

**YÜKSEK ENERJİ AYRIŞTIRMA
ETKİSİNE SAHİP KARŞIT AKIŞLI
RANQUE-HILSCH VORTEKS TUPÜ
TASARIMI GELİŞTİRİLMESİ ve
BİLGİSAYAR DESTEKLİ
OPTİMİZASYONU**

Hasan Melih KINAGU



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK ENERJİ AYRIŞTIRMA ETKİSİNE SAHİP KARŞIT AKIŞLI
RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜ TASARIMI GELİŞTİRİLMESİ ve
BİLGİSAYAR DESTEKLİ OPTİMİZASYONU**

Hasan Melih KINAGU

Yrd. Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2017

TEZ ONAYI

Hasan Melih KINAGU tarafından hazırlanan “Yüksek Enerji Ayırıştırma Etkisine Sahip Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü Tasarımı Geliştirilmesi ve Bilgisayar Destekli Optimizasyonu” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza



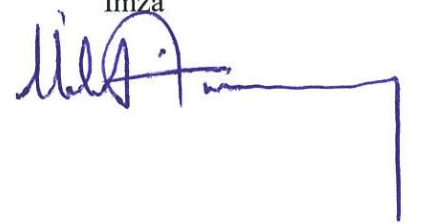
Üye : Prof. Dr. A. Alper ÖZALP
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza



Üye : Doç. Dr. İbrahim ATMACA
Akdeniz Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü 4.

08 / 09 / 2017



U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içerisindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan bilgilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

08 / 09 / 2017

Hasan Melih Kınagu

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YÜKSEK ENERJİ AYRIŞTIRMA ETKİSİNE SAHİP KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜ TASARIMI GELİŞTİRİLMESİ ve BİLGİSAYAR DESTEKLİ OPTİMİZASYONU

Hasan Melih KINAGU

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

Vorteks tüpleri hareketli aksamı olmayan ve sadece basınçlı gaz girdisi ile çalışan bir enerji ayırıştırma cihazıdır. Vorteks tüpüne giren gaz sıcak ve soğuk olmak üzere iki farklı sıcaklık profiline ayrılmakta ve tüpten tahliye edilmektedir. Bu çalışmanın amacı, genellikle soğutma amacıyla kullanılan vorteks tüpünün soğutma performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri kullanılarak iyileştirilmesi ve optimal tasarıma sahip bir vorteks tüpü tasarımı önerilmesidir. ANSYS Fluent 15.0 paket programı ile yürütülen 3 boyutlu analizlerde, vorteks tüpünün soğutma performansına etki eden “Giriş Sıcaklığı”, “Giriş Kütleli Debi Miktarı” ve “Tüp Yüzeyindeki Isı transfer Katsayısı” operasyonel parametreleri ile birlikte “Lüle Sayısı”, “Soğuk Çıkış Çapı”, “Sıcak Çıkış Çapı”, “Tüp Çapı” ve “Tüp Uzunluğu” geometrik parametreleri incelenmiştir. Operasyonel parametreler incelenirken parametre seviyeleri teker teker ele alınmış ve her bir parametrenin performans üzerindeki etkisi tespit edilmiştir. Giriş sıcaklığının ve giriş kütleli debi miktarının artırılmasının vorteks tüpü soğutma performansını olumlu etkilediği belirlenmiş, tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının artırılmasının ise soğuk çıkış debi oranının 0,6 düzeyinden daha yüksek olduğu durumda soğutma performansını düşük bir şekilde iyileştirdiği sonucuna ulaşılmıştır. Geometrik parametreler incelenirken, Taguchi'nin $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımı kullanılmış, 27 adet seviye kombinasyonu oluşturulmuş, bu kombinasyonlar kullanılarak HAD analizleri yürütülmüş ve elde edilen veriler ANOVA çalışması yapılarak istatistiksel anlamda değerlendirilmiştir. Vorteks tüpü soğutma performansına en çok etkileyen parametrenin “Tüp Çapı” olduğu saptanmış, etki sıralaması olarak bu parametreyi “Lüle Sayısı”, “Soğuk Çıkış Çapı” ve “Sıcak Çıkış Çapı” parametrelerinin takip ettiği belirlenmiştir. “Tüp Uzunluğu” parametresi ise, vorteks tüpü soğutma performansına etkisi ihmal edilebilir seviyede olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, parametrelerin S/N oranları belirlenmiş, bu sayede optimal bir vorteks tüpü geometrisi önerilmiş, bu geometriye ait 3 boyutlu model oluşturulmuş ve HAD analizleri yürütülmüştür. Önerilen vorteks tüpü tasarımı sayesinde soğutma performansı %28,44 oranında iyileştirilmiştir. Bu çalışmada elde edilen ve sistematik bir istatistiksel tasarım yöntemi yardımıyla genelleştirilen bulguların gelecekteki çalışmalara katkı sunması hedeflenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Vorteks tüpü, enerji ayırıştırma, soğutma, ısı transferi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, sıkıştırılmış akış, sayısal analiz, istatistiksel analiz, ANOVA.

2017, xiv + 118 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

IMPROVING COUNTER – FLOW RANQUE – HILSCH VORTEX TUBE DESIGN WITH HIGH ENERGY SEPARATION EFFECT and ITS COMPUTER AIDED OPTIMIZATION

Hasan Melih KINAGU

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

Vortex tubes are energy separation devices which have no moving parts and need only pressurized gas. The working gas, which gets inside the vortex tube, is separated into two temperature profiles as hot and cold and evacuated from tube. The aim of this study is to improve cooling performance of vortex tubes, which generally use for refrigerating, by using Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis and suggest a vortex tube with optimal design. The geometrical parameters as “Nozzle Number”, “Cold Outlet Diameter”, “Hot Outlet Diameter”, “Tube Diameter” and “Tube Length” were also evaluated with the operational parameters as “Inlet Temperature”, “Mass Flow Inlet” and “Heat Transfer Coefficient of Tube Surfaces”; by using 3D CFD analysis with ANSYS Fluent 15.0. When evaluating operational parameters, all parameters were handled one by one and effect of each parameter on cooling performance was determined. Increasing inlet temperature and mass flow inlet effect cooling performance of vortex tube positively, however increasing heat transfer from tube surfaces effects cooling performance low only when ratio of cold mass flow rate higher than 0,6. When investigating geometrical parameters Taguchi’s $L_{27}(3)^5$ orthogonal design was used, 27 level combinations were created, that combinations were used for CFD analysis and worked on ANOVA with obtained results thus sum of analysis were evaluated statistically. Accordingly, the most effective parameter on cooling performance is “Tube Diameter”. “Nozzle Number”, “Cold Outlet Diameter” and “Hot Outlet Diameter” follow that parameter respectively. On cooling performance, the effect of “Tube Length” is too low and negligible. Moreover, the S/N ratios of parameters were determined, optimal vortex tube geometry was suggested, 3D model of that tube was created and CFD analyses were done on that model. Suggested vortex tube improved cooling performance about 28,44%. It is aimed that the findings obtained in this study and the results obtained by generalizing the systematic statistical design will contribute to future works.

Anahtar Kelimeler: Vortex tube, energy separation, heat transfer, computational fluid dynamics, compressed stream, numerical analysis, statistical analysis, ANOVA, optimization

2017, xiv + 118 pages.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma konusundaki isteğimi geri çevirmeyerek bana fırsat veren, fikir aşamasından yazım aşamasına kadar beni her konuda destekleyen, bilgi, deneyim ve vaktini benimle daima paylaşan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU'ya, sayısal HAD analizlerindeki üstün kabiliyetini ve ısı transferi ve akışkanlar mekaniği alanlarındaki teknik bilgi birikimini her daim önüme seren, karşılaştığım bütün problemlere benimle beraber çözüm arayan ve tez yazım aşamasında deneyimlerini benimle paylaşan Öğr. Gör. Dr. Mustafa MUTLU'ya, yorumları ile katkıda bulunan ve tez çalışmalarıma yoğunlaştığım zamanlarda bana kolaylık gösteren Ermetal Otomotiv Ar-Ge Merkezi yöneticilerine ve iş arkadaşlarıma, yüksek lisans programına başlamama vesile olan değerli meslektaşım Aydın ASLAN'a, maddi ve manevi desteklerini hayatım boyunca üzerimde hissettiğim annem Şehide KINAGU, babam Bülent KINAGU ve ağabeyim Semih KINAGU'ya ve yanımdan bir an olsun ayrılmayan, sevgisini ve şefkatini bir an olsun esirgemeyen, yoğun iş ve öğrenim temposu nedeniyle zaman zaman ihmal etmeme rağmen sabır gösteren ve bir kez olsun desteğini üzerimden esirgemeyen sevgili eşim Şefika Burçin KINAGU'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hasan Melih KINAGU

08 / 09 / 2017

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	8
3.1. Vorteks Tüpünün Çalışma Prensibi ve Çeşitleri	8
3.2. Vorteks Tüpü İçin Sıkıştırılabilir Akış Prensipleri	9
3.3. Vorteks Tüpü Elemanları	12
3.4. Vorteks Tüpü Performansına Etki Eden Tasarım Parametreleri	14
3.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi	16
3.6. Vorteks Tüpünün HAD Analizleri	19
3.6.1. Geometrinin Oluşturulması	19
3.6.2. Ağ Yapısının Oluşturulması.....	20
3.6.3. Sınır Şartları ve Denklemler.....	21
3.7. Taguchi İstatistiksel Deney Tasarımı.....	23
3.8. Vorteks Tüpü Soğutma Performansına Etki Eden Parametrelerin Optimal Seviye Kombinasyonu İçin Taguchi İstatistiksel Tasarımının Oluşturulması.....	32
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	35
4.1. Modelin Doğrulanması ve Ağdan Bağımsızlık.....	35
4.2. Operasyonel Vorteks Tüpü Parametrelerinin İncelenmesi	36
4.2.1. Giriş Sıcaklığının Etkisi	37
4.2.2. Giriş Kütleli Debi Miktarının Etkisi	53
4.2.3. Tüp Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısının Etkisi	69
4.3. Geometrik Vorteks Tüpü Parametrelerinin İncelenmesi.....	86
5. SONUÇ	110
KAYNAKLAR	114
ÖZGEÇMİŞ	118

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
\bar{y}	Gözlem Değerinin Ortalaması
\vec{J}_j	j Türünden Difüzyon Akısı (K)
SS'_A	A Parametresine Göre Kareler Toplamının Beklenen Değeri
\bar{V}_1	Payın Serbestlik Derecesi
\bar{V}_2	Paydanın Serbestlik Derecesi
\bar{V}_A	A Parametresinin Varyansı
\bar{V}_{AXB}	AXB Etkileşiminin Varyansı
\bar{V}_B	B Parametresinin Varyansı
\bar{V}_e	Hata Varyansı
\bar{C}_{ij}	Normalleştirilen Toplam Kalite Kaybı
\bar{v}_A	A Parametresinin Serbestlik Derecesi
\bar{v}_{AXB}	AXB Etkileşiminin Serbestlik Derecesi
\bar{v}_B	B Parametresinin Serbestlik Derecesi
\bar{v}_T	Parametrelerin ve Etkileşimlerin Serbestlik Dereceleri Toplamı
\bar{v}_e	Hatanın Serbestlik Derecesi
μ_c	Soğuk Çıkış Kütleli Debi Oranı
h_0	Toplam (Durma) Entalpi (kJ/kg)
\dot{m}_c	Soğuk Çıkış Kütleli Debi Miktarı (kg/s)
\dot{m}_i	Giriş Kütleli Debi Miktarı (g/s)
A_i	A_i Seviyesindeki Gözlemlerin Sayısı
\bar{C}	Etkileşimli Parametrelerin Kombinasyon Sayısı
\vec{F}	Dış Kuvvetler (N)
F_A	A Parametresine Ait F Değeri
L_{i*}	Ölçülen Maksimum Kalite Kaybı
L_{ij}	Her Bir Denemedeki Kalite Kaybı

\bar{P}	Deneye Katkı Yüzdesi
P_0	Toplam (Durma) Basıncı (Pa)
P_c	Soğuk Çıkış Mutlak Basıncı (Pa)
P_{in}	Giriş Mutlak Basıncı (Pa)
Q_c	Soğutma Yüğü (W)
S^2	Gözlem Değeriinin Varyansı
SS_A	A Parametresine Ait Kareler Toplamı
SS_{AXB}	AXB Etkileşimine Ait Kareler Toplamı
SS_B	B Parametresine Ait Kareler Toplamı
SS_C	C Parametresine Ait Kareler Toplamı
SS_T	Toplam Kareler Toplamı
SS_e	Hatanın Kareler Toplamı
\bar{T}	Tüm Gözlemlerin Toplamı
T_0	Toplam (Durma) Sıcaklığı (K)
T_h	Sıcak Çıkış Sıcaklığı (K)
T_c	Soğuk Çıkış Sıcaklığı (K)
T_i	Giriş Sıcaklığı (K)
c_p	Akışkanın Özgöl Isısı (kJ/kg.K)
\vec{g}	Yerçekimi İvmesi (m/s ²)
k_A	A Parametrelerinin Seviye Sayısı
k_{eff}	Efektif İletim (W/m ²)
\dot{m}	Kütlesel Debi (kg/s)
n_{A_i}	A _i Seviyesi Altındaki Gözlemlerin Sayısı
y_i	Performans Karakteristiğinin i. Gözlem Değeri
ρ_0	Toplam (Durma) Yoğunluk (kg/m ³)
$\bar{\tau}$	Tensör Gerilimi (N)
ΔT_h	Sıcak Çıkış Durma Sıcaklığı Farkı (K)
ΔT_c	Soğuk Çıkış Durma Sıcaklığı Farkı (K)
ΔT_{is}	İzantropik Sıcaklık Farkı (K)
$1 - \alpha$	Güven Aralığı

h	Statik Entalpi (kJ/kg)
L/D	Uzunluk – Çap Oranı
N	Toplam Deneme Sayısı
S/N	Sinyal – Gürültü Oranı (Signal to Noise Ratio)
A	Kesit Alanı (m ²)
AXB	Etkileşimli Parametrelerin i . Koşulu Altındakilerinin Toplamı
I	Tensör Bölümü
Ma	Mach Sayısı
P	Statik Basınç (Pa)
R	Normal Şartlarda Üniversal Gaz Sabiti (Pa.m ³ /mol.K)
S	Kaynak Terimi
T	Statik Sıcaklık (K)
V	Hız (m/s)
c	Ses Hızı (m/s)
e	Toplam enerji (kJ)
k	Özgül Isı Oranı
u	İç Enerji (kJ/kg)
v	Hacim (m ³)
α	Risk
μ	Moleküler Vizkozite (kg/m.s)
ρ	Statik Yoğunluk (kg/m ³)

Kısaltmalar	Açıklama
ANOVA	Varyans Analizi
FEM	Sonlu Elemanlar Yöntemi
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
MRSN	Çok Yanıtlı S/N Oranı
Par	Parametre Sayısı
TNQL	Normalleştirilen Toplam Kalite Kaybı
VT	Vorteks Tüpü



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Paralel (a) ve karşıt akışlı (b) vorteks tüpü şematik gösterimi	9
Şekil 3.2. Vorteks tüpünü meydana getiren elemanlar	13
Şekil 3.3. Manopulo'ya (2006) göre, fiziksel bir problemi matematiksel modele dönüştürecek simülasyon süreci.....	18
Şekil 3.4. Manopulo'dan (2006) bildirilen şekliyle Sonlu Elemanlar Yönteminde kullanılan temel elemanlar	18
Şekil 3.5. HAD analizlerinde kullanılan modelin perspektif görünümü.....	19
Şekil 3.6. Vorteks tüpünün 3D HAD çözümü için oluşturulan modeline ait ağ yapısı ..	21
Şekil 3.7. Sütun etkisinin grafik üzerinde gösterimi	30
Şekil 3.8. Minitab 17 programındaki 5 parametre ve 3 seviyeli Taguchi'nin $L_{27}(3)^5$ deney tasarımı ekran görüntüsü	33
Şekil 4.1. HAD analizleri ile elde edilen ΔT_c (a) ve ΔT_h (b) bulgularının Skye ve ark. (2006) sonuçları ile karşılaştırması	35
Şekil 4.2. Farklı hacim sayılarına sahip modellerde tespit edilen bağıl fark yüzdeleri ..	36
Şekil 4.3. Farklı T_i değerinin ΔT_c üzerindeki etkileri	38
Şekil 4.4. Farklı T_i değerlerinin Q_c üzerindeki etkileri.....	38
Şekil 4.5. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri	39
Şekil 4.6. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri	40
Şekil 4.7. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca sıcaklık değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	41
Şekil 4.8. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri	42
Şekil 4.9. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri	43
Şekil 4.10. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	44

Şekil 4.11. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri	45
Şekil 4.12. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri.....	46
Şekil 4.13. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	47
Şekil 4.14. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri.....	48
Şekil 4.15. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri.....	49
Şekil 4.16. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	50
Şekil 4.17. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri.....	51
Şekil 4.18. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri	52
Şekil 4.19. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	53
Şekil 4.20. Farklı \dot{m}_i değerlerinin ΔT_c üzerindeki etkileri.....	54
Şekil 4.21. Farklı \dot{m}_i değerlerinin Q_c üzerindeki etkileri	54
Şekil 4.22. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri.....	55
Şekil 4.23. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri	56
Şekil 4.24. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	57
Şekil 4.25. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri.....	58
Şekil 4.26. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri	59
Şekil 4.27. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	60

Şekil 4.28. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri	61
Şekil 4.29. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri.....	62
Şekil 4.30. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi	63
Şekil 4.31. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri	64
Şekil 4.32. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri.....	65
Şekil 4.33. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi	66
Şekil 4.34. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri	67
Şekil 4.35. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri	68
Şekil 4.36. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi	69
Şekil 4.37. Farklı tüp yüzeyi ısı transfer katsayılarının ΔT_c üzerindeki etkileri	70
Şekil 4.38. Farklı ısı transfer katsayılarının Q_c üzerindeki etkileri	70
Şekil 4.39. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri.....	71
Şekil 4.40. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri	72
Şekil 4.41. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	73
Şekil 4.42. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri.....	74
Şekil 4.43. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri.....	75
Şekil 4.44. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi	76

Şekil 4.45. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri	77
Şekil 4.46. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri ..	78
Şekil 4.47. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi	79
Şekil 4.48. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri	80
Şekil 4.49. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri	81
Şekil 4.50. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	82
Şekil 4.51. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri	83
Şekil 4.52. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri	84
Şekil 4.53. 0 W/m ² K (a), 100 W/m ² K (b) ve 1000 W/m ² K (c) ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	85
Şekil 4.54. ΔT_c için, parametrelerin S/N oranına etkisinin grafiksel gösterimi	89
Şekil 4.55. Optimal seviye kombinasyonu kullanılarak yürütülen HAD analizlerinden elde edilen bulguların Skye ve ark. (2006) tarafından elde edilen bulgular ile karşılaştırılması	92
Şekil 4.56. Optimal seviye kombinasyonuna sahip VT ile Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan VT'ye ait Q_c değerlerinin karşılaştırılması.....	93
Şekil 4.57. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri.....	94
Şekil 4.58. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri.....	95
Şekil 4.59. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	96

Şekil 4.60. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri	97
Şekil 4.61. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri	98
Şekil 4.62. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	99
Şekil 4.63. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri	100
Şekil 4.64. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri	101
Şekil 4.65. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	102
Şekil 4.66. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri .	103
Şekil 4.67. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri.....	104
Şekil 4.68. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi	105
Şekil 4.69. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri.....	106
Şekil 4.70. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri.....	107
Şekil 4.71. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi.....	108

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. HAD analizlerinde kullanılan modele ait geometrik ölçüler	20
Çizelge 3.2. Soğutma performansı üzerindeki etkileri incelenen vorteks tüpü parametreleri ve parametrelere ait seviyeler	20
Çizelge 3.3. Taguchi'nin ortogonal dizi tablosu	24
Çizelge 3.4. Taguchi $L_8(2)^8$ ortogonal dizisine ait parametre matrisi.....	25
Çizelge 3.5. %95 düzeyindeki güven aralığı için F tablosu.....	29
Çizelge 3.6. Taguchi istatistiksel tasarımında incelenen parametreler ve bu parametrelere ait seviyeler	32
Çizelge 3.7. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımındaki seviye kombinasyonları	33
Çizelge 3.8. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları	34
Çizelge 4.1. HAD çözümü için oluşturulan 3 boyutlu vorteks tüpü modeline ait ortalama hücre boyutları	36
Çizelge 4.2. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımı kullanılarak yürütülen HAD analizleri ile elde edilen ΔT_c değerleri	87
Çizelge 4.3. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımı kullanılarak, yürütülen HAD analizleri ile elde edilen S/N değerleri.....	88
Çizelge 4.4. Vorteks tüpü soğutma performansına etki eden parametrelerin ΔT_c üzerindeki etki sıralaması (En Yüksek – En İyi)	89
Çizelge 4.5. Vorteks tüpü enerji ayrıştırma performansına etki eden parametrelerin ΔT_c üzerindeki etki yüzdeleri	90
Çizelge 4.6. Vorteks tüpü soğutma performansına etki eden parametrelerin optimal seviye kombinasyonu	90
Çizelge 4.7. Önerilen optimal seviye kombinasyonu ile elde edilen ΔT_c değeri	91
Çizelge 4.8. μ_c değerinin 0,3 olduğu noktada için ΔT_c değerlerinin karşılaştırması.....	91

1. GİRİŞ

Vorteks tüpleri, keşfedilmesinden bugüne dek araştırmacıların yoğun ilgi gösterdiği basit bir enerji ayrıştırma mekanizmasıdır. Küçük ve hafif olması, sıcak çıkış vanası hariç herhangi bir hareketli aksamı olmaması, sadece basınçlı gaz kaynağı sayesinde soğuk ve sıcak gaz ayrımını gerçekleştirilebilmesi gibi avantajları nedeniyle soğutma uygulamaları için tercih edilmektedir. Genellikle noktasal soğutma uygulamaları için kullanılan vorteks tüpünün kullanım alanlarının yaygınlaştırılması amacıyla geliştirme çalışmaları yürütölmektedir.

Vorteks tüpü performans parametrelerinin karşılaştırmalı olarak ele alındığı birçok sayısal ve deneysel araştırma yürütölmüştür. Bu çalışmalarda, geometri ve çalışma koşulları için tanımlanan parametre seviyelerinin incelendiğı ve performans iyileştirici önerilerin ortaya konulduğı görölmektedir. Araştırmacılar performansa etki eden parametrelerin (tüp uzunluğı, tüp çapı, soğuk orifis çapı vb.) çokluğı nedeniyle ancak birkaç parametreye yoğunlaşmışlar ve bunların etkilerini incelemeyi tercih etmişlerdir. Bu yöntemle seçilen parametre seviyeleri arasındaki farklar açıkça ortaya konmuş olsa da, sistematik bir istatistiksel tasarım çerçevesinde yürütölen çalışmaların azlığı nedeniyle elde edilen çıktıların istatistiksel anlamda değerlendirilmesi oldukça güç olmakta ve çıktılar sadece ilgili problem ile sınırlı kalmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, vorteks tüpüne ait parametrelerin (operasyonel ve geometrik) soğutma performansı üzerindeki etkilerinin, bir istatistiksel tasarım çerçevesinde sayısal yöntemler kullanılarak incelenmesi, ortaya çıkan sonuçların istatistiksel veri analizine tabi tutulması ve en yüksek soğutma için optimum tasarıma sahip bir vorteks tüpü tasarımı önerilmesidir. Soğutma performansına etki eden bu parametrelerin bir arada incelenmesi sayesinde, elde edilen çıktıların kapsamlı bir şekilde değerlendirilebilmesi amaçlanmıştır. Yürütölen sayısal çalışmaların istatistiksel anlamlı çıktılar sunması için, istatistiksel tasarım olarak Taguchi'nin ortogonal deney tasarım yöntemi tercih edilmiştir.

Gerçekleştirilen bu çalışmada, Skye ve ark. (2006) tarafından incelenen vorteks tüpünün üç boyutlu modeli oluşturulmuş ve model üzerinde (HAD) çalışmaları yürütölererek doğrulama yapılmıştır. Vorteks tüpü çalışma koşullarına dair parametrelerin etki seviyelerini belirlemek için ANSYS Fluent 15.0 paket programı kullanılarak,

doğrulanmış sayısal model üzerinde parametre kontrollü HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunun yanı sıra, Minitab 17 istatistiksel analiz programı kullanılarak Taguchi'nin istatistiksel tasarımı oluşturulmuş, soğutma performansı üzerine etki eden geometrik parametreler için ayrı ayrı seviye kombinasyonları belirlenmiş ve her bir kombinasyon için HAD analizleri yürütülmüştür. Elde edilen çıktılar Minitab 17 istatistiksel analiz programı yardımıyla varyans analizine (ANOVA) tabi tutularak istatistiksel anlamda incelenmiş ve her bir parametrenin soğutma performansı üzerindeki etki yüzdeleri belirlenmiştir. Bu sayede elde edilen sonuçların vorteks tüpü soğutma uygulamalarında karşılaşılan problemlere çözüm sunması, bu sayede vorteks tüplerinin kullanım alanlarının yaygınlaştırılması hedeflenmiştir.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Vorteks tüplerinde sıcak ve soğuk olmak üzere iki ayrı akış profili oluşturmak için kuru ve basınçlı gaz girişi dışında bir enerji girdisine ihtiyaç duyulmamaktadır. Basınçlı gaz, tüp iç geometrisine çok yüksek hızlarda teğetsel olarak girmekte, sıcak ve soğuk olarak iki farklı bölgeye ayrılmakta ve tüpten dışarı çıkmaktadır (Yılmaz ve ark. 2006). Sıcak ve soğuk gazlar paralel akışlı vorteks tüplerinde aynı uçtan eş eksenli olarak, karşıt akışlı vorteks tüplerinde ise zıt uçlardan yine eş eksenli olarak çıkmaktadır. Küçük ebatlarda olması, hiçbir hareketli aksam barındırmaması, basit bir geometriye sahip olması, ilk yatırım ve bakım maliyetinin düşük olması gibi avantajları bulunan vorteks tüplerinin dezavantajları arasında hazır basınçlandırılmış hava kaynağı gerektirmesi, gürültülü çalışmaları ve düşük ısı verime sahip olmaları gibi unsurlar sayılabilir (Cockerill 1998).

Tüp uzunluğu, tüp çapı, lüle çapı, orifis çapı, uzunluk – çap oranı (L/D) gibi geometrik parametreler, vorteks tüpü soğutma performansına etki etmektedir. Im ve Yu (2012), ters akışlı bir vorteks tüpünün enerji ayrıştırma mekanizmasını farklı geometrik parametrelerin ve giriş basıncının etkisinde deneysel olarak incelemişlerdir. Yapısal parametrelerin lüle alan oranı, kısılma vanası uzunluğu/koniklik açısı, orifis çapı ve tüp uzunluğu olarak verildiği araştırmada sıcaklık ve debi değerleri ısılıçiftler ve debimetre ile takip edilirken ana çıktılar soğuk ve sıcak hava debilerinin oranı ve soğuk-sıcak hava akış sıcaklıkları olarak tanımlanmıştır. Bovand ve ark. (2014) soğuk tarafta yer alan orifis çapını 7-11 mm aralığında değiştirerek soğuk hava debisinin farklı seviyelerinde deneyler yürütmüşlerdir. Basınç, debi ve sıcaklık değerlerinin ölçüldüğü deneysel çalışmalara ait sonuçları ANOVA yöntemi ile istatistiksel analize ve optimizasyon çalışmasına tabi tutmuşlardır. Vorteks tüpü operasyonunu optimize etmeye yönelik bir araştırma yürüten Sadi ve Gord (2014) soğuk taraftaki orifis çapı ile açısının ve lüle alanının soğutma performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişler, lüle alanının etkisinin olmadığını ve orifis çapı ile açısındaki artışın soğuk akış debisini arttırarak sıcaklığını düşürdüğünü tespit etmişlerdir. Ameri ve Behnia (2009) vorteks tüp operasyonu üzerinde etkili yapısal parametreleri belirlemeye yönelik yürüttükleri nümerik araştırmalarında ANSYS Fluent paket programını kullanmışlardır. Tüpün L/D oranı, lüle sayısı ve orifis çapı ile tüp çapı oranının etkili unsurlar olarak tanımlandığı araştırmada soğuk taraf çıkış sıcaklığı ile vorteks tüp verimi ana belirleyici bulgular olarak ifade edilmiştir.

Pourmahmoud ve ark. (2014) vorteks tüpüne ikinci bir girdap oluşturucu montajının soğutma yeteneğine katkısını ANSYS Fluent paket programı kullanarak nümerik olarak incelemiş, ikinci girdap oluşturucunun neden olduğu sıcaklık dağılımı üzerine yorum yapmışlardır. Pourmahmoud ve ark. (2015) soğuk akış tarafındaki l lenin daralma açısının soğutma performansı üzerindeki etkilerini inceleme altına almışlar ve optimum değerin 2° olduğunu ifade etmişlerdir. Kandil ve Abdelghany (2015) vorteks tüpü uzunluğu ile orifis geometrisinin soğutma performansı üzerindeki etkilerini ANSYS Fluent paket programı ile k-ε türbülans modelini kullanarak incelemişler, soğutma performansı üzerindeki etkilerini yorumlamışlardır. Vorteks tüpünün lüle sayısı, lüle çapı, soğuk tarafın orifis çapı gibi yapısal parametrelerinin soğutma performansı üzerindeki etkilerini ANSYS Fluent paket programı ile inceleyen Mohammadi ve Farhadi (2014), en yüksek soğutma için optimum soğuk akış debi oranını tespit etmeyi amaçlamışlardır. T p gövdesine eğrilik verilmiş vorteks tüpü operasyonunu ANSYS Fluent paket programı ile inceleyen Bovand ve ark. (2014) eğrilik kaynaklı meydana gelen ikincil girdapların soğuk ve sıcak akışların karışmasına neden olduğunu ve buna bağlı olarak da vorteks tüpünün soğutma kapasitesinde azalma olduğunu belirlemişlerdir.

Vorteks tüpünün giriş basıncı, giriş sıcaklığı, soğuk akış debi oranı vb. Çalışma koşulları da soğutma performansına doğrudan etki etmektedir. Bovand ve ark. (2014) giriş basıncını 2-3 bar aralığında değiştirerek toplam debinin basınç, debi ve sıcaklık değerleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Xue ve ark. (2012) vorteks tüpü içerisinde soğuk ve sıcak akışın olduğu kesimlerde eksenel ve radyal pek çok noktadan hız, sıcaklık ve basınç ölçümü alarak vorteks tüpü operasyonunun momentum ve termal karakteristiğini farklı yapısal alternatifler için tartışmışlar ve detaylı olarak incelemişlerdir. Gutak (2015) vorteks tüpünü bir doğal gaz akışında kullanmış, giriş basıncının arttırılması ile sıcak ve soğuk taraflardaki sıcaklık değişimlerini ve soğuk akış debisini gözlemlemiştir. Soğuk çıkıştaki en düşük sıcaklığın, soğuk taraf debi oranı 0.2-0.4 arasında gözlendiği raporlanmıştır. Yusof ve ark. (2015) vorteks tüpü üzerinde yürüttükleri deneyler ile soğuk taraftaki çıkış basıncının atmosfer değerinin üzerinde veya altında olabileceğini belirlemişler, soğuk çıkış debisindeki artışın yüksek çıkış basıncı oluşturduğunu ve bu durumun soğutma performansını olumsuz etkilediğini tespit etmişlerdir. Aydın ve Baki (2006) yapısal parametrelere ilave olarak kullanılacak gazın performans üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. 3 ile 5 bar giriş basıncı aralığında hava, oksijen

ve azot ile deneyler yürütmüşler, en yüksek soğutma performansının azot ile elde edildiğini raporlamışlardır. Pourmahmoud ve ark. (2014) soğutma seviyesinin giriş basıncı ile değişimini hız, sıcaklık ve basıncın radyal profilleri üzerinden nümerik olarak incelemişlerdir. Kandil ve Abdelghany (2015) yaptıkları nümerik çalışmada tüp yüzeyindeki ısı şartlarının soğutma performansı üzerindeki etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Ramakrishna ve ark. (2014) farklı malzemelerden imal edilmiş vorteks tüpleri üzerinde gerçekleştirdikleri deneylerde, yüksek ısı iletim katsayısına sahip malzemelerden imal edilen tüplerde soğutma performansının düştüğünü tespit etmişlerdir. Vorteks tüpünün soğutma performansını arttırmayı hedefleyen Sadi ve Gord (2014) vorteks tüpü sıcak çıkışındaki gazı vorteks tüpünün dış kısmına eş eksenli adapte edilmiş bir kanala yönlendirmiş ve soğutma seviyesini %24 oranında arttırmışlardır. Thakare ve Parekh (2014) ANSYS Fluent paket programı ile yürüttükleri nümerik araştırmalarında 8 farklı gaz ile çalışarak ısı yayılım, Prandtl sayısı, gaz sabiti ve ısı iletkenlik parametrelerinin vorteks tüpü enerji ayrıştırma kabiliyeti üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Standart k- ϵ ve k- ω türbülans modellerinin uygulandığı araştırmada gaz sabitindeki artışın enerji ayrıştırma mekanizmasını zayıflattığını, ısı iletkenlik ve ısı yayılımının ise güçlendirdiğini tespit etmişlerdir.

Performans değerlendirmesi yapılırken deneysel çalışmalar oldukça önemli hale gelmektedir. Deneysel çalışmalarda, klasik metot dikkate alındığında, parametreler sırayla değiştirilir, bir parametre değiştiğinde diğer parametreler sabit tutulur, böylece değiştirilen parametrenin etkisinin ne yönde olduğu tespit edilmeye çalışılır. Fakat istatistiksel olmayan klasik metotlarda etkin sürecin ve parametrenin belirlenmesi için regresyon ve varyasyon analizi sonuçları işe yaramayabilir. Bu durumda, istatistiksel anlamda ortaya çıkabilecek dalgalanmalar ile ortaya çıkması muhtemel hatalar istatistiksel deney tasarımı yöntemi kullanılarak giderilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

İstatistiksel deney tasarım yöntemleri arasında yer alan Taguchi yöntemi, parametre tasarımı, sistem tasarımı ve tolerans tasarımı üzerine kurulmuş bir deney tasarım ve optimizasyon yöntemidir. Her bir parametrenin her seviyesini içeren tüm kombinasyonlar için oldukça fazla deneysel çalışma yapılması gereken durumlarda, Taguchi yöntemi kullanılarak çok daha az sayıda deneysel çalışma ile sonuca ulaşmak mümkündür. Farklı parametrelerin farklı seviyeleri arasından optimum kombinasyonu saptamak adına

oldukça yararlı bir metot olan Taguchi yöntemi, araştırmacılar tarafından oldukça sık kullanılmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren 2009). Singh ve ark. (2012) AISI 301L östenitik paslanmaz çeliğin nokta direnç kaynağında proses parametrelerinin kaynak kalitesi üzerindeki etkilerini incelemek için Taguchi yöntemini kullanmışlardır. Kaynak parametreleri olarak seçilen akım, çevrim, tutma süresi ve soğutma çevrimi parametreleri oluşturulan deney tasarımı kullanılarak irdelenmiş, çıktı olarak elde edilen çekme kuvveti, çekirdek çapı ve penetrasyon değerleri ölçülmüş ve parametrelerin etki seviyeleri tespit edilerek en etkili parametreler belirlenmiştir. Baynal (2005) üretim sürecinde parça kalitesine etki eden on üç faktör seçerek, bunları üç ayrı seviyede incelemek için Taguchi yöntemini kullanmıştır. $L_{27}(3)^{13}$ ortogonal dizisi kullanılarak yürütülen deneylerde, her bir yanıtın ortalama, standart sapma ve değişim aralığı değerleri tespit edilmiştir. Gaitonde ve ark. (2006) tarafından yürütülen çalışmada delik delme operasyonunda kesme hızı, ilerleme hızı, uç açısı ve uç boşluğu parametrelerinin optimizasyonu üzerine çalışmış, çapak boyu ve kalınlığının minimize edilmesi için Taguchi yöntemi kullanılmıştır. Mezarciöz ve ark. (2010) Taguchi ortogonal dizaynına göre süprem kumaşların patlama mukavemeti değerinin optimizasyonu üzerine çalışmış ve deney sonuçlarının değerlendirmesinde ANOVA ve sinyal/gürültü oranını kullanmışlardır.

Literatürde HAD yönteminin Taguchi'nin deney tasarımları ile birlikte uygulandığı sınırlı sayıda çalışma mevcuttur. Erhuy ve ark. (2015) hazır meyane üretiminde kullanılan özel bir granülasyon makinesinin soğutma performansını HAD yöntemi ile incelerken Taguchi'nin deney tasarımından faydalanmışlardır. Soğutma performansına etki eden 4 parametreden 3'er seviye seçilmiş ve Taguchi'nin $L_9(3)^4$ ortogonal dizisine göre deney tasarımı oluşturulmuştur. Yürütülen HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar istatistiksel analize tabi tutulmuş ve en iyi soğutma performansı için optimal seviye kombinasyonu önerilmiştir. Xiao ve ark. (2014) dizel motorlarda NO_x emisyonlarının azaltılması amacıyla yanma zamanlamasının optimizasyonunu Taguchi'nin deney tasarımını kullanarak HAD analizleri ile incelemiştir. Elde edilen sonuçlar istatistiksel analize tabi tutulmuş ve baz alınan motorlara göre NO_x emisyonunu %70, is oluşumunu %20 ve yakıt tüketimini %1 oranında düşürecek optimal seviye kombinasyonu önerilmiştir.

Bu çalışma esas itibariyle iki farklı bölümden oluşmaktadır. Bunlardan ilkinde, vorteks tüpünün çalışma şartlarının irdelendiği operasyonel parametreler incelenmiş ve bu

parametrelere ait seviyelerdeki değişimlerin vorteks tüpü soğutma performansını hangi yönde etkilediği araştırılmıştır. Diğer bölümde, vorteks tüpü geometrik parametreleri Taguchi istatistiksel tasarım çerçevesinde ele alınmış ve parametre seviyelerinin vorteks tüpü soğutma performansına etki yüzdeleri açıkça ortaya konarak bir optimal seviye kombinasyonu önerilmiştir. Elde edilen bulgular kullanılarak vorteks tüpü soğutma performansı için geometrik parametre seviyelerinin etkileri rahatlıkla genelleştirilebilmektedir. Bu sayede genel bir vorteks tüpü geometrisinin kullanılması konusunda literatürde gözlenen eksikliğin giderilmesi amaçlanmıştır.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

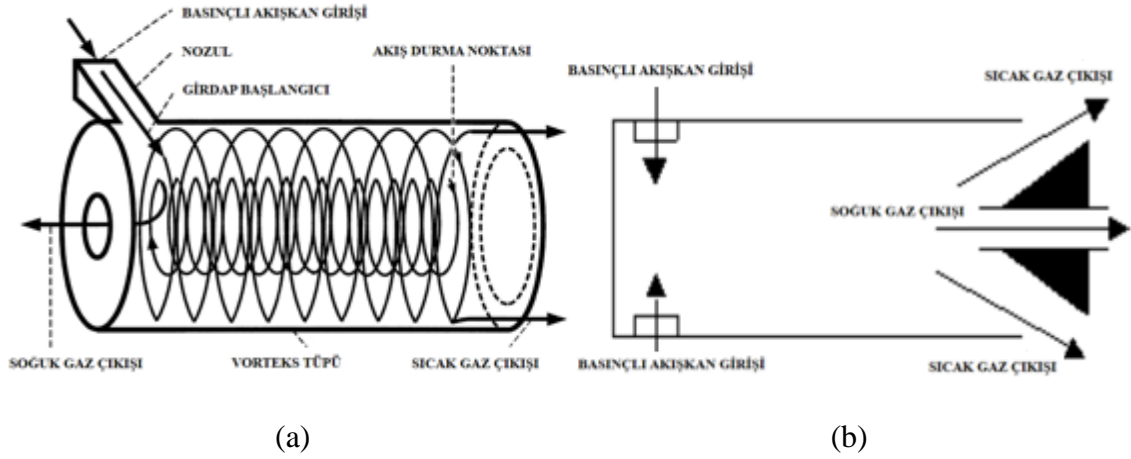
Bu çalışmada, Skye ve ark. (2006) tarafından yürütülen deneysel çalışmaya ait üç boyutlu model baz alınmıştır. Vorteks tüpünün katı modeli oluşturulduktan sonra ağ yapısı üzerinde çalışılmış ve doğrulama analizleri yürütülerek yöntem doğrulanmıştır. İncelenecek parametreler olarak giriş lüle sayısı, soğuk çıkış çapı, sıcak çıkış çapı, tüp çapı ve tüp uzunluğu parametreleri tercih edilmiş ve her bir parametrenin üçer seviyesi üzerinde çalışılmıştır. Dolayısıyla Taguchi'nin $L_{27}(3)^5$ deney tasarımı seçilmiş ve 27 farklı katı model oluşturulmuştur. Her bir model üzerinde HAD analizleri yapılmış, elde edilen Soğuk Çıkış Durma Sıcaklığı Farkı (ΔT_c) değerleri üzerinde istatistiksel analiz çalışmaları yürütülmüştür. İncelenen parametrelerin etki dereceleri tanımlandıktan sonra en yüksek soğutma performansına sahip optimal seviye kombinasyonu önerilmiştir.

3.1. Vorteks Tüpünün Çalışma Prensibi ve Çeşitleri

Vorteks tüplerinin, basınçlı bir gazı merkezden soğuk, yüzeyden sıcak olmak üzere iki sıcaklık profiline ayırmakta olup, yapısal olarak bir giriş ve iki çıkış bölgesine sahiptir. Tüpün iç yüzeyine teğetsel konumlandırılmış olan bir veya birden fazla nozuldan geçen basınçlı gaz, tüp iç yüzeyi tarafından yönlendirilmekte ve hızlanmaktadır. Açısal hızı giderek artan bu gaz merkezkaç kuvvetinin etkisiyle tüp yüzeyine doğru yönelmektedir. Bu durum tüp merkezi ile tüp iç yüzeyi arasında basınç farkına yol açmakta ve akış radyal yönde merkeze doğru genişlemektedir. Açısal momentumun korunumu nedeniyle merkezdeki akışın açısal hızı, iç yüzeydeki açısal hızdan daha yüksek değerlere çıkmakta ve tüp içerisinde iki ayrı akış profili oluşmaktadır. Yüzey akışına kendisine göre daha hızlı olan merkez akış tarafından mekanik enerji transferi gerçekleşmekte ve yüzey akışı ivme kazanmaktadır. Buna bağlı olarak mekanik enerjisi azalan merkez akışın sıcaklığı düşmektedir. Mekanik enerji artışı ve cidardaki sürtünmenin etkisi altında kalan yüzey akışının sıcaklığı da yükselmektedir (Velioğlu 2012).

Vorteks tüplerinin akış yönü paralel ve ters olmak üzere birbirinden farklı akış karakteristiğine sahip iki türü vardır. Paralel akış karakteristiğindeki tüplerde, merkez ve cidar olmak üzere her iki akış da tüpün aynı yüzeyinden çıkmaktadır. "Paralel Akışlı Vorteks Tüpü" olarak adlandırılan bu tüpler tek bir çıkış bölgesine sahiptir. Giriş nozulunun bulunduğu uçta herhangi bir açıklık olmayıp, akış aksi taraftaki uçtan tüpten

dışarı çıkmaktadır. Sıcak ve soğuk akış ise tüpe eksenal yerleştirilmiş bir aparat ile birbirinden ayrılmaktadır. Gaz sıcaklıklarının ayarlanması, bu aparat üzerinde yapılan konum düzenlemesi ile gerçekleştirilmektedir. Sıcak ve soğuk akışın paralel bir şekilde hareket etmesi nedeniyle ayrışan gaz bölgeleri bazı bölümlerde iç içe geçebilmekte, bu sebeple paralel akışlı vorteks tüpleri pek tercih edilmemektedir. Ters akış karakteristiğine sahip tüplerde ise, merkez akış giriş nozulunun olduğu taraftan, cidar akışı ise buna ters taraftan tüpü terk etmektedir. Çalışma prensibi olarak bu akışa sahip tüpler “Karşıt Akışlı Vorteks Tüpü” olarak adlandırılmaktadır. Sıcak çıkış tarafında yer alan ve yine tüpe eksenal yerleştirilmiş valfin konum düzenlemesi ile gaz sıcaklıkları ayarlanmaktadır (Veliöglu 2012). Soğuk çıkış tarafında, çapı tüp çapından küçük olan bir orifis bulunmaktadır. Tüpte teğetsel hareket eden cidar akışı bir durma noktasından itibaren merkeze yönelmekte ve bu noktadan itibaren cidara ters yönde bir merkez akışı oluşmaktadır (Şekil 3.1). Giriş basıncı, çıkış sıcaklıkları, tüp geometrisi vb. gibi değişkenler durma noktasının konumu üzerinde etkiye sahip olduğundan, durma noktasının uzaydaki yerinin tahmini oldukça güçtür. Tüp içerisindeki basıncın atmosfer basıncından yüksek olması ve her iki tarafın atmosfere açık olması ile birlikte iç bölgede oluşan basınç farkı akışın ters istikamete yönelmesine neden olmaktadır (Özgür, 2001).



Şekil 3.1. Paralel (a) ve karşıt akışlı (b) vorteks tüpü şematik gösterimi (Fröhlingsdorf ve Unger 1999, Özgür 2001)

3.2. Vorteks Tüpü İçin Sıkıştırılabilir Akış Prensipleri

Vorteks tüpü basınçlandırılmış gaz ile çalışan bir cihazdır. Tüp içerisinde hareket eden gazlar çok yüksek hızlara çıkmakta ve akışta sıkıştırılabilir akış prensipleri söz konusu

olmaktadır. Potansiyel enerjinin ihmal edilebileceği bu akışta, yüksek hızlardan ortaya çıkan kinetik enerji tüp enerji ayrıştırma mekanizmasını doğrudan etkileyebilecek büyüklüklere erişmektedir.

Sıkıştırılabilir akış kontrol hacminde dikkate alınan entalpi, iç enerji ve akış enerjisini bünyesinde barındırmaktadır (Denklem 3.1). Jet akışı gibi yüksek hızlı akışlar söz konusu olduğunda, kinetik enerji ihmal edilemeyecek kadar yükselir. Böyle durumlarda, toplam (durma) entalpi olarak adlandırılan ve akışkanın entalpisi ile kinetik enerjisini bünyesinde barındıran Denklem 3.2’de açıklanmış ifadenin kullanılması gerekmektedir.

$$h = u + Pv \quad (3.1)$$

$$h_0 = u + \frac{v^2}{2} \quad (3.2)$$

Adyabatik akışın söz konusu olduğu bir akış ele alındığında, akıştaki potansiyel enerjinin ihmal edilmesi ile enerji denkliği Denklem 3.3’teki şekilde ifade edilebilir.

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (3.3)$$

Akışkanın bir tarafındaki hız durağana yakın olacak şekilde yavaşladığında, Eşitlik 3.3’te yer alan kinetik enerji entalpiye (iç enerji + akış enerjisi) dahil olur ve ayrı bir kinetik enerji teriminden söz edilemez (Denklem 3.4).

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 = h_{02} \quad (3.4)$$

Akışkanın sabit ısınma ısı ideal bir gaz olduğu durumlarda, entalpi Denklem 3.5’deki gibi ifade edilebilir.

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{v^2}{2}, \quad T_0 = T + \frac{v^2}{2c_p} \quad (3.5)$$

T_0 ideal bir gazın adyabatik olarak durağanlaştırılması durumunda söz konusu sıcaklığı ifade etmektedir. Burada akışın kinetik enerjisi durma anında akışın sıcaklığını $\frac{v^2}{2c_p}$ kadar arttırmaktadır. Bununla birlikte, durma noktasındaki akışkanın basıncı Denklem 3.6’da, yoğunluğu da Denklem 3.7’de ifade edilmiştir (Çengel ve Boles 2008).

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.6)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.7)$$

Sıkıştırılabilir akışlarda ses hızı önemli bir faktördür. Akışkan hızının dV kadar artırılması ile birlikte ses dalgası yaratan bir durum söz konusu olduğunda; akışkanın ön cephesindeki dalga c ses hızı ile hareket eder ve hareketli akışkanı durgun akışkandan ayırır. Böyle bir durumda, ses dalgasının ardında kalan kısım, ses dalgasının önündeki kısımdan $c - dV$ hızı kadar yavaş hareket eder.

Kütle denkliği:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, \quad \rho A c = (\rho + d\rho)A(c - dV), \quad c d\rho - \rho dV = 0 \quad (3.8)$$

Kontrol hacminin adyabatik olduğu ve potansiyel enerjideki değişimin ihmal edildiği durumda enerji denkliği:

$$e_1 = e_2, \quad h + \frac{c^2}{2} = h + dh + \frac{(c-dV)^2}{2} \quad (3.9)$$

Ses dalgasının genliği çok düşük olduğundan, ses dalgasından kaynaklanan basınç ve sıcaklık dağılımı ihmal edilebilir ve Denklem 3.9 sadeleşerek Denklem 3.10 dikkate alınabilir.

$$dh - c dV = 0 \quad (3.10)$$

Ses dalgasının izantropik yayıldığı göz önüne alındığında Denklem 3.11'deki bağıntı devreye girer.

$$T ds = dh - \frac{d\rho}{\rho}, \quad T ds = 0 \Rightarrow dh = \frac{d\rho}{\rho} \quad (3.11)$$

Denklem 3.9, Denklem 3.10 ve Denklem 3.11 bir arada değerlendirildiğinde, ses hızının hesaplandığı eşitlik oluşturulmuş olur (Denklem 3.12).

$$c^2 = \left(\frac{dP}{d\rho}\right), \quad (atx = sabit), \quad c^2 = (\partial P / \partial \rho)_x \quad (3.12)$$

Denklem 3.12, termodinamik bağıntılar kullanılarak Denklem 3.13 şeklinde gösterilebilir.

$$c^2 = k(\partial P/\partial \rho)_t \quad (3.13)$$

Akışkan hava gibi bir ideal gaz olduğunda Denklem 3.13'te açıklanan durum Denklem 3.14 şeklinde gösterilebilir.

$$c^2 = k(\partial P/\partial \rho)_t = k[(\partial(\rho RT))/\partial \rho]_t = kRT \Rightarrow c = \sqrt{kRT} \quad (3.14)$$

İdeal gazlarda k sabiti sıcaklığın bir fonksiyonu olduğundan, ses hızı sıcaklığa bağlıdır.

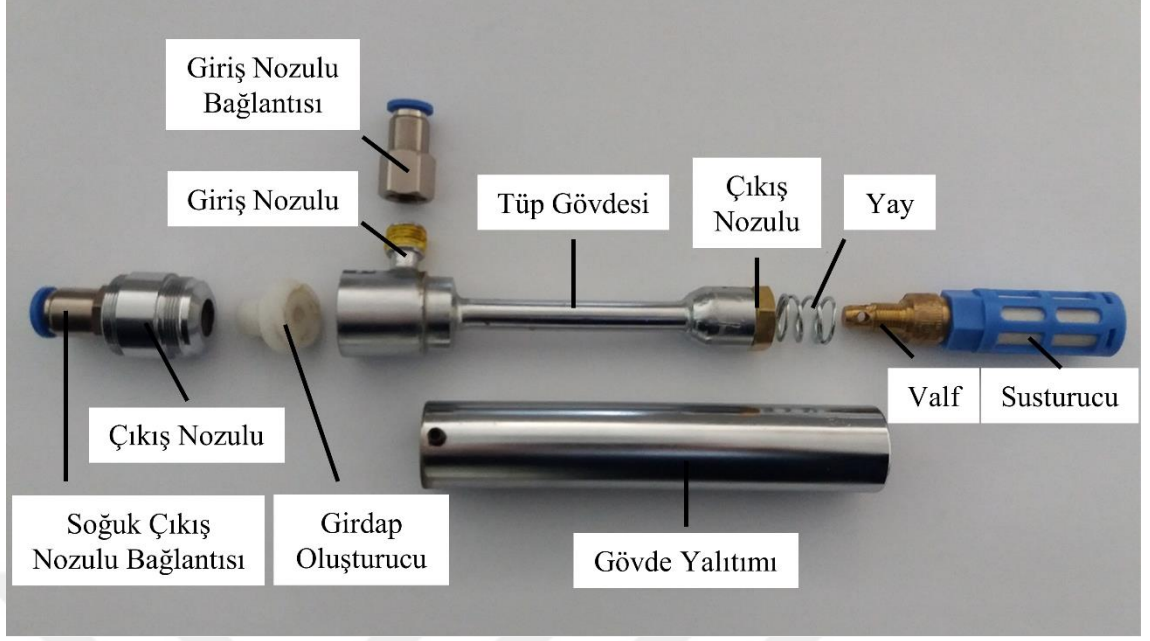
Akışkanın gerçek hızının, aynı halde bulunan aynı akışkanın ses hızına oranı ise Mach sayısı olarak adlandırılır (Denklem 3.15)

$$Ma = \frac{v}{c} \quad (3.15)$$

$Ma < 1$ durumundaki akışlara sesaltı akış, $Ma = 1$ durumundaki akışlara ses hızında akış, $Ma > 1$ durumundaki akışlara sesüstü akış, $Ma \gg 1$ durumundaki akışlara hipersonik akış ve $0,8 < Ma < 1,2$ durumundaki akışlara transonik akış adı verilir (Çengel ve Boles 2008).

3.3. Vorteks Tüpü Elemanları

Vorteks tüpleri oldukça basit bir yapıya sahip olup, tüp gövdesi, giriş nozulu, soğuk çıkış nozulu, sıcak çıkış nozulu, giriş nozulu bağlantısı, çıkış nozulu bağlantısı, girdap oluşturucu, valf, yay, susturucu ve gövde yalıtımı elemanlarından meydana gelmektedir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Vorteks tüpünü meydana getiren elemanlar

Tüp gövdesi: Silindirik bir yapıdadır. Teğetsel akışın bozulmaması için pürüzlülüğü mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır.

Giriş nozulu: Sıkıştırılmış gazın tüp gövdesine girdiği bölümdür. Teğetsel akışın azami hızda gerçekleşmesi ve basınç kayıplarının minimize edilmesi için gövde iç cidarına teğetsel konumda yerleştirilmelidir. Bu durumda ayrı bir girdap oluşturmaya gerek duyulmamakta, soğuk orifis soğuk çıkışın merkezinde yer almaktadır. Giriş nozulu gövdenin ortasına konumlandırılmış modellerde ise mutlaka ayrı bir girdap oluşturmaya kullanılmalıdır, aksi taktirde akış teğetsel bir karakter sergileyememektedir.

Soğuk ve sıcak çıkış nozulları: Paralel akışlı vorteks tüplerinde hem sıcak hem de soğuk çıkış nozulu aynı uçta bulunmaktadır. Karşıt akışlı vorteks tüplerinde ise soğuk çıkış nozulu giriş nozulunun bulunduğu uçta, sıcak çıkış nozulu ise diğer uçta yer almaktadır. Bu nozullara etki eden dış basınç belli bir miktarı geçmemelidir, aksi taktirde enerji ayrıştırma etkisi olumsuz etkilenebilir.

Giriş nozul bağlantısı: Basınçlandırılmış gazın vorteks tüpüne girmesi için giriş nozulu ile basınçlı gaz kaynağı arasında bağlantı görevi görmektedir.

Soğuk çıkış nozulu bağlantısı: Bu bağlantı, soğuk çıkan gazın yönlendirilmesi için istenen bölgelere akışı aktarır. Böylece soğutulması amaçlanan bölgenin vorteks tüpü vasıtasıyla soğutulan gaz ile beslenmesi sağlanır.

Girdap oluşturucu: Vorteks tüpü giriş nozulundan giren basınçlı gazın tüp gövdesi içerisinde teğetsel hareket etmesi için gazı yönlendirir. Girdap oluşturucu içerisinde akışın yönlenmesi için kanallar yer almaktadır. Bu kanalların sayısı, vorteks tüpü geometrisi ve çalışma koşullarına göre değişkenlik gösterebilir. Fulton (1950), girdap oluşturucunun merkezinde yer alan soğuk orifisin merkez akışa hız kazandırarak sıcaklığını düşürdüğünü belirtmiştir (Aydın ve ark. 2010).

Valf: Sıcak çıkışa aksel bir şekilde yerleştirilmektedir. Sıcak çıkıştan tahliye olan yüksek sıcaklıktaki gazın kütleli debisini ayarlar, buna bağlı olarak soğuk çıkıştan tahliye olan gazın kütleli debisi değişir. Kütleli debideki bu değişim, tüp içerisindeki mekanik enerji transferini etkiler, merkez ve cidar akış sıcaklıkları doğrudan etkilenir. Dolayısıyla soğuk çıkış sıcaklığı bu valfin hareketine bağlı olarak artar veya azalır.

Yay ve susturucu: Valfin tüp içerisindeki basınç sebebiyle kontrolsüz hareketini engellemek için ön gerilme sağlaması amacı ile yay kullanılmaktadır. Bu sayede valf ayarlanan konumda hareketsiz bir şekilde sabitlenmektedir. Sıcak çıkıştan dışarı atılan gazın ses şiddetini düşürmek için de susturucu kullanılmaktadır.

3.4. Vorteks Tüpü Performansına Etki Eden Tasarım Parametreleri

Vorteks tüpü soğutma performansı üzerinde, giriş nozul çapı, sıcak çıkış çapı, soğuk çıkış çapı, soğuk çıkış kütleli debi oranı, uzunluk-çap oranı (L/D) gibi geometrik değişkenlerin doğrudan etkisi vardır. Bununla birlikte giriş sıcaklığı, giriş debisi, tüp yüzeyinden çevreye olan ısı transferi gibi çalışma koşulları da vorteks tüpü soğutma performansını etkilemektedir. Bahsi geçen tüm değişkenlerin kendi içerisinde bir optimum değeri mevcuttur. En yüksek soğutma performansına ulaşılması ancak tüm bu değişkenlerin bir arada değerlendirilmesiyle mümkündür. Bu çalışmada da özellikle yukarıda bahsedilen parametreler üzerine yoğunlaşmıştır.

Giriş nozul çapı: Giriş nozul çapındaki değişimin soğutma performansına etki etmesinin nedeni, giriş kütleli debisine etki etmesidir. Örneğin giriş basıncı sabit olarak kabul

edilen bir sistemde giriş nozul çapındaki artış kütleli debi miktarını arttıracak ve soğutma performansı değişim gösterecektir. Dolayısıyla performans değerlendirmesi yapılırken nozul çapındaki değişimin çalışma koşulları ile birlikte değerlendirilmesi gerektiğinden, soğutma performansını ne yönde etkileyeceğini tahmin etmek zordur (Im ve Yu 2010).

Sıcak çıkış çapı: Tüp iç yüzeyinde teğetsel hareket eden sıcak gazın tüpten tahliye edildiği kısım olan sıcak çıkış çapının artırılması durumunda buradan tahliye edilen sıcak gaz miktarı artacak ve merkezdeki soğuk akışın kütleli debisi düşecektir. Dolayısıyla çaptaki artış soğutma performansını olumsuz etkilemektedir (Im ve Yu 2010).

Soğuk çıkış çapı: Tüp iç yüzeyinde merkezde hareket eden soğuk gazın tüpten tahliye edildiği kısım olan soğuk çıkış çapındaki değişim soğutma performansını doğrudan etkilemektedir. Bununla birlikte, en yüksek soğutma performansı için vorteks tüpü geometrisine ait diğer geometrik parametreler ile birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir (Bovand ve ark 2014).

Soğuk çıkış kütleli debi oranı: Bu değerini değişimi iki farklı açıdan değerlendirilebilir. Kütleli debi oranının düşmesi soğuk çıkış sıcaklığını düşürmekte ve soğutma yükünü arttırmaktadır. Fakat soğutma yükü kütleli debi oranına da bağlı olduğundan, çok düşük soğuk kütleli debi oranı soğutma yükünü olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle her tasarım için optimum bir soğuk çıkış kütleli debi oranı mevcuttur.

Uzunluk-çap oranı (L/D): Teğetsel akış ile merkez akışı arasında gerçekleşen enerji transferini etkileyen faktörlerden biri gövde çapıdır. Çapın büyümesi ile merkezden cidara olan enerji transferi azaltmaktadır. Tüp uzunluğunun artması durumunda ise, merkez akışı ile cidar akışı arasında daha uzun etkileşim alanı oluşacağından, daha etkin enerji ayrıştırma performansı gözlenmektedir. Bununla birlikte, enerji ayrıştırma performansının iyileştirilmesi için her iki değerini de bir arada değerlendirilmesi gerekmektedir (Ameri ve Behnia 2009).

Giriş sıcaklığı: Vorteks tüpü performansı giriş sıcaklığı ile çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın hesaplanması ile tanımlanmaktadır (Skye ve ark. 2006). Giriş sıcaklığı cidardaki teğetsel akışın sıcaklığı arasında doğrudan ilişki bulunmaktadır. Dolayısıyla merkez akış

ile cidar akışı arasında oluşacak enerji transferinin etkinliği ve soğutma performansı üzerinde giriş sıcaklığının doğrudan etkisi vardır. Literatürde bu konudaki çalışmaların azlığı sebebiyle giriş sıcaklığının soğutma performansı üzerindeki etkisi bu çalışmada da araştırılan parametrelerden biridir.

Giriş debisi: Tüp içerisinde gerçekleşen enerji transferi ve buna bağlı olan soğutma performansı, giriş debisi ile doğru orantılıdır. Literatürde giriş debisinin tüp soğutma performansı üzerindeki etkisi, dolaylı olarak giriş basıncının değiştirilmesi ile incelenmiştir. Giriş basıncının, dolayısıyla giriş debisinin arttırılması, vorteks tüpü soğutma performansını olumlu yönde etkilemektedir (Aydın ve Baki 2006, Xue ve ark. 2012, Bovand ve ark. 2014, Pourmahmoud ve ark. 2014, Gutak 2015).

Tüp yüzeyinden çevreye olan ısı transferi: Vorteks tüpü içerisinde sıcaklığı yükselen cidar akışından tüp yüzeyine olan ısı transferin artması, soğutma performansını olumsuz etkilemektedir (Ramakrishna ve ark. 2014, Sadi ve Gord 2014).

3.5. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), içerisinde akışkan hareketi ve ısı transferi denklemlerinin yer aldığı problemlerin, fiziksel diğer problemler ile birlikte bilgisayar destekli çözülmesi ve simüle edilmesidir. Kimyasal reaksiyonlar içeren sistemlerin bilgisayar destekli simülasyonu ile analiz edilmesi, bu yöneme örnek olarak gösterilebilir. Bu yöntem, matematiksel modele dönüştürülebilen bütün problemlerin (endüstriyel veya endüstriyel olmayan) bütün problemler için uygulanabilir. Versteeg ve Malalasekera'ya (1995) göre; kimyasal proses mühendisliği uygulamaları, uçak ve araç aerodinamiği, gemilerin hidrodinamiği, turbomakineler, elektrik ve elektronik mühendisliği uygulamaları, içten yanmalı motorlar ve gaz türbinleri, biomedikal mühendisliği uygulamaları, meteoroloji, hidroloji ve okyanus bilimi uygulamaları, yapıların iç ve dış ortamları ile ilgili uygulamalar HAD yönteminin yaygın olarak kullanıldığı alanlara örnek olarak gösterilebilir (Sevilgen 2010).

Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler sayesinde, yüksek türbülanslı akışlar ve karmaşık dinamik sistemler gibi karmaşık problemlerin çözümü mümkün hale

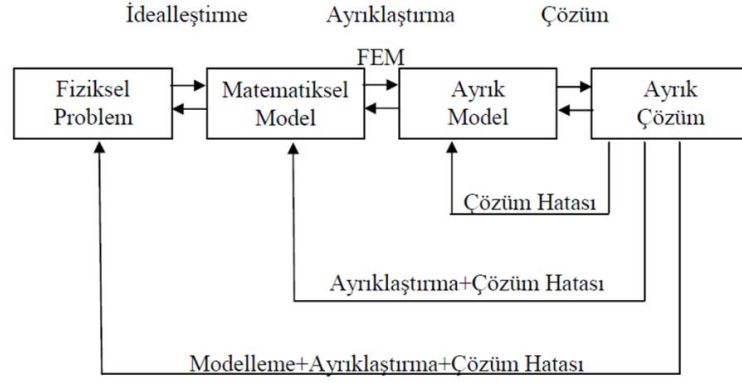
gelmiştir (Sevilgen 2010). Fiziksel problemleri HAD yöntemi ile çözmek için genel olarak üç kademe söz konusudur:

1. Ön işlem (Pre-processing): Problemi çözüm için hazırlama aşamasıdır.
2. İşlem (Processing): Hazırlığı yapılan problemin denklemlerinin çözdürüldüğü aşamadır.
3. Son İşlem (Post-processing): Elde edilen çözümlerin görüntülediği aşamasıdır.

Lomax ve ark. (1999), çözüm yöntemi olarak HAD kullanılan işlemlerde matematiksel modeller oluşturularak çözüme gidildiğini belirtmişlerdir. Bu modeller, gerçek hayatta karşılaşılan fiziksel problemlerin kısmi diferansiyel denklemler içeren nonlinear denklemler haline getirilmesiyle elde edilmektedir. Böylece kısmi diferansiyel denklemler, ayrıklaştırma adı verilen ve sayısal yaklaşım esasına dayanan sayısal çözüm yöntemleri uygulanarak, cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülmektedir. Ağ yapısının oluşturulması olarak da bilinen akış hacmi ayrıklaştırma işlemi yapıldıktan sonra HAD yaklaşımı ile çözüm yapılmaktadır. Bu sayısal yöntemler sonlu farklar, sonlu elemanlar, sonlu hacimler ve spektral metotlar olarak sınıflandırılmaktadır (Sevilgen 2010).

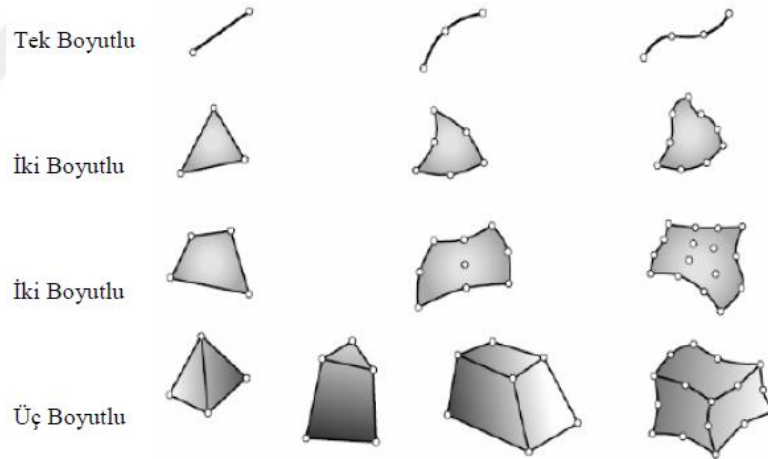
Sonlu Farklar Yöntemi: Bu yöntemde, fiziksel problemi tanımlayan matematiksel modeldeki türev ifadelerinin yer aldığı diferansiyel denklemler Taylor serisi yardımıyla yaklaşık olarak çözülür.

Sonlu Elemanlar Yöntemi: Bu yöntem, karmaşık mühendislik problemlerinin çözümünde oldukça sık kullanılan bir sayısal yöntemdir. Elde edilen çözümün hassasiyeti yüksektir. Manopulo'ya (2005) göre, fiziksel bir problemi matematiksel modele dönüştürülecek simülasyon süreci ve Sonlu Elemanlar Metodu (FEM) Şekil 3.3'te gösterildiği gibidir (Sevilgen 2010).



Şekil 3.3. Manopulo'ya (2006) göre, fiziksel bir problemi matematiksel modele dönüştürecek simülasyon süreci (Sevilgen 2010)

Bu yöntemde, öncelikle ayrıklaştırılan her bir element için ilgili denklemler çözülür. Ardından bu çözümler birleştirilir ve bir arada değerlendirilmesiyle süreklilik söz konusu olur. Sonlu Elemanlar Yöntemi uygulanırken kullanılan temel elemanlar Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Manopulo'dan (2006) bildirilen şekliyle Sonlu Elemanlar Yönteminde kullanılan temel elemanlar (Sevilgen 2010)

Sonlu Hacimler Yöntemi: Bu yöntemde, çözüm yapılacak matematiksel model belli sayıdaki kontrol hacimlerine (hücrelere) bölünerek ayrıklaştırma işlemi yapılır. Her bir hücrenin üzerinde korunum denklemleri çözdürülür ve integrasyonu sağlanır. Kontrol hacmi için söz konusu olan ve integral formuna sahip bu denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülür ve iteratif yöntemler uygulanır. Bu sayede yaklaşık çözüm elde edilmesi

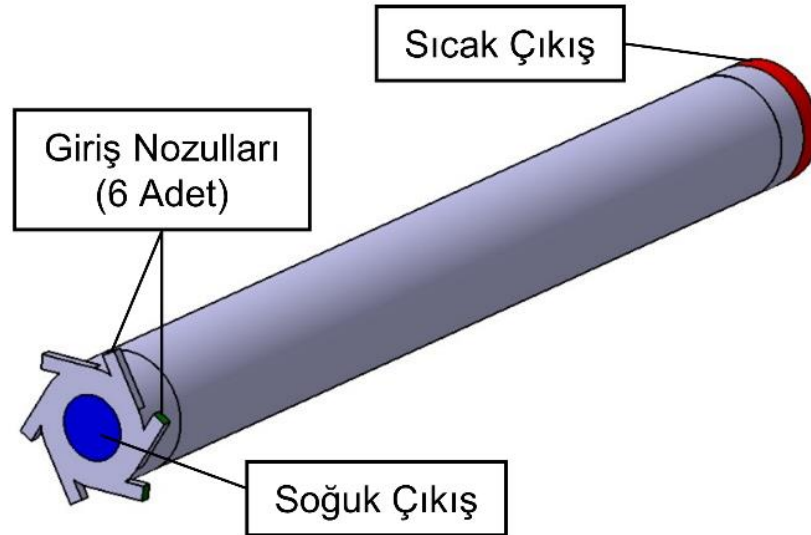
hedeflenir. Bu integrasyon işlemi, sonlu hacimler yöntemini diğer yöntemlerden ayırır (Sevilgen 2010).

3.6. Vorteks Tüpünün HAD Analizleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri 2,40 GHz hızına sahip işlemci, 8 GB bellek ve 64 bit işletim sistemine sahip bilgisayar üzerinde ANSYS Fluent 15.0 paket programı kullanılarak yürütülmüştür.

3.6.1. Geometrinin Oluşturulması

Üzerinde çalışılan vorteks tüpüne ait geometrik veriler için Skye ve ark. (2006) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışma dikkate alınmıştır (Şekil 3.5). Altı adet giriş lülesi, eş eksenli olmak üzere sıcak ve soğuk çıkış yüzeyleri ve gaz akışının incelendiği tüp yüzeyleri bulunan geometriye ait ölçüler Çizelge 3.1’de verilmiştir. Bu ölçüler ile oluşturulan geometri doğrulama çalışması için kullanılmıştır. Bununla birlikte, incelenen parametre seviyeleri arasındaki değişimleri istatistiksel olarak incelemek için, oluşturulan Taguchi’nin $L_{27}(3)^5$ deney tasarımında her bir deney sırası için ayrı birer model oluşturulmuş ve analiz çalışmalarında bu modeller kullanılmıştır. Çizelge 3.2’de incelenen parametreler ve bu parametrelere ait seviyeler yer almaktadır.



Şekil 3.5. HAD analizlerinde kullanılan modelin perspektif görünümü

Çizelge 3.1. HAD analizlerinde kullanılan modele ait geometrik ölçüler

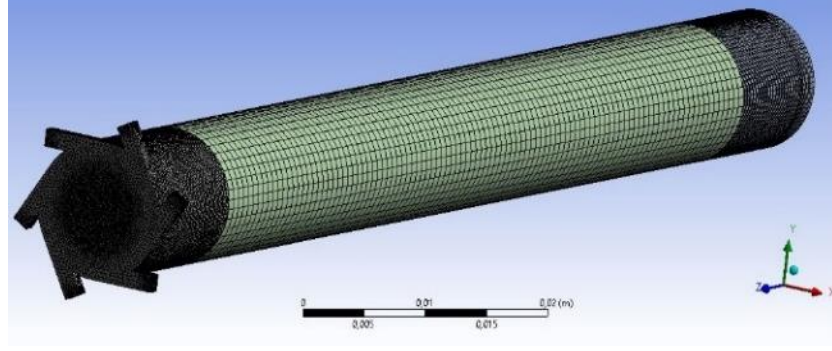
Ölçüler	Deneysel VT Verileri (Skye ve ark. 2006)
Tüp Uzunluğu	106 mm
Tüp Çapı	11,4 mm
Nozul Yüksekliği	0,97 mm
Nozul Genişliği	1,41 mm
Nozul Giriş Yüzey Alanı	8,2 mm ²
Soğuk Çıkış Alanı	30,19 mm ²
Sıcak Çıkış Alanı	95 mm ²

Çizelge 3.2. Soğutma performansı üzerindeki etkileri incelenen vorteks tüpü parametreleri ve parametrelere ait seviyeler

Parametre	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3
Lüle Sayısı (adet)	4	6	8
Soğuk Çıkış Çapı (mm)	5,472	6,2	7
Sıcak Çıkış Çapı (mm)	5	6	7
Tüp Çapı (mm)	10,13	11,4	12,83
Tüp Uzunluğu (mm)	94,2	106	119,3
Giriş Sıcaklığı, T_i (K)	284,2	294,2	304,2
Giriş Kütleli Debisi, \dot{m}_i (g/s)	6,68	8,35	10,02
Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	0	100	1000

3.6.2. Ağ Yapısının Oluşturulması

Oluşturulan vorteks tüpü geometrilerinden öncelikle Skye ve ark. (2006) tarafından yürütülen ve bu çalışmada da referans alınan modelin ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ oluşturma çalışmaları için ANSYS Meshing programı kullanılmış ve model farklı bölgelere ayrılmıştır. Modelde “Giriş ve Soğuk Çıkış”, “Ana Tüp” ve “Sıcak Çıkış” olmak üzere üç farklı bölge tanımlanmış, bu sayede hürelere farklı boyut ve özellikler atanabilmiştir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Vorteks tütünün 3D HAD çözümü için oluşturulan modeline ait ağ yapısı

Ana Tüp bölgesi için hexahedron hücreler atanmış ve akış nispeten düzene girdiği için diğer bölgelere göre daha büyük hacimlere ayrılmıştır. Giriş ve Soğuk Çıkış bölgesi ile birlikte Sıcak Çıkış bölgesi ayrıştırılırken, hücre geometrisi olarak tetrahedron hücreler atanmış ve bu bölgelerde düzensiz akış söz konusu olduğu için diğer bölüme göre daha küçük hacim bölgelerine ayrılmıştır. Momentum, hız ve süreklilik denklemlerinin kritiklik arz ettiği bölümler için daha hassas sonuç elde edilmesine yönelik olarak tanımlanan bu ağ yapıları, 5 farklı şekilde oluşturulmuştur. 188587, 292780, 387941, 490274 ve 594379 adet hacimden oluşan bu yapılar üzerinde ilk olarak doğrulama, ardından da ağdan bağımsızlık çalışmaları yürütülmüştür.

3.6.3. Sınır Şartları ve Denklemler

Vorteks tüpü modeli üzerinde akış ve enerji ayrıştırma performansını gözlemlemek için yürütülen analizlerde, çalışılan akışkan olarak hava seçilmiştir. Giriş vektörleri giriş yüzeylerine dik olup, giriş şartı olarak kütleli debi tercih edilmiştir. Havanın giriş toplam sıcaklığı 284,2 K ile 304,2 K, toplam kütleli debisi ise 8,35 g/s ile 10,02 g/s değerleri arasında tanımlanmıştır (Çizelge 3.2). Analizler ideal gaz kabulü, sıkıştırılabilir ve türbülanslı akış kabulü ile gerçekleştirilmiş ve türbülans modeli olarak literatürde en uygun yöntem olarak tanımlanan standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır (Pourmahmoud ve ark. 2014, 2015, Thakare ve Parekh 2014, 2015, Kandil ve Abdelghany 2015). μ_c değerini ayarlamak için, sıcak çıkıştaki statik basınç 0,65-1,35 bar, soğuk çıkıştaki statik basınç 0,15-0,17 bar arasında değiştirilmiştir. Soğuk çıkışta ortaya çıkan ters akış kaynaklı hataların minimize edilmesi için iteratif yöntem tercih edilmiş, ve ters akışa ait sıcaklıklar sürekli güncellenerek soğuk çıkış sıcaklığına ayarlanmıştır (Skye ve ark. 2006). Tüp yüzeyinden çevreye olan ısı transferinin etkisini incelemek için,

tüp yüzeyinden ısı geçişi sırasıyla 0 W/m²K, 100 W/m²K ve 1000 W/m²K değerleri kullanılarak incelenmiştir (Çizelge 3.2). Bu değişkenlerin bir arada incelenmesi için, aşağıda açıklanan sıkıştırılabilir akışta süreklilik, momentum, kütle korunumu, enerji ve türbülans denklemleri çözdürülmüştür (Anonim 2013):

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.16)$$

Bu ifade kütle korunumu eşitliğinin genel formu olup, sıkıştırılmaz akışların yanı sıra sıkıştırılabilir akışlarda da kullanılmaktadır.

Üç boyutlu momentum denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.17)$$

Tensör gerilimi:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3.18)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla T - \sum_j (h_j \vec{J}_j) + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v})] + S_h \quad (3.19)$$

İdeal gaz denklemi:

$$P = \rho RT \quad (3.20)$$

Vorteks tüpü soğuk ve sıcak çıkış durma sıcaklığı farkı:

$$\Delta T_c = T_i - T_c \quad (3.21)$$

$$\Delta T_h = T_h - T_i \quad (3.22)$$

Soğutma yükü:

$$Q_c = \dot{m}_c c_p \Delta T_c \quad (3.23)$$

Vorteks tüpünün birim zamandaki soğutma miktarını tanımlayan Q_c ifadesi, vorteks tüpünün soğutma performansının bir göstergesi olarak kullanılmıştır.

3.7. Taguchi İstatistiksel Deney Tasarımı

Parametrelerin performans üzerindeki etkilerinin araştırılması için birçok yöntem mevcuttur. Geleneksel yöntemlerde, parametrelerin etkileri sıra sıra incelenmekte, bir parametrenin etkisi araştırılırken diğer parametrelere ait seviyeler sabit tutulmakta, bu sayede her bir parametrenin etkisi net bir şekilde gözlemlenmektedir. Fakat değişken sayısının artması durumunda deney sayısı da artacağından ciddi zaman ve kaynak sarfiyatı ortaya çıkabilmektedir. Deney sayısının azalması, zaman ve kaynak tasarrufu sağlanması için Tam Faktöriyel ve Taguchi gibi istatistiksel deney tasarımı yöntemlerine başvurulmaktadır. Her bir yöntem kendine has bir metodolojiye sahip olup, geleneksel yöntemlere göre daha az sayıda deney yapılarak istatistiksel olarak anlamlı sonuçlar elde edilebilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Tam Faktöriyel Deney Tasarımı: Bu yöntem esas olarak en az iki parametrenin en az iki seviyesinin bulunduğu, deneylerde bu seviyelerin çarpımlarına ait kombinasyonların incelendiği bir yöntemdir. İstatistiksel metotlar ile birlikte değerlendirildiğinde, deney sonuçlarının analizinde oldukça faydalı bir uygulamadır. Kontrol edilemeyen faktörlere ait etkilerden, deney kurulumunda ortaya çıkması muhtemel hatalardan ve toleranslardan kaynaklanan sapmaları en aza indirmek için deneylerin en az  c kez tekrar etmesi önerilmektedir. Deneylerden elde edilen ANOVA veya regresyon a.nalizi ile istatistiksel olarak yorumlanabilmektedir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Taguchi Ortogonal Deney Tasarımı: G ral'a (2003) göre Taguchi deneysel tasarım yönteminde geliştirilen metodoloji esasen sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı olmak üzere  c temel kavramdan oluşmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren 2009):

Sistem tasarımı adımımda, eldeki tüm materyaller değerlendirilir, teknolojik yenilikler araştırılır ve sistemde uygulanabilirlik çalışması yapılarak d şuk maliyetle yüksek kaliteli ürün tasarımı amaçlanmaktadır.

Parametre tasarımı adımımda, üretimde kullanılan ve problemle alakalı parametrelerin iyileştirmesi amaçlanır. Kontrol edilemeyen parametreler belirlenerek bunların etkileri en

aza indirilir. Parametreleri bloklamak için Taguchi'nin geliştirdiği ortogonal diziler kullanılır (Çizelge 3.3). Bunun yanı sıra sinyal/gürültü oranı (S/N – Signal/Noise) analizi ile hesaplama yapılabilir. Çizelge 3.3'te verilen Taguchi'nin ortogonal dizisinden parametre ve seviye sayısına uygun bir dizi seçilir. Örneğin, bir araştırmacı 6 adet parametreye sahipse ve her bir parametrenin 3 seviyesi olduğu varsayılırsa, en uygun dizi olarak L18 dizisi seçilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Çizelge 3.3. Taguchi'nin ortogonal dizi tablosu (Gökçe ve Taşgetiren 2009)

		Seviye Sayısı											
		2		3			4			5			
Parametre Sayısı	Par=2	S=2	L4	Par=2	S=3	L9	Par=2	S=4	L16	Par=2	S=5	L25	
	Par=3	S=2		Par=3	S=3		Par=3	S=4		Par=3	S=5		
	Par=4	S=2	L8	Par=4	S=3		Par=4	S=4		Par=4	S=5		
	Par=5	S=2		Par=5	S=3	Par=5	S=4	Par=5		S=5			
	Par=6	S=2	L11	Par=6	S=3	L18	Par=6	S=4	L32	Par=6	S=5		L50
	Par=7	S=2		Par=7	S=3		Par=7	S=4		Par=7	S=5		
	Par=8	S=2		Par=8	S=3		Par=8	S=4		Par=8	S=5		
	Par=9	S=2	Par=9	S=3	Par=9		S=4	Par=9		S=5			
	Par=10	S=2	Par=10	S=3	L27	Par=10	S=4	Par=10		S=5			
	Par=11	S=2	Par=11	S=3		Par=11	S=5						
	Par=12	S=2	L16	Par=12	S=3	L36	Par=12	S=5					
	Par=13	S=2		Par=13	S=3		Par=13	S=5					
	Par=14	S=2		Par=14	S=3		Par=14	S=5					
	Par=15	S=2	Par=15	S=3	Par=15		S=5						
	Par=16	S=2	L32	Par=16	S=3	L36	Par=16	S=5					
	Par=17	S=2		Par=17	S=3		Par=17	S=5					
	Par=18	S=2		Par=18	S=3		Par=18	S=5					
	Par=19	S=2		Par=19	S=3		Par=19	S=5					
	Par=20	S=2		Par=20	S=3		Par=20	S=5					
	Par=21	S=2		Par=21	S=3		Par=21	S=5					
	Par=22	S=2		Par=22	S=3		Par=22	S=5					
	Par=23	S=2		Par=23	S=3		Par=23	S=5					
	Par=24	S=2											
	Par=25	S=2											
	Par=26	S=2											
	Par=27	S=2											
	Par=28	S=2											
	Par=29	S=2											
	Par=30	S=2											
	Par=31	S=2											

Taguchi ortogonal dizilerinde, parametre sayısına ve parametrelere ait seviye sayısına bağlı olarak bir sistematik içerisinde deney matrisi oluşturulur. Örnek olarak L8 dizisi Çizelge 3.4’te gösterilmiştir. Sütunlara A, B, C, D, E, F ve G parametreleri, sütunların altında her bir sıradaki 1 ve 2 no.lu seviyeler, Y1, Y2 ve Y3 ise deney tekrarlarındaki sonuçları temsil etmektedir. Bununla birlikte ortalamalar ve S/N değerleri hesaplanır ve bu tabloya yerleştirilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Çizelge 3.4. Taguchi $L_8(2)^8$ ortogonal dizisine ait parametre matrisi (Gökçe ve Taşgetiren 2009)

L8 ORTOGONAL DİZİSİ												
DENEY NO	PARAMETRELER							SONUÇLAR (3 TEKRAR)				
	A	B	C	D	E	F	G	Y1	Y2	Y3	ORT	S/N
1	1	1	1	1	1	1	1	*	*	*	*	*
2	1	1	1	2	2	2	2	*	*	*	*	*
3	1	2	2	1	1	2	2	*	*	*	*	*
4	1	2	2	2	2	1	1	*	*	*	*	*
5	2	1	2	1	2	1	2	*	*	*	*	*
6	2	1	2	2	1	2	1	*	*	*	*	*
7	2	2	1	1	2	2	1	*	*	*	*	*
8	2	2	1	2	1	1	2	*	*	*	*	*

Tolerans tasarımı ise, parametre belirleme çalışmaları ile hedeflenen sonuca ulaşamadığı durumlarda yapılan ek çalışmaları içermektedir. Bu aşamada elde edilen çıktılardan faydalanarak ürünün hedef değerden sapma göstergesinin yol açtığı kayıplar bulunur ve bu sapmalar en aza indirilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Taguchi’nin ortogonal deney tasarımından elde edilen çıktılar istatistiksel anlamda değerlendirmek için, kayıp fonksiyonu olarak da bilinen Sinyal/Gürültü oranı (S/N – Signal/Noise) olarak tanımlanan bir fonksiyon mevcuttur. Bu fonksiyon, “En Düşük (Az) En İyi”, “En Yüksek (Büyük) En İyi” ve “Nominal En İyi” olmak üzere üç farklı amaca yöneliktir ve performans karakteristiği olarak da adlandırılmaktadır. Her üç durumun da hesaplandığı denklemler aşağıda verilmiştir.

En Düşük (Az) - En İyi:

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (3.24)$$

En Yüksek (Çok) – En İyi:

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (3.25)$$

Nominal – En İyi:

$$\frac{S}{N} = 10 \log \left(\frac{\bar{y}}{S^2} \right) \quad (3.26)$$

$\frac{S}{N}$ oranı yükseldikçe çıktının varyansı azalmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.27)$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (3.28)$$

Taguchi deney tasarımına uygun yürütülen deneyler ile elde edilen sonuçlar varyans hesaplamasına tabi tutulur. Bu hesaplama yapılırken Denklem 3.29, Denklem 3.30, Denklem 3.31, Denklem 3.32, Denklem 3.33 ve Denklem 3.34’te verilen denklemlerden faydalanılır (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

$$SS_A = \left[\sum_{i=1}^{k_A} \left(\frac{A_i^2}{n_{A_i}} \right) \right] - \frac{T^2}{N} \quad (3.29)$$

$$SS_{AXB} = \left[\sum_{i=1}^{\bar{C}} \left(\frac{(AXB)_i^2}{n_{AXB_i}} \right) \right] - \frac{\bar{T}^2}{N} - SS_A - SS_B \quad (3.30)$$

$$SS_T = SS_A + SS_B + SS_{AXB} + SS_C \quad (3.31)$$

$$SS_T = \left[\sum_{i=1}^n y_i^2 \right] - \frac{\bar{T}^2}{N} \quad (3.32)$$

$$\bar{v}_A = k_A - 1 \quad (3.33a)$$

$$\bar{v}_B = k_B - 1 \quad (3.33b)$$

$$\overline{v_{AXB}} = (\overline{v_A})X(\overline{v_A}) \quad (3.33c)$$

$$\overline{v_T} = \overline{v_A} + \overline{v_B} + \overline{v_{AXB}} + \overline{v_c} \quad (3.34a)$$

$$\overline{v_T} = N - 1 \quad (3.34b)$$

Taguchi deney tasarımından elde edilen veriler üzerinde yukarıda verilen eşitlikler kullanılarak varyans analizi yapılabilir. Analiz çalışmasında aşağıda gösterilen sıra takip edilmelidir. Bu çalışma hem sinyal/gürültü oranına göre hem de ortalamalara göre yapılabilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

1. Her bir parametre için Denklem 3.29 kullanılarak kareler toplamı (SS_A) hesaplanır.
2. Parametreler arasında herhangi bir etkileşim söz konusu ise, Denklem 3.30 kullanılarak her bir etkileşim için kareler toplamı (SS_{AXB}) hesaplanır.
3. Kontrol edilebilen tüm parametreler için toplam kareler toplamı Denklem 3.31 ve Denklem 3.32 kullanılarak hesaplanır.
4. Kontrol edilebilen parametrelerin ve etkileşimlerin serbestlik dereceleri $\overline{v_A}$, $\overline{v_B}$, $\overline{v_{AXB}}$ Denklem 3.33 kullanılarak hesaplanır.
5. Serbestlik dereceleri Denklem 3.33 ile hesaplanan her bir parametre ve etkileşimin serbestlik dereceleri Denklem 3.34 ile hesaplanır.

$$\overline{V_e} = \frac{SS_E}{\overline{v_e}} \quad (3.35)$$

$$\overline{V_A} = \frac{SS_A}{\overline{v_A}} \quad (3.36a)$$

$$\overline{V_B} = \frac{SS_B}{\overline{v_B}} \quad (3.36b)$$

$$\overline{V_{AXB}} = \frac{SS_{AXB}}{\overline{v_{AXB}}} \quad (3.36c)$$

$$F_A = \frac{\overline{V_A}}{\overline{V_e}} \quad (3.37a)$$

$$F_{\alpha, \overline{V_1}, \overline{V_2}} \quad (3.37b)$$

$$SS'_A = SS_A - (\overline{V_e}) \cdot (\overline{V_A}) \quad (3.38a)$$

$$\bar{P} = \left(\frac{SS'_A}{SS_T} \right) X100 \quad (3.38b)$$

6. Deneyleerde kontrol edilemeyen parametrelerin kareleri toplamı SS_E , serbestlik dereceleri toplamı ise \bar{v}_e 'dir. Hatanın serbestlik derecesini gösteren \bar{v}_e serbestlik derecesi, kontrol edilebilen parametrelerin serbestlik derecesinin ortogonal dizinin serbestlik derecesinden çıkartılmasıyla elde edilir. Hata varyansı ise, Denklem 3.35'te gösterildiği şekilde, hatanın kareleri toplamının hatanın serbestlik derecesine bölünmesiyle elde edilir.
7. Kontrol edilebilen her bir parametrenin ve etkileşimin kareleri toplamının, o parametrenin ve etkileşimin serbestlik derecesine bölümü ile, Denklem 3.36'da gösterildiği şekilde, etkileşim varyansları hesaplanır.
8. Denklem 3.35'te verildiği şekilde, kontrol edilebilen her bir parametrenin varyansının hata varyansına bölümü ile her bir parametre için F değeri tespit edilir. Bu değer hesaplanırken, deneydeki bir parametrenin serbestlik derecesi paya, hatanın serbestlik derecesi ise paydaya yazılır. Çizelge 3.5'te verilen standart F değeri tablosundan, tespit edilen bu değere karşılık olan veriler okunur ve %95 güven testi yapılır. Her bir parametrenin deneye katkısını hesaplamak için Denklem 3.38 kullanılır.

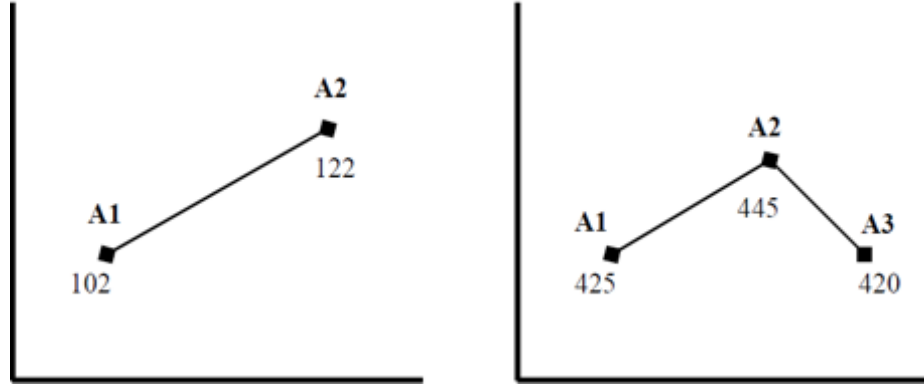
Ross'dan (1995) aktarıldığına göre yürütülen deneyleerde hangi parametrelerin etkin olduğunu belirlemek için sütun etkisi yöntemi kullanılmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren 2009). Örnek model olarak Çizelge 3.4'te verilen Taguchi $L_8(2)^8$ ortogonal dizisi dikkate alınır, deneyleere karşılık gelen ortalama değerler ya da S/N değerleri, A parametresinin 1. seviyesine karşılık gelenler olarak toplanır. A parametresinin 2. seviyesine karşılık gelen ortalamlar ya da gürültü oranı değerleri de toplandıktan sonra, diğer seviyelerin toplamından çıkarılır. Aradaki farkın işaretine bakmaksızın, büyük farka sahip olan etkili olarak seçilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Etkin parametreler belirlenirken, seviyelere karşılık gelen değerler, Şekil 3.7'de örneklendiği gibi bir grafik üzerinde gösterilebilir. Bu şekilde, 2 seviyeli ve 3 seviyeli A parametresinin sütun etkisi metodu grafik üzerinde gösterilmiştir. Soldaki grafikte A1 seviyesine ait değerlerin toplamının 102, A2 seviyesine ait değerlerin toplamının ise 122

olduğu görülmektedir. Buna göre A parametresinin en etkili seviyesinin 2 olduğu söylenebilir (Gökçe ve Taşgetiren 2009).

Çizelge 3.5. %95 düzeyindeki güven aralığı için F tablosu (Gökçe ve Taşgetiren 2009)

α	0,05									
	PAY									
PAYDA	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,00
1	161,45	199,50	215,71	224,58	230,16	233,99	236,77	238,88	240,54	241,88
2	18,51	19,00	19,16	19,25	19,30	19,33	19,35	19,37	19,38	19,40
3	10,13	9,55	9,28	9,12	9,01	8,94	8,89	8,85	8,81	8,79
4	7,71	6,94	6,59	6,39	6,26	6,16	6,09	6,04	6,00	5,96
5	6,61	5,79	5,41	5,19	5,05	4,95	4,88	4,82	4,77	4,74
6	5,99	5,14	4,76	4,53	4,39	4,28	4,21	4,15	4,10	4,06
7	5,59	4,74	4,35	4,12	3,97	3,87	3,79	3,73	3,68	3,64
8	5,32	4,46	4,07	3,84	3,69	3,58	3,50	3,44	3,39	3,35
9	5,12	4,26	3,86	3,63	3,48	3,37	3,29	3,23	3,18	3,14
10	4,96	4,10	3,71	3,48	3,33	3,22	3,14	3,07	3,02	2,98
11	4,84	3,98	3,59	3,36	3,20	3,09	3,01	2,95	2,90	2,85
12	4,75	3,89	3,49	3,26	3,11	3,00	2,91	2,85	2,80	2,75
13	4,67	3,81	3,41	3,18	3,03	2,92	2,83	2,77	2,71	2,67
14	4,60	3,74	3,34	3,11	2,96	2,85	2,76	2,70	2,65	2,60
15	4,54	3,68	3,29	3,06	2,90	2,79	2,71	2,64	2,59	2,49
16	4,49	3,63	3,24	3,01	2,85	2,74	2,66	2,59	2,54	2,49
17	4,45	3,59	3,20	2,96	2,81	2,70	2,61	2,55	2,49	2,45
18	4,41	3,55	3,16	2,93	2,77	2,66	2,58	2,51	2,46	2,41
19	4,38	3,52	3,13	2,90	2,74	2,63	2,54	2,48	2,42	2,38
20	4,35	3,49	3,10	2,87	2,71	2,60	2,51	2,45	2,39	2,35
21	4,32	3,47	3,07	2,84	2,68	2,57	2,49	2,42	2,37	2,32
22	4,30	3,44	3,05	2,82	2,66	2,55	2,46	2,40	2,34	2,30
23	4,28	3,42	3,03	2,80	2,64	2,53	2,44	2,37	2,32	2,27
24	4,26	3,40	3,01	2,78	2,62	2,51	2,42	2,36	2,30	2,25
25	4,24	3,39	2,99	2,76	2,60	2,49	2,40	2,34	2,28	2,24
26	4,23	3,37	2,98	2,74	2,59	2,47	2,39	2,32	2,27	2,22
27	4,21	3,35	2,96	2,73	2,57	2,46	2,37	2,31	2,25	2,20
28	4,20	3,34	2,95	2,71	2,56	2,45	2,36	2,29	2,24	2,19
29	4,18	3,33	2,93	2,70	2,55	2,43	2,35	2,28	2,22	2,18
30	4,17	3,32	2,92	2,69	2,53	2,42	2,33	2,27	2,21	2,16
40	4,08	3,23	2,84	2,61	2,45	2,34	2,25	2,18	2,12	2,08
50	4,03	3,18	2,79	2,56	2,40	2,29	2,20	2,13	2,07	2,03
60	4,00	3,15	2,76	2,53	2,37	2,25	2,17	2,10	2,04	1,99
70	3,98	3,13	2,74	2,50	2,35	2,23	2,14	2,07	2,02	1,97
80	3,96	3,11	2,72	2,49	2,33	2,21	2,13	2,06	2,00	1,95
90	3,95	3,10	2,71	2,47	2,32	2,20	2,11	2,04	1,99	1,94
100	3,94	3,09	2,70	2,46	2,31	2,19	2,10	2,03	1,97	1,93
200	3,89	3,04	2,65	2,42	2,26	2,14	2,06	1,98	1,93	1,88
500	3,86	3,01	2,62	2,39	2,23	2,12	2,03	1,96	1,90	1,85
1000	3,85	3,00	2,61	2,38	2,22	2,11	2,02	1,95	1,89	1,84



Şekil 3.7. Sütun etkisinin grafik üzerinde gösterimi

Çok Yanıtlı Sinyal/Gürültü (MRSN) Oranını Belirleme: Varyasyonun azaltılmasında ilk olarak, her yanıtın kalite kaybının ölçüsünün (scale) normalleştirilmesi gerekmektedir. Her yanıt için, her bir denemedeki kalite kaybı, Denklem 3.39 ile verildiği üzere, j . denemedeki en büyük kalite kaybına bölünür. Dolayısıyla, normalleştirilen en büyük değer 1'dir. Böylece, normalleştirilen kalite kaybı, 0 ile 1 arasında değişir. Bu yüzden her bir yanıt için kalite kaybı doğrudan toplanabilir (Tong ve ark. 1997, Antony 2001, Baynal 2005).

$$\bar{C}_{ij} = \frac{L_{ij}}{L_{i^*}} \quad (3.39a)$$

$$L_{i^*} = \max[L_{i1}, L_{i2}, \dots, L_{ij}] \quad (3.39b)$$

İkincisi, her denemede normalleştirilen toplam kalite kaybını (TNQL) hesaplamak için her bir yanıtı uygun bir aralık verilir. En sonunda, MRSN oranı da TNQL'ye dayanarak hesaplanır. Bu üç adım aşağıdaki gibi özetlenebilir (Tong ve ark. 1997, Antony 2001, Baynal 2005).

Adım 1: Her bir yanıt için denemenin kalite kaybını normalleştir.

Adım 2: Her deneme için normalleştirilen toplam kalite kaybını hesapla

Adım 3: Her deneme için MRSN oranını Denklem 3.40 ile belirle (Baynal 2005).

$$MRSN_j = -10 \log_{10}(TNQL_j) \quad (3.40)$$

En İyi Faktör/Seviye Kombinasyonunu Belirleme: Taguchi, daha küçük daha iyi ve daha büyük daha iyi durumlar için beklenen kalite kaybının dolaysız olarak en küçüklenmesini önermektedir. Nominal en iyi durumu için ise, iki aşamalı; yani S/N oranını enbüyükleme ve sonra ortalamayı hedef değere ayarlamak şeklinde bir eniyileme (optimizasyon) prosedürü önermektedir. Bu kavramlara dayandırılan çok yanıtlı problemlerde en iyi faktör – seviye kombinasyonunu belirlemek üzere kullanılan prosedür aşağıda açıklanmaktadır (Rowlands ve ark. 2000).

Adım 1: Faktör etkilerinin hesaplanması

1. MRSN değerleri üzerinden faktör etkilerinin çizilmesi ve ana etkilerin çizelgelenmesi
2. Nominal en iyi durum için ortalama yanıt değerleri üzerinden faktör etkilerinin çizilmesi ve ana etkilerin çizelgelenmesi

Adım 2: En iyi kontrol faktörlerinin ve seviyelerinin belirlenmesi

1. MRSN üzerinde anlamlı etkisi olan kontrol faktörlerinin bulunması
2. Her bir kontrol faktörü için MRSN üzerinde en büyük değere sahip olan en iyi seviyenin belirlenmesi

Adım 3: En iyi ayarlama faktörlerinin belirlenmesi

Eğer çok yanıtlı problemlerde nominal en iyi durumu geçerliyse, uygun ayarlama faktörleri tanımlanmalıdır. Dört durum söz konusudur:

1. Daha küçük daha iyi ve nominal en iyi karakteristiklerinin eniyilenmesi durumu
2. Daha büyük daha iyi ve nominal en iyi karakteristiklerinin eniyilenmesi durumu
3. Daha küçük daha iyi, daha büyük daha iyi ve nominal en iyi karakteristiklerinin eniyilenmesi durumu
4. Hepsinin nominal en iyi karakteristiklerinin eniyilenmesi durumu

Tüm bu çalışmalardan sonra doğrulama deneyi aşamasına geçilir. Doğrulama deneyi, deneyle elde edilen en iyi durumun gerçekten bir iyileştirme sağladığını kanıtlamak için yapılır. Her bir yanıt için gözlenen ve öngörülen S/N oranları birbirine yakınsa, üzerinde deney yapılan toplamalı modelin (additive model) iyi bir öngörü olduğuna karar

verilebilir. Sonuçta önerilen en iyi durum proses için benimsenebilir. Eğer yanıtlardan biri için öngörülen ve gözlenen S/N oranları birbirine yakın değilse “Toplamalı model yetersizdir ve belki de etkileşimler önemlidir.” yorumu yapılabilir. Bu durumda, istenen amacı başarmak için başka bir deney yapmak gerekebilir (Tong ve ark. 1997). Söz konusu prosedürün ana gücü, onun evrensel olmasıdır. Şöyle ki, her türlü çok yanıtlı problemde kullanılabilir, sürekli ve kesikli veri tiplerine eş zamanlı olarak uygulanabilir.

3.8. Vorteks Tüpü Soğutma Performansına Etki Eden Parametrelerin Optimal Seviye Kombinasyonu İçin Taguchi İstatistiksel Tasarımının Oluşturulması

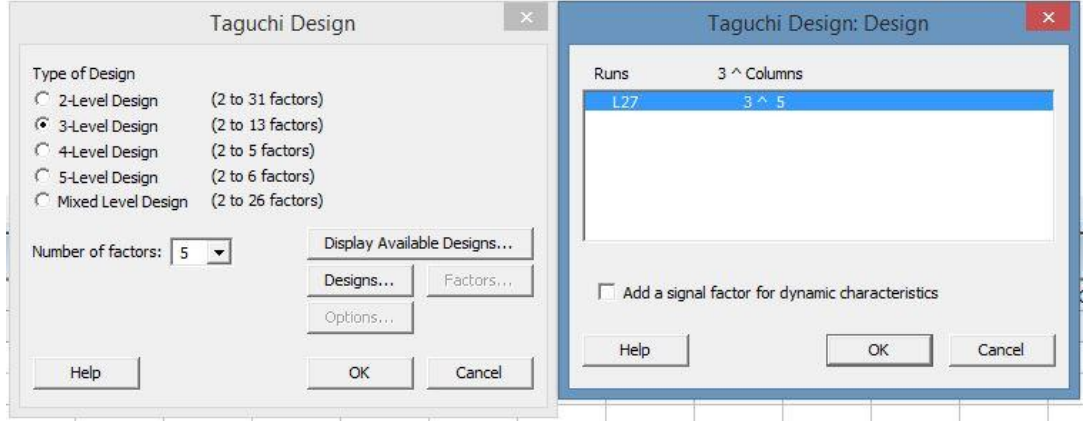
Bu çalışmada her ne kadar deneysel bir çalışma yapılmamış olsa da, vorteks tüpüne ait en uygun tasarım parametrelerinin tespiti için sayısal HAD analizlerinden faydalanılmıştır.

Vorteks tüpünün soğutma performansına performansına etki eden “ T_i ”, “ m_i ” ve “Isı Transferi” sınır şartı parametreleri ile birlikte “Lüle Sayısı”, “Soğuk Çıkış Çapı”, “Sıcak Çıkış Çapı”, “Tüp Çapı” ve “Tüp Uzunluğu” geometrik parametrelerinin soğutma performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Maksimum soğutma performansının sağlanması için geometrik parametreler Minitab 17 istatistiksel analiz programında yer alan Taguchi’nin deney tasarımı kullanılarak incelenmiştir. Toplamda 5 parametre ve her bir parametreden 3’er seviye (Çizelge 3.6) seçilmiş, deney tasarımının seçildiği ekran görüntüsü Şekil 3.8’de, oluşturulan deney tasarımı ise Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.6. Taguchi istatistiksel tasarımında incelenen parametreler ve bu parametrelere ait seviyeler

Parametre	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3
Lüle Sayısı (adet)	4	6	8
Soğuk Çıkış Çapı (mm)	5,472	6,2	7
Sıcak Çıkış Çapı (mm)	5	6	7
Tüp Çapı (mm)	10,13	11,4	12,83
Tüp Uzunluğu (mm)	94,2	106	119,3



Şekil 3.8. Minitab 17 programındaki 5 parametre ve 3 seviyeli Taguchi'nin $L_{27}(3)^5$ deney tasarımı ekran görüntüsü

Çizelge 3.7. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımındaki seviye kombinasyonları

	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2
3	1	1	1	1	3
4	1	2	2	2	1
5	1	2	2	2	2
6	1	2	2	2	3
7	1	3	3	3	1
8	1	3	3	3	2
9	1	3	3	3	3
10	2	1	2	3	1
11	2	1	2	3	2
12	2	1	2	3	3
13	2	2	3	1	1
14	2	2	3	1	2
15	2	2	3	1	3
16	2	3	1	2	1
17	2	3	1	2	2
18	2	3	1	2	3
19	3	1	3	2	1
20	3	1	3	2	2
21	3	1	3	2	3
22	3	2	1	3	1
23	3	2	1	3	2
24	3	2	1	3	3
25	3	3	2	1	1
26	3	3	2	1	2
27	3	3	2	1	3

Çizelge 3.7’de gösterilen tasarımdaki parametrelere (A, B, C, D ve E) Çizelge 3.6’da verilen vorteks tüpü geometrik parametreleri, parametre seviyelerine ise (1, 2 ve 3) yine bahsi geçen çizelgede verilen seviyeler atanmış ve Çizelge 3.8’de gösterilen deney tasarımı ortaya çıkmıştır.

Çizelge 3.8. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımına göre oluşturulan ve HAD analizlerinde kullanılan seviye kombinasyonları

Deney Sıra No	Lüle Sayısı (Adet)	Soğuk Çıkış Çapı (mm)	Sıcak Çıkış Çapı (mm)	Tüp Çapı (mm)	Tüp Uzunluğu (mm)
1	4	5,472	5	10,13	94,2
2	4	5,472	5	10,13	106
3	4	5,472	5	10,13	119,3
4	4	6,2	6	11,4	94,2
5	4	6,2	6	11,4	106
6	4	6,2	6	11,4	119,3
7	4	7	7	12,83	94,2
8	4	7	7	12,83	106
9	4	7	7	12,83	119,3
10	6	5,472	6	12,83	94,2
11	6	5,472	6	12,83	106
12	6	5,472	6	12,83	119,3
13	6	6,2	7	10,13	94,2
14	6	6,2	7	10,13	106
15	6	6,2	7	10,13	119,3
16	6	7	5	11,4	94,2
17	6	7	5	11,4	106
18	6	7	5	11,4	119,3
19	8	5,472	7	11,4	94,2
20	8	5,472	7	11,4	106
21	8	5,472	7	11,4	119,3
22	8	6,2	5	12,83	94,2
23	8	6,2	5	12,83	106
24	8	6,2	5	12,83	119,3
25	8	7	6	10,13	94,2
26	8	7	6	10,13	106
27	8	7	6	10,13	119,3

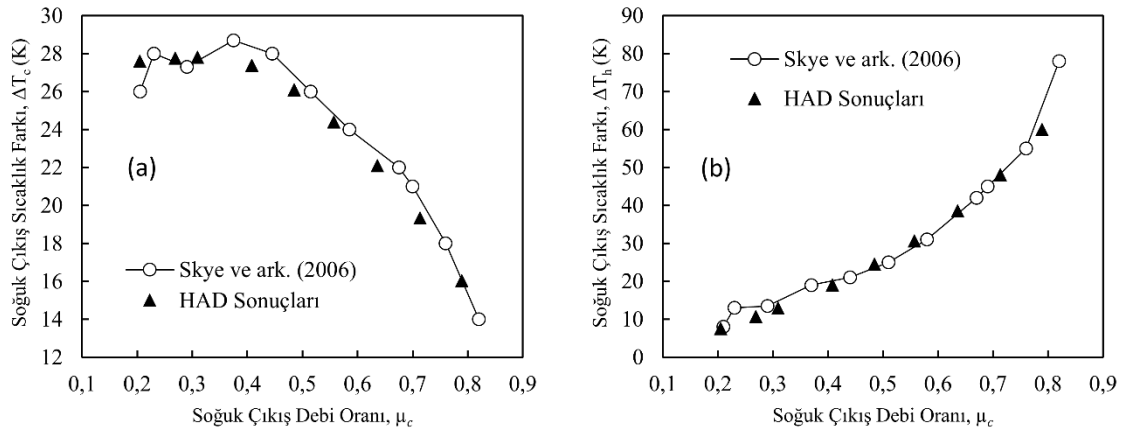
Çizelge 3.8’de yer alan her bir seviye sıralaması için farklı model ve bu modellerin ağ yapıları oluşturulmuştur. Çalışmada yer alan HAD analizleri oluşturulan bu ağ yapıları kullanılarak yürütülmüştür.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Taguchi $L_{27}(3)^5$ deney tasarımına göre Çizelge 3.8’de yer alan seviye kombinasyonları kullanılarak, her bir kombinasyon için sayısal model oluşturulmuş, ağ yapısı kurulmuş ve üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Yakınsama kriteri olarak süreklilik, enerji ve momentum denklemlerinde iterasyonlar arasındaki farkın sırasıyla 10^{-5} , 10^{-8} ve 10^{-5} olmasına dikkat edilmiş, bununla birlikte son iki iterasyon arasındaki soğuk çıkış durma sıcaklığı farkının da %1 olması gerek şart olarak değerlendirilmiştir.

4.1. Modelin Doğrulanması ve Ağdan Bağımsızlık

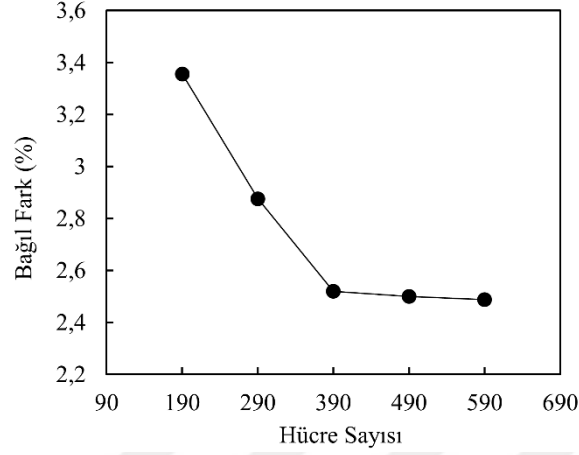
Oluşturulan ağ yapıları üzerinde yürütülen HAD analizlerinden elde edilen bulgular Skye ve ark. (2006) tarafından yürütülen sayısal çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Model üzerinde sınır şartları olarak T_i değeri 294,2 K, m_i değeri 8,35 g/s, soğuk çıkış çapı 6,2 mm, tüp çapı 11,4 mm değerleri tanımlanmış ve tüp yüzeyleri adyabatik kabul edilerek analizler yürütülmüştür. Söz konusu çalışmada elde edilen ΔT_c ve ΔT_h sonuçları referans kabul edilmiş ve oluşturulan model üzerinde gerçekleştirilen analiz çalışması, μ_c değerine göre elde edilen bulgularla doğrulanmıştır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. HAD analizleri ile elde edilen ΔT_c (a) ve ΔT_h (b) bulgularının Skye ve ark. (2006) sonuçları ile karşılaştırması

Bahsi geçen çalışmanın ΔT_c ve ΔT_h verileri ile bu çalışmada elde edilen veriler arasındaki bağıl farklar Şekil 4.2’de sunulmuştur. Bağıl farklar, hücre sayısı ile ters orantılı bir

şekilde değişim sergilemiş, 490274 ile 594379 adet hücreye sahip yapılara ait çözümlerde ise oldukça yakın sonuçlar ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.2. Farklı hacim sayılarına sahip modellerde tespit edilen bağıl fark yüzdeleri

Bağıl farkların oldukça düşük çıkması nedeniyle HAD analizleri 490274 adet hücreye sahip model kullanılarak çözdürülmüş olup, hücre boyutları Çizelge 4.1’de verilmiştir. Deney tasarım planına göre oluşturulan tüm modellere ait ağ yapıları, bu ortalama hücre hacimleri kullanılarak oluşturulmuştur.

Çizelge 4.1. HAD çözümü için oluşturulan 3 boyutlu vorteks tüpü modeline ait ortalama hücre boyutları

Bölüm	Ortalama Hücre Hacmi
Giriş ve Soğuk Çıkış	0,004 mm ³
Ana Tüp	0,255 mm ³
Sıcak Çıkış	0,019 mm ³

4.2. Operasyonel Vorteks Tüpü Parametrelerinin İncelenmesi

Vorteks tüpünün soğutma performansı üzerinde T_i (K), \dot{m}_i (g/s) ve Isı Transfer Katsayısı, h (W/m²K) operasyonel parametrelerin etkileri incelenmiştir. Seçilen bu parametrelerin her bir seviyesi için ayrı HAD analizleri, aşağıdaki sistematığe bağılı kalınarak yürütülmüştür:

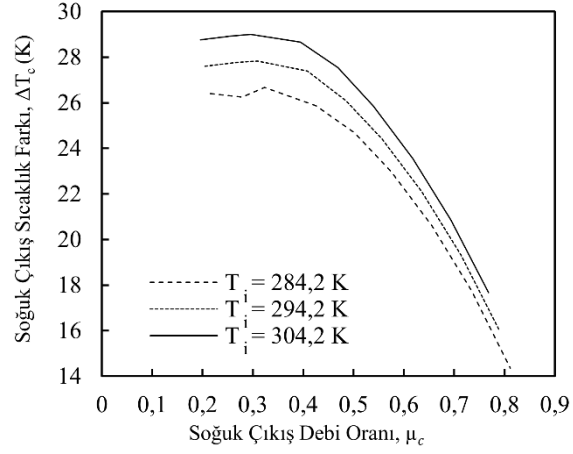
- T_i parametre seviyeleri incelenirken; $\dot{m}_i=8,35$ g/s değerinde ve $h= 0$ W/m²K değerlerinde sabit tutulmuştur.
- \dot{m}_i parametre seviyeleri incelenirken; $T_i= 294,2$ K değerinde ve $h= 0$ W/m²K değerlerinde sabit tutulmuştur.
- h parametre seviyeleri incelenirken; $T_i= 294,2$ K değerinde ve $\dot{m}_i=8,35$ g/s değerinde sabit tutulmuştur.
- Vorteks tüpünün yarıçapından ($r=0$) bir kesit alınmış ve incelenen parametrelerin durma sıcaklığı, hız, Mach sayısı, durma yoğunluğu ve durma basıncı değişimlerine etkisi görsel ve grafiksel anlamda incelenmiştir. Bununla birlikte vorteks tüpü boyunca tüp uzunluğu 6 eşit parçaya bölünmüş olup ($z/L=0, z/L=0,2, z/L=0,4, z/L=0,6, z/L=0,8$ ve $z/L=1$), incelenen parametrelerin bu bölümlere ait çaplardaki değişimlere etkisi de görsel ve grafiksel anlamda incelenmiştir.

4.2.1. Giriş Sıcaklığının Etkisi

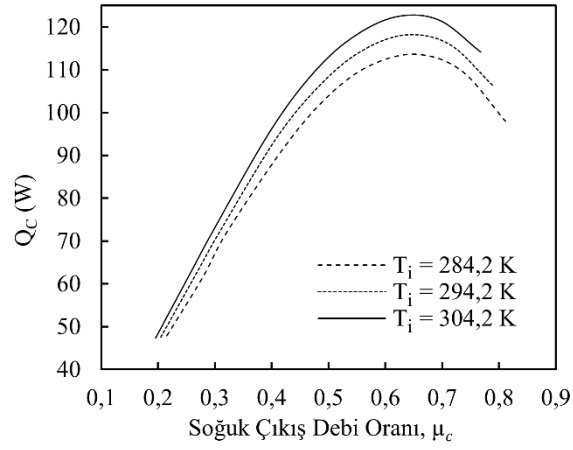
Vorteks tüpü soğutma performansının T_i değerine bağlı değişimlerini gözlemlemek için Çizelge 3.2’de verilen seviyeler olmak üzere farklı T_i değerleri kullanılarak HAD analizleri yürütülmüştür.

Vorteks tüpü girişindeki havanın debi ve basıncını sabit tutup sıcaklığını değiştirmek uygulanabilirlik açısından kolay değildir. Bu nedenle vorteks tüpü T_i değerinin soğutma performansı üzerindeki etkileri ile ilgili sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır. Cang (2013) yüksek debili (~ 40 kg/s) vorteks tüplerinde, T_i değerinin yükselmesiyle birlikte ΔT_c değerinin de arttığını tespit etmiş, ancak bu artışın çok düşük seviyelerde olduğunu vurgulamıştır. Bu çalışmada yürütülen HAD analizlerinde, T_i değerinin arttırılmasına bağlı olarak $\mu_c = 0,3$ noktasındaki ΔT_c değerinde %12 düzeyinde artış gözlenmiştir (Şekil 4.3)

T_i değerinin değiştirilmesine bağlı olarak vorteks tüpü Q_c değişimi de incelenmiştir. T_i değerinin artmasının Q_c değerini arttırdığı tespit edilmiş olup, bulgular Şekil 4.4’de verilmiştir.

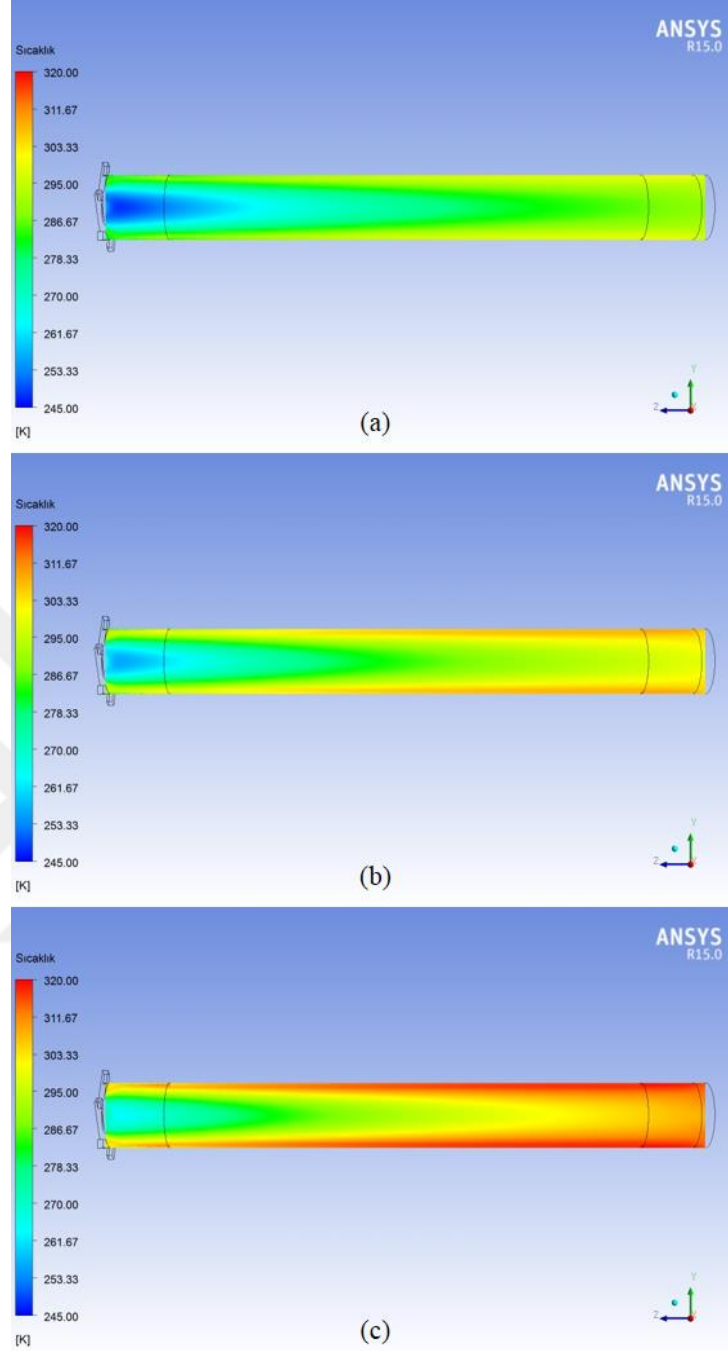


Şekil 4.3. Farklı T_i değerinin ΔT_c üzerindeki etkileri



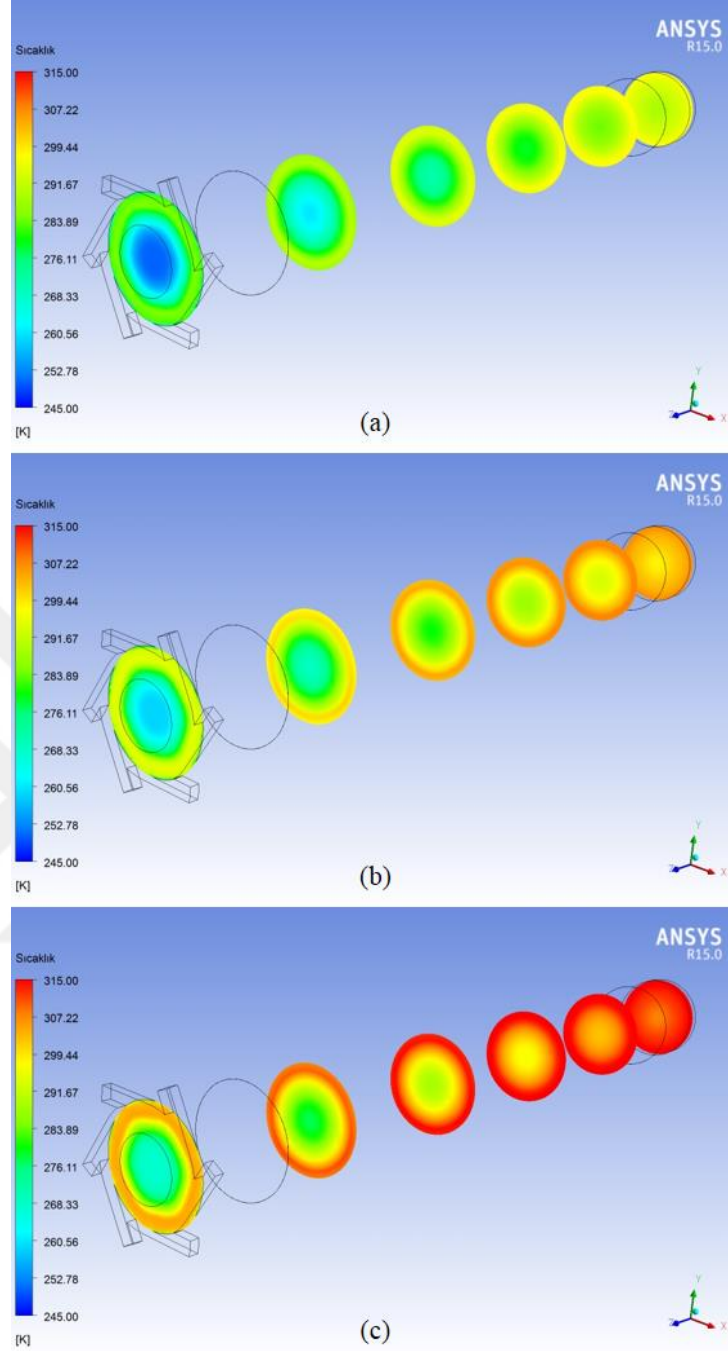
Şekil 4.4. Farklı T_i değerlerinin Q_c üzerindeki etkileri

T_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma sıcaklığı dağılımları Şekil 4.5, Şekil 4.6 ve 4.7'de gösterilmiştir.



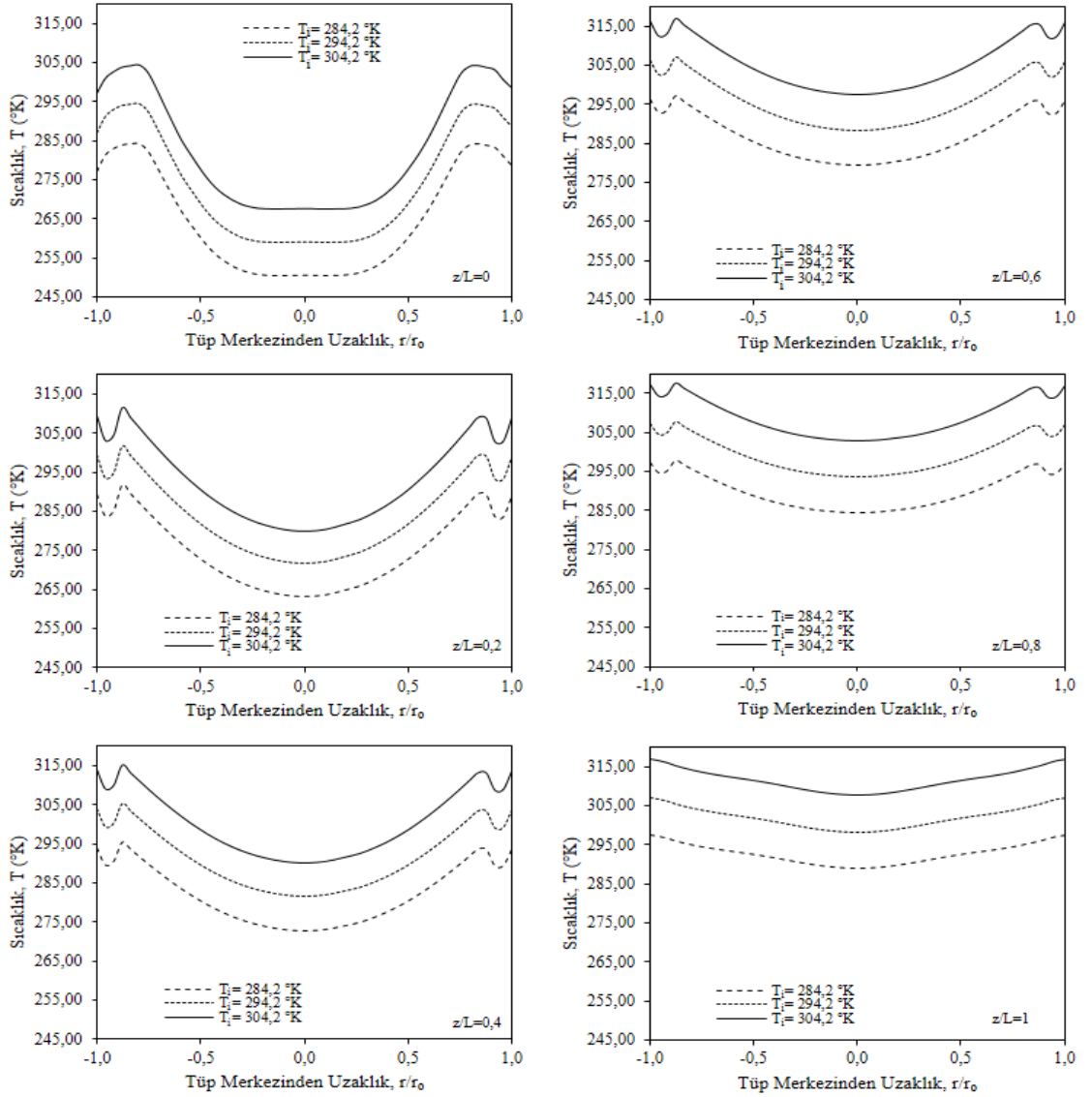
Şekil 4.5. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

T_i değerinin artırılması ile tüp içerisindeki genel durma sıcaklığı seviyelerinin yükseldiği tespit edilmiştir (Şekil 4.5). Bu durumda vorteks tüpü içerisine daha yüksek enerjili bir akışkan girdiğinden soğuk çıkış durma sıcaklığı farkı da yükselmektedir. Aynı zamanda soğuk çıkış bölgesindeki ters akışlar da gözlenmekte, fiziksel olarak meydana gelen bu durum literatürde yer alan diğer çalışmalarla uyum göstermektedir (Skye ve ark. 2006).



Şekil 4.6. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

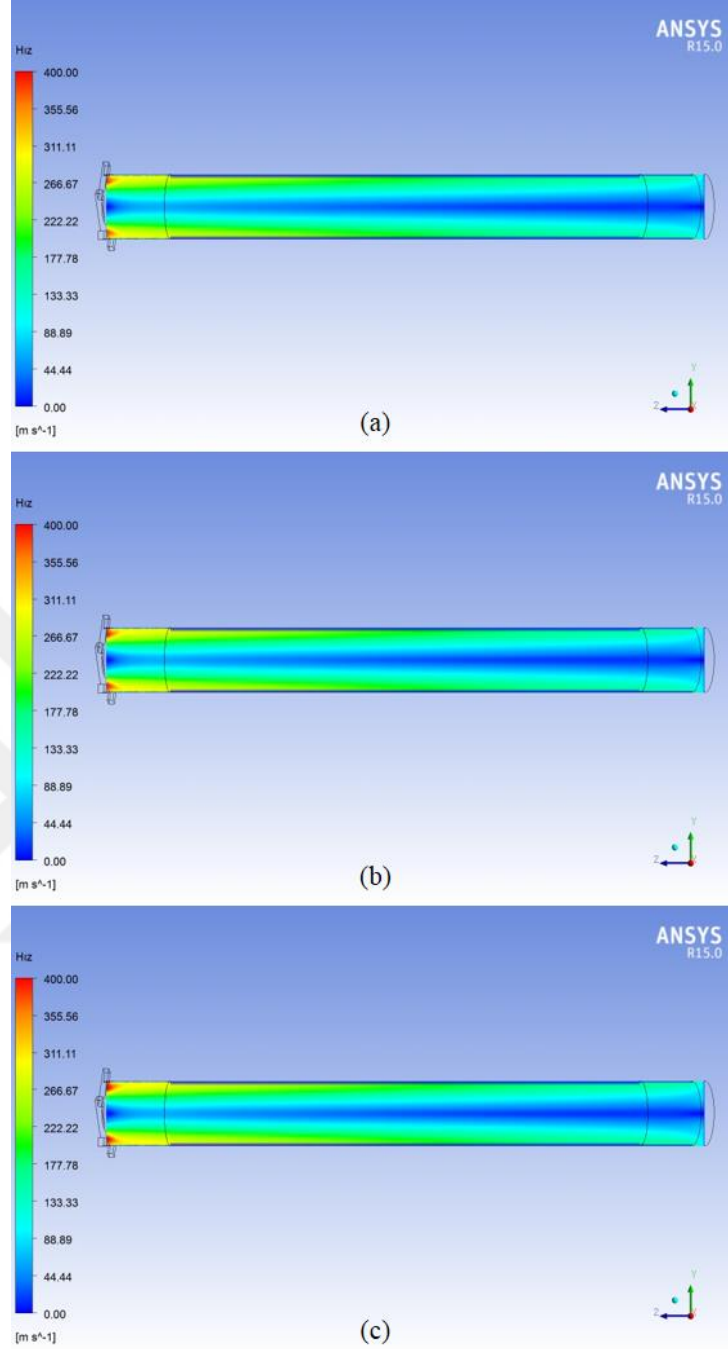
T_i değerinin artmasına bağlı olarak vorteks tüpü boyunca durma sıcaklığı dağılımları dairesel olarak incelendiğinde, soğuk çıkış bölgesinde cidar ile merkez akışlar arasındaki durma sıcaklığı farkının T_i değerine bağlı olarak yükseldiği saptanmıştır. Bununla birlikte sıcak çıkışa doğru cidar ile merkez akışlar arasındaki farkın azaldığı gözlemlenmiştir (Şekil 4.6).



Şekil 4.7. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

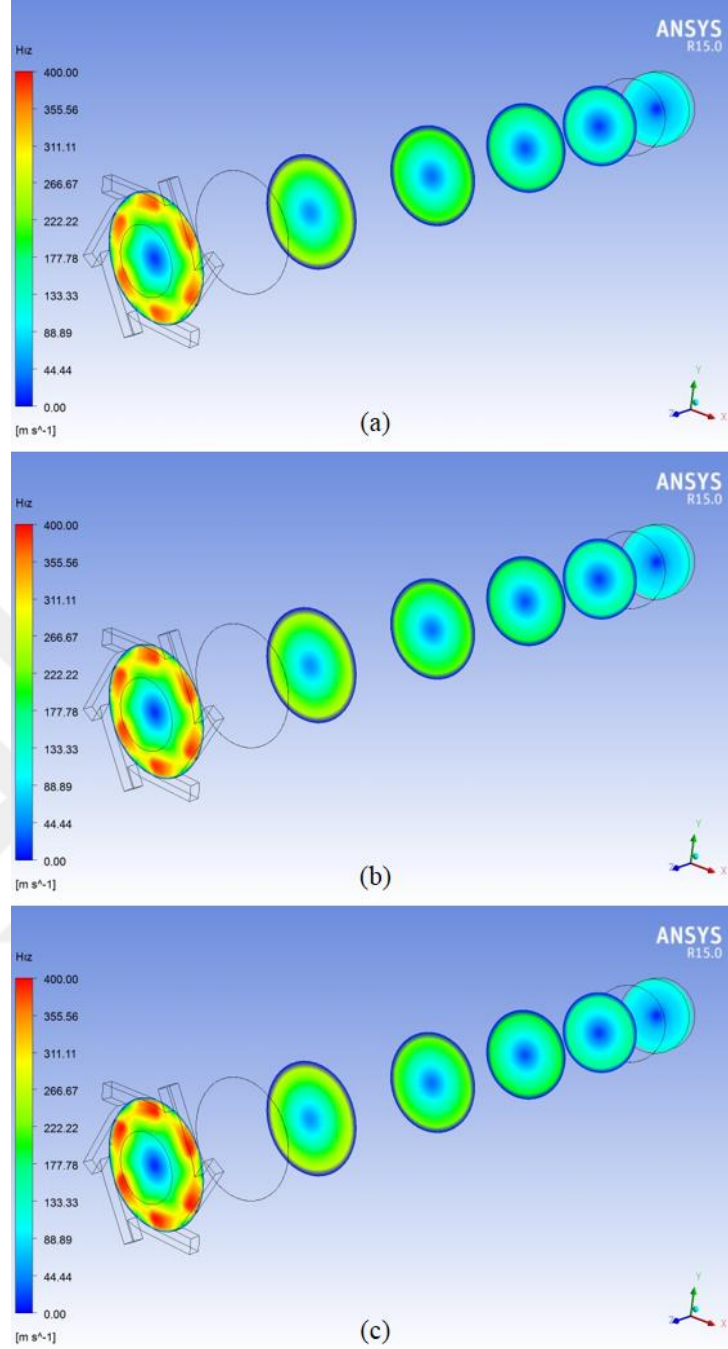
Tüp içerisindeki durma sıcaklığı yüzeye yakın bölgelerde merkeze oranla daha yüksek olup, sürtünmenin etkisiyle sıcak çıkışa doğru artış eğilimi göstermektedir. Tüpün merkezinde ve karşıt akış sergileyen havanın sıcaklığı ise soğuk çıkış bölgesine yaklaştıkça azalma eğilimini göstermekte olup, minimum durma sıcaklığı seviyesine soğuk çıkış yüzeyinde ulaşılmaktadır (Şekil 4.7).

T_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen hız dağılımları Şekil 4.8, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



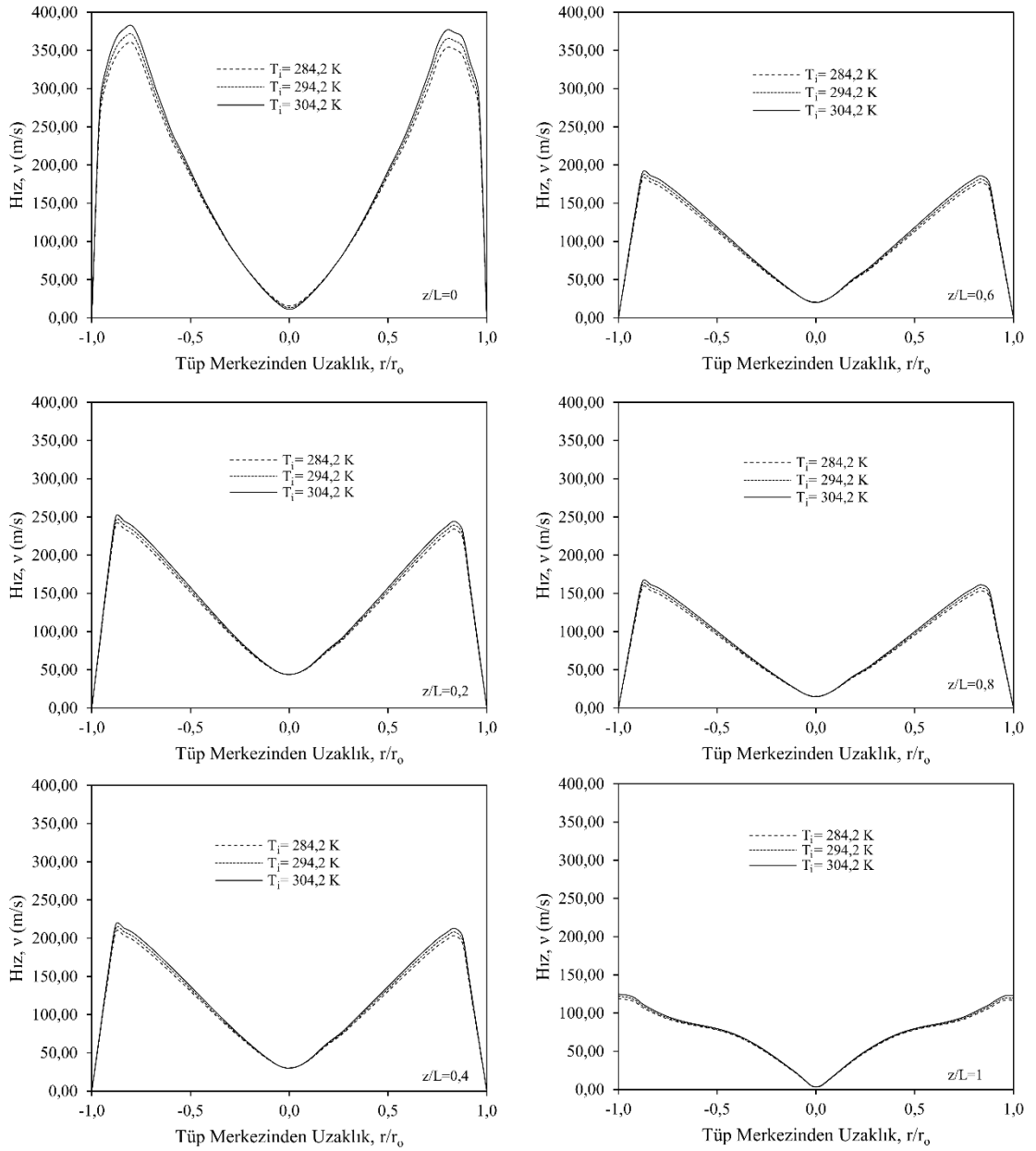
Şekil 4.8. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri

İdeal gaz denklemi dikkate alındığında, sıcaklıktaki artış hız miktarını da arttırmakta, dolayısıyla T_i değerinin artmasıyla vorteks tüpü genelindeki hızlarda beklendiği üzere artış gözlenmektedir (Şekil 4.8). Hızın yükselmesi enerji ayrıştırma performansını iyileştirdiğinden soğuk çıkış bölgesinde daha düşük, sıcak çıkış bölgesinde daha yüksek durma sıcaklıklarına ulaşılabilmektedir.



Şekil 4.9. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri

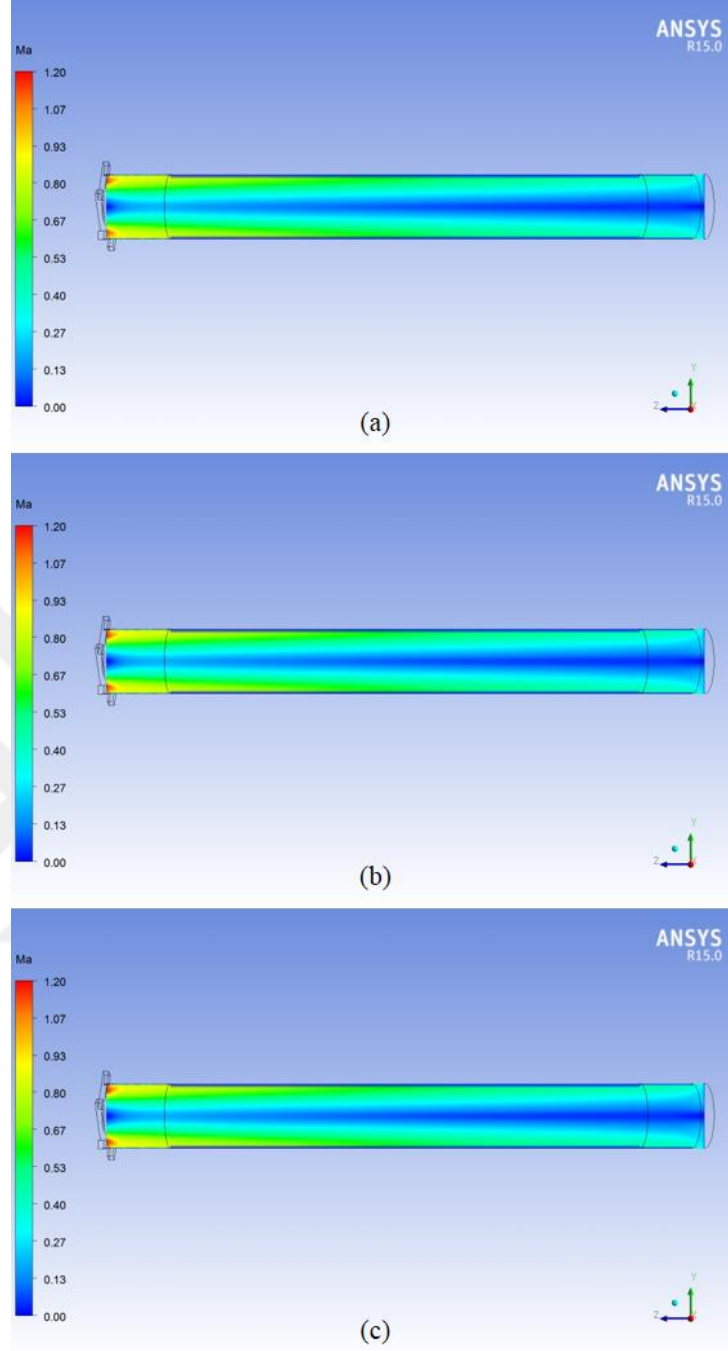
Vorteks tüpü cidarlarında aksel olarak sıcak çıkışa doğru yönlenen akış, merkezde soğuk çıkışa doğru yönlenebilmektedir. Bu durum tüp boyunca gözlenmektedir (Şekil 4.9).



Şekil 4.10. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

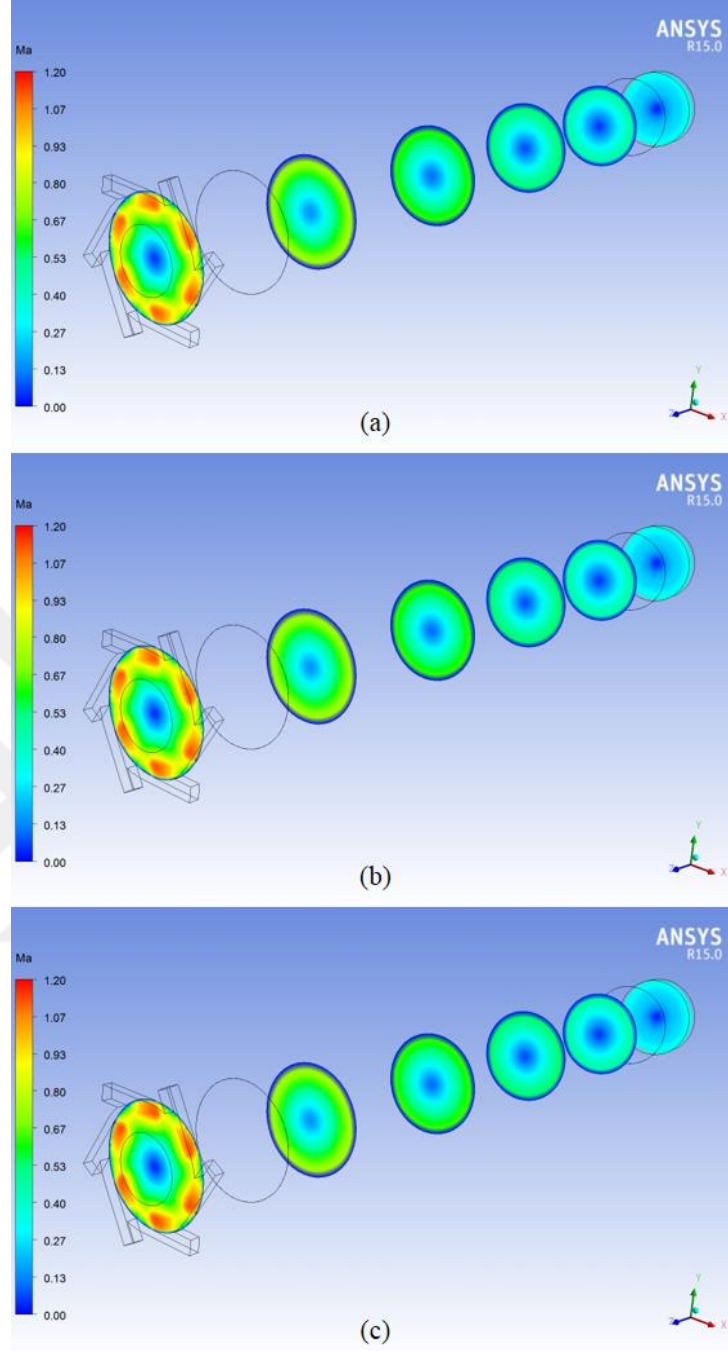
Tüp içerisindeki hız yüzeye yakın bölgelerde merkeze oranla daha yüksek olup, sıcak çıkışa doğru azalma eğilimi göstermektedir. Cidardaki akış $z/L=1$ noktasında merkeze yönelerek karşıt akışı oluşturmaktadır (Şekil 4.10).

T_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen Mach sayısı dağılımları Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te gösterilmiştir.



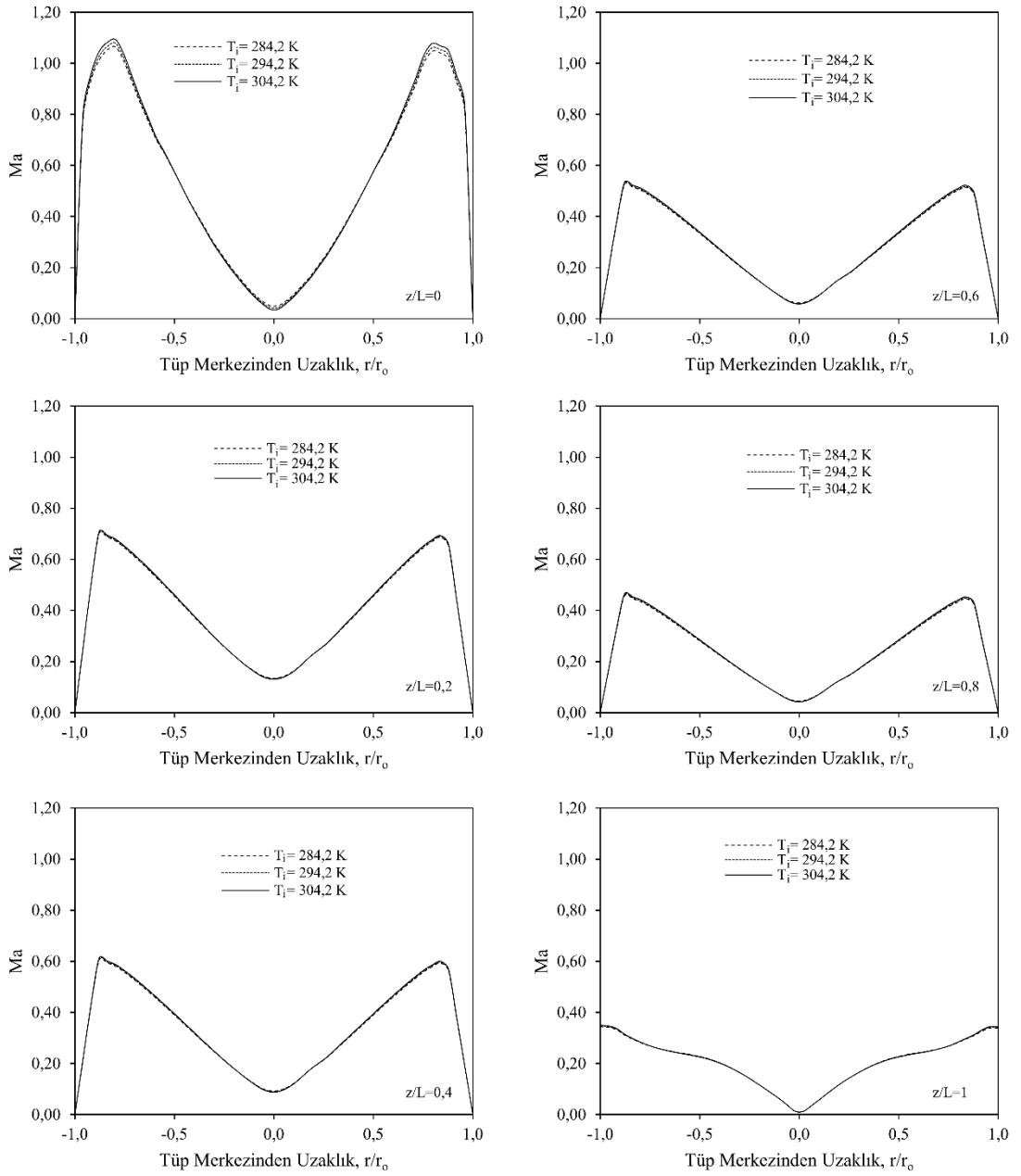
Şekil 4.11. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

T_i değerindeki değişimin, Mach sayısı üzerindeki etkisi oldukça düşük çıkmıştır. Sadece giriş bölgesinde cidarlara yakın kısımlarda gözlenen bu fark, sıcak çıkış bölgesine doğru gidildikçe daha da azalmaktadır (Şekil 4.11).



Şekil 4.12. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

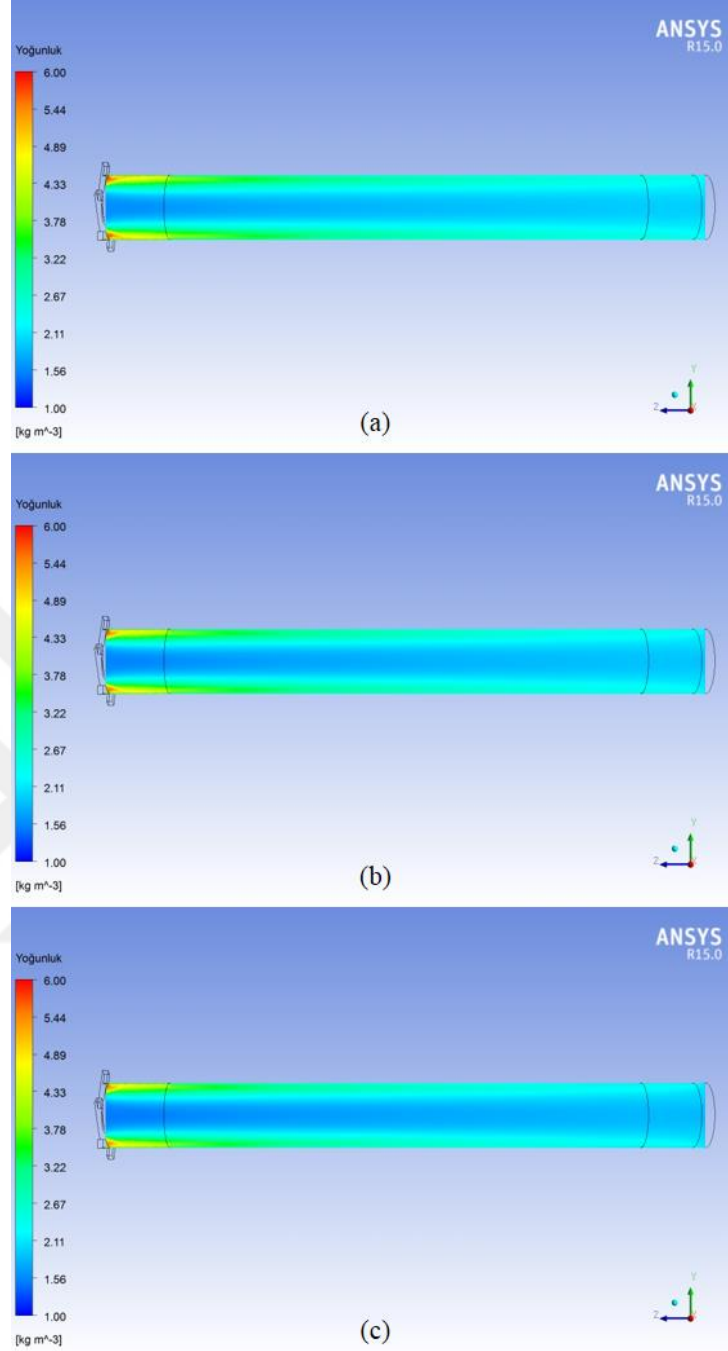
Vorteks tüpü çapı boyunca Mach sayısı değişimi oldukça düşüktür. Vorteks tüpü cidarlarında aksenal olarak sıcak çıkışa doğru yönlene akış, merkezde soğuk çıkışa doğru yönlenebilmektedir. Bu durum tüp boyunca gözlenmektedir (Şekil 4.12).



Şekil 4.13. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

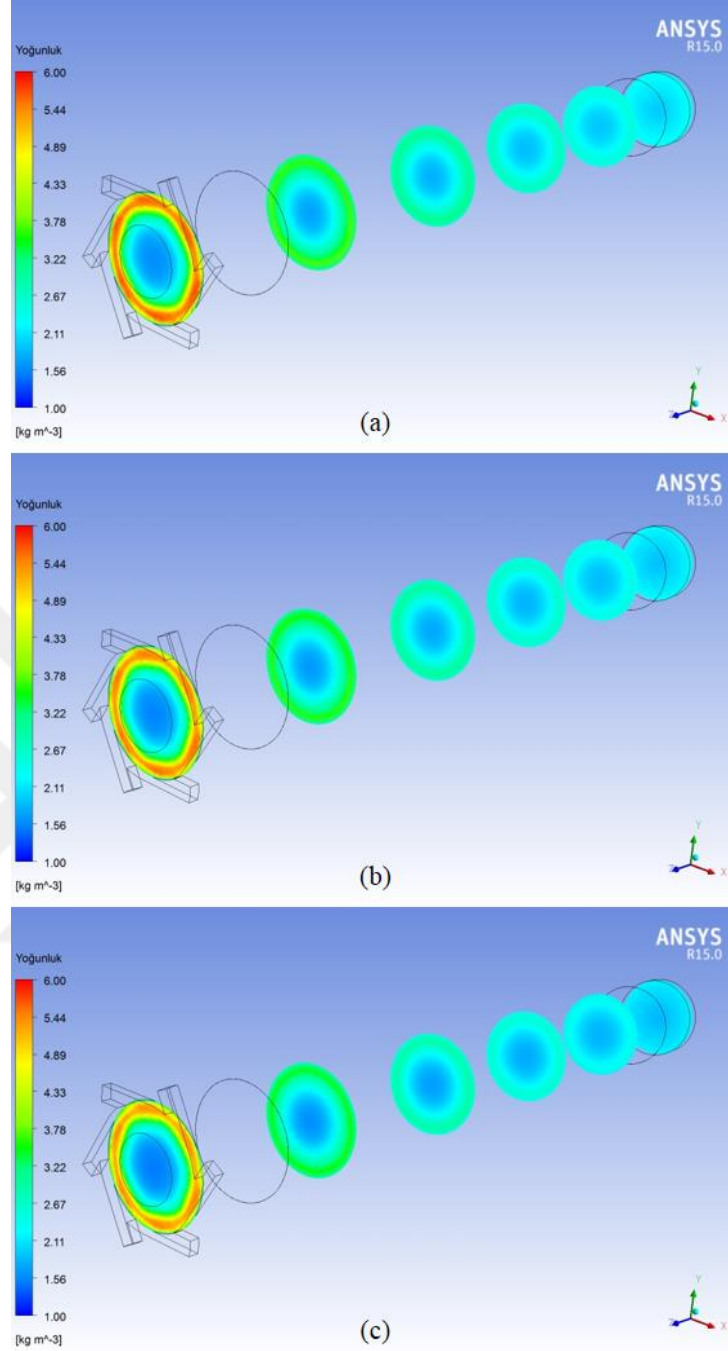
Tüp içerisindeki Mach sayısı yüzeye yakın bölgelerde merkeze oranla daha yüksek olup, sıcak çıkışa doğru azalma eğilimi göstermektedir (Şekil 4.13).

T_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma yoğunluğu dağılımları Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



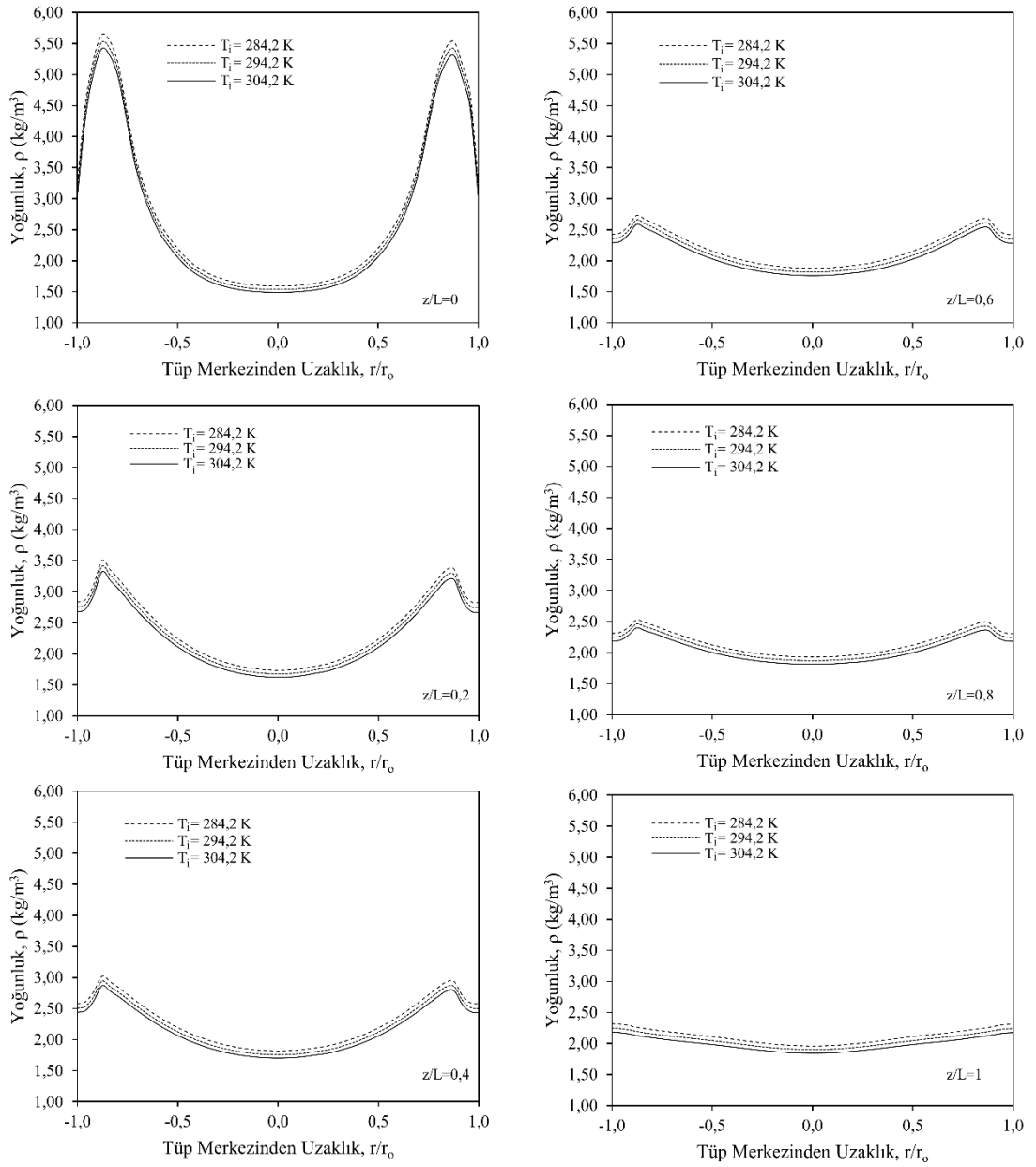
Şekil 4.14. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

Durma yoğunluğu dağılımı izantropik durma halleri ile hesaplanmaktadır. T_i değerinin artırılması vorteks tüpü içerisindeki hızları da arttırmaktadır. Yüksek hızlar söz konusu olduğu için durma özellikleri dikkate alınmış ve sıcaklığın artırılması ile merkezdeki durma yoğunluklarında azalma tespit edilmiştir (Şekil 4.14).



Şekil 4.15. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

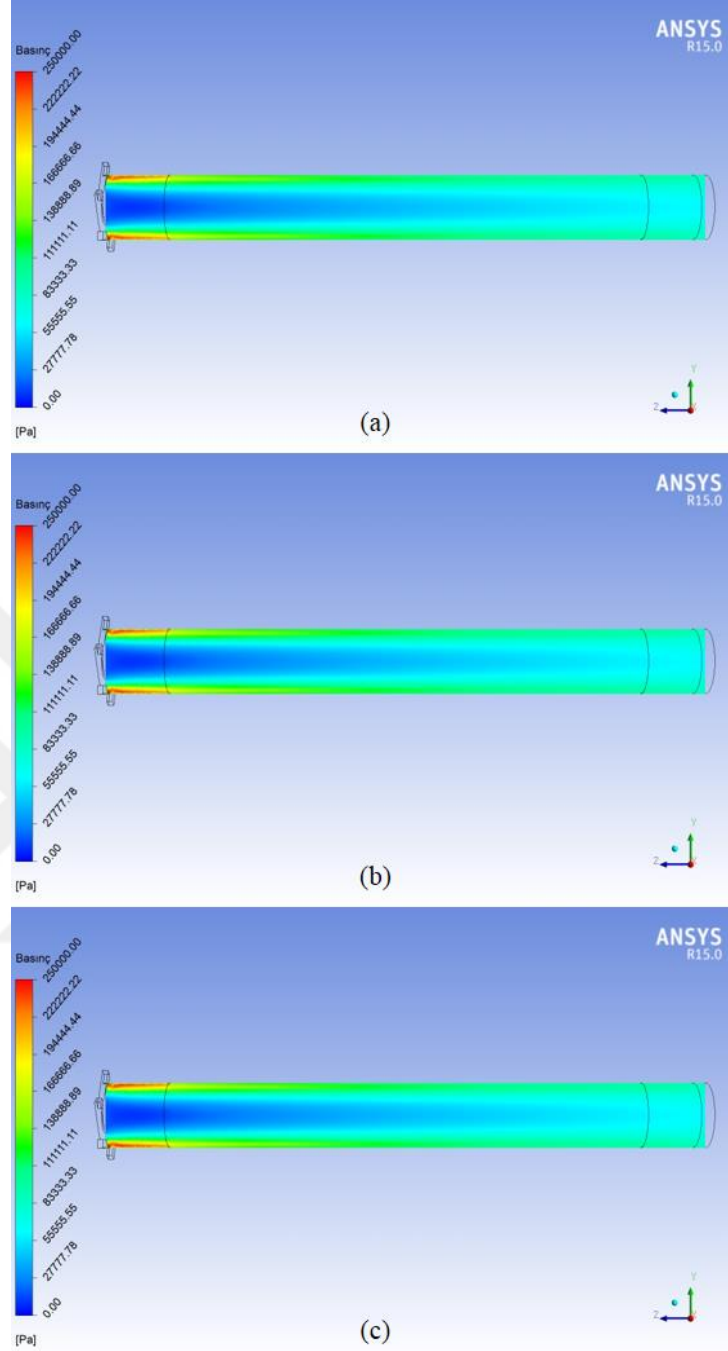
Tüp cidarı ile merkez arasındaki durma yoğunluğu dikkate alındığında, sıcak çıkışa doğru aradaki farkın azaldığı tespit edilmiştir (Şekil 4.15).



Şekil 4.16. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

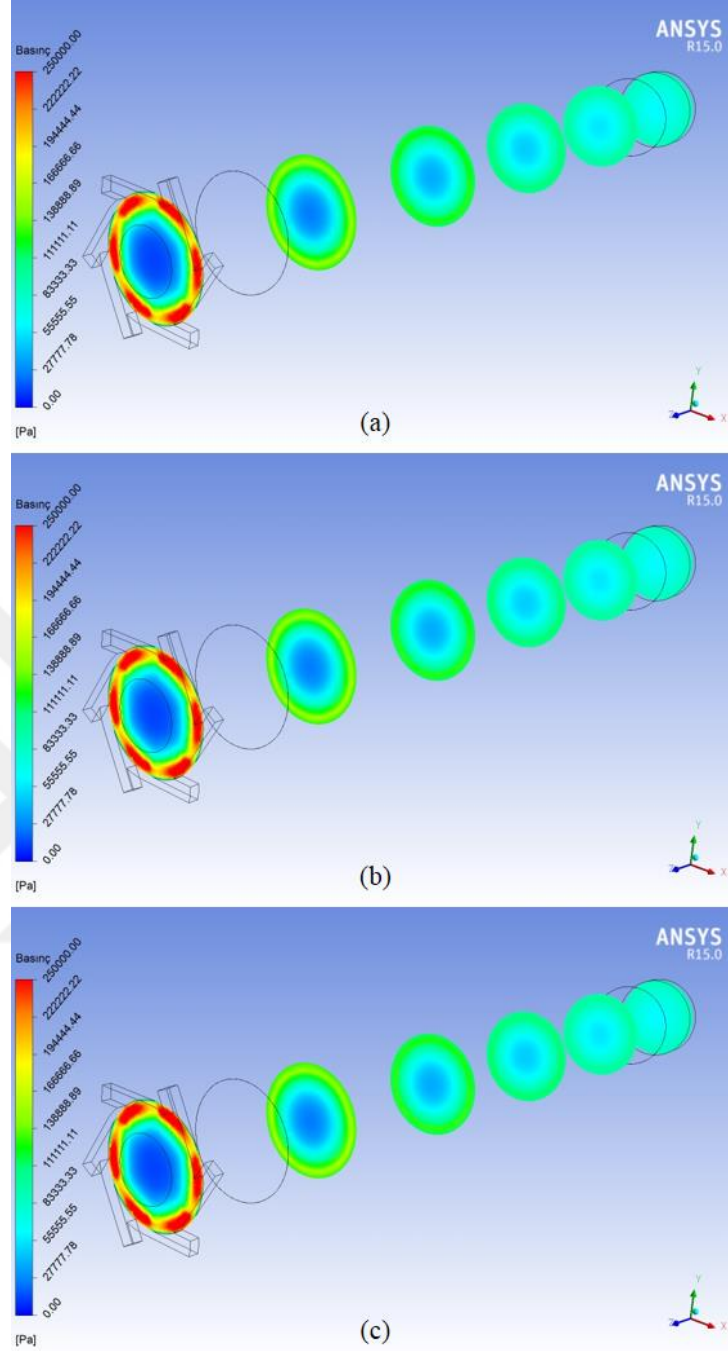
Tüp içerisindeki durma yoğunluğu yüzeye yakın bölgelerde merkeze oranla daha yüksek olup, sıcaklığın artırılması durma yoğunluğunu azaltmaktadır (Şekil 4.16).

T_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma basıncı dağılımları Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da gösterilmiştir.



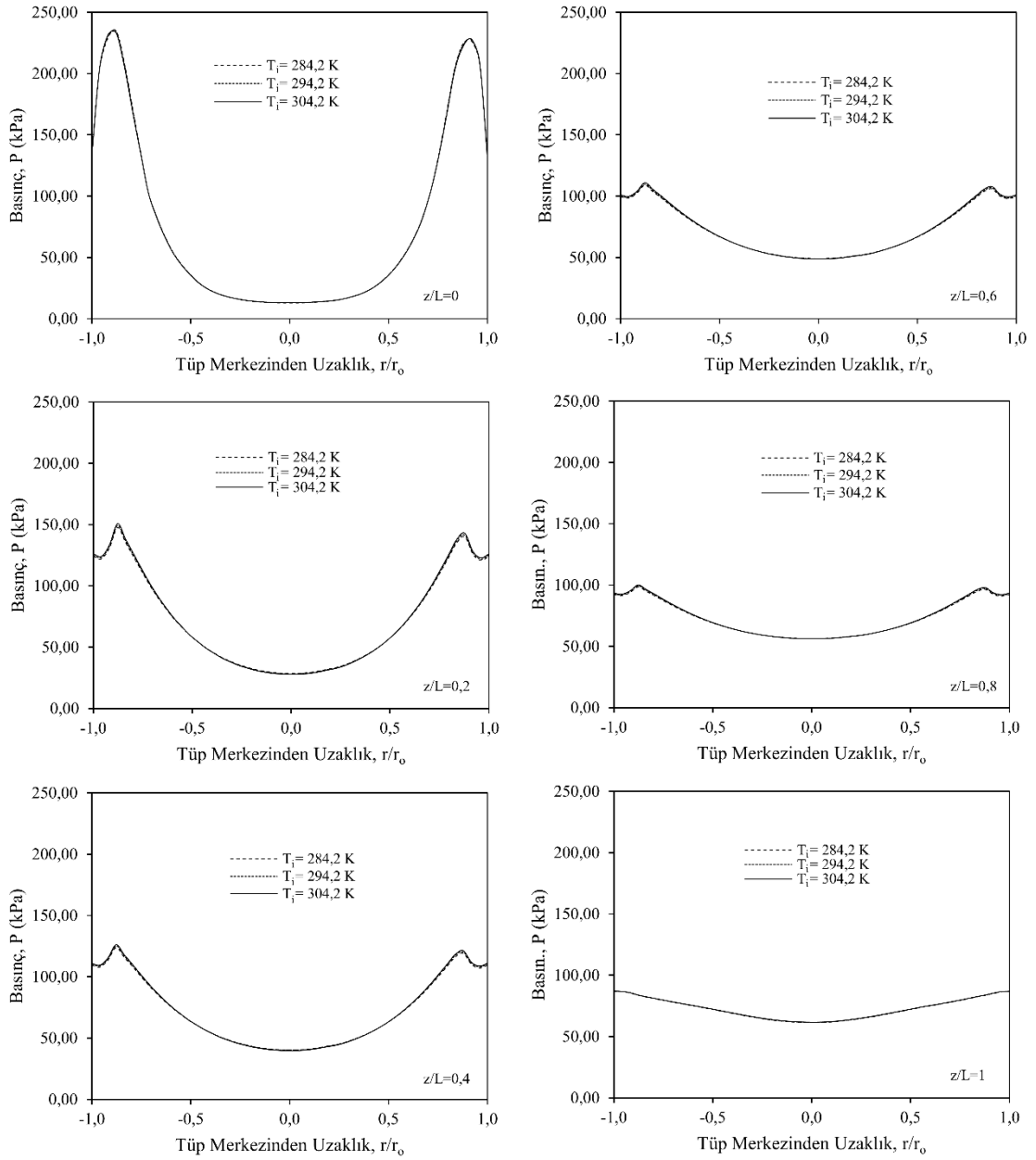
Şekil 4.17. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

Durma basıncı dağılımı izantropik durma halleri ile hesaplanmaktadır. T_i değerinin artması tüp içerisindeki hızları arttırdığından, bu artışa bağlı olarak durma basıncında da çok düşük miktarda artış gözlemlense de, ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.17).



Şekil 4.18. 284,2 K (a), 294,2 K (b) ve 304,2 K (c) T_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

Vorteks tüpündeki cidarlar ile merkez arasındaki fark giriş bölgesinde oldukça fazla olmasına rağmen, sıcak çıkış bölgesine doğru ilerledikçe azalmaktadır (Şekil 4.18).



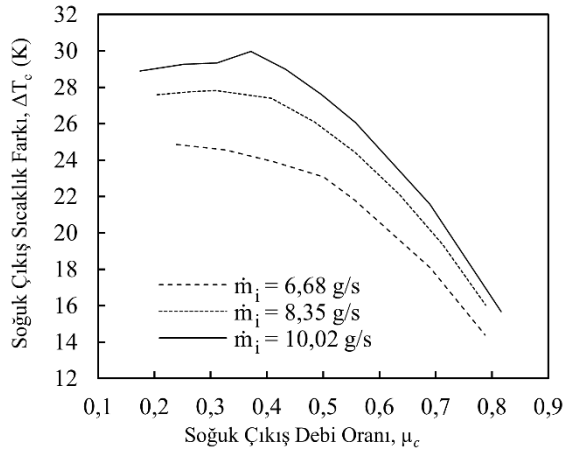
Şekil 4.19. 284,2 K, 294,2 K ve 304,2 K T_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

Tüp içerisindeki durma basıncı yüzeye yakın bölgelerde merkeze oranla daha yüksek olup, sıcaklığın artırılması durma basıncı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.19).

4.2.2. Giriş Kütleli Debi Miktarının Etkisi

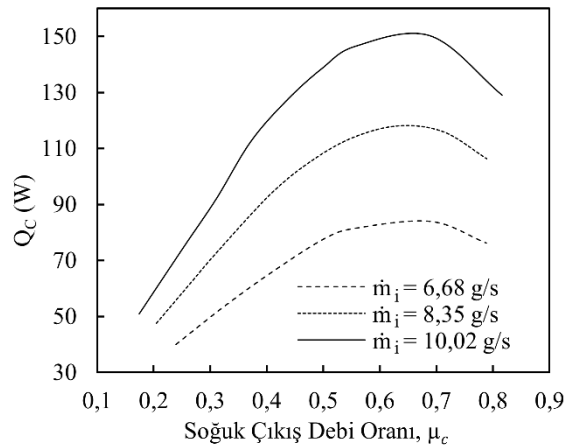
Araştırmacılar vorteks tüpü soğutma performansını incelerken genel olarak giriş basıncındaki değişimi dikkate almışlardır (Aydın ve Baki 2006, Xue ve ark. 2012,

Gutak 2015). Vorteks tüpünde giriş basıncının artmasıyla \dot{m}_i değeri de doğrudan artmakta olduğundan, bu çalışmada \dot{m}_i değerinin soğutma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çizelge 3.2’de verilen seviyelerde farklı \dot{m}_i değerleri kullanılarak HAD analizleri yürütülmüştür. Y r t len HAD analizlerinde, \dot{m}_i değerinin arttırılmasına bağlı olarak $\mu_c = 0,3$ noktasındaki ΔT_c değerinde %13 düzeyinde artış tespit edilmiştir (Şekil 4.20).



Şekil 4.20. Farklı \dot{m}_i değerlerinin ΔT_c üzerindeki etkileri

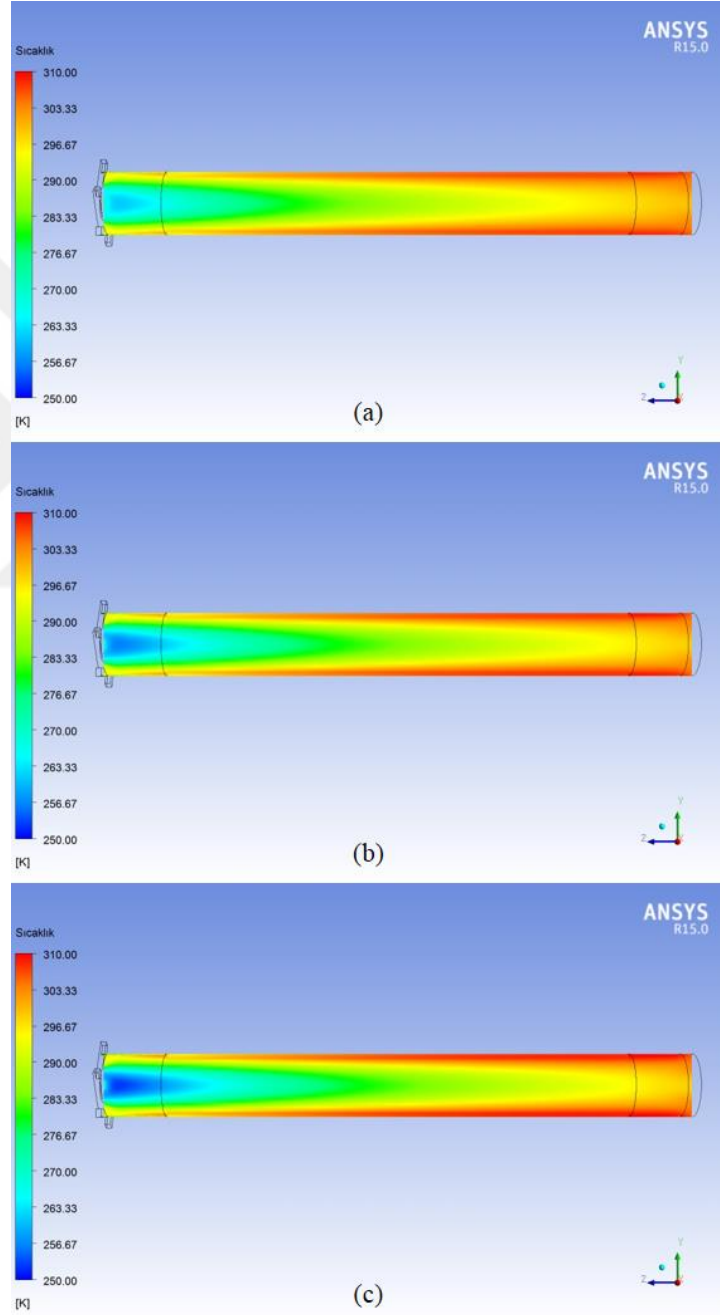
Debi miktarındaki artışa bağlı olarak ΔT_c değeri artmaktadır. Q_c değeri Denklem 3.23’te aıklanđıęı Şekilde doğrudan ΔT_c değerine bağlı olduğundan, \dot{m}_i değerlerinin arttırılması durumunda Q_c değerinin yükseldiği tespit edilmiştir (Şekil 4.21).



Şekil 4.21. Farklı \dot{m}_i değerlerinin Q_c üzerindeki etkileri

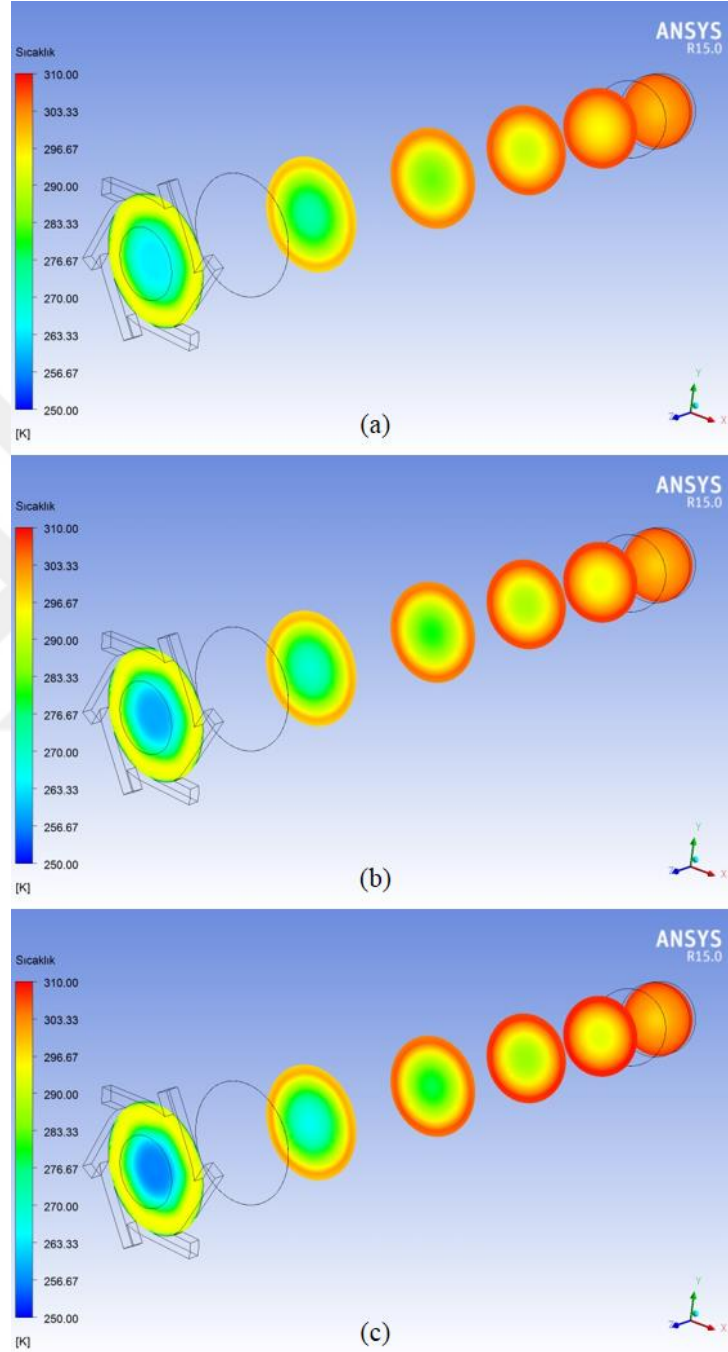
\dot{m}_i dğgerinin arttırılması vorteks tñpñ soğutma performansını iyileştirmekte olup, elde edilen bu veri literatürde yer alan benzer çalışmalar ile uyumludur (Aydın ve Baki 2006, Xue ve ark. 2012, Gutak 2015).

\dot{m}_i miktarındaki değışime bağlı olarak vorteks tñpññ hava akış bñlgesinde elde edilen durma sıcaklığı dağılımları Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te gösterilmiştir.



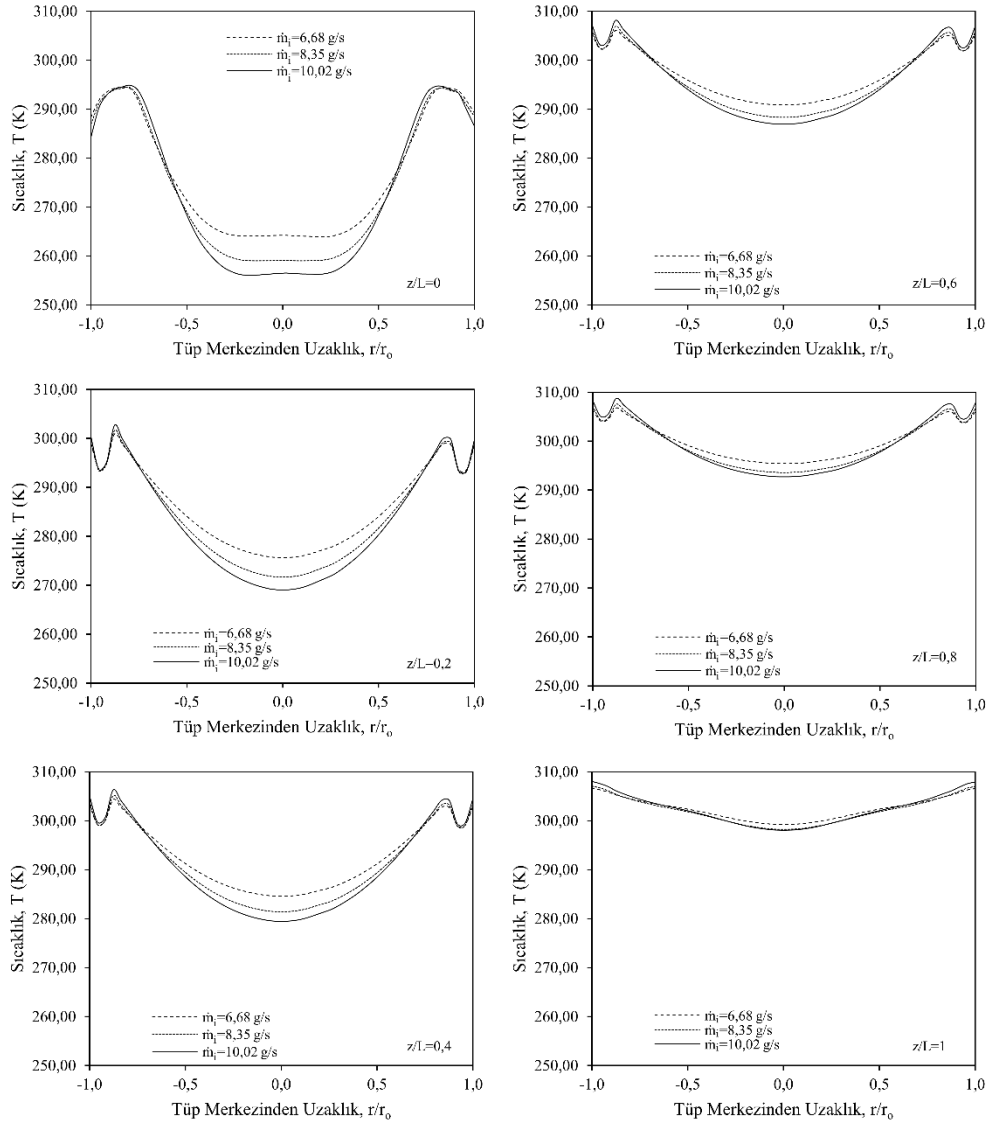
Şekil 4.22. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tñpñ kesitindeki durma sıcaklığı dağılımları üzerindeki etkileri

\dot{m}_i değerindeki artışa bağlı olarak tp içerisindeki hızlar arttığından, soğuk çıkış durma sıcaklığı düşerken sıcak çıkış durma sıcaklığı yükselmektedir. Bu nedenle vorteks tüpü enerji ayrıştırma performansı artmaktadır (şekil 4.22).



şekil 4.23. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

\dot{m}_i değerinin arttığı durumda, tüp giriş bölgesinde cidar ile merkez arasındaki durma sıcaklığı farkı artmakta olup, bu durum sıcak çıkış bölgesine doğru azalma eğilimi göstermektedir (Şekil 4.23).

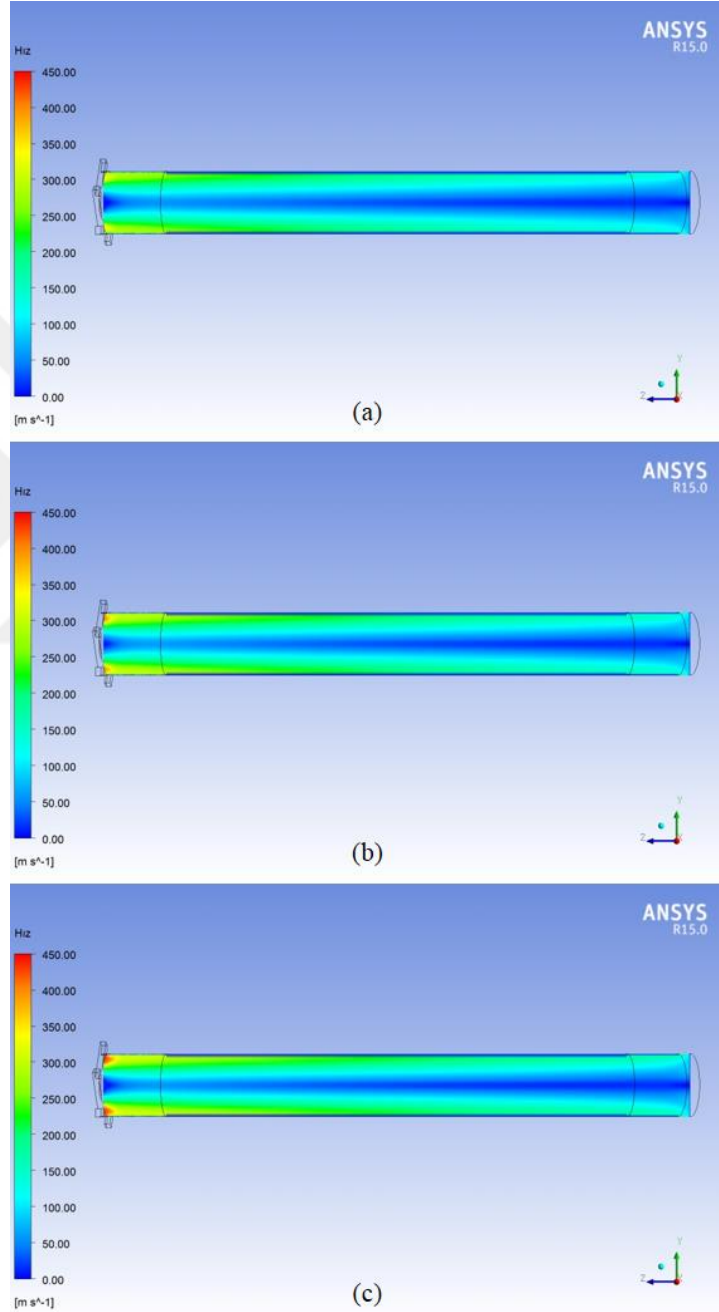


Şekil 4.24. 6,68 g/s, 8,35 g/s ve 10,02 g/s \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

\dot{m}_i değerindeki değişime bağlı olarak tüp boyunca durma sıcaklığı dağılımları incelenmiştir. Tüp içerisindeki durma sıcaklığı yüzeye yakın bölgelerde merkeze oranla daha yüksek olup, sürtünmenin etkisiyle sıcak çıkışa doğru artış eğilimi göstermektedir. Tüpün merkezinde ve karşıt akış sergileyen havanın sıcaklığı ise soğuk çıkış bölgesine

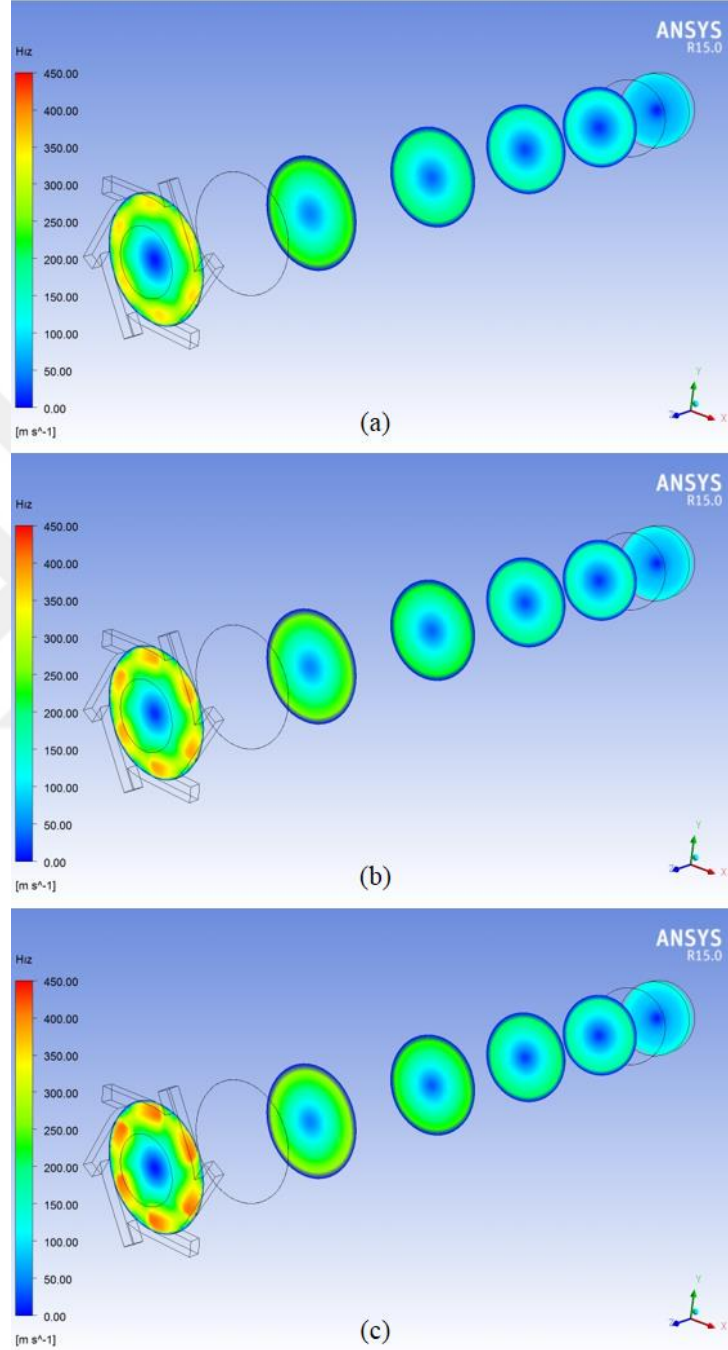
yaklaştıka azalma eğimini göstermekte olup, minimum durma sıcaklığı seviyesine soğuk çıkış yüzeyinde ulaşılmaktadır (Şekil 4.24).

\dot{m}_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen hız dağılımları Şekil 4.25, Şekil 4.26 ve Şekil 4.27’de gösterilmiştir.



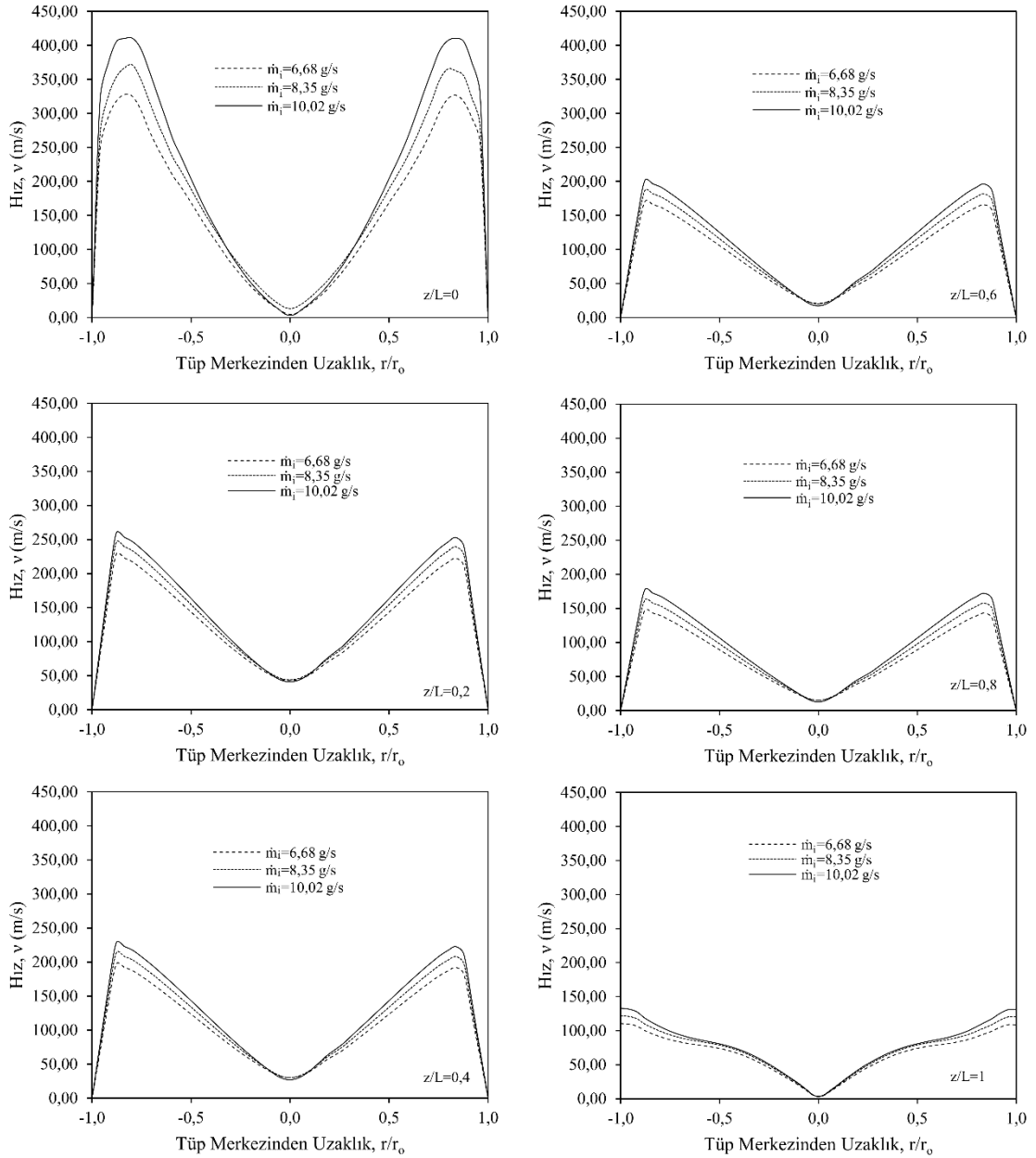
Şekil 4.25. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri

\dot{m}_i miktarındaki artışa bağlı olarak tüp içerisinde hızlar artmaktadır. Vorteks tüpündeki enerji ayrıştırması doğrudan hıza bağlı olduğundan, debi miktarındaki artışın enerji ayrıştırma performansını olumlu etkilediği söylenebilir (Şekil 4.25).



Şekil 4.26. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri

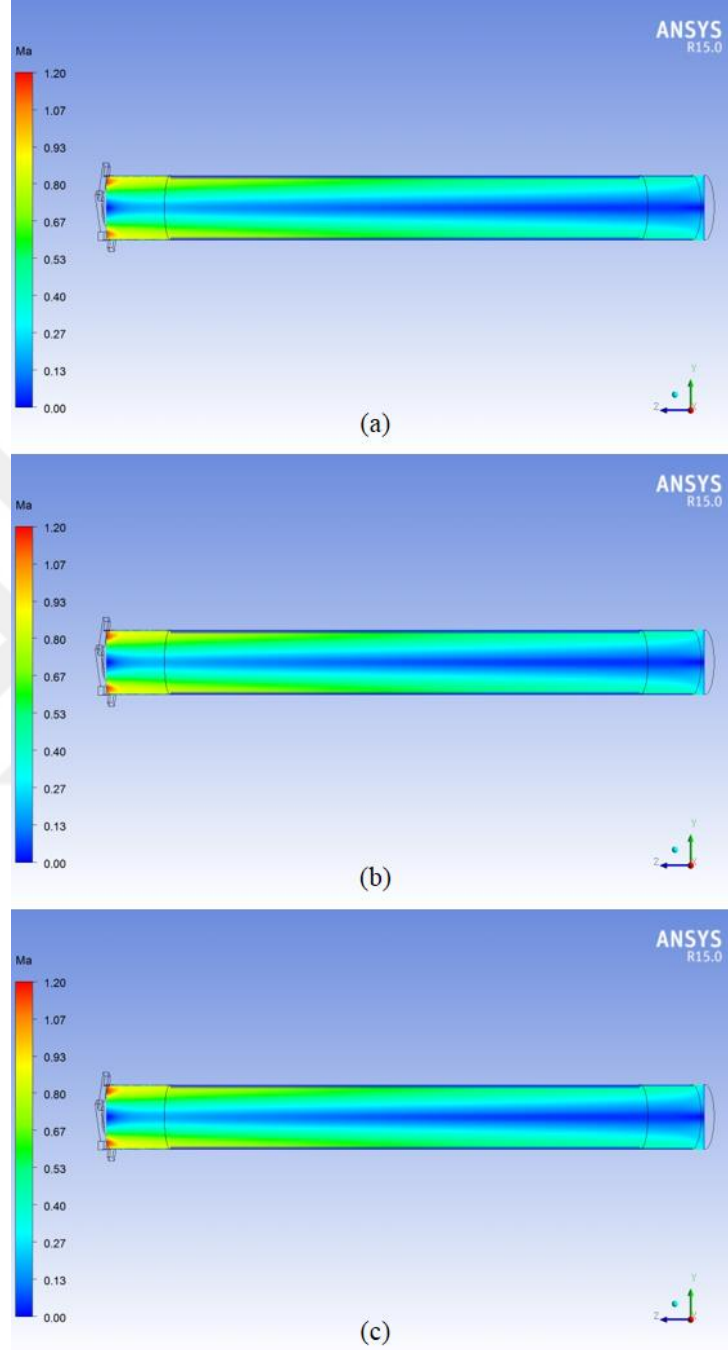
\dot{m}_i miktarındaki artışa bağlı olarak tüp giriş bölgesindeki aksel hızlarda artış gözlenmiştir. Merkez akışındaki değişim ise ihmal edilebilir seviyelerdedir. Cidar ile merkez akış arasındaki hız farkı sıcak çıkışa doğru azalmaktadır.



Şekil 4.27. 6,68 g/s, 8,35 g/s ve 10,02 g/s \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

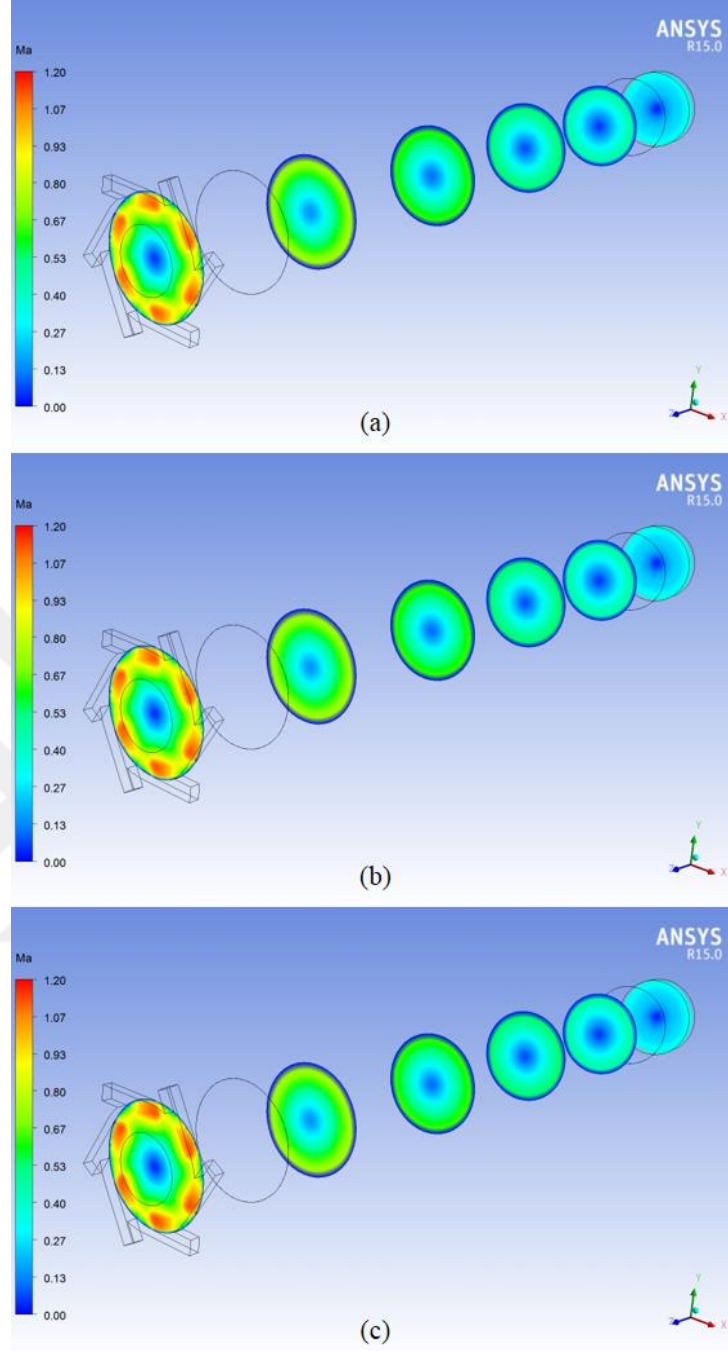
Vorteks tüpü soğuk çıkış bölgesinde gözlenen ters akışlar debinin artması ile azalmakta olup, yüksek debili akışlarda soğuk çıkış aksel hızının yükseldiği tespit edilmiştir (Şekil 4.27).

\dot{m}_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen Mach sayısı dağılımları Şekil 4.28, Şekil 4.29 ve Şekil 4.30’da gösterilmiştir.



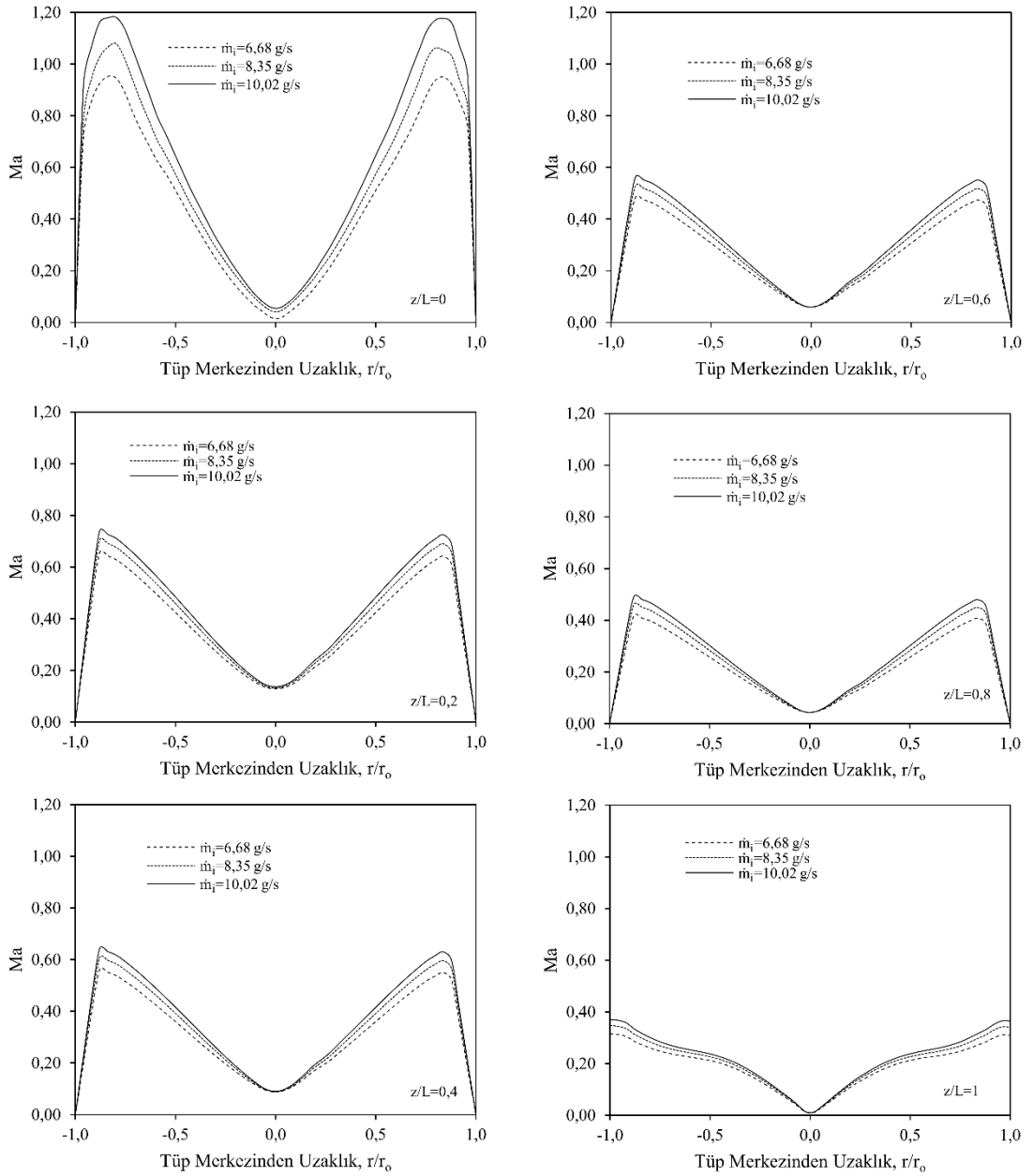
Şekil 4.28. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

\dot{m}_i miktarındaki artışa bağlı olarak t p içerisindeki hızlarda gözlenen artış nedeniyle Mach sayısı da artmaktadır. (Şekil 4.28).



Şekil 4.29. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

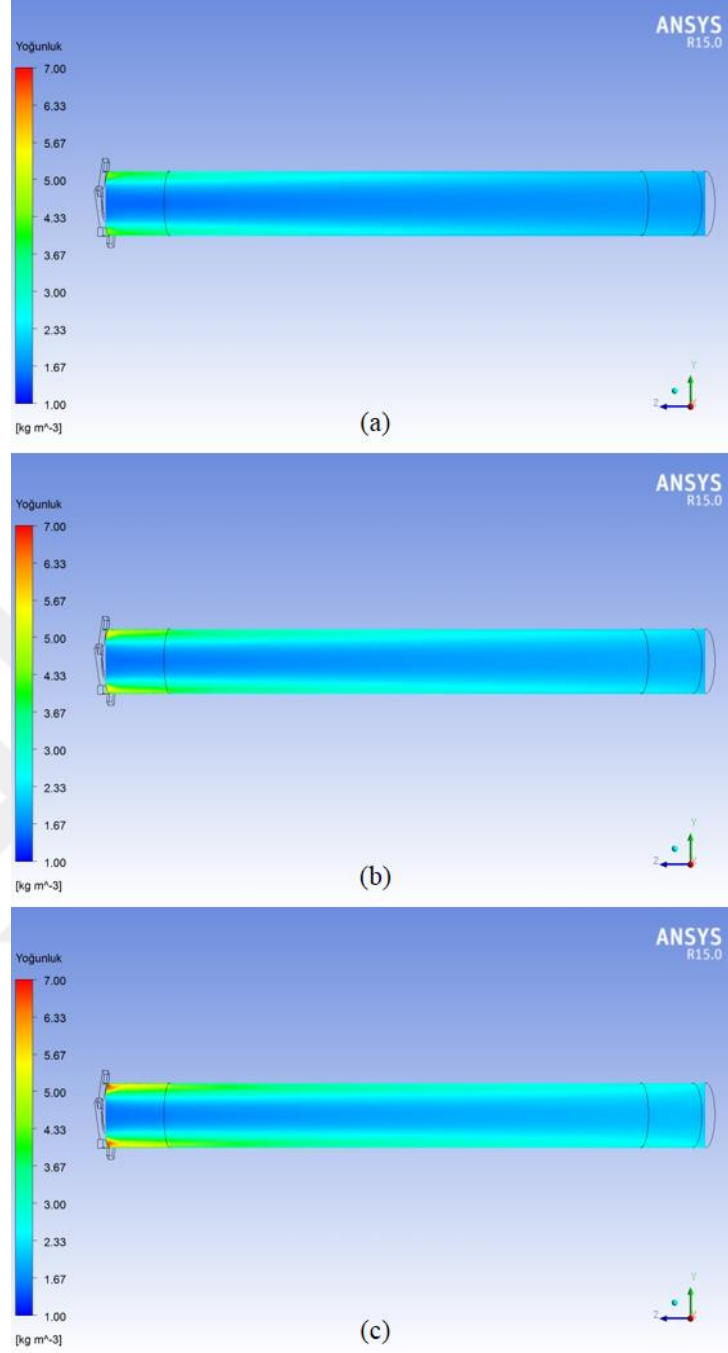
\dot{m}_i değerindeki artışa bağlı olarak giriş bölgesinde cidar ile merkez arasındaki Mach sayısındaki fark artmıştır. Bu durum, sıcak çıkışa doğru azalmaktadır (Şekil 4.29).



Şekil 4.30. 6,68 g/s, 8,35 g/s ve 10,02 g/s \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

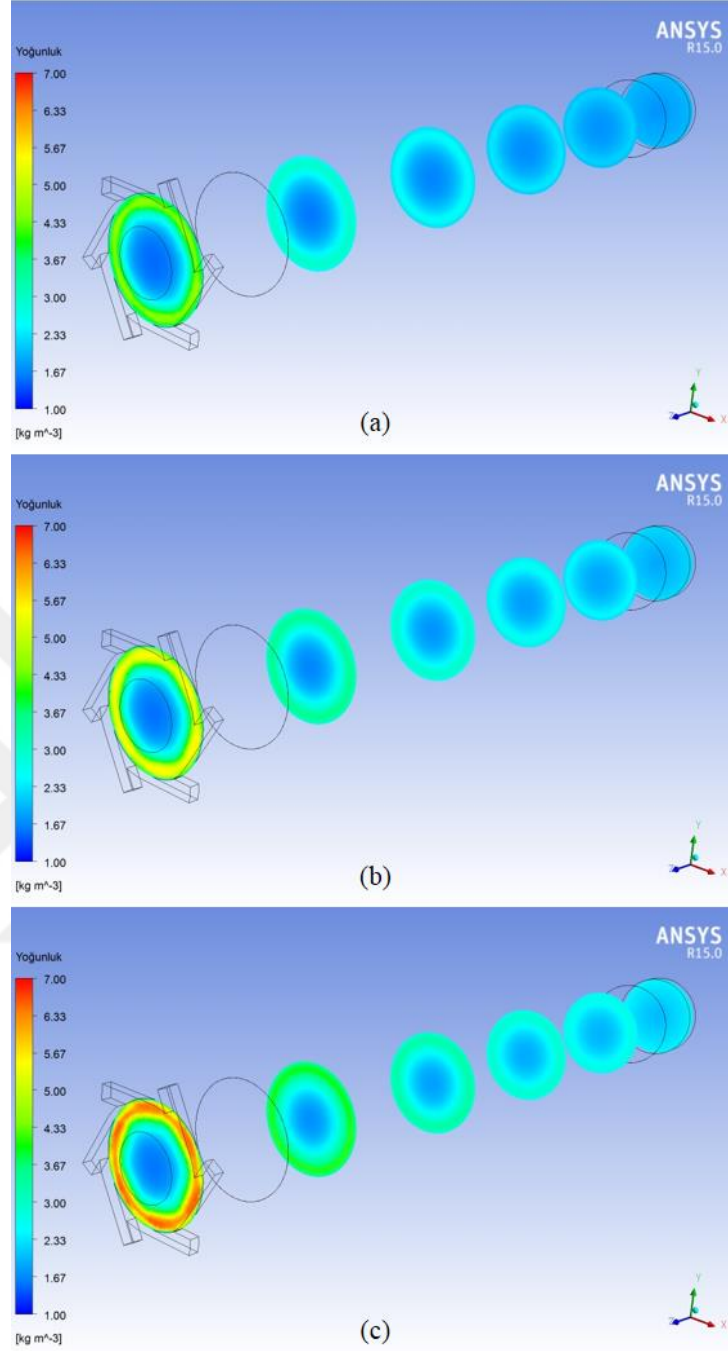
Vorteks tüpü soğuk çıkış bölgesinde gözlenen ters akışlar debinin artması ile azalmakta olup, yüksek debili akışlarda soğuk çıkışta Mach sayısının arttığı tespit edilmiştir (Şekil 4.30).

\dot{m}_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma yoğunluğu dağılımları Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'te gösterilmiştir.



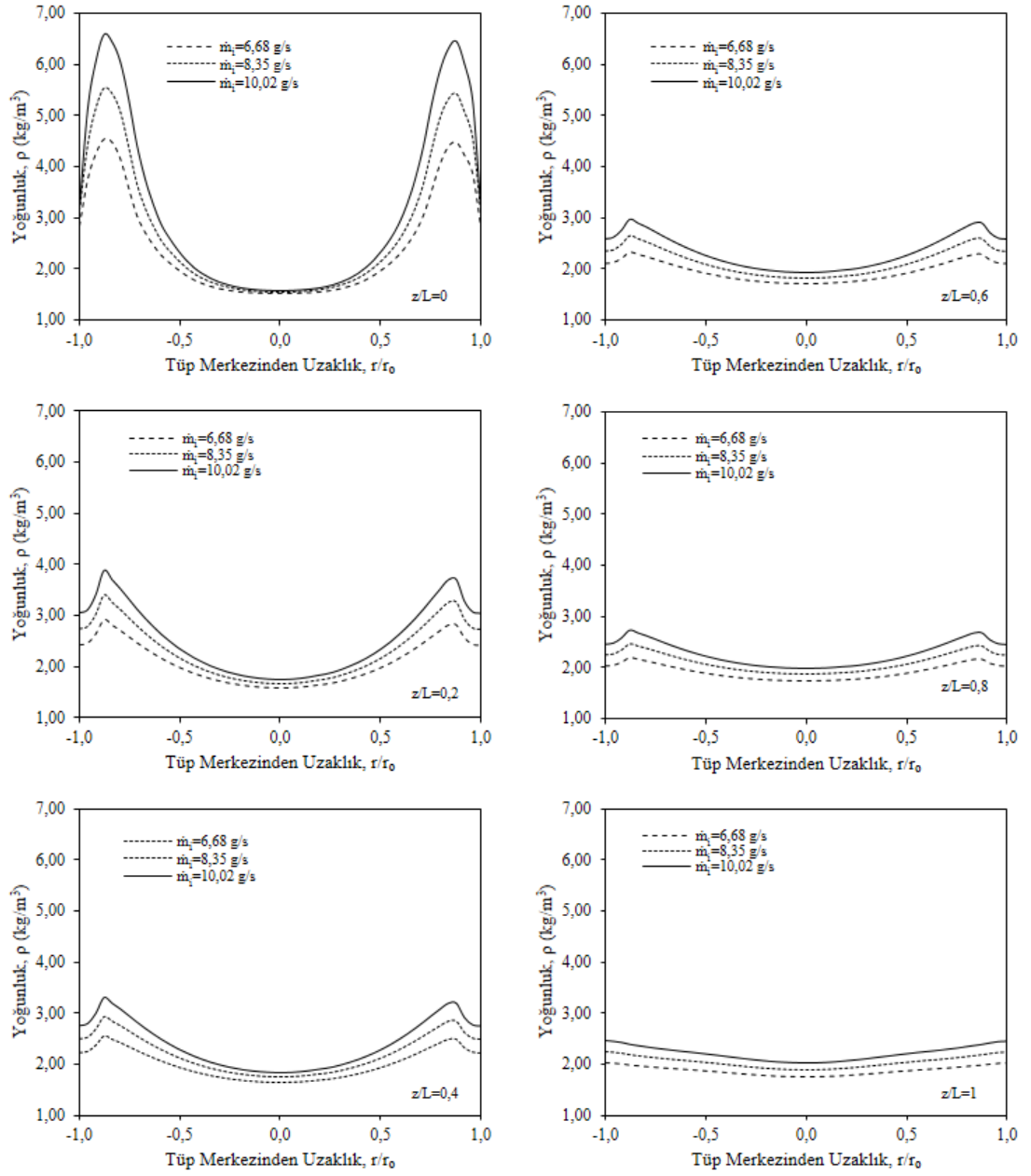
Şekil 4.31. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

Durma yoğunluğu ideal gaz denklemi dikkate alındığında sıcaklık ve basınca bağlı olduğundan, \dot{m}_i değerinin artmasıyla durma yoğunluğu miktarında da artış tespit edilmiştir (Şekil 4.31).



Şekil 4.32. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

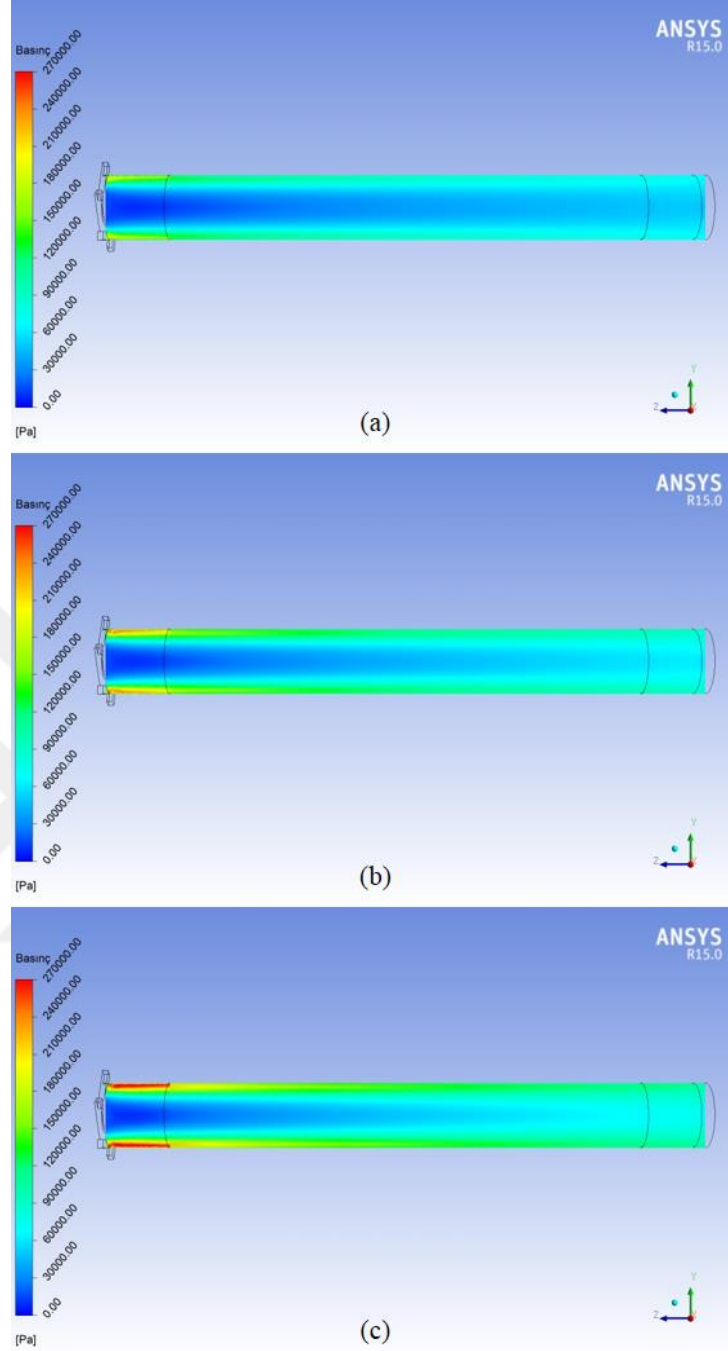
Tüp giriş bölgesi dikkate alındığında, \dot{m}_i değerindeki artışa bağlı olarak cidar ile merkez arasındaki durma yoğunluğu farkı artmaktadır. Bu durum sıcak çıkışa doğru azalma eğilimi sergilemektedir (Şekil 4.32).



Şekil 4.33. 6,68 g/s, 8,35 g/s ve 10,02 g/s \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

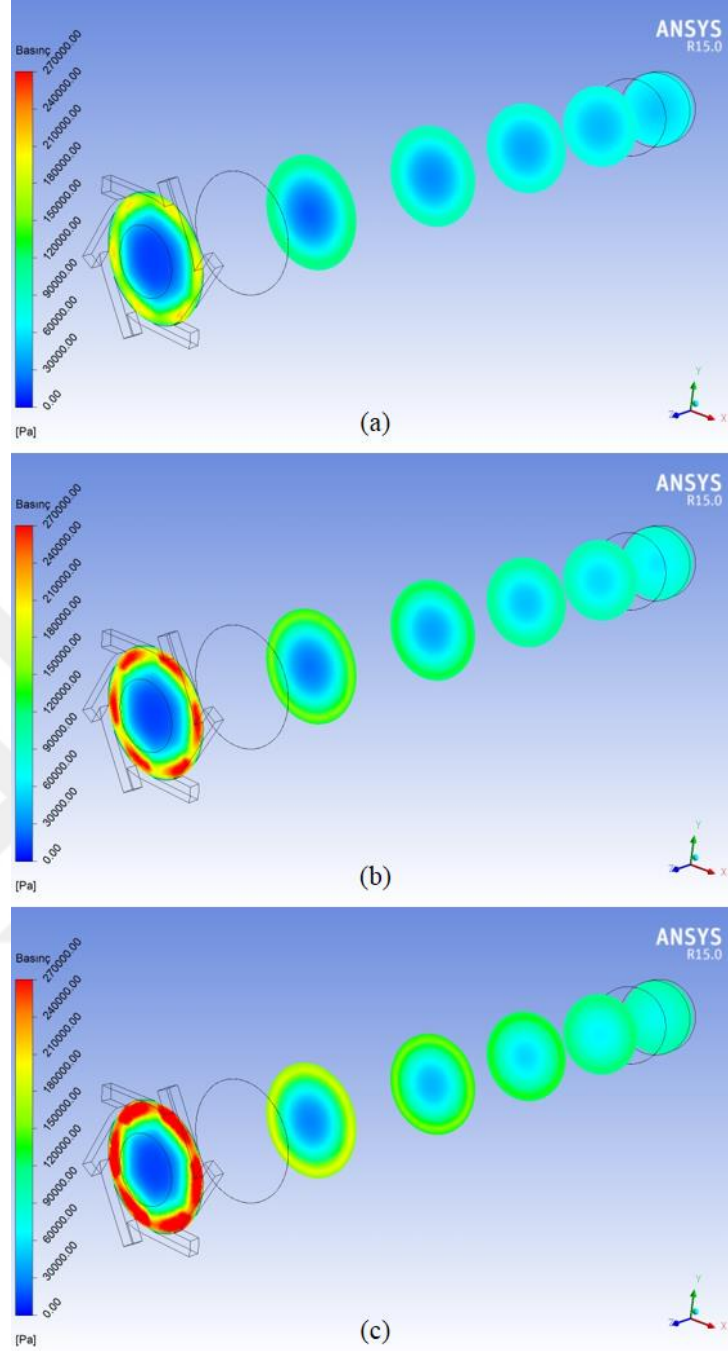
Giriş bölgesinde cidarlardaki hıza bağlı olarak oldukça yükselen durma yoğunluğu miktarı merkezdeki hıza bağlı olarak oldukça düşük miktarda artış göstermiştir. Hızların nispeten azaldığı sıcak çıkışa doğru ise merkez ile cidar arasındaki durma yoğunluğu farkının giderek azaldığı saptanmıştır (Şekil 4.33).

\dot{m}_i miktarındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma basıncı dağılımları Şekil 4.34, Şekil 4.35 ve Şekil 4.36’da gösterilmiştir.



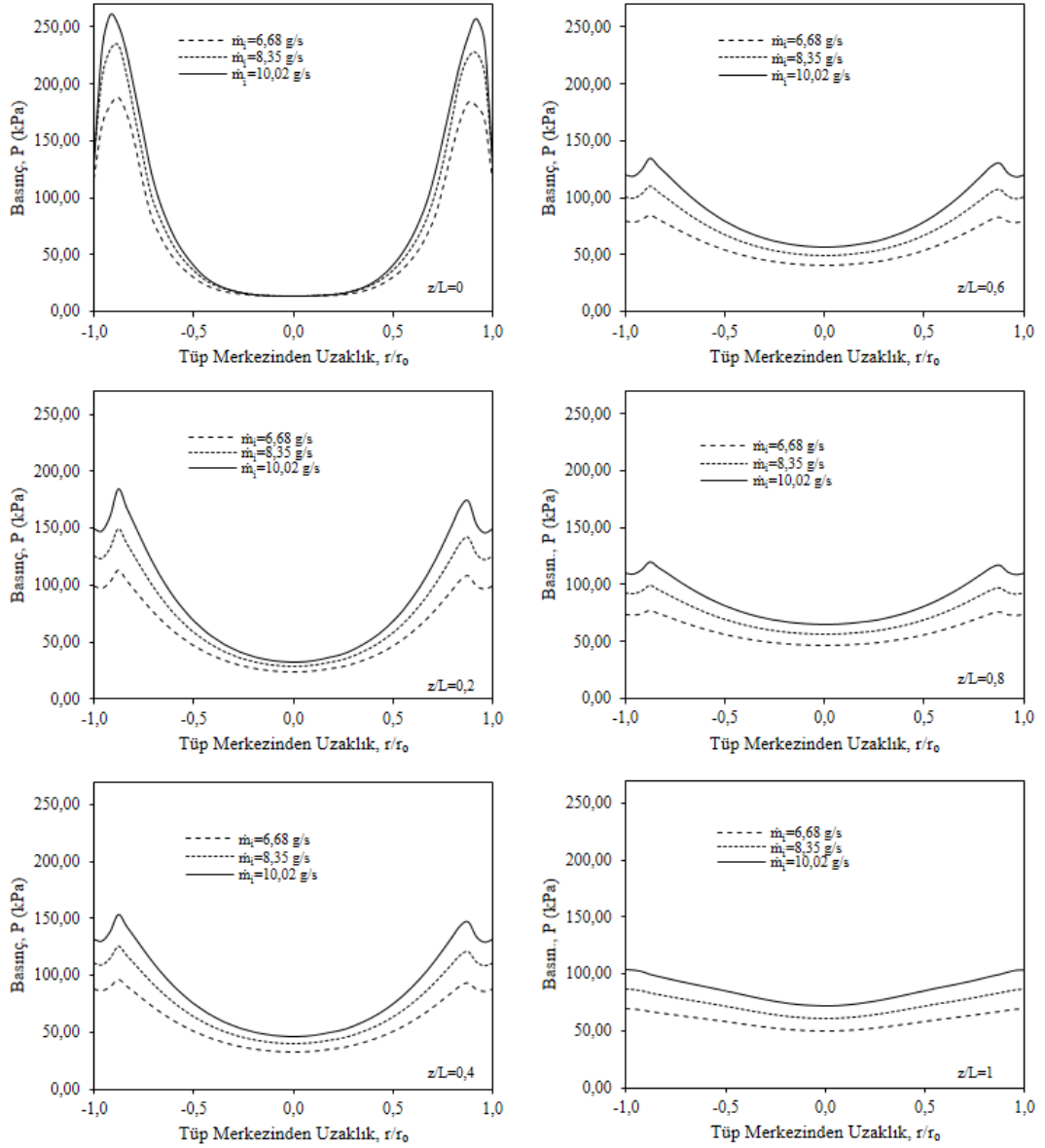
Şekil 4.34. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

\dot{m}_i miktarının artması ile tüp içerisindeki durma basıncı miktarı da artmaktadır. Durma basıncı değişimi, durma yoğunluğu ile benzer bir eğilim sergilemektedir (Şekil 4.34).



Şekil 4.35. 6,68 g/s (a), 8,35 g/s (b) ve 10,02 g/s (c) \dot{m}_i değerlerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

\dot{m}_i değerindeki artışa bağlı olarak giriş bölgesinde cidardaki durma basıncında ciddi bir artış gözlenmiştir. Cidar ile merkez arasında, tüp soğuk çıkışında oldukça yüksek durma basıncı farkı gözlenmektedir. Durma basıncı farkı sıcak çıkışa doğru azalma eğilimindedir (Şekil 4.35).



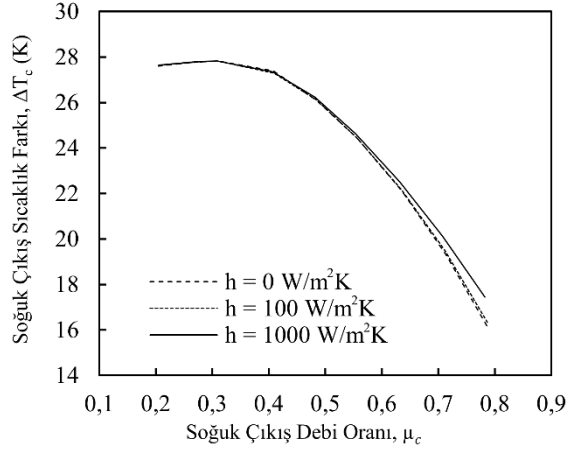
Şekil 4.36. 6,68 g/s, 8,35 g/s ve 10,02 g/s \dot{m}_i değerlerinin tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

Giriş bölgesi dikkate alındığında, debideki artışa bağlı olarak cidarlardaki durma basıncı miktarı artmakta, fakat merkez akışındaki durma basıncı farkı ihmal edilebilir seviyede değişmektedir. Hızların nispeten azaldığı sıcak çıkışa doğru ise merkez ile cidar arasındaki durma basıncı farkının giderek azaldığı belirlenmiştir (Şekil 4.36).

4.2.3. Tüp Yüzeyindeki Isı Transfer Katsayısının Etkisi

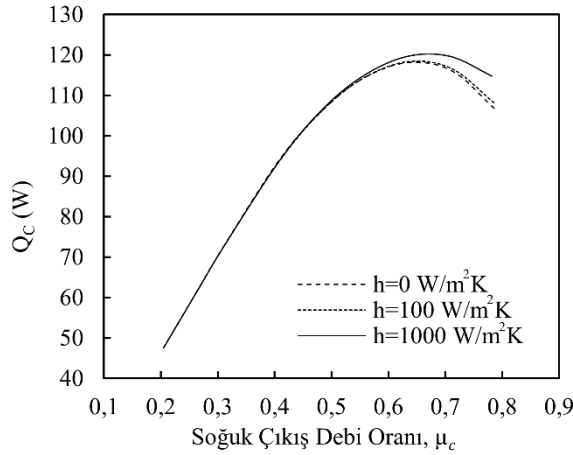
Vorteks tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının etkisini incelemek için tüp yüzeyleri önce adyabatik olarak tanımlanmış ($h = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$), daha sonra ısı geçiş katsayısı olarak

$h= 100 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $h= 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri kullanılarak HAD analizleri yürütülmüştür. Yürütülen HAD analizleri sonucunda, düşük μ_c oranlarında (0,2 ile 0,6) ısı transfer katsayısının ΔT_c üzerinde herhangi bir etkisi gözlenmemiştir. Bununla birlikte, μ_c oranı yükseldiğinde ($>\Delta T_c$ değerinde bir miktar artış tespit edilmiştir (Şekil 4.37).



Şekil 4.37. Farklı tüp yüzeyi ısı transfer katsayılarının ΔT_c üzerindeki etkileri

Tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının artırılmasına bağlı olarak Q_c değerindeki değişim ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.38).

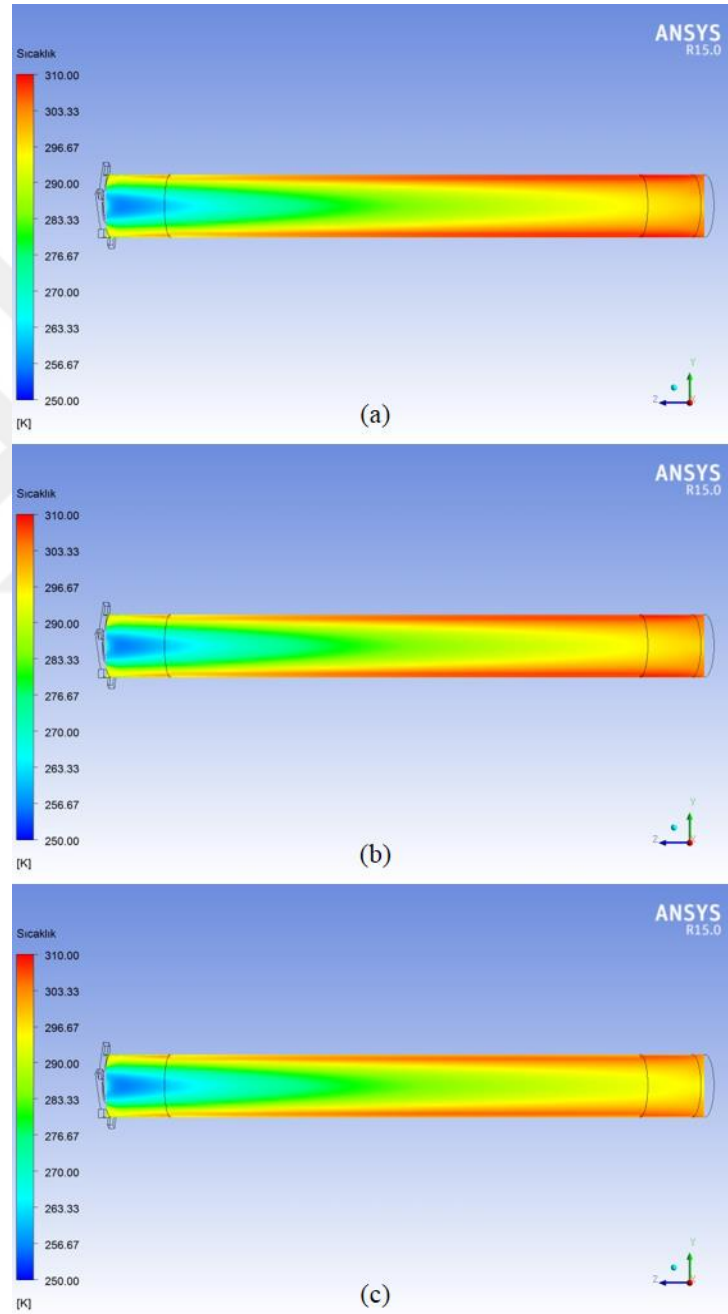


Şekil 4.38. Farklı ısı transfer katsayılarının Q_c üzerindeki etkileri

Vorteks tüpünün merkezindeki karşıt akıştan tüp yüzeyindeki akışa sürekli olarak ısı transferi gerçekleşmektedir. μ_c oranı yükseldiğinde sıcak çıkış sıcaklığı da yükseldiği için tüp yüzeyinin çevre ile olan sıcaklık farkı artmakta ve yüzey ile çevre arasında ısı transferi söz konusu olmaktadır. Debi oranındaki artışa bağlı olarak soğuk çıkış durma sıcaklığı

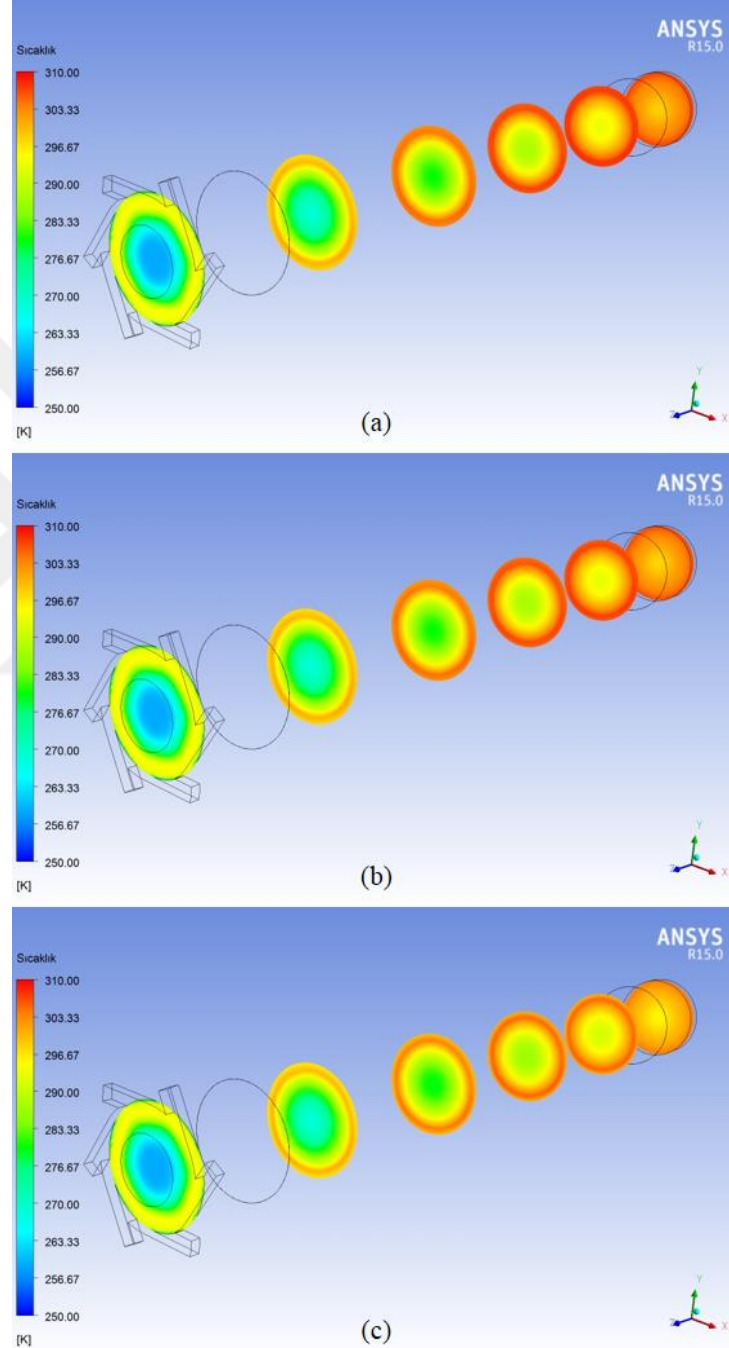
farkındaki artışın nedeni, bahsi geçen yüzey – çevre ısı transferidir. Bu bulgular, literatürde yer alan ve vorteks tüp yüzeyinin soğutulmasını öneren çalışmalar ile uyumlu bulunmuştur (Kandil ve Abdelghany 2015).

Vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma sıcaklığı, durma basıncı, hız ve durma yoğunluğu dağılımı Şekil 4.39, Şekil 4.40 ve Şekil 4.41’de gösterilmiştir.



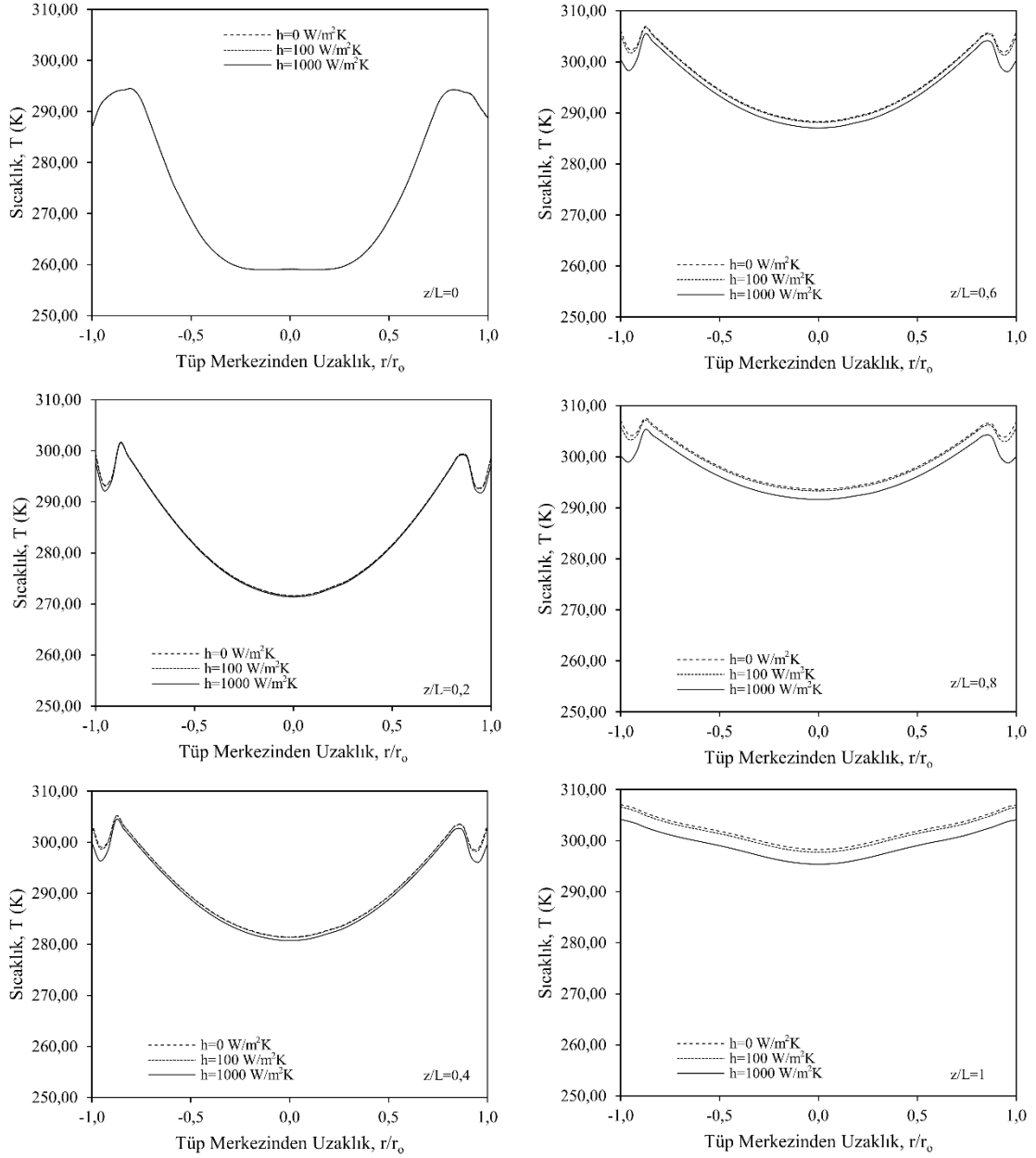
Şekil 4.39. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

Vorteks tüpü yüzeyindeki ısı transferinin durma sıcaklıkları üzerindeki etkisi sıcak çıkışa doğru grlmektedir. Yüzeyden evreye olan ısı transferi sayesinde, tp cidarında ısınan havanın enerjisi dış ortama aktarılmakta, bu nedenle sıcak çıkış durma sıcaklıkları ısı transfer katsayısının artmasına bağlı olarak düşmektedir (şekil 4.39).



şekil 4.40. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

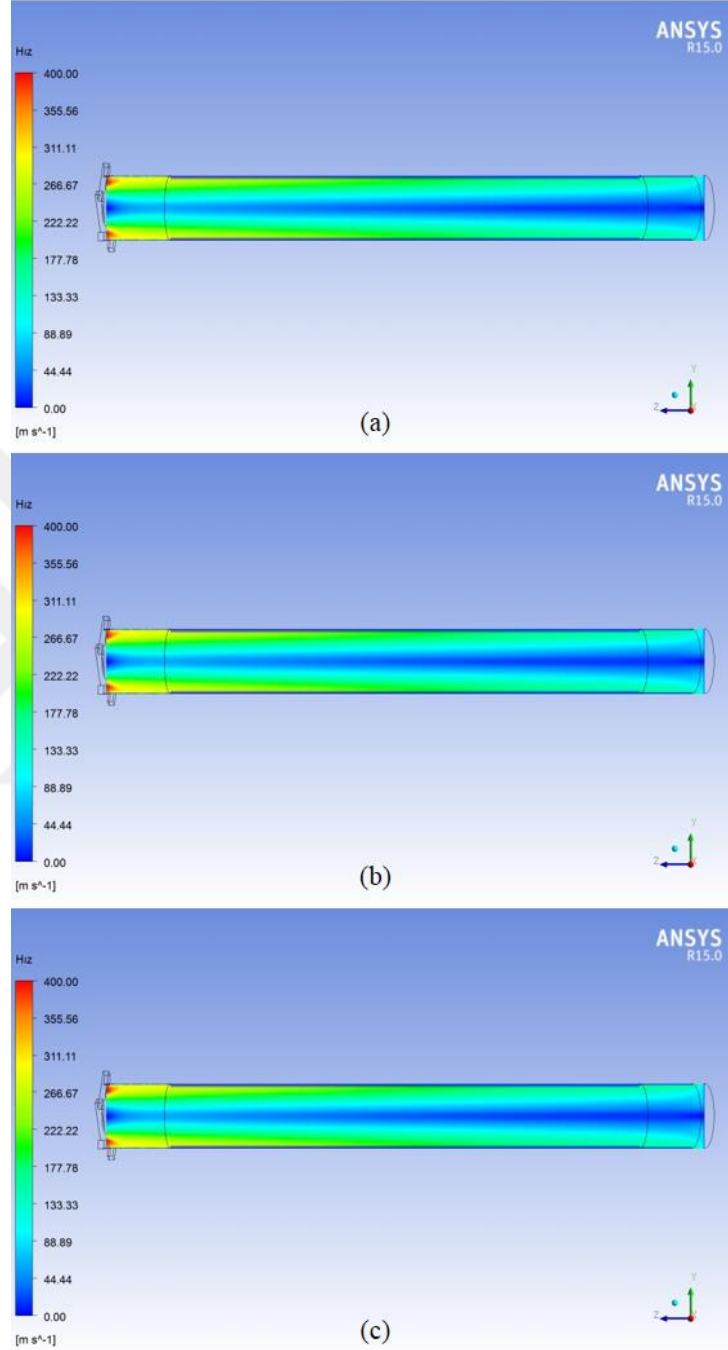
Tüp cidarı ile merkez arasındaki durma sıcaklığı farkları incelendiğinde, ısı transferindeki miktarındaki artışa bağlı olarak giriş bölgesindeki değişim ihmal edilebilir seviyede kalmış, bununla birlikte sıcak çıkışa doğru ısı transferindeki artışa bağlı olarak durma sıcaklıklarının düştüğü tespit edilmiştir (Şekil 4.40).



Şekil 4.41. 0 W/m²K, 100 W/m²K ve 1000 W/m²K ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

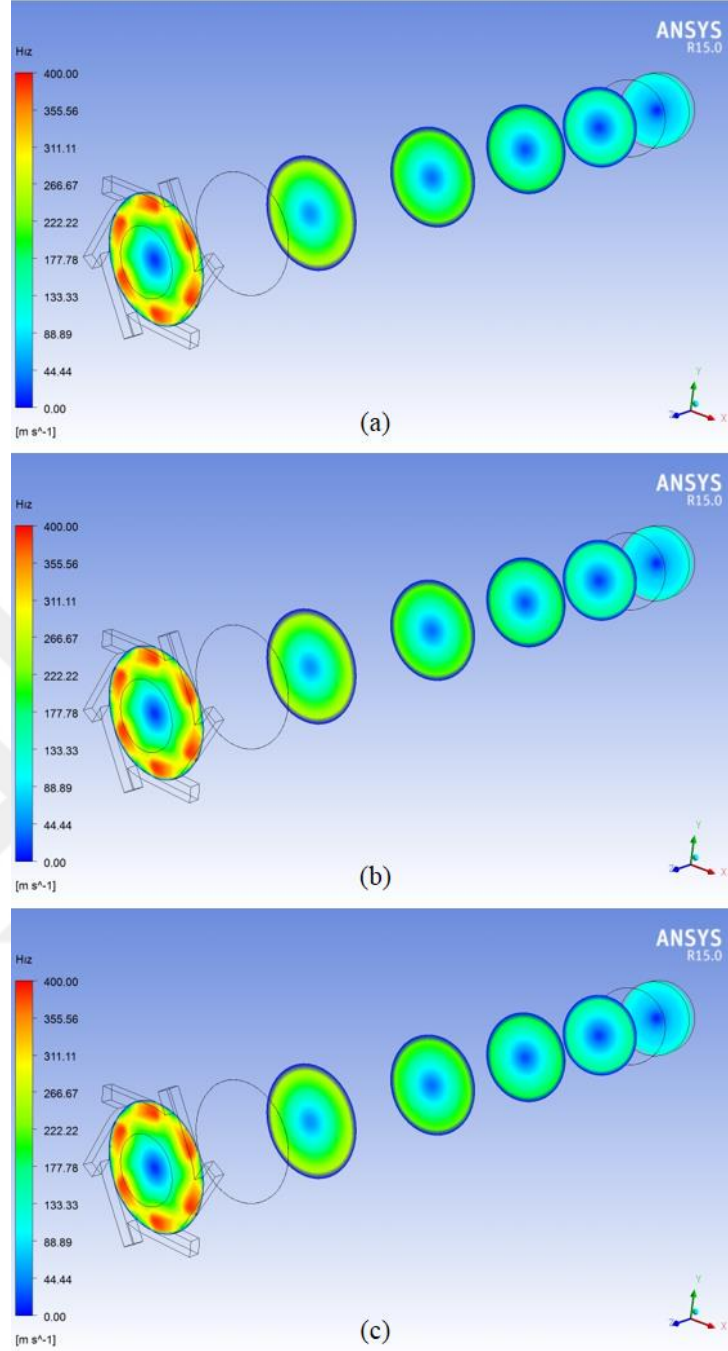
Tüp çapı boyunca farklı z/L oranları dikkate alındığında, sıcak çıkış bölgesine doğru durma sıcaklıklarının arttığı gözlenmiştir (Şekil 4.41).

Isı transfer katsayısındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen hız dağılımları Şekil 4.42 ve Şekil 4.43’de gösterilmiştir.



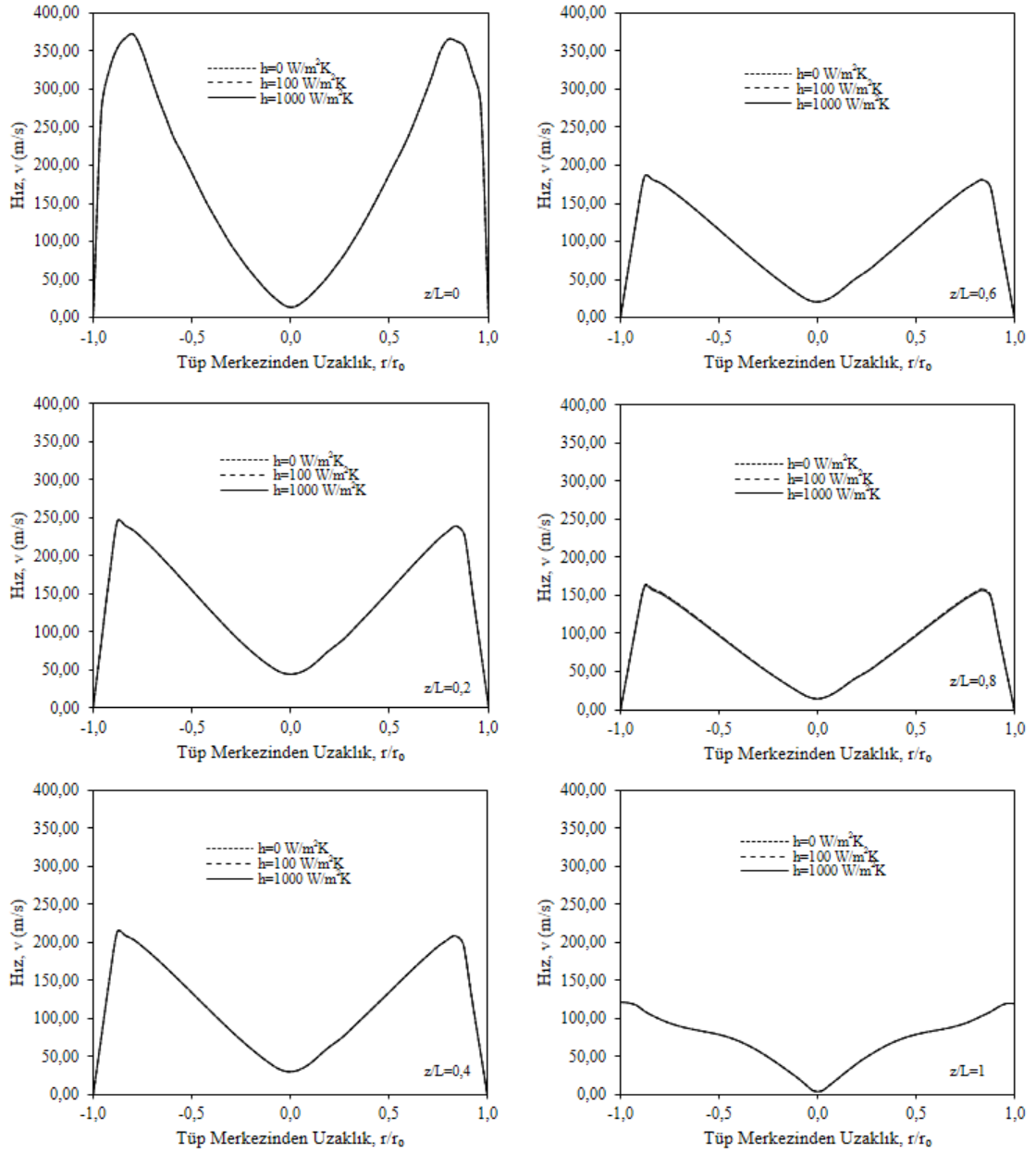
Şekil 4.42. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki hız dağılımı üzerindeki etkileri

Vorteks tüpü yüzeyindeki ısı transferinin tp içerisindeki hızlar üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.42).



Şekil 4.43. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri

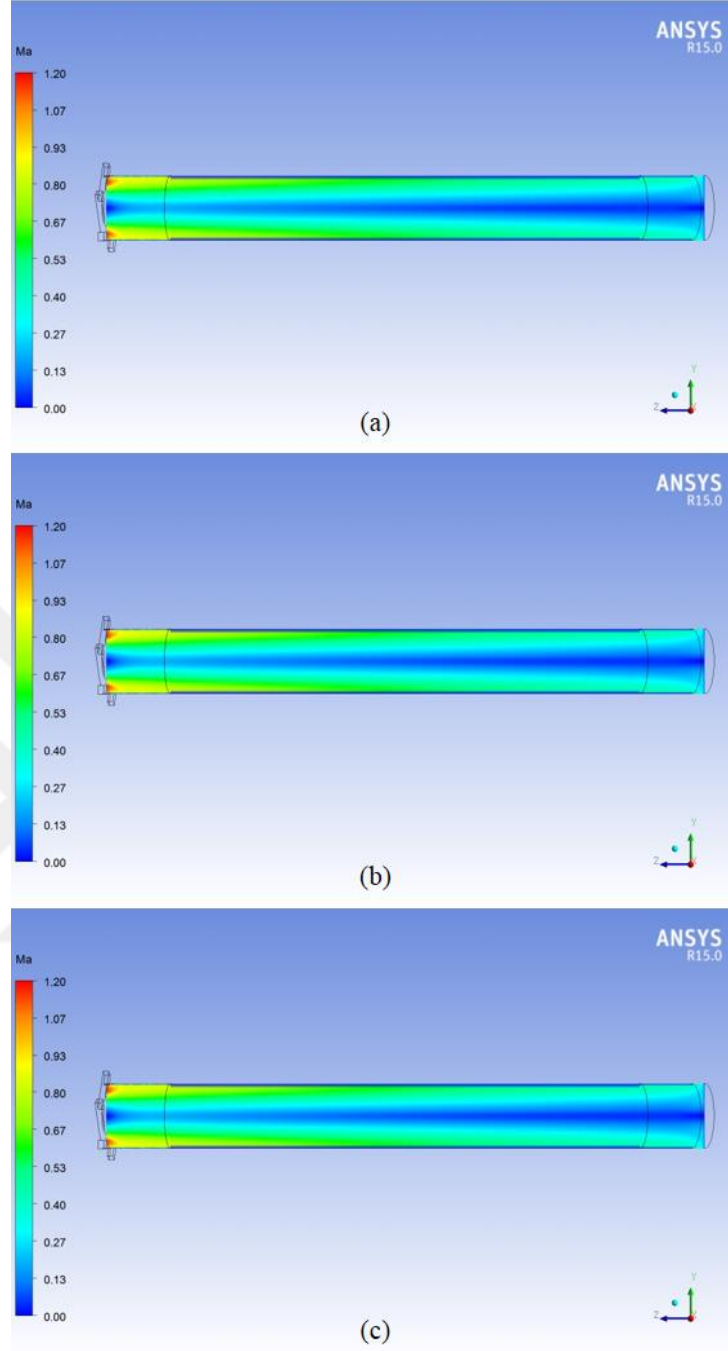
Tüp cidarı ile merkez arasındaki hız farkları incelendiğinde, ısı transferindeki miktarındaki değişimin etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.43).



Şekil 4.44. 0 W/m²K, 100 W/m²K ve 1000 W/m²K ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

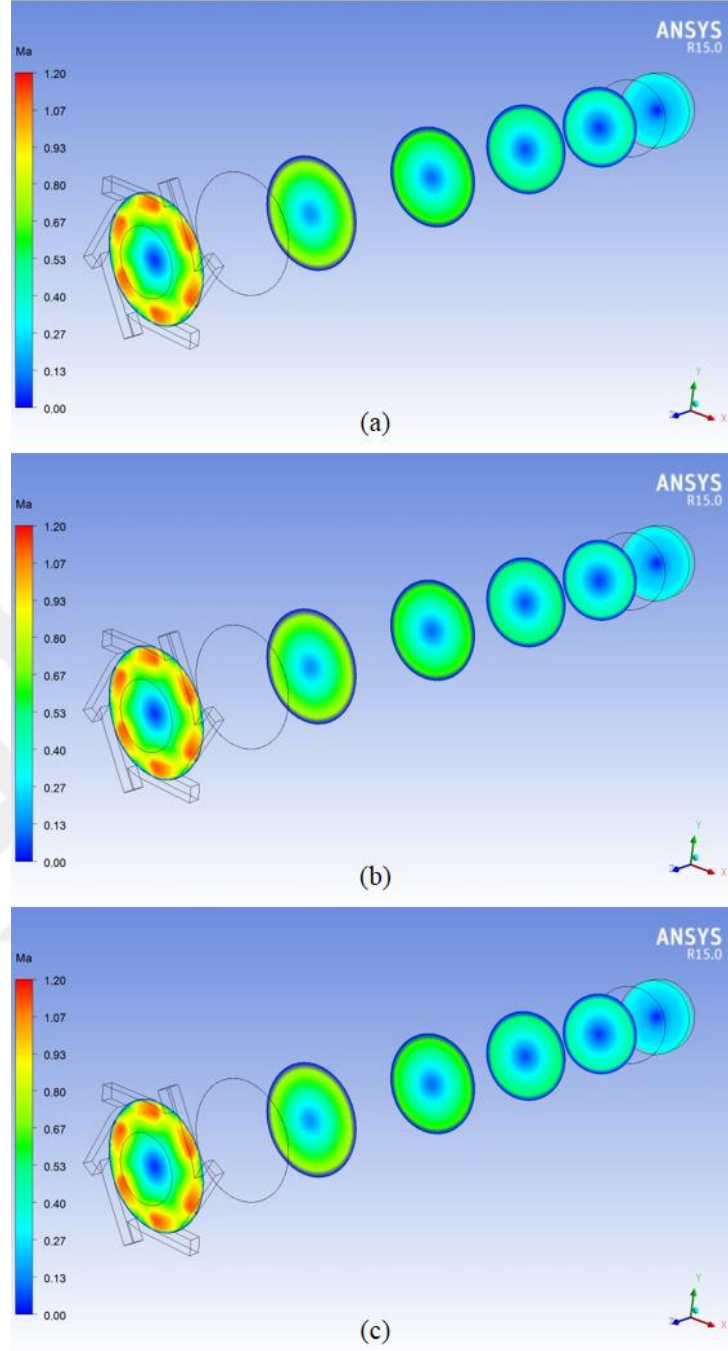
Tüp çapı boyunca farklı z/L oranları dikkate alındığında, ısı transfer katsayısındaki değişime bağlı hız miktarındaki değişim ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.44).

Isı transfer katsayısındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen Mach sayısı dağılımları Şekil 4.45, Şekil 4.46 ve Şekil 4.47’de gösterilmiştir.



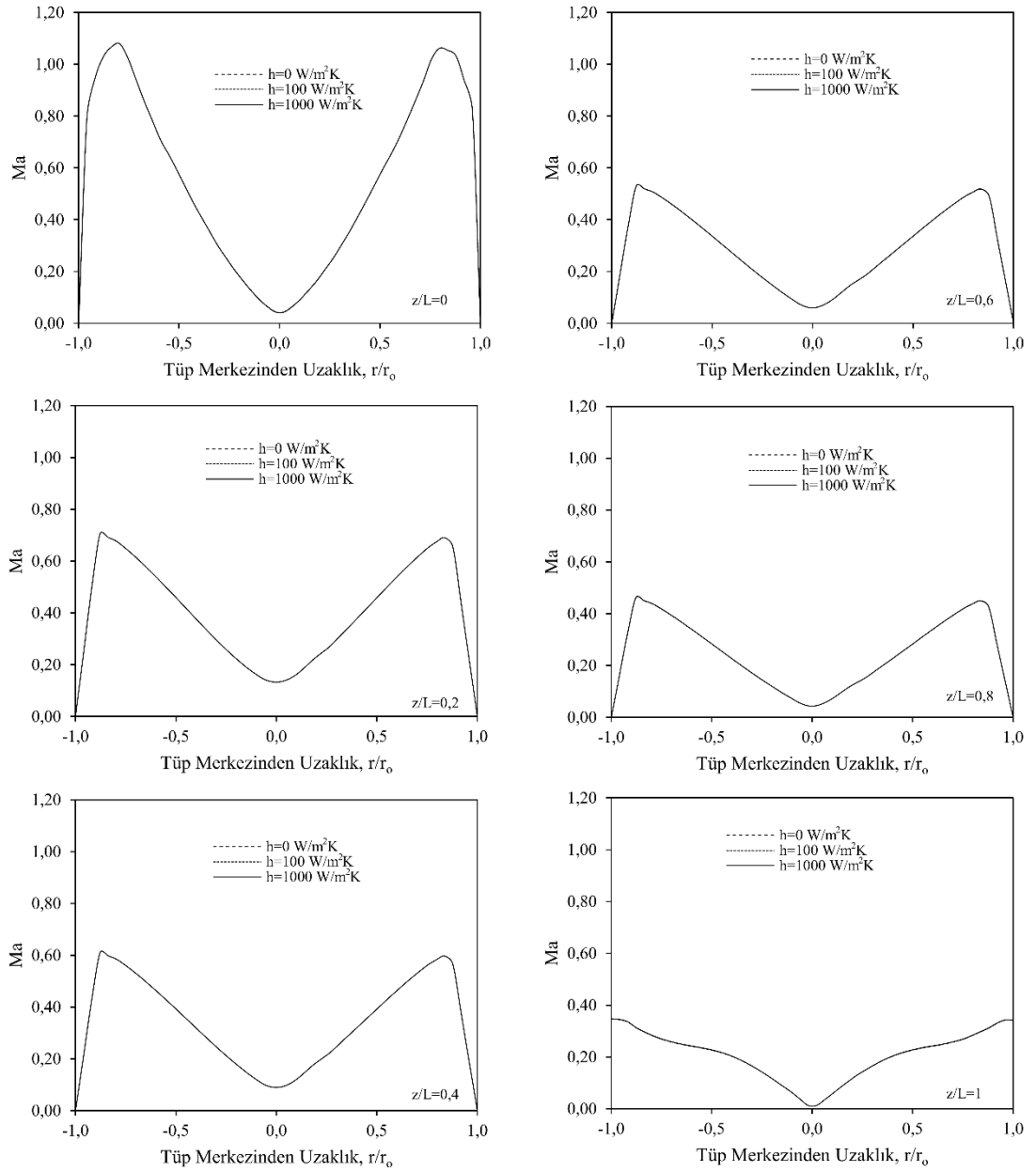
Şekil 4.45. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

Vorteks tüpü yüzeyindeki ısı transferinin tüp içerisindeki Mach sayısı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.45).



Şekil 4.46. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

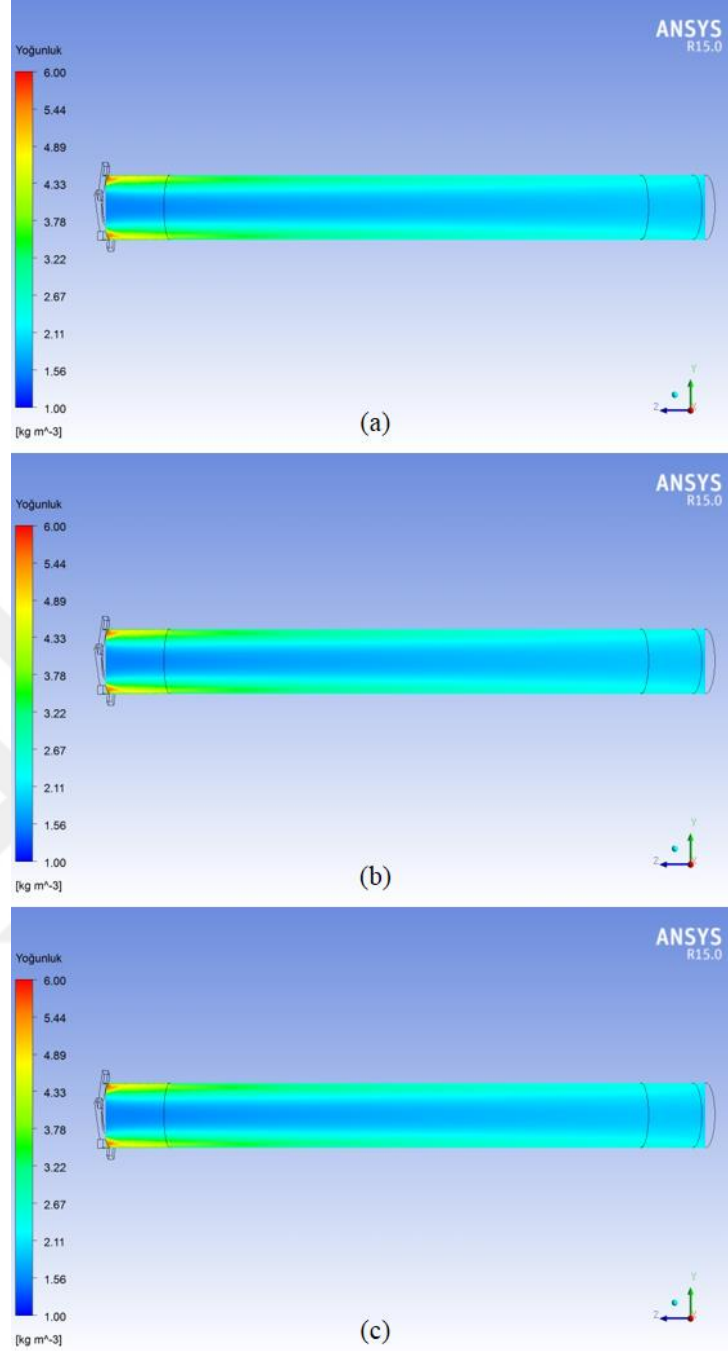
Tüp cidarı ile merkez arasındaki Mach sayısı farkları incelendiğinde, ısı transfer katsayısındaki değişimin etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.46).



Şekil 4.47. 0 W/m²K, 100 W/m²K ve 1000 W/m²K ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

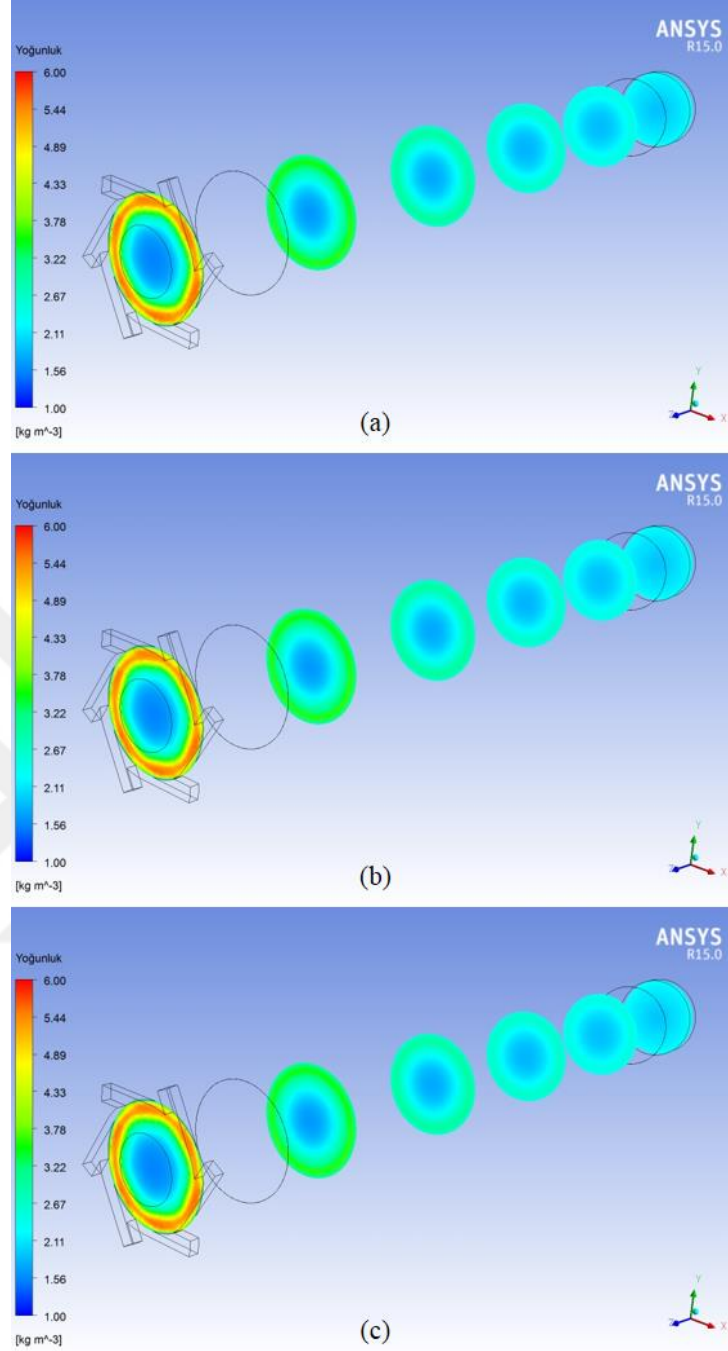
Tüp çapı boyunca farklı z/L oranları dikkate alındığında, ısı transfer katsayısındaki değişime bağlı Mach sayısındaki değişim ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.47).

Isı transfer katsayısındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma yoğunluğu dağılımları Şekil 4.48 ve Şekil 4.49’da gösterilmiştir.



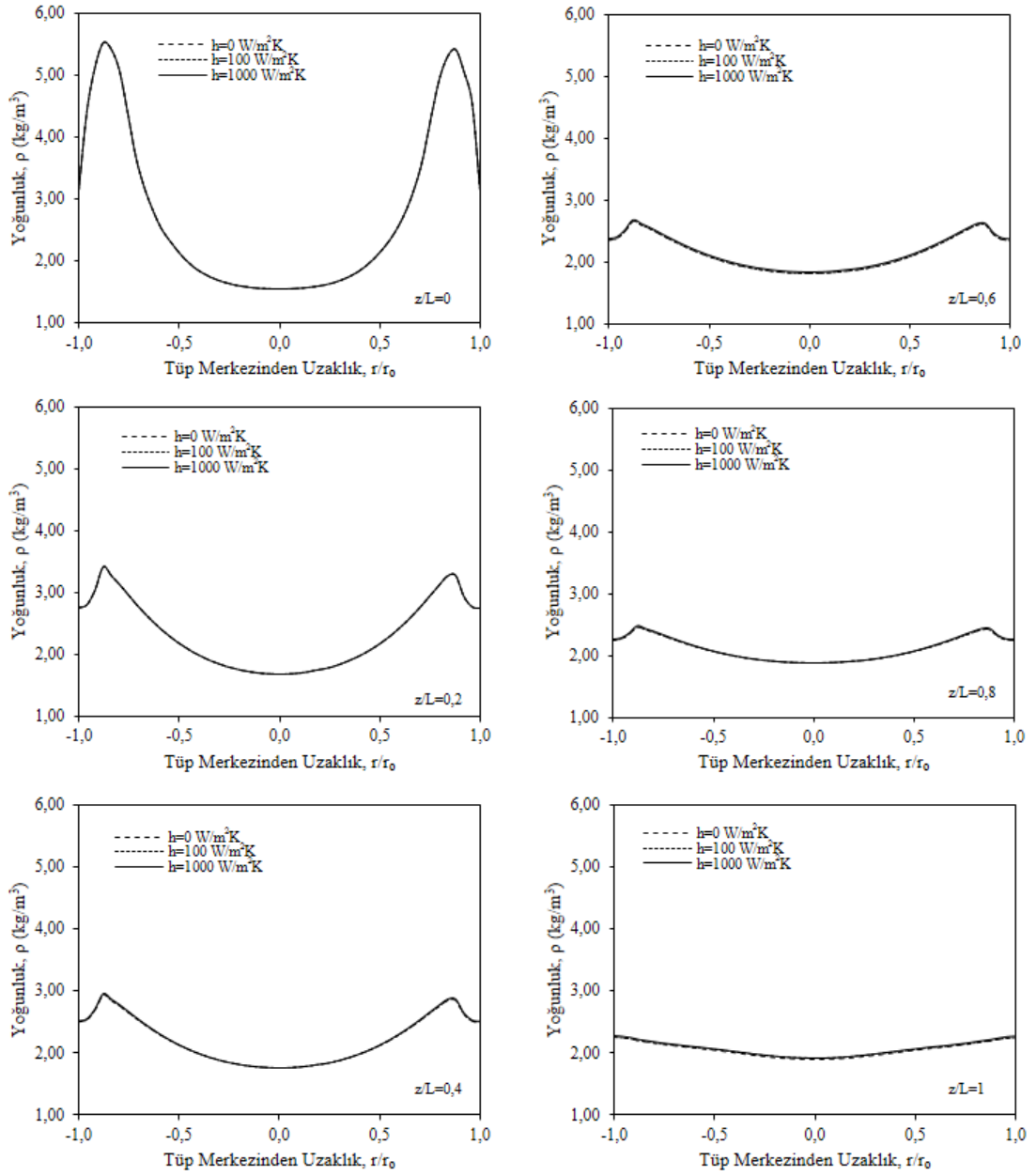
Şekil 4.48. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

Vorteks tüpü yüzeyindeki ısı transferinin tüp içerisindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.48).



Şekil 4.49. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

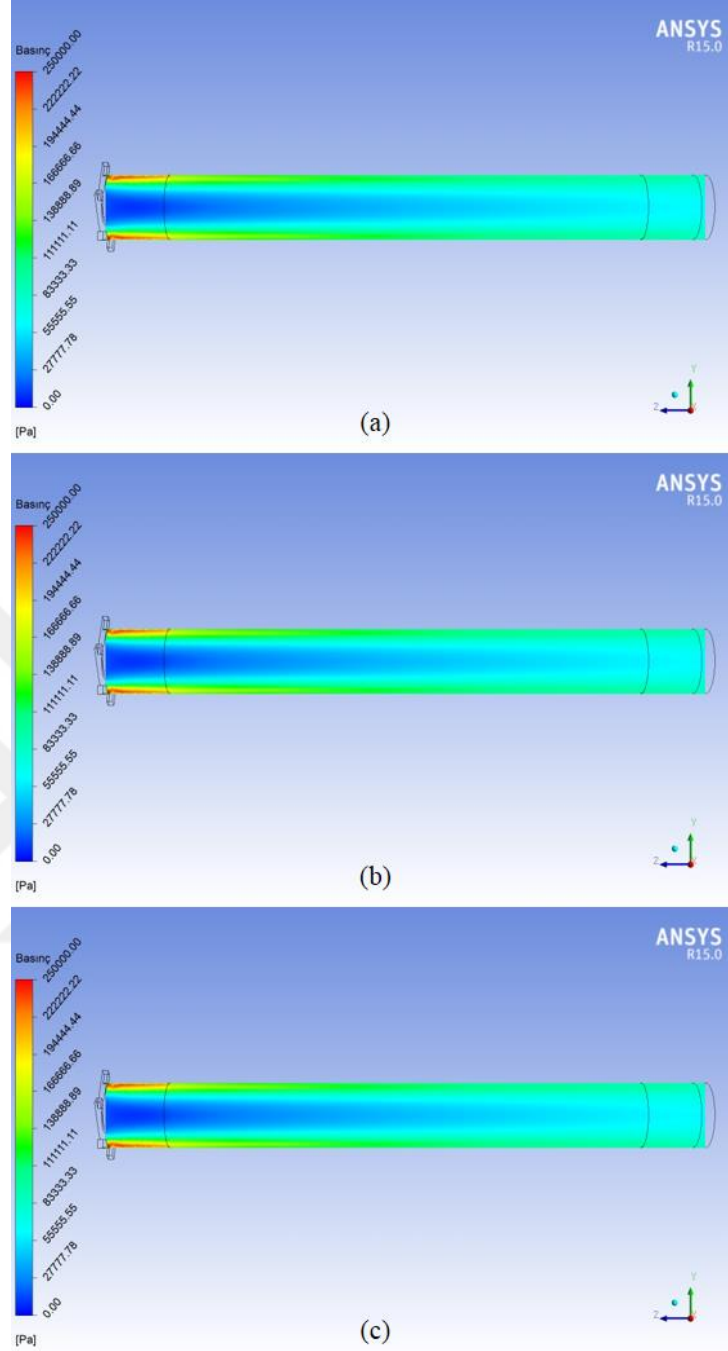
Tüp cidarı ile merkez arasındaki durma yoğunluğu farkları incelendiğinde, ısı transferindeki miktarındaki değişimin etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.49).



Şekil 4.50. 0 W/m²K, 100 W/m²K ve 1000 W/m²K ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

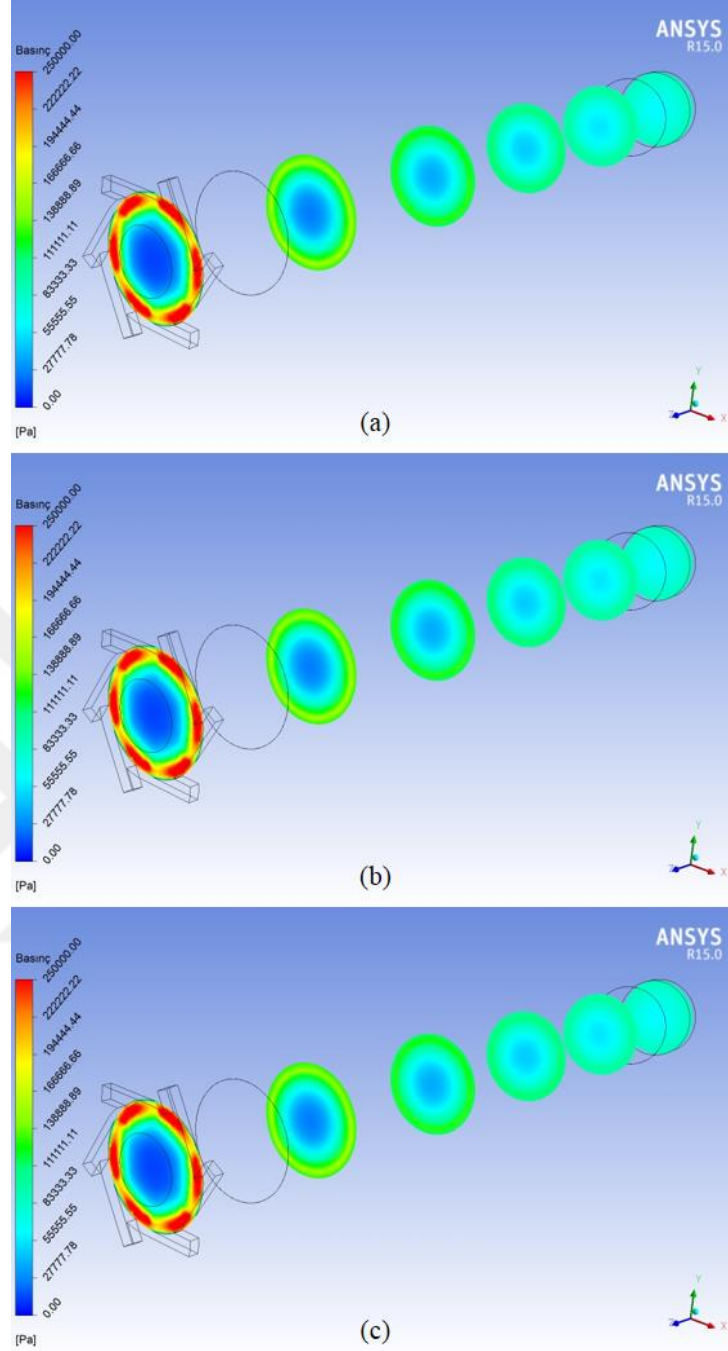
Tüp çapı boyunca farklı z/L oranları dikkate alındığında, ısı transfer katsayısındaki değişime bağlı durma yoğunluğu değişimi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.50).

Isı transfer katsayısındaki değişime bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma basıncı dağılımları Şekil 4.51, Şekil 4.52 ve Şekil 4.53'te gösterilmiştir.



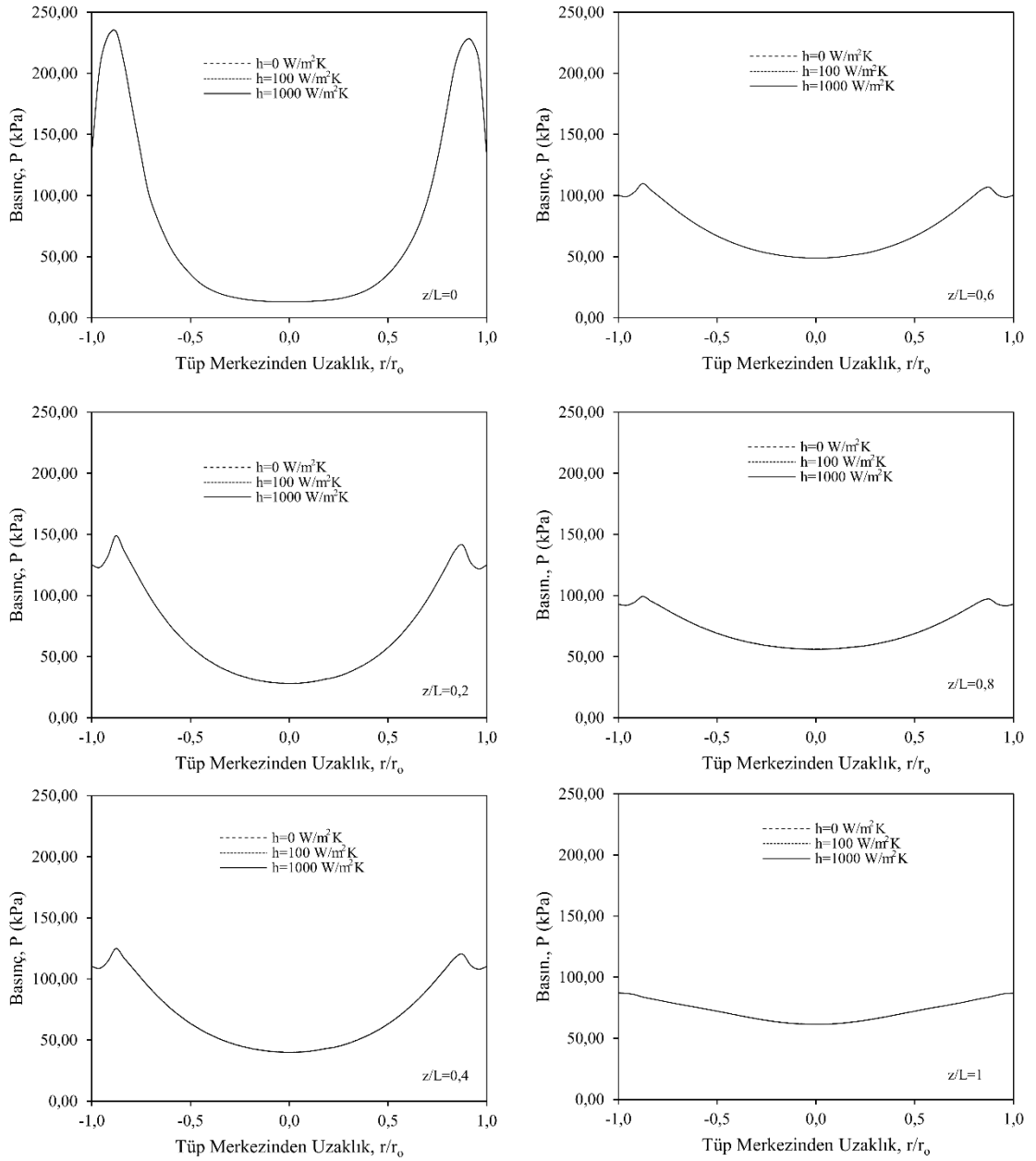
Şekil 4.51. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

Vorteks tüpü yüzeyindeki ısı transferinin tüp içerisindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.51).



Şekil 4.52. 0 W/m²K (a), 100 W/m²K (b) ve 1000 W/m²K (c) ısı transfer katsayılarının vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

Tüp cidarı ile merkez arasındaki durma basıncı farkları incelendiğinde, ısı transferindeki miktarındaki değişimin etkisi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.52).



Şekil 4.53. $0 \text{ W/m}^2\text{K}$, $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı transfer katsayılarının tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

Tüp çapı boyunca farklı z/L oranları dikkate alındığında, ısı transfer katsayısındaki değişime bağlı durma yoğunluğu değişimi ihmal edilebilir seviyededir (Şekil 4.53).

4.3. Geometrik Vorteks Tüpü Parametrelerinin İncelenmesi

Vorteks tüpünün soğutma performansı üzerinde etkili olan ve Çizelge 3.6'da verilmiş olan 5 adet parametre 3'er seviye üzerinden, Taguchi $L_{27}(3)^5$ deney tasarımı kullanılarak incelenmiştir. Yürütülen 27 adet HAD analizinden elde edilen verilerin istatistiksel analiziyle, seçilen seviyelerden optimal bir seviye kombinasyonuna ulaşılmıştır. Bu doğrultuda simülasyon çalışmalarında uygulanan 27 farklı senaryo, Çizelge 3.8'de verilen deneysel tasarım matrisine göre oluşturulmuştur. HAD analizlerinin sınır şartları olarak $T_i = 294,2$ K, $\dot{m}_i = 8,35$ g/s ve $h = 0$ W/m²K atanmıştır. Deney planına göre yürütülen HAD analizlerinde tüm seviye kombinasyonlarına ait çözümlerden elde edilen sonuçların karşılaştırılabilmesi için, vorteks tüpü soğuk çıkış debi oranının aynı olması hedeflenmiştir. Bu amaca hizmet edecek şekilde her bir analiz için sıcak çıkış basıncı değiştirilmiş olup, 0,59 bar ile 1,00 bar arasında değerler atanmıştır. Bu sayede, her bir analizdeki μ_c değerinin 0,3 düzeyinde olması sağlanmıştır.

Yürütülen HAD analizlerinde maksimum soğutma performansının elde edilmesi, vorteks tüpünün ana hedefi olarak belirlenmiştir. Söz konusu hedef için ΔT_c değerlerinin en yüksek olduğu optimal seviye kombinasyonuna erişme amacı gözetilmiştir. Her bir seviye kombinasyonu için yürütülen HAD analizlerinden elde edilen çıktılar Minitab 17 programı kullanılarak istatistiksel analize tabi tutulmuştur. Parametrelerin soğutma performansını tanımlayan ΔT_c değerleri Çizelge 4.2'de sunulmuştur. Her bir parametrenin etki derecesinin tespit edilmesi için gerçekleştirilen istatistiksel veri analizi çalışması, elde edilen bu veriler kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Parametrelerin soğutma performansını tanımlayan ve Çizelge 4.2'de sunulan ΔT_c değeri üzerindeki etkileri ve bu değerinin maksimum olmasını sağlayacak optimal seviye kombinasyonu araştırılmıştır. ΔT_c değerinin maksimum olduğu seviye kombinasyonunun belirlenmesi için Taguchi'nin performans karakteristiği olarak "En Yüksek – En İyi" (Denklem 3.24) seçilmiştir. Parametrelerin seviye kombinasyonu için hesaplanan S/N değerleri Çizelge 4.3'te sunulmuştur.

Çizelge 4.2. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımı kullanılarak yürütülen HAD analizleri ile elde edilen ΔT_c değerleri

Sıra No	Parametreler					Sonuçlar
	Lüle Sayısı (adet)	Soğuk Çıkış Çapı (mm)	Sıcak Çıkış Çapı (hidrolik) (mm)	Tüp Çapı (mm)	Tüp Uzunluğu (mm)	Soğuk Çıkış Durma Sıcaklığı Farkı (ΔT_c), (K)
1	4	5,472	5	10,13	94,2	30,06
2	4	5,472	5	10,13	106	30,76
3	4	5,472	5	10,13	119,3	30,47
4	4	6,2	6	11,4	94,2	30,84
5	4	6,2	6	11,4	106	30,84
6	4	6,2	6	11,4	119,3	30,38
7	4	7	7	12,83	94,2	31,23
8	4	7	7	12,83	106	30,89
9	4	7	7	12,83	119,3	30,77
10	6	5,472	6	12,83	94,2	31,24
11	6	5,472	6	12,83	106	31,50
12	6	5,472	6	12,83	119,3	31,27
13	6	6,2	7	10,13	94,2	20,36
14	6	6,2	7	10,13	106	20,43
15	6	6,2	7	10,13	119,3	20,63
16	6	7	5	11,4	94,2	22,68
17	6	7	5	11,4	106	22,63
18	6	7	5	11,4	119,3	22,70
19	8	5,472	7	11,4	94,2	26,63
20	8	5,472	7	11,4	106	26,84
21	8	5,472	7	11,4	119,3	26,67
22	8	6,2	5	12,83	94,2	26,58
23	8	6,2	5	12,83	106	26,73
24	8	6,2	5	12,83	119,3	26,63
25	8	7	6	10,13	94,2	7,04
26	8	7	6	10,13	106	7,15
27	8	7	6	10,13	119,3	7,08

Bu çalışma ile parametrelerin vorteks tüpü soğutma performansı üzerindeki etki sıralaması ve etki yüzdeleri de tespit edilebilmiştir. Taguchi'nin performans karakteristiklerinden S/N oranı için "En Yüksek - En İyi" kullanılmış ve parametrelerin ΔT_c üzerindeki etki sıralaması Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Taguchi $L_{27}(3)^5$ istatistiksel tasarımı kullanılarak, yürütülen HAD analizleri ile elde edilen S/N değerleri

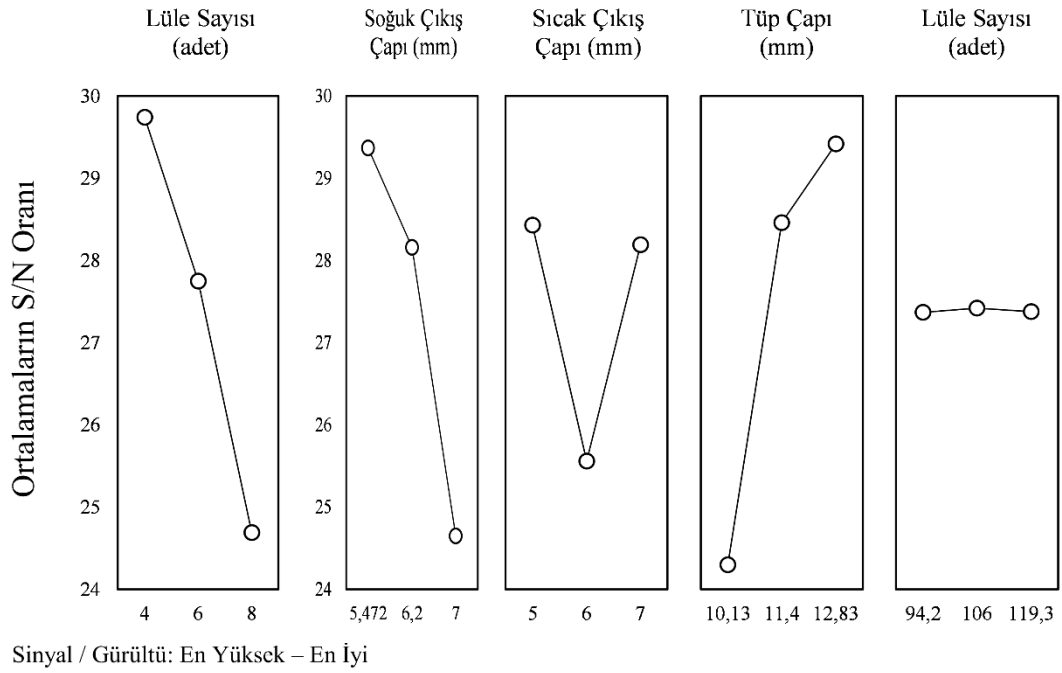
Sıra No	Parametreler					Sinyal/Gürültü Oranı (S/N)
	Lüle Sayısı (adet)	Soğuk Çıkış Çapı (mm)	Sıcak Çıkış Çapı (hidrolik) (mm)	Tüp Çapı (mm)	Tüp Uzunluğu (mm)	Soğuk Çıkış Durma Sıcaklığı Farkı (ΔT_c) (K)
1	4	5,472	5	10,13	94,2	29,56
2	4	5,472	5	10,13	106	29,76
3	4	5,472	5	10,13	119,3	29,68
4	4	6,2	6	11,4	94,2	29,78
5	4	6,2	6	11,4	106	29,78
6	4	6,2	6	11,4	119,3	29,65
7	4	7	7	12,83	94,2	29,89
8	4	7	7	12,83	106	29,80
9	4	7	7	12,83	119,3	29,76
10	6	5,472	6	12,83	94,2	29,90
11	6	5,472	6	12,83	106	29,97
12	6	5,472	6	12,83	119,3	29,90
13	6	6,2	7	10,13	94,2	26,18
14	6	6,2	7	10,13	106	26,20
15	6	6,2	7	10,13	119,3	26,29
16	6	7	5	11,4	94,2	27,11
17	6	7	5	11,4	106	27,09
18	6	7	5	11,4	119,3	27,12
19	8	5,472	7	11,4	94,2	28,51
20	8	5,472	7	11,4	106	28,57
21	8	5,472	7	11,4	119,3	28,52
22	8	6,2	5	12,83	94,2	28,49
23	8	6,2	5	12,83	106	28,54
24	8	6,2	5	12,83	119,3	28,51
25	8	7	6	10,13	94,2	16,95
26	8	7	6	10,13	106	17,09
27	8	7	6	10,13	119,3	17,00

Parametrelerin ΔT_c üzerindeki etkilerini saptamak için grafiksel yöntemle de başvurulmuştur. Parametrelerin S/N oranına etkisini saptamak için, her parametrenin her üç seviyesindeki ortalama S/N değerleri hesaplanmıştır. Bu değerlerin grafiksel gösterimi Şekil 4.54’te sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Vorteks tüpü soğutma performansına etki eden parametrelerin ΔT_c üzerindeki etki sıralaması (En Yüksek – En İyi)

Seviye	Lüle Sayısı (adet)	Soğuk Çıkış Çapı (mm)	Sıcak Çıkış Çapı (mm)	Tüp Çapı (mm)	Tüp Uzunluğu (mm)
1	29,74	29,37	28,43	24,30	27,37
2	27,75	28,16	25,56	28,46	27,42
3	24,69	24,65	28,19	29,42	27,38
Maks-Min	5,05	4,73	2,87	5,12	0,05
Sıralama (ΔT_c)	2	3	4	1	5

S/N Oranları İçin Veri Ortalamaları



Şekil 4.54. ΔT_c için, parametrelerin S/N oranına etkisinin grafiksel gösterimi

Faktör etkilerinin grafiksel gösteriminin ardından, Minitab 17 programı kullanılarak gerçekleştirilmiş olan ANOVA çalışması ile ΔT_c için S/N oranına etki eden katkı yüzdeleri tespit edilmiş olup, bu yüzdeler Çizelge 4.5'te sunulmuştur.

Çizelge 4.5. Vorteks tüpü enerji ayrıştırma performansına etki eden parametrelerin ΔT_c üzerindeki etki yüzdeleri

Sıralama	Parametreler	Katkı Yüzdesi
1	Tüp Çapı	32,948
2	Lüle Sayısı	28,902
3	Soğuk Çıkış Çapı	26,840
4	Sıcak Çıkış Çapı	11,307
5	Tüp Uzunluğu	0,003

Bu çalışma kapsamında yürütülen ve yukarıda açıklanan, gerek faktör etkilerinin grafiksel gösterim yöntemine dayalı analiz, gerekse ANOVA çalışması, vorteks tüpü soğutma performansına etki eden parametrelerin ΔT_c sonucuna etki derecelerini açıkça ortaya çıkarmıştır. ΔT_c değerini en çok etkileyen parametre Tüp Çapı olmakla birlikte, sıralama Lüle Sayısı, Soğuk Çıkış Çapı, Sıcak Çıkış Çapı ve Tüp Uzunluğu olarak devam etmiştir. Tüp Uzunluğu parametresinin etki yüzdesi oldukça düşük olduğundan (%0,003), ΔT_c değerini en yüksek seviyeye çıkaracak seviye kombinasyonu için diğer parametreler daha önemli bir hal almıştır.

Vorteks tüpü soğutma performansına etki eden parametrelerin optimal seviye kombinasyonunun belirlenmesinde, ΔT_c değerini en yüksek seviyeye çıkaracak seviye kombinasyonu ortaya çıkmıştır (Çizelge 4.6).

Çizelge 4.6. Vorteks tüpü soğutma performansına etki eden parametrelerin optimal seviye kombinasyonu

Parametreler	Optimal Seviyeler
Lüle Sayısı (adet)	4
Soğuk Çıkış Çapı (mm)	5,472
Sıcak Çıkış Çapı (mm)	5
Tüp Çapı (mm)	12,83
Tüp Uzunluğu (mm)	106

Önerilen bu optimal seviye kombinasyonunu doğrulamak amacıyla, Çizelge 4.6’da verilmiş olan parametre seviyeleri dikkate alınarak bir model oluşturulmuştur. Çizelge 4.1’de verilmiş olan ortalama hücre boyutlarıyla ağ yapısı kurulmuş ve HAD analizleri bu ağ yapısı üzerinde yürütülmüştür. Elde edilen ΔT_c değeri Çizelge 4.7’de gösterilmiştir. Taguchi deney tasarımına göre yürütülen analizlerde μ_c oranı 0,3 olduğundan, optimal seviye kombinasyonunun doğrulandığı analizler de μ_c oranının 0,3 olduğu nokta için yürütülmüştür.

Çizelge 4.7. Önerilen optimal seviye kombinasyonu ile elde edilen ΔT_c değeri

Parametreler	Lüle Sayısı (adet)	4	Optimal Seviyeler
	Soğuk Çıkış Çapı (mm)	5,472	
	Sıcak Çıkış Çapı (mm)	5	
	Tüp Çapı (mm)	12,83	
	Tüp Uzunluğu (mm)	106	
Soğuk Çıkış Durma Sıcaklığı Farkı, ΔT_c (K)		35,27	

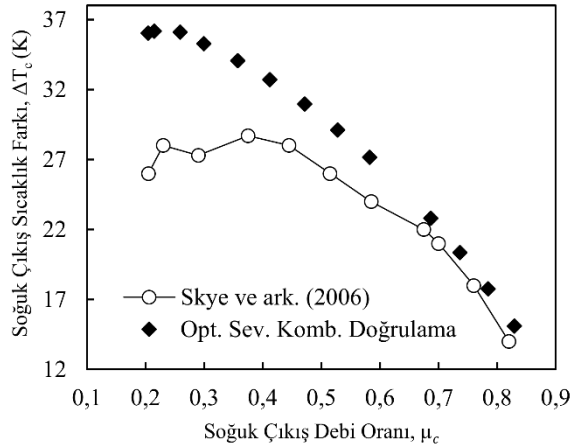
Önerilen optimal seviye kombinasyonu ile elde edilen ΔT_c değeri 36,17 K olarak tespit edilmiştir. Bu değer, μ_c oranının 0,3 olduğu nokta için saptanan en yüksek değerdir. μ_c oranının 0,3 olduğu nokta için; modelin doğrulanma aşamasında baz alınan ve Skye ve ark. (2006) tarafından gerçekleştirilen çalışmadaki ΔT_c değeri, modelin doğrulanması aşamasında elde edilen ΔT_c değeri ve önerilen optimal seviye kombinasyonu ile tespit edilen ΔT_c değerleri, karşılaştırmalı olarak Çizelge 4.8’de sunulmuştur.

Çizelge 4.8. μ_c değerinin 0,3 olduğu noktada için ΔT_c değerlerinin karşılaştırması

Model	ΔT_c (K)	İyileştirme Oranı, %
Skye ve ark. (2006)	27,46	-
Doğrulama Çalışması	27,82	0,01
Optimal Seviye Kombinasyonu	35,27	28,44

Vorteks tüpü ΔT_c değerinin iyileştirilmesi amacıyla oluşturulan Taguchi deney tasarımı çalışması ile optimum vorteks tüpü parametreleri önerilmiştir. Önerilen bu parametreler ile yürütülen analizlerin Skye ve ark. (2006) tarafından gerçekleştirilen çalışmada μ_c oranının 0,3 olduğu nokta için ΔT_c değerini %28,44 oranında iyileştirildiği tespit edilmiştir.

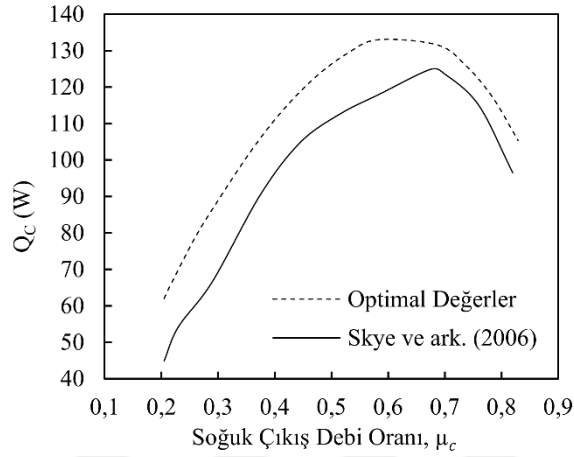
Optimal seviye kombinasyonu ile oluşturulan model üzerinde, μ_c oranının 0,3 olduğu noktanın yanı sıra 0,2 ile 0,8 arasındaki noktalar için de HAD analizleri y r t lmüştir. Böylece,  nerilen seviye kombinasyonunun sadece μ_c oranının 0,3 olduğu nokta için değil, vorteks tüpünün tüm μ_c değerlerindeki soğutma performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir (Şekil 4.55).



Şekil 4.55. Optimal seviye kombinasyonu kullanılarak yürütülen HAD analizlerinden elde edilen bulguların Skye ve ark. (2006) tarafından elde edilen bulgular ile karşılaştırılması

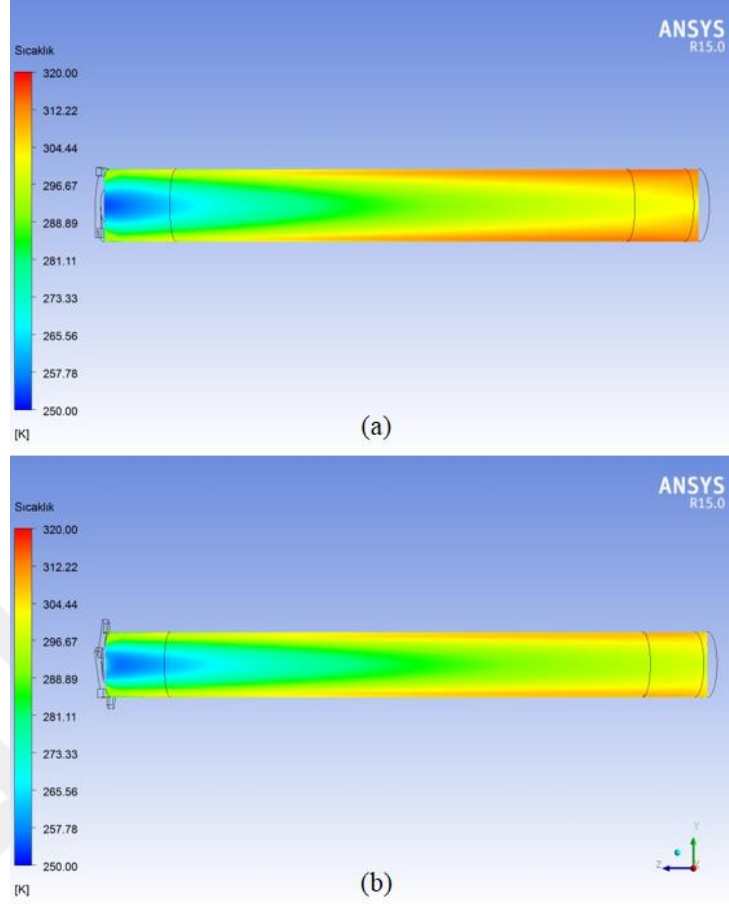
Önerilen seviye kombinasyonu kullanıldığı durumda vorteks tüpündeki tüm μ_c oranları için ΔT_c değerinde artış gözlemlenmiştir. Bu iyileşme, μ_c oranının 0,6 değerinden yüksek olduğu durumlar için pek fazla olmamakla birlikte (ortalama %0,01), esas iyileşme μ_c oranının 0,6 değerinden düşük olduğu durumlar için ortaya çıkmıştır. Beklendiği üzere en yüksek ΔT_c değeri, μ_c oranının 0,2 – 0,3 olduğu durumda elde edilmiştir (Şekil 4.55). μ_c oranı 0,21 olduğu nokta için, optimal seviye kombinasyonundan elde edilen ΔT_c değeri, Skye ve ark. (2006) tarafından elde edilen değerlere göre %39 artış sağlamıştır. Yapılan bu optimizasyon çalışmasının amacı ΔT_c değerini olabildiğince arttırmak olduğundan, elde edilen veriler oldukça tutarlıdır.

Optimal tasarıma sahip VT'nin ΔT_c değeri ile Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan VT'ye göre artmış olduğundan, Q_c değerinde de artış tespit edilmiştir. En yüksek soğutma yükünün gözlemlendiği 0,6 μ_c değeri dikkate alındığında, optimal tasarıma ait VT'nin Q_c değerini %12,6 arttırdığı tespit edilmiştir. Bu artış eğilimi tüm μ_c değerleri için geçerli olup, tespit edilen bulgular Şekil 4.56'da verilmiştir.



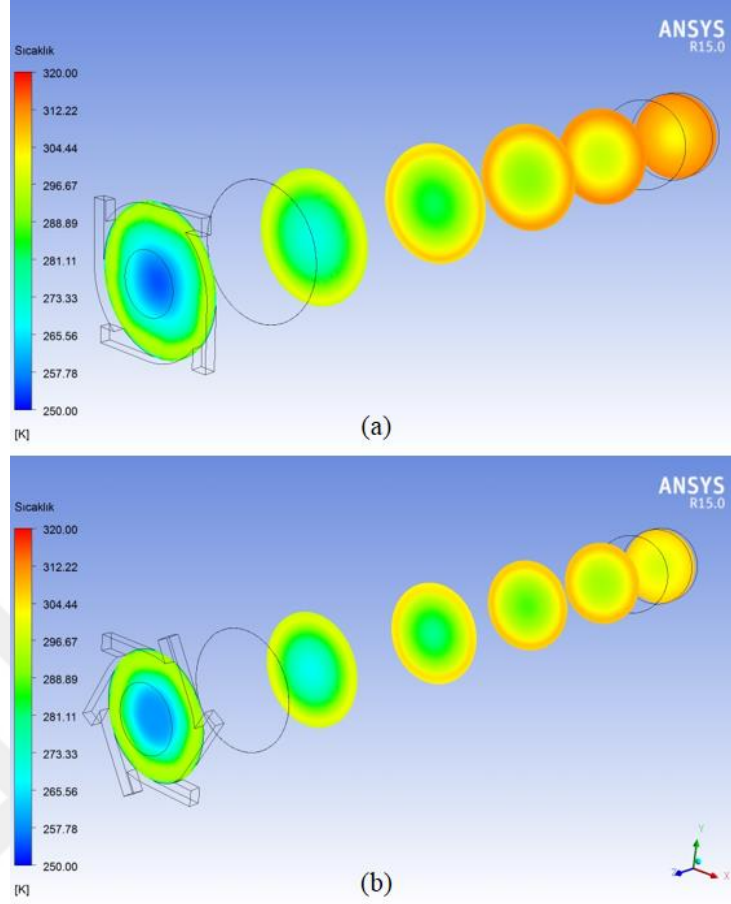
Şekil 4.56. Optimal seviye kombinasyonuna sahip VT ile Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan VT'ye ait Q_c değerlerinin karşılaştırılması

Optimal seviye kombinasyonuna bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma sıcaklığı dağılımları Şekil 4.57, Şekil 4.58 ve Şekil 4.59'da gösterilmiştir.



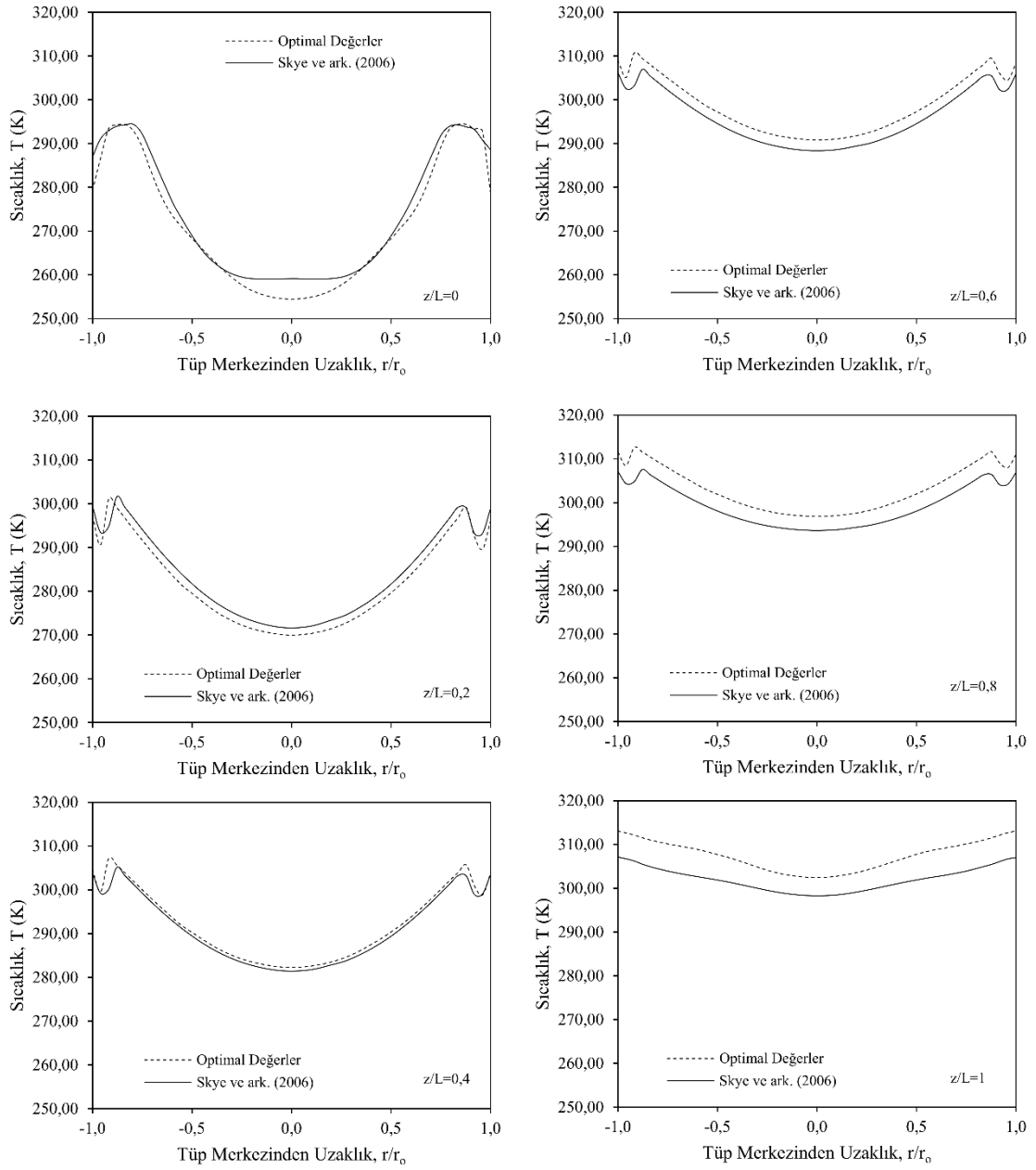
Şekil 4.57. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

Tüp geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerden biri, 6 olan lüle giriş sayısını 4'e düşürmektir. \dot{m}_i değerinin sabit tutulduğu analizlerde daha az sayıda lüleden giriş yapan havanın hızı artmaktadır. Buna bağlı olarak durma özellikleri dikkate alındığında enerji ayrıştırma performansını olumlu etkilemektedir. Optimal seviye kombinasyonu kullanılarak yürütülen analizlerde, soğuk çıkış sıcaklığının düştüğü ve sıcak çıkış sıcaklığının arttığı tespit edilmiştir (Şekil 4.57).



Şekil 4.58. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma sıcaklığı dağılımı üzerindeki etkileri

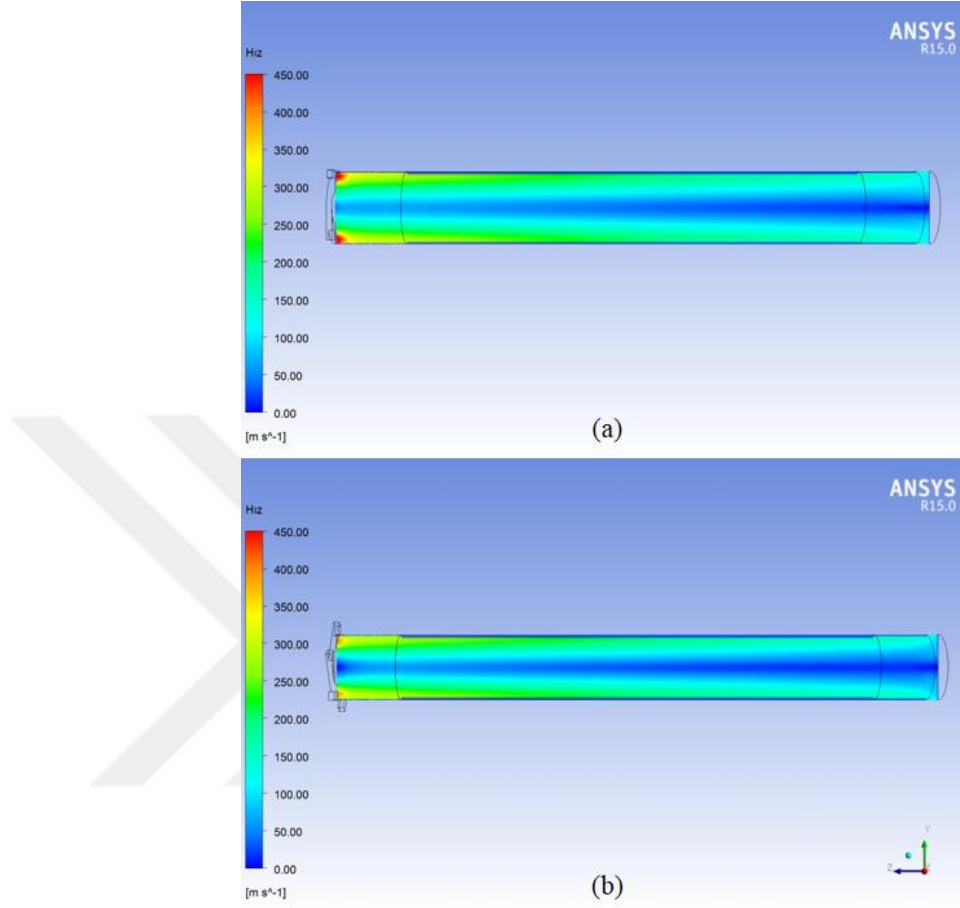
Optimal seviye kombinasyonunda, referans alınan bulgulara göre giriş bölgesindeki cidar ile merkez arasındaki durma sıcaklığı farkı artmıştır. z/L oranının 0,4'ten yüksek olduğu bölgelerde hem cidardaki hem de merkezdeki durma sıcaklıklarında artış tespit edilmiştir (Şekil 4.58).



Şekil 4.59. Optimal seviye kombinasyonu ve Skye ve ark. (2006) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca durma sıcaklığı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

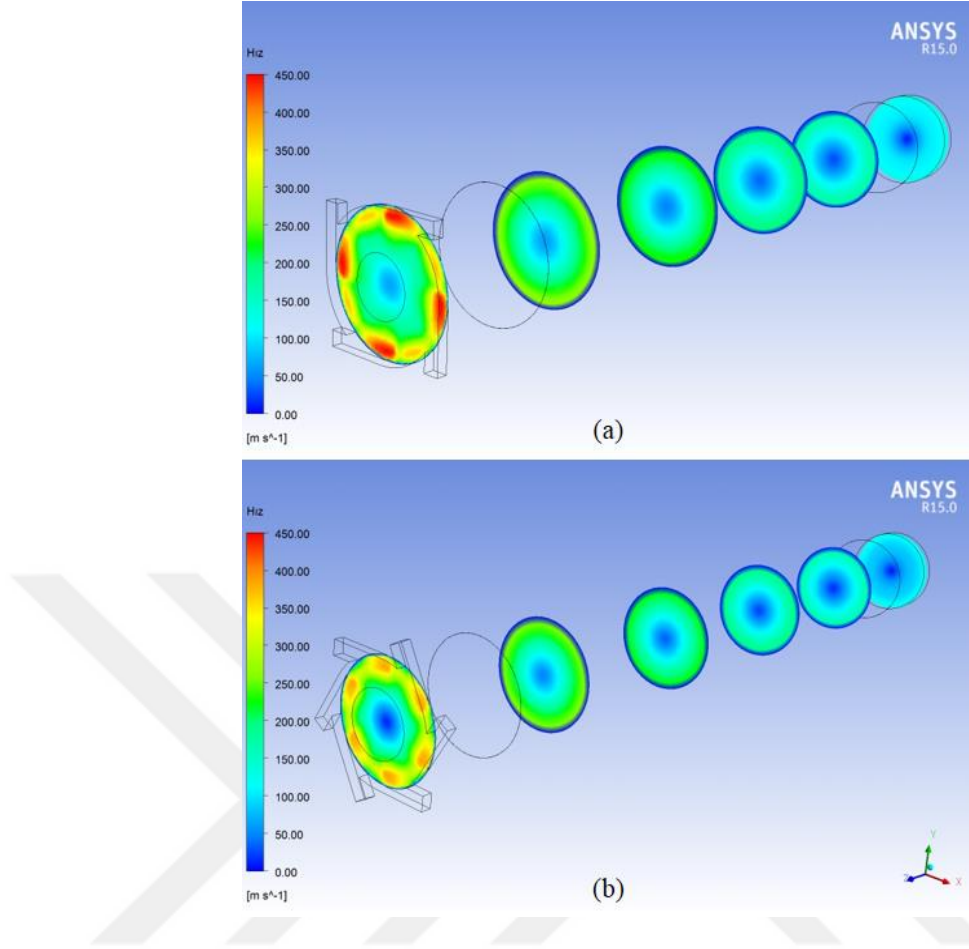
Tüp soğuk çıkış bölgesi dikkate alındığında, Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan modelde ters akışlar sebebiyle soğuk çıkış sıcaklığı belli bir düzeyden aşağıya inememiştir. Optimal seviye kombinasyonunda bahsi geçen bölgede ters akışlar gözlenmediğinden, soğuk çıkış sıcaklığı daha düşük seviyelere inebilmiştir. Sıcak çıkış bölgesinde ise, optimal seviye kombinasyonunun daha yüksek durma sıcaklıklarının elde edilmesinde faydalı olduğu görülmektedir (Şekil 4.59).

Optimal seviye kombinasyonuna bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen hız dağılları Şekil 4.60, Şekil 4.61 ve Şekil 4.62’de gösterilmiştir.



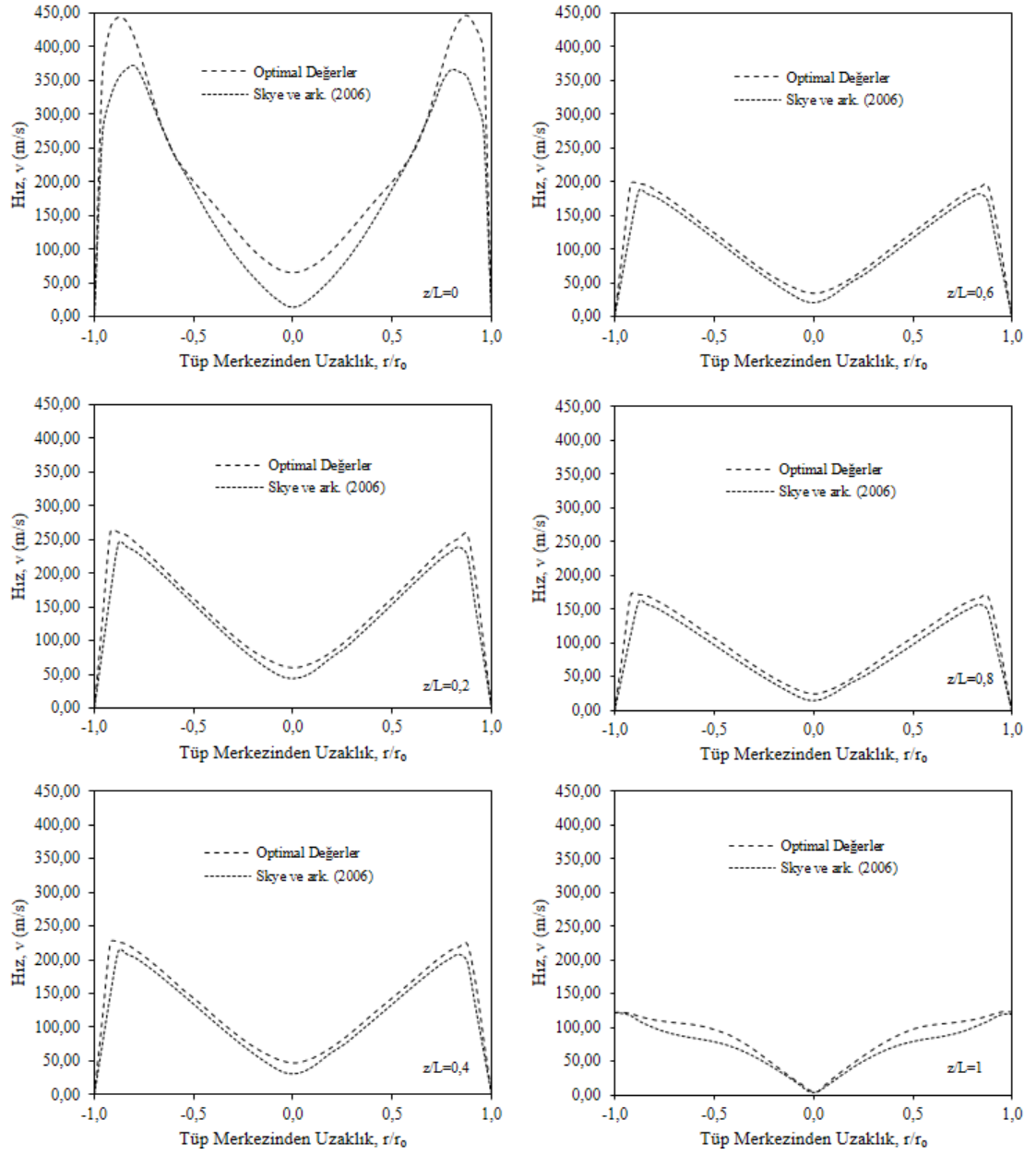
Şekil 4.60. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki hız dağılları üzerindeki etkileri

Skye ve ark. (2006) geometrik modeli kullanılarak yürütülen HAD analizlerinde gözlenen ters akışlar optimal seviye kombinasyonunun kullanıldığı geometrik modelde gözlenmemiştir. Optimal seviye kombinasyonunun kullanılması ile tp genelindeki aksenal hızlarda artış tespit edilmiştir (Şekil 4.60).



Şekil 4.61. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin tüp boyunca farklı z/L oranlarında hız dağılımı üzerindeki etkileri

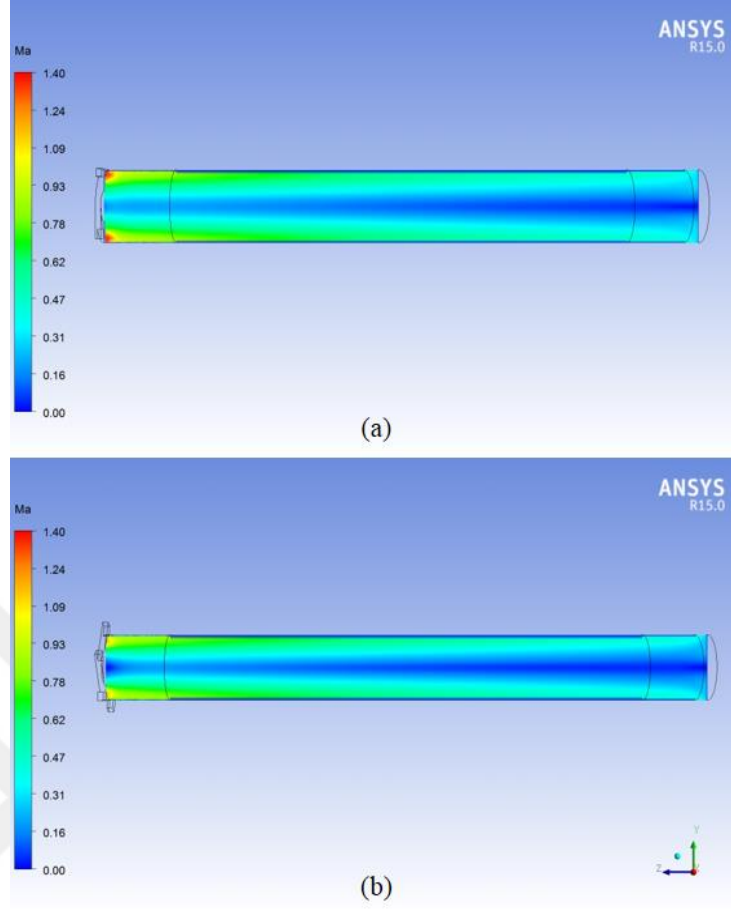
Benzer şekilde, optimal seviye kombinasyonu modelinde soğuk çıkışta ters akış gözlenmediğinden, soğuk çıkışta cidar ile merkez arasındaki aksel hız farkları yükselmiştir. Benzer trend sıcak çıkışa doğru devam etmiştir (Şekil 4.61).



Şekil 4.62. Optimal seviye kombinasyonu ve Skye ve ark. (2006) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca hız değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

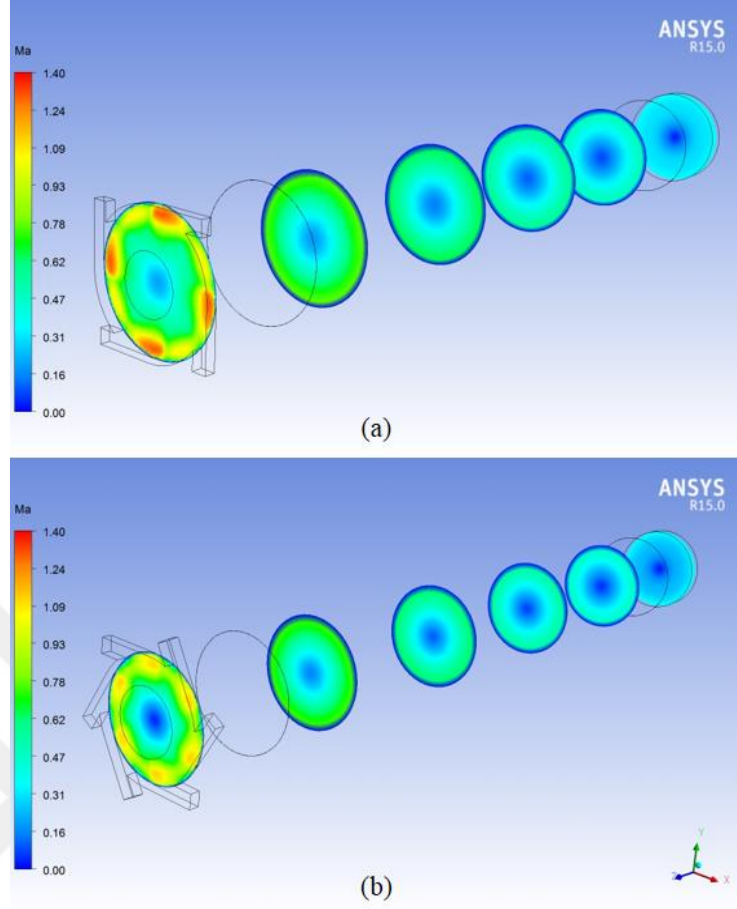
Tüp soğuk çıkış bölgesi dikkate alındığında, Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan modelde gözlenen ters akışlar optimal seviye kombinasyonunda gözlenmemiştir. Bununla birlikte tüp genelindeki aksenal hızlarda da artış tespit edilmiştir (Şekil 4.62).

Optimal seviye kombinasyonuna bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen Mach sayısı dağılımları Şekil 4.63, Şekil 4.64 ve Şekil 4.65'te gösterilmiştir.



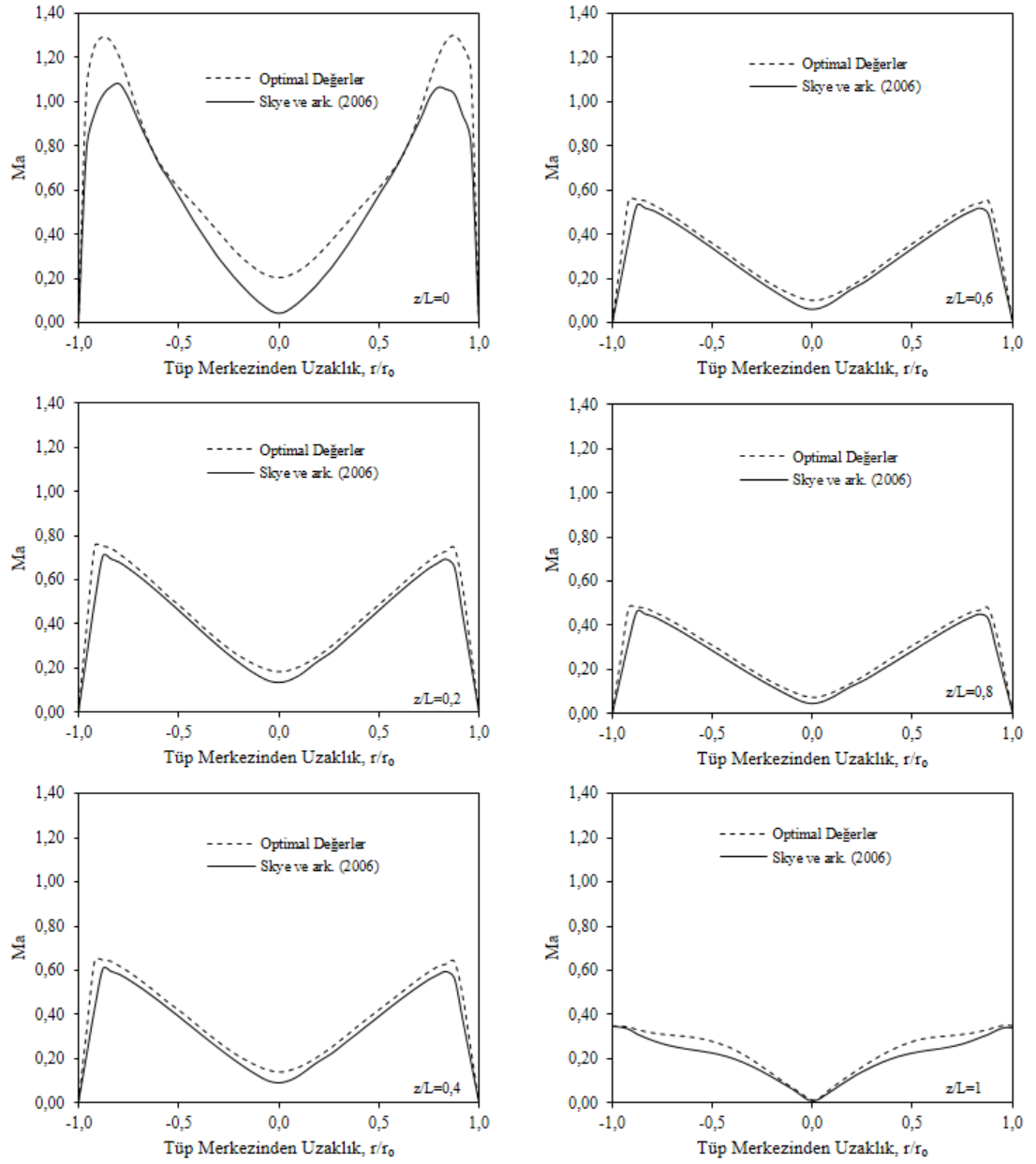
Şekil 4.63. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

Optimal seviye kombinasyonu dikkate alındığında, giriş kısmında cidar ve merkezdeki Mach sayıları Skye ve ark. (2006) geometrik modeline göre artmıştır. Ayrıca optimal seviye kombinasyonunda soğuk çıkış ters akışları gözlenmemekte ve tüp genelindeki Mach sayıları Skye ve ark. (2006) modeline göre bir miktar yüksektir (Şekil 4.63).



Şekil 4.64. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında Mach sayısı dağılımı üzerindeki etkileri

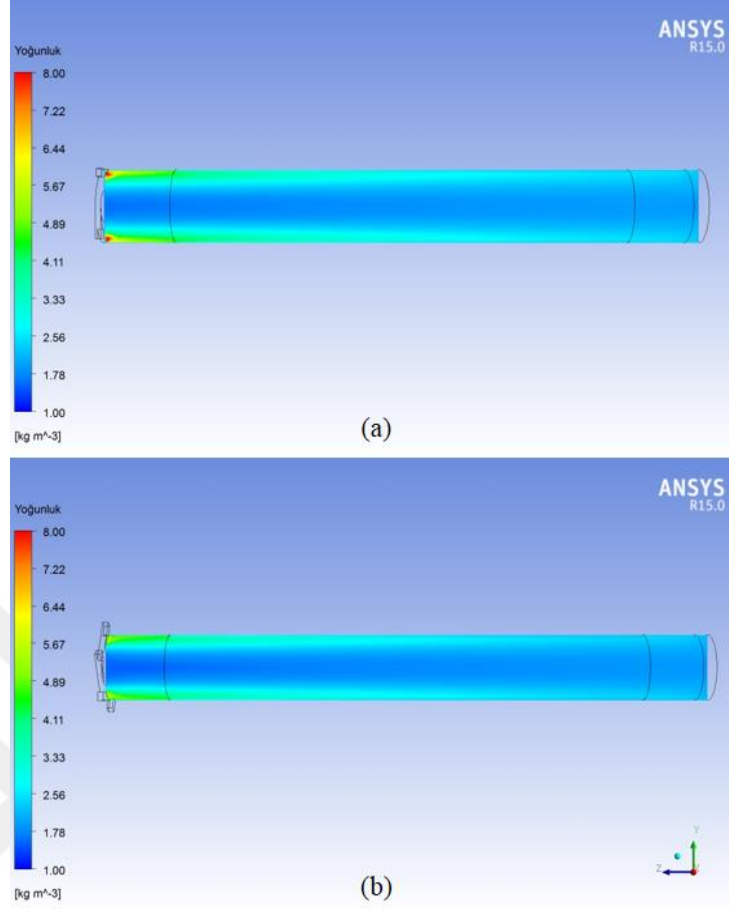
Optimal seviye kombinasyonunda Skye ve ark. (2006) modeline göre hem cidardaki hem de merkezdeki Mach sayılarında artış tespit edilmiştir (Şekil 4.64).



Şekil 4.65. Optimal seviye kombinasyonu ve Skye ve ark. (2006) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca Mach sayısı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

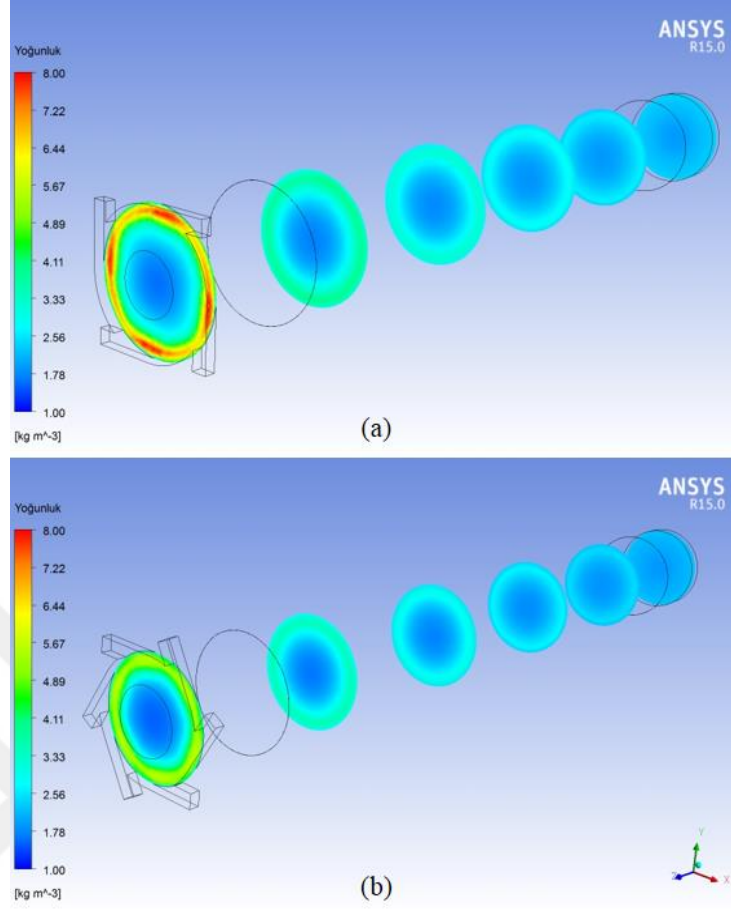
Tüp soğuk çıkış bölgesi dikkate alındığında, Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan modelde gözlenen ters akışlar optimal seviye kombinasyonunda gözlenmemiştir. Bununla birlikte tüp genelindeki Mach sayılarında artış tespit edilmiştir (Şekil 4.65).

Optimal seviye kombinasyonuna bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma yoğunluğu dağılımları Şekil 4.66, Şekil 4.67 ve Şekil 4.68’de gösterilmiştir.



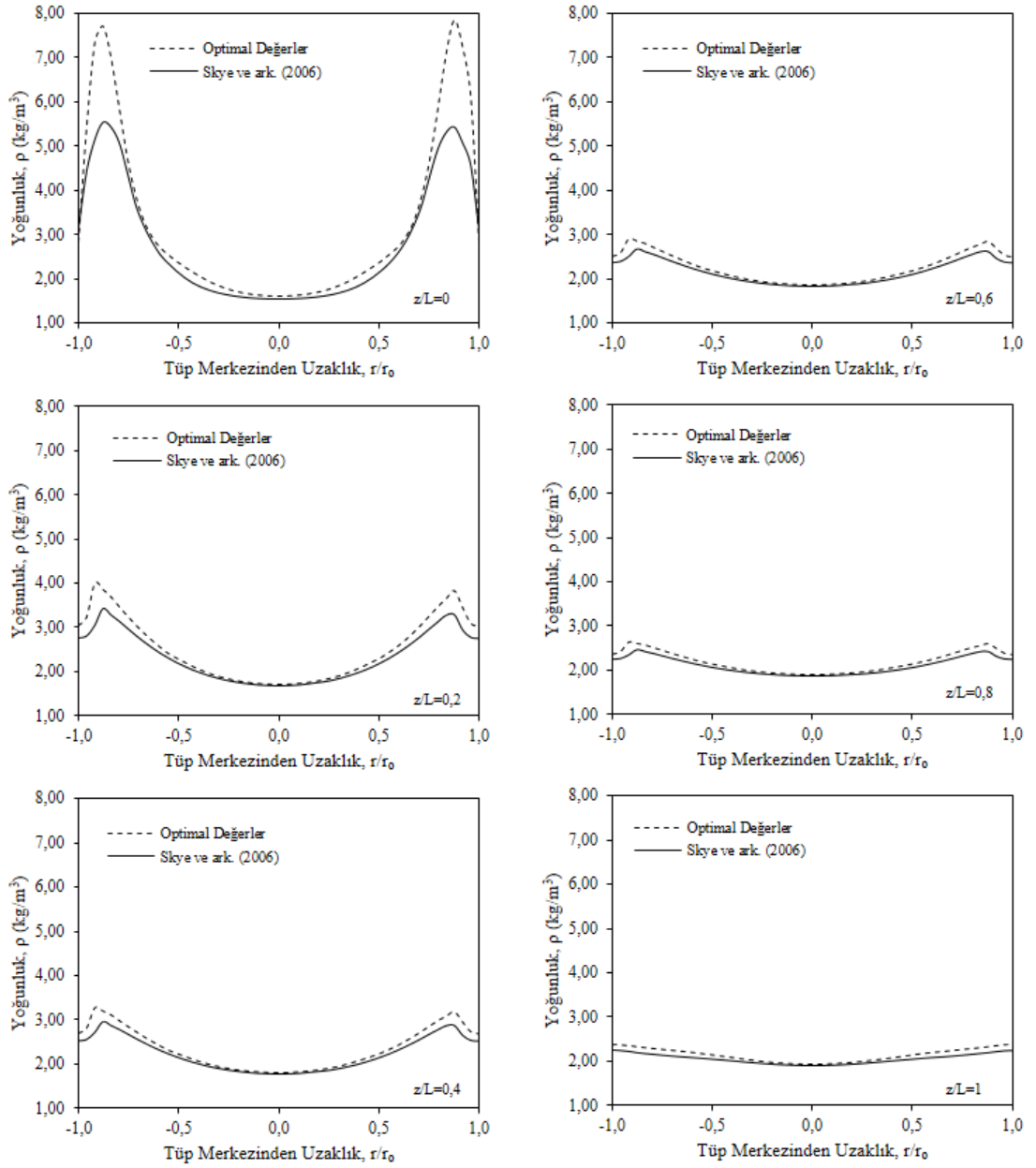
Şekil 4.66. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

Optimal seviye kombinasyonunda giriş lüle sayısı 4 olduğundan, giriş bölgesi cidarındaki durma yoğunluklarında artış tespit edilmiştir. Bu durum, tüp boyunca devam etmektedir (Şekil 4.66).



Şekil 4.67. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma yoğunluğu dağılımı üzerindeki etkileri

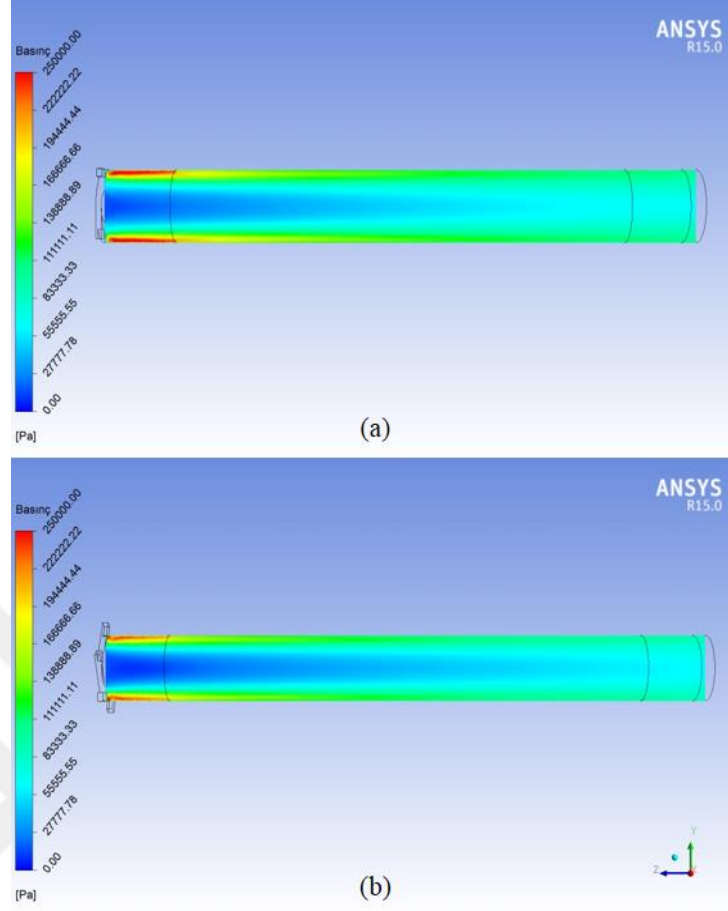
Optimal seviye kombinasyonunda, cidar ile merkez arasındaki durma yoğunluğu farkı Skye ve ark. (2006) modeline göre artış göstermiştir. Bu durum sıcak çıkış bölgesine doğru ilerledikçe azalmıştır (Şekil 4.67).



Şekil 4.68. Optimal seviye kombinasyonu ve Skye ve ark. (2006) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca durma yoğunluğu değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

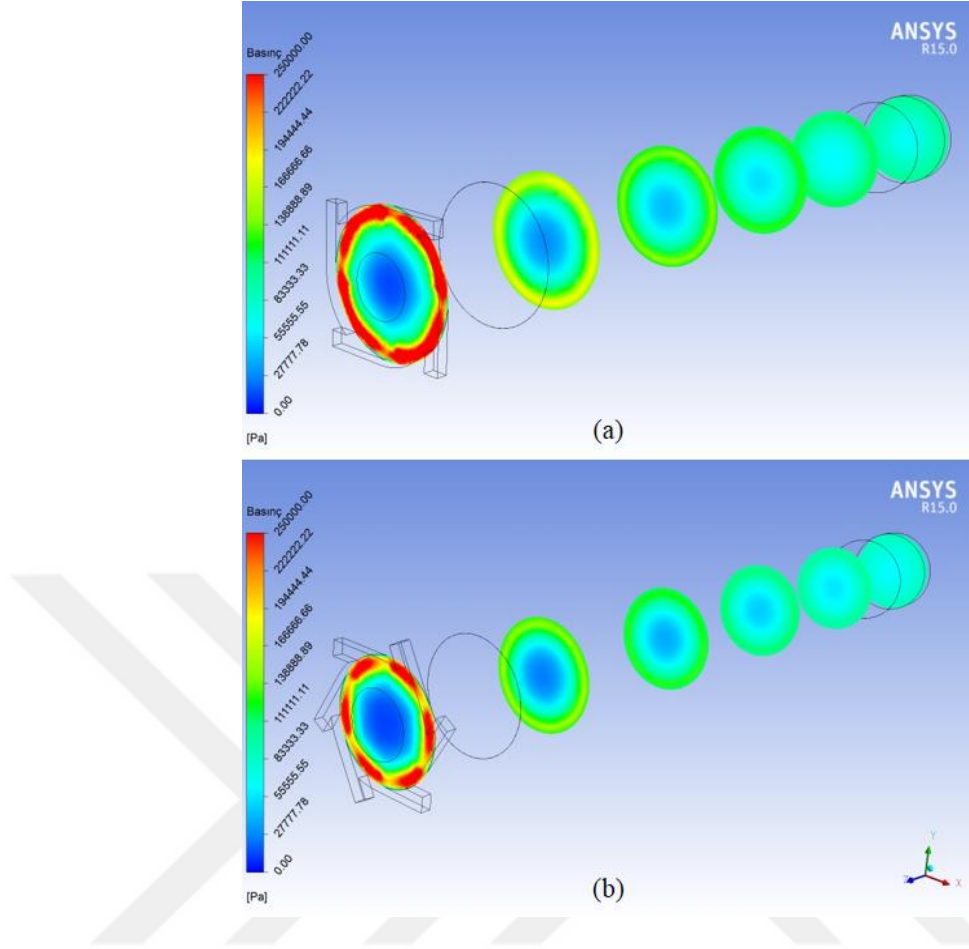
Özellikle giriş lüle sayısının optimal seviye kombinasyonunda azaltılması nedeniyle giriş bölgesindeki durma yoğunluklarının arttığı söylenebilir. Sıcak çıkış bölgesi dikkate alındığında ise bu fark oldukça azalmakta ve ihmal edilebilir seviyelere düşmektedir (Şekil 4.68).

Optimal seviye kombinasyonuna bağlı olarak vorteks tüpünün hava akış bölgesinde elde edilen durma basıncı dağılımları Şekil 4.69, Şekil 4.70 ve Şekil 4.71’de gösterilmiştir.



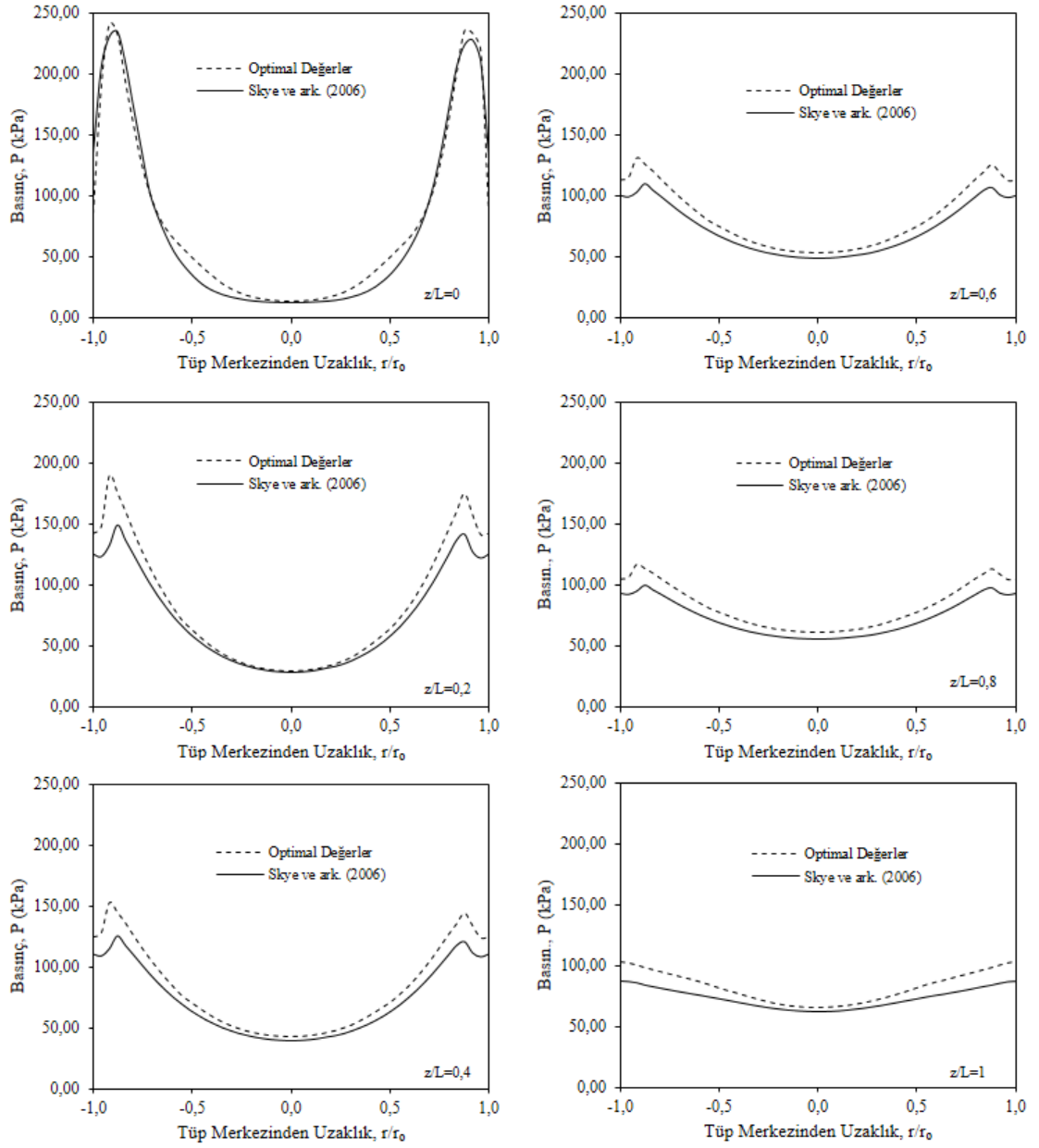
Şekil 4.69. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü kesitindeki durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

Optimal seviye kombinasyonu kullanılan modelde giriş lüle sayısının azaltılmasıyla tüp içerisindeki genel durma basıncı miktarında artış tespit edilmiştir (Şekil 4.69).



Şekil 4.70. Optimal seviye kombinasyonu (a) ve Skye ve ark. (2006) (b) geometrik modellerinin vorteks tüpü boyunca farklı z/L oranlarında durma basıncı dağılımı üzerindeki etkileri

Giriş bölgesi dikkate alındığında optimal seviye kombinasyonu ve Skye ve ark. (2006) modelleri arasında, cidar ile merkez arasında durma basıncı farkı oldukça azdır. Fakat sıcak çıkışa doğru bu fark artmış ve optimal seviye kombinasyonu modelinde cidar ile merkez arasındaki durma basıncı farklarında artış gözlemlenmiştir (Şekil 4.70).



Şekil 4.71. Optimal seviye kombinasyonu ve Skye ve ark. (2006) geometrik modellerinin tüp çapı boyunca durma basıncı değerlerine etkisinin farklı z/L oranlarında gösterimi

Optimal seviye kombinasyonunda giriş lüle sayısının azaltılması nedeniyle giriş bölgesindeki durma basıncı artışının az miktarda olduğu söylenebilir. Sıcak çıkış bölgesi dikkate alındığında ise durma basıncı farkı artmaktadır (Şekil 4.71).

Elde edilen bulgular değerlendirildiğinde, önerilen seviye kombinasyonu sayesinde vorteks tüpünün soğutma performansının artırıldığı rahatlıkla söylenebilir. Fakat sıcak çıkış durma sıcaklıkları dikkate alındığında, sonuçların soğuk çıkışa benzer eğilim

sergilememiş ve Skye ve ark. (2006) verileri ile sadece % 0,04 oranında bir fark tespit edilmiştir. Gerek μ_c oranının 0,6 değerinden yüksek olduğu durumdaki soğuk çıkış durma sıcaklığı verileri, gerekse tüm debi oranlarındaki sıcak çıkış sıcaklığı verileri dikkate alındığında, yapılan optimizasyon çalışmalarının alana özgü olduğu sonucuna varılmaktadır. Dolayısıyla kullanılacak vorteks tüpü hangi amaç için kullanılacaksa o alana yönelik optimizasyon çalışması yapılması gerekmektedir.



5. SONUÇ

Vorteks tüpleri genellikle soğutma uygulamalarında tercih edilmektedir. Literatürde vorteks tüplerinin performansının incelendiği sayısal ve deneysel birçok çalışma bulunmaktadır. Performansa etki eden parametrelerin incelendiği bu çalışmalarda, geometrik ve operasyonel parametreler incelenmiştir. Söz konusu çalışmalar, vorteks tüpü performansına etki eden parametre seviyeleri arasındaki farkları ortaya koymuştur. Fakat yapılan çalışmalar arasında sistematik bir deney tasarımı çerçevesinde yürütülen çalışmaların az olması nedeniyle, elde edilen çalışmaları istatistiksel anlamda değerlendirmek ve genelleştirilmek oldukça güç olmaktadır.

Bu çalışmada vorteks tüpüne ait geometrik ve operasyonel parametre seviyelerinin soğutma performansı üzerindeki etkileri yürütülen HAD analizleri ile sayısal olarak incelenmiştir. Operasyonel parametreler incelenirken parametre seviyelerinin etkileri belirlenmiş ve farklar ortaya konmuştur. Bununla birlikte geometrik parametre seviyeleri incelenirken Taguchi istatistiksel deney tasarım yöntemi kullanılmış ve elde edilen çıktılar istatistiksel analize tabi tutularak parametrelerin etki yüzdeleri belirlenmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda optimal vorteks tüpü tasarımı önerilmiş ve önerilen tasarımın sonuçları referans alınan tasarım ile kıyaslanarak aradaki farklar tespit edilmiştir. Bu sayede literatürde gözlenen ve yukarıda açıklanan eksikliğe katkı sunulması ve elde edilen çıktıların mümkün olduğu kadar genelleştirilmesi hedeflenmiştir.

Yürütülen sayısal analizler ve istatistiksel çalışmalardan elde edilen sonuçlar şöyledir:

1. T_i değerinin arttırılması tüp içerisindeki genel sıcaklıkların ve ΔT_c değerinin artmasına neden olmuştur. T_i değerinin arttırılmasına bağlı olarak optimal tasarıma sahip VT ile Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan VT tasarımı karşılaştırıldığında, $\mu_c = 0,3$ noktasındaki ΔT_c değerinde %12 düzeyinde artış gözlenmiştir. Ayrıca T_i değerinin arttırılması durumunda Q_c değerinde de artış gözlemlenmiştir.

Bununla birlikte gerçek şartlarda T_i değerinin kontrol edilmesi oldukça zor olduğundan, performans iyileştirmesi için T_i değerinin değiştirilmesi tercih edilen bir yöntem değildir.

2. \dot{m}_i değerinin arttırılması vorteks tüpü soğutma performansını iyileştirmektedir. Yürütülen HAD analizlerinde, \dot{m}_i değerinin arttırılmasına bağlı olarak

$\mu_c = 0,3$ noktasındaki ΔT_c değerinde %13 düzeyinde artış tespit edilmiştir. Ayrıca \dot{m}_i değerinin arttırılması Q_c değerini olumlu etkilemektedir.

3. μ_c oranının 0,2 ile 0,6 arasında olduğu durumda tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının ΔT_c üzerinde herhangi bir etkisi gözlenmemiştir. Bununla birlikte, μ_c oranı 0,6'dan daha yüksek olduğu durumda ΔT_c değerinde düşük miktarda artış tespit edilmiştir. Q_c değeri ise tüp yüzeyi ısı transfer katsayısındaki değişimden etkilenmemektedir.

4. Vorteks tüpü içerisindeki durma sıcaklıkları incelendiğinde, beklendiği üzere sürtünmenin etkisiyle tüp cidarına yaklaştıkça durma sıcaklıkları artmaktadır. Gaz akışının merkez akışa yöneldiği andan itibaren ise durma sıcaklıkları düşmektedir. T_i değerinin arttırılması durumunda tüp genelindeki durma sıcaklıklarında artış gözlenmiştir. Bununla birlikte, sıcak çıkış sıcaklığı ile birlikte soğuk çıkış sıcaklığı da artmıştır. Bu durumun VT performansını olumsuz etkilemesi beklense de, ΔT_c miktarında gözlenen yükseliş VT soğutma performansını da yükseltmiştir. \dot{m}_i değerinin arttırılması durumunda ΔT_c değeri düşmekte ve VT soğutma performansı artmaktadır. Tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının artması durumunda ise, VT soğutma performansı $\mu_c < 0,6$ durumu için değişim gözlenmemiş, $\mu_c > 0,6$ durumunda ise küçük bir artış tespit edilmiştir.

5. Vorteks tüpü içerisindeki hızlar incelendiğinde, tüp cidarına yakın olan kısımlarda oldukça yüksek hızlarla karşılaşılmıştır. Merkezdeki hız miktarı cidardaki hız miktarına oranla daha düşük seviyelerdedir. T_i değerinin arttırılması tüp genelindeki hız miktarını azaltmaktadır. Bu durum soğutma performansını olumsuz etkilemesi beklense de, giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişimin olumlu etkisi, hız miktarının düşmesi nedeniyle ortaya çıkan olumsuz etkiyi ortadan kaldırmaktadır. \dot{m}_i değerinin arttırılması tüp genelindeki hızları arttırdığı, bununla birlikte tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının ise tüp genelindeki hızlar üzerinde etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. VT genelinde sıkıştırılabilir akış söz konusu olduğundan, Mach sayısı değerleri de incelenmiştir. T_i değerinin ve tüp yüzeyindeki ısı transfer katsayısının arttırılmasının Mach sayısı üzerinde etkisi ihmal edilebilir seviyelerde olması ile birlikte, \dot{m}_i değerinin arttırılması Mach sayısını arttırmaktadır.

6. Vorteks tüpü içerisindeki durma yoğunlukları incelendiğinde, tp cidarındaki durma yoğunluklarının merkeze göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. T_i değerinin arttırılması tp genelindeki durma yoğunlukları azaltmakta, m_i değerinin arttırılması arttırmakta, tp yüzeyi ısı transfer katsayısındaki değişim ise tp yüzeyindeki durma yoğunluğu değişimine etki etmemektedir.

7. Vorteks tüpü içerisindeki durma basınçları incelendiğinde, tp cidarındaki durma basınçlarının merkeze göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. T_i değerindeki ve tp yüzeyinden çevreye olan ısı transferindeki değişim tp genelindeki durma basınçlarını etkilememiş, m_i değerinin arttırılması ise tp genelindeki durma basıncı dağılımını arttırmıştır.

8. 5 adet geometrik VT parametreleri 3'er seviye üzerinden Taguchi istatistiksel tasarımı çerçevesinde $L_{27}(3)^5$ deney tasarımı kullanılarak incelenmiştir. Oluşturulan 27 adet seviye kombinasyonu ile yürütülen HAD analizleri sonucu elde edilen veriler kullanılarak ANOVA alışması yapılmıştır. Geometrik VT parametrelerinin soğutma performansı üzerindeki etki sıralaması incelendiğinde ilk sırada %32,948 etki yüzdesiyle "Tp apı" tespit edilmiştir. İkinci sırada %28,902 etki yüzdesiyle "Lüle Sayısı", nc sırada %26,840 etki yüzdesiyle "Soğuk ıkış çapı", dördüncü sırada ise %11,307 etki yüzdesiyle "Sıcak ıkış çapı" yer almaktadır. Son sırada ise %0,003 gibi oldukça düşük bir etki yüzdesiyle "Tp Uzunluğu" bulunmaktadır. Bu durum, soğutma performansı dikkate alındığında tp uzunluğunun telaffuz edilen diğer parametrelere oranla çok düşük bir etkisi olduğunu göstermektedir. Literatürde yer alan çalışmalarda L/D oranının VT soğutma performansını etkilediği sonucuna ulaşan çalışmalar yer almaktadır (Ameri ve Behnia 2009). Bu çalışmanın sonucu literatür ile karşılaştırıldığında, L/D boyutsuz parametresinin incelenmesinde tp çapının etkisinin çok daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılabilir. Bununla birlikte, ANOVA alışması sonucunda VT soğutma performansını arttırmaya yönelik bir tasarım önerilmiştir. Bu tasarım ile yapılan HAD analizinde, Skye ve ark. (2006) tarafından oluşturulan VT tasarımına göre ΔT_c değerinin %28,44 oranında, Q_c değerinin ise %12,6 oranında iyileştirildiği tespit edilmiştir.

9. VT'ler soğutma amacıyla kullanılmasının yanı sıra ısıtma amacıyla da kullanılabilirler. Bu çalışmada $\mu_c=0,3$ olduğu değer için VT soğutma performansının optimizasyonuna

yönelik çalışılmıştır. Bulgular, ΔT_c dikkate alındığında $\mu_c=0,3$ değer için iyileştirme sağlandığını, fakat $\mu_c>0,6$ durumu için iyileştirme miktarının düştüğünü göstermiştir. Bu durum, VT'nin kullanım alanına göre optimizasyon yapılması gerektiğini açıkça ortaya koymaktadır. Bu sayede ısıtma amacıyla kullanılan VT'ler için de optimal bir tasarıma ulaşılabilir.

10. Operasyonel vorteks tüpü parametreleri arasında yer alan \dot{m}_i parametresinin değişimi, giriş basıncını doğrudan etkilemekte olup, bu çalışmada \dot{m}_i değerindeki değişim incelenmiştir. \dot{m}_i ifadesinin artırılması nedeniyle VT giriş basıncı da artmış, bu sayede VT soğutma performansı etkilenmiştir. Bu durum VT soğutma performansında giriş basıncının önemli bir parametre olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte VT soğutma etkinliğinin ölçümünde de durma basınçları söz konusudur. VT'nin soğutma etkinliği HAD analizleri sonucunda ortaya çıkan basınç değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.

11. Gelecek dönemde yapılacak VT optimizasyonu çalışmalarında parametreler arasında yer alan \dot{m}_i ifadesi yerine giriş basıncı kullanılarak çalışılması daha etkili olabilir. Bununla birlikte VT entropi minimizasyonu üzerine çalışılması, bu alanda literatürde gözlenen eksikliği doldurabilir.

KAYNAKLAR

- Ameri, M., Behnia, B. 2009.** The Study of Key Design Parameters Effects on the Vortex Tube Performance. *Journal of Thermal Science*, 18: 370-376.
- Anonim, 2013.** ANSYS Fluent Theory Guide, Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317, USA, ANSYS Inc.
- Antony, J. 2001.** Simultaneous Optimization of Multiple Quality Characteristics in Manufacturing Processes Using Taguchi's Loss Function. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 17: 134-138.
- Aydın, O., Baki, M. 2006.** An Experimental Study on the Design Parameters of a Counterflow Vortex Tube. *Energy*, 31: 2763-2772.
- Aydın, O., Markal, B., Avcı, M. 2010.** A New Vortex Generator Geometry for a Counter-Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube. *Applied Thermal Engineering*, 30(16): 2505-2511.
- Baynal, K. 2005.** Çok Yanıtlı Kalite Karakteristiklerinin Eşzamanlı Eniyilenmesinde Taguchi Yöntemi ve Otomotiv Endüstrisinde Bir Uygulama. *Endüstri Mühendisliği Dergisi*, 16(2): 1-24.
- Bovand, M., Valipour, M.S., Dinçer, K. 2014.** Numerical Analysis of the Curvature Effects on Ranque-Hilsch Vortex Tube Refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 65: 176-183.
- Bovand, M., Valipour, M.S., Dinçer, K., Eiamsa-ard, S. 2014.** Application of Response Surface Methodology to Optimization of a Standard Ranque-Hilsch Vortex Tube Refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 67: 545-553.
- Cang, R. 2013.** Optimized Vortex Tube Bundle for Large Flow Rate Applications. *M.Sc. Thesis*, Arizona State University, 2013.
- Cockerill, T.T. 1998.** Thermodynamics and Fluid Mechanics of a Ranque-Hilsch Vortex Tube. *Ph.D. Thesis*, University of Cambridge, Cambridge.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A. 2008.** Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla. Güven Kitabevi, İzmir, 946 s.
- Erhuy, C. G., Gökçedağlıoğlu, M., Tanrıbilir, M. E., Kılıç, Y., Teke, M., Özalp, A. A. 2015.** Hazır Meyane Üretim Sisteminde Ürünün Soğutulma Prosesine Göre Özel Bir Granülasyon Makinesinin Tasarımı. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan 2015, İzmir.
- Fröhlingsdorf, W., Unger, H. 1999.** Numerical Investigations of the Compressible Flow and the Energy Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(3): 415-422.

Fulton, C.D. 1950. Ranque's Tube. *Journal of American Society of Refrigerating Engineers*, 58: 473-479

Gaitonde, V. N., Karnik, S. R., Achyutha, B. T., Siddeswarappa, B. 2006. Multi-Response Optimization in Drilling Using Taguchi's Quality Loss Function. *Indian Journal of Engineering & Materials Sciences*, 13:484-488.

Gao, C. 2004. Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. *Ph.D. Thesis*, Technische Universiteit Eindhoven, Hollanda.

Gord, M.F., Sadi, M. 2014. Improving Vortex Tube Performance Based on Vortex Generator Design. *Energy*, 72: 492-500.

Gökçe, B., Taşgetiren, S. 2009. Kalite İçin Deney Tasarımı. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6(1): 71-83.

Gutak, A.D. 2015. Experimental Investigation and Industrial Application of Ranque-Hilsch Vortex Tube. *International Journal of Refrigeration*, 49: 93-98.

Güral, G. 2003. Gazaltı Kaynağında Proses Parametrelerinin Optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

Im, S.Y., Yu, S.S. 2012. Effects of Geometric Parameters on the Separated Air Flow Temperature of a Vortex Tube for Design Optimization. *Energy*, 37: 154-160.

Kandil, H.A., Abdelghany, S.T. 2015. Computational Investigation of Different Effects on the Performance of the Ranque-Hilsch Vortex Tube. *Energy*, 84: 207-218.

Lomax, H., Pulliam, T.H., Zingg, D.W. 1999. Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. NASA Ames Research Center, University of Toronto Institute for Aerospace Studies, USA, 267.

Manopulo, N. 2005. An Introduction to Finite Element Methods. JASS 05 Seminar: Interplay of Mathematical Modeling and Numerical Simulation, 5 Mayıs, 16.

Mezarcıöz, S., Oğulata, R.T. 2010. Süprem Kumaşlarda Patlama Mukavemeti Değerinin Taguchi Ortogonal Dizayna Göre Optimizasyonu. *Tekstil ve Konfeksiyon* 4: 320-328.

Mohammadi, S., Farhadi, F. 2014. Experimental and Numerical Study of the Gas-Gas Separation Efficiency in a Ranque-Hilsch Vortex Tube. *Separation and Purification Technology*, 138: 177-185.

Özgür, A.E., 2001. Vorteks Tüplerinin Çalışma Kriterlerine Etki Eden Faktörlerin ve Endüstrideki Kullanım Alanlarının Tespiti. *Yüksek Lisans Tezi*, Isparta Üniversitesi, Isparta.

Pourmahmoud, N., Azar, F.S., Hassanzadeh, A. 2014. Numerical Simulation of Secondary Vortex Chamber Effect on the Cooling Capacity Enhancement of Vortex Tube. *Heat and Mass Transfer*, 50: 1225-1236.

- Pourmahmoud, N., Rashidzadeh, M., Hassanzadeh, A. 2015.** CFD Investigation of Inlet Pressure Effects on the Energy Separation in a Vortex Tube with Convergent Nozzles. *Engineering Computations*, 32: 1323-1342.
- Ramakrishna, P.A., Ramakrishna, M., Manimaran, R. 2014.** Experimental Investigation of Temperature Separation in a Counter-Flow Vortex Tube. *Journal of Heat Transfer - ASME Transactions*, 136: 082801.
- Ross, P.J. 1995.** Taguchi Techniques for Quality Engineering. McGraw-Hill Professional; 2. Edition., New York, 279.
- Rowlands, H., Antony, J. ve Knowles, G. 2000.** An Application of Experimental Design for Process Optimization. the *TQM Magazine*, 12(2): 78-84.
- Sadi, M., Gord, M.F. 2014.** Introduction of Annular Vortex Tube and Experimental Comparison with Ranque-Hilsch Vortex Tube. *International Journal of Refrigeration*, 46: 142-151.
- Sevilgen, G. 2010.** Otomobil Kabininde Hız ve Sıcaklık Dağılımının Üç Boyutlu Sayısal Analizi. *Doktora Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Ana Bilim Dalı, Bursa.
- Singh, M. N. K., Vijayakumar, Y., Taluk, K., District, R. 2012.** Application of Taguchi Method For Optimization of Resistance Spot Welding of Austenitic Stainless Steel AISI 301L. *Innovative Systems Design and Engineering*, 3(10): 2222-1727.
- Skye, H.M., Nellis, G.F., Klein, S.A. 2006.** Comparison of CFD Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube. *International Journal of Refrigeration*, 29: 71-80.
- Thakare, H.R., Parekh, A.D. 2014.** CFD Analysis of Energy Separation of Vortex Tube Employing Different Gases, Turbulence Models and Discretisation Schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78: 360-370.
- Thakare, H.R., Parekh, A.D. 2015.** Computational Analysis of Energy Separation in Counter-Flow Vortex Tube. *Energy*, 85: 62-77.
- Tong, L., Su, C. ve Wang, C. 1997.** The Optimization of Multi-Response Problems in the Taguchi Method. *International Journal of Quality & Reliability Management*, 14(4): 367-380.
- Velioğlu, M. 2012.** Vorteks Tüpün Optimizasyonu ve Modellenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Versteeg, H.K., Malalasekera, W. 1995.** An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method. Longman Scientific & Technical, İngiltere 257.
- Xiao, S., Sun, W., Du, J., Li, G. 2014.** Application of CFD, Taguchi Method, and ANOVA Technique to Optimize Combustion and Emissions in a Light Duty Diesel Engine. *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2014.

Xue, Y., Arjomandi, M., Kelso, R. 2012. Experimental Study of the Flow Structure in a Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55: 5853-5860.

Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M., Karlı, S. 2006. Vorteks Tüpleri:1-Teknolojik Gelişim. *Mühendis ve Makina*, 47(553): 46-54.

Yusof, M.H., Katanoda, H., Morita, H. 2015. Temperature and Pressure Measurements at Cold Exit of Counter-Flow Vortex Tube with Flow Visualization of Reversed Flow. *Journal of Thermal Science*, 24: 67-72.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hasan Melih KINAGU
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 1990
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi, 2004 – 2008
Lisans : Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü, 2008 – 2012
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı, 2014 – *Devam Ediyor*

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Ermetal Otomotiv ve Eşya San.Tic.A.Ş.
Ar-Ge Merkezi, 2014 – *Devam Ediyor*

İletişim (e-posta) : melihkinagu@hotmail.com

Yayınları :

Kınagu, H.M., Mutlu, M., Korukçu, M.Ö., Gökçedağhoğlu, M. 2017. Karşıt Akışlı Vorteks Tüpü Soğutma Performansına Etki Eden Parametrelerin HAD Yöntemi Kullanılarak İncelenmesi, 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 Nisan 2017, İzmir.