

SANTRİFÜJ KOMPRESÖRDE KAYIPLAR

Saim KOÇAK

S.Ü. Mühendislik-Mim. Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, Kampüs, KONYA

ÖZET

Santrifüj kompresör tasarımı yapılırken giriş şartları bilinmesi emme kenarı tasarımını kolaylaştıracağından, basınç kenarının tasarımı daha önemlidir. Emme kenarından basınç kenarına doğru ilerleyen akışın yapısını değiştireceğinden, Mach sayısının bir olmamalıdır. Yani akış kritik kesitten geçerek şok dalgaları oluşturmamalıdır.

Basınç kenarı tasarımı yapılırken, entropi değişimini üzerine kurulan bir kayıp katsayısı tanımlanmış ve bu katsayı, çark için bulunan boyutsuz kütle akış denklemi ne bir korelasyon katsayısı olarak çarpan olarak getirilmiştir. Kompresör verimi 0,75 ile 0,9 aralığında durma basınç oranının 4'den düşük olduğu değerlerde entropi değişiminin azaldığı görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Santrifüj kompresör, çark tasarımı, emme kenarı, basınç kenarı

LOSSES IN THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

ABSTRACT

The impeller discharge is important factor in of inlet states makes the impeller inlet easier. Mach number should not be one because it should change flow characteristics when the flow moves from impeller inlet to impeller discharge. In other words, flow should not cause shock wave to pass through the critical area.

A loss coefficient on the entropy change is described in designing of impeller discharge. This loss coefficient is used as a correlation coefficient in dimensionless mass flow equation for impeller.

It is concluded that, entropy change decreases at compressor efficiency of 0.75 to 0.9 and stagnation pressure rate less than 4.

Key words: Centrifugal compressor, impeller design, inducer, discharge

E-posta: skoca@selcuk.edu.tr

1. GİRİŞ

Hamarat ve Koçak [1], santrifüj kompresör çarkındaki kararlı, sesaltı, viskoz olmayan akışı S2 (kanat dibinden kanat ucuna) akım yüzeyi üzerinde sonlu elemanlar metodu ile çözmüş ve Eckart tarafından tanımlanan beş düzlemde (W/U_2) bağıl hız profillerine göre ve potansiyel teoriye göre karşılaştırmış ve girişe yakın düzlemlerde hız profilleri potansiyel teori ile uyum içinde olduğu çıkışta ikincil akışların etkisi ile sapmalar olduğu görülmüştür.

Koçak [2], merkezkaç kompresöründe çark tasarımı yapılırken dikkate alınan Mach sayıları, basma kenarı açısı, özgül hız ve difüzyon limitleri bulundu. Emme kenarı tasarımı yapılırken kütle debisi minimum Mach sayısını sağlayacak şekilde çarka girmelidir. Kütle debisi için emme kenarı üst yanak açısı -56° ile -64° arasında bağıl Mach sayısı minimum olduğu görülmüştür.

Galvas[3], kanatları geriye yatıklaştırılmış çarklar için maksimum verimin, özgül hızın 0.705 ile 1.018 değerleri arasında olabileceğini gösterdi.

Koçak [4], santrifüj kompresör çarkında deneysel çalışmalarda bulunan sonuçlarda dikkate alınarak emme kenarı üst ve alt çapı, basınç kenarı çapı hesaplayacak bir ön tasarım prosedürü geliştirildi. Enerji denkleminin bağıl olarak basınç kenarı bağıl ve mutlak Mach sayıları bulundu ve basınç kenarı için bağıl Mach sayısı ve kanat açısı hesaplandı. Tasarım çap oranına göre emme kenarının ön tasarım hesaplarının yapılabileceği gösterildi.

2. SABİT EKİPMANLAR İÇİN BOYUTSUZ KÜTLE AKIŞ PARAMETRESİ

Santrifüj kompresörde, boyutsuz kütle akış parametresi durma haline göre düzenlenirse,

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_0}{\chi}}}{A p_0} = M \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}} \quad (1)$$

ve boyutsuz kütle akış parametresi ve statik basınca göre düzenlenirse,

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_0}{\chi}}}{A p} = M \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\chi+1}{2\chi-1}} \quad (2)$$

elde edilir [5]. Burada \dot{m} kütle debisi, R gaz sabiti, T sıcaklık, χ izentropik üs, A alan, p basınç, M Mach sayısı, 0 alt indisi durma noktasını göstermektedir.

Şekil 1'de görülen kompresör çarkı, 1 durumundaki atmosferde, 2 durumundaki kompresör girişine akışkanı çeker yani girişte akış çarkın girişi doğrultusunda yönlendirme yapılır. Girişteki bu yönlendirici kanatlar, difüzör yapısındadır. Akışta giriş şartları bilindiğinden (T_{01} ve p_{01}), denklem (1) kompresör çıkış şartlarına göre düzenlenirse,

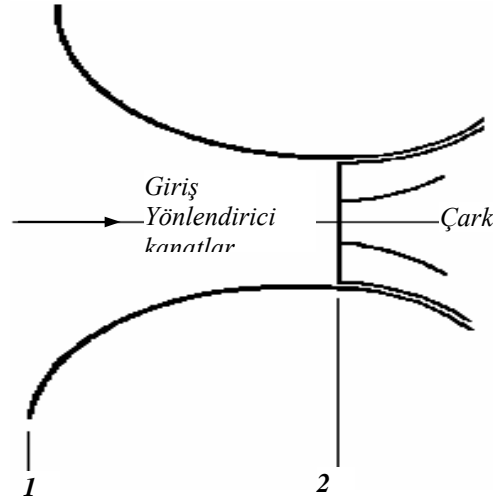
$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{01}}{\chi}}}{A_2 p_{01}} = M_2 \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}} \quad (3)$$

elde edilir.

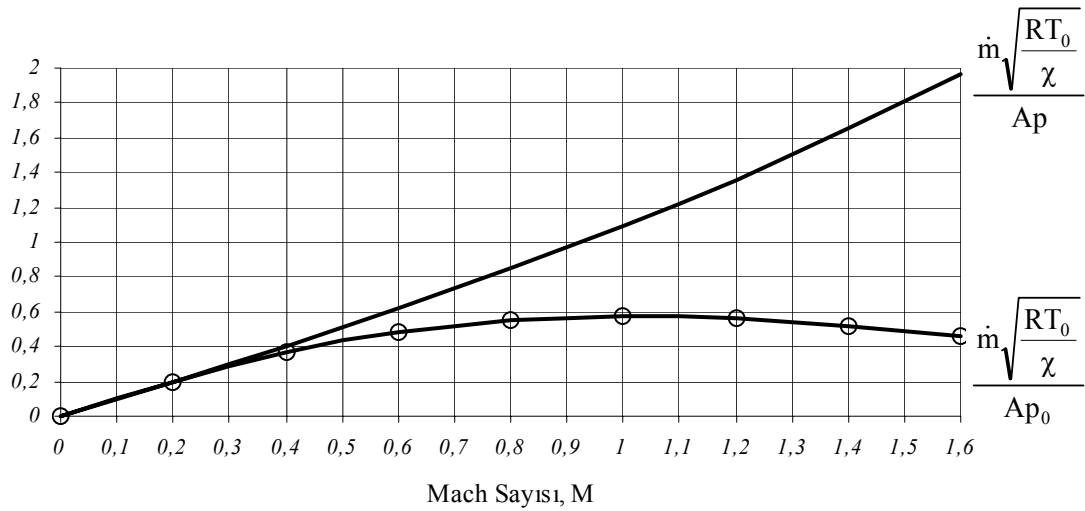
Denklem (1)'in sol tarafı kütle akışının, alanın ve durulma basıncının sağ tarafı ise Mach sayısının bir fonksiyonudur. Denklem (2)'in sol tarafı ise durma basıncı yerine statik basıncın bir fonksiyonudur. Santrifüj kompresör girişte yönlendirici kanatlarına akış şartlarının bilindiğinden, giriş Mach sayısı bulunabilir. Statik

değerlerin bulunması için denklem (1) ve(2) basit ve hızlı iterasyon metotlarından olan Newton-Raphson metoduna

göre itere edilir. Bulunan Mach sayısına karşılık gelen $\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_0}{\chi}}}{A_p}$ değeri, şekil 2'den okunarak statik basınç ve dolayısıyla statik sıcaklık bulunur.



Şekil 1. Kompresör girişi ve girişteki yönlendirici kanatlar.



Şekil 2. Boyutsuz kütle akış parametreleri

Turbomakina hesaplarında hız vektörünün alana dik olmadığı durumlarda denklem (3)

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{01}}{\chi}}}{A_1 p_{01}} = \frac{A_2}{A_1} \cos \alpha_2 M_2 \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}} \quad (4)$$

haline gelir.

Şekil (2)'de görüldüğü gibi denklem (1), $M=1$ için bir maksimuma ulaştığından akışkan kütlesi kritik kesittir. Akışın geçtiği kanal kritik kesitten sonra da genişlemeye devam ederse, akışın yapısı değişir ve şok dalgaları meydana gelir [5]. Şok dalgaları aniden yeniden sıkıştırmalar meydana gelerek kayıpları artacağından sesüstü akışlardan kaçınılır. Bundan dolayı, durma basıncı (p_0), toplam basınç niteliği taşıdığından, akışın kritik basınca ulaşip ulaşmadığı bilinemeyeceğinden, statik değerlerin kullanılması daha uygun olacaktır.

3. ÇARK İÇİN BOYUTSUZ KÜTLE AKIŞ PARAMETRESİ

Turbomakinalarda sabit ekipmanlar için geçerli olan mutlak durma sıcaklığı ve mutlak hıza göre tanımlanmış Mach sayısı ile çark gibi dönen ekipmanlar için bağlı durma sıcaklığı (T_{0b}) ve bağlı Mach sayısı ($M_b=W/\sqrt{\chi RT}$) ile değiştirilirse, denklem (1)

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{0b}}{\chi}}}{A p_{0b}} = M_b \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_b^2 \right)^{\frac{(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \quad (5)$$

haline gelir.

Santrifüj kompresörün harcadığı iş, şekil 3'de görülen santrifüj kompresör giriş veya çıkış hız üçgenlerinin birinden,

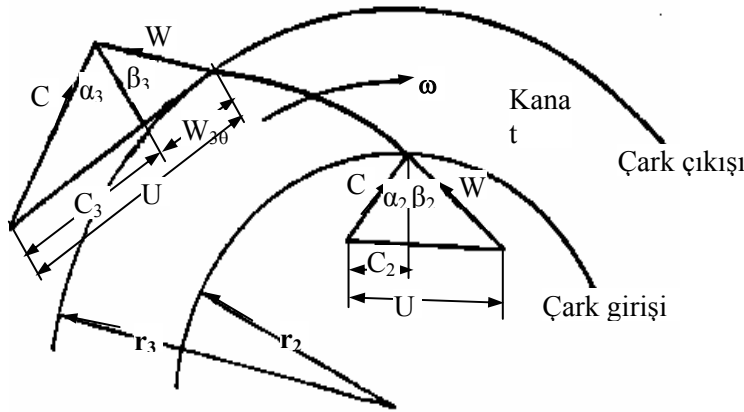
$$UC_\theta = \frac{1}{2} (C^2 + U^2 - W^2) \quad (6)$$

elde edilir. Burada U çevresel hız, C mutlak hız, W bağlı hızdır. Euler'in Turbomakina eşitliği, bağlı durma entalpilerine göre,

$$W = h_{03} - h_{02} = U_3 C_{3\theta} - U_2 C_{2\theta} \quad (7)$$

şeklinde yazılır. Burada W harcanan iş, h entalpi, θ alt indisi çevresel doğrultuyu göstermektedir. Denklem (7)'yi bağlı durma entalpilerine göre,

$$W = (h_{b03} - h_{b02}) = \frac{1}{2} (U_3^2 - U_2^2) \quad (8)$$



Şekil 3. Santrifüj kompresör giriş ve çıkış hız üçgenleri.

şeklinde düzenlenir ve denklem (8)'den bağıl durma sıcaklıkları oranı,

$$\frac{T_{b03}}{T_{b02}} = 1 - \frac{1}{2C_p T_{b02}} (U_2^2 - U_3^2) \quad (9)$$

ve bağıl durma basınçları oranı,

$$\frac{p_{b03}}{p_{b02}} = \left(1 - \frac{1}{2C_p T_{b02}} (U_2^2 - U_3^2) \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad (10)$$

olarak elde edilir.

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{0b2}}{\chi}}}{Ap_{0b2}} = \frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{0b3}}{\chi}}}{Ap_{0b3}} \left(\frac{T_{b03}}{T_{b02}} \right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{p_{b02}}{p_{b03}} \right)^{-1} \quad (11)$$

Denklem (9) ve denklem (10), denklem (11)'de yerine konursa

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{0b2}}{\chi}}}{Ap_{0b2}} = M_{b3} \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_{b3}^2 \right)^{-\frac{(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \left(1 - \frac{1}{2C_p T_{b02}} (U_2^2 - U_3^2) \right)^{\frac{(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \quad (12)$$

elde edilir[6].

Şekil 4'deki (h-s) diyagramında toplamdan toplama (toplam entalpiden toplam entalpiye) verim,

$$\eta_{tt} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1}{\left(\frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{\eta_p \frac{\chi-1}{\chi}} - 1} \quad (13)$$

olarak bulunur.

Şekil 4'de görüldüğü gibi politropik verim sabit kalmak şartı ile durma basınç oranı arttıkça toplamdan toplama verim düşmektedir. Yani herhangi bir işletim durumunda aynı giriş şartları için, daha yüksek çark çıkış hızı ve çıkış sıcaklığı meydana gelmektedir. Gerçek işletimde ise, ideal prosesden uzaklaşıldığı için entropi değişimi olacağı aşikardır.

4. KAYIPLAR

4.1 Basınç kaybı

Açık sistemler için entropi değişim denklemi,

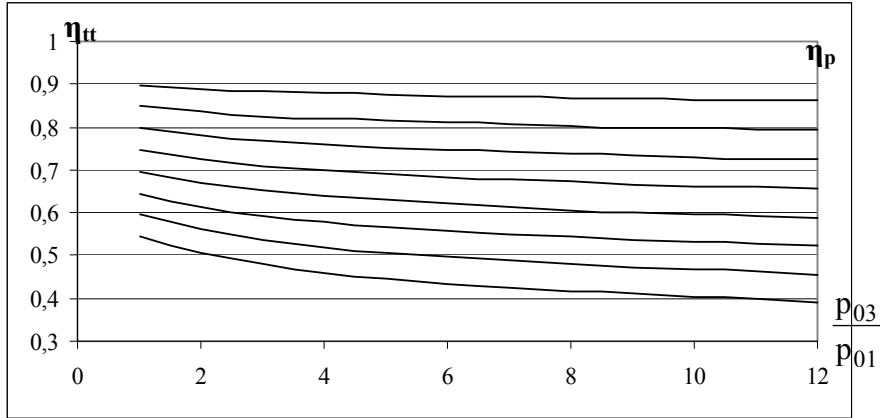
$$ds = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (14)$$

şeklinde yazılır [7].

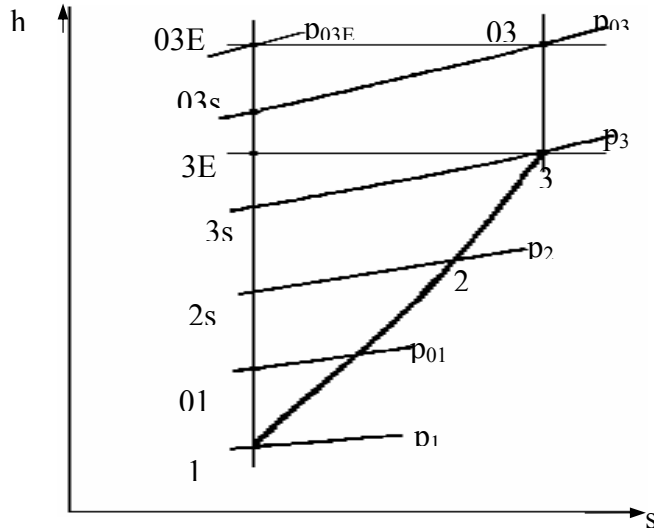
Akışın çark giriş ve çıkış şartlarına göre integrali alınırsa,

$$s_{01} - s_{03E} = C_p \ln\left(\frac{T_{01}}{T_{03E}}\right) + R \ln\left(\frac{p_{03E}}{p_{01}}\right) \quad (15)$$

elde edilir. Şekil 4 den $s_{01} - s_{03E} = 0$ olduğundan



Şekil 4. Toplamdan toplama verim ve basınç oranının bir fonksiyonu olarak politropik verimin değişimi.



Şekil 5. Santrifüj kompresör (h-s) diyagramı [8].

$$C_p \ln\left(\frac{T_{01}}{T_{03E}}\right) = -R \ln\left(\frac{p_{03E}}{p_{01}}\right) \quad (16)$$

haline gelir. Gerçek prosesde entropi değişimi, Şekil 5'den $T_{02} = T_{02E}$, $s_1 = s_{01}$ ve $s_3 = s_{03}$ olduğu görülür ve denklem (15), denklem (16) de yerine konursa,

$$s_1 - s_3 = R \ln \left(\frac{p_{03}}{p_{03E}} \right) \quad (17)$$

elde edilir. Gerçek proses'deki entropi değişimi $\Delta s = s_3 - s_1$ olduğundan,

$$\frac{p_{03}}{p_{03E}} = \sigma = e^{-\frac{\Delta s}{R}} \quad (18)$$

elde edilir. Burada σ durma basınç kaybıdır.

4.2 Statik Entalpi Kaybı

Statik entalpi kaybı aynı basınç oranıyla gerçek proses ve izentropik proses statik entalpi değişimindeki ($h_3 - h_{3S}$) fark olarak ifade edilebilir ve basınç kenarı mutlak hızı (C_3) ile boyutsuzlaştırılmasıyla,

$$\zeta = \frac{h_3 - h_{3S}}{\frac{1}{2}C_3^2} = \frac{h_3 - h_{3S}}{h_{03} - h_3} \quad (19)$$

mutlak durma noktası entalpisi $h_0 = h + \frac{1}{2}C^2$ olduğundan,

$$\zeta = \frac{h_3 - h_{3S}}{h_{03} - h_3} \quad (20)$$

haline gelir. burada ζ statik entalpi kaybıdır.

$$\frac{h_{3S}}{h_3} = \frac{h_{3S}}{h_{03E}} \frac{h_{03}}{h_3} = \left(\frac{p_3}{p_{03E}} \frac{p_{03}}{p_3} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{03E}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} = \sigma^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (21)$$

veya

$$\sigma = \left(1 - \frac{\chi-1}{2} \zeta M_3^2 \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad (22)$$

olarak elde edilir.

4.3 Toplam Entalpi Kaybı

Kompresörün harcadığı işe etkisinden dolayı buradaki en önemli kayıp entalpi artışındaki kayıptır. Durma entalpi kaybı ($h_{02} - h_{02S}$) üzerine kurulmuş kayıp katsayısı çark veya rotor uç hızı U_T ile boyutsuzlaştırılarak[8],

$$\Delta q = \frac{h_{03} - h_{03S}}{U_T^2} \quad (23)$$

olarak bir kayıp katsayısı tanımlanır.

$$\Delta q U_T^2 = h_{03} \left(1 - \frac{h_{03S}}{h_{03E}} \right) = h_{03} \left(1 - \sigma^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right) \quad (24)$$

$$\sigma = \left[1 - (\chi - 1) \left(\frac{U_T}{a_{03}} \right)^2 \Delta q \right]^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad (25)$$

Bu σ terimine göre tanımlanabilir.

$$\eta_{tt} = \frac{\sigma^{\frac{\chi-1}{\chi}} \left[1 - \left(\frac{p_{01}}{p_{03}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]}{1 - \left(\sigma \frac{p_{01}}{p_{03}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}} \quad (26)$$

elde edilir.

Denklem (25), denklem (12)'ye bir çarpan olarak gelir ve

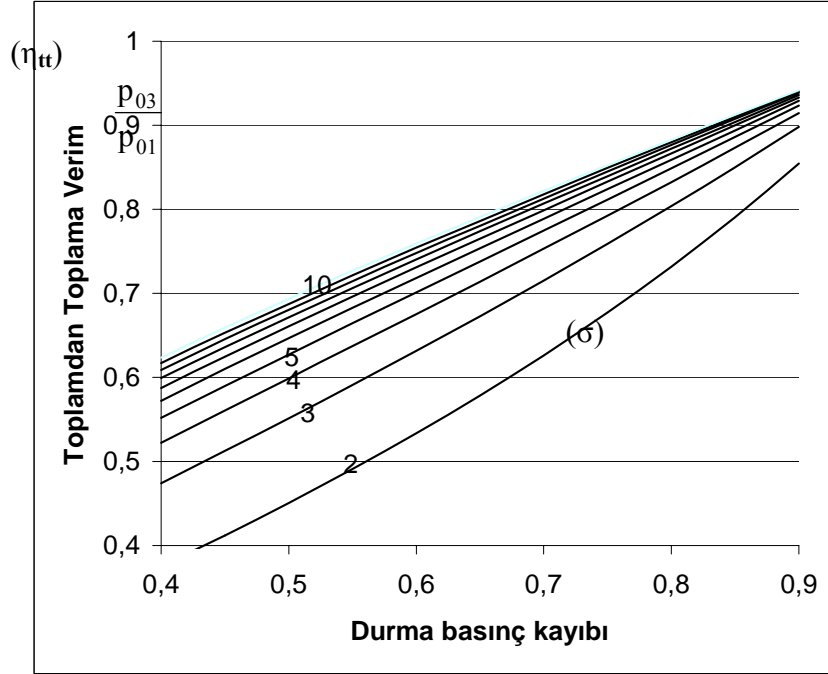
$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{0b1}}{\chi}}}{A p_{0b1}} = \sigma M_{b3} \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_{b3}^2 \right)^{-\frac{(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \left(1 - \frac{1}{2C_p T_{b01}} (U_2^2 - U_3^2) \right)^{\frac{(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \quad (27)$$

haline gelir.

SONUÇ

Santrifüj kompresör ön tasarımı yapılır iken basma yüksekliği, debi ve devir sayısına esas alınır. Bu hesaplamalar esnasında giriş şartları bilindiğinden emme kenarı tasarımı yapmak kolaydır. Fakat basınç kenarı boyutsuz kütle akış parametresi üzerine kurulu tasarım hesaplarında bir şekilde kayıpların hesaplamalara katılması gerekir. Kayıpların hesaplara katılması için entropi değişimini de kapsayacak şekilde bir kayıp katsayısı tanımlanmasıyla Santrifüj kompresörde işletim esnasında izentropik prosesden uzaklaştıkça şekil 6'da görüldüğü gibi aynı durma basınç oranında entropi kazanımı oldukça, toplamdan toplama verim artmakta veya tersi olmaktadır. Genelde santrifüj kompresör verimi 0.75 ile 0.9 arasında olacağını düşünürsek σ değeri 0.55 ile 0.7 arasında değişmektedir.

$\frac{P_{03}}{P_{01}}$ oranının 4'den daha düşük değerlerde, σ değeri 0.85'lerin üzerinde olacağından ideale çok yaklaşacağı açıkça görülmektedir.



Şekil 6. Entropi kazanımı ve basınç oranının bir fonksiyonu olarak izentropik toplamdan toplama verim.

KAYNAKLAR

1. Hamarat, H.A., ve Koçak, S., TMMOB, Konya Makine Mühendisleri Odası Şubesi Bülteni, Cilt:2, Sayı:6, Sayfa 18-23, 2002.
2. Koçak, S., "Merkezkaç Kompresör Çark Tasarım Kriterleri", Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Dergisi, Cilt 12, N0:2, sayfa 335-351, 1999.
3. Galvas, M. R., Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed, NASA TN D 6729, 1972.
4. Koçak, S., Santrifüj Kompresör Çarkının Ön Tasarımı, Zonguldak Karaelmas Ü. Teknoloji Dergisi, Yıl 4, Sayı 1-2, 119-125, 2001.
5. Aksel, M.H., ve Eralp, C., "Gas Dynamics" Prentice Hall, 1994.
6. Koçak, S., Santrifüj Kompresör Çarkının Tasarım Dışı Çalışması, Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fak. Mühendislik Bilimleri Dergisi, 10 Cilt, 2.Sayı, 2004.
7. Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", McGraw-Hill&Literatür, İstanbul, 1996.
8. Whitfield, A., and N.C. Baines, 1990. "Design of Radial Turbomachines" 397 sayfa, Longman Scientific Technical.