldı. ODTÜ'de 1980 yılında öğretim üyeliğine başladı ve 1983'de Doçent ve 1989 yılında Profesör olarak atandı. Rensselaer Polytechnic Institute'da triboloji konularında araştırmalar yaptı. ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde Makina Elemanları, Triboloji konularında dersler vermekte ve araştırmalar yapmaktadır. Hidrodinamik Yağlama ve Sürtünme konularında çok sayıda yayını vardır.