

SESÜSTÜ KOMPRESÖR ÇARKI TASARIMI



Bahuz Can OSSO

07 Haziran 2018

Danışman: Prof. Dr. Erkan AYDER

İÇERİK

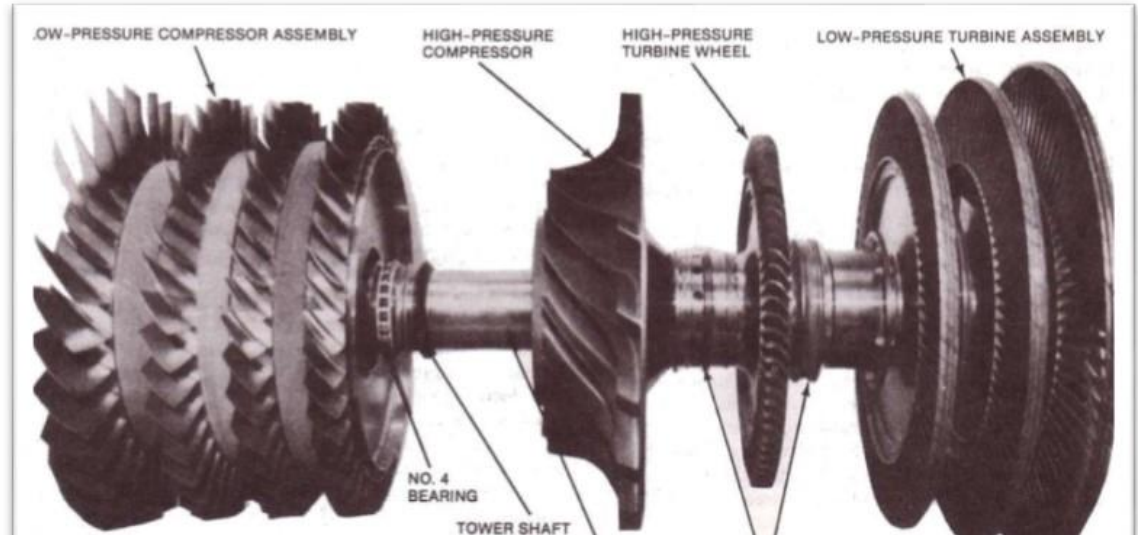
- 1 Giriş
- 2 Literatür Taraması – Çark Tasarım Parametreleri
- 3 Literatür Taraması – Şok Dalgaları
- 4 Karışık Akışlı Kompresörlerin Tasarımı
- 5 HAD Analizleri
- 6 HAD Sonuçları
- 7 Değerlendirme
- 8 Öneriler

1 GİRİŞ



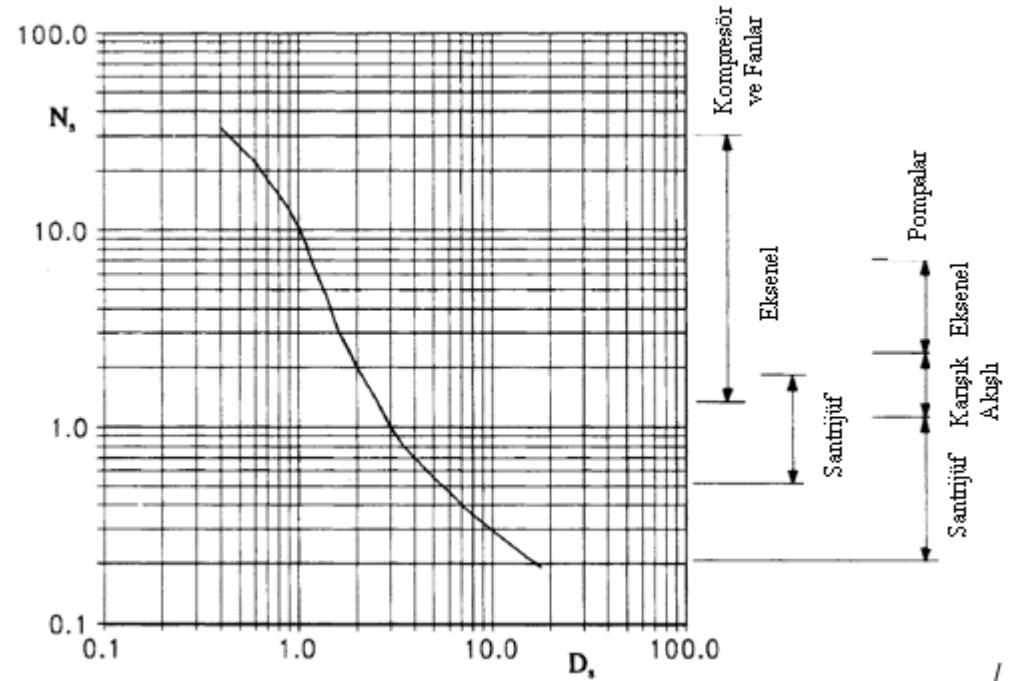
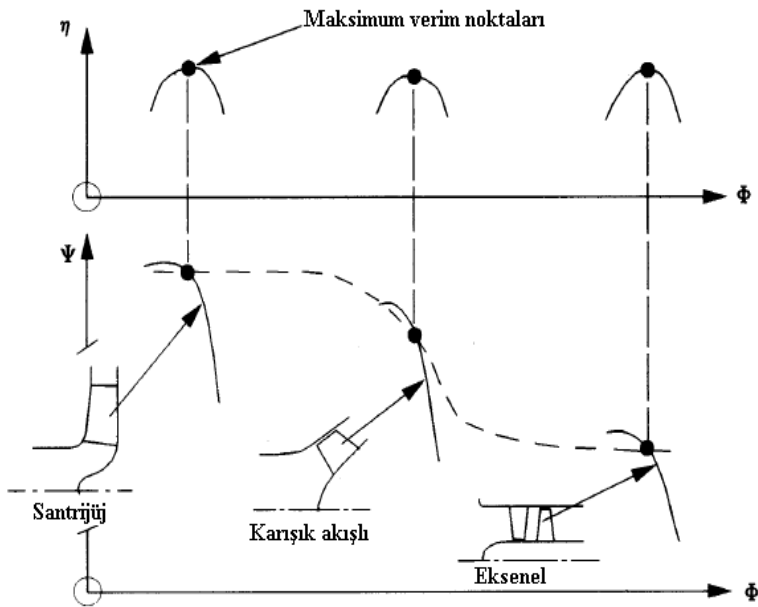
“GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA KULLANILAN KOMPRESÖRLER”

- Düşük basınç kademesi aksenal tipte
- Yüksek basınç kademesi, santrifüj ya da karışık akışlı



Kaynak: <https://prezi.com/gbobf3g30oid/the-first-vacuum-cleaner-whirlwind/>

KOMPRESÖR TİPLERİ



- Kompresörler, özgül hızlarına göre Eksenel, Karışık Akışlı ve Santrifüj olmak üzere üçe ayrılır.

Kaynak: Lewis, R. I., (1996). *Turbomachinery performance analysis*, Elsevier Science & Technology.

NEDEN KARIŞIK AKIŞLI KOMPRESÖR?

Santrifüj kompresörlerin avantajları;

- Tek bir kademede yüksek basınç oranları
- Daha basit konstrüksiyon
- Mekanik dayanımları daha yüksek

Santrifüj kompresörlerin dezavantajları;

- Düşük debi

Eksenel kompresörlerin avantajları;

- Yüksek debi
- Yüksek itki

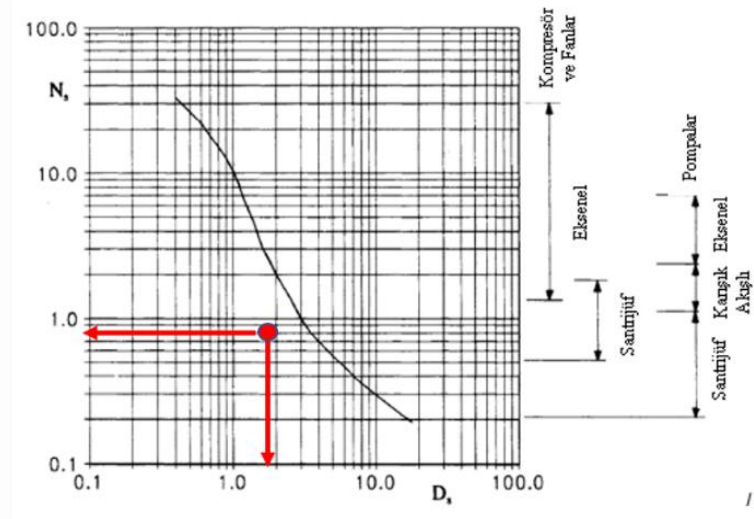
Eksenel kompresörlerin dezavantajları;

- Daha maliyetli imalat
- Daha düşük mekanik dayanım
- Yüksek kademelerle daha ağır ve eksenel uzunluk fazla

İKİ TİP KOMPRESÖRÜN AVANTAJLARI KULLANILARAK KÜÇÜK GAZ TÜRBİNLERİNDE YÜKSEK DEBİ VE BASINÇ ÜRETİLEBİLMEKTEDİR.

LİTERATÜRDE YER ALAN KARIŞIK AKIŞLI KOMPRESÖR PERFORMANSLARI

Referans No	m (kg/s)	Π (-)	Ω (rpm)	d ₂ (mm)	η _{TT} (%)	Φ (-)	Ψ (-)	N _s (-)	D _s (-)
Goldstein [1]	8,89	3,50	24.228	355	85,0	0,1662	0,2602	1,1190	1,7519
Musgrave ve Plehn [5]	2,89	3,02	31.971	295	83,7	0,0714	0,1749	0,9879	2,4208
Mönig ve diğ. [6]	4,82	5,97	29.737	366	83,7	0,0670	0,3231	0,6042	2,9121
[6] NACA-1951	8,48	3,70	24.476	355	78,0	0,1569	0,2754	1,0421	1,8286
[6] GARRETT-1986 (DODGE)	9,10	3,36	33.216	325	86,6	0,1617	0,1559	1,6207	1,5626
Ibaraki ve diğ. [7]	6,30	3,90	24.700	373	----	0,0996	0,2631	0,8592	2,2693
Giri ve diğ. [13]	1,74	5,00	48.004	260	80,0	0,0418	0,1977	0,6895	3,2619
Çevik [14]	0,36	4,80	120.000	86	75,0	0,0956	0,2747	0,8147	2,3418
Tezin Hedefi	5,00	6,00	38.750	232	83,0	0,2094	0,4764	0,7981	1,8155



$$\text{Debi sayısı} \rightarrow \Phi = \frac{Q}{\Omega \cdot d^3}$$

$$\text{Basınç sayısı} \rightarrow \psi = \frac{\frac{\Delta p_0}{\rho}}{\Omega^2 \cdot d^2}$$

$$\text{Özgül Hız} \rightarrow N_s = \frac{\Omega \cdot Q^{0,5}}{\left(\frac{\Delta p_0}{\rho}\right)^{0,75}}$$

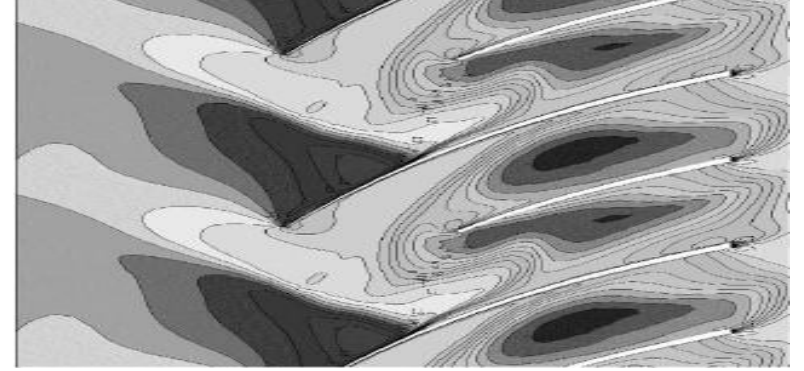
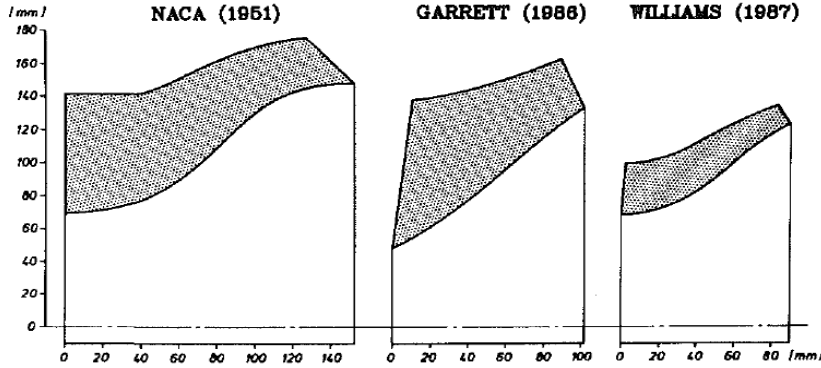
$$\text{Özgül çap} \rightarrow D_s = \frac{d \cdot \left(\frac{\Delta p_0}{\rho}\right)^{0,25}}{Q^{0,5}}$$

Literatürdeki çalışmalara göre daha fazla debi ve basınç sayısı hedeflenmektedir.

② LİTERATÜR ARAŞTIRMASI ÇARK TASARIM PARAMETRELERİ



ÇARK GEOMETRİSİ İÇİN PARAMETRİK AYRIŞTIRMA



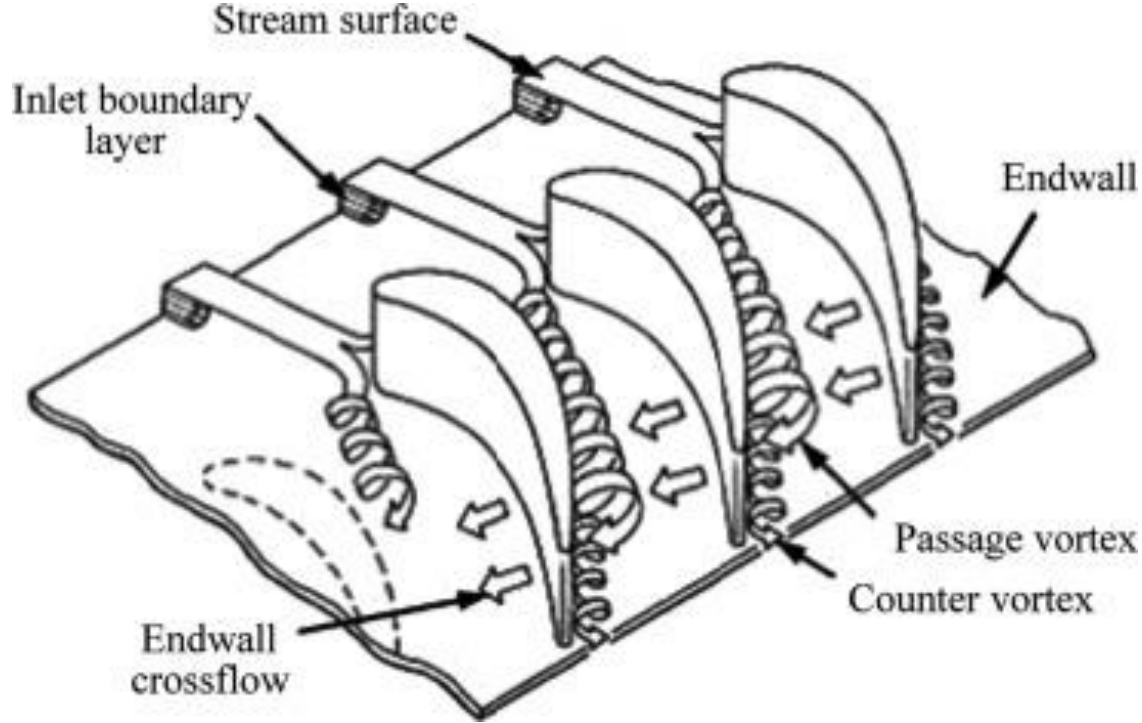
Meridyenel Geometri;

- Çark girişinde göbek ve uç çapları
- Çark aksenal genişliği
- Çark meridyenel şekli
- Çark meridyenel çıkış açısı

Kanat Geometrisi;

- Kanat sarılma açısı
- Teğetsel eğilme ve meridyenel öteleme
- Ön dönmenin etkileri → Yüksek debili kompresörlerde etkisiz [3]
- Kalınlık dağılımı, hücum ve firar kenarı
- Yarım kanatlar

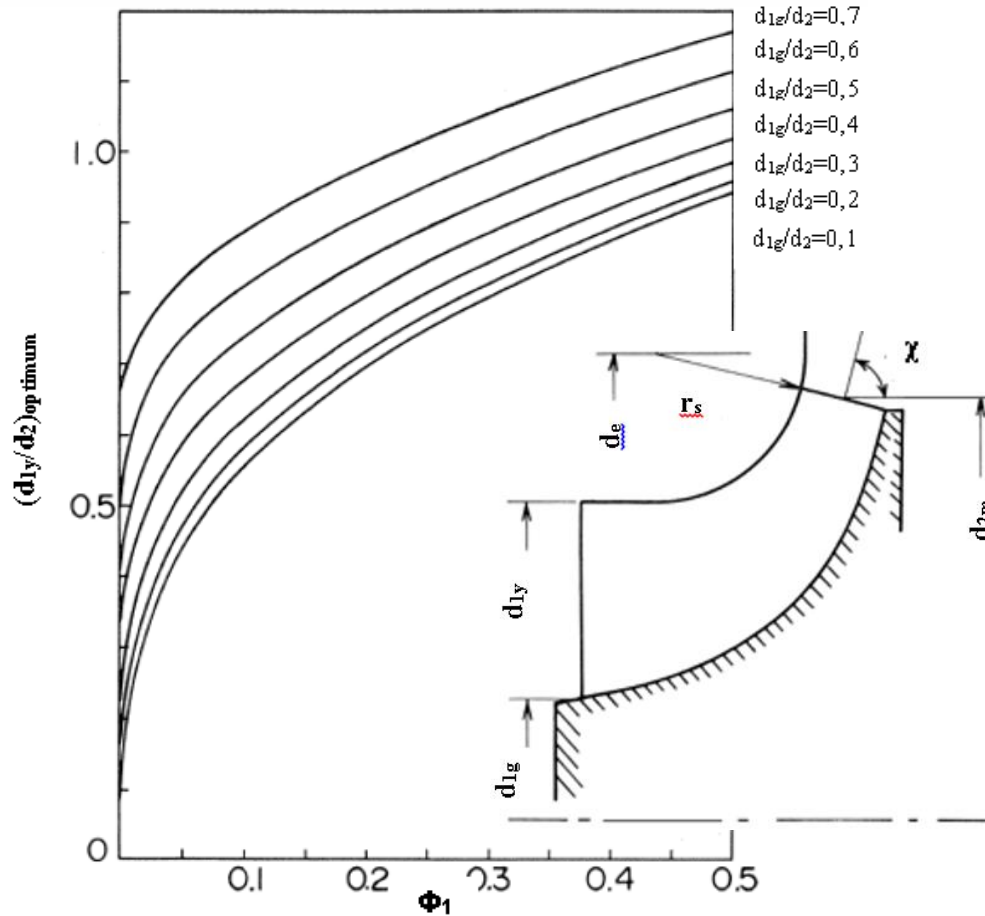
KOMPRESÖR İÇİ KAYIPLAR



- Profil Kayıpları
- Göbek ve Yanaktaki Duvar Kayıpları (Endwall Loss)
- Kanatlar Arası Kanal (Pasaj) Kayıpları
- İkincil Akış Kayıpları

Kaynak: Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C., Japikse, D., (2003). *Axial and Radial Turbines, Concepts NREC.*

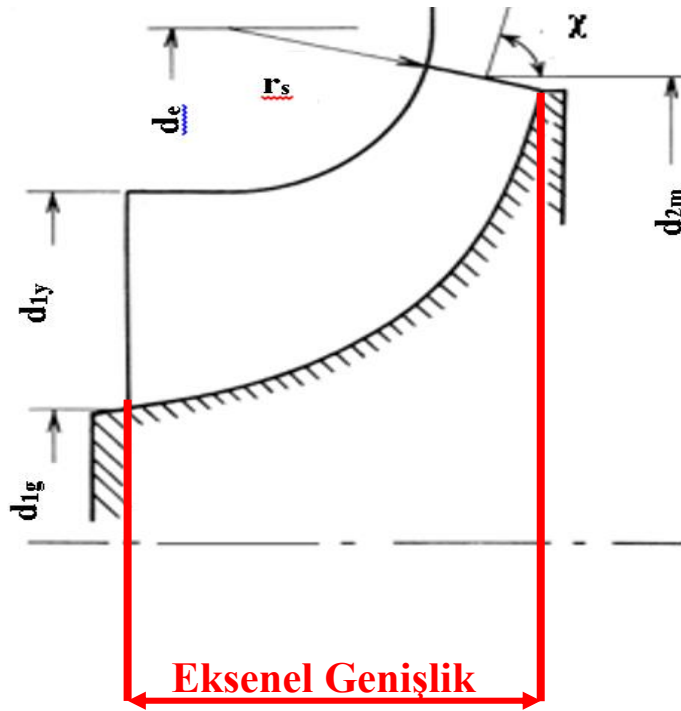
GÖBEK ve UÇ ÇAPLARININ ETKİSİ



- Girişteki açıklık miktarı arttıkça kompresörün debisi artar.
- Girişte uç çapının artması, bağlı hızlar artacağı için sürtünmeleri arttıracaktır.
- Göbek ve yanak birbirine yaklaştıkça «Göbek ve Yanaktaki Duvar Kayıpları (Endwall Loss)» kanat üzerinde daha etkin olacaktır.
- Bu durumlar, ikincil akış kayıplarını tetikler.
- Soldaki resimde $\Phi_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4} d_{2m}^2 U_{2m}}$ olarak giriş debisine ve ortalama çapa göre hesaplanır.

Kaynak: Kano F., Fukao, Y., Shirakami, T. Development of high specific speed mixed flow compressors, Proceedings of The Thirteenth Turbomachinery Symposium.

ÇARK EKSENEL GENİŞLİĞİ

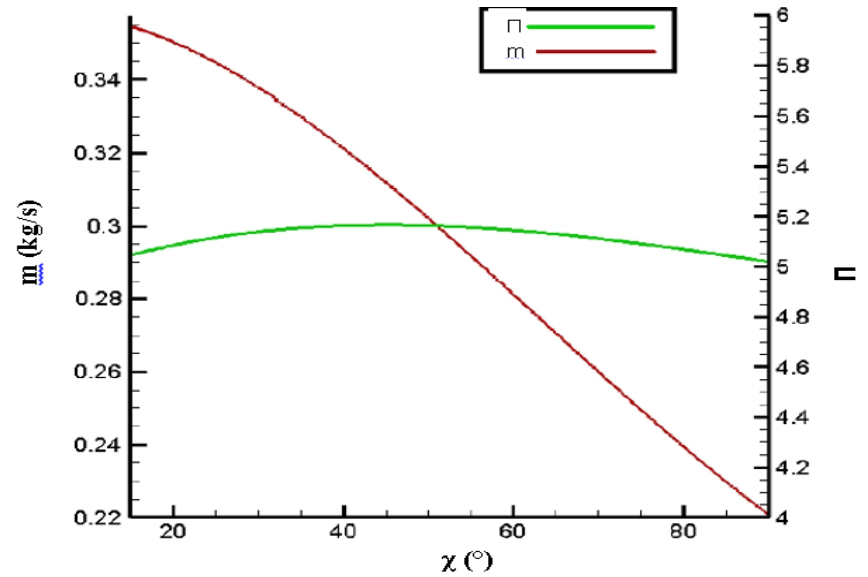
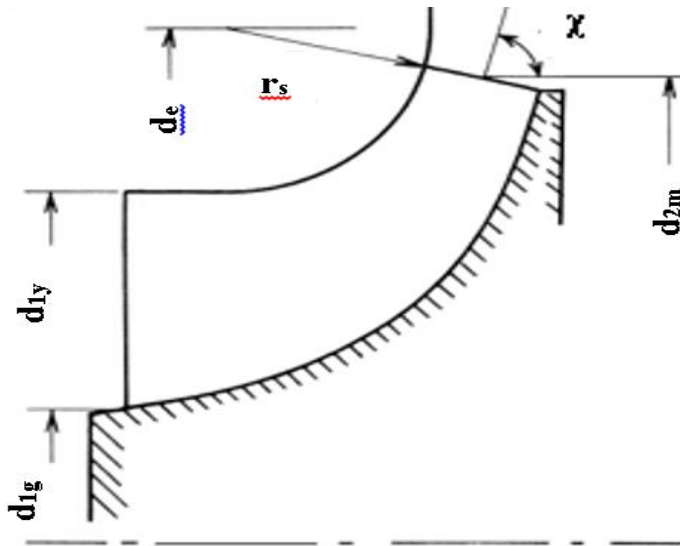


- Eksenel genişlik kısa tutulursa akış daha çabuk bir şekilde sıkıştırılmak istenecektir.
- Dolayısıyla akış ayrılmaları artacaktır.
- Santrifüj kompresörlerde bu genişlik, çapın % 66-70 arası olması istenir.
- Eksenel kompresörlerde bu oranın daha az olduğu düşünülürse karışık akışlı makinalarda bu değer kısılacağı aşikârdır.

Kaynak: Ceyrowsky, T., Hildebrandt, A., (2012). Numerical investigation of effects of different hub tip diameter ratios on aerodynamic performance of single shaft multistage centrifugal compression systems, ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark.

Mojaddam, M., Torshizi, S. A. M., (2017). Design and optimization of meridional profiles for the impeller of centrifugal compressors, Journal of Mechanical Science and Technology.

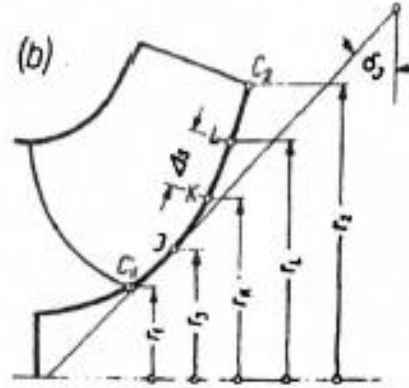
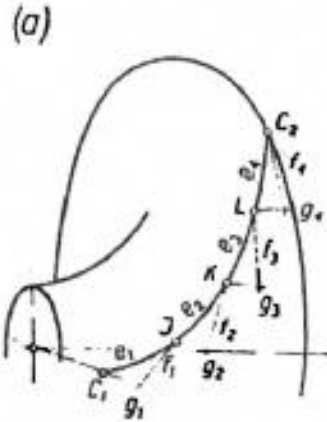
MERİDYENEL PROFİL ve MERİDYENEL ÇIKIŞ AÇISI



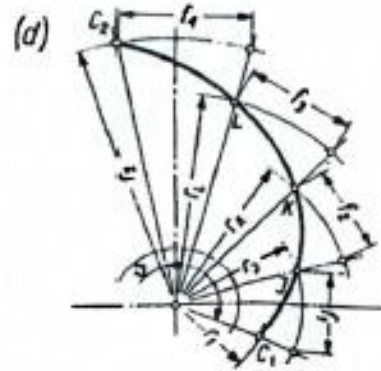
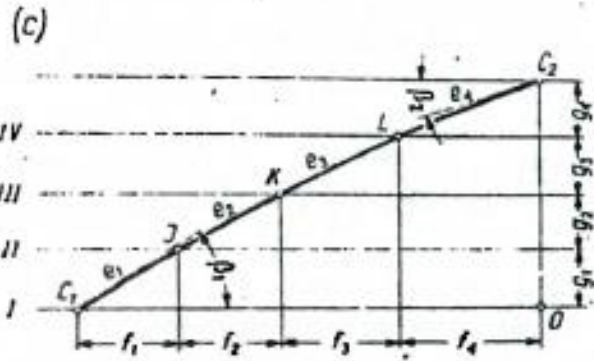
- Hem debi hem de basınç oranı talep edilen bir kompresörde S-şeklinde bir göbek ve yanak profili kullanılmalıdır [10].
- Bu profildeki değişim, ikincil akış kayıplarını ve şok kayıplarını etkilemektedir.
- Çıkış açısı aksenal ise kütleli debi artacaktır [14].

Kaynak: Kano F., Fukao, Y., Shirakami, T. Development of high specific speed mixed flow compressors, Proceedings of The Thirteenth Turbomachinery Symposium..

ÇARK KANADI SARILMA AÇISI

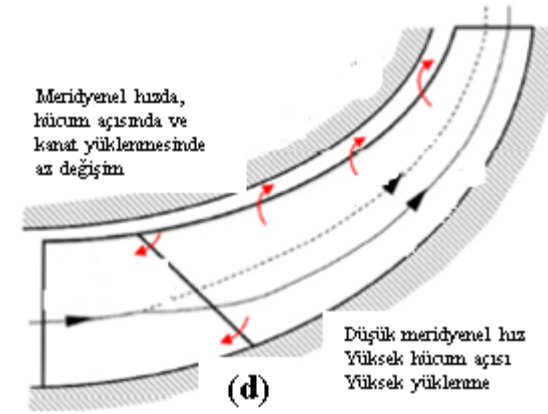
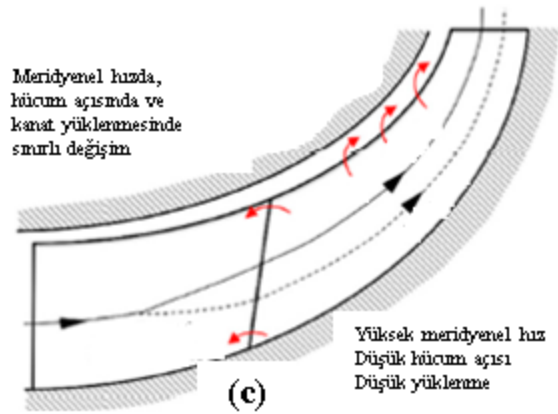
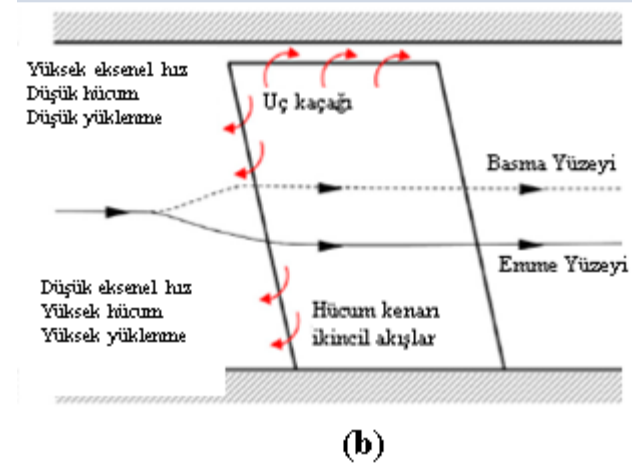
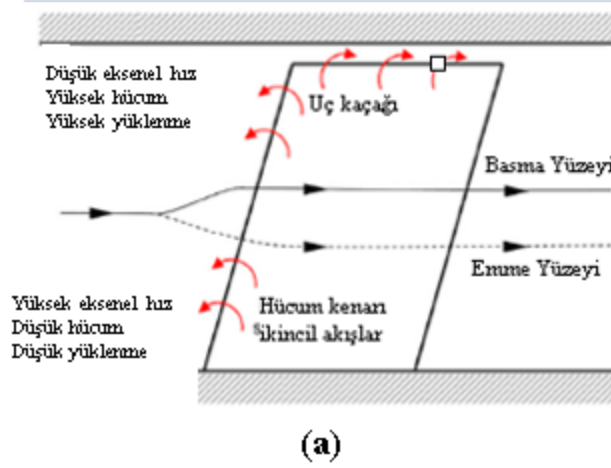


- Sarılma açısı, tasarımcının tecrübelerine dayalı bir değerdir [12].
- Sarılma açısı çok büyük seçilirse profil sürtünme kayıpları artar.
- Sarılma açısı çok küçük seçilirse akış, ani bir şekilde kısılmaya çalışılır ve akış ayrılması olur.



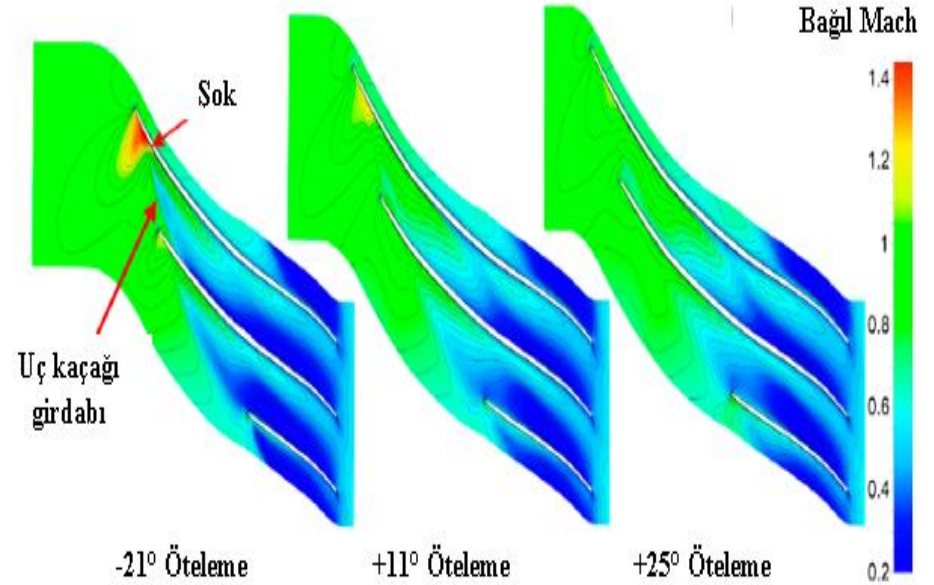
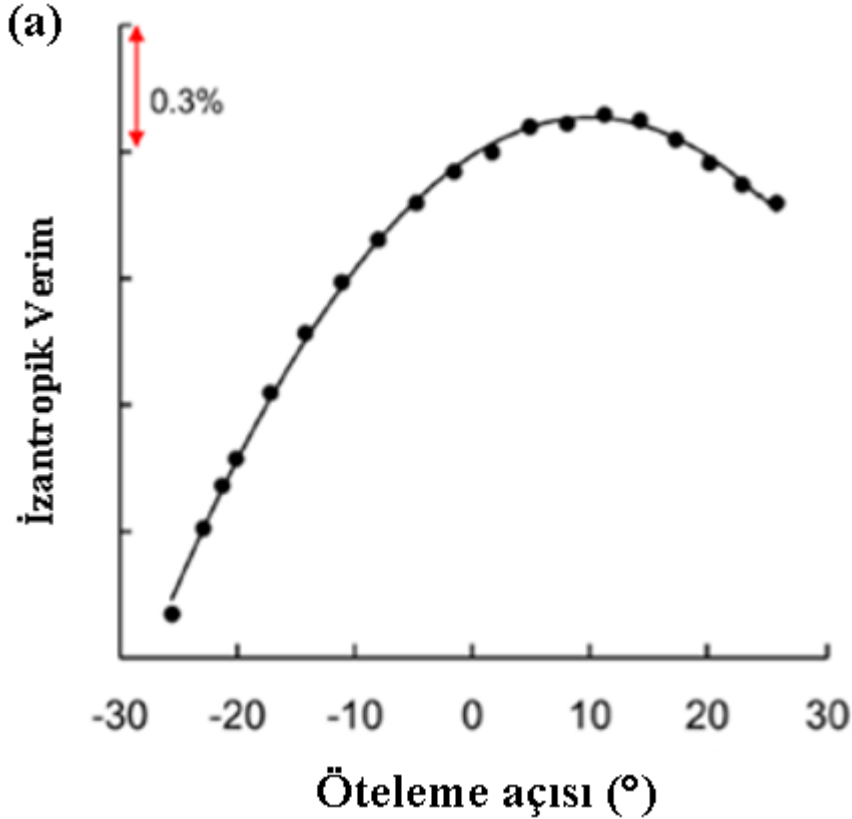
Kaynak: Lazarkiewicz, S., Troskolański, A. T., (1965). *Impeller pumps*, Pergamon Press, Oxford, New York

KANATLARIN TEĞETSEL ve MERİDYENEL EĞİLMESİ-1



Kaynak: He, X., Zheng X, (2016). Performance improvement of transonic centrifugal compressors by optimization of complex three-dimensional features, *Journal of Aerospace Engineering* (Vol: 0(0), pp. 1-16).

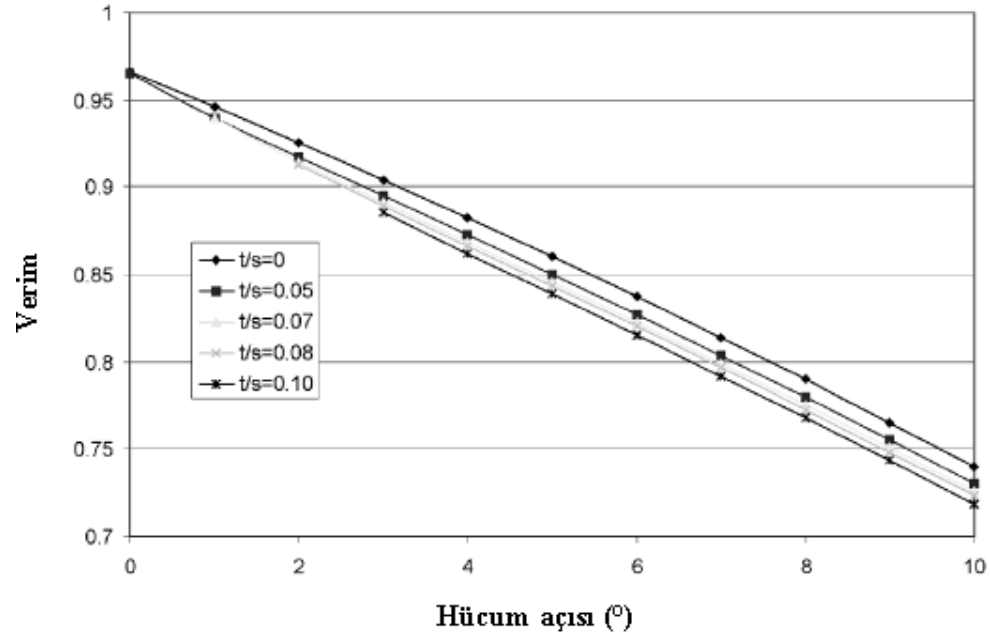
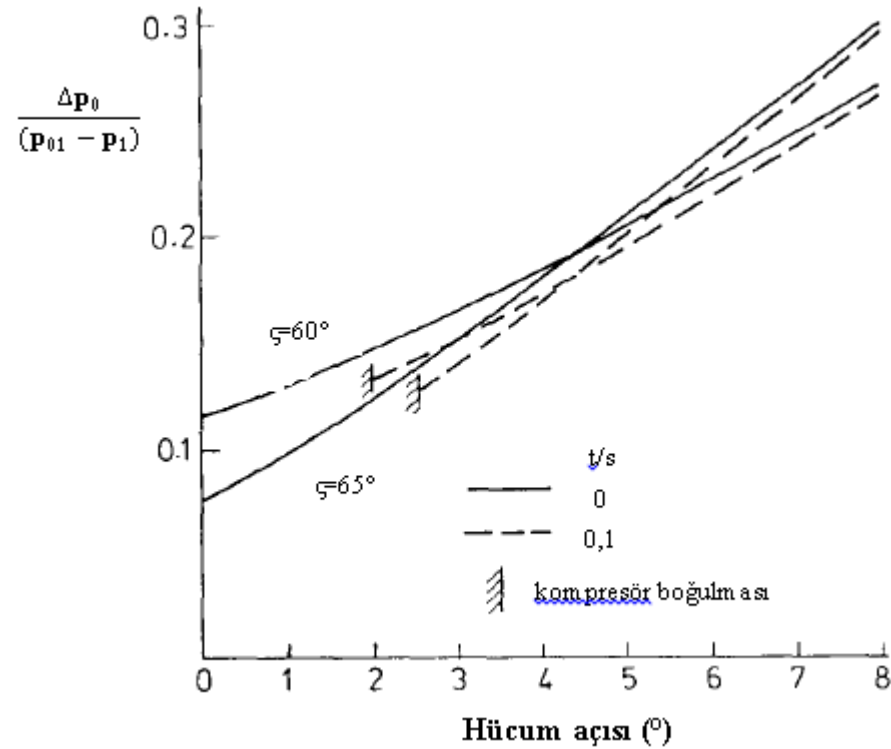
KANATLARIN TEĞETSEL ve MERİDYENEL EĞİLMESİ-2



En iyi verim değeri 11°de elde edilmiştir.

Kaynak: He, X., Zheng X, (2016). Performance improvement of transonic centrifugal compressors by optimization of complex three-dimensional features, *Journal of Aerospace Engineering* (Vol: 0(0), pp. 1-16).

KALINLIK DAĞILIMI

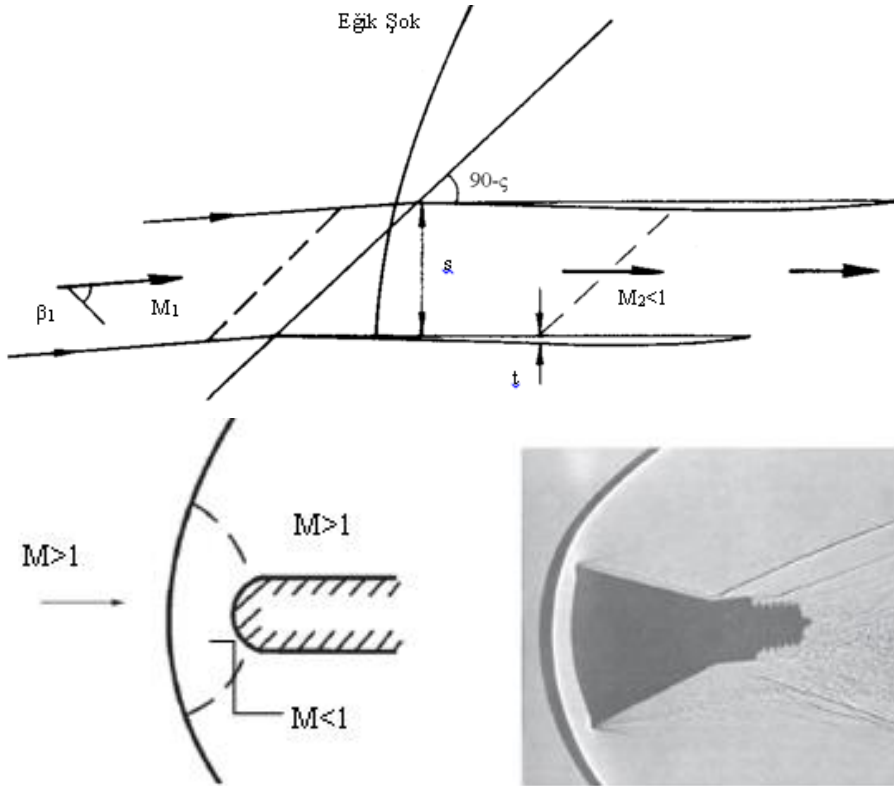


Kanat kalınlığı arttıkça kayıplar artmakta ve verim düşmektedir.

Kaynak: Freeman, C., Cumpsty, N. A., (1989). A method for the prediction of supersonic compressor blade performance, Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition.

Lohmberg, A., Casey, M., Ammann, S., (2003). Transonic radial compressor inlet design, Journal of Power and Energy (Vol: 217, pp. 367-374).

HÜCUM ve FİRAR KENARI ŞEKLİ

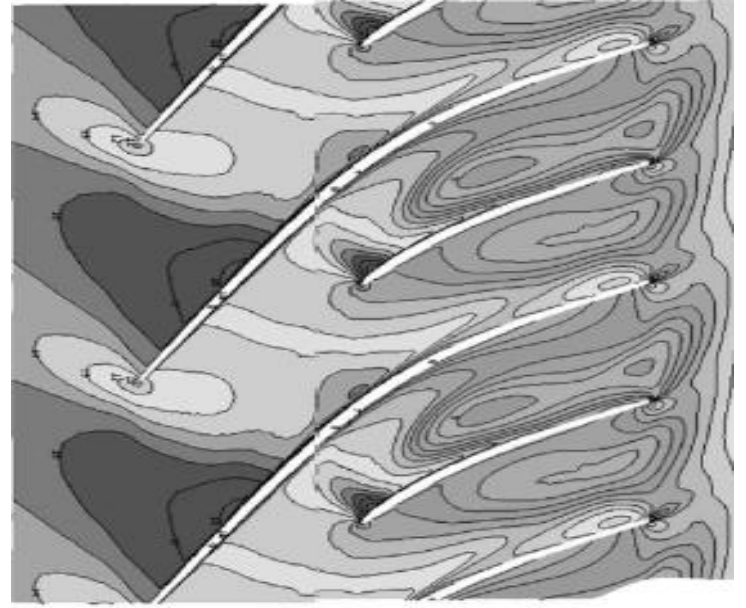
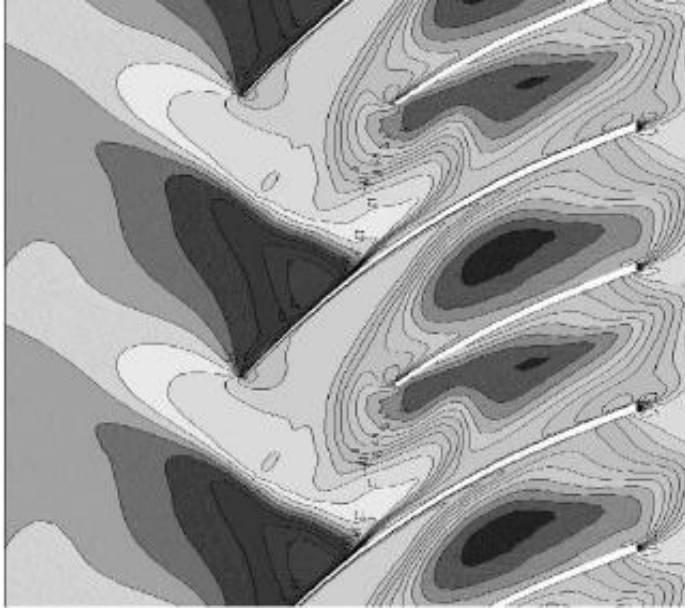


- Hücüm kenarı şekli kanat girişindeki şok yapısını etkiler.
- Transonik akışta ince kanat ve ince hücüm kenarı.
- Art-iz kayıplarını azaltmak için ince firar kenarı.
- Hücüm ve firar kenarı kalınlıkları üretim kabiliyetiyle sınırlıdır.

Kaynak: Freeman, C., Cumpsty, N. A., (1989). A method for the prediction of supersonic compressor blade performance, Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition.

Ziniu, W., Yizhe, X., Wenbin W., Ruifeng, H., (2013). Review of shock wave detection method in CFD post-processing, Chinese Journal of Aeronautics (Vol: 26(3), pp. 501-513).

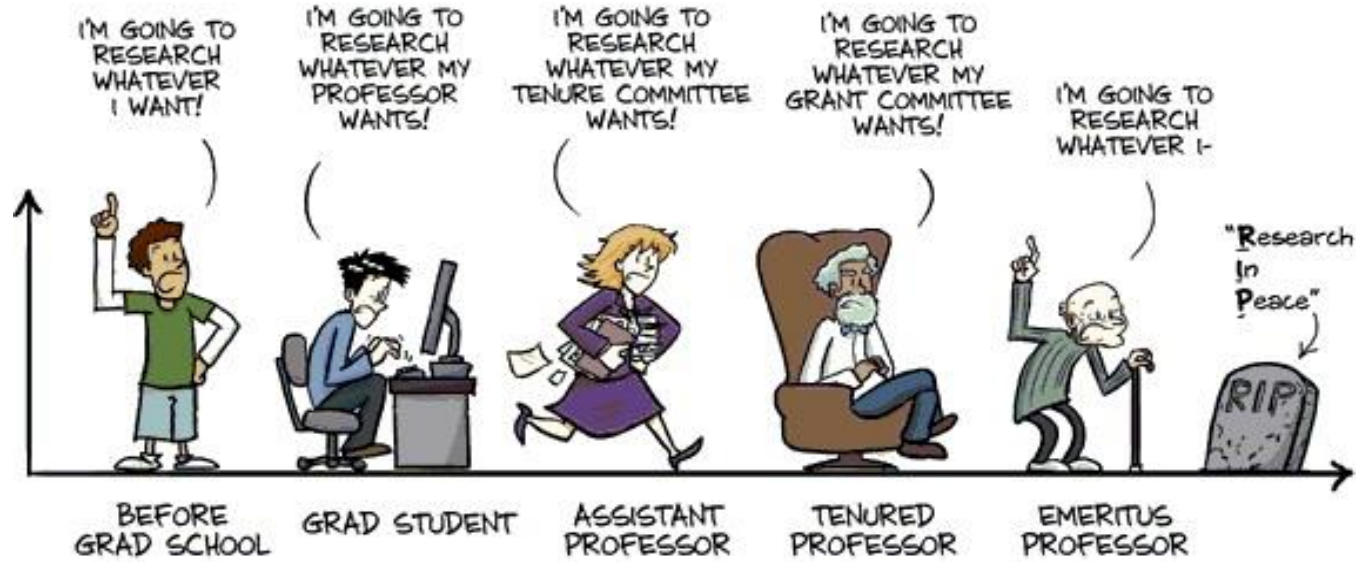
YARIM KANATLAR



- Yarım kanat kullanılarak t/s oranı küçültülür.
- Böylece verim artar.
- Yarım kanat kullanımıyla kanatlar arasındaki şok karakteristiği değiştirilir.

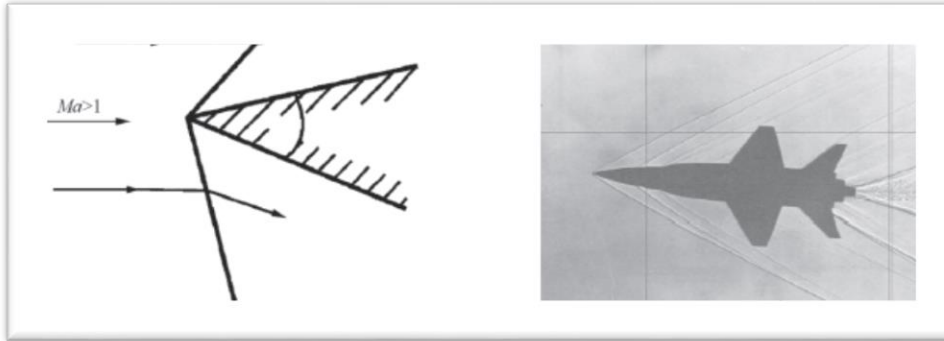
Kaynak: Lohmberg, A., Casey, M., Ammann, S., (2003). *Transonic radial compressor inlet design*, *Journal of Power and Energy* (Vol: 217, pp. 367-374).

3 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI ŞOK DALGALARI



ŞOK ÇEŞİTLERİ

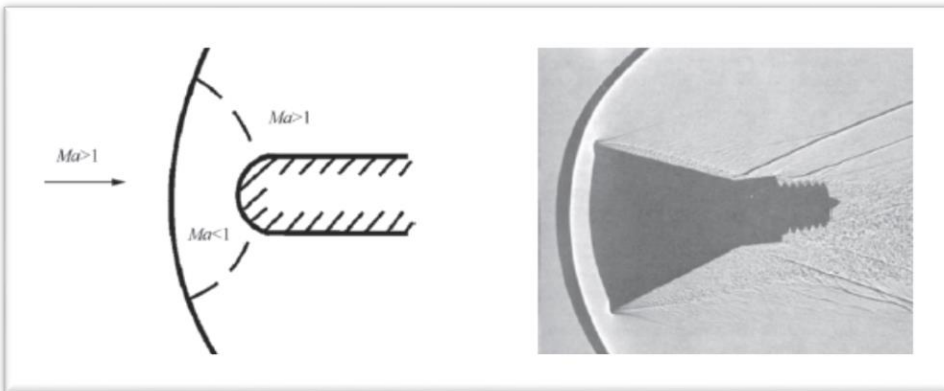
Kanat Ucuna Değen Şok Dalgası



➤ **Kanat ucuna değen şok dalgası:** Sesüstü bir akışın sivri bir köşeyle karşılaşması sonucu oluşur.

➤ **Kanat ucuna değmeyen şok dalgası:** Sesüstü bir akışın küt bir köşeyle karşılaşması sonucu oluşur.

Kanat Ucuna Değmeyen Şok Dalgası



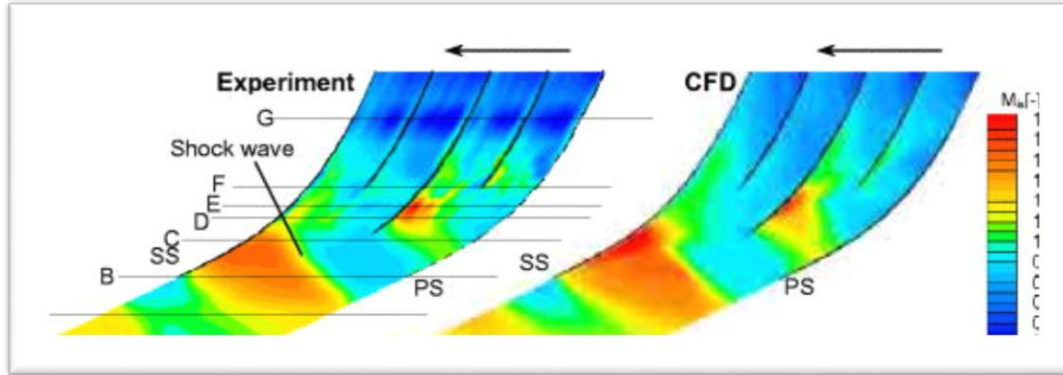
➤ **Sıkıştırma şok dalgası:** Kanat pasajları arasındaki ani basınç artışından dolayı oluşur.

➤ **İkincil Şok Dalgası:** Eğik şoklardan dolayı oluşur. Kanat yüzeyinden ya da art-izden yansır.

Kaynak: Ziniu, W., Yizhe, X., Wenbin W., Ruifeng, H., (2013). Review of shock wave detection method in CFD post-processing, *Chinese Journal of Aeronautics* (Vol: 26(3), pp. 501-513).

ŞOK DALGALARININ AKIŞA ETKİSİ

Şok dalgalarının kanatlar arasında ya da kanat önünde (inducer) oluşma nedenleri [6];



Ani bir şekilde;

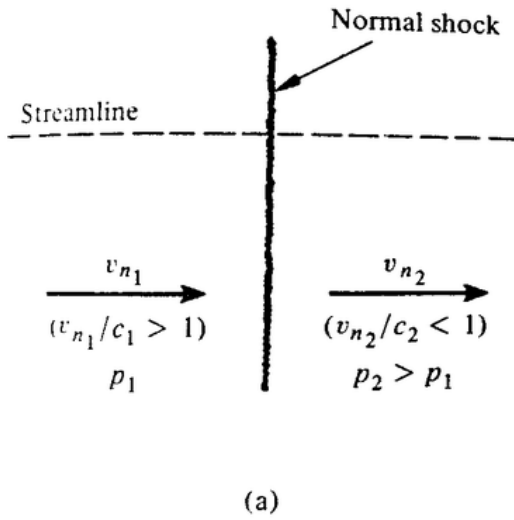
- Statik basıncın,
- Statik sıcaklığın
- Yoğunluğun artması sonucu meydana gelir.

Bu nedenle akışta [7];

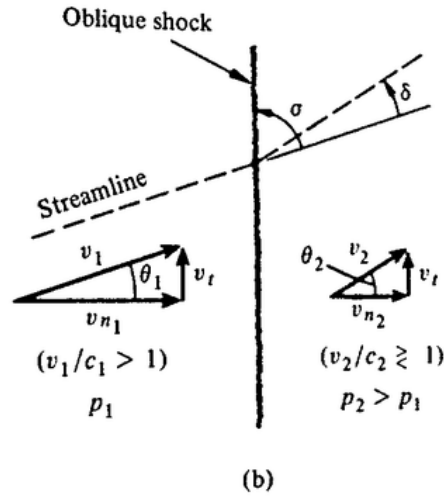
- Toplam basınçta kayıplar
- 17 kat artan ısı transferi: Malzeme dayanımı ve türbin soğutmasında ciddi bir durumdur.
- Ek akış ayrılmaları oluşur.

Kaynak: Ibaraki, S., Sumida, K., Suita, T., (2009). *Design and off-design flow fields of a transonic centrifugal compressor impeller*, ASME Turbo Expo 2009, Orlando, Florida, USA.

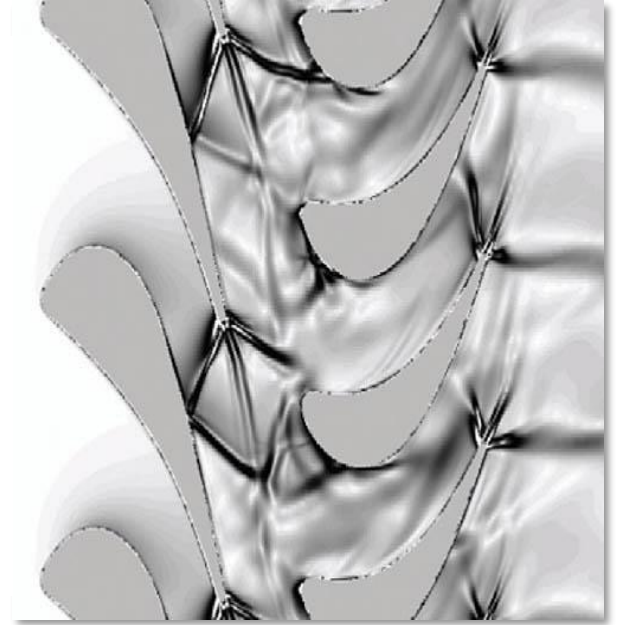
NORMAL ŞOK ve EĞİK ŞOK



Normal Şok



Eğik Şok



Kanatlar arasında oluşan eğik şokun kanat duvarlarından ve art-izden yansımaları

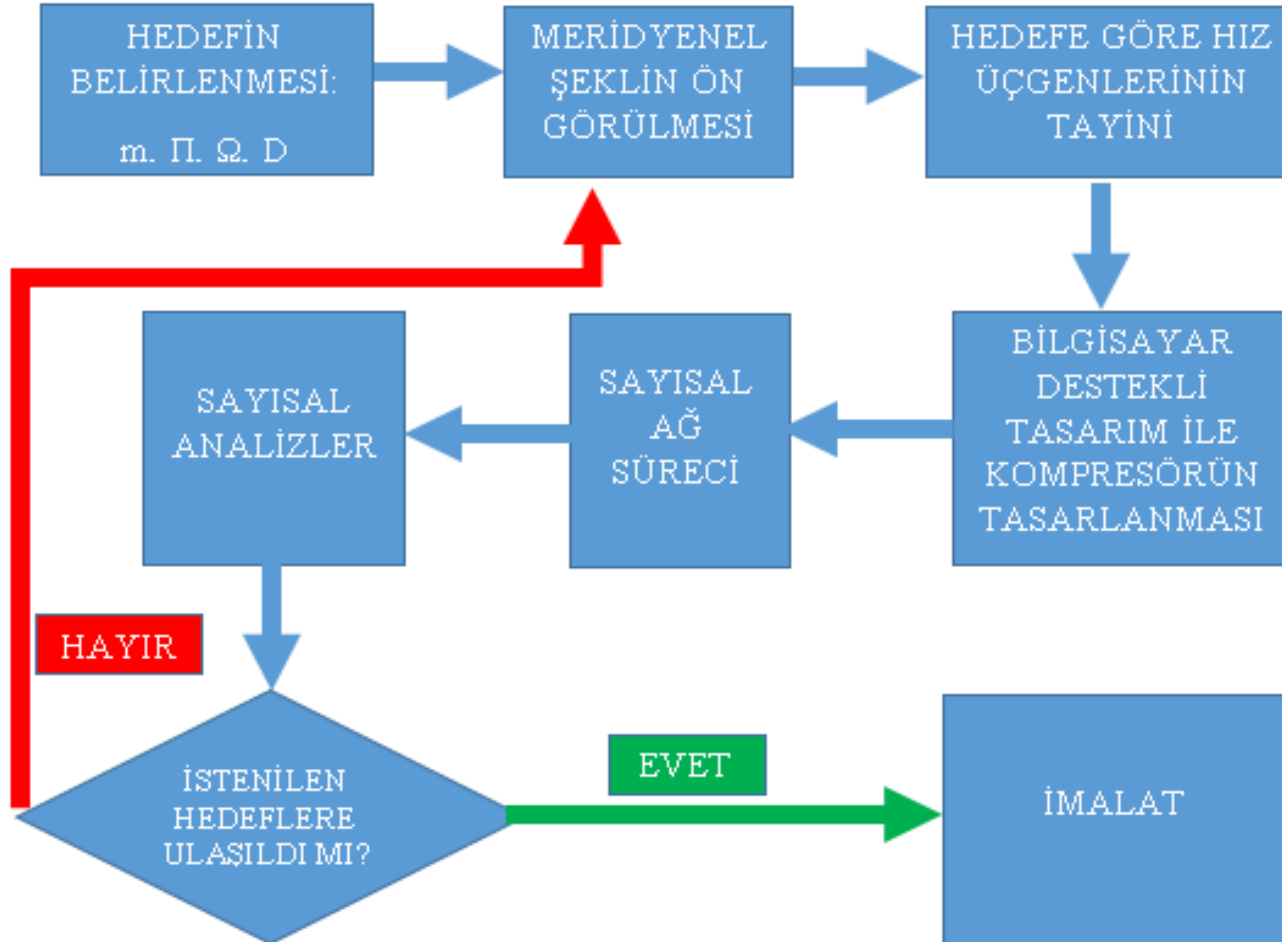
Kaynak: https://www.google.com.tr/search?q=normal+shock&safe=off&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiZl8iH4bTbAhXKmlQKHxqNCKEQ_AUICigB&biw=1366&bih=648#imgrc=KmfUkfFCtGu63M:

https://www.google.com.tr/search?safe=off&biw=1366&bih=648&tbm=isch&sa=1&ei=lg4SW5OxA8_TwQKHt4DQDQ&q=turbine+blade+shock&oq=turbine+blade+shock&gs_l=img..3...1599.1599.0.2702.1.1.0.0.0.0.95.95.1.1.0....0...1c.1.64.img..0.0.0....0..QruYjZSqcSw#imgrc=YTSNHU6rA_egdM

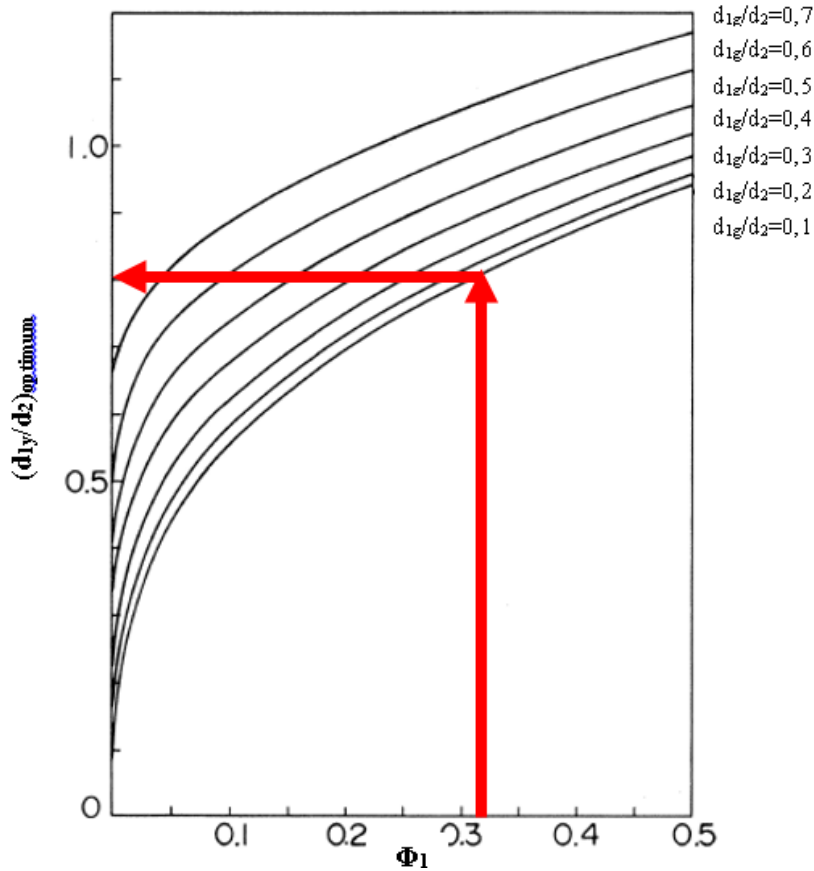
④ KARIŞIK AKIŞLI KOMPRESÖRLERİN TASARIMI



TASARIM ALGORİTMASI



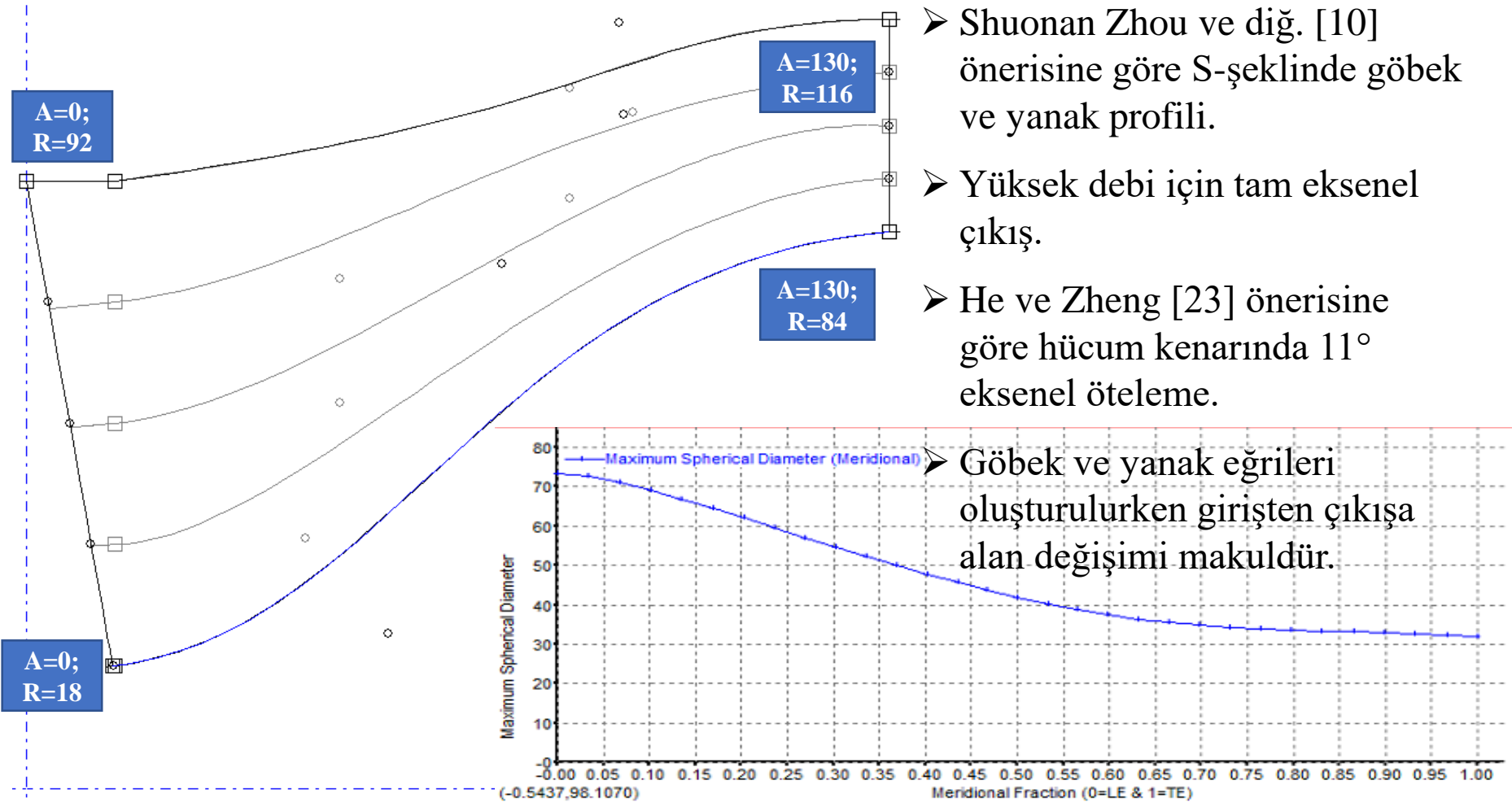
MERİDYENEL GEOMETRİNİN TASARIMI-1



- Yüksek kütleli debi elde etmek için giriş açıklığı mümkün mertebede fazla seçildi.
- Çıkışta ise $M_{2, mutlak} = 1$ değerinin biraz üzerinde olacak şekilde çıkış göbek çapı seçildi.
- Mojaddam ve Torshizi [9], santrifüj kompresör aksel uzunluğunun çıkış çapının %66-70 değerinde olmasını önermişlerdir.
- Aksel kompresörlerde bu değer daha azdır.
- Bundan dolayı %66 değerinin altında bir değer, ilk tahmin olarak seçilebilir.

Kaynak: Kano F., Fukao, Y., Shirakami, T. Development of high specific speed mixed flow compressors, Proceedings of The Thirteenth Turbomachinery Symposium.

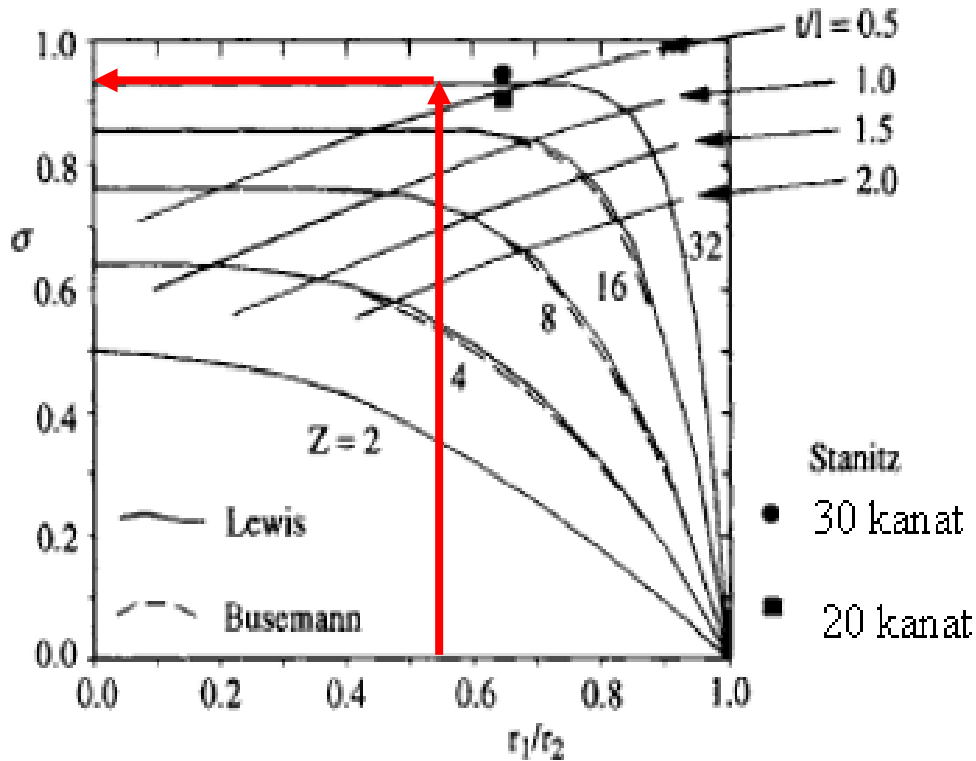
MERİDYENEL GEOMETRİNİN TASARIMI-2



- Shuonan Zhou ve diğ. [10] önerisine göre S-şeklinde göbük ve yanak profili.
- Yüksek debi için tam aksenal çıkış.
- He ve Zheng [23] önerisine göre hücum kenarında 11° aksenal öteleme.

➤ Göbük ve yanak eğrileri oluşturulurken girişten çıkışa alan değişimi makuldür.

KANAT SAYISININ SEÇİMİ



- Turbomakina tasarımlarında temel tasarım parametreleri, orta istasyona göre belirlenir.
- Wiesner'in [29] kayma faktörü göre **soldaki resimde** kanat sayısı 32 çıkmaktadır.
- Ancak çarkın beş eksenli tezgahdaki imal edilebilirliği düşünüldüğü için bu değer 15 olmasına karar verilmiştir.
- Kanat yüzey alanları, sarılma açılarıyla kompanse edilecektir.

Kaynak: Lewis, R. I., (1996). *Turbomachinery performance analysis*, Elsevier Science & Technology.

AKIŞ YOLU HESABI

BAŞLANGIÇ TASARIMI

PERFORMANS İSTERLERİ VE ÇALIŞMA ŞARTLARI

\dot{m} (kg/s)	Π (-)	T (-)	N (dev/dk)	d_2 (mm)	$p_{0,1}$ (Pa)	$p_{0,2}$ (Pa)	$T_{0,1}$ (K)	$T_{0,2}$ (K)
5	6,0	1,67	38.750	232	101.325	607.950	288,15	480,78

TERMODİNAMİK VERİLER

$M_{1,mutlak}$ (-)	$M_{2,mutlak}$ (-)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	T_1 (K)	T_2 (K)	ρ_1 (kg/m ³)	ρ_2 (kg/m ³)	$\Delta h_{0,s}$ (J/kg)	η_{TT} (%)	Δh_0 (J/kg)
0,56	1,01	81.621	315.719	270,9	398,7	1,05	2,76	193.594	83	160.683

GİRİŞ VE ÇIKIŞINDAKİ HIZ MERTEBELERİ

İstasyon No	r_1 (mm)	r_2 (mm)	c_{x1} (m/s)	c_{x2} (m/s)	U_1 (m/s)	U_2 (m/s)	$c_{\theta 2}$ (m/s)	$w_{\theta 2}$ (m/s)	c_2 (m/s)
Göbek İstasyonu	18	84	186,23	90,13	73,04	340,86	471,40	-130,54	479,94
İstasyon 0,25	37	92	186,23	90,13	148,11	373,33	430,41	-57,08	439,75
Orta İstasyon	55	100	186,23	90,13	223,18	405,79	395,98	9,81	406,11
İstasyon 0,75	74	108	186,23	90,13	298,25	438,25	366,65	71,61	377,56
Uç İstasyonu	92	116	186,23	90,13	373,33	470,72	341,36	129,36	353,06

GİRİŞ VE ÇIKIŞINDAKİ KANAT AÇILARI

İstasyon No	β_1 (°)	β_2 (°)	Z (-)	σ (-)	$c_{\theta 2K}$ (m/s)	$w_{\theta 2K}$ (m/s)	β_{1K} (°)	β_{2K} (°)	$\theta_{başlangıç}$ (°)	θ (°)
Göbek İstasyonu	21,42	-55,38	15	0,86	517,85	-176,99	21,42	-63,01	24	36
İstasyon 0,25	38,50	-32,35	15	0,89	471,43	-98,11	38,50	-47,43	24	33
Orta İstasyon	50,16	6,21	15	0,95	416,03	-10,24	50,16	-6,48	24	30
İstasyon 0,75	58,02	38,47	15	0,88	418,57	19,68	58,02	12,32	24	27
Uç İstasyonu	63,49	55,13	15	0,86	405,41	65,30	63,49	35,93	24	24

SON TASARIM

PERFORMANS İSTERLERİ VE ÇALIŞMA ŞARTLARI

\dot{m} (kg/s)	Π (-)	T (-)	N (dev/dk)	d_2 (mm)	$p_{0,1}$ (Pa)	$p_{0,2}$ (Pa)	$T_{0,1}$ (K)	$T_{0,2}$ (K)
5	6,0	1,74	38.750	232	101.325	607.950	288,15	500,59

TERMODİNAMİK VERİLER

$M_{1,mutlak}$ (-)	$M_{2,mutlak}$ (-)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	T_1 (K)	T_2 (K)	ρ_1 (kg/m ³)	ρ_2 (kg/m ³)	$\Delta h_{0,s}$ (J/kg)	η_{TT} (%)	Δh_0 (J/kg)
0,56	1,16	81.621	263.463	271	394	1,05	2,33	213.500	88,5	188.948

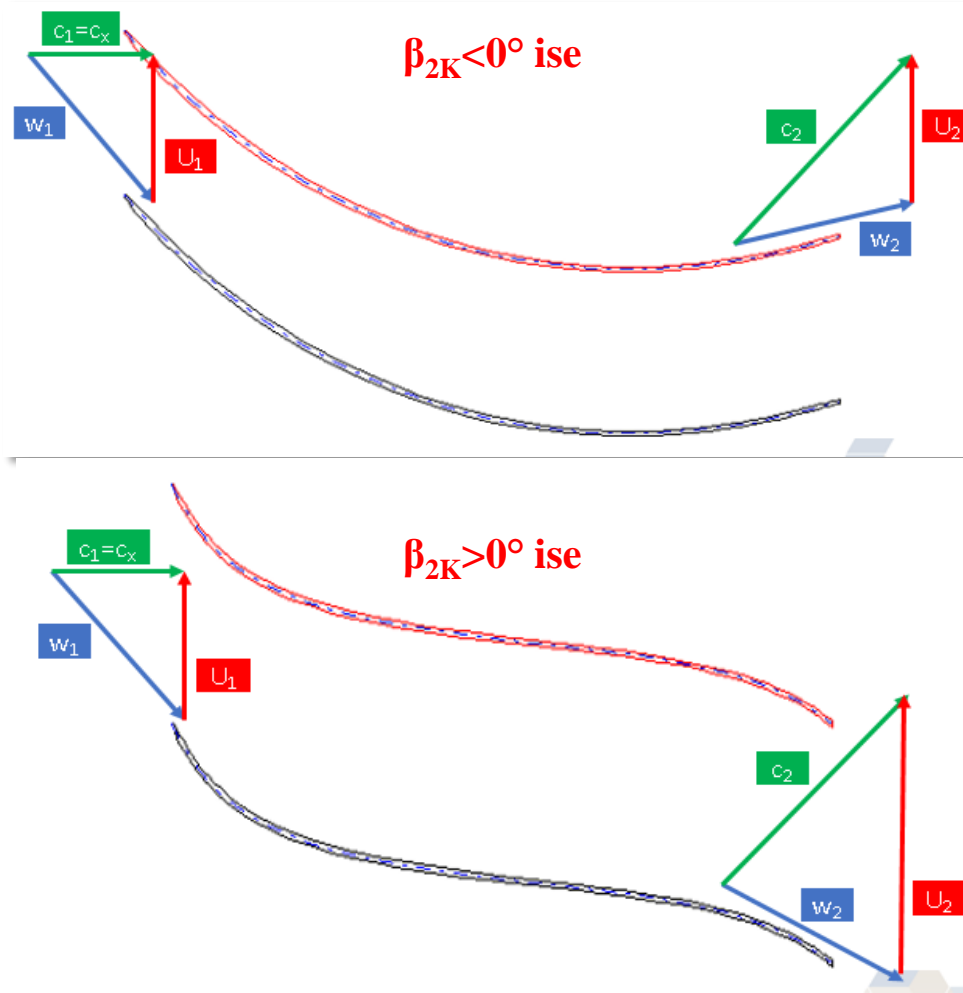
GİRİŞ VE ÇIKIŞINDAKİ HIZ MERTEBELERİ

İstasyon No	r_1 (mm)	r_2 (mm)	c_{x1} (m/s)	c_{x2} (m/s)	U_1 (m/s)	U_2 (m/s)	K (-)	$c_{\theta 2}$ (m/s)	c_2 (m/s)
Göbek İstasyonu	18	84	186,23	106,79	73,04	340,86	0,7750	429,60	442,67
İstasyon 0,25	37	92	186,23	106,79	148,11	373,33	0,8788	444,75	457,39
Orta İstasyon	55	100	186,23	106,79	223,18	405,79	0,9625	457,48	469,78
İstasyon 0,75	74	108	186,23	106,79	298,25	438,25	1,0863	468,32	480,35
Uç İstasyonu	92	116	186,23	106,79	373,33	470,72	1,1900	477,67	489,46

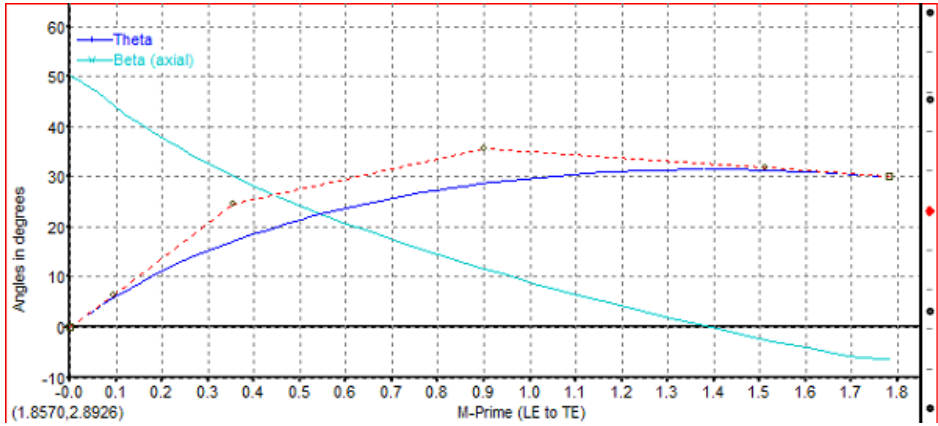
GİRİŞ VE ÇIKIŞINDAKİ KANAT AÇILARI

İstasyon No	β_1 (°)	β_2 (°)	Z (-)	σ (-)	$c_{\theta 2K}$ (m/s)	$w_{\theta 2K}$ (m/s)	β_{1K} (°)	β_{2K} (°)	θ (°)
Göbek İstasyonu	21,42	-39,72	15	0,88	470,53	-129,67	21,42	-50,53	36
İstasyon 0,25	38,50	-33,78	15	0,89	486,57	-113,24	38,50	-46,68	33
Orta İstasyon	50,16	-25,83	15	0,90	497,72	-91,93	50,16	-40,72	30
İstasyon 0,75	58,02	-15,73	15	0,92	502,60	-64,35	58,02	-31,07	27
Uç İstasyonu	63,49	-3,73	15	0,96	495,70	-24,99	63,49	-13,17	24

HIZ ÜÇGENLERİNİN GÖSTERİMİ





KANAT GEOMETRİLERİNİN OLUŞTURULMASI



- Kanat geometrisi oluşturulurken ani açı değişimlerinden kaçınılmaya çalışılmıştır.
- Burada metal açısının meridyenel yöndeki değişimi, sarılma açısından da etkilenmektedir.

Blade Property Dialog

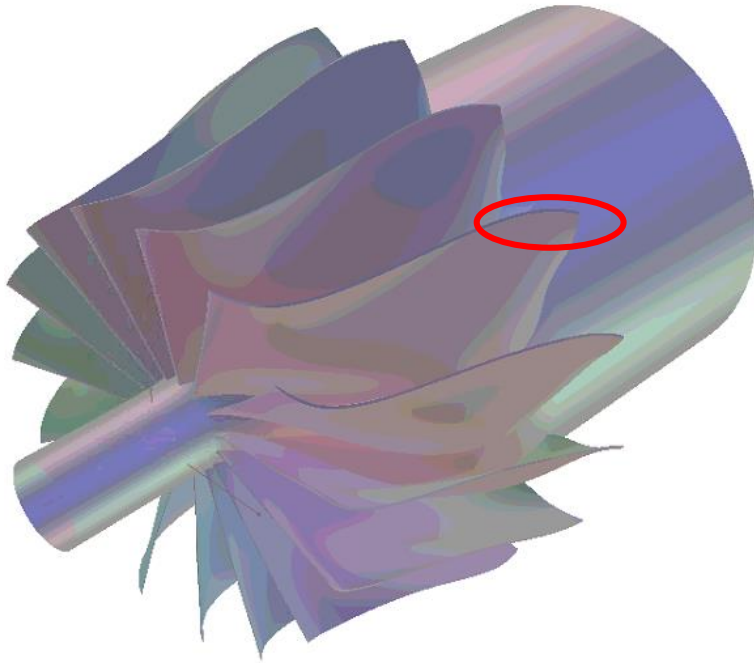
Location/Definition	LE/TE Cut-Off	LE/TE Extension
LE/TE Ellipse	LE/TE O/U-Filing	Hub/Shr Ends
LE Type <input checked="" type="radio"/> Ellipse <input type="radio"/> Cut-off <input type="radio"/> Square	LE Elliptic Ratio Hub: 16.0 Shroud: 16.0	Ellipse Location 
TE Type <input checked="" type="radio"/> Ellipse <input type="radio"/> Cut-off <input type="radio"/> Square	TE Elliptic Ratio Hub: 1.0 Shroud: 1.0	

Buttons: OK, Cancel, Help

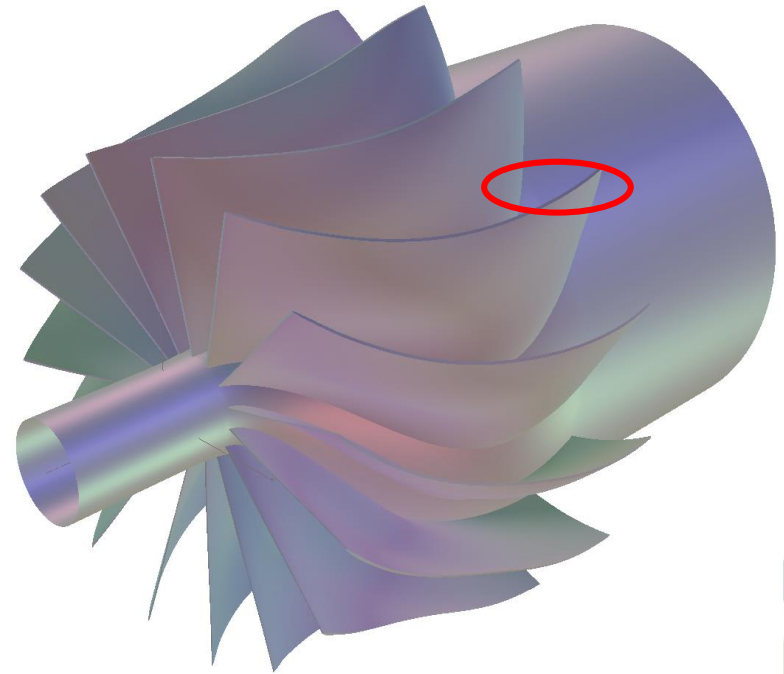
- Hücüm kenarı sivridir. Böylece değmeyen şok dalgalarından kaçınılacaktır.

3B GEOMETRİLER

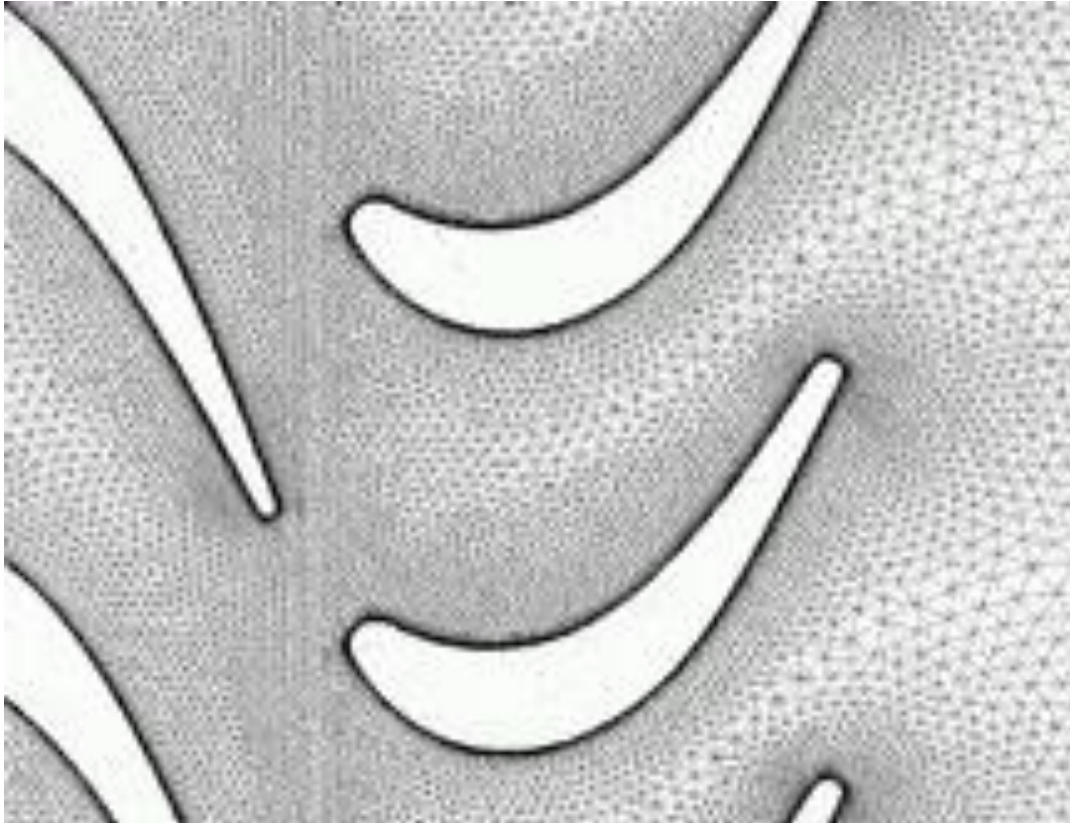
BAŞLANGIÇ TASARIMI



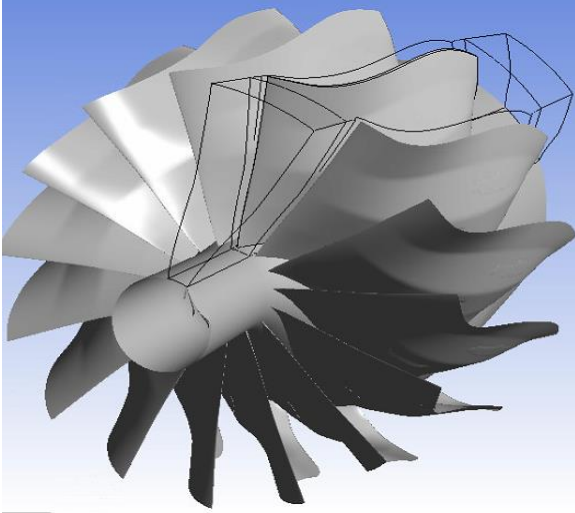
SON TASARIM



5 HAD ANALİZLERİ

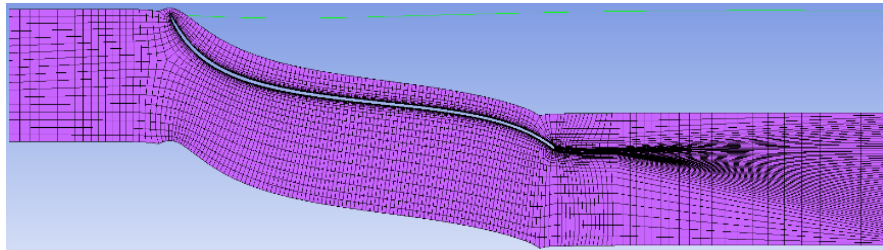


SAYISAL AĞ YAPISI

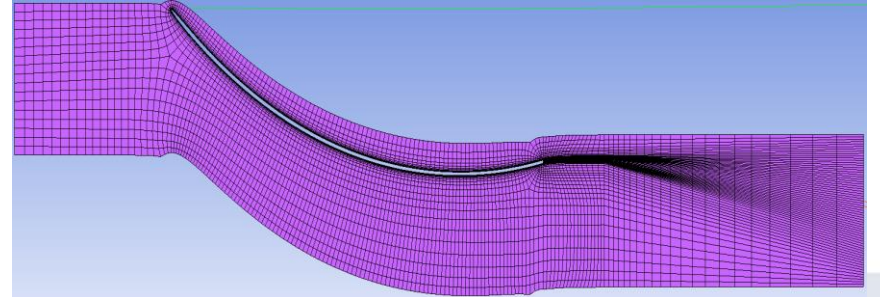


- Periyodik sınır şartı düşünülerek oluşturulmuş sayısal ağ.
- İlk tabaka ağ yüksekliği 0,01 mm
- Buna göre ağ sayısı / y^+ değerleri;
- Başlangıç tasarımı: 363.630 / 12
- Son tasarım : 366.588 / 10

BAŞLANGIÇ TASARIMI



SON TASARIM



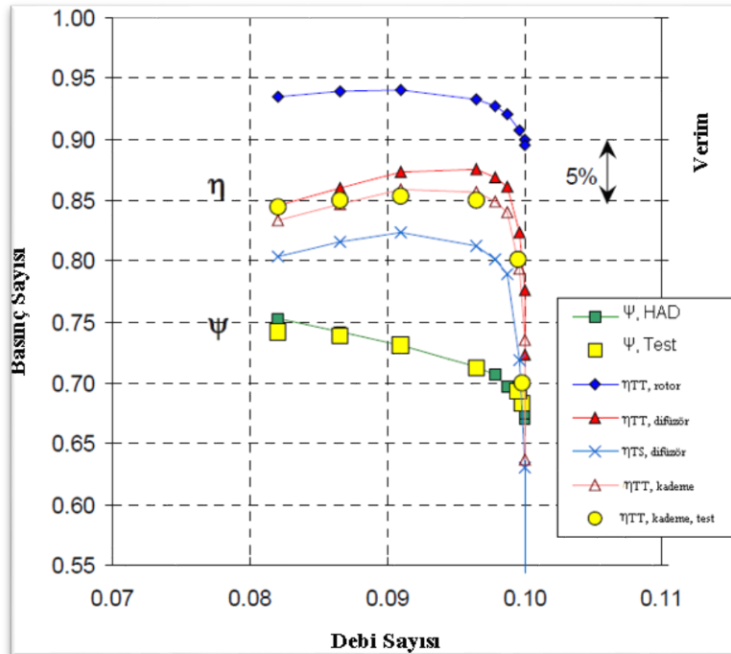
SINIR ŞARTLARI

Sınır Koşulu Bulunduğu Bölge	Sınır Koşulu	Değer
Giriş	Toplam Basınç	1 atm (Mutlak)
	Toplam Sıcaklık	15°
Çıkış	Sesüstü	-----
Türbülans Modeli	Shear Stress Transport (SST)	-----
Ara Yüz Modeli	Durdurulmuş Rotor	-----
Çevresel Yüz Modeli	Periyodik	-----
S1, S2 Sabit Domain Duvarları	Duvar Kayma Koşulu	Kaymama Koşulu
	Duvar Isı Transferi	Adyabatik
R1 Dönel Domain Duvarı	Duvar Kayma Koşulu	Kaymama Koşulu
	Duvar Isı Transferi	Adyabatik
	Yanak Yüzeyi Dönel Hareketi	Counter Rotating

LİTERATÜRDE DENEYEL OLARAK DOĞRULANMIŞ HAD

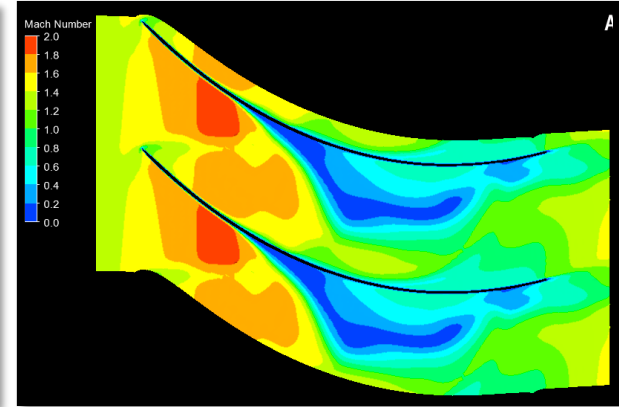
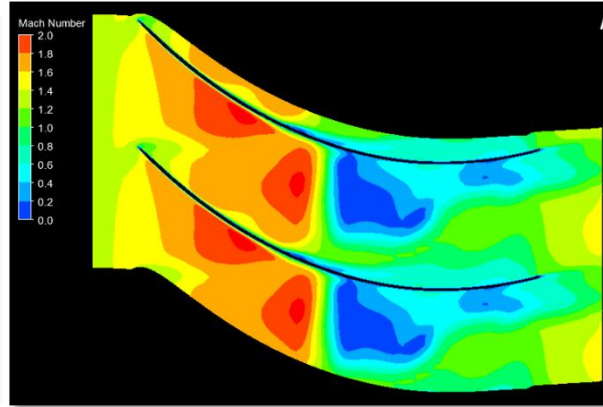
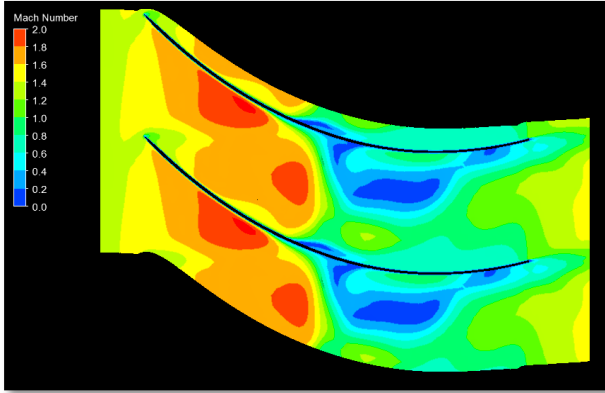
Robinson ve diğ. [6] CFX programında kullandığı ağ sayıları

Ağ Sayısına göre Sınıflandırma	Rotor Nokta Sayısı	Difüzör Nokta Sayısı	y^+
Az	141.292	120.226	17,0
Orta	265.622	226.020	4,5
Yüksek	518.756	514.120	1,5



265.622 nokta sayısı ile deneysel sonuçlar doğrulanmıştır.

SAYISAL AĞDAN BAĞIMSIZLIK ANALİZLERİ



Az Sayıdaki Ağ – 150443

Orta Sayıdaki Ağ – 369903

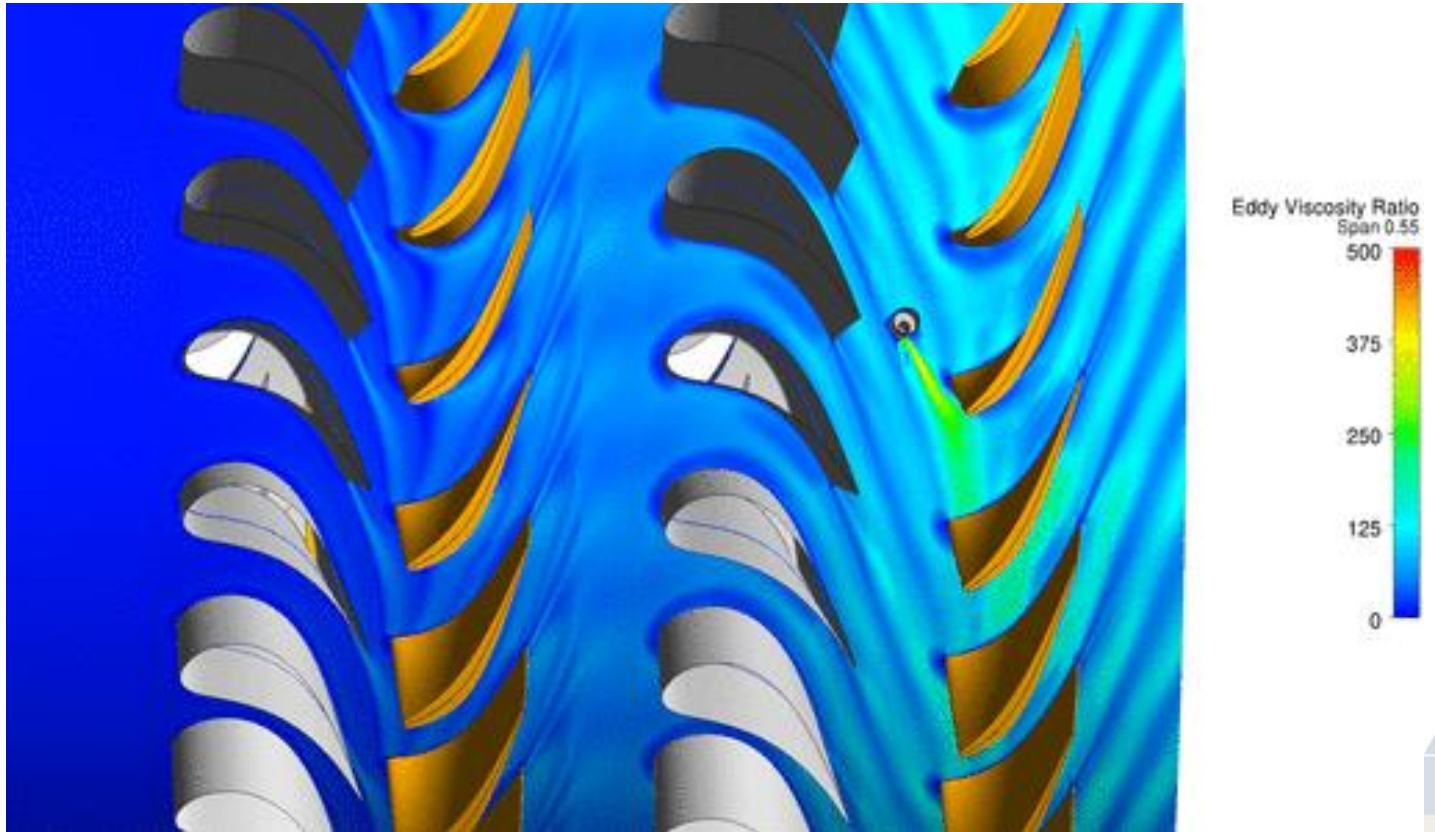
Yüksek Sayıdaki Ağ – 643160

Sayısal Ağdan Bağımsızlık Analizleri Karşılaştırması

Sınıflandırma	Nokta Sayısı	Tüm Kanatlar Nokta Sayısı	Kütlese Debi (kg/s)	Toplamdan Toplama Basınç Oranı	Toplamdan Toplama İzantropik Verim (%)	y+
Az	150443	2256645	5,8121	7,7947	87,1849	33,9047
Orta	369903	5548545	5,7958	7,7103	86,7830	10,6932
Yüksek	643160	9647400	5,8126	8,1272	88,5957	7,6346

Robinson ve diğ.'de [20] olduğu gibi orta ağ sayısı ile analizlere devam edilmiştir (265622).

⑥ HAD SONUÇLARI



HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI

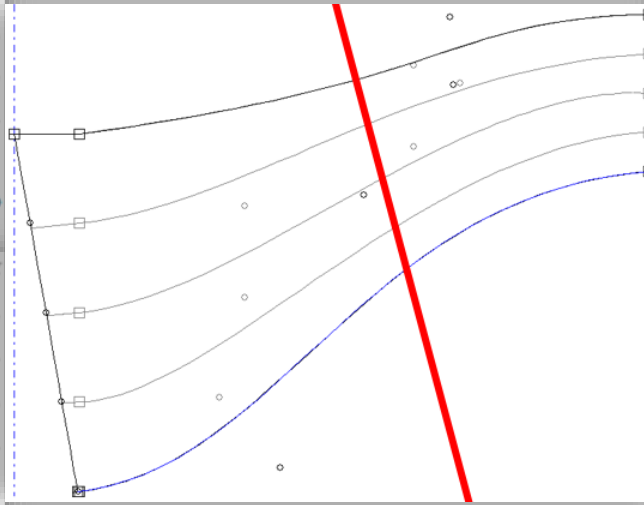
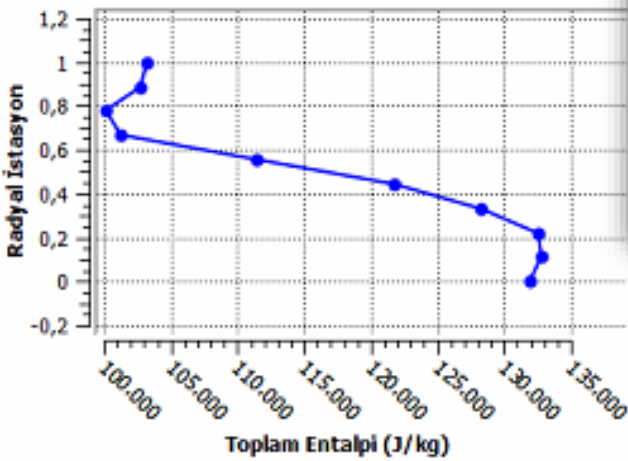
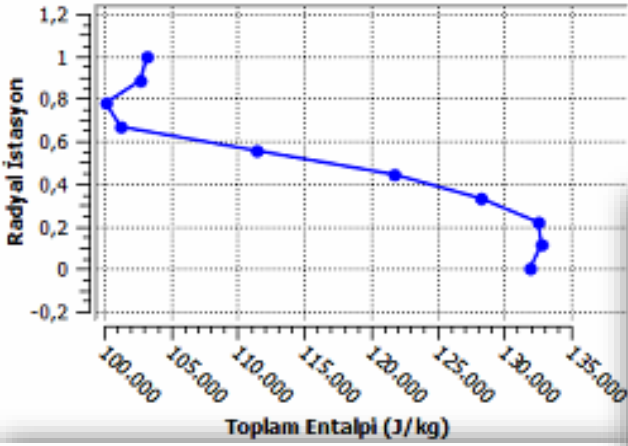
Sonuç Parametreleri	\dot{m} (kg/s)	Π (-)	T (-)	γ (-)	Δh_0 (J/kg)	c_p (J/kg.K)	η_{TT} (%)
Hedeflenen	5	6	1,67	1,4	160.683	1005	83
Başlangıç Tasarımı	5,2616	5,4418	1,6857	1,4456	176.468	1004,4	88,45
Yeni Tasarım	5,7958	7,7103	1,8819	1,4483	222.846	1004,4	86,78

Peki performans değerleri nasıl arttı?

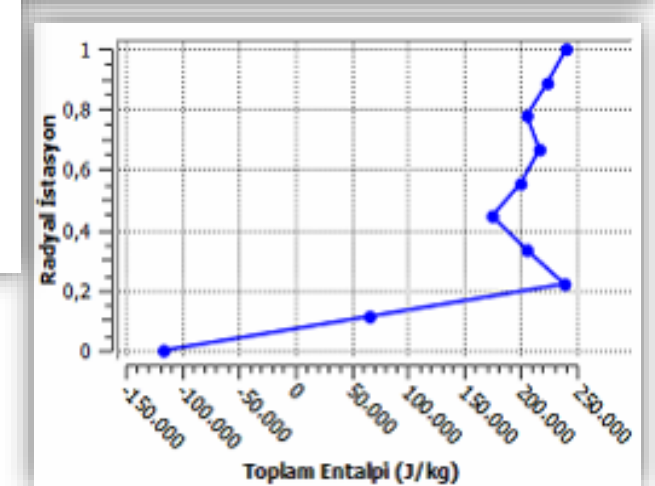
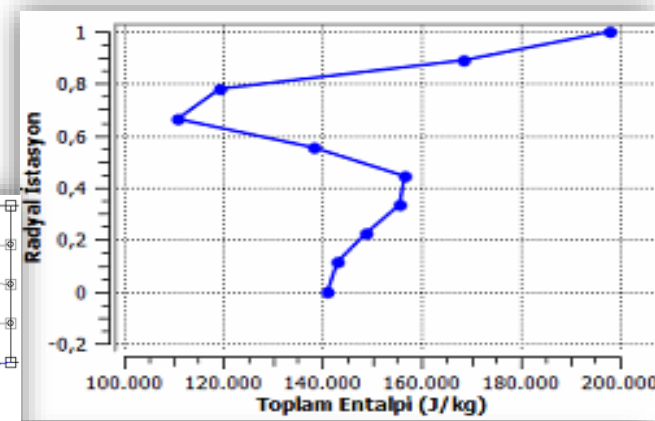
Cevap: Uç kısmındaki enerji aktarımına yoğunlaşarak

HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI-ENTALPİ ARTIŞI

BAŞLANGIÇ TASARIMI

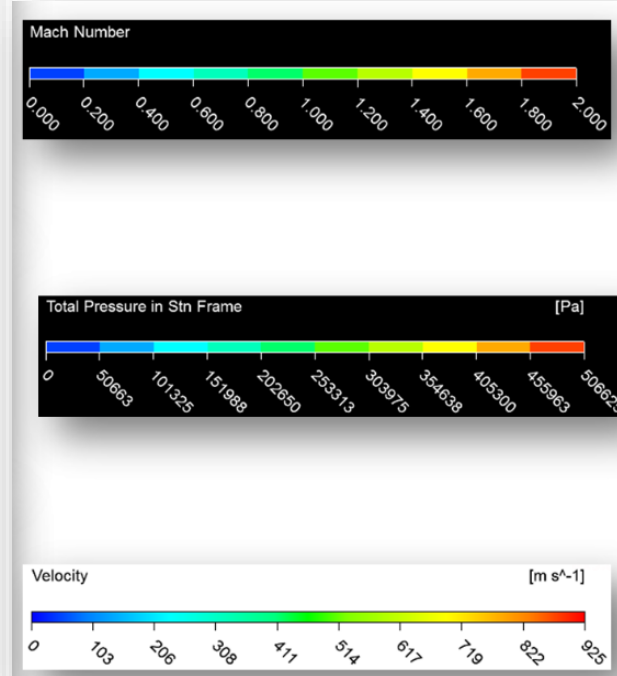
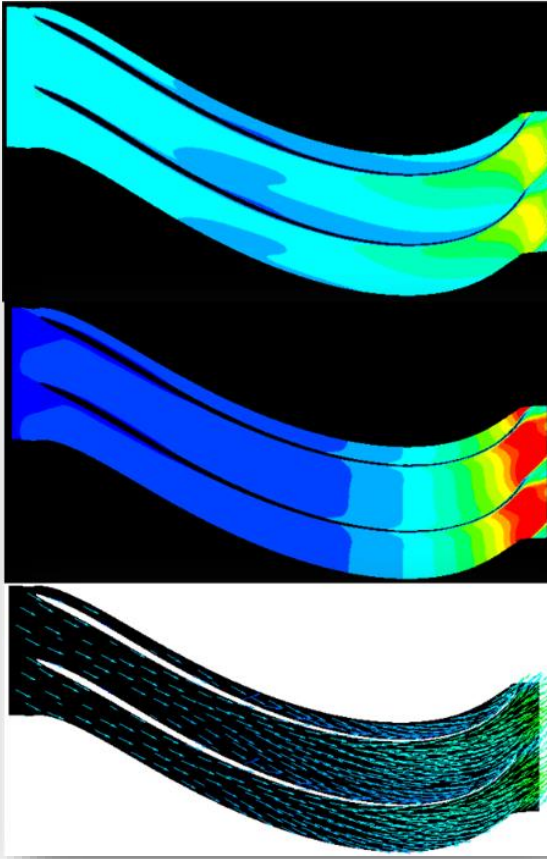


SON TASARIM

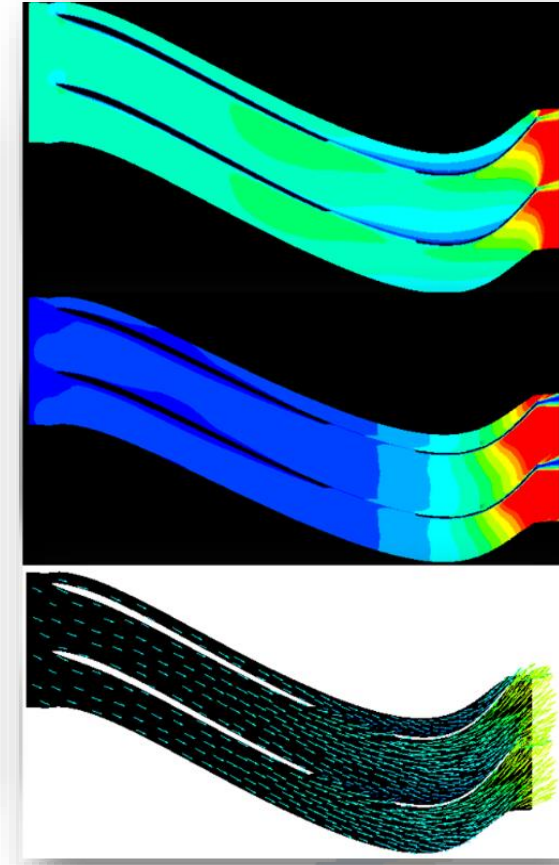


HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI-KANAT KÖKÜ

BAŞLANGIÇ TASARIMI



SON TASARIM

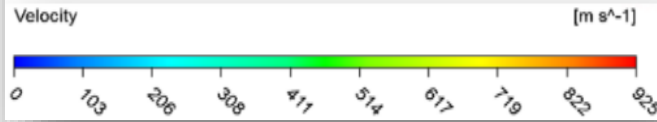
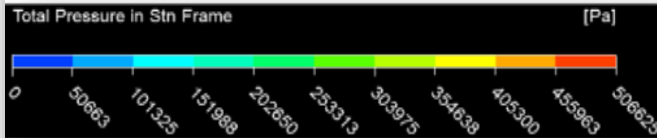
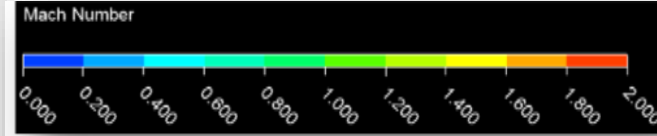
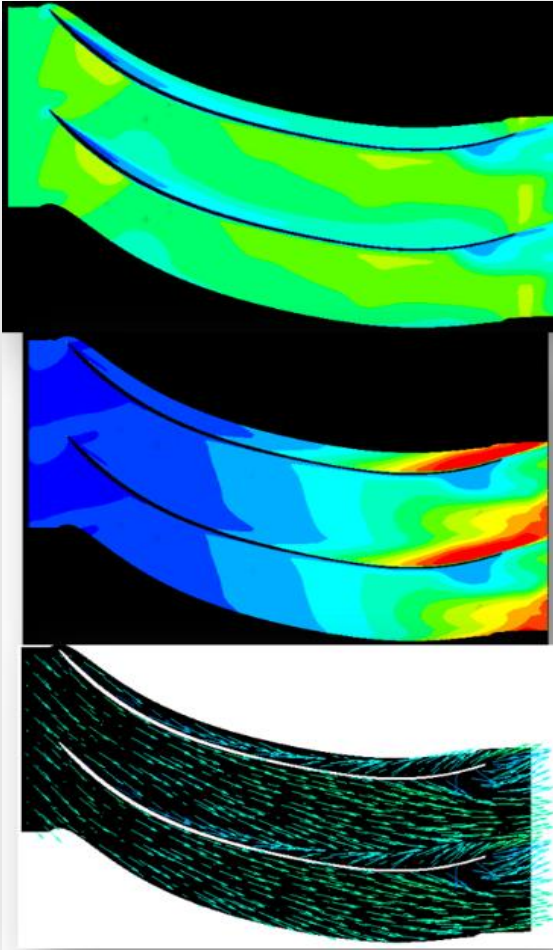


Göbek çapı az olduğu için kanat kökünde girdap (endwall vortex) oluşmamıştır.

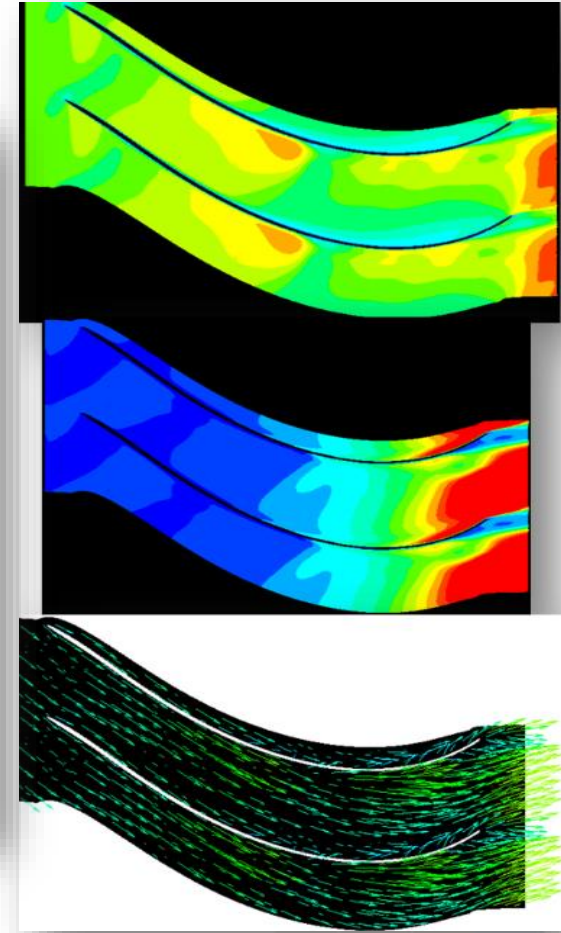
Dolayısıyla bu kısımda yüksek akış sapması yapılabilir.

HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI-ORTA İSTAYON

BAŞLANGIÇ TASARIMI

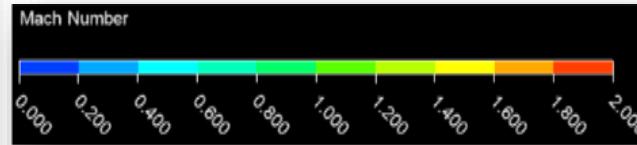
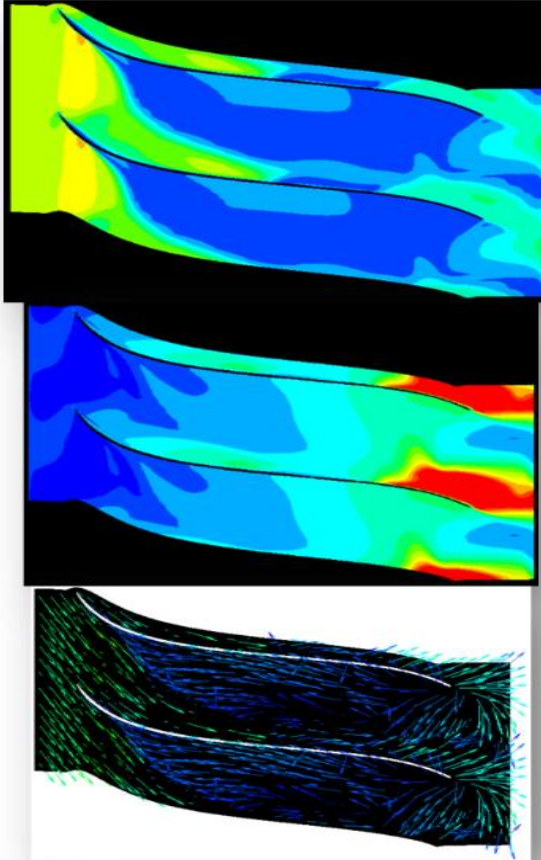


SON TASARIM

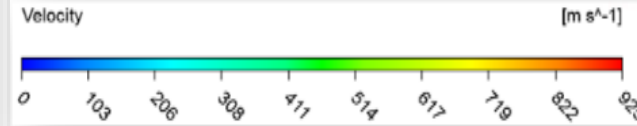
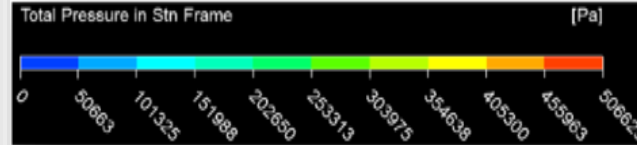


HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI-KANAT UCU

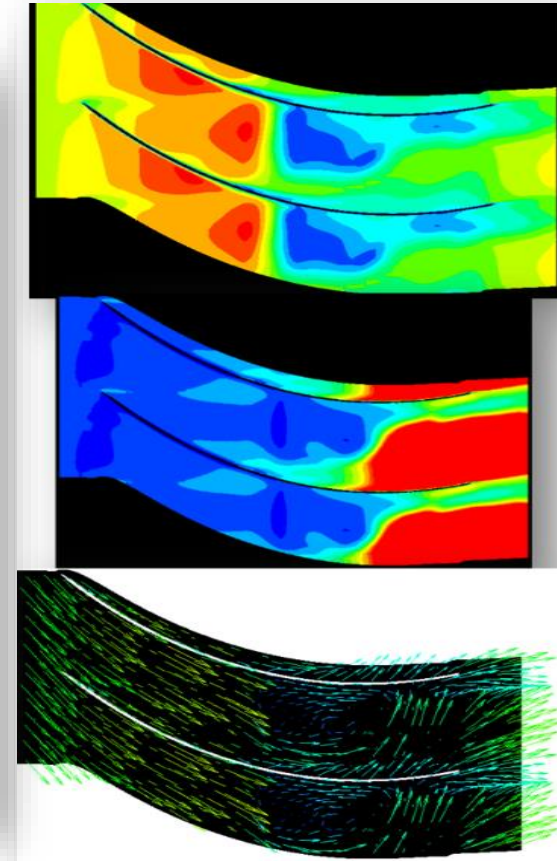
BAŞLANGIÇ TASARIMI



Endwall vortex ve dolayısıyla ikincil akış kayıpları gözükmemektedir.



SON TASARIM

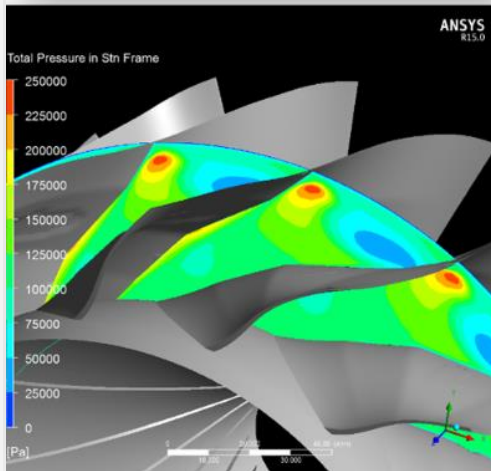
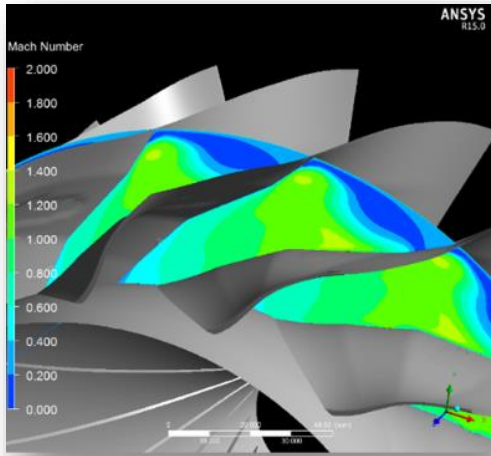


Açı değişiminin farkı, Mach ve toplam basınçtan gözükmemektedir.

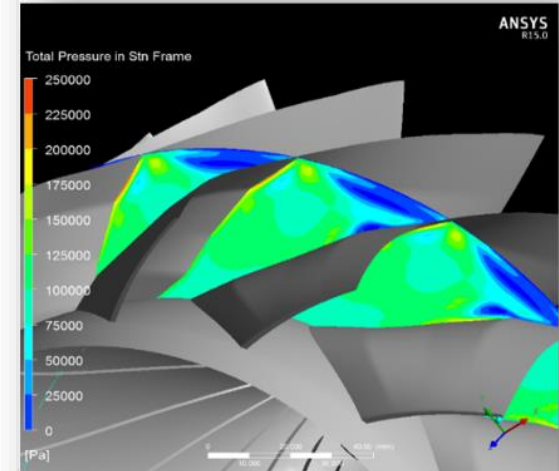
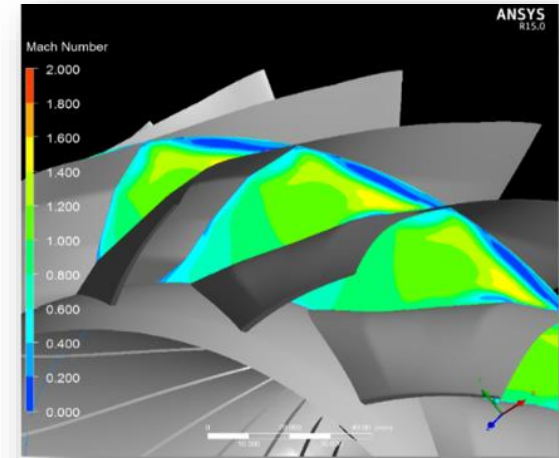
Çıkış açısını sağlayan optimum profil.

HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI-KANAL ORTASI

BAŞLANGIÇ TASARIMI

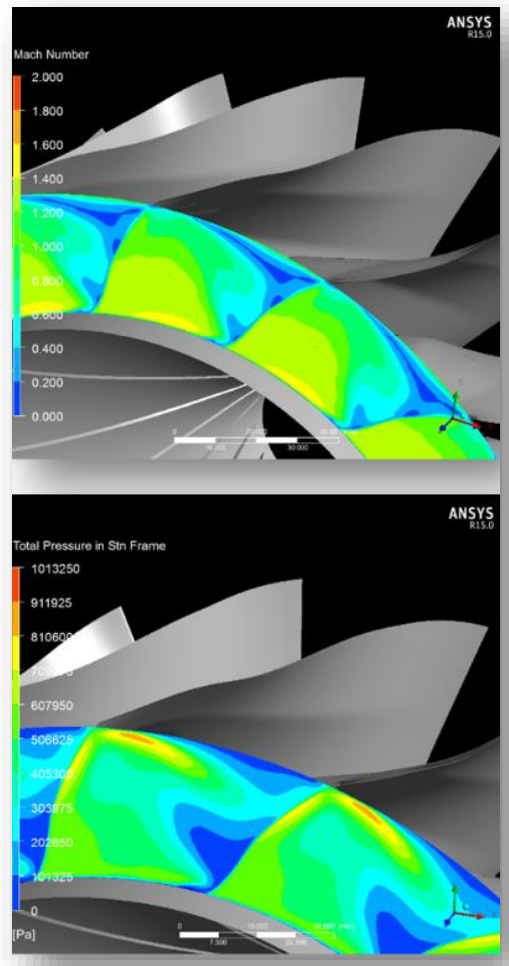


SON TASARIM

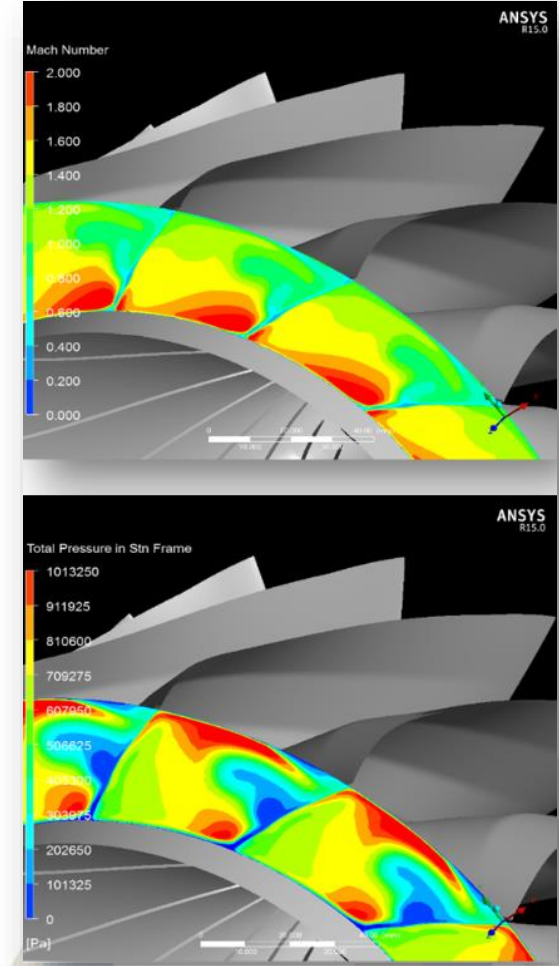


HAD ANALİZLERİ SONUÇLARI-KANAL ÇIKIŞI

BAŞLANGIÇ TASARIMI



SON TASARIM



7 DEĞERLENDİRME

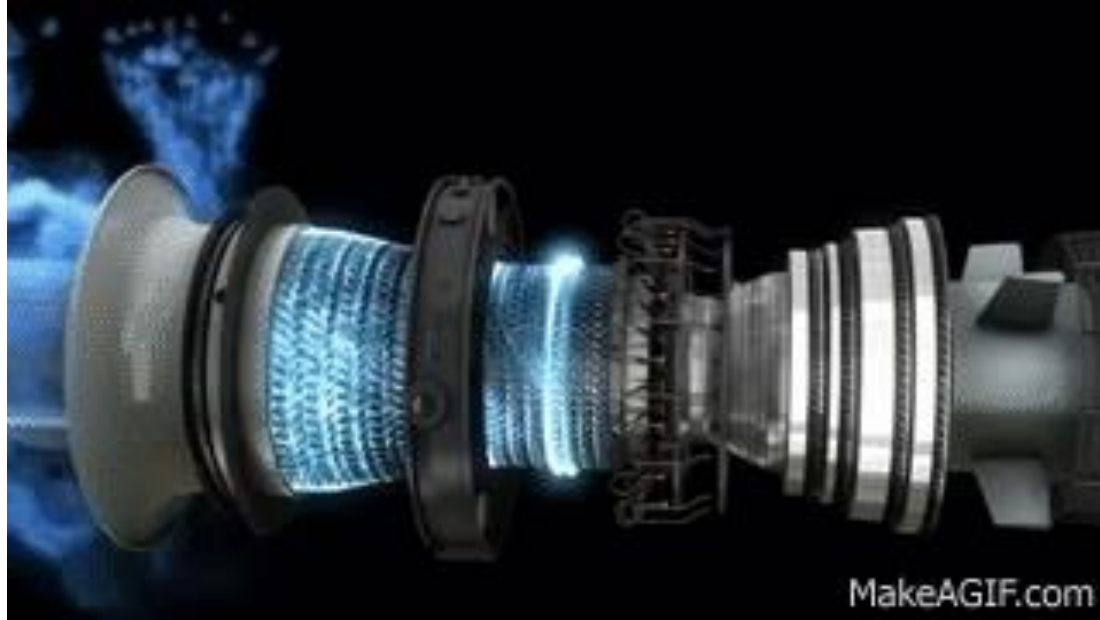
- ✓ Eksenel mesafeyi azaltmak, gaz türbini üreticileri açısından ağırlığı azaltma amaçlı en önemli parametredir.
- ✓ Bu açıdan hedeflenenden az bir eksenel mesafeyle tasarım hedefleri elde edilmiştir.
- ✓ Tez sonucunda sesüstü akış ve HAD analizleri anlaşılmıştır.
- ✓ Karışık akışlı kompresörler, santrifüj ve eksenel olanlara göre daha karmaşık bir geometriye sahiptir.
- ✓ Bu tez çalışmasıyla karmaşık geometrilerin modellenmesi kabiliyeti edinilmiştir.
- ✓ Tasarıma başlamadan önce nasıl parametrize edilmesi gerektiği anlaşılmıştır.
- ✓ Buna göre performansı en çok meridyenel profil ve girişten çıkışa metal açılarının dağılımı etkilemiştir.
 - Küçük gaz türbinli motorlarda ikincil akış kayıpları
 - Şok dalgalarının akışa etkisi

⑧ ÖNERİLER

Gelecekte çalışılacak konu önerileri:

- ✓ Sesüstü ve karışık akışlı kompresör çarklarında yardımcı kanat kullanımı ve şok karakteristiğine etkisi
- ✓ Uç açıklığının ve uç kayıplarının sesüstü ve karışık akışlı kompresör çarklarında aerotermal olarak incelenmesi
- ✓ Sesüstü ve karışık akışlı kompresör çarklarında difüzör tasarımı ve difüzör kayıplarının araştırılması
- ✓ Sesüstü ve karışık akışlı kompresör çarklarında HAD analizlerinin deneysel çalışmalarla karşılaştırılması

DİNLEDİĞİNİZ İÇİN TEŞEKKÜRLER



FORMÜLLER

Makinanın Giriş ve Çıkış Şartlarının Belirlendiği Korelasyonlar:

- Debi sayısı: $\rightarrow \phi = \frac{Q}{\Omega \cdot d^3}$
- Debi sayısı [15] $\rightarrow \Phi_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4} d_{2m}^2 U_{2m}}$
- Basınç sayısı $\rightarrow \psi = \frac{\left(\frac{\Delta p_0}{\rho}\right)}{\Omega^2 \cdot d^2}$
- Özgül Hız $\rightarrow N_s = \frac{\Omega \cdot Q^{0,5}}{\left(\frac{\Delta p_0}{\rho}\right)^{0,75}}$
- Özgül çap $\rightarrow D_s = \frac{d \cdot \left(\frac{\Delta p_0}{\rho}\right)^{0,25}}{Q^{0,5}}$
- Toplam basınç oranı $\rightarrow \frac{p_{02}}{p_{01}} = \Pi$
- Toplam sıcaklık oranı $\rightarrow T = \Pi^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{T_{02}}{T_{01}}$
- Basınç-Mach sayısı ilişkisi $\rightarrow \frac{p_0}{p} = (1 + 0,2 M^2)^{3,5}$
- Sıcaklık-Mach sayısı ilişkisi $\rightarrow \frac{T_0}{T} = 1 + 0,2 M^2$
- Mach sayısı $\rightarrow M = \frac{c_{m,orta istasyon}}{\sqrt{\gamma R T}}$
- İdeal gaz yasasına göre yoğunluk $\rightarrow \rho = \frac{p}{RT}$
- Toplamdan toplama izantropik verim $\rightarrow \eta_{TT} = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_{0,s}}$

FORMÜLLER

Makine Enerji Transfer ve Hız Bileşenleri:

- Euler turbomakina denklemi $\rightarrow \mathcal{W} = h_{02} - h_{01} = U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1}$
- Kütle korunumuna göre aksel hız $\rightarrow c_x = \frac{(m/\rho)}{\pi(r_y^2 - r_g^2)}$
- Teğetsel hız $\rightarrow U = \Omega \cdot r$
- Gerçekte akışkana aktarılan güç $\rightarrow \Delta h_{0,s} \eta_{TT} = \Delta h_0 = U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1}$
- Swirl hızları $\rightarrow w_\theta = U - c_\theta$
- Mutlak hız $\rightarrow c = \sqrt{c_x^2 + c_\theta^2}$
- Bağlı hız $\rightarrow w = \sqrt{w_x^2 + w_\theta^2}$
- Çıkış bağlı hız açısı (akış) $\rightarrow \beta_2 = \arctan\left(\frac{w_{\theta 2}}{c_{x 2}}\right)$
- Çıkış mutlak hız açısı (akış) $\rightarrow \alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{\theta 2}}{c_{x 2}}\right)$
- Giriş bağlı hız açısı (akış) $\rightarrow \beta_1 = \arctan\left(\frac{w_{\theta 1}}{c_{x 1}}\right) \rightarrow$ Ön dönme yoksa $\rightarrow \beta_1 = \arctan\left(\frac{U_1}{c_{x 1}}\right)$
- Giriş mutlak hız açısı (akış) $\rightarrow \alpha_1 = \arctan\left(\frac{c_{\theta 1}}{c_{x 1}}\right) \rightarrow$ Ön dönme yoksa $\rightarrow \alpha_1 = 0^\circ$

FORMÜLLER

Wiesner Kayma Faktörü:

- $\sigma = \frac{\text{Çark çıkışındaki mutlak hızın teğetsel hız bileşeni}(c_{\theta 2})}{\text{Çark çıkışında olması gereken ideal teğetsel hız bileşeni}(c_{\theta 2}')} = \frac{U_2 - w_{\theta s}}{U_2} = 1 - \frac{w_{\theta s}}{U_2}$
- Wiesner'e göre;
- $\sigma = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}}\right) f_1$
- $\frac{r_{1,RMS}}{r_{2,RMS}} \leq \varepsilon_{lim}$ ise $f_1 = 1$
- $\frac{r_{1,RMS}}{r_{2,RMS}} > \varepsilon_{lim}$ ise $f_1 = 1 - \left(\frac{\frac{d_{1m}}{d_2} - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}}\right)^3$
- $\varepsilon_{lim} = \exp\left(-\frac{8,16 \cdot \sin \beta_2}{Z}\right)$
- Sonuç: $c_{\theta 2K} = c_{\theta 2} + (1 - \sigma) U_2$