



**GÖZENEKLİ DÜZ BİR YÜZEYE ÇARPAN JETİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Emre Aşkın ELİBOL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2017

Emre Aşkın ELİBOL tarafından hazırlanan “GÖZENEKLİ DÜZ BİR YÜZEYE ÇARPAN JETİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makina Mühendisliği, Çankaya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Makina Mühendisliği, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 22/06/2017

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Emre Aşkın ELİBOL

22/06/2017

GÖZENEKLİ DÜZ BİR YÜZEYE ÇARPAN JETİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Emre Aşkın ELİBOL

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2017

ÖZET

Bu çalışmada, gözenekli malzeme ile kaplanmış sabit sıcaklıkta tutulan düz levha üzerine çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Birbirine paralel olarak duran, yatay iki levhadan alt levha gözenekli bir tabaka ile kaplanmış ve üst levhanın ortasında bulunan lüleden çıkan hava jeti alt levhaya çarptırılmıştır. Gözenekli tabakanın katı matrisi ile akışkan arasında yerel ısıl denge olduğu kabul edilerek, laminar ve kararlı rejim için çözümler yapılmıştır. Çözümler için ANSYS Fluent programı kullanılmıştır. Gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı, gözenekli tabakanın kalınlığı ve jet Reynolds sayısı gibi parametreler değiştirilerek bu parametrelerin akış ve ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Sonuçlar, levha boyunca hesaplanan yerel Nusselt sayıları ve ısı akıları kullanılarak yorumlanmıştır. Sonuçlar, gözenekli tabaka olduğu durumlarda, gözenekli malzemenin belirli gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı ve kalınlık değerleri aralığında olması halinde, gözenekli tabaka kullanılmayan duruma göre ısı transferinin daha yüksek olduğunu göstermektedir.

Bilim Kodu : 91411

Anahtar Kelimeler : Çarpan jet, gözenekli tabaka, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

Sayfa Adedi : 91

Danışman : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

NUMERICAL INVESTIGATION OF JETS IMPINGING ON A FLAT POROUS
SURFACE

(M. Sc. Thesis)

Emre Aşkın ELİBOL

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2017

ABSTRACT

In this study, the flow and heat transfer characteristics of a jet impinging against a flat plate covered with a porous layer were investigated numerically. The plate was kept at a constant temperature. An air jet, issued from a slot on the middle of the top plate, was impinged on the bottom plate covered with a porous layer. It was assumed that there is local thermal equilibrium between the solid matrix of porous layer and the fluid. The flow was considered to be laminar and steady. ANSYS Fluent software was used for the solutions. The parameters such as porosity, permeability, thermal conductivity of porous layer, thickness of porous layer and jet Reynolds number were varied in order to analyze their effects on the flow and heat transfer. The results were presented in terms of local Nusselt number and heat flux from the bottom plate. The results obtained indicate that when the plate is covered with a porous layer, the heat transfer increases in comparison with the case without a porous layer for the cases considered. It has been found that the heat transfer is more effective at a certain ranges of porosity, permeability, thermal conductivity and thickness of porous layer.

Science Code : 91411

Key Words : Jet impingement, porous media, computational fluid dynamics

Page Number : 91

Supervisor : Prof. Dr. Haşmet TÜRKÖĞLU

TEŞEKKÜR

Öncelikle hazırladığım yüksek lisans tezi süresince beni yönlendiren, her zaman ve her konuda desteğini esirgemeyen Sayın Hocam Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na sonsuz saygı ve minnetlerimi sunarım. Ayrıca, tüm eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan babam Selahattin ELİBOL, annem Türkan ELİBOL ve ablam Zeynep ELİBOL ÇAKMAK'a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	7
2.1. Temel Bilgiler	7
2.1.1. Gözenekli ortamın özellikleri.....	7
2.2. Literatür Araştırması	9
3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON ...	15
3.1. Matematiksel Formülasyon.....	16
3.1.1. Süreklilik denklemi.....	17
3.1.2. Momentum denklemleri	17
3.1.3. Enerji denklemi	23
3.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması	24
3.3. Reynolds Sayısının Hesaplanması	26
3.4. Sınır Şartları	27
4. SAYISAL ÇÖZÜM.....	29
4.1. Problem Geometrisinin Oluşturulması.....	30
4.2. Gözenekli Tabaka ve Özelliklerinin Tanımlanması.....	30

	Sayfa
4.3. Çözüm Ağ Yapısı	33
4.4. Genel Ayarlar	36
4.4.1. Akış türünün ve enerji denkleminin tanımlanması	38
4.5. Çözücü Ayarları	38
4.6. Yakınsama Kontrolü	40
4.6.1. Çözümün yakınsaması	40
4.6.2. Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı	42
4.6.3. Korunum denklemlerinin kontrolü.....	42
4.6.4. Hücre bağımsızlığı	43
4.6.5. Çözümün test edilmesi	46
5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER	51
5.1. Gözenekliliğin ϕ Etkisinin İncelenmesi.....	51
5.2. Gözenekli Tabaka Kalınlığının e Etkisinin İncelenmesi.....	59
5.3. Gözenekli Tabaka Geçirgenliğinin K Etkisinin İncelenmesi.....	66
5.4. Gözenekli Malzemenin Isı İletim Katsayısı k_s Etkisinin İncelenmesi	74
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	79
KAYNAKLAR	81
EKLER.....	85
EK-1. Gözenekliliğin incelenmesinde kullanılan parametreler	86
EK-2. Kalınlık oranının incelenmesinde kullanılan parametreler	87
EK-3. Geçirgenlik değerinin incelenmesinde kullanılan parametreler.....	88
EK-4. Isı iletim katsayısının incelenmesinde kullanılan parametreler.....	90
ÖZGEÇMİŞ	91

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Boş kanal için farklı hücre sayılarında, çözümlerin karşılaştırılması.....	45
Çizelge 4.2. Gözenekli tabakanın bulunduğu durum için farklı hücre sayılarında çözümlerin karşılaştırılması	46
Çizelge 4.3. Gözenekli tabaka bulunduğu durumda, $Re=750$ için Nusselt sayılarının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması	47
Çizelge 4.4. Gözenekli tabaka bulunmadığı durumda, $Re=250$ için Nusselt sayılarının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması	49



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Düz yüzeye dik olarak çarpan jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü...	3
Şekil 2.1. Gözenekli malzemenin mikroskobik ve makroskobik yapılarının şematik olarak gösterimi	9
Şekil 3.1. Problemin şematik görünümü.....	16
Şekil 3.2. Çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik görünümü	27
Şekil 4.1. Çözüm alanının genel görünümü.....	30
Şekil 4.2. Gözenekli tabakanın geometrik model içinde tanımlanması.....	31
Şekil 4.3. Hücre bölgesi ayarları.....	31
Şekil 4.4. Gözenekli tabakanın özelliklerinin tanımlanması	32
Şekil 4.5. Gözenekli malzemenin termofiziksel özelliklerinin tanımlanması	33
Şekil 4.6. Sayısal çalışmalarda kullanılan örnek hücre yapısı	34
Şekil 4.7. Hücre kalite değer aralıkları	35
Şekil 4.8. Parametrik çalışmalarda kullanılan hücre yapısı kalite özellikleri.....	35
Şekil 4.9. Fluent ön kurulum aşaması.....	36
Şekil 4.10. Genel ayarların görüntüsü.....	37
Şekil 4.11. Ağ yapısının kontrolü	37
Şekil 4.12. Enerji denklemlerinin çözdürülmesi ve akış türü tanımlamalarının yapılması.....	38
Şekil 4.13. Çözüm yöntemleri ve çözüm için ilk değer ayarlarının yapılması.....	39
Şekil 4.14. Rezidü ayarlarının yapılması	41
Şekil 4.15. Örnek bir çözümün rezidü grafiği.....	41
Şekil 4.16. Örnek bir çözümde toplam yüzey ısı akışının iterasyon sayısı ile değişimi.....	42
Şekil 4.17. Örnek bir çözümün kütle korunumu kontrolü	43

Şekil	Sayfa
Şekil 4.18. Boş kanal için örnek bir çözümde hücre ağı yapısı	44
Şekil 4.19. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumda örnek bir çözümde hücre ağı yapısı	45
Şekil 4.20. $Re=750$ için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi	47
Şekil 4.21. $Re=250$ için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi	48
Şekil 5.1. Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $\varphi=1$ (boş kanal) (b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$	52
Şekil 5.2. Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) $\varphi=1$ (boş kanal) (b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$	53
Şekil 5.3. Farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi.....	56
Şekil 5.4. Farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi.....	56
Şekil 5.5. Çeşitli jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranları için farklı gözeneklilik değerlerinde alt levhadaki değişimi ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$	57
Şekil 5.6. Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)	59
Şekil 5.7. Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki akım çizgileri (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)	61
Şekil 5.8. Gözenekli tabaka kalınlığının farklı değerlerinde alt plaka boyunca yerel Nusselt sayısı eğrisi.....	63
Şekil 5.9. Gözenekli tabaka kalınlığının farklı değerlerinde alt plaka boyunca yerel ısı akısının değişimi	63
Şekil 5.10. Çeşitli jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerleri için farklı kalınlık oranlarında alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi (a) $\varphi=0,95$ (b) $\varphi=0,9$ (c) $\varphi=0,7$ (d) $\varphi=0,5$	64
Şekil 5.11. Farklı geçirgenlik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) Boş kanal (b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ (d) $K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ (e) $K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ (f) $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$	67

Şekil	Sayfa
Şekil 5.12. Farklı geçirgenlik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) Boş kanal (b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ (d) $K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ (e) $K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ (f) $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$	69
Şekil 5.13. Farklı geçirgenlik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi.....	71
Şekil 5.14. Farklı geçirgenlik değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi.....	71
Şekil 5.15. Çeşitli jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranları için farklı geçirgenlik değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi a) $e/H=0,75$ b) $e/H=0,5$ c) $e/H=0,4$ d) $e/H=0,25$	72
Şekil 5.16. Farklı ısı iletim katsayısı oranlarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) Boş kanal (b) $k_s/k_f=50$ (c) $k_s/k_f=40$ (d) $k_s/k_f=30$ (e) $k_s/k_f=20$ (f) $k_s/k_f=10$	74
Şekil 5.17. Gözenekli tabakanın farklı ısı iletim katsayısı değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi	76
Şekil 5.18. Gözenekli tabakanın farklı ısı iletim katsayısı değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi.....	77
Şekil 5.19. Çeşitli gözeneklilik değerleri için farklı ısı iletim katsayısı değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi	78

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A, B	Sabit sayılar
W	Lüle genişliği, m
$c_{p,f}$	Özgül ısı, J/kg. K
C_2	Atalet direnç katsayısı
C_E	Ergün katsayısı
d_p	Ortalama gözenek çapı, m
D_h	Lüle hidrolik çapı, m
e	Gözenekli tabaka kalınlığı, m
F	Forchheimer katsayısı
F_x, F_y, S_h	Kaynak terimleri
H	Levhalar arası mesafe; kanal yüksekliği, m
h	Isı taşınım katsayısı, W/m ² K
J_j	Türlerin difüzyon akısı, kg/s. m ²
k_{eff}	Etkin ısı iletim katsayısı, W/m. K
k_s	Gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısı, W/mK
k_f	Akışkanın ısı iletim katsayısı, W/m. K
K	Geçirgenlik, m ²
L	Levha uzunluğunun yarısı, m
Nu	Nusselt sayısı
p	Basınç, Pa
Re	Reynolds sayısı
φ	Gözeneklilik
T_A	Alt levha sıcaklığı, K
T_0	Sabit hava jeti sıcaklığı, K
u	x yönündeki hız bileşeni, m/s
u_p	x yönündeki gerçek hız bileşeni, m/s
u_s	x yönündeki sızma hızı bileşeni, m/s

Simgeler**Açıklamalar** V_0, V_{in}

Sabit hava jeti hızı, m/s

 V_f Katı matris içinde bulunan akışkan hacmi, m^3 V_s Katı matris hacmi, m^3 v

y yönündeki hız bileşeni, m/s

 v_p

y yönündeki gerçek hız bileşeni, m/s

 v_s

y yönündeki sızma hızı bileşeni, m/s

 v

Genel hız vektörü, m/s

 δ

Denklem değiştirme katsayısı

 μ

Akışkanın dinamik viskozitesi, kg/m.s

 ρ_f Akışkanın yoğunluğu, kg/m^3 $\bar{\tau}_{eff}$

Etkin gerilme tensörü, Pa

 q'' Isı akısı, W/m^2 q Ortalama ısı akısı, W/m^2 q^φ Gözenekli durumda ortalama ısı akısı, W/m^2 **Kısaltmalar****Açıklamalar****HAD**

Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği

TTH

Temsili Temel Hacim

1. GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında, bünyesinde ısı üreten; dolayısıyla yüksek sıcaklıklara ulaşan cihaz ve sistemlerin kullanım ömürlerinin uzun olmasının ve güvenliğin sağlanması için uygun sıcaklıklara kadar soğutulması konusu, üzerinde sıklıkla çalışılan bir konudur. Teknolojideki gelişmeler ile cihaz ve sistemlerin gücü ve dolayısıyla ısı üretim yoğunluğu artmış ve bu cihaz ve sistemlerin sorunsuz olarak çalışmasını devam ettirebilmek için emniyetli çalışma sıcaklıklarına soğutulmaları bir gereklilik olarak ortaya çıkmıştır. Minyatürleştirmeye yönelik teknolojik gelişmeler, özellikle elektronik cihazların boyutlarının daha küçük olarak yapılması sonucunu doğurmuş, ısı üretiminin yoğunluğunu artırmıştır. Bu sonuç, cihazların daha etkili biçimde soğutulması ihtiyacını ortaya çıkarmıştır.

Yüksek sıcaklıklarda çalışan cihaz ve sistemleri emniyetli çalışma sıcaklığına getirebilmek için geliştirilen soğutma sistemleri birçok bilim insanı tarafından kesintisiz şekilde çalışılan konular arasında yerini almaya devam etmektedir. Geniş bir yelpazeye sahip olan soğutma sistemleri, soğutulmak istenen cihaz veya sistem incelenip; enerji tüketimi, verimlilik, ekonomiklik, zaman vb. gibi faktörlere göre seçilirler. Örneğin küçük boyuta sahip elektronik bir cihazın soğutulması için seçilecek soğutma sistemi görece daha büyük seçilirse bu seçim yukarıda saydığımız faktörlerin hiçbirine sahip olmamış olur. Bu ve bunun gibi küçük boyutlara sahip sistemlerin soğutulmasında, büyük soğutma sistemlerinin tercih edilmesi azımsanamayacak büyüklükte bir sorundur. Küçük boyutlu sistemlerde, soğutulmak istenen yüzeyde bölgesel olarak yüksek ısı transferini sağlayan çarpan jet uygulaması bu sorunu çözmektedir.

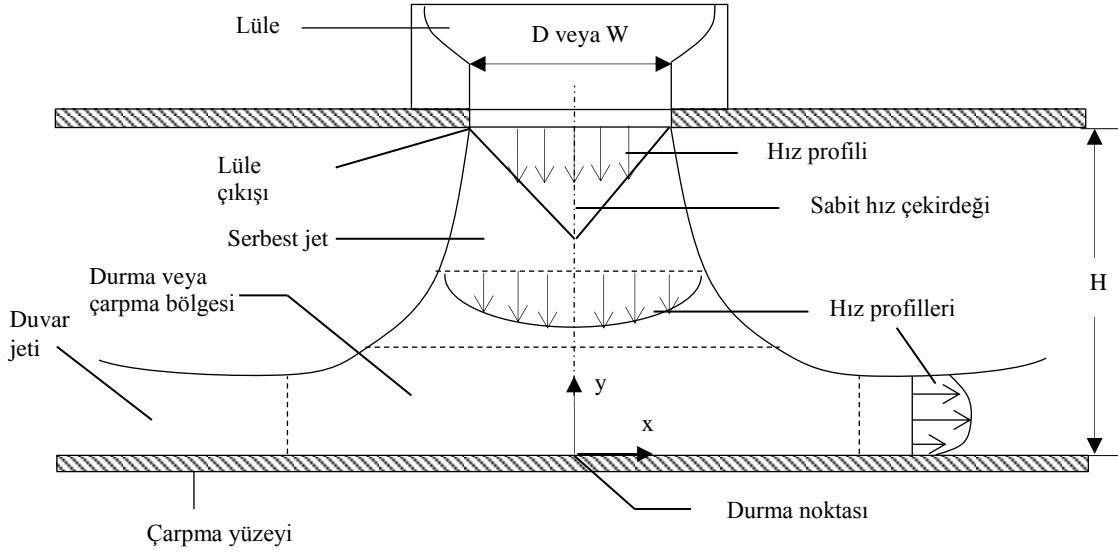
Çarpan jet, belirli bir geometriye sahip lüleden belirli bir hızla çıkan akışkanın hedef yüzeye çarptırılması sonucu elde edilir. Hedef yüzeye çarptırılan jet, çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığını azaltır ve ısı transferini artırır. Dolayısıyla büyük değerde yerel ısı taşınım katsayısı elde edilir, çarpma yüzeyinde ısı ve kütle transferi sağlanır. Ayrıca soğutma için az miktarda akışkan kullanılarak, yüksek ısı transferi elde edilir ve enerji tüketimi azaltılır [1].

Çarpan jet uygulamaları yaygın olarak etkili ısıtma, soğutma veya kurutma işlemleri gibi yüksek ısı transferi gerektiren birçok endüstriyel uygulamada kullanılırlar. Çarpan jetlerin kullanılmasının başlıca amacı, durma bölgesinde ince sınır tabakalardan dolayı yüksek derecede bölgesel kütle ve ısı transferi elde edilebilmesini mümkün kılmasıdır [2]. Bu gibi uygulamalar, küçük boyutlu yoğun soğutma gerektiren elektronik cihazların soğutulması da dahil olmak üzere cam temperleme, metallerin soğutulması, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması, tekstil ürünleri ve kağıt bileşenlerinin kurutulması, plastik plakaların tavllanması gibi işlemleri içerir. Noktasal soğutma, kurutma işlemlerinde tek bir jet kullanılırken, büyük yüzeyli soğutma, kurutma işlemlerinde ise jet dizileri kullanılır. Kurutma, hava ile katı yüzeyden sıvının ayrıştırıldığı, ısı transferi içeren bir kütle transferi işlemidir. Dizili jetlerin birbirlerine olan mesafelerinin kısa olması ve lüle-levha arasındaki mesafenin uzun olması durumunda bu jetlerin birbirlerine etkiye olasılığı artmaktadır. Artan değişken sayısı nedeniyle dizili jetlerin nümerik olarak incelenmesi daha zordur [3].

Isı ve kütle transferinde çarpan jetlerin etkinliğini; lüle geometrisi, lüleden çıkan akışkan jetinin hızı, sıcaklığı, lüle-hedef yüzey arasındaki mesafe, akışkan jetinin çarpma açısı ve jetler dizi halindeyse jetlerin aralarındaki mesafe ve jet sayısı önem teşkil eder.

Çarpan jet

Çarpan jetler genel olarak belirli geometriye sahip; D çapında dairesel veya W genişliğinde dörtgen lüleden belirli bir hız ve sıcaklıkla püskürtülürler. Akışkan hızı lüle çıkışında sabit hız dağılımına sahip olup, üniformdur. Jetler çarptıkları hedef yüzeydeki sınır tabakayı incelterek taşınımıyla ısı transferini artırır. Jetin hedef yüzeye çarpma açısı dik olabileceği gibi belirli bir açıyla eğik de olabilir. Hedef yüzeye dik şekilde çarpan jetlerde jetin eksen çizgisinin çarpma yüzeyi ile kesiştiği noktada, jet aksenal hızını kaybeder ve bu noktaya “durma noktası” denir. Durma noktasında maksimum ısı transferi meydana gelir. Düz yüzeye çarpan jet; serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere üç bölüme ayrılır. Şekil 1.1’de bu bölümler gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Düz yüzeye dik olarak çarpan jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü

Serbest jet bölgesi

Serbest jet bölgesinde lüle çıkışından başlayarak uzaklık arttıkça, jet ile çevre arasındaki momentum aktarımı, jetin serbest sınırının gitgide genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin konik şekilde daralmasına neden olur. Sabit hız çekirdeğinin aşağısında serbest jet bölgesinde tüm jet kesiti boyunca hız sabit değildir ve hız lüle çıkışından uzaklaştıkça azalır. Ancak çekirdeğin olduğu bu bölgede, lüle eksenindeki akış hızı her zaman akışkan lüle çıkış hızına eşittir. Akış yönündeki kayma gerilmesi çekirdek genişliğini daraltır [4]. Ayrıca bu bölgede akış sürtünmesiz kabul edildiği için “potansiyel çekirdek bölgesi” olarak da adlandırılır. Genel yapısıyla bu akış bölgesi “serbest jet bölgesi” olarak tanımlanır ve bu bölge boyunca, koşullar jetin çarptığı hedef yüzeyden etkilenmez [5].

Durma veya çarpma bölgesi

Durma veya çarpma bölgesindeki akış, jetin çarptığı hedef yüzeyden etkilenmekte olup, hız dikey (y) yönde yavaşlar, yatay (x) yönde ise hızlanır. Akış, momentumu sıfır olan çevre akışkanla temas ettiğinden yatay yöndeki hızlanma süresiz biçimde devam edemez ve duvar jeti bölgesinde yavaşlar. Jetin çarptığı hedef yüzey boyunca olan ısı transferi lüle-hedef yüzey arasındaki mesafeye bağlıdır. Çarpan jet eksen çizgisinin dik olarak hedef yüzeye çarpması olayında bu eksen çizgisiyle yüzeyin kesiştiği nokta, “durma noktası” olarak adlandırılır ve maksimum ısı transferi bu noktada meydana gelir, çarpaz yönlerde

giderek azalır. Akışkan, hedef yüzeye paralel şekilde ilerledikçe yüzeye paralel hız bileşenleri durma noktasında sıfır değerinden maksimum değerine ulaşır ve sonrasında yeniden yavaşlar [5]. Ayrıca bu bölgede taşınım ile ısı transferi etkin olmaya başlayıp, duvar jeti bölgesinde devam etmektedir.

Duvar jeti bölgesi

Durma-çarpma bölgesini terk eden akışkanın, çevre akışkanının momentumunun etkisinden dolayı yatay (x) yöndeki hızı azalarak yüzeye paralel şekilde akar, bu sebeple bu bölgeye “duvar jeti bölgesi” denir. Akışkanın yatay (x) yöndeki hız bileşenleri durma bölgesindeki sıfır değerinden başlayarak maksimuma ulaşır ve yeniden azalır. Şekil 1.1’de de görüldüğü üzere durma noktasından itibaren dikey ve yatay eksenlerden uzaklaştıkça, hız sınır tabaka kalınlığı artar.

Çarpan jet uygulamalarında gözenekli malzeme kullanımı

Günümüzde kullanılan teknolojik cihaz ve sistemlerin birçoğu termal yoğunluk, boyut ve maliyet açısından, kritik performans limitlerine ulaşmışlardır. Gözenekli malzemeler fiziksel yapılarından dolayı yapısal uygulamalarda kullanılmaya başlanmıştı, şimdilerde ise bu malzemeler birçok termal kontrol yönetimi uygulamasında etkili bir çözüm olarak kullanılmaktadırlar [6]. Günümüzde, ısı transferini iyileştirmek amacıyla da gözenekli malzemelerin etkin biçimde kullanıldığı uygulamalar mevcuttur. Gözenekli malzemeler; gizli ısı (maddenin sıcaklığını değiştirmeden fiziksel durumunu değiştiren ısı) depolayan sistemlerde, araç radyatörlerinde, yüksek performanslı buharlaştırıcılarda, roket memelerinde, uzay araçları ısı kalkanlarında, itfaiyeci kıyafetlerinde, solar kolektörlerde, tahıl depolarında nemin taşınmasında, binaların yalıtımında, ham petrol üretiminde, kimya endüstrisinde proseslerin ayrıştırılmasında, dökme demirin katılaştırılmasında ve ısı alıcıların kullanıldığı sayısız teknik uygulamada kullanılmaktadırlar.

Gözenekli tabaka boyunca, hedef yüzeyin çarpan jet uygulamasıyla soğutulması, endüstriyel uygulamalarda termal kontrol için faydalı bir yöntemdir. Çarpan jet uygulamalarında hedef yüzeyin gözenekli bir tabaka ile kaplandığı durumlarda ısı transferinin artmasından dolayı, özellikle elektronik bileşenlerin soğutulması gibi mühendislik problemlerinde giderek benimsenen bir uygulama olarak karşımıza

çıkılmaktadır. Bu sebeple az maliyetli ve yüksek termal kontrol imkanı sağlayan gözenekli malzemelerin, yüksek performans ile çalışan elektronik cihazlarda ve sayısız termal uygulamalarda kullanımı giderek daha da yaygınlaşmaktadır. Isı transferinin bu şekli yıllardır kapsamlı olarak araştırılmakta ve hala devam etmekte olan bir ilgi alanı olarak güncelliğini korumaktadır.

Yapılan bu çalışmada, gözenekli malzeme ile kaplanmış sabit sıcaklıkta tutulan düz levha üzerine çarpan jetin akış ve ısı transferine etkileri nümerik olarak incelenmiştir. Birbirine paralel olarak duran, iki yatay levhadan altta olanı gözenekli bir tabaka ile kaplanmış ve üst levhanın ortasında bulunan lüleden çıkan hava jeti alt levhaya çarptırılmıştır. Gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı, gözenekli tabakanın kalınlığı gibi parametreler değiştirilerek bu parametrelerin yerel Nusselt sayısı (Nu)'na etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, yatay (x) yönde; aralarında belirli mesafe bulunan çeşitli noktalarda elde edilen yerel Nu sayıları ve sıcak alt levhadan olan ısı akıları cinsinden yorumlanmıştır.



2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Temel Bilgiler

2.1.1. Gözenekli ortamın özellikleri

Günlük hayatımızda, teknolojiye ve doğada karşılaşılan bir malzemeye gözenekli ortam (malzeme) denilebilmesi için aşağıdaki özelliklere sahip olması gerekir:

- Malzeme kendi boyutuyla karşılaştırıldığında içerisinde çok küçük ve birbirleriyle irtibatlı veya irtibatsız boşluklar içermelidir.
- Akışkan malzemenin bir ucundan girip öbür ucundan çıkabilmelidir [7].

Gözenekli ortam, birbirine bağlanmış gözenekli katı bir iskeletten meydana gelen malzeme olarak tanımlanabilir. Katı matris, genelde kabul edilen şekliyle rijit ya da küçük ölçüde deformasyona maruz kalabilir şekilde esnek olabilir. Gözeneklerin birbiriyle bağlantılı olması, bir ya da daha fazla akışkanın gözenekli malzeme içinden geçmesine izin verir. En basit durumda yani; tek fazlı akışta, gözenekler tek bir akışkanla dolar. İki fazlı akışta, sıvı ve gaz aynı gözenekleri kullanırlar.

Doğal bir gözenekli malzemede, gözeneklerin dağılım şekli ve boyutu düzensizdir. Doğal gözenekli malzemelere örnek olarak; deniz kumu, kum taşı, kireçtaşı, odun ve akciğer verilebilir. Gözenekli ortam mikroskopik ölçekte düşünüldüğünde, hız ve basınç gibi akış parametreleri açıkça düzensizdirler. Gözenekli ortamda yapılan deneylerde, ilgilendiğimiz nicelikler, gözeneklerden öbür tarafa geçen alanlar boyunca ölçülürler. Bunlar gibi “boşluğa göre ortalaması alınmış (makroskopik)” nicelikler, boşluk ve zamana göre düzenli şekilde değişirler; bu nedenle de teorik yaklaşımla uyumludurlar [8]. Daha açık şekilde anlatmak gerekirse; gözenekli ortamın makroskopik özellikleri bu düzensizlik ve rasgelelikten etkilenirler. Bu durumda, makroskopik gözenek yapısı değişkenleri gözenekli malzemenin ortalama özelliklerini temsil eder. En önemli gözenek yapısı değişkenleri; gözeneklilik, geçirgenlik ve akış yatağı (tortuosity) olarak bilinir. Gözeneklilik, geçirgenlik ve akış yatağı yapısı gözenekli ortama özgü özellikler olup, geçirgenlik gözenekli malzemenin kütle geçiş kapasitesiyle ilişkilidir [9].

Gözenekli malzemenin gözenekliliği, φ , malzeme içindeki boşlukların malzemenin toplam hacmine oranı olarak tanımlanır ve matematiksel olarak Eşitlik 2.1'deki gibi ifade edilir. Böylece $1-\varphi$, gözenekli malzemenin katı iskeletinin kapladığı hacmin toplam hacme oranıdır.

$$\varphi = \frac{V_f}{V_f + V_s} \quad (2.1)$$

Burada;

V_f : Katı matris içinde bulunan gözenek (boşluk) hacmini,

V_s : Katı matris hacmini ifade etmektedir.

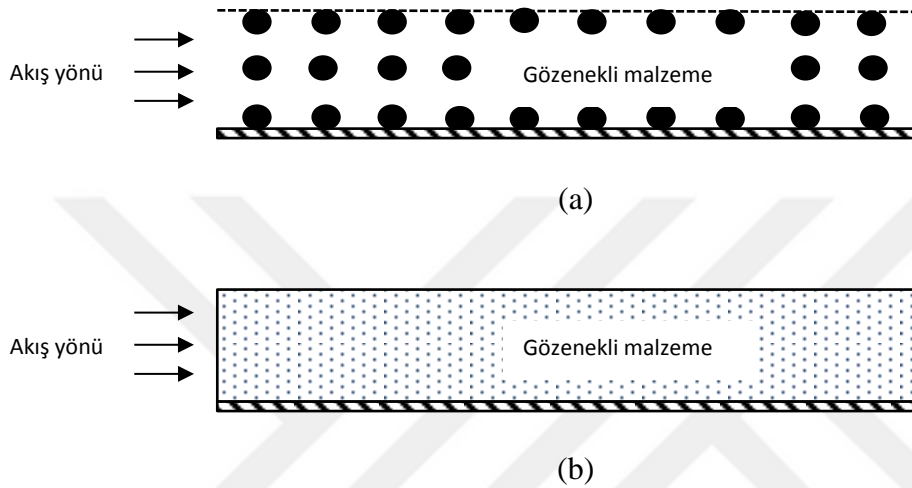
Gözenekli malzemenin geçirgenliği, K , gözenekli ortamın akış iletkenliğinin veya akışkanın malzeme içinden geçmesinin kolaylığının ölçüsüdür. Geçirgenliğin birimi m^2 'dir, örnek olarak çakıl taşının geçirgenliği 10^{-7} - 10^{-9} , kumun 10^{-9} - 10^{-12} , tuğlanın 10^{-9} - 10^{-11} m^2 olarak verilebilir [9]. Gözenekli malzemenin geçirgenliği, matematiksel olarak Eşitlik 2.2'deki gibi ifade edilir ve bu eşitlik "Kozeny-Carman eşitliği" olarak adlandırılır [10, 11].

$$K = \frac{d_p^2 \varphi^3}{A(1-\varphi)^2} \quad (2.2)$$

Burada d_p gözenekli malzemenin ortalama gözenek çapını, A ise deneysel çalışmalar sonucu elde edilen sabit bir sayıyı ifade etmektedir. Ergün tarafından yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, Kozeny-Carman eşitliği olarak bilinen Eşitlik 2.2'deki A sabit sayısı 150 olarak bulunmuştur [12]. Eşitlik 2.2 incelendiğinde, geçirgenliğin, gözeneklilik ve ortalama gözenek çapına, yani gözenekli malzemenin geometrisine bağlı olduğu görülmektedir.

Gözenekli ortamda ısı ve akış problemlerinin çözümünde, korunum denklemleri kullanılırken mikroskobik veya makroskobik yaklaşım benimsenebilir. Mikroskobik yaklaşımda, korunum denklemlerinin tanımının yapılması ve çözülmesi zor ve bazen imkansızdır. Mikroskobik yaklaşım, ayrıca gözenekli malzeme içinde bulunan tüm

gözeneklerin detaylı geometrisinin tanımlanmasını gerektirir. Bu durum gerçek hayatta karşılaştığımız doğal gözenekli ortamlardaki problemleri çözmeyi imkansız kılar. Makroskobik yaklaşım ise, gözenek boyutunda detaylı geometri tanımlaması gerektirmez ve gözenekli malzemenin geometrisi, modellemeyi basitleştiren gözeneklilik ve geçirgenlik gibi iki değerle temsil edilir. Şekil 2.1’de bir gözenekli malzemenin mikroskobik ve makroskobik yapıları görülmektedir.



Şekil 2.1. Gözenekli malzemenin mikroskobik ve makroskobik yapılarının şematik olarak gösterimi (a) Mikroskobik (b) Makroskobik

2.2. Literatür Araştırması

Günümüze kadar, çarpan jet uygulamalarında hedef yüzeyin gözenekli malzemeyle kaplanmadığı durumlardaki akış ve ısı transferini inceleyen birçok çalışma yapılmıştır.

Telişik, birbirlerine paralel olarak duran, iki yatay levhadan üst levhanın ortasında bulunan lüleden çıkan hava jetinin sıcak alt levhaya çarptığı durumda, bahsi geçen çarpan jetin akış ve ısı transferine olan etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısını ve lüle-alt levha arasındaki mesafenin lüle genişliğine oranını kontrollü bir şekilde değiştirerek bu parametrelerin akış ve ısı transferine olan etkilerini araştırmıştır. Sonuçları; Reynolds sayısının artmasıyla ve lüle-alt levha arasındaki mesafenin azalmasıyla Nusselt sayısının arttığını göstermektedir [13].

Lallave ve diğerleri, dönen ve üniform olarak ısınan hedef yüzeyin çarpan jet ile soğutulmasını ele almışlardır. Reynolds sayısını (500-1500) ve lüle-hedef yüzey arası

mesafeyi parametrik olarak değiştirerek, bu değerlerin ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Sonuçları; Reynolds sayısındaki artışla hedef yüzeye akışkan sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının azaldığını ve yerel ısı taşınım katsayısını arttırdığını göstermektedir [14].

O'Donovan ve Murray, ısınan yüzey ile çarpan hava jeti arasındaki ısı transferini; Reynolds sayısının 10 000-30 000 değerleri aralığında ve hedef yüzey ile lüle çıkışı arasındaki mesafenin lüle çapına oranını (H/D) 0,5-8 aralığında değiştirerek incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, H/D oranının 2'den kk olduğu durumlarda radyal ısı transferinin ikinci kez artmasının, duvar jeti bölgesindeki türbülansın ani yükselmesinden kaynaklandığını göstermektedir. Nusselt sayısı dağılımında oluşan ikinci en yüksek Nusselt sayısı değerinin, alt levhaya paralel şekilde olan akışın hız değişiminden daha çok, alt levhaya dik şekilde olan akışın hız değişiminden etkilendiğini bulmuşlardır. [15].

Demircan ve Türkoğlu, düz bir yüzeye çarpan osilasyonlu have jetinin akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak ele almışlardır. alışmalarında, jet hızını zamana bağlı sinüs eğrisi şeklinde periyodik değiştirmişler, Reynolds sayısı, genlik ve jet salınım frekansının akış ve ısı tranferine etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları sayısal analizler sonucunda, osilasyonlu jetlerin kullanıldığı durumlarda elde edilen Nusselt sayısında, kararlı jetlerin kullanıldığı durumlarda elde edilen Nusselt sayısına kıyasla artış olduğunu gözlemlemişlerdir [3].

Yüksek performansla çalışan cihazların emniyetli çalışma sıcaklıklarına soğutulmasında gözenekli malzemelerin kullanılmasının termal kontrol açısından faydalı bir uygulama olarak görülmesi, taşınım-ısı transferi içeren problemlere gözenekli malzemelerin entegre edilmesini ve bu konunun geniş lde incelenmesine olanak sağlamıştır. Ancak, arpan jet uygulamalarında hedef yüzeyin gözenekli bir tabakayla kaplandığı durumlarda çarpan jetin akış ve ısı transferine etkilerini inceleyen çalışma sayısı literatürde bir hayli az sayıdadır.

Jeng ve Tzeng, kaldırma kuvveti etkisini ihmal ederek zorlanmış taşınım koşulunda hedef yüzeyin gözenekli ve metalik malzemeyle kaplandığı durumda çarpan jetin akış ve ısı transferine olan etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Gözenekli ve metalik malzeme

kullanılmasıyla soğutulmak istenen hedef yüzeyde ısı transferinin arttığı sonucunu bulmuşlardır. Buna paralel olarak, bulguları; soğutma sürecinde, gözenekli ve metalik malzeme kullanıldığı durumdaki ısı transferinin, kullanılmadığı durumdaki ısı transferinden 2-3 kat daha yüksek olduğunu göstermektedir [16].

Jeng ve Tzeng, daha önce yaptıkları nümerik çalışmayı [16] doğrulamak amacıyla deneysel bir çalışma yaparak sonuçları kıyaslamışlardır. Çalışmalarını; alüminyum gözenekli tabakanın yatay uzunluğunu ve gözeneklilik değerini sabit tutarak; lüle genişliğini, gözenekli tabaka kalınlığını ve jet Reynolds sayısı gibi değerleri ise parametrik olarak değiştirerek gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmaların sonuçları; Reynolds sayısındaki artışla ortalama Nusselt sayısını arttığını ve alüminyum gözenekli tabaka kullanılan durumda kullanılmadığı duruma göre ısı performansın 3-5 kat daha fazla olduğunu göstermektedir [17].

Saeid ve Mohamad, kaldırma kuvveti etkisini ihmal etmeden karışık taşınım koşulunda, Darcy modelini benimseyerek, gözenekli malzeme ve akışkan arasında yerel ısı denge olduğu kabulüyle, gözenekli malzeme kalınlığının kanal yüksekliğine eşit olduğu durumda yatay hedef yüzeyin jet çarpmasıyla soğutulmasını nümerik olarak incelemiştir. Sonuçlar; lüle genişliği ile Rayleigh sayısının artmasıyla ve lüle çıkışı ile ısıtılan hedef yüzey arasındaki mesafenin azalmasıyla ortalama Nusselt sayısının arttığını göstermektedir [18].

Phanikumar ve Mahajan, ısınan hedef yüzey üzerine koyulan yüksek gözeneklilik değerine sahip gözenekli metalik malzeme üzerine çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmalarında kullandıkları alüminyum gözenekli malzemenin gözenek boyutu ve gözeneklilik değerlerini parametrik olarak değiştirerek gözenekli malzeme geometrisinin ısı transferine olan etkilerini gözlemlemiştir. Yaptıkları çalışma, gözenekli malzeme ile soğutucu akışkan arasında yerel ısı dengesizlik olduğu durumdaki sonuçların dengede bulunduğu durumdaki sonuçlara kıyasla deneysel verilerle daha iyi örtüştüğünü göstermektedir [19].

Lemos ve Fischer, gözenekli tabaka ile kaplanmış, sıcaklığı lüleden çıkan hava jeti sıcaklığından daha yüksek olan düz bir levha üzerine çarpan jeti nümerik olarak incelemiştir. Gözenekli malzemenin gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletkenlik ve kalınlık

gibi karakteristik ve geometrik özellikleri, yerel Nusselt sayısına olan etkilerinin incelenmesi amacıyla parametrik olarak değiştirilmiştir. Sonuçlar, alt levhadan olan ısı akısının gözenekli malzemenin gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı ve kalınlık değerlerinin bazı aralıklarında iyileştiğini göstermektedir [2].

Sivasamy ve diğerleri, karışık taşınım koşulunda, Darcy modelini kullanarak çarpan jetin, yatay hedef yüzeyin sabit ısı akısı sınır şartına sahip olduğu durumda gözenekli malzeme kalınlığı ile kanal yüksekliğini eşit kabul ederek çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Yüksek Peclet sayısı değerlerinde, ortalama Nusselt sayısının, Rayleigh sayısının ve lüle genişliğinin artışıyla doğru orantılı olarak arttığını bulmuşlardır. Ayrıca, lüle çıkışı ile ısıtılan yatay hedef yüzey arasındaki mesafenin azalmasının ortalama Nusselt sayısını arttırdığını gözlemlemiştir [20].

Fu ve Huang, ısınan hedef yüzey üzerine yerleştirilen gözenekli blokta laminar çarpan jetin ısı transferine olan etkilerini nümerik olarak incelemiştir. Gözenekli blokların geometrileri için üç farklı model esas almışlardır; dikdörtgen, dışbükey ve içbükey. Yaptıkları çalışmada üç farklı geometriye sahip gözenekli bloklar ısınan hedef yüzey üzerine sabitlenmiştir. Kaldırma kuvveti etkisini ihmal ederek zorlanmış taşınım koşulunda, akışkan ve gözenekli malzeme arasında yerel ısı denge kabulü yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar; gözenekli blokların ısı performansını çoğunlukla etkileyen en önemli faktörün ısınan hedef yüzeyin yakınına nüfuz eden akışkan miktarı olduğunu göstermektedir. Ayrıca, kalınlığı az olarak seçilen üç farklı geometriye sahip olan gözenekli blokların ısı transferini iyileştirdiğini, kalınlığı fazla olarak seçilen bu üç farklı geometriye sahip olan gözenekli bloklardan yalnızca içbükey olanının ısı performansı iyi yönde etkilediğini saptamışlardır [21].

Graminho ve Lemos, yüzey üzerinde olan ısı ve kütle transferi süreçlerinin kontrol edilebilmesine olanak sağlamak amacıyla gözenekli malzemeyle kaplanmış yüzey üzerine laminar çarpan jeti sayısal olarak incelemiştir. Yaptıkları çalışmada gözenekli malzemenin rijit, homojen ve izotropik olduğunu kabul etmişlerdir. Gözeneklilik değerinin akış modeli üzerindeki etkisinin, geçirgenlik değeri ve gözenekli malzeme kalınlığıyla kıyaslandığında daha az olduğunu bulmuşlardır [22].

Prakash ve diğerleri, ısı transferinin olmadığı, türbülanslı akış altında çarpan su jetinin

gözenekli malzemenin akış modeli üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişler ve elde ettikleri verileri hesaplamalı akışkanlar dinamiği görselleriyle karşılaştırmışlardır. Jet Reynolds sayısı, gözenekli malzemenin gözeneklilik, geçirgenlik ve kalınlık değerlerinin akış alanına etkilerini incelemişler; özellikle gözenekli malzemenin yüksek geçirgenliğe sahip olduğu durumlarda akış alanının gözenekli malzeme içindeki akıştan etkilendiğini gözlemlemişlerdir [23].

Wong ve Saeid, karışık taşınım ve yerel ısıl dengesizlik durumunda, birbirlerine paralel olarak duran iki levha arasının tamamen gözenekli malzeme ile doldurulmuş olduğu durumda ısınan hedef yüzeyin çarpan jetle soğutulmasını nümerik olarak incelemişlerdir. Isıl performansı, değişik Rayleigh, Peclet, Darcy sayıları; gözenekli malzemenin gözeneklilik ve ısıl iletkenlik değerlerine göre yorumlamışlardır. Gözeneklilik değerinin artmasıyla toplam ortalama Nusselt sayısının arttığını bulmuşlardır [24].

Jeng ve diğerleri, çarpan jetin, dönen ve gözenekli alüminyum ısı alıcısındaki ısıl performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Zorlanmış taşınım koşulunda, jet Reynolds sayısının, gözenekli malzemenin üst yüzeyi ile lüle çıkışı arasındaki mesafenin lüle çapına oranı (C/d)'nın ve ısınan alt yüzey uzunluğunun lüle çapına oranı (L/d)'nın etkilerini incelemişlerdir. Reynolds sayısının ve L/d oranının küçük, C/d değerinin büyük olduğu durumlarda ortalama Nusselt sayısının arttığını bulmuşlardır [25].

Yapılan literatür araştırması sonucunda, çarpan jet uygulamalarında hedef yüzeyin gözenekli bir tabaka ile kaplanmadığı durumlarda çarpan jetin hedef yüzeyden olan ısı transferine olan etkilerinin sayısal olarak incelendiği çok sayıda çalışma olduğu görülmüştür. Hedef yüzeyin gözenekli bir tabaka ile kaplandığı durum ile ilgili çalışma sayısı ise sınırlıdır. Hedef yüzeyin gözenekli bir tabaka ile kaplandığı durumlarla ilgili yapılan sınırlı sayıdaki bu çalışmaların bir kısmında, gözenekli malzemenin katı matrisi ile jet akışkanı arasında yerel ısıl dengesizlik olduğu, bir kısmında ise katı matrisi ile akışkanın yerel ısıl dengede olduğu kabul edilmiştir. Çalışmaların birçoğunda, problem alanının tamamen gözenekli malzeme ile dolu olduğu durumlar incelenmiştir. Serbest akış bölgesinin olduğu durumlar ile ilgili oldukça az çalışma bulunabilmiştir.

Bu tez çalışmasında, hedef yüzeyin belirli kalınlıkta bir gözenekli tabaka ile kaplandığı ve serbest akış bölgesinin olduğu durumlarda çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri

sayısal olarak incelenmiştir. Gözenekli malzemenin katı matrisi ile jet akışkanın yerel ısı dengede olduğu kabul edilerek, gözenekli malzemenin gözenekliliğinin, geçirgenliğinin, ısı iletim katsayısının ve kalınlığının akış ve ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Problemin sayısal analizi, ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



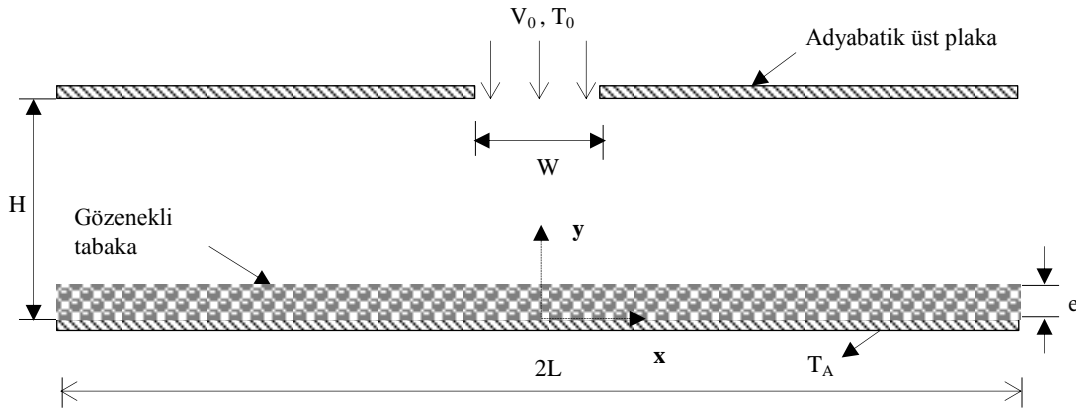
3. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu çalışmada incelenen problemin geometrisi ve koordinat sistemi, Şekil 3.1’de şematik olarak gösterilmiştir. Üst levhanın ortasında bulunan bir lüleden çıkan jet, üzerinde gözenekli bir tabaka olan alt levhaya çarpmaktadır. Jet akışkanı ve alt yüzey farklı sıcaklıklardadır.

Levhaların uzunluğu $2L$ ve alt levha üzerine yerleştirilen gözenekli tabakanın kalınlığı e olarak tanımlanmıştır. Levhalar arası mesafe; kanal yüksekliği H olup, alt levha sabit ve üniform T_A sıcaklığında tutulmuş ve üst levha yalıtılmıştır. Gözenekli tabaka, alt levha üzerine homojen ve rijit biçimde yerleştirilmiştir. Sayfaya dik yöndeki boyut, levhalar arası mesafeden çok büyüktür. Hava jeti lüleden üniform V_0 hızı ve T_0 sıcaklığıyla çıkmaktadır.

Sayfaya dik yöndeki boyut levhalar arası mesafeden çok büyük olduğu için, bu yönde akış ve değişim olmadığı, bu nedenle akışın iki boyutlu olduğu kabul edilmiştir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, akış alanı iki bölgeden oluşmaktadır: 1) Alt levha üzerindeki homojen ve rijit gözenekli tabaka bölgesi, 2) Gözenekli tabaka üst yüzeyi ile üst levha arasındaki serbest akış bölgesi.

Akış, Navier-Stokes denklemlerinin genişletilmesi ile elde edilen Darcy-Forchheimer-Brinkman denklemi ile modellenmiştir. Serbest akış bölgesinde; gözenekli tabakanın üst yüzeyi ile üst levha arasındaki bölgede, Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Gözenekli bölgede, verilen bir anda fazlar arası yerel ısı denge kabulü yapılarak bir adet enerji denklemi kullanılmıştır. Gözenekli tabakanın izotropik ve akışkana doymuş olduğu kabulü yapılmıştır.



Şekil 3.1. Problemin şematik görünümü

Levhaların uzunluğu $2L = 1000$ mm, jetin uygulandığı lümenin genişliği $W = 10$ mm, toplam kanal yüksekliği $H = 20$ mm, alt levha sıcaklığı $T_A = 310$ K, jetin giriş sıcaklığı ise $T_0 = 300$ K olarak alınmış ve bu değerler sabit tutulmuştur. Bu çalışmada, sıcak alt levha üzerinde gözenekli tabakanın bulunluğu ve bulunmadığı durumlar için analizler yapılmıştır. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda, bahsi geçen tabakanın gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı, kalınlık ve Reynolds sayısı farklı değerlerde alınarak bu değerlerin akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir.

3.1. Matematiksel Formülasyon

Yapılan çalışmada, problemin korunum denklemlerinin türetilmesinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Newtonsal akışkan,
2. Akışkan özellikleri sabit,
3. z-yönünde akış yok,
4. Sıkıştırılamaz akış,
5. Laminar akış,
6. Akış zamandan bağımsız (kararlı akış),
7. Akış, lüle orta düzlemine göre simetrik,
8. Yerçekimi etkisi ihmal edilmiştir,
9. Katı matris ve akışkan yerel ısı dengededir,
10. Gözenekli malzeme homojen ve rijittir.

Yapılan bu kabullere göre problemin temel denklemleri aşağıda ifade edilmiştir.

3.1.1. Süreklilik denklemi

İki boyutlu, kararlı bir akış için süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Bu eşitlikte, x-yönündeki hız u , y-yönündeki hız v olarak tanımlanmıştır.

3.1.2. Momentum denklemleri

Problem alanı, serbest akış bölgesi ve gözenekli bölge olmak üzere iki farklı bölgeden oluşmaktadır. Serbest akış bölgesinde klasik Navier-Stokes denklemleri geçerlidir. Gözenekli tabakanın bulunduğu bölgede Temsili Temel Hacim (TTH) üzerinden ortalama alınarak Navier-Stokes denklemlerinin düzenlenmiş hali olan, Darcy-Forchheimer-Brinkman modeli kullanılmıştır. Her iki bölgenin aynı denklemlerle ifade edilebilmesi için, iki bölgede 1 veya 0 değerini alan “ δ ” katsayısı tanımlanmıştır. δ katsayısı, gözenekli bölgede 1, serbest akış bölgesinde 0 değerini almaktadır. Gözenekliliği sayısal olarak temsil eden “ φ ” ise, serbest akış bölgesinde 1, gözenekli tabaka içerisinde 0 ile 1 arasında bir değere sahiptir. Bunlara göre, Darcy-Forchheimer-Brinkman denklemi vektörel formda aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho_f \left(\frac{1}{\varphi} v_s \nabla \left(\frac{v_s}{\varphi} \right) \right) = -\nabla p + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 v_s - \delta \frac{\mu}{K} v_s - \delta F \rho_f |v_s| v_s \quad (3.2)$$

ρ_f : Akışkanın yoğunluğu

φ : Gözeneklilik

p : Basınç

v_s : Akışkanın sızma hızı

μ : Akışkanın dinamik viskozitesi

δ : Denklem değiştirme katsayısı

K : Geçirgenlik

F: Forchheimer katsayısı terimlerini temsil etmektedir [26].

Forchheimer katsayısı, gözenekli malzemenin gözenekliliği ve gözenek boyutuna (ortalama gözenek çapı) bağlı olarak değişir. Eşitlik 3.2'nin temeli, 1856 yılında Henry Darcy tarafından yapılan deneysel bir çalışma sonucunda gözenekli ortamda akışı modelleyen ilk yasanın ortaya çıkmasıyla atılmıştır. Darcy yasası, sıkıştırılmaz ve Newtonsal bir akışkan içindir. Bu yasa, gözenekli ortamdan kaynaklanan basınç farkı ile akışkan akışı arasındaki ilişkiyi tanımlamaktadır ve Darcy tarafından aşağıdaki gibi ifade edilmiştir [27].

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} v_s \quad (3.3)$$

Eşitlik 3.3'ün sağ tarafındaki terim Darcy terimi olarak adlandırılır ve akışkanın gözenekli malzeme içinden geçerken gözenekli malzemedeki katı iskeletin akışkana gösterdiği viskoz sürüklenme (direnç) kuvvetidir [28]. Darcy yasasına göre yazılan Eşitlik 3.3, Reynolds sayısının birden küçük olduğu durumlar için geçerlidir ve Reynolds sayısının biri geçtiği durumlarda akışı modellemek için yetersiz kalmaktadır. Bunun sebebi Eşitlik 3.3'ün doğrusal bir denklem olması ve akışın doğrusal olmayan etkisini bünyesinde gösterememesidir [9].

Atalet etkileri ve yüksek hızlar, akış davranışının doğrusal olmamasına neden olur ve Darcy yasasına göre yazılan Eşitlik 3.3 yetersiz kalır. Forchheimer, Darcy yasası baz alınarak yazılan bu eşitliğe bir terim ekleyerek doğrusal olmayan akışların modellenmesini sağlayan bir denklem türetmiş ve bu denklemi aşağıdaki gibi ifade etmiştir [29].

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} v_s - F \rho_f |v_s| v_s \quad (3.4)$$

Eşitlik 3.4'ün sağ tarafındaki ikinci terim, atalet etkilerini temsil eder ve şekil sürüklenme kuvvetini ifade etmektedir. Ergün, Forchheimer katsayısı F için Eşitlik 3.5'de gösterildiği gibi bir ifade tanımlamıştır [12]. Forchheimer katsayısı F, şekil sürüklenme katsayısı (atalet direnç katsayısı) olarak da ifade edilebilir.

$$F = \frac{C_E}{K^{1/2}} \quad (3.5)$$

Burada, C_E Ergün katsayısını temsil etmektedir. Ergün tarafından yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, Carman-Kozeny eşitliği olarak bilinen Eşitlik 2.2'deki A sabit sayısı 150 olarak bulunmuştur ve Eşitlik 3.6'deki gibi yeniden ifade edilebilir. Ergün, yukarıda bahsi geçen deneysel çalışmalar sonucunda ayrıca, Eşitlik 3.5'de bulunan C_E katsayısını Eşitlik 3.7'de gösterildiği gibi tanımlamıştır [12].

$$K = \frac{d_p^2 \varphi^3}{150(1-\varphi)^2} \quad (3.6)$$

$$C_E = \frac{B}{(150\varphi^3)^{1/2}} \quad (3.7)$$

Burada, B deneysel çalışmalar sonucu bulunan sabit bir sayıdır.

Eşitlik 3.7'de B ile gösterilen sabit sayı deneysel çalışmalar sonucunda Ergün tarafından 1,75 olarak bulunmuştur [12] ve Eşitlik 3.8'de gösterildiği gibi yeniden ifade edilebilir.

$$C_E = \frac{1,75}{(150\varphi^3)^{1/2}} \quad (3.8)$$

Eşitlik 3.8, Eşitlik 3.5'de yerine koyulup yeniden düzenlenirse Forchheimer katsayısının elde edilmesini sağlayan Eşitlik 3.9 aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$F = \frac{1,75 (1-\varphi)}{d_p \varphi^3} \quad (3.9)$$

Eşitlik 3.4; Eşitlik 3.6 ve 3.9'ya göre yeniden düzenlenirse aşağıda gösterilen Eşitlik 3.10 elde edilir ve elde edilen bu yeni eşitliğe "Ergün eşitliği" adı verilir.

$$\nabla p = - \frac{150(1-\varphi)^2}{d_p^2 \varphi^3} \mu v_s - \frac{1,75 (1-\varphi)}{d_p \varphi^3} \rho_f |v_s| v_s \quad (3.10)$$

Brinkman [30] ise, geçirgenlik “K” ve gözeneklilik “ φ ” arasında bir ilişki bularak, Darcy yasasına göre yazılan Eşitlik 3.3’ü genişletmiştir. Genişletilen bu eşitlik aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\nabla p = -\frac{\mu}{K} v_s + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 v_s \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.11’de artık viskoz kuvvetleri tanımlayan iki adet terim mevcuttur. Darcy yasasına Forchheimer ve Brinkman tarafından yapılan katkılarla basınç farkı ile akışkan akışı arasındaki ilişki Eşitlik 3.12’de gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$\nabla p = \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 v_s - \frac{\mu}{K} v_s - F \rho_f |v_s| v_s \quad (3.12)$$

Darcy, Forchheimer ve Brinkman tarafından yapılan çalışmalar sonucunda, akışkan akışının gözenekli ortamda çözülebilmesini sağlayan Darcy-Forchheimer-Brinkman denklem modeli (Eşitlik 3.2); Carman, Kozeny ve Ergün tarafından yapılan çalışmaların da katkılarıyla x ve y yönleri için ayrı ayrı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\rho_f \left(\frac{1}{\varphi^2} u_s \frac{\partial u_s}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} v_s \frac{\partial u_s}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\varphi} \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_s}{\partial y^2} \right) - \delta \frac{\mu u_s}{K} - \delta \frac{C_E}{K^{1/2}} \rho_f |u_s| u_s \quad (3.13)$$

$$\rho_f \left(\frac{1}{\varphi^2} u_s \frac{\partial v_s}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} v_s \frac{\partial v_s}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\varphi} \left(\frac{\partial^2 v_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_s}{\partial y^2} \right) - \delta \frac{\mu v_s}{K} - \delta \frac{C_E}{K^{1/2}} \rho_f |v_s| v_s \quad (3.14)$$

Eşitlik 3.13 ve 3.14’de, birinci ve ikinci terimler atalet terimlerini, üçüncü terim gözenekli ortam içinde akışkanın basınç değişimini, dördüncü terim viskoz kuvvetleri, beşinci terim Darcy akışı etkisi ile viskoz sürüklenme kuvvetini, altıncı terim şekil sürüklenme kuvvetini temsil etmektedir. Eşitlik 3.13 ve 3.14’de bulunan hız terimleri sızma hızı (superficial velocity) cinsindedir.

Hazır yazılım programlarında gözenekli ortam içinde iki boyutlu bir akış modellenirken Eşitlik 3.13 ve 3.14 doğrudan kullanılmaz, bunun yerine Navier-Stokes denklemlerine

Eşitlik 3.4'den yararlanılarak kaynak terimi eklenir. Kaynak terimi eklenmiş momentum denklemleri x ve y yönleri için aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\rho_f \left(u_p \frac{\partial u_p}{\partial x} + v_p \frac{\partial u_p}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_p}{\partial y^2} \right) + F_x \quad (3.15)$$

$$\rho_f \left(u_p \frac{\partial v_p}{\partial x} + v_p \frac{\partial v_p}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_p}{\partial y^2} \right) + F_y \quad (3.16)$$

Eşitlik 3.15 ve 3.16'da bulunan hız terimleri gerçek hız (physical velocity) cinsindedir ve bu eşitliklerde bulunan kaynak terimleri aşağıda gösterildiği gibidir.

$$F_x = - \left(\frac{\mu u_p}{K} \varphi + C_E \frac{\rho |u_p| u_p}{K^{1/2}} \varphi^2 \right) \quad (3.17)$$

$$F_y = - \left(\frac{\mu v_p}{K} \varphi + C_E \frac{\rho |v_p| v_p}{K^{1/2}} \varphi^2 \right) \quad (3.18)$$

Eşitlik 3.17 ve 3.18'in ifade ettiği kaynak terimlerindeki hız terimleri Eşitlik 3.15 ve 3.16'ya uygun olacak şekilde gerçek hız (physical velocity) cinsindedir.

ANSYS Fluent, varsayılan ayarlar (default settings)'da kullanıldığı takdirde gözenekli ortamda akışı modellerken korunum denklemlerinin çözümünde sızma hızı (superficial velocity)'ni kullanır. Kullanılan bu sızma hızı değerleri, korunum denklemlerinde, serbest akış bölgesinde olduğu gibi gözenekli ortam içinde de aynı kalırlar ve bu durumda momentum denklemlerinin diferansiyel terimlerinde gözeneklilik dikkate alınmamış olur. Momentum denklemindeki bu kusur, gözenekli bölge boyunca hız artışının olduğu durumlarda, sonuçların doğruluk payını azaltır. Gözenekli ortamda akış modellenirken momentum denklemlerinin diferansiyel terimlerine gözenekliliği dahil etmek ve böylece daha doğru sonuçlar elde edebilmek için sızma hızı yerine tüm akış alanı boyunca gerçek hız (physical velocity) değerleri kullanılarak çözüm yapmak daha doğru sonuçlar elde edebilmek için gereklidir. Bölüm 4.1'de Fluent programında bu ayarın nasıl yapılacağı anlatılmıştır. Sızma hızı ve gerçek hız arasındaki ilişki, aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$v_s = \varphi v_p \quad (3.19)$$

Burada v_s sızma hızını, v_p gerçek hızı temsil etmektedir.

ANSYS Fluent, varsayılan ayarlar modunda homojen gözenekli ortam içindeki akış modellemesinde Navier-Stokes denklemlerine eklediği kaynak terimi genel şekliyle aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$F_{x,y} = - \left(\frac{\mu}{K} v_s + C_2 \frac{1}{2} \rho |v_s| v_s \right) \quad (3.20)$$

Burada $F_{x,y}$ teriminin alt simgesi akışı modelleyen denklemler için x ve y koordinat eksenlerinden herhangi birini, $1/K$ viskoz sürüklenme (direnç) katsayısını, C_2 ise atalet direnç katsayısını ifade eder. Eşitlik 3.20'de bulunan hız terimleri sızma hızı cinsindedir. ANSYS Fluent programında varsayılan ayarlar değiştirildiği takdirde Eşitlik 3.19 yardımıyla Eşitlik 3.20'deki sızma hızı terimleri gerçek hız cinsine dönüştürülmüş olur ve böylece Eşitlik 3.20'nin ifade ettiği kaynak terimi Eşitlik 3.15 ve 3.16'daki kaynak terimlerine eşdeğer hale gelir.

Yukarıda bahsi geçen direnç katsayıları akışkanın gözenek duvarlarına temasıyla meydana gelir. Fluent programında gözenekli ortam modellenirken, kullanıcı tarafından viskoz ve atalet direnç katsayıları tanımlanır. Viskoz sürüklenme (direnç) katsayısı Eşitlik 3.6'dan elde edilen değer (geçirgenlik; K)'in bire bölünmesiyle elde edilir.

Eşitlik 3.4 ile 3.20 kıyaslandığında, birbirinden farklı olan iki atalet katsayısı arasındaki bağıntı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$C_2 = 2F \quad (3.21)$$

Eşitlik 3.9 ve 3.21 birleştirilirse ANSYS Fluent programında kullanıcı tarafından tanımlanan bir diğer katsayı olan atalet direnç katsayısı ise aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$C_2 = \frac{3,5 (1-\varphi)}{d_p \varphi^3} \quad (3.22)$$

3.1.3. Enerji denklemi

Gözenekli ortamlarda karşılaşılan birçok problemde fazlar arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilebilir. Bu durumda, fazlar ısıl dengede kabul edilir. Yerel ısıl denge modelinde, gözenekli malzemenin katı iskeleti ile gözeneklerinden geçen akışkan arasında ısıl denge olduğu varsayılır. Bu varsayım, katı faz ile akışkan fazı sıcaklığının eşit olması anlamına gelmektedir ve yerel akışkan sıcaklığının gözenekli hacmin sıcaklığına yaklaşık olarak eşit olması demektir. Ancak bu varsayım, iki fazın sahip olduğu ısı iletim katsayıları arasında önemsenmeyecek bir fark olması durumunda geçerlidir [31].

$$\rho_f c_{p,f} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_{eff} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.23)$$

Burada;

$c_{p,f}$: Sabit basınçta akışkanın özgül ısısı

T : Sıcaklık

k_{eff} : Etkin ısı iletim katsayısı şeklinde tanımlanmaktadır.

Problemde, akış kararlı rejimde olduğundan verilen bir anda katı matris ve akışkanın sıcaklıkları birbirine eşittir. Bu nedenle katı ve akışkan fazları için kullanılacak iki adet enerji denklemi tek bir enerji denklemine indirgenmiştir. Bahsi geçen modele “yerel ısıl denge modeli” denir. Yerel ısıl denge modelinde, katı ve akışkan fazlarındaki ısı iletimi paralel olarak meydana gelmektedir ve etkin iletkenlik katsayısı k_{eff} , k_s ve k_f iletkenlik katsayılarının ağırlıklı aritmetik ortalamasıdır [8] ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$k_{eff} = (1-\phi)k_s + \phi k_f \quad (3.24)$$

Burada k_s gözenekli malzemenin katı iskeletinin, k_f ise gözenekli malzemedeki geçen akışkanın ısı iletim katsayılarıdır.

$$\phi = \begin{cases} 1, & \text{Serbest akış bölgesinde,} \\ 0 < \phi < 1, & \text{Gözenekli ortamda.} \end{cases} \quad (3.25)$$

Serbest akış bölgesinde, Eşitlik 3.24'de bulunan ve gözenekliliği temsil eden φ terimi 1 değerini alır.

ANSYS Fluent, fazlar arası ısı denge kabulüyle gözenekli ortamda ısı transferi problemlerini çözerken, standart enerji denklemlerinde k_{eff} olarak tanımladığımız etkin ısı iletim katsayısını kullanır. Fluent programının gözenekli ortamda ısı transferi problemlerinin çözümünde kararlı rejimde kullandığı en genel denklem aşağıdaki gibidir.

$$\nabla \cdot [\vec{V}(\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V}) \right] + S_h \quad (3.26)$$

$k_{eff} \nabla T$: İletimle ısı transferi

$[\sum_j h_j J_j]$: Tür difüzyonu ile olan ısı transferi

$(\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V})$: Viskoz etkiler ile olan enerji üretimi

S_h : Kimyasal reaksiyon ısı ve problemde tanımlanmış diğer hacimsel ısı kaynak terimlerini temsil etmektedir [32].

Viskoz etkiler ile olan enerji transferini ifade eden terim, akışkandaki viskoz gerilmenin büyük olduğu, yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlarda önem teşkil eder ve genellikle ihmal edilebilir. Program konsolunda, basınç tabanlı çözücü (pressure-based solver) seçeneği aktif hale getirildiği takdirde, bu terim Eşitlik 3.26'dan çıkarılır. Tür difüzyonunu ifade eden terim, problem içeriğinde herhangi bir kimyasal türün bulunmamasından dolayı (kimyasal denklem gerektirmediği için) ihmal edilir. Basınç tabanlı çözücü seçeneğinin aktive edilmesiyle Eşitlik 3.26'dan çıkarılır. Sayısal çözümü yapılan problemde tanımlanan herhangi bir ısı kaynağı olmadığından, program konsolunda yapılan ayarlamayla kaynak terimi Eşitlik 3.26'dan çıkarılır. Yapılan bu tanımlamalardan sonra Fluent programının gözenekli ortamdaki ısı transferi problemlerinde kullandığı Eşitlik 3.26, Eşitlik 3.23 haline dönüşür. Fluent, etkin ısı iletim katsayısını hesaplarken k_{eff} değerini Eşitlik 3.24'ü kullanır.

3.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Sıcak olan alt levhadan gözenekli tabakaya olan ısı transferini karakterize etmek için Nusselt sayısının hesaplanması gerekmektedir. Yapılan analizlerin sonuçları, alt levha

boyunca yerel Nusselt sayısı hesaplanarak yorumlanmıştır. Nusselt sayısını matematiksel olarak ifade eden eşitlikler türetilirken gözenekli malzemenin katı iskeletiyle içinden geçen akışkan arasında yerel ısı denge olduğu kabulü yapılmıştır. Genel olarak gözenekli ortamda yerel Nusselt sayısı matematiksel olarak Eşitlik 3.26'da gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$Nu = \frac{hH}{k_{eff}} \quad (3.27)$$

Burada h ısı taşınım katsayısını, H üst ve alt plaka arası mesafe (kanal yüksekliği); karakteristik uzunluğu ifade etmektedir.

Sıcak alt levhadan, üzerine yerleştirilen gözenekli tabakaya ve akışkana olan ısı akısı şu şekilde yazılabilir:

$$q'' = h(T_A - T_0) = -k_{eff} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (3.28)$$

Eşitlik 3.28'den ısı taşınım katsayısı h çekilir ise Eşitlik 3.29 elde edilir.

$$h = - \frac{k_{eff}}{(T_A - T_0)} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (3.29)$$

Eşitlik 3.28 ve 3.29'un birleştirilmesiyle Eşitlik 3.30 elde edilir.

$$h = \frac{q''}{(T_A - T_0)} \quad (3.30)$$

Eşitlik 3.30, Eşitlik 3.27'de yerine yazılırsa, yerel Nusselt sayısı Eşitlik 3.31'deki gibi bulunmaktadır.

$$Nu = \frac{hH}{k_{eff}} = \frac{q''}{(T_A - T_0)} \frac{H}{k_{eff}} \quad (3.31)$$

Burada;

q'' : Yerel ısı akısı

T_A : Alt levha sıcaklığı

T_0 : Jetin giriş sıcaklığı

H : Üst ve alt levhalar arası mesafe; kanal yüksekliği şeklinde tanımlanmaktadır.

Eşitlik 3.30, yatay eksen (x) doğrultusunda levha üzerinde yerel Nusselt sayısının hesaplanmasında kullanılan ifadedir.

3.3. Reynolds Sayısının Hesaplanması

Akışkanlar mekaniğinde önemli boyutsuz parametrelerden biri olan Reynolds sayısı (Re), atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak ifade edilir ve genel olarak aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$Re = \frac{\rho V_{in} D_h}{\mu} \quad (3.32)$$

Burada, kullanılan ρ , V_{in} , D_h ve μ sırasıyla akışkanın yoğunluğunu, akışkanın lüle çıkış hızını, lülenin hidrolik çapını ve akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Yukarıdaki denklem, sayısal çözümü yapılan probleme göre değiştirilip, yeniden yazılırsa aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Re = \frac{\rho V_0 H}{\mu} \quad (3.33)$$

Burada;

ρ : Akışkanın yoğunluğu

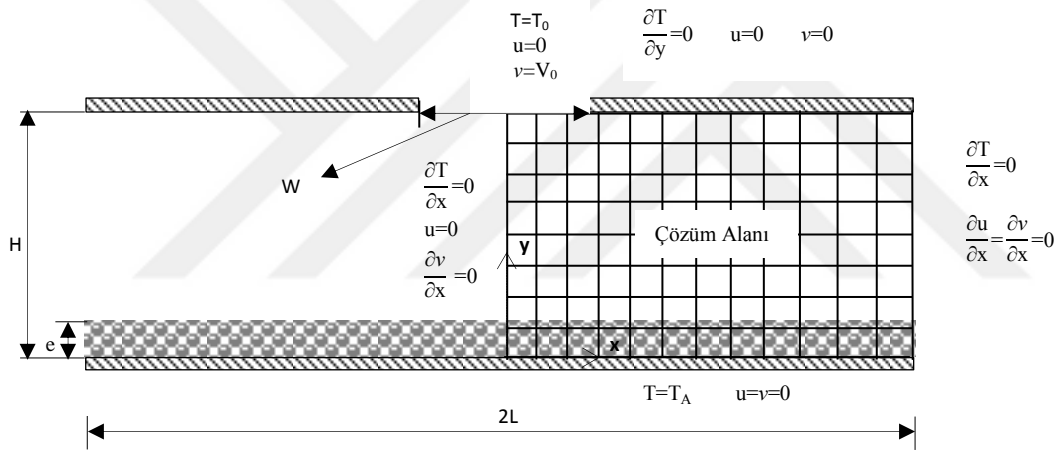
V_0 : Lüle çıkışındaki jet hızı

H : Kanal yüksekliği

μ : Akışkanın dinamik viskozitesi şeklinde tanımlanmaktadır.

3.4. Sınır Şartları

Problemin fiziğini modelleyen korunum denklemlerinin çözülebilmesi için tüm çözüm alanı sınırlarında sınır değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Problem göz önüne alındığında; alt levha sabit sıcaklıkta tutulmaktadır ve kaymazlık sınır şartı mevcuttur. Üst levha yalıtılmıştır ve kaymazlık sınır şartı geçerlidir. Akış ve ısı transferini içinde barındıran geometri lüle eksenine göre simetrik olduğundan, bu eksen boyunca simetri koşulu olduğu varsayılmış ve problem alanının yarısında çözüm yapılmıştır. Akışın çıktığı yan yüzeyde sıcaklık ve hız değişimleri ihmal edilmiştir. Akışkan lüle çıkışında sabit sıcaklıkta olup, hızın dikey bileşeni $v=V_0$ iken yatay bileşeni ise sıfırdır ($u=0$). Yapılan tanımlamalara göre, problemin sınır şartları Şekil 3.2'deki gibidir.



Şekil 3.2. Çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik görünümü

Üst levhada (y=H)

$$0 \leq x \leq \frac{W}{2} \quad v=V_0 \quad u=0 \quad T=T_0$$

$$\frac{W}{2} \leq x \leq L \quad v=0 \quad u=0 \quad \frac{\partial T}{\partial y}=0$$

Alt levhada (y=0)

$$0 \leq x \leq L \quad v=0 \quad u=0 \quad T=T_A$$

Yan yüzeyde (x=L)

$$0 \leq y \leq H \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Simetri ekseninde (x=0)

$$0 \leq y \leq H \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad u = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$



4. SAYISAL ÇÖZÜM

1960'lardan itibaren Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uçak endüstrisinin bir ihtiyacı olarak üretim öncesi tasarım faaliyetlerinde yer edinmeye başladı. Sanayi faaliyetlerinin artmasıyla birlikte HAD, endüstriyel üretim sürecinde önemli bir role sahip oldu. 1990'lardan sonra ise HAD yazılımlarının kullanıcılar tarafından kolay kullanılabilmesi için sürekli geliştirilmesi, bu bilim dalının geniş endüstri kollarında yaygın bir şekilde benimsenmesine olanak sağlamıştır [33].

HAD yazılımları, tasarım sürecini kısaltması ve üretim maliyetini azaltmasının yanısıra, deney yapmanın ve güvenlik önlemlerinin alınmasının zor veya imkansız olduğu muazzam büyüklükteki sistemlerin incelenmesine ve çok sayıda sonucun elde edilmesine olanak sağlar.

Deneysel çalışma sürecinde uygun şartların oluşturulması, elde edilen verilerin doğru kaydedilebilmesi ve sistemin prototip tasarımının üretilmesi gibi pahalı gereksinimler HAD yazılımları sayesinde ortadan kalkmaktadır ve bu yazılımlar üretim öncesinde çok sayıda parametrik çalışma yapabilme kabiliyeti sunmaktadır. Ayrıca akışkanlar dinamiği, ısı ve kütle transferi içeren problemlerin analitik yöntemle çözülmesi karmaşık ve zor olduğundan ve çok sayıda deneysel çalışma yapmanın maliyet yükünden dolayı HAD yazılımları günümüzde çoğu mühendislik uygulamasında benimsenen bir yöntemdir. HAD yazılımlarının kullanılması deneysel çalışmaları ortadan kaldırmaz, bunun yerine doğrulama çalışmaları için ikincil bir veri çıktısı kaynağı sunar [34].

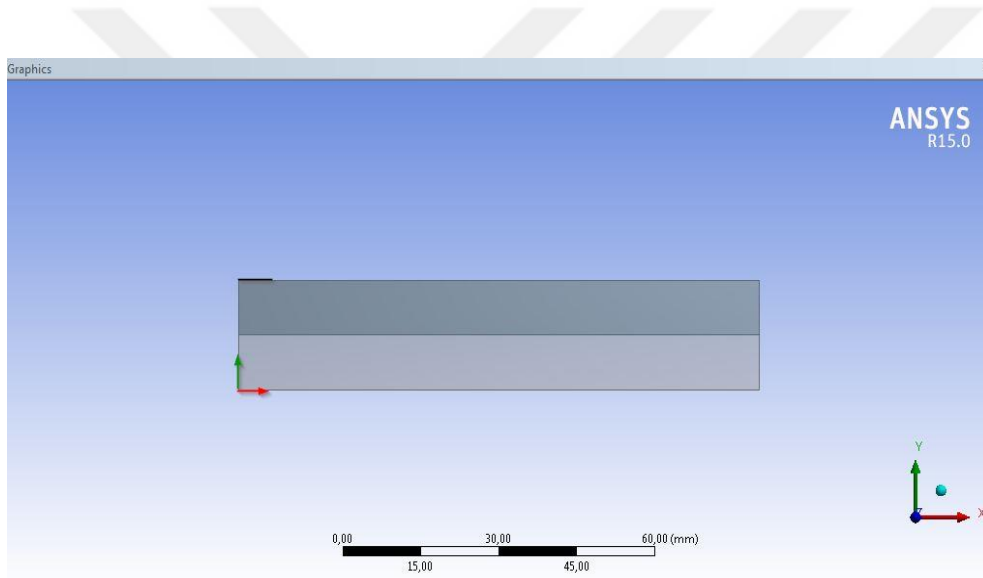
Bu bölüm, problem çözümü için gerekli olan geometri ve sayısal ağ yapısının oluşturulmasını, uygun çözücünün seçilmesini ve çözüm sonucunda elde edilen verilerin nasıl kontrol edileceğini içermektedir.

Yapılan çalışmada, genel amaçlı HAD yazılımlarından biri olan geniş çözüm kapasitesine sahip ANSYS FLUENT 15.0 versiyonu kullanılmıştır. 1983'ten bu yana birçok endüstri dalında benimsenmiş bir HAD yazılımı olan FLUENT programı sonlu hacimler yöntemiyle çözüme ulaşır ve çoklu çözücü seçenekleri bakımından yakınsamayı hızlandıran bir yapıya sahiptir. Problem geometrisi ANSYS WORKBENCH arayüzünde

bulunan “Design Modeler” modülü yardımıyla oluşturulmuş ve sonrasında geometri üzerinde çözüm ağı oluşturulması için WORKBENCH içerisinde bulunan bir diğer modül olan “Mesh” modülünde sayısal çözüm ağ yapısı tanımlanmıştır. Geometri ve ağ oluşturma aşamalarından sonra WORKBENCH modüllerinden biri olan “Fluent” programı kullanılmıştır.

4.1. Problem Geometrisinin Oluşturulması

ANSYS “Design Modeler” modülü yardımıyla oluşturulan problem çözüm alanının genel görünümü Şekil 4.1’de gösterildiği gibidir.



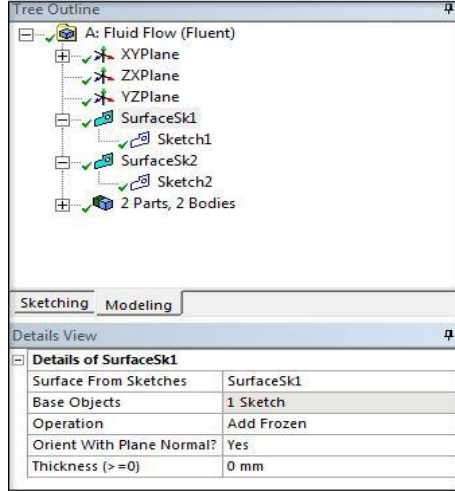
Şekil 4.1. Çözüm alanının genel görünümü

Problemde bulunan simetri sınır şartından dolayı, geometri Şekil 4.1’de gösterildiği gibi oluşturulmuştur.

4.2. Gözenekli Tabaka ve Özelliklerinin Tanımlanması

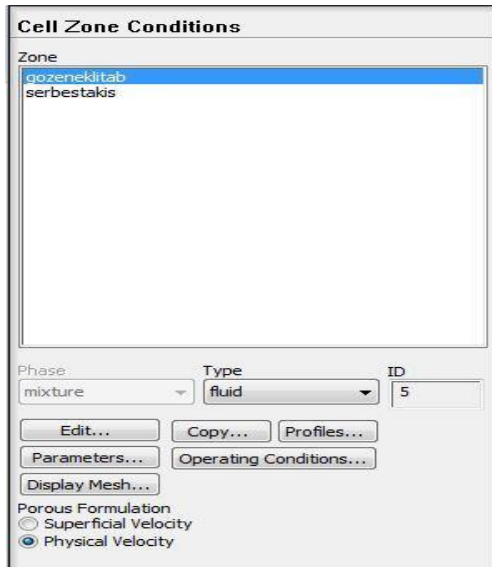
ANSYS Fluent programında geometrik modelde gözenekli yapının tanımlanabilmesi için “Design Modeler” modülünde gözenekli hacmi diğer hacimlerden ayırmak için Şekil 4.2’de gösterildiği gibi “add frozen” seçeneği kullanılır. Bu seçeneğin aktif edilmesinden sonra Fluent, “Setup” kısmında, hücre bölgesinde, gözenekli hacim tanımlanmasına hazır hale getirilmiş olur. Programın Setup aşamasında hücre bölge koşulları (cell zone

conditions) kısmında gözenekli hacim, akışkan (fluid) olarak tanımlanır ve gözenekli bölge “porous zone” seçeneği aktive edilir.



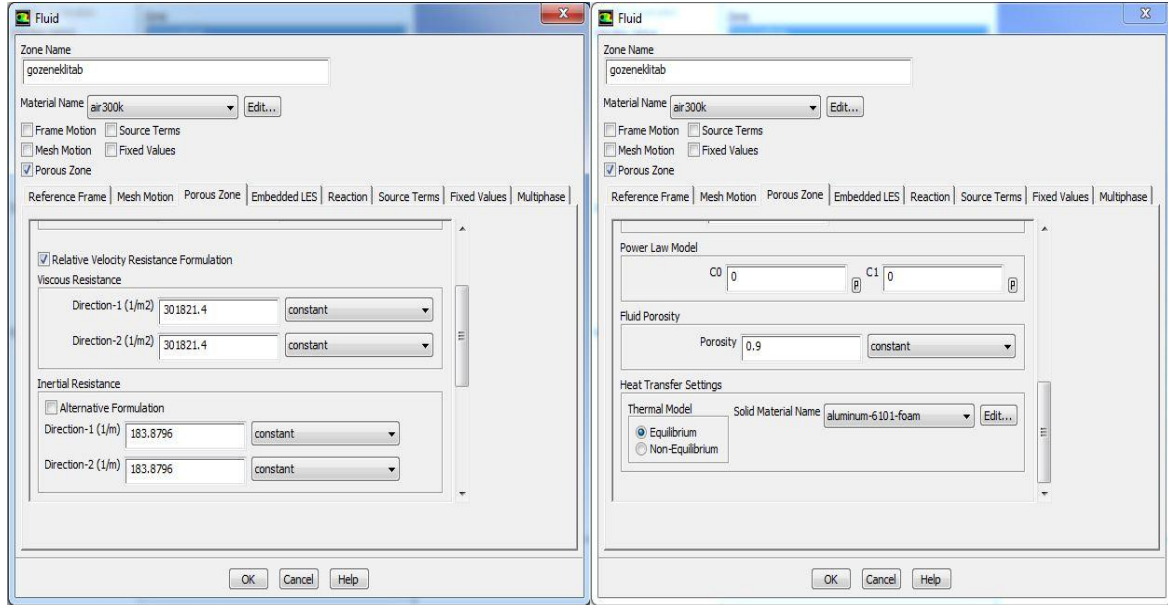
Şekil 4.2. Gözenekli tabakanın geometrik model içinde tanımlanması

Fluent, gözenekli tabaka için Temsili Temel Hacim (TTH) kavramını korunum denklemlerine uygularken sızma hızı (superficial velocity)’nı kullanır. Ancak programın Setup aşamasında, gözenekli formülasyon (porous formulation) seçeneği olarak fiziksel hız (physical velocity)’ın tek fazlı akışlardaki izotropik gözenekli malzemelerde kullanılması daha uygundur. Buna göre, programın hücre bölge koşulları kısmında gerçek hız (physical velocity) seçeneği Şekil 4.3’de gösterildiği gibi aktive edilir.



Şekil 4.3. Hücre bölgesi ayarları

Bu aşamada ayrıca, hücre bölge koşullarında gözenekli bölge (porous zone) kısmında problemin içine entegre edilen gözenekli hacmin gözeneklilik, geçirgenlik, ortalama gözenek çapı, ısı iletim katsayısı, yoğunluk, özgül ısı kapasitesi gibi karakteristik özellikleri Şekil 4.4’de gösterilen konsolda tanımlanarak gözenekli bölgenin katı bir matris olarak algılanması sağlanır

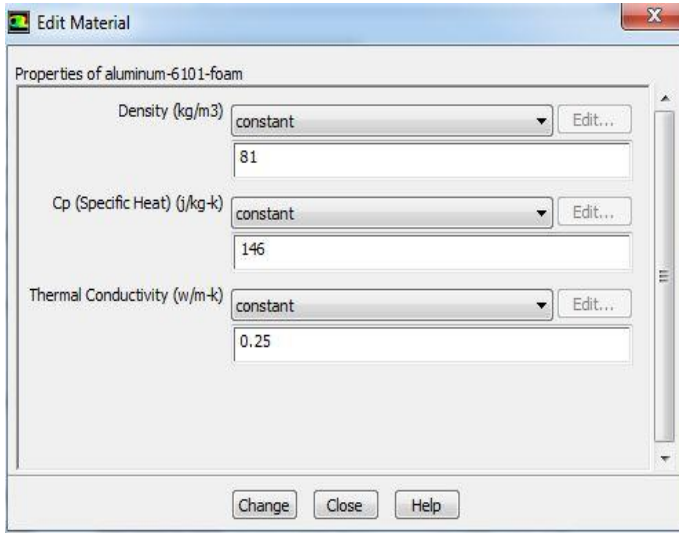


Şekil 4.4. Gözenekli tabakanın özelliklerinin tanımlanması

ANSYS Fluent programı, kullanıcı konsolunda gözenekli malzemenin gözeneklilik değerinin doğrudan girilmesine izin verirken, geçirgenlik değerinin doğrudan girilmesine izin vermez. Bu nedenle Şekil 4.4’de görüldüğü ve daha öncesinde bahsedilen Eşitlik 3.6 ve 3.22 doğrultusunda gözenekli hacmin oluşturulabilmesi için gerekli olan iki adet direnç katsayısı bu konsolda tanımlanır [32]. Burada, geçirgenlik değeri K ’nın akış ve ısı transferine olan etkileri incelenirken bu değer bir bölünmesiyle viskoz sürüklenme-direnç katsayısı (viscous resistance) elde edilmiş ve Şekil 4.4’de gösterildiği gibi program konsolunda tanımlanmıştır. Aynı şekilde, Eşitlik 3.22 ile konsolunda atalet direnç (inertial resistance) katsayısı elde edilmiş ve Şekil 4.4’de gösterilen kullanıcı kısmında tanımlanmıştır.

ANSYS Fluent, gözenekli ortamda ısı transferi içeren problemlerin çözümünde yerel ısı denge ve yerel ısı dengesizlik olmak üzere iki farklı modele sahiptir. Şekil 4.4’de gösterilen konsolda bu çalışmada yaptığımız yerel ısı denge kabulü nedeniyle ısı model

(thermal model) kısmında “equilibrium” seçeneği aktive edilmiştir. Bu çalışmada, gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının ısı transferine olan etkileri incelenirken, bu değer Şekil 4.5’de gösterilen kullanıcı konsolunda tanımlanmıştır. Gözenekli malzemenin termofiziksel özellikleri, bu tip malzeme üreten firmaların katalog değerleriyle kıyaslanmış; gerçekçi bir çalışma yapabilme esası temel alınmıştır. Buna göre, örnek bir çalışmada metalik gözenekli alaşımın c_p değeri ortalama $146 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, ρ değeri 81 kg/m^3 olarak Şekil 4.5’de gösterildiği gibi tanımlanmıştır.



Şekil 4.5. Gözenekli malzemenin termofiziksel özelliklerinin tanımlanması

Fluent, enerji denklemini çözerken, denklemin içinde bulunan ve etkin ısı iletim katsayısı olarak adlandırılan k_{eff} değerinin doğrudan tanımlanmasına izin vermez. Program konsolunda akışkanın ısı iletim katsayısı k_f , gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısı k_s ve gözeneklilik ϕ değerlerinin tanımlanmasıyla, Fluent Eşitlik 3.24 ile k_{eff} değerini hesaplar ve enerji denkleminde bu değeri kullanır.

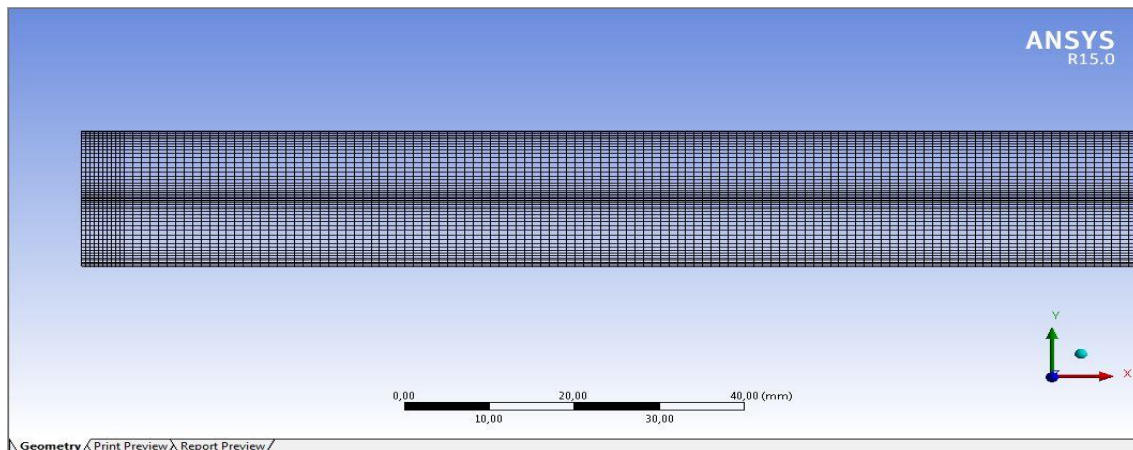
4.3. Çözüm Ağı Yapısı

ANSYS Fluent programı çözüm için sonlu hacimler metodunu kullanır ve kullanıcı tarafından korunum denklemlerinin çözüleceği tüm çözüm alanı, kontrol hacimlerine bölünerek sayısal ağ sistemi tanımlanır. Tüm çözüm alanının kontrol hacimlerine bölünmesinin sebebi fiziksel büyüklükleri temsil eden matematiksel formülasyonlar olan diferansiyel denklemlerin cebirsel hale getirilip sayısal olarak çözülmesini sağlamaktır.

Teoride, geometrinin içinde bulunduğu çözüm alanında bu diferansiyel denklemler yazılım dilinin anlayabileceği şekilde sonsuz sayıdaki noktada cebirsel hale getirilebilir ama sonsuz sayıdaki noktalarda sonsuz sayıda cebirsel denklem olur ve bu durumda çözüm imkansız hale gelir. ANSYS Fluent programının kullandığı sonlu hacimler metodunda, cebirsel denklemler, çözüm ağına oluşturulan belirli sayıda olan kontrol hacimleri içinde bulunan noktalarda ifade edilerek çözüm yapılır. Bu noktalar, kontrol hacmi içindeki hücrelerin içinde bulunduğundan “hücre noktaları” olarak adlandırılır ve genel yapıya ise “hücre sistemi” denir. Fluent, çözüm ağı yapısı içerisinde fiziksel büyüklükleri temsil eden korunum denklemlerini, bahsettiğimiz hücre noktalarında ayrıklaştırarak cebirsel eşitlikler elde eder ve bu noktalarda değişken değerlerini bulur.

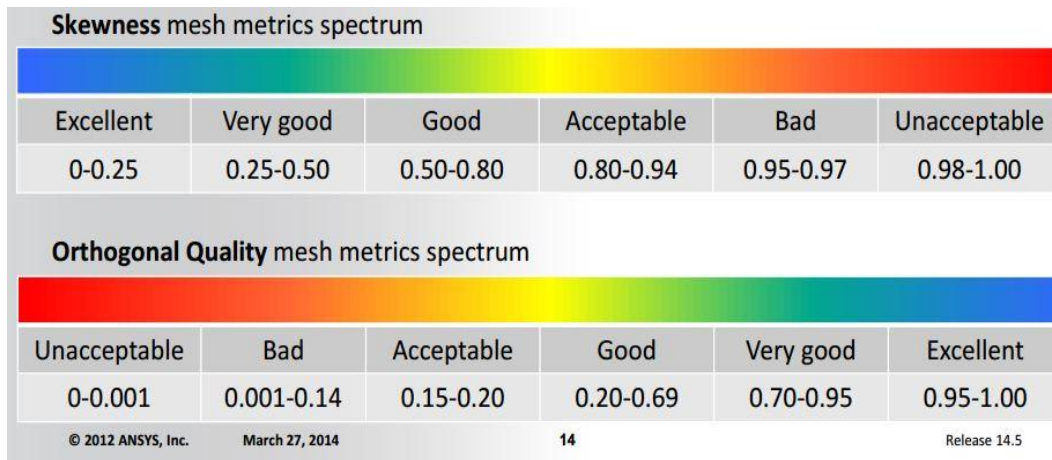
Geometrinin basit ve iki boyutlu olması, ayrıca ilave türbülans denklemlerinin olmaması nedeniyle çözüm kolaylığını sürdürebilmek için yapılan parametrik çalışmalarda kartezyen koordinat sistemi ile uyumlu şekilde dörtgen (quadrilateral) ağı yapısı tercih edilmiştir.

Bu çalışmada hem boş kanal hem de kanal içinde gözenekli tabakanın bulunduğu durumlar incelendiğinden, değişen geometri ve geometrik değerler için çözüm alanı farklı sayılarda hücrelere bölünerek çözüm ağı yapısından ve sayısından bağımsız hale getirilip en uygun eleman sayısı belirlenerek sonraki çözümler belirlenen bu optimum eleman sayısına göre yapılmıştır. Parametrik çalışmalar için kullanılan eleman sayıları 6 000 ile 25 000 arasında değişmektedir. Çözümün hücre yapısından bağımsızlığıyla ilgili yapılan çalışma Bölüm 4.5.4’te detaylı şekilde verilmiştir. Sayısal çalışmalarda kullanılan örnek bir çalışmanın hücre yapısı Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Sayısal çalışmalarda kullanılan örnek hücre yapısı

Sayısal çözümün güvenilirliği ve kesinliğinde hücre kalitesi önemli bir rol oynar. “Skewness”, “orthogonal quality” değerleri hücre kalitesiyle doğrudan ilgilidir [32]. Örneğin yüksek skewness değerine sahip hücreler çözüm kesinliğini azaltıp, sonucu istikrarsızlaştırabilir. Parametrik çalışmalarda kullanılan modellerde hücre kalitesini doğru bir şekilde belirlemek için Şekil 4.7’deki değer aralığı tablosunda yararlanılarak skewness ve orthogonal quality değerlerinin standart değer aralıkları içerisinde olup olmadığı saptanmıştır.



Şekil 4.7. Hücre kalite değer aralıkları [35]

Yapılan parametrik çalışmalarda kullanılan hücrelerin kalitesi Şekil 4.8’de gösterilen konsoldan okunarak Şekil 4.7’de gösterilen değer aralıkları ile karşılaştırılmıştır.

Details of "Mesh"		Details of "Mesh"	
Defaults		Defaults	
Sizing		Sizing	
Inflation		Inflation	
Assembly Meshing		Assembly Meshing	
Patch Conforming Options		Patch Conforming Options	
Patch Independent Options		Patch Independent Options	
Advanced		Advanced	
Defeaturing		Defeaturing	
Statistics		Statistics	
Nodes	26312	Nodes	26312
Elements	25250	Elements	25250
Mesh Metric	Skewness	Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	1,3057293693791E-10	Min	1
Max	1,31241418852873E-10	Max	1
Average	1,30750482674467E-10	Average	1
Standard Deviation	0	Standard Deviation	0

Şekil 4.8. Parametrik çalışmalarda kullanılan hücre yapısı kalite özellikleri

4.4. Genel Ayarlar

Çalışmanın önceki kısımlarında, problemin geometrisi ve fiziği, sınır şartları, gözenekli ortamın modellenmesi gibi konular hakkında detaylı bilgilerden bahsedilmiş olup, bu bölümde ise ön kurulum, ağ yapısı kontrolü ve genel ayarlardan bahsedilmiştir.

Ön kurulum: Fluent programında çözülen modelin genel ayarlarının ilk aşamasıdır ve bu kısımda çözüm için çift ve tek hassasiyet seçenekleri mevcuttur. Çoğu durumda tek hassasiyetli çözücü kesin sonuç verir ancak çift hassasiyetli çözücü kullanmak çok daha fazla sayıdaki modelde kesin sonuçlar sunar [36]. Bu nedenle yapılan çalışmada, Şekil 4.9’da gösterilen konsolda çift hassasiyet (double precision) seçeneği aktif hale getirilmiştir.

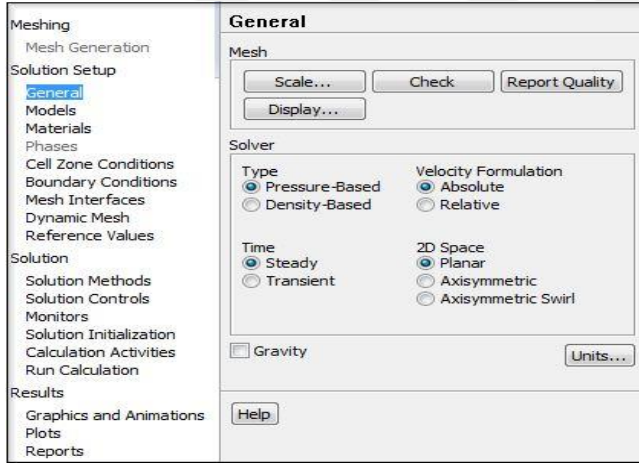


Şekil 4.9. Fluent ön kurulum aşaması

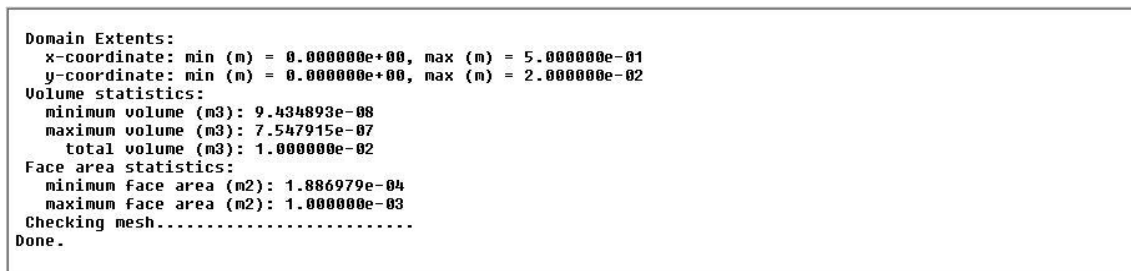
Çözüm ağı kontrolü: Bu aşamada “Geometry” ve “Mesh” modüllerinde oluşturulan geometrinin ve çözüm ağının “Setup” kısmına istenen şekilde aktarılıp aktarılmadığı ve çalışmanın geri kalanında kullanılacak birimlere uygun olup olmadığı “scale” sekmesinden kontrol edilir. Sonrasında “check” sekmesi aracılığıyla aktarılan geometrinin sınır uzunluk değerleri, yüzey hacim istatistik değerleri kontrol edilir. Minimum hacim değerinin negatif olması bir veya birden çok hücrenin uygun olmayan bağlantısından kaynaklı bir durumdur, dolayısıyla yeniden geometri düzenlemesi yapılmalıdır. Yapılan çalışmada, bahsi geçen kontroller Şekil 4.10’da gösterilen konsoldan yapılmıştır. Şekil 4.10’da bulunan “report

quality” sekmesi yardımıyla Şekil 4.11’de gösterilen çözüm ağ yapısı kalitesi tespit edilmiştir.

Genel çözücü ayarları: ANSYS Fluent programında iki adet çözücü seçeceği bulunmaktadır. Bunlardan ilki, basınç tabanlı, ikincisi ise yoğunluk tabanlı çözücüdür. Temelde, basınç tabanlı (pressure-based) ve yoğunluk tabanlı (density-based) yaklaşımlar süreklilik, momentum, enerji korunum denklemlerinin çözümünde farklılık gösterirler. Basınç tabanlı çözücü genellikle düşük hızlı sıkıştırılmaz akıslarda kullanılır. Öte yandan yoğunluk tabanlı çözücü basınç tabanlı çözücüye göre yüksek hızlı sıkıştırılabilir akıslarda tercih edilir. İki metot da hız alanını momentum denklemlerinden elde eder. Basınç tabanlı yaklaşım, basıncı süreklilik ve momentum denklemlerinin işlenmesiyle elde edilen basınç düzeltme denklemlerinden hesaplar. Yoğunluk tabanlı yaklaşımda yoğunluk alanı süreklilik denklemlerinden elde edilir. Bu çalışmada, sıkıştırılmaz akış kabulünden dolayı basınç tabanlı yaklaşımı benimseyen çözücü kullanılmıştır ve kararlı akış kabulünden dolayı ise “steady” seçeneği Şekil 4.10’da gösterilen konsolda aktive edilmiştir.



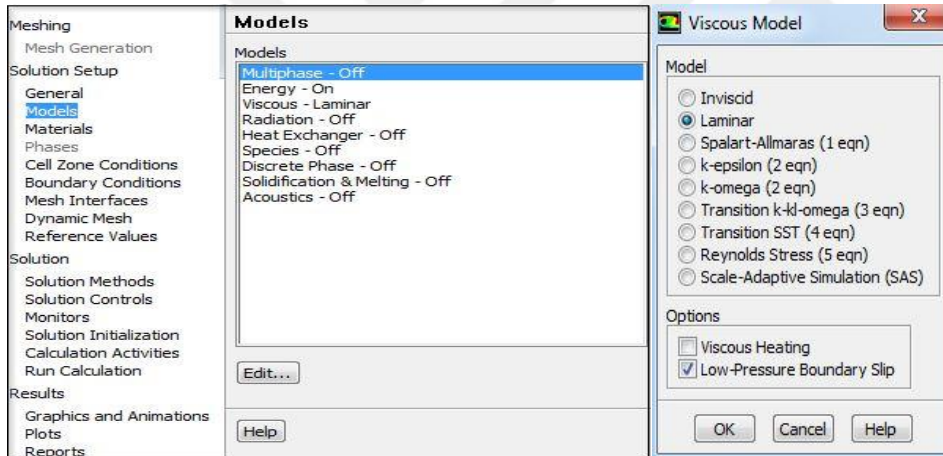
Şekil 4.10. Genel ayarların görüntüsü



Şekil 4.11. Ağ yapısının kontrolü

4.4.1. Akış türünün ve enerji denkleminin tanımlanması

Problemin fiziğinde giriş jet sıcaklığı, alt levha sıcaklığı ve duvar sıcaklığı gibi parametrelerin bulunması nedeniyle, Şekil 4.12’de gösterilen konsolda “energy” seçeneği aktive edilerek enerji denkleminin çözüme katılması sağlanmıştır. Bölüm 3.1’de problemin çözümünde kullanılan korunum denklemlerinin türetilmesinde yapılan kabullerden bahsedilmişti. Buna göre Şekil 4.12’de gösterilen konsolda bulunan “models” kısmında, yapılan parametrik çalışmalarda kullanılan jet giriş hızlarıyla hesaplanan Reynolds sayılarının 2300’den küçük olması laminar akış kabulü yapılmasını sağladığından, akış için laminar tanımlaması yapılmıştır. Laminar akış tanımlamasının yapılmasından sonra, aynı konsolda “low-pressure boundary slip” seçeneği, duvarlarda kaymama sınır şartının daha belirgin olmasını sağlamak amacıyla aktive edilmiştir.



Şekil 4.12. Enerji denklemlerinin çözdürülmesi ve akış türü tanımlamalarının yapılması

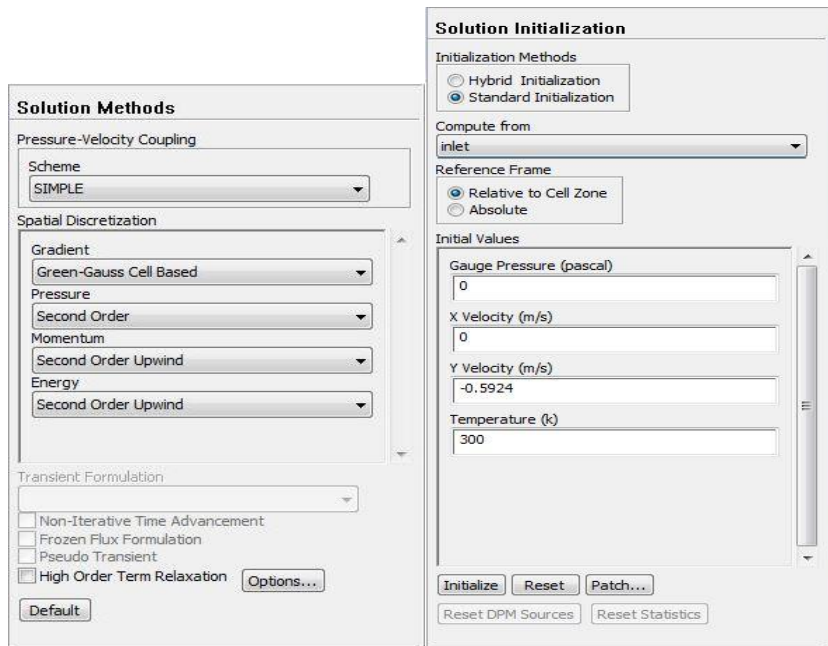
4.5. Çözücü Ayarları

Momentum denklemlerinin çözümü için kullanılan Fluent programında, basınç-hız eşlenik çözüm seçenekleri olarak SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve COUPLED gibi dört farklı tip algoritma bulunmaktadır. Basınç dağılımı biliniyor; yani basınç alanının hesaplanması için bir denklem mevcut olsaydı momentum denklemleri de herhangi bir genel değişkenin çözüldüğü gibi çözülebilirdi. Momentum denklemleri ancak ilk aşamada basıncın tahmin edilmesiyle çözülebilir. Hız profilinin çözülebilmesi için basınca bağlı denklemlere dayanan SIMPLE algoritması geliştirildi [37]. SIMPLE çözüm algoritması, kütle korunumunu sağlamak ve bu şekilde çözüm hacmindeki basınç alanını elde edebilmek için

hız ve basınç arasında gidip gelen bir dizi düzeltme işlemini kapsar. SIMPLE çözüm algoritmasının uygulanış adımları aşağıdaki gibidir.

1. Basınç dağılımı tahmin edilir.
2. Tahmin edilen basınç dağılımı ile hız bileşenleri çözülür.
3. Basınç düzeltme denklemi çözülür.
4. Elde edilen basınç değeri ile basınç düzeltilir.
5. Hız bileşenleri düzeltilir.
6. Süreklilik denkleminin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir, eğer sağlanmıyorsa ikinci adımdan sonraki işlemler tekrarlanır.

Fluent programında, gradyanların hesabı için Green-Gauss Cell Based (hücre tabanlı) ve Green-Gauss Node Based (nokta tabanlı) olmak üzere iki farklı yöntem mevcuttur. Yapılan çalışmada, iki boyutlu çözümlerde güvenilir olan ve ana hücrenin değerini komşu hücrelerdeki değerlerin aritmetik ortalamasını alarak hesaplayan, Green-Gauss Cell Based (hücre tabanlı) yöntemi kullanılmıştır. Momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılmasında daha hassas sonuçlar vermesi beklenen ikinci derece Upwind (Second Order Upwind) metodu kullanılmıştır. Kullanılan çözüm algoritması ve ayrıklaştırma işlemlerinde tanımlanan yöntemler Şekil 4.13’de verilmiştir.



Şekil 4.13. Çözüm yöntemleri ve çözüm için ilk değer ayarlarının yapılması

Çalışmada kullandığımız basınç-tabanlı çözücü, denklemleri “under-relaxation” yaparak; her iterasyonda hesaplanan değişkenlerin güncellenmesini kontrol eder, iterasyon sayısını arttırma biçiminde doğru çözüme ulaştırır. Sonuçların yakınsaması için under-relaxation değerlerine müdahale edilmemiştir. Çözümün başlaması için lüle girişi ve bu girişteki hava jeti giriş değerleri temel alınarak çözüm yapılmıştır.

4.6. Yakınsama Kontrolü

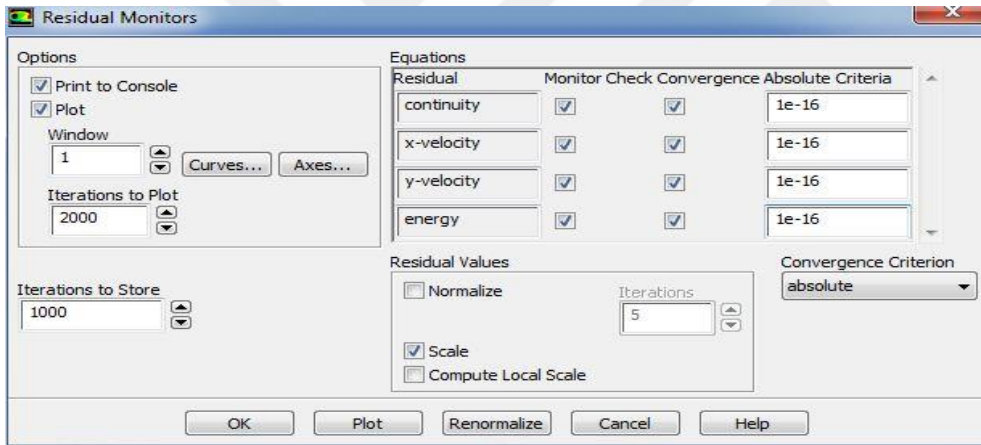
HAD yazılımları kullanılarak çok çeşitli sayıda problemin sayısal çözümünü elde etmek mümkündür ve bu sonuçlara çoğu zaman çok kısa sürelerde ulaşılabilir. Ancak elde edilen sonuçların fiziksel kanunlara uygun olması beklenmektedir, bu nedenle bir problem için sayısal çözüm, birçok defa değiştirilip, iyileştirilerek farklı çözücü ayarlarıyla birlikte, fiziksel kanunlara ve olaylara en uygun olduğu noktaya kadar tekrarlanır. Sayısal çözümden elde edilen sonuçlar, bazı kontrollerin yapılmasını gerektirmektedir ve bu kontroller sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

4.6.1. Çözümün yakınsaması

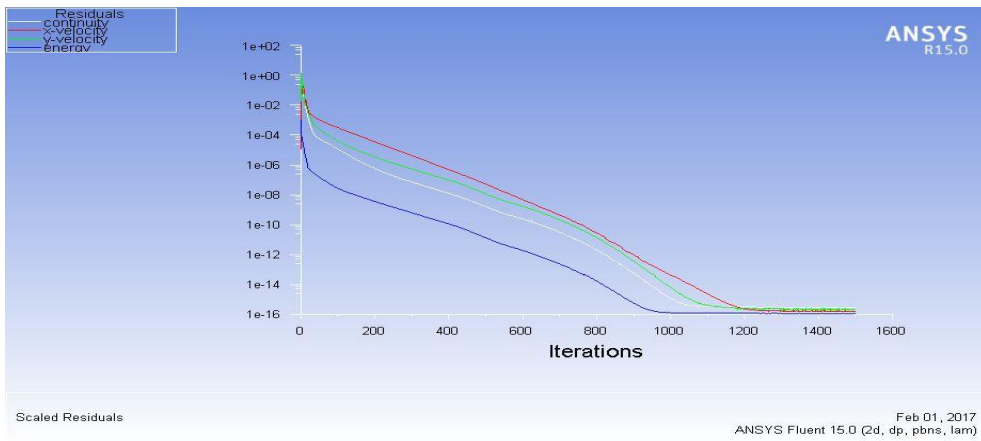
Yakınsama, sayısal çözümlerde kullanılan her nokta için tüm korunum denklemlerinin çözüm alanında dengeye geldiği zaman gerçekleşmektedir. Isı transferi ve akışkanlar dinamiği çözümü yapan HAD yazılımları, özellikle doğrusal olmayan problemlerde, çözümü istikrarlı hale getirmek ve yakınsama sağlamak bazı durumlarda zor olabilmektedir [38]. Yakınsama, yapılan çözümlerde önemli bir faktördür. HAD yazılımlarında, çözüm birdenbire değil iteratif bir şekilde hesaplanır. Yakınsama grafiğinde, bilgisayar algoritmasının iterasyonları sürdürdüğü ve akışın denge durumuna geldiği kararlı noktaya ulaşması görmek istenir. Temelde, yakınsama eğrisi çeşitli değişkenlerin değişimini çözücünün çözümleri sürdürdüğü birçok iterasyon boyunca gösterir. Yakınsama grafiğindeki bu çizgilere “rezidü” adını verilir ve bu rezidüler değişmeyi durdurduğunda, çözüm kararlı akış şartlarına ulaşmış; yani çözüm yakınsaması sağlanmış demektir. Çözüm aşamasında, bilgisayarın kaç iterasyon yapacağı belirlenmelidir. Belirlenen iterasyon sayısının iterasyonlar arasındaki değişimi durdurmasına olanak tanımak amacıyla yeterince büyük olması gerekir.

Fluent programında belirlenen iterasyon sayısına bağlı olarak tüm değişkenler için rezidü

grafikleri oluşmaktadır. Fluent programının “residual monitors” kısmında çözümü başlatmadan önce herbir korunum denklemi için rezidü kriterleri tanıtılarak programın istenen hassasiyet değerinde sonuca ulaşınca kadar devam etmesi sağlanır. Yapılan çalışmada, ilk önce Fluent programının basınç-tabanlı metot için kullandığı varsayılan rezidü kriterleri kullanılmıştır. Ancak elde edilen rezidü grafiklerinde momentum denklemleri için 10^{-3} rezidü kriterinde yakınsama nok net ve enerji denklemi için 10^{-6} rezidü kriterinde yakınsamanın net olmadığı görülmüştür. Bu nedenle, her bir değişkene ait olan rezidü kriterleri minimum hata oranına ulaşınca kadar değiştirilmiş ve bu şekilde en uygun rezidü kriteri 10^{-16} olarak bulunmuştur. Şekil 4.14’de gösterilen konsolda bulunan “Surface monitors” kısmında tüm denklemlerin rezidü kriterleri 10^{-16} hassasiyetine ayarlanmış ve bu hassasiyet değeriyle sonuca ulaşılmıştır. Örnek bir çalışmanın rezidü grafiği Şekil 4.15’de gösterilmiştir.



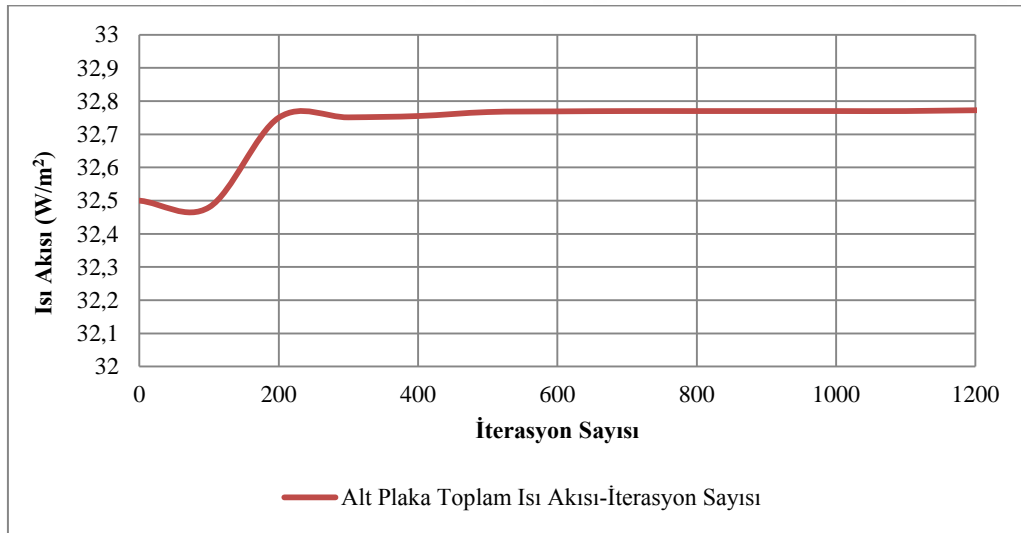
Şekil 4.14. Rezidü ayarlarının yapılması



Şekil 4.15. Örnek bir çözümün rezidü grafiği

4.6.2. Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı

Elde edilen çözümün yakınsaması iterasyon sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Örneğin; sadece ısı transferi içeren problemlerin çözümü 100 iterasyon ile yakınsama gösterirken akışın dahil olduğu daha zor problemlerde 10 000 iterasyon bile yeterli olmayabilir. Bu nedenle iterasyon sayısı artırılarak rezidülerin davranışları incelenir ve hangi iterasyon sayıları arasında rezidülerin yakınsadığı incelenir. Bu yakınsama, rezidülerin belli bir iterasyon sayısından sonra sabit kalması şeklinde de olabilir, rezidülerin birbirlerine paralel olarak tanımlanan rezidü hassasiyet değeri bandına girmesi şeklinde de olabilir. Yakınsamanın değişmediği iterasyon sayısı referans değer olarak alınır ve yapılan parametrik çalışmaların çözümlemesinde bu iterasyon sayısı kullanılır. Bu sayede en doğru çözüme en ideal iterasyon sayısı ile daha hızlı şekilde ulaşılır. Şekil 4.16'da örnek bir çözüm için elde edilen, alt levhadaki toplam ısı akısı-iterasyon sayısı değişim grafiği verilmiştir. Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı çalışması sonucunda yaklaşık 1200. iterasyondan sonra çözüm sonucunun değişmediği görülmüş ve yapılan diğer tüm çözümlemeler için iterasyon sayısı 1200 olarak belirlenmiştir.

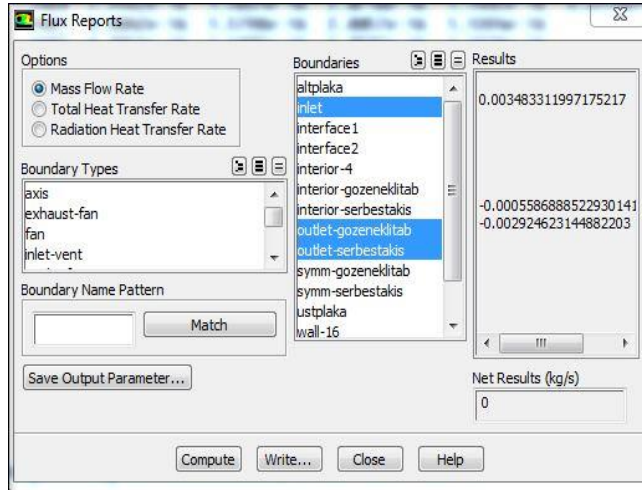


Şekil 4.16. Örnek bir çözümde toplam yüzey ısı akısının iterasyon sayısı ile değişimi

4.6.3. Korunum denklemleri kontrolü

HAD yazılımıyla sayısal analizi yapılan herhangi bir problem için elde edilen sonuçların kontrol adımlarından ilk ikisi olan çözümün yakınsaması ve çözümün iterasyon sayısından

bağımsızlığı adımları sağlandıktan sonra, üçüncü adım olan kütle korunum denkleminin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir. Bu çalışmada, örnek bir çözüm için Şekil 4.17’de gösterildiği gibi kütle korunum denkleminin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmiştir.



Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.003483312
outlet-gozeneklitab	-0.000586885
outlet-serbestakis	-0.0029246231
Net	0

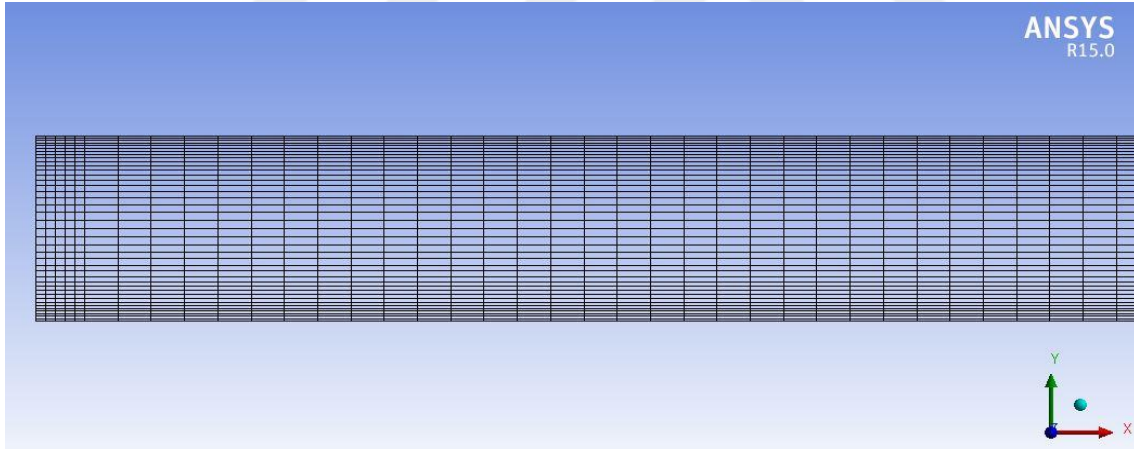
Şekil 4.17. Örnek bir çözümün kütle korunumu kontrolü

4.6.4. Hücre bağımsızlığı

HAD yazılımıyla sayısal analizi yapılan herhangi bir problem için elde edilen sonuçların kontrol adımlarından ilk üçü olan çözümün yakınsaması, çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı ve korunum denklemlerinin sağlanıp sağlanmaması adımlarından sonra dördüncü adım olan hücre bağımsızlığı kontrol edilir. Hücre bağımsızlığı çalışması, parametrik çalışmaların çözümünde kullanılan çözüm ağı etkisini değerlendirmek için yapılır. Çözümün sonucu, hücre sayısı ve hücre dağılımı faktörlerinden doğrudan etkilenir. Bu nedenle hücre sayısının değiştirilmesi ile elde edilen yeni sonucun önceki sonuçla aynı veya yakın olması noktasına kadar hücre sayısında yapılan değişiklikler ve elde edilen sonuçlar gözlemlenir. Önceki sonuç ile yeni sonucun karşılaştırılması, iki çözümde de aynı hassasiyet bandı aralığında yakınsama olması ve elde edilen değerlerin eşdeğer olması şeklinde yapılır. Yapılan karşılaştırmalar neticesinde elde edilen sonuçlar gözetilerek doğru çözüm için en uygun hücre sayısı ve dağılımı belirlenerek, problem çözümü hücre sayısından bağımsızlaştırılmış olur, bu şekilde dördüncü adım sağlanır.

Çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması yapılırken, hem boş kanal hem de gözenekli tabakanın mevcut olduğu kanal için hücre sayısının alt ve üst sınırı belirlenmiştir. Buna göre; yapılan tüm parametrik düzenlemeler için hücre bağımsızlığı çalışması sonucunda en uygun hücre sayısının 6 000 ile 25 000 arasında değiştiği saptanmıştır.

Boş kanalda, örnek bir çalışmada yapılan simülasyonda kullanılan ağ sistemi Şekil 4.18’de gösterilmektedir. Çözüm alanı içinde, jetin etkisinin daha fazla olduğu, eksen çevresinde ve alt-üst plakalara yakın bölgelerde, hız ve sıcaklık değişimleri, diğer bölgelere göre daha etkilidir. Bu bölgelerde ağ yapısından dolayı olabilecek hataları azaltmak ve bilgisayarın çözüm zamanını optimum şekilde kullanmak için daha sık düğüm yerleştirilmesi uygundur. Bahsedilen sebeplerden dolayı, ağ sistemi, dikey ekseninde alt ve üst plakalara doğru, yatay ekseninde ise, jetin kanala girdiği lüle genişliği mesafesinde daha sık bir yapıdan oluşturulmuştur.



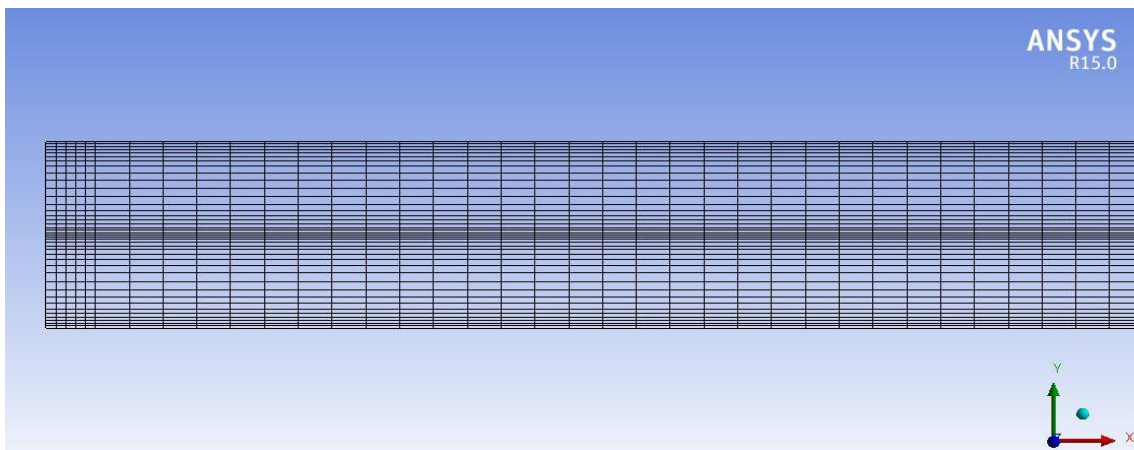
Şekil 4.18. Boş kanal için örnek bir çözümde hücre ağı yapısı

Boş kanal için çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılması sağlanırken, örnek çalışma, lüle genişliği $W=0,01$ m, kanal yüksekliği $H=0,02$ m, yarı kanal uzunluğu $L=0,5$ m, $Re=750$ değerleri ve kararlı rejim kabulü ile yapılmıştır. Hücre sayısı bağımsızlığı çalışması yapılırken, tüm problem parametreleri sabit tutularak değişik hücre sayıları için sayısal çözüm tekrar edilmiştir. Boş kanal için yapılan çözümde, durma noktası Nusselt sayısı baz alınarak hücre sayısından bağımsızlaştırma yapılmış ve bu değerler Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Aynı hassasiyet bandında yapılan bu çalışma sonuçları değerlendirildiğinde boş kanal için optimum hücre sayısı 6 000 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.1. Boş kanal için farklı hücre sayılarında, çözümlerin karşılaştırılması

Hücre Sayısı	Durma Noktası Nusselt Sayısı
5600	18,908
5800	18,809
6000	18,785
6200	18,762
6300	18,841

Kanalın içinde gözenekli tabakanın bulunduğu durumda, örnek bir çalışmada yapılan simülasyonda kullanılan ağ sistemi Şekil 4.19’da gösterilmiştir. Çözüm alanı içinde, jetin etkisinin daha fazla olduğu, eksen çevresinde ve alt-üst plakalara yakın bölgelerde, ayrıca jetin gözenekli tabakaya girdiği bölgelerde, hız ve sıcaklık değişimleri, diğer bölgelere göre daha etkilidir. Bu bölgelerde ağ yapısından dolayı olabilecek hataları azaltmak ve bilgisayarın çözüm zamanını optimum şekilde kullanmak için daha sık düğüm yerleştirilmesi uygundur. Bahsedilen sebeplerden dolayı, ağ sistemi, dikey ekseninde gözenekli tabakaya ve alt-üst plakalara doğru, yatay ekseninde ise, jetin kanala girdiği lüle genişliği mesafesinde daha sık bir yapıdan oluşturulmuştur.



Şekil 4.19. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumda örnek bir çözümde hücre ağı yapısı

Gözenekli tabakanın kanal içinde bulunduğu durum için çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılması sağlanırken, örnek çalışma, lüle genişliği $W=0,01$ m, kanal yüksekliği

$H=0,02$ m, gözenekli tabaka kalınlığı $e= 0,01$ m, yarı kanal uzunluğu $L=0,5$ m, $Re= 750$ değerleri ve kararlı rejim kabulü ile yapılmıştır. Hücre sayısı bağımsızlığı çalışması yapılırken, tüm problem parametreleri sabit tutularak değişik hücre sayıları için sayısal çözüm tekrar edilmiştir. Kanal içinde gözenekli tabakanın bulunduğu durum için yapılan çözümde, durma noktası Nusselt sayısı baz alınarak hücre sayısından bağımsızlaştırma yapılmış ve bu değerler Çizelge 4.2’de gösterilmiştir. Aynı hassasiyet bandında yapılan bu çalışma sonuçları değerlendirildiğinde kanal içinde gözenekli tabakanın bulunduğu durum için optimum hücre sayısı 20 000 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.2. Gözenekli tabakanın bulunduğu durum için farklı hücre sayılarında çözümlerin karşılaştırılması

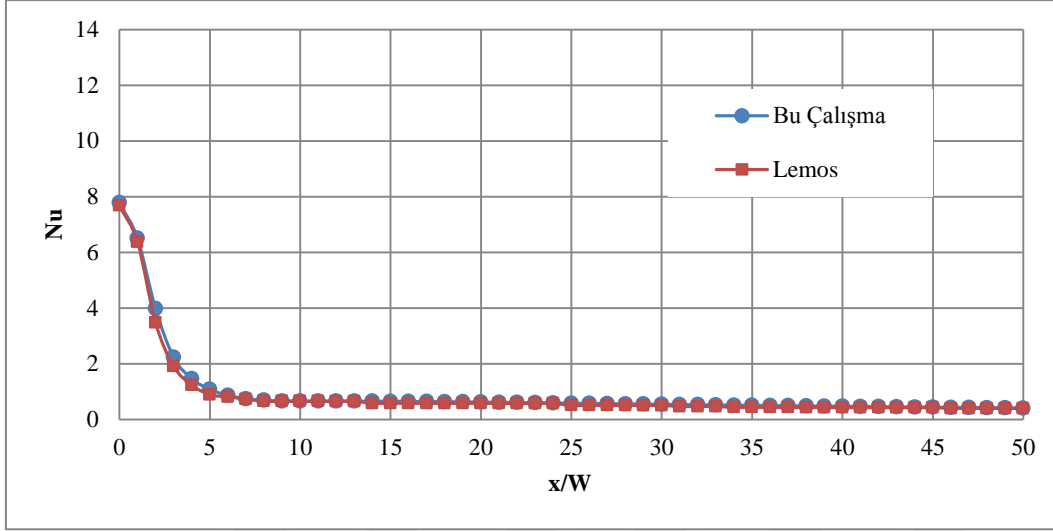
Hücre Sayısı	Durma Noktası Nusselt Sayısı
15 000	7,994
17 000	7,991
20 000	7,784
23 000	7,773
25 000	7,768

4.6.5. Çözümün test edilmesi

Sayısal çözümden elde edilen sonuçların doğruluğunun test edilmesi amacıyla, bu çalışmada elde edilen sonuçlar ile literatürdeki sonuçlar kıyaslanmıştır. Lemos ve Fischer [2] tarafından yapılan çalışmanın sonuçları ile bu çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar, kanalın boş olduğu ve içinde gözenekli tabakanın bulunduğu durumlar için ayrı ayrı yapılmıştır.

Kanal içinde gözenekli tabakanın bulunduğu durum için karşılaştırma yapılırken iki çalışmada da, levhaların yarı uzunluğu $L=0,5$ m, kanal yüksekliği $H= 0,02$ m, gözenekli tabaka kalınlığı $e= 0,01$ m, jetin uygulandığı lüle genişliği $W= 0,01$ m, gözeneklilik $\varphi=0,7$, geçirgenlik $K= 3,312 \times 10^{-6}$ m², ısı iletim katsayıları oranı $k_s/k_f= 10$ değerindedir. Jet Reynolds sayısı 750 için, katı matris ve akışkan arasında yerel ısı dengesi kabulü ile kararlı

rejimde Lemos ve Fischer [2] tarafından yapılan çalışmanın sonuçları ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılmasını ifade eden grafik Şekil 4.20’de verilmiştir. Şekil 4.20 incelendiğinde, bu çalışmada elde edilen yerel Nusselt sayısının, alt levha boyunca değişiminin, bahsi geçen literatür çalışmasındakiyle birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.20. $Re=750$ için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi

Çizelge 4.3’de bu iki problemin sayısal çözümleri sonucu elde edilen değerler ve arasındaki farklar verilmiştir.

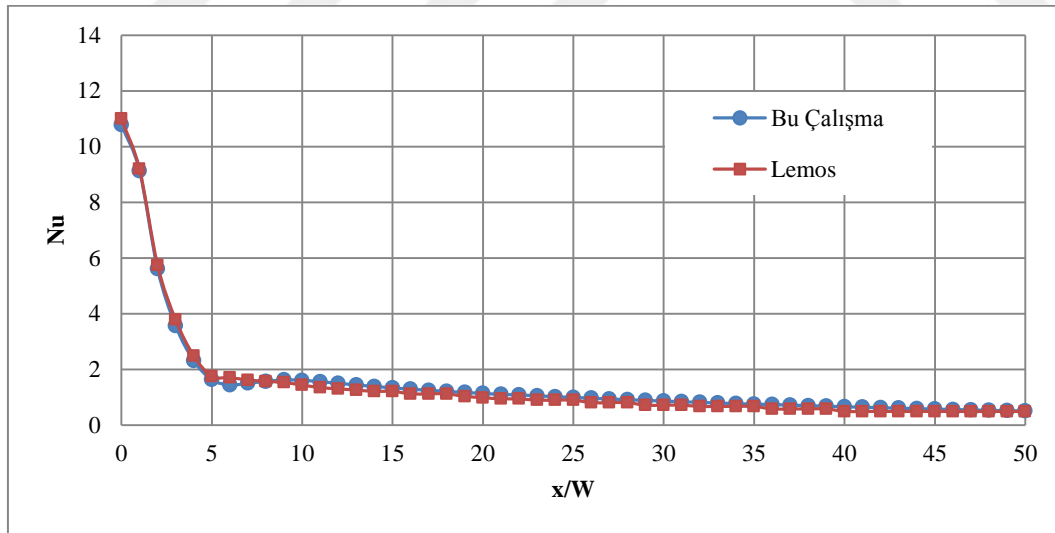
Çizelge 4.3. Gözenekli tabaka bulunduğu durumda, $Re=750$ için Nusselt sayılarının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması

	Bu Çalışma	Lemos ve Fischer [2]	%Fark
Durma Noktası Nusselt Sayısı	7,78	7,68	1,31
Maksimum Nusselt Sayısı	7,78	7,68	1,31
Çıkış Nusselt Sayısı	0,42	0,4	3,09

Görüldüğü gibi iki çalışmanın sonuçları birbirine çok yakındır. Yapılan karşılaştırma sonucunda, her iki sayısal çalışmada da maksimum Nusselt sayısının, durma noktasında gerçekleştiği görülmektedir. Bu çalışma sonucunda, maksimum Nusselt sayısı 7,78 bulunurken, Lemos ve Fischer [2] tarafından yapılan çalışmada ise bu değer 7,68

bulunmuştur. Bu iki sonuç arasında %1,31 değerinde bir sapma olduğu görülmüştür. Kanal çıkış bölgesindeki yerel Nusselt sayısı bu çalışmada 0,42; bahsi geçen literatür çalışmasında 0,4 olarak bulunmuştur ve elde edilen iki sonuç arasında %3,09 değerinde bir sapma meydana gelmiştir. Karşılaştırmalar, her iki çalışmanın sonuçlarının uyumlu olduğunu göstermektedir. Bu sebeple, yapılan çalışmada program girdilerinin oldukça doğru sonuç verdiği söylenebilir.

Gözenekli tabakanın bulunduğu durumda, karşılaştırma için kullanılan Lemos ve Fischer [2] tarafından yapılan çalışmadan, kanalın boş olduğu durum için karşılaştırma yapılırken de yararlanılmıştır. İki çalışmada da levhaların yarı uzunluğu $L=0,5$ m, kanal yüksekliği $H=0,02$ m, jetin uygulandığı lüle genişliği $W=0,01$ m değerindedir. Jet Reynolds sayısı 250 için, kararlı rejimde Lemos ve Fischer [2] tarafından yapılan çalışmanın sonuçları ve bu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılmasını ifade eden grafik Şekil 4.21’de verilmiştir. Şekil 4.21 incelendiğinde, bu çalışmada elde edilen yerel Nusselt sayısının, alt levha boyunca değişiminin, bahsi geçen literatür çalışmasındakiyle birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.21. $Re=250$ için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi

Çizelge 4.4’de bu iki problemin sayısal çözümleri sonucu elde edilen değerler ve arasındaki farklar verilmiştir. Görüldüğü gibi iki çalışmanın sonuçları birbirine çok yakındır. Yapılan karşılaştırma sonucunda, her iki sayısal çalışmada da maksimum Nusselt sayısının, durma noktasında gerçekleştiği görülmektedir. Bu çalışma sonucunda,

maksimum Nusselt sayısı 10,78 bulunurken, Lemos ve Fischer [2] tarafından yapılan çalışmada ise bu değer 11 bulunmuştur. Bu iki sonuç arasında %1,93 değerinde bir sapma olduğu görülmüştür. Kanal çıkış bölgesindeki yerel Nusselt sayısı bu çalışmada 0,51; bahsi geçen literatür çalışmasında 0,495 olarak bulunmuştur ve elde edilen iki sonuç arasında %2,9 değerinde bir sapma meydana gelmiştir. Karşılaştırmalar, her iki çalışmanın sonuçlarının uyumlu olduğunu göstermektedir. Bu sebeple, bu çalışmada program girdilerinin oldukça doğru sonuç verdiği söylenebilir.

Çizelge 4.4. Gözenekli tabaka bulunmadığı durumda, $Re=250$ için Nusselt sayılarının literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılması

	Bu Çalışma	Lemos ve Fischer [2]	%Fark
Durma Noktası Nusselt Sayısı	10,7871728	11	1,93
Maksimum Nusselt Sayısı	10,7871728	11	1,93
Çıkış Nusselt Sayısı	0,51	0,495	2,9



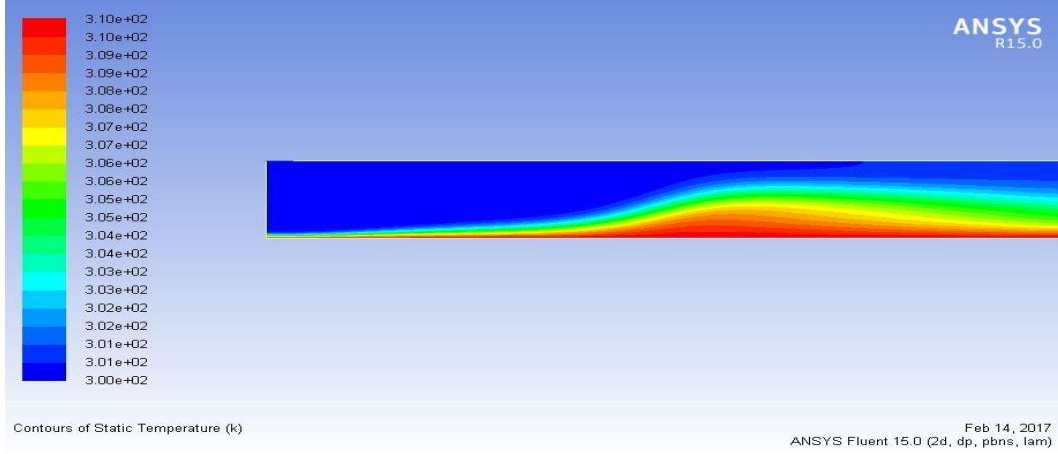
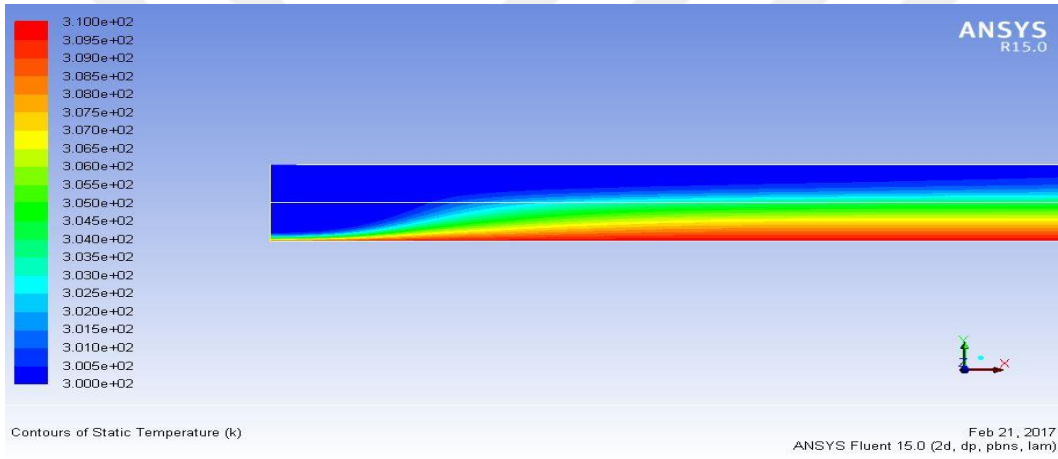
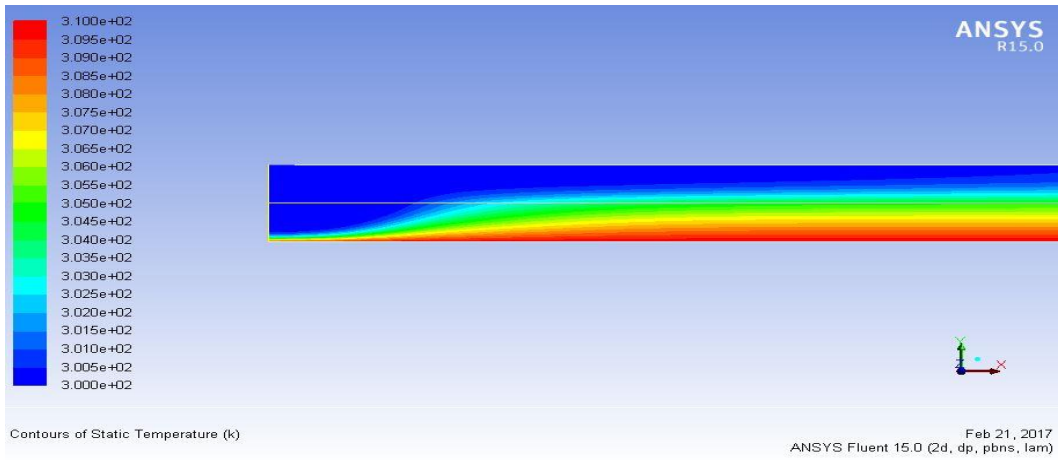
5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, bir lüleden çıkarak sabit sıcaklıkta tutulan ve yüzeyi gözenekli tabaka ile kaplanmış levha üzerine çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Boş kanal; yani alt levha üzerinde gözenekli tabakanın bulunmadığı durumlar ile gözenekli tabakanın bulunduğu durumlar arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan sayısal çözümlerde, elde edilen sıcaklık dağılımından alt levha boyunca yerel Nusselt sayıları hesaplanmış, ayrıca alt levha boyunca hesaplanan ısı akıları ile bu karşılaştırmalar pekiştirilmiştir.

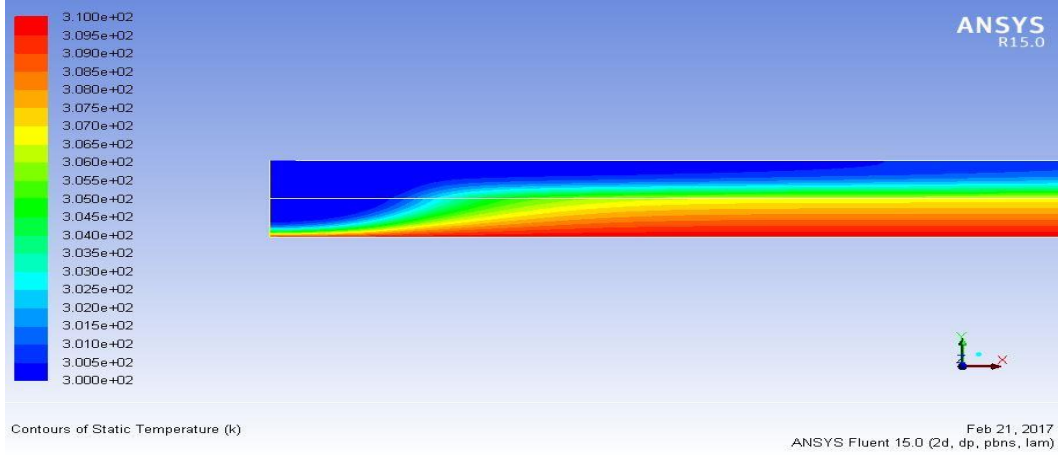
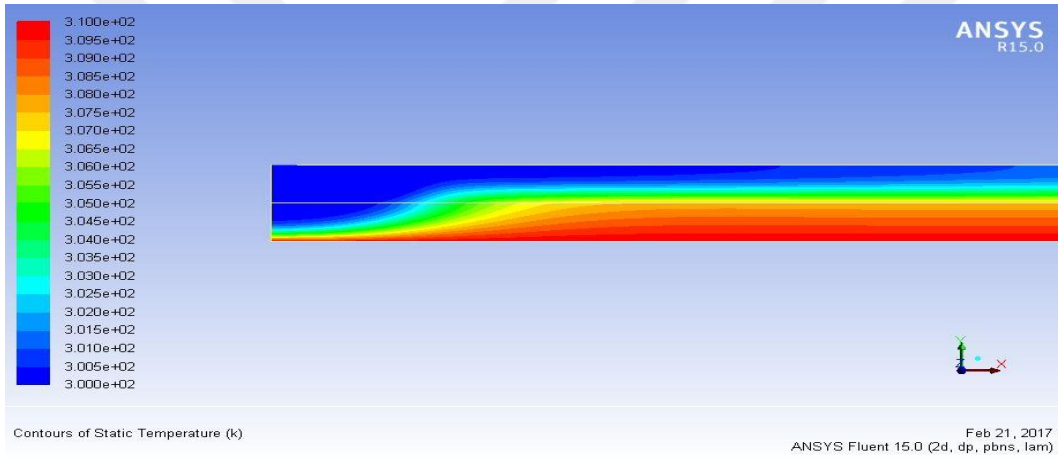
5.1. Gözenekliliğin ϕ Etkisinin İncelenmesi

Gözeneklilik ϕ değerinin akış alanına ve ısı transferine etkisini incelemek için ilk olarak jet Reynolds sayısı $Re=750$, gözenekli tabaka kalınlığının kanal yüksekliğine oranı $e/H=0,5$, gözenekli malzemenin geçirgenliği $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ve gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının akışkan ısı iletim katsayısına oranı $k_s/k_f=10$ değerlerinde sabit tutularak farklı gözeneklilik ϕ değerleri için analizler yapılmıştır. Şekil 5.1 farklı gözeneklilik değerleri için yapılan sayısal çalışmalardan elde edilen eş sıcaklık eğrilerini, Şekil 5.2 akım çizgileri eğrilerini, Şekil 5.3, alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimini ve Şekil 5.4 ise alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimini göstermektedir. Gözeneklilik değerinin akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla farklı jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranlarında sayısal çalışmalar yapılmış, bu çalışmalarda kullanılan parametrelerin değerleri EK-1’de verilmiştir.

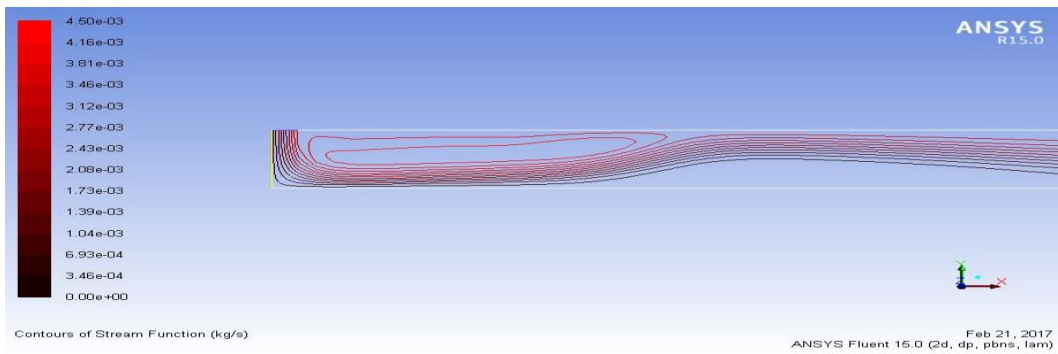
Şekil 5.2’de görüldüğü üzere gözeneklilik değerinin değişimi akış davranışını güçlü bir şekilde etkilememektedir. Bu etki, Graminho ve Lemos [19] tarafından yapılan çalışmada ortaya konulmuştur. Gözeneklilik, jetin gözenekli tabaka içerisine daha kolay nüfuz etmesini sağlamaktadır. Bu sayede zorlanmış taşınımın artmasıyla jetin etkisi artmaktadır ve ısıl sınır tabaka kalınlığı, durma (çarpma) bölgesinde alt levhaya doğru azalmaktadır. Bu durum, Şekil 5.1 incelendiğinde görülmektedir. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda, levha yüzeyinde daha büyük sıcaklık gradyanının olması ısı transferinin iyileştiğini göstermektedir.

a) $\varphi=1$ (boş kanal)(b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$

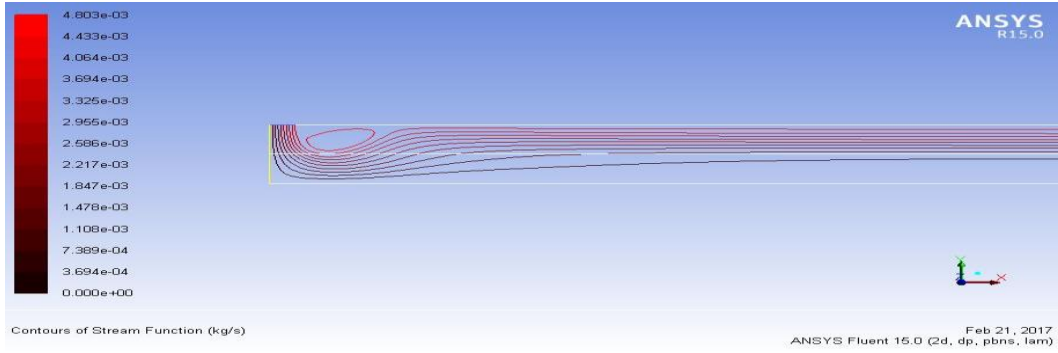
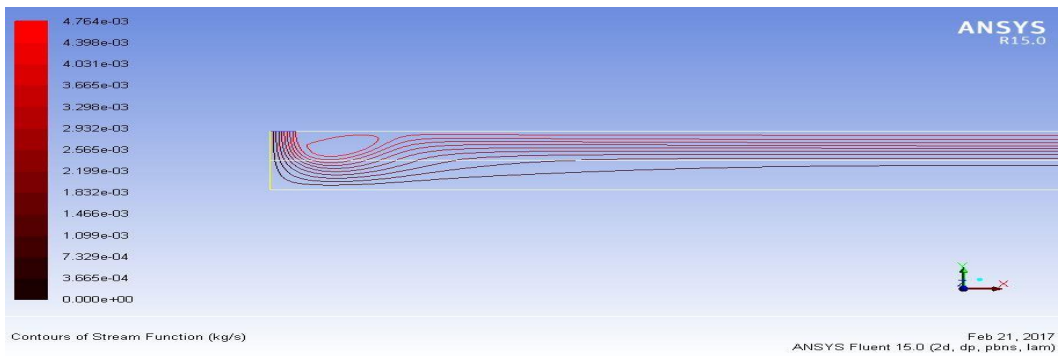
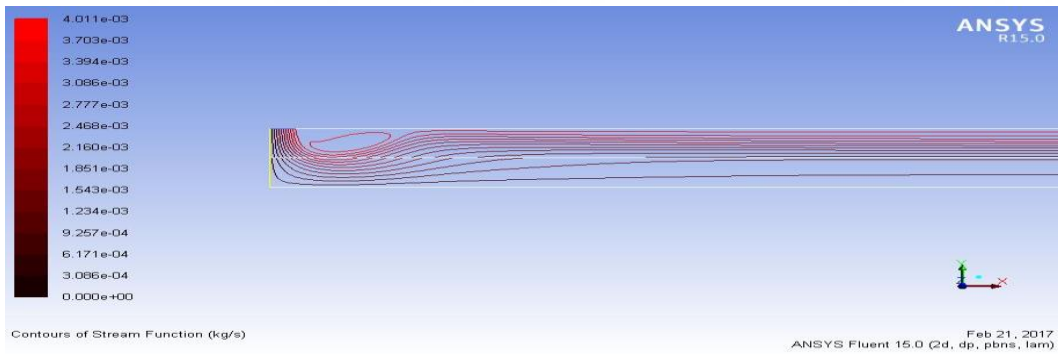
Şekil 5.1. Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $\varphi=1$ (boş kanal) (b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$

(d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$

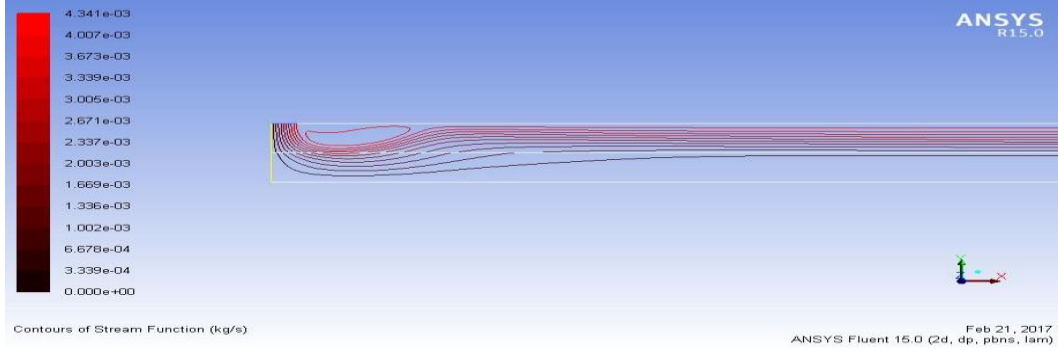
Şekil 5.1. (devam) Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $\varphi=1$ (boş kanal) (b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$

(a) $\varphi=1$ (boş kanal)

Şekil 5.2. Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) $\varphi=1$ (boş kanal) (b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$

(b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$

Şekil 5.2. (devam) Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) $\varphi=1$ (boş kanal) (b) $\varphi=0,95$ (c) $\varphi=0,9$ (d) $\varphi=0,7$ (e) $\varphi=0,5$

(e) $\phi=0,5$

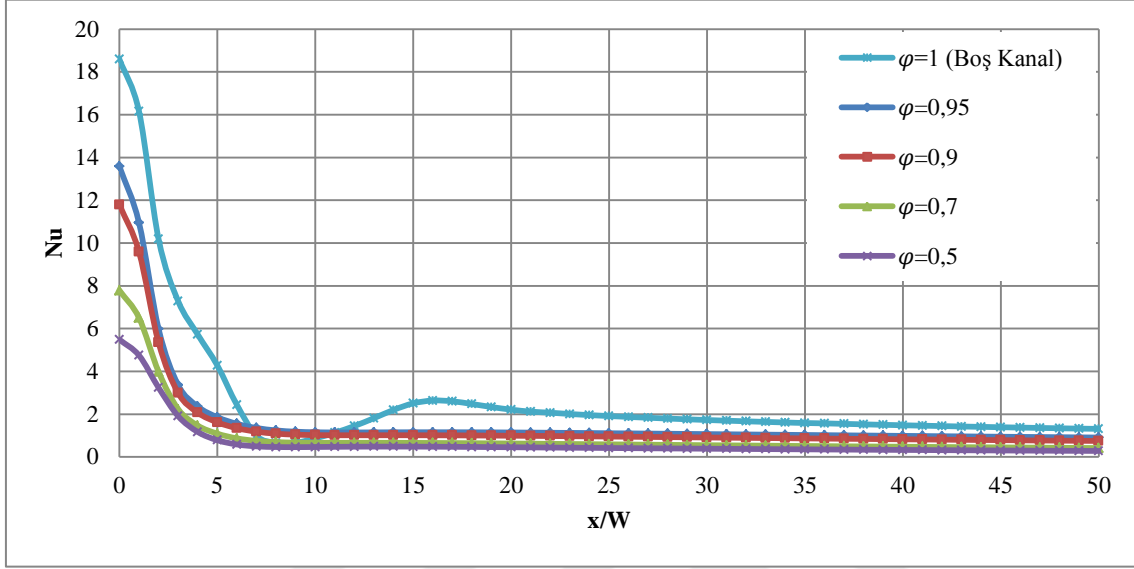
Şekil 5.2. (devam) Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) $\phi=1$ (boş kanal) (b) $\phi=0,95$ (c) $\phi=0,9$ (d) $\phi=0,7$ (e) $\phi=0,5$

Şekil 5.1 incelendiğinde, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda bulunmadığı duruma göre durma bölgesinde ısı sınır tabaka kalınlığının arttığı görülmektedir. Bu durum, alt levhanın sabit sıcaklıkta tutulmasından ve bu levha üzerine ısı iletkenliğe sahip gözenekli bir tabaka yerleştirilmesinden kaynaklanmaktadır. Isı transferinin gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda bulunmadığı duruma göre artması veya azalması, yerel Nusselt sayısı ve yerel ısı akısı değişimleri yorumlanarak değerlendirilmelidir.

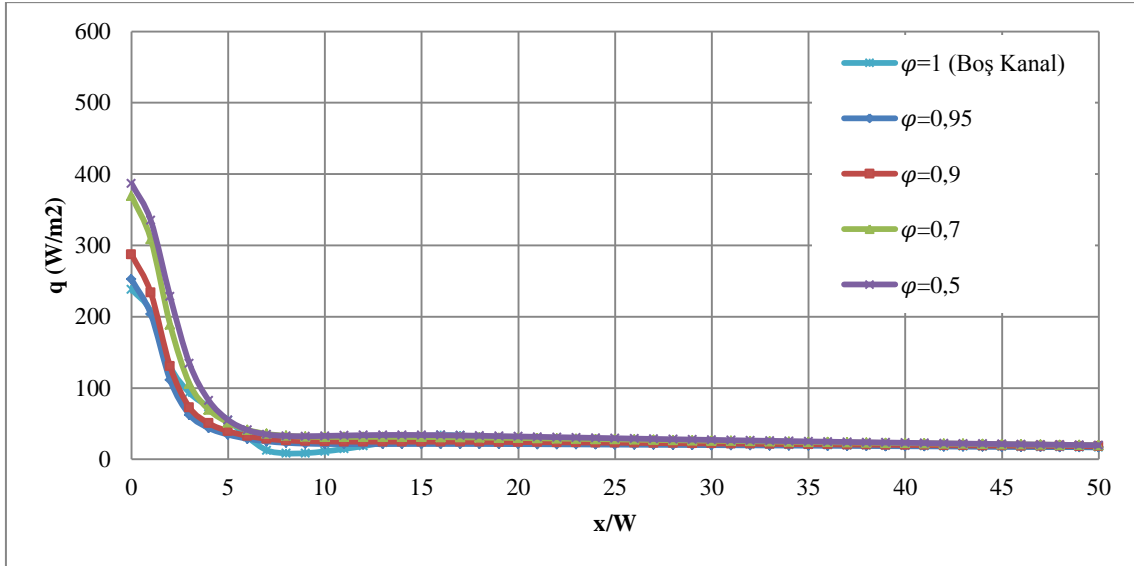
Gözeneklilik değerinin ısı transferine olan etkisini incelemek için alt levha boyunca hesaplanan yerel Nusselt sayıları ile yerel ısı akıları farklı gözeneklilik değerleri için sırasıyla Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'de verilmiştir. Şekil 5.3 incelendiğinde, alt levha üzerine gözenekli tabakanın konulması boş kanal durumundaki yerel Nusselt sayısının ikinci maksimum noktasını ortadan kaldırdığı görülmektedir. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda yerel Nusselt sayısı sadece durma noktasında en yüksek değerine ulaşmıştır. Durma noktası ($x=0$)'dan uzaklaştıkça yerel Nusselt sayısı azalmakta ve asimtotik bir değere ulaşmaktadır. Gözenekli tabakanın bulunduğu dört farklı durum değerlendirildiğinde, gözeneklilik değeri ile durma noktasındaki yerel Nusselt sayısının doğru orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Ayrıca, alt levhanın gözenekli tabakayla kaplanması durumunda yerel Nusselt sayısı dağılımının daha homojen hale geldiği ve alt levha boyunca ısı transferinin daha iyi olduğu görülmektedir.

Şekil 5.3, farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı değişimini ifade ederken Şekil 5.4, aynı analiz sonuçları için alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimini ifade etmektedir. Şekil 5.4'de düşük gözeneklilik değerlerinde durma

noktasındaki ısı akısının arttığı, Şekil 5.3’de ise düşük gözeneklilik değerlerinde durma noktasındaki Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Bu durum, yerel Nusselt sayısı hesaplanırken kullanılan eşitliğin paydasında bulunan k_{eff} teriminden kaynaklanmaktadır.



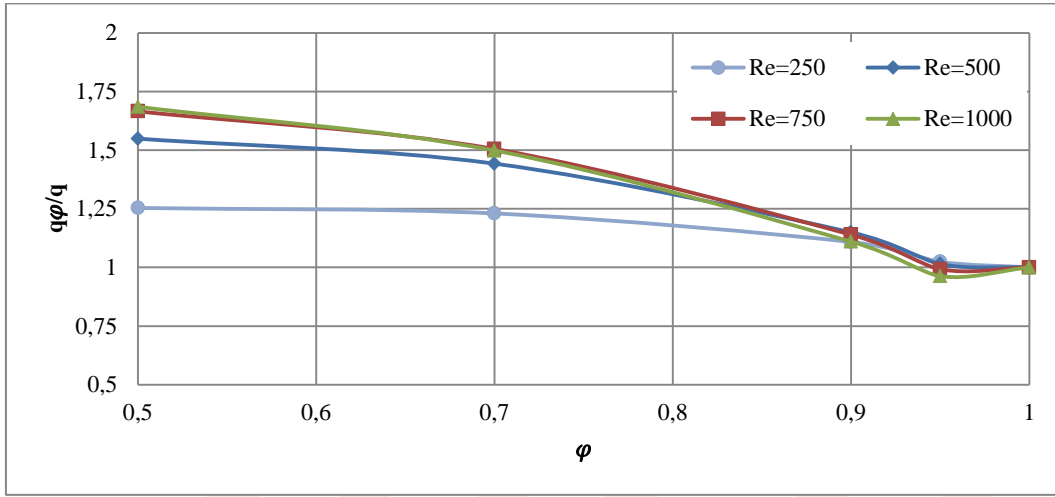
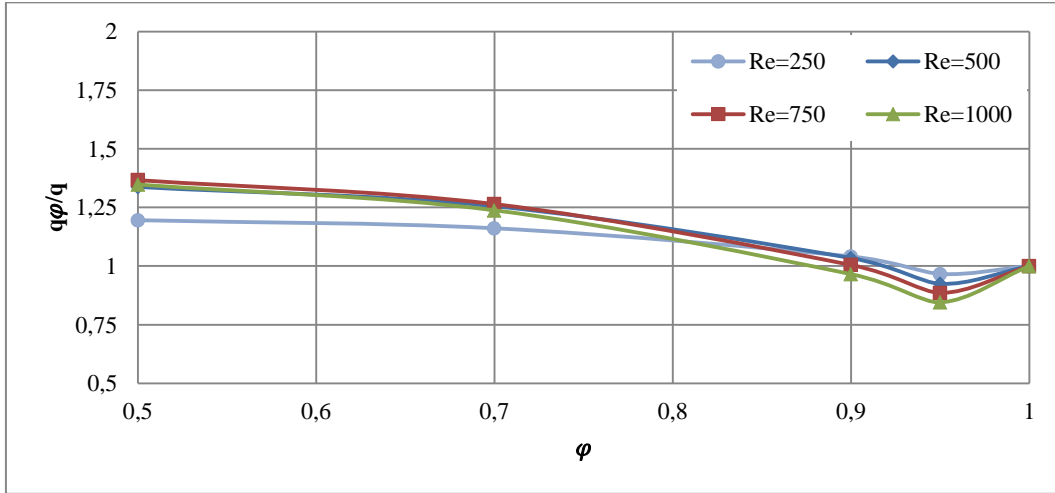
Şekil 5.3. Farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi



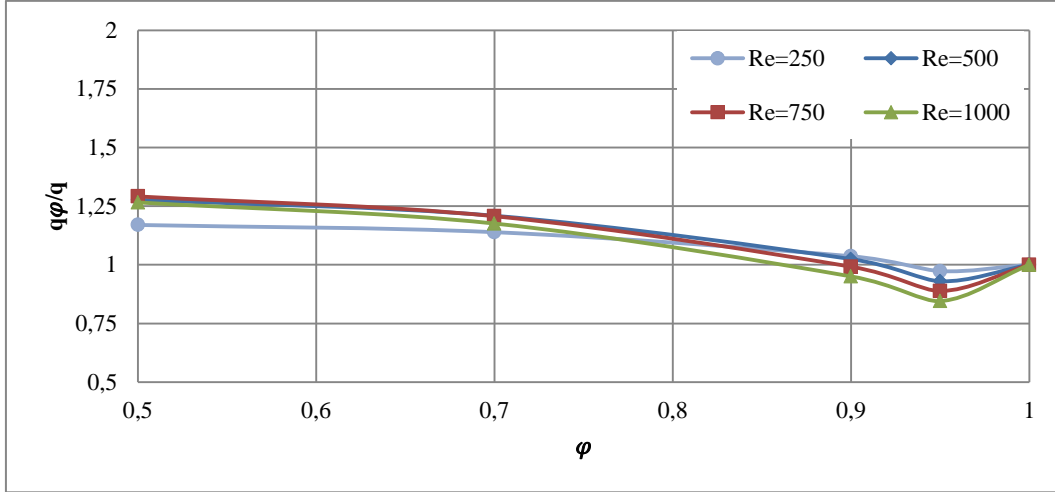
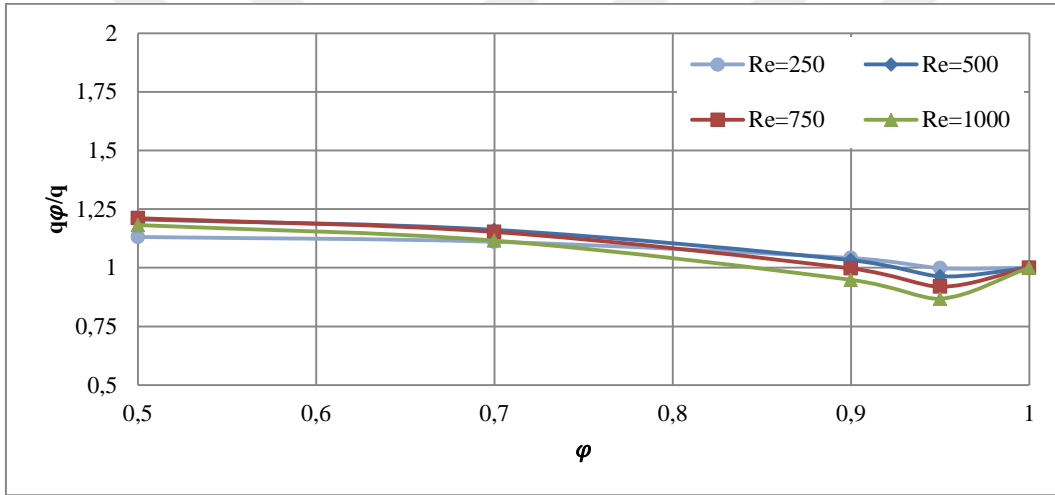
Şekil 5.4. Farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi

Şekil 5.3 ve 5.4 genel olarak değerlendirildiğinde, gözenekli tabakanın dört farklı gözeneklilik değerinde de gözenekli tabaka bulunmadığı duruma göre ısı transferinde artış gözlenmektedir. Gözeneklilik değerinin akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha

detaylı incelemek amacıyla farklı jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranlarında sayısal çalışmalar yapılmıştır. Gözeneklilik değerinin etkisini gözlemlemek için, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda alt levha üzerindeki ortalama ısı akısının ($q\phi$), gözenekli tabaka bulunmadığı durumlarda alt levha üzerindeki ortalama ısı akısına (q) oranı incelenmiştir. Bu oran, alt levha boyunca gözenekli tabakanın ısı transferini arttırmasının veya azaltmasının ölçütü olarak tanımlanabilir.

(a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$

Şekil 5.5. Çeşitli jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranları için farklı gözeneklilik değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$

(c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$

Şekil 5.5. (devam) Çeşitli jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranları için farklı gözeneklilik değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$

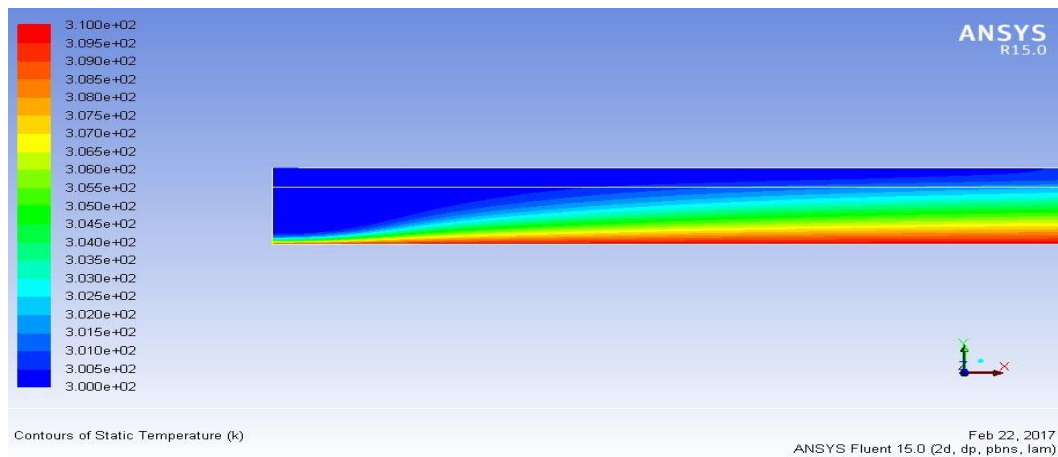
q^ϕ/q oranının 1'den büyük olması, ısı transferinin gözenekli tabaka bulunmadığı durumlardakine kıyasla daha fazla olduğu şeklinde yorumlanabilir. Şekil 5.5'de farklı jet Reynolds sayısı ve gözenekli tabaka kalınlıklarında q^ϕ/q oranının değişimleri verilmiştir. Şekil 5.5 incelendiğinde, farklı kalınlık oranlarında düşük gözeneklilik değerine sahip gözenekli tabakaların bulunduğu durumlarda q^ϕ/q oranının 1'den büyük olduğu dolayısıyla ısı transferinin arttığı görülmektedir. Isı transferindeki bu artış, kalınlık oranının yüksek olduğu ve düşük gözeneklilik değerine sahip gözenekli tabaka bulunduğu durumlarda daha belirgindir. Ayrıca, gözeneklilik değeri yaklaşık olarak 0,9'dan büyük olduğunda ısı akısı

oranları 1'den küçük olmaktadır. Yani, gözenekli tabaka bulunduğu durumdaki ortalama ısı akısı, gözenekli tabaka bulunmadığı durumdaki ortalama ısı akısından daha küçük olmaktadır. Bu durum, artan jet Reynolds sayılarında daha belirgin hale gelmektedir.

5.2. Gözenekli Tabaka Kalınlığının e Etkisinin İncelenmesi

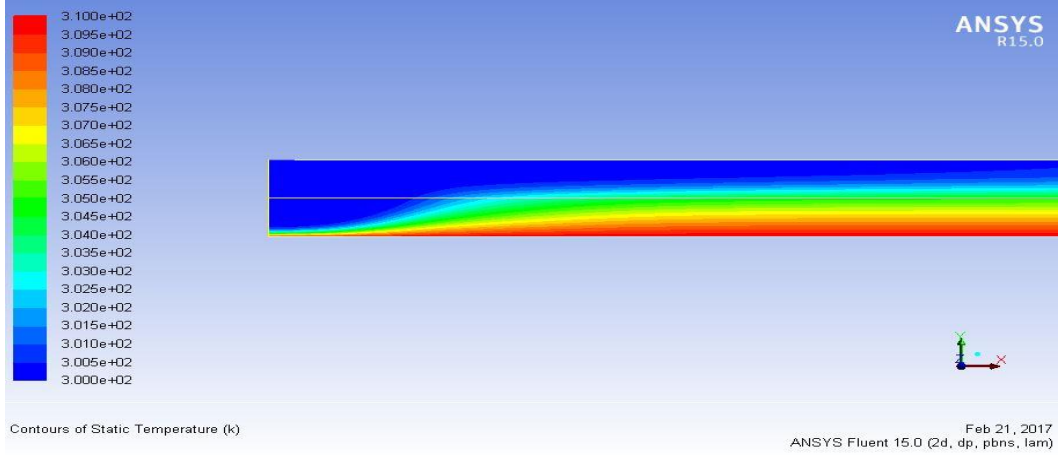
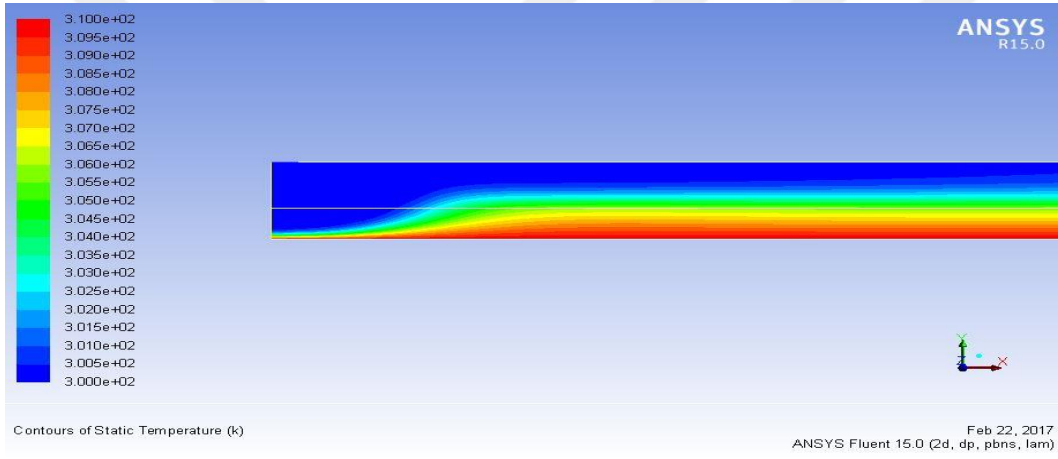
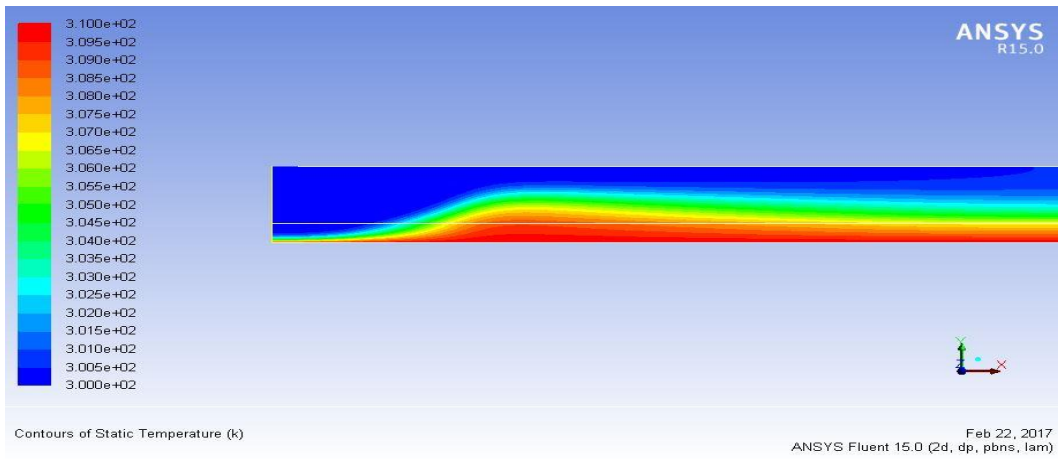
Gözenekli tabaka kalınlığı e değerinin akış alanına ve ısı transferine etkisini incelemek için, gözenekli tabaka kalınlığının kanal yüksekliğine oranının farklı değerleri için simülasyonlar yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda ilk olarak jet Reynolds sayısı $Re=750$, gözeneklilik $\phi=0,9$, geçirgenlik $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ve gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının akışkan ısı iletim katsayısına oranı $k_s/k_f=10$ değerlerinde sabit tutularak, farklı kalınlık oranları için analizler yapılmıştır. Şekil 5.6 elde edilen eş sıcaklık eğrilerini, Şekil 5.7 akım çizgileri eğrilerini, Şekil 5.8 alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimini ve Şekil 5.9 ise alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimi göstermektedir. Gözenekli tabaka kalınlığının akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla farklı jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerlerinde sayısal çalışmalar yapılmıştır. Kullanılan parametrelerin değerleri Çizelge EK-2'de verilmiştir.

Şekil 5.7 gözenekli tabaka kalınlığının akış davranışını güçlü bir şekilde etkilediğini göstermektedir.

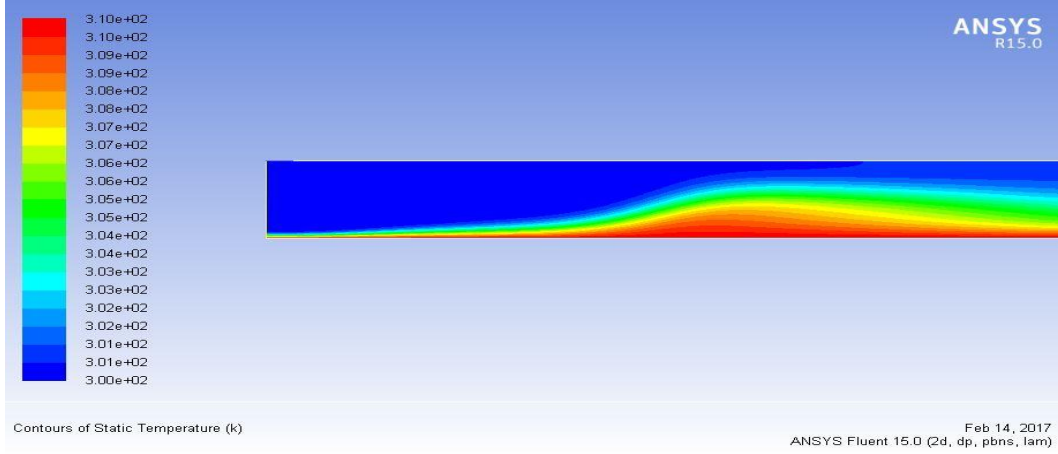


(a) $e/H=0,75$

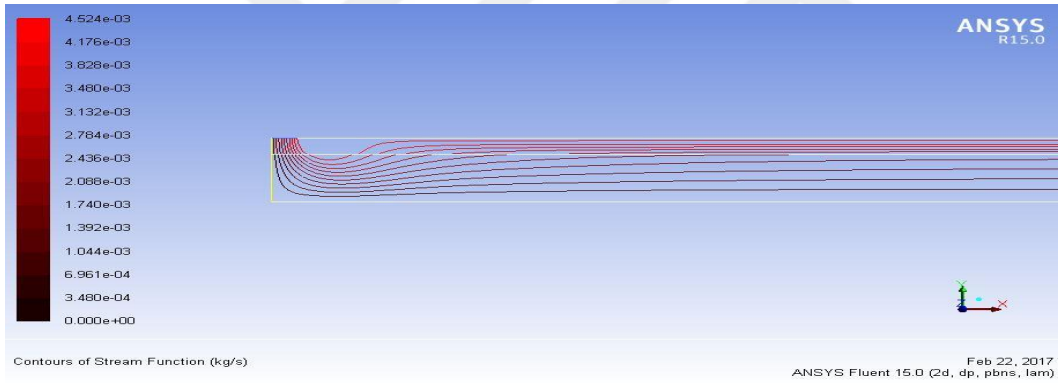
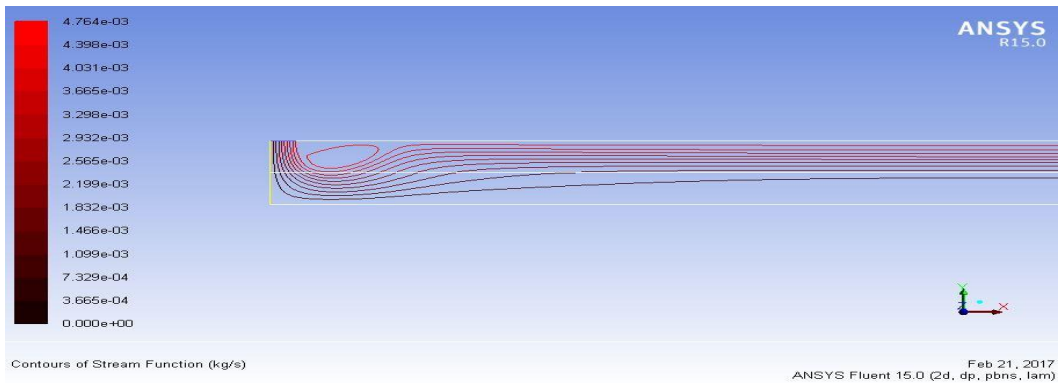
Şekil 5.6. Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)

(b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$

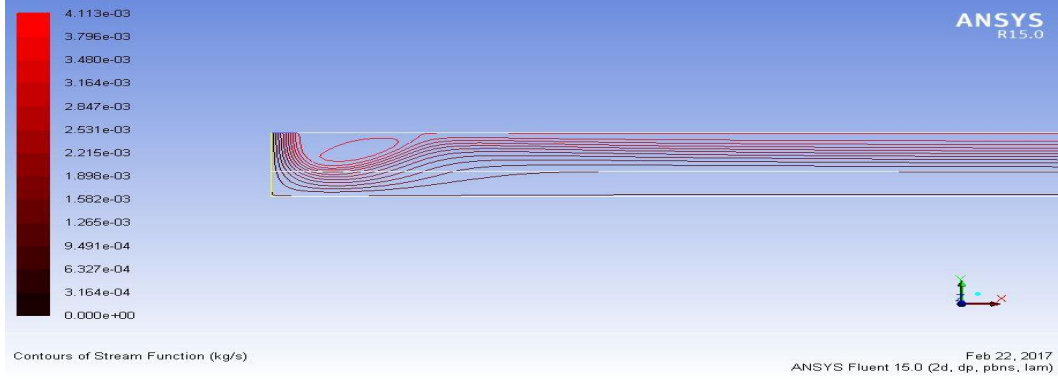
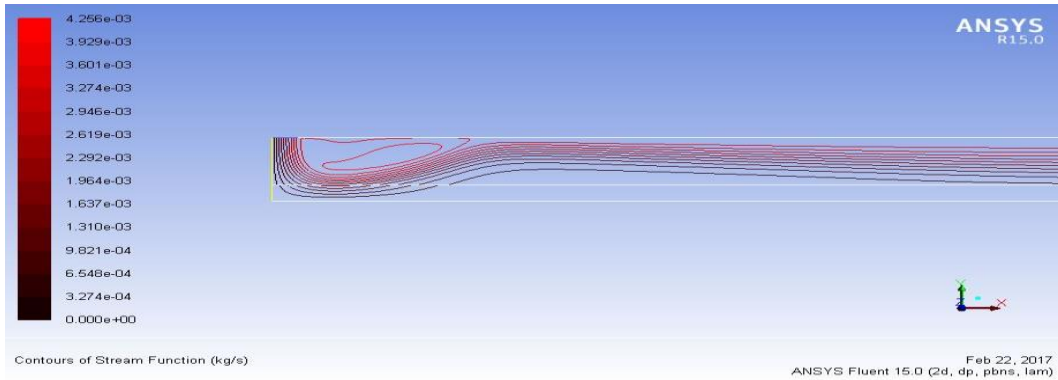
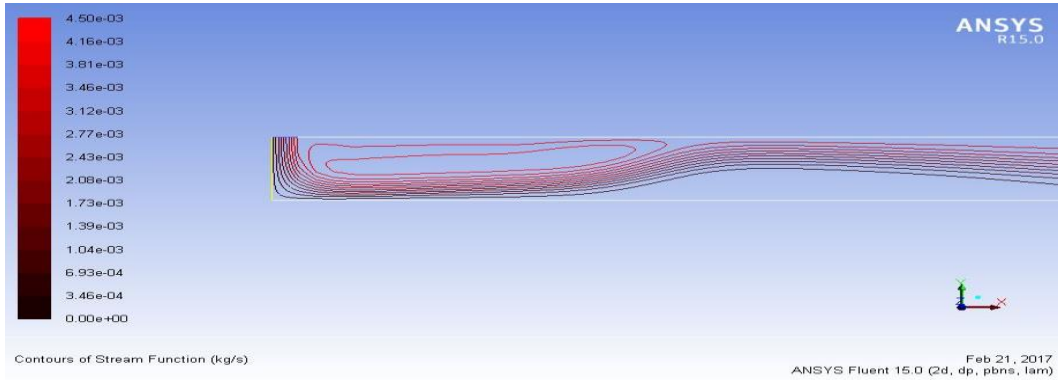
Şekil 5.6. (devam) Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)

(e) $e/H=0$ (boş kanal)

Şekil 5.6. (devam) Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)

(a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$

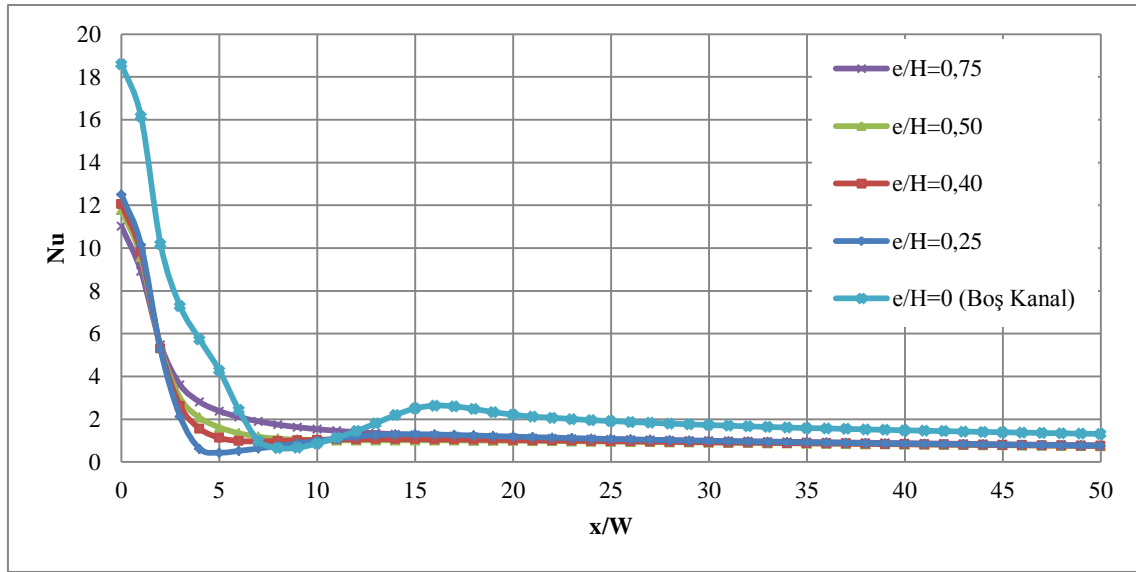
Şekil 5.7. Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki akım çizgileri (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)

(c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)

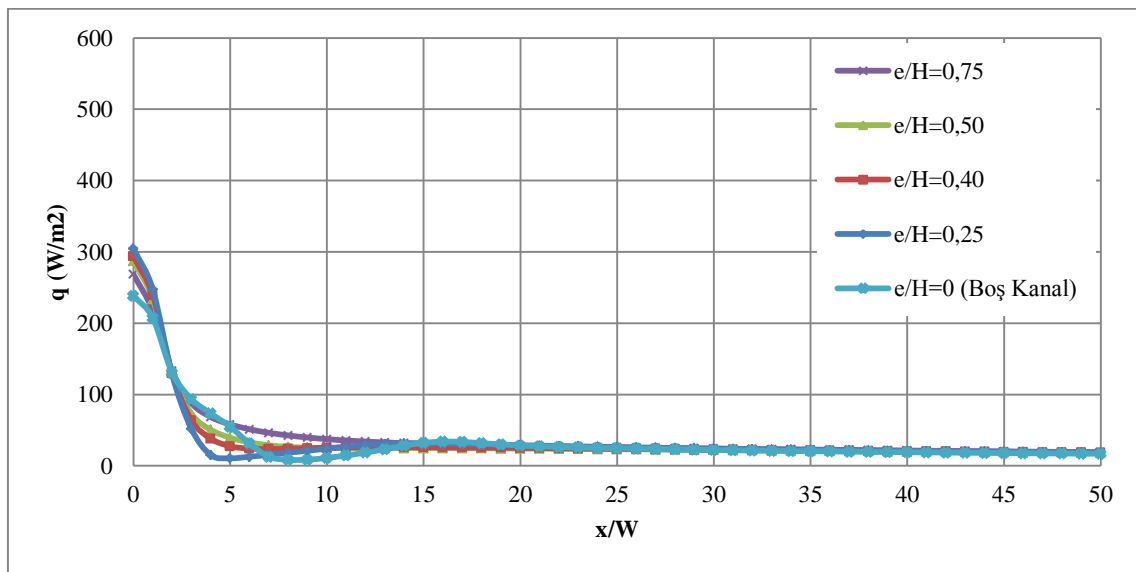
Şekil 5.7. (devam) Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki akım çizgileri
 (a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$ (c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$ (e) $e/H=0$ (boş kanal)

Şekil 5.6 gözenekli tabaka kalınlığının alt levha boyunca sıcaklık dağılımını güçlü şekilde etkilediğini göstermektedir. Şekil 5.6 incelendiğinde, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda, e/H oranının artmasıyla ısıl sınır tabaka kalınlığının azaldığı görülmektedir. Şekil 5.7'den görüldüğü üzere, e/H oranının artmasıyla, ikincil sirkülasyon bölgesi

kaybolmakta ve birincil sirkülasyon bölgesi etkisini kaybetmektedir. Gözenekli tabaka kalınlığının ısı transferine olan etkisini incelemek için alt levha boyunca hesaplanan yerel Nusselt sayıları ile yerel ısı akıları farklı e/H oranları için sırasıyla Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’da verilmiştir. Şekil 5.8 farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı değişimini ifade ederken Şekil 5.9 aynı analiz sonuçları için alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimini ifade etmektedir.

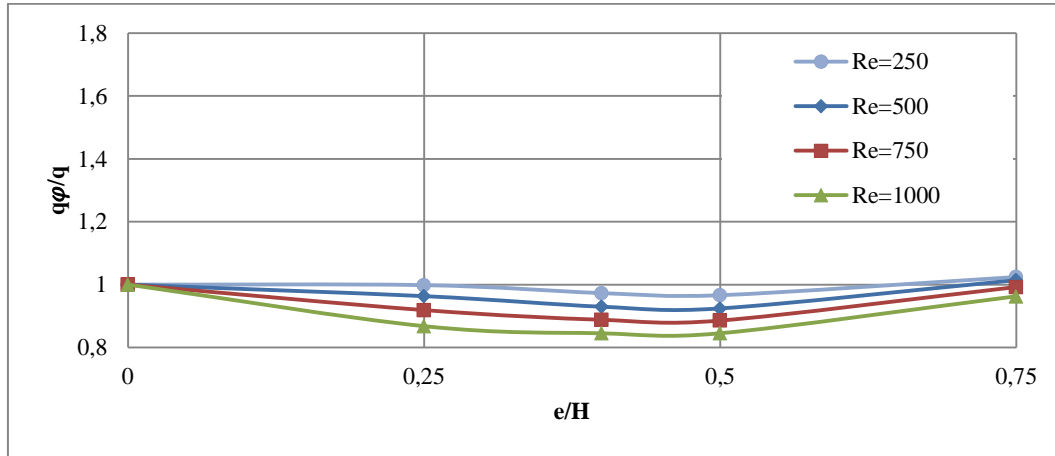


Şekil 5.8. Gözenekli tabaka kalınlığının farklı değerlerinde alt plaka boyunca yerel Nusselt sayısı eğrisi

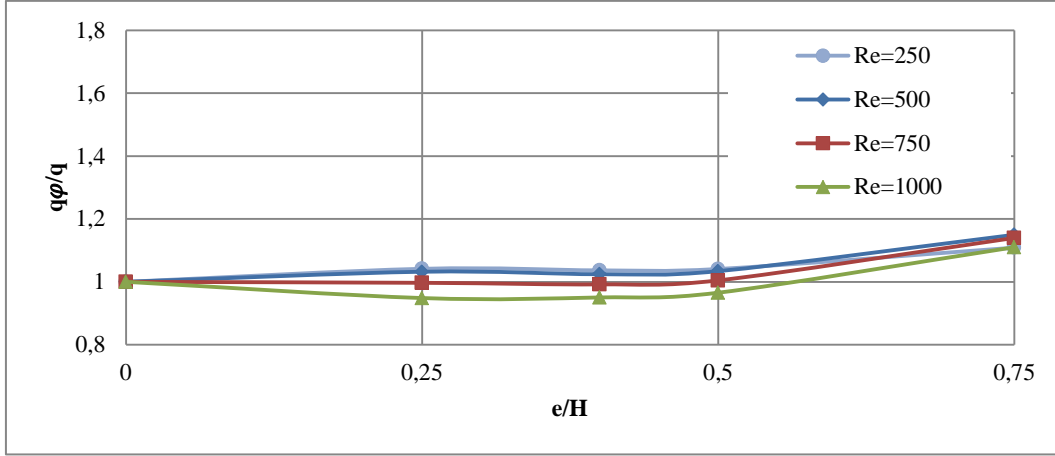
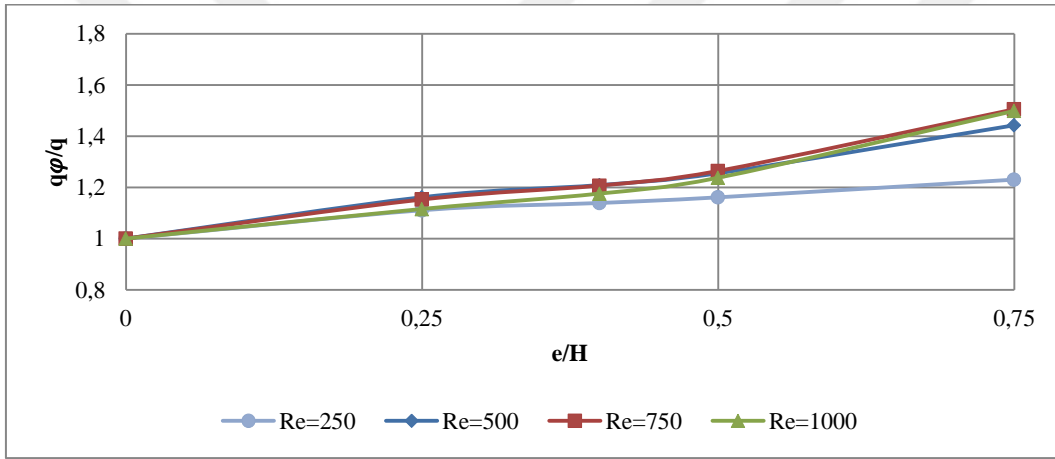
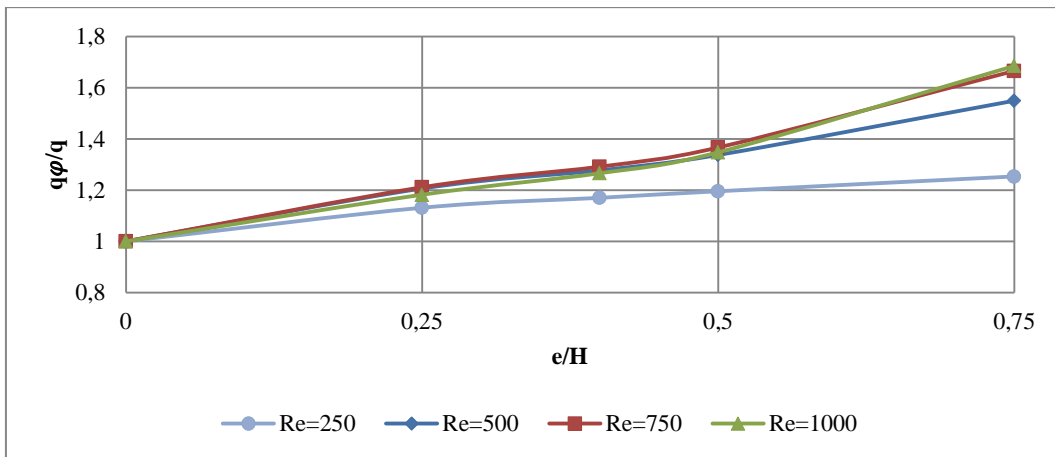


Şekil 5.9. Gözenekli tabaka kalınlığının farklı değerlerinde alt plaka boyunca yerel ısı akısının değişimi

Şekil 5.8 incelendiğinde, durma noktasında Nusselt sayısının değeri, alt levhanın gözenekli tabakayla kaplanmasıyla düşmektedir. e/H 'ın 0,4'den küçük olduğu değerlerde, boş kanalda olduğu gibi yerel Nusselt sayısının ikinci maksimum noktasının oluşumu devam etmektedir. $e/H=0,25$ oranında yerel Nusselt sayısının ikinci defa maksimum noktasına ulaşmasının nedeni Şekil 5.7 (d)'de görülen ikinci sirkülasyon bölgesinin oluşmasıdır. Şekil 5.3 ile Şekil 5.8 kıyaslandığında, durma noktası Nusselt sayısı değişimi, e/H oranından daha çok gözeneklilik değerinin değişiminden etkilendiği görülmektedir. Gözenekli tabaka bulunduğu durumlarda, durma noktasındaki Nusselt sayısı incelenen tüm e/H oranlarında hemen hemen aynıdır. Genel olarak Şekil 5.8 ve 5.9 incelendiğinde, kalınlık oranının değişimiyle durma noktasında Nusselt sayısı ve ısı akısının büyük aralıklarda değişmediği görülmektedir. Gözenekli tabaka kalınlığının akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla farklı jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerlerinde simülasyonlar yapılmıştır. Gözenekli tabaka kalınlığının etkisini gözlemlemek için, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda alt levha üzerindeki ortalama ısı akısının (q^φ), gözenekli tabaka bulunmadığı durumlarda alt levha üzerindeki ortalama ısı akısına (q) oranı incelenmiştir. Şekil 5.10'da farklı jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerlerinde, q^φ/q oranının değişimleri verilmiştir.

(a) $\varphi=0,95$

Şekil 5.10. Çeşitli jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerleri için farklı kalınlık oranlarında alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi (a) $\varphi=0,95$ (b) $\varphi=0,9$ (c) $\varphi=0,7$ (d) $\varphi=0,5$

(b) $\varphi=0,9$ (c) $\varphi=0,7$ (d) $\varphi=0,5$

Şekil 5.10. (devam) Çeşitli jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerleri için farklı kalınlık oranlarında alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi (a) $\varphi=0,95$ (b) $\varphi=0,9$ (c) $\varphi=0,7$ (d) $\varphi=0,5$

Şekil 5.10 incelendiğinde, gözeneklilik değerinin küçük olduğu durumlarda, kalınlık oranının artışıyla, q^φ/q oranının 1'den büyük olduğu dolayısıyla ısı transferinin arttığı görülmektedir. Bu artış, küçük gözeneklilik değerlerinde, kalınlık oranının ve jet Reynolds sayısının artması durumlarında daha belirgindir.

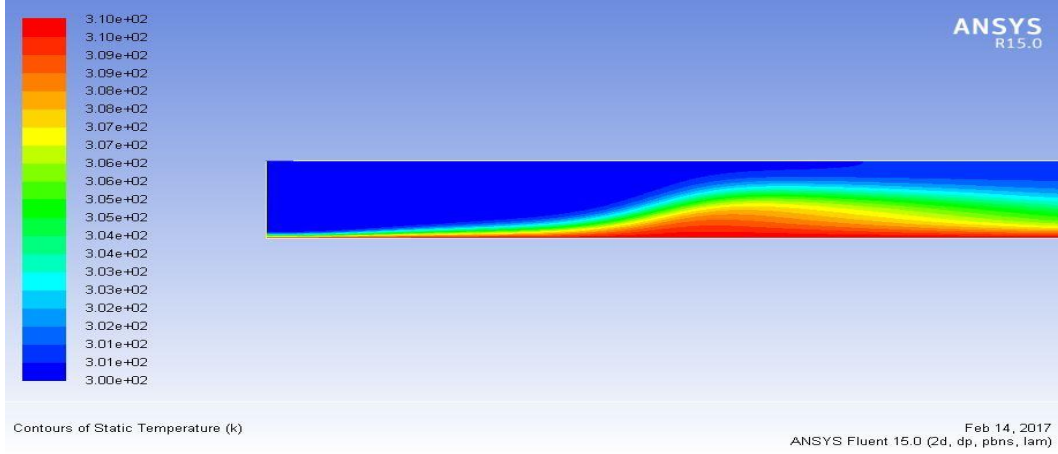
5.3. Gözenekli Tabakanın Geçirgenlik Değerinin K Etkisinin İncelenmesi

Gözenekli malzemenin geçirgenlik K değerinin akış alanına ve ısı transferine etkisini incelemek için ilk olarak jet Reynolds sayısı $Re=750$, gözenekli tabaka kalınlığının kanal yüksekliğine oranı $e/H=0,5$, gözenekli malzemenin gözenekliliği $\varphi=0,9$ ve gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının akışkan ısı iletim katsayısına oranı $k_s/k_f=10$ değerlerinde sabit tutularak farklı geçirgenlik K değerleri için analizler yapılmıştır. Şekil 5.11 farklı geçirgenlik değerleri için yapılan sayısal çalışmalardan elde edilen eş sıcaklık eğrilerini, Şekil 5.12 akım çizgileri eğrilerini, Şekil 5.13 alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimini ve Şekil 5.14 ise alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimini göstermektedir. Geçirgenlik değerinin akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla farklı jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranlarında sayısal çalışmalar yapılmış, bu çalışmalarda kullanılan parametrelerin değerleri EK-3'de verilmiştir.

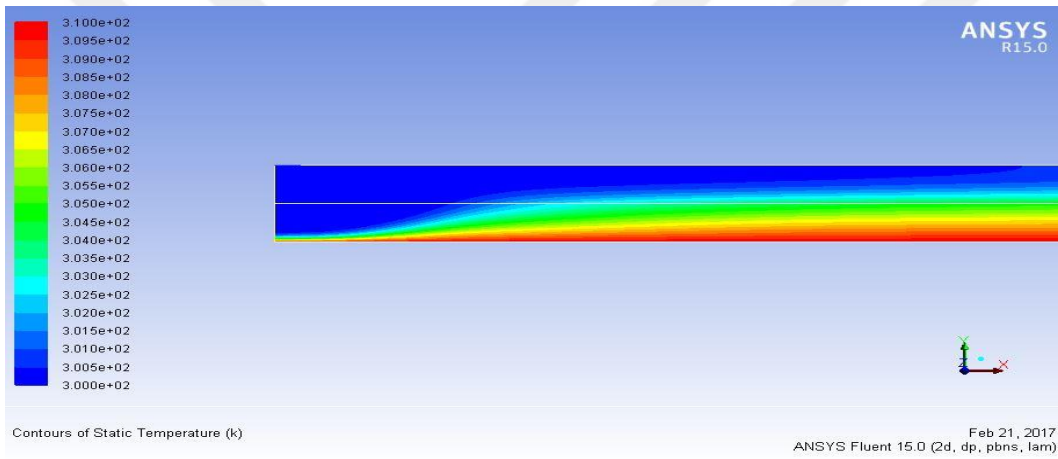
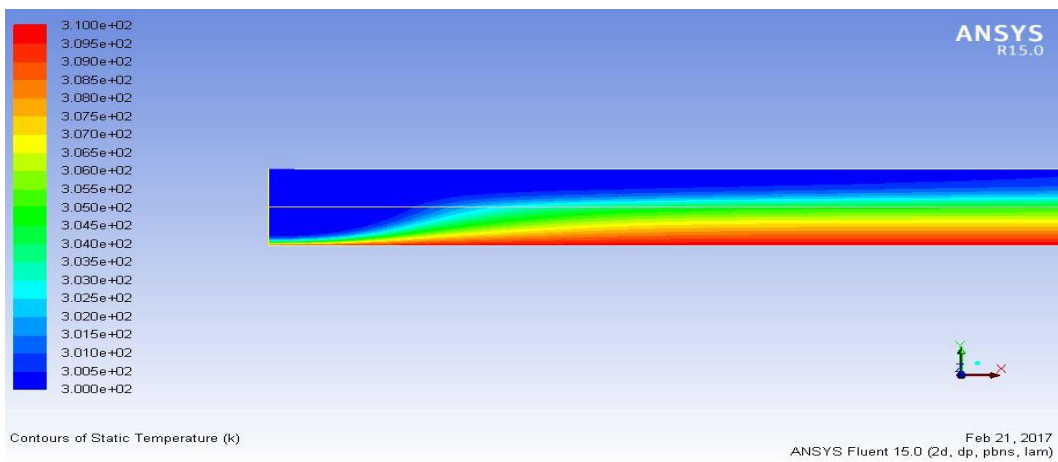
Şekil 5.12 incelendiğinde, geçirgenlik değerinin azalmasıyla akışkanın, gözenekli tabakanın üzerinde (serbest akış bölgesi) akmaya zorlanmakta olduğu ve akışkanın gözenekli tabakaya nüfuz etme kapasitesinin düştüğü görülmektedir.

Geçirgenliğin küçük olduğu durumlarda ($K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ ve $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$), gözenekli tabaka katı bir malzeme gibi davranmakta ve sınır tabaka gözenekli tabakanın hemen üzerindeki arayüzeyde meydana gelmektedir.

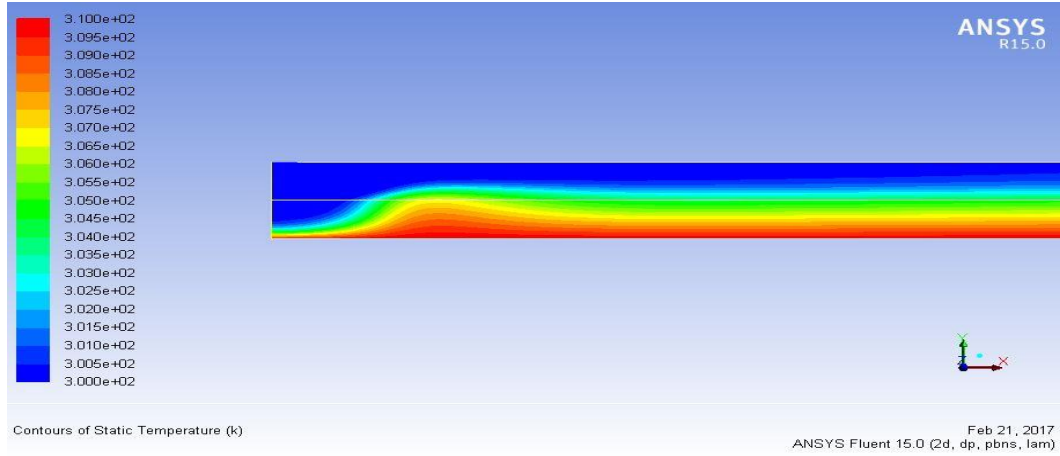
Şekil 5.11'den görüldüğü üzere, geçirgenliğin azalmasıyla jet eksen bölgesinde ısıl sınır tabakanın kalınlığının artmakta ve ısı transferinin neredeyse gözenekli tabaka boyunca ısı iletimi şeklinde gerçekleşmektedir.



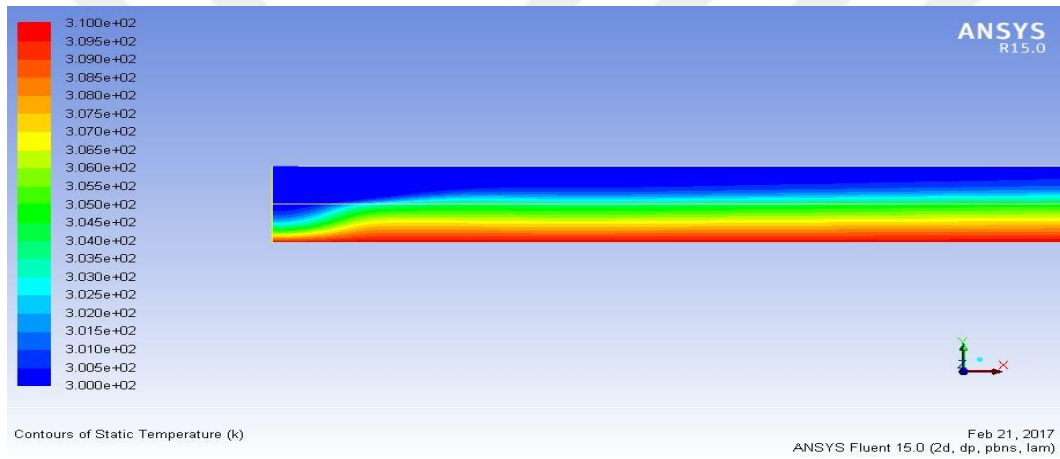
(a) Boş kanal

(b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

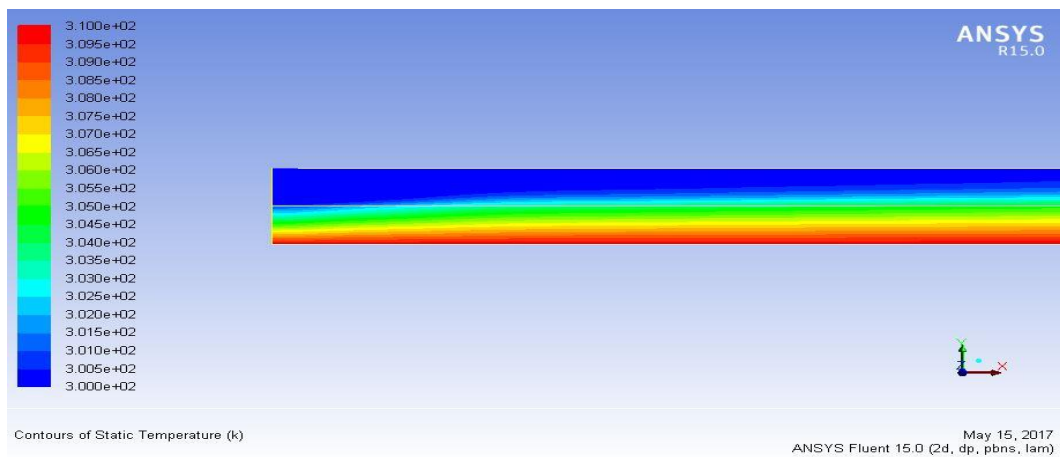
Şekil 5.11. Farklı geçirgenlik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) Boş kanal (b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ (d) $K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ (e) $K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ (f) $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$



$$(d) K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

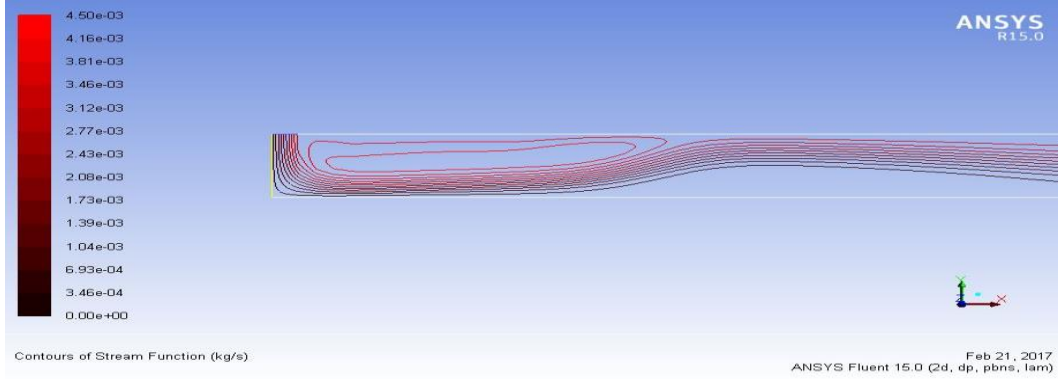


$$(e) K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$$

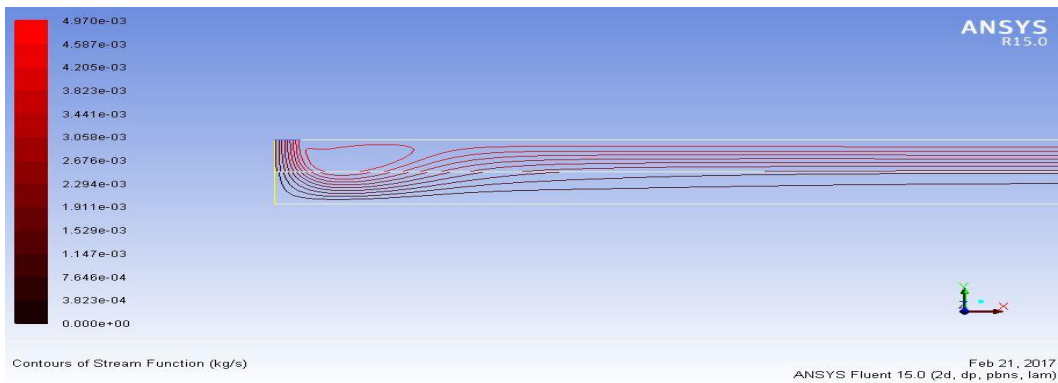
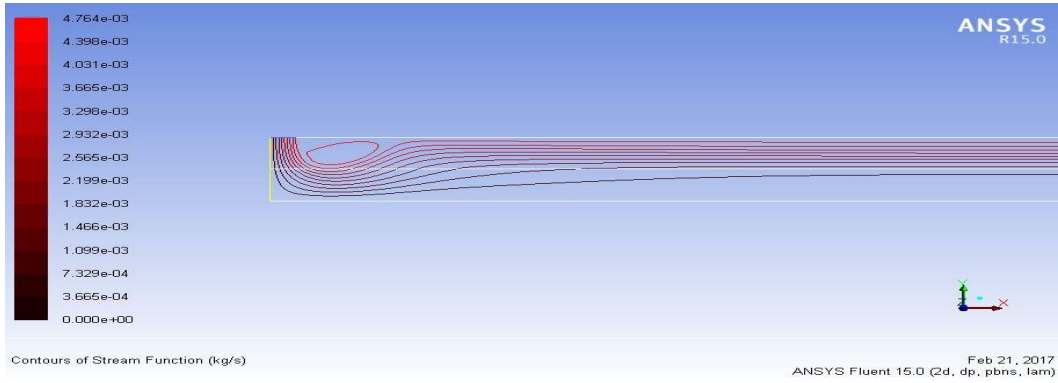


$$(f) K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$$

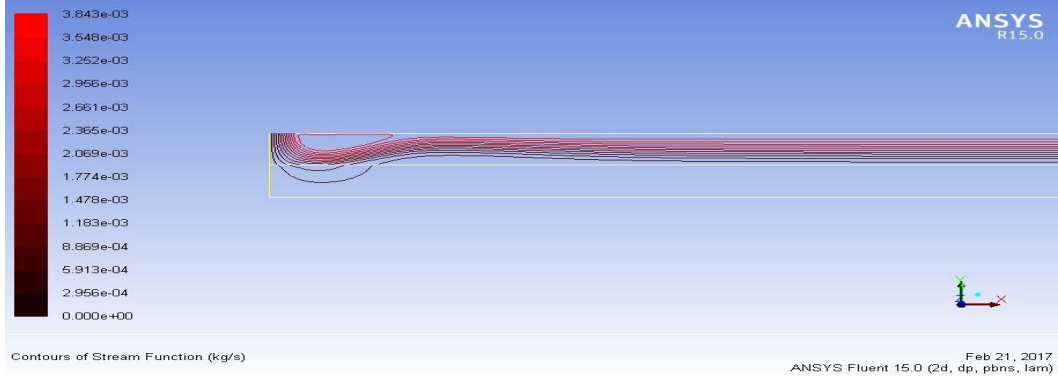
Şekil 5.11. (devam) Farklı geçirgenlik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) Boş kanal (b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ (d) $K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ (e) $K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ (f) $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$



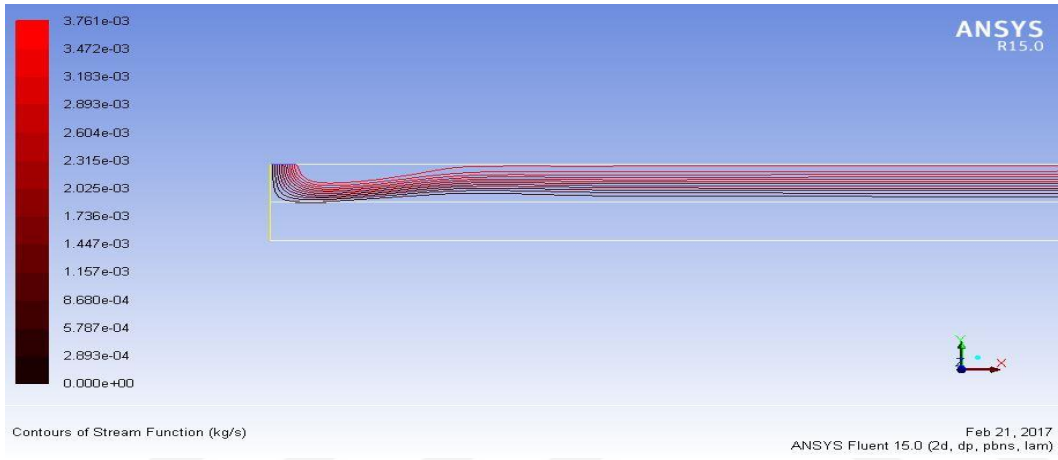
(a) Boş kanal

(b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

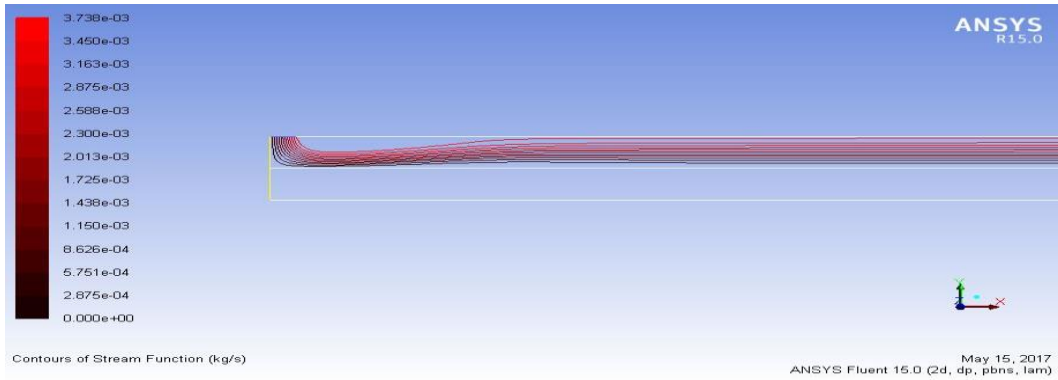
Şekil 5.12. Farklı geçirgenlik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) Boş kanal (b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ (d) $K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ (e) $K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ (f) $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$



$$(d) K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$



$$(e) K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$$

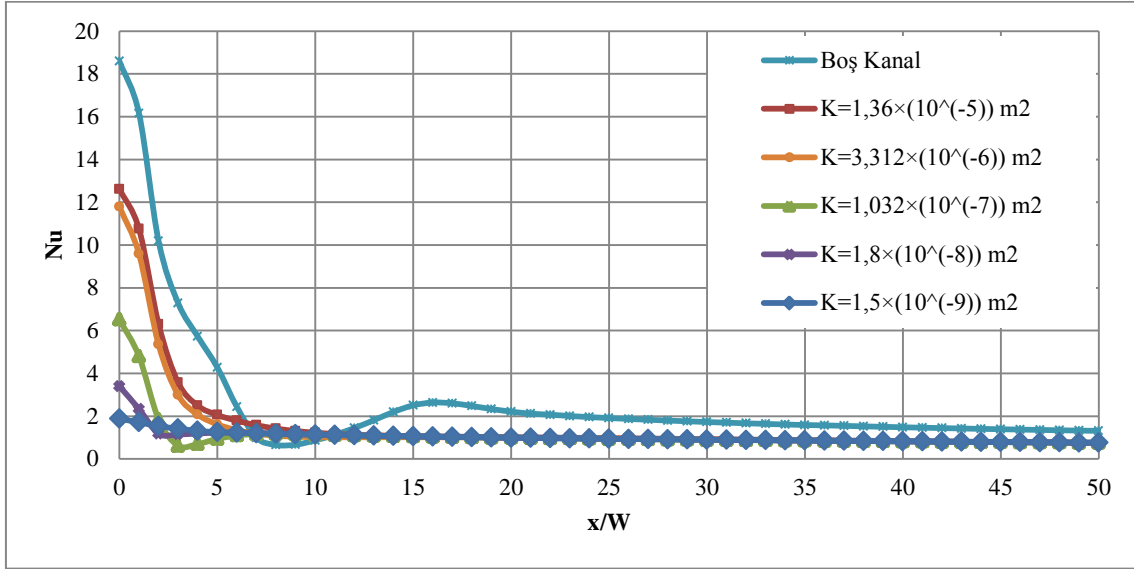


$$(f) K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$$

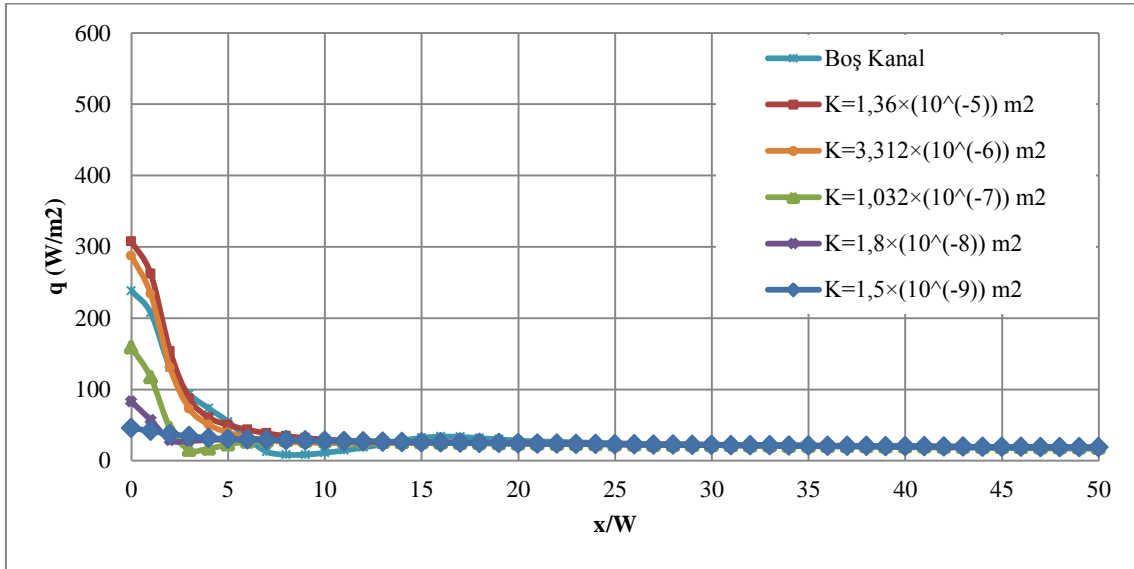
Şekil 5.12. (devam) Farklı geçirgenlik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a) Boş kanal (b) $K=1,36 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ (c) $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ (d) $K=1,032 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ (e) $K=1,8 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ (f) $K=1,5 \times 10^{-9} \text{ m}^2$

Şekil 5.13, farklı geçirgenlik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı değişimini ifade ederken Şekil 5.14, aynı analiz sonuçları için alt levha boyunca yerel ısı akısı

değişimini ifade etmektedir. Şekil 5.14, durma (çarpma) bölgesinde yerel ısı akısı değerlerinin, geçirgenlikle doğru orantılı değiştiğini, ayrıca düşük geçirgenlik değerlerinde ısı transferinin gözenekli tabaka bulunmadığı duruma göre azaldığını göstermektedir.



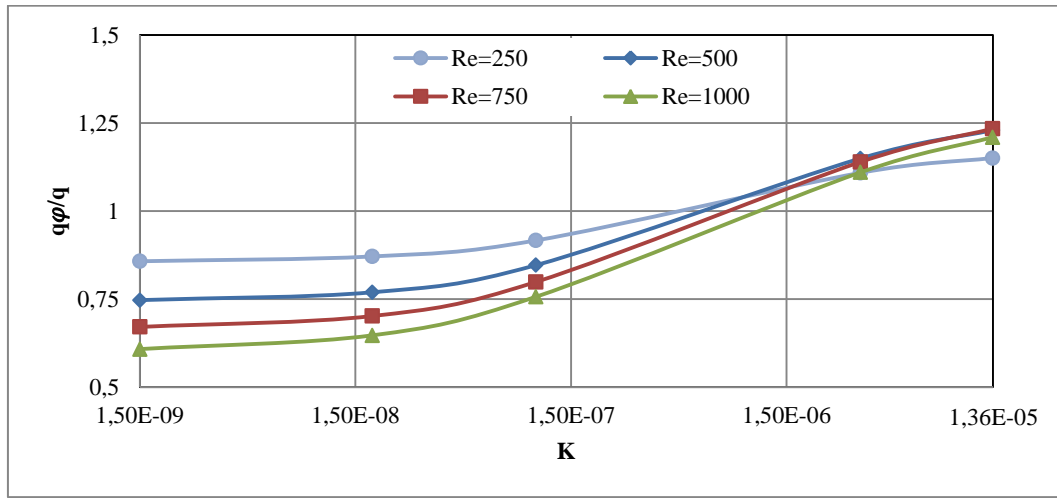
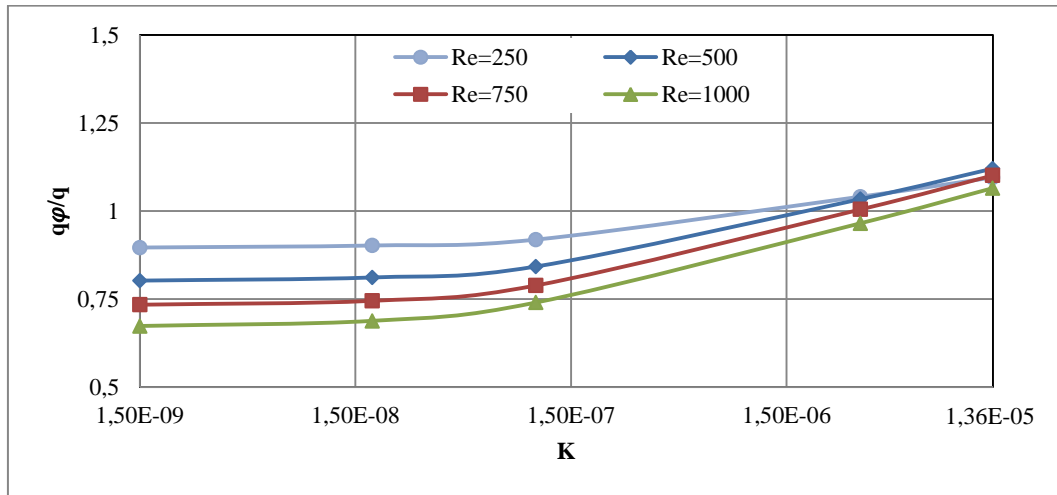
Şekil 5.13. Farklı geçirgenlik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi



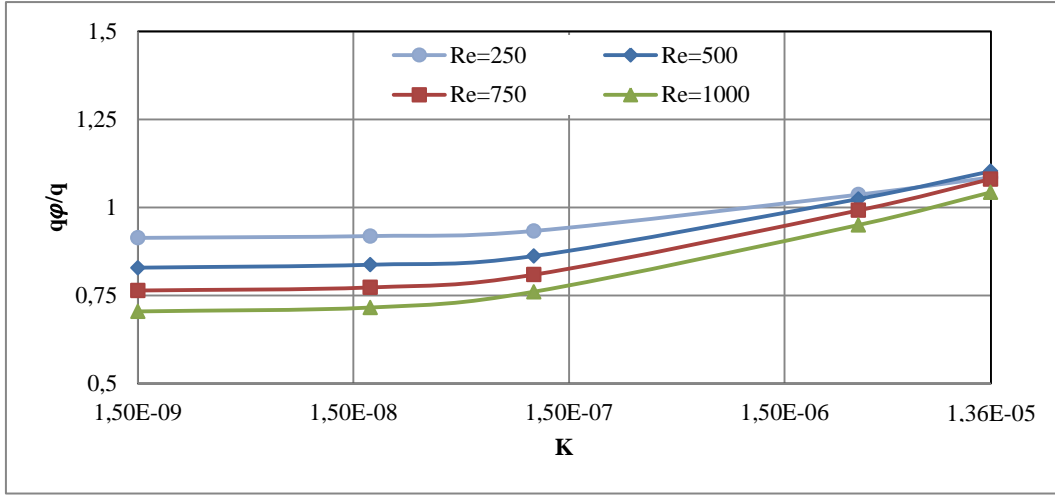
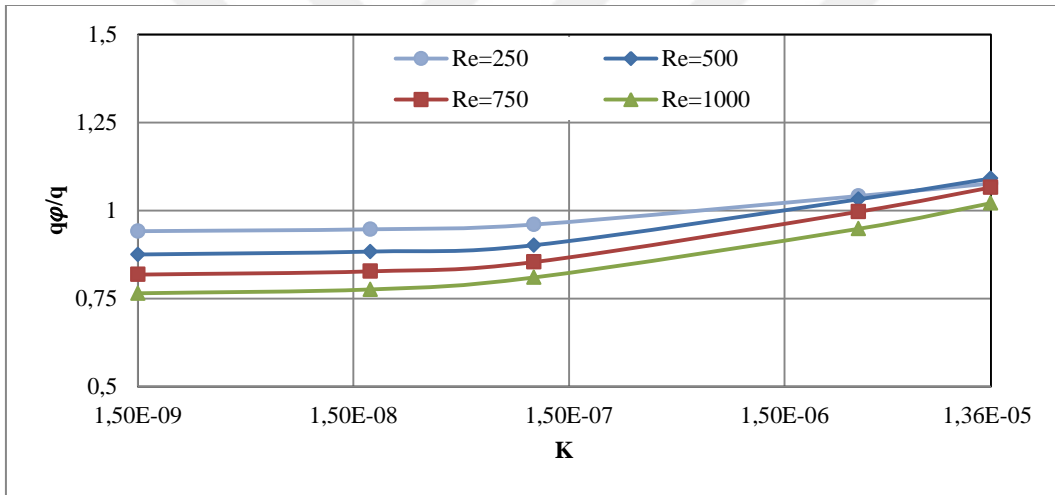
Şekil 5.14. Farklı geçirgenlik değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi

Şekil 5.13'de, geçirgenliğinin azalmasıyla, durma noktasındaki Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi, Şekil 5.11'de görüldüğü gibi, geçirgenliğin azalmasıyla ısı

sınır tabaka kalınlığının artması olduğu söylenebilir. Geçirgenlik değerinin akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla farklı jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranlarında sayısal çalışmalar yapılmıştır. Geçirgenlik değerinin etkisini gözlemlemek için, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda alt levha üzerindeki ortalama ısı akısının (q^ϕ), gözenekli tabaka bulunmadığı durumlarda alt levha üzerindeki ortalama ısı akısına (q) oranı incelenmiştir. Şekil 5.15’de farklı jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranlarında, q^ϕ/q oranının değişimleri verilmiştir.

(a) $e/H=0,75$ (b) $e/H=0,5$

Şekil 5.15. Çeşitli jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranları için farklı geçirgenlik değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi a) $e/H=0,75$ b) $e/H=0,5$ c) $e/H=0,4$ d) $e/H=0,25$

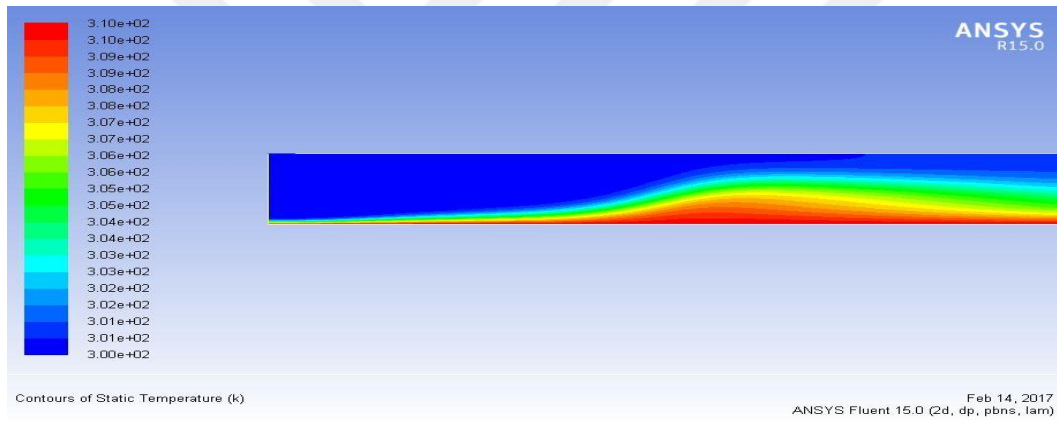
(c) $e/H=0,4$ (d) $e/H=0,25$

Şekil 5.15. (devam) Çeşitli jet Reynolds sayısı ve kalınlık oranları için farklı geçirgenlik değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi a) $e/H=0,75$ b) $e/H=0,5$ c) $e/H=0,4$ d) $e/H=0,25$

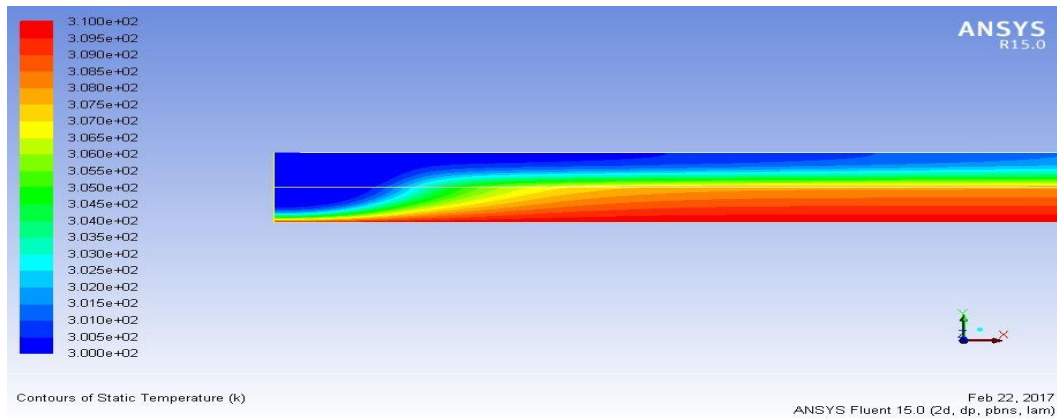
Şekil 5.15 incelendiğinde, yüksek kalınlık oranı ve yüksek geçirgenliğe sahip gözenekli malzeme kullanılması durumunda ısı transferinin boş kanala göre arttığı görülmektedir. Isı transferindeki bu artış, $e/H=0,75$ oranında, özellikle jet Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda belirgindir. Düşük jet Reynolds sayılarında, geçirgenlik ve kalınlık oranının azalmasıyla, gözenekli tabaka bulunmadığı durumlara göre ısı transferinin azalmakta olduğu görülmektedir.

5.4. Gözenekli Malzemenin Isı İletim Katsayısının k_s Etkisinin İncelenmesi

Gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısı k_s değerinin ısı transferine etkisi incelenirken gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısı ile akışkanın ısı iletim katsayısı arasında oranlama yapılmıştır. Gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının ısı transferine etkisi incelenirken ilk olarak jet Reynolds sayısı $Re=750$, gözenekli tabaka kalınlığının kanal yüksekliğine oranı $e/H=0,5$, gözenekli malzemenin gözenekliliği $\phi=0,9$ ve gözenekli malzemenin geçirgenliği $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ değerlerinde sabit tutularak, farklı k_s/k_f oranları için analizler yapılmıştır. Şekil 5.16 yapılan sayısal çalışmalardan elde edilen eş sıcaklık eğrilerini, Şekil 5.17 alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimini ve Şekil 5.18 ise alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimini göstermektedir.

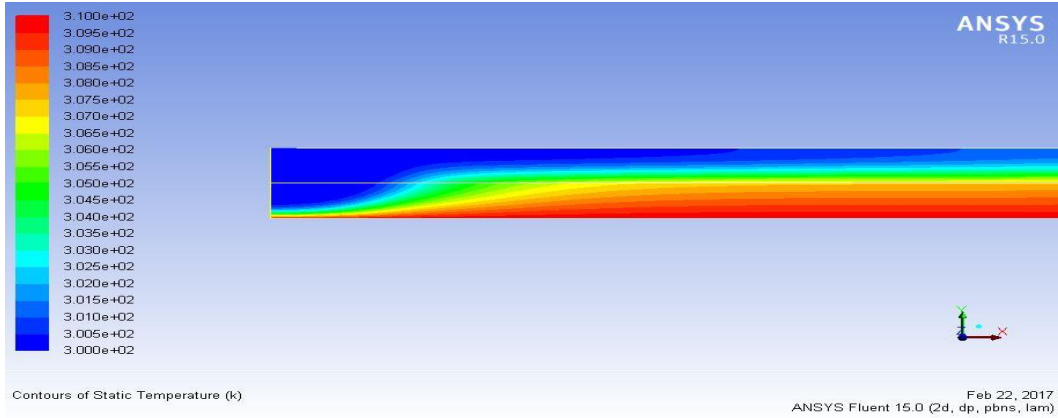
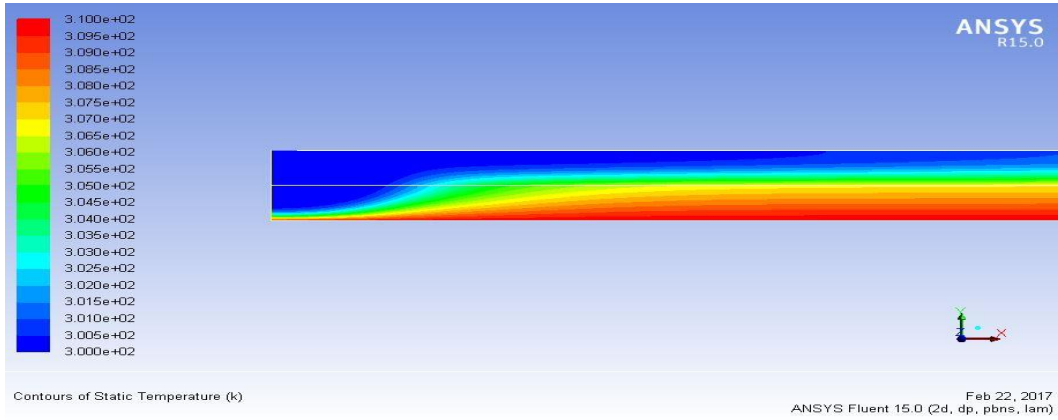
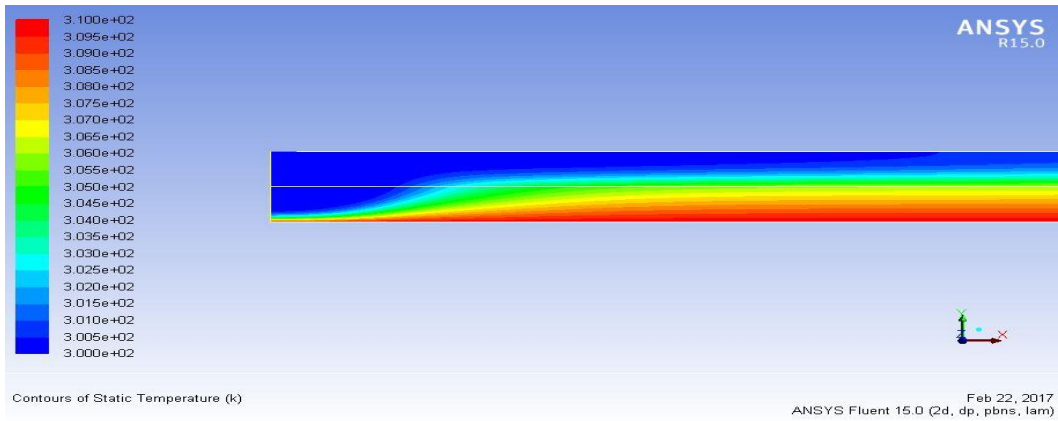


(a) Boş kanal

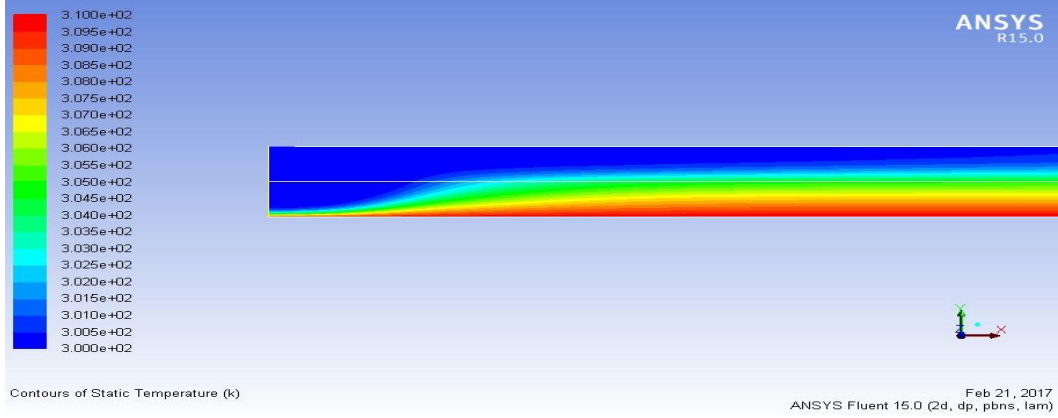


(b) $k_s/k_f=50$

Şekil 5.16. Farklı ısı iletim katsayısı oranlarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a) Boş kanal (b) $k_s/k_f=50$ (c) $k_s/k_f=40$ (d) $k_s/k_f=30$ (e) $k_s/k_f=20$ (f) $k_s/k_f=10$

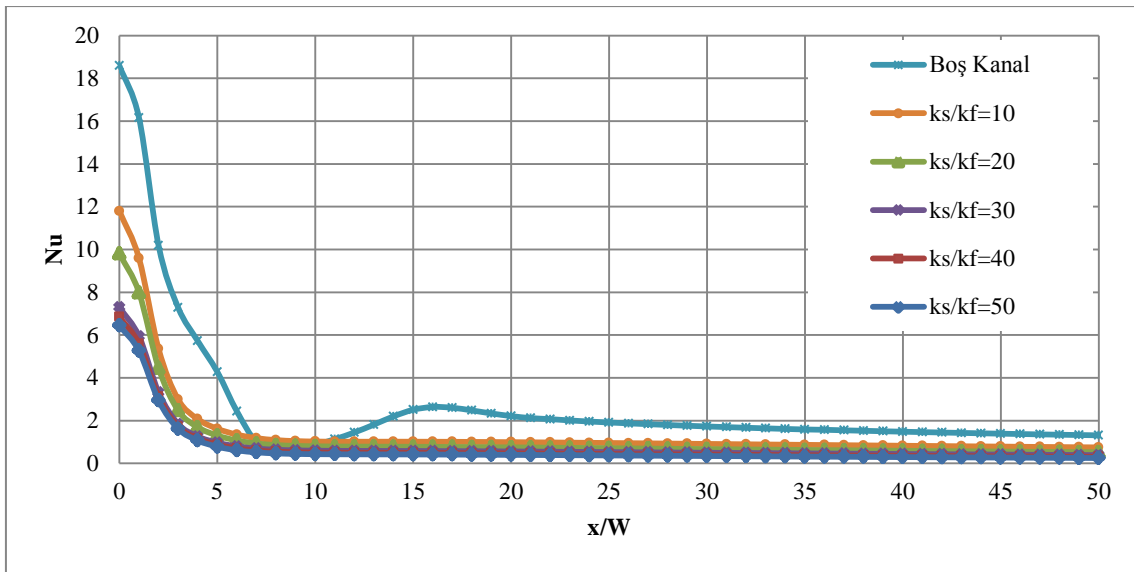
(c) $k_s/k_f=40$ (d) $k_s/k_f=30$ (e) $k_s/k_f=20$

Şekil 5.16. (devam) Farklı ısı iletim katsayısı oranlarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı
(a) Boş kanal (b) $k_s/k_f=50$ (c) $k_s/k_f=40$ (d) $k_s/k_f=30$ (e) $k_s/k_f=20$ (f) $k_s/k_f=10$

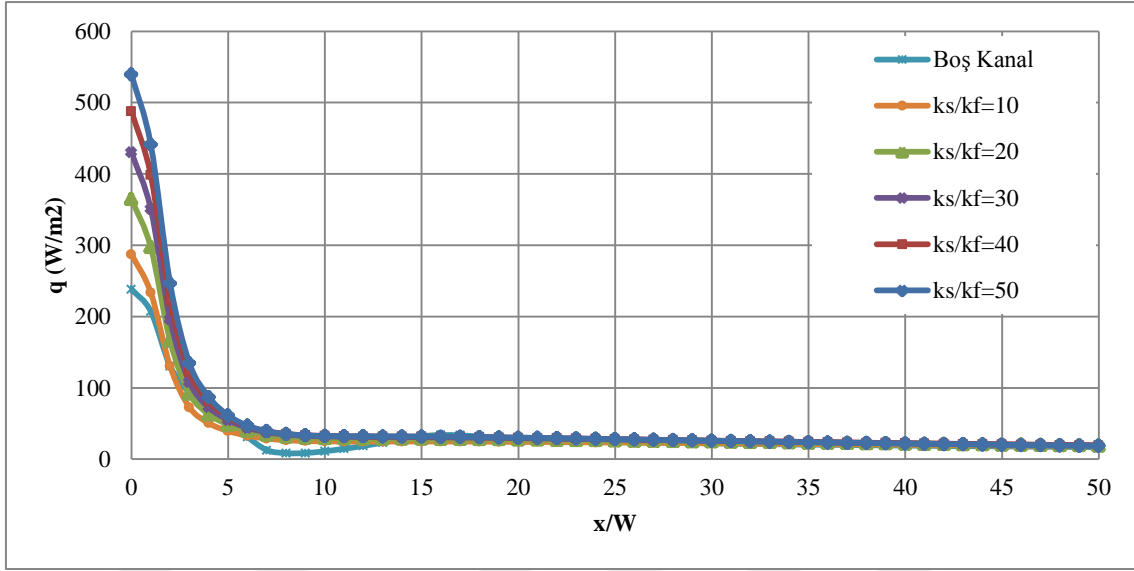
(f) $k_s/k_f=10$

Şekil 5.16. (devam) Farklı ısı iletim katsayısı oranlarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı
(a) Boş kanal (b) $k_s/k_f=50$ (c) $k_s/k_f=40$ (d) $k_s/k_f=30$ (e) $k_s/k_f=20$ (f) $k_s/k_f=10$

Şekil 5.16 gözenekli tabakanın bulunduğu durumlar için değerlendirildiğinde, k_s/k_f oranının artışıyla durma noktasından uzak bölgede ısıl sınır tabaka kalınlığının arttığı görülmektedir. Bu durum, alt levhanın sabit sıcaklıkta tutulmasından kaynaklanmaktadır. Isı transferinin artması veya azalması, yerel Nusselt sayısı ve yerel ısı akısı değişimleri yorumlanarak değerlendirilmelidir. Şekil 5.17 incelendiğinde, k_s/k_f oranındaki artışla birlikte durma noktasındaki Nusselt sayısı değerinde azalma görülmektedir. Bunun sebebi, Şekil 5.16'da görüldüğü üzere gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının artışıyla ısının sıcak alt levhadan gözenekli levhaya daha kolay şekilde iletilmesidir.



Şekil 5.17. Gözenekli tabakanın farklı ısı iletim katsayısı değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi

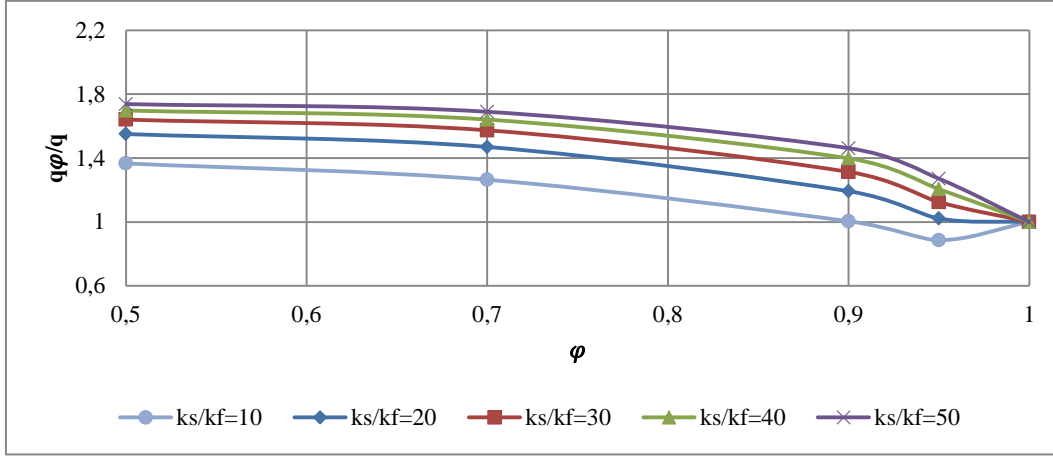


Şekil 5.18. Gözenekli tabakanın farklı ısı iletim katsayısı değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi

Şekil 5.17 farklı ısı iletim katsayısı oranlarında alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı değişimini ifade ederken Şekil 5.18 aynı analiz sonuçları için alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimini ifade etmektedir.

Şekil 5.17 ve 5.18 genel olarak incelendiğinde, durma (çarpma) bölgesinde ısı iletim katsayısı oranının artışıyla ısı transferinin arttığı görülmektedir.

Gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla farklı gözeneklilik değerlerinde sayısal çalışmalar yapılmıştır. Şekil 5.19'da, çeşitli gözeneklilik değerleri için farklı ısı iletim katsayısına sahip gözenekli malzemelerin kullanıldığı durumlarda ısı transferindeki değişim, q^{ϕ}/q oranındaki değişim hesaplanarak gösterilmiştir.



Şekil 5.19. Çeşitli gözeneklilik değerleri için farklı ısı iletim katsayısı değerlerinde alt levhadaki ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ısı akısına oranının değişimi

Şekil 5.19 incelendiğinde, düşük gözeneklilik değerlerinde k_s/k_f oranının 10'dan büyük olduğu durumlarda, alt levhadaki ısı transferinin arttığı görülmektedir. Yüksek gözeneklilik değerlerinde k_s/k_f oranının artışı, ısı transferini olumsuz şekilde etkilemektedir. Şekil 5.15 genel olarak incelendiğinde, k_s/k_f oranının büyük ve gözenekliliğin düşük olduğu durumlarda ısı transferi artmaktadır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, üzerinde gözenekli bir tabaka olan levhanın çarpan jet ile soğutulması sayısal olarak analiz edilmiştir. Gözenekli malzemenin gözenekliliğinin, geçirgenliğinin, kalınlığının, ısı iletim katsayısının ve jet Reynolds sayısının akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Gözenekli tabaka, alt levha üzerine homojen ve rijit biçimde yerleştirilmiştir. Sayfaya dik yöndeki boyut, levhalar arası mesafeden çok büyüktür. Hava jeti lüleden üniform V_0 hızı ve T_0 sıcaklığıyla çıkmaktadır. Birbirine paralel olan levhaların uzunluğu $2L= 1000$ mm, jetin uygulandığı lülenin genişliği $W=10$ mm, toplam kanal yüksekliği $H= 20$ mm, üst levha yalıtılarak alt levha sıcaklığı $T_A=310$ K, jetin giriş sıcaklığı ise $T_0=300$ K olarak alınmış ve bu değerler sabit tutulmuştur.

Sıcak alt levha üzerinde gözenekli tabakanın bulunluğu ve bulunmadığı durumlar için analizler yapılmış ve bu durumlar arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda, bahsi geçen tabakanın gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı, kalınlık ve jet Reynolds sayısı farklı değerlerde alınarak bu değerlerin akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Gözenekli tabakanın karakteristik özelliklerinden herhangi biri incelenirken, diğer değişkenler sürekli değiştirilerek ısı transferindeki artışın gözenekli malzemenin karakteristik özelliklerinin hangi değerlerinde daha fazla olduğu araştırılmıştır.

Sabit sıcaklıkta tutulan alt levha üzerine gözenekli bir tabakanın yerleştirilmesiyle, gözenekli tabaka kullanılmadığında meydana gelen yerel Nusselt sayısının ikinci maksimum noktasına çıkması durumunu ortadan kaldırdığı ve alt levhadan olan ısı transferinin kontrol edilmesine olanak sağladığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, gözenekli malzemenin gözeneklilik, geçirgenlik ve ısı iletim katsayısı değerlerinin durma noktasındaki Nusselt sayısını, gözenekli tabaka kalınlığının ise alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımını belirgin şekilde etkilediğini göstermektedir. Jet Reynolds sayısının 750 olduğu durumda, gözeneklilik değerinin artışıyla durma noktasındaki Nusselt sayısı belirgin şekilde artarken, gözenekli tabaka kalınlığının artışıyla bu değer kayda değer şekilde değişmemiştir. Jet Reynolds sayısının 750 olduğu durumda, geçirgenlik değerinin artışıyla durma noktasındaki Nusselt sayısı artmıştır. Geçirgenlik değerinin artması, jet akışkanının sıcak alt levhaya daha kolay nüfuz edebilmesine olanak

sağlamış, duvar jeti bölgesinde yatay yönde ivmelenmenin artmasına ve ısıl sınır tabaka kalınlığının azalmasını sağlamıştır. Jet Reynolds sayısının ve gözeneklilik değerinin yüksek değerleri için e/H oranının 0,25 olduğu durumda, sıcak alt levhadan olan ısı transferi artmıştır. Yüksek jet Reynolds sayısı ve gözeneklilik değerlerinde, e/H oranının fazla olduğu durumlarda, serbest jet bölgesinde akışkanın hızı azalmış, duvar jeti bölgesinde akış hızının yatay bileşeni daha düşük değerlerde seyrettiği gözlemlenmiştir. Yapılan çalışmada incelenen bir diğer parametre olan gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısı değerindeki artış, düşük gözeneklilik değerlerinde ısı transferini artırmıştır. Genel olarak, kalınlık oranı e/H 'ın ve jet Reynolds sayısının fazla olduğu durumlar için, düşük gözeneklilik değerlerinde gözenekli tabaka bulunmayan durumlara göre ısı transferinde artış gözlemlenmiştir. Kalınlık oranı e/H 'ın ve jet Reynolds sayısının fazla olduğu durumlar için, yüksek geçirgenlik değerlerinde durma noktasında ısı akısı artarak gözenekli tabaka bulunmayan durumlara göre ısı transferi de artmıştır. Bu çalışmada, her durumda, akışkan ile sıcak alt levha arasındaki ısı transferi jetin durma noktasında maksimum değerde gerçekleşmiştir.

Gelecekte, gözenekli düz bir yüzeye çarpan jetler konusu, gözenekli malzemenin katı iskeleti ile gözeneklerinden geçen akışkan arasında yerel ısıl dengesizlik olması durumu için incelenebilir. Ayrıca, alt levha üzerine yerleştirilen gözenekli tabakaya çarpan jet akışkanın türbülanslı olması durumunda, akış ve ısı transferinin nasıl etkileneceği araştırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Demircan, T. (2005). *Bir Yüzeye Çarpan Osilasyonlu İki Boyutlu Dikdörtgen Jetin Sayısal Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 18.
2. Lemos, M. J. S. and Fischer, C. (2008). Thermal analysis of an impinging jet on a plate with and without a porous layer. *International Journal of Computation and Methodology*, 54 (11), 1022-1041.
3. Demircan, T. and Turkoglu, H. (2010). The numerical analysis of oscillating rectangular impinging jets. *An International Journal of Computation and Methodology*, 58 (2), 146-161.
4. Cho, H. H., Kim, K. M. and Song, J. (2011). Applications of impingement jet cooling systems. In A. I. Shanley (Eds.), *Cooling systems: Energy, engineering and applications*. Hauppauge, New York: Nova Science Publishers Inc., 37-68.
5. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P. (2011). *Introduction to heat transfer* (Sixth edition). New York: John Wiley & Sons Inc., 325-370.
6. Ozmat, B., Leyda, B. And Benson, B. (2007). Thermal applications of open-cell metal foams. *Materials and Manufacturing Processes*, 19 (4), 839-862.
7. Dullien, F. A. L. (1991). *Porous Media: Fluid Transport and Pore Structure* (Second edition). San Diego: Academic Press, 1.
8. Nield, D. A. and Bejan, A. (2006). *Convection in porous media* (Third edition). New York: Springer Science+Business Media, 1-28.
9. Baytaş, A. C. (2006). Gözenekli ortamlarda taşınım olayı. *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 4 (1), 3-13.
10. Kozeny, J. (1927). Über kapillare leitung der wasser im boden. *Akademie der Wissenschaften*. 136 (2a), 271-306.
11. Carman, P. (1937). Fluid flow through a granular bed. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, 15, 150-167.
12. Ergün, S. (1952). Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering and Progress*, 8, 89-94.
13. Telişik, Ç. B. (2007). *Lüle-Hedef Yüzey Arası Uzaklığın Çarpan Jet Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 77-81.
14. Lallave, J. C., Rahman, M. M. and Kumar, A. (2006). Numerical analysis of heat transfer on a rotating disk surface under confined liquid jet impingement. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (4), 720-734.

15. O'Donovan, T. S. and Murray, D. B. (2007). Jet impingement heat transfer-Part I: Mean and root-mean-square heat transfer and velocity distributions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (17-18), 3291-3301.
16. Jeng, T.-M. and Tzeng, S.-C. (2005). Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (23-24), 4685-4694.
17. Jeng, T.-M. and Tzeng, S.-C. (2007). Experimental study of forced convection in metallic porous block subject to a confined slot jet. *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (12), 1242-1250.
18. Saeid, N. H. and Mohamad, A. A. (2006). Jet impingement cooling of a horizontal surface in a confined porous media: Mixed convection regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (21-22), 3906-3913.
19. Phanikumar, M. S. and Mahajan, R. L. (2002). Non-darcy natural convection in high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (18), 3781-3793.
20. Sivasamy, A., Selladurai, V. and Kanna, P. R. (2010). Jet impingement cooling of a constant heat flux horizontal surface in a confined porous medium: Mixed convection regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (25-26), 5847-5855.
21. Fu, W. S. and Huang, H. C. (1997). Thermal performances of different shape porous blocks under an impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40 (10), 2261-2272.
22. Graminho, D. R. and Lemos, M. J. S. (2008). Laminar confined impinging jet into a porous layer. *International Journal of Computation and Methodology*, 54 (2), 151-177.
23. Prakash, M., Turan, O. F., Li, Y., Mahoney, J. and Thorpe, G. R. (2001). Impinging round jet studies in a cylindrical enclosure with and without a porous layer: Part I-Flow visualizations and simulations. *Chemical Engineering Science*, 56 (12), 3855-3878.
24. Wong, K.-C. and Saeid, N. H. (2009). Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in a horizontal porous layer under local thermal non-equilibrium conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (5), 860-870.
25. Jeng, T.-M., Tzeng, S.-C. and Liu, T.-C. (2008). Heat transfer behavior in a rotating aluminum foam heat sink with a circular impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (5-6), 1205-1215.
26. Hsu, C. T. and Cheng, P. (1990). Thermal dispersion in a porous medium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33 (8), 1587-1597.
27. Darcy, H. P. G. (1856). *Les Fontaines Publiques de la Ville de Dijon* (First edition). Paris: Victor Dalmont, 1-10.

28. Kaviany, M. (1995). *Principles of heat transfer in porous media* (Second edition). New York: Springer,17.
29. Forchheimer, P. (1901). Wasserbewegung durch Boden. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 45, 1736-1741.
30. Brinkman, H. C. (1949). A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on a dense swarm of particles. *Journal of Applied Sciences Research*, A 1, 27-34.
31. İnternet: Ramadurai, K. Porous modelling approach for complex flow and heat transfer in CFD. URL: [http:// www.webcitation.org /query? url = http%3A%2F%2Fwww.pricoltech.com %2F porous0modelling- approach-complex-flow-heat-transfer-cfd%2F&date=2017-02-06](http://www.webcitation.org/?url=http%3A%2F%2Fwww.pricoltech.com%2Fporous0modelling-approach-complex-flow-heat-transfer-cfd%2F&date=2017-02-06), Son Erişim Tarihi: 06.02.2017.
32. ANSYS, (2006). *Fluent Theory Guide*. Canonsburg: ANSYS, 133-134.
33. Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics* (Second edition). Essex: Pearson Education Limited, 1.
34. Aktaş, F. (2015). *Katalitik Konvertör Öncesinde Isıtmanın Konvertör Verime Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 41.
35. ANSYS, (2009). *Fluent Workshop*. Canonsburg: ANSYS, 1-5.
36. ANSYS, (2015). *Fluent Users Guide Version 15.0*. Canonsburg: ANSYS, 1660.
37. Patankar, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow* (First edition). New York: McGraw-Hill Book Company, 79-134.
38. Ryoo, J., Dragojlovic, Z. and Kaminski, D. A. (2005). Control of convergence in a computational fluid Dynamics simulation using ANFIS. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 13 (1), 42-47.





EKLER

EK-1. Gözenekliliğin incelenmesinde kullanılan parametreler

Çizelge 5.1. Gözenekliliğin farklı kalınlık oranlarında incelendiği durumlar

e/H	φ	K (m ²)	k_s/k_f	Re
0	1	-	-	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,95	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,7	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0	1	-	-	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,95	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,7	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0	1	-	-	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,95	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,7	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0	1	-	-	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,95	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,7	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250

EK-2. Kalınlık oranının incelenmesinde kullanılan parametreler

Çizelge 5.2. Kalınlık oranının farklı gözeneklilik değerlerinde incelendiği durumlar

φ	e/H	K (m ²)	k_s/k_f	Re
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,75	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,4	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,25	$3,312 \times 10^{-6}$	10	1000
1	0	-	-	1000
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,75	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,4	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,25	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
1	0	-	-	750
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,75	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,4	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,25	$3,312 \times 10^{-6}$	10	500
1	0	-	-	500
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,75	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,4	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,95; 0,9; 0,7; 0,5	0,25	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
1	0	-	-	250

EK-3. Geçirgenlik değerinin incelenmesinde kullanılan parametreler

Çizelge 5.3. Geçirgenliğin farklı kalınlık oranlarında incelendiği durumlar

e/H	φ	K (m ²)	k _s /k _f	Re
0	1	-	-	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,36×10 ⁻⁵	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	3,312×10 ⁻⁶	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,032×10 ⁻⁷	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,8×10 ⁻⁸	10	1000
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,5×10 ⁻⁹	10	1000
0	1	-	-	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,36×10 ⁻⁵	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	3,312×10 ⁻⁶	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,032×10 ⁻⁷	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,8×10 ⁻⁸	10	750
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,5×10 ⁻⁹	10	750
0	1	-	-	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,36×10 ⁻⁵	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	3,312×10 ⁻⁶	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,032×10 ⁻⁷	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,8×10 ⁻⁸	10	500
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	1,5×10 ⁻⁹	10	500

EK-3. (devam) Geçirgenlik değerinin incelenmesinde kullanılan parametreler

Çizelge 5.3. (devam) Geçirgenliğin farklı kalınlık oranlarında incelendiği durumlar

e/H	φ	K (m ²)	k _s /k _f	Re
0	1	-	-	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$1,36 \times 10^{-5}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$3,312 \times 10^{-6}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$1,032 \times 10^{-7}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$1,8 \times 10^{-8}$	10	250
0,25; 0,4; 0,5; 0,75	0,9	$1,5 \times 10^{-9}$	10	250

EK-4. Isı iletim katsayısının incelenmesinde kullanılan parametreler

Çizelge 5.4. Isı iletim katsayısının farklı gözeneklilik değerlerinde incelendiği durumlar

φ	e/H	K (m ²)	k_s/k_f	Re
0,95	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,95	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	20	750
0,95	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	30	750
0,95	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	40	750
0,95	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	50	750
0,9	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,9	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	20	750
0,9	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	30	750
0,9	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	40	750
0,9	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	50	750
0,7	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,7	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	20	750
0,7	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	30	750
0,7	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	40	750
0,7	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	50	750
0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	10	750
0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	20	750
0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	30	750
0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	40	750
0,5	0,5	$3,312 \times 10^{-6}$	50	750

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ELİBOL, Emre Aşkın
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 23.07.1990, Keçiören
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (506) 877 98 93
e-mail : emreaskinelibol@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Uşak Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2012
Lise	Ayrancı Süper Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-Halen	Giresun Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2013-2014	APL Mühendislik.	Üretim Sorumlusu

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

-

Hobiler

Climbing, Hiking, Trekking, Camping



GAZİ GELECEKTİR..