**T.C.**
**GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# JET MOTORLARINDA EKSENEL KOMPRESÖR TASARIMI

**YAVUZ SELİM MEHEL**
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE**
**2017**

**T.C.**
**GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# JET MOTORLARINDA EKSENEL KOMPRESÖR TASARIMI

**YAVUZ SELİM MEHEL**
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

DANIŞMANI
YRD. DOÇ. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

**GEBZE**
**2017**

**T.R.**

**GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY**

**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

# JET ENGINE AXIAL COMPRESSOR DESIGN

**YAVUZ SELİM MEHEL**

**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

THESIS SUPERVISOR

ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

**GEBZE**

**2017**

| | |
|---|---|
| GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ | **YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU** |

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..18.../.01.../2017. tarih ve 2017.../..04.... sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından .24../.01.../2017. tarihinde tez savunma sınavı yapılan ...YAVUZ...SELİM...MEHEL.....'ın tez çalışması MAKİNE..MÜHENDİSLİĞİ...Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

**JÜRİ**

ÜYE
(TEZ DANIŞMANI) : YRD. DOÇ. DR. SALIH ÖZEN ÜNVERDİ

ÜYE : DOÇ. DR. İLYAS KANDEMİR

ÜYE : YRD. DOÇ. DR. ALİ BAHADIR OLCAY

**ONAY**

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve ...../..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

# ÖZET

Bu çalışmada Jet Motorlarında Eksenel Kompresörler incelenmiş olup kompresör verimine etki eden s(kanat boşluğu)/c(veter) oranı, Difüzyon Faktörü, $\Delta T_{0s}$ (Kademe Sıcaklık Artışı) gibi parametreler irdelenmiştir. Tez dahilinde kullanılmak üzere Visual Basic programı ile jet motor kompresörlerinde başlangıç tasarımları için hesaplama yapabilen "AxiCalc" adlı bir bilgisayar programı yazılmıştır ve örnek olarak iki kademeli eksenel akışlı bir kompresörün başlangıç tasarımı yapılmıştır. Başlangıç tasarımında elde etmek istediğimiz debi, basınç ve verim değerini sağlayacak kompresörün geometrik ölçüleri AxiCalc programı tarafından hesaplanmıştır. Ayrıca kompresörün s/c değerleri bütün kanatlar için kök kısmından uç kısmına kadar optimize edilmiştir. Geometrik ölçüleri AxiCalc tarafından elde edilen eksenel kompresör NX9.0 CAD programı ile katı modele dönüştürüldükten sonra Ansys CFX ile HAD analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar mukayese edilmiştir ve AxiCalc ile HAD sonuçlarının çok yakın olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak AxiCalc'ın eksenel kompresörlerin başlangıç tasarımlarında hızlı bir şekilde, nihai tasarıma yakın değerler verebilen pratik ve güçlü bir yazılım olarak kullanılabileceği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler: Eksenel Akışlı Kompresör, Türbomakine, Jet Motoru.**

# SUMMARY

In this work, Jet engine axial flow compressors and the factors such as s/c (pitch/chord) ratio, Diffusion Factor, $\Delta T_{0s}$ (stage stagnation temperature rise) which affect the efficiency have been examined. A Visual Basic code named “AxiCalc” has been developed in order to make preliminary axial flow compressor designs and as a sample model, preliminary design calculations have been proceeded for a two stage axial flow compressor. In addition, s/c values have been optimized for all blades in the stages from root to tip for the compressor. In the preliminary design, the geometric dimensions have been calculated by AxiCalc for requested massflow rate, pressure ratio and efficiency values. After the results have been obtained, the 3D model of axial flow compressor has been generated by NX 9.0 and CFD analysis has been proceeded for the compressor. The results obtained have been compared and satisfactory agreement between the results of AxiCalc and CFD calculations is observed. Consequently, it is demonstrated that AxiCalc can be used for axial flow compressor preliminary design as a practical and powerful tool.

**Key Words: Axial Flow Compressor, Turbomachinery, Jet Engine.**

# TEŞEKKÜR

Başta, yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan danışmanım Yrd. Doç. Dr. Salih Özen ÜNVERDİ'ye,

tez çalışmamda yapmış olduğum HAD analizleri konusunda sonuna kadar sabırla destek veren arkadaşım Gökhan GÜLER'e,

göstermiş olduğu sabırdan dolayı sevgili eşim Funda MEHEL'e, bu zamana kadar bana maddi ve manevi desteğini esirgemeyen annem Sevil ÇOLDUR ve ağabeyim Metin MEHEL'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER


| | Sayfa |
|---|---|
| ÖZET | v |
| SUMMARY | vi |
| TEŞEKKÜR | vii |
| İÇİNDEKİLER | viii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ | x |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | xiv |
| TABLOLAR DİZİNİ | xvii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği | 1 |
| 2. EKSENEL KOMPRESÖRLER | 3 |
| 2.1. Eksenel Kompresörlerin Temel Çalışma Prensibi | 8 |
| 2.2. Kanatlarda Süpürme ve Eğilme | 10 |
| 2.3. Kompresörlerde Hız Kaybı (Stall) ve Dalgalanma (Surge) | 12 |
| 2.4. Uç Açıklığı (Tip Clearance) | 13 |
| 2.5. Kademe Basınç Oranı Limiti | 14 |
| 3. HESAPLAMA TEORİSİ | 17 |
| 3.1. Başlangıç Teorisi | 17 |
| 3.2. Kademe Basınç Oranını Etkileyen Faktörler | 21 |
| 3.2.1. Kanat Uç Hızı (Tip Speed) | 21 |
| 3.2.2. Eksenel Hız | 22 |
| 3.2.3. De Haller Kriteri | 23 |
| 3.2.4. Difüzyon Faktörü | 24 |
| 3.2.5. Blokaj Faktörü | 26 |
| 3.2.6. Reaksiyon Derecesi | 27 |
| 3.2.7. İzantropik Verim | 27 |
| 3.2.8. Politropik Verim | 29 |
| 3.3. Süreklilik Denklemi | 29 |
| 3.4. Radyal Eşitlik ve Serbest Vorteks (Free Vortex) Yöntemi | 31 |
| 3.5. Kanat Tasarımı | 34 |

3.5.1. Kanat Aralığı/Veter (s/c) Oranı 37
3.5.1.1. Difüzyon Faktörü Yöntemi 38
3.5.1.2. Hearsey Yöntemi 38
3.5.1.3. Howell Yöntemi 39
3.5.1.4. Zweifel Kriteri 39
3.5.1.5. McKenzie Yöntemi 40
3.5.2. Ayrılma Açısının (Deviation Angle) Belirlenmesi 40
3.5.2.1. Howell Ayrılma Açısı Yöntemi 40
3.5.2.2. McKenzie Ayrılma Açısı Yöntemi 41
3.5.2.3. Lieblein Ayrılma Açısı Yöntemi 42
3.5.3. Taşıma ve Sürükleme Kuvvetlerinin Hesaplanması 42
3.6. Adım Adım Hesaplama Süreci 46
4. SONUÇLAR ve YORUMLAR 53
4.1. AxiCalc ile s/c Optimizasyonu 53
4.2. AxiCalc Sonuçları ve CAD Modeli Oluşturma 55
4.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi 64
4.4. Sonuçların Mukayese Edilmesi 70

KAYNAKLAR 80
ÖZGEÇMİŞ 82

# SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| **Simgeler ve Kısaltmalar** | | **Açıklamalar** |
|---|---|---|
| $A_1$ | : | Rotor giriş akış alanı |
| $A_2$ | : | Rotor-stator arası veya kompresör çıkışı akış alanı |
| $A_3$ | : | Stator çıkış akış alanı |
| $a$ | : | Maksimum kamburluk mesafesi veya ses hızı |
| $\alpha_m$ | : | Stator ortalama kanat açısı |
| $\alpha_1$ | : | Stator hava giriş açısı |
| $\alpha_1'$ | : | Stator kanat giriş açısı |
| $\alpha_2'$ | : | Stator kanat çıkış açısı |
| $\alpha_2$ | : | Stator hava çıkış açısı |
| $b$ | : | Eksenel veter uzunluğu |
| $\beta_m$ | : | Rotor ortalama kanat açısı |
| $\beta_1$ | : | Rotor hava giriş açısı |
| $\beta_2$ | : | Rotor hava çıkış açısı |
| $\beta_1'$ | : | Rotor kanat giriş açısı veya |
| $\beta_2'$ | : | Rotor kanat çıkış açısı |
| $c$ | : | Veter uzunluğu |
| $c_p$ | : | Sabit basınçta özgül ısı |
| $C$ | : | Mutlak hız |
| $C_a$ | : | Eksenel hız |
| $C_D$ | : | Toplam sürükleme katsayısı |
| $C_{DA}$ | : | Kompresör çeperinden kaynaklanan sürükleme katsayısı |
| $C_{DS}$ | : | İkincil kayıplardan dolayı oluşan sürükleme katsayısı |
| $C_{DP}$ | : | Kanat sürükleme katsayısı |
| $C_L$ | : | Taşıma katsayısı |
| $C_p$ | : | Basınç katsayısı |
| $C_{pi}$ | : | Statik basınç artış katsayısı |
| $C_w$ | : | Dönme - whirl hızı |
| $C_{w1}$ | : | Rotor girişinde whirl hızı |

| | | |
|---|---|---|
| $C_{w2}$ | : | Rotor çıkışında whirl hızı |
| $C_{w2,mean}$ | : | Rotor çıkışında orta hat whirl hızı |
| $C_{w2,root}$ | : | Rotor çıkışında kök hattı whirl hızı |
| $C_{w2,tip}$ | : | Rotor çıkışında uç hattı whirl hızı |
| $C_1$ | : | Rotor girişinde mutlak hız |
| $C_2$ | : | Rotor çıkışı - stator girişinde mutlak hız |
| $C_3$ | : | Stator çıkışı - sonraki kademe rotoru girişinde mutlak hız |
| D | : | Sürükleme kuvveti |
| DF | : | Difüzyon Faktörü |
| $\delta$ | : | Ayrılma açısı |
| $\Delta T_{0s}$ | : | Orta hat toplam sıcaklık artışı |
| $\varepsilon$ | : | Sapma açısı |
| $\eta_b$ | : | Rotor veya stator kademesi verimi |
| $\eta_s$ | : | İzantropik verim |
| $\eta_{s,overall}$ | : | Toplam izantropik verim |
| $\eta_p$ | : | Politropik verim |
| $\gamma$ | : | Kanat süpürme açısı veya özgül hacimlerin oranı |
| $h$ | : | Kanat uzunluğu - boyu veya entalpi |
| $i$ | : | Atak açısı - incidence angle |
| $\zeta$ | : | Oturma açısı - stagger angle |
| L | : | Taşıma kuvveti |
| $\lambda$ | : | Blokaj faktörü |
| $\Lambda$ | : | Reaksiyon derecesi |
| $m$ | : | Kanat profili şekil özelliği |
| $\dot{m}$ | : | Kütlesel debi |
| $Ma$ | : | Mach sayısı |
| $Ma_{1t}$ | : | Rotor girişinde uç bağıl Mach sayısı |
| $n$ | : | Kanat sayısı veya politropik işaret |
| $P$ | : | Statik basınç |
| $P_0$ | : | Toplam basınç |
| $P_{01}$ | : | Rotor girişi toplam basıncı |
| $P_{02}$ | : | Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı toplam basıncı |

| | | |
|---|---|---|
| $P_{03}$ | : | Stator çıkışı toplam basıncı |
| $P_1$ | : | Rotor girişi statik basıncı |
| $P_2$ | : | Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı statik basıncı |
| $P_3$ | : | Stator çıkışı statik basıncı |
| $\varphi$ | : | Akış katsayısı |
| $\psi$ | : | İş katsayısı |
| $r_m$ | : | Kompresör yüzük kesiti ortalama yarıçapı |
| $r_r$ | : | Kompresör yüzük kesiti kök yarıçapı |
| $r_t$ | : | Kompresör yüzük kesiti uç yarıçapı |
| R | : | İdeal gaz sabiti |
| $R_s$ | : | Toplam basınç oranı |
| $\rho_b$ | : | Kanat malzemesi yoğunluğu |
| $\rho_1$ | : | Rotor girişi hava yoğunluğu |
| $\rho_2$ | : | Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı hava yoğunluğu |
| $\rho_3$ | : | Stator çıkışı hava yoğunluğu |
| $s$ | : | Kanat aralığı - pitch veya entropi |
| $t$ | : | Kanat profil kalınlığı |
| $T$ | : | Statik sıcaklık |
| $T_0$ | : | Toplam sıcaklık |
| $T_{01}$ | : | Rotor girişi toplam sıcaklığı |
| $T_{02}$ | : | Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı toplam sıcaklığı |
| $T_{03}$ | : | Stator çıkışı toplam sıcaklığı |
| $T_1$ | : | Rotor girişi statik sıcaklığı |
| $T_2$ | : | Rotor - stator arası veya kompresör çıkışı statik sıcaklığı |
| $T_3$ | : | Stator çıkışı statik sıcaklığı |
| $\theta$ | : | Kamburluk açısı |
| $U$ | : | Kanat hızı |
| $U_1$ | : | Rotor girişinde kanat hızı |
| $U_{1m}$ | : | Rotor girişinde orta hat kanat hızı |
| $U_{1r}$ | : | Rotor girişinde kanat kökü hızı |
| $U_{1t}$ | : | Rotor girişinde kanat ucu hızı |
| $U_2$ | : | Rotor çıkışında kanat hızı |
| $U_{2r}$ | : | Rotor çıkışında kanat kökü hızı |

| | | |
|---|---|---|
| $U_{2t}$ | : | Rotor çıkışında kanat ucu hızı |
| $V$ | : | Bağıl hız veya hacim |
| $V_a$ | : | Eksenel hız ($C_a$) |
| $V_1$ | : | Rotor girişinde bağıl hız |
| $V_m$ | : | Rotor pasajındaki orta hat bağıl hızı |
| $V_{1r}$ | : | Rotor girişinde kök bağıl hızı |
| $V_{1t}$ | : | Rotor girişinde uç bağıl hızı |
| $V_2$ | : | Rotor çıkışında bağıl hız |
| $v$ | : | Kanat eğilme açısı veya özgül yoğunluk |
| $w$ | : | Rotor - stator arası mesafe |
| $\grave{w}$ | : | Ortalama basınç kaybı |
| HAD | : | Hesaplamalı akışkanlar dinamiği |

# ŞEKİLLER DİZİNİ


| Şekil No: | | Sayfa |
|---|---|---|
| 2.1: | a) Eksenel kompresör rotoru, b) Eksenel kompresör kesiti. | 3 |
| 2.2: | Hesaplama sonuçları. | 5 |
| 2.3: | Sonuç text dosyası. | 5 |
| 2.4: | Bezier eğrileri ve kübik B-Spline eğrileri ile oluşturulan kanat profili. | 6 |
| 2.5 | a)Süpürme(Sweep), b)Eğilme(Lean). | 7 |
| 2.6: | Optimizasyon Şeması. | 8 |
| 2.7: | Eksenel kompresör kesiti. | 9 |
| 2.8: | Türbin ve kompresör rotor kanatlarının karşılaştırılması. | 10 |
| 2.9: | a) Süpürme(Sweep), b) Eğilme(Lean). | 10 |
| 2.10: | Rolls Royce jet motoru fan kanatları. | 11 |
| 2.11: | Kanatlarda süpürme ve eğilme. | 12 |
| 2.12: | Kompresör kanatlarında stall oluşumu. | 13 |
| 2.13: | Uç açıklığı. | 14 |
| 2.14: | Basit bir kanat pasajı. | 16 |
| 3.1: | Kompresör kademesinde T-S diyagramı. | 18 |
| 3.2: | Tek bir kademedeki hız üçgenleri. | 19 |
| 3.3: | Rotor girişinde bağıl Mach sayısı. | 22 |
| 3.4: | Artan akış sapmasının etkisi. | 23 |
| 3.5: | Pasaj boyunca kanat basınç ve emme yüzeylerinde ve ortalama hız dağılımı. | 24 |
| 3.6: | Sürtünme kayıplarının difüzyon faktörü ile değişimi. | 25 |
| 3.7: | Blokaj faktörünün kademe numaralarına göre değişimi. | 26 |
| 3.8: | a) İlk kademe eksenel hız dağımı, b) 4. kademe eksenel hız dağılımı. | 27 |
| 3.9: | İzantropik sıkıştırma. | 28 |
| 3.10: | a) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı x-r düzlemi, b) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı r- ɵ düzlemi. | 30 |
| 3.11: | a) Radyal eşitlik - Önden bakış (b) Radyal Eşitlik - Yandan bakış. | 32 |
| 3.12: | Basit bir kanat dizisi tüneli. | 35 |

| | | |
|---|---|---|
| 3.13: | Kanat dizisi notasyonu. | 36 |
| 3.14: | Toplam basınç kayıplarının sabit atak açısında sapma açısına göre değişimi. | 36 |
| 3.15: | Orta yarıçapta açısal sapma ve toplam basınç kaybı. | 37 |
| 3.16: | Çeşitli s/c oranları için nominal açısal sapmanın nominal çıkış açısı ile değişimi. | 39 |
| 3.17: | Sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı akış çizgilerindeki daralma. | 41 |
| 3.18: | Kanatlarda etkili olan kuvvetler. | 43 |
| 3.19: | a) Çeper etkileri, b) İkincil akış etkileri. | 45 |
| 3.20: | Sabit bir geometri için taşıma ve sürükleme katsayısı. | 46 |
| 4.1: | 1. kademe stator kök kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği. | 54 |
| 4.2: | 1. kademe stator orta hat kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği. | 54 |
| 4.3: | 1. kademe stator uç kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği. | 55 |
| 4.4: | Stator kanatları için s/c optimizasyon sonuçları | 55 |
| 4.5: | AxiCalc arayüzü ve ön hesap sonuçları. | 56 |
| 4.6: | NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profil özellikleri. | 59 |
| 4.7: | 1. kademe rotor kök kısmında NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profili. | 60 |
| 4.8: | 1. kademe rotor mean kısmında NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profili. | 61 |
| 4.9: | 1. kademe rotor uç kısmında NACA-0009 9.0% yumuşatılmış kanat profili. | 62 |
| 4.10: | İki kademeli eksenel akışlı kompresör üç boyutlu modeli, izometrik görünüş. | 63 |
| 4.11: | İki kademeli eksenel akışlı kompresörün üç boyutlu modeli, yan görünüş. | 63 |
| 4.12: | İki kanat arası kompresör boyu ilerleyen pasaj. | 64 |
| 4.13: | Kompresör boyu iki kanat arası pasajın akış hacmi, izometrik görünüş. | 65 |
| 4.14: | Kompresör boyu iki kanat arası pasajın akış hacmi, yan görünüş. | 65 |
| 4.15: | Akış hacminin çözüm elemanlarına bölünmüş hali. | 66 |

4.16: Sınır tabaka çözüm elemanları. 66
4.17: Akış hacmine sınır değerlerinin uygulanması. 67
4.18: k-ε türbülans modeli süreklilik ve momentum denklemleri çözümlerinin yakınsaması. 68
4.19: k-ε türbülans modeli denklemleri çözümlerinin yakınsaması. 69
4.20: k-ε türbülans modeli giriş-çıkış kütlesel debi dengesizliğinin (mass imbalance) yakınsaması. 70
4.21: Yüzeylerdeki y+ konturları, k-ε modeli. 71
4.22: Akış çizgileri, k-ε modeli. 71
4.23: Ortahat kesitlerindeki hız kontur ve vektörleri, k-ε modeli. 72
4.24: HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, k-ε modeli. 73
4.25: HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, k-ε modeli. 73
4.26: HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, k-ε modeli. 73
4.27: HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, k-ε modeli. 74
4.28: HAD ve AxiCalc özkütle sonuçları, k-ε modeli 74
4.29: Yüzeylerdeki y+ konturları, SST modeli. 75
4.30: Akış çizgileri, SST modeli. 75
4.31: HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, SST modeli. 76
4.32: HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, SST modeli. 76
4.33: HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, SST modeli. 77
4.34: HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, SST modeli. 77
4.35: HAD ve AxiCalc özkütle sonuçları, SST modeli 77

# TABLOLAR DİZİNİ


| **Tablo No:** | | **Sayfa** |
|---|---|---|
| 2.1: | Akışkanın kompresör bileşenlerine göre gösterdiği davranış. | 9 |
| 2.2: | Maksimum güçte tipik eksenel akışlı kompresör ve türbin karakteristikleri. | 15 |
| 4.1: | 2 kademeli eksenel akışlı kompresör için AxiCalc sonuçları. | 57 |
| 4.2: | HAD ve AxiCalc sonuçları, k-ε modeli. | 72 |
| 4.3: | HAD ve AxiCalc sonuçları, SST modeli. | 76 |

# 1. GİRİŞ

1903 yılında Wright kardeşlerin yaptığı uçak, devamlı olarak uçabilen ilk uçak olarak kabul edilmiştir. Birinci Dünya Savaşı sırasında uçak bir savaş aracı olarak görülmüştür ve savaş bittikten sonra uçaktaki gelişmeler hızla devam etmiştir. 1919 yılında ilk kez Atlantik Okyanusu'nu geçen uçak yolculuğu yapılmıştır. Bu tarihe kadar uçaklarda pistonlu motorlar kullanılmış olup, uçaklar yüksek hızlara geçememiştir. 1929 yılında uçaklarla ilgili yepyeni bir buluş olan jet motoru icat edilmiştir ve bu sayede pistonlu motorlardaki hız limitlerini aşabilen uçaklar tasarlanmıştır. Yüksek verimi, gücü ve güvenilirliği ile jet motorlu uçaklar 1960 yılından itibaren dünyada daha yaygın hale gelmiştir.

Jet motorlarının üstün yönleri fark edildikten sonra bu alanda önemli çalışmalar yapılmış, özellikle kompresör ve türbin verimlerinin iyileştirilmesi gibi konularda çeşitli yaklaşımlarda bulunulmuştur.

Jet motorlarının en önemli bileşenlerinden biri olan kompresörler eksenel ve merkezkaç tip olmak üzere ikiye ayrılmaktadır, fakat eksenel akışlı kompresörler verim ve debi açısından sahip oldukları potansiyel üstünlüklerden dolayı jet motorlarında daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

## 1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

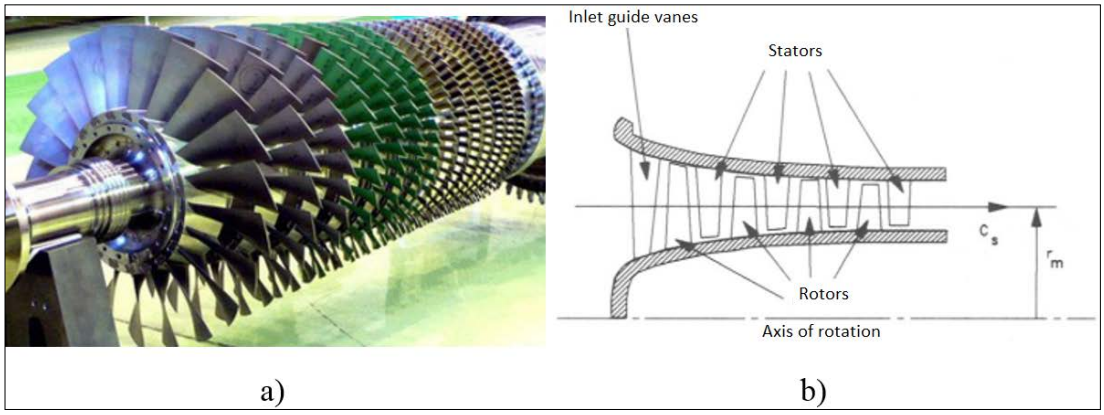
Tezin temel amacı tasarım hesaplama süreci çok uzun ve karmaşık olan eksenel akışlı kompresörlerin tasarım hesaplama sürelerini önemli ölçüde kısaltarak, başlangıç tasarımı yapabilen güçlü bir yazılım elde etmektir. Bu yazılımda hesaplama tekniği olarak termodinamik bağıntılar, hız üçgenleri ve Newton'un İkinci Yasası kullanılmış olup, izantropik verim hesaplanırken kanat dizisi testlerinden elde edilen ampirik formüller kullanılmıştır. Bu çalışmada kanat aralığı/veter uzunluğu (pitch/chord) oranı rotor ve stator kanatları için ayrı ayrı optimize edilmiştir. Kompresörden elde edilmek istenen debi ve basınç değerleri tez çalışması dahilinde oluşturulan AxiCalc programına girilip iki kademeli eksenel kompresör başlangıç tasarımı için hesaplama yapılmıştır. Bu hesaplama sonucu elde edilen kompresör geometrisi NX 9.0 CAD programı ile modellenmiş olup, Ansys CFX 15.0 ile HAD analizi yapılmıştır. Daha

sonra AxiCalc programı çıktıları ile HAD sonuçları karşılaştırılmış, bulguların birbirlerine yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Tez çalışması sonucunda yüzlerce eksenel kompresör başlangıç tasarımını dakikalar içerisinde yapabilen bir yazılım elde edilmiş, son tasarıma doğru ilerlerken yapılması gereken, uzun zaman ve maliyet gerektiren HAD analizlerinin sayısı büyük oranda azaltılmıştır.

# 2. EKSENEL KOMPRESÖRLER

Eksenel kompresör akışkan olarak kullanılan gazı sürekli olarak basınçlandıran bir turbo-makinedir (Şekil 2.1). Çalışma prensibi olarak akışkan, kompresörün dönme eksenine paralel hareket eder. Rotor kanatları akışkana sürekli olarak tork uyguladığı için akışkanın enerji seviyesi kompresör boyunca artar. Stator kanatları akışın çizgisel hız bileşenini basınca çevirip akışkanı yavaşlatır. Kompresörler tipik olarak elektrik motoru veya gaz türbini ile tahrik edilir [Yahya, 2011]. Temel olarak jet motorlarında ve elektrik üretim santrallerinde sisteme gerekli debiyi ve basıncı sağlayan önemli bir bileşen olarak kullanılırlar.




Şekil 2.1: a) Eksenel kompresör rotoru, b) Eksenel kompresör kesiti.

Merkezkaç kompresörlere kıyasla eksenel kompresörler daha yüksek debi, basınç oranı ve verime ulaşabilirler. Ancak, bunu sağlamak için birden fazla kademeye sahip olmaları gerekmektedir ve bu da eksenel kompresörleri merkezkaç kompresörlere kıyasla daha karmaşık ve pahalı yapmaktadır.

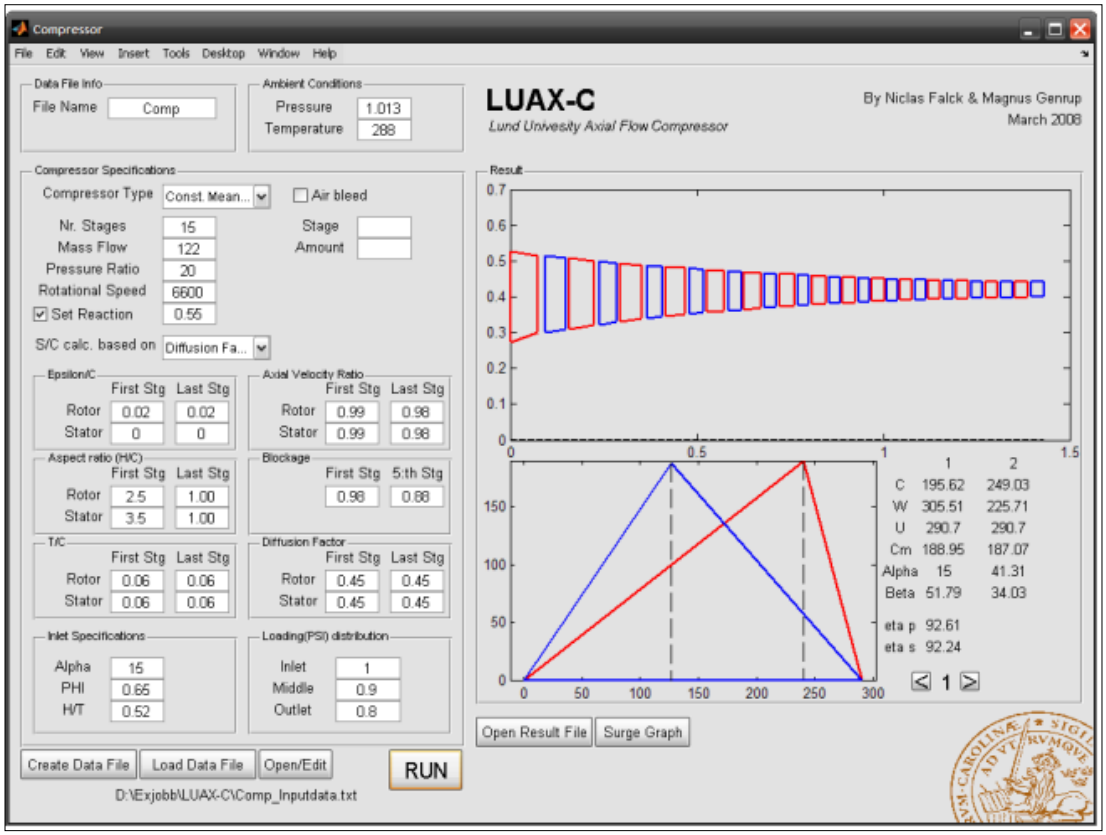
Eskiden 10 kademeli bir eksenel kompresör 5:1 basınç oranına ulaşabilirken, yıllar geçtikçe eksenel kompresörlerde ve turbo-fan motorlarındaki gelişmelerle kompresörlerin sağlayabileceği basınç oranları 30:1'e kadar ulaştı. Hatta süpersonik uçuşlarda bu oran 40:1 civarlarına çıkabildi. Devam eden aerodinamik gelişmelerin bir sonucu olarak, yüksek basınç oranları daha düşük kademe sayılarına sahip eksenel kompresörlerden elde edilebildi ve düşük kademe sayısından dolayı kompresör ağırlığında önemli ölçüde azalma sağlandı. Fakat yüksek basınç oranı, yüksek Mach sayısı ve büyük açısal sapma anlamına gelir ki, bu ağırlığın pek de önemli olmadığı

endüstriyel gaz türbinlerinde kademe sayısının artırılması ile önlenebilir. Fakat jet motorlarında hafiflik önem kazandığından dolayı, kademe sayısı mümkün olduğunca düşük ve buna karşılık gelen basınç oranları da yüksek olmalıdır [Mutto, 1996].

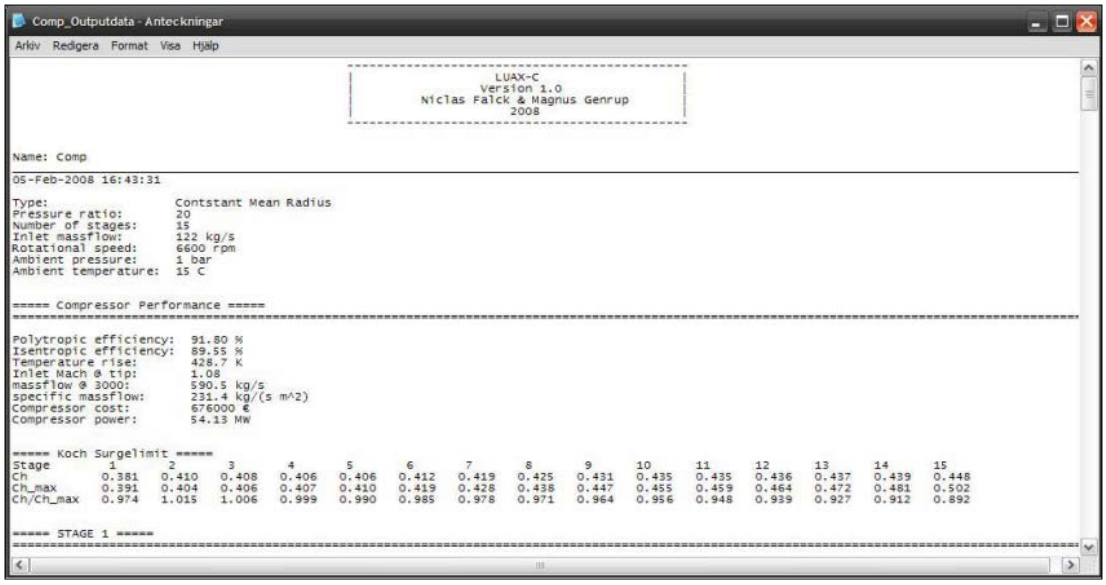
Yüksek verim, düşük kademe sayısı ve yüksek basınç oranını yakalamak için tasarımcının reaksiyon derecesi, kanat aralığı/veter uzunluğu oranı s/c, ortalama kademe toplam sıcaklık artışı $\Delta T_{0s}$ ve difüzyon faktörü gibi bazı parametreleri hassas bir şekilde irdeleyip hesaba katması gerekmektedir. Bu parametreler doğrudan kompresör verimini etkilemektedir ve bunların arasında bir optimizasyon söz konusudur. Başlangıç tasarımı elde edildikten sonra, iteratif olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri ile son tasarıma gidilmelidir. Bu amaçla, bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler sayesinde, son yıllarda bazı ön tasarım hesaplayıcı programlar geliştirilerek, çeşitli uygulamalar yapılmıştır.

Niclas Falck (2008) "Axial Flow Compressor Mean Line Design" başlıklı tezinde eksenel kompresör başlangıç tasarımı hesaplaması yapabilen bir yazılım geliştirmiştir. Kompresör orta akış hattı üzerinde aero-termodinamik ilkelere göre hesaplar yapılmıştır. Kompresör geometrisi sabit dış çap, sabit orta çap ve sabit kök çapı olarak üç bölüme ayrılmıştır. Giriş parametreleri olarak basınç oranı, debi, yükselme oranı h/c, kanat kalınlığı/veter oranı t/c, kademe reaksiyonu ve kök yarıçapı/dış yarıçap oranı $r_r/r_t$ alınmıştır. Akışkanın kanat giriş ve çıkışlarındaki hız bileşenlerini hesaplamak için hız üçgenleri kullanılmış ve eksenel hız sabit kabul edilmiştir.

Basınç oranı ve kademe reaksiyon derecesini hesaplamak için iteratif hesaplamalar yapılmıştır. Reaksiyon derecesi değiştirilip, diğer parametreler sabit tutularak, basınç oranı ayarlanmıştır. Kademe reaksiyon derecesi önemli ölçüde kanat giriş ve çıkış açılarına bağlıdır. Yapılan çalışmanın sonuçları şekil 2.2 ve şekil 2.3'de gösterilmiştir [Falck, 2008].




Şekil 2.2: Hesaplama sonuçları.

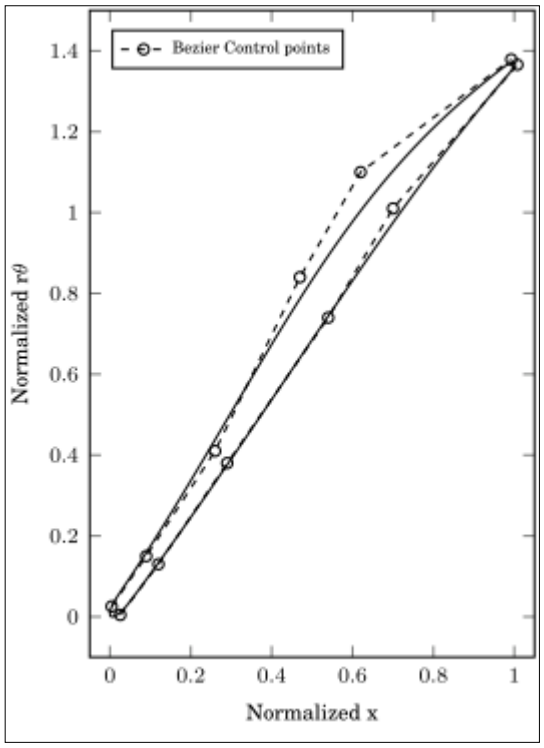



Şekil 2.3: Yazılı sonuç dosyası.

Lars Ellbrant (2014), “Multi-objective CFD-based design method for axial compressors” başlıklı çalışmasında, eksenel kompresörler için HAD temelli yeni bir aerodinamik tasarım yöntemi geliştirmiştir. Kompresör gereksinimlerinin tümü bir

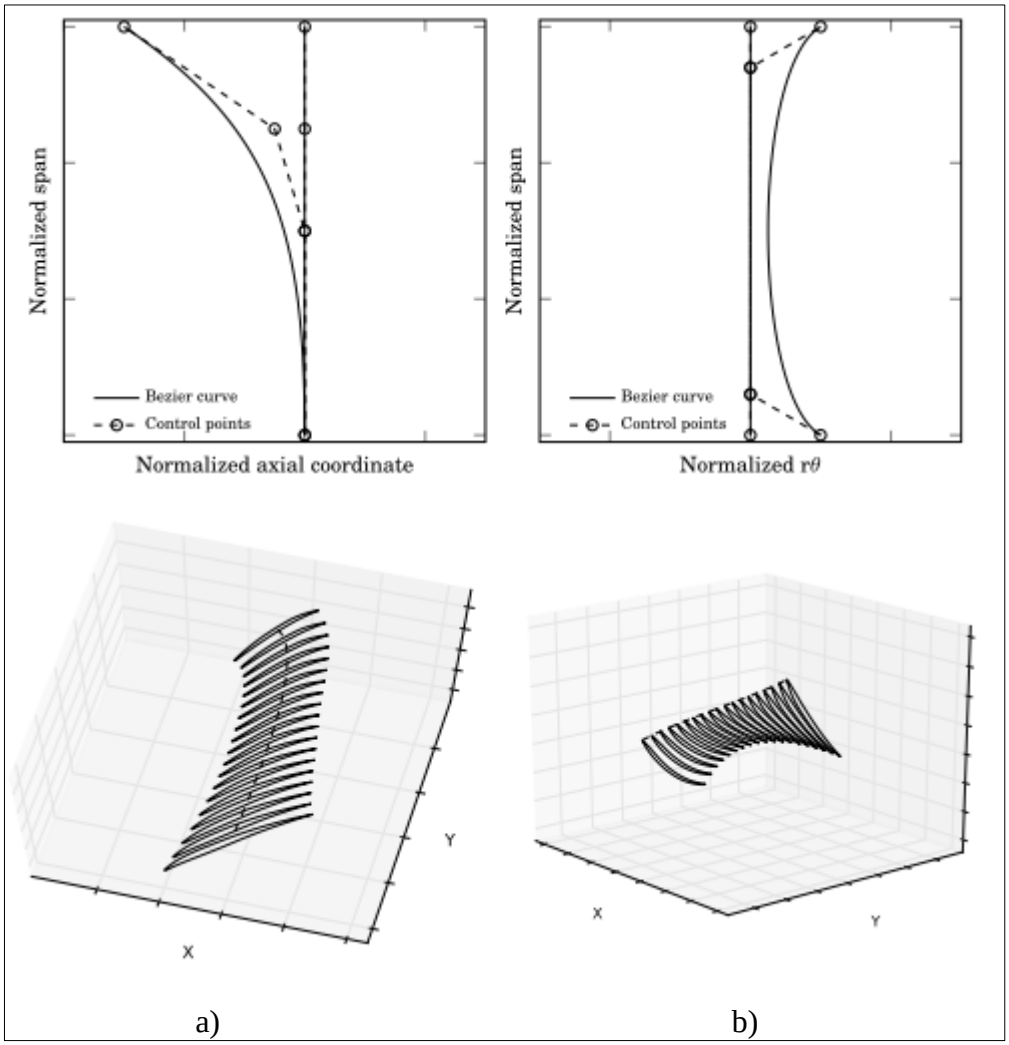
uçuş kaydından alınmıştır. Aerodinamik açıdan temel gereksinimler basınç oranı, debi ve arzu edilen verim ile birlikte kademe sayısı azaltılarak kompresör ağırlığının azaltılmasıdır.

Aerodinamik hesaplamalar tipik olarak orta hat akışı üzerinde gerçekleştirilmiştir. En temel hesaplama teknikleri arasında hız üçgenleri kanat giriş ve çıkışları için kullanılmış olup sabit orta hat yarıçapı ve sabit eksenel hız varsayımı yapılmıştır. Hız üçgenleri kanat hızı U ile normalize edilmiş ve akış katsayı φ, iş katsayısı ψ ve reaksiyon derecesi R olarak boyutsuzlaştırılmıştır. Kanat profilleri NACA 65 serisi ve British C serisi gibi veri tabanlarından seçilmiştir. Kanat profili kambur çizgisi üzerine kurulmuş olup, kalınlık dağılımı ve burun eğrileri hücum ve firar kenarlarını tanımlamıştır. Şekil 2.4'de gösterildiği gibi profiller Bezier eğrileri ve B-Spline eğrileri ile oluşturulmuştur [Ellbrant, 2014].




Şekil 2.4: Bezier eğrileri ve kübik B-Spline eğrileri ile oluşturulan kanat profili.

Şekil 2.5'de farklı akış hatlarındaki profiller Bezier eğrileri ve B-Spline eğrileri ile elde edilen istifleme çizgisi üzerine dizilmiştir. İstifleme çizgisi ile kök, orta ve uç kısımlardaki kanat profilleri birbirlerine göre hareket ettirilmiş, bu sayede kanatlarda süpürme (sweep) veya süpürme ve eğilme (lean) kombinasyonu elde edilmiştir [Ellbrant, 2014].

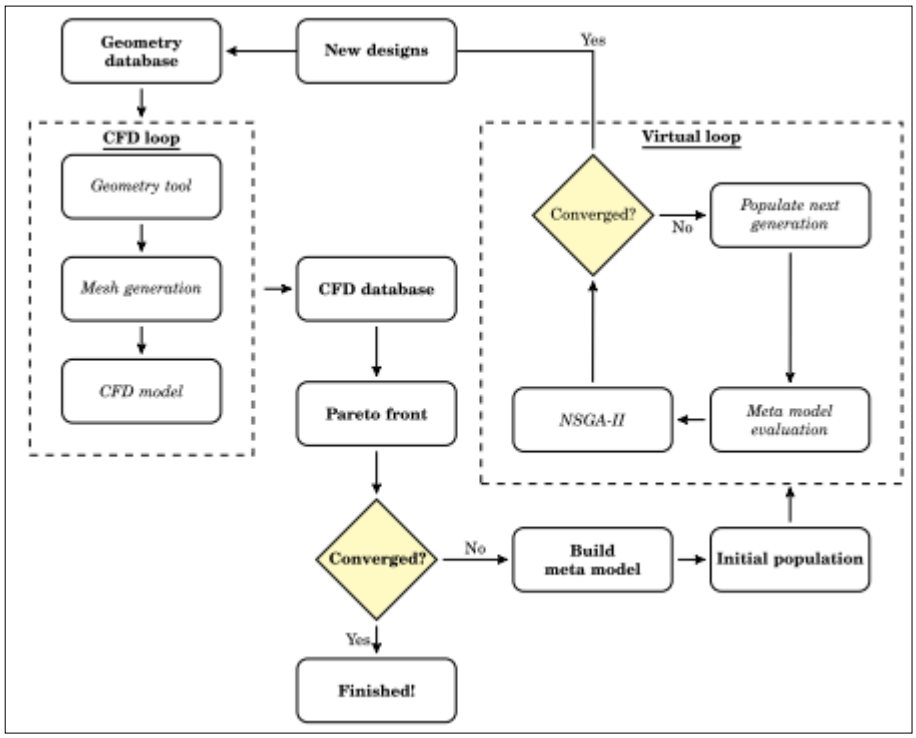



Şekil 2.5: a) Süpürme (Sweep), b) Eğilme (Lean).

HAD çözücü sıkıştırılabilir RANS denklemleri ile k-ε türbülans modelini kullanmaktadır. HAD analizlerinin temel amacı kanatları performans açısından derecelendirmektir. Bu açıdan bakıldığında gerçeğe çok yakın sonuçlar almaya gerek yoktur, çünkü önemli olan çözücünün farklı kanatlarla yapılan analizlerde, verimler arasındaki farkı bağıl olarak hesaplayabilmesidir. Mesh çalışmasında y+ değeri için 30-300 hedeflenmiştir.

Optimizasyon çalışmasında, ilk adımda çeşitli başlangıç kanat profilleri üretilmiş, HAD analizine bağlı olarak çalışan sistemde, çeşitli analizler yapılarak iteratif bir şekilde hedef fonksiyonlarının istenilen değerlere yakınsaması sağlanmıştır.

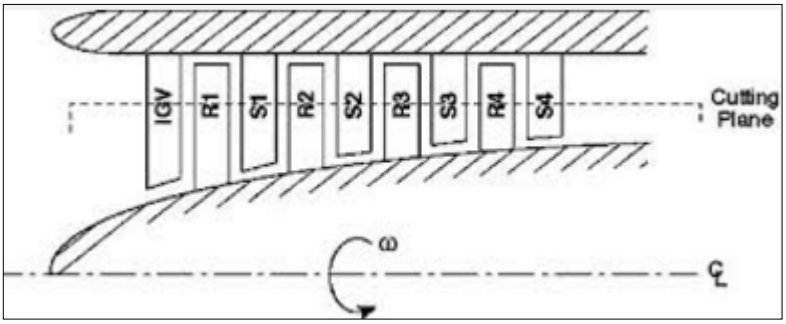
Elde edilen sonuçlar genetik algoritma (NSGA-2) ile değerlendirilip sonraki adımlara geçilmiştir. Bu işlemleri yapabilmek için bir süper bilgisayar kullanılmıştır. Optimizasyon şeması şekil 2.6'da gösterilmiştir [Ellbrant, 2014].




Şekil 2.6: Optimizasyon Şeması.

## 2.1. Eksenel Kompresörlerin Temel Çalışma Prensibi

Eksenel akışlı kompresörler birden fazla rotor-stator çiftinden oluşur. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi rotor kanatları kompresörün şaftına bağlı, stator kanatları da kompresörün dış kasasına bağlıdır ve rotor hareketli, stator hareketsizdir. Her bir rotor-stator ikilisine kademe ismi verilir [Mutto, 1996].



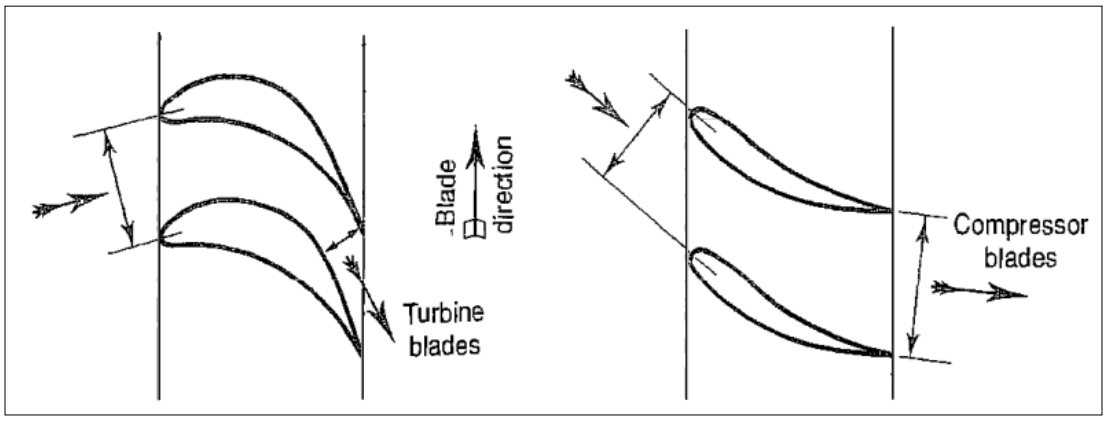

Şekil 2.7: Eksenel kompresör kesiti.

Akışkan başlangıç olarak rotor kanatlarında ivmelendirilir, ve sonra stator kanatları arasında yavaşlatılır. Bu sayede akışkanın rotor kanatlarında sahip olduğu kinetik enerji statik basınca dönüştürülür. Bu işlem ardışık kademelerde yinelenerek istenilen basınç oranı elde edilir [Mutto, 1996]. Bu esnada akışkan özelliklerinde meydana gelen temel değişimler tablo 2.1 de belirtilmiştir [Flack, 2005].

Tablo 2.1: Akışkanın kompresör bileşenlerine göre gösterdiği davranış.

| | Absolute Velocity | Relative Velocity | Area | $p$ | $p_t$ |
|---|---|---|---|---|---|
| IGV | Increases | Increases | Decreases | Decreases | Constant |
| Rotor | Increases | Decreases | Increases | Increases | Increases |
| Stator | Decreases | Decreases | Increases | Increases | Constant |

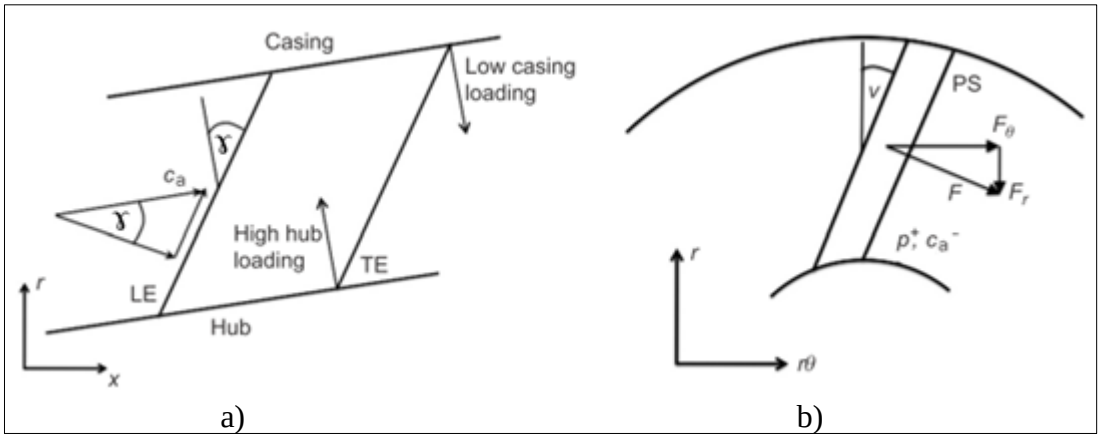
Proses rotor ve statorlarda birbirini takip eden difüzyon serilerinden oluşmaktadır. Akışkanın rotor kanatlarında mutlak hızının artmasına rağmen, bağıl hızı azalmaktadır ve bu da rotor içerisinde difüzyona sebep olur. Kademelerdeki difüzyon miktarının bir limiti vardır ve bundan dolayı kompresör kademesinde basınç artışı sınırlıdır. Akış her zaman ters basınç gradyentine maruzdur ve yüksek basınç oranı kompresör tasarımını daha da zorlaştırır. Şekil 2.8'de kompresörlerde iki rotor kanadı arası boşluk giderek artmasına rağmen türbinde azalmaktadır [Mutto, 1996].




Şekil 2.8: Türbin ve kompresör rotor kanatlarının karşılaştırılması.

## 2.2. Kanatlarda Süpürme ve Eğilme

Süpürme (sweep), şekil 2.9.a) ve şekil 2.11'de gösterildiği gibi kanat hücum veya firar kenarının yerel eksenel hız vektörüne dik olmamasıdır [Dixon, 2014],[Denton, 2002]. Farklı bir deyişle kanat profillerinin veter doğrultusunda hareket ettirilmesidir. Normal hız bileşeni olan $c_a$, $c_a \cos\gamma$'ya dönüşür ( $\gamma$ kanat süpürme açısıdır). Süpürmenin bir etkisi, kanat yüzeyine dik olan etkili hızı düşürmek ve böylece yerel kanat yükünü ve yüzey Mach sayısını azaltmaktır. Bu yaklaşım uçaklarda şok dalgalarından dolayı oluşan transonik kayıpları engellemek için uçak kanatlarının üçgen yapıda olması ile aynıdır. Transonik kompresör rotorları için süpürme şok oluşum bölgesini değiştirmek ve şokun gücünü azaltmak için kullanılır.

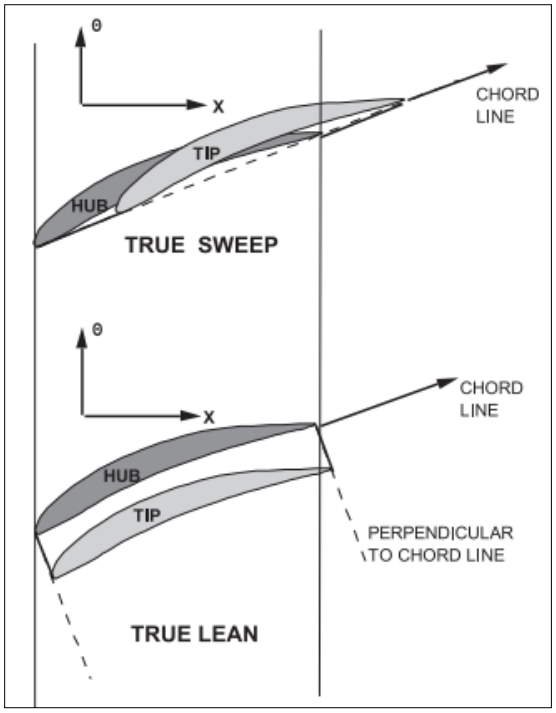



Şekil 2.9: a) Süpürme (Sweep), b) Eğilme (Lean).

Wadia, Szucs ve Crall (1998)'ın keşfi üzere, geri süpürülmüş transonik kompresör kanatları şok dalgalarının kanadın hücum kenarına yakın yerlerde oluşmasından dolayı düşük kararlılıktadır, oysa ki öne süpürülmüş kanatlar tipik olarak daha kararlı ve daha yüksek verime sahiptir. Şekil 2.10'da gösterildiği gibi büyük jet motorlarındaki modern fan kanatları öne ve arkaya süpürülmüş kombinasyona sahiptir.

Şekil 2.10: Rolls Royce jet motoru fan kanatları.

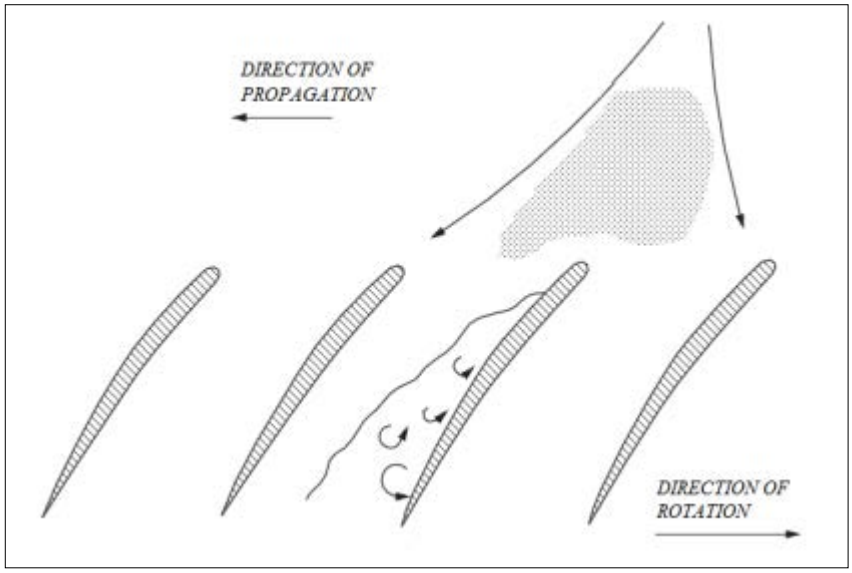
Eğilme (lean), şekil 2.9.b) ve şekil 2.11'de detaylı olarak gösterildiği gibi kanat profillerinin vetere dik doğrultuda kaydırılmasıdır. Rotordaki merkezkaç kuvvet radyal yönde doğrusal istifleme gerektirdiğinden dolayı, eğilme rotordan çok stator kanatlarında kullanılmaktadır [Dixon, 2014],[Denton, 2002]. Eğilmenin temel etkisi radyal basınç gradyentine ek olarak bir radyal kanat kuvveti oluşturmak, ve böylece hız alanını değiştirmektir. Örneğin eğer bir stator kanadının basınç yüzeyi kompresörün kök kısmına doğru eğilirse, kök kısmındaki statik basınç artarken eksenel hız azalır ve böylelikle kayıplar azaltılabilir. Bu etki yüksek kanat uzunluklarına sahip olan kanatlarda başarılı bir şekilde uygulanmaktadır fakat kayıplar üzerinde çok az etkisi bulunmaktadır.




Şekil 2.11: Kanatlarda süpürme ve eğilme.

## 2.3. Kompresörlerde Hız Kaybı (Stall) ve Dalgalanma (Surge)

Hız kaybı (stall), kompresör kanatlarında hücum açısının belirli bir değeri geçmesi ile oluşan ve kompresör kanatları arasında girdap oluşturup etkili akış alanının azalmasına sebep olan, akışın kanat yüzeylerinden önemli ölçüde ayrılmasıdır. Etkin akış alanının azalması, kompresör debisinde ani bir düşüşe sebep olur, debi düştüğünde eksenel hız azalır ve kanat hücum açısı artar. Böylece şekil 12'de gösterildiği gibi kompresör kademelerinde art arda ilerleyen hız kaybı (stall) oluşumu gözlemlenebilir [Perrotti, 2013]. Bu olayı engellemek için genelde iki yöntem kullanılır: İlki kompresörün orta kademelerinden dışarı akışkan tahliyesi yapmak, diğeri ise birkaç kademedeki stator kanat açılarını değiştirilebilir olarak tasarlamak veya giriş kılavuz kanatçıkları koymaktır. Bu sayede diğer kademeye geçen akışkanın doğrultusu değiştirilir ve hücum açısı düşürülür.

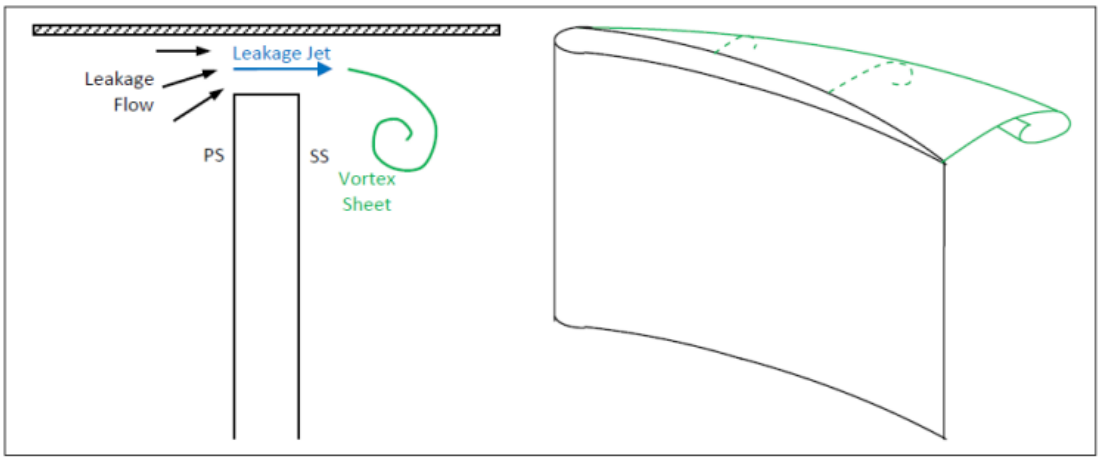



Şekil 2.12: Kompresör kanatlarında stall oluşumu.

Kompresörlerde en tehlikeli olay dalgalanmadır (surge). Tipik bir kompresörde, etkin akış alanını azalttığınızda debi azalırken statik basınç artar. Basınç artışının belirli bir değerinden sonra kompresör çevresince akışta ani ve keskin değişimler meydana gelir. Bu değişimlere dalgalanma (surge) adı verilir ve akışın titreşimine sebep olur. Bu titreşimlerin frekansı kompresör komponentlerinin doğal frekansı ile çakıştığında rezonans meydana gelir ve kompresörde ciddi hasarlara sebep olur. Dalgalanma (surge) aynı zamanda ses seviyesini, titreşimi, eksenel şaft pozisyonunu, basınç dalgalanmalarını arttırır. Hız kaybı (stall) ve dalgalanma (surge) birbiri ile karıştırılmamalıdır. Dalgalanma (surge) oluşumundan kesinlikle kaçınılmalıdır, fakat çok kademeli bir kompresörde hız kaybı (stall) oluşsa bile kompresör çalışmaya devam edebilir [Perrotti, 2013],[Falck, 2008].

## 2.4. Uç Açıklığı (Tip Clearance)

Rotor ile kompresör gövdesi arasındaki sürtünmeden kaçınmak için küçük bir açıklık bırakmak gerekmektedir. Şekil 2.13’de gösterildiği gibi akışkan bu açıklıktan sızarken vorteks oluşturur ve basınç düşüşü meydana gelir [Perrotti, 2013].




Şekil 2.13: Uç açıklığı.

Kompresörün son kademesinde elde edilmek istenen basınç artışını ve debiyi sağlamak için kesit alanı düşürülür, bu da kanat boyunun kısa olması manasına gelir ki, kanat ucu açıklığının kanat boyuna oranı yüzde olarak artar ve böylece basınç düşüşü artar, verim azalır. Genelde %1 uç açıklığı/kanat boyu oranı için verimde %1-2 arasında düşüş meydana gelirken, basınç artışında % 4-6 arasında düşüş meydana gelir [Perrotti, 2013],[Chen, 1991].

## 2.5. Kademe Basınç Oranı Limiti

Kompresör basınç oranı arttığında termodinamik verim artar. Bu yüzden basınç oranı akım ayrılması olmaksızın mümkün olduğunca arttırılmaya çalışılır. Halen modern kompresörlerde tek bir kademedeki basınç oranı 1,25-1,30 civarındadır. Tablo 2.2'de mevcut jet motorlarındaki toplam basınç oranları verilmiştir [Flack, 2005].

İlk olarak rotor ve stator pasajlarının birer difüzör olduğunu bilmemiz gerekir. Her iki pasaj alanları akış ilerledikçe artmaktadır ki bu da statik basınçta artışa sebep olur. Böylece ters basınç gradyentleri oluşur ve bu da akış kopmalarına sebep olacaktır. Bu ayrılmalar kompresörün çalışma sınırını hız kaybı (stall) ve dalgalanma (surge) alanına sokmaktadır. Bu limiti basit olarak belirlemek için Hill ve Peterson (1992) basınç katsayısı ifadesini kullanmışlardır:

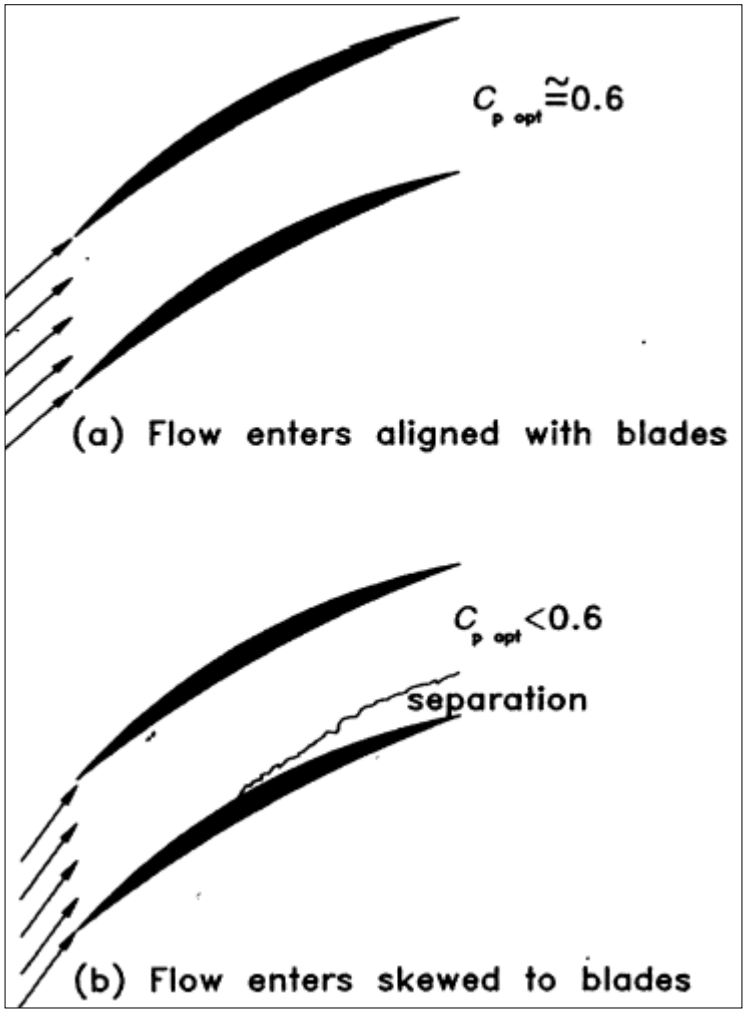
$$C_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho_i {V_i}^2} \tag{2.1}$$

Tablo 2.2: Maksimum güçte tipik eksenel akışlı kompresör ve türbin karakteristikleri.

| Engine | Manufacturer | Type and No. of Compressive Stages | Overall Total Pressure Ratio | Bypass Ratio | LP+(IP)+HP Turbine Stages |
|---|---|---|---|---|---|
| CF6-50C2B | GE | 1F, 3A, 14A | 31.1 | 4.6 | 4+2 |
| CF6-80C2A5 | GE | 1F, 4A, 14A | 31.5 | 5.3 | 5+2 |
| F101-102 | GE | 2F, 9A | 26.8 | 1.9 | 1+2 |
| F110-100 | GE | 3F, 9A | 30.4 | 0.8 | 1+2 |
| CF34-3A | GE | 1F, 14A | 21 | 6.2 | 4+2 |
| F404 | GE | 3F, 7A | 26 | 0.33 | 1+1 |
| GE90-115B | GE | 1F, 4A, 9A* | 42 | 9.0 | 6+2 |
| J79-8 | GE | 17A | 12.9 | NA | 3 |
| J85-17AB | GE | 8A | 6.9 | NA | 2 |
| CFM56-5B1 | CFM | 1F, 4A, 9A | 32 | 5.5 | 4+1 |
| GP 7200 | EA | 1F, 4A, 9A | 43.9 | 8.7 | 5+2 |
| TF30-P-100 | PWA | 3F, 13A | 21.8 | 0.7 | 3+1 |
| F100-PW-232 | PWA | 3F, 10A | 35 | 0.34 | 2+2 |
| JT8D | PWA | 2F, 11A | 18.2 | 1.7 | 3+1 |
| JT9D | PWA | 1F, 15A | 26.7 | 4.8 | 4+2 |
| PW2037 | PWA | 1F, 5A, 11A | 27.4 | 6 | 5+2 |
| PW4056 | PWA | 1F, 4A, 11A | 30.0 | 4.9 | 4+2 |
| PW4098 | PWA | 1F, 6A, 12A | 42.8 | 6.4 | 7+2 |
| F117 | PWA | 1F, 5A, 11A | 30.8 | 5.9 | 5+2 |
| J52 | PWA | 12A | 13.6 | NA | 2 |
| J58 | PWA | 9A | 8.8 | NA | 2 |
| J75 | PWA | 8A, 7A | 12.0 | NA | 2+1 |
| Spey-101 | RR | 4F, 12A | 16.5 | 0.7 | 2+2 |
| RB211-535C | RR | 1F, 7A, 6A | 34.5 | 4.3 | 3+1+1 |
| Trent 895 | RR | 1F, 8A, 6A | 41.6 | 6.5 | 5+1+1 |
| Tyne | RR | 6A, 9A | 13.5 | NA | 3+1 |
| Viper 522 | RR | 8A | 5.6 | NA | 1 |
| T56A-15 | RR | 14A | 9.5 | NA | 4 |
| ALF502 | Honeywell | 3F, 7A, 1R | 13.8 | 5.6 | 2+2 |
| TFE731-2 | Honeywell | 1F, 4A, 1R | 13 | 2.7 | 3+1 |

F = Fan stages
A = Axial Compressor stages
*1F, 4A, 9A = 1 Fan + 4 Axial stages on low speed shaft 9 Axial stages on high speed shaft etc
R = Radial stages

Burada $V_i$ giriş bağıl hızıdır. Şekil 2.14'de gösterildiği gibi akış ayrılmalarının olmaması için basınç katsayısı $C_p$ 0,6'dan küçük olmalıdır. Eğer basınç oranı 0,6'dan büyük olursa akış ayrılmaları meydana gelebilir. Akış ayrılmaları meydana geldikten sonra efektif akış alanı azalmaya başlar ve basınç düşüşü meydana gelir, bunu takiben kompresörde dalgalanma (surge) meydana gelir ve verim önemli ölçüde düşer. Eğer akış kanatlar çarpık geliyorsa veya kanat profilleri yüksek derecede eğimli ise bu sınır 0,1 ile 0,4 aralarına düşürülmelidir [Flack, 2005].




Şekil 2.14: Basit bir kanat pasajı.

# 3. HESAPLAMA TEORİSİ

Bu bölümde ilk olarak bilinmesi gereken bazı kavramlardan bahsedilip, daha sonra tezde kullanılan hesaplama teknikleri detaylı bir şekilde gösterilecektir. Hesaplamalar temel olarak bir boyutlu genel termodinamik ve akışkanlar mekaniği yasaları, orta yarıçap hat yöntemi (meanline design), serbest vorteks (free vortex) dizayn yöntemi ve hız üçgenleri ilkelerine dayanmaktadır. Tasarım girdileri olarak debi, basınç oranı, eksenel hız $C_a$ ve kanat kök/uç yarıçap oranı $r_r/r_t$ seçilmiştir. Bu parametreler kullanılarak kompresör giriş-çıkış alanları ve sıcaklıkları orta hat bölgesinde hesaplanmıştır. Bu şekilde arzu edilen kademe sayısı, şaft hızı N, kademe ortalama sıcaklık artışı $\Delta T_{0s}$ ve kademe ortalama basınç artışları belirlenmiştir. Reaksiyon derecesi $\Lambda$ bütün kademeler için belirlendikten sonra kanat hücum ve firar kenarlarındaki açılar kökten uç kısma kadar hesaplanmıştır. Bu hesaplar yapılırken kanat dizisi testlerinden elde edilen deneysel formüller de kullanılmış olup, üç boyutlu akış etkileri ile her kademedeki kanat sayısı, kayıplar ve verim hesaplanmıştır.

Bütün bu hesaplamaları çok kısa sürede yapabilmek için Visual Basic kodları ile AxiCalc isimli bir program yazılmıştır. AxiCalc aynı zamanda yüzlerce kompresör tasarım hesabını dakikalar içerisinde yapabilmektedir. Böylece bazı parametreleri sabit tutup, diğerleri değiştirildiğinde verime etki eden parametrelerin incelenmesi ve optimize edilmesine ön olanak sağlamaktadır. Ancak tezin asıl amacı, güçlü bir ön tasarım hesaplama programı oluşturmak ve HAD analizi gereksinimlerini mümkün olduğunca azaltmaktır.

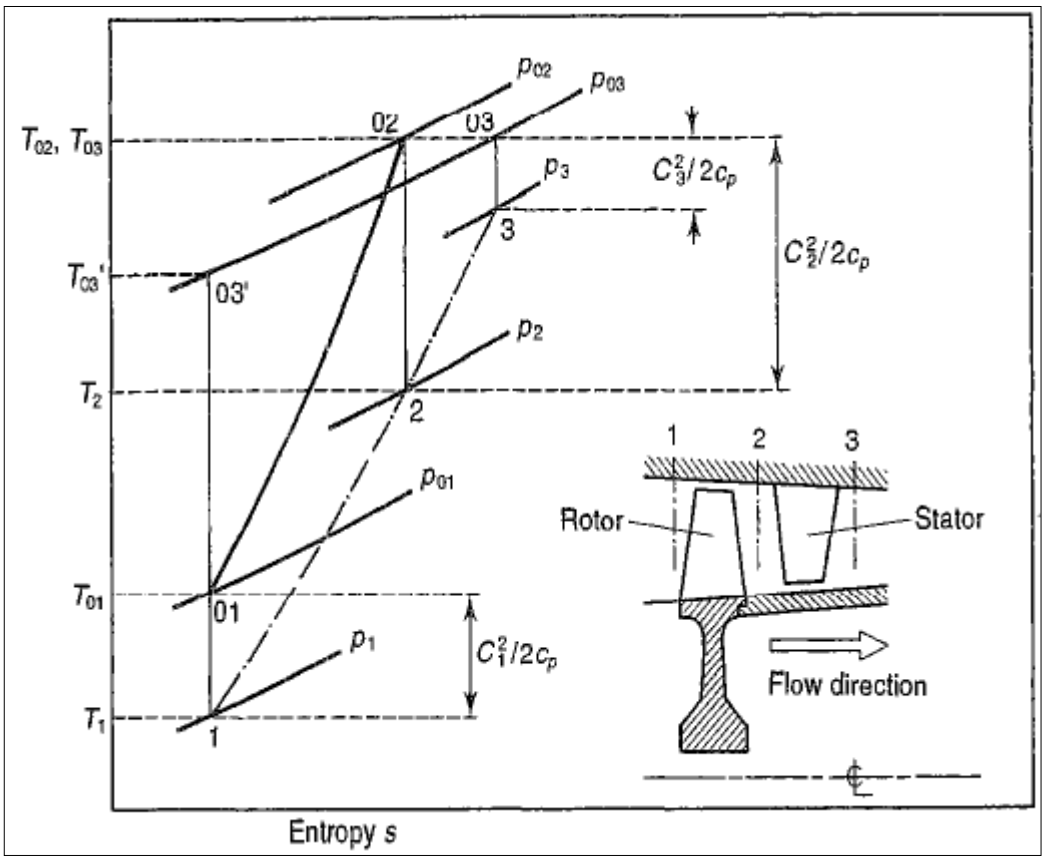
Örnek olarak bu tezde AxiCalc programında iki kademeli eksenel kompresör tasarım hesaplaması yapılmış olup, HAD analizi ile mukayese edilmiştir.

## 3.1. Başlangıç Teorisi

Şekil 3.1'de tipik kompresör kademesi gösterilmektedir. Rotora sürekli akış enerji eşitliği uygulandığında, proses adyabatik kabul edilerek, güç aşağıdaki gibi elde edilir:

$$W = \dot{m} c_p (T_{02} - T_{01}) \tag{3.1}$$

Statordan herhangi bir iş elde edilmediği için işlem sonucu $T_{02}=T_{03}$ olur. Bütün güç rotorda absorbe edilir ve stator sadece toplam sıcaklık sabitken kinetik enerjiyi statik basınçtaki artışa dönüştürür. Toplam basınç artışı tamamen rotorda meydana gelir, ancak pratikte statordaki sürtünme kayıplarından dolayı toplam basınçta bir düşüş meydana gelir. Kayıplar aynı zamanda rotorda da meydana gelir ve toplam basınç artışı izantropik sıkıştırmada elde edilenden daha az olur. Şekil 3.1'deki T-S diyagramında rotor ve statordaki kayıpların etkileri gösterilmiştir [Mutto, 1996].

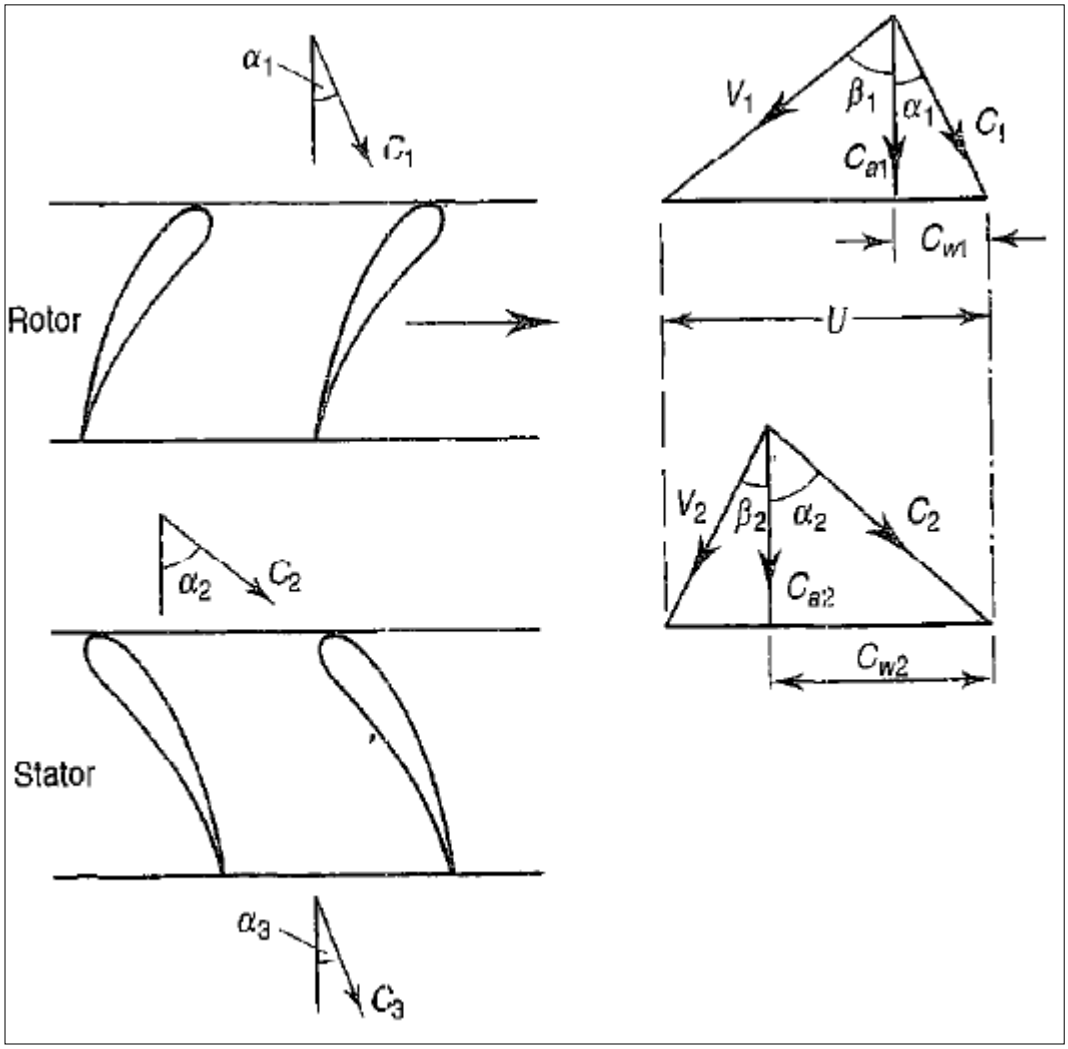



Şekil 3.1: Kompresör kademesinde T-S diyagramı.

Güç hesaplamasını basit termodinamik kanunlar ile yapmak kompresör kanatlarını hesaplamaya yardımcı olmaz. Bu amaçla güç girdisini kademe hız üçgenleri ile ilişkilendirmek gerekir. Başlangıçta meanline'da basit bir akış hesabı yapılacaktır. Bu iki boyutlu yaklaşımda akışkanın eksenel $C_a$ ve whirl $C_w$ olmak üzere iki bileşeni vardır. Bu basitleştirilmiş analiz, kanat boyunun düşük olduğu son kademelerde daha makul sonuçlar vermektedir. Fakat kompresörün ilk kademelerinde kanat boyları yüksek ve uç kısımdaki kanat hızlarının kök kısmındaki kanat hızına

oranı yarıçap farkı sebebiyle çok yüksek olmaktadır. Bu yüzden üç boyutlu etkilerin de hesaba katılması gerekmektedir.

Tipik bir kademedeki hız üçgenleri Şekil 3.2'de gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Hava rotora $C_1$ hızı ve $\alpha_1$ açısında yaklaşmaktadır. Mutlak hız $C_1$ ve kanat hızı $U_m$ vektörel olarak birleşirse bağıl hız $V_1$ ile açısı $\beta_1$ elde edilir. Akışkan rotorda ilerledikten sonra mutlak hızı artar ve $C_2$ olur, eksenel hız $C_a$ sabit kalır, rotordan $V_2$ bağıl hızı ve $\beta_2$ açısı ile ayrılır. Aynı yarıçapta $U_m$ sabit olacağı için $V_2$ hesaplanır ve rotor çıkışında yeni bir hız üçgeni kurulup $C_2$ ve $\alpha_2$ hesaplanır.




Şekil 3.2: Tek bir kademedeki hız üçgenleri.

Hava rotoru $\alpha_2$ ile terk eder ve statora girer, buradan da $C_3$ hızı ve $\alpha_3$ açısı ile difüze edilir. Bir sonraki kademenin rotor giriş mutlak hızı $C_1$ ile bir önceki kademenin stator çıkış mutlak hızı $C_3$ hemen hemen eşittir ve $\alpha_3 = \alpha_1$ olarak alınabilir.

$C_a = C_{a1} = C_{a2}$ varsayımı ile, hız üçgenlerinden iki temel bağıntı elde edilir:

$$\frac{U}{C_a} = tan\alpha_1 + tan\beta_1 \tag{3.2}$$

$$\frac{U}{C_a} = tan\alpha_2 + tan\beta_2 \tag{3.3}$$

Rotordan geçen havanın açısal momentumundaki değişim dikkate alındığında tek bir kademe için güç bağıntısı olarak aşağıdaki denklem yazılabilir:

$$W = \dot{m}U(C_{w2} - C_{w1}) \tag{3.4}$$

Burada $C_{w2}$ ve $C_{w1}$ akışkanın rotor giriş-çıkış dönme (whirl) hız bileşenidir. Bu ifade açısal olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W = \dot{m}UC_a(tan\alpha_2 - tan\alpha_1) \tag{3.5}$$

$$W = \dot{m}UC_a(tan\beta_1 - tan\beta_2) \tag{3.6}$$

Denklem (3.1) ve (3.6) eşitlenirse, kademedeki toplam ortalama sıcaklık artışı $\Delta T_{0S}$:

$$\Delta T_{0S} = T_{03} - T_{01} = T_{02} - T_{01} = \frac{UC_a}{C_p}(tan\beta_1 - tan\beta_2) \tag{3.7}$$

Şekil 3.1'den de anlaşılabildiği gibi elde edilen basınç artışı yüksek oranda verime bağlıdır. O halde:

$$\eta_S = (T'_{03} - T_{01})/(T_{03} - T_{01}) \tag{3.8}$$

Kademe basınç oranı:

$$R_S = \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_S \Delta T_{0S}}{T_{01}}\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \tag{3.9}$$

Elde edilen denklemlerden görülmektedir ki tek bir kademede yüksek sıcaklık artışı elde etmek için tasarımcının yüksek şaft hızı, rotorda yüksek akış sapması ve yüksek eksenel hızı birlikte kullanması gerekir [Mutto, 1996].

## 3.2. Kademe Basınç Oranını Etkileyen Faktörler

### 3.2.1. Kanat Uç Hızı (Tip Speed)

Rotor kanatlarındaki merkezkaç gerilme şaftın dönme hızına, kanat malzemesine ve kanat uzunluğuna bağlıdır. Kanadın kök kısmında meydana gelen maksimum merkezkaç çekme kuvveti denklem (3.10)'da verilmiştir:

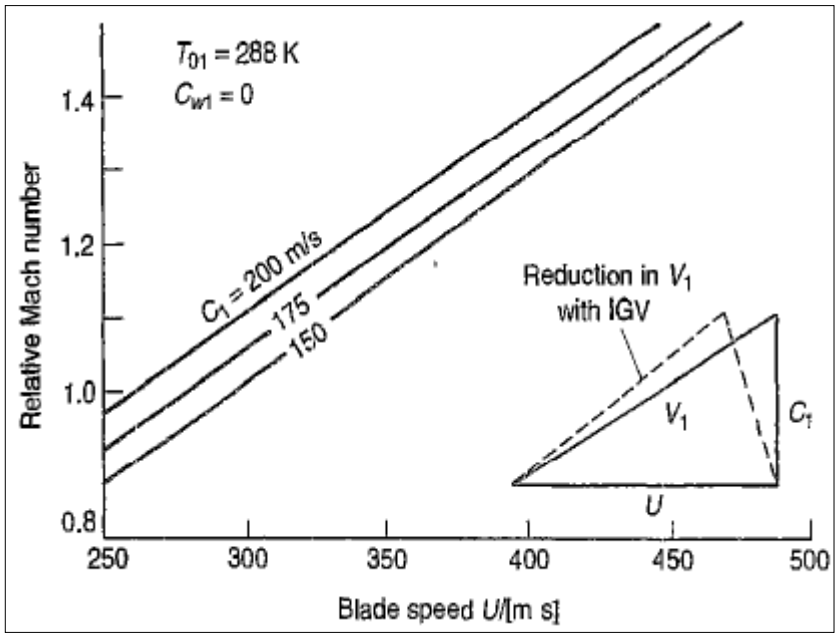
$$(\sigma_{ct})_{max} = \frac{\rho_b}{2} U_t^2 \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t}\right)^2\right] \tag{3.10}$$

Burada $\rho_b$ kanat malzemesinin özkütlesi, $U_t$ kanat uç hızı ($2\pi N r_t$), N devir sayısıdır. Kanat kök yarıçapı/uç yarıçapı oranı olan $r_r/r_t$ kök-uç (hub-tip) oranı olarak bilinir. Bu denklemden merkezkaç gerilmenin kanat kök ve uç yarıçaplarının karelerinin oranına bağlı olduğu ve bu orandaki herhangi bir azalmanın gerilmeyi arttıracağı görülmektedir.

Direk merkezkaç çekme gerilmeleri kompresör kanatlarında genelde çok önem arz etmez. İlk kademe kanatları daha uzundur ve daha çok gerilmeye maruz kalırlar, fakat diğer kademelerdeki kanat uzunlukları gitgide azalacağından orta seviye gerilmeye maruz kalırlar. 350 m/s civarında bir kanat uç hızı $U_t$ için gerilme seviyesi genelde kritik değildir. Fakat 450 m/s civarında bir kanat uç hızı gerilme açısından kritiktir olabilir [Mutto, 1996].

### 3.2.2. Eksenel Hız

Denklem (3.7) ve (3.9)'dan yüksek basınç oranı elde edebilmek için yüksek eksenel hızlara ulaşılması gerektiği görülmüştü. Yüksek eksenel hız aynı zamanda yüksek debi elde etmek için de gereklidir ki bu jet motorları için çok önemlidir. Girişteki eksenel hız bazı aerodinamik sebeplerden dolayı sınırlıdır. İlk kademe giriş kılavuz kanatları olmadığı farz edilirse, bütün hız sadece eksenel yönde ve $\alpha_1$=0° olacaktır. Rotor kanadındaki bağıl hız $V_1^2 = C_1^2 + U_m^2$ olup, eksenel hızın kanat uzunluğu boyunca sabit olduğu varsayımı ile elde edilecek olan en büyük bağıl hız kanadın uç kısmında meydana gelen $V_{1t}$'dir. Rotor girişindeki statik sıcaklık $T_1 = T_{01} - \left(\frac{C_1^2}{2c_p}\right)$ ve yerel ses hızı $a = \sqrt{\gamma R T_1}$'dir. Rotordaki bağıl Mach sayısı $V_{1t}/a$ olup belirli bir kanat uç hızı $U_t$ için eksenel hız $C_a$ ile değişimi kademe girişinde şekil 3.3'deki eğrilerde gösterilmiştir [Mutto, 1996].



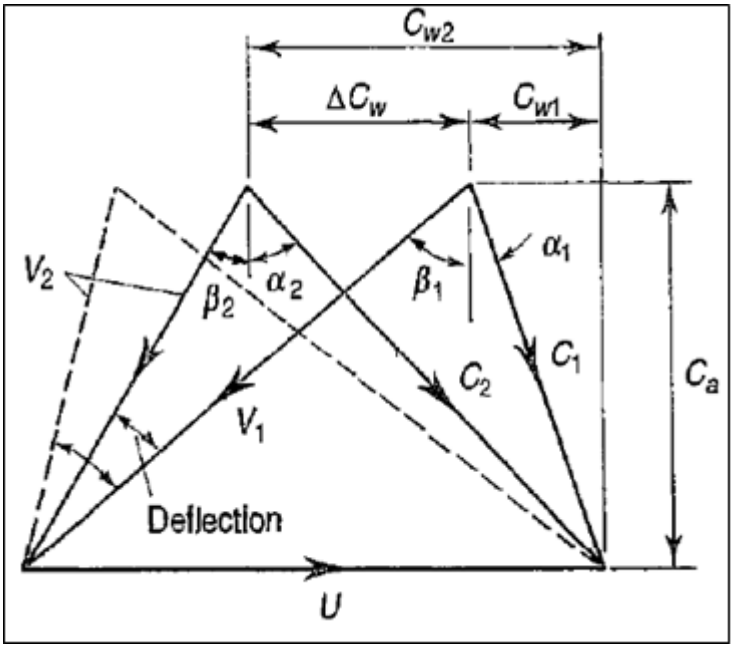

Şekil 3.3: Rotor girişinde bağıl Mach sayısı.

Endüstriyel gaz türbinlerindeki eksenel hızlar genellikle 150 m/s civarındayken, gelişmiş jet motorlarında bu değer 200 m/s'ye kadar çıkabilmektedir. Eski kompresör tasarımlarında ilk kademe rotor kanadının uç kısmında Mach sayıları ses altı seviyesindeydi, fakat 1950'li yılların başında büyük kayıplar olmaksızın 1.1 civarındaki Mach sayılarına ulaşıldı. Büyük bypass oranına sahip fanlar ile 1.5

civarındaki Mach sayılarına kadar çıkıldı. Şekil 3.3'de kesik çizgilerle gösterilen hız üçgenleri Mach sayılarının giriş kılavuz kanatçıkları ile hafif ölçüde azaltılabildiğini ifade etmektedir ve giriş kılavuz kanatçıkları aerodinamik olarak kompresörün transonik Mach sayılarında çalışabilmesi için gerekli bir bileşendir [Mutto, 1996].

### 3.2.3. De Haller Kriteri

Kanat çevresel hızı U, belirli bir akış çizgisi boyunca rotor giriş-çıkışında eşit kabul edilir ve hız üçgenleri şekil 3.4'de gösterildiği gibi birleştirilmiştir [Mutto, 1996].




Şekil 3.4: Artan akış sapmasının etkisi.

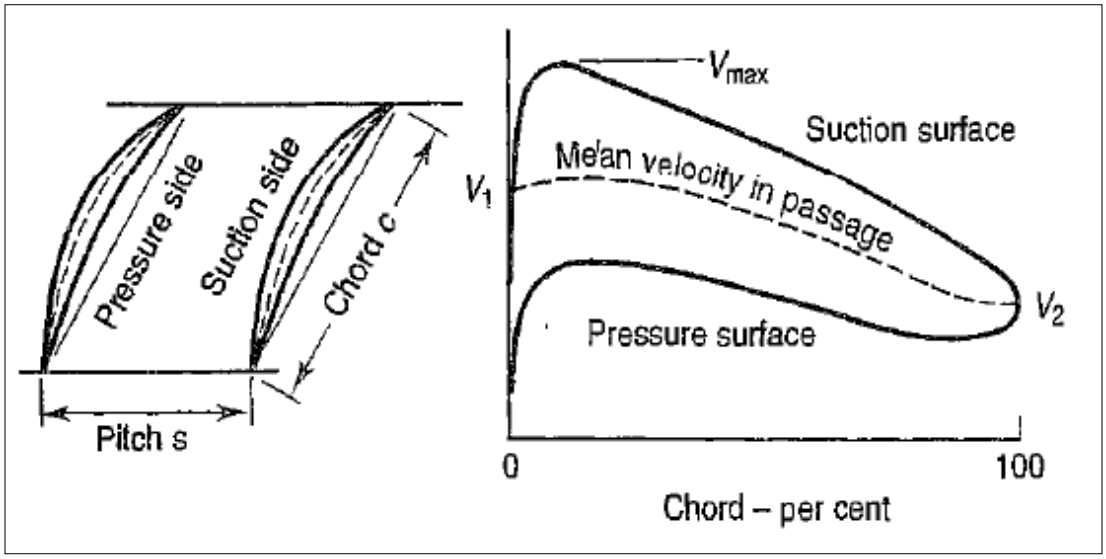
Rotor kanatlarında gerekli olan sapma miktarı bağıl hız vektörlerinin ve dönme hızları farkı $\Delta C_w$'nun bir ölçüsüdür. $\beta_1$ açısının sabit tutulduğunu düşünürsek, $\beta_2$'yi düşürerek sapma miktarını arttırırken aynı zamanda da $V_2$'yi de azaltmış oluruz. Diğer bir ifade ile yüksek sapma miktarı yüksek difüzyon oranı anlamına gelmektedir. Aşırı kayıpları önlemek için sapma miktarının belirli bir limiti geçmemesi gerekir. En eski limitlerden biri olan De Haller kriteri $V_2$/ $V_1$ olarak tanımlanır ve:

$$De\ Haller = \frac{V_2}{V_1} \geq 0{,}72 \tag{3.11}$$

De Haller kriterine göre 0,72'den düşük olan değerler aşırı kayıplara sebep olmaktadır [Mutto, 1996]. Bu parametre ilk defa De Haller (1953) tarafından sunulmuştur ve hala kompresör kanatlarında maksimum basınç artışını sınırlayan bir parametre olarak sık sık kullanılmaktadır [Dixon, 2014]. Aşırı basitliğinden dolayı çok tercih edilmesine rağmen De Haller kriteri başlangıç tasarımı için kullanılıp, son tasarım için kullanılmaz.

### 3.2.4. Difüzyon Faktörü

Şekil 3.5'de veter uzunluğu c ve kanat açıklığı s olan bir kanat dizisi gösterilmiştir [Mutto, 1996].




Şekil 3.5: Pasaj boyunca kanat basınç ve emme yüzeylerinde ve ortalama hız dağılımı.

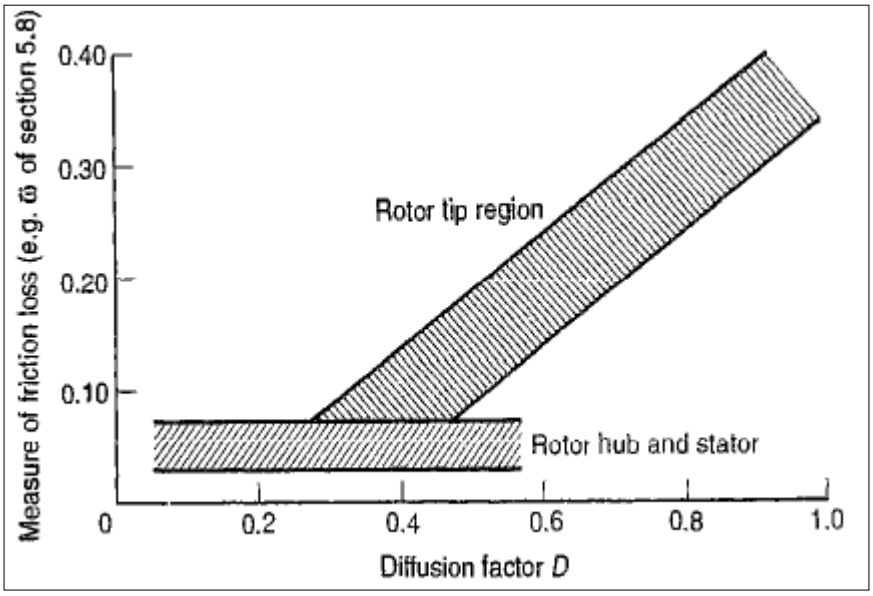
Profil üzerinden geçen hava konveks yüzeyde daha yüksek hızlara ivmelenecektir ve statora girdiğinde bu hız statik basınca dönüştürülecektir. Bu yüzden konveks yüzey emiş yüzeyi olarak da bilinmektedir. Konkav yüzeyde hava hızının konveks yüzeyden daha küçük olması sebebiyle basınç daha yüksektir. Bu nedenle konkav yüzey basınç yüzeyi olarak da bilinmektedir.

Pasaj yüzeylerindeki hız dağılımlarına gelince: maksimum hız emiş yüzeyinde, hücum kenarına veter uzunluğunun %10-15'i kadarlık bir mesafede oluşmakta ve çıkış hızına ulaşıncaya kadar düşmektedir. Kanatlardaki kayıplar temel olarak emiş ve basınç yüzeylerindeki sınır tabakalarda meydana gelmektedir. Bu yüzey sınır tabakaları kanadın firar kenarında bir araya gelir ve toplam basınçta düşüşe sebep olur [Mutto, 1996].

Lokal difüzyon faktörünün tanımlanması zor olduğundan dolayı Lieblein, Schwenk ve Broderick (1953) NACA 65 ve British C4 profil test datalarına benzer yapıda yüzey hız dağılımına dayanan teorik bir difüzyon faktörü (DF) formülü geliştirdi [Dixon, 2014]:

$$DF = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta C_w}{2V_1}\frac{s}{c} \tag{3.12}$$

Çeşitli kanat dizisi (cascade) testlerinden elde edilen difüzyon faktörünün sürtünme kayıplarına olan etkisi şekil 3.6'da gösterilmiştir [Mutto, 1996].




Şekil 3.6: Sürtünme kayıplarının difüzyon faktörü ile değişimi.

Buradan rotor kök kısmı ve statordaki kayıpların difüzyon faktörü 0,6'ya ulaşana kadar sabit olduğu görülmektedir. Fakat rotor uç kısmında kayıpların difüzyon faktörünün 0,4'den sonraki değerlerinde aşırı arttığı görülmektedir [Mutto, 1996].

### 3.2.5. Blokaj Faktörü

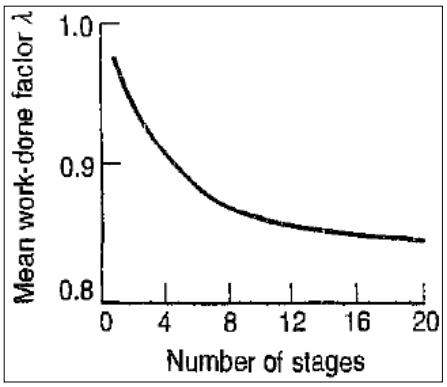
Kompresörlerdeki ters basınç gradyentlerinden dolayı kompresör çeperlerindeki sınır tabaka akış ilerledikçe kalınlaşır. Böylece kullanılabilir akış alanı azalır ve bu da kompresör boyunca eksenel hızda önemli artışlara sebep olur. Ana hatta (mean line) eksenel hızdaki artış etkisi denklem (3.13)'de görüldüğü gibi iş kapasitesini azaltmaktadır.

$$W = \dot{m}U_m[U_m - C_a(tan\alpha_1 + tan\beta_2)] \tag{3.13}$$

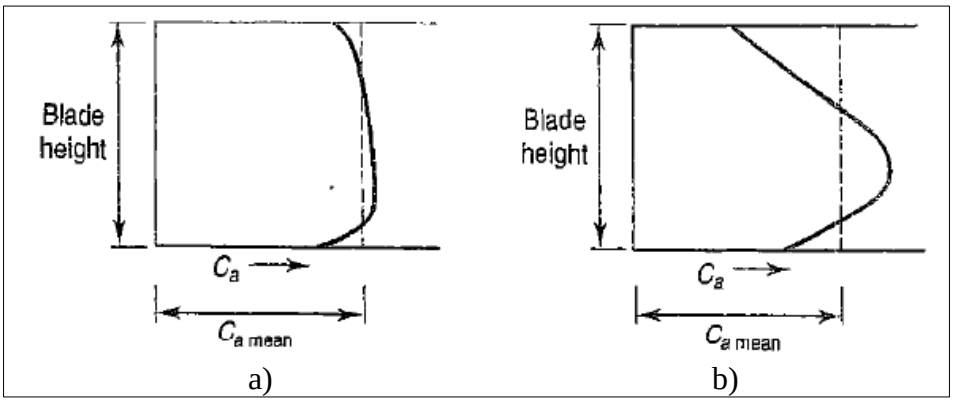
İş kapasitesindeki düşüş blokaj faktörü olarak bilinen λ ile hesaba ilave edilir. Gerçek kademe sıcaklık artışı:

$$\Delta T_{0S} = \frac{\lambda}{c_p} UC_a(tan\beta_1 - tan\beta_2) \tag{3.14}$$

Kompresör boyunca eksenel hız profilindeki değişimden kaynaklanan blokaj faktörü miktarları kademelere göre şekil 3.7'de verilmiş olup, eksenel hız dağılımları şekil 3.8'de gösterilmiştir [Mutto, 1996].




Şekil 3.7: Blokaj faktörünün kademe numaralarına göre değişimi.




Şekil 3.8: a) İlk kademe eksenel hız dağımı, b) 4. kademe eksenel hız dağılımı.

### 3.2.6. Reaksiyon Derecesi

Reaksiyon derecesi Λ, rotorun toplam statik basınç artışına olan katkısını ifade eder. Normalde entalpi artışı cinsinden Λ= Rotordaki statik entalpi artışı/kademedeki statik entalpi artışı olarak tanımlanmaktadır. En kullanışlı ifade ile reaksiyon derecesi, eksenel hız, kanat hızı ve hava giriş-çıkış açıları cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U}(tan\beta_1 + tan\beta_2) \tag{3.15}$$

En verimli difüzyon miktarını elde etmeyi istersek, difüzyonu rotor ve stator arasında eşit olarak paylaştırmamız gerekmektedir. Verim, seçilecek olan reaksiyon derecesindeki en ufak bir değişimden önemli ölçüde etkilenmektedir. Genelde tasarım tecrübesi olarak ilk kademelerde yüksek reaksiyon derecelerine ulaşılması iyidir. İlk kademelerdeki uç/kök yarıçap oranları büyük olduğundan dolayı kök kısımlarında negatif reaksiyon derecelerinden kaçınmak için ana hattaki reaksiyon derecesini yüksek tutmak gerekmektedir. 2. kademe için reaksiyon derecesi 0,7 civarında ve diğer kademeler için de 0,5 değeri kullanılabilir [Mutto, 1996].

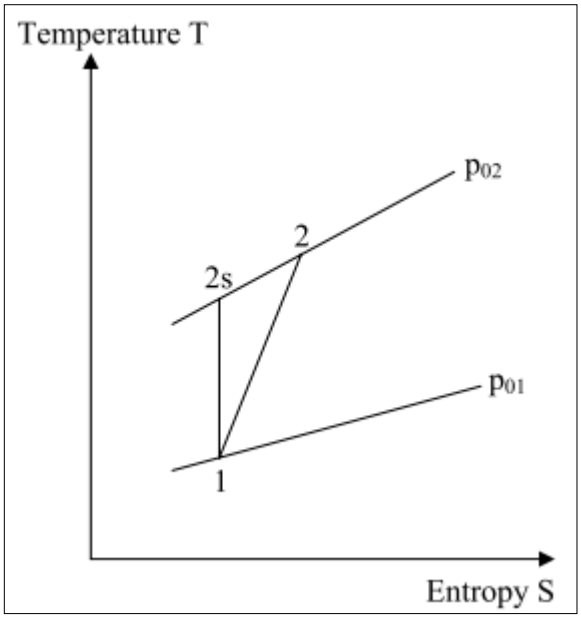
### 3.2.7. İzantropik Verim

İzantropik verim ideal entalpi değişiminin gerçek entalpi değişimine oranı olarak ifade edilebilir. Adyabatik ve tersinir ideal çevrimde entropi sabit kalır. Bu tarz kompresör çevrimleri izantropik olarak tanımlanır. Gerçekte entropi artışı sağlayan

kayıplar olduğundan dolayı, kompresördeki gerçek iş miktarı idealden farklı olmaktadır. İzantropik verim aşağıdaki gibi tanımlanır [Cumpsty, 2004]:

$$\eta_S = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \tag{3.16}$$

Buradaki s ifadesi entropinin sabit olduğu manasına gelir. Şekil 3.9'da tipik tersinir adyabatik sıkıştırma diyagramı gösterilmiştir [Falck, 2008].




Şekil 3.9: İzantropik sıkıştırma.

Ancak kompresör tasarımcıları verimi hesaplamak için kanat dizisi (cascade) testlerinden elde edilen verilerden faydalanır. Bu yüzden kanat dizisi verimi olan $\eta_b$ gerçek basınç artışının teorik basınç artışına oranı olarak ifade edilir ve rotor ve stator için aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_b = 1 - \frac{\grave{w}/\frac{1}{2}\rho V_1^2}{\Delta P_{th}/\frac{1}{2}\rho V_1^2} \tag{3.17}$$

Burada $\grave{w}$ mean kısmında ölçülen kayıp, $\Delta P_{th}$ da teorik basınç artışıdır. Eksenel kompresörlerde bu verim ifadesinin hemen hemen izantropik verime eşit olduğunu kabul edebiliriz. Böylece kademe izantropik verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\eta_b = \Lambda\eta_{b,rotor} + (1-\Lambda)\eta_{b,stator} \tag{3.18}$$

### 3.2.8. Politropik Verim

Politropik verim, sonsuz küçük basınç farkında çalışan kompresör kademesinin izantropik verimidir. Aynı basınç oranına sahip fakat farklı sıcaklık seviyelerinde çalışan eksenel kompresörleri kıyaslamada kullanılır. Çok kademeli eksenel kompresörlerde Politropik verim, kademelerdeki izantropik verimi ifade etmekte kullanılır ve sıkıştırma işlemi boyunca sabittir. Politropik verim aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_p = \frac{dh_s}{dh} \tag{3.19}$$

Gibbs kanunu uygulanıp sıcaklık ve entalpi arasındaki ilişki tekrar yazılırsa politropik verim sıcaklık ve basınç cinsinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Tds = dh_s - vdP\ , \quad Tds = 0\ , \quad dh = c_p dT \tag{3.20}$$

$$\eta_p = \frac{vdP}{c_p dT} \tag{3.21}$$

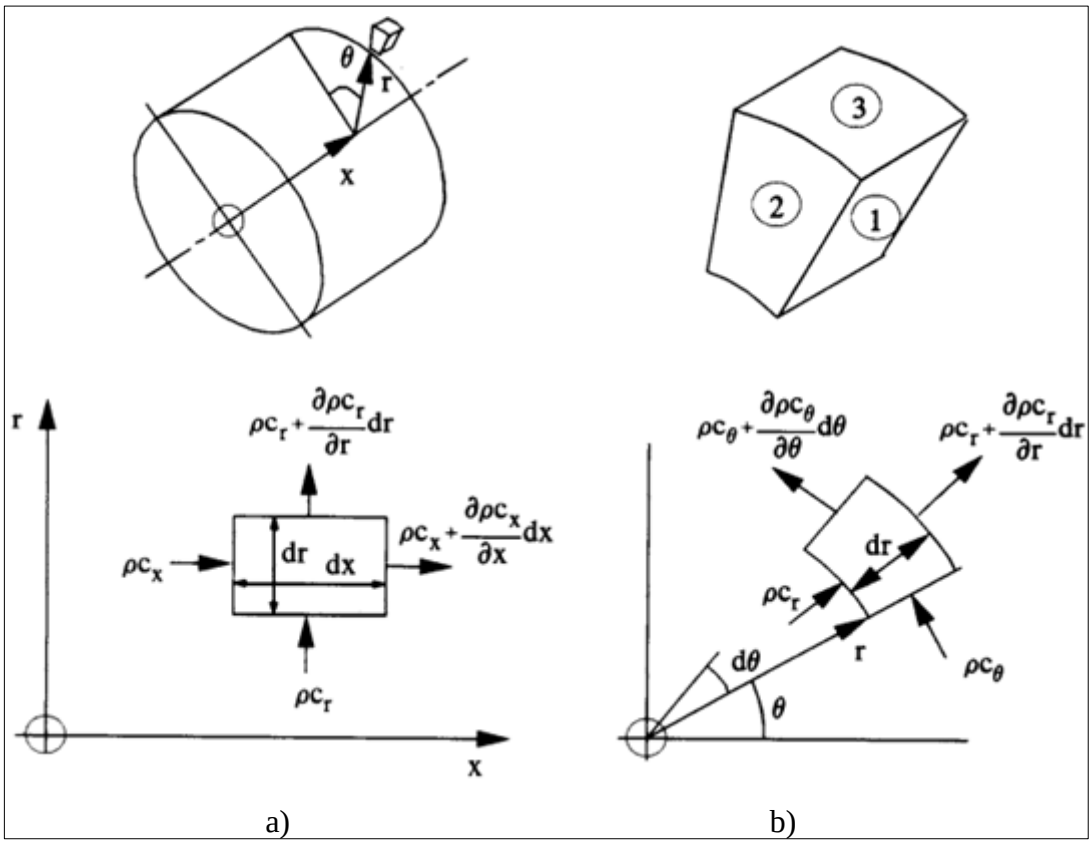
Denklem (3.21)'e ideal gaz yasası uygulanırsa [Cumpsty, 2004]:

$$\eta_p = \frac{Rln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\int_1^2 c_p(T)\frac{1}{T}dT} \tag{3.22}$$

## 3.3. Süreklilik Denklemi

Şekil 3.10'da gösterildiği gibi kütlenin korunumu yasasını hacmi dV = dx.dr.rdθ olan birim elemana uygularsak, kontrol hacmini terk eden net kütle akışı sıfıra eşit

olmalıdır. Eksenel-simetrik akışlar için $\partial(\rho c_\theta)/\partial\theta$ gibi θ'ya bağlı olan bütün ifadeler sıfır kabul edilir [Lewis, 1996].




Şekil 3.10: a) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı x-r düzlemi, b) Silindirik koordinatlarda birim hacim elemanı r- ɵ düzlemi.

Eksenel simetrik akışta bütün yüzeyler için denklemler yazılırsa:

$$\text{(2 no'lu yüzeyler)} \left(\rho c_x + \frac{\partial \rho c_x}{\partial x} dx - \rho c_x\right) r d\theta dr + \tag{3.23}$$

$$\text{(3 no'luyüzeyler)} \left(\rho c_r + \frac{\partial \rho c_r}{\partial r} dr\right)(r + dr) d\theta dx - \rho c_r r d\theta dx = 0 \tag{3.24}$$

İkinci dereceden terimler ihmal edilirse bu eşitlik eksenel-simetrik süreklilik denklemine dönüşür [Lewis, 1996]:

$$\frac{\partial \rho c_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho c_r}{\partial r} + \frac{\rho c_r}{r} = 0 \quad \text{(Sıkıştırılabilir akış)} \tag{3.25}$$

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_r}{r} = 0 \qquad \text{(Sıkıştırılamaz akış)} \tag{3.26}$$

## 3.4. Radyal Eşitlik ve Serbest Vorteks (Free Vortex) Yöntemi

Şekil 3.11'de gösterildiği gibi atalet kuvvetleri ve basınç kuvvetleri arasındaki denge eşitliği akış elemanına uygulanan kuvvetlerden türetilebilir. Hızın dönme bileşeni şekil 3.11.a)'da gösterilmiştir, eksenel bileşen ve çok daha küçük olan radyal bileşen şekil 3.11.b)'de gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Radyal yöndeki atalet kuvvetleri şu şekilde oluşmaktadır:

- Çevresel akışla ilişkili olan merkezkaç kuvveti $F_i$
- Akış çizgisi boyunca meydana gelen akış ile ilişkili olan santrifüj kuvvetinin radyal bileşeni $F_{ii}$
- Akış çizgisi boyunca gerekli lineer ivmelenmeyi sağlayan kuvvetin radyal bileşeni $F_{iii}$.

Toplam atalet kuvveti $F_1$, elemana radyal doğrultuda etki eden basınç kuvvetleri ile oluşmaktadır ve yerçekimi kuvvetleri ihmal edilmektedir.

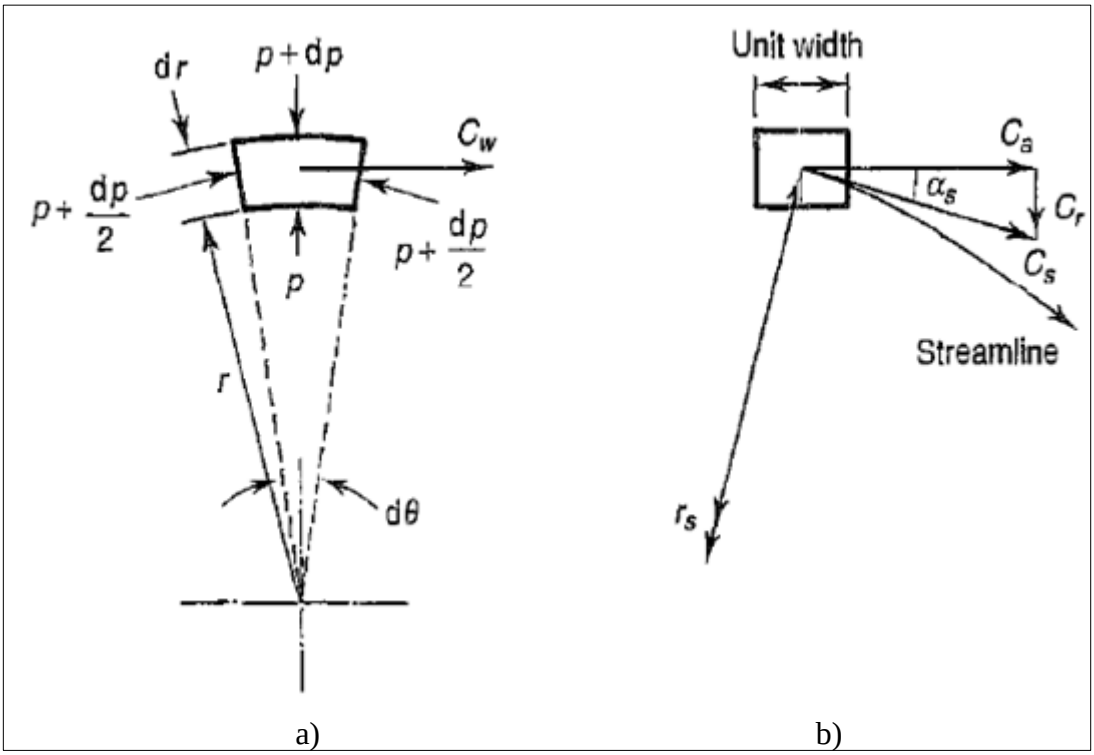
Özkültesi ρ olan birim genişlikteki eleman için atalet kuvvetleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Çevresel akışla ilişkili olan santrifüj kuvveti $F_i$:

$$F_i = \frac{mC_w^2}{r} = (\rho r dr d\theta)\frac{C_w^2}{r} \tag{3.27}$$

Akış çizgisi boyunca meydana gelen akış ile ilişkili olan santrifüj kuvvetinin radyal bileşeni $F_{ii}$:

$$F_{ii} = \frac{mC_s^2}{r_s} cos\alpha_s = (\rho r dr d\theta)\frac{C_s^2}{r_s} cos\alpha_s \tag{3.28}$$

Burada $C_s$ ifadesi akım çizgisi boyunca hız bileşenini ifade eder ve $r_s$ ise akım çizgisinin eğrilik yarıçapıdır.




Şekil 3.11: a) Radyal eşitlik - Önden bakış (b) Radyal Eşitlik - Yandan bakış.

Akım çizgisi boyunca ivmenin doğurduğu radyal kuvvet bileşeni $F_{iii}$ ise:

$$F_{iii} = \frac{mdC_s}{dt} sin\alpha_s = (\rho rdrd\theta)\frac{dC_s}{dt} sin\alpha_s \tag{3.29}$$

$F_{ii}$ ve $F_{iii}$ kuvvetleri $F_i$ kuvveti ile aynı doğrultuda olduğundan dolayı toplam atalet kuvveti $F_1$:

$$F_1 = \rho rdrd\theta\left[\frac{C_w^2}{r} + \frac{C_s^2}{r_s} cos\alpha_s + \frac{dC_s}{dt} sin\alpha_s\right] \tag{3.30}$$

Atalet kuvvetine neden olan basınç kuvveti $F_P$ :

$$F_P = (P + dP)(r + dr)d\Theta - Prd\Theta - 2\left(P + \frac{dP}{2}\right) dr \frac{d\Theta}{2} \tag{3.31}$$

Atalet kuvvetleri denklem (3.30) ile basınç kuvvetleri denklem (3.31) eşitlendiğinde aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dr} = \frac{C_w^2}{r} + \frac{C_s^2}{r_s} sin\alpha_s + \frac{dC_s}{dt} sin\alpha_s \tag{3.32}$$

Denklem (3.32) genel radyal denge denklemi olarak bilinir ve akışkana etki eden bütün faktörleri içerir. Birçok tasarımda $r_s$ çok büyük ve $\alpha_s$ çok küçük olduğundan dolayı son iki terim ihmal edilirse basitleştirilmiş radyal denge denklemi elde edilir:

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dr} = \frac{C_w^2}{r} \tag{3.33}$$

Herhangi bir yarıçap r'de mutlak hız C ile gösterilirse, toplam entalpi $h_0$:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} = h + \frac{1}{2}(C_a^2 + C_w^2) \tag{3.34}$$

Ve entalpinin yarıçap ile değişimi:

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh}{dr} + C_a\frac{dC_a}{dr} + C_w\frac{dC_w}{dr} \tag{3.35.a}$$

Tds=dh-dP/ρ termodinamik bağıntısı kullanılarak denklem aşağıdaki formu alır:

$$\frac{dh_0}{dr} = T\frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho}\frac{dp}{dr} + C_a\frac{dC_a}{dr} + C_w\frac{dC_w}{dr} \tag{3.35.b}$$

Eşitliğin sağındaki ikinci terim için radyal denge denklemi kullanılır, radyal yönde entropi gradyenti ihmal edilirse vortks enerji denklemi bulunur:

$$\frac{dh_0}{dr} = C_a\frac{dC_a}{dr} + C_w\frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} \tag{3.36}$$

Durma entalpisinin ve eksenel hızın radyal yöndeki değişimleri ihmal edilir ve diferansiyel denklem integre edilirse serbest vorteks şartı elde edilir:

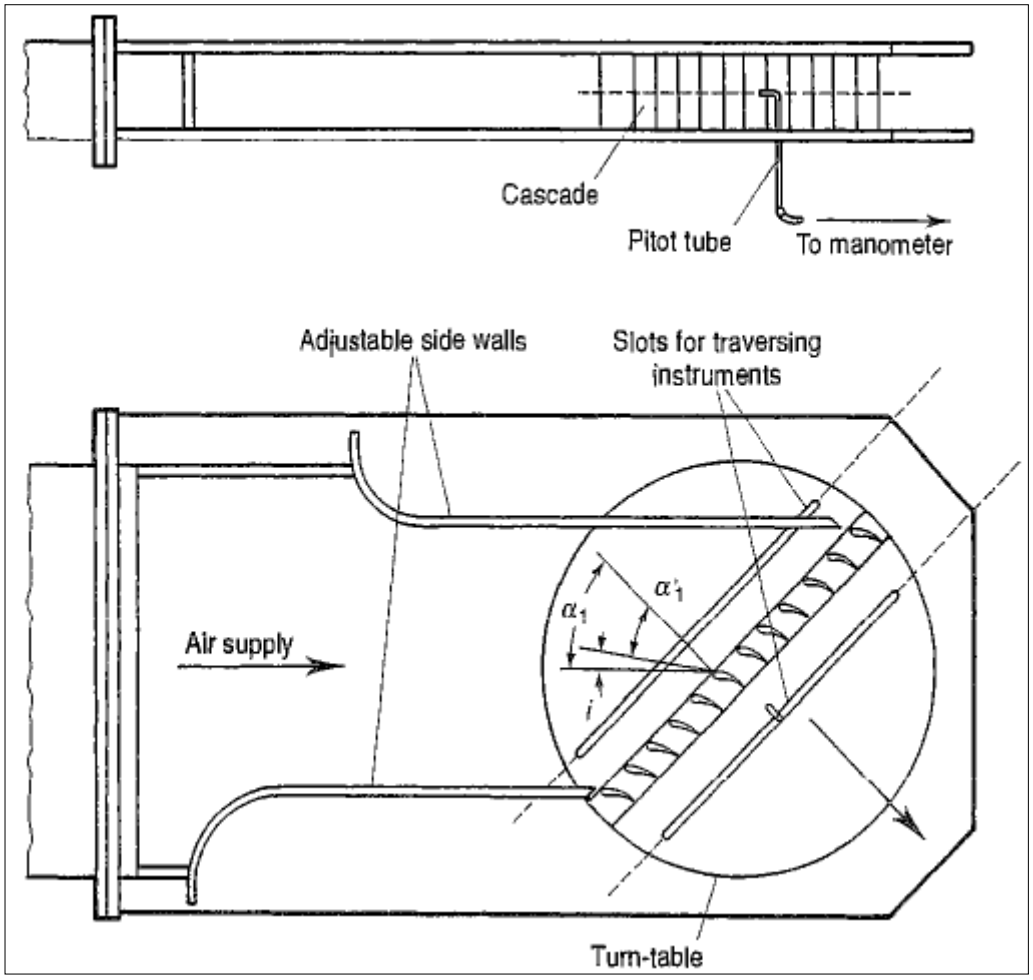
$$C_w r = sabit \tag{3.37}$$

Böylece hızın dönme bileşeninin yarıçapla ters orantılı olduğu görülür [Mutto, 1996]. Kompresör kesitinin ana hat kısmındaki kanat açıları hesaplandıktan sonra denklem (3.37) kullanılarak kök ve uç kısımlarındaki kanat açıları hesaplanabilmektedir. Böylece kanata kök kısmından uç kısmına kadar bir dönme verilmiş olunur.

## 3.5. Kanat Tasarımı

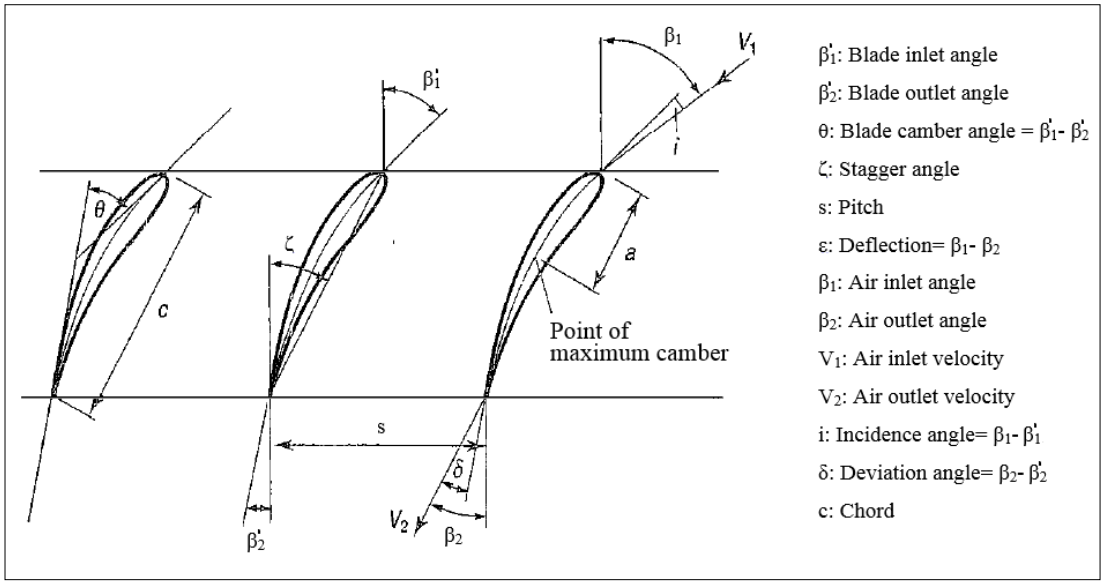
Hava hız vektörlerinin açısal dağılımını bulmak bize sadece kademeden elde edilebilecek iş miktarını vermektedir. Fakat verimi hesaplayabilmek için bu açıları kanat açılarına çevirerek en doğru kanat geometrisini elde etmemiz gerekmektedir.

Kompresör kanatları birbirini etkilediğinden dolayı tasarımcı bu etkileri hesaba katabilmek için deneysel formüller ve kanat dizisi (cascade) testlerinden elde edilen kayıpları kullanmalıdır. Basit bir kanat dizisi tüneli şekil 3.12'de gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Kanat dizisi döner bir zemine monte edilmiştir ve dolayısıyla girişten gelen akış vektörüne göre kanatların açısı değiştirilebilmektedir. Kanat ön ve arkasına yerleştirilmiş pitot tüpleri ile basınç kayıpları hesaplanır ve bu kayıplar da verim hesaplamalarında kullanılmaktadır.



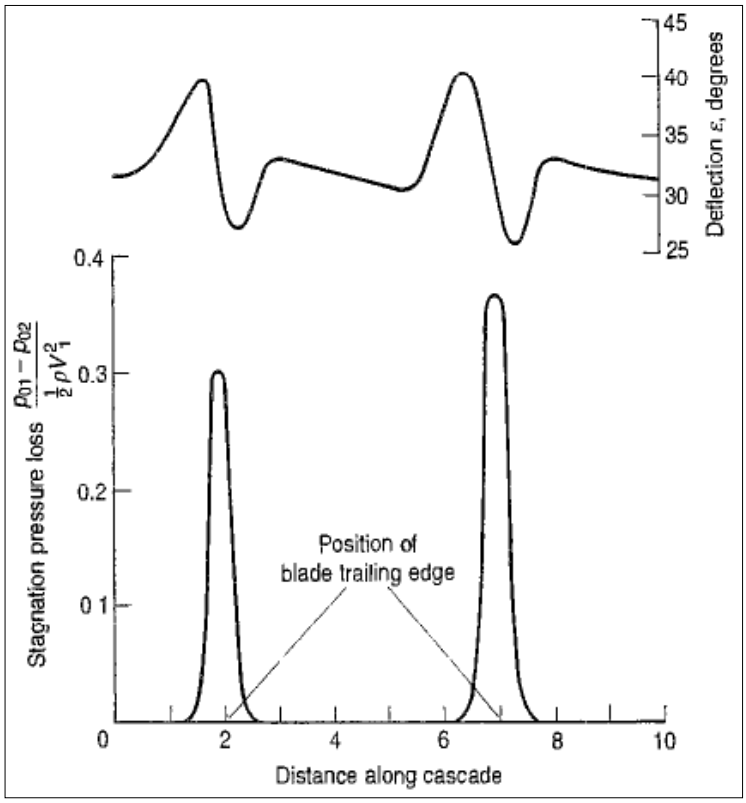

Şekil 3.12: Basit bir kanat dizisi tüneli.

Şekil 3.12'de tipik bir kanat dizisi testindeki kanat kesiti gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Burada kanat kambur açısı θ, veter uzunluğu c, kanat aralığı s sabit tutularak kanat giriş ve çıkış açıları $\beta_1'$ ve $\beta_2'$ belirli bir oturma açısı ζ (stagger angle)'na göre tanımlanır. Atak açısı i (incidence angle) uygun bir hava giriş açısı $\beta_1$'e göre sabitlenir ve $i = \beta_1 - \beta_1'$ olur. Bu işlem kanatların altında bulunan döner platformun hareket etmesi ile yapılır.




Şekil 3.13: Kanat dizisi notasyonu.

Basınç ölçüm aletleri kanat dizisi boyunca kanatların giriş ve çıkış kısımlarında sıralanmıştır ve sonuçlar şekil 3.14'de gösterilmiştir [Mutto, 1996].



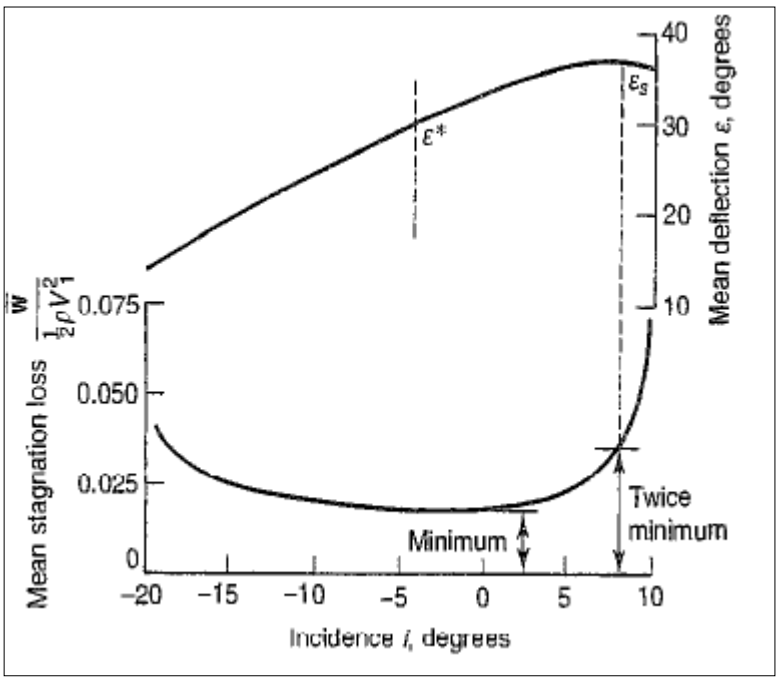

Şekil 3.14: Toplam basınç kayıplarının sabit atak açısında sapma açısına göre değişimi.

Kayıplar giriş hava hızına bağlı olarak değiştiğinden dolayı, toplam basınç kaybını giriş dinamik basıncı ile boyutsuzlaştırmak kolaylık sağlamaktadır:

$$Boyutsuz\ kayıp = \frac{P_{01} - P_{02}}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} = \frac{w}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \tag{3.38}$$

Şekil 3.15'deki eğriler orta yarıçap hattında belirli bir atak açısına göre açısal sapma ve kayıp değerini göstermektedir [Mutto, 1996].

$$orta\ hattaki\ boyutsuz\ kayıp = \frac{\grave{w}}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \tag{3.39}$$




Şekil 3.15: Orta yarıçapta açısal sapma ve toplam basınç kaybı.

### 3.5.1. Kanat Aralığı/Veter (s/c) Oranı

Kanat aralığı/veter oranı s/c, sağlamlığın (σ=solidity) tersidir. Kanattaki aerodinamik yükün belirlenmesinde s/c oranı önemli bir parametredir. Düşük s/c oranına sahip olan bir kanat dizisi daha az kanat sayısı manasına gelmektedir. Kanat sayısı az olduğundan dolayı aerodinamik yükleme daha az kanatla paylaşılır ve

dolayısı ile kanat başına gelen yük artar. Yüksek aerodinamik yükleme de hız kaybı (stall) ve dalgalanma (surge) riskini arttırır [Perrotti, 2013].

s/c oranını hesaplamak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Fakat her deneysel yöntem belirli bir aralıkta doğru sonuç verdiğinden dolayı, bu tezde rotor ve stator kanatlarının hepsi için difüzyon faktörü temelli s/c optimizasyonu yapılmıştır.

### 3.5.1.1. Difüzyon Faktörü Yöntemi

Bu s/c hesaplamalarında kullanılan ilk yöntemler arasındadır ve difüzyon faktörünün sabit bir değeri için s/c hesaplamasına dayanmaktadır.

$$\frac{s}{c} = \left(DF - 1 + \frac{V_2}{V_1}\right) V_1 \left(\frac{r_1 + r_2}{|r_2 C_{w2} - r_1 C_{w1}|}\right) \tag{3.40}$$

### 3.5.1.2. Hearsey Modeli

Hearsey (1986) aşağıda verilen kayıp korelasyonunu kullanmıştır:

$$\frac{w cos\beta_2}{2\sigma}\left(\frac{cos\beta_2}{cos\beta_1}\right)^2 = 0{,}004 e^{6{,}167763 DF^{1{,}436794}} \tag{3.41}$$

Burada w basınç kaybıdır ve en düşük basınç kaybı için:

$$\sigma_{opt} = \left[\frac{8{,}861805(r_2 C_{w2} - r_1 C_{w1})}{V_1(r_1 + r_2)}\right] DF_{opt}^{0{,}436794} \tag{3.42}$$

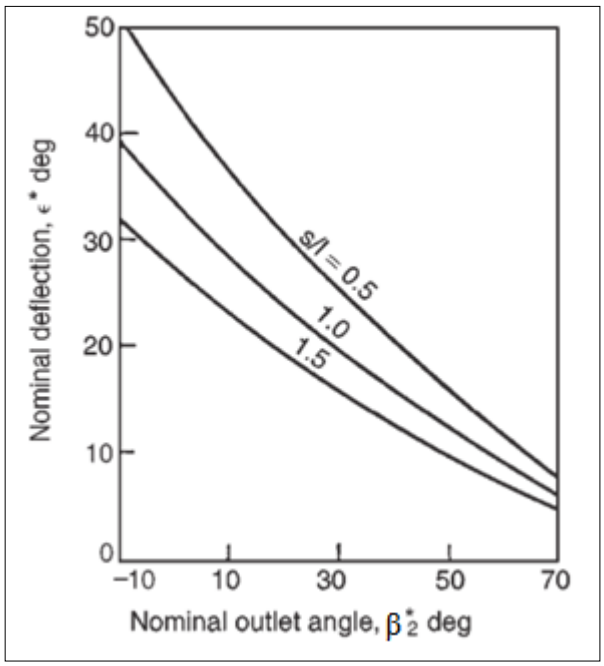
Burada $DF_{opt}$ $\sigma=\sigma_{opt}$ için hesaplanan optimum difüzyon faktörüdür. Bu korelasyon basınç kayıplarına dayanır ve süpersonik uçuşlarda s/c oranını hesaplamak için uygundur [Perrotti, 2013].

### 3.5.1.3. Howell Yöntemi

Howell (1945a-b), şekil 3.16'da gösterilen eğrileri tanımlayan bir bağıntı geliştirmiştir [Dixon, 2014]. Bu yöntem teğet-farkı (tangent-difference) kuralı olarak bilinir ve başlangıç tasarımı için kullanılır:

$$tan\beta_1^* - tan\beta_2^* = \frac{1{,}55}{1 + 1{,}5s/c} \tag{3.43}$$

Bu formül $0 \leq \beta_2^* \leq 40°$ aralığında yaklaşık sonuç vermektedir [Dixon, 2014].




Şekil 3.16: Çeşitli s/c oranları için nominal açısal sapmanın nominal çıkış açısı ile değişimi.

### 3.5.1.4. Zweifel Kriteri

Zweifel düşük Mach sayılarına sahip türbinler üzerine yapmış olduğu birçok kanat dizisi testinden optimum s/b oranını veren ampirik bir formül geliştirmiştir.

$$\frac{s}{b} = 0{,}4/[(cos\beta_2)^2(tan\beta_1 + tan\beta_2)] \tag{3.44}$$

Burada b eksenel veter uzunluğudur. Harlock (1966)'ya göre Zweifel kriteri optimum s/b oranını A&M datasına göre çıkış açısının 60°-70° arasında değerleri için isabetli bir şekilde hesaplayabilmektedir. Aungier (2003)'e göre diğer çıkış açıları için bu kriter daha az isabetli sonuçlar vermektedir [Dixon, 2014].

Bu yöntem geniş ölçüde türbin kanatları için kullanılsa da bazı tasarımcılar kompresör kanatları için de kullanmaktadır.

### 3.5.1.5. McKenzie Yöntemi

McKenzie (1988), verimi statik basınç artış katsayısı $C_{pi}$ ile ilişkilendiren difüzör performans benzeşimini kullanmıştır.

$$C_{pi} = 1 - \frac{V_2}{V_1} \tag{3.45}$$

$$s/c = 9(0{,}567 - C_{pi}) \tag{3.46}$$

Bu yöntem s/c oranının hesaplanmasında kullanılan en yaygın yöntemdir. Dip not olarak Nasa tarafından geliştirilen tasarım prosedüründe McKenzie yönteminin rotor için, Howell yönteminin de stator için uygulanması tavsiye edilmiştir [Farmakalides vd., 1994].

## 3.5.2. Ayrılma Açısının (Deviation Angle) Belirlenmesi

Kanat girişinde akışkanın açısı ile kanat açısı arasındaki fark tasarımcıya bağlıdır. Fakat kanat çıkışındaki açı farkı ayrılma açısı δ olarak tanımlanır ve profil kamburluğunun, profil şeklinin, s/c oranının ve oturma açısının ζ bir fonksiyonudur.

### 3.5.2.1. Howell Ayrılma Açısı Yöntemi

Howell nominal ayrılma $\delta^*$ ile veter uzunluğu ve s/c oranını ilişkilendirmiştir.

$$\delta^* = m\theta\left(\frac{s}{c}\right)^n \tag{3.47}$$

Burada kompresör kanatları için n=0,5 ve kompresör giriş kılavuz kanatçıkları için n=1'dir. m değeri kambur eğrisinin şekline bağlıdır. Kompresör kanatları için m:

$$m = 0{,}23\left(\frac{2a}{c}\right)^2 + \beta_2^*/500 \tag{3.48}$$

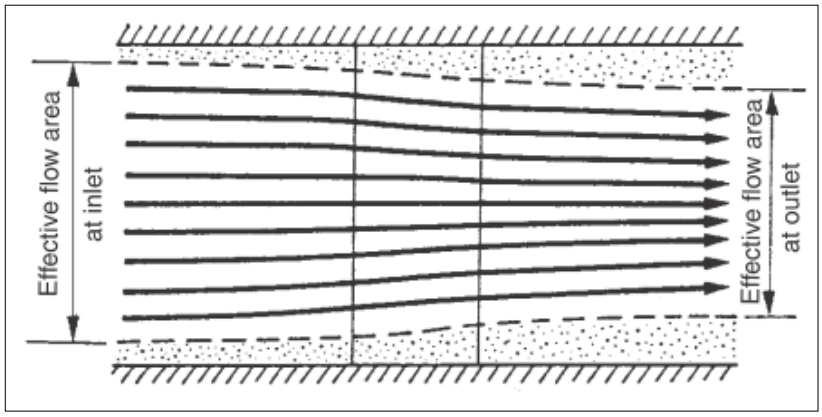
Burada a değeri, hücum kenarı ile maksimum kamburluğun arasındaki mesafedir. Türbin kanatları ve giriş kılavuz kanatçıkları için m=0,19'dur [Dixon, 2014].

Ayrıca oturma açısı ζ denklem (3.49)'dan hesaplanabilir [Mutto, 1996].

$$\zeta = \beta_1' - \theta/2 \tag{3.49}$$

### 3.5.2.2. McKenzie Ayrılma Açısı Yöntemi

McKenzie Howell (1945)'in denklem (3.47) ve denklem (3.48)'de belirtilen yönteminin üzerinde durmuştur ve n=0,5 için kanat dizisi testleri yapmıştır. Şekil 3.17'de gösterildiği gibi kompresör çeperindeki sınır tabakanın kalınlaşması etkin akış alanının daralmasına sebep olmaktadır. Bu daralma da normalden daha düşük statik basınç artışına ve ayrılma açısının artmasına sebep olmaktadır [Dixon, 2014].




Şekil 3.17: Sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı akış çizgilerindeki daralma.

McKenzie,cascade testlerinden ayrılma açısı için aşağıdaki bağıntıyı elde etmiştir:

$$\delta = (1{,}1 + 0{,}31\theta)\left(\frac{S}{C}\right)^{1/3} \tag{3.50}$$

$$tan\zeta = tan\beta_m - 0{,}213 \tag{3.51}$$

### 3.5.2.3. Lieblein Ayrılma Açısı Yöntemi

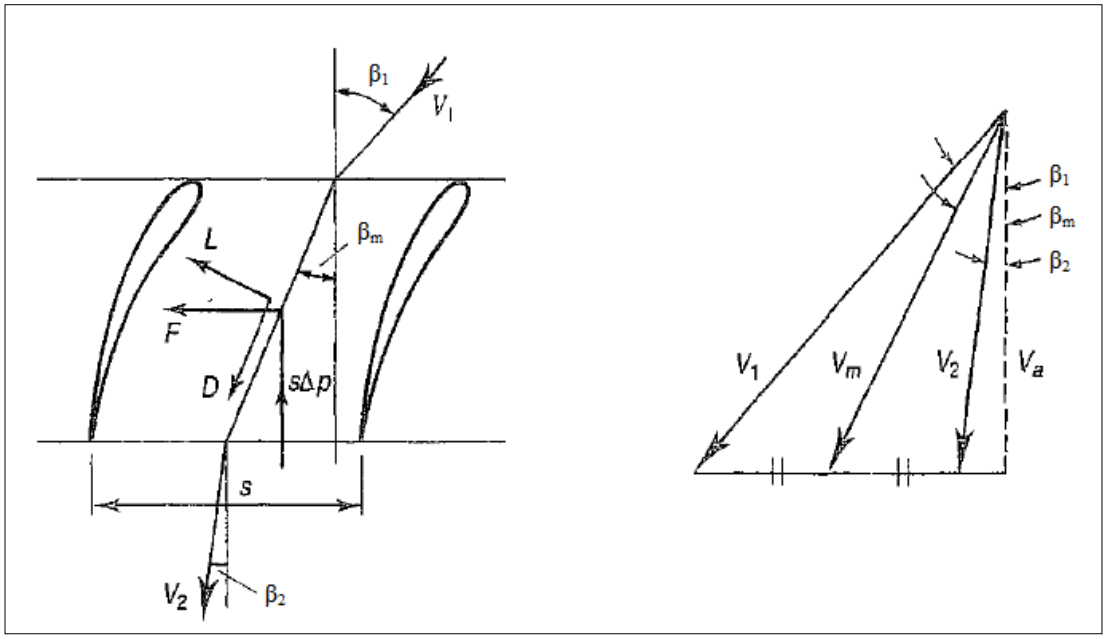
Lieblein (1960), NACA 65 serisi ve British C serisi üzerine çeşitli testler yaparak atak açısı ve ayrılma açısının hesaplanmasında kullanılan bir korelasyon geliştirmiştir. Ayrılma açısı, kanatların akışkana ne derece kılavuzluk edebildiğini belirtmektedir [Johnson, 1965].

$$\delta = \delta_{ref} + \left(i - i_{ref}\right)\left(\frac{d\delta}{di}\right)_{ref} \tag{3.52}$$

Burada $\delta_{ref}$ referans minimum kayıptaki ayrılma açısı, $\left(\frac{d\delta}{di}\right)_{ref}$ ayrılma açısının atak açısına göre değişimi ve $i_{ref}$ ise minimum kayıptaki atak açısıdır.

## 3.5.3. Taşıma ve Sürükleme Kuvvetlerinin Hesaplanması

Kademe tasarımı tamamlandıktan sonra sıra verimi hesaplamaktadır. Bu verim ifadesi kademedeki kanatların toplam sürükleme katsayısına bağlıdır ve verim, kanat dizisi testlerinden elde edilen basınç kayıpları ile hesaplanır. Kompresörün ana akım kısmında (meanline) ölçülen kayıp $\dot{w}$ değeri ile taşıma $C_L$ ve sürükleme $C_{DP}$ katsayıları hesaplanabilir.




Şekil 3.18: Kanatlarda etkili olan kuvvetler.

Şekil 3.18'de kanat dizisi testindeki kanat dizisine etki eden kuvvetler belirtilmiştir [Mutto, 1996]. Pasaj boyu statik basınç artışı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \left(P_{02} - \frac{1}{2}\rho V_2^2\right) - \left(P_{01} - \frac{1}{2}\rho V_1^2\right) \tag{3.53}$$

Denklem (3.48) kanat dizisi notasyonu ile yazılırsa:

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{1}{2}\rho(V_1^2 - V_2^2) - \grave{w} \\ &= \frac{1}{2}\rho V_a^2[(tan\beta_1)^2 - (tan\beta_2)^2] - \grave{w} \end{aligned} \tag{3.54}$$

Burada $V_a$ eksenel hız olarak verilmiştir ve kanat giriş çıkışında sabit olarak kabul edilmiştir. Birim uzunluk başına düşen eksenel kuvvet sΔP ifadesi ile belirtilmiştir ve momentumun değişiminden birim uzunluğa düşen kuvvet:

$$\begin{aligned} F &= s\rho V_a x\ kademe\ boyunca\ hızdaki\ değişim\ miktarı \\ &= s\rho V_a^2(tan\beta_1 - tan\beta_2) \end{aligned} \tag{3.55}$$

$C_L$ ve $C_{DP}$ katsayıları Şekil 3.18'de tanımlanan ortalama hız vektörü $V_m$ ile ifade edilmiştir:

$$V_m = V_a sec\beta_m \tag{3.56}$$

Burada $\beta_m$'i hesaplamak için $tan\beta_m = 0{,}5(tan\beta_1 + tan\beta_2)$ bağıntısı kullanılır.

Taşıma ve sürükleme kuvvetleri olan D ve L mean hız vektörüne diktir ve aşağıdaki gibi hesaplanır [Mutto, 1996]:

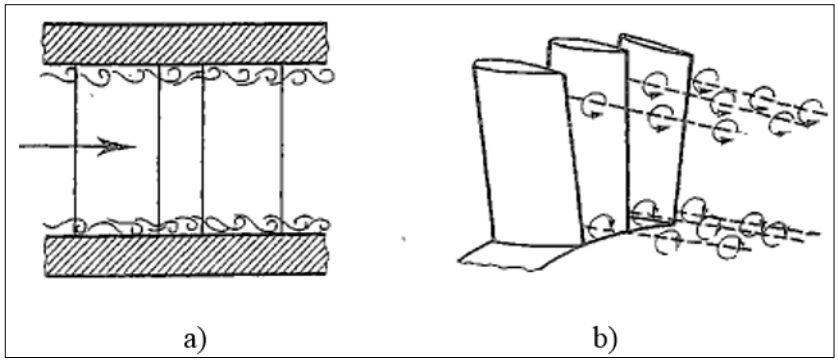
$$D = \frac{1}{2}\rho V_m^2 c C_{DP} = F sin\beta_m - s\Delta P cos\beta_m \tag{3.57}$$

$$C_{DP} = \frac{s}{c}\left(\frac{\dot{w}}{0{,}5\rho V_1^2}\right)\left(\frac{(cos\beta_m)^3}{(cos\beta_1)^2}\right) \tag{3.58}$$

$$L = \frac{1}{2}\rho V_m^2 c C_L = F cos\beta_m - s\Delta P sin\beta_m \tag{3.59}$$

$$C_L = 2s/c(tan\beta_1 - tan\beta_2)cos\beta_m \tag{3.60}$$

Bu katsayılar kullanılmadan önce iki ek faktörün hesaba katılması gerekmektedir. Bu faktörler kompresör çeperlerindeki sürtünmeden kaynaklı olan kayıplar ve ikincil kayıplar olarak da bilinen kanatların firar kenarlarında oluşan girdap etkileridir. 3 boyutlu akış etkileri şekil 3.19'da gösterilmiştir [Mutto, 1996]. Yapılan analizler sonucu ikincil kayıpların profil kayıpları ile aynı büyüklükte olduğu görülmüştür.




Şekil 3.19: a) Çeper etkileri, b) İkincil akış etkileri.

Tipik bir eksenel akışlı kompresörde ikincil kayıplardan dolayı oluşan ek sürükleme katsayısı denklem (3.61)'de verilen deneysel formül ile hesaplanabilir:

$$C_{DS} = 0{,}018C_L^2 \tag{3.61}$$

Çeper yüzeylerindeki sürükleme ise:

$$C_{DA} = 0{,}020\left(\frac{s}{h}\right) \tag{3.62}$$

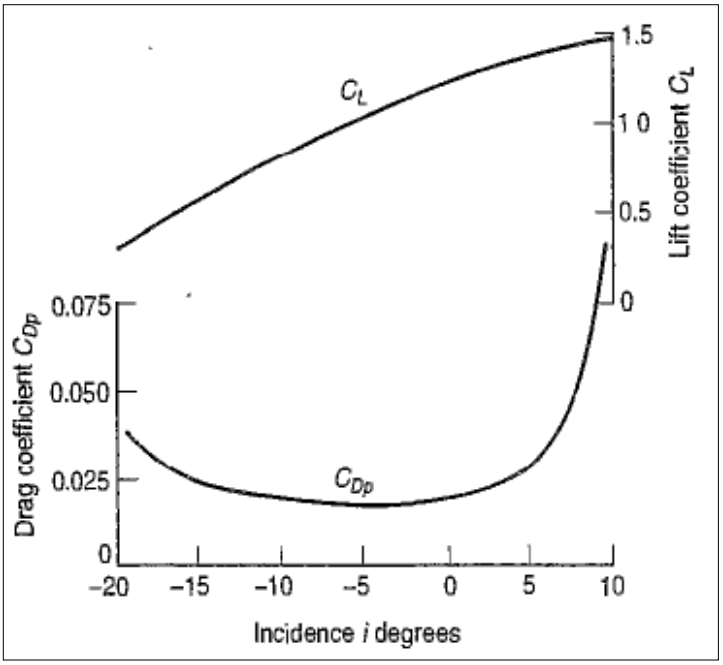
Burada s kanat aralığı ve h kanat boyudur. Böylece bu sürükleme katsayılarının toplamı toplam sürükleme katsayısını verir:

$$C_D = C_{DP} + C_{DA} + C_{DS} \tag{3.63}$$

Denklem (3.58)'de $C_{DP}$ yerine tüm akış etkilerini içeren $C_D$ yazılırsa:

$$C_D = \frac{s}{c}\left(\frac{\dot{w}}{0{,}5\rho V_1^2}\right)\left(\frac{(cos\beta_m)^3}{(cos\beta_1)^2}\right) \tag{3.64}$$

Şekil 3.20'den sıfır atak açısında $C_{DP}$=0,018 olarak alınırarak kayıp parametresi $\frac{\dot{w}}{0{,}5\rho V_1^2}$ hesaplanmış olur [Mutto, 1996].




Şekil 3.20: Sabit bir geometri için taşıma ve sürükleme katsayısı.

## 3.6. Adım Adım Hesaplama Süreci

Bu bölümde tezde eksenel akışlı kompresör hesabı için kullanılan bütün formüller ve adımlar açıklanacaktır. Önce tasarım girdilerinden başlayalım:

- Tasarım girdileri olarak debi, basınç oranı, eksenel hız $C_a$, ilk kademe rotoru kanat uç kısmı hızı $U_{1t}$, ilk kademenin giriş yarıçap oranları $r_r/r_t$ ve tahmin edilen politropik verim $\eta_p$ seçilmiştir. Ortam koşulları olarak toplam basınç $P_{01}$, toplam sıcaklık $T_{01}$ verilmiş ve bütün hesaplamalar ilk olarak ana akım için yapılmıştır.
- Giriş parametreleri belirlendikten sonra 1. kademe rotor tepe yarıçapı hesaplanır:

$$r_t = \frac{\dot{m}}{\pi \rho_1 C_a \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t}\right)^2\right]} \tag{3.65}$$

$r_t$'yi hesaplamak için ilk kademe rotor girişinde statik basınç $P_1$, statik sıcaklık $T_1$ ve yoğunluk $\rho_1$ hesaplanır. Zaten en başında $r_r/r_t$ oranını seçmiştik. Böylece giriş kısmında $r_r$ hesaplanabilir.

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_a^2}{2c_p} \tag{3.66}$$

$$P_1 = P_{01}\left[\frac{T_1}{T_{01}}\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \tag{3.67}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \tag{3.68}$$

- Şok açısından en kritik bölge olan ilk kademedeki rotor kanadının uç kısmında Mach sayısı hesaplanır. Ses üstü uçuş gözlemlendiğinde Mach sayısını düşürmek için ilk adımlardaki parametreler değiştirilir.

$$N = \frac{U_{1t}}{2\pi r_t} \tag{3.69}$$

$$V_{1t}^2 = U_{1t}^2 + C_a^2 \tag{3.70}$$

$$Ma_{1t} = \frac{V_{1t}}{\sqrt{\gamma R T_1}} \tag{3.71}$$

- Kompresör çıkışında toplam sıcaklık $T_{02}$, statik sıcaklık $T_2$, toplam basınç $P_{02}$, statik basınç $P_2$, yoğunluk $\rho_2$, alan $A_2$ ve kanat boyu $h_2$, tahmin edilen politropik verim $\eta_p$ kullanılarak hesaplanır:

$$T_{02} = T_{01}\left[\frac{P_{02}}{P_{01}}\right]^{(n-1)/n}, \frac{(n-1)}{n} = \frac{1}{\eta_p}\frac{(1{,}4-1)}{1{,}4} \tag{3.72}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_a^2}{2c_p} \tag{3.73}$$

$$P_2 = P_{02}\left[\frac{T_2}{T_{02}}\right]^{\gamma/(\gamma-1)}, \gamma = 1{,}4 \tag{3.74}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \tag{3.75}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_a} \tag{3.76}$$

$$r_m = \frac{r_r + r_t}{2} \quad \text{(ortalama yarıçap)} \tag{3.77}$$

$$h_2 = \frac{A_2}{2\pi r_m} \tag{3.78}$$

• Rotor-1 hava giriş açısı $\beta_1$, rotor-1 hava çıkış açısı $\beta_2$, rotor-1 giriş bağıl hızı $V_1$, rotor-1 çıkış bağıl hızı $V_2$, ortalama kademe toplam sıcaklık artışı $\Delta T_{0s}$ ve gerekli kademe sayısı hesaplanır:

$$U_m = 2\pi r_m N \tag{3.79}$$

$$tan\beta_1 = \frac{U_m}{C_a} \tag{3.80}$$

$$V_1 = \frac{C_a}{cos\beta_1} \tag{3.81}$$

$$de\ Haller = 0{,}72 \leq \frac{V_2}{V_1}\ ,\ cos\beta_2 = \frac{C_a}{V_2} \tag{3.82}$$

$$\Delta T_{0s} = \frac{\lambda U_m C_a (tan\beta_1 - tan\beta_1)}{c_p} = \frac{\lambda U_m (C_{w2} - C_{w1})}{c_p} \tag{3.83}$$

• Denklem (3.83) ile elde edilen sıcaklık artışı her kademe için eşittir. Fakat bu değeri, kompresör giriş-çıkışı arasındaki toplam sıcaklık artışını sabit tutmak koşulu ile her kademe için keyfi olarak değiştirirsek daha verimli kademeler elde etmek mümkündür. Deneyimlerden ilk kademedeki sıcaklık artışının, ortalama kademe sıcaklık artışından 2-3 derece düşük tutulmasıyla verimin arttığı

gözlemlenmiştir. Bu değer değiştirildikten sonra ilk kademe için $\beta_2$ ve $\alpha_2$ belirlenen yeni $\Delta T_{01}$ için tekrar hesaplanır ve De Haller kriteri kontrol edilir. Giriş kılavuz kanatçıkları olmadığı durumda $C_{w1}$ 0'dır.

$$C_{w2} = \frac{\Delta T_{01} c_p}{\lambda U_m} + C_{w1} \tag{3.84}$$

$$tan\beta_2 = \frac{U_m - C_{w2}}{C_a} \tag{3.85.a}$$

$$tan\alpha_2 = \frac{C_{w2}}{C_a} \tag{3.85.b}$$

$$de\ Haller = \frac{V_2}{V_1} = \frac{COS\beta_1}{COS\beta_2} \tag{3.86}$$

• 1. kademede toplam basınç oranı $\frac{P_{03}}{P_{01}}$, 1. kademe çıkışındaki toplam basınç $P_{03}$ ve toplam sıcaklık $T_{03}$ hesaplandıktan sonra 1. Kademedeki reaksiyon derecesi $\Lambda$ hesaplanır:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_s \Delta T_{0s}}{T_{01}}\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \tag{3.87}$$

Kısa bir not olarak: kompresörler için izantropik verim yaklaşık olarak politropik verime eşit alınabilmektedir.

$$P_{03} = P_{01} \frac{P_{03}}{P_{01}} \tag{3.88}$$

$$T_{03} = T_{01} + \Delta T_{01} \tag{3.89}$$

$$\Lambda = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U_m} \tag{3.90}$$

• İlk kademedeki için statik basınç $P_3$ denklem (3.74) kullanılarak hesaplandıktan sonra, yine ilk kademe için ideal gaz yasasından yoğunluk $\rho_3$, alan $A_3$, kök ve uç yarıçapları $r_r$ ve $r_t$ aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_3 C_a} \tag{3.91}$$

$$h_3 = \frac{A_3}{2\pi r_m} \tag{3.92}$$

$$r_t = r_m + h_3/2 \tag{3.93}$$

$$r_r = r_m - h_3/2 \tag{3.94}$$

• 2. kademe rotorunda hava açıları hesaplanır: hava giriş ve çıkış açıları $\beta_1$ ve $\beta_2$'yi hesaplamak için denklem (3.15) ve denklem (3.83) kullanılırken, giriş ve çıkışlardaki $\alpha_1$ ve $\alpha_2$'yi hesaplamak için denklem (3.2) ve (3.3) kullanılır.

• 2. kademe için $\Lambda$=0,7 civarı alınıp $\Delta T_{02}$ belirlendikten sonra, toplam basınç oranı $\frac{P_{03}}{P_{01}}$, kademe çıkışındaki toplam basınç $P_{03}$ ve toplam sıcaklık $T_{03}$ sırasıyla denklem (3.87), (3.88) ve (3.89) kullanılarak hesaplanır.

• Diğer kademeler için de yukarıda anlatılan bütün adımlar tekrarlanır ve gerekli parametreler hesaplanır.

• Bu adıma kadar ana akımda hava ve kanat açılarını hesapladık, fakat şimdi kanatların kök ve uç kısımlarındaki hava ve kanat açıları hesaplanacaktır. Bunun için öncelikle kanat kök hızı $U_{1r}$, kanat ortalama hızı $U_{1m}$, kanat uç hızı $U_{1t}$ denklem (3.69) kullanılarak hesaplanır ve bu değerler ile "Serbest Vorteks" denklemi (3.37) kullanılarak bütün kademe rotor ve statorları için kök kısmından uç kısmına kadar $\beta$ açıları hesaplanır:

$$tan\beta_{1r} = \frac{U_{1r}}{C_a} \tag{3.95.a}$$

$$tan\beta_{1m} = \frac{U_{1m}}{C_a} \tag{3.95.b}$$

$$tan\beta_{1t} = \frac{U_{1t}}{C_a} \tag{3.95.c}$$

$$C_{w2,root} = C_{w2,mean} r_m / r_r \tag{3.96.a}$$

$$C_{w2,tip} = C_{w2,mean} r_m / r_t \tag{3.96.b}$$

$$tan\alpha_{2r} = \frac{C_{w2,root}}{C_a} \tag{3.97.a}$$

$$tan\alpha_{2m} = \frac{C_{w2,mean}}{C_a} \tag{3.97.b}$$

$$tan\alpha_{2t} = \frac{C_{w2,tip}}{C_a} \tag{3.97.c}$$

Aynı yöntemler kullanılarak tüm kademelerdeki $\alpha_{1r}$ ve $\alpha_{1t}$'ler hesaplanabilir.

- Kanat sayısı n, veter uzunluğu c, kanat aralığı s değerlerini hesaplamak için ilk olarak h/c oranı 3 civarında seçilir. Daha önceden kanat boyu h'ı tüm kademeler için hesapladığımız için rotor ve statorlar için veter uzunluğu c hesaplanır. İkinci aşama s/c oranının Bölüm 3.5.1'de anlatılan yöntemlere göre belirlenmesidir. Uygun bir s/c oranı belirlendikten sonra kanat sayısı hesaplanır.

$$n = \frac{2\pi r_m}{s} \tag{3.98}$$

Denklem (3.9)'dan difüzyon faktörü hesaplanır ve kontrol edilir. Aşırı kayıplardan kaçınmak için bu değerin yaklaşık olarak 0,5'i geçmemesi istenmektedir.

- Ayrılma açısı δ, kanat kambur açısı θ ve oturma açısı ζ Bölüm 3.5.2'de anlatılan yöntemlerle hesaplanır.
- Taşıma ve sürükleme kuvvetleri, boyutsuz basınç düşüşü, boyutsuz teorik basınç düşüşü ile rotor ve stator verimleri Bölüm 3.5.3 ve 3.2.7'de anlatıldığı gibi hesaplanır.
- Ve son olarak da kompresör izantropik verimi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_{s,overall} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \tag{3.99}$$

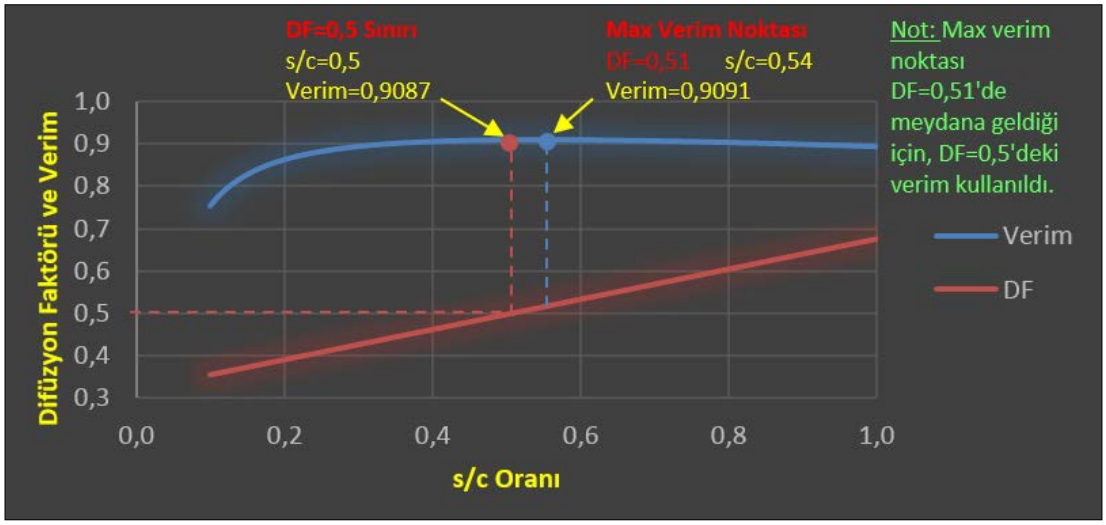
# 4. SONUÇLAR VE YORUMLAR

## 4.1. AxiCalc ile s/c Optimizasyonu

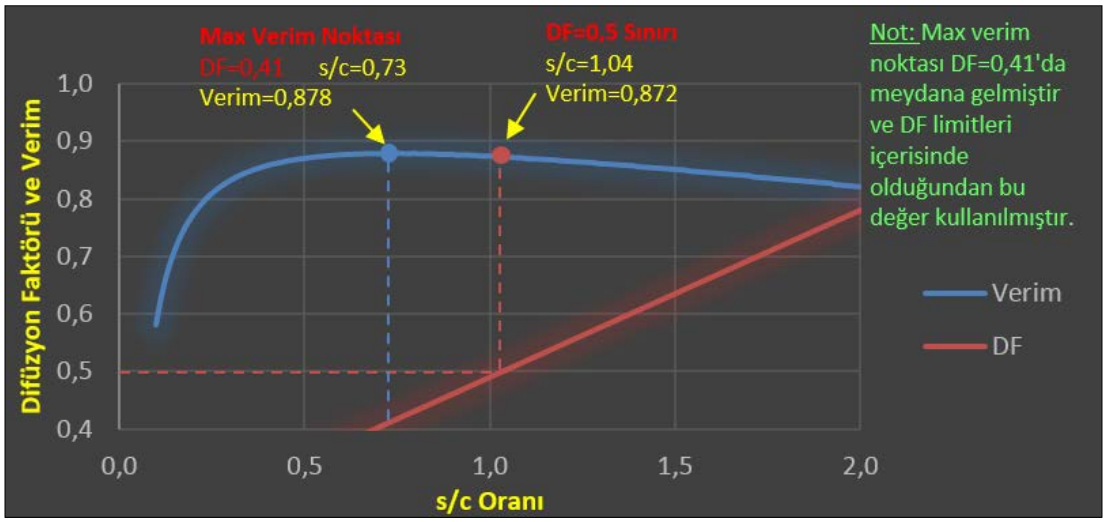
Normal şartlarda s/c oranı bölüm 3.5.1'de anlatılan diğer ampirik yöntemlerle optimize edilebilir. Fakat bu yöntemler belirli aralık ve şartlarda geçerli olduğundan her kompresör tasarımı için mantıklı veya hassas sonuçlar vermeyebilir. Daha önce kompresör kanatlarında yüksek kayıplar oluşmaması için Difüzyon Faktörü'nün yaklaşık 0,45'i geçmemesi gerektiğinden bahsetmiştik. Difüzyon Faktörü ve verim temelde s/c'nin fonksiyonu olduğundan, bazı s/c değerleri için hesaplanan en yüksek verim değeri Difüzyon Faktörü'nün 0,45'den yüksek değerlerinde elde edilebilir fakat fiziksel olarak gerçekte Difüzyon Faktörü limitini aştığımız için daha düşük bir verimle karşılaşabiliriz. İşte bu durumu önlemek maksadı ile Difüzyon Faktörü'nü bir limit olarak alıp basit bir optimizasyon yapmak gereklidir.

Bu tezde s/c oranı Difüzyon Faktörü'ne dayalı olarak optimize edilmiştir ve bu maksatla AxiCalc programında ilgili kodlar yazılmıştır. Bu kodlar öncelikle bütün kademelerdeki rotor ve stator kanatlarında kök, orta ve uç kısımları için s/c'yi 0'dan başlatıp 5'e kadar her seferinde 0,01 arttırarak verimi hesaplar ve kaydeder. Daha sonra hesaplanan verim değerleri arasındaki en yüksek verim değeri için Difüzyon Faktörü'nün 0,5'i geçip geçmediğini algılar. Eğer en yüksek verim için Difüzyon Faktörü 0,5'i geçiyorsa, Difüzyon Faktörü 0,5'e en yakın olan değerdeki s/c ve verim değerini kullanır ve bu şekilde Difüzyon Faktörü sınırlaması yapılır. Eğer en yüksek verim değerine karşılık gelen Difüzyon Faktörü 0,5'den küçük ise, bu verim değerine karşılık gelen Difüzyon Faktörü ve s/c oranını kullanır. Sınırları zorlamak için şimdilik Difüzyon Faktörü limitini 0,5 seçtik, fakat programda bu limit değeri istenildiği gibi değiştirilebilir.

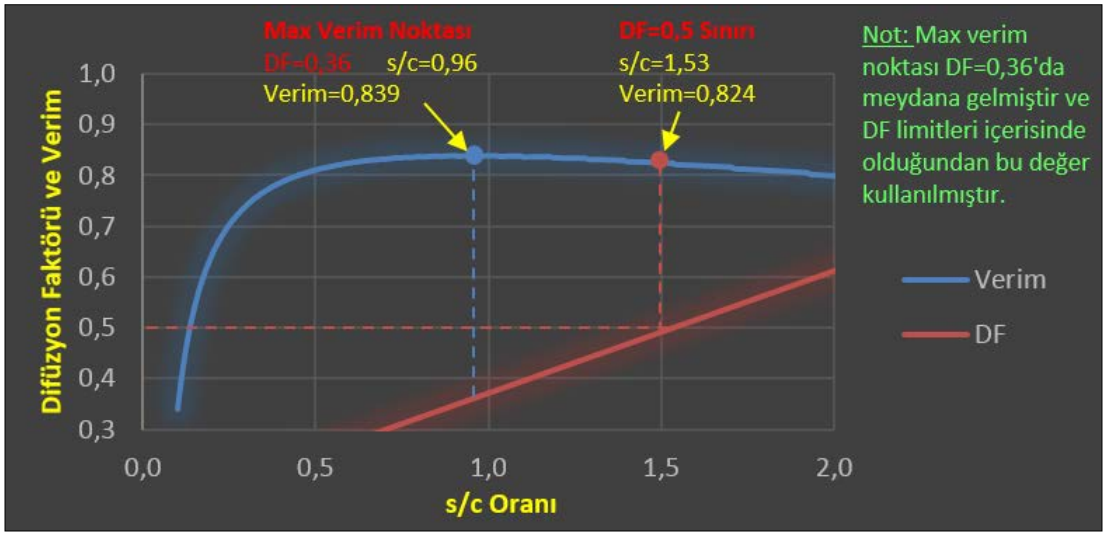
Şekil 4.1–şekil 4.3'de ilk kademedeki stator kanatlarında kök, orta ve uç kısımlar için s/c oranına bağlı hesaplanan Verim-Difüzyon Faktörü grafikleri verilmiştir.




Şekil 4.1: 1. kademe stator kök kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.




Şekil 4.2: 1. kademe stator orta hat kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.




Şekil 4.3: 1. kademe stator uç kısmı kanat verimi ve difüzyon faktörü grafiği.

Şekil 4.4'de yukarıdaki grafiklere ait optimizasyon sonuçları mevcuttur.

| | STAGE 1 | | | STAGE 2 | | | STAGE 3 | | | STAGE 4 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Root | Mean | Tip | Root | Mean | Tip | Root | Mean | Tip | Root | Mean | Tip | Root |
| S/C Ratio | 0,5 | 0,73 | 0,96 | 0,46 | 0,67 | 0,82 | | | | | | | |
| Efficiency | 0,9087927 | 0,8787645 | 0,8396871 | 0,9081669 | 0,8849984 | 0,8554195 | | | | | | | |
| DF | 0,4984048 | 0,4114674 | 0,3634624 | 0,4989343 | 0,4377052 | 0,3843615 | | | | | | | |

CALCULATE

Get Optimum S/C Ratios

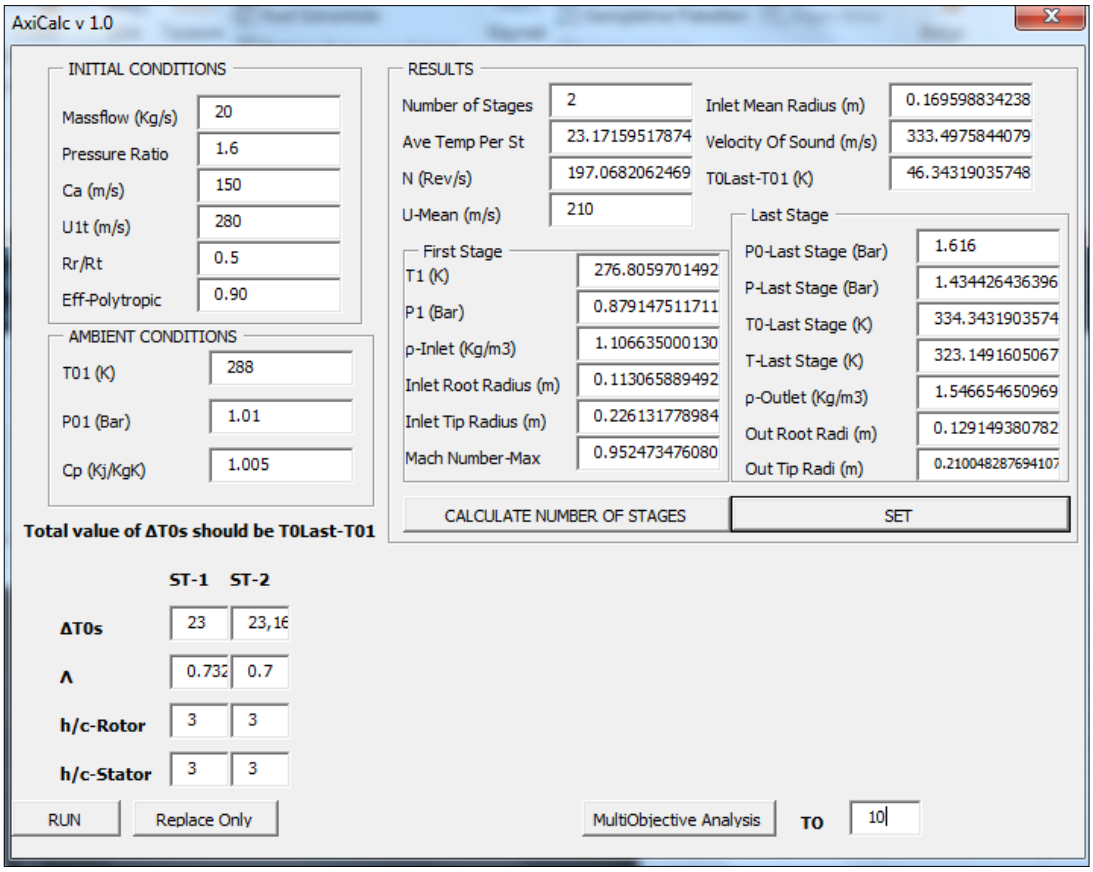
| | STAGE-1 STATOR | | | | | | STAGE-2 STATOR | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| S/C Ratio | Eff-Mean | DF-Mean | Eff-Root | DF-Root | Eff-Tip | DF-Tip | Eff-Mean | DF-Mean | Eff-Root | DF-Root | Eff-Tip | DF-Tip |
| Max Points | 0,87876 | 1,53610 | 0,90917 | 1,95879 | 0,83969 | 1,24030 | 0,88500 | 1,68121 | 0,90878 | 2,03282 | 0,85542 | 1,41325 |
| 0,10 | 0,58246 | 0,22839 | 0,75484 | 0,35593 | 0,34141 | 0,15630 | 0,63995 | 0,25735 | 0,76536 | 0,36555 | 0,47306 | 0,18838 |
| 0,11 | 0,61770 | 0,23129 | 0,77509 | 0,35949 | 0,39726 | 0,15871 | 0,67009 | 0,26051 | 0,78458 | 0,36926 | 0,51753 | 0,19111 |
| 0,12 | 0,64703 | 0,23420 | 0,79186 | 0,36305 | 0,44383 | 0,16111 | 0,69504 | 0,26368 | 0,80043 | 0,37296 | 0,55437 | 0,19383 |
| 0,13 | 0,67165 | 0,23711 | 0,80590 | 0,36661 | 0,48299 | 0,16352 | 0,71601 | 0,26684 | 0,81371 | 0,37667 | 0,58540 | 0,19655 |
| 0,14 | 0,69260 | 0,24001 | 0,81780 | 0,37018 | 0,51633 | 0,16593 | 0,73390 | 0,27001 | 0,82499 | 0,38037 | 0,61193 | 0,19927 |
| 0,15 | 0,71076 | 0,24292 | 0,82806 | 0,37374 | 0,54534 | 0,16834 | 0,74937 | 0,27317 | 0,83469 | 0,38408 | 0,63494 | 0,20199 |
| 0,16 | 0,72659 | 0,24582 | 0,83694 | 0,37730 | 0,57069 | 0,17075 | 0,76270 | 0,27633 | 0,84302 | 0,38778 | 0,65480 | 0,20471 |
| 0,17 | 0,74036 | 0,24873 | 0,84465 | 0,38086 | 0,59276 | 0,17316 | 0,77438 | 0,27950 | 0,85028 | 0,39149 | 0,67224 | 0,20744 |
| 0,18 | 0,75257 | 0,25164 | 0,85143 | 0,38442 | 0,61241 | 0,17557 | 0,78470 | 0,28266 | 0,85665 | 0,39519 | 0,68770 | 0,21016 |
| 0,19 | 0,76333 | 0,25454 | 0,85738 | 0,38799 | 0,62972 | 0,17798 | 0,79389 | 0,28583 | 0,86229 | 0,39890 | 0,70154 | 0,21288 |
| 0,20 | 0,77303 | 0,25745 | 0,86269 | 0,39155 | 0,64541 | 0,18039 | 0,80203 | 0,28899 | 0,86724 | 0,40260 | 0,71381 | 0,21560 |

Şekil 4.4: Stator kanatları için s/c optimizasyon sonuçları.

## 4.2. AxiCalc Sonuçları ve CAD Modeli Oluşturma

Bu tezde AxiCalc programında örnek olarak iki kademeli eksenel akışlı bir kompresör için hesaplama yapılmıştır. Giriş parametreleri olarak Şekil 4.5'de gösterildiği gibi debi, basınç oranı, eksenel hız $C_a$, ilk kademe rotor uç kısmı kanat hızı $U_{1t}$, kompresör giriş kesiti yarıçap oranları $r_r/r_t$ ve tahmini politropik verim $\eta_p$ seçilmiştir. Ortam parametreleri olarak toplam basınç $P_{01}$ ve toplam sıcaklık $T_{01}$ girilmiştir. Bu parametreler programa girildikten sonra program çalıştırılır ve tablo 4.1'de gösterildiği gibi bütün kademe rotor ve statorlarındaki havanın termodinamik

özellikleri, kanat özellikleri, kompresör boyut özellikleri ve izantropik verim otomatik olarak hesaplanır. Başlangıç tasarımı olarak hücum açısı sıfır kabul edilmiştir ve uç açıklığı etkileri ihmal edilmiştir.




Şekil 4.5: AxiCalc arayüzü ve ön hesap sonuçları.

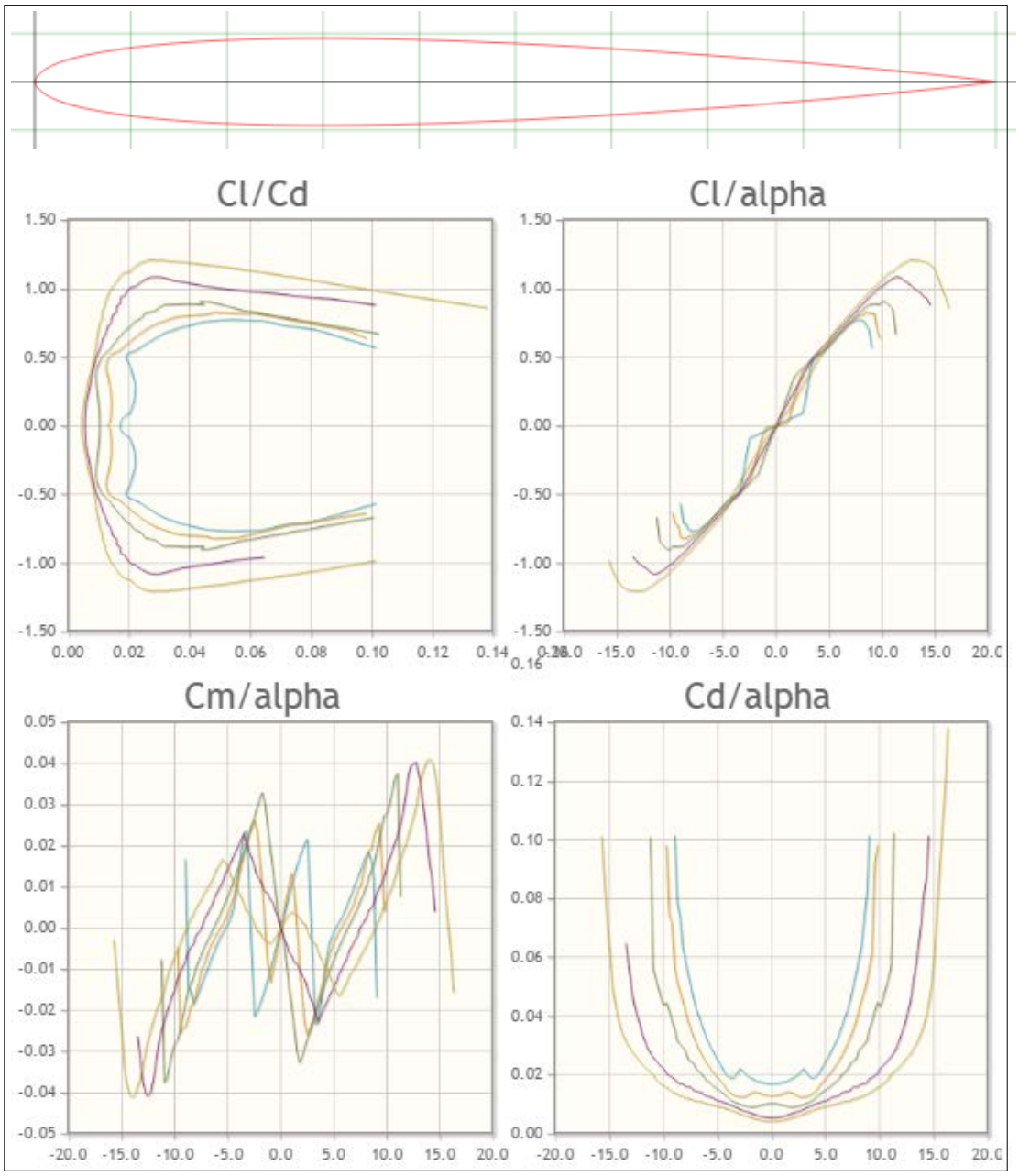
Tablo 4.1: İki kademeli eksenel akışlı kompresör için AxiCalc sonuçları.

| | STAGE-1 | | | STAGE-2 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Root | Mean | Tip | Root | Mean | Tip |
| α1° | 0 | 0 | 0 | 1,81 | 1,3 | 1,02 |
| α2° | 47,21 | 36,83 | 29,81 | 47,82 | 39,26 | 32,98 |
| β1° | 43,03 | 54,46 | 61,82 | 44,31 | 54,02 | 60,6 |
| β2° | -6,26 | 33,07 | 51,49 | -3,81 | 30,23 | 48,09 |
| Deflection° | 49,28 | 21,39 | 10,34 | 48,12 | 23,79 | 12,51 |
| Λ | 0,44 | 0,73 | 0,84 | 0,45 | 0,7 | 0,81 |
| λ | | 0,98 | | | 0,93 | |
| ΔT0s (°K) | | 23 | | | 23,16 | |
| deHaller | | 0,69 | | | 0,68 | |
| P03/P01 | | 1,28 | | | 1,26 | |
| P01,02,03 (Bar) | 1,01 | 1,29 | 1,29 | 1,29 | 1,62 | 1,62 |
| P1,2,3 (Bar) | 0,88 | 1,05 | 1,13 | 1,13 | 1,33 | 1,43 |
| T01,02,03 (°K) | 288 | 311 | 311 | 311 | 334,2 | 334,2 |
| T1,2,3 (°K) | 276,8 | 293,7 | 299,8 | 299,8 | 316 | 323 |
| ρ1,2,3 (kg/m3) | 1,11 | 1,25 | 1,32 | 1,32 | 1,47 | 1,55 |
| Area (m2) | 0,12 | 0,11 | 0,1 | 0,1 | 0,09 | 0,09 |
| r-rotor inlet (m) | 0,11 | 0,17 | 0,23 | 0,12 | 0,17 | 0,22 |
| r-rotor outlet (m) | 0,12 | 0,17 | 0,22 | 0,13 | 0,17 | 0,21 |
| r-stator outlet (m) | 0,12 | 0,17 | 0,22 | 0,13 | 0,17 | 0,21 |
| V1 | 205,2 | 258,1 | 317,7 | 209,6 | 255,3 | 305,5 |
| V2 | 150,9 | 179 | 240,9 | 150,3 | 173,6 | 224,6 |
| U-Rotor Inlet | 140 | 210 | 280 | 151,2 | 210 | 268,9 |
| U-Rotor Outlet | 145,6 | 210 | 274,4 | 155,5 | 210 | 264,5 |
| Cw1 | 0 | 0 | 0 | 4,73 | 3,41 | 2,66 |
| Cw2 | 162 | 112,3 | 85,95 | 165,5 | 122,6 | 97,35 |
| C1 | 150 | 150 | 150 | 150,1 | 150 | 150 |
| C2 | 220,8 | 187,4 | 172,9 | 223,4 | 193,7 | 178,8 |
| s/c Rotor | 0,53 | 0,88 | 1,66 | 0,53 | 0,77 | 1,34 |
| h/c Rotor | 2,68 | 3,08 | 4,45 | 2,87 | 3,09 | 4,27 |
| s - Pitch Rotor (m) | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,02 | 0,02 | 0,03 |
| c - Chord Rotor (m) | 0,04 | 0,04 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,02 |
| n - Number of Bl Rotor | 33 | 33 | 33 | 45 | 45 | 45 |
| δ - Deviation Angle Rotor° | 9,27 | 8,23 | 7,77 | 9,3 | 8,14 | 7,59 |
| δ - Katsayı Rotor° | 0,16 | 0,28 | 0,43 | 0,16 | 0,26 | 0,38 |
| θ - Camber Angle Rotor° | 58,55 | 29,62 | 18,1 | 57,42 | 31,93 | 20,1 |
| ζ - Stagger Angle Rotor° | 13,75 | 39,65 | 52,77 | 15,6 | 38,06 | 50,55 |
| DF - Diffusion Factor Rotor | 0,47 | 0,5 | 0,47 | 0,49 | 0,5 | 0,47 |
| CL-Lift Coff Rotor | 1,02 | 0,92 | 1,09 | 1,01 | 0,87 | 1,01 |

Tablo 4.1: Devam.

| | STAGE-1 | | | STAGE-2 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Root | Mean | Tip | Root | Mean | Tip |
| βm-Mean Angle Rotor° | 22,38 | 45,72 | 57,37 | 24,45 | 44,42 | 55,3 |
| β2' Rotor° | -15,5 | 24,85 | 43,72 | -13,1 | 22,09 | 40,5 |
| Camber Radius -Rotor (m) | 0,04 | 0,07 | 0,08 | 0,03 | 0,06 | 0,06 |
| Cds Rotor | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,01 | 0,02 |
| Cda Rotor | 0 | 0,01 | 0,01 | 0 | 0,01 | 0,01 |
| CD-Drag Coeff Rotor | 0,04 | 0,04 | 0,05 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| ϖ/(0,5ρV^2) Rotor | 0,05 | 0,04 | 0,04 | 0,05 | 0,05 | 0,04 |
| ΔPth/(0,5ρV^2) Rotor | 0,46 | 0,52 | 0,43 | 0,49 | 0,54 | 0,46 |
| s/c Stator | 0,5 | 0,73 | 0,96 | 0,46 | 0,67 | 0,82 |
| h/c Stator | 2,99 | 3,14 | 3,22 | 2,79 | 3,1 | 3,06 |
| h - Blade Height Stator (m) | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,09 | 0,09 | 0,09 |
| s - Pitch Stator (m) | 0,02 | 0,02 | 0,03 | 0,01 | 0,02 | 0,02 |
| c - Chord Stator (m) | 0,04 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,03 |
| n - Number of Bl Stator | 44 | 44 | 44 | 56 | 56 | 56 |
| δ - Deviation Angle Stator° | 8,98 | 8,81 | 8,47 | 8,84 | 9,11 | 8,68 |
| δ - Katsayı Stator° | 0,17 | 0,2 | 0,23 | 0,16 | 0,19 | 0,21 |
| θ - Camber Angle Stator° | 54,38 | 44,34 | 37,27 | 56,66 | 48,36 | 41,66 |
| ζ - Stagger Angle Stator° | 20,02 | 14,66 | 11,18 | 19,49 | 15,08 | 12,15 |
| DF - Diffusion Factor Stator | 0,5 | 0,41 | 0,36 | 0,5 | 0,44 | 0,38 |
| CL-Lift Coff Stator | 0,92 | 0,99 | 1,02 | 0,89 | 1,01 | 1,01 |
| αm-Mean Angle Stator° | 29,07 | 21,09 | 16,46 | 28,89 | 22,23 | 17,98 |
| α2' Stator° | -7,18 | -7,51 | -7,46 | -8,84 | -9,11 | -8,68 |
| Camber Radius -Stator (m) | 0,04 | 0,04 | 0,05 | 0,03 | 0,04 | 0,04 |
| Cds Stator | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,01 | 0,02 | 0,02 |
| Cda Stator | 0 | 0,01 | 0,01 | 0 | 0 | 0,01 |
| CD-Drag Coeff Stator | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |
| ϖ/(0,5ρV^2) Stator | 0,05 | 0,04 | 0,04 | 0,05 | 0,05 | 0,04 |
| ΔPth/(0,5ρV^2) Stator | 0,54 | 0,36 | 0,25 | 0,55 | 0,4 | 0,3 |
| η-Stator Blade | 0,91 | 0,88 | 0,85 | 0,91 | 0,89 | 0,86 |
| η-Rotor Blade | 0,89 | 0,92 | 0,91 | 0,9 | 0,92 | 0,91 |
| η-Stage | | 0,91 | | | 0,91 | |
| P03/P01 Real | | 1,28 | | | 1,26 | |
| Pressure Coeff - Rotor | | 0,47 | | | 0,46 | |
| Temperature Coeff | | 0,52 | | | 0,53 | |
| β1' Rotor° | 43,03 | 54,46 | 61,82 | 44,31 | 54,02 | 60,6 |
| α1' Stator° | 47,21 | 36,83 | 29,81 | 47,82 | 39,26 | 32,98 |
| Incidence Rotor° | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Incidence Stator° | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

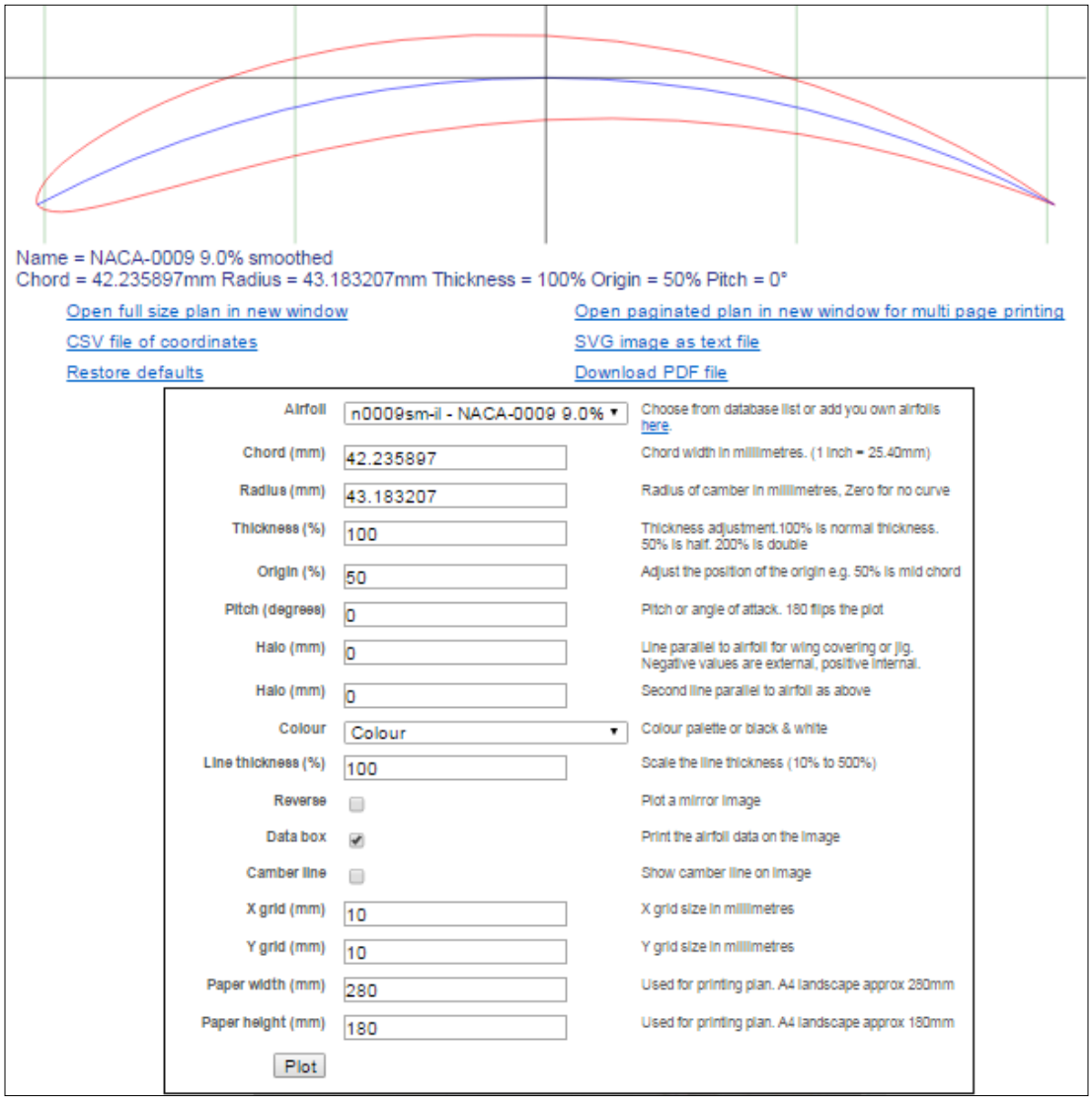
Sonuçlar elde edildikten sonra tablo 4.1'deki geometrik ölçülere göre iki kademeli eksenel kompresör NX 9.0 CAD programı ile üç boyutlu olarak modellenmiştir. Şekil 4.6'da gösterildiği gibi kanat profili olarak NACA-0009 9.0% smoothed kullanılmıştır.



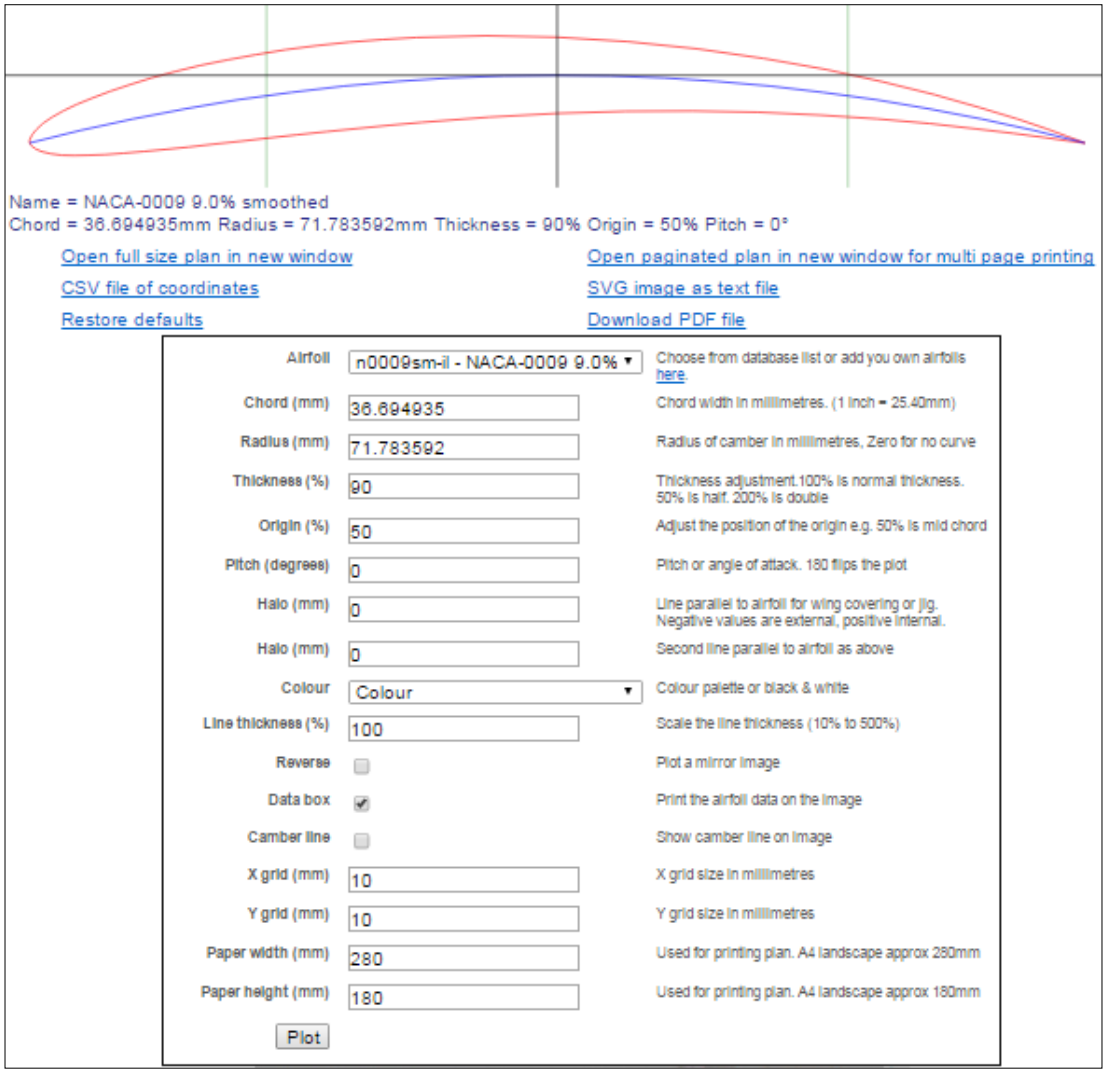

Şekil 4.6: NACA-0009 9.0% smoothed kanat profil özellikleri.

Bu kanat profilini elde etmek için tablo 4.1'de elde edilen veter uzunluğu ve kamburluk yarıçapına ihtiyaç vardır. Bu değerler kullanılarak bütün kanat geometrileri bir kanat çizici program ile hesaplanmıştır. Yüzde profil kalınlıkları kök kısmından uç

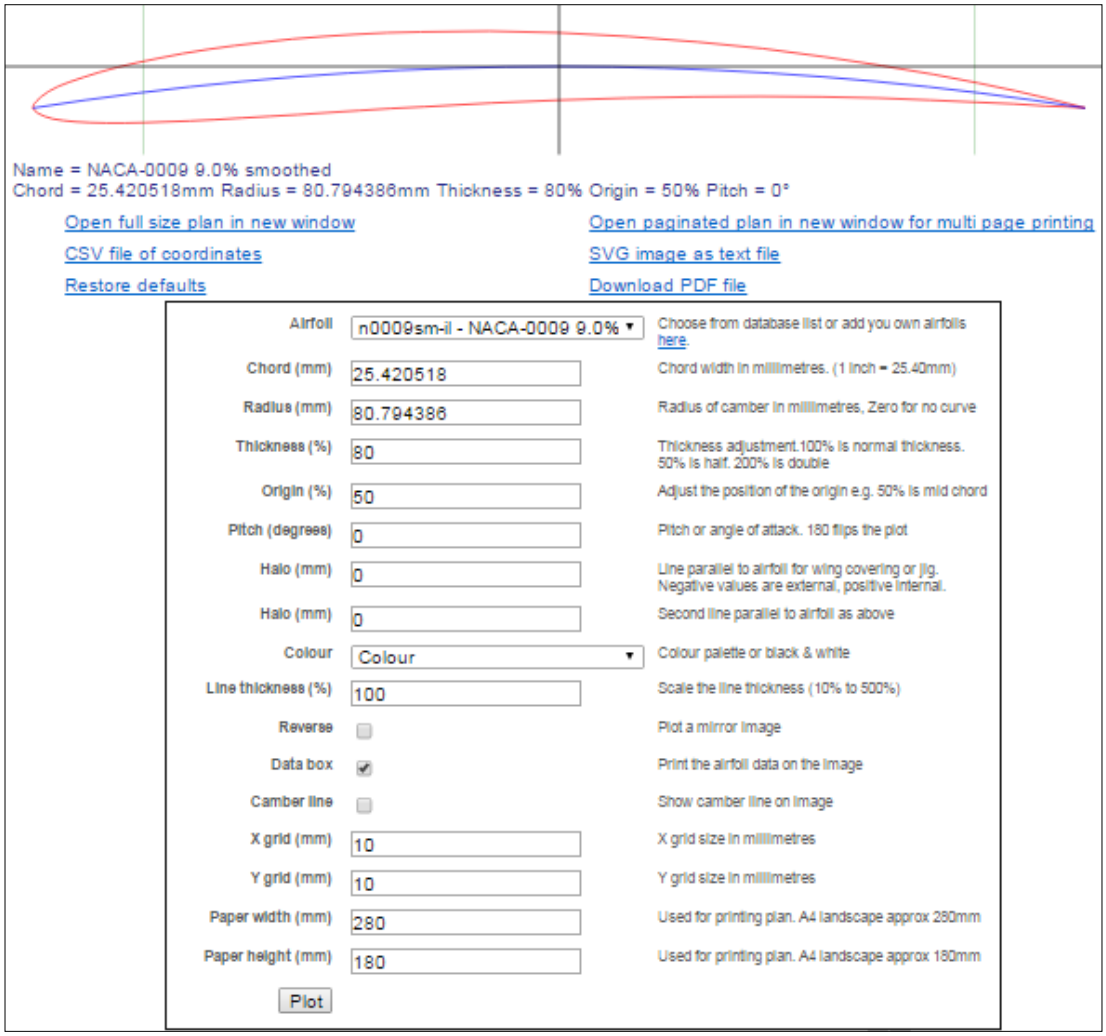
kısma kadar kademeli olarak toplamda %20 düşürülmüştür. Şekil 4.7 - şekil 4.9'da birinci kademe rotor kök, orta ve uç kısımlarındaki kanat profilleri gösterilmiştir.




Şekil 4.7: Birinci kademe rotor kök kısmında NACA-0009 9.0% smoothed kanat profili.

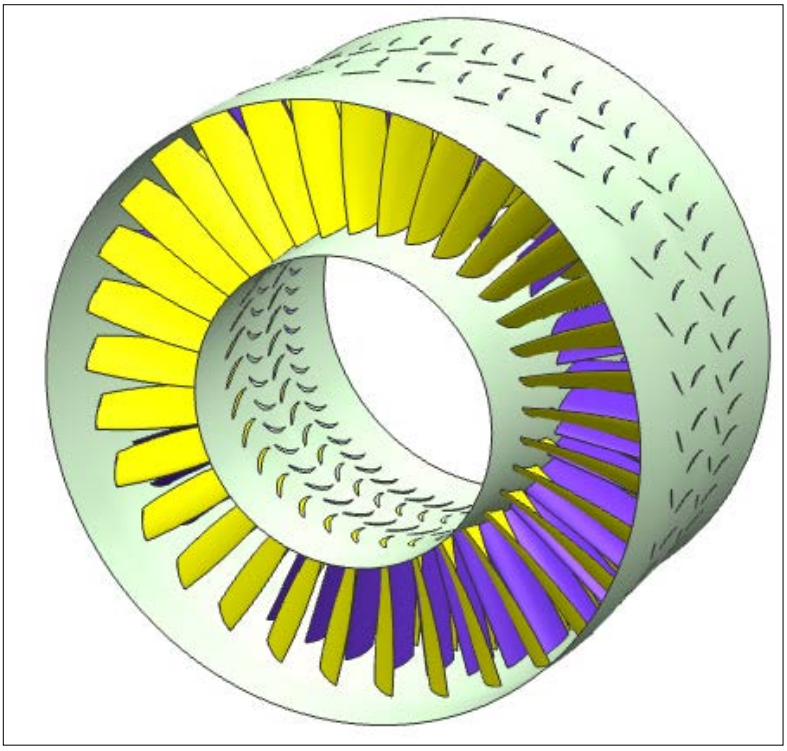



Şekil 4.8: Birinci kademe rotor orta kısmında NACA-0009 9.0% smoothed kanat profili.

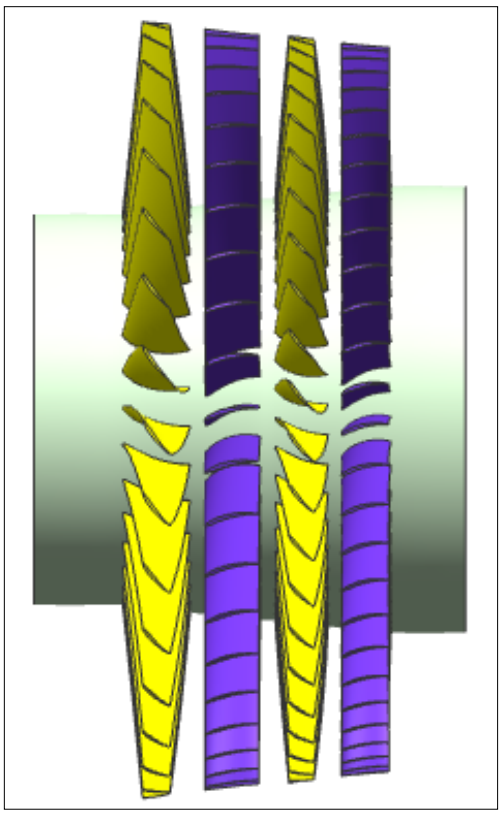



Şekil 4.9: Birinci kademe rotor uç kısmında NACA-0009 9.0% smoothed kanat profili.

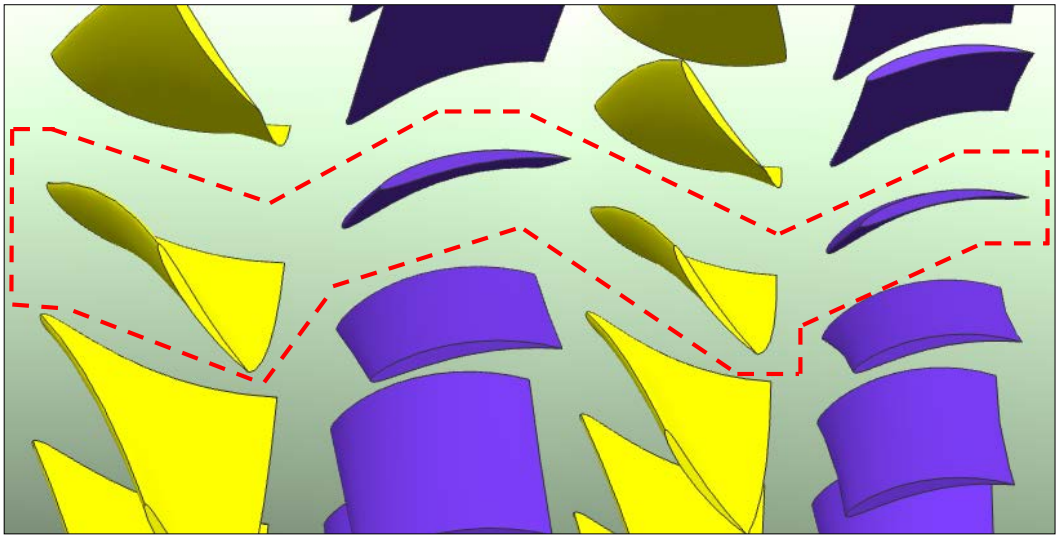
Şekil 4.10-şekil 4.12 de gösterildiği gibi bütün kanat profilleri çizdirildikten sonra kompresör üç boyutlu olarak modellenmiştir.



Şekil 4.10: İki kademeli eksenel akışlı kompresörün üç boyutlu modeli, izometrik görünüş.



Şekil 4.11: İki kademeli eksenel akışlı kompresörün üç boyutlu modeli, yan görünüş.

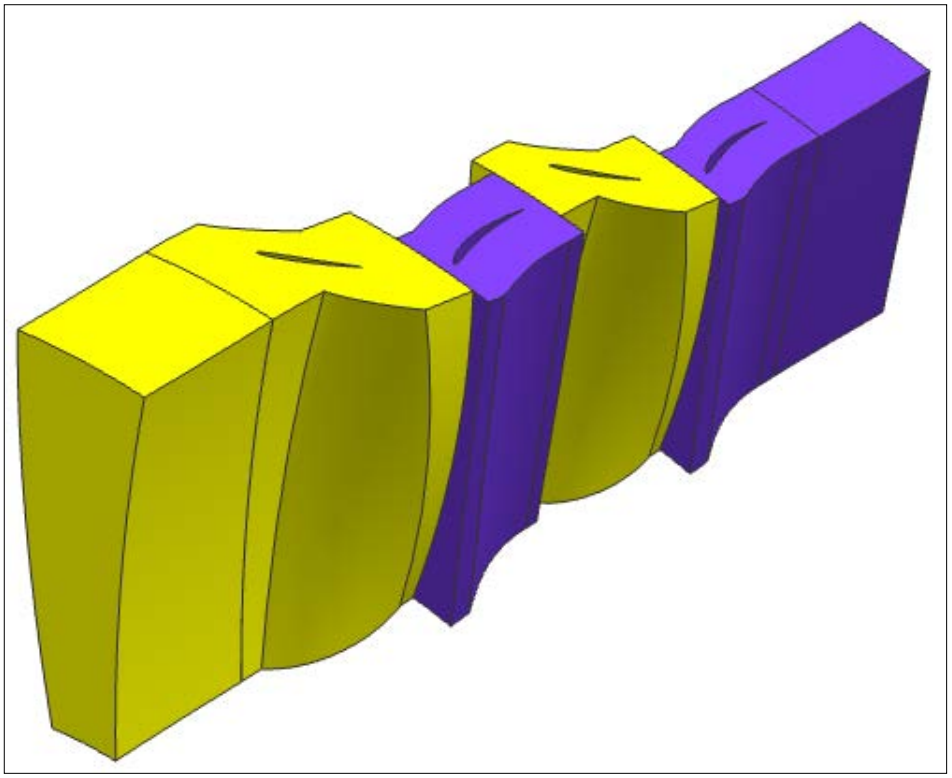


Şekil 4.12: İki kanat arası kompresör boyu ilerleyen pasaj.

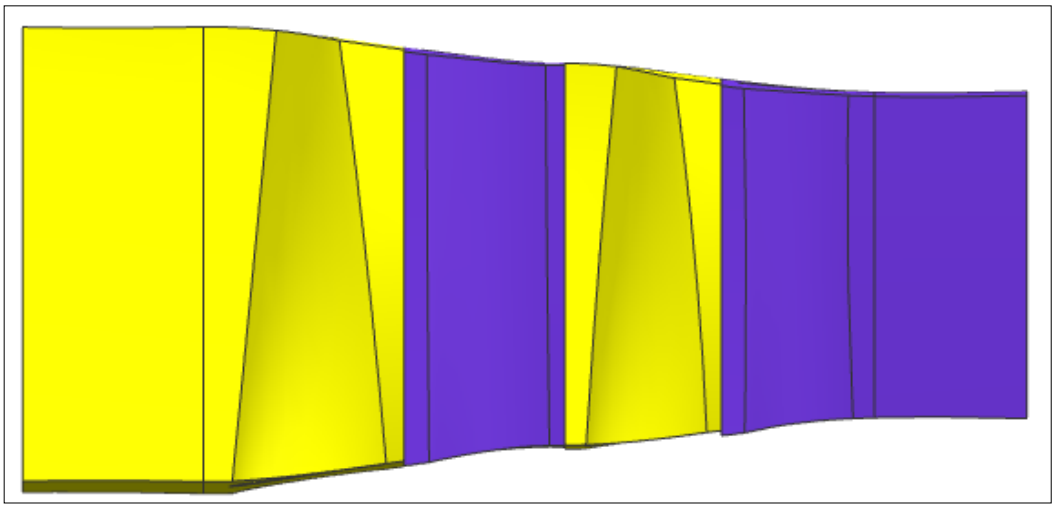
## 4.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi

İki kademeli kompresör tasarlandıktan sonra akış hacmi oluşturulmuştur. Bütün kompresörü sonlu hacimlere bölerek kurulan çözüm ağını kullanarak analiz yapmak uzun zaman aldığından, şekil 4.12-şekil 4.14'de gösterildiği gibi kompresör boyunca iki kanat arası pasajdaki hava akış hacmi çözüm bölgesi olarak alınmıştır. Bu sayede çevresel yönde periyodik sınır şartı verilerek sonlu hacimlerin sayısı önemli ölçüde azaltılarak, tüm kompresör analiz edilmiş gibi sonuç alınabilmektedir.

Bir iş istasyonunda, Ansys CFX 15.0 çözücüyle kompresör akış analizleri yapılmıştır. Benzeşimlerde çözüm bölgesi üç boyutlu dörtyüzlü (tetrahedral) sonlu hacimlere bölünmüştür. Rotor ve stator kanatları ve kompresör çeperi yüzeylerinde üçgen prizmalarla sınır tabaka çözüm ağı kurulmuştur. Kompresör analizlerinde Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli yüzeyden ayrılmış akışlar için daha gerçekçi sonuç vermektedir; fakat küçük katmanlı, daha yüksek sayıda sonlu hacim gerektirdiğinden, kısıtlı sayıda çekirdeğe sahip bilgisayar kaynaklarımız için uygun değildir. Bu sebeple ilk etapta türbülans modeli olarak k-ε modeli kullanılmıştır ve y+ değeri genelde 1 ile 93 arasında, kanatlarda ise ortalama 37 civarında tutulmuştur. Katı cidarlara komşu sınır tabaka çözüm ağında altı katman mevcuttur: İlk katmanı 0,07mm kalınlığında olup, sonlu hacimlerin büyüme oranı 1,21 olarak alınmıştır.

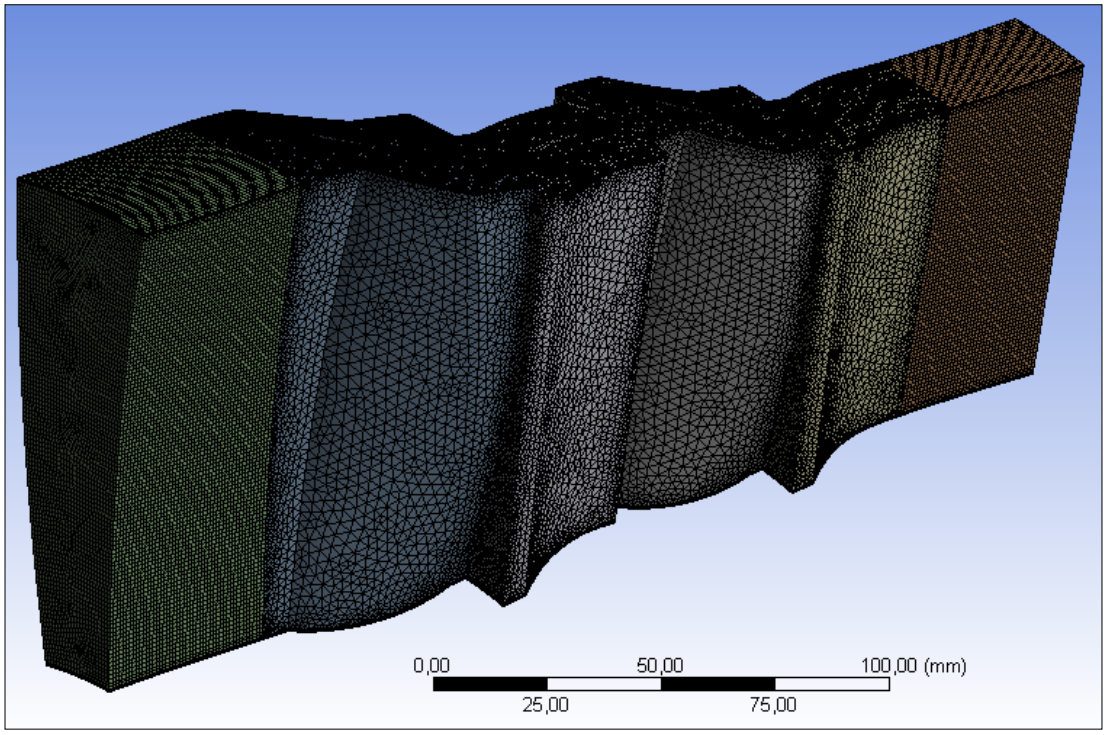


Şekil 4.13: Kompresör ekseni boyunca iki kanat arası pasajın akış hacmi, izometrik görünüş.

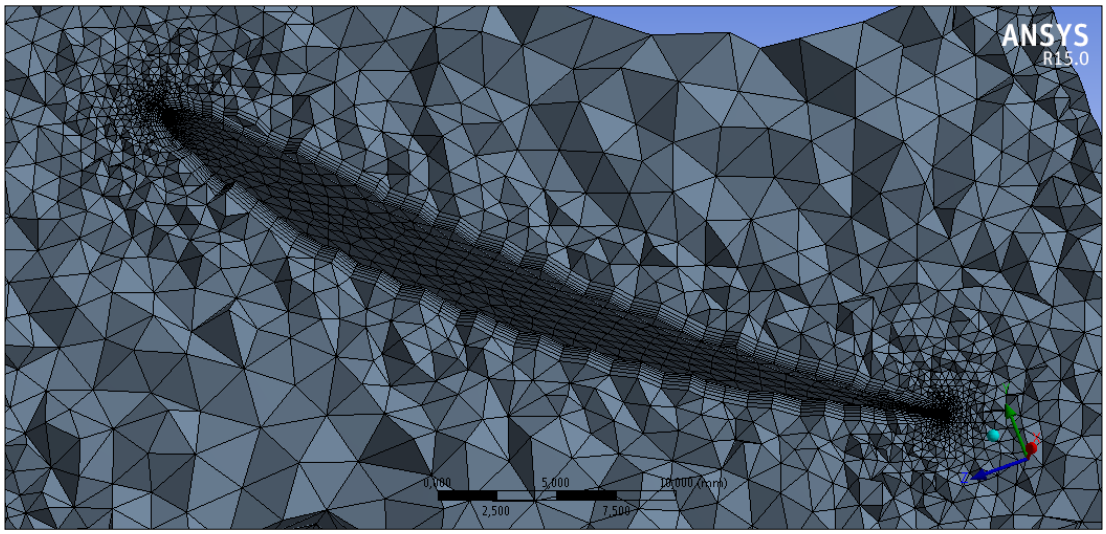


Şekil 4.14: Kompresör ekseni boyunca iki kanat arası pasajın akış hacmi, yan görünüş.

Şekil 4.15 ve şekil 4.16'da akış bölgesinin sonlu hacimlere bölünmüş hali ve sınır tabaka çözüm ağı gösterilmiştir. Toplam 10.361.937 sonlu hacim oluşturulmuştur.



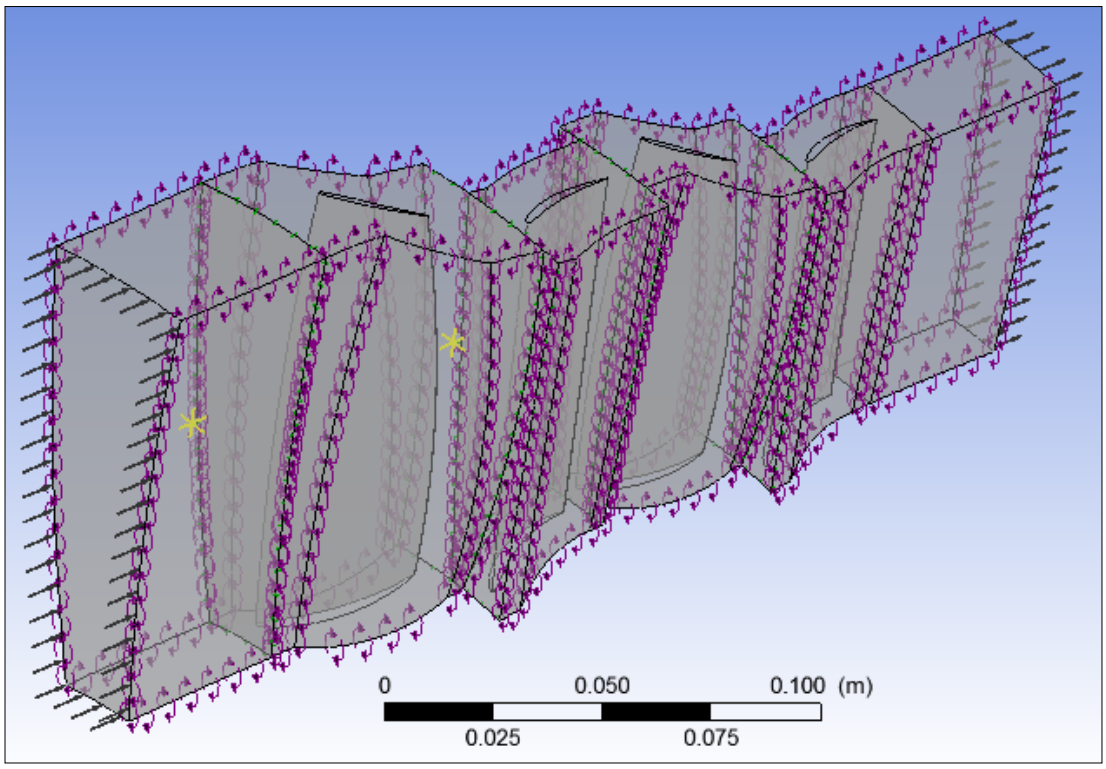

Şekil 4.15: Sonlu hacimler yöntemiyle ayrıklaştırılmış akış çözüm bölgesi.




Şekil 4.16: Sınır tabaka çözüm ağı.

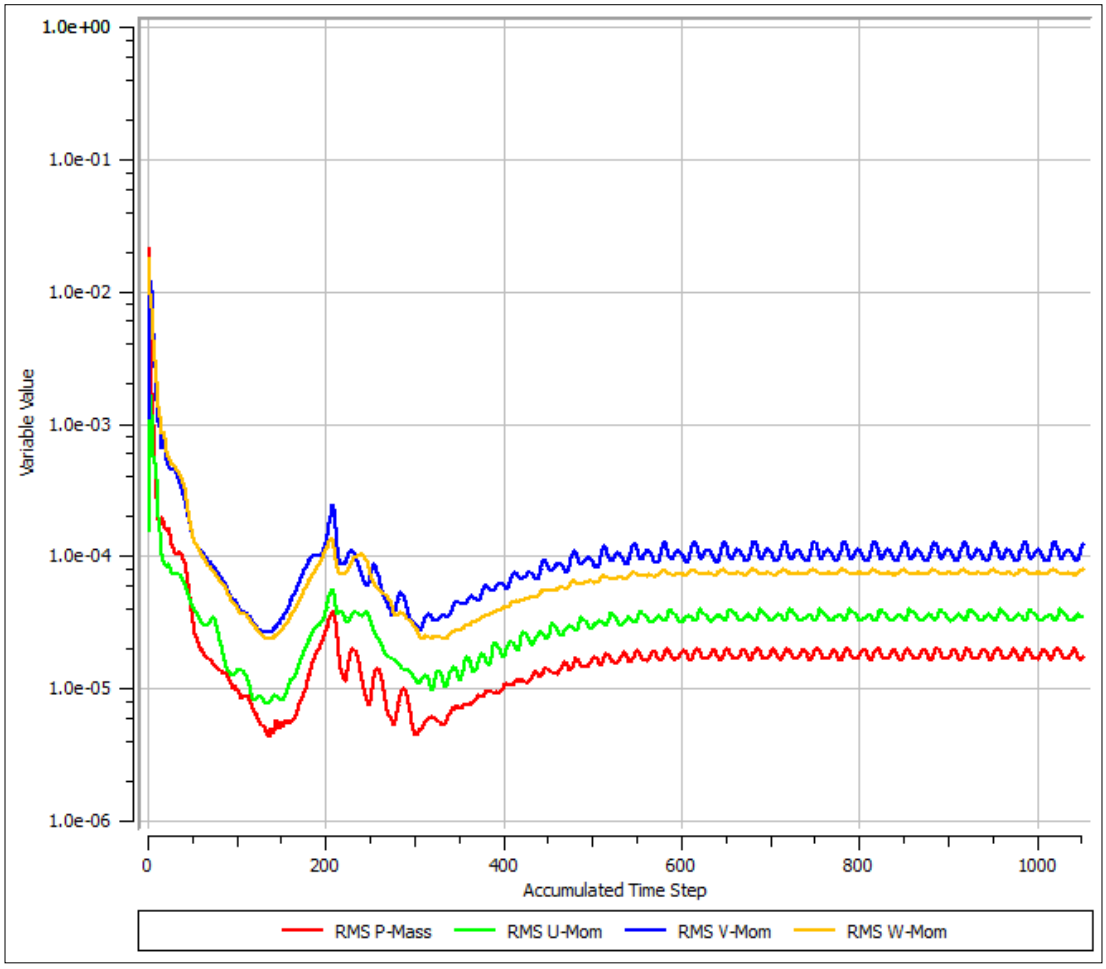
Akış bölgesinin yan yüzeylerine çevresel yönde periyodik sınır şartı uygulanmıştır. Kompresör giriş kısmına 1,01 bar toplam basınç ve 288°K toplam sıcaklık verilmiştir. Kompresör çıkışına ise 150 m/s normal hız tanımlanmıştır. Rotor kanatlarını içeren hacimlere 197.068 dev/s devir sayısı verilmiştir. Dönen hacimler ile sabit hacimler arasındaki temas yüzeylerine donuk rotor ara-yüzey modellemesi ve

kanat ve kompresör çeper yüzeylerine kaymama (no-slip wall) sınır şartı uygulanmıştır. Şekil 4.17'de sınır koşullarının uygulanmış hali gösterilmektedir.

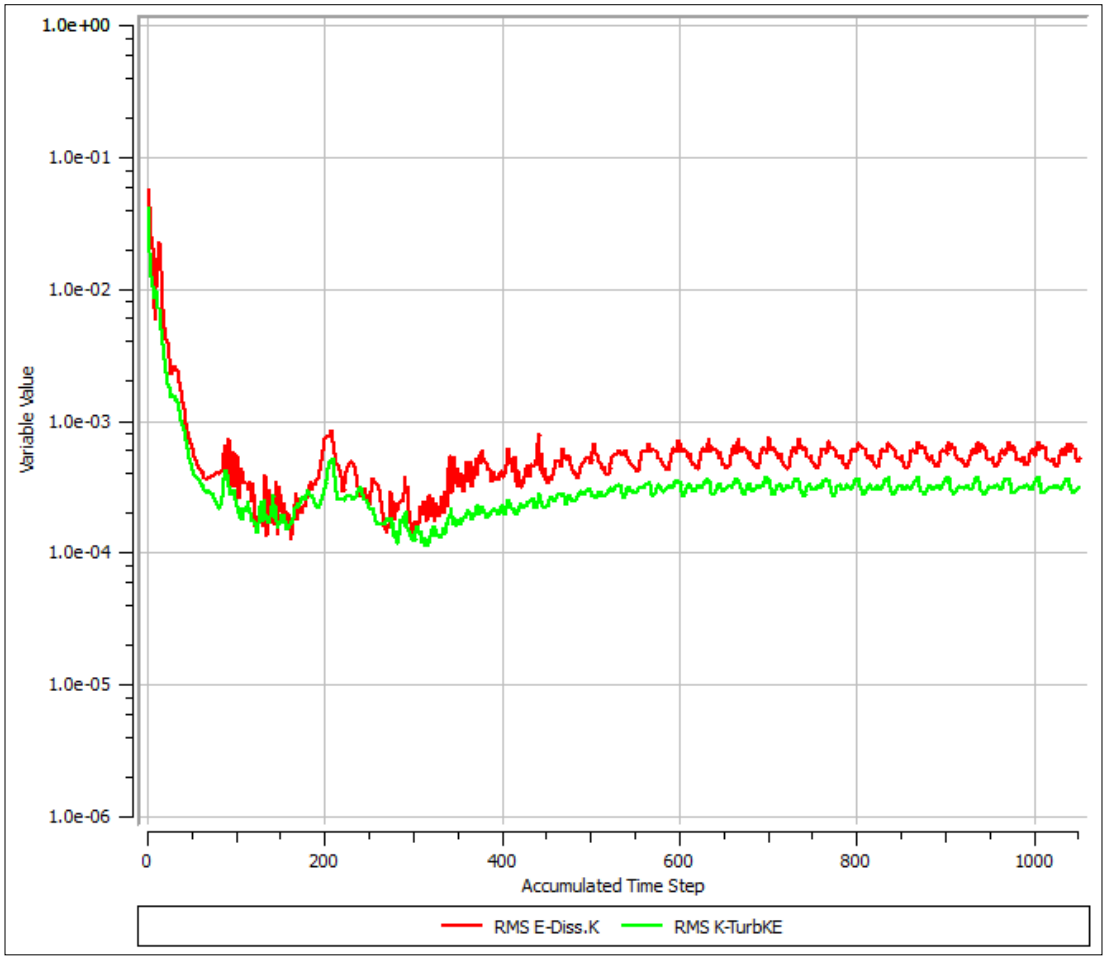



Şekil 4.17: Üç boyutlu akış bölgesine sınır şartlarının uygulanması.

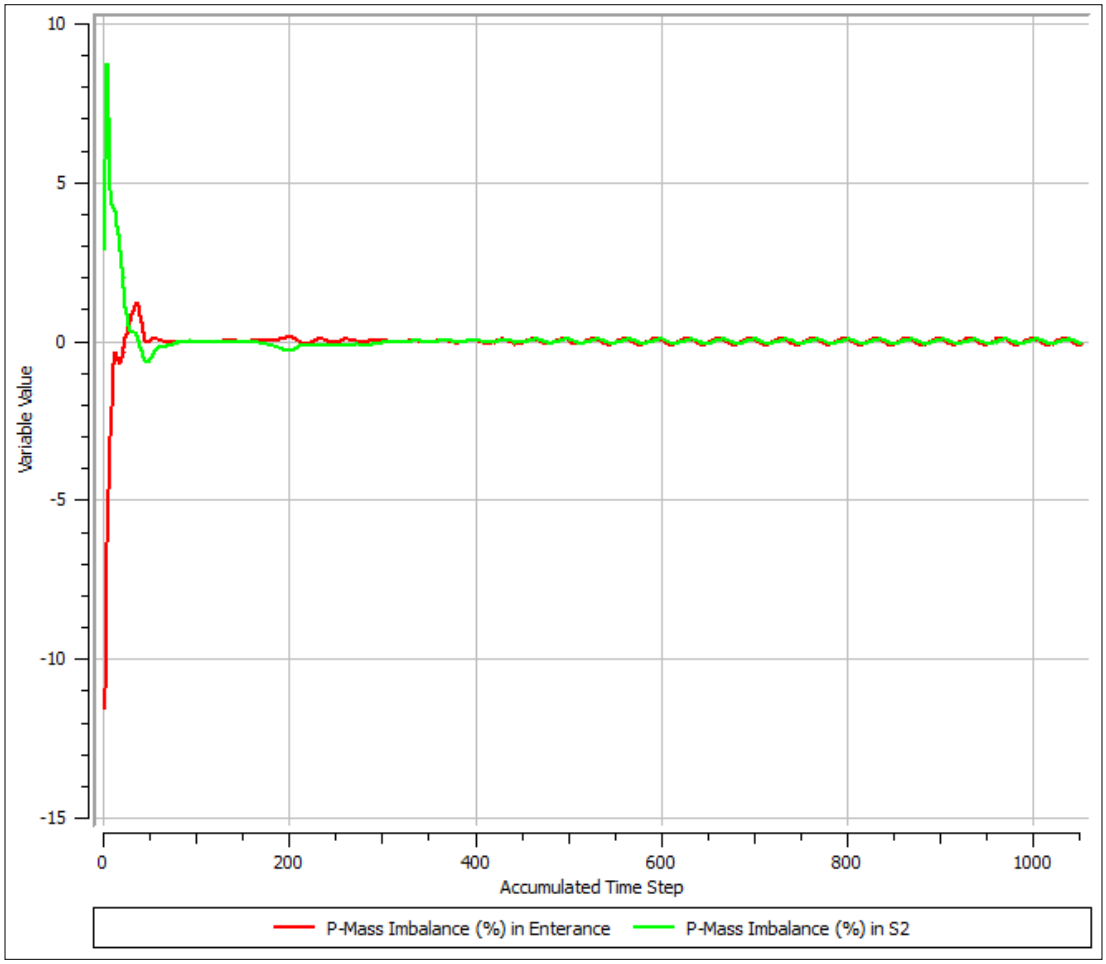
Çözücü kontrolü kısmında, auto time scale 1.0 ve hedeflenen artık değer (residual target) 1e-06 olarak girilmiştir. Ayrıca kompresörün girişi ve ilk kademe rotorunun çıkışına izleme noktaları konularak, hız, mutlak basınç ve özgül kütlenin değişimi çözüm boyunca izlenmiştir. Toplamda 1051 iterasyon yapılmış ve yakınsamadan emin olmak için kütlesel debi dengesizliği (mass imbalance) parametresi kompresör giriş ve çıkışında iterasyon boyunca izlenmiştir. Şekil 4.18 - şekil 4.20'de iterasyonların yakınsaması gösterilmiştir.




Şekil 4.18: k-ε türbülans modeli süreklilik ve momentum denklemleri çözümlerinin yakınsaması.



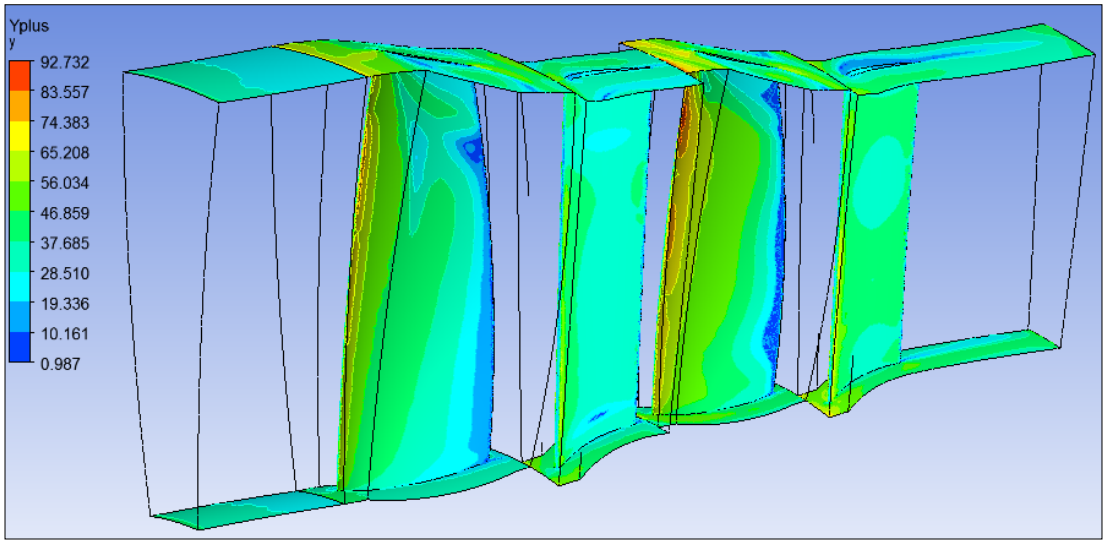

Şekil 4.19: k-ε türbülans modeli denklemleri çözümlerinin yakınsaması.



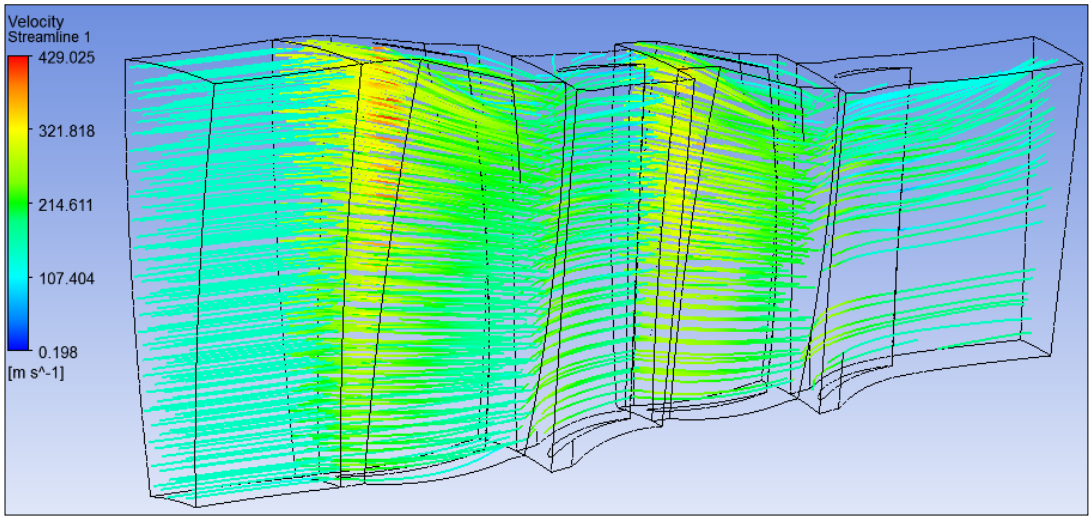

Şekil 4.20: k-ε türbülans modeli giriş-çıkış kütlesel debi dengesizliğinin (mass imbalance) yakınsaması.

## 4.4. Sonuçların Mukayese Edilmesi

Ansys CFX sonuçları iterasyon prosesi yakınsadıktan sonra elde edilmiş ve k-ε modeli için şekil 4.21'de y+ konturları, şekil 4.22'de ise akış çizgileri gösterilmiştir. Akış çizgileri, genel olarak kompresörün uç kısmında, akışın yüzeyden ayrılarak, az miktarda düzensizliğe sebep olduğu gözlemlenmiştir. SST modeli için ise şekil 4.29'de y+ konturları, şekil 4.30'de ise akış çizgileri gösterilmiştir ve akışın daha düzenli olduğu gözlemlenmiştir.

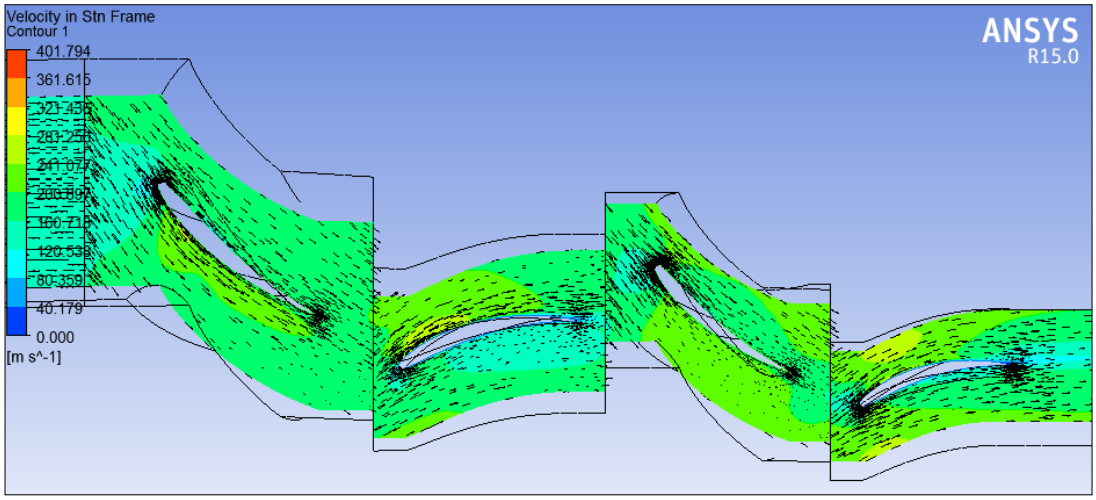



Şekil 4.21: Yüzeylerdeki y+ konturları, k-ε modeli.




Şekil 4.22: Akış çizgileri, k-ε modeli.

Şekil 4.23'da orta yarıçap hattında (meanline) kanat kesitinde hız konturları ve vektörleri gösterilmiştir. Akış çizgileri, hız konturları ve vektörleri incelendiğinde, ana akımda yüzeyden ayrılma görülmemiştir.



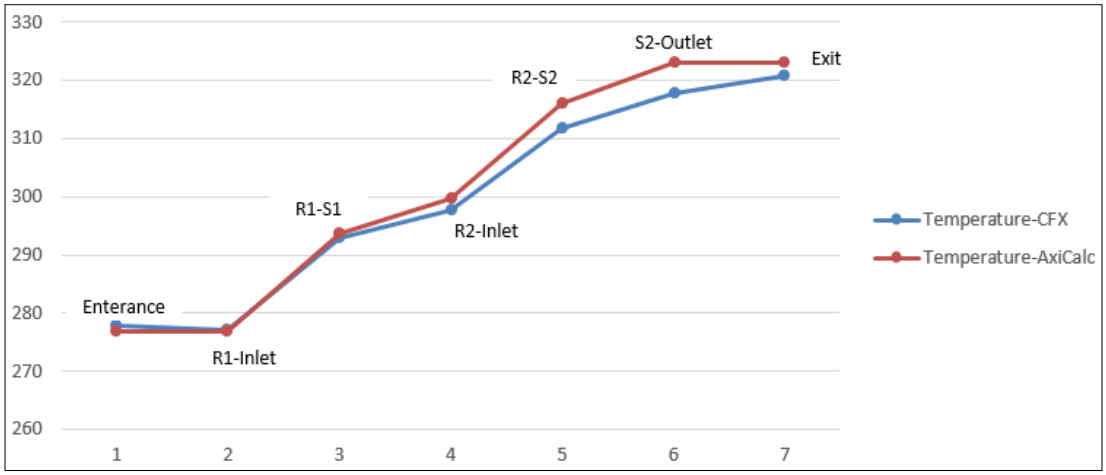

Şekil 4.23: Ana akım kesitlerindeki hız kontur ve vektörleri, k-ε modeli.

Tablo 4.2'de HAD ve AxiCalc sonuçları gösterilmiştir. Kompresör ekseni boyunca, kanat aralarında, rotor ve stator giriş-çıkışlarında olmak üzere toplam 7 adet kesitte tabloda verilen değerler hesaplanmıştır.

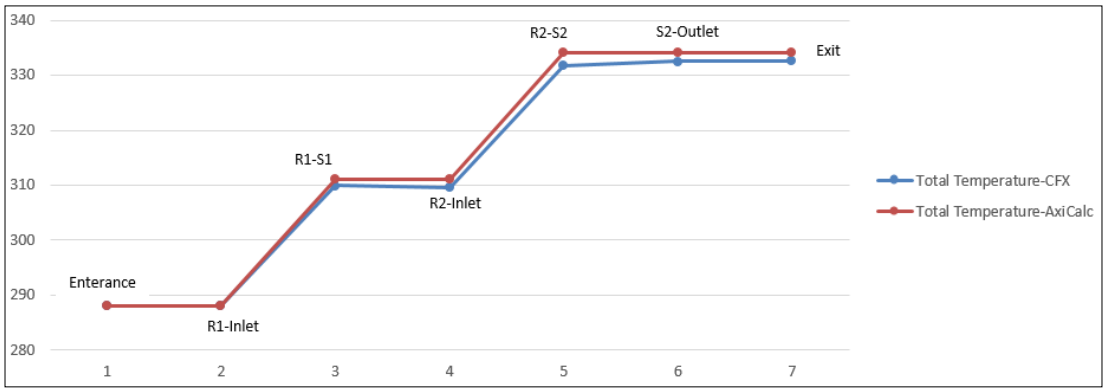
Tablo 4.2: HAD ve AxiCalc sonuçları, k-ε modeli.

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Inlet | R1 Inlet | R1-S1 | S1-R2 | R2-S2 | S2 Outlet | Outlet | |
| Temperature-CFX | 277,77 | 277,11 | 292,81 | 297,59 | 311,83 | 317,69 | 320,8 | K |
| Total Temperature-CFX | 288 | 288 | 309,88 | 309,6 | 331,82 | 332,51 | 332,65 | K |
| Pressure-CFX | 0,89 | 0,88 | 1,06 | 1,12 | 1,28 | 1,33 | 1,38 | bar |
| Total Pressure-CFX | 1,01 | 1,01 | 1,28 | 1,27 | 1,58 | 1,57 | 1,56 | bar |
| Densty-CFX | 1,12 | 1,11 | 1,25 | 1,30 | 1,42 | 1,46 | 1,50 | kg/m3 |
| Ca -CFX | 143 | 146 | 147 | 153 | 161 | 170 | 150 | m/s |
| Massflow-CFX | 19,28 | | | | | | 19,27 | kg/s |
| Compressor Isentropic Efficiency | | | | 0,86 | | | | |
| | | | | | | | | |
| Temperature-AxiCalc | 276,81 | 276,81 | 293,65 | 299,80 | 316,02 | 322,97 | 322,97 | K |
| Total Temperature-AxiCalc | 288 | 288 | 311 | 311 | 334,16 | 334,16 | 334,16 | K |
| Pressure-AxiCalc | 0,88 | 0,88 | 1,05 | 1,11 | 1,33 | 1,43 | 1,43 | bar |
| Total Pressure-AxiCalc | 1,01 | 1,01 | 1,29 | 1,29 | 1,62 | 1,62 | 1,62 | bar |
| Densty-AxiCalc | 1,11 | 1,11 | 1,25 | 1,32 | 1,47 | 1,55 | 1,55 | kg/m3 |
| Ca-AxiCalc | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | m/s |
| Massflow-AxiCalc | 20 | | | | | | 20 | kg/s |
| Compressor Isentropic Efficiency | | | | 0,90 | | | | |

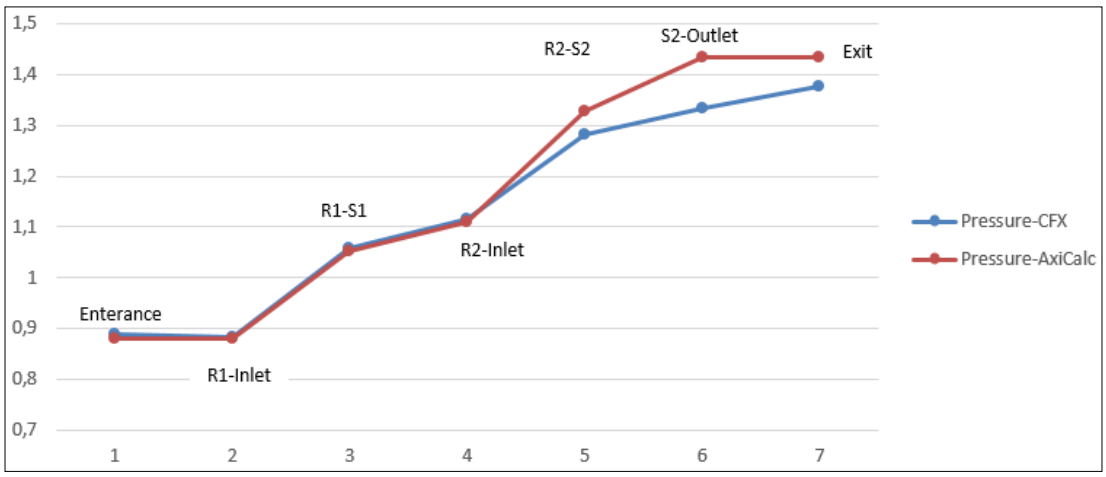
Şekil 4.24-şekil 4.28'de kesitlerde hesaplanan statik sıcaklık, toplam sıcaklık, statik basınç, toplam basınç ve özgül kütle değerleri gösterilmiştir. HAD analizi sonucu iki kademeli kompresörün izantropik verimi %86 ve AxiCalc hesaplaması sonucu izantropik verim %90 bulunmuştur ki bu da %4,4 kadar bir sapma demektir. Toplam basınç oranı AxiCalc'da 1,62 ve HAD analizi sonucunda 1,56 bulunmuştur ve aralarındaki fark %3,7 olarak hesaplanmıştır.



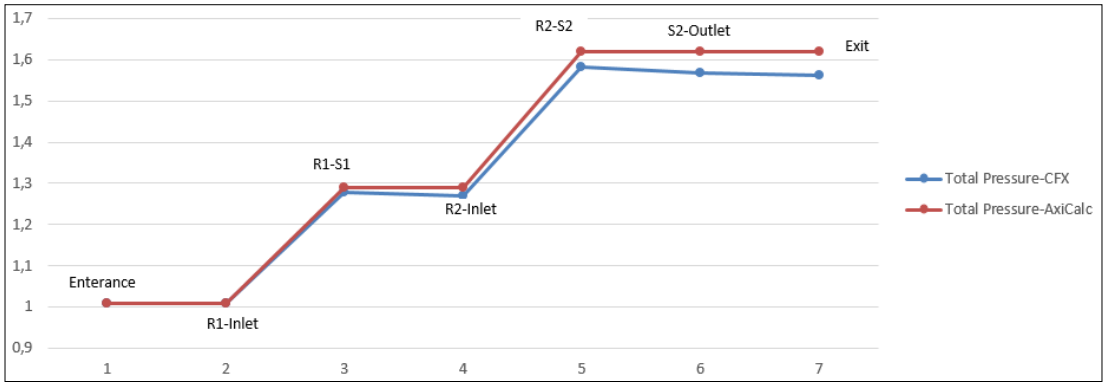

Şekil 4.24: HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, k-ε modeli.




Şekil 4.25: HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, k-ε modeli.



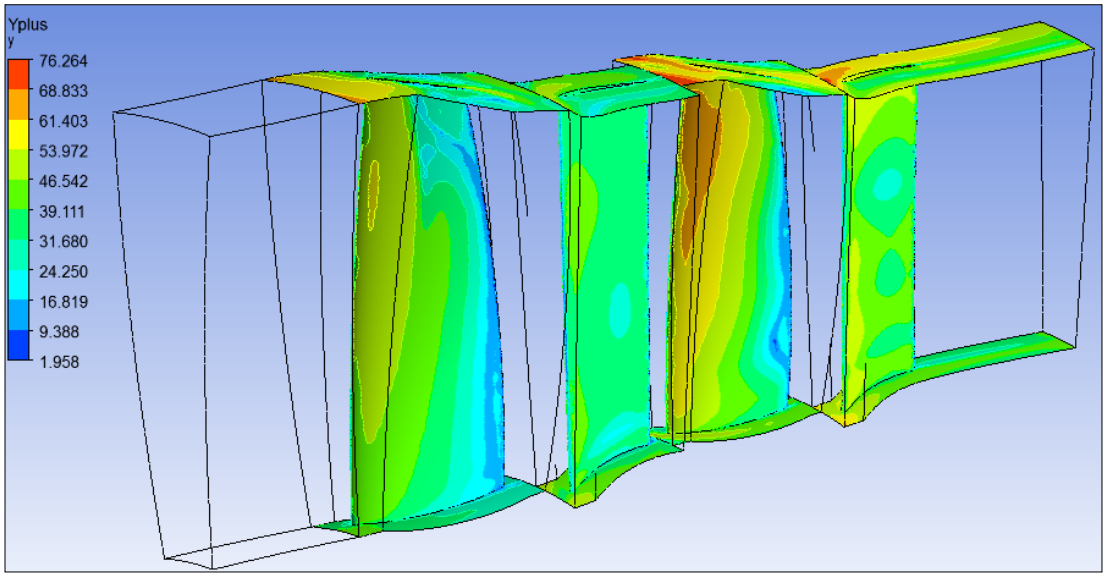

Şekil 4.26: HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, k-ε modeli.



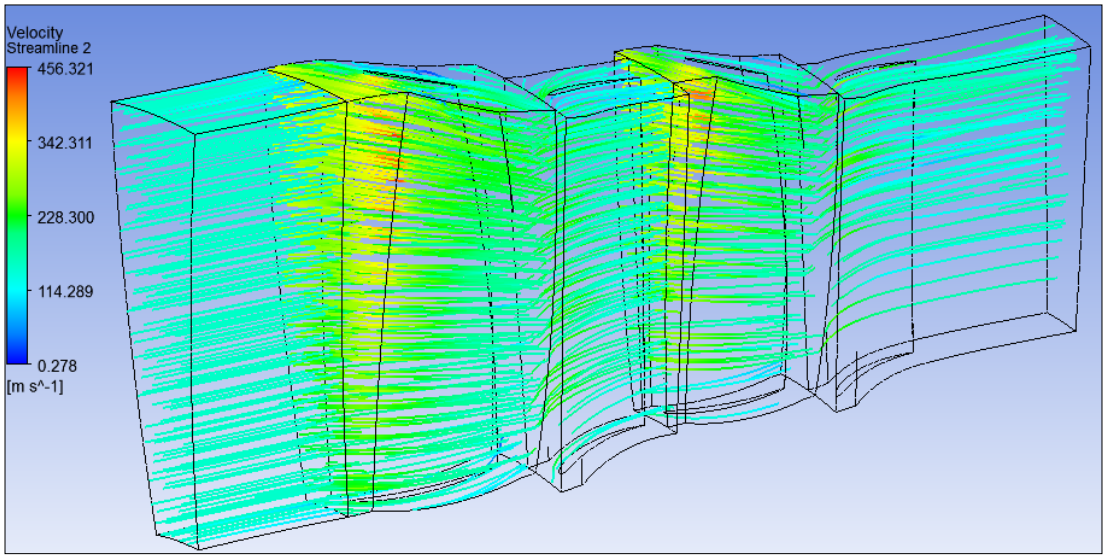

Şekil 4.27: HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, k-ε modeli.

Şekil 4.28: HAD ve AxiCalc özgül kütle sonuçları, k-ε modeli.

Aynı çözüm ağı üzerinde, SST türbülans modeliyle benzeşimde elde edilen sonuçlar şekil 4.29 - şekil 4.35'de gösterilmiştir.



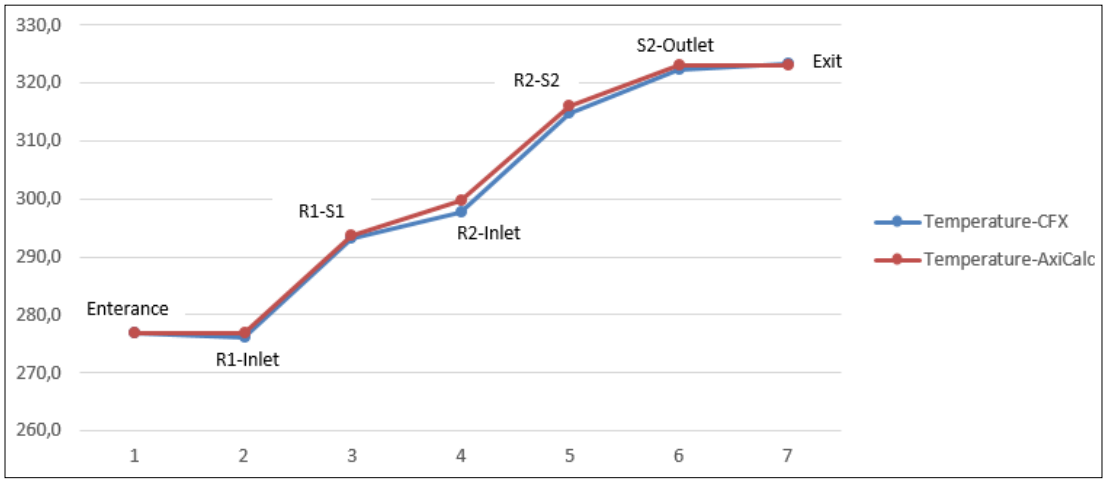

Şekil 4.29: Yüzeylerdeki y+ konturları, SST modeli.



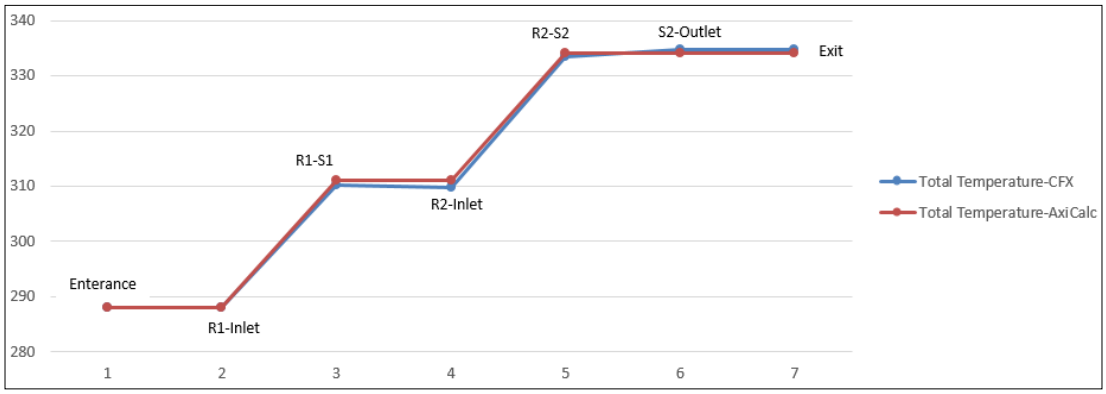

Şekil 4.30: Akış çizgileri, SST modeli.

Tablo 4.3: HAD ve AxiCalc sonuçları, SST modeli.

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Inlet | R1 Inlet | R1-S1 | S1-R2 | R2-S2 | S2 Outlet | Outlet | |
| Temperature-CFX | 276,9 | 276,2 | 293,1 | 297,7 | 314,9 | 322,3 | 323,3 | K |
| Total Temperature-CFX | 288 | 288 | 310,2 | 309,8 | 333,5 | 334,7 | 334,7 | K |
| Pressure-CFX | 0,88 | 0,87 | 1,06 | 1,12 | 1,34 | 1,42 | 1,44 | bar |
| Total Pressure-CFX | 1,01 | 1,01 | 1,28 | 1,28 | 1,62 | 1,62 | 1,62 | bar |
| Densty-CFX | 1,11 | 1,10 | 1,25 | 1,30 | 1,47 | 1,54 | 1,55 | kg/m3 |
| Ca -CFX | 149 | 153 | 148 | 155 | 150 | 156 | 150 | m/s |
| Massflow-CFX | 19,91 | | | | | | 19,98 | kg/s |
| Compressor Isentropic Efficiency | | | | 0,90 | | | | |
| | | | | | | | | |
| Temperature-AxiCalc | 276,81 | 276,81 | 293,65 | 299,80 | 316,02 | 322,97 | 322,97 | K |
| Total Temperature-AxiCalc | 288 | 288 | 311 | 311 | 334,16 | 334,16 | 334,16 | K |
| Pressure-AxiCalc | 0,88 | 0,88 | 1,05 | 1,11 | 1,33 | 1,43 | 1,43 | bar |
| Total Pressure-AxiCalc | 1,01 | 1,01 | 1,29 | 1,29 | 1,62 | 1,62 | 1,62 | bar |
| Densty-AxiCalc | 1,11 | 1,11 | 1,25 | 1,32 | 1,47 | 1,55 | 1,55 | kg/m3 |
| Ca-AxiCalc | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | m/s |
| Massflow-AxiCalc | 20 | | | | | | 20 | kg/s |
| Compressor Isentropic Efficiency | | | | 0,90 | | | | |

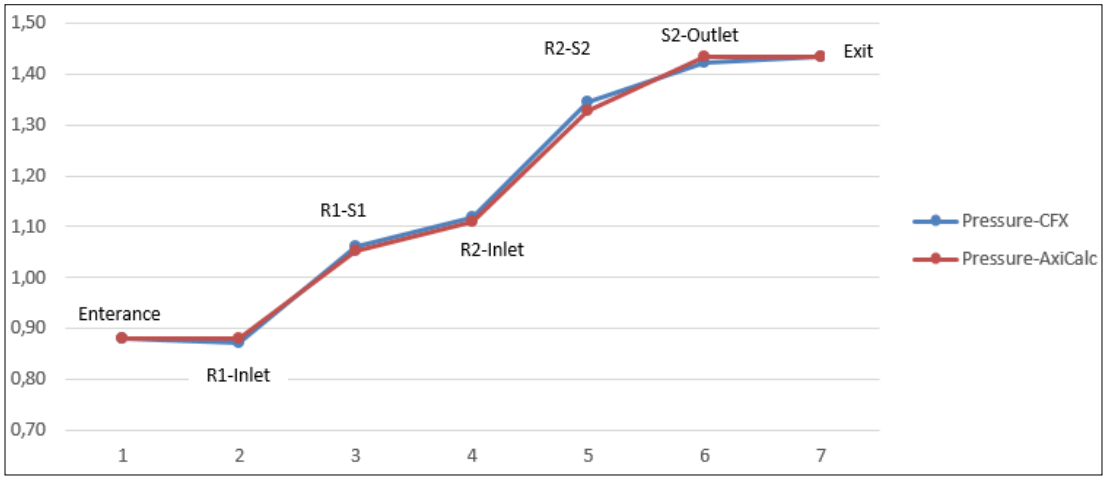



Şekil 4.31: HAD ve AxiCalc statik sıcaklık sonuçları, SST modeli.

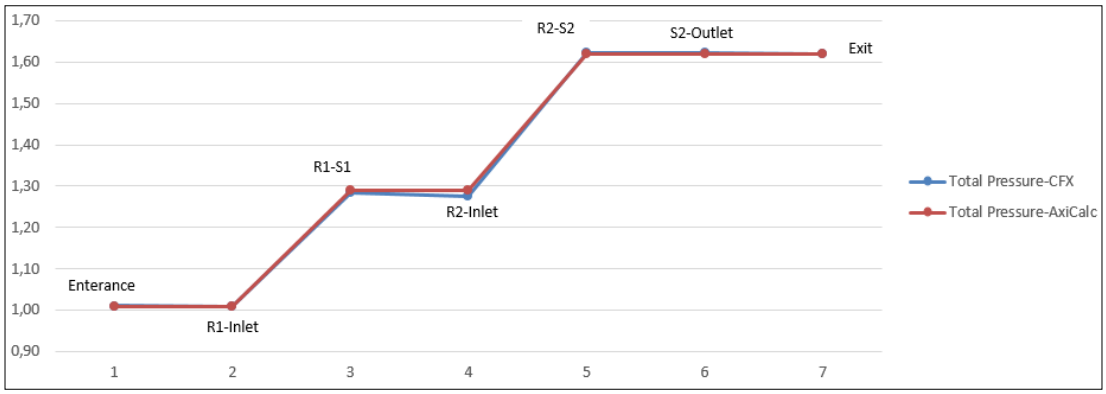



Şekil 4.32: HAD ve AxiCalc toplam sıcaklık sonuçları, SST modeli.

.




Şekil 4.33: HAD ve AxiCalc statik basınç sonuçları, SST modeli.




Şekil 4.34: HAD ve AxiCalc toplam basınç sonuçları, SST modeli.

Şekil 4.35: HAD ve AxiCalc özgül kütle sonuçları, SST modeli.

SST türbülans modeli kullanılarak yapılan çalışmada da yakın sonuçlar alındığı görülmüştür. Yüzeylerdeki y+ 2 ile 76 arasında gözlemlenmiştir. AxiCalc programında hesaplanan toplam verim ile SST modeli ile yapılan analizde hesaplanan izantropik verim arasında bir fark bulunmamıştır ve herhangi bir stall bölgesi ile karşılaşılmamıştır. Toplam basınç oranı AxiCalc'da 1,62 ve HAD analizi sonucu 1,62 bulunmuştur ve aralarında bir fark olmadığı gözlemlenmiştir. SST modeli ile yapılan HAD analizinde akış ayrılmalarını daha güvenilir bir şekilde görmek için y+ değerinin SST modeline uygun seviyeye getirilmesi gerekecektir. Bu türbülans modeli türbo-makine akış problemlerinde gerçeğe daha yakın sonuç vermesi sebebiyle yaygın olarak kullanılmaktadır.

Çalışmanın devamında kompresörün tasarım şartları dışında (off design) çalışması durumu incelenebilir ve kanat profili şekil optimizasyonu yapılabilir, ayrıca süpersonik uçuşlar için şok kayıpları hesaplanarak daha yüksek basınç oranlarına sahip eksenel kompresör hesaplamaları yapılabilir. Ayrıca AxiCalc programı geliştirilerek hesaplanan eksenel kompresörün otomatik olarak NX programında modellemesi ve oluşturulan üç boyutlu modelin HAD analizi için hazırlanması sağlanabilir.

Sonuç olarak, AxiCalc ile HAD sonuçları karşılaştırıldığında bulguların çok yakın olması nedeniyle, başlangıç tasarımları için AxiCalc güçlü bir program olarak kullanılabilir. Bu sayede yüzlerce eksenel akışlı kompresör tasarımı kısa sürede hesaplanıp, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerine daha az gerek duyularak hem zamandan, hem de paradan tasarruf edilebilir.

# KAYNAKLAR


Aungier R. H., (2003). “Axial Flow Compressors: a Strategy for Aerodynamic Design and Analysis”, 1st Edition, ASME Press.

Chen G.T., (1991), “Vortical Structures in Turbomachinery Tip Clearance Flows”, Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology.

Cumpsty N. A., (2004), “Compressor Aerodynamics”. 2nd Edition, Krieger Publishing Company.

Denton J. D., (2002), “The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance: a Computational Study”, Task Quarterly, 6, (1), 5

Dixon S. L., Hall C. A., (2014), “Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”, 7th Edition, Elsevier.

Ellbrant L., (2014), “Multi-Objective CFD-Based Design Method For Axial Compressors”, Doctoral Thesis, Chalmers University of Technology.

Falck N., (2008), “Axial Flow Compressor Mean Line Design”, Master Thesis, Lund University

Farmakalides C. D., McKenzie A. B., Elder R. L., (1994), “The Effect of Reaction on Axial Flow Compressor Performance”, ASME Journal, 94-GT-456, 3

Flack R. D., (2005), “Fundamentals of Jet Propulsion with Applications”, 1st Edition, Cambridge University Press.

Hearsey R.M., (1986), “Practical Compressor Aerodynamic Design”, 2nd Edition, Concepts ETI.

Hill P. G., Peterson C. R., (1992), “Mechanics and Thermodynamics of Propulsion”, 2nd Edition, Addison-Wesley.

Howell A. R., (1945a). “Design of Axial Compressors”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 153, (12), 441-452

Howell A. R., (1945b). “Fluid Dynamics of Axial Compressors”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 153, (12), 452-462

Johnson I.A., (1965), “Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors”, NASA SP 36, NASA Revised, Scientific and Technical Information Division, NASA Lewis Research Center, USA.

Lewis R. I., (1996), “Turbomachinery Performance Analysis”, 1st Edition, Elsevier Science & Technology Books.

Lieblein S., Schwenk F.C., Broderick R.L., (1953), “Diffusion Factor for Estimating Losses and Limiting Blade Loadings in Axial-Flow-Compressor Blade Elements”, NACA RM E53D01, NACA Research Memorandum, USA.

McKenzie A.B., (1988), “The Selection of Fan Blade Geometry for Optimum Efficiency”, in Proceedings of Institution of Mechanical Engineering, 202, (A1), 39

Mutto S., Cohen H., Rogers G., (1996), “Gas Turbine Theory”, 4th Edition, Longman Group.

Perrotti D., (2013), “Two Dimensional Design of Axial Compressor – An Enhanced Version of LUAX-C”, Master Thesis, Lund University.

Wadia R., Szucs P. N., Crall D. W., (1998), “Inner Workings of Aerodynamic Sweep”, ASME Journal Turbomach, 120, (4), 3

Yahya, S. M., (2011), “Turbines, Compressors and Fans.”, 4th Edition, Tata McGraw Hill Education Private Limited.

# ÖZGEÇMİŞ

Yavuz Selim MEHEL 1987 yılında Ordu'da doğdu. 2005 yılında başladığı Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2010 yılında başarıyla tamamlayarak Yüksek Lisans eğitimine 2015 yılında Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başladı. 2014 yılından beri TUSAŞ Motor Sanayi şirketinde jet motorları üzerine Isıl Sistemler Tasarım Mühendisi konumunda çalışmaktadır.