



**7M X 5M DENEY ODASI KESİTLİ KAPALI
DEVRE SES-ALTI RÜZGÂR TÜNELİ
AERODİNAMİK TASARIM VE ANALİZLERİ**

Doktora Tezi

Emre YÜCA

Eskişehir 2022

**7M X 5M DENEY ODASI KESİTLİ KAPALI DEVRE SES-ALTI RÜZGÂR
TÜNELİ AERODİNAMİK TASARIM VE ANALİZLERİ**

Emre YÜCA

Doktora Tezi

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Şerif KAVSAOĞLU

(İkinci Danışman: Öğr. Gör. Dr. Gökhan DURMUŞ)

Eskişehir

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Ağustos 2022

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Emre YÜCA'nın 7M X 5M DENEY ODASI KESİTLİ KAPALI DEVRE SES-ALTI RÜZGÂR TÜNELİ AERODİNAMİK TASARIM VE ANALİZLERİ başlıklı çalışması 01/08/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından değerlendirilerek "Eskişehir Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği"nin ilgili maddeleri uyarınca, Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim dalında Doktora Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Unvan Adı Soyadı

İmza

Üye	: Prof. Dr. Kürşat Melih GÜLEREN
Üye	: Doç. Dr. Mustafa KAYA
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Duygu ERDEM
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Uğur ÖZDEMİR
Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Zafer ÖZNALBANT

Prof. Dr. Murat TANIŞLI

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

DANIşMAN ONAYI

Danişmanlığını yürüttüğüm Doktora ğrencisi Emre YÜCA, 7M X 5M DENEY ODASI KESİTLİ KAPALI DEVRE SES-ALTI RÜZGÂR TÜNELİ AERODİNAMİK TASARIM VE ANALİZLERİ başlıklı tez çalışmasını tamamlamıştır. Hazırlamış olduğu tez tarafımca incelenmiş ve öğrencinin tez savunma sınavına alınması bilimsel ve etik açıdan uygun grlmştir.

Tez Danişmanı

Prof. Dr. Mehmet şerif KAVSAOğLU

ÖZET

7M X 5M DENEY ODASI KESİTLİ KAPALI DEVRE SES-ALTI RÜZGÂR TÜNELİ AERODİNAMİK TASARIM VE ANALİZLERİ

Emre YÜCA

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Eskişehir Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Ağustos 2022

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Şerif KAVSAOĞLU

(İkinci Danışman: Öğr. Gör. Dr. Gökhan DURMUŞ)

Bu tez çalışmasında, kapalı devre bir rüzgâr tünelinin tasarımı ve dönüş profili açısından optimizasyon işlemleri gerçekleştirilmiştir. Rüzgâr tünelinin deney odası kesiti 7m x 5m boyutlarındadır. İşlemler, deney odasında gerçekleşecek maksimum hız 100 m/s olacak şekilde yapılmıştır.

Çalışmada, ilk olarak rüzgâr tüneli ile ilgili olarak dünya ve Türkiye yapılmış çalışmalardan bahsedilmiş, literatürde bulunan çalışmalara değinilmiştir. Daha sonra rüzgâr tüneli bileşenlerinin tasarımı yapılmıştır. Bu kısımda en uygun geometrilerin kullanımı açısından literatürdeki çalışmalardan faydalanılmıştır. Rüzgâr tüneline oluşacak kayıpların ampirik olarak hesaplanması için ilgili denklemler yardımıyla, her bir bileşende gerçekleşen kayıplar hesaplanmıştır.

Daha sonra rüzgâr tünelinin 1. Köşesi'nde gerçekleşen kayıp değeri, sayısal olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplama işlemi, farklı dönüş profilleri ve bu profillerin farklı sayıdaki dizilimleri için tekrarlanmıştır. Navier Stokes Denklemleri k- ω türbülans modeli kullanılarak çözülmüştür. Dört farklı dönüş profili kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ve ampirik olarak hesaplanan kayıp değerleri kıyaslanmıştır. Ayrıca, sayısal analiz sonuçları kendi içlerinde kıyaslanarak, hangi profil ve dizilimin, çıkış kesitinde üniform değerler elde etmek ve daha düşük kayıp oluşturmak açısından daha başarılı olduğu değerlendirilmiştir.

Anahtar Sözcükler: Rüzgâr tüneli, Sayısal analiz, Dönüş profilleri

ABSTRACT

7M X 5M EXPERIMENT CHAMBER SECTION CLOSED CİRCUİT SUBSONIC WIND TUNNEL AERODYNAMIC DESIGN AND ANALYSIS

Emre YÜCA

Department of Airframe and Powerplant Maintenance

Eskişehir Technical University, Institute of Graduate Programs, August 2022

Supervisor: Prof. Dr. Mehmet Şerif KAVSAOĞLU

(Co-Supervisor: Lect. Dr. Gökhan DURMUŞ)

In this thesis, optimization processes have been carried out in terms of the design and rotation profile of a closed-circuit wind tunnel. The test chamber section of the wind tunnel measures 7m x 5m. The processes were carried out in such a way that the maximum speed to be realized in the experimental room was 100 m/s.

In the study, firstly, the studies conducted in the world and Turkey regarding the wind tunnel were mentioned, and the studies in the literature were mentioned. Then the wind tunnel components were designed. In this section, studies in the literature were used in terms of the use of the most suitable geometries. In order to empirically calculate the losses that will occur in the wind tunnel, the losses in each component are calculated with the help of the related equations.

Then, the loss value in the 1st corner of the wind tunnel was calculated numerically. This calculation process is repeated for different rotation profiles and different number of arrays of these profiles. Navier Stokes Equations are solved by using the k- ω turbulence model. Four different turning profiles are used. The results obtained and the empirically calculated loss values were compared. As a result of this comparison, the suitability of the numerical analysis process to the empirical results was evaluated. In addition, numerical analysis results were compared among themselves, and it was evaluated which profile and array were more successful in terms of obtaining uniform values in the output section and creating lower losses.

Keywords: Wind tunnel, Numerical analysis, Turning vanes.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada desteklerinden dolayı danışmanım Prof. Dr. Mehmet Şerif KAVSAOĞLU'na ve Öğr. Gör. Dr. Gökhan DURMUŞ'a teşekkür ederim.

Ayrıca tez çalışması süresince gösterdikleri katkılarından dolayı Prof. Dr. Kürşat Melih GÜLEREN ve Doç Dr. Mustafa KAYA'ya teşekkür ederim.

Son olarak, desteklerinden dolayı TÜBİTAK-BİDEB'e teşekkür ederim.

Emre YÜCA



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Eskişehir Teknik Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programı”yla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Emre YÜCA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

BAŞLIK SAYFASI	i
JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI.....	ii
DANIŞMAN ONAYI	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR	vi
ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
TABLolar DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Motivasyon.....	1
1.2. Literatür Araştırması	2
1.3. Tezin Yapısı	11
2. RÜZGÂR TÜNELİ BİLEŞENLERİNİN AERODİNAMİK TASARIMI.....	12
2.1. 7m*5m Deney Odasının Tasarımı	12
2.1.1. Deney Odası Giriş Kesiti.....	12
2.1.2. Deney Odası Uzunluğu.....	15
2.1.3. Deney Odası Çıkış Kesiti	17
2.2. 7m*5m Deney Odası için Kolektör (Hızlandırıcı) Tasarımı	24
2.2.1. 7m*5m Ses Altı Rüzgâr Tüneli Kolektör Tasarımı.....	27
2.2.2 Kolektör Eğrisinin Tayini.....	33
2.2.3 Kolektör (Hızlandırıcı) Tasarımı Sonuçları.....	41
2.3. 7m*5m Deney Odası için Dinlenme Odası Tasarımı	42
2.4. Birinci Difüzörün Tasarımı	44
2.5. Diğer Difüzörlerin ve Köşelerin Boyut Uyumu	49

2.6. İkinci Difüzörün Tasarımı.....	52
2.7. Üçüncü Difüzörün Tasarımı.....	54
2.8. Dördüncü Difüzörün Tasarımı	57
2.9. Pervane Bloğunun Tasarımı	61
2.9.1 Fana Giriş Bölgesi Tasarımı.....	62
2.9.2 Motor Bölgesinin Tasarımı.....	64
2.9.3 Fandan Çıkış Bölgesinin Tasarımı.....	65
2.10. Birinci Köşenin Tasarımı	66
2.11. İkinci Köşenin Tasarımı	68
2.12. Üçüncü Köşenin Tasarımı	69
2.13. Dördüncü Köşenin Tasarımı.....	70
3. AMPİRİK ANALİZLER	71
3.1. Enerji Oranının Tahmini	71
3.1.1 Deney odası için basınç kayıp katsayısı hesabı	72
3.1.2 Birinci Difüzör için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı.....	74
3.1.3 Birinci Köşe için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı	76
3.1.4 İkinci Difüzör için basınç kayıp katsayısı hesabı	77
3.1.5 İkinci Köşe İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı.....	78
3.1.6 Üçüncü Difüzör İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı.....	78
3.1.7 Üçüncü Köşe İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı	79
3.1.8 Dördüncü Difüzör İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı.....	80
3.1.9 Dördüncü Köşe İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı	81
3.1.10 Dinlenme Odası için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı	81
3.1.11 Kolektör için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı	82
3.1.12 Rüzgâr Tünelinin Toplam Kayıp Katsayısı ve Enerji Oranı	83
4. SAYISAL HESAP YÖNTEMİ	85
4.1. Süreklilik, Momentum ve Enerji Denklemleri	85
4.2. Türbülans modelleme ve k-w türbülans modeli.....	85
4.3. Sınır Şartları.....	87
4.4. Çözüm algoritması	88
5. TÜNELİN HIZLANDIRICI (KOLLEKTÖR) BÖLMESİ İÇİN YAPILAN ÇÖZÜMLER.....	89

5.1. Köşeleri kırılmamış Geometriler için yapılan EULER çözümleri	89
ÇÖZÜM AĞLARI	89
Sınır Şartları	93
BİLGİSAYAR KULLANIMI	94
Sonuçlar	98
5.2. Köşeleri kırılmış Geometriler için yapılan Euler çözümleri.....	111
5.3. Köşeleri kırılmış Geometriler için Laminer Navier Stokes çözümleri	126
6. DÖNÜŞ KÖŞESİ OPTİMİZASYONU	131
6.2. Giriş	131
6.2. Dönüş Köşesi Kanat Profilleri	131
6.2.1 90° Bükülmüş NACA 0009 Profilinin Oluşturulması	131
6.3. Analiz İşlemleri.....	135
6.3.1. Çözüm Ağı Bağımsızlaştırma Çalışması	135
6.3.2. Farklı kanat sayıları için çıkış kesiti hız profilleri	136
6.3.3. Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin Yapılan Çözümler	138
6.3.4 Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin Vane A	143
6.3.5. Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin Vane B	148
6.3.6. Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin 5 mm Kalınlıklı Sac	154
6.4. Çıkış Kesiti Hız Profillerinin ve Enerji Kayıplarının Karşılaştırılması	157
6.4.1. Hız Profillerinin Karşılaştırılması	157
6.4.2 Enerji Kayıplarının Karşılaştırılması	158
6.5. Eşit Aralıklı 6 Dönüş Kanadı İçin Yapılan Çözümler	159
6.6. Eşit Aralıklı 4 Dönüş Kanadı İçin Yapılan Çözümler	160
6.7. 3 Boyutlu Çözüm.....	162
6.8. Katılık (Cascade solidity)	165
6.9. Direnç katsayısı hesabı	166
7. SONUÇ	168
KAYNAKÇA	169
EKLER	175
ÖZGEÇMİŞ	

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 1.1. Klasik rüzgâr tünellerinin yıllar içinde gelişimi [4,5].....	4
Tablo 2.1. Köşeleri 45 ° ile kırılmış giriş kesitinin dikdörtgen kesitle mukayesesi.	15
Tablo 2.2. Bazı tüneller için deney odası uzunluğunun hidrolik çapa oranı. (*) :	
Köşelerin kırıklığı dikkate alınarak hesaplandı.	16
Tablo 2.3. 7m*5m Rüzgâr tüneli deney odası uzunluğu ve hidrolik çapa oranı.....	16
Tablo 2.4. Çeşitli Reynolds sayıları için yer değiştirme kalınlıkları [46, 47].....	19
Tablo 2.5. 100 m/s hava hızı ve 900 m irtifa için yer değiştirme kalınlıkları	21
Tablo 2.6. DNW-LLF 3 farklı deney odası kesiti için kolektör giriş/çıkış alan oranları	26
Tablo 2.7. DNW-LLF 3 Farklı deney odası kesiti için kolektör tepe açıları.	27
Tablo 2.8. Köşeleri 45 ° ile kırılmış kolektör parametreleri.	31
Tablo 2.9. Tasarlanan Kolektörün Özellikleri.....	41
Tablo 3.1. Rüzgâr tünelinin tüm bileşenleri için hesaplanan kayıp katsayıları	84
Tablo 5.1. Kolektör Çıkış Kesitinde Sapmalar	109
Tablo 5.2. Kolektör Çıkış Kesitinden 1 Metre Sonra Sapmalar	110
Tablo 5.3. Kolektör Çıkış Kesitinden 2 Metre Sonra Sapmalar	110
Tablo 5.4. Analiz sonuçları	130
Tablo 6.1. Vane A profiline ait koordinatlar.....	143
Tablo 6.2. Vane B profiline ait koordinatlar	149
Tablo 6.3. 5 dönüş kanatlı çözüm için kayıp değerleri	158
Tablo 6.4. 6 dönüş kanatlı çözüm için kayıp değerleri	159
Tablo 6.5. 4 dönüş kanatlı çözüm için kayıp değerleri	160
Tablo 6.6. 1. Köşe için nümerik olarak birim uzunluk başına hesaplanan kayıplar	161
Tablo 6.7. 1. Köşe için nümerik olarak hesaplanan kayıp değerleri	161
Tablo 6.8. Tüm bileşenler için ampirik olarak elde edilen kayıp değerleri	162
Tablo 6.9. 2 boyutlu ve 3 boyutlu çözümler için enerji kayıp değerleri	165
Tablo 6.10. Katılık (Cascade solidity) değerleri	166
Tablo 6.11. Her bir çözüm için hesaplanan toplam basınç kaybı değerleri	166
Tablo 6.12. Hesaplanan direnç katsayıları	167

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Zanoun tarafından incelenen üç kolektör için verilen eğriler.....	6
Şekil 1.2. Dikdörtgen kesitli dönüş köşesi geometrisi ve kayıplar [15].	7
Şekil 2.1. Sekizgen giriş kesiti No:1.....	13
Şekil 2.2. Sekizgen giriş kesiti No: 1 boyutları	14
Şekil 2.3. Sekizgen giriş kesiti No:2.....	14
Şekil 2.4. Sekizgen giriş kesiti, No: 2 boyutları	15
Şekil 2.5. Çıkış Kesiti	23
Şekil 2.6. Çıkış kesiti boyutları	23
Şekil 2.7. Deney odasının üç boyutlu görünümü.....	24
Şekil 2.8. Kolektör Geometrisi	25
Şekil 2.9. DNW-LLF Üstten ve yandan görünüş [9].....	26
Şekil 2.10. Kolektör giriş kesit boyutları.....	30
Şekil 2.11. Kolektör çıkış kesiti.....	32
Şekil 2.12. Kolektör çıkış kesiti boyutları.	32
Şekil 2.13. Kolektör eğrisini tayin eden polinomlar.....	34
Şekil 2.14. Koordinat dönüşümü	36
Şekil 2.15. Tasarlanan kolektör geometrisi	39
Şekil 2.16. Üç boyutlu kolektör geometrisi	39
Şekil 2.17. Kolektörün yandan görünümü.....	40
Şekil 2.18. Kolektörün üstten görünümü.....	40
Şekil 2.19. Dinlenme odası kesiti	42
Şekil 2.20. Dinlenme odası kesit boyutları.....	43
Şekil 2.21. Dinlenme odası 3 boyutlu görünümü	43
Şekil 2.22. Birinci Difüzör giriş kesiti.....	45
Şekil 2.23. Birinci Difüzör giriş kesiti boyutları	45
Şekil 2.24. Birinci difüzör, eş kenarlı oktagon, çıkış kesiti.....	47
Şekil 2.25. Birinci difüzör çıkış kesiti boyutları.....	47
Şekil 2.26. Birinci Difüzör üç boyutlu görünüm	48
Şekil 2.27. Birinci Difüzör önden görünüm	48
Şekil 2.28. Birinci Difüzör üstten görünüm	48
Şekil 2.29. Birinci Difüzör yandan görünüm	49

Şekil 2.30. Difüzörlerin toplam uzunluğu	49
Şekil 2.31. İkinci Difüzörün üç boyutlu görünümü	53
Şekil 2.32. İkinci Difüzörün giriş kesiti boyutları	53
Şekil 2.33. İkinci difüzörün çıkış kesiti boyutları	54
Şekil 3.1. Tasarlanan rüzgâr tüneli devresi.....	71
Şekil 3.2. Tasarlanan rüzgâr tünelinin 3 boyutlu görünümü (Motor Bölgesi hariç)	72
Şekil 5.1. Çözüm ağı parametreleri.	90
Şekil 5.2. Birinci geometri çözüm ağı yandan görünüş.....	90
Şekil 5.3. İkinci geometri çözüm ağı yandan görünüş.	91
Şekil 5.4. Birinci geometri çözüm ağı üstten görünüş.....	91
Şekil 5.5. İkinci geometri çözüm ağı üstten görünüş	92
Şekil 5.6. Birinci geometri çözüm ağı perspektif görünüm.....	92
Şekil 5.7. İkinci geometri çözüm ağı perspektif görünüm.	93
Şekil 5.8. Geometri yakınsama eğrileri.	95
Şekil 5.9. Geometri yakınsama eğrileri.	95
Şekil 5.10. Geometri Bilgisayar hafızası ve CPU zamanı kullanımı.....	96
Şekil 5.11. Geometri Under Relaxation Factors.....	97
Şekil 5.12. Geometri Under-relaxation factors.....	97
Şekil 5.13. Geometri için yatay simetri düzleminde statik basınç değişimleri (Pascal).....	99
Şekil 5.14. Geometri için yatay simetri düzleminde statik basınç değişimleri (Pascal).....	100
Şekil 5.15. Geometri için, düşey simetri düzlemi, statik basınç değişimleri (Pascal).....	100
Şekil 5.16. Geometri için, düşey simetri düzlemi, statik basınç değişimleri (Pascal).....	101
Şekil 5.17. Birinci Geometri için yatay simetri düzlemi akım çizgileri (m/s).....	101
Şekil 5.18. İkinci Geometri için yatay simetri düzlemi akım çizgileri (m/s)	102
Şekil 5.19. Birinci Geometri için, düşey simetri düzlemi statik sıcaklık değişimleri (K)	102
Şekil 5.20. İkinci Geometri için, düşey simetri düzlemi statik sıcaklık değişimleri (K)	103
Şekil 5.21. Birinci Geometri, düşey simetri düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)	103

Şekil 5.22. İkinci Geometri, düşey simetri düzlemi toplam hız değişimleri (m/s).....	104
Şekil 5.23. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi statik basınç değişimleri (Pa).....	104
Şekil 5.24. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi statik basınç değişimleri (Pa) ...	105
Şekil 5.25. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminden 1 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa).....	105
Şekil 5.26. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminden 1 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa).....	106
Şekil 5.27. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminden 2 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa).....	106
Şekil 5.28. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminden 2 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa).....	107
Şekil 5.29. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)...	107
Şekil 5.30. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)	108
Şekil 5.31. Birinci Geometri, Kollektör çıkışı düşey simetri çizgisi hız vektörleri (m/s).....	108
Şekil 5.32. İkinci Geometri Kollektör çıkışı düşey simetri çizgisi hız vektörleri (m/s).....	109
Şekil 5.33. Dönüm doktası teğet açısı 25° olan kollektör eğrileri.....	112
Şekil 5.34. Dönüm doktası teğet açısı 35° olan kollektör eğrileri.....	112
Şekil 5.35. Üçüncü Geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) için EULER çözüm ağı. Nokta sayısı= 1,957,584	113
Şekil 5.36. Dördüncü Geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırık) için EULER çözüm ağı. Nokta sayısı= 1,815,360.	113
Şekil 5.37. Üçüncü Geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) için EULER çözüm ağı. Giriş düzlemi.....	114
Şekil 5.38. Üçüncü geometri EULER çözümü için hafıza kullanımı.....	115
Şekil 5.39. Üçüncü geometri EULER çözümü için zaman kullanımı.	115
Şekil 5.40. Üçüncü geometri EULER çözümü için yakınsama eğrileri.	116
Şekil 5.41. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü Under-relaxation factors.....	116
Şekil 5.42. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü yatay simetri düzlemi statik basınç konturu (Pa).....	117

Şekil 5.43. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü yatay simetri düzlemi toplam hız konturu (m/s).....	117
Şekil 5.44. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü, yatay simetri düzlemi toplam hız vektörleri (m/s).....	118
Şekil 5.45. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Yatay simetri düzlemi akım çizgileri (m/s)	118
Şekil 5.46. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Yatay simetri düzlemi statik sıcaklık konturu ($^\circ\text{C}$)	119
Şekil 5.47. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Düşey simetri düzlemi statik basınç konturu (Pa).....	119
Şekil 5.48. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa).....	120
Şekil 5.49. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi dinamik basınç konturu (Pa)	120
Şekil 5.50. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi toplam basınç konturu (Pa)	121
Şekil 5.51. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminden 1 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa).....	121
Şekil 5.52. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminden 2 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa).....	122
Şekil 5.53. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi toplam hız konturu (m/s).....	122
Şekil 5.54. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminden 1 m sonra oluşan toplam hız konturu (m/s).....	123
Şekil 5.55. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminden 2 m sonra oluşan toplam hız konturu (m/s).....	123
Şekil 5.56. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Deney odası çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa).....	124
Şekil 5.57. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Yatay simetri düzlemi statik basınç konturu (Pa).....	124
Şekil 5.58. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)	125

Şekil 5.59. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzleminden 1 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa)	125
Şekil 5.60. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzleminden 2 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa)	126
Şekil 5.61. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) laminar Navier Stokes çözüm ağı, perspektif görünüm, Nokta sayısı: 7,756,872.	127
Şekil 5.62. Üçüncü geometri ($\theta_i=25^\circ$, kırpık) laminar Navier Stokes çözüm ağı, Kollektör Çıkış yüzeyi.	127
Şekil 5.63. Üçüncü geometri ($\theta_i=25^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)	128
Şekil 5.64. Üçüncü geometri ($\theta_i=25^\circ$, kırpık). Kollektör çıkışı- 1 m sonrası ve 2 m sonrası düşey simetri çizgisi üzerindeki hız profilleri	128
Şekil 5.65. Dördüncü geometri ($\theta_i=35^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)	129
Şekil 5.66. Dördüncü geometri ($\theta_i=35^\circ$, kırpık). Kollektör çıkışı- 1 m sonrası ve 2 m sonrası düşey simetri çizgisi üzerindeki hız profilleri	129
Şekil 6.1. NACA 0009 profili.....	132
Şekil 6.2. Veter uzunluğu köşe yayı uzunluğuna eşit olan NACA 0009 profili.....	132
Şekil 6.3. Profilin üzerine oturtulacağı yay	133
Şekil 6.4. Şekil 6.3'teki yay üzerine yerleştirilen NACA 0009 profili	133
Şekil 6.5. Hücum kenarı orijinde olacak şekilde konumlandırılmış profil.....	134
Şekil 6.6. NACA 0009 profili ile Vane A ve B profillerinin kıyaslaması.....	134

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan
P	: Çevre
dh	: Hidrolik çap
DNW-LLF	: The German-Dutch Wind Tunnels-The Large Low-Speed Facility
ART	: Ankara Rüzgâr Tüneli
RUAG	: Rüstungs Unternehmen Aktiengesellschaft
NRC	: National Research Council Canada
γ	: Yer değiştirme kalınlığı
Re	: Reynolds sayısı
ρ	: Yoğunluk
α	: Kolektör tepe açısı
r_h	: Hidrolik yarıçap
θ_i	: Dönüm noktasında teğet açısı
L	: Uzunluk
n	: kenar sayısı
a	: Kenar uzunluğu
D	: Çap
R	: Yarıçap
K	: Kayıp katsayısı
f	: Sürtünme katsayısı
μ	: Viskozite
K_{lt}	: Yerel kayıp katsayısı

q_i	: Giriş kesitindeki dinamik basınç
q_t	: Deney odasındaki dinamik basınç
K_f	: Sürtünme kayıp katsayısı
K_{ex}	: Genişleme kayıp katsayısı
A_R	: Alan oranı
E_K	: Kinetik enerji
E_A	: Akış enerjisi
E_M	: Mekanik enerji
E_R	: Enerji oranı

1. GİRİŞ

1.1. Motivasyon

Rüzgâr tünelleri, hava içinde hareket eden veya etrafında hava akışı olan cisimlerin üzerine etki eden kuvvet ve momentlerin belirlenmesinde ve bu cisimlerin etrafındaki akışın incelenmesinde kullanılan araçlardır. Ülkemizde rüzgâr tüneli ile ilgili ilk çalışmalar Cumhuriyetin ilk yıllarına dayanmaktadır. Gelişen havacılık sanayisinin altyapı ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla bir rüzgâr tüneli tesisinin kurulması gündeme gelmiş ve ilk çalışmalar Millî Eğitim Bakanlığı tarafından 1944 yılında bir İngiliz şirketi ile yapılan anlaşmayla başlamıştır. 1947 yılında yapımına başlanan ve Ankara Rüzgâr Tüneli (ART) adı verilen rüzgâr tüneli 1950 yılında aktif olarak çalışmaya başlamasına rağmen 1956 yılına kadar hiçbir çalışma yapılmamıştır. 1956 yılında Millî Savunma Bakanlığı'na devredilen tünel revize edilmiş, ancak rüzgâr tünelinin TÜBİTAK-SAGE'ye devredildiği 1993 yılına kadar da herhangi bir çalışma yapılmamıştır. TÜBİTAK-SAGE tarafından rüzgâr tünelinin bakımı ve gelişen ihtiyaçları karşılayacak şekilde modernize edilmesi çalışmaları 1999 yılında bitirilmiştir. 3.05 m x 2.44 m x 6.10 m deney odası büyüklüğü ve 90 m/s'lik maksimum hızıyla ART, günümüzde havacılık, otomotiv, şehircilik gibi alanlarda kullanılmaktadır [1].

Büyük, Ses Altı Rüzgâr Tüneli Kategorisinde “ODTÜ RÜZGEM Büyük Ses Altı Rüzgâr Tüneli” yakın zamanda devreye girmiştir. Bu tünel 2.5m * 2.5m * 10 m deney odası büyüklüğüne ve 80 m/s maksimum hıza sahiptir [60, 61]. Ülkemizin En büyük Ses Altı Rüzgâr Tüneli halen TUSAŞ bünyesinde inşa edilmektedir [62].

Ülkemizde, Uçak Mühendisliği Eğitimi 1941 yılında, o zamanki adı ile Yüksek Mühendis Mektebinde Makina Mühendisliği bölümünün bir dalı olarak başlamıştır. 1944 yılında Yüksek Mühendis Mektebi'nin adı İstanbul Teknik Üniversitesi olarak değişmiş, Uçak Mühendisliği dalı da Uçak Mühendisliği Bölümü haline gelmiştir. İTÜ Gümüşsuyu Rüzgâr Tünelinin de bu yıllarda inşa edildiğini söyleyebiliriz. Deney odası, 110cm*80cm kesitinde, 160 cm boyundadır. Kapalı devre rüzgâr tünelinin pervanesi 44 kW gücünde bir doğru akım motoru tarafından tahrik edilmekte ve bir reosta vasıtası ile deney odasındaki hız 7-35 m/s aralığında ayarlanabilmektedir [63-67].

1970'li yıllarda İTÜ de Prof. Dr. M Zeki Erim yönetiminde, ses altı rüzgâr tünellerinin tasarım, analiz ve üretimine yönelik çalışmalar yapılmıştır [68, 69].

Gene Prof. Dr. M. Zeki Erim'in girişimi ile Fransa'dan bir üç hızlı (Trisonik, ses altı, ses geçişi ve ses üstü) rüzgâr tüneli temin edilmiştir. Üflemleri (blow down) tip olan bu yüksek hızlı tünel halen, İTÜ Trisonik Araştırma Merkezinde yer almaktadır [70]. Bu tünelin 90 lı yıllarda hizmete girdiği bilinmektedir. Tünelin deney odası kesiti 15cm*15cm olup, deney odasında Mach= 0.3-4.0 aralığında hızlar elde edilebilmektedir. Tünelin farklı hız aralıkları için iki deney odası vardır. Birinci deney odası Mach= 0.3-2.2 aralığında, ikinci deney odası Mach= 2.6-4.0 aralığında kullanılmaktadır. Her biri 27 m³ hacminde olan iki tank kompresör, kurutucu ve filtre sisteminden geçen hava ile 40 bar basınca kadar doldurulmaktadır. Deney esnasında bu hava bir regülasyon vanasından geçtikten sonra önce dinlenme odasına (stagnation chamber) ulaşmakta, daha sonra da deney odasından ve nihayet difüzörden geçtikten sonra da atmosfere atılmaktadır [71]. Bu tünelde de akademik çalışmalar yapılmış ve yapılmaktadır [72-77].

Ülkemizde Rüzgâr Tüneli inşası ile ilgilenen firmalar bulunmaktadır [78]. Bunların dışında çeşitli üniversitelerde aerodinamik laboratuvarları bulunmakta ve eğitim ve araştırma amaçlı kullanılmaktadır [79-84].

1947 yılında inşasına başlanan Ankara Rüzgâr Tüneli'nde olduğu gibi bugün de büyük bir rüzgâr tüneli tasarlayabilmek için yurtdışından mühendislik hizmeti alma ihtiyacı devam etmektedir. Bu tez kapsamında yapılan çalışma ile modern ve büyük bir ses-altı rüzgâr tünelinin tasarımı ve sayısal analizi yapılarak, rüzgâr tüneli tasarımının yerli imkânlarla gerçekleştirilebilmesine katkı sağlanması amaçlanmaktadır. Tezin bir diğer amacı ise rüzgâr tünellerinin daha az kayıpla çalışmasına ve daha yüksek bir akım kalitesine sahip olmasına yönelik yenilikçi çözümler üretmektir. Bu amaçla dönüş köşelerinde akım kayıplarının azaltılmasına ve akım kalitesinin iyileştirilmesine yönelik olarak farklı dönüş köşesi tasarımları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri ile incelenmiştir. Farklı dönüş palası kesitlerinin ve farklı pala sayılarının akım kayıpları ve akım kalitesi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Simetrik bir NACA 0009 profili dörtte bir daire yayı şeklinde bir eğrilik hattı ile birleştirilerek yeni bir dönüş palası üretilmiş ve bu palanın sık kullanılan köşe palaları ile mukayesesi yapılmıştır.

1.2. Literatür Araştırması

Havada hareket eden bir cisme etki eden aerodinamik kuvvetleri ölçebilmemiz için durağan hava içinde cismi hareket ettirmemiz ya da cisim sabit iken havayı zıt yönde hareket

ettirmemiz gerekir. Birinci yöntem örneği olarak dönen kola (whirling arm) bağlanmış bir uçak modeli verilebilir. İkinci yöntem ise modelin bir tünel içinde sabit tutulması ve tünel içerisinde hava akımı oluşturulması şeklinde uygulanabilir. Donald D. Baals ve William R. Corlis tarafından yazılan “Wind Tunnels of NASA” kitabı rüzgâr tünellerinin tarihsel gelişimini özetleyen iyi bir kaynaktır [2, 3]. Benjamin Robins (1707-1751) isimli İngiliz matematikçi dönen kol (whirling arm) yöntemini ilk uygulayan kişi olarak bilinir. Robins bu yöntemle farklı geometrilerin sürüklemelerini ölçmüştür. Sir George Cayley (1773-1857) de dönen kol yöntemi ile kanat kesitlerinin taşıma ve sürüklemelerini ölçmüştür. Büyük Britanya Havacılık Derneği'nin Konsey Üyesi olan Francis Herbert Wenham (1824-1908), 1871 yılında ilk kapalı rüzgâr tüneline tasarlamış, üretmiş ve çalıştırmıştır Wilbur (1867-1912) ve Orville (1871-1948) Wright kardeşler ilk uçan makinalarını Ağustos 1899 yılında üretmişlerdir. Bu çift kanatlı (biplane) bir uçurtma idi. 1900 yılında bir planör üretmişlerdir. 1901 yılında ikinci bir planör üretmişlerdir. Ancak yaptıkları uçuş testleri ve kanat profillerini bir bisiklet üzerine monte edip bisikleti 15 mil/saat hıza kadar sürerek yaptıkları testlerden tatmin olmamışlardır. Sahip oldukları bilginin yetersiz olduğuna kanaat getirip kendi verilerini üretmek amacı ile bir rüzgâr tüneli inşa etmişlerdir. Bu tünel kare kesitli bir boru, bir fan ve iki bileşenli bir terazi (balans) dan oluşmakta idi. İyi sonuçlar alınca 16 inç kare kesitli ikinci bir tünel daha yapmışlardır. Bu rüzgâr tüneli deneylerinin katkısı ile 1902 yaz sonunda 3. Planörlerini ve nihayet 1903 yılında dünyanın ilk motorlu, kontrollü ve insanlı uçağı olan “Wright Flyer” uçağını üretmişler ve 17 Aralık 1903 de uçurmuşlardır. Tablo 1.1’de klasik rüzgâr tünellerinin üretim yılı ve özellikleri sunulmuştur [4, 5].

Rusya’da ilk rüzgâr tüneli 1904 yılında D. Riabouchinsky tarafından üretilmiştir [2].

1909 yılında Fransız mühendis Gustave Eiffel, açık dönüşlü bir rüzgâr tüneli inşa etmiştir. Bu nedenle “açık dönüşlü rüzgâr tünellerine “Eiffel Tipi Rüzgâr Tüneli” denir. Bu tünel 1.5 metre deney odası çapındadır. 1912 yılında Eiffel 2 metre çapında- ve daha hızlı bir tünel daha yapmıştır [2].

1907 yılında Ludwig Prandtl Göttingen’de Almanya’nın ilk rüzgâr tüneline üretmiştir. Bu tünelin deney odası 2m*2m kesitindedir. Bu şekilde Göttingen tipi olarak bilinen tünellerin temeli atılmıştır. Göttingen tipi tünel özelliği kapalı devre olması ve köşelerde dönüş palalarına sahip olmasıdır [2,6]. Bu şekilde deney odasını geçen akımdaki kinetik enerji yeniden kullanılmakta ve enerji tasarrufu sağlanmaktadır. 1916 yılında Prandtl Göttingen’de 2.2m*2.2m çapında bir tünel daha yapmıştır. Bu tünel, modern kapalı devre tünellerin öncüsü olmuştur. Tünelin getirdiği iki önemli yenilik deney odasından önce bir dinlenme odası ve

akımın hızlandırıldığı ve türbülans seviyesinin düşürüldüğü daralma konisinin olmasıdır. 170 ft/s (boyut (52 m/s) hızı ile o dönem için çok üstün bir tüneldir [2]

ABD Deniz Kuvvetleri, 1916'da Washington Donanması'nda dünyanın en büyük rüzgâr tünellerinden birini inşa etmiştir. Rüzgâr tünelinin giriş çapı yaklaşık 3.4 m ve çıkış çapı 2.1 m'dir. 500HP gücündeki elektrik motoru kullanan rüzgâr tüneli kanat tipi fan kanatlarına sahiptir [4]. 1941 yılında ABD, Dayton, Ohio'daki Wright Field'da o zaman kadar ki en büyük rüzgâr tünellerinden birini inşa etmiştir. Bu rüzgâr tünelinin girişi 14 m ve çıkışı 6.1 m'dir. İki adet 12 m'lik fan, 40.000 HP'lik bir elektrik motoruyla tahrik edilmektedir. Büyük ölçekli uçak modelleri, 640 km/s'lik hava hızında test edilebilmektedir [4].

Tablo 1.1. Klasik rüzgâr tünellerinin yıllar içinde gelişimi [4,5]

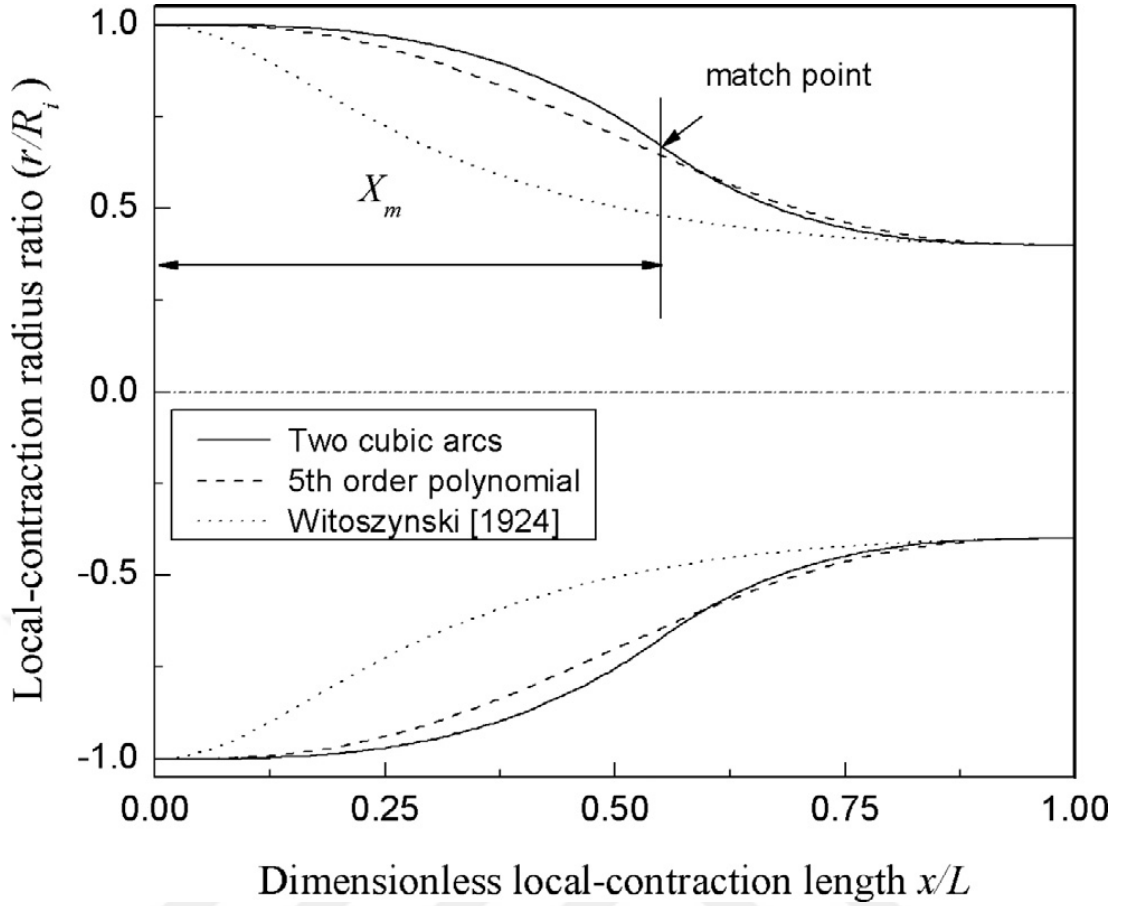
No.	Year	Test section dimension (meter)	Tunnel or designer name	Wind speed (m/s or M)	Others
1	1871	0.46*0.46	(UK)Wenham	18	
2	1901	0.56*0.56	(US)Wright brothers	12.2	
3	1902	0.75*0.75	(Ru)	9	
4	1907	Φ 1.83	(Ge) Prandtl	9	Single return
5	1914	Φ 2.13	(Fra)Eiffel	39.5	Open return s
6	1917	Φ2.28	(Ge) Prandtl	55	Vary cross section single return
7	1925	0.31	High speed	Close 1	Jet style
8	1926	6.1	Propeller research	49.2	1470 kw
9	1928	1.525	(US)Vary density tunnel	30	Reach 21 atm
10	1932	0.4*0.4	(Swi) Zurich supersonic tunnel	M~2	700kw
11	1935	18.3*9.1	(US) full scale tunnel	52.7	5880kw
12	1942	3.04*2.44	Low speed tunnel for airplane co.	140	1680kw
13	1949	0.28*0.28	Hypersonic wind tunnel	M=6.8~18	Using O ₂ N ₂
14	1950	Octagon 2.44Subtense	Transonic wind tunnel	M=0~1.2	12000kw
15	1956	4.88*4.88	AEDC high enthalpy high sonic tunnel	M=1.5~4.0	Continued 161000kw
16	1958	1.22*1.22	Triple sonic wind tunnel of airplane co	M=0.4~5	41 atm within 40~100S 5970kw
17	1964	Φ2.54	AEDC high enthalpy supersonic tunnel	M=12.5~22	N ₂ 300~1700 atm 2500~4000K 10~45ms
18	1967	9.2*7.9	VTOL wind tunnel	7~54	6700kw
19	1975	5*4.2	RAE low speed pressure tunnel(UK)	95~110	3 atm 14000kw Re=8*10 ⁶
20	1982	2.5*2.5	Low temperature high Re NO. (US)	M=0.2~1.2	9 atm, 389~78K Re=120*10 ⁸ , 89400kw

2008 yılında Amerika Birleşik Devletleri Federal Hükümeti tarafından “Wind Tunnels of the Western Hemisphere” ve “Wind Tunnels of the Eastern Hemisphere” başlıklı iki katalog yayınlamıştır [7, 8]. Bu kataloglardan birincisinde Kuzey ve Güney Amerika ülkelerinde yer alan tüneller, ikincisinde ise diğer kıtalarda yer alan önemli tünellerle ilgili bilgiler yer almaktadır. İkinci katalogta “Ankara Rüzgâr Tüneli” de yer almaktadır.

Günümüzdeki büyük deney odası kesitli modern ses altı rüzgâr tünellerinin önde gelen örneklerinden bir tanesi Alman Hollanda Rüzgâr Tünelleri – Büyük Düşük Hızlı Tesis (DNW-LLF) olarak bilinen rüzgâr tünelidir [9, 10, 11]. Bu rüzgâr tünelinin 2 adet kapalı, bir adet açık deney odası bulunmaktadır. Büyük kapalı deney odasının kesiti $9.5\text{m} \times 9.5\text{m}$ dir. Diğer kapalı deney odası $8\text{m} \times 6\text{m}$ boyutlarındadır. Açık deney odası kesiti $8\text{m} \times 6\text{m}$ dir. $8\text{m} \times 6\text{m}$ kesitli kapalı deney odası $6\text{m} \times 6\text{m}$ kesite de dönüşebilmektedir. Boş tünelde, maksimum hızlar $9.5 \times 9.5\text{m}$ kesit için 60 m/s, $8\text{m} \times 6\text{m}$ kapalı kesit için 115 m/s, $8\text{m} \times 6\text{m}$ açık kesitli deney odası için 80 m/s, $6\text{m} \times 6\text{m}$ deney odası kesiti için 140 m/s dir. Tünelde 0.01 ila 0.42 arası Mach sayılarına ulaşılabilmektedir. Tünel 15 MW gücünde bir fan tarafından tahrik edilmektedir.

Bradshaw ve Pankhurst düşük hızlı rüzgâr tünellerin Aerodinamik ve Yapısal tasarımlarını tartışmışlardır [12]. Mehta ve Bradshaw düşük hızlı tüneller için tasarım kurallarını açıklamışlardır [13]. Pankhurst ve Holder [14], Gorlin ve Slezinger [15], Barlow, Rae ve Pope [16] tarafından yazılan kitaplarda ses altı Rüzgâr Tüneli tasarımı ve bu tünellerde ölçüm yapılması ile ilgili temel bilgiler yer almaktadır.

Zanoun [17] tarafından yapılan bir çalışmada üç farklı kolektör için giriş ve çıkış geometrilerindeki akış karakteristikleri incelenmiştir (Şekil 1.1). Çalışmada 5. dereceden polinom geometrili ve iki-kübik yay geometrili kolektörlerden elde edilen ortalama hız profillerinin her iki kolektörün ana kısımlarında (major part) benzer olduğu görülmüştür. Tüm kolektörler için tahmin edilen ortalama hız profilleri, deney sonuçları ile iyi bir uyum göstermiştir. DeneySEL ve sayısal veriler incelendiğinde, 5. derece polinom geometrili ve iki kübik yay geometrili kolektörler için elde edilen sonuçların, 2. Dereceden Vitoshinski polinom geometrili kolektör için elde edilen sonuçlardan daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Genel olarak, beşinci dereceden polinom geometrili kolektör akış düzensizliği % 0.5'in altında olan iyi çıkış akışı özellikleri göstermiştir ve bu nedenle diğer iki kolektör ile kıyaslandığında, üç kolektörden en iyisi olarak kabul edilmiştir.

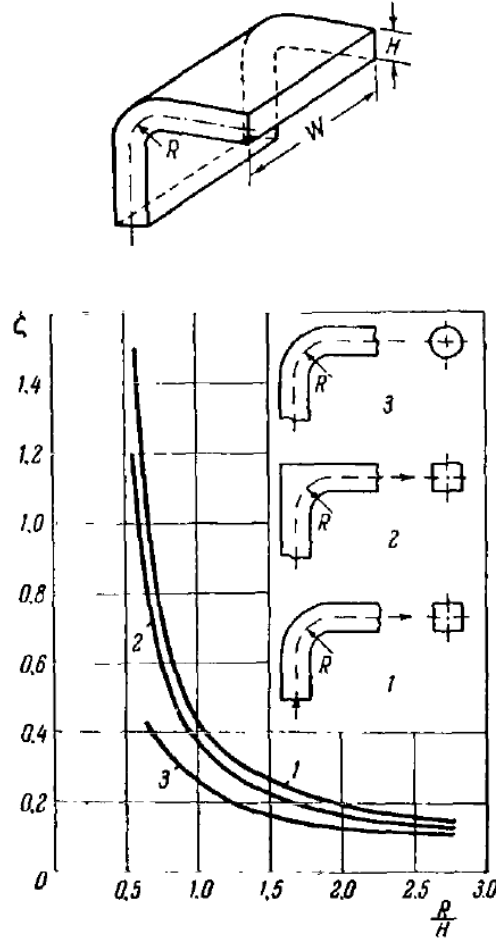


Şekil 1.1. Zanoun tarafından incelenen üç kolektör için verilen eğriler

Passmore ve Render, üçüncü ve dördüncü köşeyi kaldırarak, üstten bakıldığında, at-nalı görünümlü bir rüzgâr tüneli tasarlamışlardır [57]. İçeriye akan (indraft) olarak adlandırdıkları bu tasarım konseptinde akım dinlenme odası öncesinde yer alan çan ağzı (bellmouth) şeklindeki hava alğından girer. Kollektör, deney odası, 1. Difüzör, 1. Köşe, 2. Difüzör, 2. Köşe ve 3. Difüzörden geçtikten sonra atmosfere çıkış yapar. Tünelin giriş ve çıkış ağzları yan yanadır. Bu şekilde, aynı büyüklükte bir deney odasına sahip kapalı devre bir tünele kıyasla, maliyet ve alan tasarrufu yapmışlardır. Kısıtlı alanda, daha iyi orantılı bir rüzgâr tünelinin tasarlandığını ve deney odasının gerisinde uzun bir difüzör oluşturulduğunu açıklamışlardır [57].

Kapalı devre bir tünelde akım 360° dönüş yapar. Tünelin dört köşesi vardır ve her köşede akım 90° lik bir dönüş yapar. Deney odasından sonraki ilk köşe birinci köşedir ve 4 köşe arasında akımın en hızlı aktığı köşe bu köşedir. 4. köşe tünelin dinlenme odasından hemen önce gelir ve akımın en yavaş aktığı köşe bu köşedir. Bu durumda enerji kayıpları açısından en kritik köşe 1. köşedir. Deney odasından önceki son köşe olması nedeni ile akışın tekdüzeliği

(flow uniformity) ve az çalkantılı (low turbulence level) olması açısından da en kritik köşe 4. köşedir. Bir köşe bloğu dairesel, kare, sekizgen veya dikdörtgen kesitli olabilir.



Şekil 1.2. Dikdörtgen kesitli dönüş köşesi geometrisi ve kayıplar [15].

Bir köşenin direnç katsayısı şu şekilde tanımlanır;

$$\zeta = \frac{\Delta p_0}{\frac{1}{2} \rho V^2}$$

Burada, Δp_0 köşeyi geçen akımdaki toplam basınç kaybıdır. $\frac{1}{2} \rho V^2$ ise giriş dinamik basıncıdır. [15]. Dikdörtgen kesitli köşe bloğunun geometrisi Şekil 1.2 de sunulmuştur [15]. Köşeyi geçen akımın maruz kalacağı direnç ve akımın tekdüzeliği R/W ve R/H oranlarına bağlıdır. R , köşenin eğrilik yarıçapı, W , genişliği ve H ise yüksekliğidir. Yüksek R/H ve R/W oranları için kayıplar daha azdır. Gene, Şekil 1.2 de görüldüğü üzere dairesel kesit kare kesite

göre daha az kayıplara neden olur. Bu şekilden anlaşıldığına göre $R/H \geq 2.5$ için tatmin edici sonuçlar elde edilebilmektedir. Bir köşenin R/H ve W/H değerleri köşe içine dönüş palaları yerleştirilerek arttırılabilir ve bu sayede kayıplar azaltılabilir ve akım kalitesi arttırılabilir. Bu şekilde, büyük bir köşe bir dizi daha küçük köşeye bölünmüş olur. Dönüş palalarının geometrisi ve palaların oluşturduğu kaskat için, pala veter uzunluğunun iki pala arası mesafeye oranı (chord to gap ratio of a cascade of vanes) kayıplar ve akım kalitesi üzerinde etkilidir. Kambur profil ve yuvarlatılmış hücum kenarına sahip palalar, sivri hücum kenarlı palalara göre, gelen akımdaki açı farklılıklarından daha az etkilenir [16].

Kröber'e göre "Küçük eğrilik yarıçaplı standart dirseklerdeki büyük kayıpların ana nedeni, dirseğin iç tarafından belirgin bir ayrılmadır" [18]. O Büyük bir dönüş kanalını bölmelere ayırarak inceledi. Çok sayıda bölmeye ihtiyaç olduğu, bunun da yüzey sürtünmesini arttırdığı sonucuna vardı. Bunun üzerine dönüş palaları (guide vanes) kullanmayı denedi. Enerji kayıplarını azaltmak amacıyla dönüş palaları geliştirmeye yönelik teorik ve deneysel çalışmalar yaptı [18].

Kaskad Katılığı (Cascade Solidity, " σ ") pala veter uzunluğunun " c " palalar arası mesafeye " s " oranı olarak tanımlanır ve kayıplar üzerinde etkili bir parametredir.

$$\sigma = \frac{c}{s}$$

Palalar arası mesafe " s " ardışık iki palanın hücum kenarları, ya da firar kenarları arasındaki mesafe olarak tanımlanabilir.

Liu, iki boyutlu kompresör kaskadlarının en uygun katılığı üzerinde bir çalışma yapmıştır [19]. Bauer, Garabedian ve Korn, şoksuz (şok free) profillerin tasarımına yönelik olarak kompleks karakteristikler ve hodograf dönüşümü temelli bir metot geliştirmişlerdir [20]. Sanz, bu metodu yüksek katırlıklı, büyük giriş açılı süperkritik kaskadlarının tasarımı için geliştirmiştir. Bu amaçla hodograf alanını bir elips üzerine uyumlu bir şekilde eşleştiren ve çözümü Tchebycheff polinomları cinsinden genişleten bir yol izlemiştir (extended this method by introducing a new conformal mapping of the hodograph domain onto an ellipse and expanding the solution in terms of Tchebycheff polynomials) [21]. McFarland, paladan palaya (blade to blade) türbomakina akış probleminin çözümü için hızlı bir teknik geliştirmiştir. Onun metodu, yaklaşık akım denklemlerinin çözümünü içerir. Bu denklemlerde sıkıştırılabilirlik, yarıçap değişimi, dönme (rotation) ve değişken akım katmanı kalınlığı (variable stream sheet thickness) etkileri mevcuttur ve çözümler gelişmiş bir panel metodu ile yapılır [22].

Moore, Boldman and Shyne, önerilen NASA Lewis İrtifa Rüzgâr Tünelinin (Altitude Wind Tunnel) 0.1 ölçekli modelinin birinci köşesi için iki dönüş palasını deneysel olarak incelemişlerdir [23]. Birinci pala (VANE A) Sanz'ın tersine (inverse) tasarım yöntemi ile tasarlanmış kontrollü yayılma (controlled diffusion) palasıdır [21]. Bu metotta yüzey hız dağılımı girdi olarak verilir. Bu şekilde, yüzeyde hız yayılımı sınır tabaka ayrılmasına neden olmayacak şekilde belirlenebilir. Birinci köşeye 20 adet pala eşit aralıklarla yerleştirilmiştir ve katılık değeri 1.89 dur. İkinci pala (VANE B) McFarland tarafından tasarlanmıştır [22]. Birinci köşeye 24 adet pala eşit aralıkla yerleştirilmiştir ve katılık değeri 2.29 dur. Köşe giriş Mach sayıları 0.16 ila 0.465 arasında değişmekte idi. Tasarım (Design) giriş Mach sayısı ise 0.35 dir. $Mach=0.35$ için VANE A'nın kayıp katsayısı 0.178 ve VANE B'nin kayıp katsayısı 0.150 olarak bulunmuştur. VANE A'nın oturma açısı (vane angle) by -5° olarak yeniden girilince (VANE A10) akım dış köşeye doğru yönlendirilmiş ve VANE A'nın kayıp katsayısı 0.119 olarak bulunmuştur.

Bazı köşeler genişleyen köşe (expanding corner) olarak tasarlanırlar. Bu tip köşelerde çıkış alanı giriş alanından büyüktür. Lindgren, Österlund and Johansson, genişleyen köşeler için dönüş palalarının değerlendirilmesi ve eniyilenmesine yönelik deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır [24]. Rüzgâr tüneli dönüş palaları aero-akustik performansı iyileştirmek için özel olarak tasarlanıp işlenirler (treated) [39; 40]. Dönüş palalarından kapalı devre bir tünelin soğutma ihtiyacını gidermek için ısı eşanjörü (heat exchanger) olarak yararlanmak da mümkündür [25].

Passmore ve Render, ince daire yayı şeklindeki dönüş kanatlarının tasarımı ve performans ölçümüne yönelik bir çalışma yapmışlardır [58]. Pala aralığı / veter (chord) oranı 0.190 ve 0.237 olan, 1/4 daire yayı kanat profilleri için akım kayıplarını ve dönüş köşesi çıkışındaki akım kalitesini deneysel olarak elde etmişlerdir.

Rüzgâr Tünellerinin ve bileşenlerinin aerodinamik tasarım ve analizlerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemlerinden geniş ölçüde yararlanır. Viskoz bir akışkanın hareketini temsil eden denklemler Navier Stokes Denklemleri olarak bilinir. Bu kısmi türevli diferansiyel denklemlerin, genel halde, henüz bilinen bir analitik çözümü yoktur. Bu denklemler, viskozite ihmal edildiğinde, Euler Denklemleri olarak sadeleşir. Viskozitesiz akım kabulüne ek olarak dönmesiz akım (irrotational flow) kabulü yapılırsa denklemler daha da sadeleşerek Potansiyel Akım denklemi elde edilir. Analitik çözümü olmayan, Navier Stokes denklemleri ayrıklaştırma (discretization) yöntemi ile cebrik denklemlere dönüştürülerek çözülürler. Ayrıklaştırma, sürekli fonksiyonların, modellerin, değişkenlerin ve denklemlerin

ayrık karşılıklara aktarılması sürecidir. Sonlu Fark (Finite Difference), Sonlu Hacim (Finite Volume) Sonlu Eleman (Finite Element), Spectral Element, Lattice Boltzman, Vortex, Boundary Element yöntemleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinde kullanılan ayrıklaştırma yöntemleridir [26]. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin tarihçesi İngiliz matematikçi, fizikçi ve meteorolog Lewis Fry Richardson'a kadar dayanır. Richardson, 1922 yılında yayınladığı "Weather Prediction by Numerical Process" adlı eserinde Hava Tahmini için diferansiyel denklemlerin çözümüne yönelik bir yöntem geliştirmiştir [27, 28]. Richardson Atmosferik Çalkantı (Turbulence) ile de ilgilenmiştir. Türbülans teorisinde yer alan Richardson Sayısına onun adı verilmiştir [27]. 1920 li yıllarda bilgisayarların olmaması nedeni ile Richardson'un metodunun Hava Tahmininde kullanımı başlangıçta başarılı olmamıştır. Ancak, 1950 li yıllarda Electronic Numerical Integrator and Computer (ENIAC) adlı bilgisayarın Aberdeen, Maryland'da çalışmaya başlaması ile 24 saatlik hava tahminlerinin yapılabilmesi mümkün olmuştur [28].

1967 yılında Hess ve Smith, potansiyel akım denkleminin çözümüne yönelik olarak Panel Yöntemini geliştirmişlerdir [29]. 1981 yılında Jameson, Schmidt ve Turkel, Euler Denklemlerini Sonlu Hacim yöntemi ile çözmüşlerdir [30]. Beam and Warming [31], Steger [32], Pulliam ve Steger [33] NASA Ames tarafından geliştirilmiş olan ARC2D ve ARC3D isimli Navier Stokes çözücülerin geliştirilmesine katkıda bulunmuşlardır [34]. Bu çözücülerde Beam ve Warming implicit approximate factorization algorithm (örtük, yaklaşık, çarpanlara ayırma algoritması) kullanılmıştır. İnce tabaka Navier Stokes denklemleri çözülmüştür.

Çalkantılı (türbülanslı) akımların doğrudan çözülmesi çok büyük bilgisayar hafızası ve zamanı gerektirir. Bu nedenle Navier Stokes denklemlerinin zamana göre ortalaması alınır. Bu işlem için zamana bağlı bir değişken ortalama değer + çalkantı değeri şeklinde ayrıştırılır. Örneğin $u(x, y, z, t) = U(x, y, z) + u'(x, y, z, t)$ gibi. Bu şekildeki ayrıştırma Reynolds tarafından önerilmiştir [35]. Elde edilen denklemlere Reynolds Averaged Navier Stokes Equations denir. Bu denklemlerde çalkantıyı temsil eden yeni terimler oluşur. Bunlara Reynolds gerilmeleri (Reynolds Stress) denir ve bu terimlerinin modellenmesi gerekir. Bu işleme türbülans modellemesi denir. Baldwin Lomax türbülans modeli [36] cebrik bir modeldir. Navier Stokes denklemlerine yeni bir diferansiyel denklem eklemes. Bu nedenle sıfır denklemler model (zero equation model) olarak bilinir.

Wilcox (1988) tarafından yapılan bir çalışmada iki denklemler türbülans modellerinde kullanılan kapalı yaklaşımların eleştirel bir incelemesi yapılmış ve bağımlı değişkenlerin

optimum seçiminin nasıl yapılacağı belirlenmiştir. Çalışmada benzer bir modele göre ters basınç gradyanındaki sınır tabakalar için daha doğru sonuçlar sağlayan iki denklemlilik yeni bir model geliştirilmiştir [37].

Menter 1994 yılında yayınlanan çalışmasıyla o güne kadar ki mevcut eddy-viskozite modellerinin en iyi bileşenlerinden oluştuğunu düşündüğü kombinasyonları kullanarak iki yeni türbülans modeli geliştirmiştir. Bu modeller ampirik temelde geliştirilmiş ve $k-\omega$ türbülans modeline dayanılarak türetilmiştir. Elde edilen her iki model zor akış koşullarını çözmek için test edilmiş ve başarılı sonuçlar alınmıştır [38].

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemlerinin açıklandığı çeşitli kitaplar mevcuttur. Hoffmann ve Chiang [39] ve MacCormack tarafından yazılan kitaplar bunlara örnektir [40].

Günümüzde ANSYS Fluent ® gibi ticari yazılımlar Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadır [41].

1.3. Tezin Yapısı

Tezin ilk kısmında, bu çalışmanın yapılmasındaki temel amacın ne olduğuna değinilmiştir. Rüzgâr tünellerinin hangi alanlarda kullanılabileceği ve ülkemizin bu alandaki ihtiyacından bahsedilmiştir.

Sonraki kısımda bu konudaki çalışmaların tarihsel gelişimi ve yapılan literatür araştırması verilmiştir.

2. bölümde rüzgâr tüneli bileşenlerinin tasarım süreçleri anlatılmıştır. Her bir bileşen için ilgili geometrik değerler hesaplanmıştır.

3. Bölümde tünelin çalışması süresince oluşan enerji kayıplarının literatürde bulunan ampirik denklemler kullanılarak hesaplanması işlemleri gerçekleştirilmiştir.

4. Bölümde sayısal hesap yöntemi hakkında bilgi verilmiştir.

5. Bölümde tünelin hızlandırıcı bölmesi için yapılan çözümler bulunmaktadır.

6. Bölümde rüzgâr tünelleri için önemli bir bileşen olan dönüş profillerinin optimizasyonuna yönelik işlemler yapılmıştır.

2. RÜZGÂR TÜNELİ BİLEŞENLERİNİN AERODİNAMİK TASARIMI

2.1. 7m*5m Deney Odasının Tasarımı

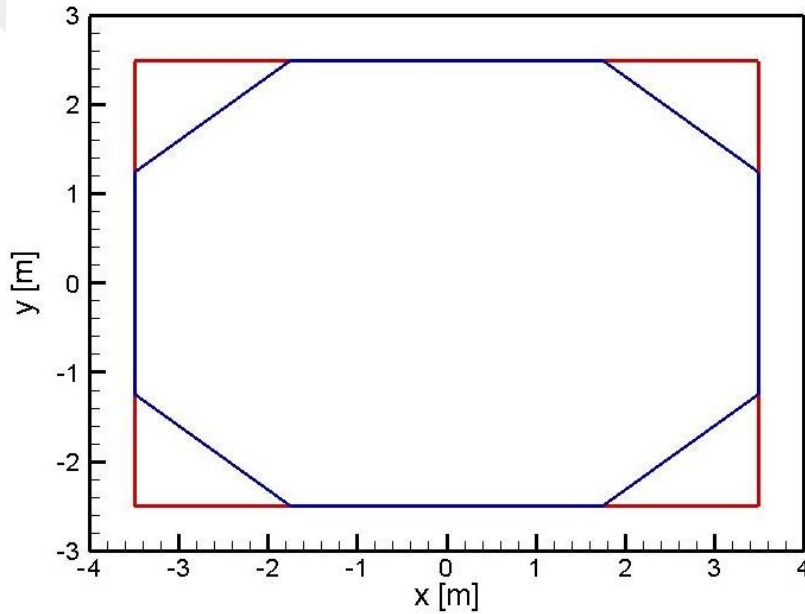
Bu kısımda 7m*5m deney odası kesit alanına sahip bir Rüzgâr Tünelinin deney odası kısmının tasarımı açıklanmıştır.

2.1.1. Deney Odası Giriş Kesiti

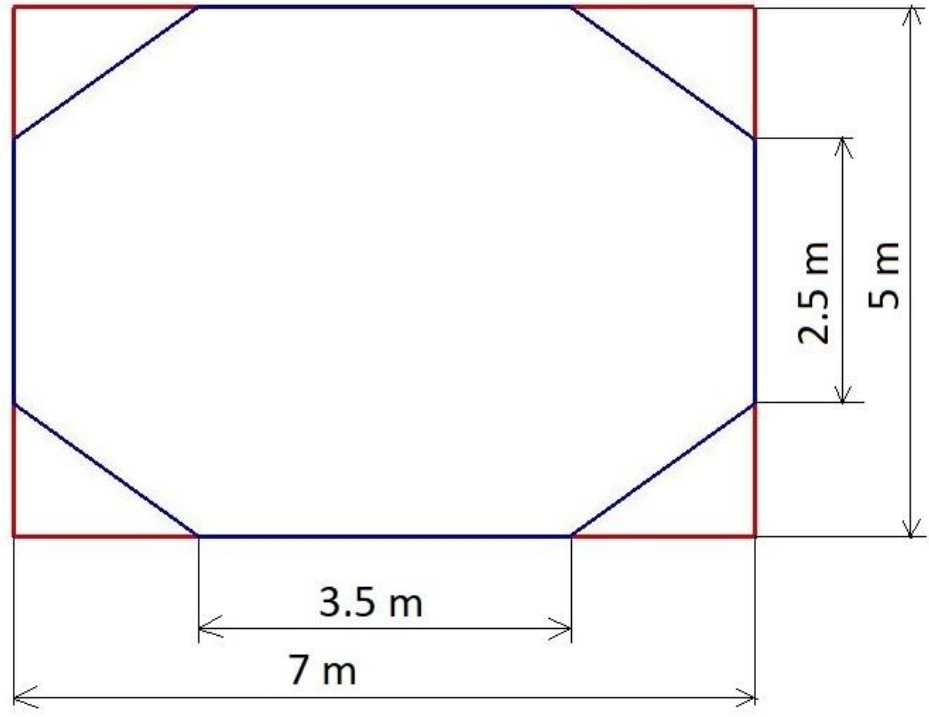
Başlangıçta, deney odası giriş kesti 7m * 5m dikdörtgen olarak düşünülmüştür. Ancak pek çok rüzgâr tüneline dikdörtgen kesit yerine sekizgen (oktagonal) kesit tercih edilmektedir. Kolektör tasarımı ile ilgili tasarım çalışmaları sırasında yapılan CFD çözümleri akımın dairesel kesite uygun bir statik basınç dağılımı oluşturduğunu göstermiştir. Dikdörtgen kesitli bir geometride oluşan köşe akımları akım kalitesini olumsuz etkileyebilmektedir. Dikdörtgen kesitli bir geometride köşeler civarında akan akımın etkin test alanına fazla bir katkı yapmadığı da söylenebilir. Bu köşeler kırılarak, aynı kütle debisi için, tünelin merkezi bölgelerinde daha hızlı ve kaliteli akım elde edilebilir. DLR LLF tüneline, birbiri ile yer değiştirebilen, 3 farklı Deney Odası + kısmi kolektör + kısmi difüzörden oluşan eleman bulunmaktadır [9-11]. Bu tünelde dinlenme odası (settling chamber), kolektör ve deney odası dikdörtgen kesitlidir. Fan bölgesi doğal olarak dairesel kesitlidir. Tünel devresinin diğer bütün kesitleri eş kenarlı sekizgendir (Şekil 2.1). Eş kenarlı sekizgen geometri, dairesel kesite göre, üretim kolaylığı sağlamak ve fan bölgesinde, kolaylıkla dairesel kesite geçiş yapılmasını sağlamaktadır. DLR LLF tüneline deney odasının sekizgen kesitli yapılmamasının nedeni yer değiştirebilen 3 farklı deney odası nedeni ile olabilir. Öte yandan Ankara Rüzgâr Tüneli (ART) [42], RUAG (İsviçre) 7m*5m Rüzgâr Tüneli [43] ve National Research Council Canada (NRC) 9m Rüzgâr tüneli [44] sekizgen kesitli deney odalarına sahiptirler. Tasarlanan Ses Altı Rüzgâr Tüneli için de her kenarın, kendi uzunluğunun dörtte biri kadar iki köşeden itibaren kırılarak sekizgen geometri elde edilmesi ile elde edilen sekizgen giriş kesiti (No:1) Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 de sunulmaktadır. Öte yandan, her kenardan, köşelerden itibaren kısa kenarın dörtte biri kadar kırılarak elde edilmiş sekizgen giriş kesiti (No:2) ise Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 de sunulmaktadır. Her iki geometri de havacılık uygulamaları için uygun olmakla beraber, ilerde, tünelde, otomobil ve bina gibi yere yakın cisimler için de deney yapılması söz konusu olabilir ve bu tür cisimler için daha geniş bir taban düzlemi tercih edilebilir. Bu durumda 2. Geometri daha uygun olabilir. Barley, Rae ve Pope'un kitabında [16] da dikdörtgen kesitli kolektörlerin köşelerinde oluşan ikincil

akım problemlerini en aza indirmek için köşelerin 45 derecelik açı ile kırıldığından bahsedilmektedir. Bu kırılmış kesit deney odasında da devam ettirilmektedir. Bu nedenlerle, köşeleri 45 derece ile kırılmış kesit geometrisi tercih edilecektir.

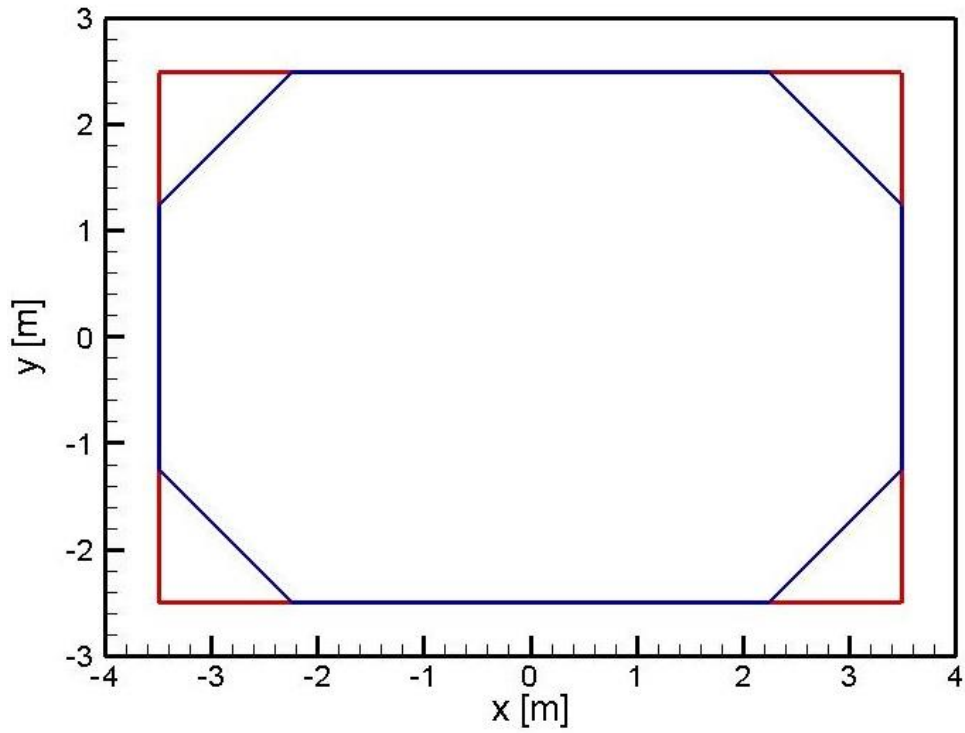
Köşeleri, her kenardan, kısa kenarın dörtte biri (1.25 m) kadar 45 derecelik açı ile kırılmış kesit geometrisinin, 7m*5m dikdörtgen kesit geometrisi ile mukayesesi Tablo 2.1' de sunulmuştur. Bu tabloya göre köşelerin 45 derece kırılması ile kesit alanı % 8.93 azalmıştır. Bu aynı hız için daha az güç harcanacağını gösterir. Deney odası çevresi % 12.20 azalmıştır. Bu da, aynı hızda, tünel duvarlarının daha az yüzey sürtünme sürüklemesi yapacağını gösterir. Öte yandan hidrolik çap % 3.74 artmıştır.



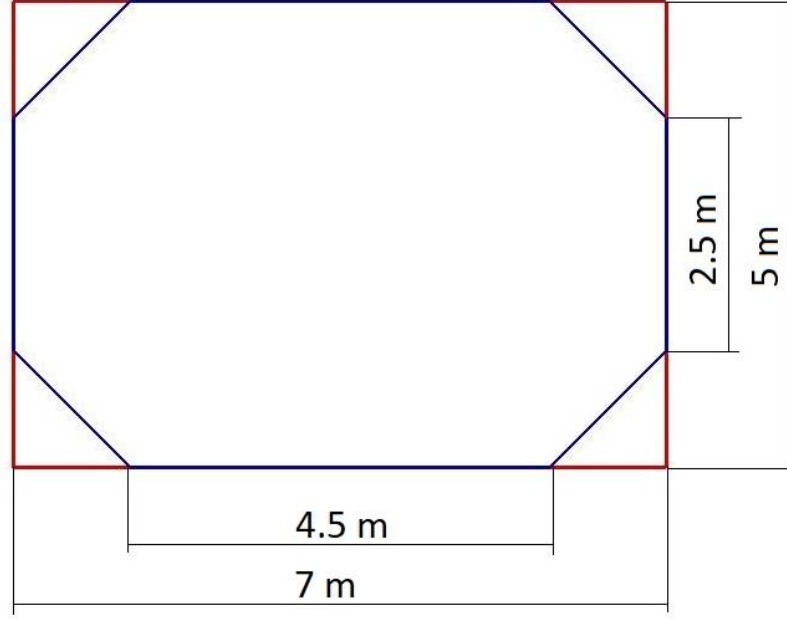
Şekil 2.1. Sekizgen giriş kesiti No:1



Şekil 2.2. Sekizgen giriş kesiti No: 1 boyutları



Şekil 2.3. Sekizgen giriş kesiti No:2



Şekil 2.4. Sekizgen giriş kesiti, No: 2 boyutları

Tablo 2.1. Köşeleri 45 ° ile kırılmış giriş kesitinin dikdörtgen kesitle mukayesesi.

	Dikdörtgen	Köşeleri 45° ile kırılmış	% fark
Alan, A	$7 \times 5 = 35 \text{ m}^2$	$7 \times 5 - 4 \times 0.5 \times 1.25 \times 1.25 = 31.875 \text{ m}^2$	-8.93
Çevre, P	$7 + 5 + 7 + 5 = 24 \text{ m}$	$(4.5 + 2.5) \times 2 + 1.7678 \times 4 = 21.0712$	-12.20
Hidrolik Çap, $d_h = (4A)/P$	5.833 m	6.0509 m	+3.74

2.1.2. Deney Odası Uzunluğu

Havacılık uygulamaları için, deney odası uzunluğunun deney odasının ana boyutunun bir ila iki katı olması tavsiye edilmektedir [16]. Tasarlanan tünel için, ana boyut olarak deney odası girişi uzun kenarı alırsak (7m) deney odası uzunluğu, 7-14 m olmalıdır. Kolektör çıkışındaki akımın yeteri kadar uniform olmaması nedeni ile kolektörden sonra sabit kesitli bir bölüm olmalıdır [16]. Bu bölümün uzunluğunu da 2 m olarak alabiliriz. Yani deney odası uzunluğu 9-16 m olmalıdır. Öte yandan bazı rüzgâr tünellerinin deney odası uzunlukları ve uzunluğun hidrolik çapa oranları Tablo 2.2 de verilmiştir [42-45].

Tablo 2.2. Bazı tüneller için deney odası uzunluğunun hidrolik çapa oranı. (*) : Köşelerin kırıklığı dikkate alınarak hesaplandı.

Tünel	Hidrolik Çap, d_h	Deney Odası Uzunluğu, L	L/d_h
DNW-LLF 6m*6m	6 m	15 m	2.50
DNW-LLF 8m*6m	6.86 m	20 m	2.92
DNW-LLF 9.5m*9.5m	9.5 m	20 m	2.11
ART 3.05m*2.44m, köşeleri kırık	2.81 m (*)	6.10 m	2.17 (*)
RUAG 7m*5m Köşeleri kırık	6.05 m (*)	15 m	2.48 (*)
NRC 9.1m*9.1m	9.1 m	24 m	2.64

Tünelde, otomotiv, inşaat ve şehircilik uygulamaları için de deneyler yapılabileceği dikkate alınarak deney odasını fazla kısa tutmamamız, sürtünme kayıplarını arttırmamak için de fazla uzun yapmamamız gerekmektedir. Pankhurst ve Holder [14], deney odasının uzun tutulması halinde güç ihtiyacının az miktarda artacağını ancak bunun çok önemli olmadığını, deney odası uzunluğunun en az çapın 3 katı olmasının tavsiye edildiğini belirtmişlerdir. Bu durumda deney odası uzunluğunu **18 metre** olarak alabiliriz. Bu değer için, deney odası boyu ve hidrolik çapa oranı Tablo 2.3 de verilmiştir.

Tablo 2.3. 7m*5m Rüzgâr tüneli deney odası uzunluğu ve hidrolik çapa oranı

Tünel	Hidrolik Çap, d_h	Deney Odası Uzunluğu, L	L/d_h
7m*5m (köşeleri 45° kırık)	6.05 m	18 m	2.98

2.1.3. Deney Odası Çıkış Kesiti

Deney odası çıkış kesiti deney odası boyunca sınır tabakanın kalınlaşması nedeni ile giriş kesitine göre daha büyük olmalıdır. Deney odası çıkış kesitinin alanı, çıkış kesitindeki duvarların dışa doğru, sınır tabaka yer değiştirme kalınlığı kadar ötelenmesi ile hesaplanır.

Sınır tabaka yer değiştirme kalınlığı, δ^* , şu şekilde tanımlanır:

$$\delta^* = \int \left(1 - \frac{u}{U_e}\right) dy \quad (2.1)$$

Burada, $u = u(y)$, sınır tabaka içindeki hız dağılımını, U_e , ise sınır tabakanın sınırındaki (edge) hız değerini temsil etmektedir. y , ise duvara dik yönde mesafedir. Kaba bir yaklaşımla, deney odası duvarlarının, $\gamma = 0.5^\circ$ lik bir açı ile dışa doğru açılması tavsiye edilmektedir [7]. Bu durumda 18 metrelik uzunluk için:

$$\tan(0.5) = \frac{dr}{L} \quad (2.2)$$

$$dr = 18 * \tan(0.5) = 0.1571m = 15.71 \text{ cm}$$

Yani çıkış kesiti alanı, giriş kesitindeki her bir duvarın 15.71 cm dışa ötelenmesi ile elde edilecektir.

Bu ötelenme miktarını daha hassas hesaplamak için önce Reynolds sayısını hesaplamalıyız.

$$Re_x = \frac{\rho U_e x}{\mu} \quad (2.3)$$

Kabaca, deniz seviyesi, standart atmosfer kabulü yaparsak,

$$\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3 \text{ (hava yoğunluğu)}$$

$$\mu = 1.812 * 10^{-5} \frac{Ns}{m^2} \text{ veya } \frac{kg}{ms}$$

$$x = 18 \text{ m}$$

$$U_e = 100 \text{ m/s}$$

$$Re_x = \frac{1.225 \times 100 \times 18}{1.812 \times 10^{-5}} = 1.217 \times 10^8 \quad (2.4)$$

Rüzgâr Tünelinin Ankara’da kurulacağını varsayarsak, 900 metre irtifa için (Standart Atmosfer);

$$\rho = 1.123 \text{ kg/m}^3 \text{ (hava yoğunluğu)}$$

$$\mu = 1.783 * 10^{-5} \frac{Ns}{m^2} \text{ veya } \frac{kg}{ms}$$

$$Re_x = \frac{1.123 \times 100 \times 18}{1.783 \times 10^{-5}} = 1.134 \times 10^8 \quad (2.5)$$

Tablo 2.4’ de çeşitli Reynolds sayıları için yer değiştirme kalınlıkları sunulmuştur [46, 47].

Tablo 2.4. *Çeşitli Reynolds sayıları için yer değiştirme kalınlıkları [46, 47]*

Deney odası için δ^* değerlerini elde etmek için kullanılan veri			
R_x	c_f	C_f	δ^*/x
2×10^5	0.00480	0.00614	0.00405
3×10^5	0.00444	0.00562	0.00306
4×10^5	0.00419	0.00529	0.00342
5×10^5	0.00402	0.00506	0.00325
7×10^5	0.00379	0.00473	0.00300
10^6	0.00357	0.00441	0.00278
1.5×10^6	0.00332	0.00408	0.00255
2×10^6	0.00317	0.00387	0.00240
3×10^6	0.00290	0.00360	0.00222
4×10^6	0.00283	0.00342	0.00209
5×10^6	0.00274	0.00330	0.00201
7×10^6	0.00260	0.00311	0.00188
10^7	0.00245	0.00293	0.00176
2×10^7	0.00222	0.00263	0.00157
3×10^7	0.00211	0.00247	0.00146
4×10^7	0.00205	0.00237	0.00140
5×10^7	0.00106	0.00229	0.00135
7×10	0.00187	0.00218	0.00128
10^8	0.00179	0.00207	0.00121
2×10^8	0.00163	0.00189	0.00109
3×10^8	0.00151	0.00179	0.00103
5×10^8	0.00145	0.00167	0.00096
10^9	0.00135	0.00155	0.00088
2×10^9	0.00125	0.00141	0.00079
5×10^9	0.00113	0.00127	0.00071
10^{10}	0.00105	0.00118	0.00065

Bu tabloya göre

$$Re_x = 1 \times 10^8 \text{ için } \frac{\delta^*}{x} = 0.00121$$

$$Re_x = 2 \times 10^8 \text{ için } \frac{\delta^*}{x} = 0.00109$$

Enterpolasyon ile

$$Re_x = 1.134 \times 10^8 \text{ için } \frac{\delta^*}{x} = 0.00120 \text{ bulunur.}$$

$$\begin{aligned} \delta^* &= x \frac{\delta^*}{x} = 18 \times 0.00112 = 0.0216 \text{ m} \\ &= 2.16 \text{ cm} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Buradan

$$\begin{aligned} \tan \gamma &= \frac{dr}{L} = \frac{0.0216}{18} = 0.0012 \\ \gamma &= 0.07^\circ \end{aligned} \quad (2.7)$$

bulunur. Öte yandan, Pankhurst ve Holder [14] genişlemenin ortalama bir değer üzerinden yapılmasını tavsiye etmektedir. Reynolds sayısını deney odasının orta kesiti ($x=9\text{m}$) için hesaplırsak

$$Re_x = 5.67 \times 10^7 \quad (2.8)$$

olur. Bu değer için Tablo 6'den:

$$\frac{\delta^*}{x} = 0.00135 \quad (2.9)$$

bulunur.

$$x = 9 \text{ m için } \delta^* = 0.0122 \text{ m} = 1.22 \text{ cm}$$

$$\tan \gamma = \frac{dr}{L} = 0.00135 \quad (2.10)$$

$$\gamma = 0.077^\circ$$

Yer değiştirme kalınlığını hesap yöntemi ile de bulabiliriz [47].

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0.375}{Re_x^{1/5}} \quad (2.11)$$

$$\frac{\delta^*}{\delta} = \frac{1}{8} \quad (2.12)$$

Sonuçlar Tablo 2.5’ te özetlenmiştir.

Tablo 2.5. 100 m/s hava hızı ve 900 m irtifa için yer değiştirme kalınlıkları

x	Re_x	δ	δ^*	$\frac{\delta^*}{x} = \frac{dr}{L}$	$\gamma = \text{atan}\left(\frac{dr}{L}\right)$
9 m	5.67×10^7	0.095 m (9.50 cm)	0.0119 m (1.19 cm)	0.0013	0.076°
18 m	1.134×10^8	0.1653 m (16.53 cm)	0.0207 m (2.07 cm)	0.0012	0.069°

Deney odası duvarlarının genişleme açısını $\gamma = 0.077^\circ$ alırsak

$$dr = L \tan(\gamma) = 18 * \tan(0.077) = 0.0242m \text{ (2.42cm)}$$

bulunur. Yani ıkış kesitinde hidrolik çap, giriş kesitinden 2.42 cm fazla olmalıdır.

Giriş kesiti hidrolik çapı: $d_{h,giriş} = 6.05 \text{ m}$

ıkış kesiti hidrolik çapı: $d_{h,çıkış} = 6.05 + 2 * 0.0242 = 6.0984 \text{ m} \cong 6.1 \text{ m}$

$$\frac{A_{ıkış}}{A_{giriş}} = \frac{d_{h,çıkış}^2}{d_{h,giriş}^2} = \frac{6.10^2}{6.05^2} = 1.017 \quad (2.13)$$

Bu hesaba göre çıkış kesit alanı, giriş kesit alanına göre yaklaşık % 1.7 kadar daha büyük olmalıdır. Tünel çıkışındaki yaklaşık 2.5 cm lik sınır tabaka yer değiştirme kalınlığı tünelin etkin alanını fazla daraltmamıştır. Bunun nedeni tünel çapının oldukça büyük olmasıdır.

Giriş alanına göre çıkış alanındaki bu büyümeyi, deney odasının aralarında 7m aralık bulunan yan duvarlarına ve aralarında 5m aralık bulunan üst ve alt duvarlarına dokunmadan sadece 45° aı ile kırılan köşelerde, kırılan kısmın boyutlarını azaltarak elde edebiliriz.

Giriş Kesit Alanı = (7m*5m dikdörtgen alanı) – (kırpılan üçgenlerin alanı)

$$7 \times 5 - 4 \times 0.5 \times 1.25 \times 1.25 = 31.875 \text{ m}^2$$

Çıkış Kesit Alanı=(Giriş Kesit Alanı) * 1.017 = 32.417 m²

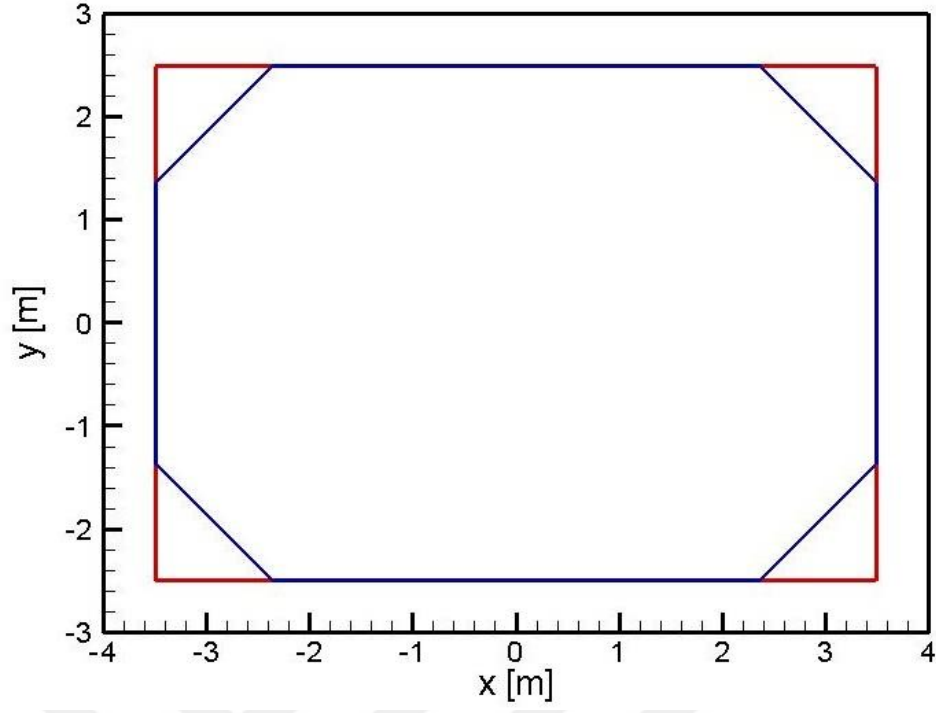
Çıkış Kesit Alanı = (7m*5m dikdörtgen alanı) – (kırpılan üçgenlerin alanı)

$$32.417 = 7 \times 5 - 4 \times 0.5 \times l_k \times l_k$$

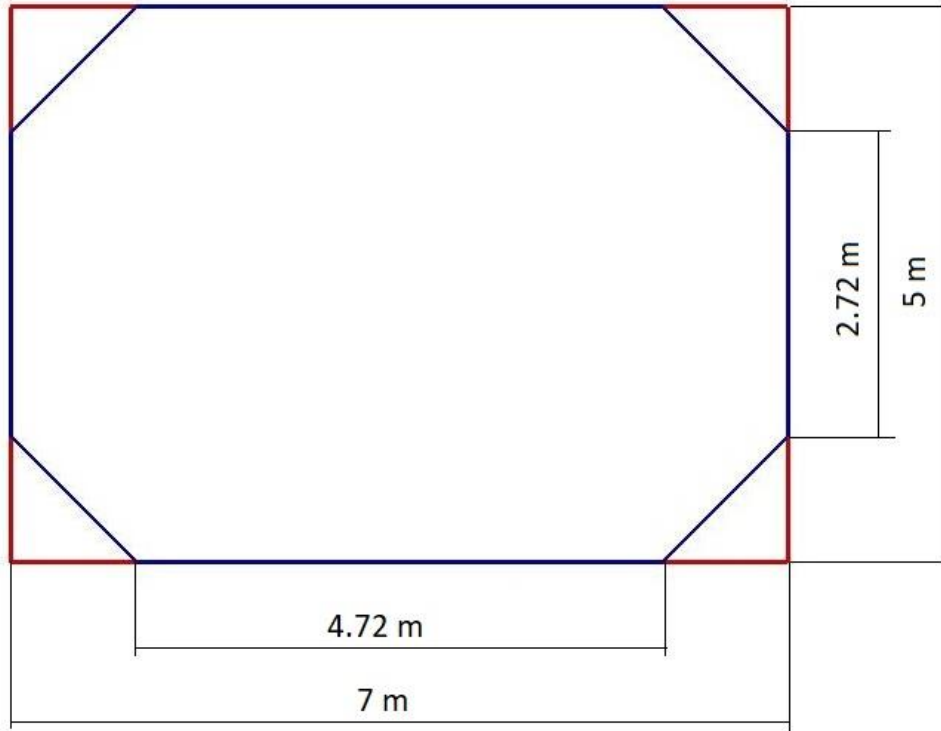
$$l_k = 1.136 \cong 1.14 \text{ m}$$

Yani giriş kesitinin köşelerinden, dik kenarları 1.25 m olan ikizkenar dik üçgenler kesilirken, çıkış kesitinde dik kenarları 1.14 m olan ikizkenar dik üçgenler kesilecektir. Tünele model konulduğunda modelin ve model izinin de kesiti daraltması (blokaj) nedeni ile deney odasının yukarıda belirtilenden daha fazla genişlemesi gerekebilir. Bu tür durumlar için akıma uyumlu duvar (adaptive Wall) uygulanabilir [48,49]. Bu tür uygulamalar yüksek ses altı, transonik hızlarda daha çok rağbet görmektedir. Gerekirse, deney odası kesitinin modele uyum sağlaması, köşelerden yapılan kesintilerin tünel eksenine boyunca farklı miktarda yapılması ile sağlanabilir.

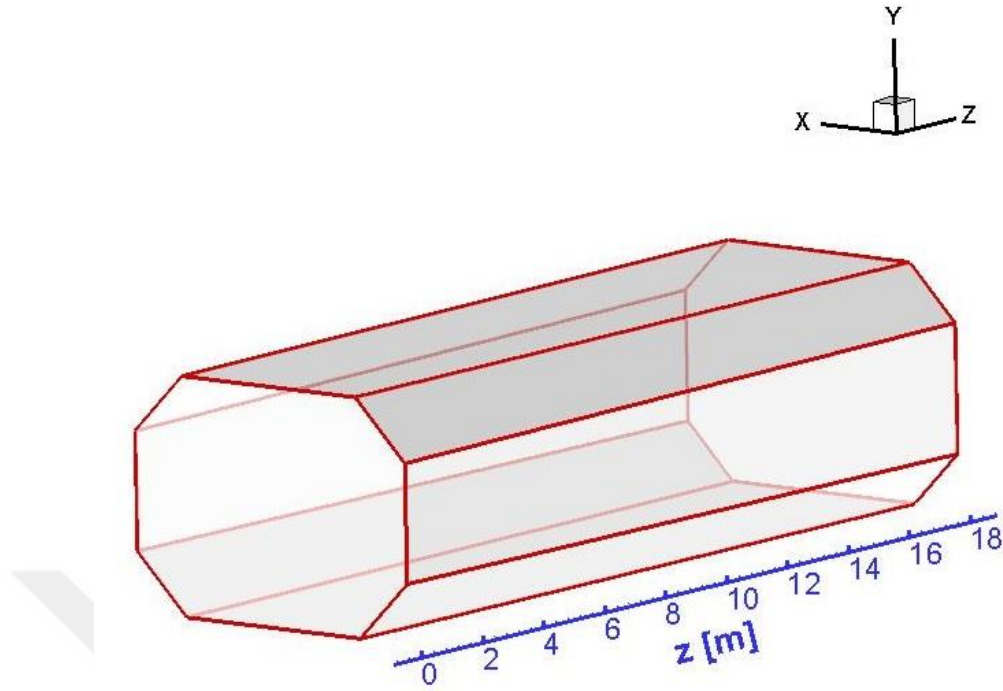
Çıkış kesit geometrisi ve boyutları Şekil 2.5 ve 2.6 da sunulmaktadır. Deney odasının 3 boyutlu görünümü ise Şekil 2.7 de sunulmaktadır.



Şekil 2.5. Çıkış Kesiti



Şekil 2.6. Çıkış kesiti boyutları



Şekil 2.7. Deney odasının üç boyutlu görünümü

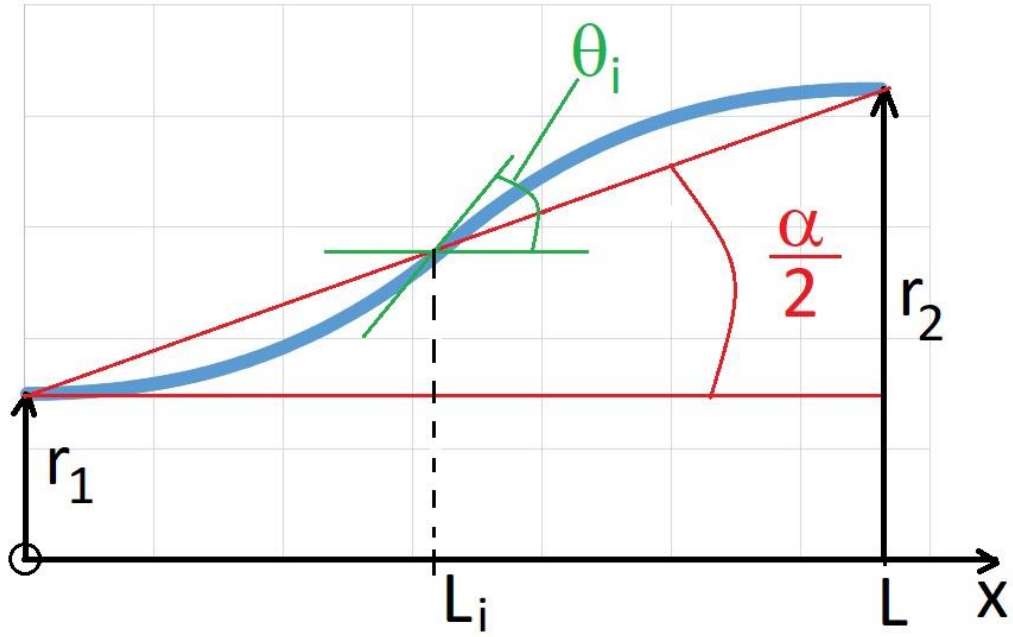
Bu kısımda 7m*5m Deney Odası kesitli ses altı rüzgâr tüneli için deney odası tasarımı yapılmıştır. Köşe akımlarının olumsuz etkilerini azaltmak ve etkin kesit alanını fazla azaltmadan toplam kesit alanını azaltmak amacı ile giriş kesiti her köşeden itibaren dik kenarları 1.25 m olan ikizkenar dik üçgenler kadar kesilmiştir.

Deney odası uzunluğu 18 metredir. Deney odası boyunca sınır tabaka yer değiştirme kalınlığı nedeni ile etkin kesit alanının azalmasını telafi etmek için çıkış kesit alanı giriş kesitine göre % 1.7 büyük tutulmuştur. Bunu sağlamak üzere çıkış kesitinde, dikdörtgen kesite göre köşelerden yapılan azaltma dik kenarları 1.14 m olan ikizkenar dik üçgenler kadar kesilerek yapılmıştır.

2.2. 7m*5m Deney Odası için Kolektör (Hızlandırıcı) Tasarımı

Bu kısımda 7m*5m deney odası kesit alanına sahip bir Rüzgâr Tünelinin kolektör kısmının tasarımı açıklanacaktır. Kolektör geometrisi Şekil 1' de tanımlanmıştır. Burada “1” indisi çıkış kesitini, “2” indisi giriş kesitini temsil etmektedir. “i” indisi ise dönüm noktasını (inflection point) temsil etmektedir. Dönüm noktası, eğrinin eğiminin artandan azalana geçtiği noktadır. “r”, hidrolik yarıçap, “ α ”, kolektör tepe açısı, θ_i , dönüm noktasında eğriye teğet olan

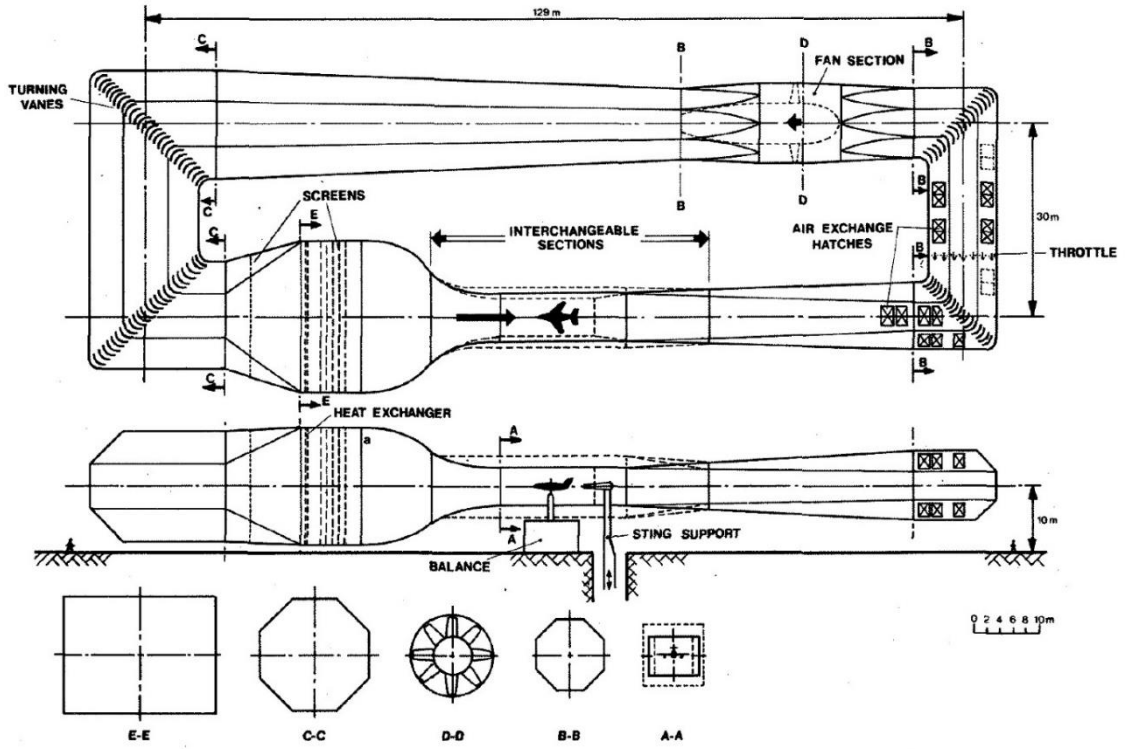
doğrunun x eksenini ile yaptığı açıdır. “L” kolektör uzunluğunu, “ L_i ” ise dönüm noktasının konumunu temsil etmektedir. Kolektör yarı tepe açısının ($\alpha/2$) küçük seçilmesi çıkış akımının kalitesini olumlu yönde etkilemektedir. Öte yandan bu açının çok küçük seçilmesi de kolektör uzunluğunu aşırı arttıracaktır. Dönüm noktasındaki teğet doğrunun açısı (θ_i) kolektör yarı tepe açısından biraz fazla seçilir.



Şekil 2.8. Kolektör Geometrisi

DNW-LLF Kolektör Özellikleri

Rakip araştırması olarak, DNW-LLF kapalı devre ses altı rüzgâr tüneli incelenmiştir.



Şekil 2.9. DNW-LLF Üstten ve yandan görünüş [9].

DNW-LLF Tünelinin 3 farklı deney odası bulunmaktadır. Dolayısı ile 3 farklı kolektör alan oranı söz konusudur. Kolektör giriş kesit alanı $A_2=18m*24m=432 m^2$ dir. Deney odası kesitleri sırası ile $9.5m*9.5m$, $6m*8m$ ve $6m*6m$ dir. Bu çıkış kesitleri için alan oranları şu şekildedir:

Tablo 2.6. DNW-LLF 3 farklı deney odası kesiti için kolektör giriş/çıkış alan oranları

$A_2[m^2]$	$A_1[m^2]$	$\frac{A_2}{A_1}$
$18*24=432$	$9.5*9.5=90.25$	4.79
$18*24=432$	$8*6=48$	9.00
$18*24=432$	$6*6=36$	12.00

Kolektör uzunluğu $L=22$ metredir.

Hidrolik çap

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (2.14)$$

formülünden hesaplanır. Burada

A : Kesit Alanı , P : Çevre

Kolektör tepe açısının yarısı:

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{\frac{d_{h2} - d_{h1}}{2}}{L} \quad (2.15)$$

$$d_{h2} = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times 18 \times 24}{2(18 + 24)} = 20.57 \text{ m} \quad (2.16)$$

Tablo 2.7. DNW-LLF 3 Farklı deney odası kesiti için kolektör tepe açıları.

Çıkış Kesidi	L [m]	d_{h2} [m]	d_{h1} [m]	$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)$	$\frac{\alpha}{2}$ [°]	α [°]
9.5*9.5	22	20.57	9.5	0.2516	14.12	28.24
8*6	22	20.57	6.86	0.3116	17.31	34.62
6*6	22	20.57	6	0.3311	18.32	36.64

2.2.1. 7m*5m Ses Altı Rüzgâr Tüneli Kolektör Tasarımı

Kolektör giriş kesiti dinlenme odası kesiti ile aynıdır. Kolektör giriş kesiti, uzun kenarı 19.80 m, kısa kenarı 14.14 m ve alanı 280 m² olan bir dikdörtgenin köşelerinden ikizkenar dik üçgenlerin kırılması ile elde edilmişti. Kırılan ikizkenar dik üçgenlerin dik kenarlarının her biri dikdörtgenin kısa kenarının dörtte biri uzunluğundadır. Yani 14.14/4=3.54 m uzunluğundadır. Kolektör giriş kesiti Şekil 2.10'da sunulmaktadır. Kırılan kısımlar çıktıktan sonra giriş kesitinin alanı:

$$A_{kol.gir} = A_{din.o.} = 280 - 4 \times \left(\frac{1}{2} \times 3.54 \times 3.54\right) = 255 \text{ m}^2 \quad (2.17)$$

Tasarlanan kolektör için alan oranı:

$$\frac{A_2}{A_1} = 8.0$$

Kolektör tepe açısı seçimi:

$$\alpha = 30^\circ$$

$$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ$$

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0.2679 \quad (2.18)$$

Çıkış kesiti uzun kenar = 7m

Çıkış kesiti kısa kenar= 5m

Çıkış kesit alanı = 7m*5m = 35 m²

Çıkış kesiti hidrolik çapı:

$$d_{h1} = \frac{4A_1}{P_1} = \frac{4 * 35}{2 * (7 + 5)} = 5.833m \quad (2.19)$$

Çıkış kesiti hidrolik yarıçapı:

$$r_{h1} = 2.9165 \text{ m}$$

Giriş kesiti uzun kenar uzunluğu = 7 * $\sqrt{8}$ = 19.7990 m

Giriş kesiti kısa kenar uzunluğu = 5 * $\sqrt{8}$ = 14.1421 m

Giriş kesiti alanı: $A_1 = 19.7990 * 2.8284 = 280 \text{ m}^2$

Giriş kesiti hidrolik çapı:

$$d_{h2} = \frac{4A_2}{P_2} = \frac{4 * 280}{2 * (19.7990 + 14.1421)} = 16.4992m$$

Giriş kesiti hidrolik yarıçapı:

$$r_{h2} = 8.4853 \text{ m}$$

Kolektör uzunluğu:

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \tan(15) = 0.2679 = \frac{r_{h2} - r_{h1}}{L} = \frac{8.4853 - 2.9165}{L}$$

$$L = 19.9071 \text{ m}$$

$$L_{kollektör} = 19.9027 \text{ m}$$

Kırpılan ikizkenar dik üçgenlerin hipotenüsü:

$$c = \sqrt{3.5355^2 + 3.5355^2} = 5.00 \text{ m}$$

Kolektör giriş kesitinin çevresi:

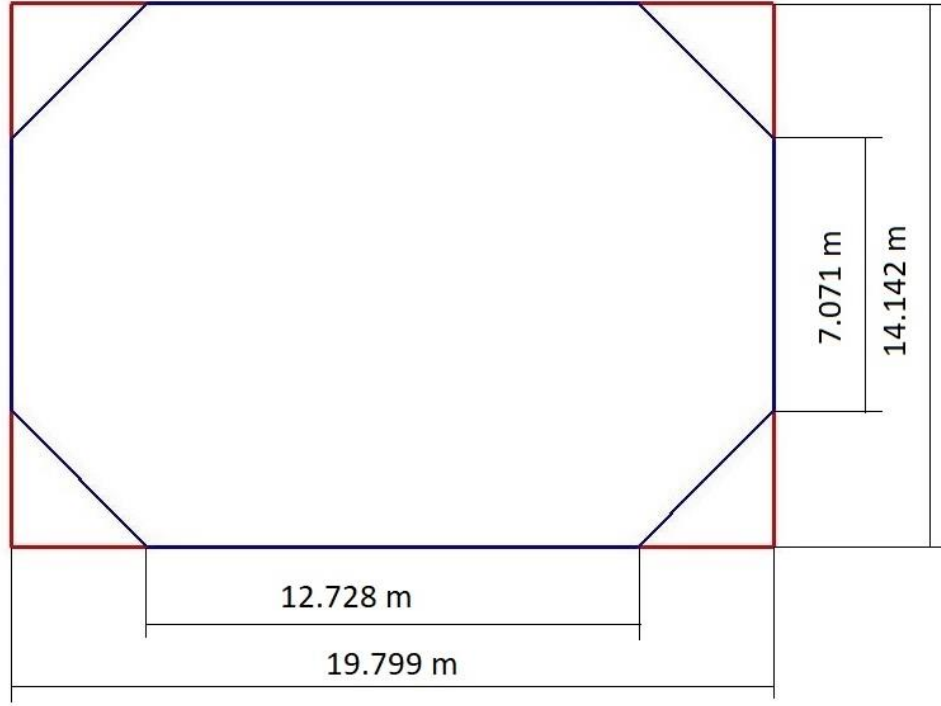
$$P_{kol.gir.} = 12.728 * 2 + 7.071 * 2 + 5.0 * 4 = 59.598 \text{ m}$$

Kolektör giriş kesiti hidrolik çapı:

$$d_{h,kol.gir.} = \frac{4 \times A_{kol.gir.}}{P_{kol.gir.}} = \frac{4 \times 255}{59.598} = 17.1147 \text{ m}$$

Kolektör giriş kesiti hidrolik yarıçapı:

$$r_{h,kol.gir.} = \frac{d_{h,kol.gir.}}{2} = \frac{17.1147}{2} = 8.5574 \text{ m}$$



Şekil 2.10. Kolektör giriş kesit boyutları

Kolektör çıkış kesiti, deney odası giriş kesiti ile aynıdır. Uzun kenarı 7.0 m, kısa kenarı 5.0 m ve alanı 35 m² olan bir dikdörtgenin köşelerinden ikizkenar dik üçgenlerin kırılması ile elde edilmiştir. Kırılan ikizkenar dik üçgenlerin dik kenarlarının her biri dikdörtgenin kısa kenarının dörtte biri uzunluğundadır. Yani 5.0/4=1.25 m uzunluğundadır. Kırılan kısımlar çıkarıldıktan sonra çıkış kesitinin alanı:

$$A_{kol.çık.} = A_{den.o.} = 35 - 4 \times \left(\frac{1}{2} \times 1.25 \times 1.25 \right) = 31.875 \text{ m}^2$$

Kırılan ikizkenar dik üçgenlerin hipotenüsü:

$$c = \sqrt{1.25^2 + 1.25^2} = 1.7678 \text{ m}$$

Kolektör çıkış kesitinin çevresi:

$$P_{kol.çık.} = 4.5 * 2 + 2.5 * 2 + 1.768 * 4 = 21.0712 \text{ m}$$

Kolektör çıkış kesiti hidrolik çapı:

$$d_{h,kol.çık.} = \frac{4 \times A_{kol.çık.}}{P_{kol.çık.}} = \frac{4 \times 31.875}{21.0712} = 6.0509 \text{ m}$$

Kolektör çıkış kesiti hidrolik yarıçapı:

$$r_{h,kol.çık.} = \frac{d_{h,kol.çık.}}{2} = \frac{6.0509}{2} = 3.0255 \text{ m}$$

Kolektör uzunluğu, köşeleri kırılmamış kolektör tasarımı ile aynıdır.

$$L_{kolektör} = 19.9027 \text{ m}$$

Kolektör tepe açısı, α_k şu şekilde hesaplanır.

$$\tan\left(\frac{\alpha_k}{2}\right) = \frac{r_{h,kol.gir.} - r_{h,kol.çık.}}{L_{kolektör}} = \frac{8.5574 - 3.0255}{19.9027} = 0.2779$$

$$\frac{\alpha_k}{2} = 15.53^\circ$$

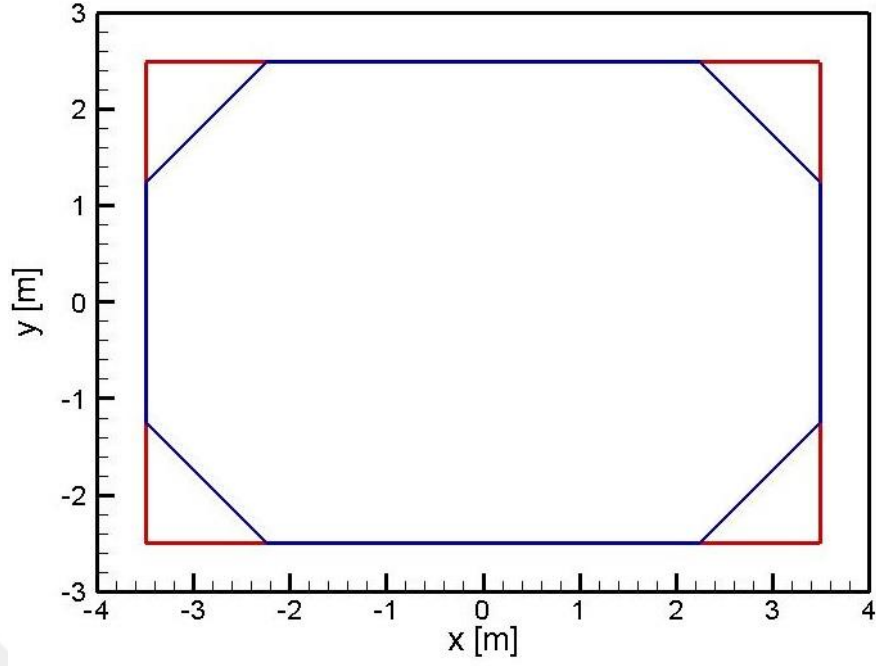
$$\alpha_k = 31.06^\circ$$

Kolektör çıkış kesiti Şekil 2.11 ve 2.12 de sunulmaktadır.

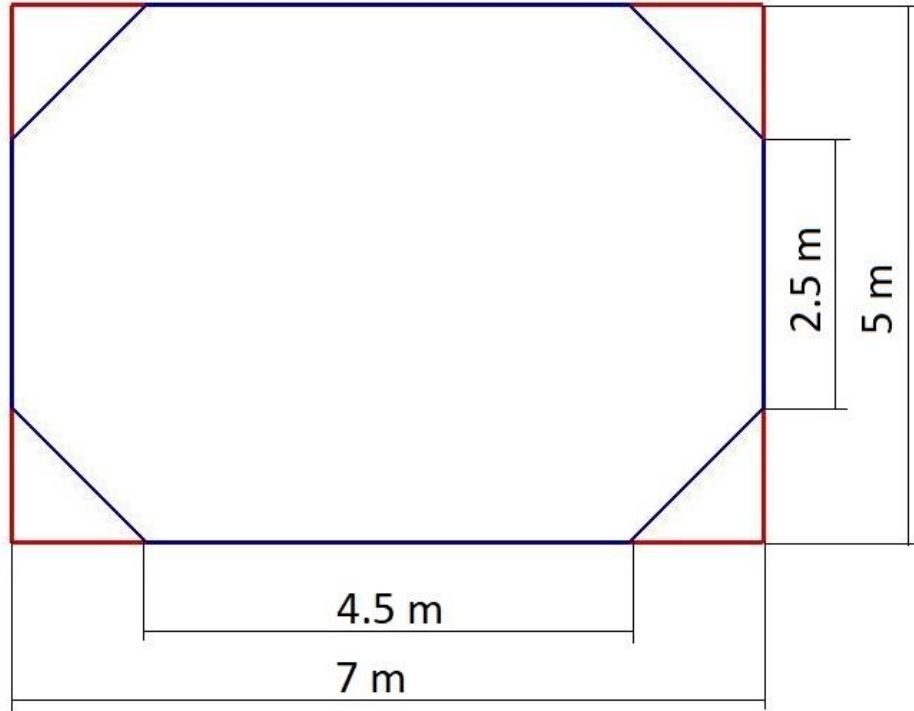
Köşeleri kırılmış kolektöre ait parametreler Tablo 2.8 de özetlenmiştir.

Tablo 2.8. Köşeleri 45 ° ile kırılmış kolektör parametreleri.

	Giriş Kesiti	Çıkış Kesiti	Giriş/Çıkış
Alan, A [m ²]	255	31.875	8.0
Çevre, P [m]	59.598	21.0712	2.83
Hidrolik Çap [m] $d_h=(4A)/P$	17.1147	6.0509	2.83
Hidrolik yarıçap [m]	8.5574	3.0255	2.83
Uzunluk, L [m]	19.9027		
Kolektör Tepe Açısı, α [°]	31.06		



Şekil 2.11. Kolektör çıkış kesiti.



Şekil 2.12. Kolektör çıkış kesiti boyutları.

Kolektörün yan duvarları, evvelce açıklandığı gibi iki adet üçüncü mertebe polinom kullanılarak hesaplanır. Burada seçilen yan duvar geometrisine ait parametreler şu şekildedir:

Kolektör Tepe Açısı: 30° (dikdörtgen kesit için).

Dönüm noktasının çıkış kesitine kolektör uzunluğu cinsinden mesafesi: $L_i = 0.5L$

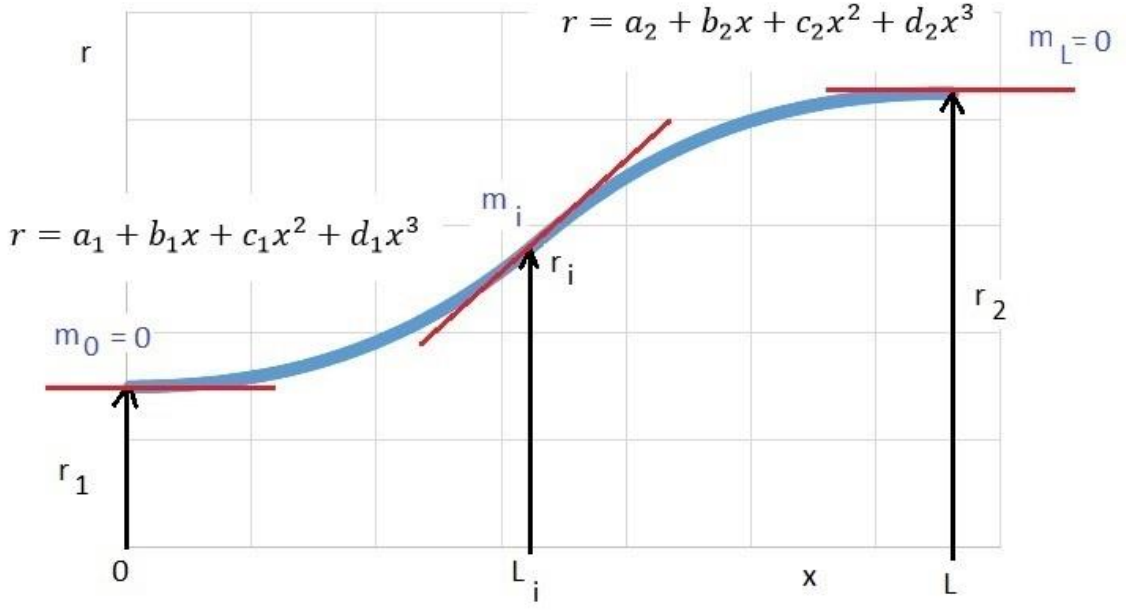
Dönüm noktasında hidrolik yarıçap: $r_i = \frac{r_1+r_2}{2.4}$

Dönüm noktasında teğet açısı: $\theta_i = 25^\circ$

Her bir x istasyonunda kırılmış kesit geometrisi, giriş ve çıkışa benzer şekilde belirlenir.

2.2.2 Kolektör Eğrisinin Tayini

Kolektör eğrisinin tayini için iki tane üçüncü derece polinom kullanılacaktır. Kolektör geometrisi ve seçilen koordinat sistemi, Şekil 2.13 de tanımlanmıştır. Bu şekilde r_1 kolektörün çıkış yarıçapını r_2 ise giriş yarıçapını temsil etmektedir. Birinci polinom kolektörün çıkış kesiti ($x=0$) ile eğrinin eğiminin artan karakterden azalan karaktere geçiş yaptığı dönüm noktası (inflection point) ($x= L_i$) , arasında geometriyi tanımlayacaktır. İkinci polinom ise dönüm noktası ile kolektörün giriş kesiti ($x = L_i$) arasında kolektör geometrisini tanımlayacaktır. Kolektör eğrisinin bu şekilde tanımlanması Hernandez ve diğerleri [50] ve Kao ve diğerleri [51] tarafından da uygulanmış bir yöntemdir. Eğer kolektör eğrisinin uzunluğu, çıkış ve giriş yarıçapları ve çıkış ve girişteki eğimler belli ise, dönüm noktasının x koordinatı (L_i), dönüm noktasının r koordinatı (r_i) ve dönüm noktasının eğimi (m_i) serbest değişkenler olarak ortaya çıkar. Bu da aynı alan oranı ve aynı kolektör uzunluğu için çok sayıda kolektör yüzey eğrisi elde etmemize olanak sağlar.



Şekil 2.13. Kolektör eğrisini tayin eden polinomlar.

Eğrinin $x = 0$ dan $x = L_i$ noktasına kadar olan kısmı için

$$r = a_1 + b_1x + c_1x^2 + d_1x^3 \quad (2.22)$$

ve $x = L_i$ den $x = L$ noktasına kadar olan kısmı için

$$r = a_2 + b_2x + c_2x^2 + d_2x^3 \quad (2.23)$$

denklemleri tanımlanmaktadır. Bu denklemlerde yer alan katsayılar, seçilen koşulları sağlayacak şekilde belirlenir.

Eğrinin $x = 0$ 'dan $x = L_i$ noktasına kadar olan kısmı için;

Koşullar:

- 1) $x = 0, \quad r = r_1$
- 2) $x = 0, \quad \frac{dy}{dx} = 0$
- 3) $x = L_i, \quad r = r_i$
- 4) $x = L_i, \quad \frac{dr}{dx} = m_i$

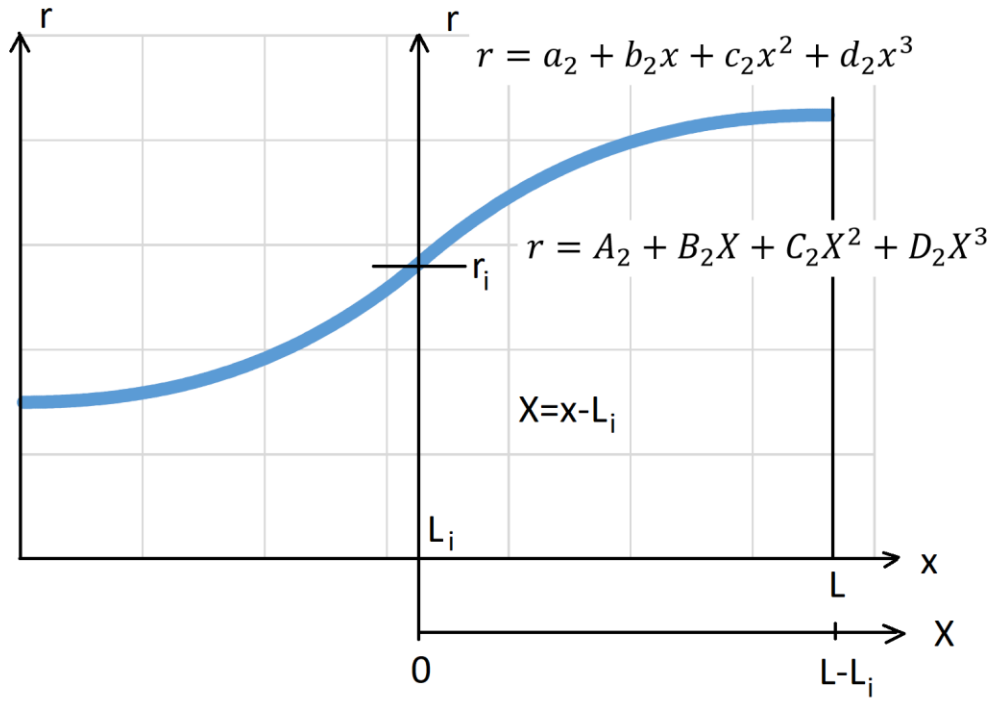
Bu koşullar kullanılarak, bu bölge için polinomun katsayıları şu şekilde bulunur:

$$\begin{aligned}a_1 &= r_1 \\b_1 &= 0 \\c_1 &= \frac{m_i}{2L_i} - \frac{3}{2} \left[\frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^2} \right] \\d_1 &= \frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^3}\end{aligned} \tag{2.24}$$

Eğrinin $x = L_i$ 'den $x = L$ noktasına kadar olan kısmı için;

Koşullar:

- 1) $x = L_i, \quad r = r_i$
- 2) $x = L_i, \quad \frac{dr}{dx} = m_i$
- 3) $x = L, \quad r = r_2$
- 4) $x = L, \quad \frac{dr}{dx} = 0$



Şekil 2.14. Koordinat dönüşümü

Kolaylık sağlamaı bakımından burada, Şekil 2.14'te açıklanan, bir koordinat dönüşümü yapacağız.

$$X = x - L_i \quad (2.25)$$

$$r = a_2 + b_2x + c_2x^2 + d_2x^3 \quad (2.26)$$

Şeklindeki denklemimizi yeni koordinat sisteminde;

$$r = A_2 + B_2X + C_2X^2 + D_2X^3 \quad (2.27)$$

formunda yazacağız.

Bu durumda orjinal koordinat sisteminde denkem

$$r = A_2 + B_2(x - L_i) + C_2(x - L_i)^2 + D_2(x - L_i)^3 \quad (2.28)$$

Formunda olur. Koşulları yeni koordinat sisteminde yazarsak;

$$1) \quad x = L_i, \quad X = 0, \quad r = r_i$$

$$2) \quad x = L_i, \quad X = 0, \quad \frac{dr}{dx} = m_i$$

$$3) \quad x = L, \quad X = L - L_i, \quad r = r_2$$

$$4) \quad x = L, \quad X = L - L_i, \quad \frac{dr}{dx} = 0$$

Bu koşullar kullanılarak, bu bölge için polinomun katsayıları şu şekilde bulunur:

$$A_2 = r_i \quad (2.29)$$

$$B_2 = m_i \quad (2.30)$$

$$C_2 = -\frac{m_i}{2(L - L_i)} - \frac{3}{2} \left[\frac{m_i(L - L_i) - 2(r_2 - r_i)}{(L - L_i)^2} \right] \quad (2.31)$$

$$D_2 = \frac{m_i(L - L_i) - 2(r_2 - r_i)}{(L - L_i)^3} \quad (2.32)$$

Bu katsayıların elde edilmesi ile ilgili detaylar EK-A da mevcuttur.

Dikdörtgen Kesitli Bir Kolektörde, Hidrolik Çap Biliniyorsa Uzun Ve Kısa Kenar Uzunluklarının Bulunması

$$d_h = \frac{4A}{P} = \frac{4d_u d_k}{2(d_u + d_k)}$$

$$oran = \frac{d_u}{d_k}$$

$$d_u = oran \times d_k$$

$$d_h = \frac{4 \times oran \times d_k^2}{2 \times d_k \times (1 + oran)}$$

$$d_k = \frac{2d_h(1 + oran)}{oran}$$

$$d_u = oran \times d_k$$

Benzer şekilde uzun ve kısa kenarın yarı uzunlukları

$$r_k = \frac{2r_h(1 + oran)}{oran}$$

$$r_u = oran \times r_k$$

Dikdörtgen Kesitli Kolektör için Örnek Kolektör Eğrileri

Verilenler:

Çıkış kesiti uzun kenar uzunluğu: $d_{u1} = 7m$

Çıkış kesiti kısa kenar uzunluğu: $d_{k1} = 5m$

Giriş/Çıkış Alan Oranı: $\frac{A_2}{A_1} = 8.0$

Kolektör Tepe Açısı: 30°

Dönüm noktasının çıkış kesitine kolektör uzunluğu cinsinden mesafesi: $L_i = 0.5L$

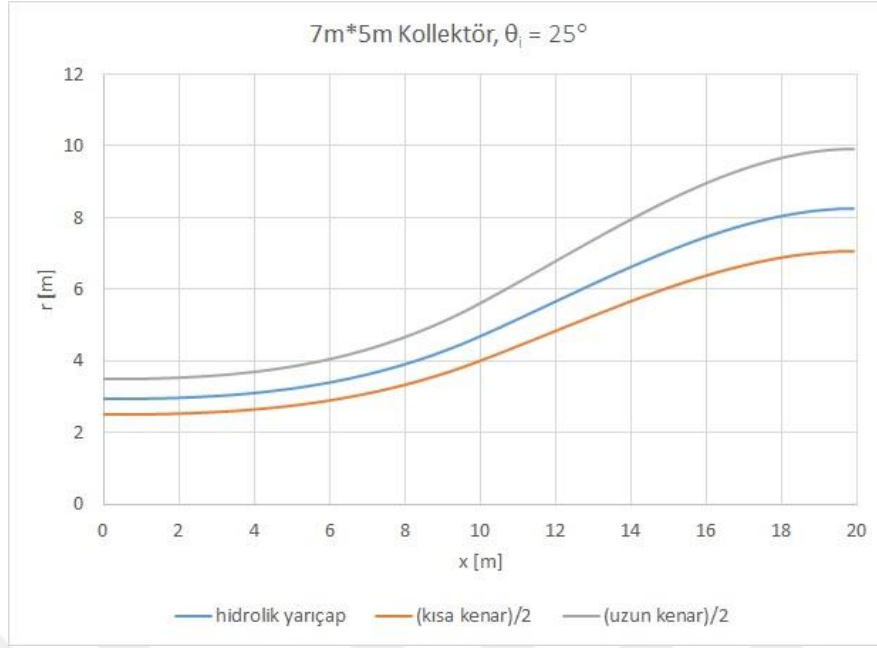
Dönüm noktasında hidrolik yarıçap:

$$r_i = \frac{r_1 + r_2}{2.4} \quad (2.33)$$

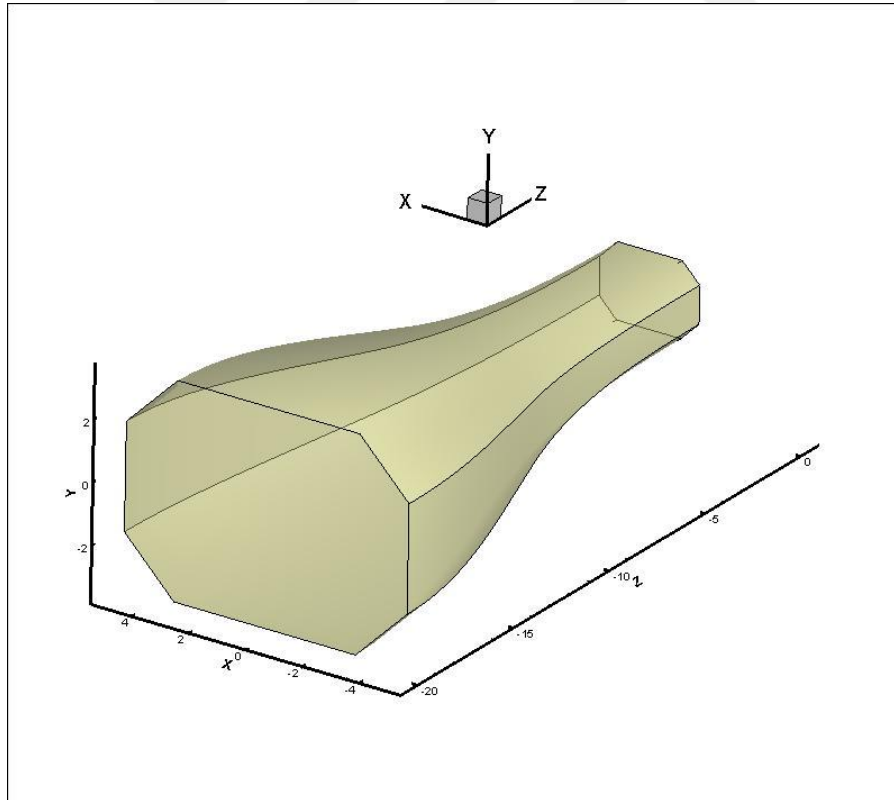
Dönüm noktasında teğet açısı: $\theta_i = 25^\circ$

Kolektör geometrisini hesaplamak için kullanılan Fortran programı EK-B de sunulmuştur.

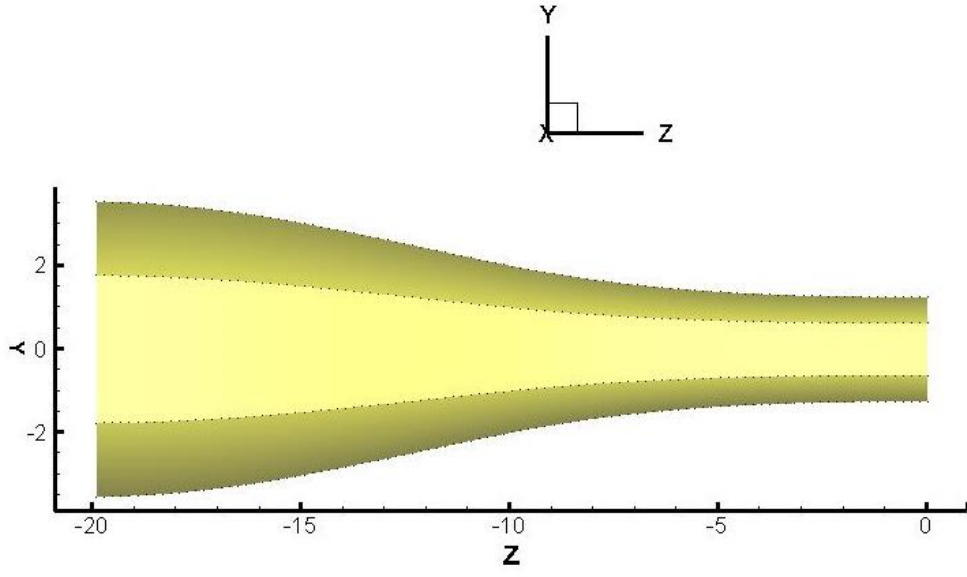
Henüz kırılmamış (dikdörtgen kesitli) kolektörün yan duvar geometrisi Şekil 2.15 de sunulmaktadır. Bu şekilde sunulan kısa kenar ve uzun kenar uzunlukları kırılmış kesitin kırılmamış kısımları için de geçerlidir. Ancak bu şekilde sunulan hidrolik yarıçap, kırılmamış (dikdörtgen) kesite aittir. Şekil 2.16 da kolektörün üç boyutlu görünümü, Şekil 2.17 de yandan görünümü ve Şekil 2.188 de ise üstten görünümü yer almaktadır.



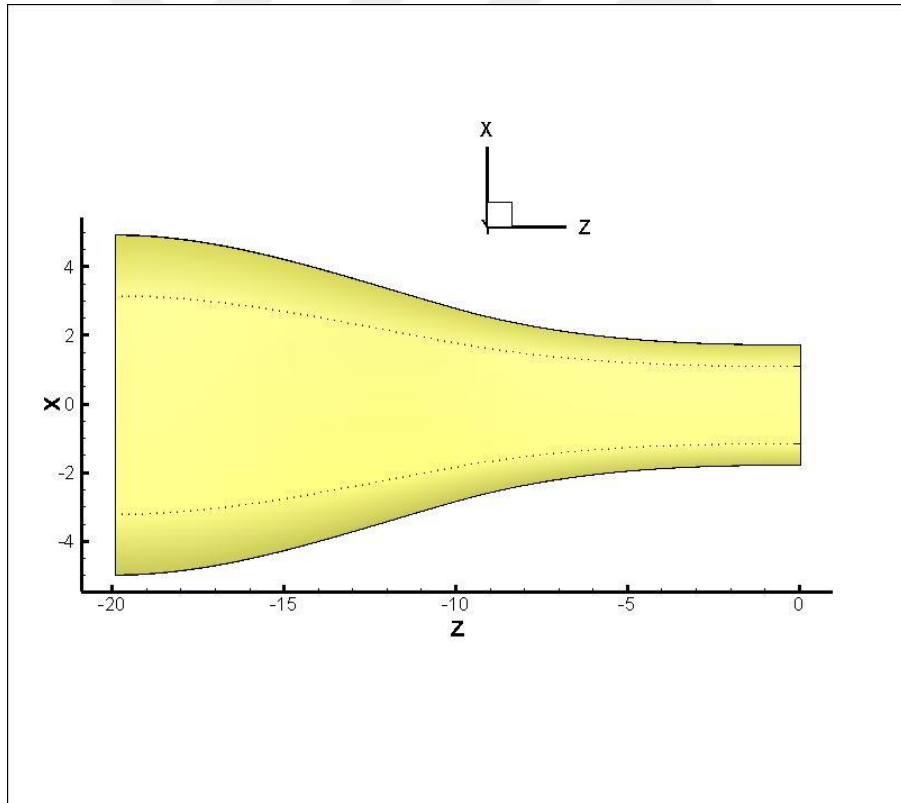
Şekil 2.15. Tasarlanan kolektör geometrisi



Şekil 2.16. Üç boyutlu kolektör geometrisi



Şekil 2.17. Kolektörün yandan görünümü



Şekil 2.18. Kolektörün üstten görünümü.

2.2.3 Kolektör (Hızlandırıcı) Tasarımı Sonuçları

7m*5m Deney Odası kesitli ses altı rüzgâr tüneli için bir kolektör (hızlandırıcı) tasarımı yapılmıştır. Yan yüzey geometrisi 2 tane üçüncü derece polinom kullanılarak elde edilmiştir. Tasarım özeti **Tablo 2.9**'da sunulmuştur. Kolektörün deney odası girişinde oluşturacağı akımın özellikleri CFD analizleri ile elde edilecektir. Sonuçlar tatmin edici olmazsa farklı bir kolektör tasarlanabilir.

Tablo 2.9. *Tasarlanan Kolektörün Özellikleri*

Çıkış Kesiti Uzun Kenar	$d_{u1} = 7m$
Çıkış Kesiti Kısa Kenar	$d_{k1} = 5m$
Çıkış Kesit Alanı	$A_1 = 35 m^2$
Çıkış Kesiti Hidrolik Çap	$d_{h1} = 5.833 m$
Çıkış Kesiti Hidrolik Yarıçap	$r_{h1} = 2.9167 m$
Giriş/Çıkış Alan Oranı	$\frac{A_2}{A_1} = 8.0$
Giriş Kesiti Uzun Kenar	$d_{u2} = 19.7990 m$
Giriş Kesiti Kısa Kenar	$d_{k2} = 14.1421 m$
Giriş Kesit Alanı	$A_2 = 280 m^2$
Giriş Kesiti Hidrolik Çap	$d_{h2} = 16.4992 m$
Giriş Kesiti Hidrolik Yarıçap	$r_{h2} = 8.2496 m$
Kolektör Tepe Açısı (Hidrolik çapa göre)	$\alpha = 30^\circ$
Kolektör Yarı Tepe Açısı (Hidrolik yarıçapa göre)	$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ$
Kolektör Uzunluğu	$L = 19.9027 m$
Dönüm Noktasının “x” Koordinatı	$x_i = \frac{L}{2} = 9.9513 m$
Dönüm Noktasının Hidrolik Yarıçapı	$r_{hi} = \frac{r_{h1} + r_{h2}}{2.4} = 4.6526 m$
Dönüm Noktasında Teğet Açısı (Hidrolik yarıçapa göre)	$\theta_i = 25^\circ$

2.3. 7m*5m Deney Odası için Dinlenme Odası Tasarımı

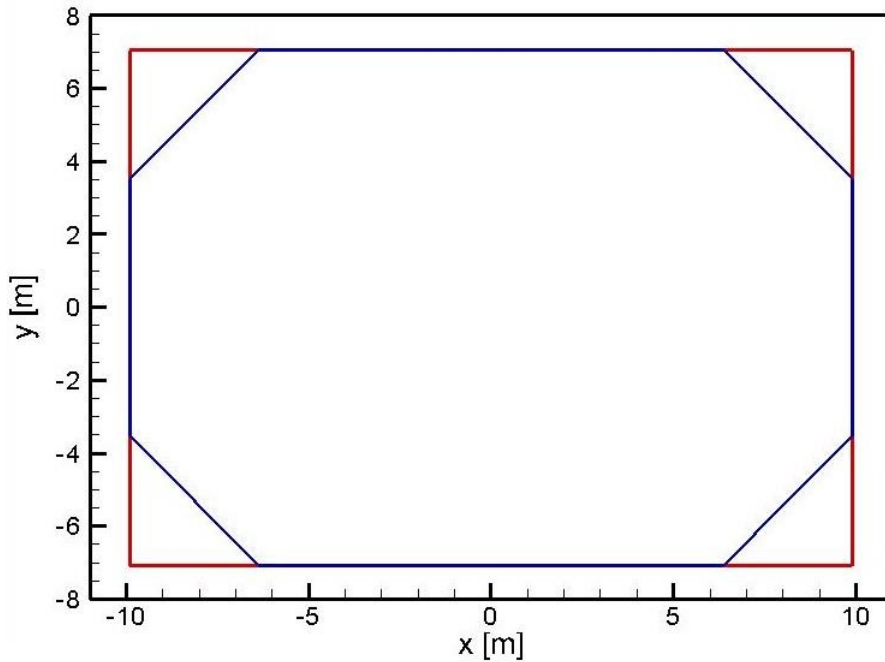
Dinlenme odası kolektör girişinden önce yer alan bölümdür. Sabit kesitlidir ve kesiti kolektör giriş kesiti ile aynıdır. Boyu ise kolektör boyunun yarısı kadar alınmıştır. Kolektör giriş kesiti, uzun kenarı 19.7990 m, kısa kenarı 14.1421 m ve alanı 280 m^2 olan bir dikdörtgenin köşelerinden ikizkenar dik üçgenlerin kırılması ile elde edilmiştir. Kırılan ikizkenar dik üçgenlerin dik kenarlarının her biri dikdörtgenin kısa kenarının dörtte biri uzunluğundadır. Yani $14.1421/4=3.5355 \text{ m}$ uzunluğundadır. Dinlenme odasının kesiti Şekil 2.19 ve Şekil 2.20’de sunulmaktadır. Kırılan kısımlar çıktıktan sonra dinlenme odasının alanı:

$$A_{din.o.} = 280 - 4 \times \left(\frac{1}{2} \times 3.5355 \times 3.5355 \right) = 255 \text{ m}^2$$

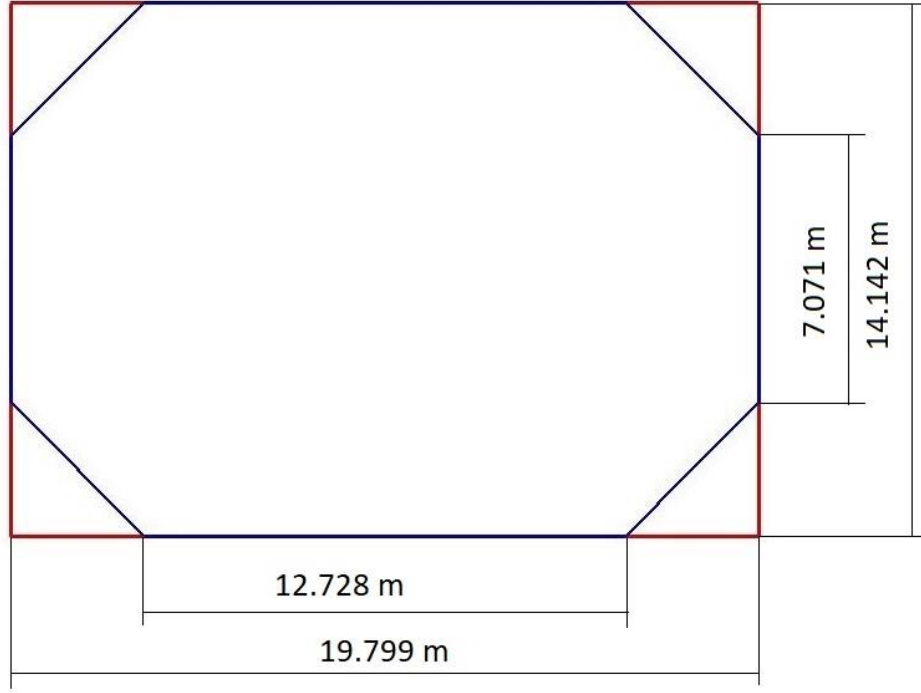
Dinlenme odasının uzunluğu, kolektör uzunluğunun yarısı kadar alınacaktır.

$$L_{din.o.} = \frac{L_{kolektör}}{2} = \frac{19.9027}{2} = 9.9514 \text{ m} \quad (2.34)$$

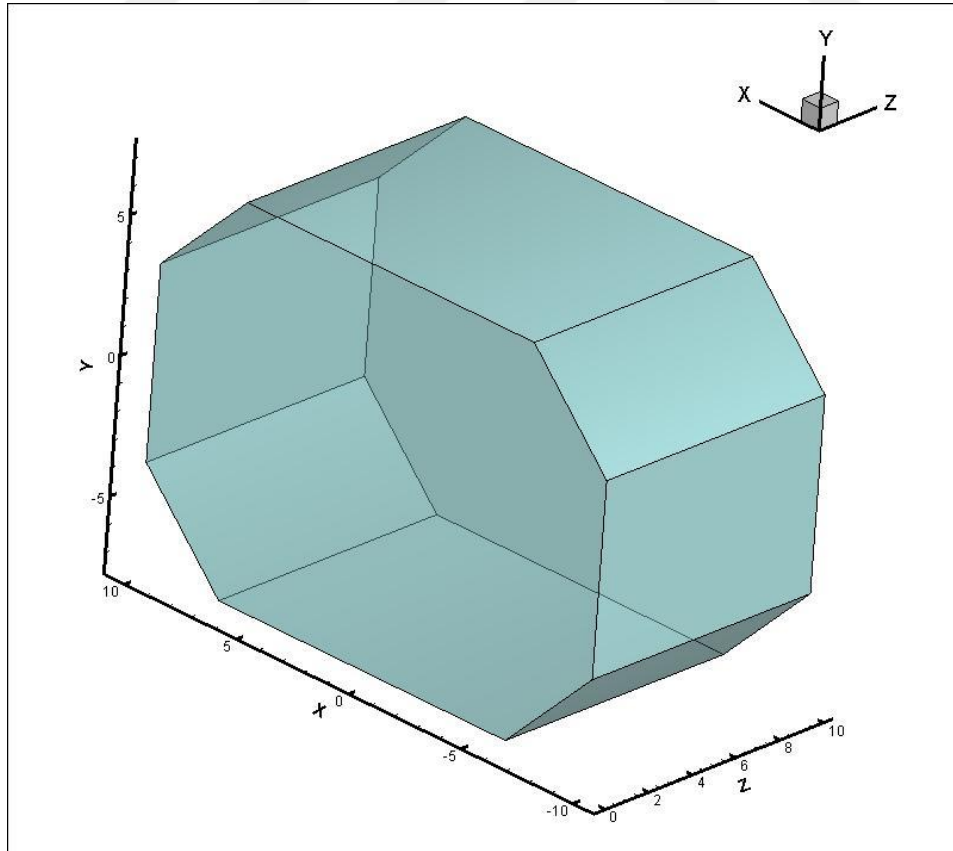
Dinlenme odasının 3 boyutlu görünümü ise Şekil 2.21 de sunulmuştur.



Şekil 2.19. Dinlenme odası kesiti



Şekil 2.20. Dinlenme odası kesit boyutları



Şekil 2.21. Dinlenme odası 3 boyutlu görünümü

2.4. Birinci Difüzörün Tasarımı

Bu kısımda Rüzgâr Tünelinin difüzör kısmının tasarımı açıklanacaktır. Tünel döngüsü 4 koldan oluşmaktadır. Her iki kolun birleşme noktasında ise bir köşe yer almaktadır. Birinci kolda yer alan elemanlar; dinlenme odası, kolektör, deney odası ve Birinci Difüzördür. İkinci kolda sabit kesitli kısa geçiş ya da İkinci Difüzör, üçüncü kolda pervane bloku ve üçüncü (ana) difüzör, dördüncü kolda ise sabit kesitli kısa geçiş yada Dördüncü Difüzör yer alacaktır. Difüzörün toplam genişleme oranı kolektörün daralma oranına yaklaşık eşit olmalıdır. Yaklaşık olmasının nedeni deney odasının da sınır tabaka kalınlaşmasını dengelemek amacı ile bir miktar genişlemesidir.

Bizim tünelimizde

Kolektör Giriş kesit alanı = 255 m^2

Deney Odası çıkış kesit alanı = 32.417 m^2

Toplam Difüzör genişleme oranı = $\frac{255}{32.417} = 7.87$

dir. Birinci difüzörün giriş kesiti, deney odasının çıkış kesiti ile aynıdır. Bu kesit $7\text{m} \times 5\text{m}$ kesitli bir dikdörtgenin köşelerinden dik kenarlarından bir tanesi 1.136 m (yaklaşık 1.14 m) olan ikizkenar dik üçgenlerin kırılması ile elde edilmiştir. Bu ikizkenar dik üçgenlerden bir tanesi için hipotenüs;

$$c = \sqrt{1.136^2 + 1.136^2} = 1.61 \text{ m} \quad (2.35)$$

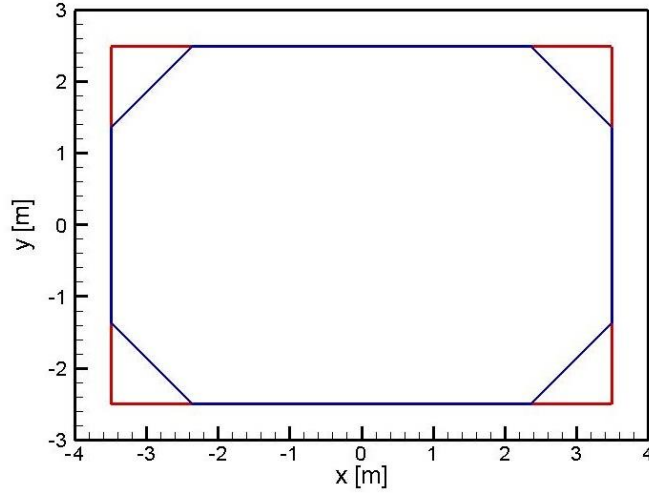
Birinci Difüzör giriş kesit geometrisi ve boyutları Şekil 1 ve 2 de sunulmaktadır.

Birinci Difüzör giriş alanı: $A_{1.dif.gir.} = 7 * 5 - 4 * (0.5 * 1.14 * 1.14) = 32.4008$

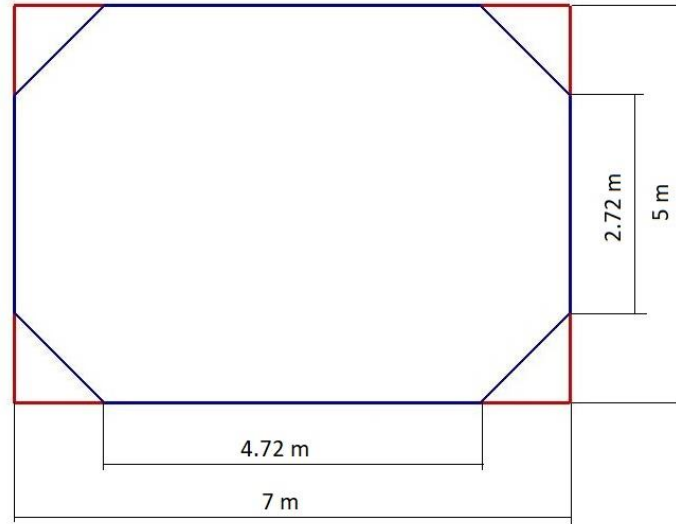
Çevresi: $P_{1.dif.gir.} = 4.72 * 2 + 2.72 * 2 + 4 * (1.14^2 + 1.14^2)^{0.5} = 21.3288$

Hidrolik çap: $D_{h,1.dif.} = 4 * \frac{A}{P} = 6.076437 \text{ m}$

Hidrolik yarıçap: $r_{h,1.dif.gir.} = 3.038219 \text{ m}$



Şekil 2.22. Birinci Difüzör giriş kesiti



Şekil 2.23. Birinci Difüzör giriş kesiti boyutları

Birinci Difüzörün çıkış kesit geometrisi eş kenarlı sekizgen olarak seçilmiştir. Eş kenarlı poligonların geometrik özellikleri kaynak [56] da verilmiştir. Barlow, Rae ve Pope tarafından difüzör eşdeğer koni açısının $2-3.5^\circ$ arasında olması ve difüzör çıkış/giriş alan oranının $2-3$ arasında olması ve küçük değerlerin tercih edilmesi tavsiye edilmiştir [16]. Birinci difüzörün alan oranı 2.0 olarak ve genişleme açısı 2.5° olarak seçilmiştir.

Çıkış alanı:

$$A_{1.dif.çık.} = 2 \times A_{1.dif.gir.} = 2 \times 32.4008 = 64.8016 \text{ m}^2 \quad (2.36)$$

$$A_{1.dif.çık.} = 64.8016 \text{ m}^2 = \left(\frac{1}{4}\right) * n * a^2 * \cot\left(\frac{\pi}{n}\right) = \left(\frac{1}{4}\right) * 8 * a^2 * \cot(\pi/8)$$

(n: kenar sayısı, a:kenar uzunluğu)

$a = 3.6634 \text{ m}$ elde edilir.

Çıkış kesiti çevresi: $P_{1.dif.çık.} = 3.6634 * 8 = 29.3072 \text{ m}$

Çıkış kesiti hidrolik çap: $D_{h,1.dif.çık.} = 4 * \frac{A}{P} = 8.84424 \text{ m}$

Çıkış kesiti hidrolik yarıçap: $r_{h,1.dif.çık.} = 4.42212 \text{ m}$

Çıkış kesiti iç teğet çemberin yarıçapı:

$$A = nr^2 \tan\left(\frac{\pi}{n}\right) \quad (2.37)$$

$$64.8016 = 8 \times r^2 \tan\left(\frac{\pi}{8}\right)$$

Buradan:

$$r = 4.4222 \text{ m}$$

Çıkış kesitinin içine girdiği karenin bir kenar uzunluğu: $2r = 8.8444 \text{ m}$

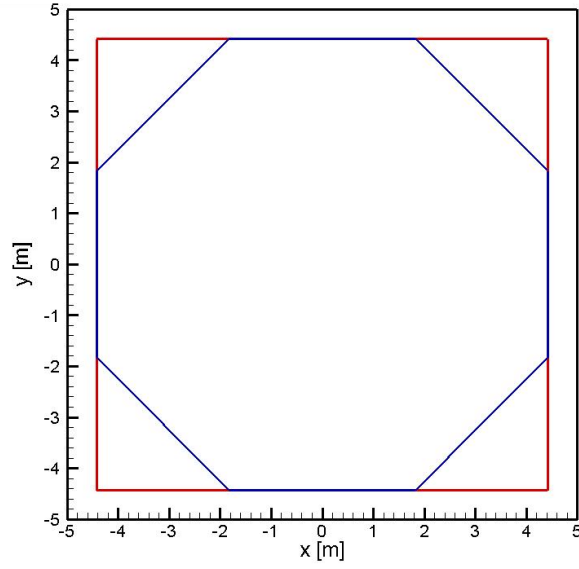
Çıkış kesitinin elde edilmesi için karenin köşelerinden kesilmesi gereken ikizkenar dik üçgenin bir dik kenar uzunluğu:

$$a^2 = l_k^2 + l_k^2 \quad (2.38)$$

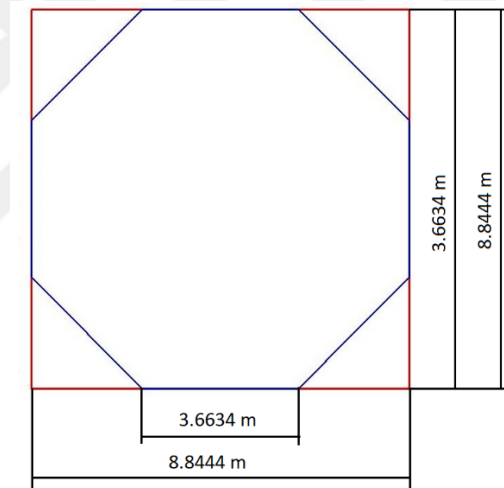
$$3.6634^2 = 2l_k^2$$

$$l_k = 2.5904 \text{ m}$$

Birinci Difüzörün çıkış kesiti Şekil 2.24 ve Şekil 2.25'te sunulmaktadır.



Şekil 2.24. Birinci difüzör, eş kenarlı oktagonal, çıkış kesiti



Şekil 2.25. Birinci difüzör çıkış kesiti boyutları

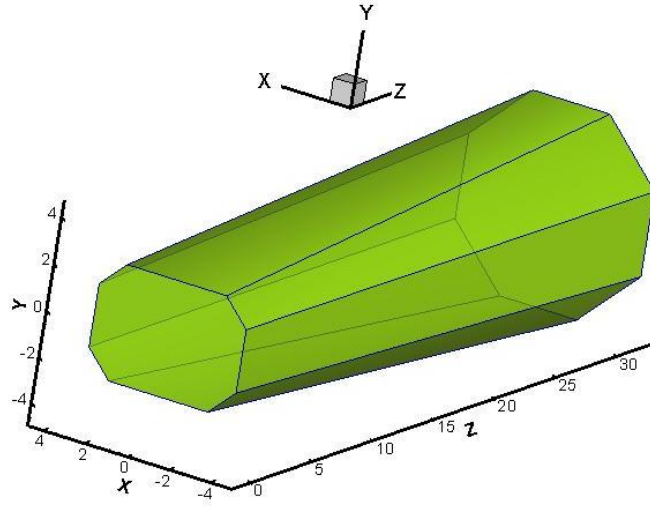
Birinci Difüzör Uzunluğu

Birinci Difüzör uzunluğu, genişleme açısı 2.5° alınarak;

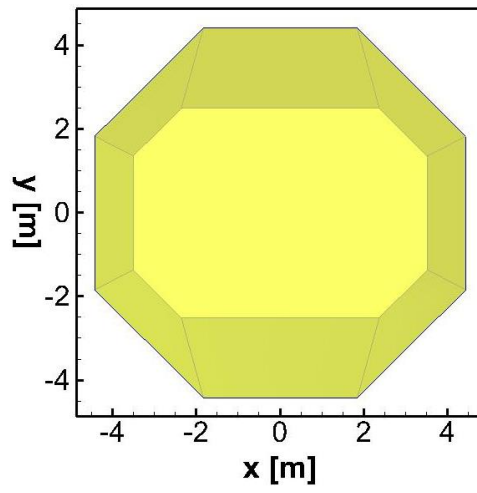
$$L_{1.dif.} = \frac{(r_{h,1.dif.çık.} - r_{h,1.dif.gir.})}{\tan(2.5^\circ)} = \frac{4.4221 - 3.0382}{\tan(2.5^\circ)} = 31.6965 \text{ m}$$

olarak elde edilir.

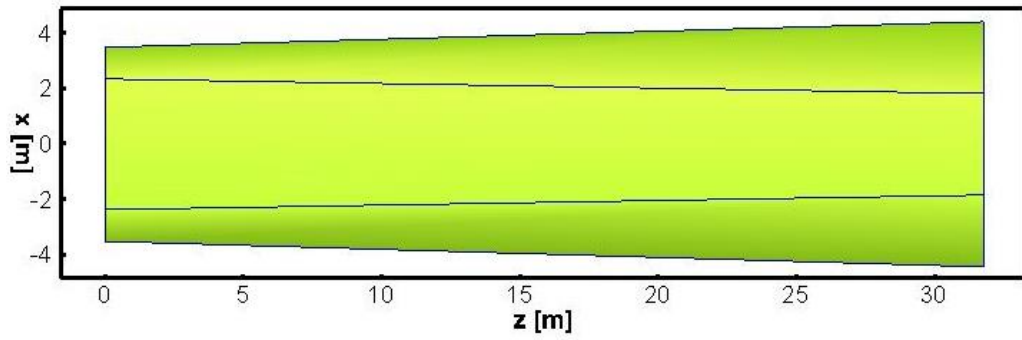
Birinci Difüzörün üç boyutlu, önden, üstten ve yandan görünimleri Şekil 2.26, 2.27 ve 2.28 de sunulmaktadır.



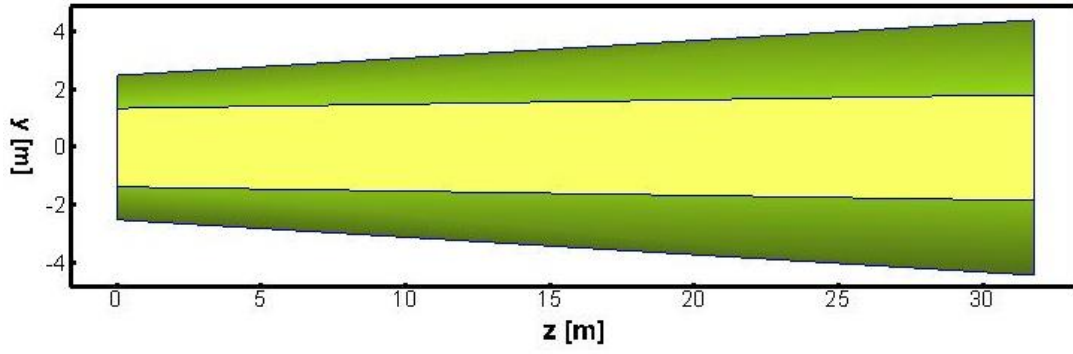
Şekil 2.26. Birinci Difüzör üç boyutlu görünüm



Şekil 2.27. Birinci Difüzör önden görünüm



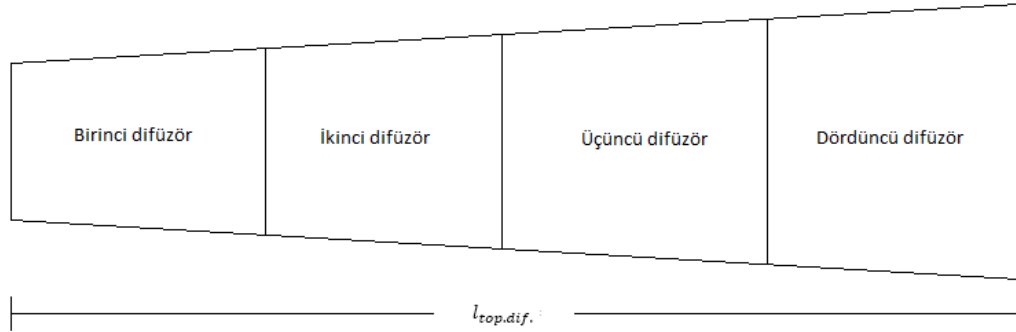
Şekil 2.28. Birinci Difüzör üstten görünüm



Şekil 2.29. Birinci Difüzör yandan görünüm

2.5. Diğer Difüzörlerin ve Köşelerin Boyut Uyumu

Deney odası çıkış kesitine eşit olan Birinci Difüzörün giriş kesiti ve dinlenme odası çıkış kesitine eşit olan Dördüncü Difüzörün çıkış kesiti bilindiği için, 2.5°'lik genişleme açısını sağlamak üzere, Şekil 2.30'da gösterildiği gibi, kolektörlerin toplam uzunluğu bulunabilir. Ancak bu değer daha sonra açıklanacak sebeplerle yaklaşık bir değerdir.



Şekil 2.30. Difüzörlerin toplam uzunluğu

Birinci Difüzörün giriş kesitindeki hidrolik yarıçap daha önce bulunmuştu.

$$r_{h,1.dif.gir.} = 3.038219 \text{ m}$$

Dördüncü Difüzörün çıkış kesitindeki hidrolik yarıçap, dinlenme odası giriş kesitindeki değerler kullanılarak şu şekilde bulunur;

$$\text{Çıkış kesiti alanı: } A_{4.dif.çık.} = 255 \text{ m}^2$$

$$\text{Çıkış kesiti çevresi: } P_{4.dif.çık.} = 59.598 \text{ m}$$

$$\text{Çıkış kesiti hidrolik çapı: } D_{h,4.dif.çık.} = 4 \times \frac{A}{P} = 17.11467 \text{ m}$$

$$\text{Çıkış kesiti hidrolik yarıçapı: } r_{h,4.dif.çık.} = 8.557335 \text{ m}$$

Bu değerler kullanılarak difüzörlerin toplam uzunluğu;

$$\tan(2.5^\circ) = \frac{r_{h,4.dif.çık.} - r_{h,1.dif.gir.}}{l_{top.dif.yak.}} \quad (2.39)$$

$$0.0436609 = \frac{8.557335 - 3.038219}{l_{top.dif.yak.}}$$

$$l_{top.dif.yak.} = 126.408539 \text{ m}$$

olarak hesaplanır.

İkinci ve Dördüncü Difüzörlerin giriş ve çıkış hidrolik çapları arasındaki farklar şimdilik gözardı edilirse; dinlenme odası, kolektör, deney odası ve birinci difüzörün uzunlukları toplamının Üçüncü Difüzör ve fan bölgesi uzunlukları toplamına eşit olması gerekmektedir.

$$\text{Dinlenme odası uzunluğu } l_{din.oda.} = 9.95135 \text{ m}$$

$$\text{Kolektör uzunluğu } l_{kollektör} = 19.9027 \text{ m}$$

$$\text{Deney odası uzunluğu } l_{deney odası} = 18 \text{ m}$$

$$\text{Birinci difüzör uzunluğu } l_{1.dif.} = 31.6978123 \text{ m}$$

$$l_{din.oda.} + l_{kollektör} + l_{den.oda.} + l_{1.dif.} = 9.95135 + 19.9027 + 18 + 31.6978123 \\ = 79.5518623 \text{ m}$$

$$l_{3.dif.yak.} + l_{fan yak.} = 79.5518623 \text{ m}$$

Bu denklemde;

$$l_{3.dif.yak.}: \text{Üçüncü Difüzörün yaklaşık uzunluğu}$$

$$l_{fan yak.}: \text{Fan bölgesinin yaklaşık uzunluğu'dur.}$$

DLR-LLF tünelineki fan bölgesi uzunluğunun Üçüncü Difüzör uzunluğuna oranı;

$$\frac{l_{fan}}{l_{3.dif.}} = 0.50209$$

bulunmuştur. Aynı oranı tasarladığımız rüzgâr tüneline kullanmamız durumunda;

$$l_{3.dif.yak.} + l_{fan yak.} = l_{3.dif.} + 0.50209 \times l_{3.dif.} = 79.5518623 \text{ m}$$

$$l_{3.dif.yak.} = 52.960782 \text{ m}$$

ve

$$l_{fan yak.} = 26.5911 \text{ m}$$

olarak bulunur.

Birinci ve Üçüncü Difüzörün yaklaşık uzunluğu ile tüm difüzörlerin toplam uzunluğu bilindiğine göre ikinci ve Dördüncü Difüzörlerin toplam uzunluğu yaklaşık olarak bulunabilir.

$$l_{2.dif.yak.} + l_{4.dif.yak.} = l_{top.dif.yak.} - (l_{1.dif.} + l_{3.dif.yak.}) \quad (2.40)$$

$$l_{2.dif.yak.} + l_{4.dif.yak.} = 126.40854 - (31.69781 + 52.96078) = 41.74994 \text{ m}$$

Bu denklemde;

$l_{2.dif.yak.}$:İkinci difüzörün yaklaşık uzunluğu

$l_{4.dif.yak.}$:Dördüncü Difüzörün yaklaşık uzunluğu'dur.

DLR-LLF tüneline Dördüncü Difüzör uzunluğunun İkinci Difüzör uzunluğuna oranı;

$$\frac{l_{4.dif.}}{l_{2.dif.}} = 0.56 \quad (2.41)$$

bulunmuştur. Bu oranı tasarladığımız rüzgâr tüneline kullanmamız durumunda;

$$l_{2.dif.yak.} + l_{4.dif.yak.} = l_{2.dif.} + 0.56 \times l_{2.dif.} = 41.74994 \text{ m}$$

$$l_{2.dif.yak.} = 26.76278 \text{ m}$$

ve

$$l_{4.dif.yak.} = 14.987158 \text{ m}$$

olarak bulunur.

Tüm difüzörlerin uzunlukları ve genişleme açıları bilindiğine göre İkinci, Üçüncü ve Dördüncü Difüzörlerin giriş ve çıkış kesitlerindeki hidrolik çaplar ve kesit geometrileri bulunabilir.

2.6. İkinci Difüzörün Tasarımı

Birinci difüzörün çıkış kesiti İkinci Difüzörün giriş kesitine eşittir.

$$r_{h,2.dif.gir.} = 4.422175 \text{ m}$$

ve

$$l_{2.dif.yak.} = 26.76278 \text{ m}$$

olduğuna göre İkinci Difüzörün çıkış kesitinin hidrolik yarıçapı;

$$r_{h,2.dif.çık.} = r_{h,2.dif.gir.} + \tan(2.5^\circ) \times l_{2.dif.yak.} = 4.422175 + \tan(2.5^\circ) \times 26.76278$$

$$r_{h,2.dif.çık.} = 5.5907 \text{ m}$$

olarak bulunur. Buradan;

$$D_{h,2.dif.çık.} = 11.1813 \text{ m}$$

$$A_{2.dif.çık.} = \frac{2 \times (D_h)^2}{(1 + \sqrt{2})} = 103.571658 \text{ m}^2$$

$$\text{Alan oranı: } AO_{2.dif.} = 1.598287$$

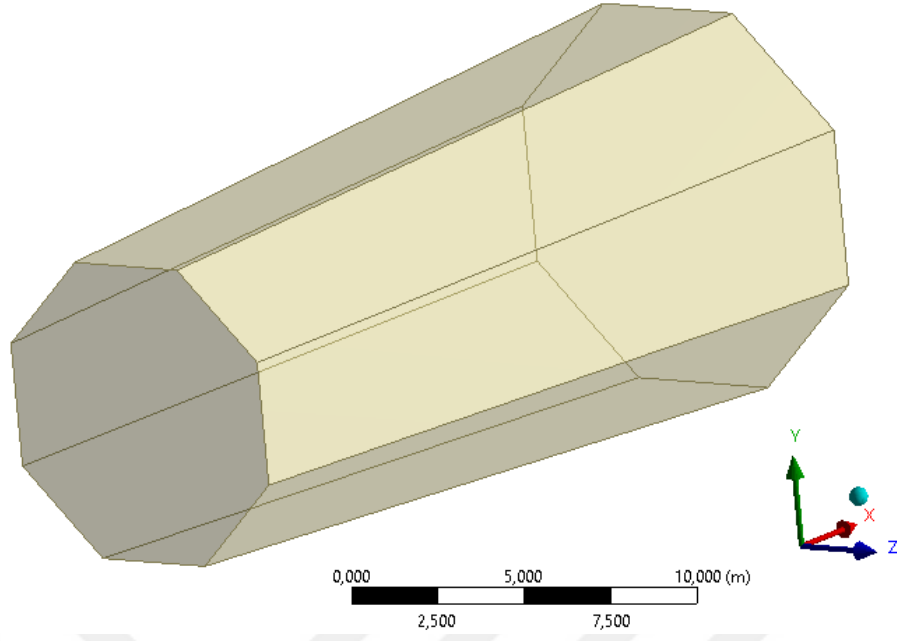
elde edilir.

İkinci Difüzörün çıkışındaki eşkenar sekizgenin her bir kenarının uzunluğu:

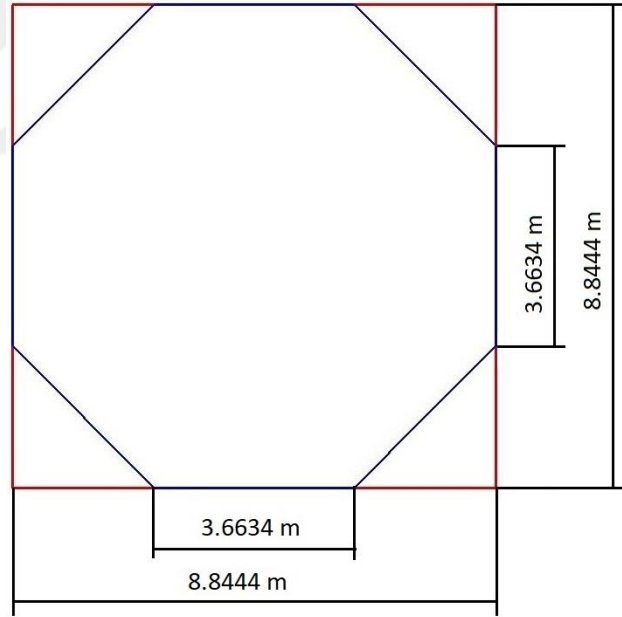
$$a = \frac{D_{h,2.dif.çık.}}{(1 + \sqrt{2})} = \frac{11.1813}{(1 + \sqrt{2})} = 4.6314 \text{ m}$$

olarak bulunur.

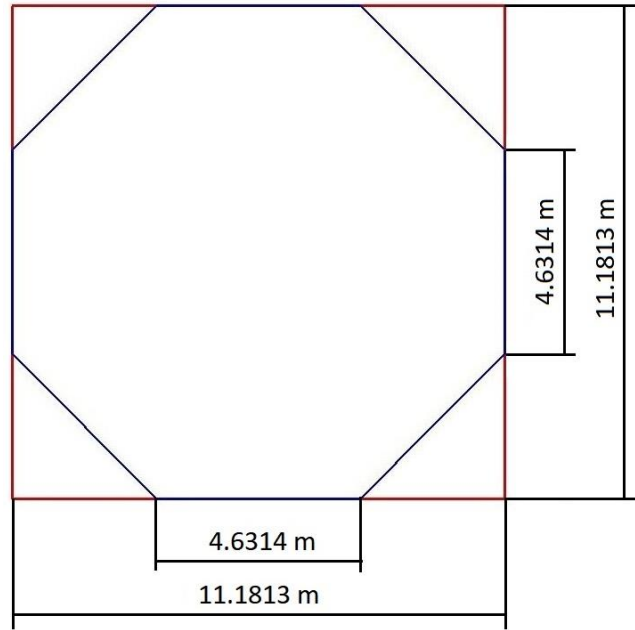
İkinci Difüzörün üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesit geometrileri **Şekil 2.31-2.33**'te verilmiştir.



Şekil 2.31. İkinci Difüzörün üç boyutlu görünümü



Şekil 2.32. İkinci Difüzörün giriş kesiti boyutları



Şekil 2.33. İkinci difüzörün çıkış kesiti boyutları

2.7. Üçüncü Difüzörün Tasarımı

İkinci Difüzörün çıkış kesiti Üçüncü Difüzörün giriş kesitine eşittir. Yani

$$r_{h,3.dif.gir.} = 5.590663 \text{ m}$$

dir. Üçüncü Difüzörün yaklaşık uzunluğu;

$$l_{3.dif.yak.} = 52.96078 \text{ m}$$

olduğuna göre Üçüncü Difüzörün çıkış kesiti hidrolik yarıçapı şu şekilde bulunur;

$$r_{h,3.dif.çık.} = r_{h,3.dif.gir.} + \tan(2.5^\circ) \times l_{3.dif.yak.} = 5.590663 + \tan(2.5^\circ) \times 52.9608$$

$$\Rightarrow r_{h,3.dif.çık.} = 7.9030 \text{ m}$$

Buradan Üçüncü Difüzörün çıkış kesiti hidrolik çapı;

$$D_{h,3.dif.çık.} = 15.8060 \text{ m}$$

ve alanı

$$A_{3.dif.çık.} = \frac{2 \times (D_h)^2}{(1 + \sqrt{2})} = 206.9646 \text{ m}^2$$

olarak bulunur. Üçüncü Difüzörün giriş kesiti alanı İkinci Difüzörün çıkış kesiti alanına eşit olup değeri

$$A_{3.dif.gir.} = 103.5717 \text{ m}^2$$

dir. Böylece Üçüncü Difüzörün alan oranı;

$$AO_{3.dif.} = 1.9983$$

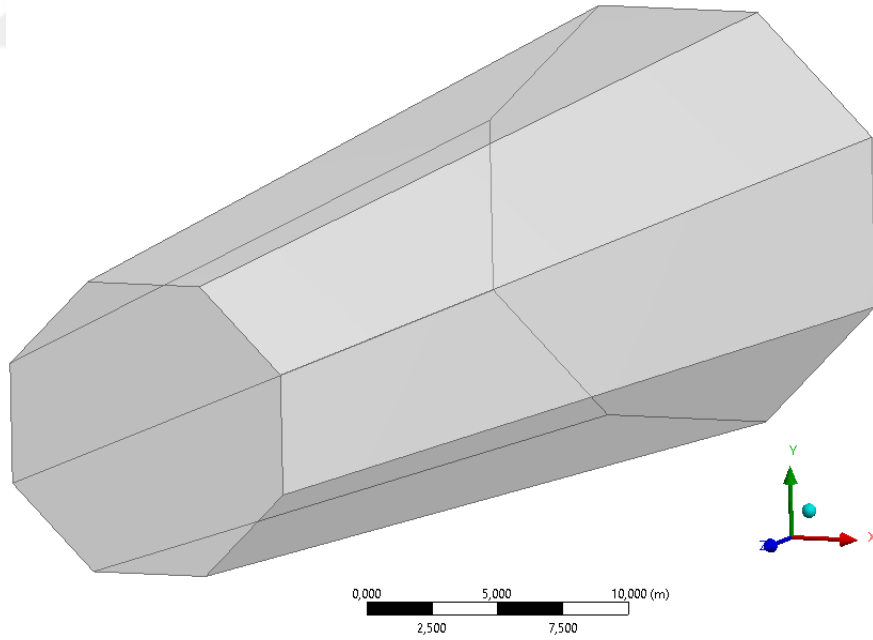
olur.

Üçüncü Difüzörün çıkışındaki eşkenar sekizgenin herbir kenar uzunluğu:

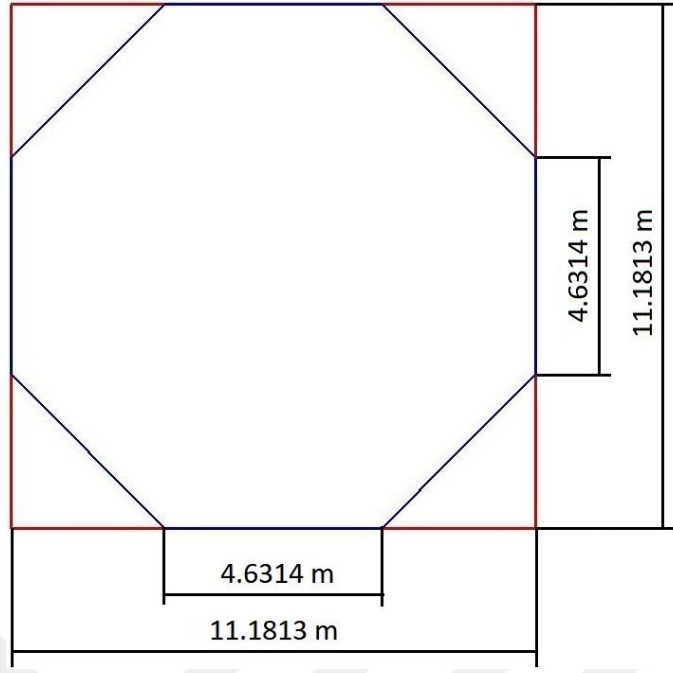
$$a = \frac{D_{h,3.dif.çık.}}{(1 + \sqrt{2})} = \frac{15.8060}{(1 + \sqrt{2})} = 6.5471 \text{ m}$$

olarak bulunur.

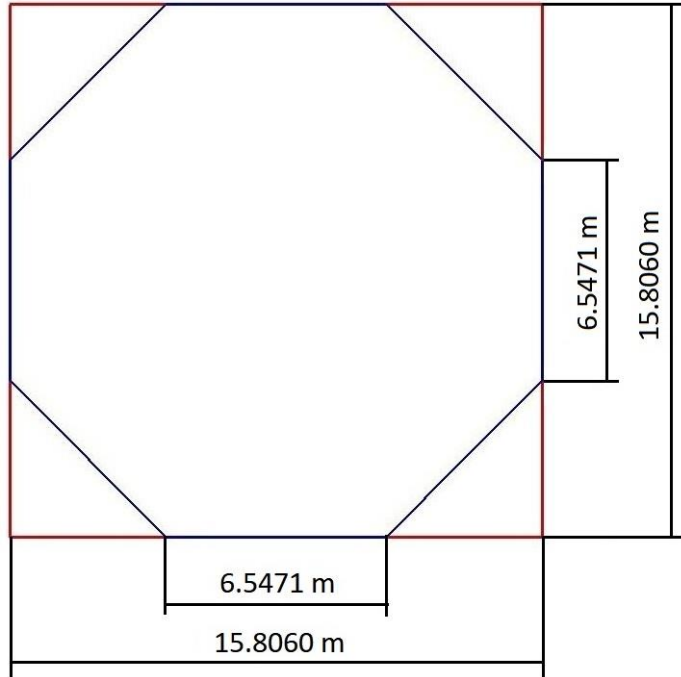
Üçüncü Difüzörün üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesit geometrileri Şekil 2.34.-2.36.'da verilmiştir.



Şekil 2.34. Üçüncü Difüzörün üç boyutlu görünümü



Şekil 2.35. Üçüncü Difüzörün giriş kesiti boyutları



Şekil 2.36. Üçüncü Difüzörün çıkış kesiti boyutları

2.8. Dördüncü Difüzörün Tasarımı

Üçüncü Difüzörün çıkış kesiti Dördüncü Difüzörün giriş kesitine eşittir. Buna göre;

$$r_{h,4.dif.gir.} = 7.902981 \text{ m}$$

olur.

$$l_{4.dif.yak.} = 14.987158 \text{ m}$$

olduğuna göre Dördüncü Difüzörün çıkış kesiti hidrolik yarıçapı şu şekilde bulunur;

$$r_{h,4.dif.çık.} = r_{h,4.dif.gir.} + \tan(2.5^\circ) \times l_{4.dif.yak.} = 7.902981 + \tan(2.5^\circ) \times 14.987158$$

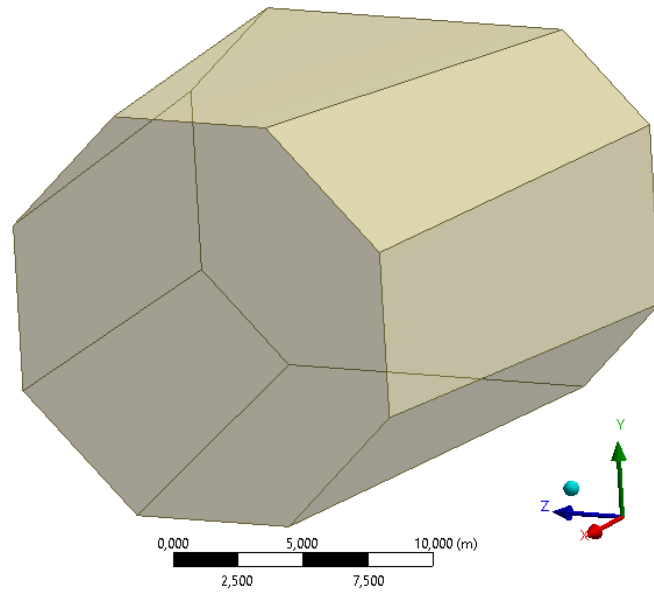
$$r_{h,4.dif.çık.} = 8.557334 \text{ m}$$

$$D_{h,4.dif.çık.} = 17.114668 \text{ m}$$

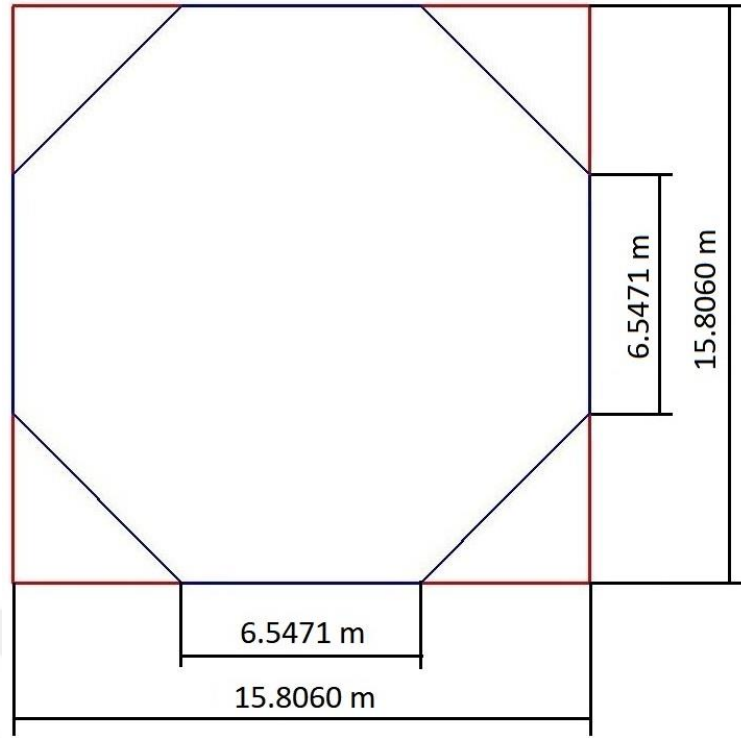
$$A_{h,4.dif.çık.} = 255 \text{ m}^2 \text{ (Dinlenme odası giriş kesit alanı)}$$

$$\text{Alan oranı: } AO_{4.dif.} = 1.232097$$

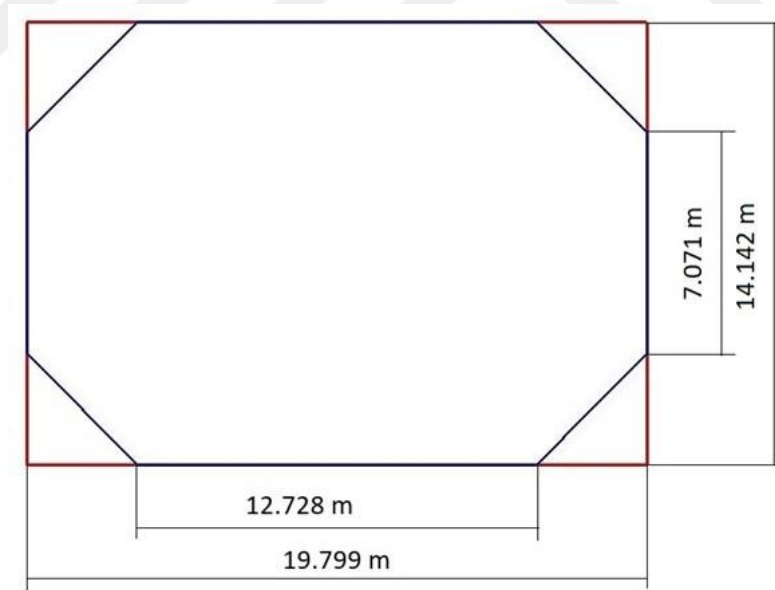
Dördüncü Difüzörün üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesit geometrileri Şekil 2.37-2.39'da verilmiştir.



Şekil 2.37. Dördüncü Difüzörün üç boyutlu görünümü



Şekil 2.38. Dördüncü Difüzörün giriş kesiti boyutları



Şekil 2.39. Dördüncü Difüzörün çıkış kesiti boyutları

Her bir difüzörün giriş ve çıkış geometrisi bilindiğine göre ikinci, üçüncü ve Dördüncü Difüzörlerin yaklaşık olarak bulunan uzunlukları artık tam olarak hesaplanabilir.

Şekil 2.30'de verilen taslak çizime bakıldığında, difüzörlerdeki genişlemeden dolayı, İkinci Difüzörün Dördüncü Difüzör'den belirli bir uzunlukta büyük olması gerektiği görülmektedir. Rüzgâr tünelineki her bir köşede 2.4 m'lik bir dönüş yarıçapı kullanılmıştır. Bu durumda ikinci ve Dördüncü Difüzörler arasındaki fark şu şekilde hesaplanabilir;

$$\begin{aligned}
 l_{2.dif.} + (r_{h,1.dif.çık.} + r_{h,3.dif.gir.}) \\
 &= l_{4.dif.} \\
 &+ \left(r_{h,3.dif.çık.} + \frac{\text{dinlenme odası giriş kesiti uzun kenar uzunluğu}}{2} \right) \Rightarrow \\
 l_{2.dif.} - l_{4.dif.} &= \left(r_{h,3.dif.çık.} + \frac{\text{dinlenme odası giriş kesiti uzun kenar uzunluğu}}{2} \right) \\
 &- (r_{h,1.dif.çık.} + r_{h,3.dif.gir.}) = (7.9030 + 9.8995) - (4.4222 + 5.5907) \\
 &= 7.7896 \text{ m}
 \end{aligned}$$

bulunur. Daha önceki işlemlerde

$$l_{2.dif.yak.} = 26.7628 \text{ m}$$

$$l_{4.dif.yak.} = 14.9872 \text{ m}$$

olarak bulmuştuk. Difüzörlerin genişleme açısının 2.5° 'yi geçmemesi açısından büyük olan $l_{2.dif.yak.}$ değerini küçültmek yerine küçük olan $l_{4.dif.yak.}$ değerini istenen farkı sağlayacak şekilde büyütebiliriz. Bu durumda;

$$l_{2.dif.} = l_{2.dif.yak.} = 26.7628 \text{ m}$$

ve

$$l_{2.dif.} - l_{4.dif.} = 26.7628 \text{ m} - l_{4.dif.} = 7.7896 \text{ m} \Rightarrow$$

$$l_{4.dif.} = 18.9732 \text{ m}$$

elde edilir.

Aynı şekilde **Şekil 2.30**'da verilen taslak çizime bakıldığında difüzörlerdeki genişlemeden dolayı, Üçüncü Difüzörün ve fan bölgesinin uzunlukları toplamı ile dinlenme odası, kolektör, deney odası ve Birinci Difüzörün uzunlukları toplamı arasında belirli bir uzunluk farkı olması gerektiği görülmektedir. Bu fark şu şekilde hesaplanabilir;

$$\begin{aligned}
& (l_{3.dif.} + l_{fan} + (r_{h,2.dif.çık.} + r_{h,4.dif.gir.})) \\
& = \left(l_{din.oda.} + l_{kollektör} + l_{den.oda.} + l_{1.dif.} \right. \\
& \quad \left. + \left(r_{h,2.dif.gir.} + \frac{\text{dinlenme odası giriş kesiti uzun kenar uzunluğu}}{2} \right) \right) \Rightarrow
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (l_{3.dif.} + l_{fan}) - (l_{din.oda.} + l_{kollektör} + l_{den.oda.} + l_{1.dif.}) \\
& = \left(r_{h,2.dif.gir.} + \frac{\text{dinlenme odası giriş kesiti uzun kenar uzunluğu}}{2} \right) \\
& \quad - (r_{h,2.dif.çık.} + r_{h,4.dif.gir.}) = (4.4222 + 9.8995) - (5.5907 + 7.9030) \\
& = 0.828 \text{ m}
\end{aligned}$$

bulunur. Bu eşitlik fan bölgesi uzunluğu değiştirilmeden, daha önce hesaplanan $l_{3.dif.yak.} = 52.9608 \text{ m}$ değerinin 0.828 m artırılması ile sağlanabilir. Yani;

$$l_{fan} = l_{fan yak.} = 26.5911 \text{ m}$$

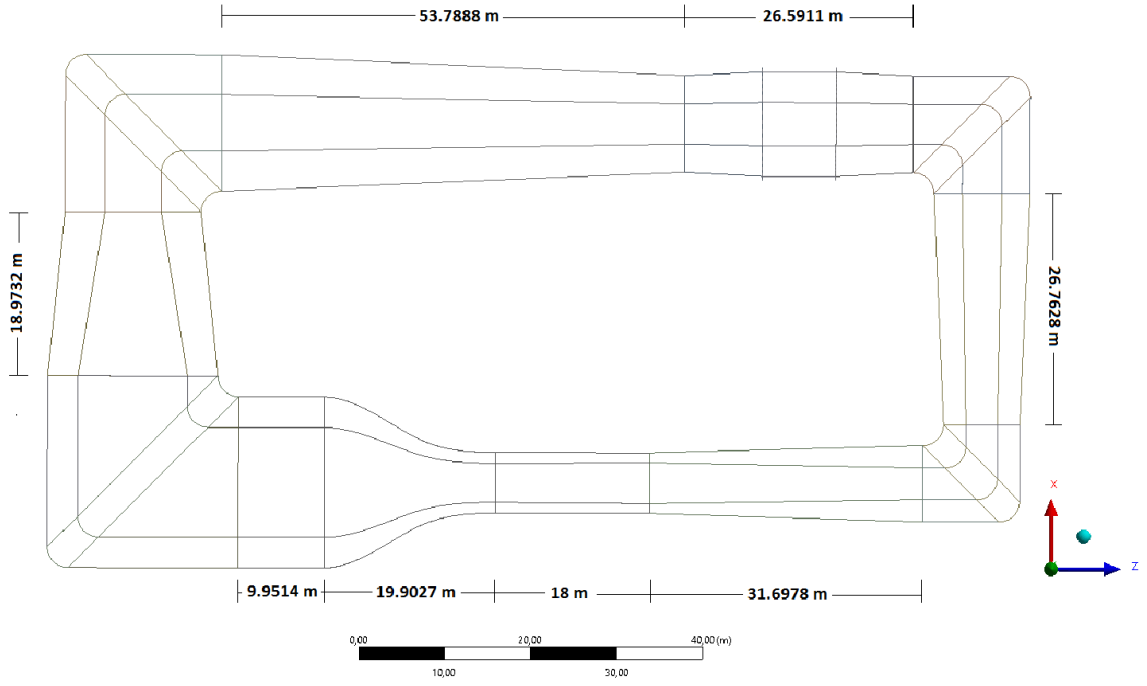
ve

$$l_{3.dif.} = l_{3.dif.yak.} + 0.828 = 52.9608 + 0.828$$

$$l_{3.dif.} = 53.7888 \text{ m}$$

elde edilir.

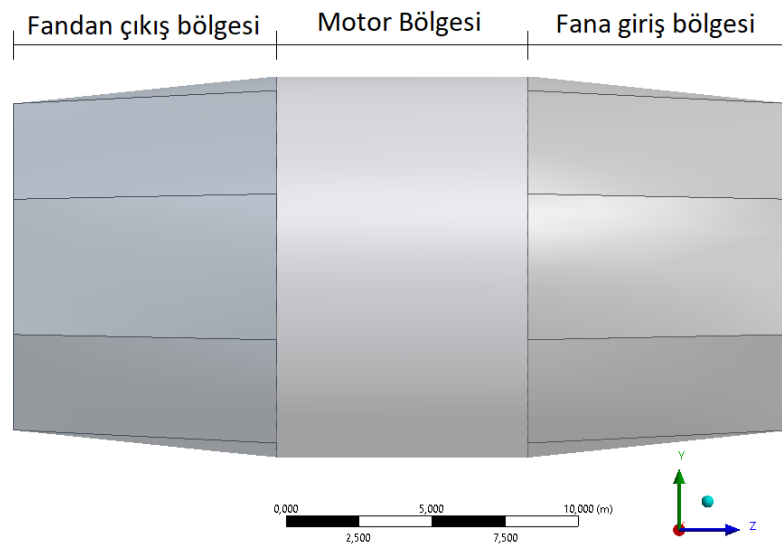
Elde edilen uzunluklar Şekil 2.40'te rüzgâr tüneli üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2.40. Boyutlandırılmış rüzgâr tüneli.

2.9. Pervane Bloğunun Tasarımı

Pervane bloğunu Şekil 2.41’deki gibi “fana girişi bölgesi”, “Motor Bölgesi” ve “Fandan Çıkış Bölgesi” olmak üzere üç kısma ayırabiliriz.



Şekil 2.41. Pervane bloğunun üstten görünümü

Pervane bloğunun toplam uzunluğunu daha önce 26.5911 m olarak bulmuştuk. Bu uzunluk DLR LLF tüneline olduğu gibi fana girişi bölgesi, Motor Bölgesi ve Fandan Çıkış Bölgesinin uzunlukları yaklaşık olarak eşit olacak şekilde üç parçaya bölünebilir. Şimdilik;

Fana Giriş Bölgesi'nin uzunluğu:9 m

Fandan Çıkış Bölgesi'nin uzunluğu:9 m

Motor Bölgesi'nin uzunluğu:8.5911 m

olarak alınabilir.

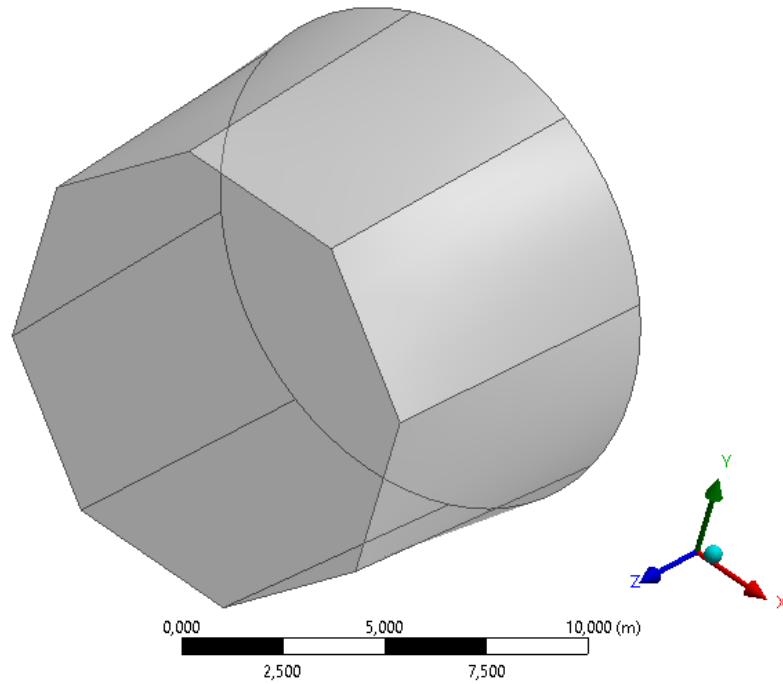
Motor Bölgesinde kullanılan dairesel kesitin çapı

$$D = 13.0656 \text{ m}$$

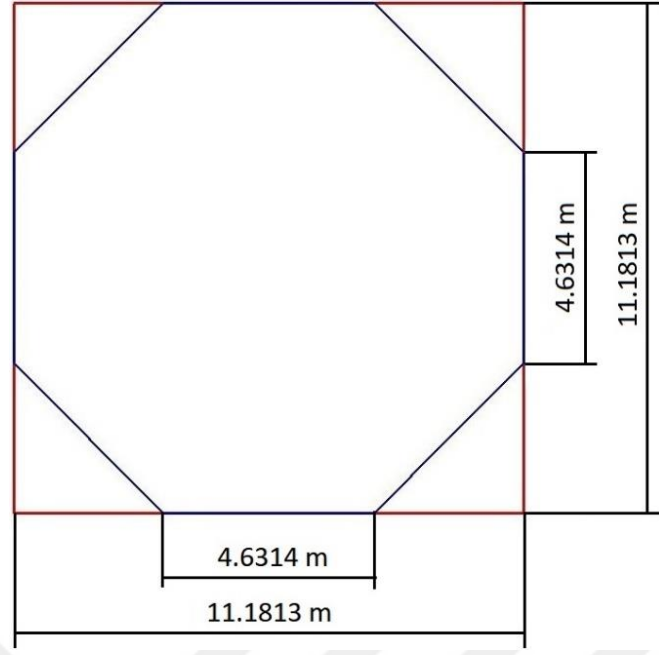
olarak alınmıştır.

2.9.1 Fana Giriş Bölgesi Tasarımı

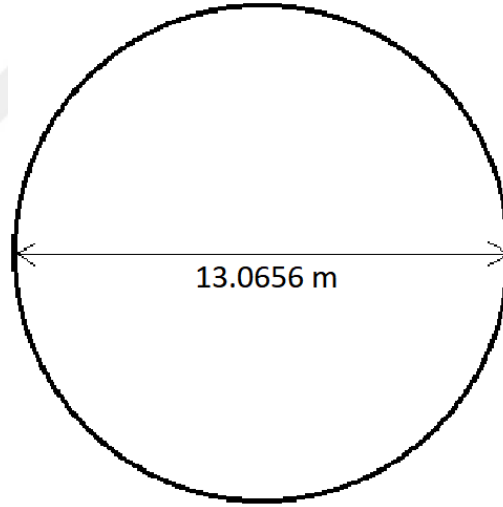
Fana Giriş Bölgesi'nin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.42-2.44'te verilmiştir.



Şekil 2.42. Fana Giriş Bölgesi'nin üç boyutlu görünümü



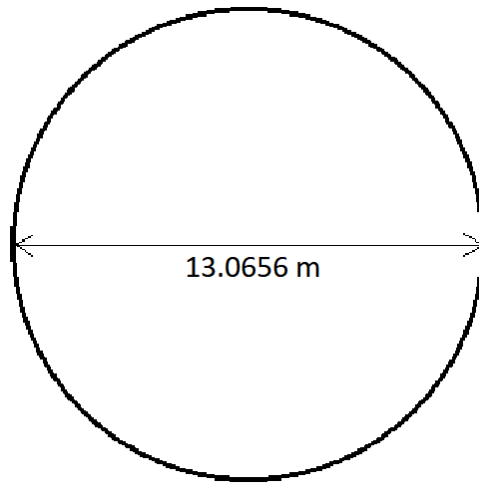
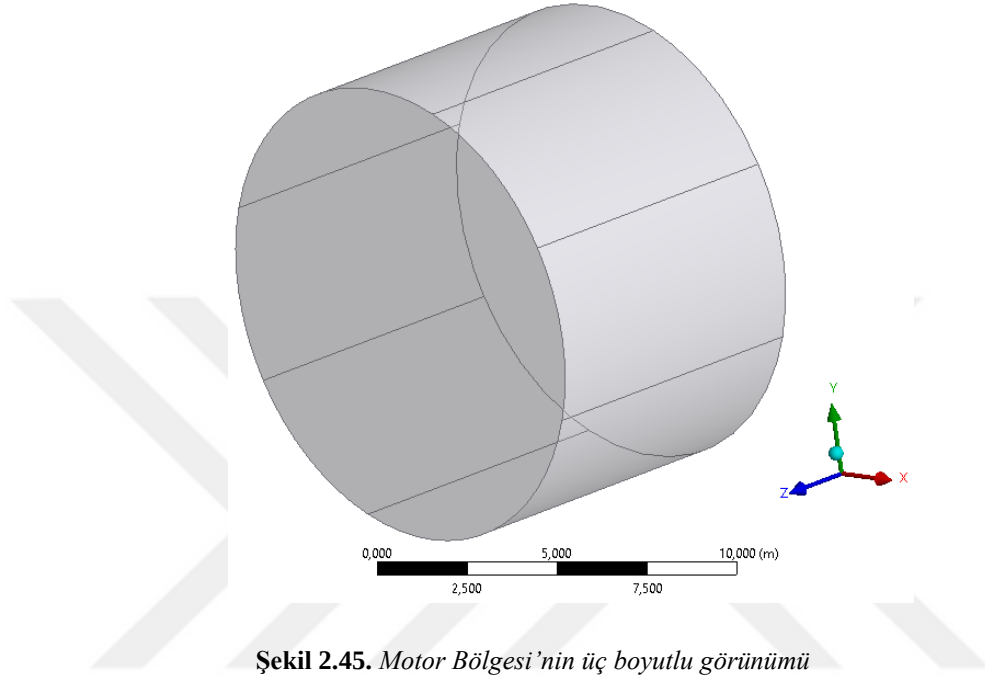
Şekil 2.43. Fana Giriş Bölgesi'nin giriş kesiti boyutları



Şekil 2.44. Fana Giriş Bölgesi'nin çıkış kesiti boyutları

2.9.2 Motor Bölgesinin Tasarımı

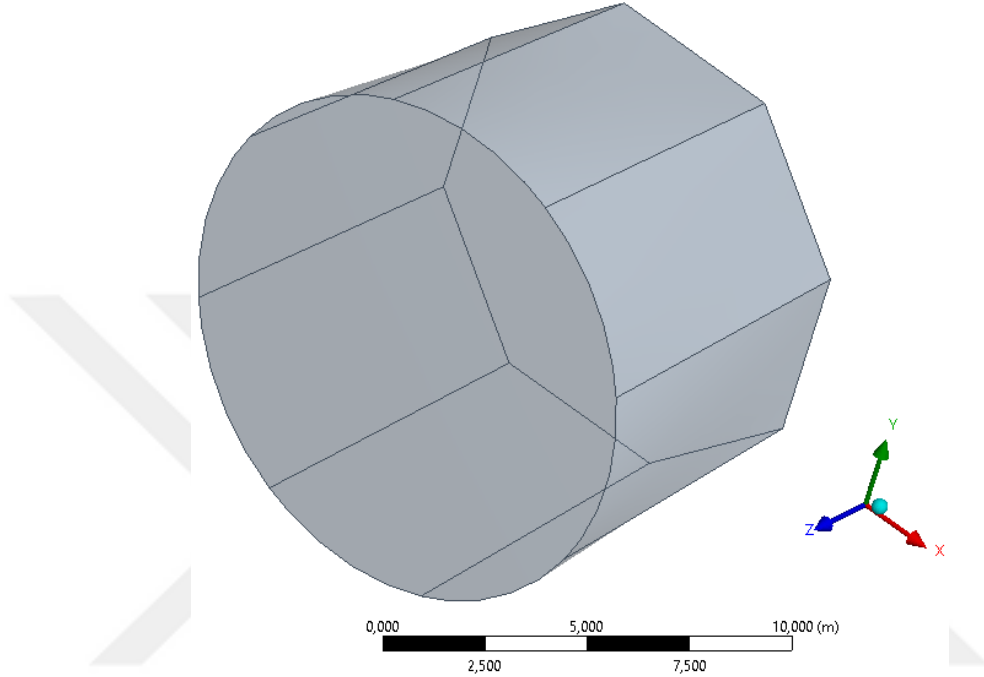
Motor Bölgesinin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.45-2.46’da verilmiştir.



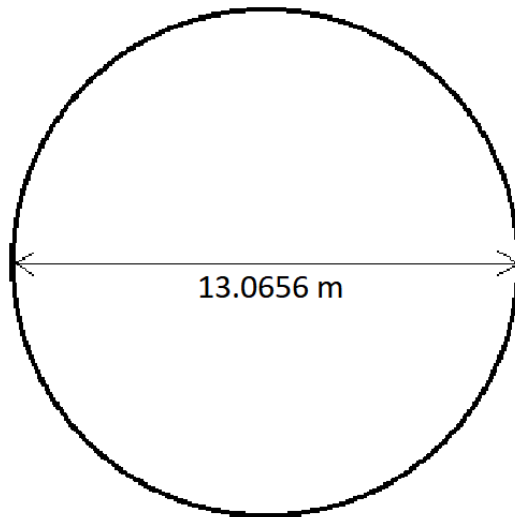
Şekil 2.46. Motor Bölgesi'nin giriş-çıkış kesiti boyutları

2.9.3 Fandan Çıkış Bölgesinin Tasarımı

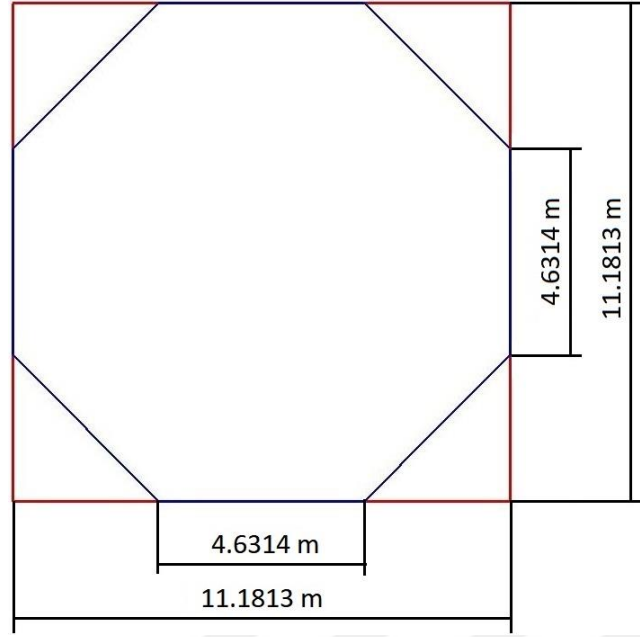
Fandan Çıkış Bölgesinin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.47-2.49 da verilmiştir.



Şekil 2.47. Fandan Çıkış Bölgesi'nin üç boyutlu görünümü



Şekil 2.48. Fandan Çıkış Bölgesi'nin giriş kesiti boyutları



Şekil 2.49. Fandan Çıkış Bölgesi'nin çıkış kesiti boyutları

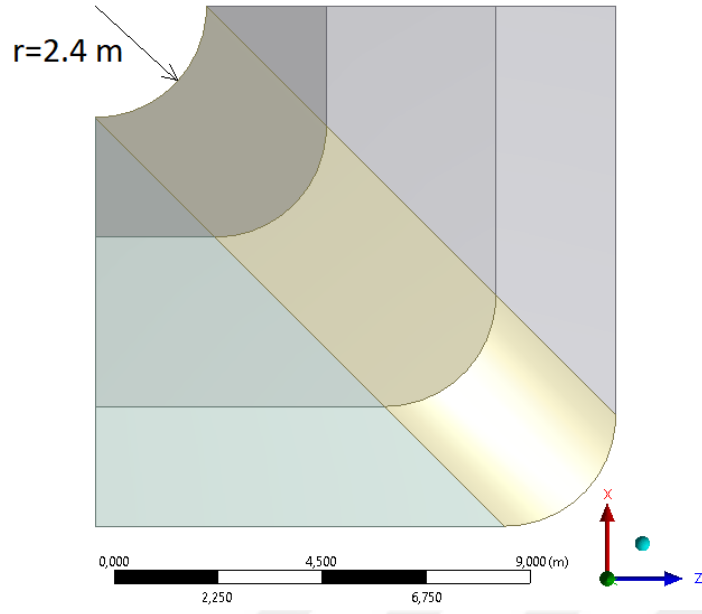
2.10. Birinci Köşenin Tasarımı

Rüzgâr tüneline bulunan her bir köşenin giriş ve çıkış kesiti kendisinden önce gelen difüzörün çıkış kesiti ile aynıdır. Tüm köşelerde dönüş yarıçapı

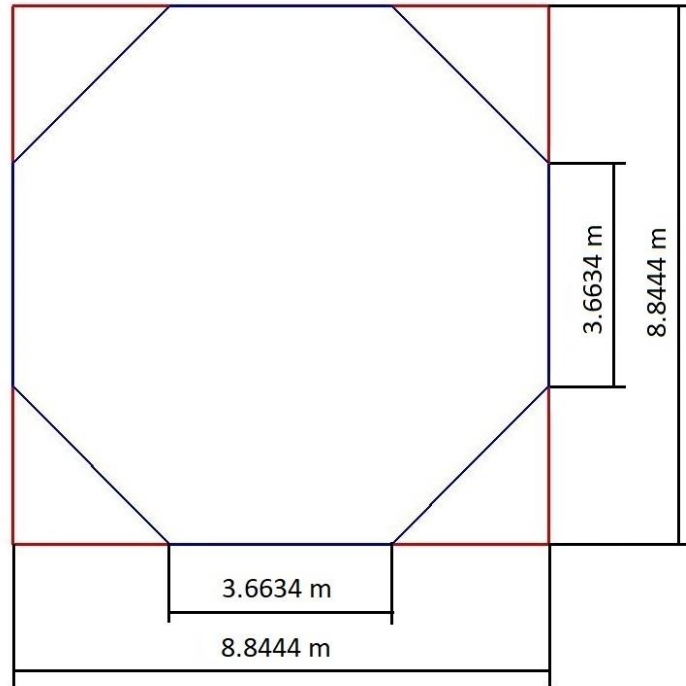
$$r = 2.4 \text{ m}$$

alınmıştır.

Birinci köşenin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.50-2.51'de verilmiştir.



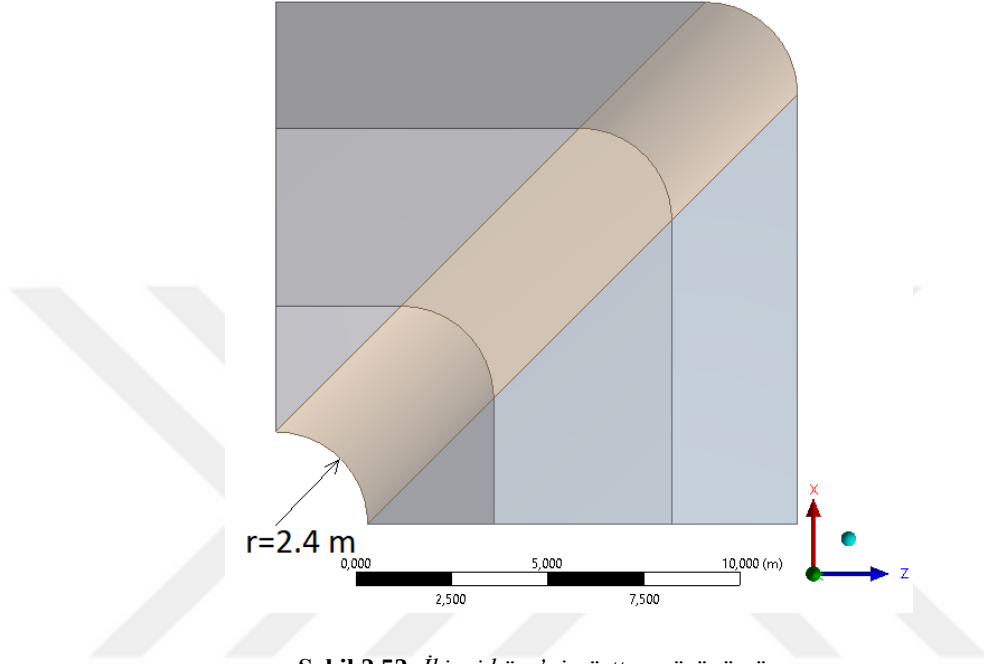
Şekil 2.50. Birinci köşe 'nin üstten görünümü



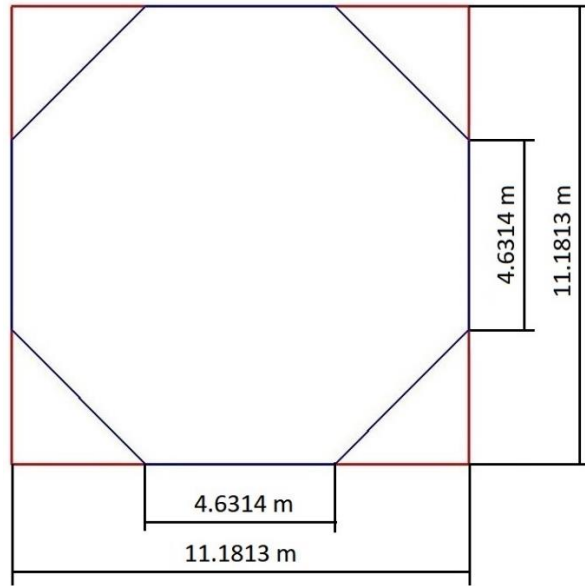
Şekil 2.51. Birinci köşe 'nin giriş-çıkış kesiti boyutları

2.11. İkinci Köşenin Tasarımı

İkinci köşenin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.52-2.53'te verilmiştir.



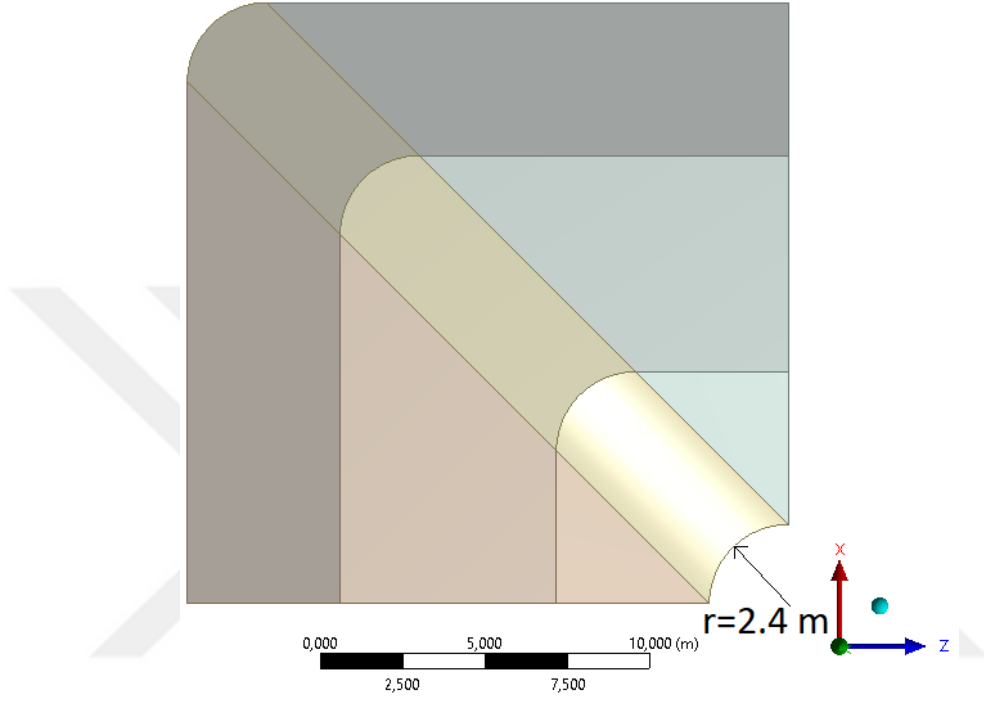
Şekil 2.52. İkinci köşe'nin üstten görünümü



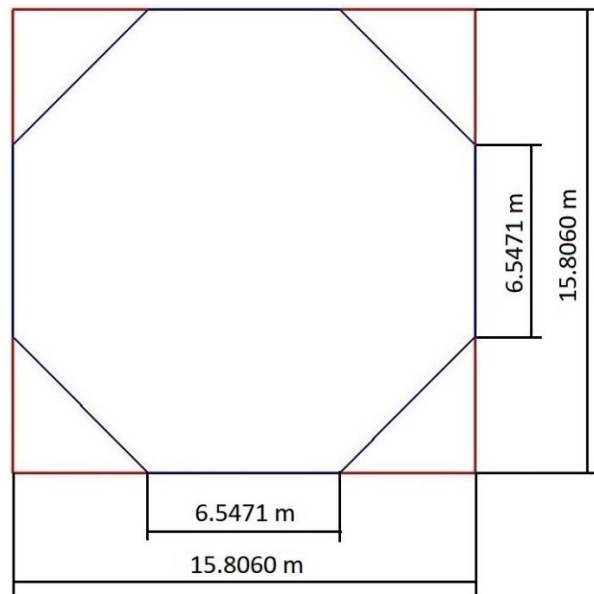
Şekil 2.53. İkinci köşe'nin giriş-çıkış kesiti boyutları

2.12. Üçüncü Köşenin Tasarımı

Üçüncü köşenin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.54-2.55'te verilmiştir.



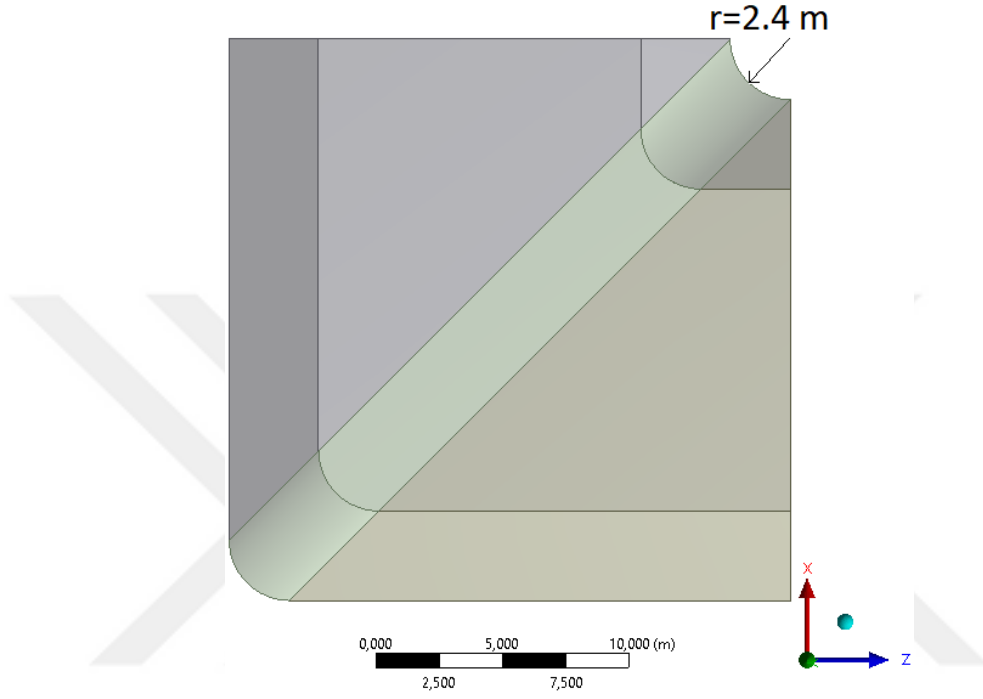
Şekil 2.54. Üçüncü köşe'nin üstten görünümü



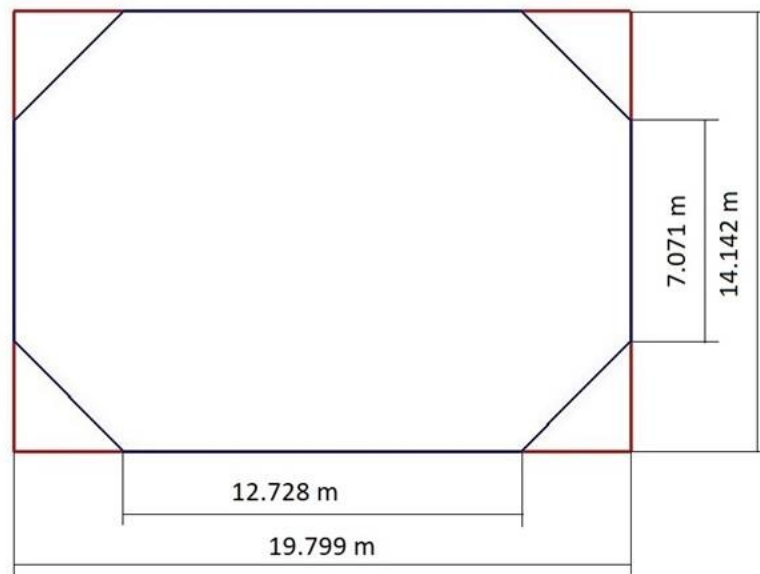
Şekil 2.55. Üçüncü köşe'nin giriş-çıkış kesiti boyutları

2.13. Dördüncü Köşenin Tasarımı

Dördüncü köşenin üç boyutlu görünümü ve giriş-çıkış kesiti boyutları Şekil 2.56-2.57’de verilmiştir.



Şekil 2.56. Dördüncü köşe'nin üstten görünümü

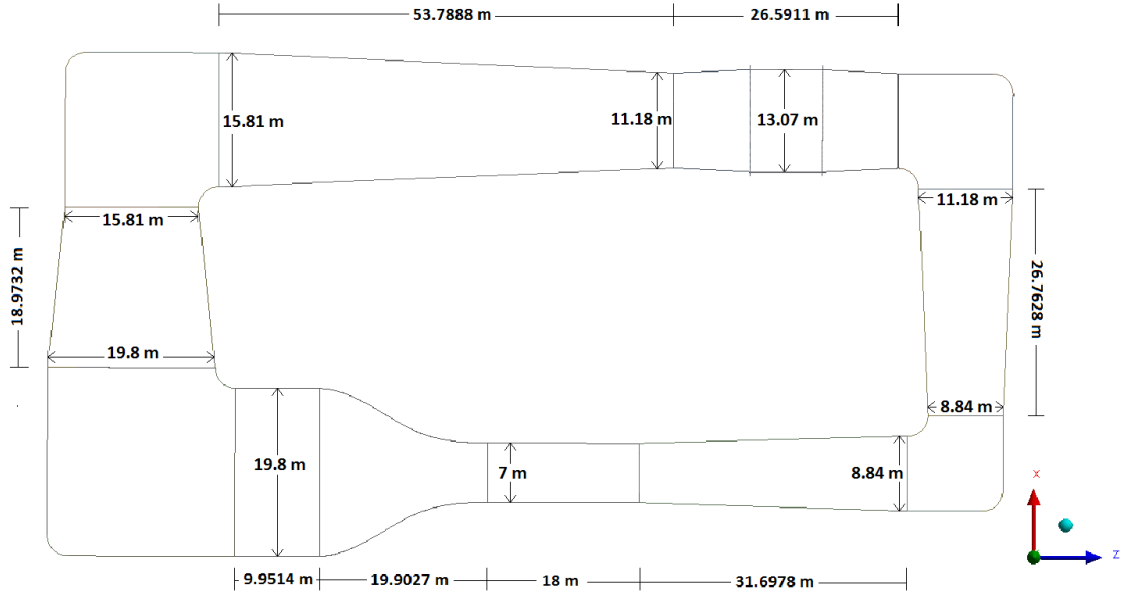


Şekil 2.57. Dördüncü köşe'nin giriş-çıkış kesiti boyutları

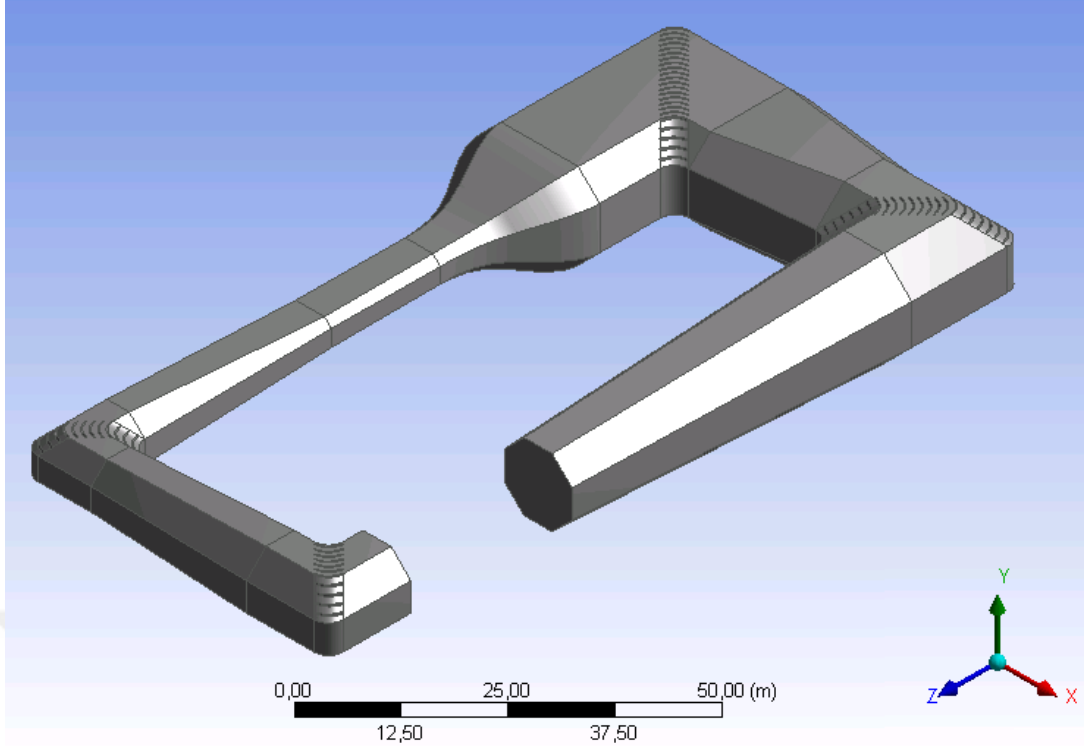
3. AMPİRİK ANALİZLER

3.1. Enerji Oranının Tahmini

Bu kısımda tasarımı yapılan **Şekil 3.1**'deki rüzgâr tüneli devresinin her bir bileşeni için basınç kayıp katsayısı hesabı yapılacaktır. Deney odasındaki akış hızı 100 m/s 'dir. Tünel sıcaklığı 20°C 'dir.



Şekil 3.1. *Tasarlanan rüzgâr tüneli devresi*



Şekil 3.2. Tasarlanan rüzgâr tünelinin 3 boyutlu görünümü (Motor Bölgesi hariç)

3.1.1 Deney odası için basınç kayıp katsayısı hesabı

Deney odası kayıp katsayısı, sabit alanlı kesitler için kullanılan [16]

$$K_l = f * \frac{L}{D_h} \quad (3.1)$$

denklemini ile verilmektedir (X). Bu denklemde;

L , deney odası uzunluğudur, değeri; $L = 18 \text{ m}$ 'dir.

D_h , deney odası giriş kesitindeki hidrolik çaptır, değeri $D_h = 6,05 \text{ m}$ 'dir.

Denklemdaki f sürtünme katsayısıdır ve değeri Denklem (3.2)'de verilen Prandtl'in evrensel sürtünme yasası ile elde edilir;

$$f = [2 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0.8]^{-2} \quad (3.2)$$

Bu denklemdeki Reynolds sayısı deney odası girişinde hesaplanmalıdır;

$$Re = \frac{\rho * V * D_h}{\mu} \quad (3.3)$$

Denklem (3.3)'te verilen formüldeki V deney odası giriş kesitindeki hızdır ve değeri $V = 100 \text{ m/s}$ 'dir.

ρ ve μ , 20° 'deki havanın yoğunluğu ve viskozitesidir. Değerleri;

$$\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$$

ve

$$\mu = 1.81 * 10^{-5} \text{ kg/(m * s)}$$

dir. Bu değerler kullanılarak deney odası giriş kesitindeki Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{1.21 * 100 * 6.05}{1.81 * 10^{-5}} = 40444751$$

olarak bulunur. Denklem (2) kullanılarak sürtünme katsayısı;

$$f = 0.0067$$

olarak hesaplanır. Bu durumda deney odasındaki kayıp katsayısı Denklem (3.1) kullanılarak;

$$K_l = 0.0067 * \frac{18}{6.05} = 0.0199$$

elde edilir.

Yerel kayıp katsayısının deney odası dinamik basıncıyla ilişkilendirildiği bir tanım;

$$K_{lt} = K_l * \frac{q_l}{q_t}$$

olarak verilmektedir. Denklemde bulunan q_l işlem yapılan rüzgâr tüneli bileşeninin giriş kesitindeki dinamik basınç, q_t deney odasındaki dinamik basınçtır. Bu denklem sıkıştırılamaz akış kabulüyle,

$$K_{lt} = K_l * \frac{A_t^2}{A_l^2} \quad (3.4)$$

denklemine dönüşür. Bu denklemde A_t deney odası kesit alanı ve A_l incelenen bileşenin girişindeki kesit alanıdır.

Deney odası için, $A_l = A_t$ olduğundan

$$K_l = K_{lt} = 0.0199$$

elde edilir.

3.1.2 Birinci Difüzör için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Difüzör kayıp katsayısı hesabında, toplam kayıp katsayısı (K_d), Denklem (3.5)'te verildiği gibi, sürtünme kayıp katsayısı (K_f) ve genişleme kayıp katsayısı (K_{ex}) olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır;

$$K_d = K_f + K_{ex} \quad (3.5)$$

Bu denklemdeki K_f

$$K_f = \left(1 - \frac{1}{A_R^2}\right) \frac{f}{8 * \sin(\theta)} \quad (3.6)$$

ifadesiyle ve K_{ex}

$$K_{ex} = K_e(\theta) * \left(\frac{A_R - 1}{A_R}\right)^2 \quad (3.7)$$

ifadesiyle tanımlanmaktadır (X). Birinci difüzör için alan oranı (A_R) değeri;

$$A_R = \frac{A_2}{A_1} = \frac{64.8016}{32.4008} = 2$$

dir. Denklem (6)'daki sürtünme katsayısı (f) difüzörün girişindeki Reynolds sayısı kullanılarak, sabit kesit alan durumu için verilen Denklem (3.2)'deki eşitlikle hesaplanır. Birinci Difüzörün giriş kesitindeki ortalama hız deney odası çıkış kesiti hızına eşittir ve değeri $V_1 = 100 \text{ m/s}$ 'dir. Bu durumda;

$$f = 0.0067$$

olarak bulunur. Denklem (3.6)'daki θ , difüzörün genişleme açısıdır ve Denklem (3.8) ile hesaplanır;

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{(D_{h,\text{çıkış}} - D_{h,\text{giriş}})/2}{L_D}\right) \quad (3.8)$$

Değerler yerine konularak;

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{(8.8442 - 6,1)/2}{31.6965}\right)$$

$$\theta = 2.5^\circ$$

elde edilir. Bulunan değerler Denklem (3.6)'da yerine konulursa;

$$K_f = \left(1 - \frac{1}{2^2}\right) \frac{0.0067}{8 * \sin(2.5^\circ)}$$

$$K_f = 0.0144$$

elde edilir. K_{ex} 'in içerisindeki $K_e(\theta)$, difüzörün en kesit şekline bağlıdır ve kare en kesit şekli için Denklem (3.9) ile hesaplanır (Eckert);

$$K_{e(square)} = \begin{cases} 0.09623 - 0.004152\theta, & 0^\circ < \theta < 1.5^\circ \\ 0.1222 - 0.04590\theta + 0.02203\theta^2 + 0.003269\theta^3 \\ -0.0006145\theta^4 - 0.00002800\theta^5 + 0.00002337\theta^6, & 1.5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -0.01322 + 0.05866\theta, & 0^\circ < \theta < 1.5^\circ \end{cases} \quad (3.9)$$

$1.5^\circ \leq 2.5^\circ \leq 5^\circ$ olduğu için;

$$K_{e(square)} = 0.1222 - 0.04590\theta + 0.02203\theta^2 + 0.003269\theta^3 - 0.0006145\theta^4 \\ - 0.00002800\theta^5 + 0.00002337\theta^6$$

denklemini kullanılmalıdır. θ değeri radyan cinsinden ($\theta = 2.5^\circ = 0.0436$ rad) bu denklemde yerine yazılırsa;

$$K_{e(square)} = 0.1202$$

değeri elde edilir.

Bulunan değerler Denklem (3.7)'de yerine yazılırsa;

$$K_{ex} = 0.1202 * \left(\frac{2-1}{2}\right)^2$$

$$K_{ex} = 0.0301$$

bulunur. Bulunan K_f ve K_{ex} değerleri Denklem (3.5)'te yerine yazılırsa;

$$K_d = 0.0144 + 0.0301$$

$$K_d = 0.0445$$

bulunur. Denklem (3.4)'te ilgili değerler yerine yazılır ve birinci difüzörün giriş kesit alanı, deney odası giriş kesit alanına eşit alınır;

$$K_{lt} = 0.0445 * 1$$

$$K_{lt} = 0.0445$$

bulunur.

3.1.3 Birinci Köşe için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Rüzgâr tünelinin köşelerinde oluşan kayıplar için

$$K_c = 0.10 + \frac{4.55}{(\log_{10} Re_c)^{2.58}} \quad (3.10)$$

denklemleri verilmektedir. Denklemlerdeki Reynolds sayısı (Re_c) hesaplanırken referans uzunluk olarak köşede bulunan yönlendirici kanatların veter uzunluğu kullanılmalıdır.

$$Re_c = \frac{\rho * V_c * L_c}{\mu} \quad (3.11)$$

Bu denklemde L_c veter uzunluğu ve V_c köşe giriş kesitindeki akış hızıdır. L_c değeri 3.39 m alınmıştır. Köşe giriş kesitindeki akış hızı birinci difüzör çıkış kesitindeki akış hızına eşittir ve 100 m/s'lik deney odası hızı ve alan oranı kullanılarak şu şekilde hesaplanır;

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{V_i}{V_o} \quad (3.12)$$

$$2 = \frac{100}{V_2}$$

$$V_c = V_2 = 50 \text{ m/s}$$

Bu durumda;

$$Re_c = \frac{1.21 * 50 * 3.39}{1.81 * 10^{-5}}$$

$$Re_c = 11131215$$

bulunur. Denklem (3.10)'da yerine yazılırsa;

$$K_c = 0.10 + \frac{4.55}{(\log_{10} 11131215)^{2.58}}$$

$$K_c = 0.1294$$

bulunur. Denklem (3.4) kullanılarak;

$$K_{lt} = K_l * \frac{A_t^2}{A_l^2} = 0.1294 * \frac{(32,4008)^2}{(64.8016)^2}$$

$$K_{lt} = 0.0324$$

elde edilir

3.1.4 İkinci Difüzör için basınç kaybı katsayısı hesabı

Birinci Difüzör için yapılan işlemlerin tamamı İkinci Difüzör için de yapılabilir. İkinci Difüzör için θ değeri

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{(11.1813 - 8.8442)/2}{26.7628}\right)$$

$$\theta = 2.5^\circ$$

dir. Alan oranı (A_R);

$$A_R = \frac{A_o}{A_i} = \frac{103.572}{64.8016} = 1.5983$$

dir. İkinci difüzör girişindeki akışkan hızı daha önce hesaplandığı üzere $V_i = 50 \text{ m/s}$ 'dir. Bu değerler sırasıyla Denklem (3.9), (3.7), (3.6) ve (3.5)'te yerine yazılırsa;

$$K_{e(square)} = 0.1202$$

$$K_{ex} = 0.0168$$

$$K_f = 0.0122$$

$$K_l = K_D = 0.0291$$

bulunur. Denklem (3.4) kullanılarak

$$K_{lt} = 0.0291 * \frac{(32.4008)^2}{(64.8016)^2}$$

$$K_{lt} = 0.0073$$

elde edilir.

3.1.5 İkinci Köşe İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Birinci köşe için yapılan işlemlerin aynısı ikinci köşe için de geçerlidir. İkinci köşe için giriş kesitindeki akışkan hızı;

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{V_i}{V_o} \quad (3.13)$$

$$\frac{103.572}{64.8016} = \frac{50}{V_o}$$

$$V_o = 31.2832 \text{ m/s}$$

dir.

L_c değeri birinci köşede olduğu gibi 3.39 m alınmıştır. Bu durumda sırasıyla Denklem (3.10) ve (3.4)'teki işlemler yapılarak,

$$K_l = K_c = 0.1318$$

ve

$$K_{lt} = 0.0129$$

bulunur.

3.1.6 Üçüncü Difüzör İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Birinci difüzör için yapılan işlemlerin tamamı Üçüncü Difüzör için de yapılabilir. Üçüncü Difüzör için θ değeri

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{(15.806 - 11.1813)/2}{53.7888}\right) \quad (3.14)$$

$$\theta = 2.46^\circ$$

dir. Alan oranı (A_R);

$$A_R = \frac{A_o}{A_i} = \frac{206.9652}{103.572} = 1.9983$$

dir. Üçüncü Difüzör girişindeki akışkan hızı ikinci köşedeki hıza eşittir ve daha önce hesaplandığı üzere $V_i = 31.2832 \text{ m/s}$ 'dir. Bu değerler sırasıyla Denklem (3.9), (3.7), (3.6) ve (3.5)'te yerine yazılırsa;

$$K_{e(square)} = 0.1203$$

$$K_{ex} = 0.0300$$

$$K_f = 0.0157$$

$$K_l = K_D = 0.0457$$

bulunur. Denklem (3.4) kullanılarak

$$K_{lt} = 0.0457 * \frac{(32.4008)^2}{(103.572)^2}$$

$$K_{lt} = 0.0045$$

elde edilir.

3.1.7 Üçüncü Köşe İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Birinci köşe için yapılan işlemlerin aynısı ikinci köşe için de geçerlidir. İkinci köşe için giriş kesitindeki akışkan hızı;

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{V_i}{V_o}$$

$$\frac{206.965}{103.572} = \frac{31.2832}{V_o}$$

$$V_o = 15.655 \text{ m/s}$$

dir.

L_c değeri birinci köşede olduğu gibi **3.39 m** alınmıştır. Bu durumda sırasıyla Denklem (3.10) ve (3.4)'teki işlemler yapılarak,

$$K_l = K_c = 0.1357$$

ve

$$K_{lt} = 0.0033$$

bulunur.

3.1.8 Dördüncü Difüzör İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Birinci Difüzör için yapılan işlemlerin tamamı Dördüncü Difüzör için de yapılabilir. Dördüncü Difüzör için θ değeri

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{(17.1147 - 15.806)/2}{18.9732}\right)$$

$$\theta = 1.9752^\circ$$

dir. Alan oranı (A_R);

$$A_R = \frac{A_o}{A_i} = \frac{255}{206.965} = 1.2321$$

dir. Üçüncü Difüzör girişindeki akışkan hızı ikinci köşedeki hıza eşittir ve daha önce hesaplandığı üzere $V_i = 15.655 \text{ m/s}$ 'dir. Bu değerler sırasıyla Denklem (3.9), (3.7), (3.6) ve (3.5)'te yerine yazılırsa;

$$K_{e(square)} = 0.1206$$

$$K_{ex} = 0.0043$$

$$K_f = 0.0093$$

$$K_l = K_D = 0.0136$$

bulunur. Denklem (3.4) kullanılarak

$$K_{lt} = 0.0136 * \frac{(32.4008)^2}{(206.965)^2}$$

$$K_{lt} = 0.0003$$

elde edilir.

3.1.9 Dördüncü Köşe İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Birinci köşe için yapılan işlemlerin aynısı dördüncü köşe için de geçerlidir. Dördüncü köşe için giriş kesitindeki akışkan hızı;

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{V_i}{V_o} \quad (3.15)$$

$$\frac{255}{206.965} = \frac{15.655}{V_o}$$

$$V_o = 12.706 \text{ m/s}$$

dir.

L_c değeri birinci köşede olduğu gibi 3.39 m alınmıştır. Bu durumda sırasıyla Denklem (3.10) ve (3.4)'teki işlemler yapılarak,

$$K_l = K_c = 0.1370$$

ve

$$K_{lt} = 0.0022$$

bulunur.

3.1.10 Dinlenme Odası İçin Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Sabit alanlı kesitler için kayıp katsayısını veren Denklem (3.1) rüzgâr tüneline dinlenme odası için de kullanılabilir. Deney odası kayıp katsayısı hesabında yapıldığı gibi, bu denklemdeki sürtünme katsayısı (f) Denklem (3.2) kullanılarak hesaplanır. Reynolds sayısı dinlenme odasının giriş kesitinde hesaplanmalıdır. Akışkan hızı 12.706 m/s ve hidrolik çap $D_h = 17.1147 \text{ m}$ 'dir. Silindir uzunluğu $L = 9.9514 \text{ m}$ 'dir. Bu değerler kullanılarak Reynolds sayısı $Re = 14537225$ olarak hesaplanır. Denklem (3.2) çözülerek sürtünme katsayısı değeri $f = 0.0077$ olarak bulunur. Bu değerler Denklem (3.10)'da yerine konursa;

$$K_l = 0.0077 * \frac{9.9514}{17.1147}$$

$$K_l = 0.0045$$

bulunur. Denklem (3.4) kullanılarak;

$$K_{lt} = K_l * \frac{A_t^2}{A_l^2} = 0.0045 * \frac{(32.4008)^2}{(255)^2}$$

$$K_{lt} = 7.265 * 10^{-5}$$

bulunur.

3.1.11 Kolektör için Basınç Kayıp Katsayısı Hesabı

Kolektör için basınç kayıp katsayısı değeri Wattendorf tarafından verilen

$$K_{nt} = 0.32 * f_{av} * \frac{L_n}{D_{ts}} \quad (3.16)$$

denklemini ile bulunur. Bu denklemde ortalama sürtünme katsayısı (f_{av}) koni'nin giriş ve çıkışındaki Reynolds sayılarının ortalamasının Denklem (3.2)'te kullanılmasıyla elde edilen sürtünme katsayısı değeridir.

Koni giriş ve çıkışı ile ortalama Reynolds sayısı;

$$Re_g = \frac{1.21 * 12.7059 * 17.1147}{1.81 * 10^{-5}} = 14537225$$

$$Re_{\zeta} = \frac{1.21 * 100 * 6.05}{1.81 * 10^{-5}} = 40621238$$

$$Re_{av} = \frac{Re_g + Re_{\zeta}}{2} = 27579231$$

dir. Denklem (3.2) kullanılarak;

$$f_{av} = 0.007$$

bulunur. Denklem (3.11)'deki L_n koni'nin uzunluğudur ve değeri $L_n = 19.9027$ m'dir,

D_{ts} deney odası giriş kesitinin hidrolik çapıdır ve değeri $D_{ts} = 6.05$ m'dir. Bu değerler Denklem (3.11)'de yerine yazılırsa

$$K_{lt} = 0.32 * 0.007 * \frac{19.9027}{6.05}$$

$$K_{lt} = 0.0074$$

elde edilir. Denklem (3.4) kullanılarak

$$K_l = \frac{K_{lt}}{\frac{A_t^2}{A_l^2}} = \frac{0.0074}{\frac{32.4008^2}{255^2}} = 0.4583$$

bulunur.

3.1.12 Rüzgâr Tünelinin Toplam Kayıp Katsayısı ve Enerji Oranı

Rüzgâr tünelinin tüm bileşenleri için hesaplanan kayıp katsayıları ve enerji oranı Tablo 3.1'de verilmiştir. Tabloda yer alan Δp değerleri $\Delta p = K_{lt} * q_i = K_{lt} * (1/2 * \rho * V_i^2)$ denklemiyle hesaplanmıştır. Bu denklemdeki dinamik basınç (q_i) ve hız (V_i) ilgili bileşenin giriş kesitindeki değerlerdir.

Tablo 3.1. Rüzgâr tünelinin tüm bileşenleri için hesaplanan kayıp katsayıları

Bileşen	K_l	K_{lt}	Δp (Pa)	Kayıp [W]	Toplam Kayıp (%)
Deney odası	0.0199	0.0199	30,09875	770528	14.76
1. Difüzör	0.0445	0.0445	67,30625	1723040	33.01
1. Köşe	0.1294	0.0324	49,005	156816	24.04
2. Difüzör	0.0291	0.0073	11,04125	35332	5.42
2. Köşe	0.1318	0.0129	19,51125	15316	9.57
3. Difüzör	0.0457	0.0045	6,80625	5343	3.34
3. Köşe	0.1357	0.0033	4,99125	494	2.45
4. Difüzör	0.0136	0.0003	0,45375	45	0.22
4. Köşe	0.1370	0.0022	3,3275	174	1.63
Dinlenme odası	0.0045	$7.265 \cdot 10^{-5}$	0	5,8	0.05
Kolektör	0.4583	0.0074	11,1925	587	5.49
Toplam	1.1495	0.1348	203,885	2707682	100

$$E_R = 1 / \sum K_{lt} = 7.42$$

4. SAYISAL HESAP YÖNTEMİ

4.1. Süreklilik, Momentum ve Enerji Denklemleri

Süreklilik denklemi bir akış boyunca herhangi bir kesitten geçen madde miktarının değişmeyeceğini ifade eder.

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0$$

Bu denklemde ρ , akışkanın yoğunluğunu, v , hızını ve A , akış boyunca herhangi bir kesit için alanı ifade eder. Denklem-1, akış boyunca herhangi bir kesit için, kesite giren ve kesitten çıkan kütle miktarlarının eşit olacağını, yani kütle korunumunun matematiksel ifadesidir.

Momentum denklemi, belirli bir hacim için, sınır yüzeylerden geçen toplam momentumun, hacim üzerine etki eden kuvvete eşit olacağını ifade eder.

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{sys} \rho \vec{V} dV$$

Enerjinin korunumu denklemi, bir sistemin toplam enerjisinin sabit kalacağını belirtir. Bu çalışmada ele alınan sistem adiabatik olarak kabul edildiği için, kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamının sabit kaldığı çözümler yapılmıştır.

4.2. Türbülans modelleme ve k- ω türbülans modeli

Türbülanslı akışların çözülmesinde türbülans modellerinden faydalanılmaktadır. Bu modellerden biri k- ω türbülans modelidir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, k- ω (k- ω) türbülans modeli, Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri (RANS denklemleri) için bir yaklaşım olarak, yaygın şekilde kullanılan iki denklemlilik bir türbülans modelidir. Model türbülansı iki değişken, k ve ω için iki kısmi diferansiyel denklemlerle tahmin etmeye çalışır; birinci değişken türbülans kinetik enerjisi (k), ikincisi (ω) ise özgül yayılma hızıdır. Türbülans kinetik enerjisi k iç termal enerjiye dönüştürülür. [53]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega$$

Bu denklemlerde G_k , ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu temsil eder. G_w , w 'nın oluşumunu temsil eder. G_k ve G_w sırasıyla k ve w 'nin efektif yayılımını temsil eder. Y_k ve Y_w , türbülans nedeniyle k ve w 'nin dağılmasını temsil eder. S_k ve S_w , kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir. [41]

Bu çalışmada ($k-\omega$) Türbülans modeli tercih edilmiştir. Bu tercihin başlıca nedeni duvara yakın bölge için uygun olmasıdır. Bu tez kapsamında çözümü yapılan köşe bölgesinde yer alan duvarlar ve kanatlar nedeni ile bu model tercih edilmiştir. Bunun yanında Tünelin birinci köşesi deney odasından ve birinci difüzörden sonra yer almakta ve yeteri kadar yüksek bir Reynolds sayısına sahip olduğu dikkate alınarak laminar çözümün uygun olmayacağı ve türbülanslı bir çözümün gerekli olacağı değerlendirilmiştir.

K-omega ($k-\omega$) türbülans modeli, türbülanslı akış koşullarının etkisini yakalamak için en yaygın kullanılan modellerden biridir. Türbülansın tüm etkilerinin modellendiği Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) türbülans modelleri ailesine aittir. İki denklemlilik bir modeldir. Bu, koruma denklemlerine ek olarak, türbülanslı enerjinin konveksiyon ve difüzyonu gibi geçmiş etkilerini hesaba katan iki taşıma denklemini (PDE'ler) çözdüğü anlamına gelir. Taşınan iki değişken, türbülanstaki enerjiyi belirleyen türbülanslı kinetik enerji (k) ve birim türbülans kinetik enerjisi başına dağılım oranını belirleyen özgül türbülans kayıp oranıdır (ω). ω aynı zamanda türbülans ölçeği olarak da adlandırılır. Standart $k-\omega$ modeli bir düşük Re modelidir, yani sınır tabakasının nispeten kalın olduğu ve viskoz alt tabakanın çözülebildiği düşük Reynolds sayılı akışlar için kullanılabilir. Bu nedenle, standart $k-\omega$ modeli en iyi şekilde duvara yakın işlem için kullanılır. Diğer avantajlar arasında, ters basınç gradyanları ve ayrımlar (örn. Aksine, bu model aşırı ve erken ayrımları öngördüğünü de göstermiştir [59].

Standart k-omega (yukarıda tartışılmıştır), temel k-omega, k-omega SST vb. gibi k-omega modelinin farklı varyasyonları vardır ve bunların her biri, sıvı akışının belirli koşulları altında daha iyi performans göstermek için belirli modifikasyonlara sahiptir.

4.3. Sınır Şartları

ANSYS FLUENT’te, akışın giriş ve çıkış kesitlerinin özellikleri için 10 farklı sınır bölge türü mevcuttur: hız girişi, basınç girişi, kütle akış girişi, basınç çıkışı, basınç uzak alanı, çıkış, giriş havalandırması, emme fanı, çıkış havalandırması ve egzoz fanı.

Hız girişi (Velocity inlet) sınır koşulları, giriş sınırlarındaki akışın hız ve skaler özelliklerini tanımlamak için kullanılır.

Basınç girişi (Pressure inlet) sınır koşulları, akış girişlerindeki toplam basıncı ve diğer skaler miktarları tanımlamak için kullanılır.

Kütle-akış girişi (Mass flow inlet) sınır koşulları, bir girişte bir kütle akış hızı belirlemek için sıkıştırılabilir akışlarda kullanılır. Sıkıştırılamaz akışlarda kütle akış girişlerinin kullanılması gerekli değildir, çünkü yoğunluk sabit olduğunda hız girişi sınır koşulları kütle akışını sabitleyecektir. Basınç ve hız girişleri gibi, diğer giriş skalerleri de belirtilmiştir.

Basınç çıkışı (Pressure outlet) sınır koşulları, akış çıkışlarındaki statik basıncı (ve ayrıca geri akış durumunda diğer skaler değişkenleri) tanımlamak için kullanılır. Bir çıkış koşulu yerine bir basınç çıkışı sınır koşulunun kullanılması, yineleme sırasında geri akış meydana geldiğinde genellikle daha iyi bir yakınsama hızı ile sonuçlanır.

Basınç uzak alan (Pressure far-field) sınır koşulları, serbest akış Mach sayısı ve belirtilen statik koşullar ile sonsuzda serbest akışlı sıkıştırılabilir bir akışı modellemek için kullanılır. Bu sınır türü yalnızca sıkıştırılabilir akışlar için kullanılabilir.

Çıkış (Outflow) sınır koşulları, akış probleminin çözümünden önce akış hızı ve basıncının ayrıntılarının bilinmediği akış çıkışlarını modellemek için kullanılır. Çıkış akışının tam gelişmiş bir duruma yakın olduğu durumlarda uygundur, çünkü dışarı akış sınır koşulu, basınç hariç tüm akış değişkenleri için akış yönünde sıfır bir gradyan varsaymaktadır. Sıkıştırılabilir akış hesaplamaları için uygun değildirler.

Giriş ağzı (Inlet vent) sınır koşulları, belirli bir kayıp katsayısı, akış yönü ve ortam (giriş) toplam basıncı ve sıcaklığı ile bir giriş deliğini modellemek için kullanılır.

Giriş fanı (Intake fan) sınır koşulları, belirli bir basınç sıçraması, akış yönü ve ortam (giriş) toplam basıncı ve sıcaklığı ile bir harici giriş fanını modellemek için kullanılır.

Çıkış ağzı (Outlet vent) sınır koşulları, belirli bir kayıp katsayısı ve ortam (deşarj) statik basıncı ve sıcaklığı ile bir çıkış menfezini modellemek için kullanılır.

Çıkış fanı (exhaust fan) sınır koşulları, belirli bir basınç sıçraması ve ortam (deşarj) statik basıncına sahip bir harici egzoz fanını modellemek için kullanılır. [54]

4.4. Çözüm algoritması

Yapılan sayısal çözümlerde basınca dayalı çözücü (The pressure-based solver) kullanılmıştır. Basınca dayalı çözücü, izdüşüm metodu adı verilen genel bir yöntem sınıfına ait olan bir algoritma kullanır. İzdüşüm metodunda, hız alanını, kütle korunumu (sürekliliği) ve basınç (veya basınç düzeltme) denklemi çözülerek elde edilir. Basınç, süreklilik ve momentum denklemlerinden, basınçla düzeltilen hız alanı sürekliliği sağlayacak şekilde türetilir. Ana denklemler doğrusal olmadığı ve birbirine bağlı olduğu için, çözüm süreci, çözüm yakınsayana kadar tüm ana denklem setinin tekrar tekrar çözüldüğü yinelemeleri içerir [55]. Örnek bir çözüm için Fluent kullanım bilgileri EK-C de verilmiştir.

5. TÜNELİN HIZLANDIRICI (KOLLEKTÖR) BÖLMESİ İÇİN YAPILAN ÇÖZÜMLER

Bu çalışmada 7m*5m deney odası kesiti olan bir rüzgâr tüneli için tasarlanmış farklı kollektör geometrileri için sıkıştırılabilir, viskozitesiz akım (Euler) çözümleri elde edilmiştir. İlk iki geometrinin köşeleri kırılmamıştır akıma dik kesit geometrisi dikdörtgendir. Birinci geometri için dönüm noktası teğet açısı (θ_i) 25° dir. İkinci geometri için dönüm noktası teğet açısı 35° dir. Üçüncü ve dördüncü geometrilerin köşeleri, Bölüm 2 de açıklandığı şekilde kırılmıştır. Akıma dik kesit geometrisi sekizgendir. Üçüncü geometrinin dönüm noktası teğet açısı 25° , dördüncü geometrinin dönüm noktası teğet açısı, 35° dir. Üçüncü ve dördüncü geometriler için ayrıca laminar Navier Stokes Çözümleri de elde edilmiştir. Çözümler FLUENT ticari yazılımı ile elde edilmişlerdir.

5.1. Köşeleri kırılmamış Geometriler için yapılan EULER çözümleri

ÇÖZÜM AĞLARI

Birinci geometri için yapılan çözüm ağında 503800 nokta ve 480168 eleman bulunmaktadır.

İkinci geometri için yapılan çözüm ağında 466400 nokta ve 444366 eleman bulunmaktadır.

Her iki çözüm ağında da kısa kenar boyunca (y eksen) 40 nokta, uzun kenar boyunca (x eksen) 55 nokta ve uzunluk boyunca (z eksen) 200 den fazla nokta bulunmaktadır.

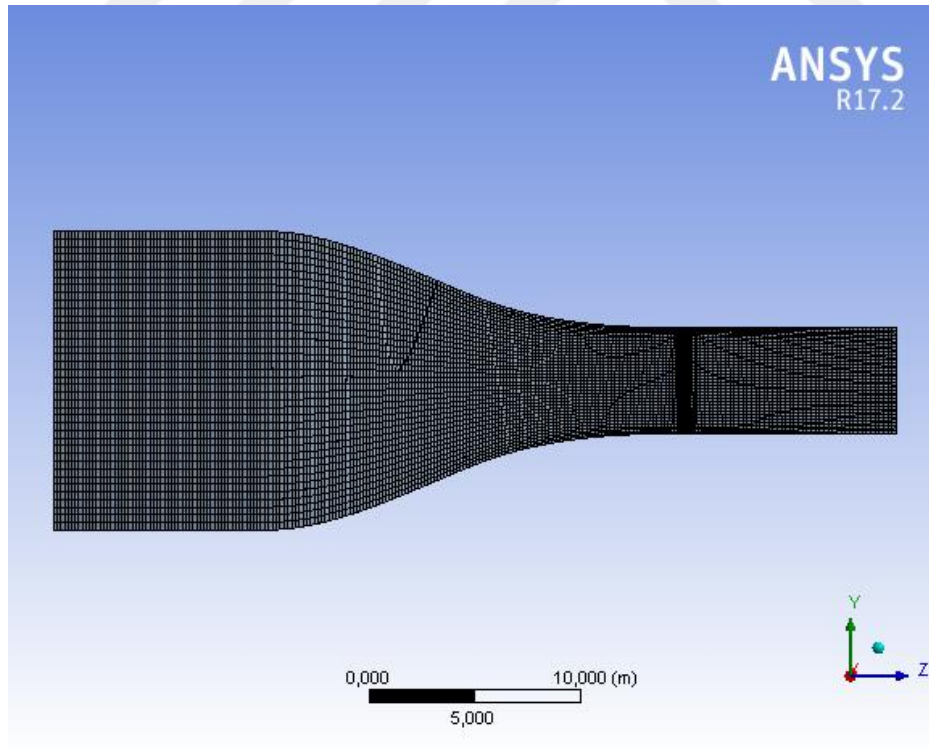
Çözüm ağlarını üretmek için kullanılan parametreler Şekil 5.1' de sunulmaktadır.

Çözüm ağları, kollektör uzunluğunun % 50'si kadar önden, % 50 si kadar da arkadan sabit kesitli kısımlar eklenerek oluşturulmuştur. Yani dinlenme odasının sonu ve deney odasının başlangıcı çözüm ağına eklenmiştir. Bu şekilde tam olarak kollektör giriş ve çıkışında sınır şartı verilmesinin oluşturacağı sorunlardan kaçınılmaya çalışılmıştır.

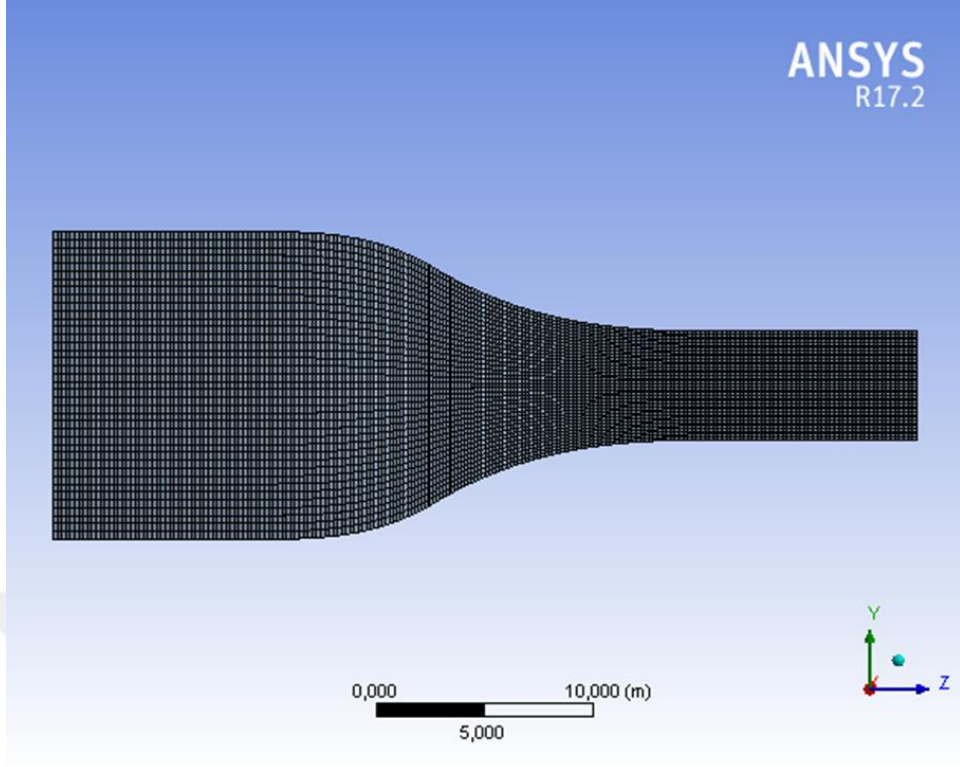
Çözüm ağlarının yandan, üstten ve perspektif görünümü Şekil 5.2-5.7 de mukayeseli olarak sunulmuştur.

Details of "Mesh"	
Display	
Defaults	
Sizing	
Size Function	Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
☐ Curvature Normal A...	Default (18,0 °)
☐ Min Size	Default (6,8117e-003 m)
☐ Max Face Size	0,20 m
☐ Max Tet Size	Default (1,36230 m)
☐ Growth Rate	Default (1,20)
Automatic Mesh Base...	On
☐ Defeature Size	Default (3,4059e-003 m)
Minimum Edge Length	5,0 m
Inflation	

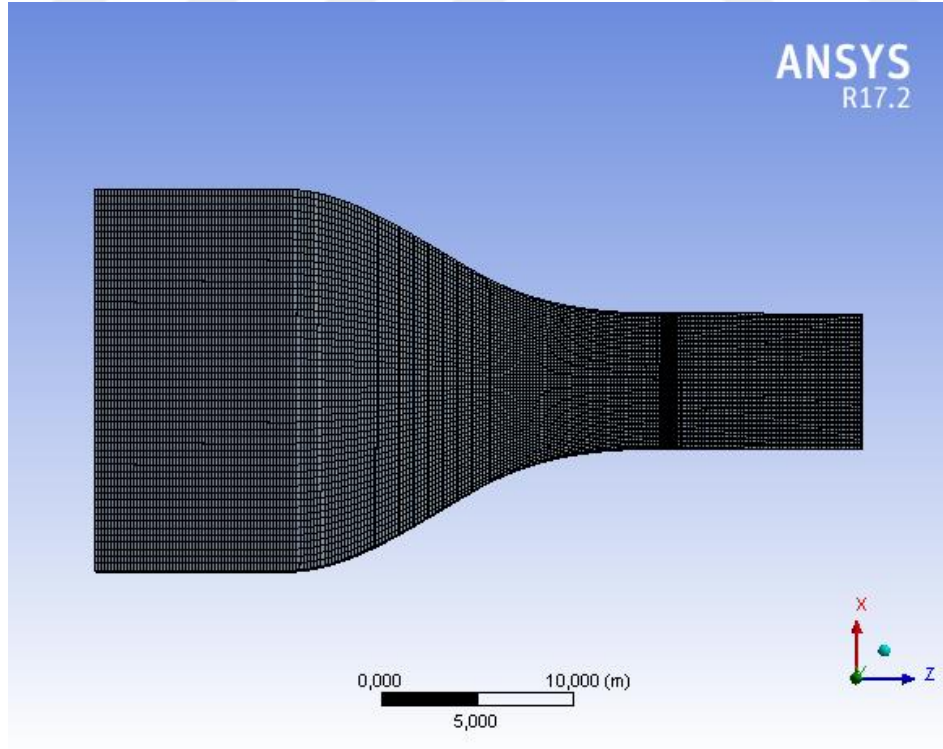
Şekil 5.1. Çözüm ağı parametreleri.



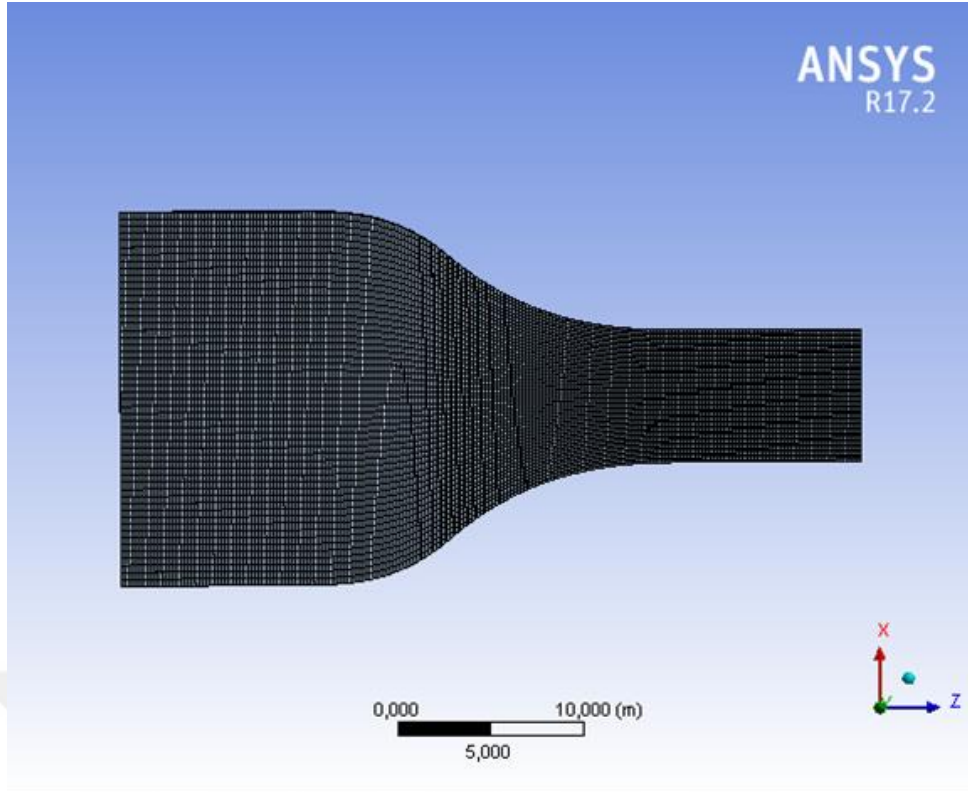
Şekil 5.2. Birinci geometri çözüm ağı yandan görünüş.



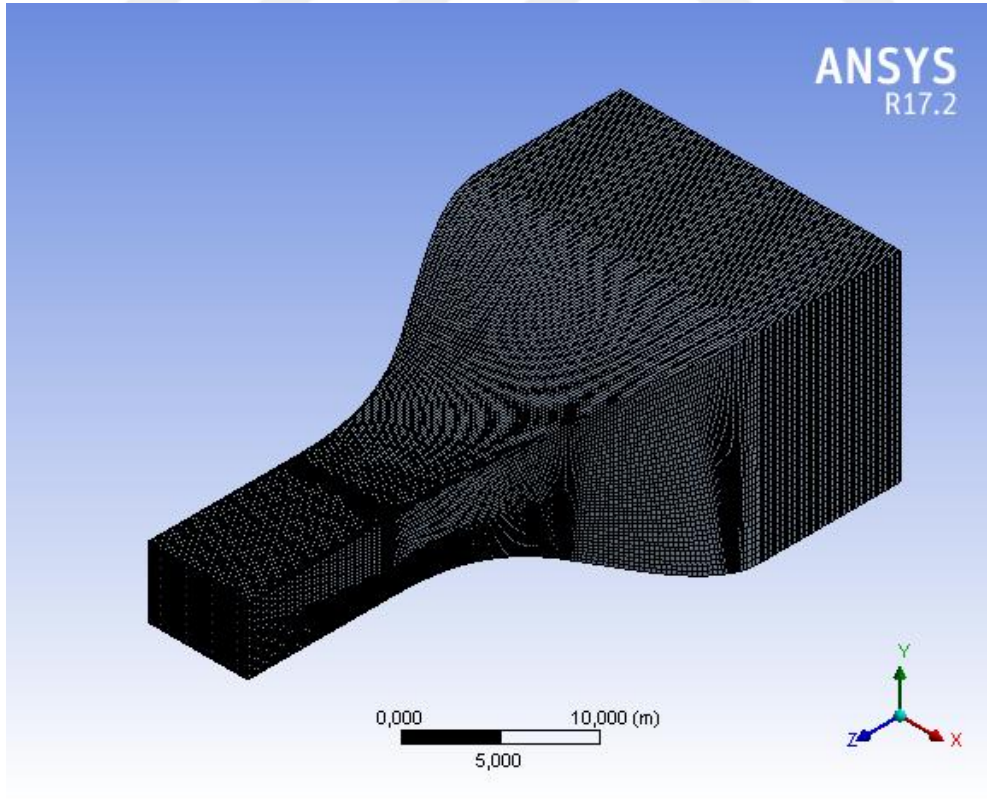
Şekil 5.3. İkinci geometri çözüm ağı yandan görünüş.



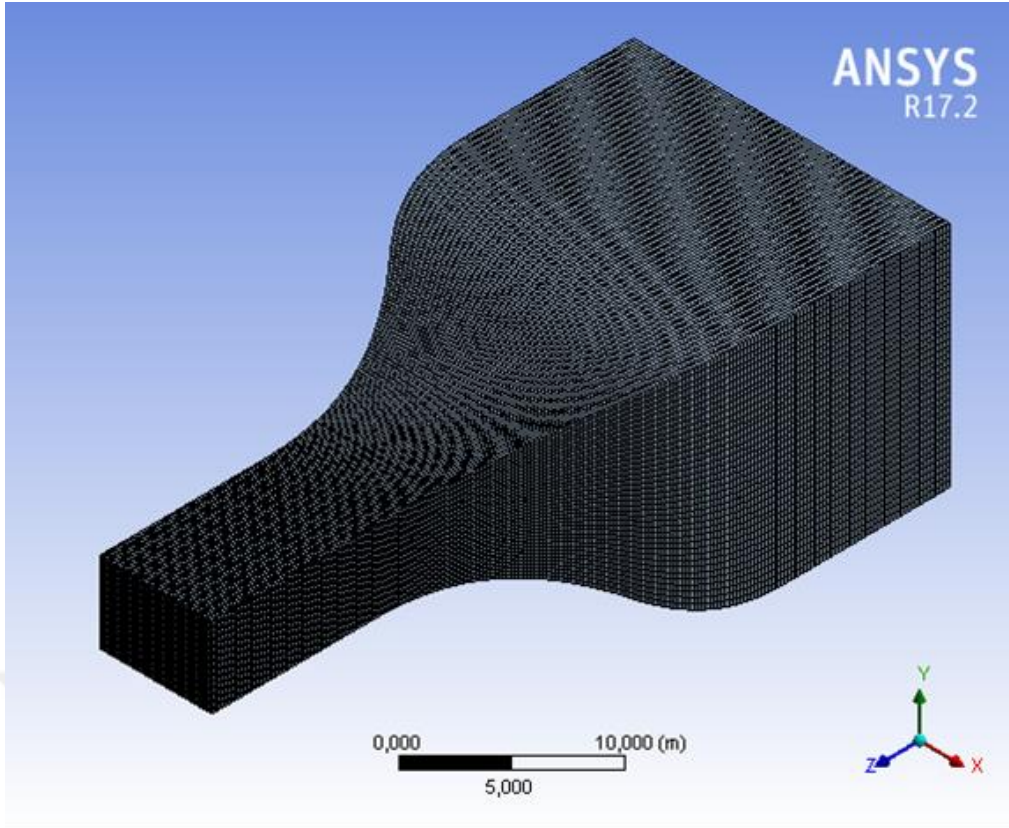
Şekil 5.4. Birinci geometri çözüm ağı üstten görünüş



Şekil 5.5. İkinci geometri çözüm ağı üstten görünüş



Şekil 5.6. Birinci geometri çözüm ağı perspektif görünüm



Şekil 5.7. İkinci geometri çözüm ağı perspektif görünüm.

Sınır Şartları

Viskozitesiz, Euler çözümleri için, yan duvarlarda, viskozitesiz duvar sınır şartı kullanılmıştır.

Çıkış kesitinde statik basınç tanımlanmıştır ve gösterge basıncı (gage pressure) 0 Pascal alınmıştır. Giriş kesitinde ise toplam basınç tanımlanmıştır ve gösterge basıncı, 6006 Pascal olarak alınmıştır. Toplam sıcaklık, 300 Kelvin olarak tanımlanmıştır.

Çıkış kesiti için hız tahmini:

Atmosfer basıncı: 101325 Pascal

Statik basınç (çıkış): $p = 101325 + 0 = 101325 \text{ N/m}^2$

Toplam basınç: $p_0 = 101325 + 6006 = 107331 \text{ N/m}^2$

Toplam sıcaklık: $T_0 = 300 \text{ K}$

Mach sayısı (çıkış):

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\frac{107331}{101325} = \left(1 + \frac{1.4 - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1.4}{1.4 - 1}}$$

$$1.0593 = (1 + 0.2M^2)^{3.5}$$

Buradan:

$$M = 0.2881$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 = 1 + 0.2 * 0.2881^2 = 1.0166$$

$$T = \frac{300}{1.0166} = 295.10 \text{ K}$$

$$\text{Ses hızı (çıkış): } a = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{1.4 * 287 * 295.10} = 344.3417 \text{ m/s}$$

Çıkış hızı:

$$V = Ma = 0.2881 * 344.3417$$

$$V = 99.20 \text{ m/s}$$

Bu değer CFD sonuçları ile mukayese amacı ile hesaplanmıştır.

Bilgisayar Kullanımı

Çözümlerde kullanılan bilgisayarın özellikleri şu şekildedir:

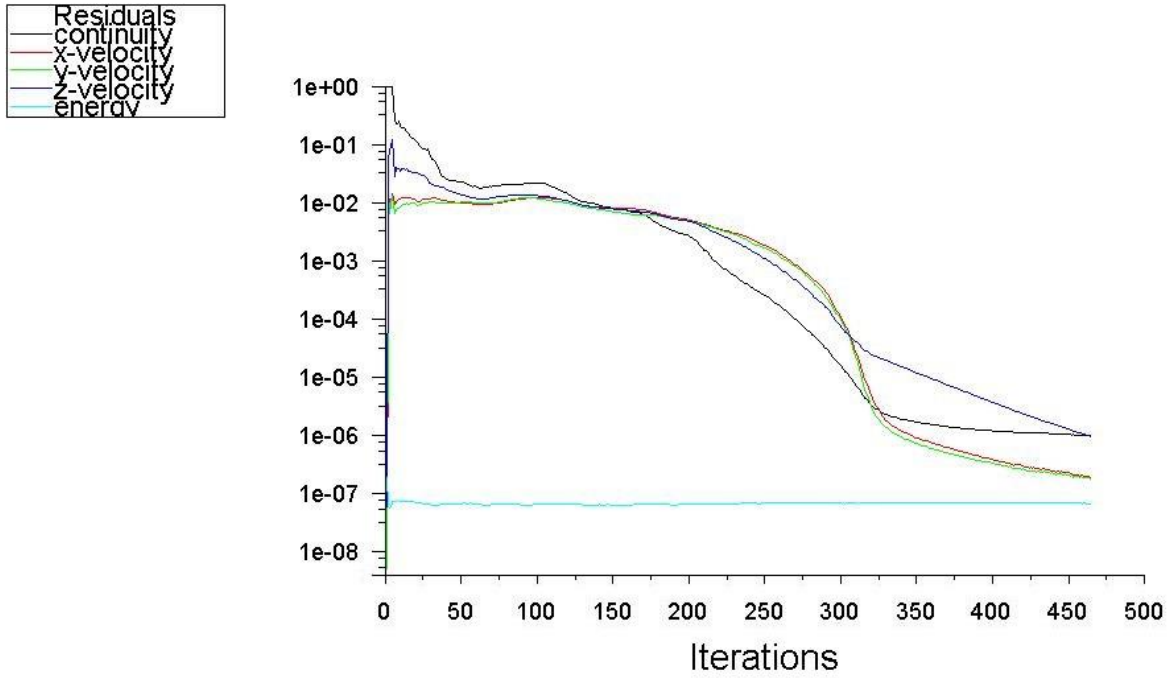
İşlemci: INTEL ® CORE ™ I7 6700 K CPU @ 4 GHZ 4 GHZ

Yüklü Bellek (RAM): 32.0 GB

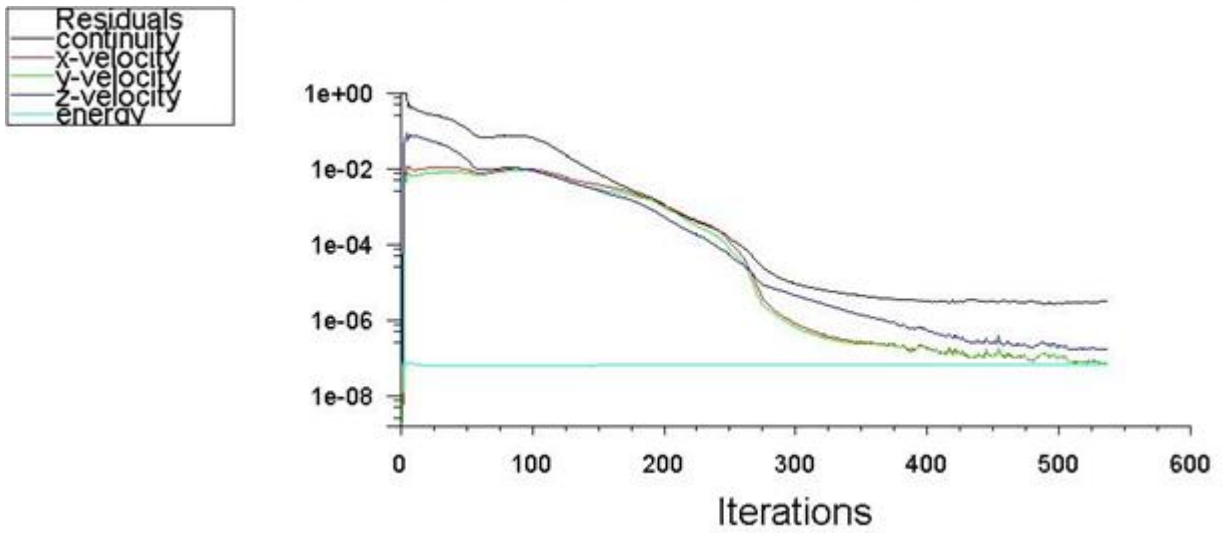
Sistem: Windows 10 64 bit işletim sistemi x64 tabanlı işlemci

Her iki geometriye ait yakınsama eğrileri Şekil 5.8 ve 5.9' da sunulmaktadır. Çözümlerin yaklaşık 500 iterasyon sonucunda 6 merteye yakınsadıkları görülmektedir. Kullanılan RAM ve CPU zamanı bilgileri Şekil 5.10 ve 5.11 de sunulmaktadır. Birinci geometri için yaklaşık 0.567 GB RAM ve 137 sn CPU zamanı kullanılmıştır. 2. Geometri için ise yaklaşık, 0.486 GB RAM ve 88 sn CPU zamanı kullanılmıştır. Seçilen “under-relaxation parameter” bilgileri de Şekil 5.11 ve 5.12 de verilmiştir. 2. Geometriye ait çözümün başlangıçta

ıraksaması nedeni ile bu geometri için basınç (pressure) under relaxation parametresi 0.3 den 0.1 e düşürülmüştür. Bunun nedeni, bu geometri için, akımın dönüm noktasına (inflection point) yaklaşırken daha sert bir dönüş yapmasından kaynaklanıyor olabilir.



Şekil 5.8. Geometri yakınsama eğrileri.



Şekil 5.9. Geometri yakınsama eğrileri.

Virtual Mem Usage (GB)			
ID	Current	Peak	Page Faults

serial	0.555717	0.567005	1.96e+05

Total	0.555717	0.567005	1.96e+05

CPU Time Usage (Seconds)			
ID	User	Kernel	Elapsed

serial	4.4375	0.359375	136.867

Total	4.4375	0.359375	-

Model Timers
 Other Models Time: 0.000 sec
 Total Time: 0.000 sec

Virtual Mem Usage (GB)			
ID	Current	Peak	Page Faults

serial	0.476349	0.485847	1.694e+05

Total	0.476349	0.485847	1.694e+05

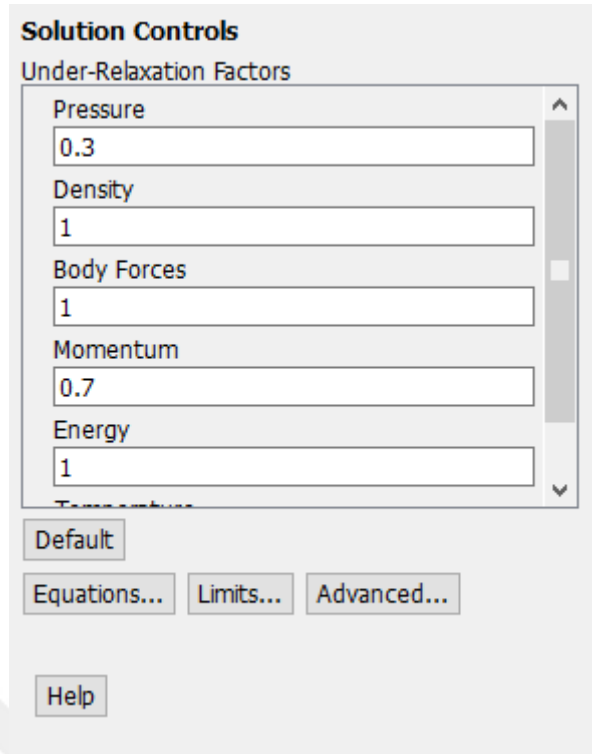
CPU Time Usage (Seconds)			
ID	User	Kernel	Elapsed

serial	3.26563	0.171875	87.5242

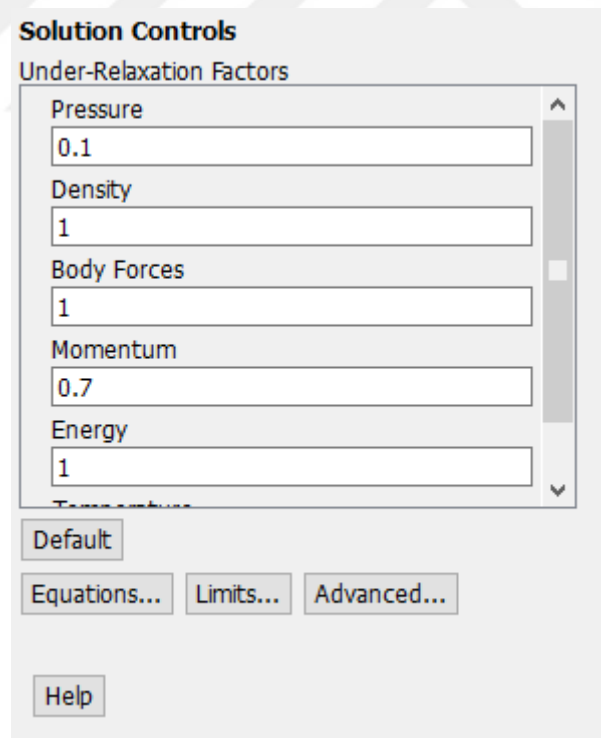
Total	3.26563	0.171875	-

Model Timers
 Other Models Time: 0.000 sec
 Total Time: 0.000 sec

Şekil 5.10. Geometri Bilgisayar hafızası ve CPU zamanı kullanımı.



Şekil 5.11. Geometri Under Relaxation Factors



Şekil 5.12. Geometri Under-relaxation factors

Sonuçlar

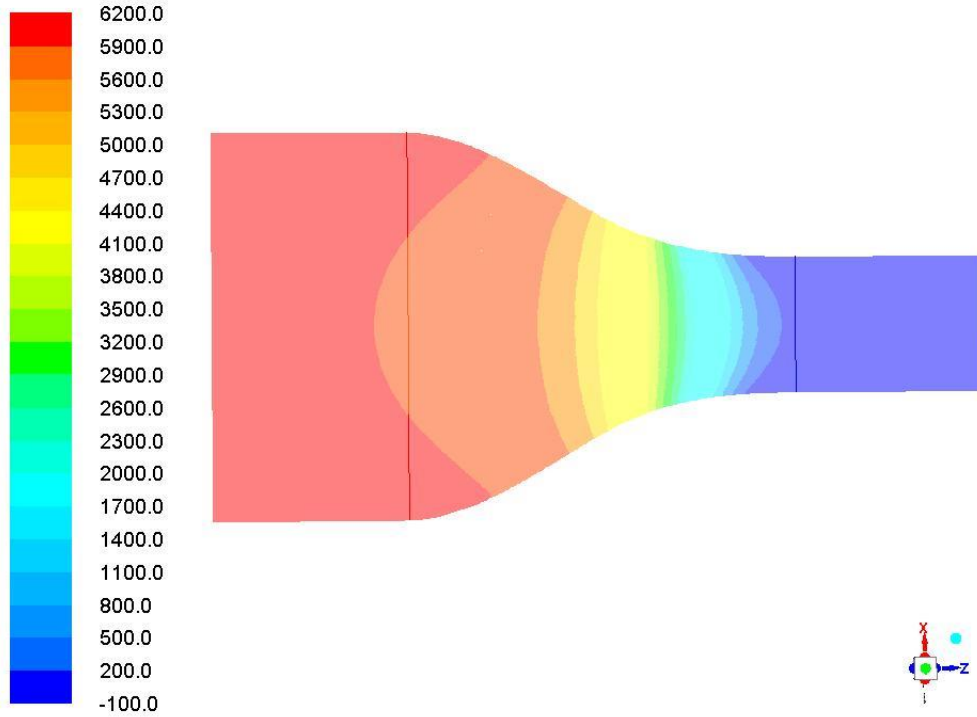
Birinci ve ikinci geometriler için, yatay simetri düzleminde statik basınç değişimleri Şekil 5.13 ve 5.14'te, düşey simetri düzlemindeki değişimler ise Şekil 5.15 ve 5.16'da sunulmaktadır. Kollektör boyunca, akım çizgileri Şekil 5.17 ve 5.18'de, Statik sıcaklık değişimleri, Şekil 5.19 ve 5.20'de, toplam hızdaki değişimler Şekil 5.21 ve 5.22'de her iki geometri için mukayeseli olarak verilmiştir. Birinci geometri kollektör girişinde daha hızlı bir hız değişimine neden olmaktadır. Öte yandan bu geometri kollektör boyunca daha yumuşak bir değişim sağlamaktadır. 2. Geometri ise kollektör civarında daha yavaş ancak dönüm noktası (inflection point) civarında daha sert bir değişime neden olmaktadır. 1. Geometrinin kollektör girişinde, 2. Geometrinin de kollektör çıkışında daha az uniform bir akıma neden olduğu görülebilir. Kollektör çıkışı bizim açımızdan daha önemli olduğu için 1. Geometri daha uygun gibi gözükmemektedir. Öte yandan kollektör girişinde ani geometri değişimi bu bölgede akım ayrılmasına neden olabilir. Bu konunun laminer çözüm yapılarak incelenmesi yararlı olacaktır. Girişte daha yavaş bir değişim yapan, 2. Geometri DLR-LLF kollektör geometrisine daha fazla benzemektedir.

Şekil 5.23 ve 5.24 de kollektör çıkışında statik basınç değişimleri görülmektedir. Bu bölgede yaklaşık 200 pascal civarında bir basınç değişimi görülmektedir. Bu değer toplam basınçla statik basınç arasındaki fark olan 6006 pascal ile mukayese edildiğinde %3 civarındadır. Şekil 5.25 ve 5.26'da kollektör çıkışından 1 metre sonra, şekil 5.27 ve 5.28'de ise kollektör çıkışından 2m sonra statik basınç değişimleri görülmektedir. Statik basınçtaki değişimlerin deney odası içine kollektör uzunluğunun % 10 u kadar (yaklaşık 2m) girildikten sonra ihmal edilebilir seviyeye düştüğü görülmektedir.

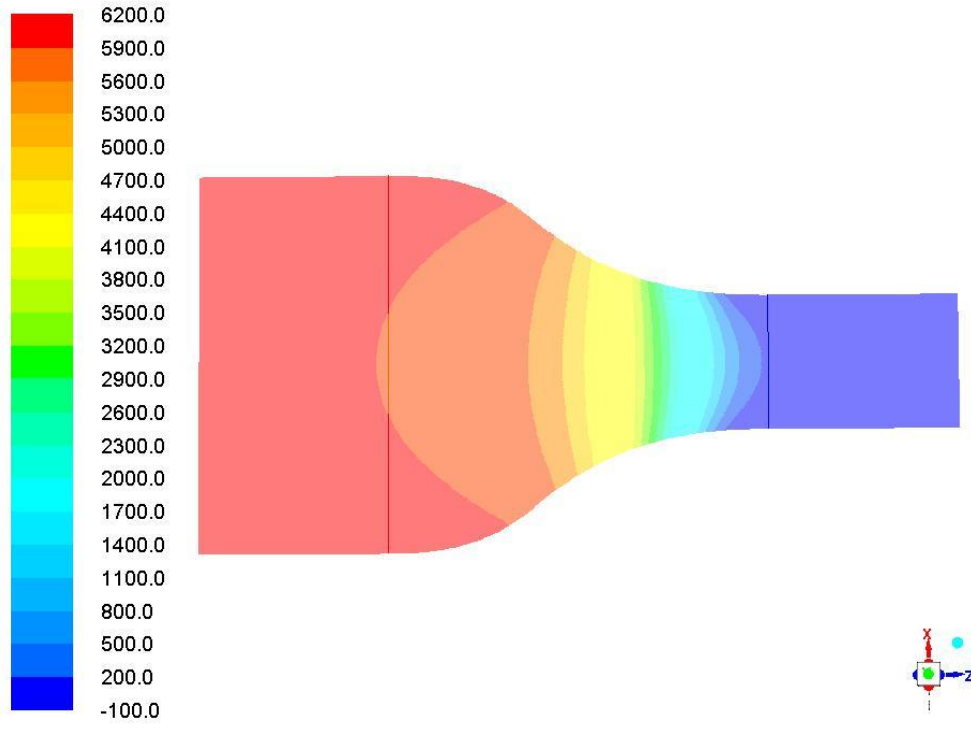
Şekil 5.29 ve 5.30'da kollektör çıkış düzlemindeki hız değişimleri, Şekil 5.31 ve 5.32'de ise kollektör çıkışındaki hız vektörleri sunulmuştur. Kollektör çıkışında orta bölgede düşük, kenarlara doğru artan bir hız değişimi söz konusudur. En yüksek hızlar köşelerde oluşmaktadır. Elbette ki bu çözümler viskozitesiz akım kabulü ile yapılan çözümlerdir. Viskoz çözüm yapıldığında sınır tabaka etkisi nedeni kenar ve köşelerde hız azalması da etkisini gösterecektir. Ancak akımın doğal olarak dairesel kesitli bir geometri içinde akmasının daha uygun olacağı da görülmektedir. Bu nedenle köşeleri yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli kollektör ve deney odası tercih edilebilir. Pratik açıdan, pek çok tünelde köşelerin kırılarak sekizgen (oktagon) kesit elde edildiği görülmektedir. ART ve DLR-LLF bu tür uygulamalara örnektir.

Şekil 5.32 ve 5.33'te hız sunulan hız vektörlerindeki değişimler gözü rahatsız etmeyecek mertebedir. Kollektör girişinden itibaren deney odası içine 1-2 metre kadar girildikten sonra bu değişimler daha da azalmaktadır.

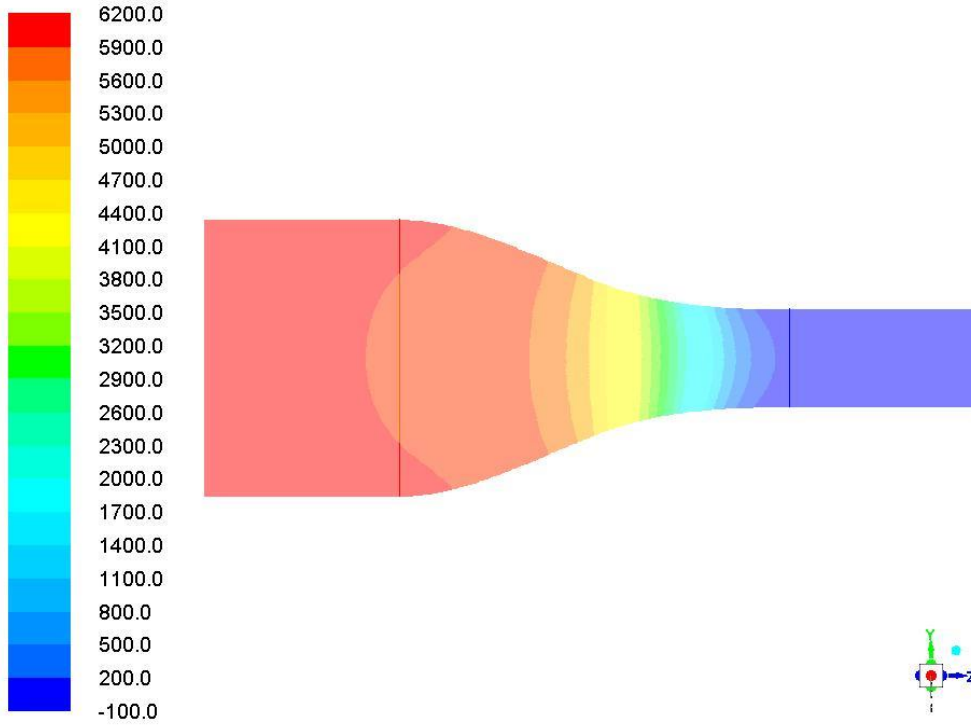
Tablo 5.1, 5.2 ve 5.3'te ise kollektör çıkışındaki, kollektör çıkışından 1 metre ve 2 metre sonraki sapmalar özetlenmiştir.



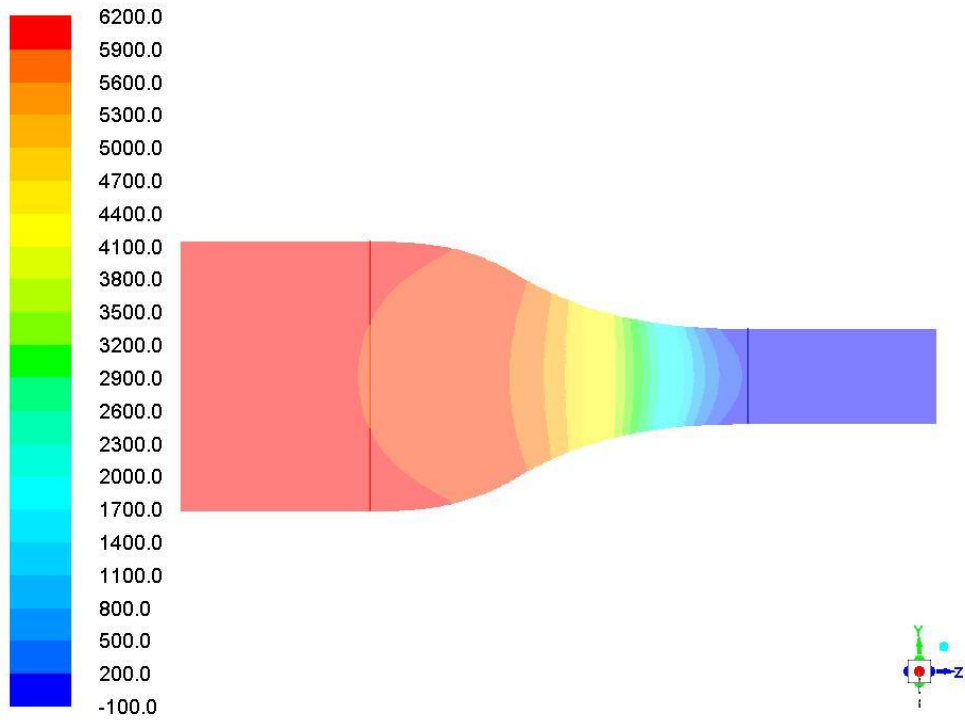
Şekil 5.13. Geometri için yatay simetri düzleminde statik basınç değişimleri (Pascal)



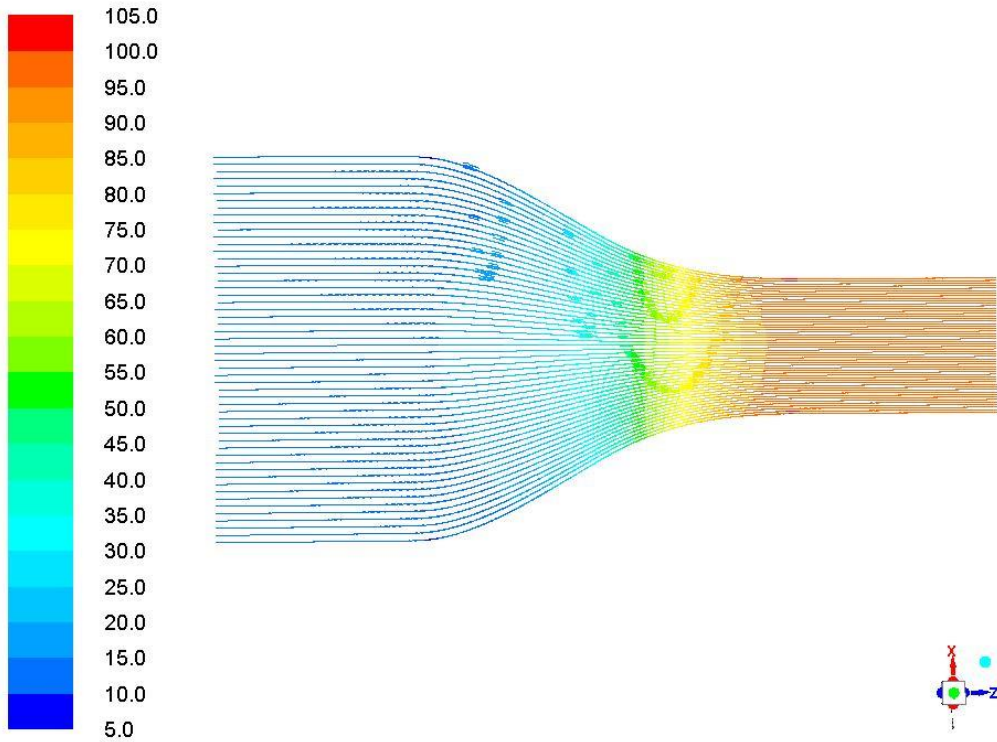
Şekil 5.14. Geometri için yatay simetri düzleminde statik basınç değişimleri (Pascal)



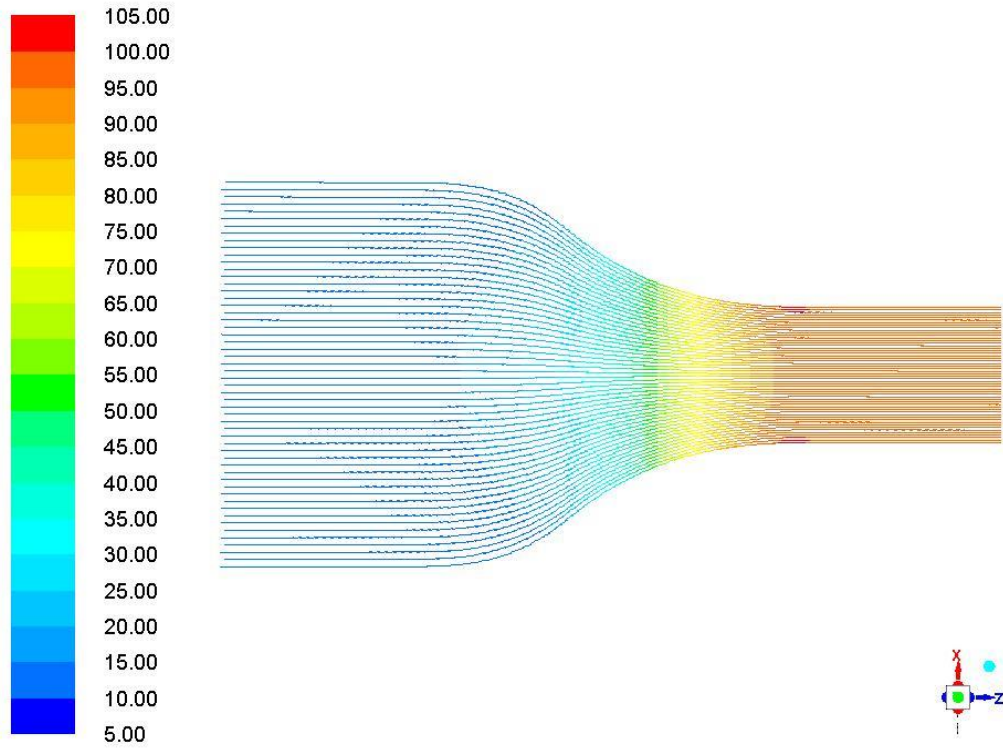
Şekil 5.15. Geometri için, dikey simetri düzlemi, statik basınç değişimleri (Pascal)



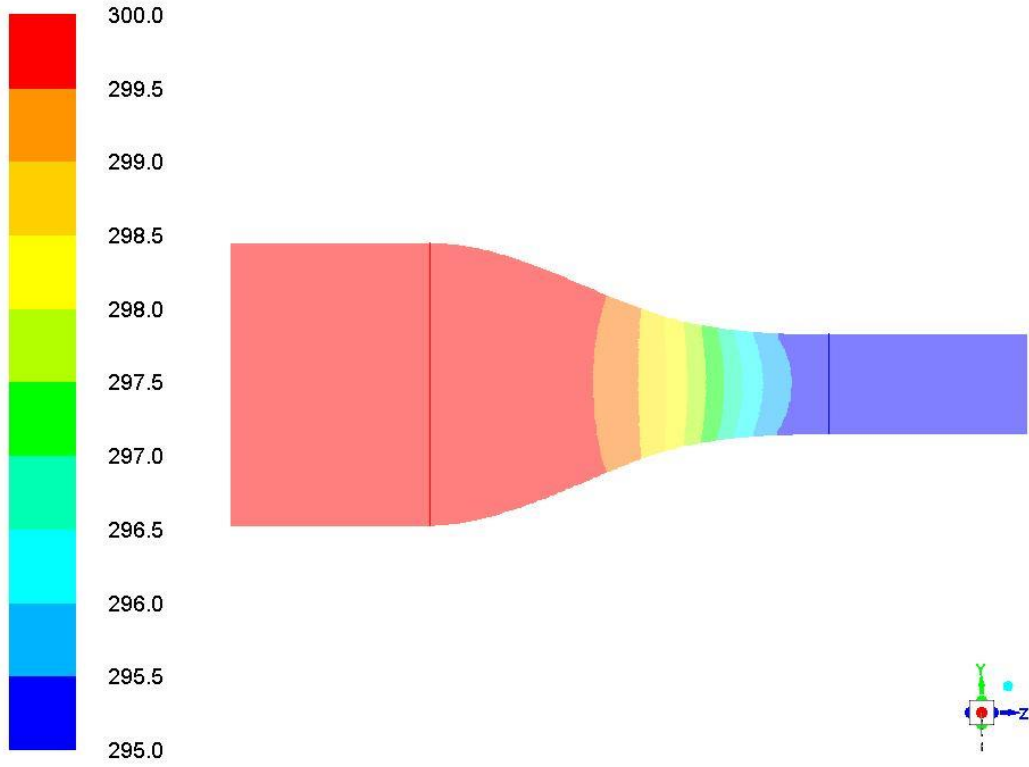
Şekil 5.16. Geometri için, düşey simetri düzlemi, statik basınç değişimleri (Pascal)



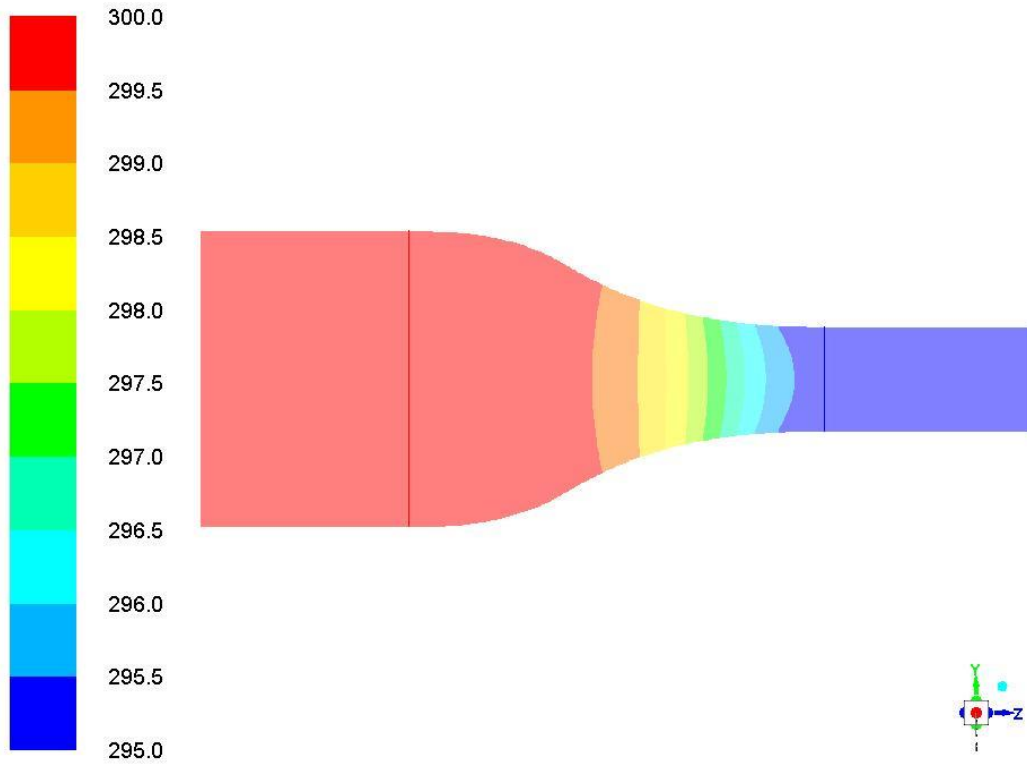
Şekil 5.17. Birinci Geometri için yatay simetri düzlemi akım çizgileri (m/s)



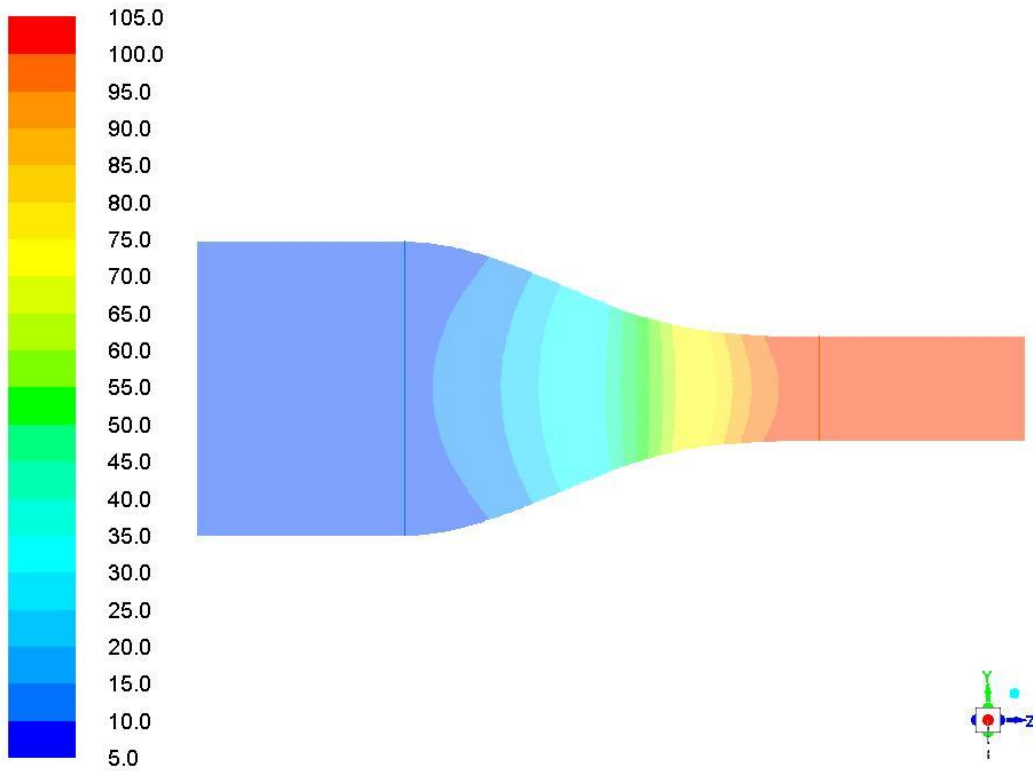
Şekil 5.18. İkinci Geometri için yatay simetri düzlemi akım çizgileri (m/s)



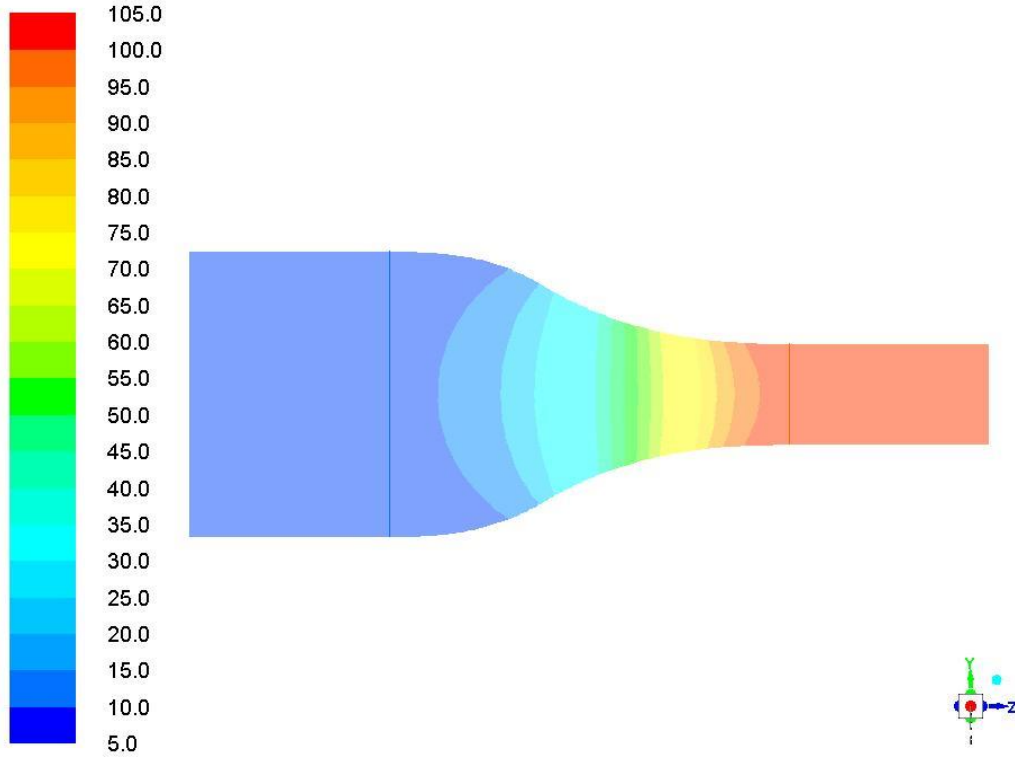
Şekil 5.19. Birinci Geometri için, düşey simetri düzlemi statik sıcaklık değişimleri (K)



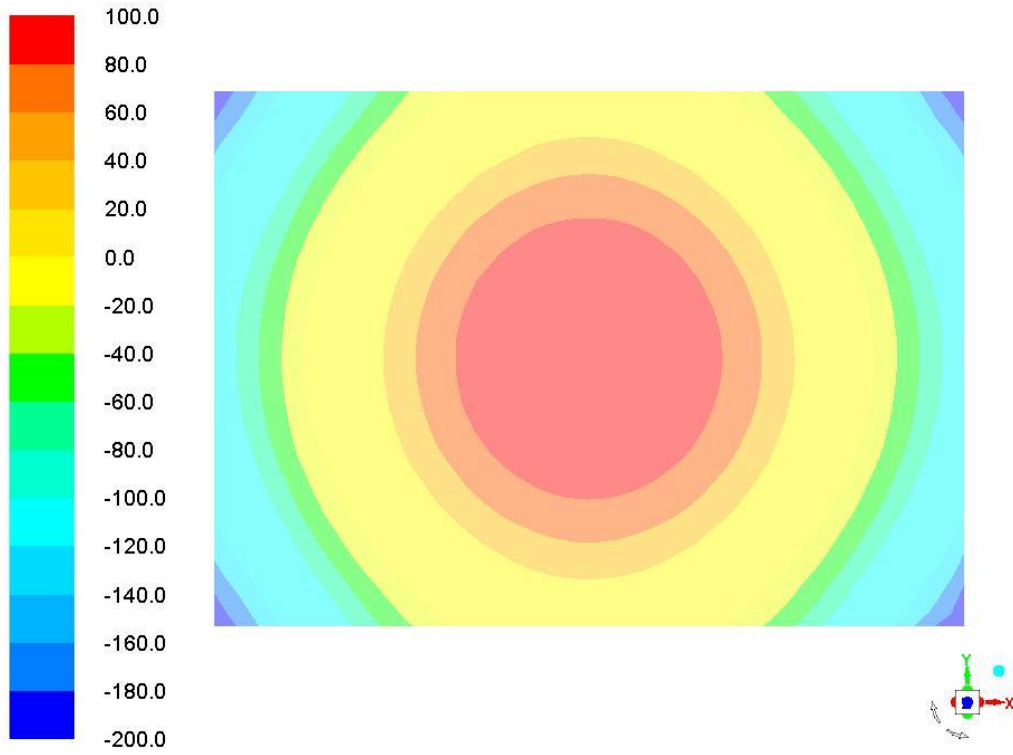
Şekil 5.20. İkinci Geometri için, düşey simetri düzlemi statik sıcaklık değişimleri (K)



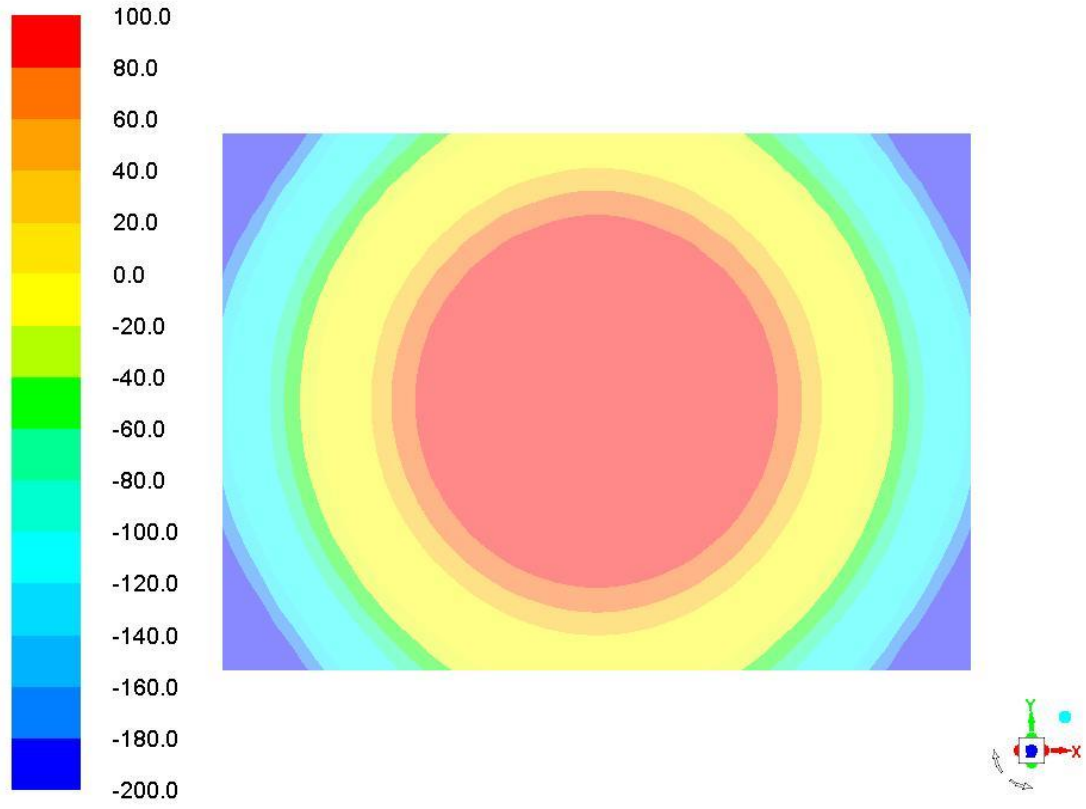
Şekil 5.21. Birinci Geometri, düşey simetri düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)



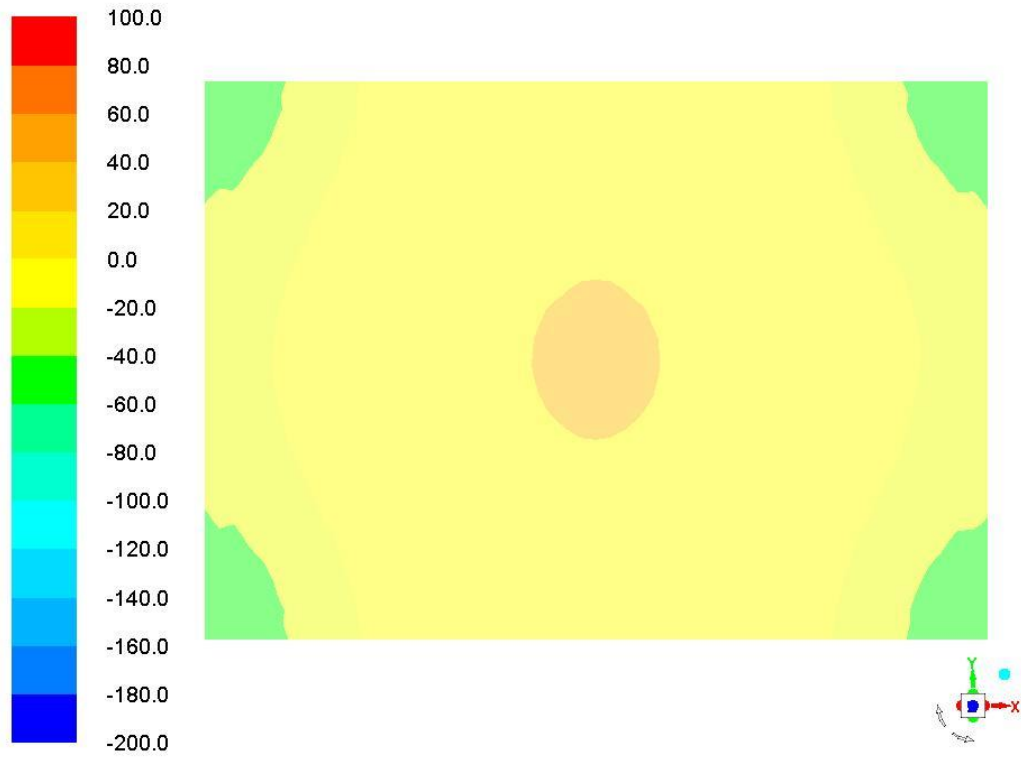
Şekil 5.22. İkinci Geometri, düşey simetri düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)



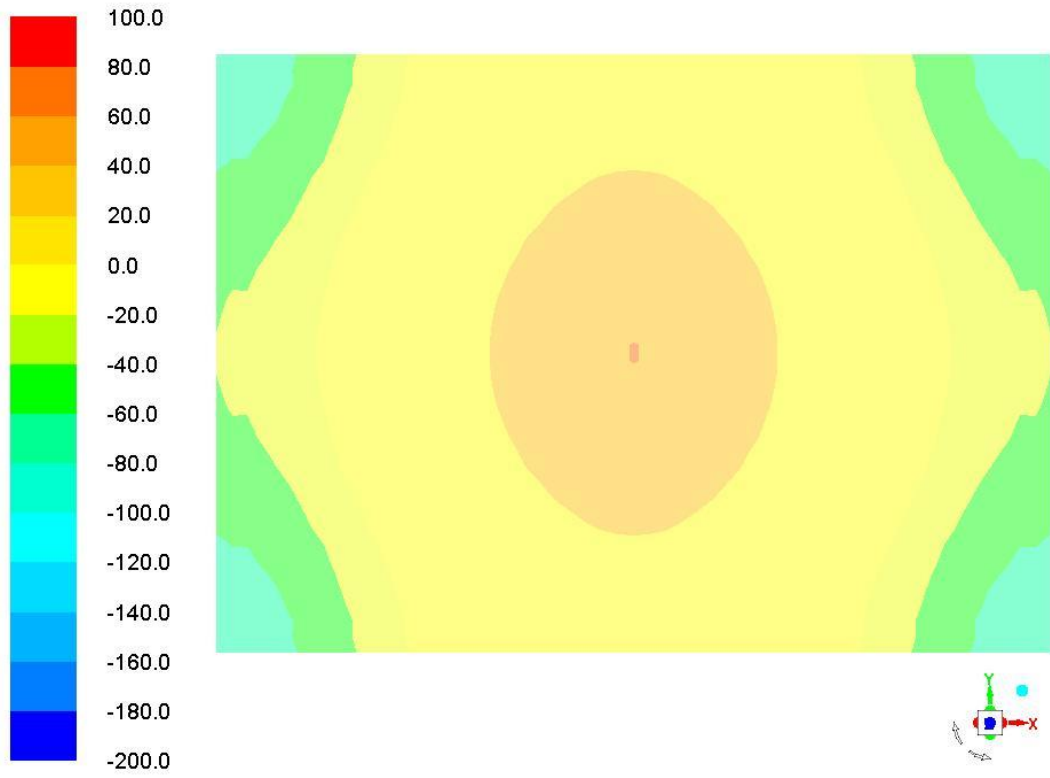
Şekil 5.23. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi statik basınç değişimleri (Pa)



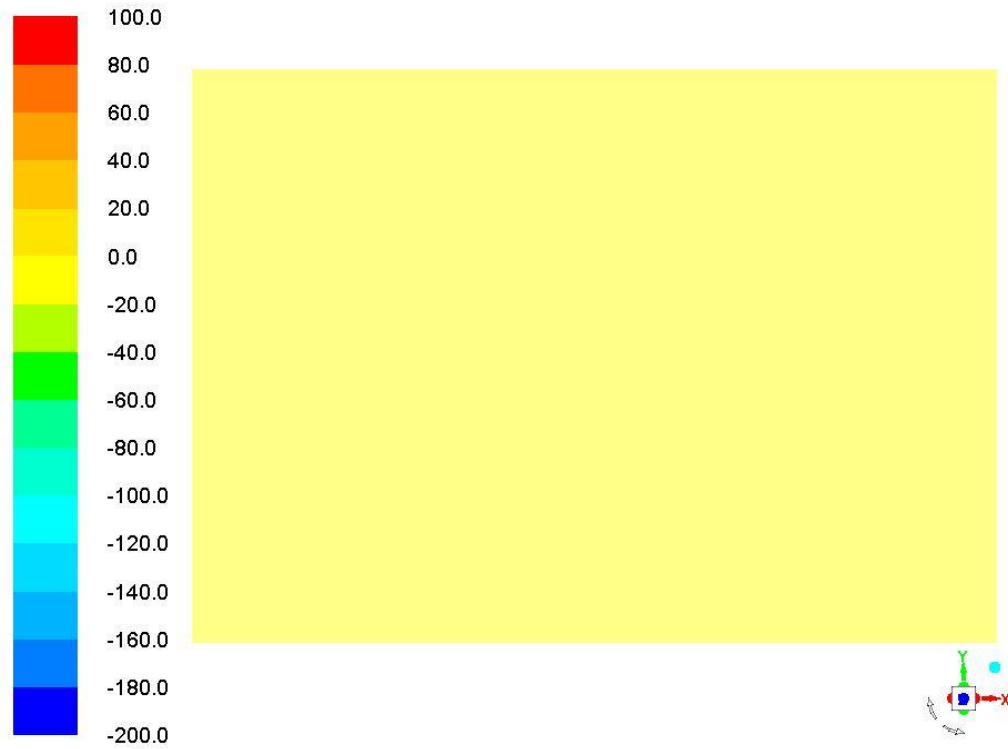
Şekil 5.24. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi statik basınç değişimleri (Pa)



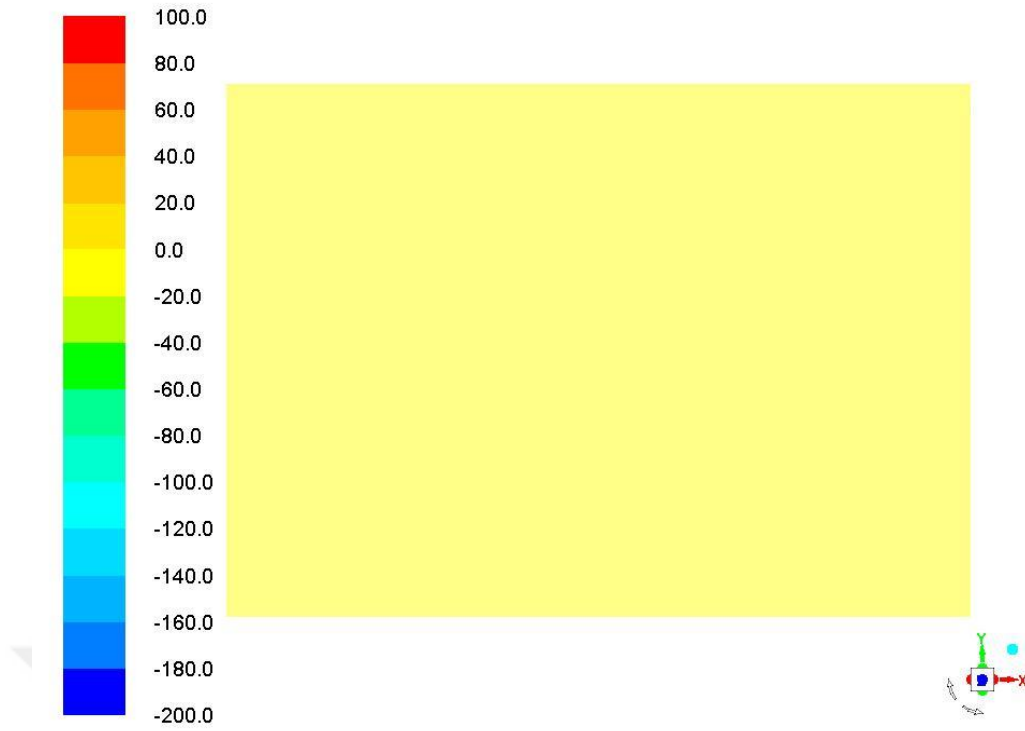
Şekil 5.25. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminde 1 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa)



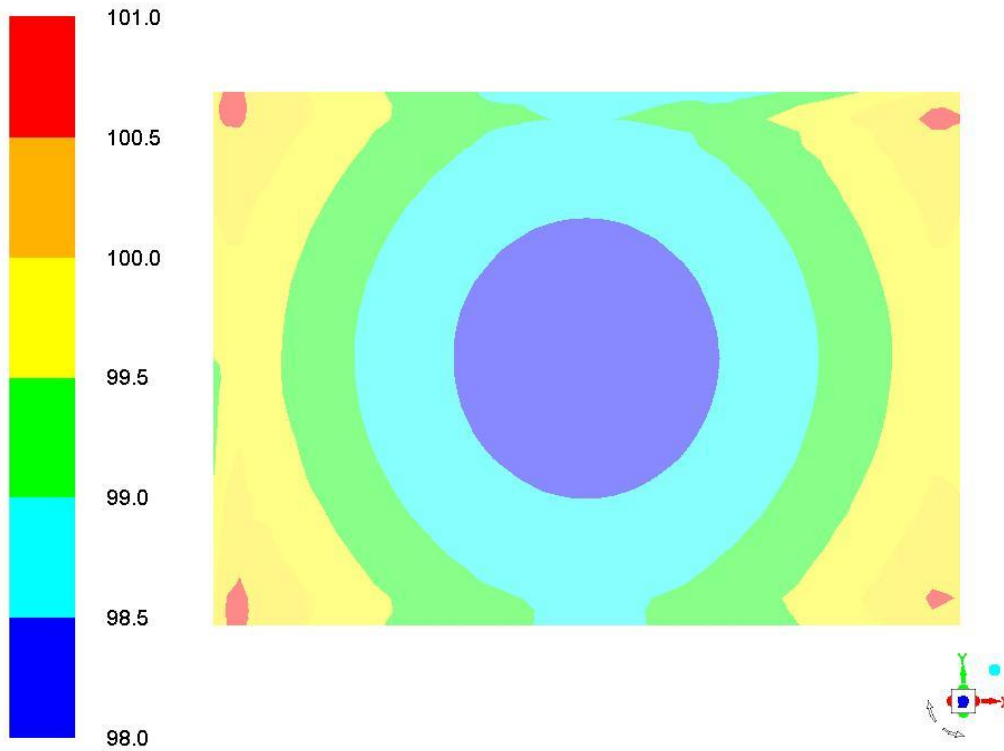
Şekil 5.26. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminde 1 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa)



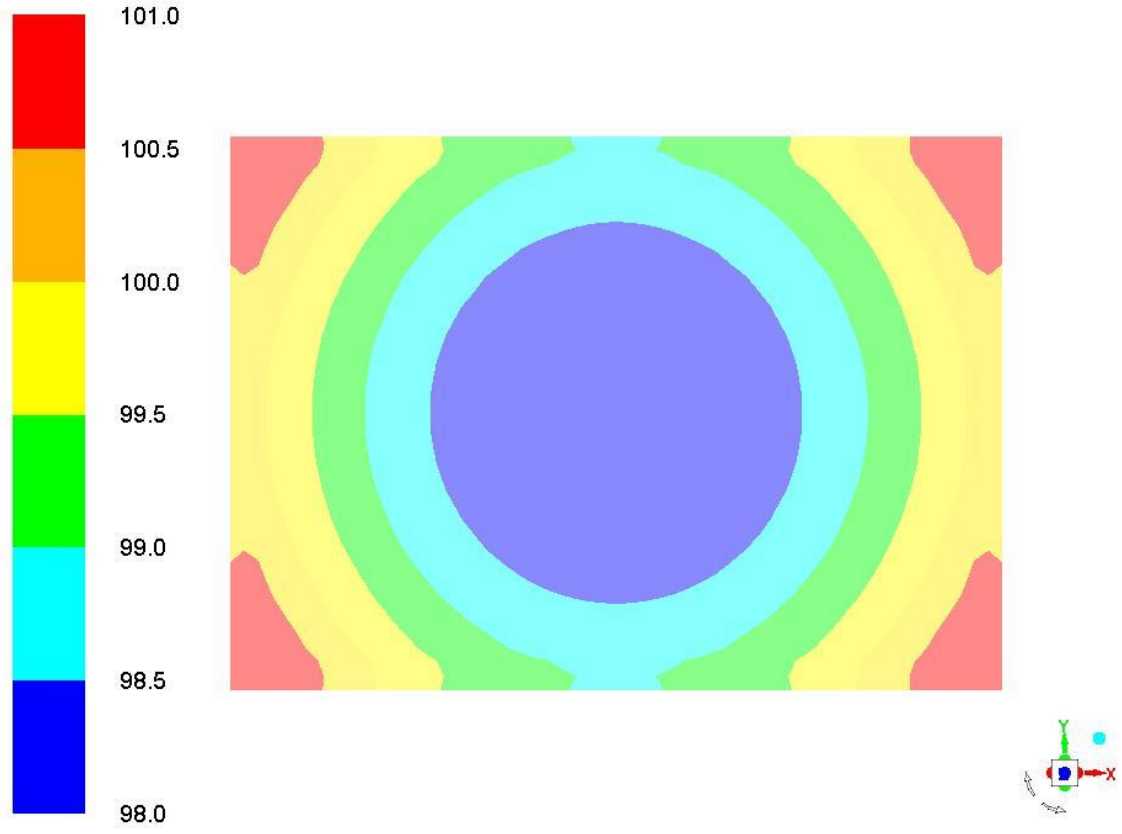
Şekil 5.27. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminde 2 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa)



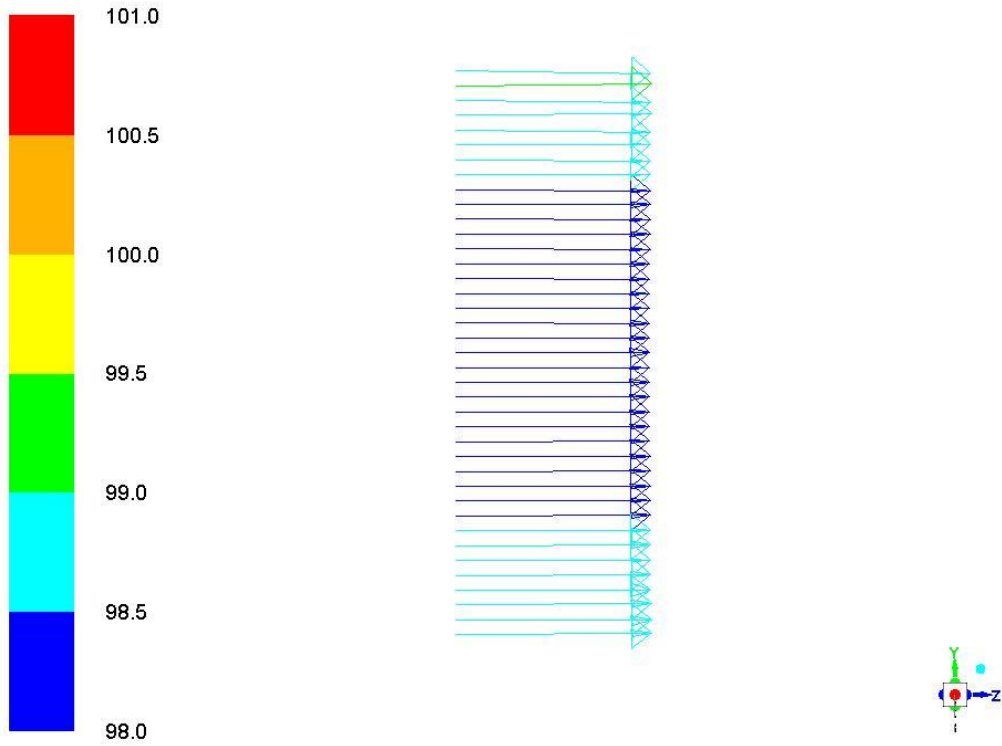
Şekil 5.28. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzleminde 2 m sonra oluşan statik basınç değişimleri (Pa)



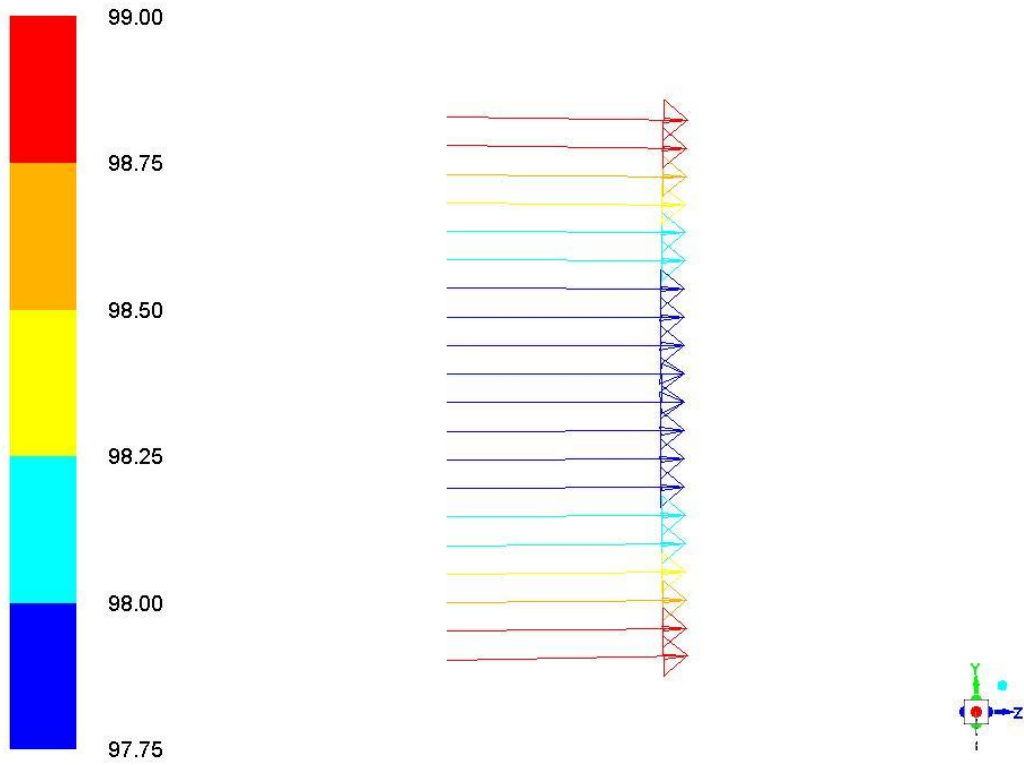
Şekil 5.29. Birinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)



Şekil 5.30. İkinci Geometri, Kollektör çıkış düzlemi toplam hız değişimleri (m/s)



Şekil 5.31. Birinci Geometri, Kollektör çıkışı düşey simetri çizgisi hız vektörleri (m/s)



Şekil 5.32. İkinci Geometri Kollektör çıkışı düşey simetri çizgisi hız vektörleri (m/s)

Tablo 5.1. Kollektör Çıkış Kesitinde Sapmalar

	1. Geometri	2. Geometri
Sınır tabaka hariç ortalama hız (herbir kenarın sınırlarına yakın ilk % 3'lük kısmı dahil edilmedi)	99.09 m/s	99.05 m/s
Ortalama hızdan standart sapma	0.553 m/s	0.775 m/s
ortalama hızdan maksimum sapma (mutlak değer için):	1.560 m/s	2.198 m/s
Hız vektörü standart açısal sapma (eksene göre):	0.107 °	0.148 °
Maksimum açısal sapma (eksene göre):	0.521 °	0.686 °

Tablo 5.2. *Kollektör Çıkış Kesitinden 1 Metre Sonra Sapmalar*

	1. Geometri	2. Geometri
Sınır tabaka hariç ortalama hız (herbir kenarın sınırlarına yakın ilk % 3'lük kısmı dahil edilmedi)	99.15 m/s	99.15 m/s
Ortalama hızdan standart sapma	0.214 m/s	0.298 m/s
ortalama hızdan maksimum sapma (mutlak değer için):	0.575 m/s	0.680 m/s
Hız vektörü standart açısal sapma (eksene göre):	0.0467 °	0.0615 °
Maksimum açısal sapma (eksene göre):	0.342 °	0.259 °

Tablo 5.3. *Kollektör Çıkış Kesitinden 2 Metre Sonra Sapmalar*

	1. Geometri	2. Geometri
Sınır tabaka hariç ortalama hız (herbir kenarın sınırlarına yakın ilk % 3'lük kısmı dahil edilmedi)	99.16 m/s	99.17 m/s
Ortalama hızdan standart sapma	0.086 m/s	0.116 m/s
ortalama hızdan maksimum sapma (mutlak değer için):	0.285 m/s	0.272 m/s
Hız vektörü standart açısal sapma (eksene göre):	0.0252 °	0.0275 °
Maksimum açısal sapma (eksene göre):	0.269 °	0.119 °

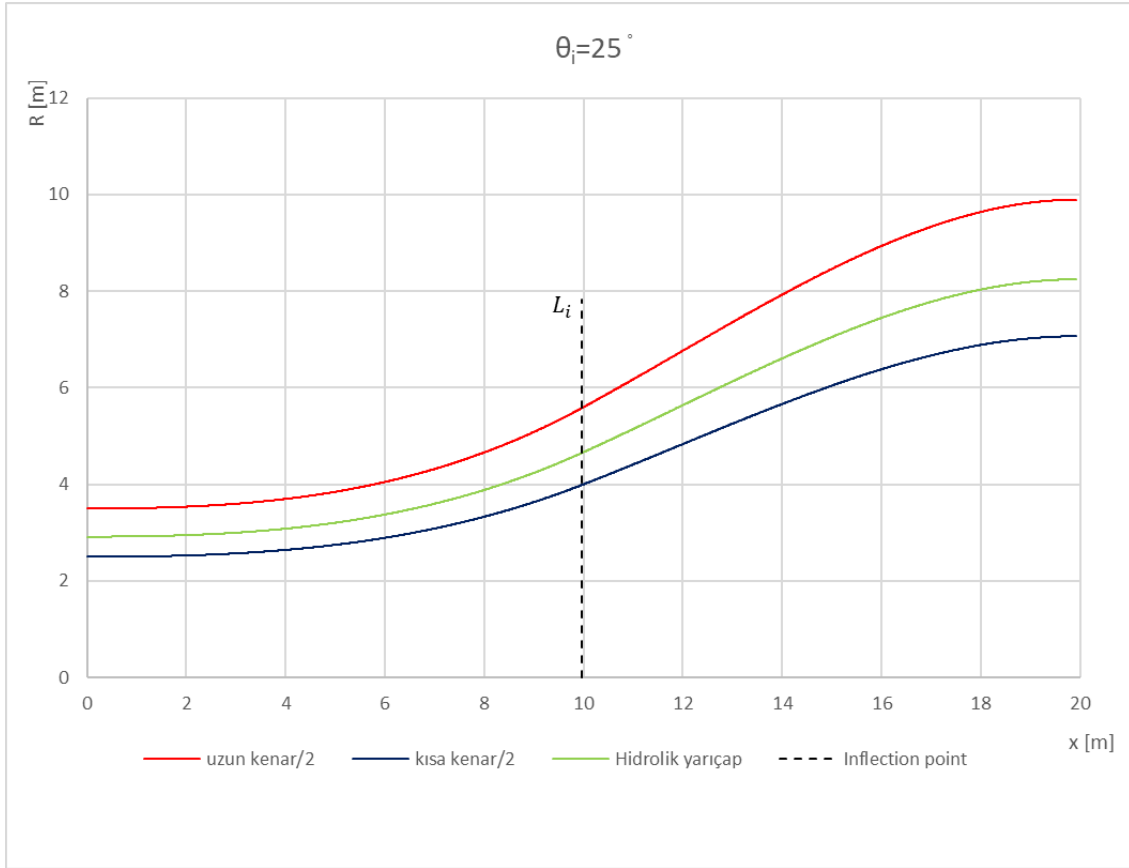
Sonuç

7m*5m deney odası kesitli bir rüzgâr tüneli için iki farklı kollektör tasarımı yapılmış ve bu kollektörlerde oluşacak akım karakteristikleri Fluent ticari yazılımı ile sıkıştırılabilir, viskozitesiz akım çözümleri yapılarak elde edilmiştir. 1. Geometri kollektör girişinde daha hızlı, kollektör boyunca ise daha yavaş bir geometri, dolayısı ile hız değişimi sağlamaktadır. 2. Geometri ise kollektör girişinde daha yavaş, ancak dönüm noktası (inflection point) civarında daha sert bir geometri değişimi yapmaktadır. 1. Geometrinin kollektör çıkışında, tekdüze (uniform) akımdan, daha az sapma yaptırdığı bu nedenle tercih edilebileceği değerlendirilebilir. Öte yandan 2. Geometrinin benzeri bir geometri DLR-LLF tüneli için tercih edilmiştir. Bu geometrinin kollektör girişinde yavaş değişim yapması nedeni ile, bu bölgede bir akım ayrılması riskine karşı daha uygun olabileceği düşünülebilir. Bu konunun aydınlatılması için laminar viskoz akım çözümleri yapılacaktır. Laminar akımların, akım ayrılmasına türbülanslı akımlara göre daha yatkın olduğu bilindiğinden laminar çözümde akım ayrılması olmaz ise türbülanslı çözümde de olmayacağı değerlendirilebilir. Öte yandan dikdörtgen kesitli olarak tasarlanan kollektörün ve deney odasının, köşelerinin yuvarlatılması ya da kırılarak sekizgen kesitli olması durumunda deney odası kesiti faydalı alandan kayıp olmadan azaltılabilecek dolayısı ile aynı kütle debisi ile daha hızlı ve üniform akım elde edilebilecektir.

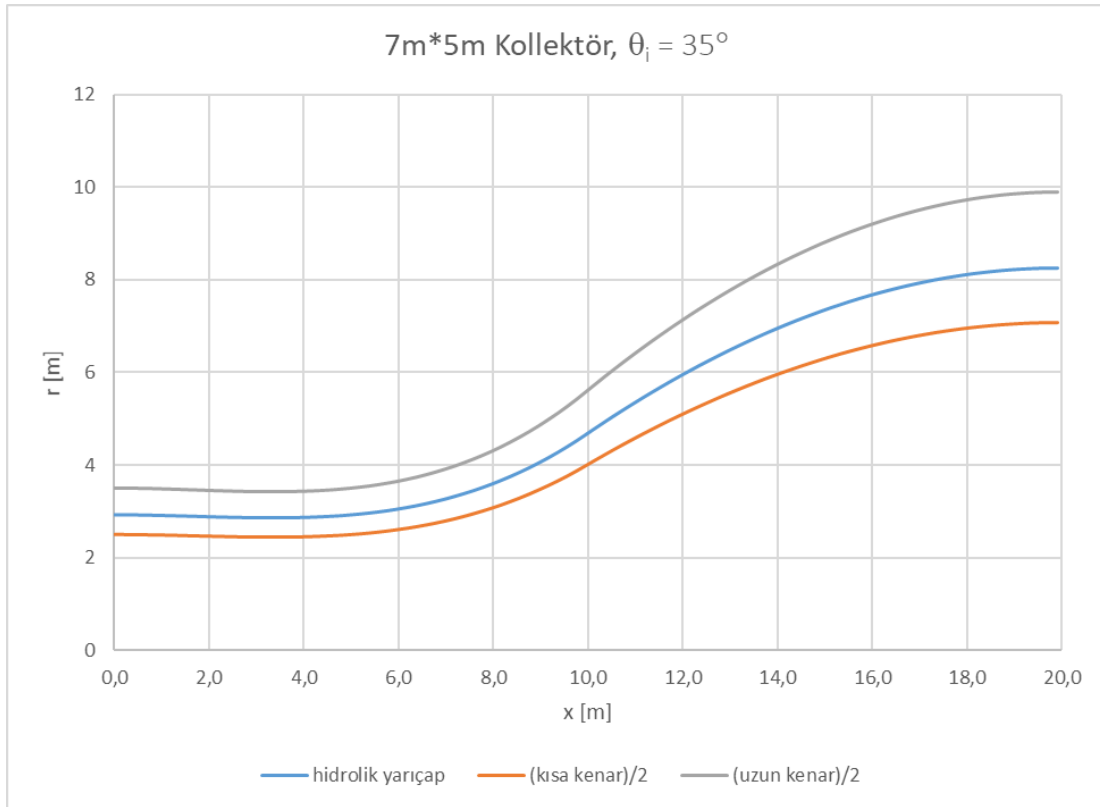
5.2. Köşeleri kırılmış Geometriler için yapılan Euler çözümleri

Şekil 5.33 ve 5.34'te 25° ve 35° dönüm noktası teğet açısına sahip olan kollektör eğrileri görülmektedir.

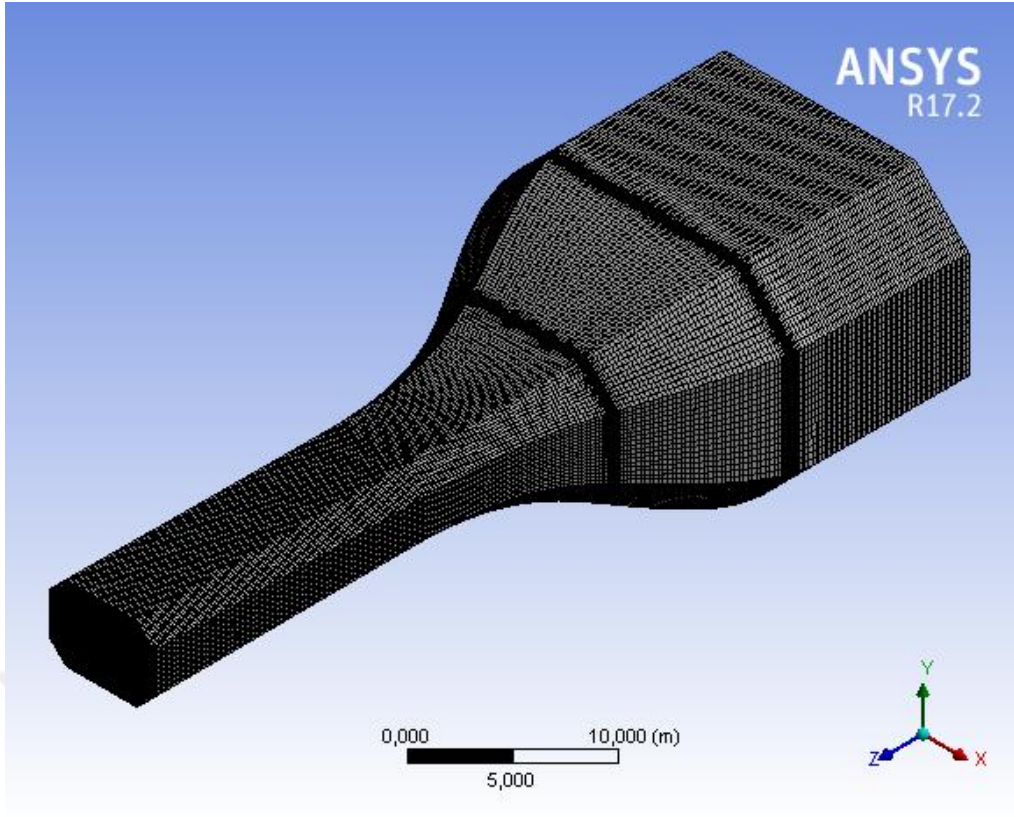
Bu geometriler kullanılarak oluşturulan çözüm ağları Şekil 35, Şekil 5.36 ve Şekil 37'de görülmektedir.



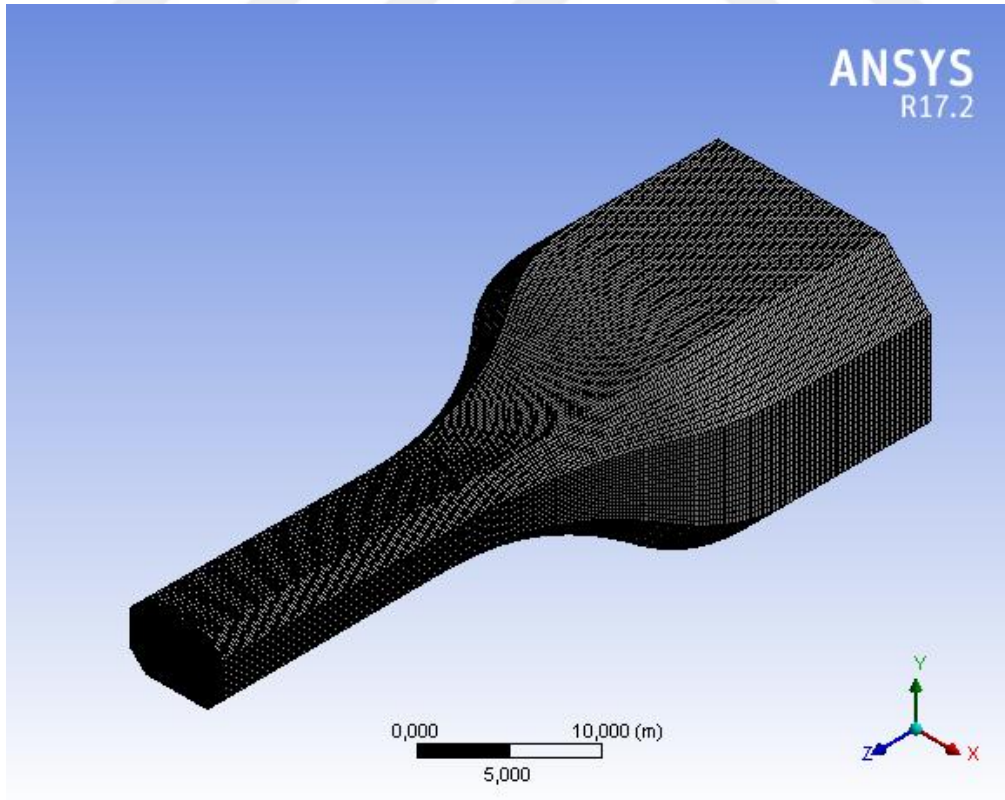
Şekil 5.33. Dönüm doktası teğet açısı 25° olan kollektör eğrileri



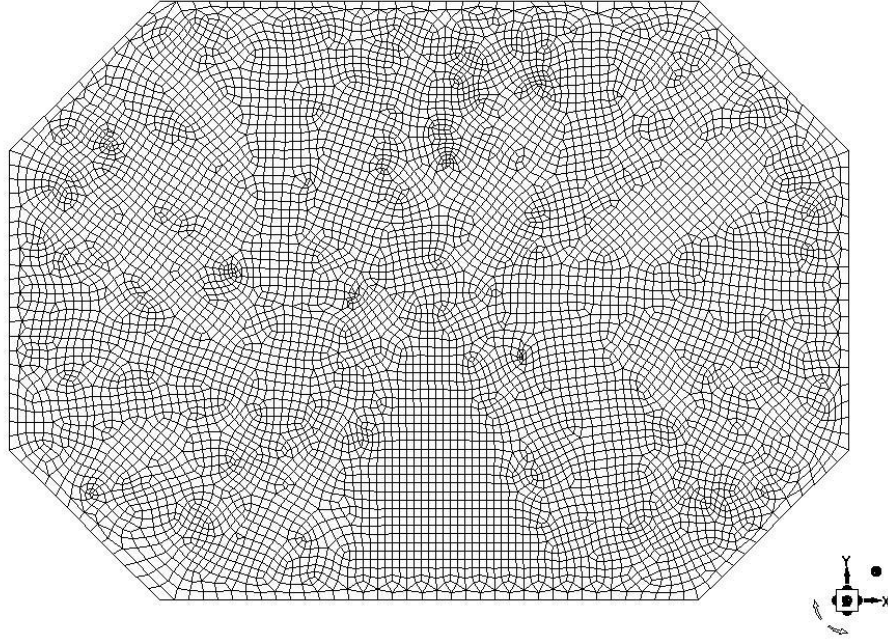
Şekil 5.34. Dönüm doktası teğet açısı 35° olan kollektör eğrileri



Şekil 5.35. Üçüncü Geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) için EULER çözüm ağı. Nokta sayısı= 1,957,584



Şekil 5.36. Dördüncü Geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık) için EULER çözüm ağı. Nokta sayısı= 1,815,360.



Şekil 5.37. Üçüncü Geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) için EULER çözüm ağı. Giriş düzlemi

Bu çözüm ağları ve aşağıda verilen sınır şartları kullanılarak sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir.

Sınır Şartları;

Giriş - Pressure inlet: 6006 Pa (Gauge)

Çıkış – Pressure outlet: 0 Pa (Gauge)

Akış : Viskoz olmayan sıkıştırılabilir akış (ideal gaz)

Giriş - Sıcaklık: 300 K

Çözümde bilgisayar kullanımına ilişkin bilgiler Şekil 5.39 ve Şekil 5.40'ta verilmiştir.

Virtual Mem Usage (GB)			
ID	Current	Peak	Page Faults
host	0.15461	0.186512	7.229e+04
n0	0.380054	0.402023	3.345e+05
n1	0.375256	0.396198	3.309e+05
n2	0.379692	0.401028	3.314e+05
n3	0.363434	0.384422	3.266e+05
n4	0.360847	0.38176	3.236e+05
n5	0.360947	0.38195	3.245e+05
n6	0.358833	0.38065	3.215e+05
n7	0.380135	0.401264	3.348e+05
Total	3.11381	3.31581	2.7e+06

Virtual Mem Usage (GB)			
Hostname	Current	Peak	System Mem (GB)
DESKTOP-QDKD9P0	3.11385	3.31581	31.9492
Total	3.11385	3.31581	

Şekil 5.38. Üçüncü geometri EULER çözümü için hafıza kullanımı

CPU Time Usage (Seconds)			
ID	User	Kernel	Elapsed
host	2.79688	15	451.684
n0	9.40625	13.875	449.735
n1	20.5781	5.59375	449.733
n2	20.5625	4.54688	449.729
n3	20.7188	3.8125	449.724
n4	20.8906	3.20313	449.708
n5	21.0313	3.46875	449.704
n6	20.7031	3.25	449.699
n7	20.4688	3.625	449.694
Total	157.156	56.375	-

```

Model Timers (Host)
  Other Models Time: 0.000 sec
  Total Time: 0.000 sec

Model Timers
  Other Models Time: 0.000 sec
  Total Time: 0.000 sec

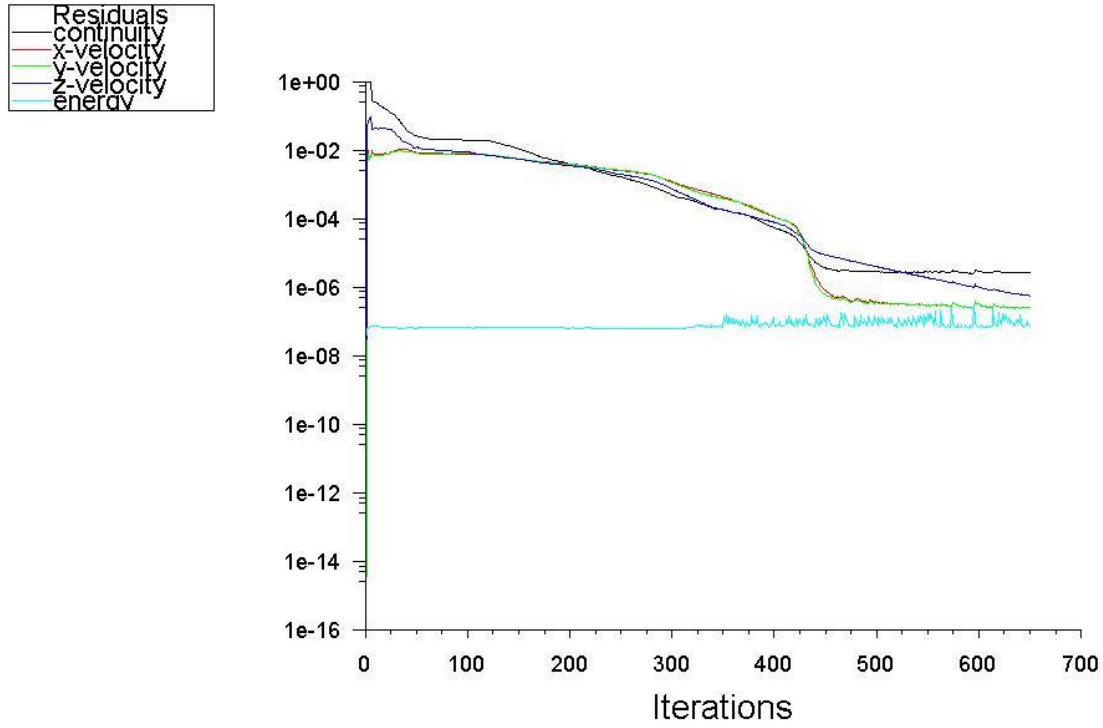
Performance Timer for 0 iterations on 8 compute nodes
Average wall-clock time per iteration: 0.000 sec
Global reductions per iteration: 0 ops
Global reductions time per iteration: 0.000 sec (0.0%)
Message count per iteration: 0 messages
Data transfer per iteration: 0.000 MB
LE solves per iteration: 0 solves
LE wall-clock time per iteration: 0.000 sec (0.0%)
LE global solves per iteration: 0 solves
LE global wall-clock time per iteration: 0.000 sec (0.0%)
LE global matrix maximum size: 0
AMG cycles per iteration: 0.000 cycles
Relaxation sweeps per iteration: 0 sweeps
Relaxation exchanges per iteration: 0 exchanges

Total wall-clock time: 0.000 sec

```

Şekil 5.39. Üçüncü geometri EULER çözümü için zaman kullanımı.

Yapılan çözüm sonucu elde edilen yakınsama eğrileri ve çözümde kullanılan Under-relaxation factors değerleri Şekil 40 ve Şekil 41’de verilmiştir.

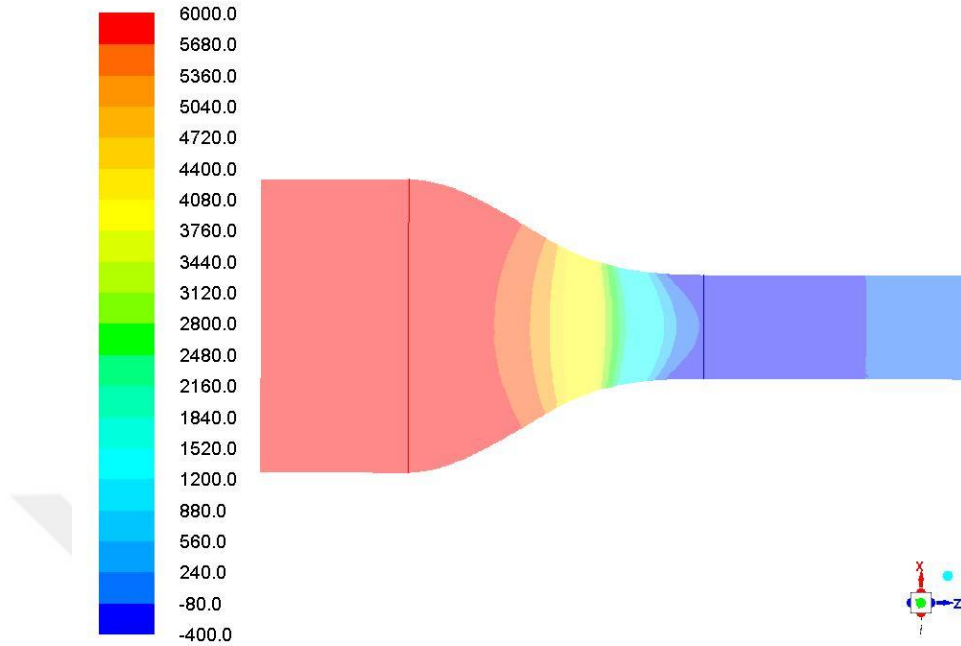


Şekil 5.40. Üçüncü geometri EULER çözümü için yakınsama eğrileri.

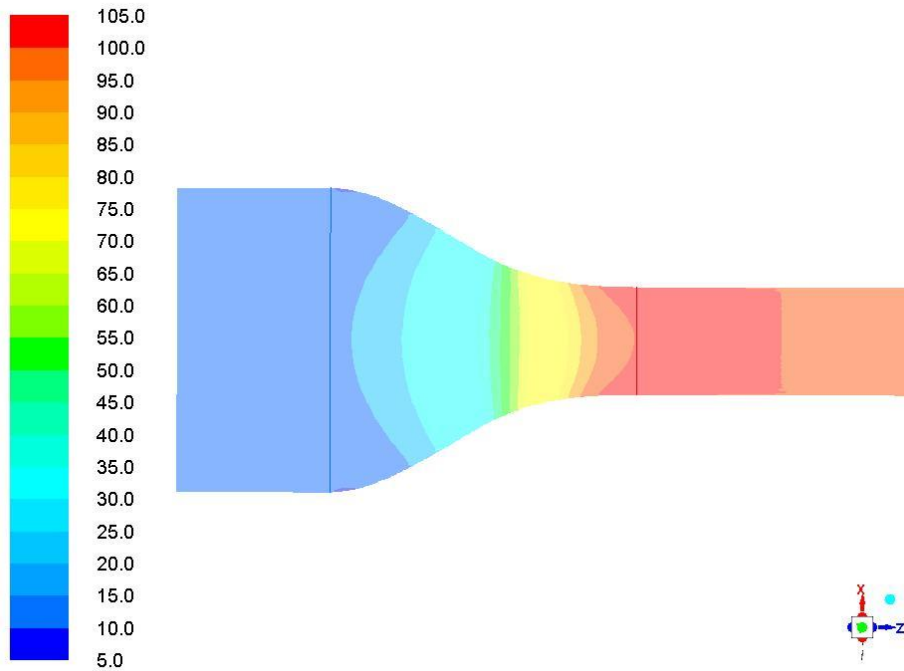
Solution Controls	
Under-Relaxation Factors	
Pressure	0.3
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.7
Energy	1
Temperature	1

Şekil 5.41. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü Under-relaxation factors

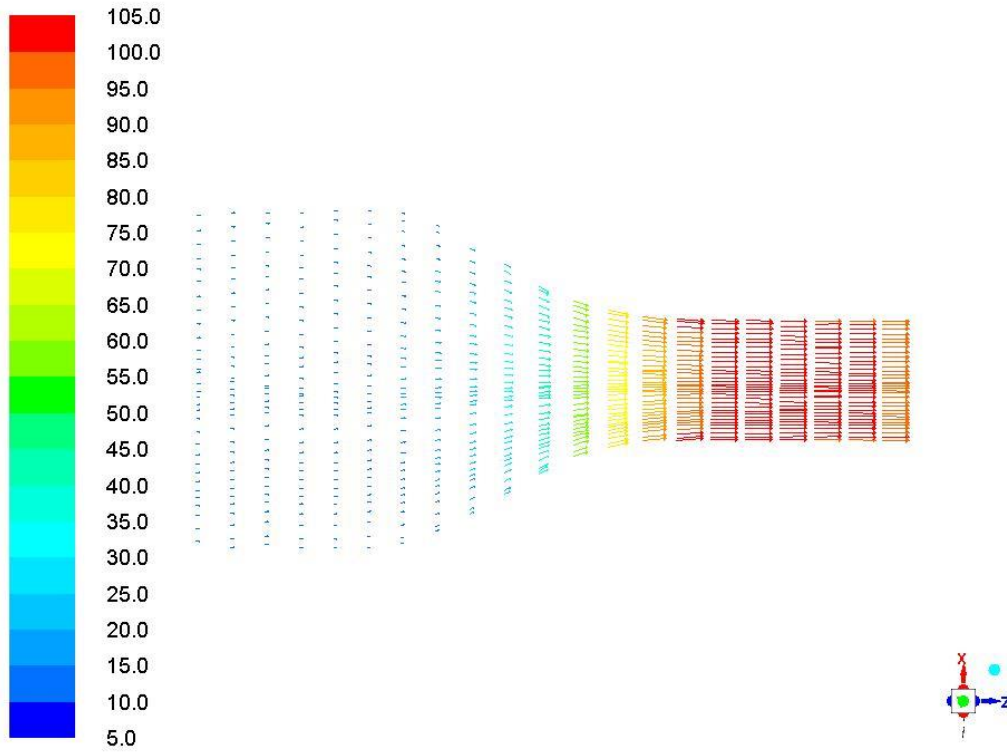
Çözüm sonucu elde edilen konturlar ve hız vektörleri Şekil 42 – Şekil 60’ta verilmektedir.



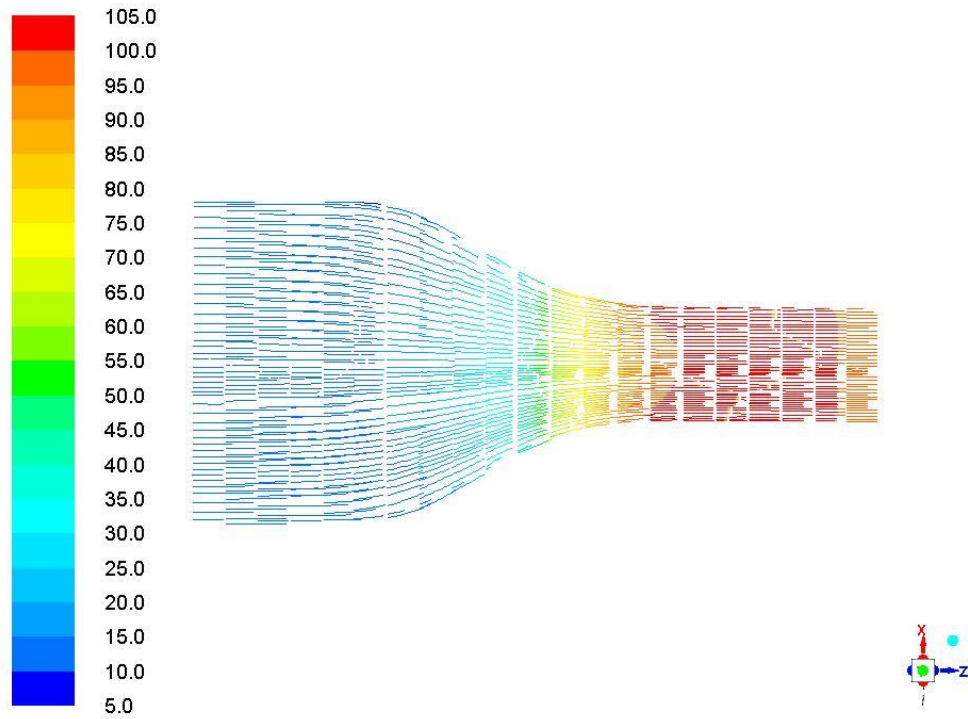
Şekil 5.42. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü yatay simetri düzlemi statik basınç konturu (Pa)



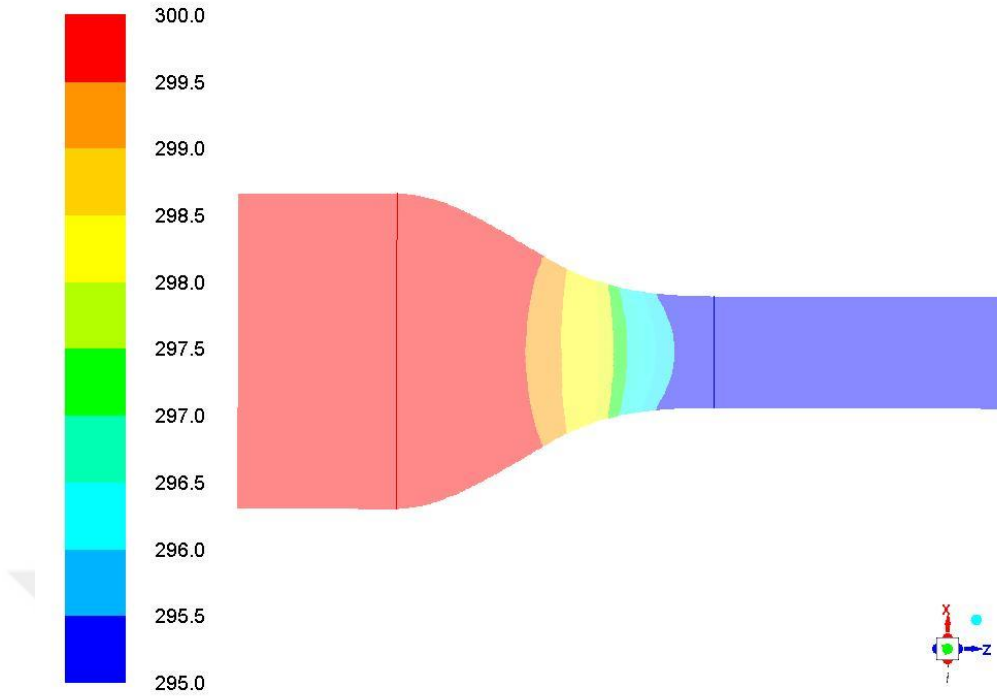
Şekil 5.43. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü yatay simetri düzlemi toplam hız konturu (m/s)



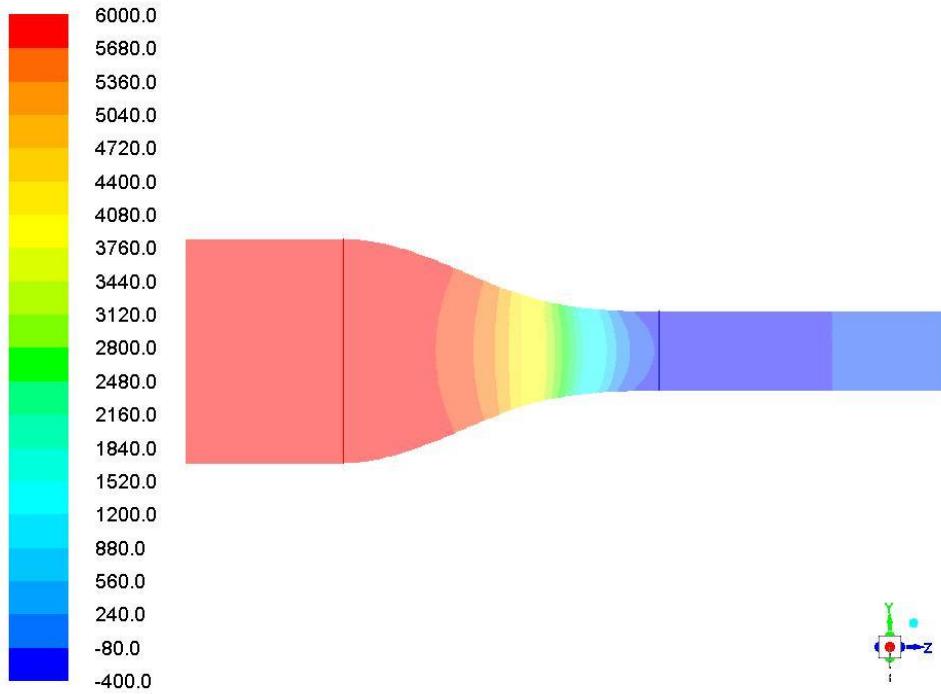
Şekil 5.44. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü, yatay simetri düzlemi toplam hız vektörleri (m/s)



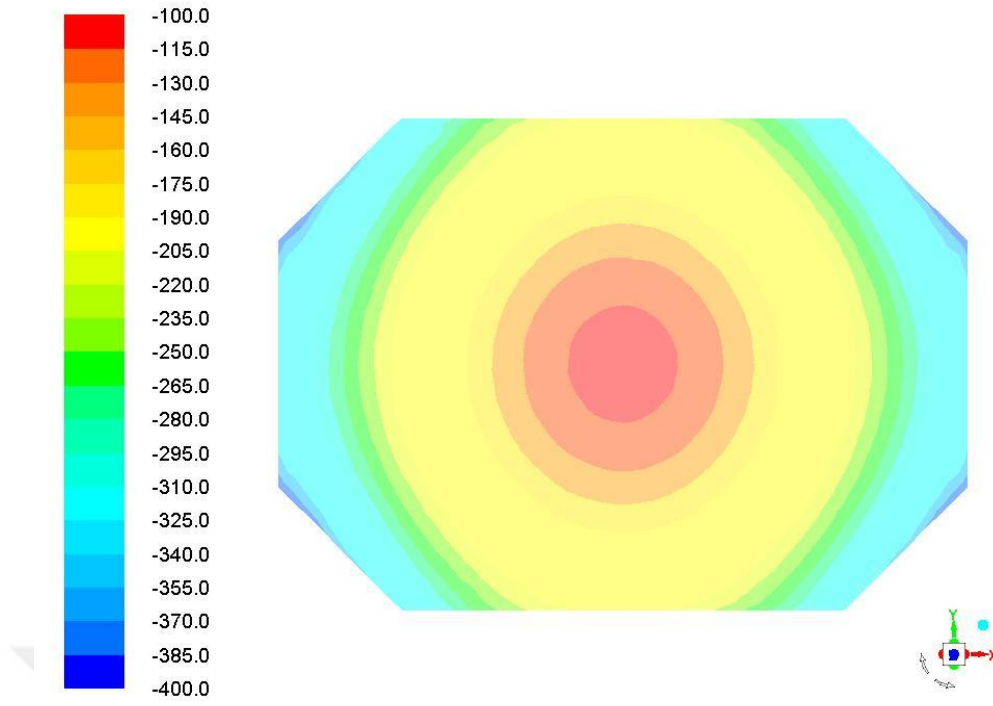
Şekil 5.45. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Yatay simetri düzlemi akım çizgileri (m/s)



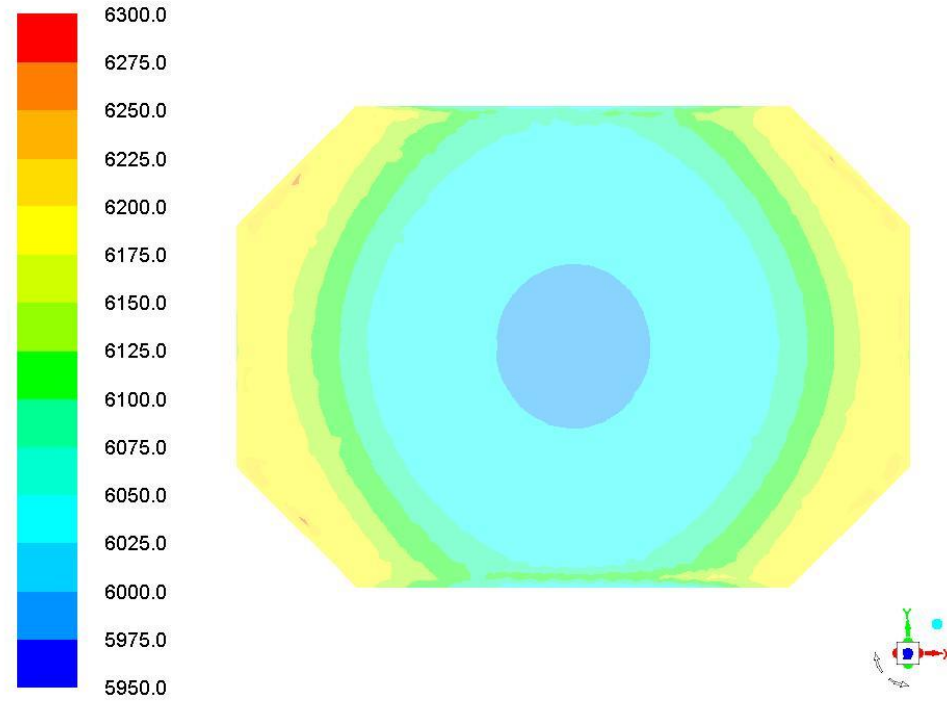
Şekil 5.46. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü. Yatay simetri düzlemi statik sıcaklık konturu ($^\circ\text{C}$)



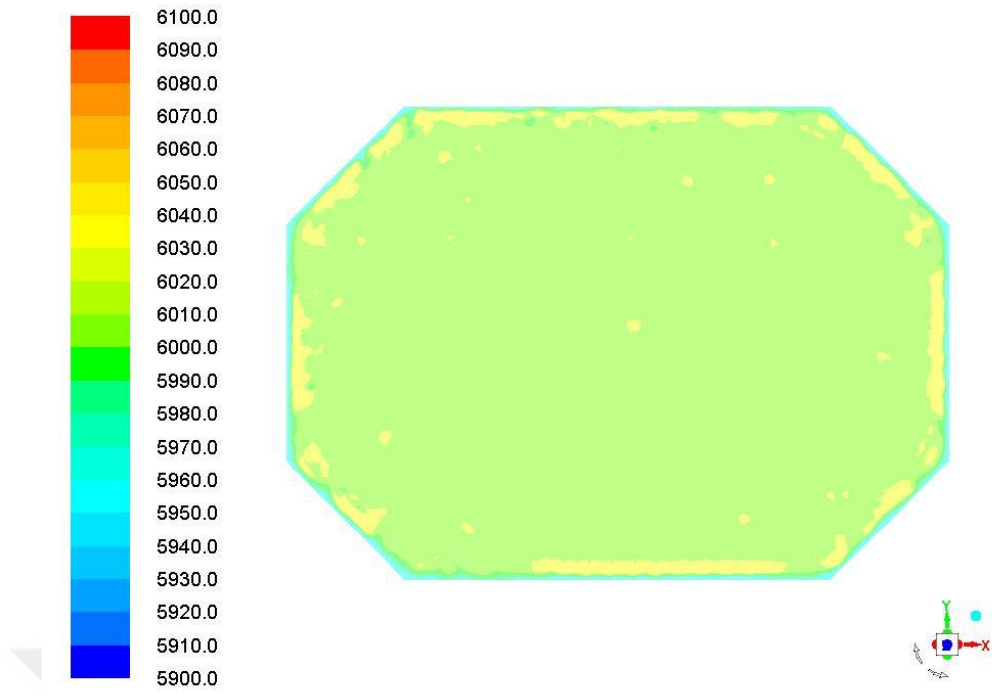
Şekil 5.47. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü. Düşey simetri düzlemi statik basınç konturu (Pa)



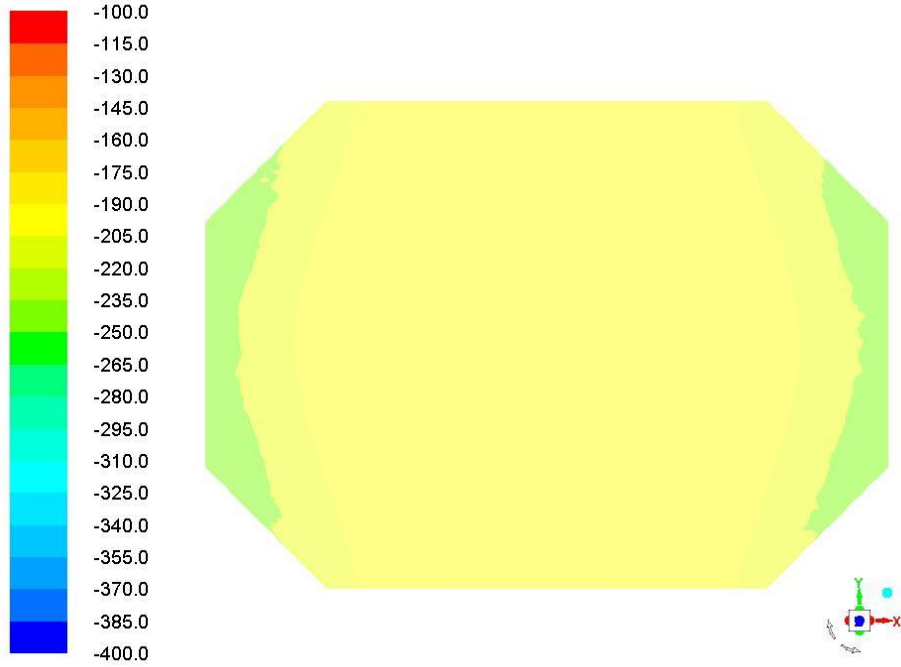
Şekil 5.48. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)



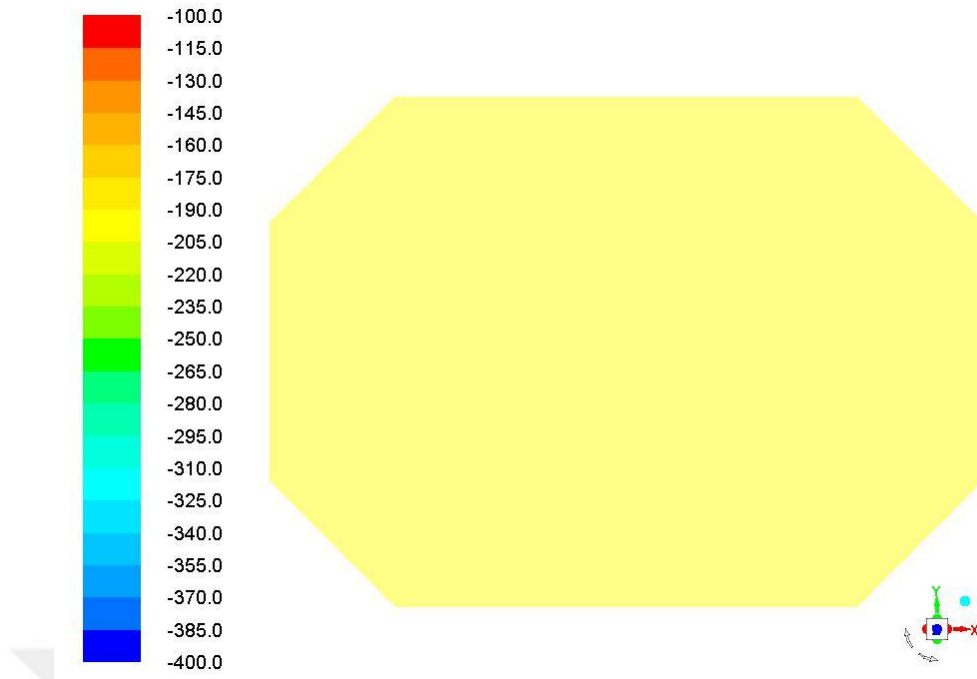
Şekil 5.49. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi dinamik basınç konturu (Pa)



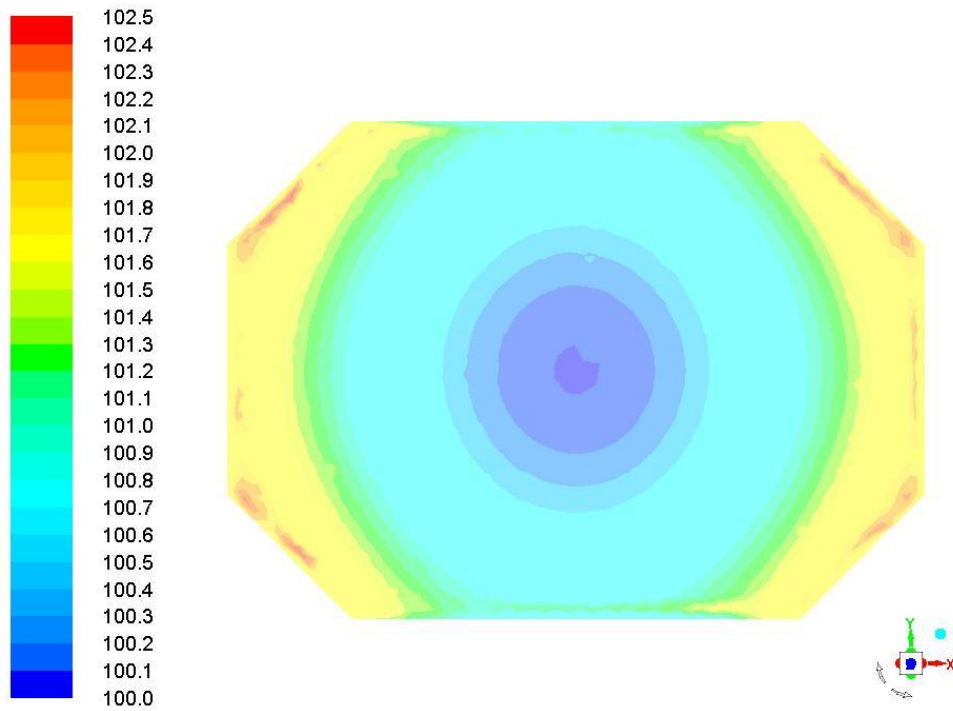
Şekil 5.50. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, karpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi toplam basınç konturu (Pa)



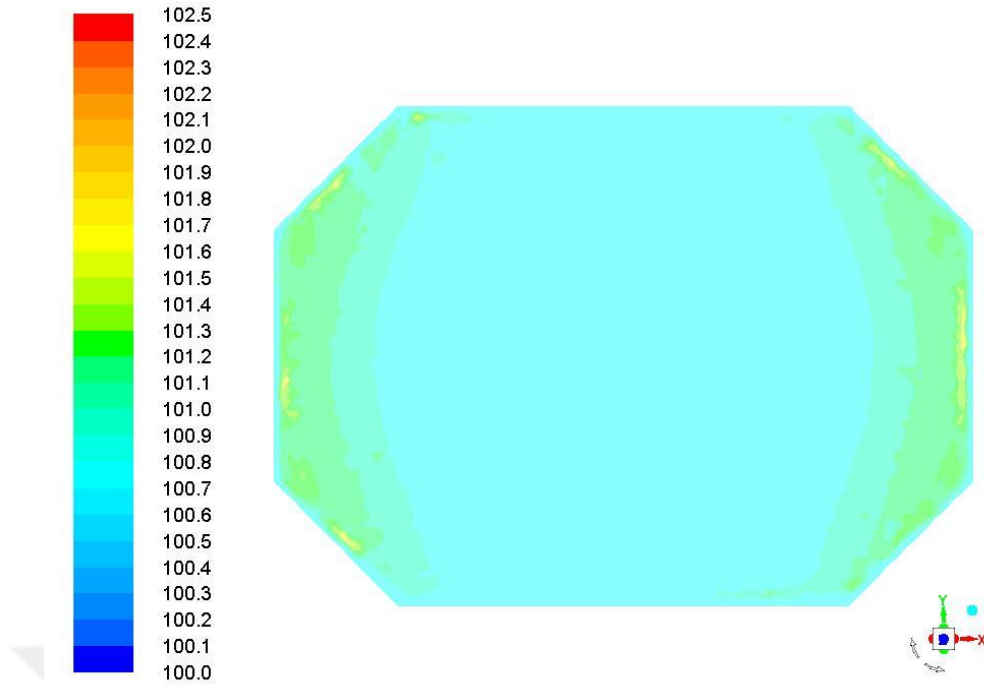
Şekil 5.51. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, karpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminin 1 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa)



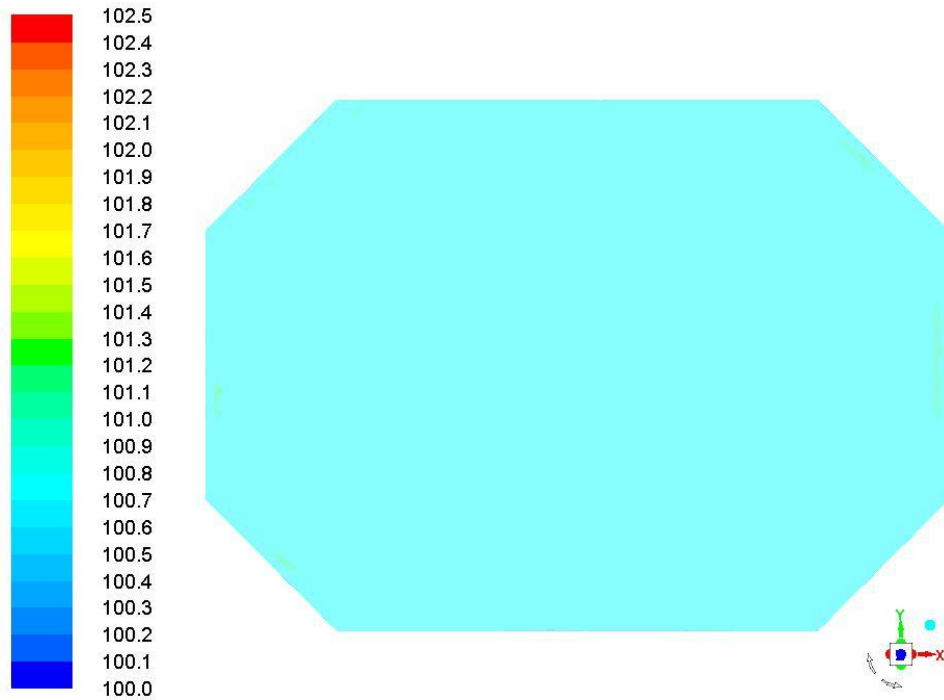
Şekil 5.52. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminde 2 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa)



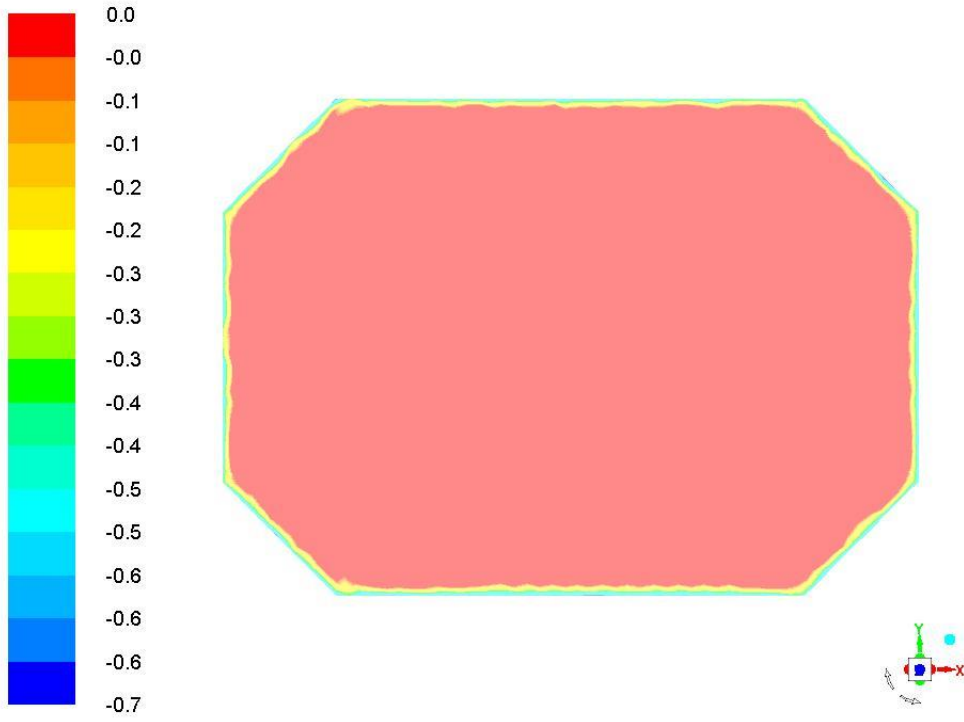
Şekil 5.53. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzlemi toplam hız konturu (m/s).



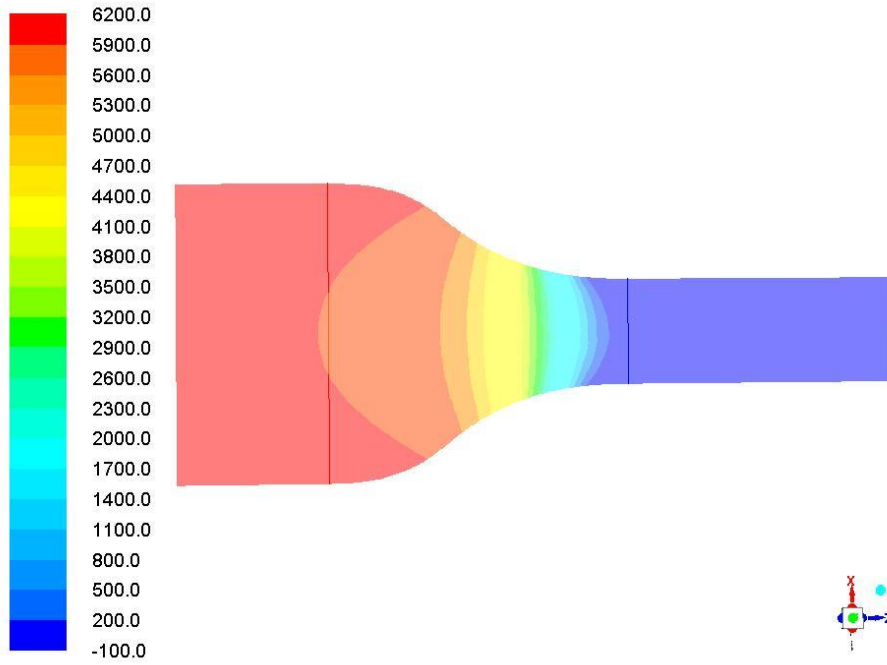
Şekil 5.54. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminden 1 m sonra oluşan toplam hız konturu (m/s)



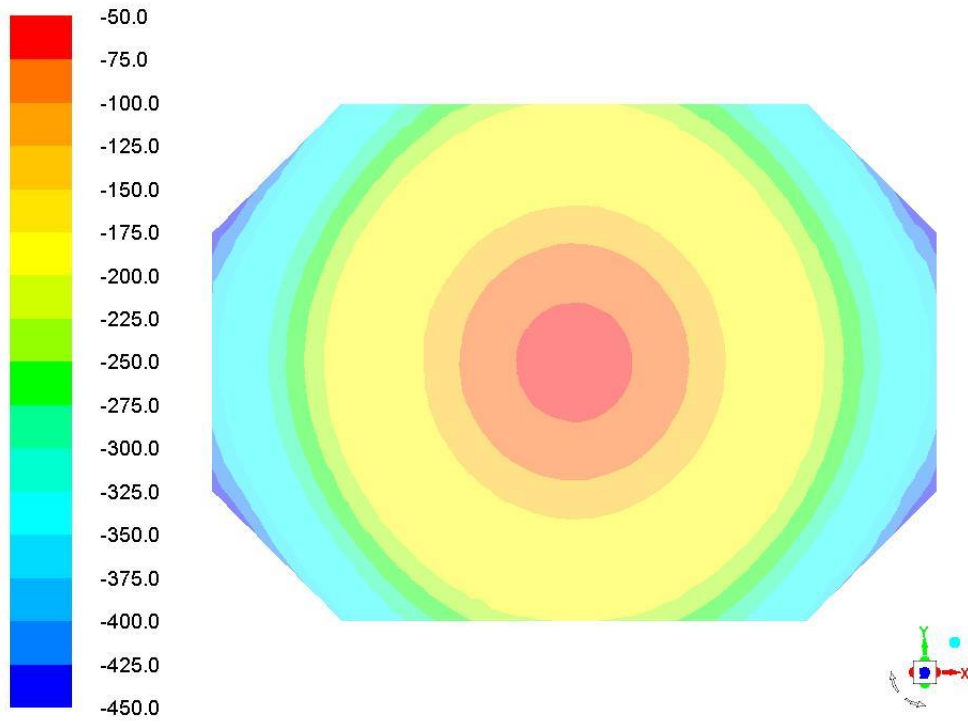
Şekil 5.55. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü. Kollektör çıkış düzleminden 2 m sonra oluşan toplam hız konturu (m/s)



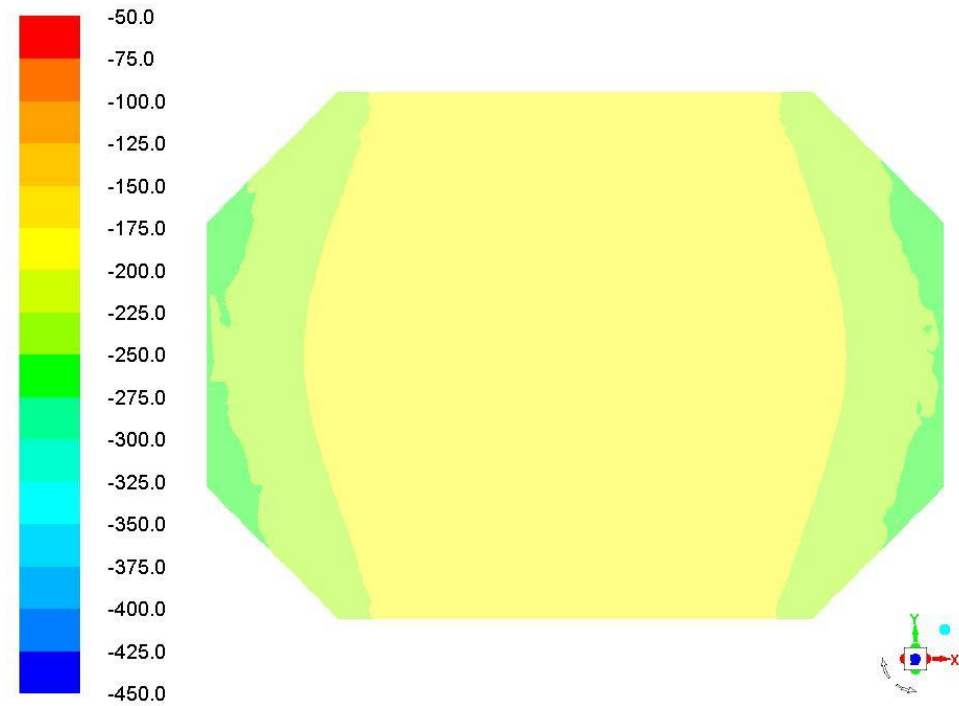
Şekil 5.56. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) Euler Çözümü. Deney odası çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)



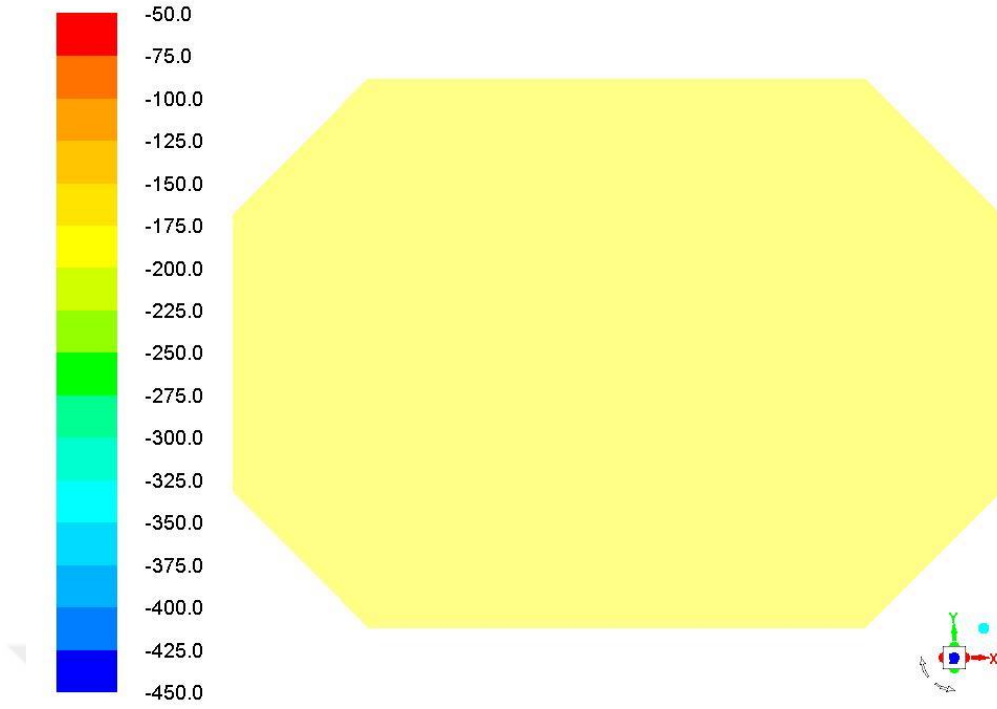
Şekil 5.57. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırık) Euler Çözümü. Yatay simetri düzlemi statik basınç konturu (Pa)



Şekil 5.58. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırık). Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)



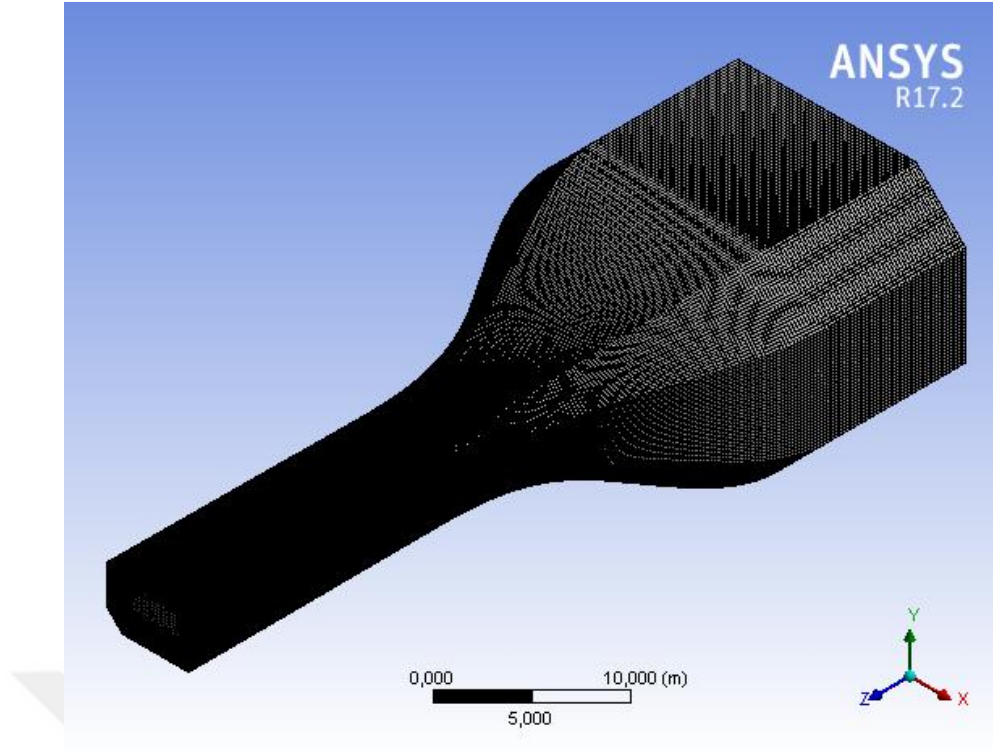
Şekil 5.59. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırık). Kollektör çıkış düzleminin 1 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa)



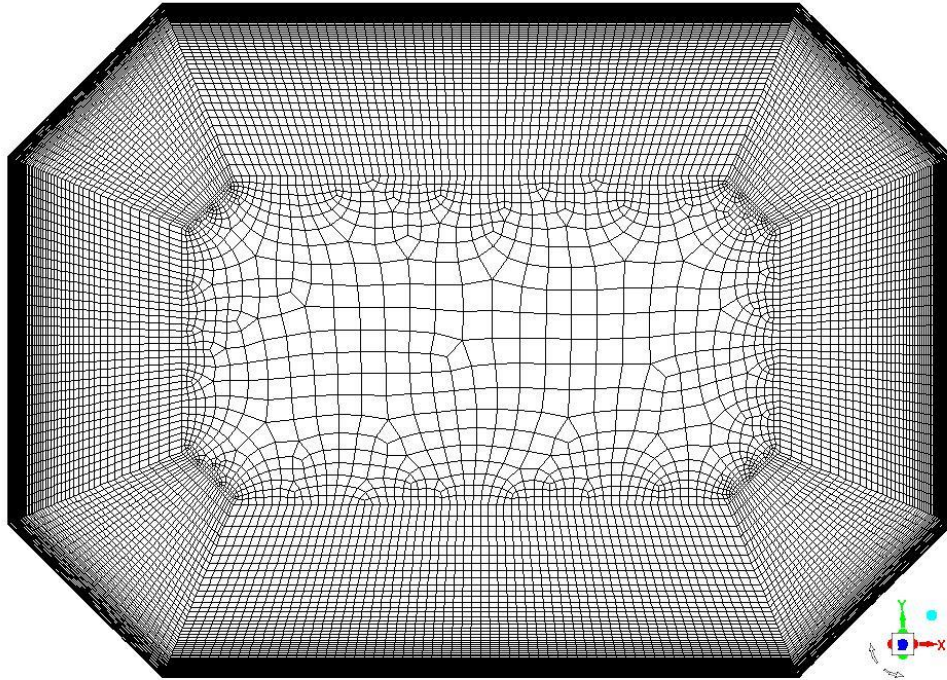
Şekil 5.60. Dördüncü geometri ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzleminde 2 m sonra oluşan statik basınç konturu (Pa)

5.3. Köşeleri kırılmış Geometriler için Laminer Navier Stokes çözümleri

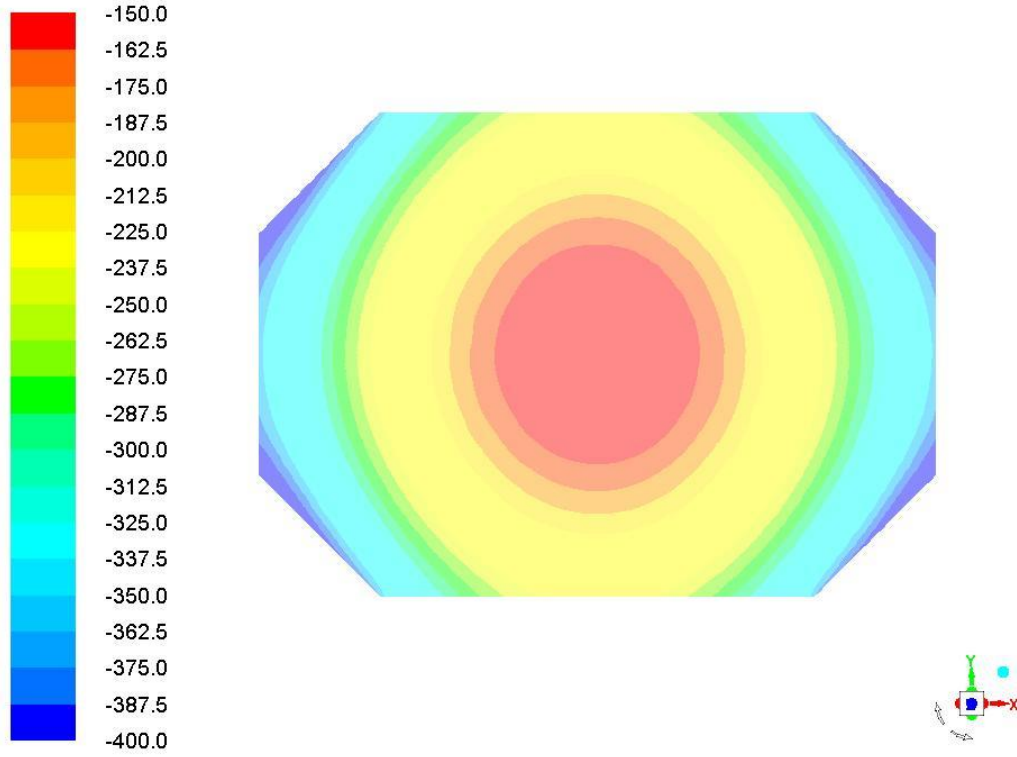
Üçüncü ($\theta_i = 25^\circ$, kırpık) ve dördüncü ($\theta_i = 35^\circ$, kırpık) geometriler için viskozitesiz Euler çözümlerine ek olarak ayrıca laminer Navier Stokes çözümleri de yapılmıştır.



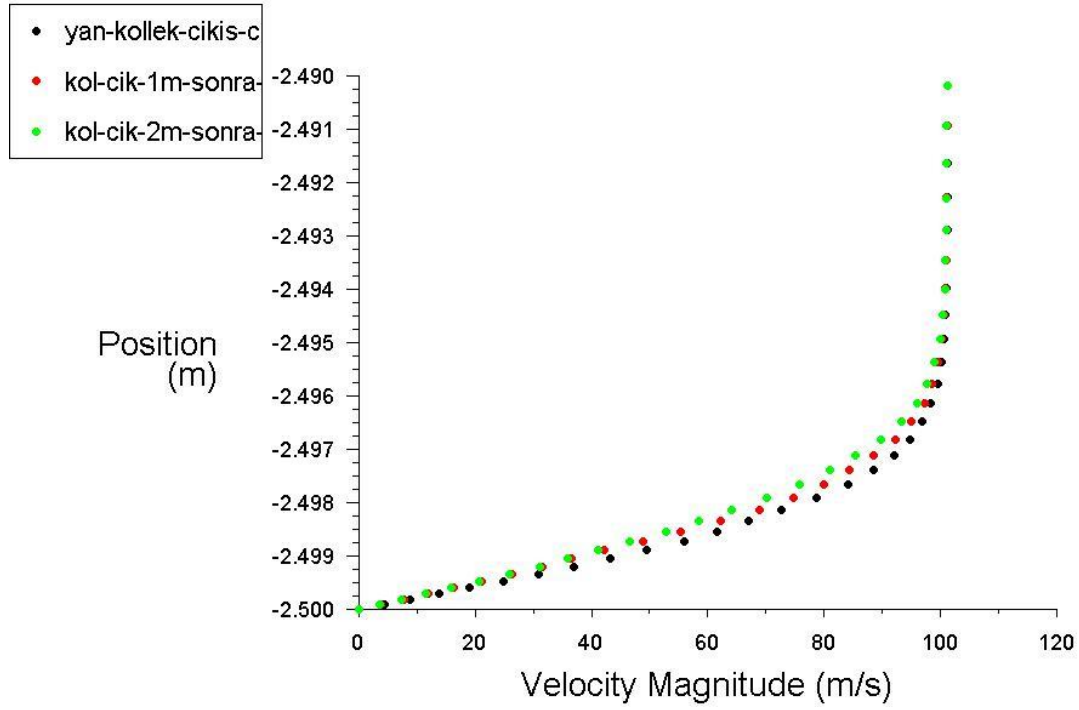
Şekil 5.61. Üçüncü geometri ($\theta_i = 25^\circ$, kırık) laminar Navier Stokes çözüm ağı, perspektif görünüm, Nokta sayısı: 7,756,872.



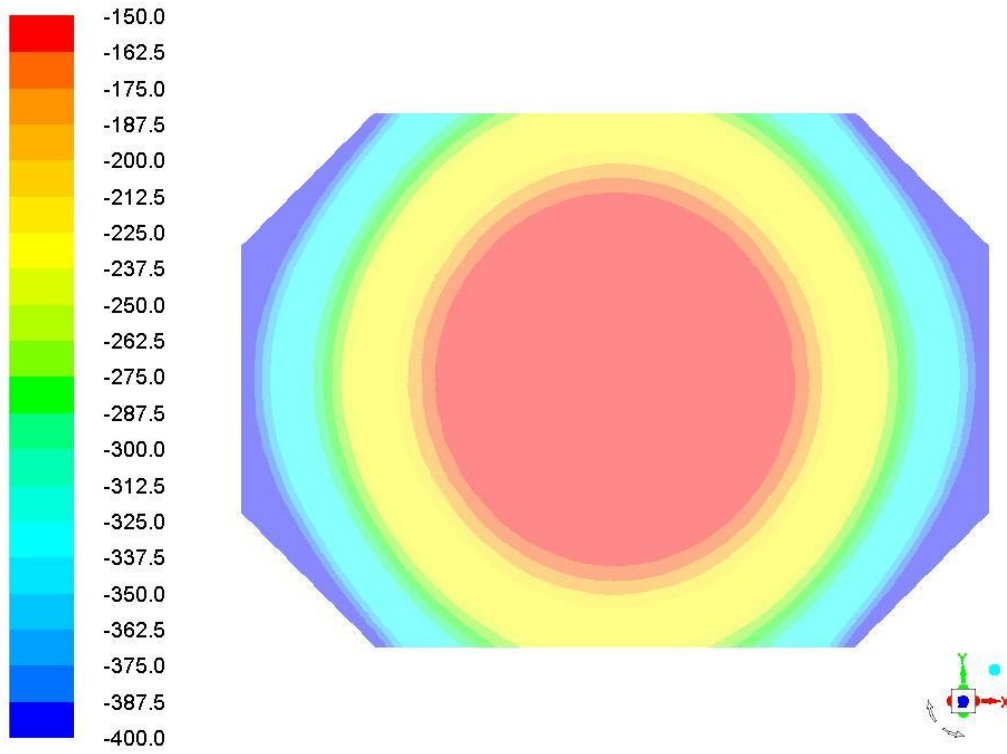
Şekil 5.62. Üçüncü geometri ($\theta_i=25^\circ$, kırık) laminar Navier Stokes çözüm ağı, Kollektör Çıkış yüzeyi.



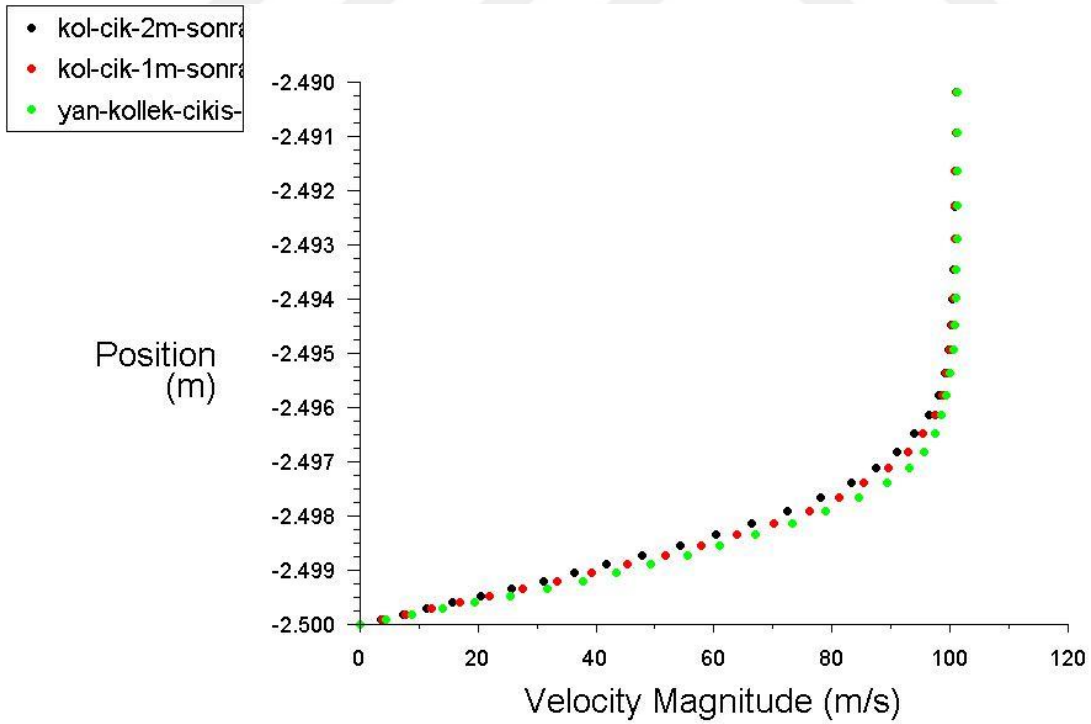
Şekil 5.63. Üçüncü geometri ($\theta_i=25^\circ$, kırpık). Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)



Şekil 5.64. Üçüncü geometri ($\theta_i=25^\circ$, kırpık). Kollektör çıkışı- 1 m sonrası ve 2 m sonrası düşey simetri çizgisi üzerindeki hız profilleri



Şekil 5.65. Dördüncü geometri ($\theta_i=35^\circ$, kırık). Kollektör çıkış düzlemi statik basınç konturu (Pa)



Şekil 5.66. Dördüncü geometri ($\theta_i=35^\circ$, kırık). Kollektör çıkışı- 1 m sonrası ve 2 m sonrası düşey simetri çizgisi üzerindeki hız profilleri

Tablo 5.4. *Analiz sonuçları*

		Sınır tabaka hariç ortalama (m/s)	Ortalama hızdan standart sapma (m/s)	Ortalama hızdan maksimum sapma (m/s)	Hız vektörü standart açısal sapma (°)	Maksimum açısal sapma (°)
Teta=25° kırık laminer	Kollektör çıkışı	101,5474	0,505462	1,075422	0,070033	0,46464
	Kollektör çıkışının 1 m sonrası	101,3527	0,172056	0,416743	0,047084	0,20464
	Kollektör çıkışının 2 m sonrası	101,2043	0,063175	0,15735	0,05943	0,225286
	Deney odası % 50	100,4936	0,007765	0,035639	0,061829	0,265316
	Deney odası % 75	100,0549	0,008565	0,042946	0,062701	0,259387
Teta=35° kırık laminer	Kollektör çıkışı	101,4542	0,700513	1,473388	0,0948	0,600863
	Kollektör çıkışının 1 m sonrası	101,2161	0,233734	0,557083	0,04466	0,259687
	Kollektör çıkışının 2 m sonrası	101,0526	0,085069	0,199612	0,057644	0,214742

6. DÖNÜŞ KÖŞESİ OPTİMİZASYONU

6.2. Giriş

Önceki çalışmalarda rüzgâr tüneli bileşenlerinin boyutlandırılması, bileşenlerin kayıp katsayısı hesabı ve rüzgâr tüneli bileşenlerinde enerji dengesinin hesabına yönelik işlemler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada köşelerde oluşan kayıpların sayısal hesabı üzerinde durulacaktır. Bu kısımda, tasarlanacak rüzgâr tünelinin birinci köşesi için yapılan 2 boyutlu analizleri gerçekleştirilmiştir. Çözümlerin daha kısa sürede ve daha hızlı gerçekleşmesi amacıyla 3 boyut yerine 2 boyutlu analiz tercih edilmiştir. Seçilen bir geometri için üç boyutlu analiz de yapılarak iki boyutlu analizlerin üç boyutlu bir köşe için ne dereceye kadar katkı yapabileceği gözlenmiştir.

6.2. Dönüş Köşesi Kanat Profilleri

Analiz işleminde 4 farklı profil kullanılmıştır. Birinci köşeye her bir profilden 5'er adet yerleştirilmiştir. Analizde kullanılan çözüm ağı, birinci köşenin giriş ve çıkış kesitinin sabit kesitli olarak 4 m uzatılmasıyla elde edilmiştir.

Çözümde kullanılan profiller “90° bükülmüş NACA 0009”, “Vane A”, “Vane B” ve “0,5 mm kalınlıklı sac” profilleridir. Her bir profil için yaklaşık olarak eşit sayıda nokta içeren çözüm ağı kullanılmıştır. Her çözüm belirli bir yakınsama değerine ulaşıldığında sonlandırılmıştır.

6.2.1 90° Bükülmüş NACA 0009 Profilinin Oluşturulması

Çalışmanın bu kısmında NACA 0009 profilinin 90° bükülmesiyle elde edilen köşe profilinin tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan rüzgâr tünelinin her bir köşesindeki dönüş yarıçapı 2.4 m olarak belirlenmiştir. Köşelere konulacak dönüş profilinin “camber line” çizgisinin köşeyi tanımlayan çeyrek çembere paralel ve eşit uzunlukta olmasının uygun olacağı düşünülmüştür. Bu durumda dönüş profili için “camber-line” uzunluğu;

$$l_c = \frac{2 * \pi * r}{4} = \frac{2 * \pi * 2.4}{4} = 3.7699 \text{ m} \quad (3.17)$$

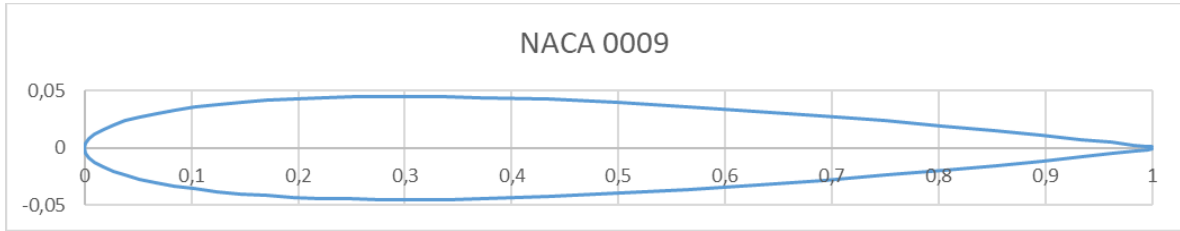
olur.

İlk olarak veter uzunluğu 3.7699 m olan bir NACA 0009 profili için koordinatları belirleyelim.

NACA 0009 için kalınlık dağılımı;

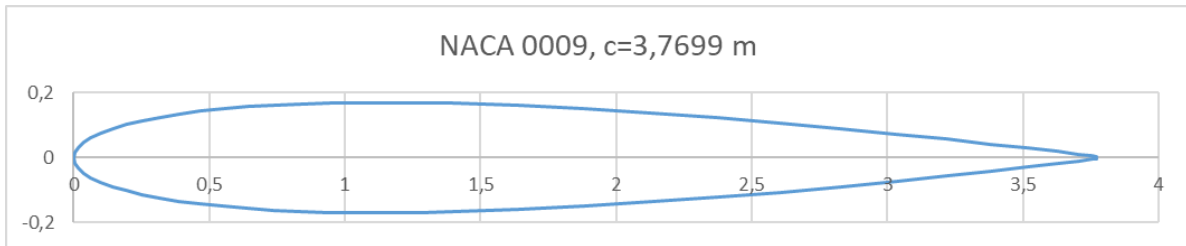
$$\pm y_t = \frac{t}{0.2} (0.2969\sqrt{x} - 0.1260x - 0.3516x^2 + 0.2843x^3 - 0.1015x^4) \quad (3.18)$$

denklemi ile verilmektedir. Veter uzunluğu 1 m olan NACA 0009 profili için kalınlık değeri $t=0.09$ 'dur denklem belirli x koordinatları için çözüldüğünde **Şekil 6.1**'de verilen profil elde edilir.



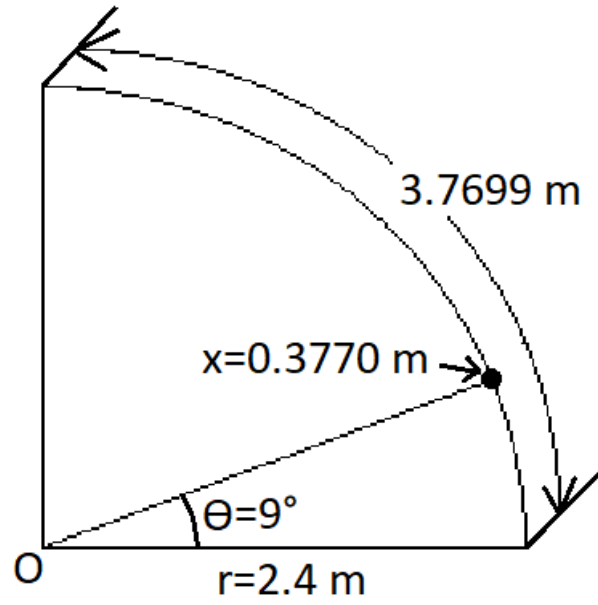
Şekil 6.1. NACA 0009 profili

Bu profilin, kalınlık dağılımı oranı korunacak şekilde, dönüş yarıçapı 2.4 m olan rüzgâr tüneli köşelerinde kullanılmak üzere 90° bükülmesi amaçlanmaktadır. Bunun için ilk olarak veter uzunluğu köşe yayı uzunluğuna eşit olan **Şekil 6.2**'deki NACA 0009 profili oluşturulmuştur.



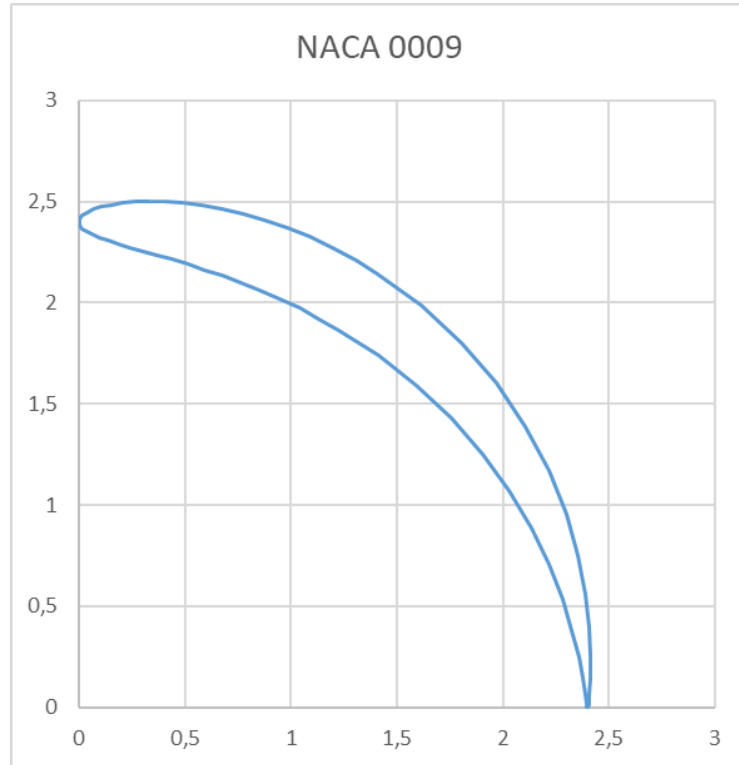
Şekil 6.2. Veter uzunluğu köşe yayı uzunluğuna eşit olan NACA 0009 profili

Bu profilin veter eğrisini şekilde gösterilen 90° 'lik yayın üzerine oturtmak amaçlanmaktadır. Bunun için veter uzunluğunun tamamı 90° 'ye karşılık gelecek şekilde veter uzunluğu üzerindeki her bir nokta için bir açı değeri bulunmuştur. Örneğin veter uzunluğunun $1/10$ 'una karşılık gelen 0.3770 noktanın açı değeri 10° 'dir ve köşe profili üzerindeki değeri şekilde gösterilmiştir.



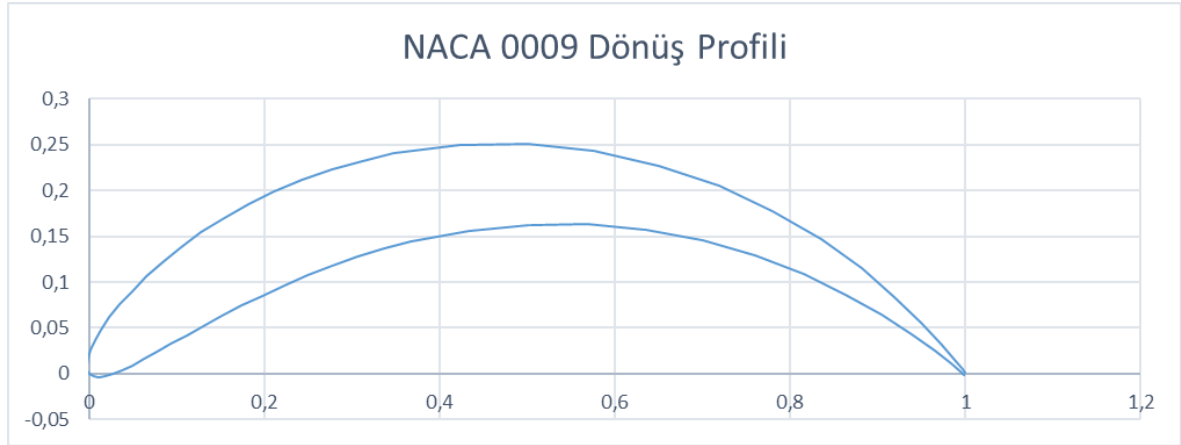
Şekil 6.3. Profilin üzerine oturtulacağı yay

Şekil 6.3'teki yay üzerine 3.7699 m veter uzunluğuna sahip NACA 0009 profili yerleştirilerek Şekil 6.4'te verilen profil elde edilmiştir. Bu işlem, yarıçapı 2.4 m olan çeyrek çemberin koordinatlarına Şekil 6.2'deki NACA 0009 profilinin koordinatları eklenerek gerçekleştirilmiştir.



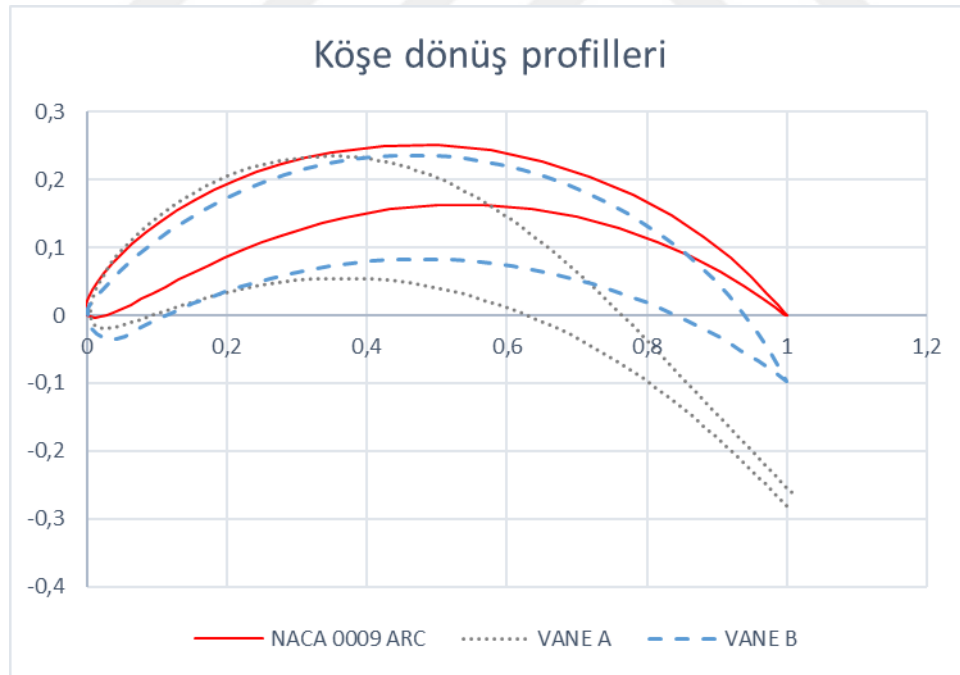
Şekil 6.4. Şekil 6.3'teki yay üzerine yerleştirilen NACA 0009 profili

Bu profil hücum kenarı orijinde olacak şekilde **Şekil 6.5**'te verildiği gibi konumlandırılabilir.



Şekil 6.5. Hücum kenarı orijinde olacak şekilde konumlandırılmış profil

Elde edilen NACA 0009 profili ile Vane A ve B profillerinin kıyaslaması **Şekil 6.6**'da verilmiştir.



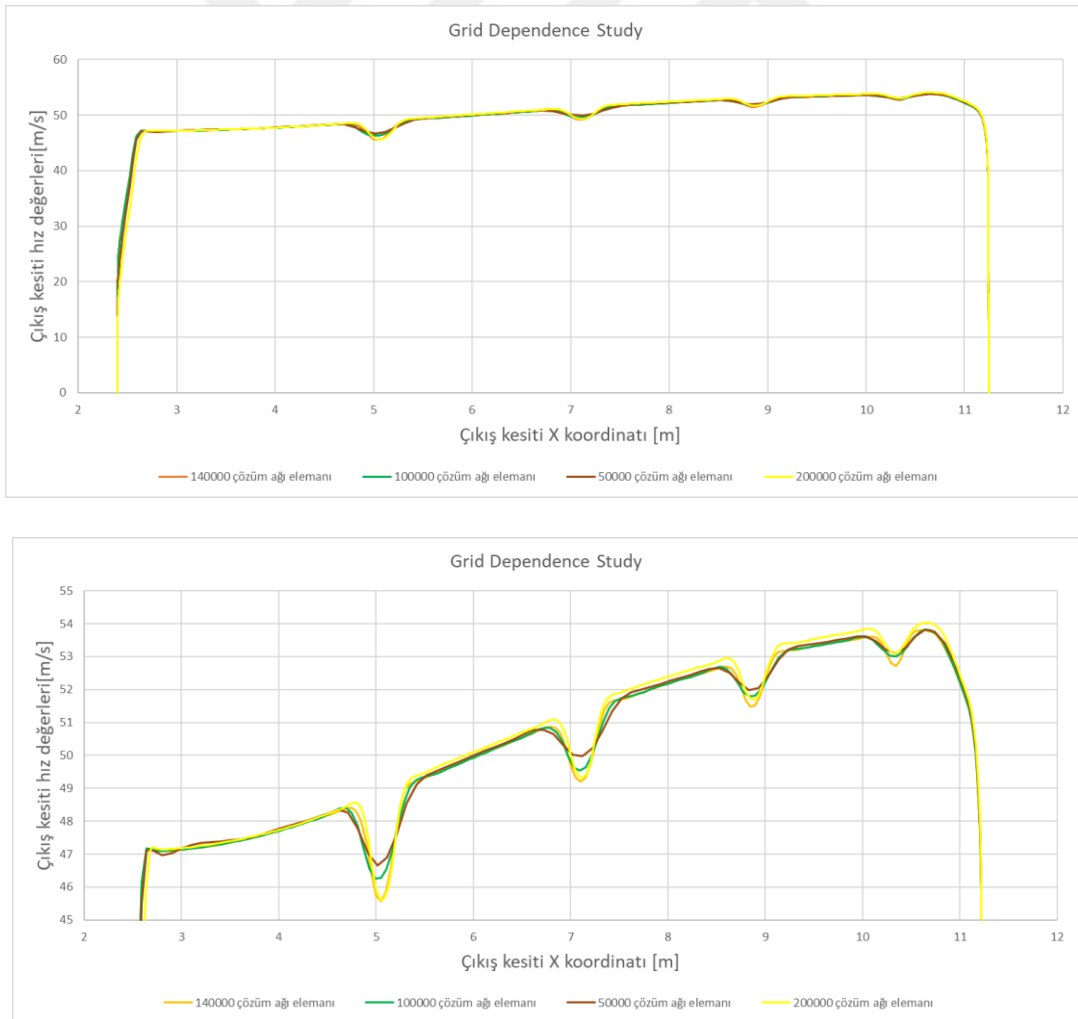
Şekil 6.6. NACA 0009 profili ile Vane A ve B profillerinin kıyaslaması

6.3. Analiz İşlemleri

6.3.1. Çözüm Ağı Bağımsızlaştırma Çalışması

Çözüm Ağı Bağımsızlaştırma (Grid Dependency) çalışması olarak, rüzgâr tünelinin birinci köşesinde, 4 adet 90 derece bükülmüş NACA 0009 profili kesitli kanat içeren durum için, eleman sayıları 50000, 100000, 140000 ve 200000 olan çözüm ağları kullanılmıştır. Çözüm sonucunda Şekil 6.7 de verilen çıkış kesiti hız profilleri elde edilmiştir.

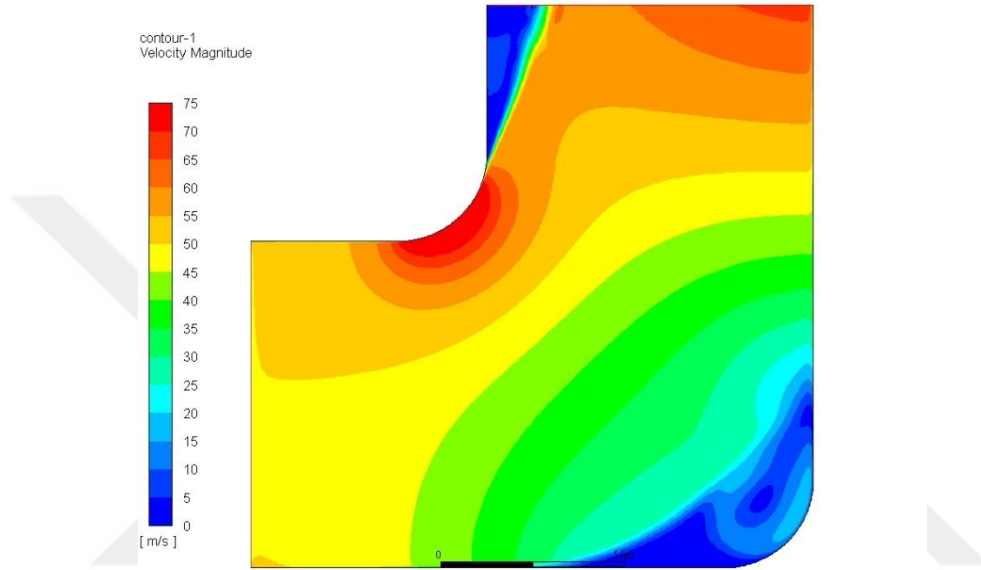
Grafiklerden görüldüğü üzere çözüm ağındaki eleman sayısı 50000'den 100000'e çıkarıldığında çıkış kesiti profilinde önemli bir değişiklik gözlenmektedir. Eleman sayısı 100000'den 140000'e artırıldığında da bir artış gözleniyor ancak 140000'den 200000'e arttırıldığında ciddi bir değişiklik gözlenmemiştir. Bu yüzden çözüm ağı bağımsızlığı çalışması sonucunda 140000 eleman sayısını veren çözüm ağı şablonunun kullanılmasının uygun olduğu düşünülmüştür.



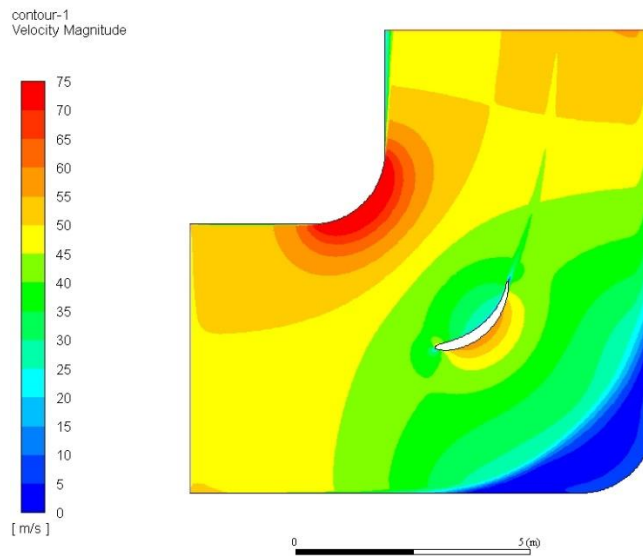
Şekil 6.7. Çıkış kesiti hız profiline çözüm ağındaki eleman sayısına göre değişimi

6.3.2. Farklı kanat sayıları için çıkış kesiti hız profillerinin karşılaştırılması

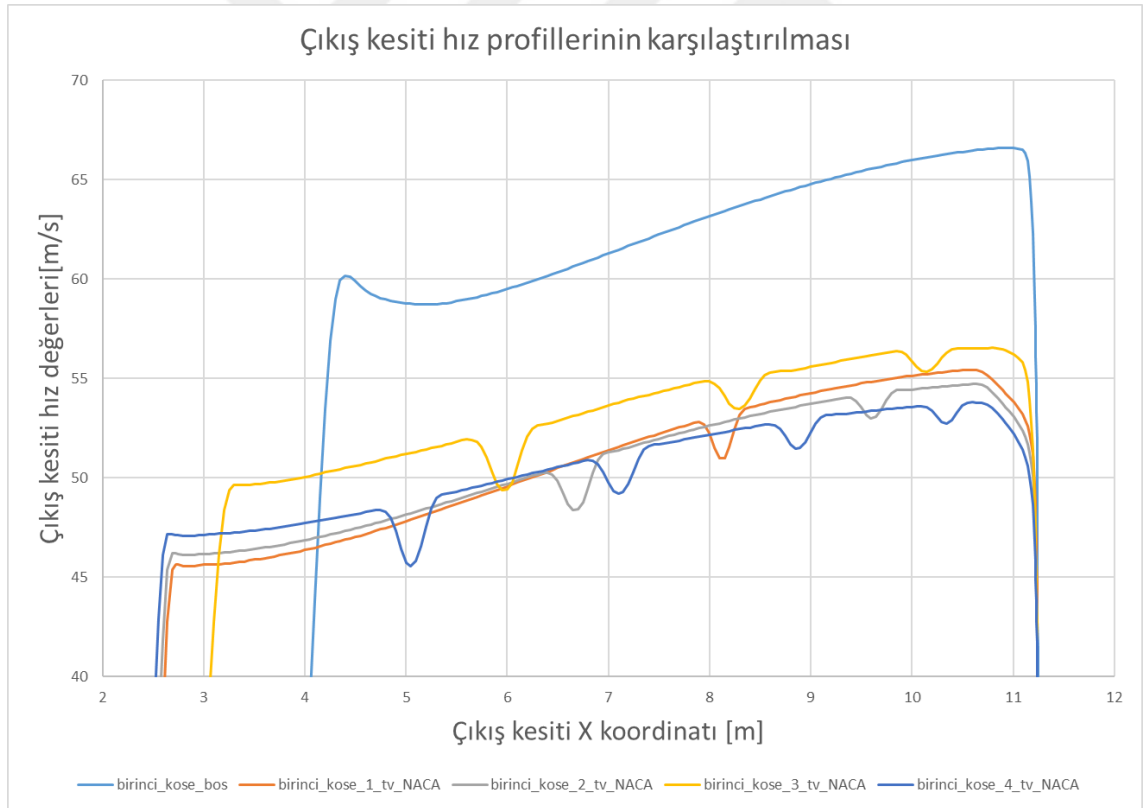
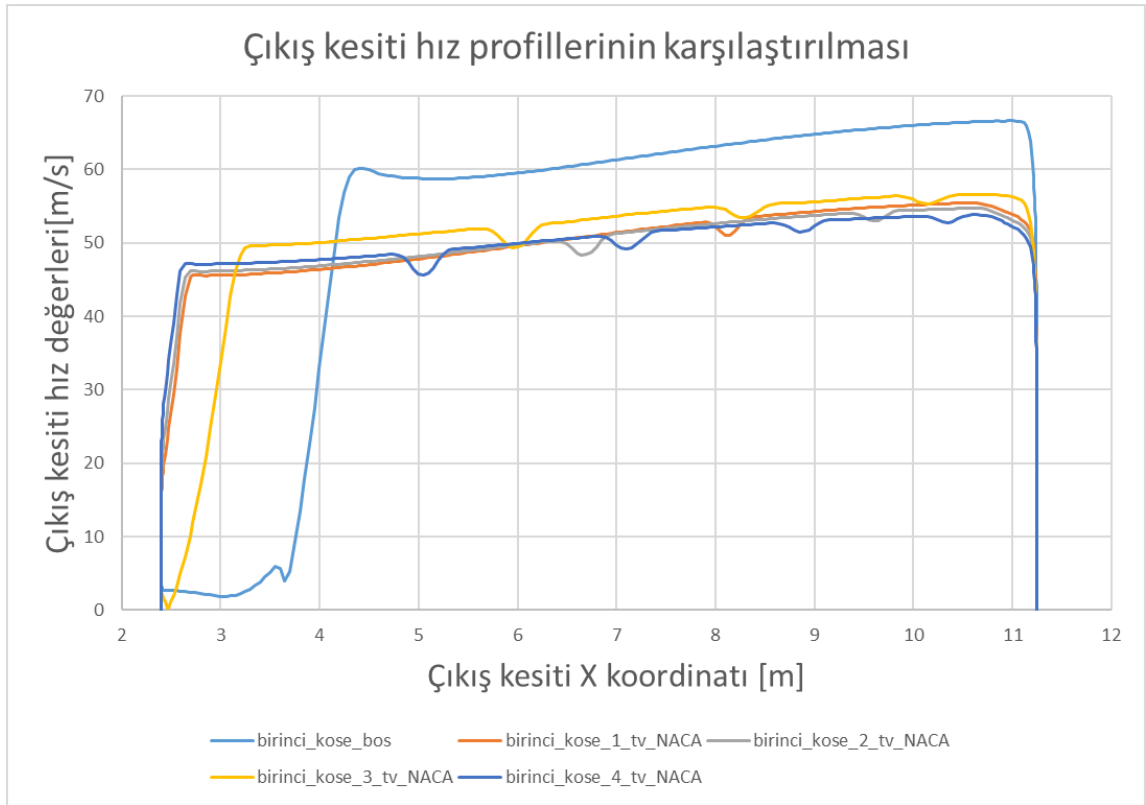
Birinci köşe için kanatsız (boş), 1, 2, 3 ve 4 kanatlı durumlar için çözümler yapılmıştır. Bu çözümler 90 derece bükülmüş NACA 0009 kesitli kanatlar için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 6.8 – 4.10 da sunulmuştur. Grafiklerden kanat sayısının artışının çıkış kesiti hız profili üzerine etkisi görülmektedir. Kanat sayısındaki artış, çıkış kesitinde daha üniform bir akışa sebep olmaktadır.



Şekil 6.8. Boş köşe için elde edilen hız konturu



Şekil 6.9. Tek kanatlı köşe için elde edilen hız konturu



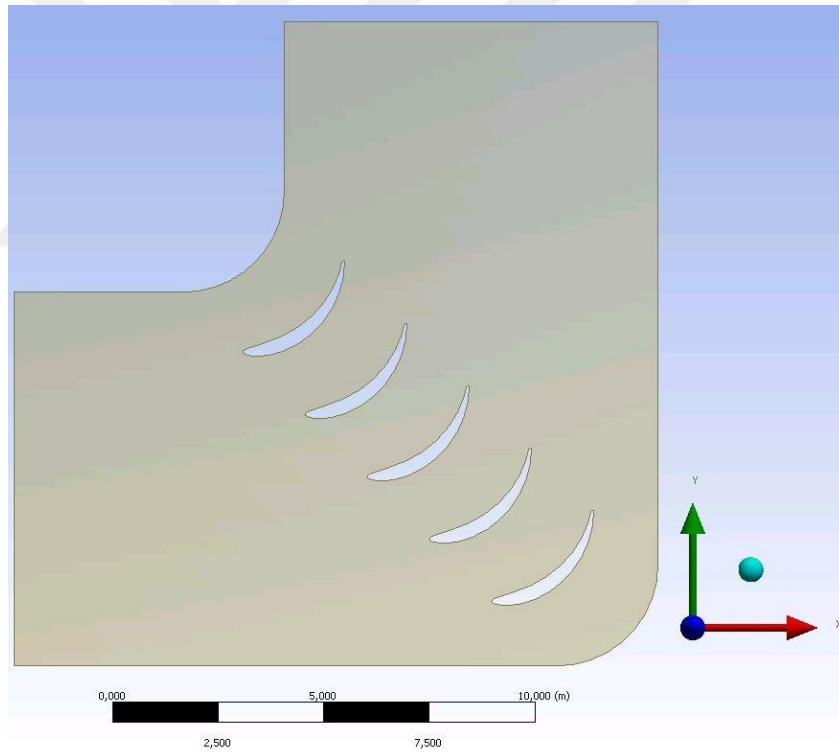
Şekil 6.10. Farklı kanat sayıları için çıkış kesiti hız profillerinin karşılaştırılması

6.3.3. Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin Yapılan Çözümler

Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin 90° bükülmüş NACA 0009 Profili Analizi

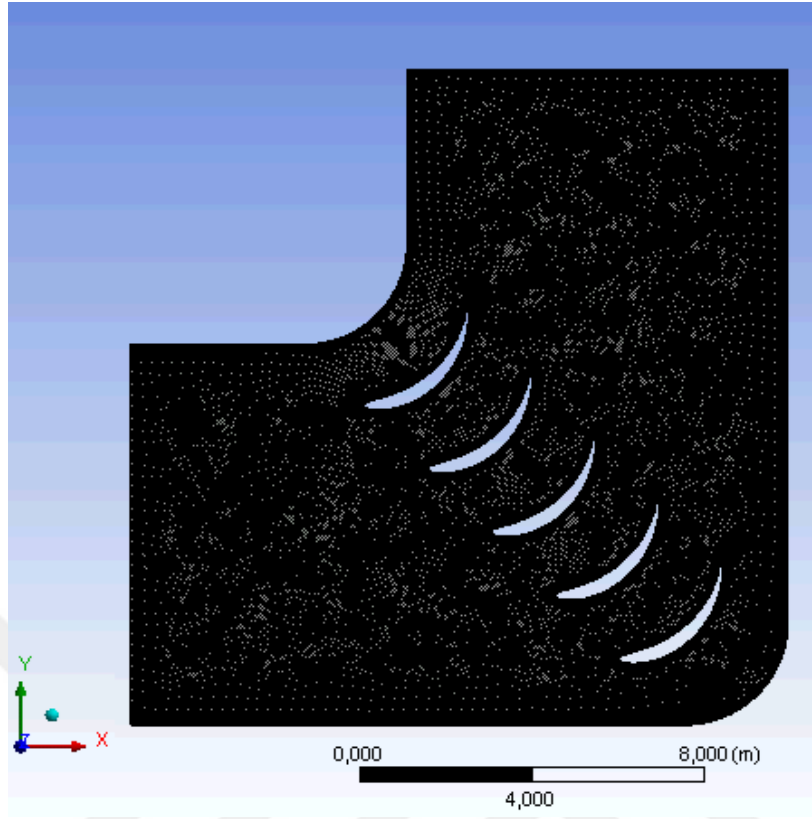
Geometri oluşturma

Birinci köşe geometrisine 4 m öncesinden başlayan sabit kesitli bir giriş ve 4 m sonrasında biten sabit kesitli bir çıkış eklenerek elde edilen geometri Şekil 6.11’de verilmiştir. Dönüş kanadı sayısının seçimi için, her bir kanat arasındaki mesafenin veter uzunluğunun 3’te 1’i veya daha az olması önerilmektedir [16]. Bu çalışmada bu oranın yüksek olduğu, yani daha az kanat sayısının kullanıldığı çözümler yapılmıştır. Şekil 6.11’deki geometri, 90° bükülmüş NACA 0009 profilinin rüzgâr tünelinin 1. Köşesine eşit aralıklarla 5 adet yerleştirildiği çizimi vermektedir.



Şekil 6.11. 5 adet 90° bükülmüş NACA 0009 profilinin 1. Köşeye yerleştirildiği çizim

Çözüm Ağı Oluşturma



Şekil 6.12. Çözüm ağı

Şekil 6.12’de Şekil 6.11’de verilen geometri için oluşturulan çözüm ağı verilmiştir.

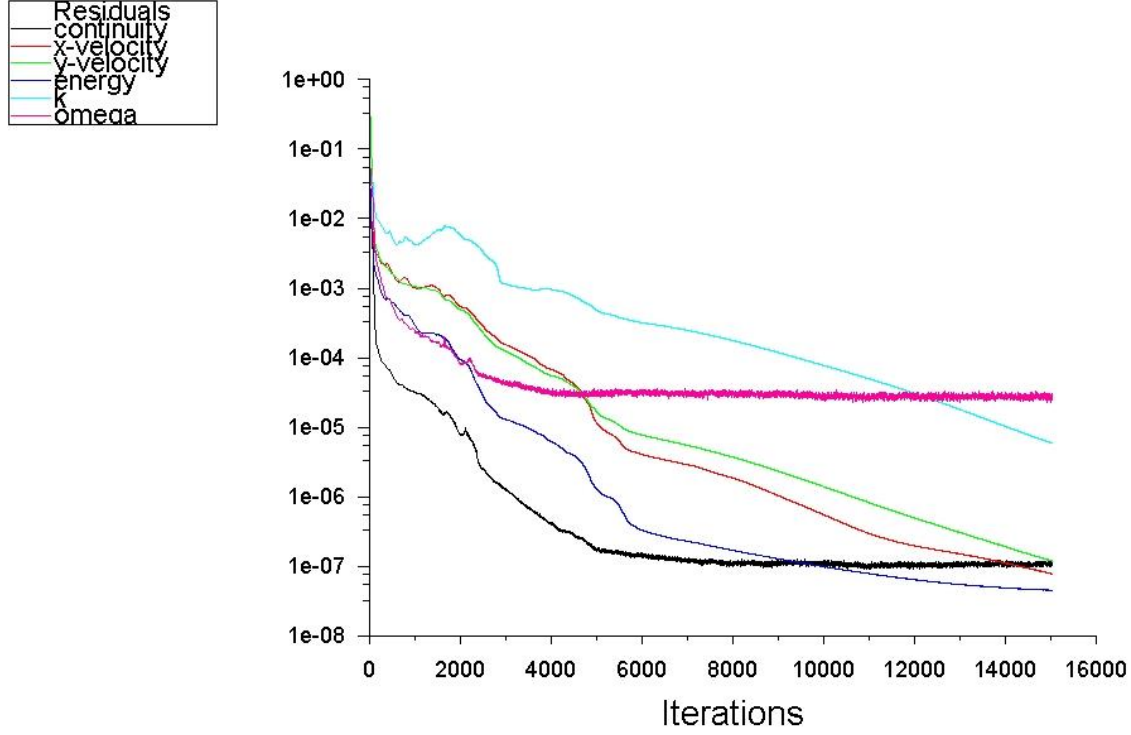
Sınır Şartları

Gerçekleştirilen çözüm için **Şekil 6.11**’de gösterilen 1. köşenin giriş kesitinde giriş hızı $V=50$ m/s olarak alınmıştır. Bunun sebebi deney odasının maksimum 100 m/s hızında bir akım geçecek şekilde tasarlanmış olmasıdır. Birinci Difüzörün alan oranı 2 olduğu için Birinci Difüzör giriş kesitinde 100 m/s olan hızın çıkış kesitinde yaklaşık olarak 50 m/s ye düşecek olmasıdır. 1. köşenin çıkış kesitinde herhangi bir referans basınç değerinin seçilmesinin yeterli olacağı düşünülmüştür. Kolaylık olması açısından çıkış kesiti ölçek basınç değeri “0 Pascal” olarak alınmıştır. Kolektör duvarlarında gerçek durumda bir miktar ısı transferi gerçekleşecektir. Ancak bu kısımda yapılacak hesaplamalar için 1. Köşe duvarları adyabatik olarak alınmıştır. Ayrıca duvarlara “kaymama şartı” uygulanmıştır.

Bu sınır şartları diğer profiller içinde kullanılmıştır.

Sayısal Çözüm

Gerçekleştirilen çözümde k - ω türbülans modeli kullanılmıştır. Akış modelinde diğer çözümlerde de kullanılan k - ω türbülans modeli kullanılmıştır. Çözümde diğer çözümlerde de kullanılan k - ω türbülans modeli kullanılmıştır.

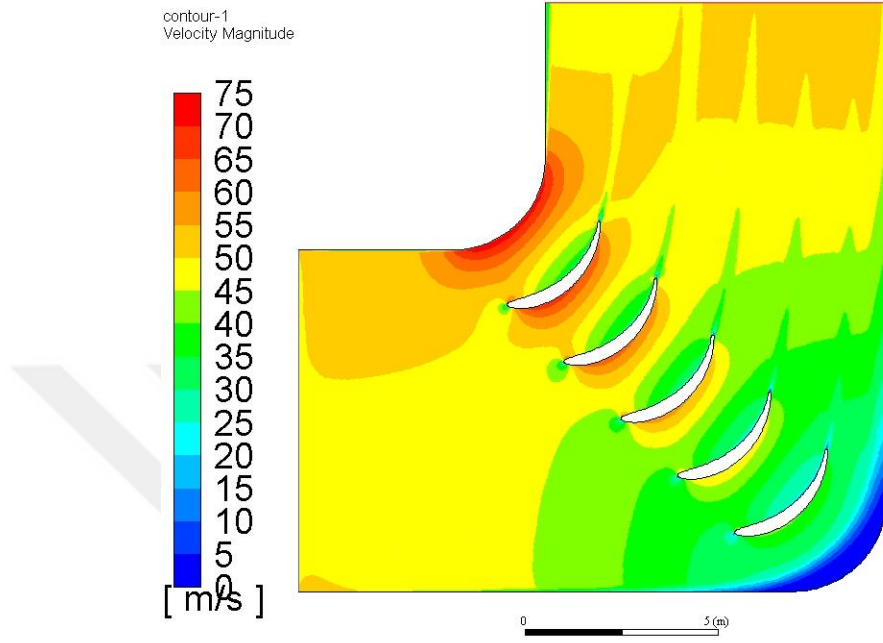


Şekil 6.13. Yakınsama eğrileri

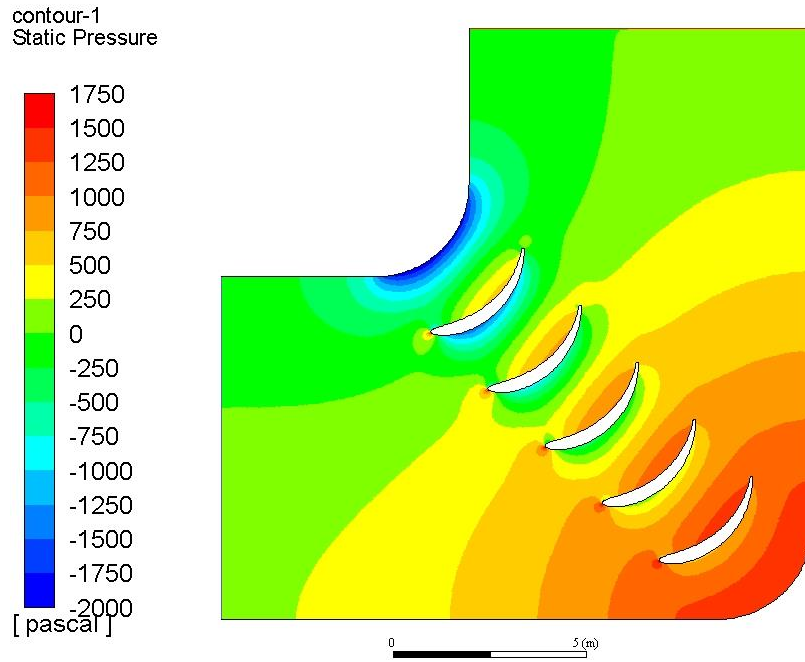
Çözüm sonucunda elde edilen yakınsama eğrileri Şekil 6.13’da verilmiştir. Yakınsama miktarı yaklaşık olarak sabit kalan bir değere ulaştınca çözüm sonlandırılmıştır.

Sonuçlar

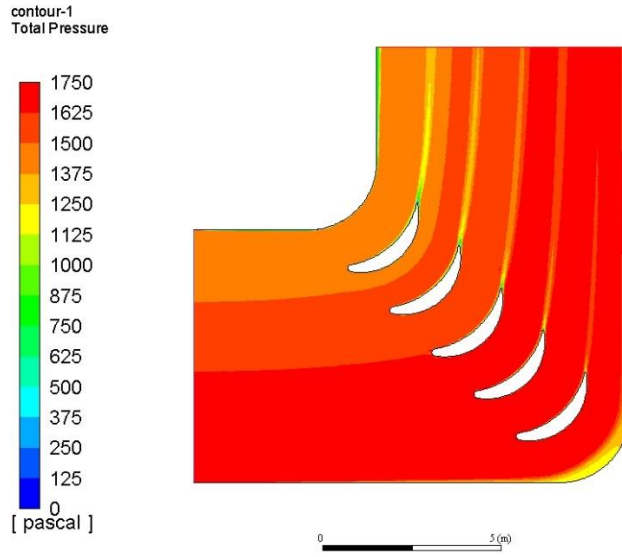
Yapılan çözüm sonucunda Şekil 6.14-4.17 de verilen konturlar elde edilmiştir.



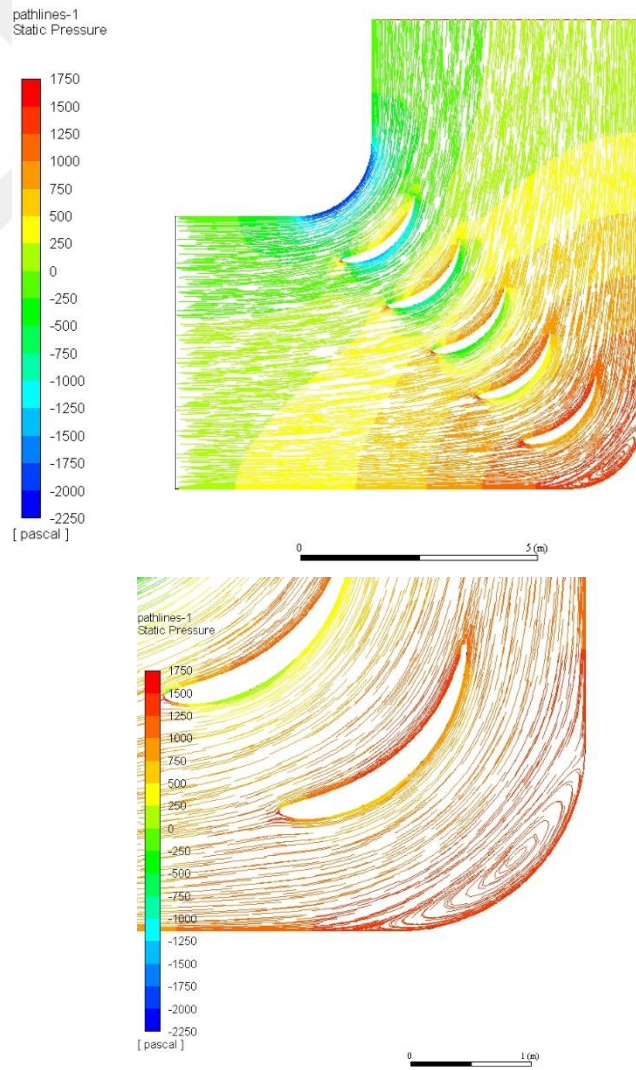
Şekil 6.14. Toplam hız büyüklüğünün dağılım konturu



Şekil 6.15. Statik basınç değerlerinin dağılım konturu



Şekil 6.16. Toplam basınç değerlerinin dağılım konturu



Şekil 6.17. Akım çizgileri (statik basınç değerine göre renklendirilmiş)

6.3.4 Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin Vane A

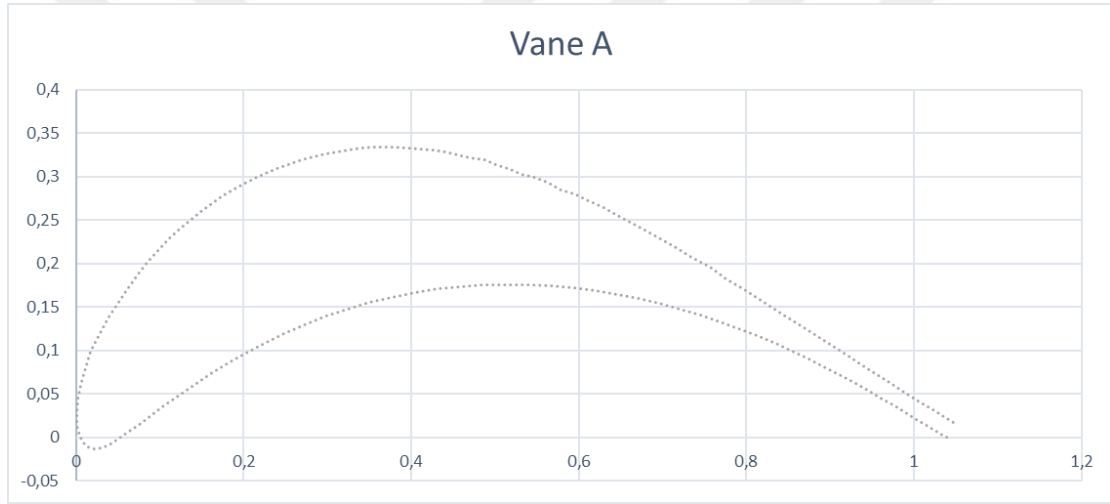
Vane A profiline ait koordinatlar ve profil geometrisi aşağıda verilmiştir [52].

Tablo 6.1. Vane A profiline ait koordinatlar

Vane A yatay

x_c	y_c
1,038783	1,36E-08
1,013906	0,014603
0,946843	0,053042
0,855433	0,098928
0,745381	0,140552
0,620525	0,168512
0,485872	0,175286
0,34976	0,155055
0,224948	0,108628
0,123369	0,048943
0,04967	-0,00224
0,008817	-0,00596
0,00577	0,061269
0,049261	0,154764
0,110332	0,227997
0,17493	0,277967
0,242026	0,310443
0,311119	0,329023
0,382344	0,333736

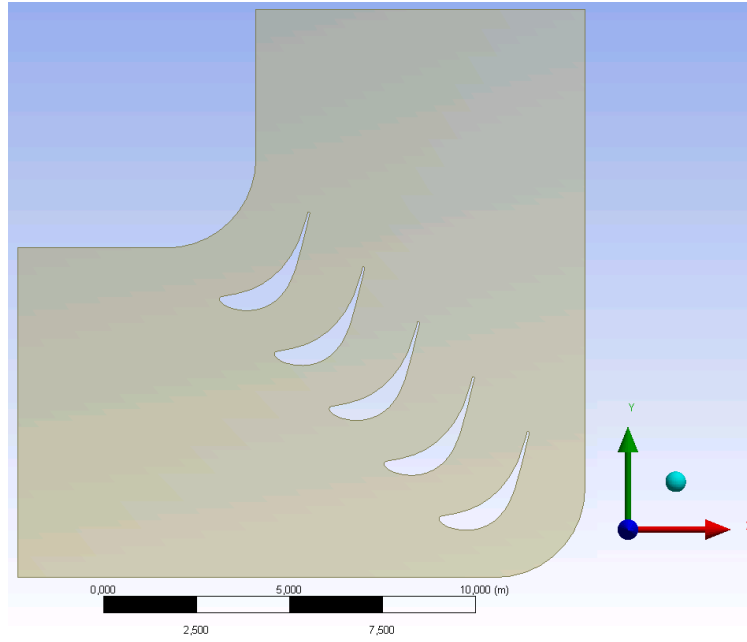
0,455756	0,325404
0,532496	0,302948
0,611076	0,272785
0,697212	0,228757
0,79806	0,169618
0,920042	0,09425
1,024632	0,030779
1,047236	0,017539



Şekil 6.18. Vane A profili

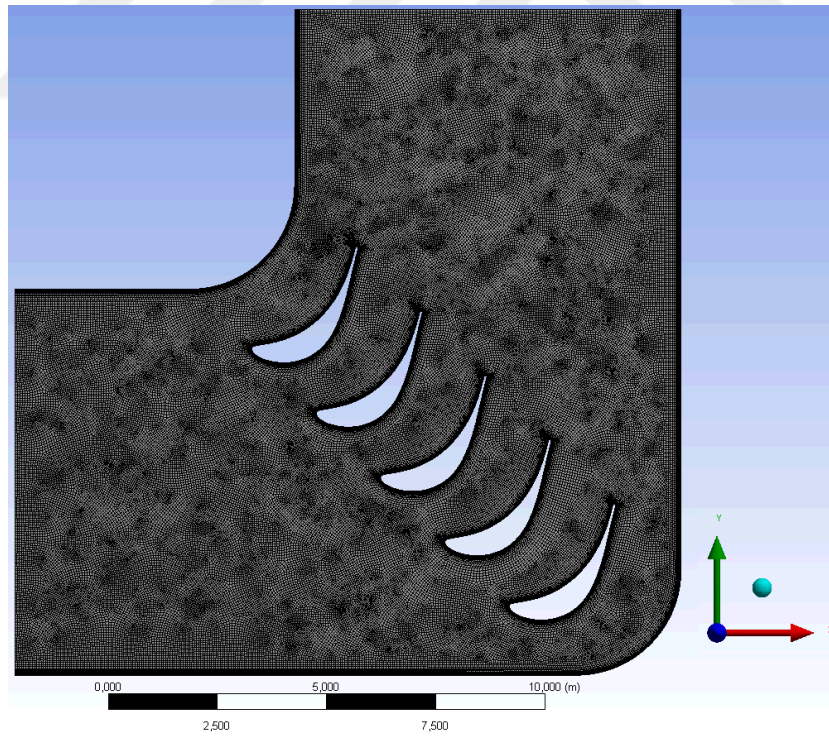
Geometri Oluşturma

Şekil 6.17 de Vane A profili, Şekil 6.19 da da Vane A profilinin rüzgâr tünelinin 1. Köşesine eşit aralıklarla 5 adet yerleştirildiği çizim verilmiştir.



Şekil 6.19. 5 adet “Vane A” profilinin 1. Köşeye yerleştirildiği çizim

Çözüm Ağı Oluşturma

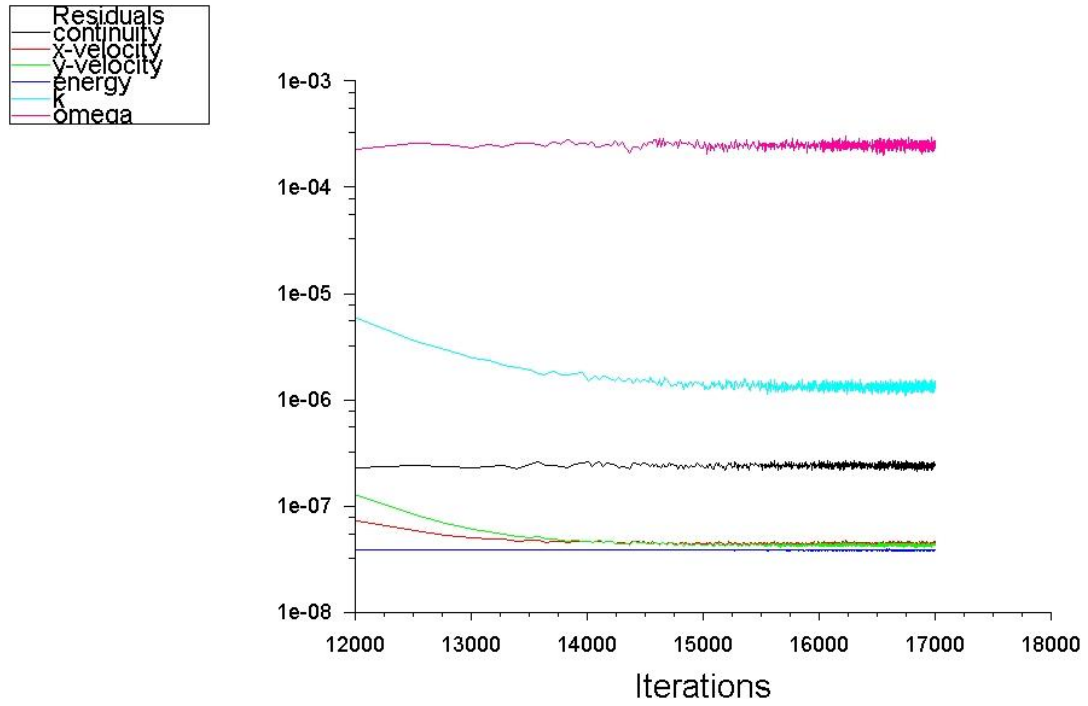


Şekil 6.20. Çözüm ağı

Şekil 6.20’de Şekil 6.19’da verilen geometri için oluşturulan çözüm ağı verilmiştir.

Çözüm ağı 145241 noktadan oluşmaktadır.

Sayısal Çözüm

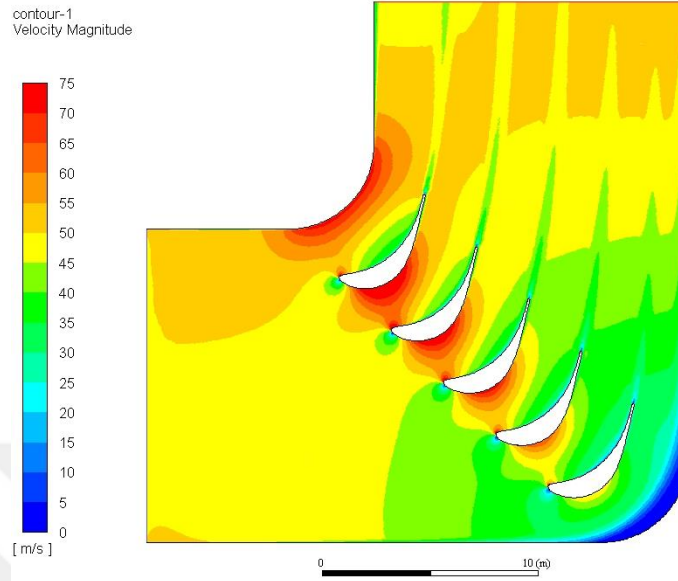


Şekil 6.21. Yakınsama eğrileri

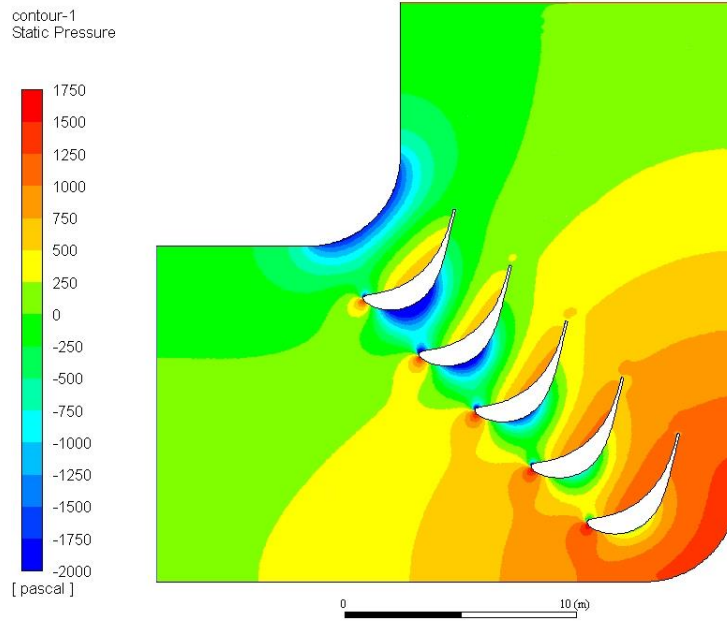
Çözüm sonucunda elde edilen yakınsama eğrileri Şekil 6.15’da verilmiştir. Yakınsama miktarı yaklaşık olarak sabit kalan bir değere ulaştınca çözüm sonlandırılmıştır.

Sonuçlar

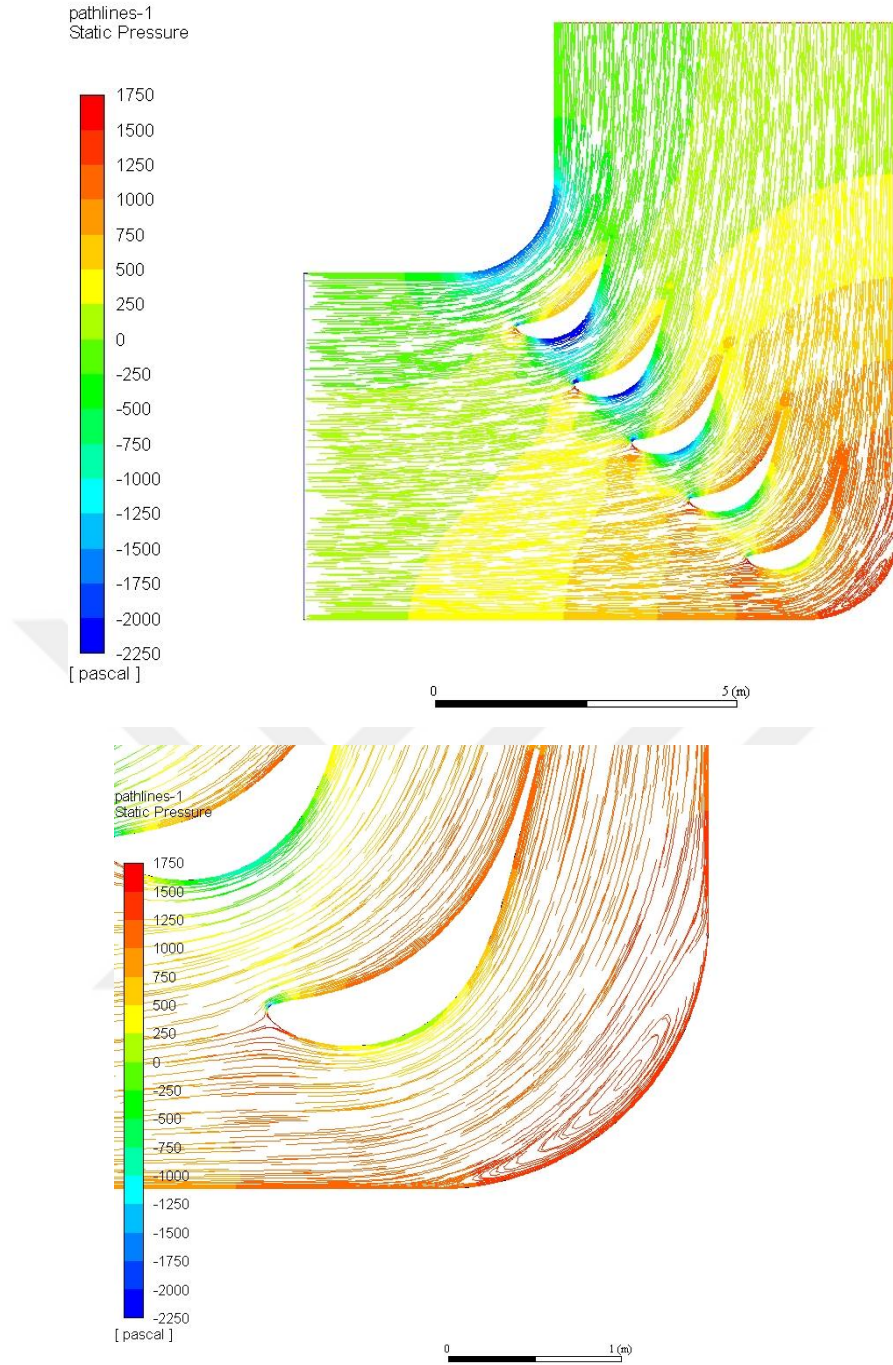
Yapılan çözüm sonucunda aşağıda verilen konturlar elde edilmiştir



Şekil 6.22. Toplam hız büyüklüğünün dağılım konturu



Şekil 6.23. Statik basınç değerlerinin dağılım konturu



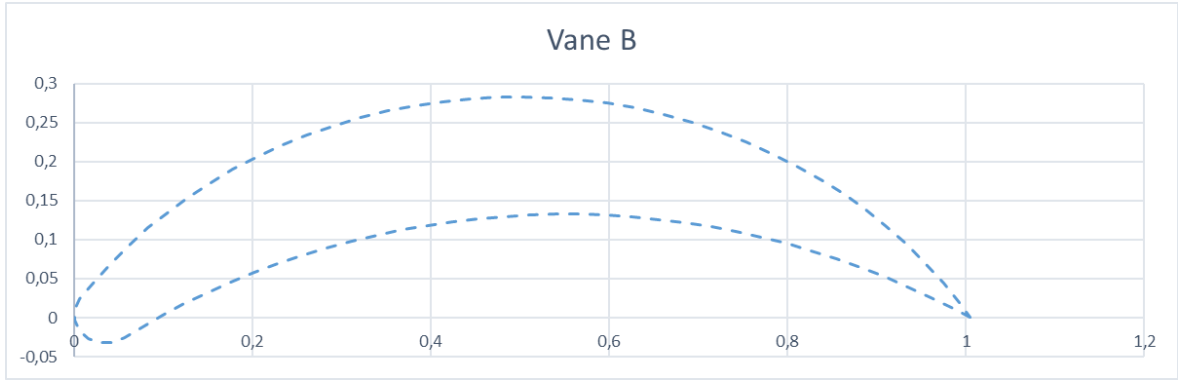
Şekil 6.24. Akım çizgileri (statik basınç değerine göre renklendirilmiş)

6.3.5. Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin Vane B

Kaynak [52]'de verilen Vane B profiline ait koordinatlar ve profil geometrisi aşağıda verilmiştir.

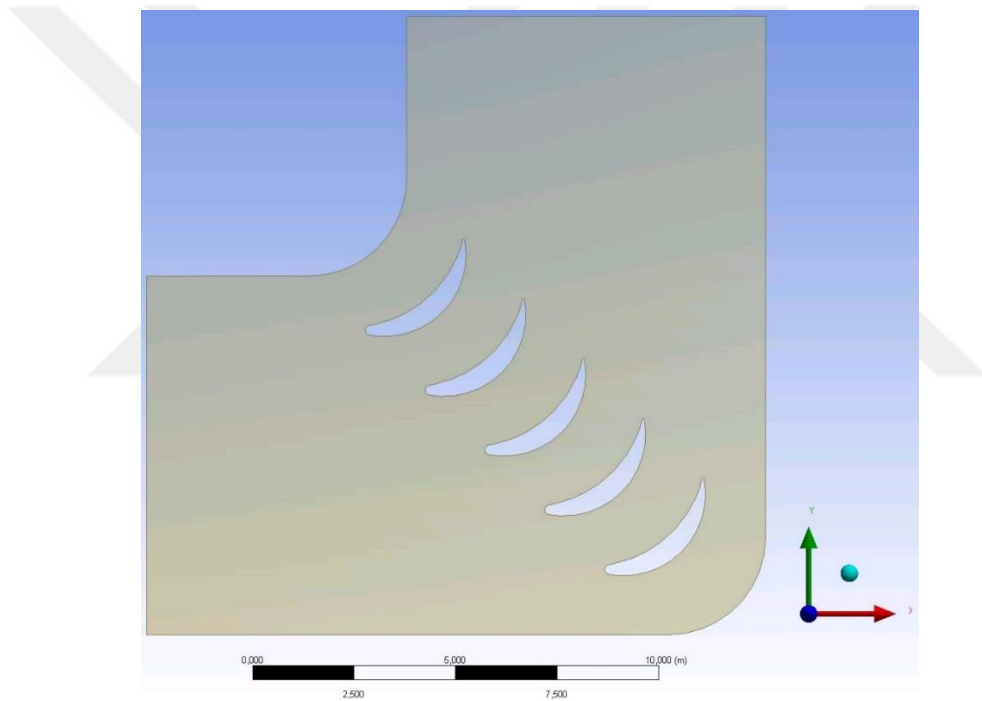
Tablo 6.2. *Vane B profiline ait koordinatlar***Vane B yatay**

x_c	y_c
1,004757	0
0,90836	0,052678
0,798664	0,095044
0,684985	0,121568
0,569905	0,132486
0,45263	0,126904
0,338719	0,105876
0,227951	0,069042
0,123377	0,017464
0,043641	-0,03154
0,000525	-0,00354
0,040716	0,06958
0,125852	0,152578
0,23048	0,219603
0,350871	0,26464
0,473914	0,282421
0,598174	0,274843
0,725339	0,237611
0,839095	0,175588
0,933247	0,093927
1,004757	0



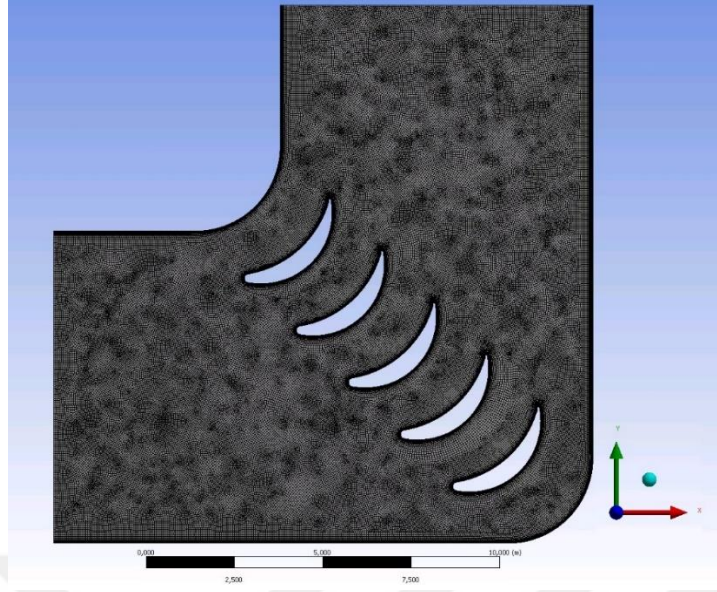
Şekil 6.25. *Vane B profili*

Geometri Oluşturma



Şekil 6.26. *5 adet Vane B profilinin 1. Köşeye yerleştirildiği çizim*

Çözüm Ağı Oluşturma

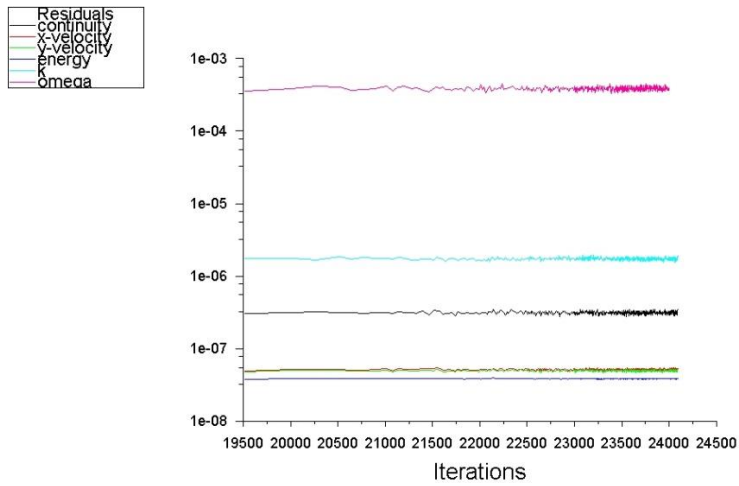


Şekil 6.27. Çözüm ağı

Şekil 6.27’de, Şekil 6.26’da verilen geometri için oluşturulan çözüm ağı verilmiştir.

Çözüm ağı 141970 noktadan oluşmaktadır.

Sayısal Çözüm

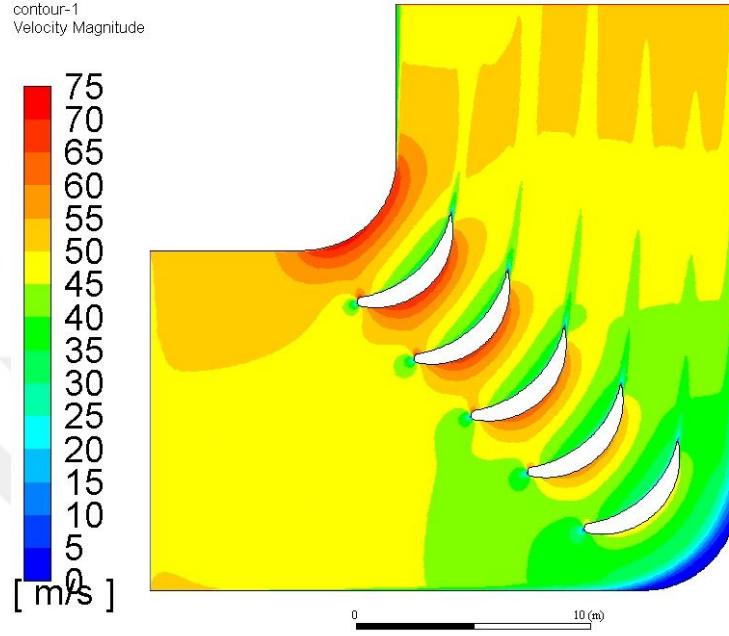


Şekil 6.28. Yakınsama eğrileri

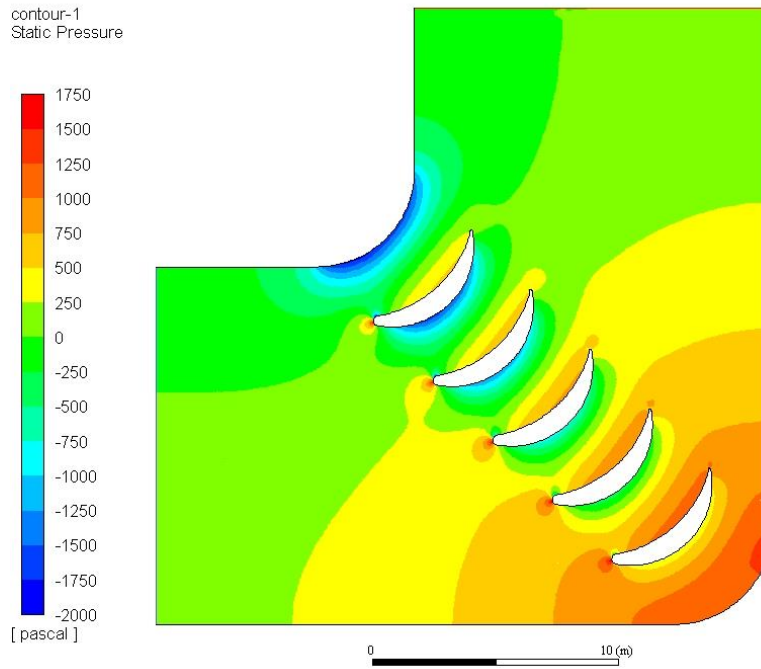
Çözüm sonucunda elde edilen yakınsama eğrileri Şekil 6.21’de verilmiştir. Yakınsama miktarı yaklaşık olarak sabit kalan bir değere ulaşıncaya kadar çözüm sonlandırılmıştır.

Sonuçlar

Yapılan çözüm sonucunda Şekil 6.29 ve Şekil 6.31’de verilen konturlar elde edilmiştir.

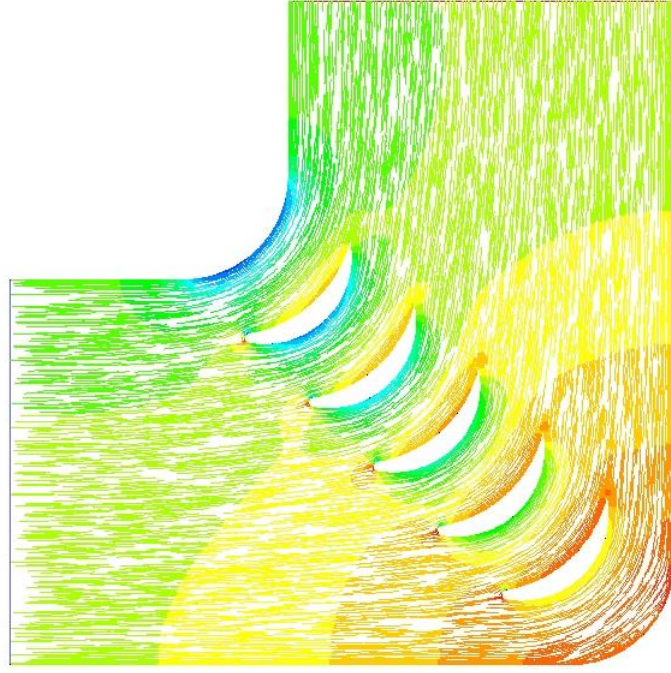
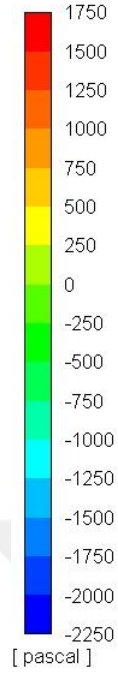


Şekil 6.29. Toplam hız büyüklüğünün dağılım konturu

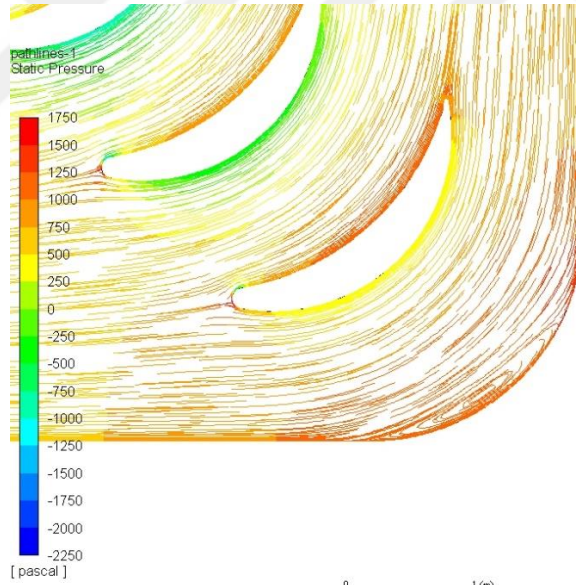


Şekil 6.30. Statik basınç değerlerinin dağılım konturu

pathlines-1
Static Pressure



0 5 (m)



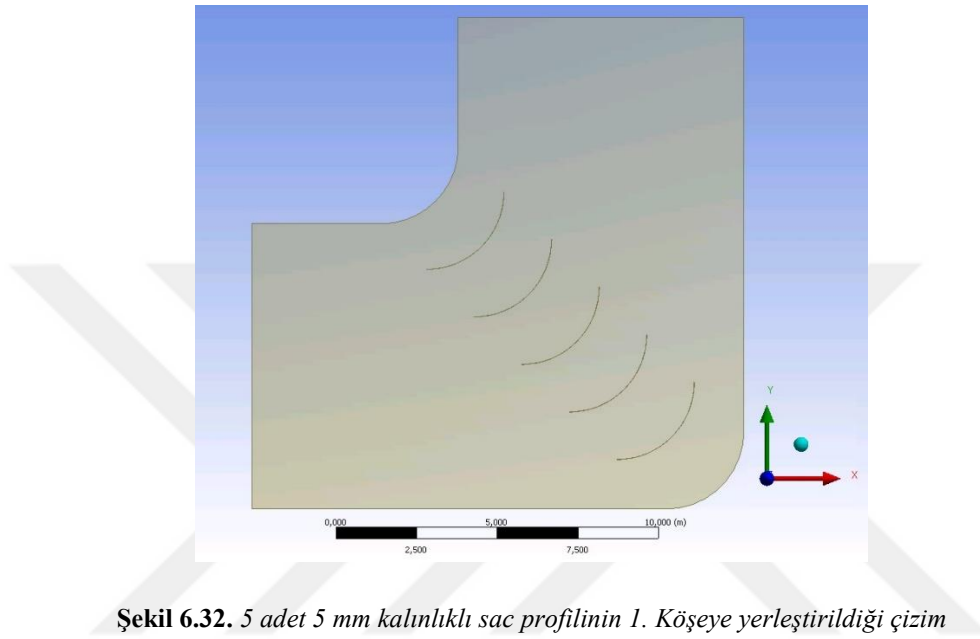
0 1 (m)

Şekil 6.31. Akım çizgileri (statik basınç değerine göre renklendirilmiş)

6.3.6. Eşit Aralıklı 5 Dönüş Kanadı İçin 5 mm Kalınlıklı Sac

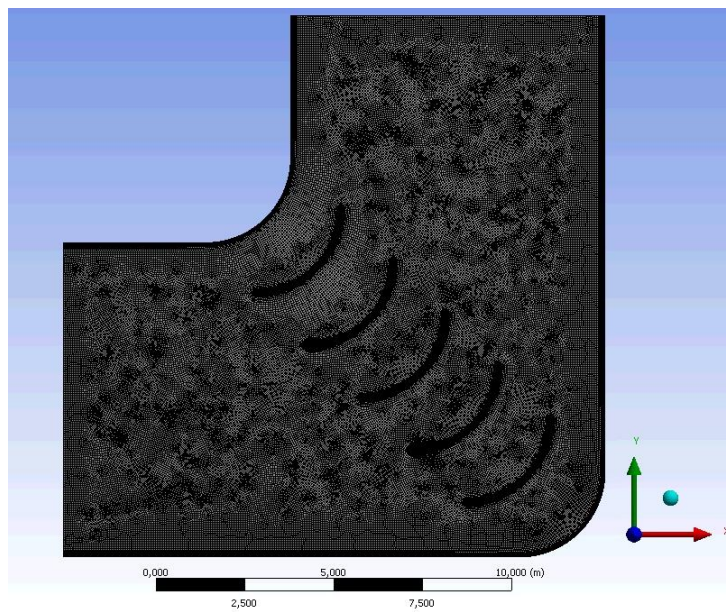
Geometri

Şekil 6.32’te 5 mm kalınlıklı sac profilinin rüzgâr tünelinin 1. Köşesine eşit aralıklarla 5 adet yerleştirildiği çizim verilmiştir.



Şekil 6.32. 5 adet 5 mm kalınlıklı sac profilinin 1. Köşeye yerleştirildiği çizim

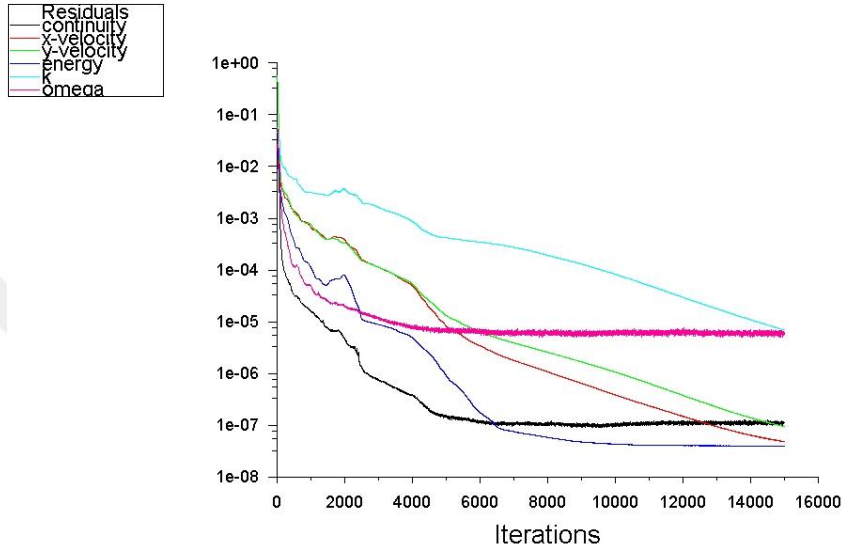
Çözüm Ağı Oluşturma



Şekil 6.33. Çözüm ağı

Şekil 6.33’de Şekil 6.32’de verilen geometri için oluşturulan çözüm ağı verilmiştir. Çözüm ağı 141301 noktadan oluşmaktadır.

Sayısal Çözüm

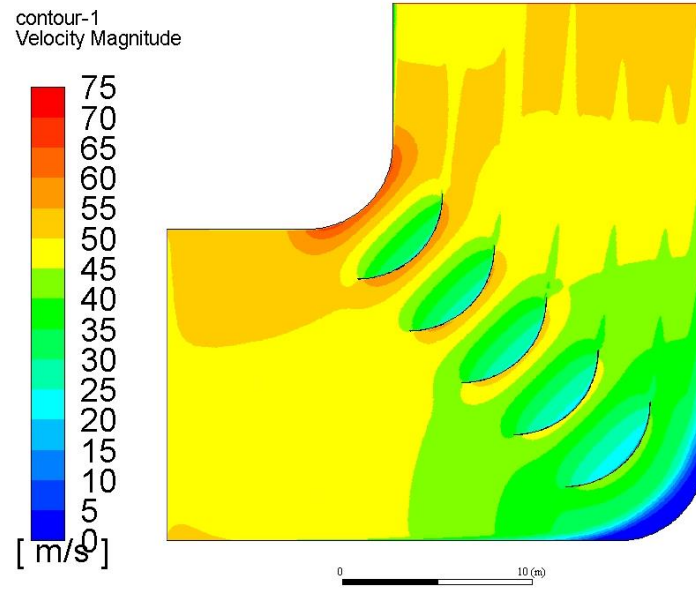


Şekil 6.34. Yakınsama eğrileri

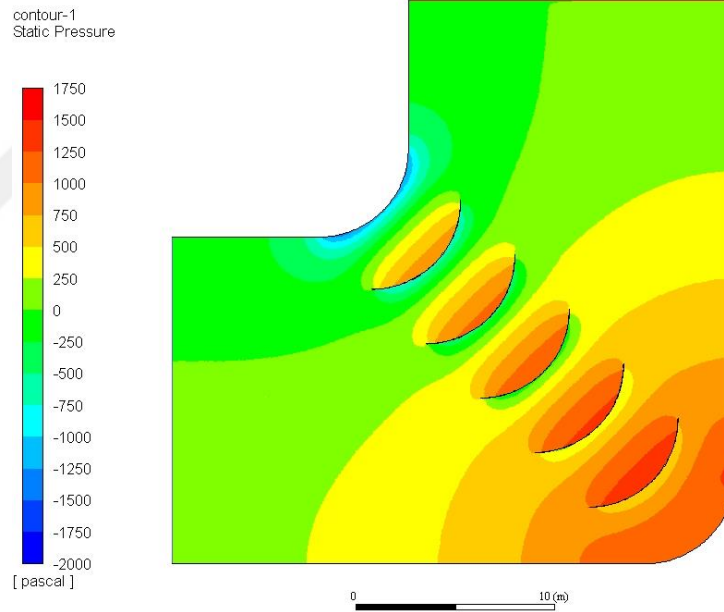
Çözüm sonucunda elde edilen yakınsama eğrileri Şekil 6.34’da verilmiştir. Yakınsama miktarı yaklaşık olarak sabit kalan bir değere ulaştınca çözüm sonlandırılmıştır.

Sonuçlar

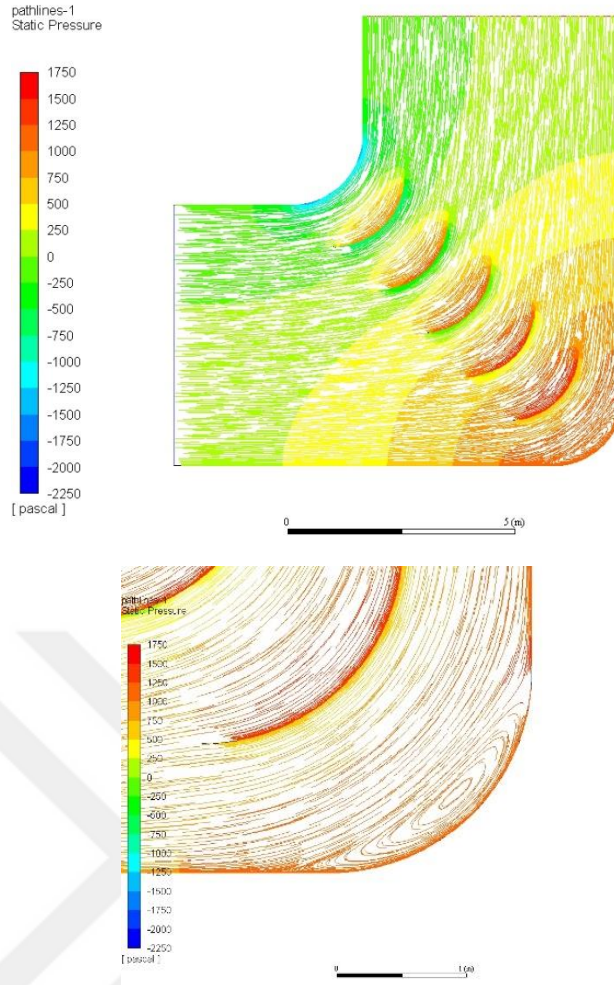
Yapılan çözüm sonucunda Şekil 6.35 – Şekil 6.37’de verilen grafikler elde edilmiştir.



Şekil 6.35. *Toplam hız büyüklüğünün dağılım konturu*



Şekil 6.36. *Statik basınç değerlerinin dağılım konturu*

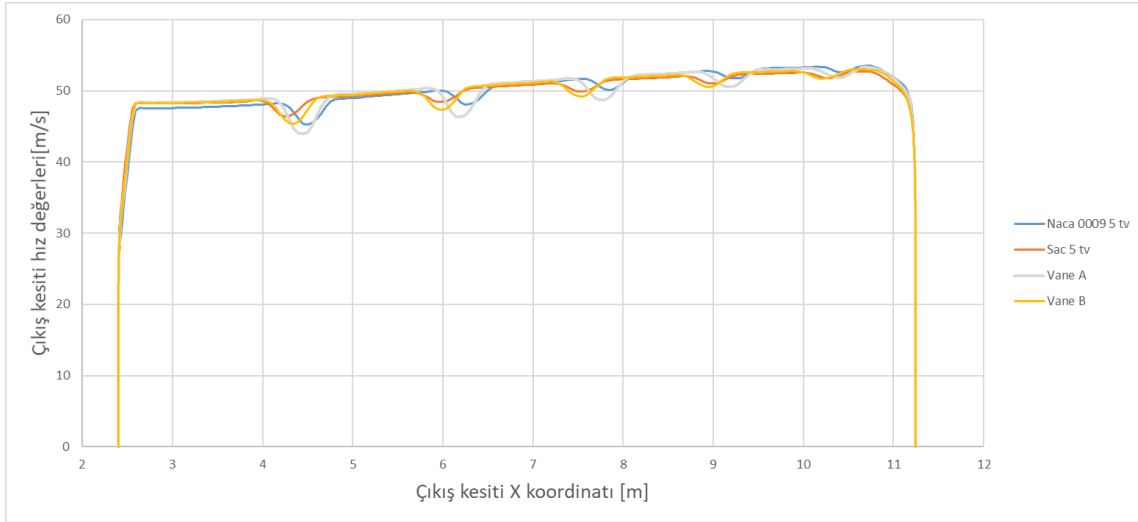


Şekil 6.37. Akım çizgileri (statik basınç değerine göre renklendirilmiş)

6.4. Çıkış Kesiti Hız Profillerinin ve Enerji Kayıplarının Karşılaştırılması

6.4.1. Hız Profillerinin Karşılaştırılması

Yapılan sayısal çözümler sonucu çıkış kesitinde elde edilen hız profilleri Şekil 6.38’de verilmiştir.



Şekil 6.38. Eşit aralıklı 5 dönüş kanadı için çıkış kesitindeki hız profillerinin karşılaştırılması

6.4.2 Enerji Kayıplarının Karşılaştırılması

Bir kesitten geçen birim alan başına kinetik enerji:

$$E_K = 0.5 * \rho * |V|^3 \quad [W/m^2] \quad (4.1)$$

Basınç enerjisi:

$$E_A = P * |V| \quad [W/m^2] \quad (4.2)$$

Mekanik enerji:

$$E_M = (P * |V|) + (0.5 * \rho * |V|^3) \quad [W/m^2] \quad (4.3)$$

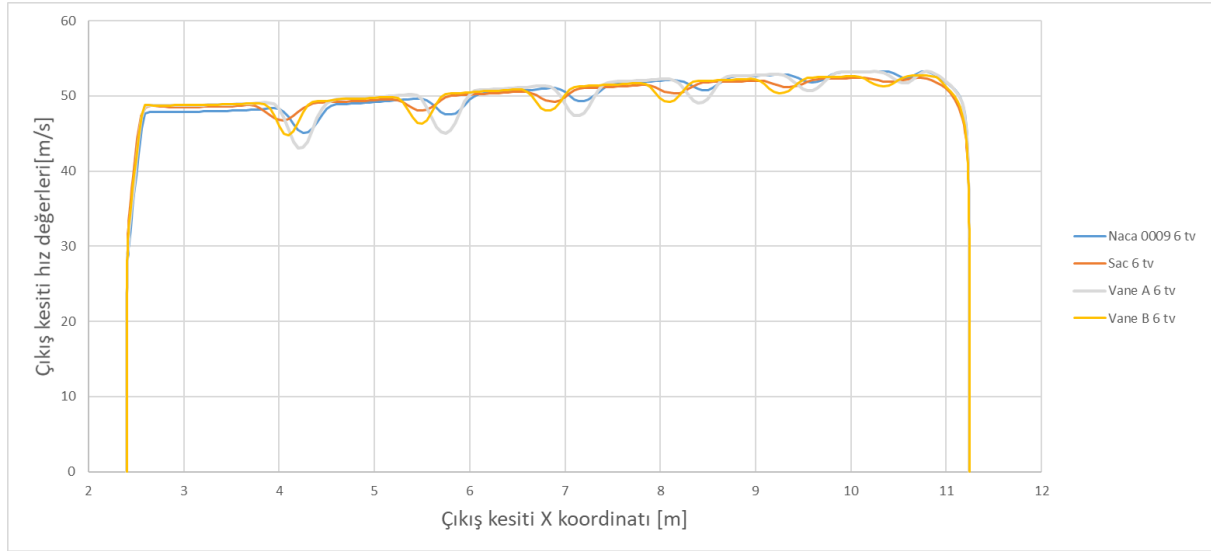
Bu denklemdeki P statik basınç değerini, |V| hız büyüklüğünü, ρ , yoğunluğu göstermektedir. Giriş ve çıkış kesitlerinde enerji değerleri hesaplanarak köşede meydana gelen mekanik enerji kaybı hesaplanmıştır. 5 kanatlı çözümler için farklı kanat geometrilerine ait kayıp değerleri Tablo 6.3 de sunulmuştur.

Tablo 6.3. 5 dönüş kanatlı çözüm için kayıp değerleri

5 dönüş kanatlı çözüm	NACA 0009	VANE A	VANE B	Sac
Basınç enerjisi kaybı [W/m]	-23457	-29843	-24173	-18517
Kinetik enerji kaybı [W/m]	9204	8214	6580	5618
Mekanik enerji kaybı [W/m]	-14252	-21628	-17593	-12899

6.5. Eşit Aralıklı 6 Dönüş Kanadı İçin Yapılan Çözümler

6 kanatlı köşe için çıkış çıkış kesiti hız profilleri Şekil 6.39 da, Enerji kayıpları ise Tablo 6.4 de karşılaştırılmıştır.



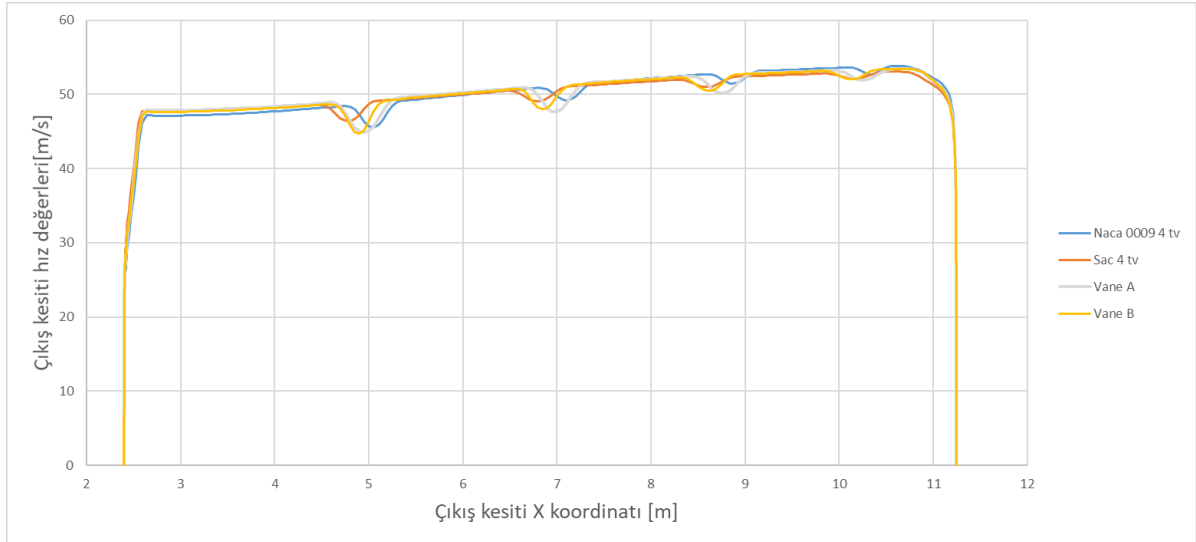
Şekil 6.39. Eşit aralıklı 6 dönüş kanadı için çıkış kesitindeki hız profillerinin karşılaştırılması

Tablo 6.4. 6 dönüş kanatlı çözüm için kayıp değerleri

6 dönüş kanatlı çözüm	NACA 0009	VANE A	VANE B	Sac
Basınç enerjisi kaybı [W/m]	-24267	-34439	-26272	-18583
Kinetik enerji kaybı [W/m]	8157	8116	5556	4881
Mekanik enerji kaybı [W/m]	-16109	-26323	-20715	-13702

6.6. Eşit Aralıklı 4 Dönüş Kanatı İçin Yapılan Çözümler

4 kanatlı köşe için çıkış kesiti hız profilleri Şekil 6.40 da, Enerji kayıpları ise Tablo 6.5 de karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.40. Eşit aralıklı 4 dönüş kanadı için çıkış kesitindeki hız profillerinin karşılaştırılması

Tablo 6.5. 4 dönüş kanatlı çözüm için kayıp değerleri

4 dönüş kanatlı çözüm	NACA 0009	VANE A	VANE B	Sac
Basnc enerjisi kaybı [W/m]	-23369	-26440	-23752	-18849
Kinetik enerji kaybı [W/m]	11091	9303	8761	7168
Mekanik enerji kaybı [W/m]	-12278	-17136	-14991	-11681

Giriş ve çıkış kesitlerinde hesaplanan mekanik enerji değerleri arasındaki fark, ilgili bileşende ortaya çıkan kayıp değerini vermektedir. 1. Köşe için, farklı kanat sayısı ve profillerle gerçekleştirilen 2 boyutlu sayısal çözüm sonucu birim uzunluk başına elde edilen mekanik enerji kayıpları **Tablo 6.6**'de verilmiştir.

Tablo 6.6. 1. Köşe için nümerik olarak birim uzunluk başına hesaplanan kayıplar

Mekanik enerji kaybı	NACA 0009 [W/m]	VANE A [W/m]	VANE B [W/m]	Sac [W/m]
5 dönüş kanatlı	-14252	-21628	-17593	-12899
6 dönüş kanatlı	-16109	-26323	-20715	-13702
4 dönüş kanatlı	-12278	-17136	-14991	-11681

İki boyutlu olarak hesaplanan bu değerlerin 3 boyuta genişletilmesi için, her bir değer, köşenin giriş ve çıkış kesitlerinin uzunluğu olan 8.8442 m değerine bölünüp, 3 boyutlu köşenin giriş ve çıkış kesitlerinin alanı olan 64.8 m² ile çarpılarak (Watt biriminde) **Tablo 6.7** elde edilmiştir. Tablo 6.8 de ise Rüzgâr Tünelinin tüm bileşenleri için ampirik yöntemle [16] elde edilen sonuçlar sunulmaktadır. Ampirik analiz işlemlerinde 1. Köşe için ampirik olarak hesaplanan kayıp enerji miktarı **156816 W** olarak bulunmuştur. Bu değer nümerik sonuçları içeren **Tablo 6.8**'de verilen değerlerle benzerlik göstermektedir.

Tablo 6.7. 1. Köşe için nümerik olarak hesaplanan kayıp değerleri

1. Köşe İçin Nümerik Sonuçlar

Mekanik enerji kaybı	NACA 0009 [W]	VANE A [W]	VANE B [W]	Sac [W]
5 dönüş kanatlı	104422	158464	128901	94508
6 dönüş kanatlı	118027	192864	151775	100392
4 dönüş kanatlı	89958	125552	109836	85584

Tablo 6.8. Tüm bileşenler için ampirik olarak elde edilen kayıp değerleri

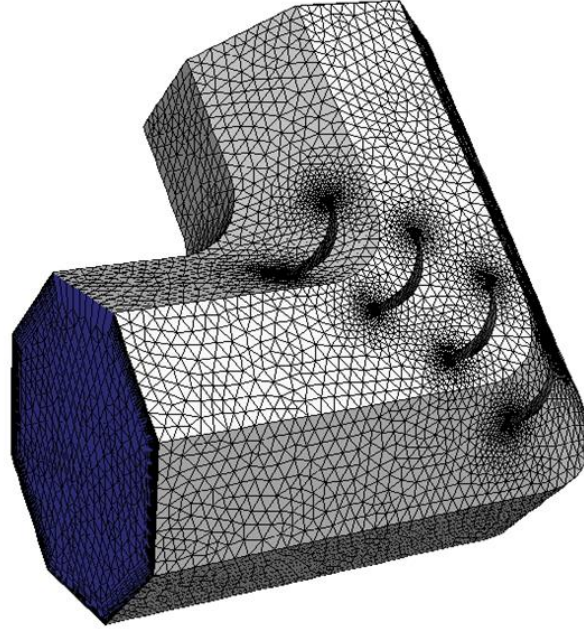
Tüm Bileşenler İçin Ampirik Sonuçlar

Bileşen	K_l	K_{lt}	Δp (Pa)	Kayıp [W]	Toplam Kayıp (%)
Deney odası	0.0199	0.0199	30.1	770528	14.76
1. Difüzör	0.0445	0.0445	67.3	1723040	33.01
1. Köşe	0.1294	0.0324	49	156816	24.04
2. Difüzör	0.0291	0.0073	11	35332	5.42
2. Köşe	0.1318	0.0129	19.5	15316	9.57
3. Difüzör	0.0457	0.0045	6.8	5343	3.34
3. Köşe	0.1357	0.0033	5	494	2.45
4. Difüzör	0.0136	0.0003	0.45	45	0.22
4. Köşe	0.1370	0.0022	3.3	174	1.63
Dinlenme odası	0.0045	0.00007	0	6	0.05
Kolektör	0.4583	0.0074	11.2	587	5.49
Toplam	1.1495	0.1348	203.9	2707682	100

$$E_R = 1 / \sum K_{lt} = 7.42$$

6.7. 3 Boyutlu Çözüm

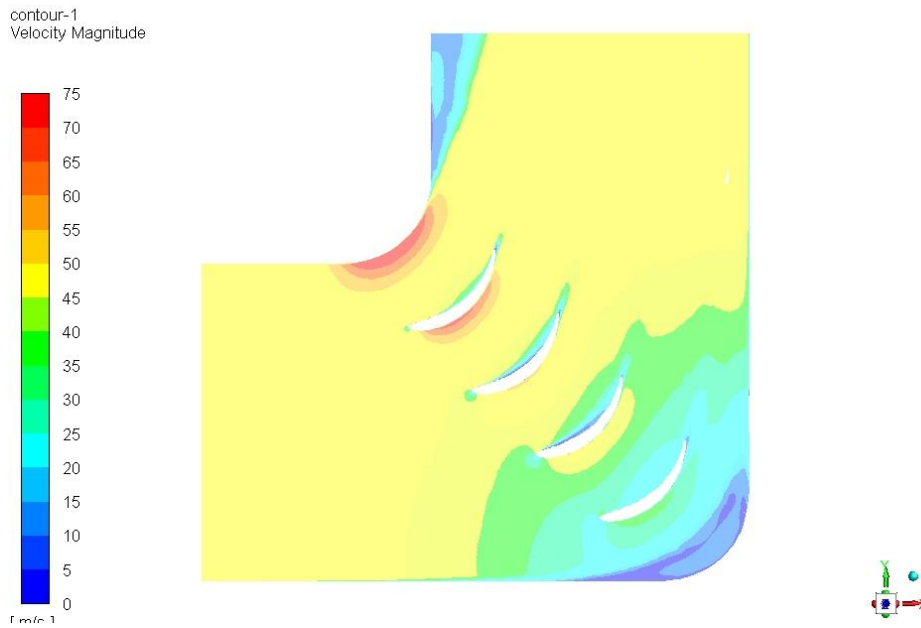
Çalışmanın bu kısmında rüzgâr tünelinin 1. Köşesi için 3 boyutlu çözüm yapılmıştır. Çözüm ağı Şekil 6.41’de verilmiştir.



Şekil 6.41. 1. Köşe için oluşturulan 3 boyutlu çözüm ağı

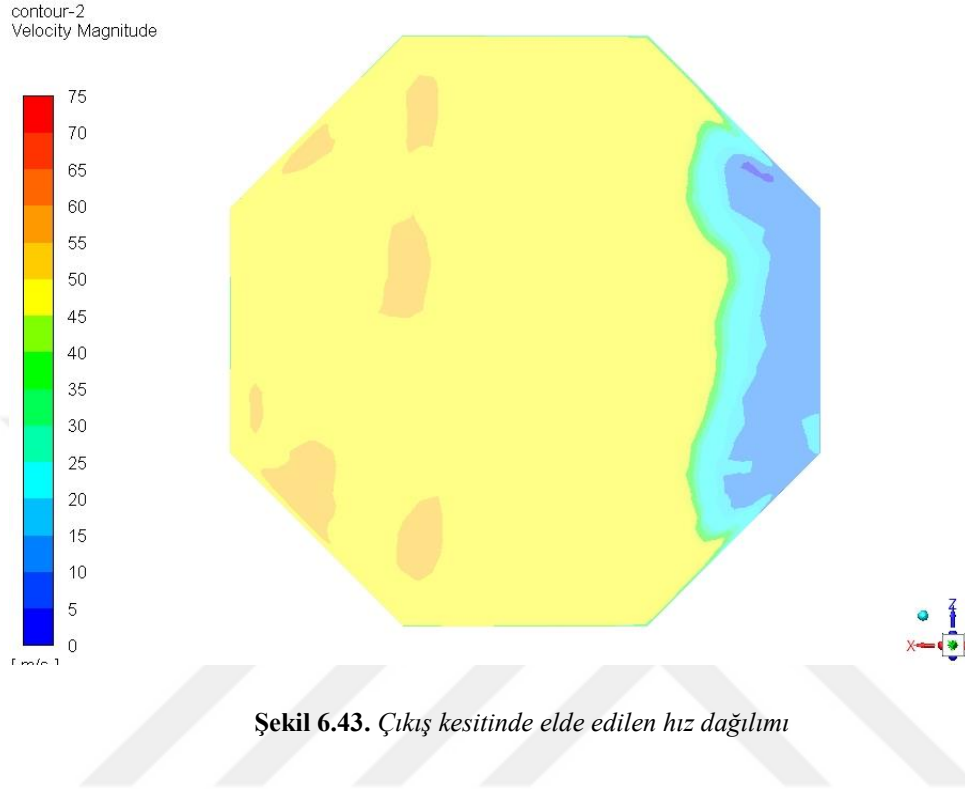
Çözüm ağı 7088800 elemandan oluşmaktadır. y^+ değeri geometri için Ansys programının çözümü gerçekleştirebileceği mümkün olan en küçük değer olarak alınmıştır.

Yapılan çözüm sonucunda simetri düzleminde elde edilen hız dağılımı Şekil 6.42’te verilmiştir.

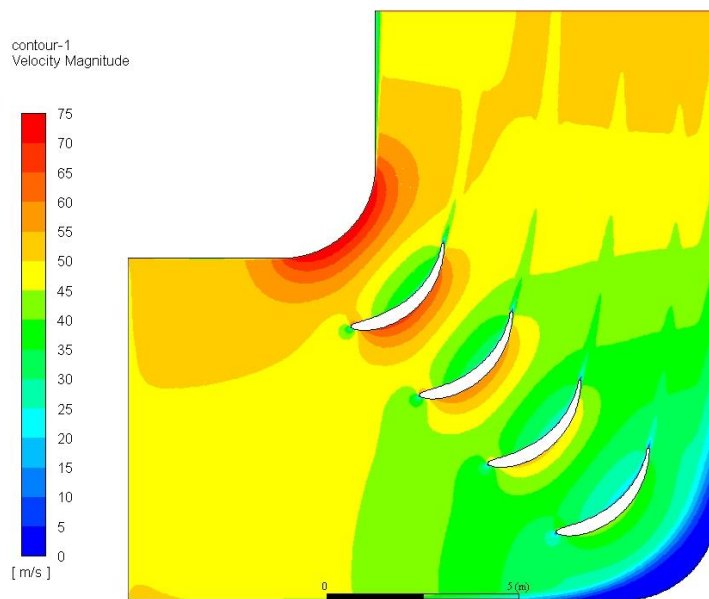


Şekil 6.42. Simetri düzleminde elde edilen hız dağılımı

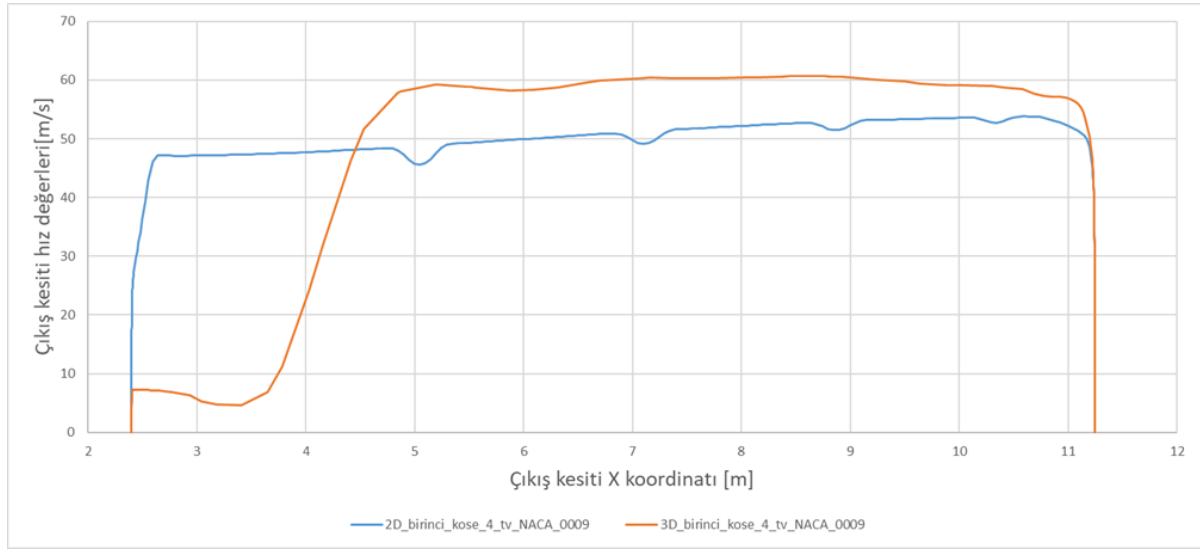
1. köşenin çıkış kesitinde elde edilen hız dağılımı Şekil 6.43'te verilmiştir.



İki boyutlu çözümle elde edilen hız dağılımı, karşılaştırma yapılabilmesi amacıyla Şekil 6.44'te verilmiştir.



2 boyutlu ve 3 boyutlu çözüm için elde edilen çıkış kesiti hız profilleri Şekil 6.45’de verilmiştir.



Şekil 6.45. 2 boyutlu ve 3 boyutlu çözüm için elde edilen çıkış kesiti hız profillerinin karşılaştırılması

Enerji kaybı hesabının 2 boyutlu ve 3 boyutlu çözümler için karşılaştırılması

Tablo 6.9. 2 boyutlu ve 3 boyutlu çözümler için enerji kayıp değerleri

4 dönüş kanatlı çözüm	2 boyutlu çözüm [W/m]	2 boyutlu çözüm [W]	3 boyutlu çözüm [W]
Basnc enerjisi kaybı	-23369	-171220	-2135176
Kinetik enerji kaybı	11091	81261	1774169
Mekanik enerji kaybı	-12278	-89958	-361007

6.8. Katılık (Cascade solidity)

Cascade solidity, kayıplar üzerinde etkili bir parametredir ve kanat veter uzunluğunun kanatlar arasındaki mesafeye oranı olarak tanımlanır:

$$\sigma = c/s \quad (4.4)$$

Bu denklemde c kord uzunluğunu, s knatlar arasındaki mesafeyi ifade etmektedir.

Rüzgar tünelinin birinci köşesi için kanat sayısına göre hesaplanan “Cascade solidity” değerleri Tablo 6.10’da verilmiştir.

Tablo 6.10. *Katılık (Cascade solidity) değerleri*

Kanat sayısı	Cascade solidity
1	6.254
2	4.169
3	3.127
4	2.502
5	2.085
6	1.787

6.9. Direnç katsayısı hesabı

Bir köşenin direnç katsayısı şu şekilde tanımlanmıştır;

$$\zeta = \frac{\Delta p_0}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (4.5)$$

Burada, Δp_0 köşedeki toplam basınç kaybı ve $\frac{1}{2} \rho V^2$ giriş dinamik basıncıdır.

Tablo 6.11. *Her bir çözüm için hesaplanan toplam basınç kaybı değerleri*

Herbir çözüm için hesaplanan toplam basınç kaybı değerleri [Pa]

	Naca 0009			Sac			Vane_A			Vane_B		
	inlet	outlet	fark	inlet	outlet	fark	inlet	outlet	fark	inlet	outlet	fark
4	1584	1542	-42	1573	1538	-35	1591	1540	-51	1585	1539	-46
5	1584	1540	-44	1573	1536	-37	1598	1539	-59	1585	1537	-48
6	1586	1539	-47	1573	1536	-37	1609	1539	-70	1590	1536	-54

Tablo 6.12. *Hesaplanan direnç katsayıları*

Direnç katsayıları				
	Naca 0009	Sac	Vane_A	Vane_B
4	-0,028	-0,02333	-0,034	-0,03067
5	-0,02933	-0,02467	-0,03933	-0,032
6	-0,03133	-0,02467	-0,04667	-0,036

Tablo 6.12’den görüleceği üzere, en düşük direnç katsayısı değeri Sac profilinde ve en yüksek direnç katsayısı değeri Vane A profilinde oluşmuştur.

7. SONUÇ

Bu çalışmada bir rüzgâr tünelinin tasarım çalışması yapılmıştır. Deney odası için maksimum hızın 100 m/s olduğu kapalı devre rüzgâr tüneli için her bir bileşenin geometri özellikleri hesaplanmıştır. Literatürdeki ampirik denklemler kullanılarak mevcut çalışma için her bir bileşende oluşması beklenen enerji kayıp değerleri hesaplanmıştır.

Çalışmanın devamında, rüzgâr tünelinin 1. Köşesi için sayısal analiz hesaplamaları yapılmıştır. Bu işlemler yapılırken köşede kullanılan dönüş profilleri için farklı alternatifler kullanılmıştır. Bu şekilde 1. Köşenin çıkış kesitinde her bir durum için farklı hız profilleri ve basınç dağılımları elde edilmiştir. Her bir durum için ayrıca köşede oluşan enerji kaybı değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler daha önce ampirik olarak hesaplanan kayıp değerleri ile kıyaslanmıştır.

Ayrıca farklı kesitlere sahip profiller ve bu profillerin köşe içinde farklı sayıda kullanımlarının sonucunda hesaplanan kayıp değerleri kıyaslanmıştır. Çıkış kesitinde oluşan hız profilleri ve basınç dağılımları da ayrıca hesaplanmıştır. Bu işlemler sonucunda hangi profil ve dizilimin en uygun değerler ürettiği gözlemlenmiştir. İki boyutlu çözümler ile üç boyutlu çözümler arasında önemli farklar olabileceği görülmüştür.

Bu tez kapsamında önerilen 90 derece eğrilik verilmiş NACA 0009 profilinin daire yayı şeklindeki ince sac profile göre biraz daha fazla kayıplara neden olsa da yuvarlak hücum kenarı nedeni ile gelen akımdaki açı bozukluklarına daha toleranslı olacağı, yapısal açıdan daha dayanıklı olacağı gibi nedenlerle ses altı rüzgâr tünellerinin dönüş köşesi tasarımlarında kullanılabileceği değerlendirilmiştir.

KAYNAKÇA

1. Ankara Rüzgâr Tüneli, Mühendis ve Makina, Cilt 52, Sayı 614, sayfa:65-66, Mart 2011.
2. Baas, Donald D. And Corliss, William R., “Wind Tunnels of NASA”, NASA SP-440, 1981.
3. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/WindTunnel/history.html> “Whirling Arms and the First Wind Tunnels”
4. Design, construction and characterization of a wind tunnel, Chang Ge, New Jersey Institute of Technology, Thesis (2015)
5. D.M. Sykes, A new wind tunnel for industrial aerodynamics, J. Ind. Aerodyn. 2 (1977) 65-78
6. <https://www.ds.mpg.de/history> “History of the Institute”, Max Planck Institute for Fluid Dynamics
7. Goodrich M. and Gorham J., “Wind Tunnels of the Western Hemisphere”, A Report Prepared by the Federal Research Division, Library of Congress, for the Aeronautics and Research Mission Directorate, National Aeronautics and Space Administration, June 2008.
8. Goodrich M. and Gorham J., Ivey Wm. K., Kim S., Lewis, M., Minkus, C. “Wind Tunnels of the Eastern Hemisphere”, A Report Prepared by the Federal Research Division, Library of Congress, for the Aeronautics and Research Mission Directorate, National Aeronautics and Space Administration, June 2008.
9. Jaarsma and Seidel, “The German Dutch Wind Tunnel DNW Design Aspects and Status of Construction”, ICAS 1978
10. <https://llf.dnw.aero/>
11. <https://www.dnw.aero/media-center/downloads/brochures/>
12. Bradshaw, P., Pankhurst, R.C., “The Design of Low Speed Wind Tunnels”, Progress in Aerospace Sciences, volume 5, 1964, Pages 1-69.
13. Bradshaw, P., Mehta, R. D., “Design Rules for Small Wind Tunnels”, The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, November 1979.
14. Pankhurst, R.C, Holder, D. W., “Wind Tunnel Technique”, Sir Isaac Pitman and Sons, 1952.

15. Gorlin, S.M. and Slezinger, I.I. (1966) Wind Tunnels and Their Instrumentation (Translated from Russian by P. Boltiansky), Israel Program for Scientific Translations, 1966.
16. Barlow, J. B., Rae, W. H., Pope, A., "Low Speed Wind Tunnel Testing", John Wiley and Sons, 1999.
17. Zanon, E. S., "Flow Characteristics in Low-Speed Wind Tunnel Contractions: Simulation and Testing", Alexandria University, Alexandria Engineering Journal, 2018, 57, 2265-2277.
18. Kröber, G. (1932) Guide Vanes for Deflecting Fluid Currents with Small Loss of Energy, NACA Technical Memorandum No: 722.
19. Liu, G. (1991) Simple Formulae for Optimal Solidity of Two Dimensional Compressor Cascades Based on Diffusion Concept, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Orlando, FL June 3-6, 1991 (91-GT-308). Also published in: International Journal of Turbo and Jet Engines Vol 10, 127-134, 1993.
20. Bauer, F., Garabedian, P.R. and Korn, D. (1972, 1975, 1977) Supercritical Wing Sections I, II, III, Springer Verlag.
21. Sanz, J. M. (1983) Improved Design of Subcritical and Supercritical Cascades Using Complex Characteristics and Boundary Layer Correction, NASA Contractor Report 168166, May 1983.
22. McFarland, E.R. (1984) A Rapid Blade to Blade Solution for use in Turbomachinery Design, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, No. 2, p: 376-382, April 1984.
23. Moore, R.D., Boldman, D.R., Shyne R.J., Experimental Evaluation of Corner Turning Vanes-Summary, NASA Technical Memorandum 100143, 1987
24. Lindgren, B., Österlund, L., Johansson, A.V. (1998) Measurement and Calculation of Guide Vane Performance in Expanding Bends for Wind-Tunnels, Experiments in Fluids 24, p:265-272.
25. Metni, N.A., Arlitt, M. (2018) European Patent Specification, EP 2 524 199 B1, 02.05.2018, Bulletin 2018/18.
26. https://en.wikipedia.org/wiki/Computational_fluid_dynamics
27. https://en.wikipedia.org/wiki/Lewis_Fry_Richardson
28. Lynch, P. "The origins of computer weather prediction and climate modeling" Journal of Computational Physics 227 (2008) 3431–3444.
29. Hess, J.L.; A.M.O. Smith (1967). "Calculation of Potential Flow About Arbitrary Bodies". Progress in Aerospace Sciences. 8: 1–138.

30. Jameson, A., Schmidt, W. and Turkel, E., "Numerical Solution of the Euler Equations by Finite Volume Methods Using Runge-Kutta Time-Stepping Schemes," AIAA paper 81-1259, presented at the AIAA 14th Fluid and Plasma Dynamics Conference, Palo Alto California, 1981.
31. Beam, R. and Warming, R. F. An Implicit Finite-Difference Algorithm for Hyperbolic Systems in Conservation Law Form, J. Comp. Phys., Vol. 22 1976, pp. 87-110
32. Steger, J. L. Implicit Finite Difference Simulation of Flow About Arbitrary Geometries with Application to Airfoils, AIAA Paper 77-665, 1977
33. Pulliam, T. H. and Steger, J. L. Implicit Finite- Difference Simulations of Three Dimensional Compressible Flow, AIAA J Vol. 18 1980 page 159
34. Pulliam, T.H., "Solution Methods In Computational Fluid Dynamics", NASA AMES Research Center, January 1986.
35. Reynolds, O., "On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion", Proceedings of the Royal Society of London Vol. 56 (1894), pp. 40-45 (6 pages) Published By: Royal Society
36. Baldwin, B. S. and Lomax, H. (1978), "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows", AIAA Paper 78-257.
37. Wilcox, D.C. (1988) Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. AIAA Journal, 26, 1299-1310.
38. Menter, F. (1994) Two Equation Eddy-Viscosity Turbulence Modeling for Engineering Applications. AIAA Journal, 32, 1598-1605.
39. Hoffmann K. A., Chiang S. T., "Computational Fluid Dynamics", Fourth Edition, Volume I, II, III, A Publication of the Engineering Education System, August 2000.
40. MacCormack, Robert W., Numerical Computation of Compressible and Viscous Flow, AIAA Education Series, 2014.
41. ANSYS Fluent Theory Guide, Release 15, November 2013.
42. <http://www.sage.tubitak.gov.tr/tr/hizmetlerimiz/ruzgar-tuneli-test-hizmetleri-0>
43. <https://aerodynamics.ruag.com/en/aerodynamics/aerospace-wind-tunnel>
44. https://www.nrc-cnrc.gc.ca/eng/solutions/facilities/wind_tunnel/nine_metre.html
45. http://www.eswirp.eu/PDF/WP2.4_LLF%20datasheet.pdf
46. Von Karman, T., "Turbulence and Skin Friction", J.Ae.S., vol. 13, p. 587 (1946)
47. Schetz J.A., "Boundary Layer Analysis", Prentice Hall, 1993
48. Archambaud, Goodyer, Han, Holst, Le Sant, Lewis, Rozendal, Shadbolt, Smith, "Adaptive Wall Wind Tunnels", Garteur AD/AG18 TP132, April 2003.

49. Schaier, E.T., “Experiments in a Three Dimensional Adaptive Wall Wind Tunnel”, NASA TP 2210, September 1983.
50. Hernandez, Lopez, Jarzabek, Perales, Wu, Xiaoxiao, “Design Methodology for a Quick and Low-Cost Wind Tunnel” http://cdn.intechopen.com/pdfs/42327/intech-design_methodology_for_a_quick_and_low_cost_wind_tunnel.pdf
51. Yi-Huan Kao, Zhou-Wei Jiang, and Sheng-Cyuan Fang, “A Computational Simulation Study of Fluid Mechanics of Low-Speed Wind Tunnel Contractions”, Fluids 2017, volume 2 issue2, 23; <https://doi.org/10.3390/fluids2020023>
52. [Moore, R.D., Boldman, D. R., Shyne, R. J., “Experimental Evaluation of Two Turning Vane Designs for High-Speed Corner of 0.1 Scale Model of NASA Lewis Research Center’s Proposed Altitude Wind Tunnel”, NASA Technical Paper 2570, April 1986, NASA TP-2570.](#)
53. [https://en.wikipedia.org/wiki/K%E2%80%93omega_turbulence_model#Standard_\(Wilcox\)_k%E2%80%93omega_turbulence_model_\[1\]](https://en.wikipedia.org/wiki/K%E2%80%93omega_turbulence_model#Standard_(Wilcox)_k%E2%80%93omega_turbulence_model_[1]).
54. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node238.htm>
55. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node361.htm>
56. <http://mathworld.wolfram.com/RegularPolygon.html>
57. Passmore, G.J.M. and Render, P., “Design Methodology and Performance of an Indraft Wind Tunnel”, The Aeronautical Journal, September 2004, 465-473.
58. Passmore, G.J.M. and Render, P., “Design and Performance of thin, circular arc, Wind-Tunnel Turning Vanes”, The Aeronautical Journal, February 2007, 115-118.
59. <https://www.simscale.com/docs/simulation-setup/global-settings/k-omega-sst/>
60. <https://ruzgem.metu.edu.tr/deneysel-aerodinamik-laboratuvari#WTC5>
61. Perçin, M., Uzol, O. 2019. “ODTÜ-Rüzgem Büyük Rüzgar Tüneli”, Mühendis ve Makine Dergisi, 2019 Test ve Simülasyon Özel Sayı, s. 47-51.
62. <https://www.tusas.com/medya-merkezi/haberler/tusas-avrupa-nin-2-nci-buyuk-tesisinin-yapimina-basladi>
63. Özkişi, Şinasi, “Dönel Cisimler Etrafındaki Akım Alanının İncelenmesi”, İTÜ Makina Fakültesi MMLS Diploma Tezi, Şubat 1980.
64. Kavsaoglu, Mehmet Ş., “Dönel Cisimler Etrafındaki Akım Alanının İncelenmesi”, İTÜ Makina Fakültesi MMLS Diploma Tezi, Ocak 1981.

65. Atlı, Veysel, “Havacılıkta kullanılan bazı eksenel simetrik cisimlerin aerodinamik karakteristiklerinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi”, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 1984 (YÖK Tez No: 2220).
66. Yükselen, Adil M., “Tandem Halde Bir Kanat Pofilinin Taşıma ve Yunuslama Karakteristiklerinin İncelenmesi”, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kasım 1987 (YÖK Tez No: 14035).
67. Kona, Gürsel, “İTÜ 80x110 cm² kesitli rüzgâr tünelinin akım kalitesi üzerinde sınır tabaka etkileri” İTÜ Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Bitirme Tezi, 1987.
68. Kavsaoğlu, Mehmet Ş., “Bir Tünelde Hız Dağılımının Tayini”, İTÜ Makina Fakültesi Bitirme Ödevi, Mart 1979.
69. Erim, M. Zeki, Atlı, Veysel, Kavsoğlu, Mehmet Ş., “Ses Altı Hava Tünelleri”, İTÜ Makina Fakültesi, Uçak Elemanları ve Motorları Kürsüsü Raporu, 1979.
70. <http://eskiweb.uubf.itu.edu.tr/ara%C5%9Firma/laboratuvarlar/trisonik-ara%C5%9Ft%C4%B1rma-laboratuvar%C4%B1>
71. Gülaçtı, B., Sevinç, E., Yükselen M. A., Erim, M. Z., “Aerodynamic Force and Moment Measurements of Axial-Symmetric Models in İTÜ 150*150 mm Trisonic Wind Tunnel”, AIA 98, Proceedings of the 2nd Ankara International Aerospace Conference, 9-11 September 1998, Ankara, Turkey, pp. 165-169.
72. Gülaçtı B., “İTÜ 150 * 150 mm Trisonik Rüzgâr Tüneli Kalibrasyonu ve Bazı Deneyler”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 1988.
73. Elbay, M.K., “İTÜ 150 * 150 mm Trisonik Rüzgâr Tünelinin Çalıştırma Kalibrasyonu, Yazılımı ve Bir Uygulama”, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2001 (YÖK Tez No: 112242).
74. Fenercioğlu I., “An Experimental Investigation of aerodynamics characteristics of a high speed projectile with a forward facing cavity”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Uzay Mühendisliği, 2002 (YÖK Tez No: 127035).
75. Acar M., Atlı, V., “Calibration Procedure of the Three-Component Sting Type Balance for the Investigation of Cone Flow at a Supersonic Mach Number”, Proceedings of 3rd International Symposium on Strain Gauge Balances, Darmstadt, Germany, 2002.
76. Sayın A., Yüceil, K.B., Çetiner-Yıldırım, O., “Determination of Transonic Flow Properties of a Trisonic Wind Tunnel For Its Use in Missile Aerodynamics”, Proceedings of 7th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualisation, Sorrento-Italy, 2003.

77. Sayın, A., “Determination of Transonic Flow Properties of ITU Trisonic Wind Tunnel”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mayıs 2004 (YÖK Tez No: 151403)
78. Çete, A. R., “Sanayide Rüzgâr Tüneli Girişimleri”, Mühendis ve Makina, Ocak 2020.
79. http://yozmen.ktu.edu.tr/deney_duzenekleri.html
80. http://ecas.eskisehir.edu.tr/birimler_laboratuvarlar_aerodinamik.html
81. umak.cu.edu.tr/storage/Özgeçmişler/Beşir%20Şahin.pdf
82. An experimental investigation of laminar separation bubble formation on flexible membrane wing Demir H., Genç, M.S. EUROPEAN JOURNAL OF MECHANICS B-FLUIDS, cilt.65, ss.326-338,2017
83. Kestel, K., Ramazanlı, B., & Yavuz, M. M., "*Control of flow structure over a non-slender delta wing using passive bleeding* ", Aerospace Science and Technology, Vol. 106, (2020), doi:10.1016/j.ast.2020.106136
84. Baydur M. Z., Memur, E., “Açık Devreli Emişli Tip Ses Altı Rüzgar Tüneli Tasarım ve İmalatı”, Anadolu Üniversitesi, Sivil Havacılık Yüksekokulu Bitirme Tezi (HYO 410 Uçak Gövde Motor Bakım Uygulamaları Dersi Raporu), Ocak 2013.

EKLER

EK-A

Kolektör Eğrisi Polinomlarının Katsayılarının Elde Edilmesi

Eğrinin $x = 0$ 'dan $x = L_i$ noktasına kadar olan kısmı için

$$r = a_1 + b_1x + c_1x^2 + d_1x^3 \quad (1)$$

ve $x = L_i$ 'den $x = L$ noktasına kadar olan kısmı için

$$r = A_2 + B_2(x - L_i) + C_2(x - L_i)^2 + D_2(x - L_i)^3 \quad (2)$$

denklemleri tanımlanmaktadır. Bu denklemlerin katsayıları aşağıdaki verilen işlemlerle belirlenir.

Eğrinin $x = 0$ 'dan $x = L_i$ noktasına kadar olan kısmına ait polinomun katsayılarının elde edilmesi

Koşullar:

- 1) $x = 0, y = R_1$
- 2) $x = 0, \frac{dy}{dx} = 0$
- 3) $x = L_i, y = R_i$
- 4) $x = L_i, \frac{dy}{dx} = m_i$

1. koşul kullanılarak;

$$R_1 = a_1 + b_1 \times 0 + c_1 \times 0^2 + d_1 \times 0^3$$

$$a_1 = r_1$$

bulunur. 2. koşul kullanılarak;

$$\frac{dy}{dx} = b_1 + 2c_1x + 3d_1x^2 \quad (3)$$

$$0 = b_1 + 2c_1 \times 0 + 3d_1 \times 0^2$$

$$b_1 = 0$$

bulunur. 3. koşul kullanılarak;

$$r_i = r_1 + 0 \times L_i + c_1 L_i^2 + d_1 L_i^3$$

$$L_i^2 c_1 + L_i^3 d_1 = r_i - r_1 \quad (4)$$

denklemini bulunur. 4. koşul kullanılarak;

$$m_i = 0 + 2c_1 L_i + 3d_1 L_i^2$$

$$2L_i c_1 + 3L_i^2 d_1 = m_i \quad (5)$$

denklemini bulunur.

(4) no'lu denklem 2 ile, (5) no'lu denklem L_i ile çarpılarak bu iki denklem toplandığında

$$-d_1 L_i^3 = 2(r_i - r_1) - m_i L_i$$

$$d_1 = \frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^3}$$

elde edilir. Bu ifade (5) no'lu denklemde yerine yazılırsa

$$2L_i c_1 + 3L_i^2 \frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^3} = m_i$$

$$2L_i c_1 = m_i - 3 \frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i}$$

$$c_1 = \frac{m_i}{2L_i} - \frac{3}{2} \left(\frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^2} \right)$$

elde edilir. Bu katsayılar kullanılarak eğrinin ilk kısmı için;

$$y = R_1 + \left(\frac{m_i}{2L_i} - \frac{3}{2} \left(\frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^2} \right) \right) x^2 + \left(\frac{m_i L_i - 2(r_i - r_1)}{L_i^3} \right) x^3 \quad (6)$$

denklemini elde edilir.

Eğrinin $x = L_i$ den $x = L$ noktasına kadar olan kısmına ait polinomun katsayılarının elde edilmesi

Koşullar:

$$1) \quad x = L_i, \quad X = 0, \quad r = r_i$$

- 2) $x = L_i, \quad X = 0, \quad \frac{dr}{dx} = m_i$
 3) $x = L, \quad X = L - L_i, \quad r = r_2$
 4) $x = L, \quad X = L - L_i, \quad \frac{dr}{dx} = 0$

1. koşul kullanılarak;

$$r_i = A_2 + B_2 \times 0 + C_2 \times 0^2 + D_2 \times 0^3$$

$$A = r_i$$

bulunur. 2. koşul kullanılarak;

$$\frac{dr}{dx} = B_2 + 2C_2X + 3D_2X^2 \quad (7)$$

$$m_i = B_2 + 2C_2 \times 0 + 3D_2 \times 0^2$$

$$B_2 = m_i$$

bulunur. 3. koşul kullanılarak;

$$r_2 = r_i + m_i(L - L_i) + C_2(L - L_i)^2 + D_2(L - L_i)^3$$

$$C_2(L - L_i)^2 + D_2(L - L_i)^3 = r_2 - r_i - m_i(L - L_i) \quad (8)$$

denklemini bulunur. 4. koşul kullanılarak;

$$0 = m_i + m_i(L - L_i) + 2C_2(L - L_i) + 3D_2(L - L_i)^2$$

$$2C_2(L - L_i) + 3D_2(L - L_i)^2 = -m_i \quad (9)$$

denklemini bulunur. (8) no'lu denklem (-2) ile, (9) no'lu denklem $(L - L_i)$ ile çarpılarak bu iki denklem toplandığında

$$D_2(L - L_i)^3 = -2(r_2 - r_i) + m_i(L - L_i)$$

$$D_2 = \frac{-2(r_2 - r_i) + m_i(L - L_i)}{(L - L_i)^3}$$

elde edilir. Bu ifade (9) no'lu denklemde yerine yazılırsa;

$$C_2 = -\frac{3}{2} \left(\frac{-2(r_2 - r_i) + m_i(L - L_i)}{(L - L_i)^2} \right) - \frac{m_i}{2(L - L_i)}$$

Bu katsayılar kullanılarak eğrinin ikinci kısmı için;

$$\begin{aligned}
y = r_i + m_i(x - L_i) + \left(-\frac{3}{2} \left(\frac{-2(r_2 - r_i) + m_i(L - L_i)}{(L - L_i)^2} \right) - \frac{m_i}{2(L - L_i)} \right) (x - L_i)^2 \\
+ \left(\frac{-2(r_2 - r_i) + m_i(L - L_i)}{(L - L_i)^3} \right) (x - L_i)^3
\end{aligned} \tag{10}$$

denklemleri elde edilir.



EK-B

Kolektör Eğrisini Hesaplayan Fortran Programı

C THIS PROGRAM CALCULATES A RECTANGULAR CROSS SECTION WIND
TUNNEL CONTRACTION

c PARAMETER(N=101)

c REAL R(N),AREA(N),AREAP(N), AREAPP(N), RP(N),RPP(N)

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

REAL*8 L,LI,LIND,MI

OPEN(2,FILE='CONTRAC.TXT',STATUS='UNKNOWN')

PI=4.0*atan(1.0)

write(2,*) pi

C ENTER THE REQUIRED INPUT PARAMETERS (Total of 7)

C1 ENTER THE LONG SIDE OF EXIT CROSS SECTION (m)

du1=7

C2 ENTER THE SHORT SIDE OF EXIT CROSS SECTION (m)

dk1=5

C3 Enter INLET TO EXIT AREA RATIO

AR=8.0

C4 ENTER THE CONTRACTION APEX ANGLE (deg)

ALPHA=30

ALP=ALPHA*PI/180.

C5 ENTER THE NONDIMENSIONAL COORDINATE OF INFLECTION POINT wrt
CONTRACTION LENGTH

LIND=0.5

C6 ENTER (r1+r2)/ri

RIDIV=2.4

C7 ENTER THE TANGENT ANGLE AT INFLECTION POINT (deg)

THETA=25.

TET=THETA*PI/180.

C CALCULATE THE RATIO OF LONG SIDE TO SHORT SIDE

$$\text{oran}=\text{du1}/\text{dk1}$$

C CALCULATE THE SLOPE OF THE INFLECTION POINT

$$\text{mi}=\tan(\text{TET})$$

C CALCULATE EXIT AREA

$$\text{A1}=\text{du1}*\text{dk1}$$

C CALCULATE EXIT PERIMETER

$$\text{P1}=2*(\text{du1}+\text{dk1})$$

CALCULATE EXIT HYDRAULIC DIAMETER

$$\text{d1}=4*\text{A1}/\text{P1}$$

CALCULATE EXIT HYDRAULIC RADIUS

$$\text{r1}=\text{d1}/2.$$

C CALCULATE INLET AREA

$$\text{A2}=\text{A1}*\text{AR}$$

C CALCULATE THE LONG SIDE OF INLET

$$\text{du2}=\text{du1}*\sqrt{\text{AR}}$$

C CALCULATE THE SHORT SIDE OF INLET

$$\text{dk2}=\text{dk1}*\sqrt{\text{AR}}$$

CALCULATE INLET PERIMETER

$$\text{P2}=2*(\text{du2}+\text{dk2})$$

CALCULATE INLET HYDRAULIC DIAMETER

$$\text{d2}=4*\text{A2}/\text{P2}$$

CALCULATE INLET HYDRAULIC RADIUS

$$\text{r2}=\text{d2}/2$$

CALCULATE CONTRACTION LENGTH

$$\text{L}=(\text{r2}-\text{r1})/\tan(\text{ALP}/2.)$$

CALCULATE THE x COORDINATE of INFLECTION POINT

$$\text{LI}=\text{L}*\text{LIND}$$

C CALCULATE THE r COORDINATE OF INFLECTION POINT

$$\text{ri}=(\text{r1}+\text{r2})/\text{RIDIV}$$

```
write(2,*) ri
```

```
C CALCULATE THE COEFFICIENTS OF THE FIRST POLYNOMIAL FOR 0 <= x  
<= LI
```

```
a1=r1
```

```
b1=0.0
```

```
c1=mi/(2*LI)-1.5*(mi*LI-2.*(ri-r1))/(LI*LI)
```

```
d1=(mi*LI-2*(ri-r1))/(LI**3)
```

```
C CALCULATE THE COEFFICIENTS OF THE SECOND POLYNOMIAL FOR LI <=  
x <= L
```

```
A2=ri
```

```
B2=mi
```

```
C2=-1.5*((-2*(r2-ri)+mi*(L-LI))/(L-LI)**2)-mi/(2.0*(L-LI))
```

```
D2=(-2*(r2-ri)+mi*(L-LI))/(L-LI)**3
```

```
C ENTER NUMBER OF OUTPUT POINTS ALONG THE THE CONTRACTION
```

```
NTOT=100
```

```
C CALCULATE THE NUMBER OF POINTS FOR FIRST AND SECOND  
POLYNOMIALS
```

```
N1oN2=LI/(L-LI)
```

```
N2=NTOT/(1+N1oN2)
```

```
N1=NTOT-N2
```

```
write(2,*) N1,N2,NTOT
```

```
dx=LI/N1
```

```
x=0.0
```

```
r=r1
```

```
rk1=dk1/2.
```

```
ru1=du1/2.
```

```
write(2,200) x,r,rk1,ru1
```

```
DO I=1,N1-1
```

```
x=x+dx
```

```
r=a1+b1*x+c1*x**2+d1*x**3
```

```
rk=r*(1+oran)/(2*oran)
```

```

ru=oran*rk
write(2,200)x,r,rk,ru
ENDDO

```

```

dx=(L-LI)/N2
x=LI
r=a1+b1*x+c1*x**2+d1*x**3
rk=r*(1+oran)/(2*oran)
ru=oran*rk
write(2,200)x,r,rk,ru

```

```

DO I=1,N2-1
x=x+dx
r=A2+B2*(x-LI)+C2*(x-LI)**2+D2*(x-LI)**3
rk=r*(1+oran)/(2.*oran)
ru=oran*rk
write(2,200)x,r,rk,ru
ENDDO

```

```

x=L
r=r2
rk=dk2/2
ru=du2/2

write(2,200)x,r,rk,ru

```

```

c 100 FORMAT(/,1X,' TIME[sec]  MASS[kg]  P[N/m^2]  ds[J/(kgK)]
c   &s[J/(kgK)] QDOT[kw]  Q[kJ]  ',/)
200 FORMAT(4(2X,F9.4))
STOP
END

```

x [m]	r [m]	r _k [m]	r _u [m]
0.0000	2.9167	2.5000	3.5000
0.1990	2.9169	2.5002	3.5003

0.3981	2.9176	2.5008	3.5012
0.5971	2.9190	2.5020	3.5028
0.7961	2.9209	2.5036	3.5051
0.9951	2.9235	2.5059	3.5082
1.1942	2.9269	2.5087	3.5122
1.3932	2.9310	2.5123	3.5172
1.5922	2.9360	2.5166	3.5232
1.7912	2.9419	2.5216	3.5302
1.9903	2.9487	2.5275	3.5385
2.1893	2.9566	2.5342	3.5479
2.3883	2.9655	2.5419	3.5586
2.5874	2.9756	2.5505	3.5707
2.7864	2.9868	2.5601	3.5842
2.9854	2.9993	2.5708	3.5991
3.1844	3.0131	2.5826	3.6157
3.3835	3.0282	2.5956	3.6338
3.5825	3.0447	2.6098	3.6537
3.7815	3.0627	2.6252	3.6753
3.9805	3.0822	2.6419	3.6987
4.1796	3.1033	2.6600	3.7240
4.3786	3.1261	2.6795	3.7513
4.5776	3.1505	2.7004	3.7806
4.7766	3.1766	2.7228	3.8120
4.9757	3.2046	2.7468	3.8455
5.1747	3.2344	2.7723	3.8813
5.3737	3.2661	2.7995	3.9193
5.5728	3.2998	2.8284	3.9598
5.7718	3.3355	2.8590	4.0026
5.9708	3.3733	2.8914	4.0480
6.1698	3.4133	2.9257	4.0959
6.3689	3.4554	2.9618	4.1465
6.5679	3.4998	2.9998	4.1997
6.7669	3.5465	3.0398	4.2558
6.9659	3.5955	3.0819	4.3146
7.1650	3.6470	3.1260	4.3764

7.3640	3.7009	3.1722	4.4411
7.5630	3.7574	3.2206	4.5088
7.7621	3.8164	3.2712	4.5797
7.9611	3.8781	3.3241	4.6537
8.1601	3.9425	3.3793	4.7310
8.3591	4.0096	3.4368	4.8115
8.5582	4.0796	3.4968	4.8955
8.7572	4.1524	3.5592	4.9829
8.9562	4.2281	3.6241	5.0737
9.1552	4.3068	3.6916	5.1682
9.3543	4.3886	3.7616	5.2663
9.5533	4.4734	3.8344	5.3681
9.7523	4.5614	3.9098	5.4737
9.9513	4.6526	3.9879	5.5831
10.1504	4.7460	4.0680	5.6952
10.3494	4.8405	4.1490	5.8086
10.5484	4.9359	4.2308	5.9231
10.7475	5.0322	4.3133	6.0386
10.9465	5.1292	4.3964	6.1550
11.1455	5.2268	4.4801	6.2721
11.3445	5.3248	4.5642	6.3898
11.5436	5.4233	4.6485	6.5079
11.7426	5.5219	4.7331	6.6263
11.9416	5.6207	4.8177	6.7448
12.1406	5.7194	4.9023	6.8633
12.3397	5.8180	4.9868	6.9816
12.5387	5.9163	5.0711	7.0996
12.7377	6.0143	5.1551	7.2171
12.9368	6.1117	5.2386	7.3340
13.1358	6.2085	5.3216	7.4502
13.3348	6.3045	5.4039	7.5655
13.5338	6.3997	5.4855	7.6797
13.7329	6.4939	5.5662	7.7927
13.9319	6.5870	5.6460	7.9043
14.1309	6.6788	5.7247	8.0145

14.3299	6.7692	5.8022	8.1231
14.5290	6.8582	5.8784	8.2298
14.7280	6.9455	5.9533	8.3346
14.9270	7.0311	6.0267	8.4374
15.1261	7.1149	6.0985	8.5379
15.3251	7.1967	6.1686	8.6360
15.5241	7.2764	6.2369	8.7316
15.7231	7.3538	6.3033	8.8246
15.9222	7.4289	6.3676	8.9147
16.1212	7.5016	6.4299	9.0019
16.3202	7.5716	6.4899	9.0859
16.5192	7.6389	6.5477	9.1667
16.7183	7.7034	6.6029	9.2441
16.9173	7.7650	6.6557	9.3180
17.1163	7.8234	6.7058	9.3881
17.3153	7.8787	6.7532	9.4544
17.5144	7.9306	6.7977	9.5167
17.7134	7.9791	6.8392	9.5749
17.9124	8.0240	6.8777	9.6288
18.1115	8.0652	6.9130	9.6782
18.3105	8.1026	6.9451	9.7231
18.5095	8.1360	6.9737	9.7632
18.7085	8.1654	6.9989	9.7985
18.9076	8.1906	7.0205	9.8288
19.1066	8.2115	7.0384	9.8538
19.3056	8.2280	7.0526	9.8736
19.5046	8.2399	7.0628	9.8879
19.7037	8.2471	7.0690	9.8966
19.9027	8.2496	7.0711	9.8995

EK-C

Fluent Kullanım Bilgileri

Solution Methods	Solution Methods
Pressure-Velocity Coupling	Pressure-Velocity Coupling
Scheme	Scheme
SIMPLE	SIMPLE
Spatial Discretization	Spatial Discretization
Gradient	Pressure
Least Squares Cell Based	Second Order
Pressure	Momentum
Second Order	Second Order Upwind
Momentum	Turbulent Kinetic Energy
Second Order Upwind	First Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Specific Dissipation Rate
First Order Upwind	First Order Upwind
Specific Dissipation Rate	Energy
First Order Upwind	Second Order Upwind
Transient Formulation	Transient Formulation
☐ Non-Iterative Time Advancement	☐ Non-Iterative Time Advancement
☐ Frozen Flux Formulation	☐ Frozen Flux Formulation
☐ Pseudo Transient	☐ Pseudo Transient
☐ Warped-Face Gradient Correction	☐ Warped-Face Gradient Correction
☐ High Order Term Relaxation	☐ High Order Term Relaxation
Options...	Options...
Default	Default

Kullanılan çözüm metodu özellikleri

ÖZGEÇMİŞ

ORCID NO: 0000-0001-9910-4659

Adı Soyadı : Emre YÜCA

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim ve Mesleki Geçmişi:

- 2007-2011, Atatürk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- 2011-2012, Araştırma Görevlisi, Bayburt Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Yayınları ve/veya Bilimsel/Sanatsal Faaliyetleri:

1. Yüca, E., Kavsaoglu, M.Ş., Durmuş, G., 2021, A Study On Wind Tunnel Corner Design, Analysis And Optimisation, 11th ANKARA INTERNATIONAL AEROSPACE CONFERENCE AIAC, Ankara
2. Yüca, E., Kavsaoglu, M.Ş., Durmuş, G., 2019, Aerodynamic Design And Analysis Of A 7m*5m Closed Circuit Subsonic Wind Tunnel, 10th ANKARA INTERNATIONAL AEROSPACE CONFERENCE, Ankara
3. Yüca, E., Kavsaoglu, M.Ş., 2018, Numerical Solution of the Flow Field Around a Prolate Spheroid, 9th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering, Budapeşte
4. Yüca, E., Kavsaoglu, M.Ş., 2018, Uzatılmış Küremsi Cisim (Prolate Spheroid) Etrafındaki Akım Alanının Deneysel Ve Sayısal Çözümlerinin Karşılaştırılması, VII. ULUSAL HAVACILIK VE UZAY KONFERANSI UHUK, Samsun
5. Yüca, E., Kavsaoglu, M.Ş., 2017, Düz Plaka Üzerindeki Türbülanslı Akış Analizinde K-Epsilon Ve K-Omega Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması, Emre YÜCA, Mehmet Şerif KAVSAOĞLU, IV. Ulusal Havacılık Teknolojisi ve Uygulamaları Kongresi UHAT, İzmir.