

## Gözenekli Düz Bir Yüzeye Çarpan Jetin Sayısal Olarak İncelenmesi

Emre Aşkın ELİBOL<sup>1\*</sup>, Haşmet TÜRKOĞLU<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Giresun Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Giresun, Türkiye

<sup>2</sup>Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye

Geliş Tarihi: 01.06.2017

Kabul Tarihi: 09.06.2017

\*Sorumlu Yazar: emreaskinelibol@gmail.com

### Özet

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 biri olan 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 ısı denge olduğu kabul edilerek, laminar ve kararlı rejim için çözümler yapılmıştır. Gözeneklilik, gözenekli tabakanın kalınlığı ve jet Reynolds sayısının farklı değerlerinde simülasyonlar yapılarak, bu parametrelerin yerel Nusselt sayısı'na (Nu) etkileri analiz edilmiştir. Sonuçlar, yatay (x) yönde; yerel Nu sayıları ve sıcak alt levhadan olan ısı akıları, gözenekli tabaka bulunmayan durum ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Analizler için yazılım paketi olan ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Sonuçlar, sıcak levha yüzeyinin gözenekli tabaka ile kaplandığı durumlarda, gözenekli malzemenin belirli gözeneklilik ve kalınlık değerleri aralığında olması halinde, ısı transferinin gözenekli tabaka kullanılmayan duruma göre daha etkin olduğunu göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çarpan jet, Gözenekli tabaka, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği.

## Numerical Investigation of Impinging Jets on a Flat Plate Covered with Porous Layer

### Abstract

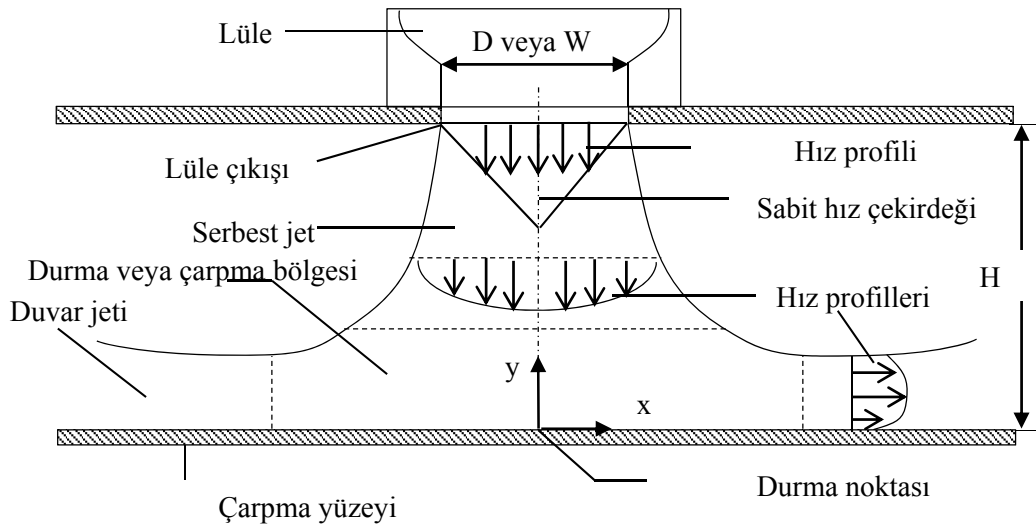
In this study, flow and heat transfer characteristics of impinging jet on a flat plate covered with a porous layer are numerically investigated. Two horizontal plates with hot bottom plate covered with a porous layer was considered. An air jet, issued from a slot on the middle of the top plate, was impinged on the bottom plate. Numerical investigations were carried out for laminar and steady flow, using the local thermal equilibrium model between solid matrix of porous media and the fluid. For the numerical simulations ANSYS Fluent software was used. Parameters such as porosity, thickness of the porous layer and jet Reynolds number are varied in order to investigate their effects on the heat transfer from the bottom plate to the air. The results were presented in terms of local Nusselt number and heat flux from the bottom plate. The results indicate that porous layer on the bottom plate causes heat transfer increase in comparison with the case without porous layer if the porosity and thickness of the porous layer are within a certain ranges.

**Keywords:** Jet impingement, Porous media, Computational fluid dynamics.

## 1. Giriş

Mühendislik uygulamalarında, bünyesinde ısı üreten; dolayısıyla yüksek sıcaklıklara ulaşan cihaz ve sistemlerin kullanım ömürlerinin uzun olması ve güvenli çalışması 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. Özellikle, küçük boyutlu sistemlerde, soğutulmak istenen yüzeyde bölgesel olarak yüksek ısı transferini sağlayan çarpan jet uygulaması yaygın olarak kullanılmaktadır.

Çarpan jet, bir lüleden belirli bir hızla çıkan akışkanın hedef yüzeye çarptırılması sonucu elde edilir. Hedef yüzeye çarptırılan jet, çarpma bölgesinde ısı sınır tabaka kalınlığını azaltır ve ısı transferini artırır. Dolayısıyla yüksek yerel ısı taşınım katsayısı elde edilir, çarpma yüzeyinde ısı ve kütle transferinin artması sağlanır. Böylece az miktarda akışkan kullanılarak, yüksek ısı transferi elde edilebilir ve enerji tüketimi azaltılır (Demircan, 2005). Çarpan jetlerin kullanılmasının başlıca amacı, durma bölgesinde ince sınır tabakalardan dolayı yüksek derecede bölgesel kütle ve ısı transferi elde edilebilmesini mümkün kılmasıdır (Lemos ve Fischer, 2008). Çarpan jetler genel olarak; D çapında dairesel veya W genişliğinde dörtgen lüleden belirli bir hız ve sıcaklıkla püskürtülürler. Düz yüzeye çarpan jet; serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere üç bölüme ayrılır. Şekil 1’de, bir çarpan jetin bölümleri gösterilmiştir.



Şekil 1. Düz yüzeye dik olarak çarpan jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü

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. Genel yapısıyla bu akış bölgesi “serbest jet bölgesi” olarak tanımlanır (Cho ve ark., 2011). 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. Akışkan, hedef yüzeye paralel şekilde ilerledikçe yüzeye paralel hız bileşenleri durma noktasında sıfır değerinden maksimum değerine ulaşır ve sonrasında yeniden yavaşlar (Incropera ve Dewitt, 2011). 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. Hedef yüzeye dik şekilde çarpan jetlerde jetin eksen çizgisinin çarpma yüzeyi ile kesiştiği noktada, jet eksenel hızını kaybeder ve bu noktaya “durma noktası” denir. Durma noktasında maksimum ısı transferi meydana gelir.

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 başlanmıştır, aynı zamanda bu malzemeler birçok termal yönetim uygulamasında da etkili bir çözüm olarak kullanılmaktadırlar (Ozmat ve ark., 2007). 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 kaplanlığı durumlarda ısı transferinin artmasından dolayı, özellikle elektronik elemanların soğutulması gibi mühendislik problemlerinde giderek benimsenen bir uygulama olarak karşımıza çıkmaktadır.

Günlük hayatımızda, teknolojiye ve doğada karşılaşılan bir malzemeye, gözenekli ortam (malzeme) denilebilmesi için, malzemenin, kendi boyutuyla karşılaştırıldığında, içerisinde çok küçük birbirleriyle irtibatlı veya irtibatsız boşluklar (gözenekler) içermeli ve akışkan malzemenin bir ucundan girip öbür ucundan çıkabilmelidir (Dullien, 1991). 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. Gözenekli malzemenin gözenekliliği,  $\phi$ , malzeme içindeki boşlukların malzemenin toplam hacmine oranı olarak tanımlanır. Gözenekli malzemenin geçirgenliği,  $K$ , gözenekli ortamın akışkan iletkenliğinin veya akışkanın malzeme içinden geçmesinin kolaylığının ölçüsüdür.

Literatürde, çarpan jet uygulamalarında hedef yüzeyin gözenekli malzemeyle kaplanmadığı durumlardaki akış ve ısı transferini inceleyen birçok çalışma bulunmaktadır.

Telışık, 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 araştırmış. Sonuçları; Reynolds sayısının artmasıyla ve lüle-alt levha arasındaki mesafenin azalmasıyla Nusselt sayısının arttığını göstermiştir (Telişık, 2007).

Demircan ve Türkoğlu, düz bir yüzeye çarpan osilasyonlu have jetinin akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak ele almışlardır. Çalışmalarında, jet hızını zamana bağlı sinüs eğrisi şeklinde periyodik değiştirmişler, Reynolds sayısı, genlik ve jet salınım frekansının akış ve ısı transferine 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 (Demircan ve Türkoğlu, 2010).

Lemos ve Fischer, gözenekli tabaka ile kaplanmış, sıcaklığı lüleden çıkan hava jeti sıcaklığından daha yüksek olan düz bir levha üzerine çarpan jeti nümerik olarak incelemişlerdir. Gözenekli malzemenin gözeneklilik, geçirgenlik, ısıl 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 (Lemos ve Fischer, 2008).

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.

Bu çalışmada, hedef yüzeyin belirli kalınlıkta bir gözenekli tabaka ile kaplandığı ve bir serbest akış bölgesinin olduğu durumlarda çarpan jetin akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Gözenekli malzemenin katı matrisi ile jet akışkanın yerel ısıl dengede olduğu kabul edilerek, gözenekli malzemenin gözenekliliğinin ve kalınlığının farklı jet Reynolds sayılarında akış ve ısı transferine etkileri analiz edilmiştir. Problemin sayısal analizi, ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

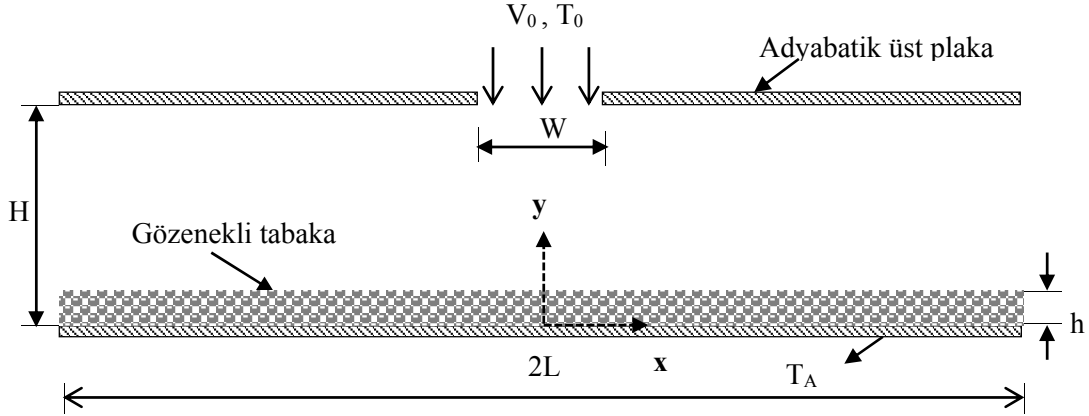
## 2. Problemin Fiziksel Tanımı

Bu çalışmada çözümü yapılan problemin geometrisi ve koordinat sistemi, Şekil 2’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  $h$  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.

Şekil 2’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.



Şekil 2. Problemin şematik görünümü

Levhaların uzunluğu  $2L = 1000$  mm, jetin uygulandığı lülenin 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 bulunduğu ve bulunmadığı durumlar için analizler yapılmıştır. Gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda, bahsi geçen tabakanın gözeneklilik, kalınlık ve jet Reynolds sayısının farklı değerleri ile simülasyonlar yapılmış ve bu değerlerin akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir.

## 2.1. Matematiksel Formülasyon

Yapılan çalışmada, problemin korunum denklemlerinin türetilmesinde; akışkanın Newtonian, sıkıştırılmaz; akışın laminar ve kararlı, akışkan özelliklerinin sabit, z-yönünde akış olmadığı, akışın lüle orta düzlemine göre simetrik olduğu, yerçekimi etkisinin ihmal edilebilir olduğu, fazların yerel ısı dengede olduğu, gözenekli malzemenin homojen ve rijit olduğu kabulleri yapılmıştır. Yapılan bu kabullere göre problemin temel denklemleri aşağıda ifade edilmiştir.

### 2.1.1. Süreklilik denklemi

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

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

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

### 2.1.2. Momentum denklemleri

Problemin çözüldüğü tüm akış alanı içerisinde, momentum denklemi olarak Darcy-Forchheimer-Brinkman modeli kullanılmıştır. Darcy-Forchheimer-Brinkman denklem modeli x ve y yönleri için ayrı ayrı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

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

$$\rho_f \left( \frac{1}{\varphi^2} u \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\varphi^2} v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\varphi} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \delta \frac{\mu v}{K} - \delta \frac{C_E}{K^{1/2}} \rho_f |v| v \quad (3)$$

Burada;  $\rho$ , akışkanın yoğunluğunu,  $\mu$ , akışkanın dinamik viskozitesini,  $\delta$ , serbest akış bölgesinde 0 ve gözenekli bölgede 1 değerini alan bir katsayıyı ifade etmektedir. Eşitlik 2 ve 3'de, birinci terim atalet terimlerini, ikinci terim gözenekli ortam içinde akışkanın basınç değişimini, üçüncü terim viskoz kuvvetleri, dördüncü terim Darcy akışı etkisi ile viskoz sürüklenme kuvvetini, beşinci terim şekil sürüklenme kuvvetini temsil etmektedir. Ayrıca Eşitlik 2 ve 3'de,  $C_E$  Ergün katsayısını,  $K$  ise geçirgenliği temsil etmektedir. Eşitlik 4 ve 5 bu terimleri ifade etmektedir ve aşağıdaki gibi gösterilebilir (Ergün, 1952).

$$K = \frac{d_p^2 \varphi^3}{150(1 - \varphi)^2} \quad (4)$$

$$C_E = \frac{1,75}{(150\varphi^3)^{1/2}} \quad (5)$$

Burada;  $d_p$  ortalama gözenek çapını ifade etmektedir.

### 2.1.3. Enerji denklemi

Bu çalışmada, fazlar arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilmiş, yani fazların ısı dengede olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda katı ve akışkan fazları için kullanılacak iki adet enerji denklemi tek bir enerji denklemine indirgenmiştir. Eşitlik 6, yerel ısı denge modelinde kullanılan enerji denklemini ifade etmektedir.

$$\rho_f c_{p,f} \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_{\text{eff}} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (6)$$

Burada;  $c_{p,f}$ , sabit basınçta akışkanın özgül ısısını,  $T$ , sıcaklığı,  $k_{\text{eff}}$ , etkin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Eşitlik 6'da bulunan  $k_{\text{eff}}$  terimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$k_{\text{eff}} = (1 - \phi)k_s + \phi k_f \quad (7)$$

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

## 2.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Sıcak olan alt levhadan gözenekli tabakaya olan ısı transferini karakterize etmek için Nusselt sayısının hesaplanması gerekmektedir. Nusselt sayısını matematiksel olarak ifade eden eşitlik, türetilirken gözenekli malzemenin katı matrisiyle içinden geçen akışkan arasında yerel ısı denge olduğu kabulü yapılmıştır. Yerel Nusselt sayısı, matematiksel olarak Eşitlik 8'de gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$Nu = \frac{hH}{k_{\text{eff}}} = \frac{q''}{(T_A - T_0)} \frac{H}{k_{\text{eff}}} \quad (8)$$

Burada;  $q''$ , yerel ısı akısını,  $T_A$ , alt levha sıcaklığını,  $T_0$ , jetin giriş sıcaklığını,  $H$ , üst ve alt levhalar arası mesafeyi tanımlamaktadır. Eşitlik 8, yatay eksen doğrultusunda levha üzerinde yerel Nusselt sayısının hesaplanmasında kullanılan ifadedir.

## 2.3. Reynolds Sayısının Hesaplanması

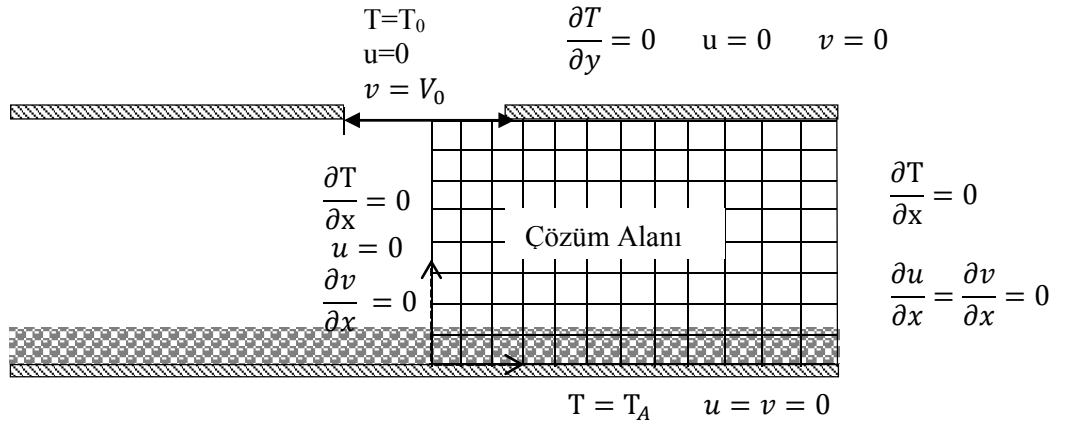
Bu çalışmada kullanılan parametrelerden biri olan jet Reynolds sayısı, Eşitlik 9’da gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$Re = \frac{\rho V_0 H}{\mu} \quad (9)$$

Burada;  $\rho$ , akışkanın yoğunluğunu,  $V_0$ , lüle çıkışındaki jet hızını,  $H$ , kanal yüksekliğini,  $\mu$ , akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir.

#### 2.4. Sınır Şartları

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 varsayılmıştır 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’deki gibidir.



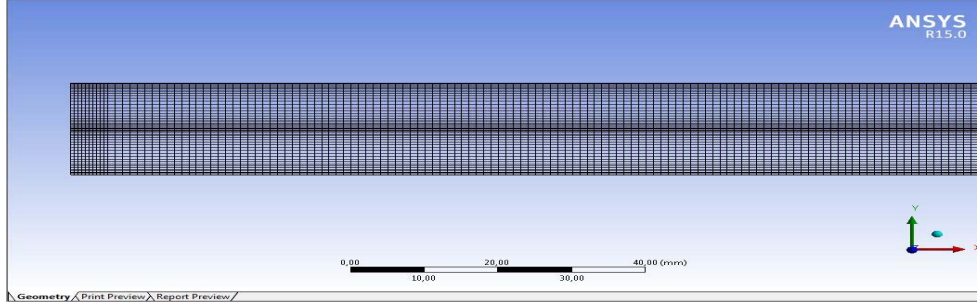
Şekil 3. Çözüm alanı ve sınır şartlarının şematik görünümü

#### 2.5. Sayısal Çözüm

Bu çalışmada, problemin çözümünde kullanılan korunum denklemleri, sonlu hacimler metodunu temel alan Fluent yazılımı kullanılmıştır. Sayısal çözümden elde edilen sonuçlar, bazı kontrollerin yapılmasını gerektirmektedir. Bu kontroller sırasıyla, çözümün yakınsaması, çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı, korunum denklemlerinin sağlanması, hücre bağımsızlığı ve



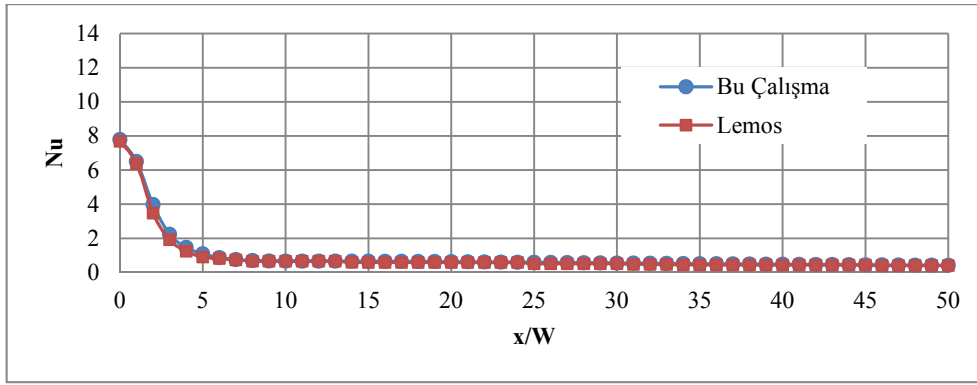
çözümün test edilmesi aşamalarıdır. Bu çalışmada, sıralanan aşamalar sağlanmış olup, en uygun hücre sayısının, boş kanal için 6 000, gözenekli tabakanın bulunduğu durum için ise 20 000 olduğu tespit edilmiştir. Örnek bir çalışmanın hücre yapısı Şekil 4’de verilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürde yapılmış bir çalışmayla kıyaslanmıştır.



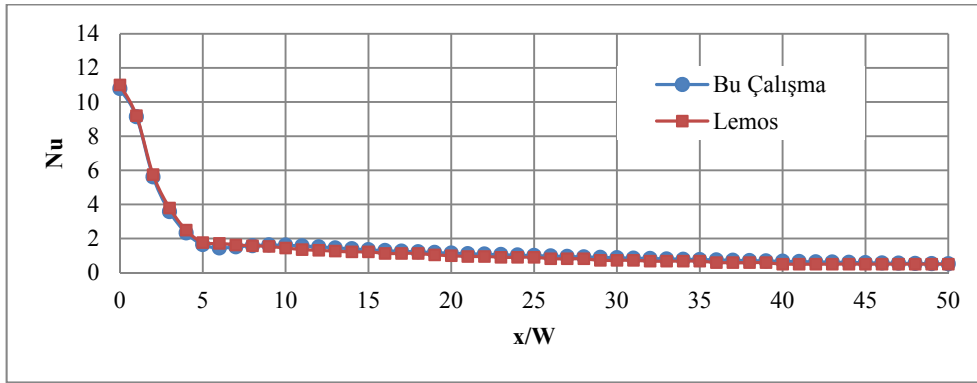
Şekil 4. Sayısal çalışmalarda kullanılan örnek hücre yapısı

## 2.6. Çözümün Doğrulanması

Sayısal çözümden elde edilen sonuçların doğruluğunun test edilmesi amacıyla, bu çalışmada elde edilen sonuçlar ile literatürdeki sonuçlar kıyaslanmıştır. Lemos ve Fischer (2008) tarafından yapılan çalışmanın sonuçları ile bu çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar, gözenekli tabakanın bulunmadığı ve gözenekli tabakanın bulunduğu durumlar için ayrı ayrı yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar Şekil 5 ve 6’da gösterilmiştir. Şekil 5, gözenekli tabakanın bulunduğu durum için yapılan karşılaştırmayı göstermektedir. Gözenekli tabakanın kullanıldığı durum için karşılaştırma yapılırken iki çalışmada da, levhaların yarı uzunluğu  $L=0,5$  m, kanal yüksekliği  $H= 0,02$  m, gözenekli tabaka kalınlığı  $h= 0,01$  m, jetin uygulandığı lüle genişliği  $W= 0,01$  m, gözeneklilik  $\varphi=0,7$ , geçirgenlik  $K= 3,312 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>, ısı iletim katsayıları oranı  $k_s/k_f= 10$  ve jet Reynolds sayısı 750 değerinde alınmıştır. Şekil 6, gözenekli tabakanın bulunmadığı durum için yapılan karşılaştırmayı göstermektedir. İki çalışmada da levhaların yarı uzunluğu  $L=0,5$  m, kanal yüksekliği  $H= 0,02$  m, jetin uygulandığı lüle genişliği  $W= 0,01$  m ve jet Reynolds sayısı 250 değerindedir. Karşılaştırmalar, bu çalışmada yapılan sayısal analizlerin sonuçlarının bahsi geçen literatür çalışmasının sonuçlarıyla uyum içinde olduğunu göstermiştir.



Şekil 5. Gözenekli tabaka bulunduğunda,  $Re=750$  için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi

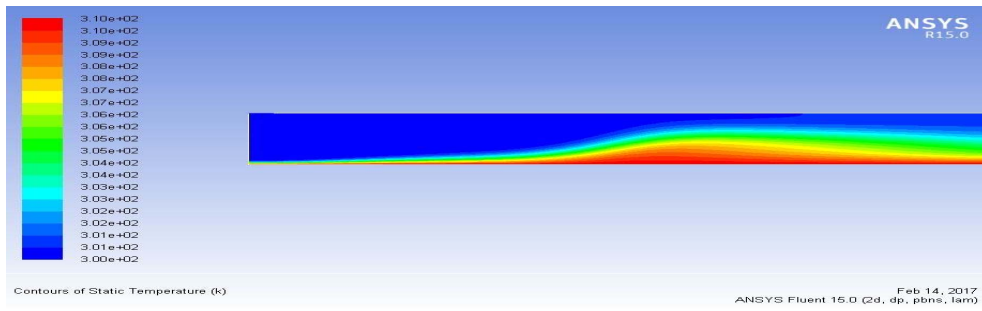


Şekil 6. Gözenekli tabaka bulunmadığı durumda,  $Re=250$  için yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi

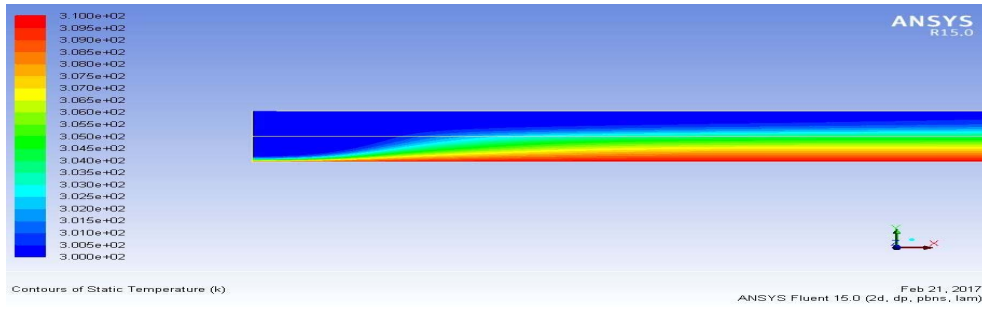
### 3. Bulgular ve Tartışma

#### 3.1. Gözenekliliğin $\phi$ Etkisinin İncelenmesi

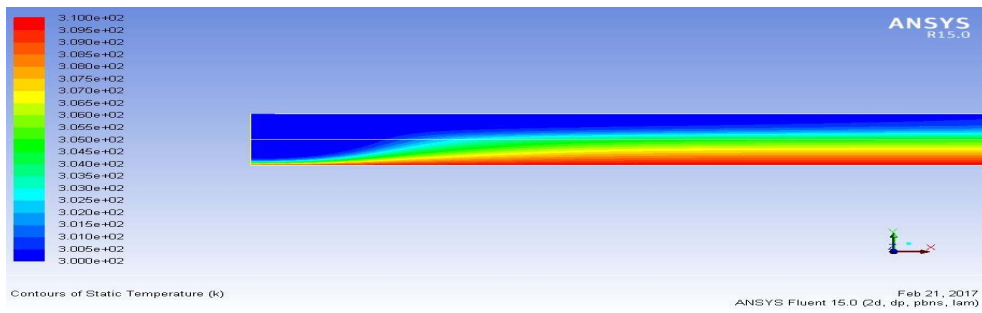
Gözenekliliğin akış ve ısı transferine etkilerini incelemek amacıyla ilk olarak jet Reynolds sayısı  $Re=750$ , gözenekli tabaka kalınlığının kanal yüksekliğine oranı  $h/H=0,5$ , gözenekli malzemenin geçirgenliği  $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  ve gözenekli malzemenin ısı iletim katsayısının akışkan ısı iletim katsayısına oranı  $k_s/k_f=10$  değerlerinde sabit tutularak farklı gözeneklilik  $\phi$  değerleri için analizler yapılmıştır. Gözenekliliğin farklı değerleri için yapılan analizlerden elde edilen eş sıcaklık eğrileri Şekil 7'de gösterilmiştir. Aynı sayısal çalışmalar sonucu elde edilen akım çizgileri eğrileri Şekil 8'de, alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi Şekil 9'da ve alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi Şekil 10'da gösterilmiştir. Şekil 7'de, farklı gözeneklilik değerlerindeki ısı sınır tabaka kalınlıkları görülmektedir. Bu durumun daha detaylı şekilde yorumlanabilmesi için durma noktasındaki Nusselt sayısı ve ısı akısı değerleri incelenmelidir.



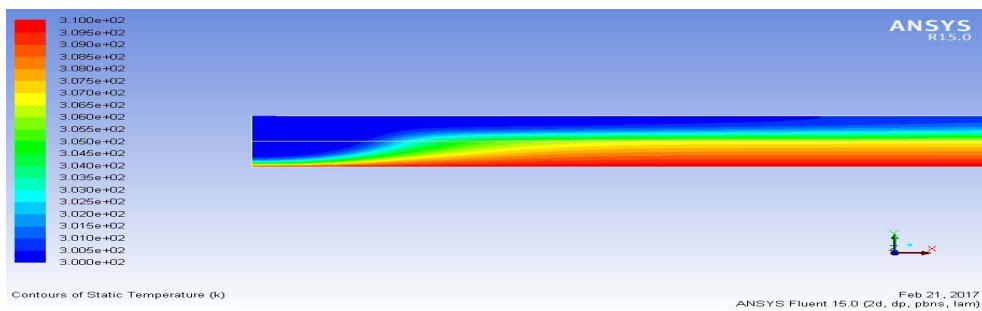
a)  $\varphi=1$  (boş kanal)



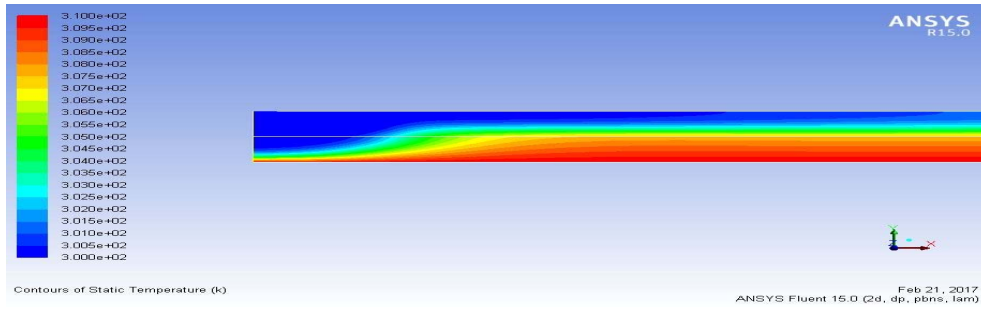
(b)  $\varphi=0,95$



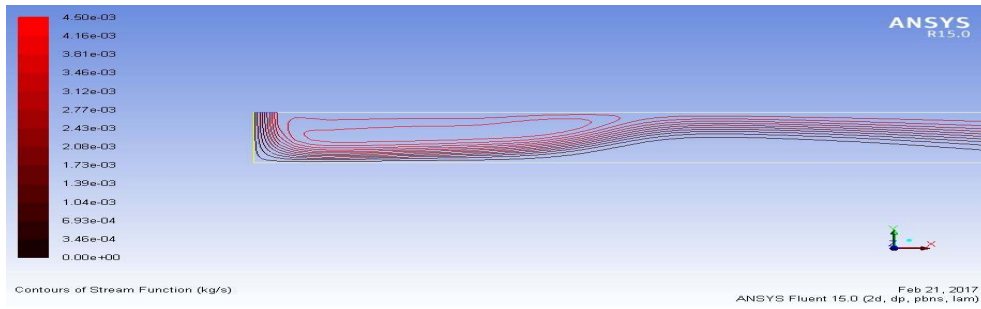
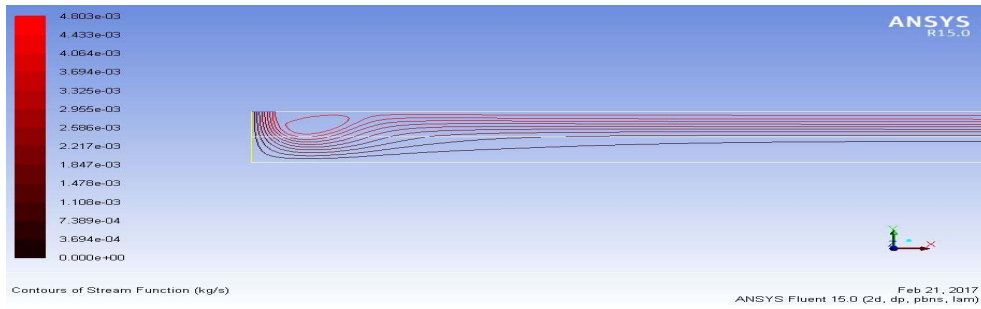
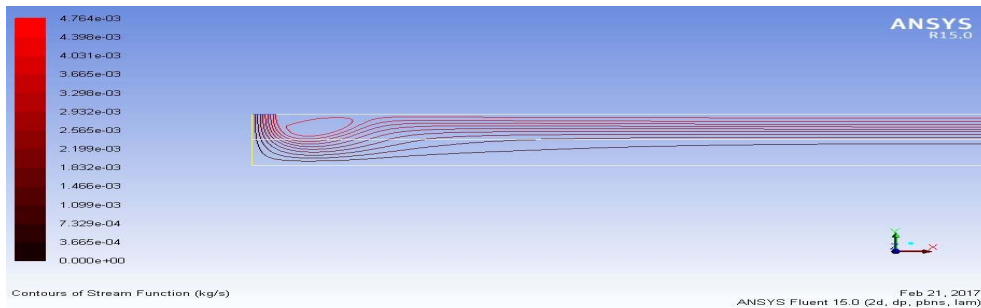
(c)  $\varphi=0,9$

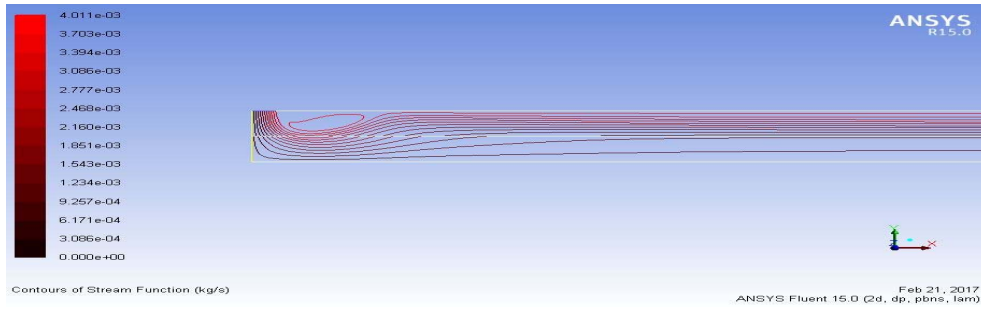
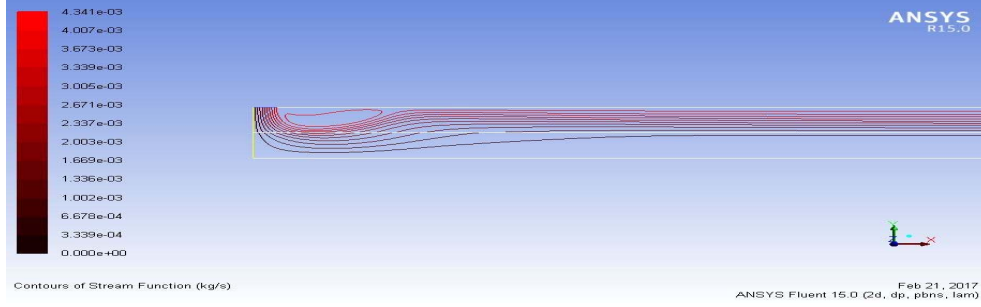


(d)  $\varphi=0,7$

(e)  $\varphi=0,5$ 

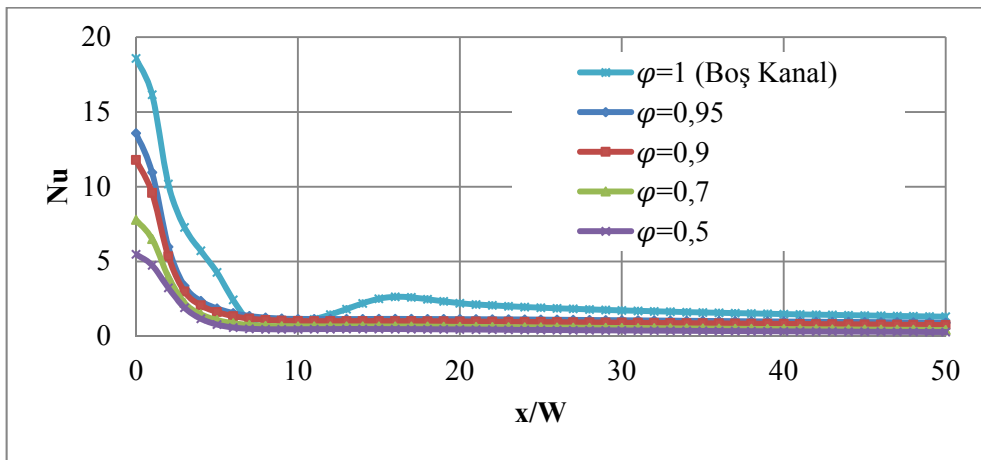
Şekil 7. Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki sıcaklık dağılımı (a)  $\varphi=1$  (boş kanal) (b)  $\varphi=0,95$  (c)  $\varphi=0,9$  (d)  $\varphi=0,7$  (e)  $\varphi=0,5$

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

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

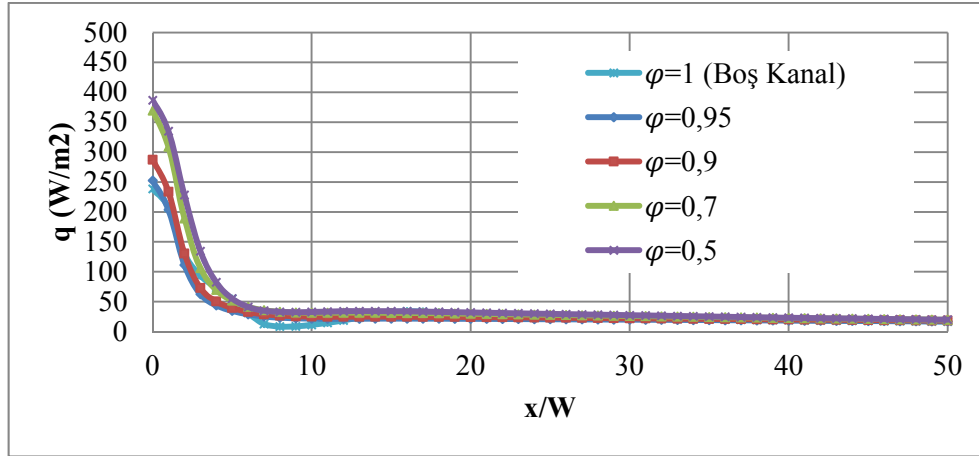
**Şekil 8.** Farklı gözeneklilik değerlerinde jet bölgesindeki akım çizgileri (a)  $\varphi=1$  (boş kanal) (b)  $\varphi=0,95$  (c)  $\varphi=0,9$  (d)  $\varphi=0,7$  (e)  $\varphi=0,5$

Şekil 8 incelendiğinde, gözeneklilik değerinin değişiminin akış davranışını güçlü şekilde etkilemediği görülmektedir. Gözenekliliğin değişimiyle birincil sirkülasyon bölgesinde küçük değişimler meydana gelmiştir. Birincil sirkülasyon bölgesi, gözenekli tabakanın bulunmadığı durumda, bulunduğu durumlara göre çok daha büyüktür. Gözeneklilik değerinin ısı transferine olan etkisi incelenirken alt levha boyunca yerel Nusselt sayıları ile yerel ısı akıları farklı gözeneklilik değerleri için hesaplanmış ve bu değerler sırasıyla Şekil 9 ve Şekil 10'da verilmiştir.



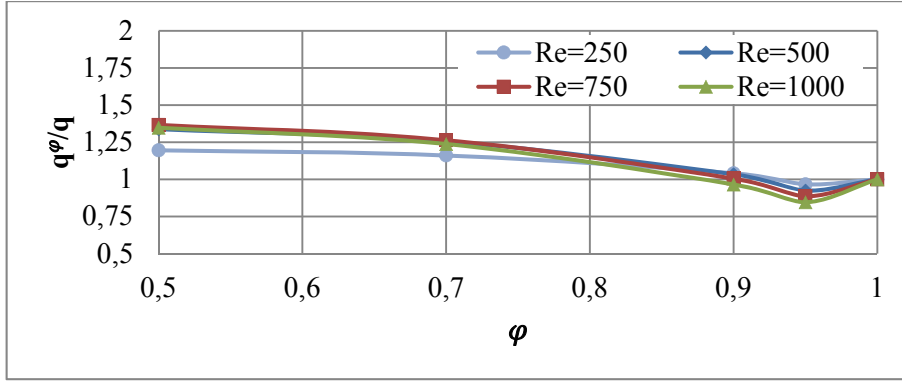
**Şekil 9.**  $Re=750$ ,  $h/H=0,5$  ve  $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  için farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi

Şekil 9’da, gözenekli tabakanın kullanıldığı durumlarda, boş kanal durumundaki yerel Nusselt sayısında meydana gelen ikinci maksimum noktasının ortadan kalktığı görülmektedir. Her durumda, yerel Nusselt sayısı sadece durma noktasında en yüksek değerine ulaşmıştır. Durma noktası ( $x=0$ )’dan uzaklaştıkça tüm gözeneklilik değerlerinde yerel Nusselt sayısı azalmakta ve asimtotik bir değere ulaşmaktadır. Gözenekli tabakanın bulunduğu tüm durumlar değerlendirildiğinde, gözeneklilik değeri ile durma noktasındaki Nusselt sayısının doğru orantılı olarak değiştiği görülmektedir.



Şekil 10.  $Re=750$ ,  $h/H=0,5$  ve  $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  için farklı gözeneklilik değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi

Şekil 10 incelendiğinde, aynı analiz sonuçları için alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimi görülmektedir. Bu şekilde görüldüğü gibi, durma noktasındaki ısı akısı gözeneklilik azaldıkça artmaktadır. Şekil 9’da ise düşük gözeneklilik değerlerinde, durma noktasındaki Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Bu durum, yerel Nusselt sayısı hesaplanırken kullanılan eşitliğin paydasında bulunan etkin ısı iletim katsayısı  $k_{eff}$  teriminden kaynaklanmaktadır. Etkin ısı iletim katsayısı  $k_{eff}$ , gözeneklilik değeri arttıkça azalmaktadır. Bunun sonucu olarak, Nusselt sayısı artmaktadır. Şekil 9 ve 10 birlikte değerlendirildiğinde, gözenekli tabakanın bulunduğu tüm durumlarda gözenekli tabaka bulunmadığı duruma göre ısı transferinde artış gözlenmektedir. Gözeneklilik değerinin akış alanına ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek amacıyla diğer tüm parametreler aynı değerlerde tutularak farklı jet Reynolds sayılarında analizler yapılmıştır. Yapılan bu analizlerin sonucu, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda alt levha üzerindeki ısı akısı'nın ( $q^\phi$ ), gözenekli tabaka bulunmadığı durumlarda alt levha üzerindeki ısı akısı'na ( $q$ ) oranı analiz edilmiştir.  $q^\phi/q$  oranının 1'den büyük olması, ısı transferinin gözenekli tabaka bulunmadığı durumlardakine kıyasla daha fazla olduğunu gösterir. Şekil 11’de farklı jet Reynolds sayılarında  $q^\phi/q$  oranının değişimleri verilmiştir.

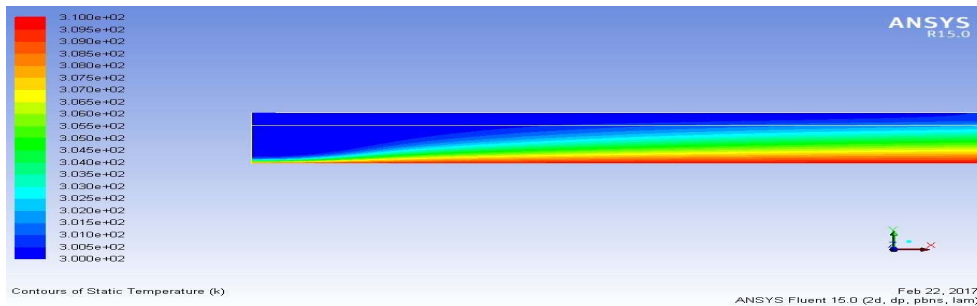


**Şekil 11.** Değişik jet Reynolds sayıları ve  $h/H=0,5$  için farklı gözeneklilik değerlerinde alt levhadaki ortalama ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ortalama ısı akısına oranının değişimi

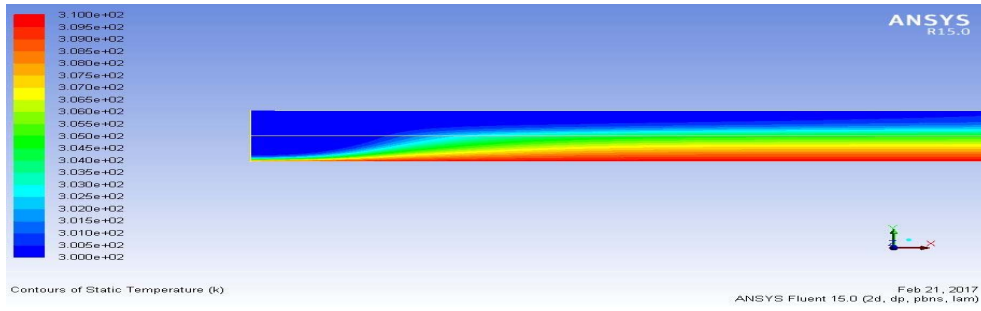
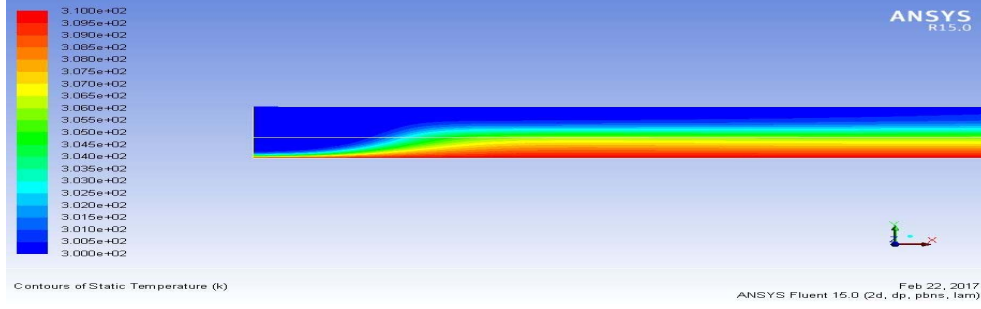
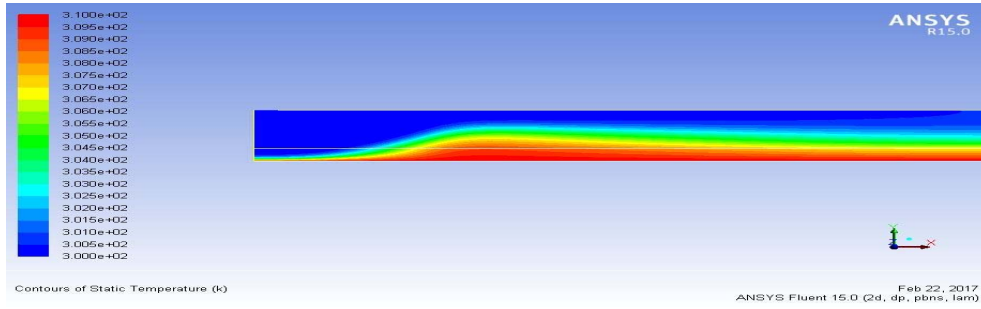
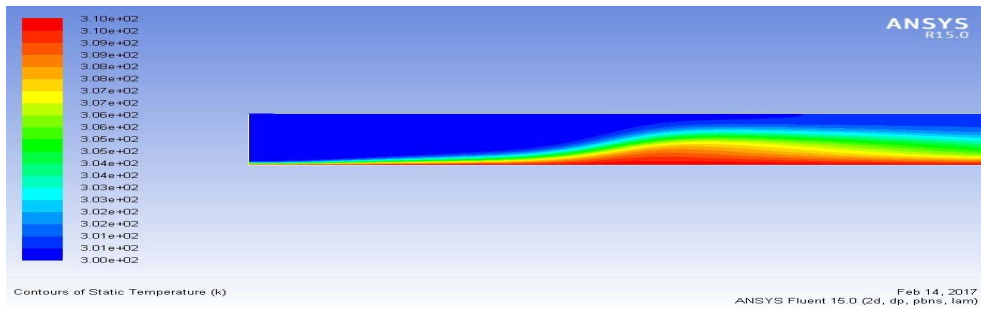
Şekil 11 incelendiğinde, özellikle gözenekliliğin yüksek değerlerinde, jet Reynolds sayısının artışıyla  $q^{\phi}/q$  oranı 1'in altına düşmektedir. Bu durum, ısıl sınır tabakanın bozulduğu, dolayısıyla ısı transferinin azaldığı şeklinde değerlendirilebilir. Şekil 11'de görüldüğü gibi, gözenekliliğin 0,5 olması durumunda ve jet Reynolds sayısı arttıkça, alt levhadan olan ısı transferi artmaktadır.

### 3.2. Gözenekli Tabaka Kalınlığının (h) Etkisinin İncelenmesi

Gözenekli tabaka kalınlığı  $h$  değerinin akış ve ısı transferine etkilerini incelemek için, gözenekli tabaka kalınlığının kanal yüksekliğine oranının farklı değerleri için simülasyonlar yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda 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. Kalınlık oranının farklı değerleri için yapılan analizlerden elde edilen eş sıcaklık eğrileri Şekil 12'de, akım çizgileri eğrileri Şekil 13'de, alt levha boyunca yerel Nusselt sayısının değişimi Şekil 14'de ve alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimi Şekil 15'de verilmiştir.



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

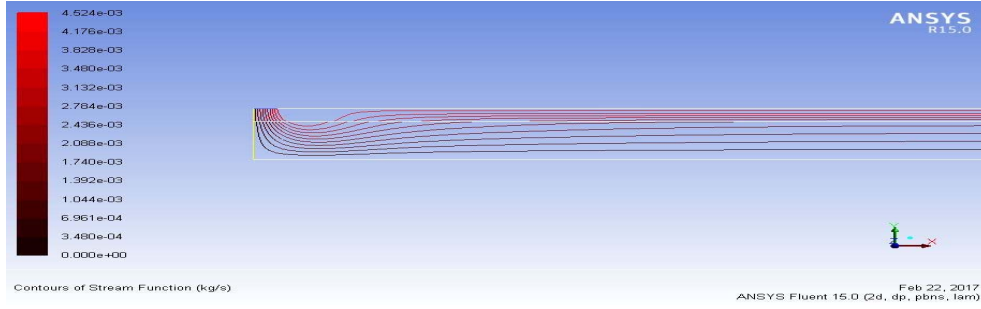
(b)  $h/H=0,5$ (c)  $h/H=0,4$ (d)  $h/H=0,25$ (e)  $h/H=0$  (boş kanal)

**Şekil 12.** Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki sıcaklık dağılımını (a)  $h/H=0,75$  (b)  $h/H=0,5$  (c)  $h/H=0,4$  (d)  $h/H=0,25$  (e)  $h/H=0$  (boş kanal)

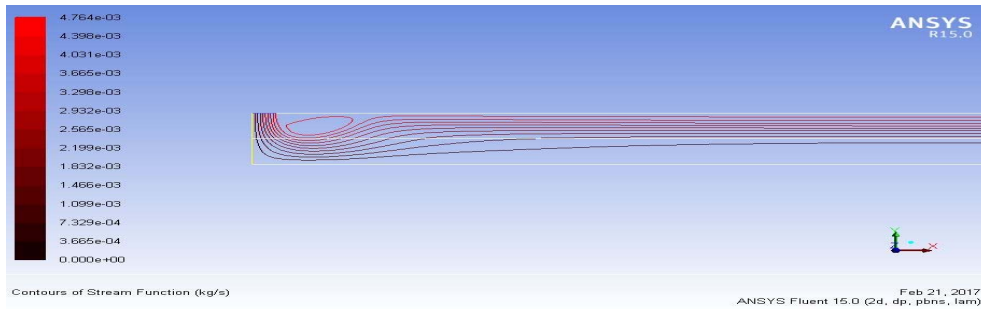
Şekil 12, gözenekli tabaka kalınlığının sıcaklık dağılımını güçlü şekilde etkilediğini göstermektedir. Kalınlık oranının değişimiyle ısı sınır tabaka kalınlığı da değişmektedir. Her



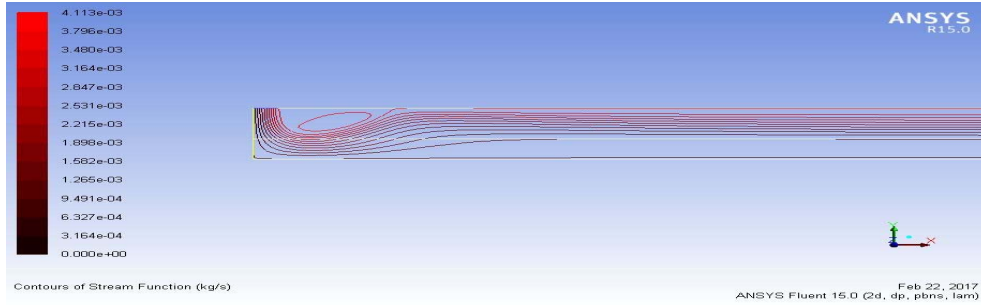
durumda, çarpan jet ile sıcak levha arasındaki ısı transferinin ilk olarak gerçekleştiği yer durma noktasıdır ve durma noktasından uzaklaştıkça ısı transferi azalmaktadır.



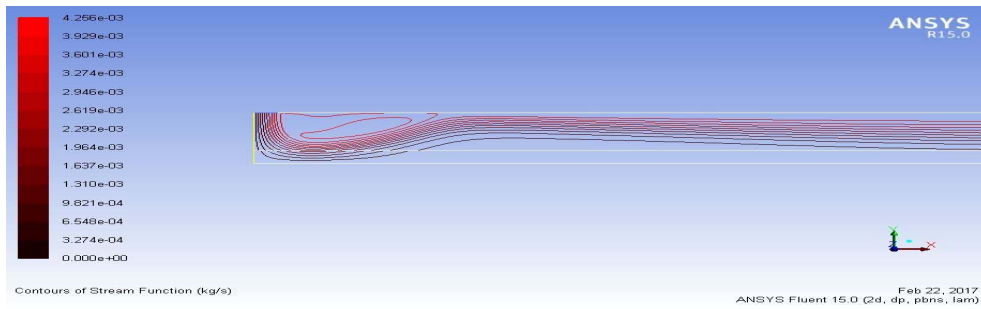
(a)  $h/H=0,75$



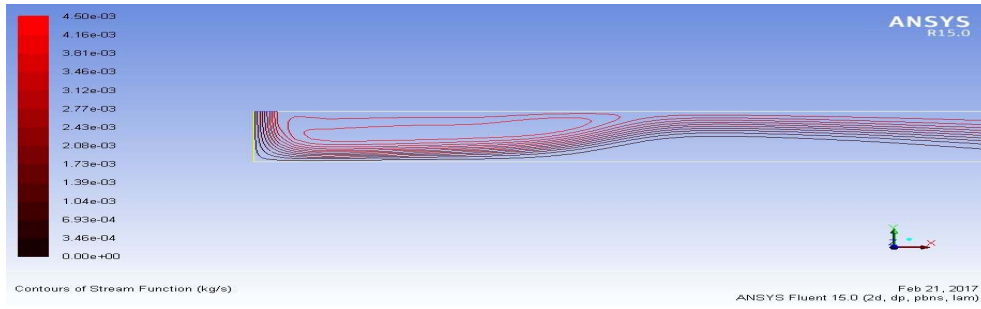
(b)  $h/H=0,5$



(c)  $h/H=0,4$



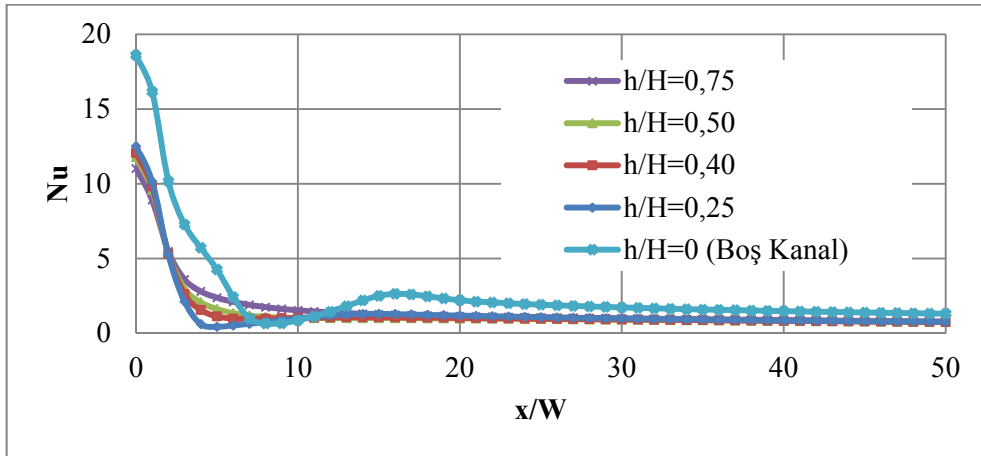
(d)  $h/H=0,25$

(e)  $h/H=0$  (boş kanal)

**Şekil 13.** Farklı gözenekli tabaka kalınlıklarında jet bölgesindeki akım çizgileri (a)  $h/H=0,75$  (b)  $h/H=0,5$  (c)  $h/H=0,4$  (d)  $h/H=0,25$  (e)  $h/H=0$  (boş kanal)

Şekil 13 incelendiğinde, akış davranışının gözenekli tabaka kalınlığından güçlü şekilde etkilendiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 13'den görüldüğü üzere,  $h/H$  oranının artmasıyla, ikincil sirkülasyon bölgesi kaybolmakta ve birincil sirkülasyon bölgesi etkisini kaybetmektedir.

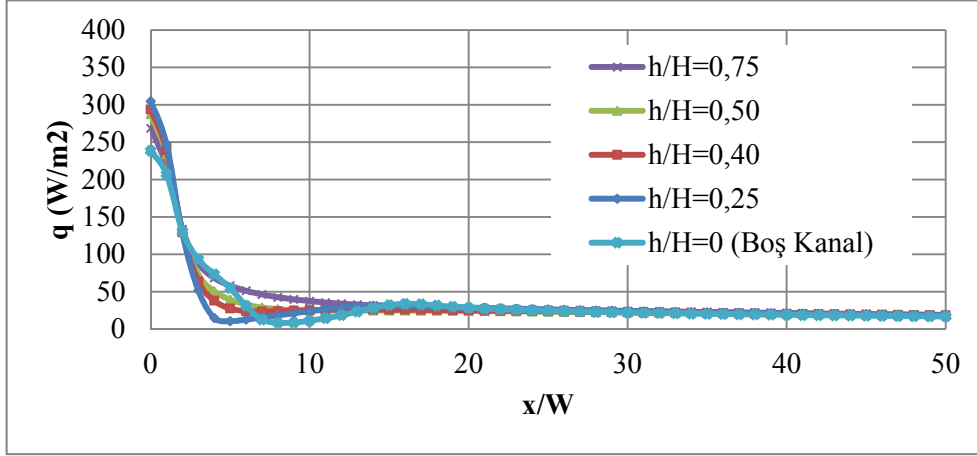
Gözenekli tabaka kalınlığının ısı transferi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla alt levha boyunca yerel Nusselt sayıları ile yerel ısı akıları farklı  $h/H$  oranları için hesaplanmış ve bu değerler sırasıyla Şekil 14 ve Şekil 15'de verilmiştir.



**Şekil 14.**  $Re=750$ ,  $\varphi=0,9$  ve  $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  için gözenekli tabaka kalınlığının farklı değerlerinde alt levha boyunca yerel Nusselt sayısı eğrisi

Şekil 14'de, durma noktasındaki Nusselt sayısı değerinin, gözenekli tabaka kullanılması durumunda düştüğü görülmektedir.  $h/H$ 'ın 0,4'den küçük olduğu durumlarda, boş kanalda olduğu gibi yerel Nusselt sayısının ikinci maksimum noktasının oluşumu devam etmektedir.  $h/H=0,25$  eğrisinde, yerel Nusselt sayısı çarpma bölgesinde minimum değerine ulaşmıştır fakat duvar jeti bölgesindeki bir noktada bu değer yükselme göstermiştir.  $h/H$  oranının 0,25 olduğu durumda, yerel Nusselt sayısının ikinci defa maksimum noktasına ulaşmasının nedeni Şekil 13 (d)'de görülen ikinci sirkülasyon bölgesinin oluşmasıdır.

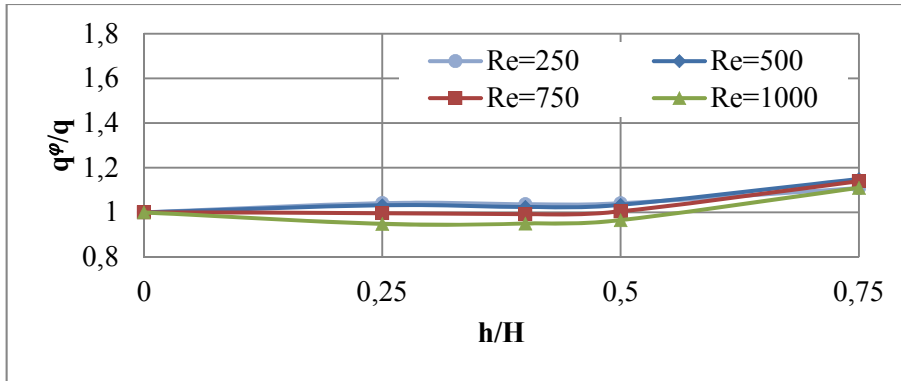
Şekil 15, aynı analiz sonuçları için alt levha boyunca yerel ısı akısı değişimini ifade etmektedir.



Şekil 15.  $Re=750$ ,  $\varphi=0,9$  ve  $K=3,312 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  için gözenekli tabaka kalınlığının farklı değerlerinde alt levha boyunca yerel ısı akısının değişimi

Genel olarak Şekil 14 ve 15 incelendiğinde, kalınlık oranının değişimiyle durma noktasındaki Nusselt sayısı ve ısı akısı değerlerinin çok büyük aralıklarda değişmediği görülmektedir.

Gözenekli tabaka kalınlığının akış ve ısı transferine etkilerini daha detaylı incelemek için diğer tüm parametreler aynı değerlerde tutularak farklı jet Reynolds sayılarında analizler yapılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları, gözenekli tabakanın bulunduğu durumlarda alt levha üzerindeki ısı akısı'nın ( $q^\varphi$ ), gözenekli tabaka bulunmadığı durumlarda alt levha üzerindeki ısı akısı'na ( $q$ ) oranı şeklinde incelenmiştir. Bu oran, alt levha boyunca gözenekli tabakanın ısı transferini arttırmasının veya azaltmasının ölçütü olarak tanımlanabilir.  $q^\varphi/q$  oranının 1'den büyük olması, ısı transferinin gözenekli tabaka bulunmadığı durumlardakine kıyasla daha fazla olduğu şeklinde yorumlanabilir. Şekil 16'da farklı jet Reynolds sayılarında  $q^\varphi/q$  oranının değişimleri verilmiştir.



Şekil 16. Değişik jet Reynolds sayıları için farklı kalınlık oranlarında alt levhadaki ortalama ısı akısının boş kanal durumunda alt levhadaki ortalama ısı akısına oranının değişimi

Şekil 16 incelendiğinde, kalınlık oranının 0,5'den küçük olduğu durumlarda, incelenen tüm jet Reynolds sayısı değerleri için  $q^\varphi/q$  oranının 1'in altına düştüğü görülmektedir. Bu durum, ısı transferinin azaldığı şeklinde değerlendirilebilir. Ayrıca, Şekil 16'da, kalınlık oranının 0,5'den büyük

olduğu durumlarda, özellikle jet Reynolds sayısının azalmasıyla  $q^{\phi}/q$  oranının 1'den yukarı çıktığı görülmektedir. Bu durum, alt levhadan olan ısı transferinin artması şeklinde yorumlanabilir.

#### 4. Sonuçlar

Bu çalışmada, gözenekli bir tabaka ile kaplanan levhanın çarpan jet ile soğutulması sayısal olarak analiz edilmiştir. 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 bulunduğu ve bulunmadığı durumlar için analizler yapılmıştır. Bu analizler yapılırken gözeneklilik, gözenekli tabaka kalınlığı ve jet Reynolds sayısı parametrik olarak değiştirilmiştir. Gözenekli tabakanın bulunduğu ve bulunmadığı durumlarda, alt levha üzerinde, yerel Nusselt sayıları ve yerel ısı akıları hesaplanarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Gözenekliliğin 0,9 olduğu durumda, kalınlık oranının büyük değerlerinde; kalınlık oranının 0,5 olduğu durumda, gözenekliliğin düşük değerlerinde ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir.

#### Kaynaklar

- 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, NY. Nova Science Publishers Inc.
- Demircan, T. (2005). *Bir Yüze Çarpan Osilasyonlu İki Boyutlu Dikdörtgen Jetin Sayısal Olarak İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- 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.
- Dullien, F. A. L. (1991). *Porous Media: Fluid Transport and Pore Structure* (Second edition). San Diego: Academic Press.
- Ergün, S. (1952). Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering and Progress*, 8, 89-94.
- Incropera, F. P. And Dewitt, D. P. (2011). *Introduction to heat transfer* (Sixth edition). New York: John Wiley & Sons Inc.
- 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.
- Ozmat, B., Leyda, B. And Benson, B. (2007). Thermal applications of open-cell metal foams. *Materials and Manufacturing Processes*, 19 (4), 839-862.
- 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.