

SANTRİFÜJ KOMPRESÖR ÇARKININ TASARIM DIŞI ÇALIŞMASI

Saim KOÇAK

Selçuk Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kampüs/Konya

Geliş Tarihi : 11.03.2002

ÖZET

Santrifüj kompresörü çarkının emme kenarı ve basınç kenarı boyutları ön tasarım ile bulundu. Blokaj faktörü ile emme kenarı boyutsuz kütle akış parametresi basınç kenarı bağıl Mach sayısına göre düzenlendi. Tasarım dışı hesaplara esas olacak basınç kenarı bağıl Mach sayısına bağlı denklem, emme kenarı boyutsuz kütle debisi parametresine eşit oluncaya kadar itere edilerek tasarım dışı çalışma şartı için basınç kenarı bağıl Mach sayısı bulundu. Basınç, sıcaklık ve yoğunluk oranlarına göre bulunan sonuçların teori ile uyum içinde olduğu görüldü.

Anahtar Kelimeler : Santrifüj kompresör, Çark, tasarım dışı, Emme kenarı, Basınç kenarı

OFF-DESIGN OPERATION OF IMPELLER OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

ABSTRACT

Inducer and discharge dimensions of impellers of centrifugal compressor are determined as a preliminary design. Blockage factor and inducer dimensionless mass flow are exercised in relation with the relative Mach number. The equation which will be based on off-design calculation, related with the discharge relative Mach number are iterated until it will equal to inducer dimensionless mass flow rate. Then discharge relative Mach number for off-design works is obtained. The results calculated in accordance with pressure, temperature and density are seen to be similar with the theoretical parameters.

Key Words : Centrifugal compressor, Impeller, Off-design, Inducer, Discharge

1. GİRİŞ

Horlock (1971), turbomakinada akış parametrelerinin hesaplanması için geliştirilen genel denklemleri, akıştaki entropi artışını kapsayacak şekilde düzenledi.

Galvas (1972), kanatları geriye yatıklaştırılmış çarklar için maksimum verimin, özgül hızın 0.705 ile 1.018 değerleri arasında olabileceğini gösterdi.

Whitfield and Baines (1976), santrifüj kompresör ve türbin için genel bir tasarım prosedürü sundu. Çarkta, ideal akıştan gerçek akışa geçmek için entalpi kayıpları için bir kayıp katsayısı tanımladı. Bu kayıp katsayısını boyutsuz kütle akış parametresinin sağ tarafına bir çarpan olarak getirerek bir boyutlu akış için kayıpları da içine alan bir tasarım geliştirdi.

Toyoma et al., (1977), çalkantı bölgesinde işletim esnasında yüksek basınç oranlı bir santrifüj kompresöründe yapılan ölçümlerin sonuçlarını irdeledi. Çark içerisinde çalkantılı akışın nasıl

oluşturduğunu ve sonra basıncındaki dalgalanmayı gösterdi.

Baineset and Wallece, (1979), santrifüj kompresör ve türbinin kullanıldığı turboşarj uygulamaları için tasarım noktası hesaplarından sonra, tasarım dışı çalışma şartları için entropi kaybı tahmini üzerine kurulan bir tasarım prosedürü sundu. Türbin performans eğrileri üzerinde motor hızlarını göstererek uygun çalışma şartlarını belirledi.

Koçak (1996), santrifüj kompresörün ön tasarım hesaplarını yaptı. Basınç kenarı çapına, güç azlığı faktörünün etkisini araştırdı. Emme kenarı bağlı Mach sayısına, emme kenarı geometrisinin ve kritik akış şartlarının etkisini gösterdi. Kanatlı ve kanatsız difüzörü kullanan santrifüj kompresör için bir ön tasarım prosedürü sundu.

Bu çalışmada, ön tasarım hesapları devir sayısı, basma yüksekliği ve kütle debisine göre boyutlandırılan çarkın, tasarım dışı çalışması durumunda, basınç kenarı bağlı Mach sayısında meydana gelen değişiklik iterasyonla bulundu. Basınç kenarı bağlı Mach sayısının yeni değerine göre aerodinamik ve aerotermodinamik parametreler hesaplandı. Bu değerlere göre santrifüj çarkının çalışmasının istenmediği stall hattının üzerinde veya Mach sayısının bire eşit olduğu kritik akış bölgesinde performans eğrileri çizildi.

2. ÇARK BOYUTLARININ BULUNMASI

Ön tasarım hesapları santrifüj kompresörün çalıştırılacağı devir sayısı, basma yüksekliği ve debiye göre yapıldığından önce santrifüj kompresörün en önemli ekipmanı olan çarkın boyutlandırılması gerekir.

Rodgers (1978) tarafından,

$$\lambda = \frac{C_{2\theta}}{U_2} = \frac{\mu}{1 - \frac{\tan \beta_{B2}}{\tan \alpha_2}} \quad (1)$$

olarak iş faktörü tanımladı. Burada λ iş girdi katsayısını gösterir.

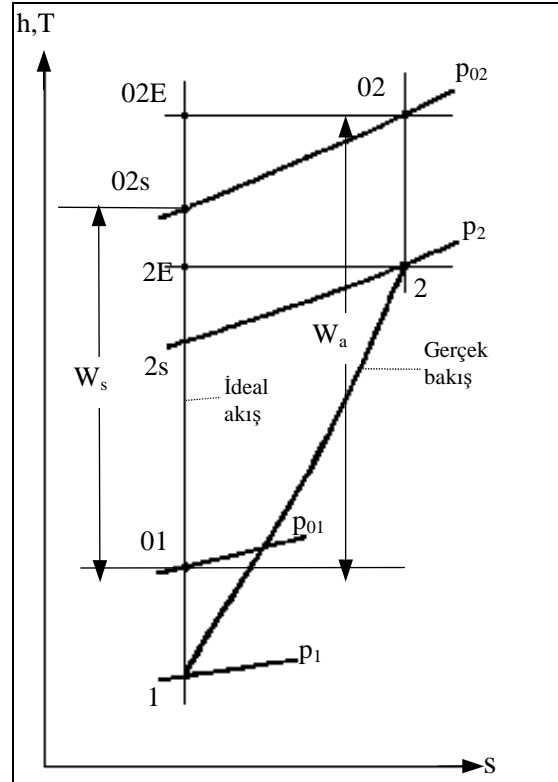
Burada h entalpiyi, T sıcaklığı, p basıncı, W iş, s entropiyi, r yarıçapı, C mutlak hızı, W bağlı hızı, U kanat hızını, α mutlak hızın açısını, β bağlı hız açısını, 1 alt indisi emme kenarı, 2 basınç kenarı, θ teğetsel doğrultuyu, ∞ sonsuz kanat halini, 1h alt

indisi emme kenarı alt yanağını, 1s alt indisi üst yanağı, 0 durma halini, m meridyenel doğrultuyu, 2B alt indisi sonsuz kanatta kanat açısını göstermektedir.

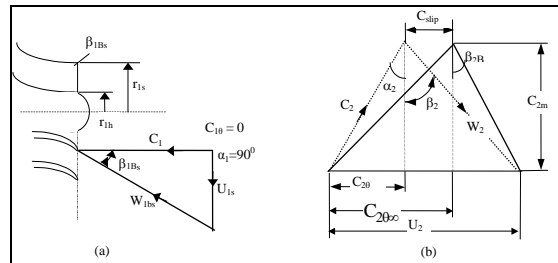
Şekil 1 den, durma basınç oranları,

$$P_R = \frac{P_{02s}}{P_{01}} \cong \frac{P_{02}}{P_{01}} \quad (2)$$

Şekil 2'den özgül kanat işi



Şekil 1. Santrifüj kompresörü h-s diyagramı (Koçak 2001)



Şekil 2. a) Emme kenarı hız üçgeni b) Basınç kenarı hız üçgeni

$$W = \quad h_{02} - \quad h_{01} = U_2 C_{2\theta} - \quad U_1 C_{10} \quad (3)$$

ve ideal gaz için toplamdan toplama verim,

$$\eta_s = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{C_p T_{01} \left(p_r^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right)}{U_2 C_{2\theta} - U_1 C_{1\theta}} \quad (4)$$

şeklinde yazılır. Burada; W_s izentropik işi, W_a gerçek işi, η_s izentropik verimi, C_p sabit basınç altında özgül ısıyı, χ özgül ısıların oranını (izentropik üs) göstermektedir.

Emme ağzında ön yönlendirme yoksa, yani $C_{10} = 0$ ise denklem (1), (2) ve (3), denklem (4)'de yerine konursa

$$\frac{U_2}{a_{01}} = \frac{p_r^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1}{\eta_s \lambda (\chi - 1)} \quad (5)$$

olarak bulunur. Burada ρ yoğunluğu, a ses hızını göstermektedir.

Whitfield and Baines (1990) tarafından akış katsayısı,

$$\phi = \frac{\rho_1}{\rho_{01}} \left(\frac{r_{1s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \frac{C_1}{a_{01}} \frac{a_{01}}{U_2} \quad (6)$$

tanımlandı. Burada; r yarıçap, $v = \frac{r_{1h}}{r_{1s}}$ göstermektedir.

Şekil (2.b)'den basınç kenarı meridyenel hız oranı

$$\frac{C_{2m}}{a_{01}} = \frac{C_{2\theta}}{a_{01}} \frac{1}{\tan \alpha_2} \quad (7)$$

eşitliği ile basınç kenarı yoğunluk oranı,

$$\frac{\rho_2}{\rho_{01}} = \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right) \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right) \left(\frac{T_{01}}{T_{02}} \right) \quad (8)$$

ile basınç kenarı boyut oranları,

$$\frac{b_2}{r_2} = \frac{\phi \frac{U_2}{a_{01}}}{2 \frac{\rho_2}{\rho_{01}} \frac{C_{2m}}{a_{01}}} \quad (9)$$

dir Koçak (2001). Burada, b_2 kanat genişliğini göstermektedir.

3. TASARIM DIŞI ÇALIŞMA ŞARTLARI

Tasarım değerleri veya çalışma noktası değerleri olan basma yüksekliği, debi ve devir sayısındaki boyutsuz kütle akış parametresi

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{b0}}{\chi}}}{A p_{b0}} = M_b \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_b^2 \right)^{\frac{-(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \quad (10)$$

olarak tanımlanır (Aksel ve Eralp 1994).

Tasarımın yapıldığı devir sayısı, entalpi düşüşü ve kütle debisi değerinin dışında çalışması halinde tasarım dışı çalışma şartları oluşur.

Denklem (10)'i basınç kenarı için düzenlenirse,

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{b02}}{\chi}}}{A_2 p_{b02}} = \frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{b01}}{\chi}}}{A_2 p_{b01}} \left(\frac{T_{b02}}{T_{b01}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{p_{b01}}{p_{b02}} \right) \quad (11)$$

haline gelir. Basınç kenarından akış β_2 açısı yaparak çıkıyorsa, denklem (11)

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{b02}}{\chi}}}{A_1 p_{b02}} = \frac{A_2 \cos \beta_2 M_{b2}}{A_1} \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_{b2}^2 \right)^{\frac{-(\chi+1)}{2(\chi-1)}} \quad (12)$$

şeklinde basınç kenarı boyutsuz kütle akış debisi olarak yazılabilir. Denklem (11)'nin sağ tarafındaki ikinci terim,

$$\frac{T_{b02}}{T_{b01}} = 1 - \frac{1}{2C_p T_{b01}} (U_1^2 - U_2^2)$$

bağlı durma sıcaklığı oranıdır. Denklem (11)'nin sağ tarafındaki üçüncü terim,

$$\frac{p_{b02}}{p_{b01}} = \left[1 - \frac{1}{2C_p T_{b01}} (U_1^2 - U_2^2) \right]^{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad (14)$$

bağlı durma basıncı oranıdır. Burada b alt indisi bağlı hali göstermektedir.

Denklem (11)'e denklem (12),(13) ve (14) yerine konursa

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_{b01}}{\chi}}}{A_1 p_{b01}} = \frac{A_2}{A_1} \cos \beta_2 M_{b2} \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_{b2}^2 \right)^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}} \quad (15)$$

$$\left[1 - \frac{\chi-1}{2\chi RT_{b01}} (U_2^2 - U_1^2) \right]^{\frac{\chi+1}{2(\chi-1)}}$$

elde edilir.

Entropi değişim miktarı,

$$\int_{s_{01}}^{s_{02E}} ds = C_p \int_{T_{01}}^{T_{02E}} \frac{dT}{T} - R \int_{p_{01}}^{p_{02E}} \frac{dp}{p} \quad (16)$$

$$C_p \ln \left(\frac{T_{01}}{T_{02E}} \right) = -R \ln \left(\frac{p_{02E}}{p_{01}} \right) \quad (17)$$

elde edilir.

Denklem (16), (01-02) prosesleri arasında yazılır.

$$s_{01} - s_{02} = C_p \ln \left(\frac{T_{01}}{T_{02}} \right) + R \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (18)$$

elde edilir, denklem (17) yerine konursa,

$$\frac{p_{02}}{p_{02E}} = e^{\left(-\frac{\Delta s}{R} \right)} \quad (19)$$

elde edilir. Burada Δs , gerçek prosesin entropi değişimidir.

$$\sigma = e^{\left(-\frac{\Delta s}{R} \right)} \quad (20)$$

Rotor için denklem (20)

$$\sigma = \left(\frac{T_{b01}}{T_{b02}} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}} \left(\frac{p_{b02}}{p_{b01}} \right) \quad (21)$$

olarak düzenlenir. (Whitfield and Baines, 1976).

Entropi değişimi de dikkate almak için denklem (21), denklem (15)'in sağ tarafına bir çarpan olarak getirilir.

A. Emme kenarı alt yanak üst yanak yarıçap oranı $\frac{r_{1h}}{r_{1s}}$, emme kenar üst yanak ile basınç

kenarı yarıçap oranı $\frac{r_{1h}}{r_2}$, emme kenarı üst

yanak akış açısı (β_{1s}), kademe verimi (η_s), güç azlığı faktörü (μ), basınç kenarı kanat açısı (α_2), en verimli nokta için seçilir.

B. Santrifüj kompresörün tasarımını yapılırken çalışma yeri ve çalışma şartları değişeceğine göre emme kenarı durma basıncı (p_{01}), emme kenarı durma sıcaklığı (T_{01}), Kompresör durma basınç oranı (p_R) ve basınç kenarı geriye yatıklaştırma açısına (β_{B2}) göre hesaplamaya başlanır.

Emme kenarı alanı A_1 ve basınç kenarı alanı A_2 ön tasarım hesapları ile bulunmuş olduğundan, denklem (11) in sol tarafı emme kenarı giriş şartlarına ama sağ tarafı basınç kenarı bağıl akış açısı, bağıl Mach sayısı ve devir sayısına bağlıdır.

Tasarım noktasına göre boyutlandırılan çark, devir sayısı ve kütle debisi değiştiği zaman tasarım dışı çalışma şartlarına geçer. Tasarım dışı hesaplar için aşağıdaki sıra takip edilir.

1. Denklem (15) in sol tarafı hesaplanır.
2. Ön tasarımda bulunan bağıl Mach sayısına göre blokaj faktörü de dikkate alınarak denklem (16) in sağ tarafını hesaplamak için iterasyona başlanır.
3. Basınç kenarı bağıl sıcaklık oranı,

$$\frac{T_{b02}}{T_2} = \left(1 + \frac{\chi-1}{2} M_{b2}^2 \right) \quad (22)$$

ve basınç kenarı bağıl Mach sayısı

$$M_{b2} = \frac{W_2}{a_2} = \frac{W_2}{\sqrt{\chi RT}} \quad (23)$$

dir ve denklem (22), denklem (23)'de yerine konur ve basınç kenarı bağıl Mach sayısına göre düzenlenirse,

$$W_2 = M_{b2} \left[\frac{\chi RT_{b02}}{1 + \frac{\chi-1}{2} M_{b2}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

olarak basınç kenarı bağıl Mach sayısı elde edilir.

4. Basınç kenarı akış açısı

Güç azlığı faktörü,

$$\mu = 1 - \frac{C_{20\infty} - C_{20}}{U_2} \quad (25)$$

dir (Whitfield and Baines, 1990).

Sonsuz kanat hali için mutlak hızın teğetsel hız bileşeni,

$$C_{20\infty} = U_2 + W_{20\infty} = U_2 + W_2 \sin \beta_{B2} \quad (26)$$

Denklem (26) meridyenel hız bileşenine göre,

$$C_{20\infty} = U_2 + C_{2m} \tan \beta_{B2} \quad (27)$$

dir. Şekil 2.b'den gerçek hız üçgeninden mutlak hızın teğetsel bileşeni ise,

$$C_{20} = U_2 + C_{2m} \tan \beta_2 \quad (28)$$

elde edilir ve denklem (26), denklem (25) de yerine konursa,

$$C_{20} = \mu U_2 + C_{2m} \tan \beta_{B2} \quad (29)$$

elde edilir ve denklem (29) ve (30) birbirine eşitlenirse,

$$\frac{U_2(1-\mu)}{W_2} = \cos \beta_2 \tan \beta_{B2} - \sin \beta_2 \quad (30)$$

elde edilir.

Denklem (30) gerçek akış hız üçgeninde bağıl hız açısına göre düzenlenirse,

$$\sin \beta_2 = \frac{-\frac{U_2(1-\mu)}{W_2} + \tan \beta_{B2} \left[1 + \tan^2 \beta_{B2} - \frac{U_2^2(1-\mu)^2}{W_2^2} \right]^{\frac{1}{2}}}{1 + \tan^2 \beta_{B2}} \quad (31)$$

elde edilir. Böylece basınç kenarındaki bağıl hızın açısı bulunur.

5. İterasyonda bulunan bağıl Mach sayısı ve denklem (31) den bulunan açı ile birlikte denklem (15) sağ tarafı bulunur.
6. Denklem (15) sağ tarafı, sol tarafına eşitleninceye kadar bağıl Mach sayısı iterasyonu yapılır. Bulunan bağıl Mach sayısı blokajlı ön tasarım akış Mach sayısıdır.

7. Tasarım dışı çalışma şartları için U_1 ve U_2 değerleri bulunur.
8. Çark boyutlandırılmış olduğundan β_{1s} α_2 bilindiği göre, emme kenarı hız üçgeninden C_1 ve W_{1s} değerleri hesaplanır.
9. T_{01} ve p_{01} bilindiğinden adiabatik enerji denkleminde T_1 , T_{b01} , T_{b02} ve izentropik proses denklemi ile p_1 değerleri hesaplanır.
10. Denklem (15) sol tarafındaki boyutsuz kütle akış parametresi bulunur.
11. Denklem (15) sağ tarafı için tasarım noktasında bulunan bağıl Mach açısından ile iterasyona başlanır.
12. Bağıl Mach sayısı denklem (19) ile hesaplanır.
13. Basınç kenarı akış açısı denklem (31) ile hesaplanır.
14. İterasyonda bulunan bağıl Mach sayısı ve denklem (31) den bulunan açı ile birlikte denklem (15) sağ tarafı hesaplanır.
15. Denklem (15) sağ tarafı, sol tarafına eşitleninceye kadar bağıl Mach sayısı iterasyonu yapılır. Bulunan bağıl Mach sayısı, tasarım dışı akış Mach sayısıdır.
16. Basınç kenarı hız üçgenindeki trigonometrik bağıntılar kullanılarak C_2 , W_2 , (h-s) diyagramı, termodinamik ilişkiler kullanılarak T_2 , p_2 , T_{02} , p_{02} , p_{b02} bulunmuş olur.

4. SONUÇLAR

Santrifüj kompresörde enerji transferini sağlayan çark tasarımı ön tasarıma göre boyutlandırılmış olmasına rağmen uçaklarda kullanılan turboprop motorlarında ve içten yanmalı motorların aşırı doldurma sistemlerinde santrifüj kompresör çarkı her zaman tasarım noktasında çalışmaz. (Öztürk, 1997)'deki kompresör eğrilerinde görüldüğü gibi kompresör çarkında sabit devir sayısı azaltılırsa basınç oranı artmaya başlar. Fakat belirli bir kütle debisinden sonra azalmaya devam ederse kanat yüzeyinde sınır tabakası ayrılması (rotating stall) başlar. Sınır tabakası ayrılmasının başladığı kararsız bölge santrifüj kompresör titreşime ve malzeme yorulmasına maruz kalır. Santrifüj kompresör çarkı sınır tabakası ayrılmalarının başladığı minimum kütle debisi ile Mach sayısının bir olduğu kritik akış şartları arasındaki çalışma aralığında çalışacaktır. Bu çalışma aralığında kütle debisi \dot{m} , devir sayısı N ve entalpi düşüsü (veya basınç düşüsü) değiştiği zaman tasarım dışı çalışma şartları oluşacaktır.

Tasarım dışı çalışma durumunda, emme kenarı aerodinamik ve aerotermodinamik parametrelerin

değişeceğinden basınç kenarı aerodinamik ve aerotermodinamik parametreleri de değişecektir.

Dolayısıyla değişen durulma basınç oranı $\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)$ ve

durulma sıcaklık oranının $\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right)$ değişimi Şekil 3

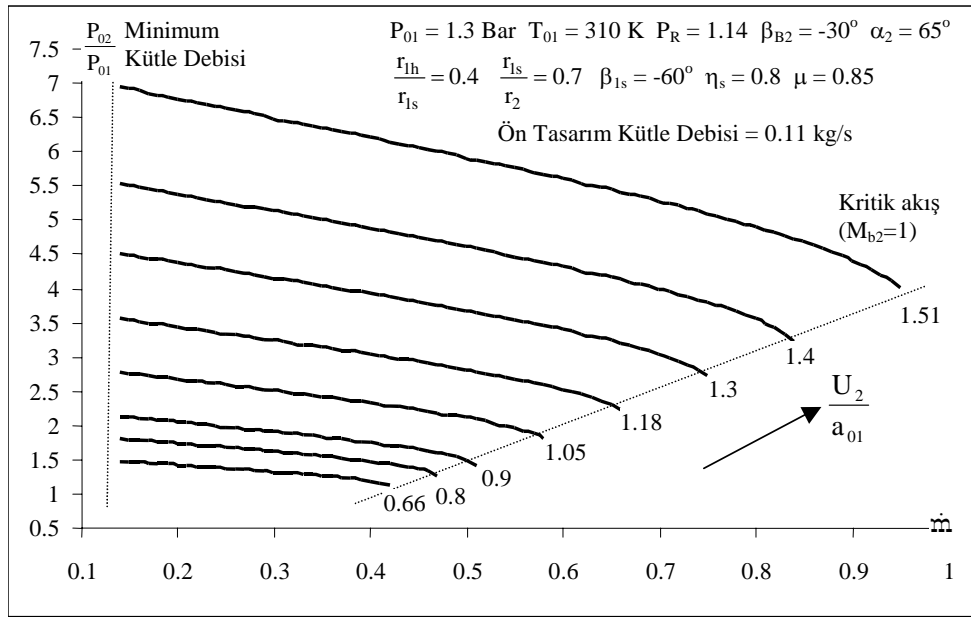
ve Şekil 4'de ideal akışa göre verilmiştir. Şekillerdeki eğrileri, Whitfield and Baines,

(1990)'da verilen $\left(\frac{U_2}{a_{01}}\right)$ değerine göre çalışma

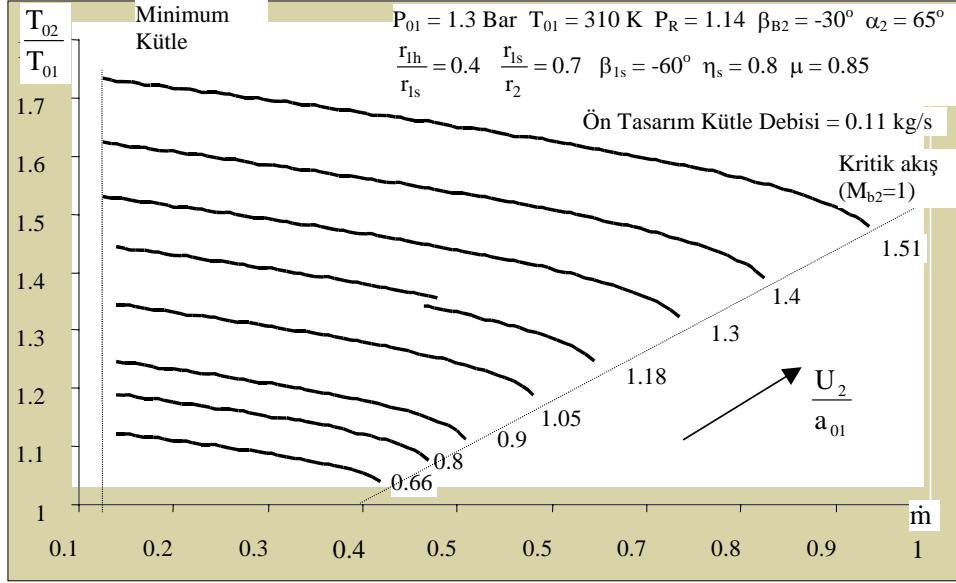
bölgesi sınırları içinde çizildiği zaman Braembussche, (1990)'da verilen

eğriler ile karakteristik olarak aynı olması verilen tasarım dışı çalışma prosedürünün doğruluğunu göstermektedir.

Sayısal değerlerdeki % 5'lik farklılık entalpi kayıplarının ön tasarımda bulunan değerinin sabit olarak tasarım dışı hesaplara aktarılmasından kaynaklanmaktadır. Bu sapmada kabul edilebilir sınırlar içindedir.



Şekil 3. İdeal akışta durulma basınç oranına göre performans parametrelerinin değişimi



Şekil 4. İdeal akışta durma sıcaklık oranına göre performans parametrelerinin değişimi

5. KAYNAKLAR

Aksel, M. H. and O. C. Eralp 1994. Gas Dynamics, 461 sayfa, Prentice Hall, New York.

Baines, N. C., F. J. Wallace, 1979. Computer Aided Design of Mixed Flow Turbines for Turbocharges, Journal of Eng. for Power, ASME, Vol. 101.

Braembussche, R. A. VanDen, 1990. "Design and Optimisation of Centrifugal Compressors, von Karman Institute, CN 141/tu.

Galvas, M. R. 1972. Analytical Correlation of Centrifugal Compressor Design Geometry For Maximum Efficiency With Specific Speed, NASA TN D 6729.

Horlock, J. H. 1971. On Entropi Production in Adiabatic Flow in Turbomachines, ASME, Jour. of Basic Eng. pp. 587-593.

Rodgers, C. 1978. "A Diffusion Factor Correlation For Centrifugal Impeller Stalling." ASME paper 78-GT-61.

Kocak, S. 1996. "Preliminary Design of Centrifugal Compressors." ASME, Energy Week, Engineering Technology, Houston pp 308-313.

Kocak, S. 2001. Santrifüj Kompresör Çarkının Ön Tasarımı, Zonguldak Karaelmas Üniv., Teknoloji Dergisi, 4 (1-2),119-125.

Toyoma, K. and Runstadler, P.W., Dean, R. C. 1977. An Experimental Study of Surge in Centrifugal Compressor, ASME, Jour. of Fluids Eng. pp 115-131.

Öztürk, E. 1997. Türbin Motorlarının Aerodinamiği ve Mekaniği 310 sayfa, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Whitfield, A. and Baines, N. C. 1990. Design of Radial Turbomachines 397 sayfa, Longman Scientific Technical, Newyork.

Whitfield, A., Baines, N. C. 1976. "A General Computer Solution for Radial and Mixed Flow Turbomachines Performance Prediction", Int. J. Mech., Sci. Vol.18, pp 179-184, Pergamon Press.