



BİR YÜZEYE ÇARPAN OSİLASYONLU İKİ BOYUTLU DİKDÖRTGEN HAVA JETİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Tolga DEMİRCAN ve Haşmet TÜRKÖĞLU

Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü 06570 Maltepe/ANKARA
tolgad@gazi.edu.tr, hasmet@gazi.edu.tr

(Geliş Tarihi: 12. 03. 2007)

Özet: Bu çalışmada, birbirine paralel olarak duran, iki yatay sonsuz levha arasına püskürtülen bir jet ele alınmıştır. Alttaki levha sabit sıcaklıkta tutulmuş, üstteki levha ise yalıtılmıştır. Üst levhanın ortasındaki dikdörtgen bir lüleden salımlı bir hava jeti, sıcak alt levhaya çarptırılmıştır. Jet hızı, zamana bağlı sinüs eğrisi şeklinde periyodik değiştirilmiştir. Çalışmalar, Reynolds sayısının 100 ile 700 değerleri arasında yapılmıştır. Salınım genliği $0,1V_0 - 0,5V_0$ aralığında ve salınım frekansı 1-10 Hz aralığında değiştirilerek osilasyonun, akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Problemin sayısal analizini yapmak için, kontrol hacmi metodu ve SIMPLE algoritması kullanılarak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Yapılan çalışmada, maksimum ısı transferinin, çarpma bölgesinde olduğu ve levha boyunca akış yönünde ısı transferinin azaldığı belirlenmiştir. Reynolds sayısının artışı ile levha üzerindeki her noktada ısı transferinde artış gözlenmiştir. Ayrıca salınım frekansı ve genliğinin artırılması ile durma noktası Nusselt sayısının, salımsız jet Nusselt sayısına göre arttığı gözlenmiştir. Bu artışın, $Re=100$ için yaklaşık %4,51, $Re=300$ için yaklaşık %8,086, $Re=500$ için yaklaşık %11,061 ve $Re=700$ için ise yaklaşık olarak %13,944 oranında olduğu görülmüştür. Çarpan jetlerin ısı transferini belirlenen bir bölgede artırmak için kullanıldığı göz önüne alınırsa, jetin çarptığı bölgede oluşan Nusselt sayısındaki bu artışlar önemlidir.

Anahtar Kelimeler: Çarpan jet, Osilasyon, Laminar akış, Sayısal çözüm.

NUMERICAL INVESTIGATION OF AN OSCILLATING TWO DIMENSIONAL RECTANGULAR IMPINGING AIR JET

Abstract: In this study, two infinite horizontal plates were considered. The bottom plate was kept at constant temperature, and the top plate was insulated. An oscillating air jet, issued from a rectangular slot on the top plate, was impinging on the bottom hot plate. The jet velocity oscillated sinusoidal. The jet Reynolds number was varied between 100 and 700. Oscillation amplitude and oscillation frequency were varied between $0.1V_0 - 0.5V_0$ and 1-10 Hz, respectively. A computer program, based on control volume method and SIMPLE algorithm, was developed to numerically analyze the problem. Numerical simulations were performed to investigate effects of the Reynolds number, amplitude and frequency of the oscillation on flow and heat transfer. It was observed that maximum heat transfer rate is obtained on stagnation point and heat transfer rate decreases along the plate. The heat transfer rate increases at all points on the plate when Reynolds number increases. It was also observed that the stagnation point Nusselt number increases with increasing oscillation frequency and amplitude compared with steady jet Nusselt number. With increasing oscillation amplitude and frequency the Nusselt number increases 4.51% for $Re=100$, 8.086% for $Re=300$, 11.061% for $Re=500$ and 13.944% for $Re=700$. Considering the impinging jets are used to increase the heat transfer rate locally, theses in the stagnation point Nusselt number are important.

Keywords: Impinging jet, Oscillation, Laminar flow, Numerical solution

SEMBOLLER

A	Salınım genliği
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, J/kg.K
f	Salınım frekansı, Hz
D_h	Hidrolik çap, m
h	Yerel ısı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
H	Lüle ile levha arası mesafe, m
k	Isı iletim katsayısı, $W/m.K$
L	Levha boyu, m
Nu_{max}	Anlık durma noktası Nusselt sayısı

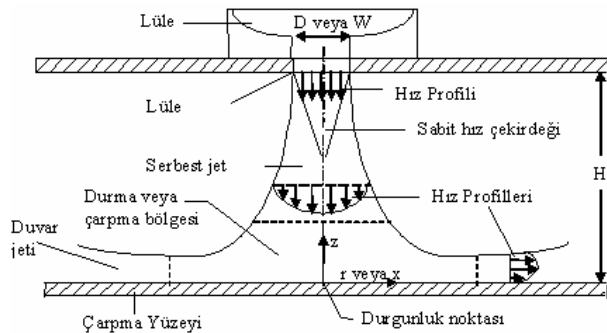
Nu_x	Anlık yerel Nusselt sayısı
\bar{Nu}	Periyot boyunca ortalama Nusselt sayısı
\bar{Nu}_A	Anlık ortalama Nusselt sayısı
\bar{Nu}_{max}	Periyot boyunca ortalama durma noktası Nusselt sayısı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
q''	Isı akısı, W/m^2
Re	Reynolds sayısı ($Re = V_0 2W/\nu$)

T_A	Akışkan sıcaklığı, K
T_y	Alt levhanın sıcaklığı, K
v	Dikey yönde hız bileşeni
V_o	Sabit jet hızı, m/s
W	Lüle genişliği, m
x	Yatay koordinat
y	Dikey koordinat
α	Isı yayılım katsayısı, m^2/s
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m^3
τ	Periyot
ν	Kinematik viskozite, m^2/s

GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında ısınan elemanların emniyetli çalışma sıcaklıklarına kadar soğutulması sıklıkla karşılaşılan bir uygulamadır. Özellikle teknolojideki gelişmeler elektronik cihazların kullanımının artması ve bu sistemlerin güvenli çalışma sıcaklıklarına soğutulma gereksinimini ortaya çıkarmıştır. Her geçen gün elektronik elemanların boyutları küçülmekte ve birim hacimde oluşan ısı artmaktadır. Bu da, daha etkili soğutma sistemlerine duyulan gereksinimi artırmaktadır. Özellikle küçük boyutlu sistemlerin soğutulmasında, büyük soğutma sistemlerinin kullanılması büyük bir sorundur. Çarpan jet yardımı ile soğutma sistemleri bu sorunu çözmektedir.

Çarpan jet bir lüle veya yarıktan bir akışkanın püskürtülerek hedef bir yüzeye çarptırılması ile elde edilir. Çarpan jetin çalışma prensibi sınır tabakayı incelterek ısı transferini artırma esasına dayanır. Dolayısıyla akışkan ile yüzey arasında büyük değerde lokal ısı transfer katsayısı elde ederek çarptığı yüzeyde ısı ve kütle aktarımını sağlar. Çarpan jetler türbin kanatlarının soğutulmasında, elektronik devre elemanlarının soğutulmasında, elektronik, tekstil, kağıt, cam, gıda gibi birçok endüstriyel sektörde kurutma, ısıtma ve soğutma uygulamaları için kullanılırlar. Jetin çıkış ağzı dairesel veya dikdörtgen şeklinde olabilir. Isı transferinde jetin tipi, lülelerin şekli, eğer dizi şeklinde ise lülelerin aralarındaki mesafe, akışkanın hızı, sıcaklığı, fazı, akış karakteristiği, lüle ile yüzey arasındaki mesafe ve yüzeye çarpma şekli etkilidir.



Şekil 1. Tek bir gaz jetinin yüzeye çarpmasının şematik görünümü.

Dik açı ile çarpan jetlerde jetin eksen çizgisinin hedef yüzey ile kesiştiği noktaya geometrik çarpma noktası

denir ve maksimum ısı transferinin meydana geldiği durma noktası ile çakışır. Esas olarak düz bir yüzeye çarpan jet, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere bölümlere ayrılabilir. Bu bölümler Şekil 1’de görülmektedir.

Literatürde çarpan jetlerle ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Bunlar, çarpan jetlerin akış ve ısı transferi karakteristikleri ve basınç düşümü ile ilgilidir. Yapılan bu çalışmalar incelendiğinde, farklı geometrilerde ve farklı çalışma koşullarında çarpan jetler üzerinde çalışıldığı görülmektedir. Elison ve Webb (1994), çarpan sıvı jetlerin laminar, geçiş ve türbülanslı rejimlerdeki yerel ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 300–7000 ve jet çapı ise 0,584, 0,315 ve 0,246 mm değerleri için çalışmışlardır. Geçiş bölgesindeki Reynolds sayılarında, durma noktasındaki Nusselt sayısının lüle ile çarpma levhası arasındaki mesafenin, lüle çapına oranına bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Liu ve Sullivan (1996), lüle ile çarpma levhası arasındaki mesafenin küçük değerleri ($H/d \leq 2$) için, dairesel çarpan jetlerin akış yapılarını ve ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transferinin artması veya azalmasının, duvar jeti bölgesinde oluşan sirkülasyonlu yapı ile bağlantılı olduğunu belirtmişlerdir. Yan ve Saniei (1997), dairesel jetlerde, yüzeye çarpma açısının ve jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin yerel taşınım katsayılarına etkilerini incelemişlerdir. Dik çarpmada, jet ile hedef yüzey arasındaki mesafenin azalması ile akışın simetrik yapısının bozulduğunu belirlemişlerdir. Plakanın eğiminin artması ile maksimum ısı transferinin azaldığını belirlemişlerdir.

Morris vd. (1999), çarpan jetlerin akış alanlarını, FLUENT paket programı yardımıyla sayısal olarak incelemiştir. Çalışma, Reynolds sayısı 2000–23000, lüle çapı 3,18 ve 6,35 mm ve lüle ile hedef yüzey arasındaki mesafe, lüle çapının 2, 3 ve 4 katı alınarak yapılmıştır. Sonuçta, küçük Reynolds sayılarında, akış alanı içinde üç den fazla sirkülasyon bölgesinin olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds sayısı, lüle çapı ve lüle ile hedef yüzey arasındaki mesafenin artırılması ile, oluşan sirkülasyonların jet ekseninden uzaklaştığını belirlemişlerdir. Sahoo ve Sharif (2004), sabit ısı akısı uygulanmış bir yüzeyin çarpan jet yardımı ile soğutulmasındaki akış ve ısı transfer karakteristiklerini nümerik olarak incelemişlerdir. Reynolds sayısı 100–500 ve Richardson sayısı 0–10 aralığında çalışmışlardır. Karışık konveksiyonun ısı transferine etkisini belirlemek için yerel ve ortalama Nusselt sayıları ve sürtünme katsayısının sıcak yüzeydeki değişimlerini gözlemlenmişlerdir. Verilen Richardson sayısında, ısı akısı uygulanan yüzeydeki ortalama Nusselt sayısının, jet çıkışındaki Reynolds sayısının artışıyla arttığını belirlemişlerdir. Fakat verilen Reynolds sayısında, ortalama Nusselt sayısının, Richardson sayısı ile değişim göstermediğini gözlemlenmişlerdir. Çalıştıkları Reynolds sayısı aralığında, kaldırma kuvveti etkilerinin,

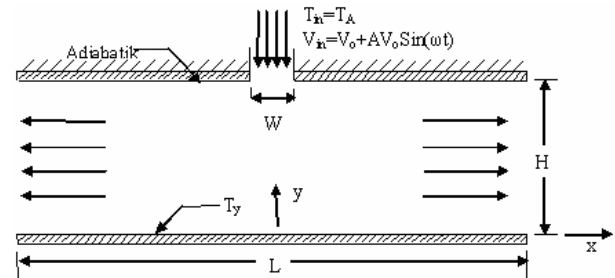
ortalama ısı transferine önemli bir etkisi olmadığını belirlemiştir.

Avezedo vd. (1994), kesikli jetteki ısı transferi miktarını deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 4000–40000 aralığında çalışmışlardır. Kararlı jet (0 Hz) ile 200 Hz arasındaki değişik frekanslarda ölçümler yapmışlardır. Isı transferinin, aynı debideki kararlı jete göre tüm frekanslarda yaklaşık olarak %0–20 oranında düştüğünü gözlemlemiştir. Bremhorst ve Agnew (1999), dairesel jetten oluşan bir problemi salınımlı ve salınımsız olarak incelemiştir. Akış salınımlı ısı transferini yükseltmek için kullanmışlardır fakat salınımsız duruma göre herhangi bir artış olmadığını gözlemlemiştir. Salınımlı hız gradyanını düşürdüğünü ve jet çıkışındaki momentuma bağlı Reynolds kayma gerilmesinin kararlı hale göre daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Mladin ve Zumbrennen (2000), ısıtılan levha yüzeyine çarpan hava jetinin karakteristiğine salınımlı etkisini deneysel olarak incelemiştir. Levha üzerindeki akış karakteristiğini belirlemek için Nusselt sayısı dağılımı kullanmışlardır. Deneyle, Reynolds sayısını 1.000, 5.500 ve 10.000 ve salınımlı frekans 82 Hz değerleri için yapmışlardır. Nozul çıkışındaki salınımlı genliğini ortalama akış hızının %50'sine çıkacak şekilde belirlemiştir. Sonuçta, yüzey üzerindeki zamana bağlı ortalama ısı transferinin değişimlerini parametrik ifadelerle belirlemiştir. Lawson ve Davidson (2000), dikdörtgen bir lüleden fıskıran salınımlı su jetinin karakteristiğini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmanın sonucunda, frekansın, lüle çapı ile arttığı ve akış alanının boyunun, genişliğine oranının artması ile azaldığını belirlemiştir.

Chirac ve Ortega (2002) düzlemsel bir levha üzerine çarpan jetin ısı transferine etkisini, kararlı ve kararsız durumlar için sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 250–750 ve Prandtl sayısı 0,7 için sabit çarpma mesafesi-jet genişliği oranı ($H/W=5$) için çalışmışlardır. Reynolds sayısı 585 ile 650 arasında kararlı rejimden, kararsız rejime geçiş bölgesi olarak bulmuşlardır. Kararlı rejimde Reynolds sayısının yükselmesi ile Nusselt sayısının da arttığını gözlemlemiştir. Reynolds 750'de akışın tamamen kararsız hale geldiğini belirlemişler ve kararlı hale göre daha büyük ortalama ısı transfer katsayısı oluştuğunu belirlemiştir. Chung vd. (2002) kararsız rejim için çarpan jetlerdeki momentum ve ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Anlık akış ve sıcaklık alanlarının detaylı analizini yapmışlardır. Kararsızlığın, akış alanında oluşan birincil vortisitlerden oluştuğunu ve bu vortisitlerin yerinin durma noktasındaki Nusselt sayısını önemli oranda etkilediğini belirtmişlerdir. Camcı ve Herr (2002), kendi kendine salınımlı jetlerle ilgili çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarda eksenine normal yönde periyodik salınımlı jeti ele almışlardır. Durma noktası çizgisinde, Nusselt sayısının artışının %70 civarında olduğunu belirlemiştir. Salınımlı, taşınım ve difüzyonu önemli ölçüde artırdığını belirtmişlerdir.

PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL FORMULASYON

Bu çalışmada incelenen problemin geometrisi ve koordinat sistemi Şekil 2'de gösterilmektedir. Birbirine paralel olarak duran, iki yatay sonsuz levha ele alınmıştır. Altındaki levha sabit $T_y=310$ K sıcaklığında tutulmaktadır. Üstteki levha ise adiabatiktir. Üst levhanın ortasındaki bir dikdörtgen kesitli lüleden salınımlı olarak püskürtülen bir jet sıcak alt levhaya çarpmaktadır. Jet akışkanı olarak hava kullanılmıştır ve havanın yoğunluğu sabit kabul edilmiştir. Jet çıkış hızı, zamana bağlı sinüs eğrisi şeklinde salınımlıdır ve lüle çıkışında akış üniformdur. Jetin giriş sıcaklığı $T_A=300$ K sıcaklığında alınmıştır. Levhaların uzunluğu $L=25$ cm, levhalar arasındaki mesafe $H=5$ cm ve jetin uygulandığı lülenin genişliği $W=1$ cm olacak şekilde belirlenmiştir. Jetin anlık hızı $V(t)=V_0+AV_0\sin\omega t$ fonksiyonu yardımıyla bulunmaktadır. Buradaki "A" salınımlı genliğini belirtmektedir ve değeri 0,1 ile 0,5 arasında değiştirilmiştir. Reynolds sayısının 100, 300, 500 ve 700 değerlerinde, lüle çıkış hızı frekansının 1–10 Hz değerleri için simülasyonlar yapılmıştır.



Şekil 2. Problemin geometrisi ve koordinat sistemi.

Problem, akışın z yönünden bağımsız olduğu kabul edilerek, iki boyutlu (x, y) olarak incelenmiştir. Ayrıca enjekte edilen akışkanın hızı osilasyonlu olduğundan dolayı, akış zamana bağımlı olarak ele alınmıştır. Jet hızı ve levhaların sıcaklık farklılıkları göz önünde bulundurulduğunda; akışın, lüle orta düzlemine göre simetrik ve laminar olduğu kabul edilebilir. Akış boyunca, sıcaklık değişiminin küçük değerlerde gerçekleşmesinden dolayı, akışkanın yoğunluğu, viskozitesi ve ısı iletkenliğinin değişimi ihmal edilmiştir.

Problemin Diferansiyel Denklemleri

Süreklilik denklemi

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

Momentum denklemleri

x – yönlü momentum denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

y – yönlü momentum denklemi

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Sınır Şartları

Üst Yüzeyde ($y=H$),

$$0 \leq x \leq \frac{W}{2} \quad v=V_{in} \quad u=0 \quad T=T_A$$

$$\frac{W}{2} \leq x \leq L \quad v=0 \quad u=0 \quad \frac{dT}{dy}=0$$

Alt Levhada ($y=0$),

$$0 \leq x \leq \frac{L}{2} \quad v=0 \quad u=0 \quad T=T_y$$

Yan Yüzeyde ($x=L/2$),

$$0 \leq y \leq H \quad \frac{dv}{dx}=0 \quad \frac{du}{dx}=0 \quad \frac{dT}{dx}=0$$

Simetri Ekseninde ($x=0$),

$$0 \leq y \leq H \quad \frac{dv}{dx}=0 \quad u=0 \quad \frac{dT}{dx}=0$$

Başlangıç Şartı ($t=0$),

$$v=0 \quad u=0 \quad T=T_A$$

Nusselt Sayısının Hesaplanması

Enerji denkleminin nümerik çözümünden elde edilen sıcaklık dağılımı, sıcak alt levha boyunca Nusselt sayısını hesaplamak için kullanılmıştır. Sıcak alt levhadan, akışkana olan ısı akışı şu şekilde yazılabilir;

$$q'' = h(T_y - T_A) = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (5)$$

Bu eşitlikten anlık yerel Nusselt sayısını elde ederiz. Burada, karakteristik uzunluk olarak lüle hidrolik çapı $D_h=2W$ kullanılmıştır.

$$Nu_x = \frac{hD_h}{k} = \frac{h2W}{k} = - \left. \frac{2W}{(T_y - T_A)} \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (6)$$

Sıcak alt levha üzerindeki anlık alan ortalama Nusselt sayısını elde etmek için, alan boyunca yerel Nusselt sayısının integralini alır ve toplam yüzey alanına böleriz.

$$N\bar{u}_A = \frac{1}{A} \int_A Nu_x dA \quad (7)$$

Periyot boyunca alan ve zaman ortalama Nusselt sayısı ise, salınım periyodu boyunca ortalama alınarak, aşağıdaki gibi elde edilir.

$$N\bar{u} = \frac{1}{\tau} \int_{\tau} \frac{1}{A} \int_A Nu_x dA dt \quad (8)$$

Anlık yerel Nusselt sayısının durma (çarpma) noktasındaki değeri, anlık durma noktası Nusselt sayısı (Nu_{max}) olarak tanımlanmaktadır.

$$Nu_{max} = Nu_x|_{x=0} \quad (9)$$

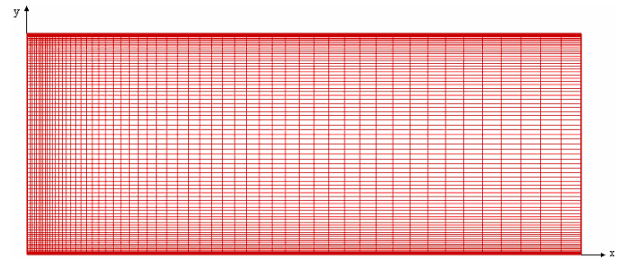
Periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısı ($N\bar{u})_{max}$ ise, anlık durma noktası Nusselt sayısının periyot boyunca ortalaması alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$(N\bar{u})_{max} = \frac{1}{\tau} \int_{\tau} Nu_{max} dt \quad (10)$$

SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

İncelediğimiz problemin matematiksel olarak modellenmesi sonucunda elde edilen süreklilik, momentum ve enerji diferansiyel denklemleri birbirlerine bağımlı olduğu için aynı anda çözülmesi gerekmektedir. Bu da ancak sayısal bir yöntemle mümkündür. Bunun için, ilk olarak problem alanı sonlu sayıda kontrol hacmine bölünerek, diferansiyel denklemleri bu kontrol hacimlerinde integre edilmiştir ve cebirsel denklemlere dönüştürülmüştür. SIMPLE algoritması kullanılarak, FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu program yardımıyla, denklemler, çözüm alanı içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımını belirlemek için, problemin sınır şartları ile birlikte çözülmüştür. Konveksiyon terimlerinin diskritizasyonu için hybrid metot kullanılmıştır. Zamana bağımlı terimler tam implicit metot kullanılarak diskritize edilmiştir. Cebirsel denklemlerin çözümü için ise Gauss-Seidel iterasyon tekniği kullanılmıştır.

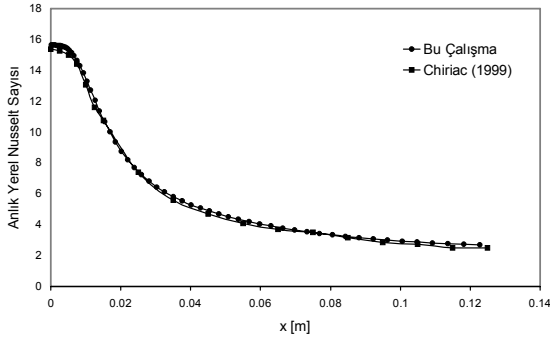
Problemin simülasyonun da kullanılan ağ sistemi Şekil 3'te görülmektedir. Çözüm alanı içinde, jetin etkisinin daha fazla olduğu, simetri düzleminde ve levhalara yakın bölgelerde, hız ve sıcaklık değişimleri, diğer bölgelere göre daha büyüktür. Sayısal hataları azaltmak ve bilgisayarın çözüm zamanını daha uygun kullanmak için, bu bölgelere daha sık düğüm yerleştirilmesi yararlı olacaktır. Bu yüzden, ağ sistemi, dikey yönde, alt ve üst levhalara doğru daha sık, yatay yönde ise, eksen çizgisine yakın bölgelerde sık ve çıkış bölgesine doğru seyrekleşen bir yapıdan oluşmaktadır.



Şekil 3. Problemin ağ sistemi.

Hesaplamalarda kullanılan düğüm noktası sayısından bağımsız sonuçlar elde etmek için, problemin simülasyonu diğer tüm parametreler sabit tutularak, değişik ağ sistemleri için tekrar edilmiştir. Problem, Reynolds sayısı 500 için kararlı rejimde, (44x74), (50x70), (56x86) ve (80x92) boyutlarındaki ağ sistemleri için tekrar edilmiştir. Bu sonuçlar, periyot boyunca ortalama Nusselt sayısı ve periyot boyunca durma noktası Nusselt sayısı baz alınarak değerlendirilmiştir. Benzer olarak kararsız rejimde, zaman adımından bağımsız sonuçlar elde etmek için, problemin simülasyonu diğer tüm parametreler sabit tutularak, $\Delta t=5 \times 10^{-3} \tau$, $\Delta t=1 \times 10^{-3} \tau$ ve $\Delta t=5 \times 10^{-4} \tau$ olmak üzere 3 farklı zaman adımında hesaplamalar yapılmıştır. Tüm bu simülasyon sonuçları değerlendirildiğinde optimum ağ boyutu (56x86) ve zaman adımı ise $\Delta t=1 \times 10^{-3} \tau$ olarak belirlenmiştir. Bu nedenle,

çalışmadaki tüm hesaplamalar için (56x86) ağ sistemi ve salınım periyodunun binde biri zaman adımı kullanılmıştır.



Şekil 4. $Re=500$ için anlık yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi.

Sayısal metot ve geliştirilen programın doğruluğunu test etmek için, Chirac (1999) tarafından yapılan bir sayısal çalışmanın sonuçları ile bu çalışmada elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 4 incelendiği zaman, anlık yerel Nusselt sayısının, levha boyunca değişiminin, her iki çalışmada da birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Görüldüğü gibi iki çalışmada da maksimum Nusselt sayısı, durma noktasında gerçekleşmektedir. İki çalışmanın sonuçları arasında, maksimum Nusselt sayısı değerinde %1,88, ortalama Nusselt sayısı değerinde %4,93 ve çıkış bölgesindeki Nusselt sayısı değerinde de %7,53 bir sapma meydana gelmiştir. Tüm bu kıyaslamalar, sonuçların oldukça uyumlu olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, bu çalışmada kullanılan formülasyonun, sayısal çözüm

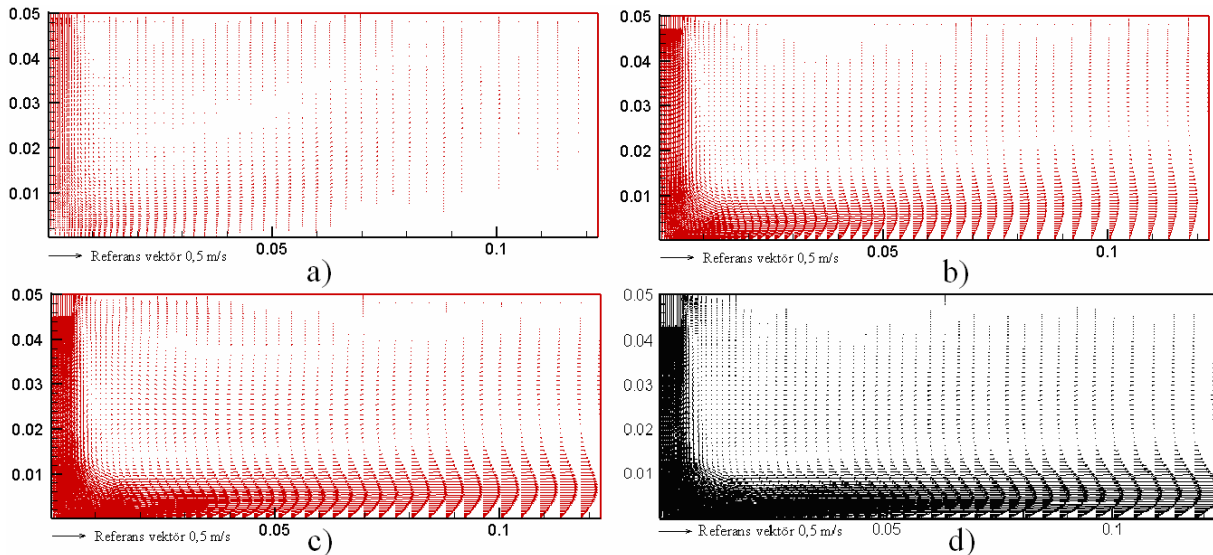
metodunun ve geliştirilen bilgisayar programının oldukça gerçekçi sonuç verdiği söylenebilir.

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, lüleden çıkış hızı periyodik olarak değişen ve bir yüzeye çarpan jetin, akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Problem, Reynolds sayısı 100, 300, 500 ve 700 değerleri için, belirlenen geometride sayısal olarak çözülmüştür. Problem, bu Reynolds sayılarında, jetin hız genliği $0,0V_0$ alınarak, sabit jet hızı için çözülmüştür. Ayrıca hesaplamalar, tüm bu Reynolds sayılarında, sırasıyla $0,1V_0$, $0,2V_0$, $0,3V_0$, $0,4V_0$ ve $0,5V_0$ jet çıkış hızı genliklerinin her biri için, $f=1$ Hz, 2 Hz, 3 Hz, 4 Hz, 6 Hz, 8 Hz ve 10 Hz salınım frekanslarında tekrarlanmıştır.

Kararlı Jet Çözümleri

Şekil 5'de, kararlı rejimde Reynolds sayısı 100, 300, 500 ve 700 için, hız vektör dağılımı verilmiştir. Şekil incelenirse, tüm Reynolds sayıları için, akışın benzer bir yapıya sahip olduğu görülür. Lüle çıkışında akış, üniform bir profile sahiptir ve dikey yönde ilerlemeye devam ettikçe, hız profili değişmektedir ve en yüksek hız jetin ekseninde oluşmaktadır. Akışkan, dik doğrultuda alt levhaya çarpmaktadır ve bu noktada hızı sıfır değerine düşmektedir. Daha sonra yatay yönde hızlanma görülmektedir ve levha üzerinde yüzeye paralel olarak akmakta ve duvar jetini oluşturmaktadır. Esas olarak, tüm Reynolds sayılarında, standart bir çarpan jetin, serbest jet, durma veya çarpma ve duvar jeti bölgelerinin hepsi gözlenmiştir.



Şekil 5. Kararlı rejimde, farklı Reynolds sayıları için hız vektör dağılımları a) 100, b) 300, c) 500 ve d) 700.

Şekil 5-a'da, akışın duvar jeli bölgesinde yüzeyden ayrıldığı ve bir sirkülasyon oluştuğu görülmektedir. Bunun nedeni, Reynolds sayısı 100 için jetin püskürtme hızı ve çarpma hızı çok küçük olduğu için, yatay yönde yeniden ivmelenmesi de çok az olmaktadır. Bu yüzden, akış levha boyunca ilerledikçe etkisini yitirmektedir. Reynolds 300, 500 ve 700 için, hız vektör dağılımı

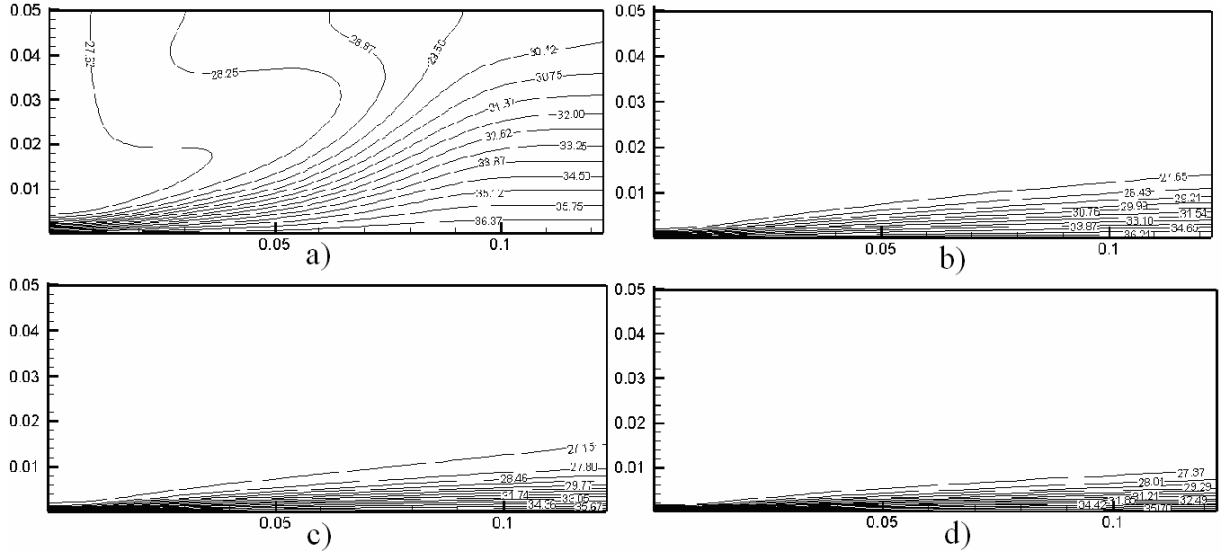
hızının küçük olmasıdır. Alt plakaya çarpan jetin hızı, durma noktasında sıfır olmaktadır

oldukça benzer yapıdadır ve herhangi bir sirkülasyon oluşmamaktadır. Reynolds sayısı 100'den farklı olarak, duvar jeli bölgesi oldukça iyi gözlemlenebilmektedir. Reynolds sayısı arttıkça, jet hızının artmasından dolayı,

hız vektörlerinin büyüklükleri de artmaktadır. Görüldüğü gibi, çıkışa doğru akışkanın hız profili tam gelişmiştir ve artık yatay yönden etkilenmemektedir.

Kararlı rejim durumunda Reynolds sayısı 100, 300, 500 ve 700 için, eş sıcaklık çizgileri Şekil 6'da verilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, lüleden enjekte edilen akışkan hızlarının farklı olmasından dolayı, Reynolds sayısı değiştikçe sıcaklık dağılımları

da farklılık göstermektedir. Genel olarak, dikey doğrultuda aşağıya doğru uygulanmakta olan soğuk jet, sıcak alt levhaya çarpıp yön değiştirmekte ve sıcak levhadan ısı transferini gerçekleştirmektedir. $Re=100$ olduğu durumda, akışkan ile sıcak levha arasındaki ısı transferi çarpma bölgesinde oluşmakta, fakat çıkışa doğru etkisini kaybetmektedir. Akış alanının büyük bir kısmında farklı eş sıcaklık bölgeleri oluşmaktadır.

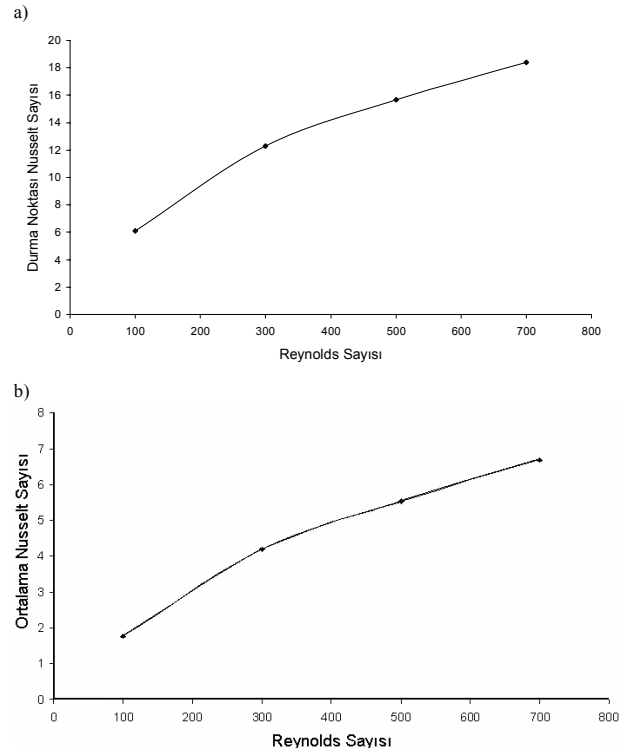


Şekil 6. Kararlı rejimde, farklı Reynolds sayıları için eş sıcaklık çizgileri a) 100, b) 300, c) 500 ve d) 700.

Şekil 6-b'de Reynolds sayısı 300 için eş sıcaklık çizgileri görülmektedir. Burada artan jet hızı, sıcak levha üzerinde oluşan ısı transferini geliştirmektedir. Soğuk jetin etkisiyle, hem çarpma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde, levhadan olan ısı transferi artış göstermektedir. Reynolds sayısı 500 ve 700 için ise eş sıcaklık çizgileri benzer yapıdadır. Jet hızının yükselmesiyle zorlanmış konveksiyon artış göstermiş ve soğuk akışkan, akış alanının büyük kısmında etkili olmuştur. Genel olarak, akışkan ile sıcak levha arasındaki ısı transferinin, jetin çarpma bölgesinde maksimum değerde gerçekleştiği ve levha boyunca akış yönünde azaldığı gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının artışıyla ısı sınır tabakanın kalınlığının azaldığı belirlenmiştir.

Şekil 7.a'da, durma noktası Nusselt sayısının, Reynolds sayısı ile değişimi verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır. Reynolds sayısı, 100 değerinden 700 değerine yükseltildiği zaman, ortalama durma noktası Nusselt sayısının değeri yaklaşık 3 katına çıkmıştır. Çarpma jetler, etkin soğutma gerektiren uygulamalarda kullanıldığından dolayı, ısı transferindeki bu artış çok önemlidir. Şekil 7.b'de ise, alan ortalama Nusselt sayısının, Reynolds sayısı ile değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi, alan ortalama Nusselt sayısı da, Reynolds sayısının artışı ile artmaktadır. Bu da, jetin Reynolds sayısının artması ile ısı transferinin sadece durma noktasında değil, levha boyunca her noktada arttığını göstermektedir. Jetin Reynolds sayısı, 100

değerinden 700 değerine artırıldığında, alan ortalama Nusselt sayısı yaklaşık 3,77 kat artmıştır. Dolayısıyla, çarpma jetlerde, yüksek Reynolds sayılarına ulaşıldığı zaman daha etkili bir ısı transferi gerçekleşmektedir.



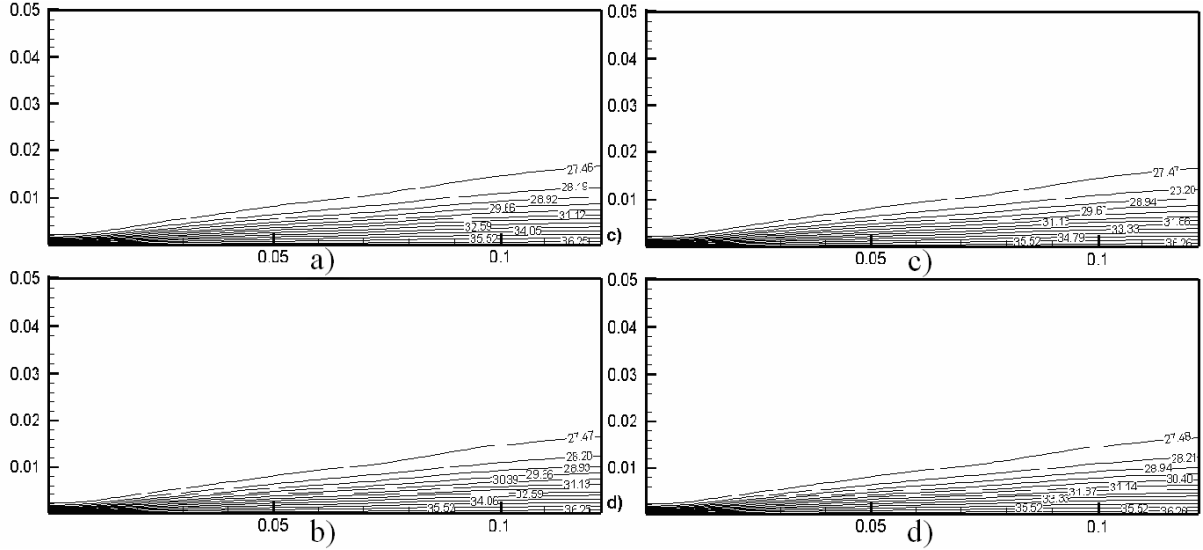
Şekil 7. Kararlı rejimde, a) durma noktası Nusselt sayısının ve b) ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

b) alan ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

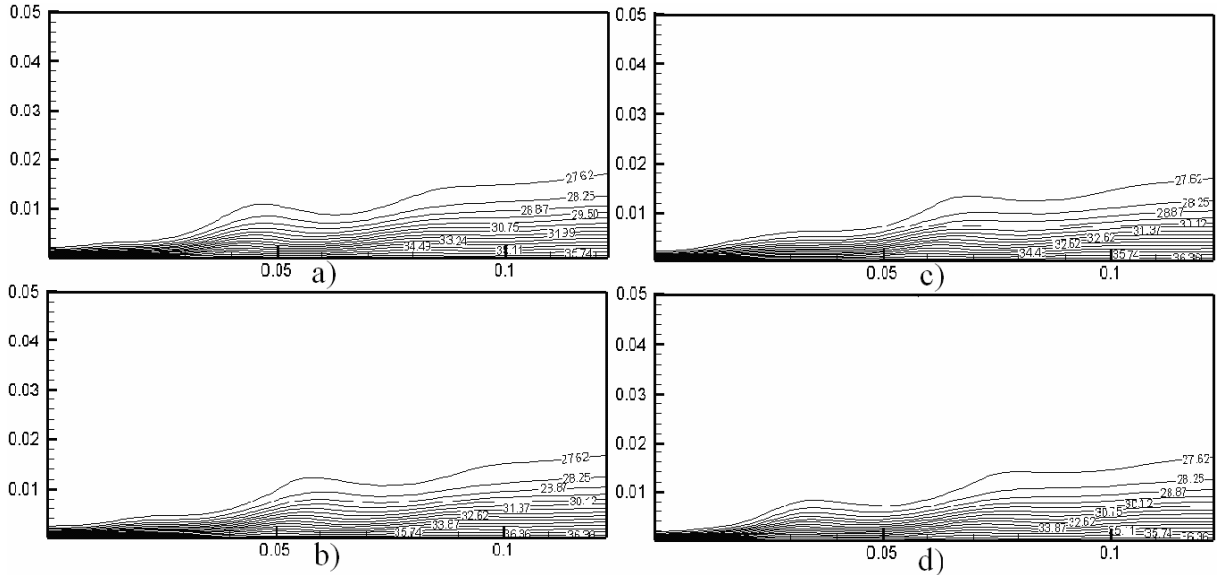
Osilasyonlu Jet Çözümleri

Bu bölümde, jetin lüleden ortalama çıkış hızı V_0 olarak alınmıştır ve anlık çıkış hızı zamanla sinüs eğrisi şeklinde değişmiştir. Jetin anlık hızı, tüm genlikler için, periyodun ilk yarısında ortalama jet hızına göre daha büyük, ikinci yarısında ise daha küçük değerler almaktadır.

Şekil 8 ve Şekil 9'da, Reynolds sayısı 300 için, sırasıyla 10 Hz ve 2 Hz frekansları için, salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $t=0,25\tau$, $t=0,5\tau$ ve $t=0,75\tau$ anlarındaki eş sıcaklık çizgileri görülmektedir. Salınım frekansı 10 Hz için periyodun tüm anlarında, eş sıcaklık çizgileri benzer bir yapı göstermektedir. Salınım frekansı 2 Hz için ise periyot boyunca akışın farklı anlarında, oluşan sirkülasyonlardan dolayı, sıcak alt levha üzerinde farklılıklar oluşmaktadır. Frekans 2 Hz ve 10 Hz durumunun ikisinde de, jetin çarptığı bölgede maksimum ısı transferi gerçekleşmektedir ve bu ısı transferi levha boyunca azalmaktadır.



Şekil 8. $Re=300$, salınım genliği $0,3V_0$ ve frekans 10 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri a) $t=0,0\tau$, b) $t=0,25\tau$, c) $t=0,5\tau$ ve d) $t=0,75\tau$.



Şekil 9. $Re=300$, salınım genliği $0,3V_0$ ve frekans 2 Hz için salınım periyodunun farklı anlarındaki eş sıcaklık çizgileri a) $t=0,0\tau$, b) $t=0,25\tau$, c) $t=0,5\tau$ ve d) $t=0,75\tau$.

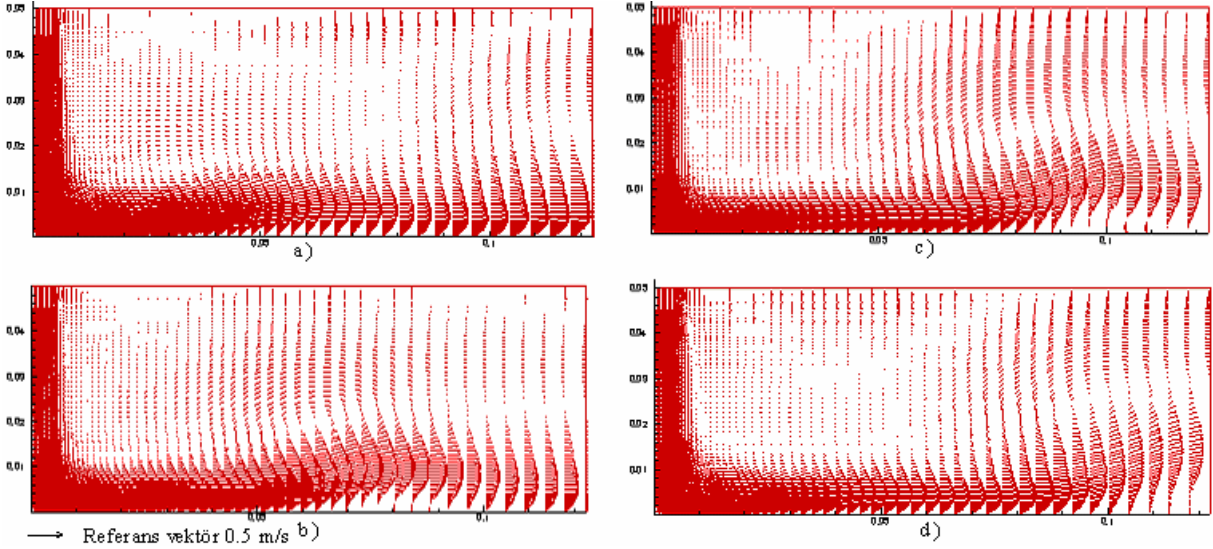
Reynolds 500 ve genlik $0,2V_0$ için, salınım frekansı 1 Hz ve 8 Hz deki, salınım periyodunun $t=0,0\tau$, $0,25\tau$, $0,5\tau$ ve $0,75\tau$ anlarındaki hız vektörlerinin dağılımları Şekil 10 ve Şekil 11'de görülmektedir. Şekiller incelenirse, Soğuk jetin dikey doğrultuda aşağıya doğru uygulanmakta ve sıcak alt levhaya çarpıp yön değiştirerek levha boyunca akmaktadır.

Şekil 10'da, frekans 1Hz için, levha üzerinde bir sirkülasyonun oluştuğu görülmektedir. Bu sirkülasyon zaman geçtikçe levha üzerinde akış doğrultusunda ilerlemektedir. Aynı zamanda oluşan sirkülasyonun büyüklüğü de artmaktadır. Salınım periyodunun sonunda sirkülasyonun yeri alt levhanın en son kısmına

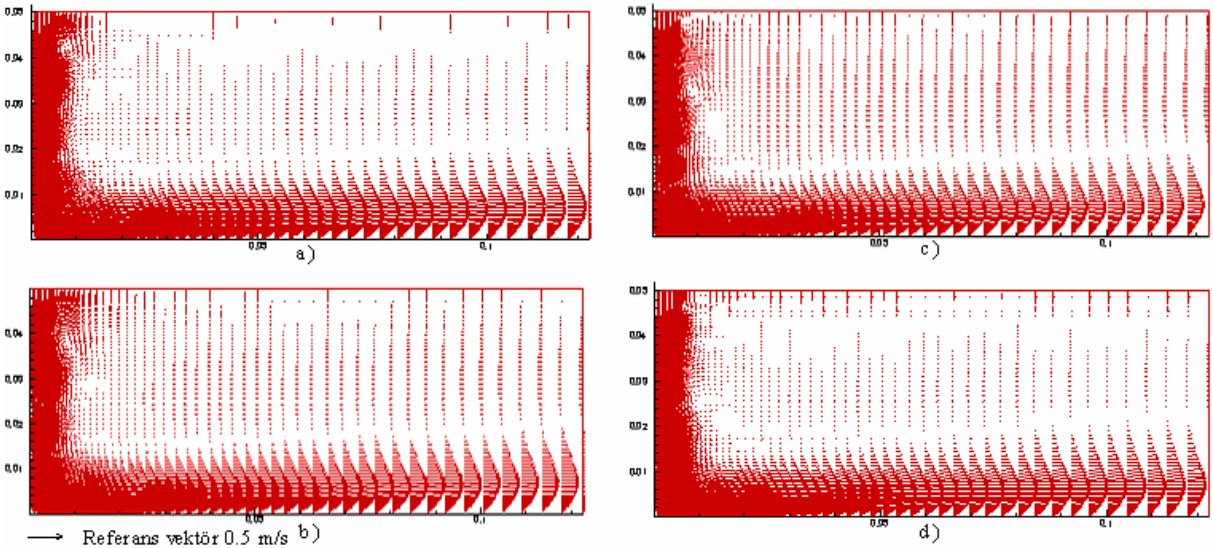
ulaşmıştır. Sirkülasyonun levha boyunca olan bu hareketi, jet hızının zamanla sinüzoidal değişmesinden kaynaklanabilir.

Şekil 11 incelendiğinde, Frekans 8 Hz için, akış karakteristiklerinin yaklaşık olarak periyodun tüm çeyreklerinde birbirine benzer yapıda olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, küçük frekansta, bir

periyodun tamamlanması için gerekli zaman daha uzundur. Bundan dolayı bir periyot boyunca alt levha üzerindeki akış, enjeksiyon hızındaki değişime bağlı olarak değişmektedir. Fakat büyük frekanslarda, bir periyodun tamamlanması için gerekli zaman kısa olduğundan, levha üzerindeki akış jetin sinüzoidal hızındaki değişime paralel olarak değişmemektedir.



Şekil 10. $Re=500$, salınım genliği $0,2V_0$ ve frekans 1 Hz için, salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımları a) $t=0,0\tau$, b) $t=0,25\tau$, c) $t=0,5\tau$ ve d) $t=0,75\tau$.



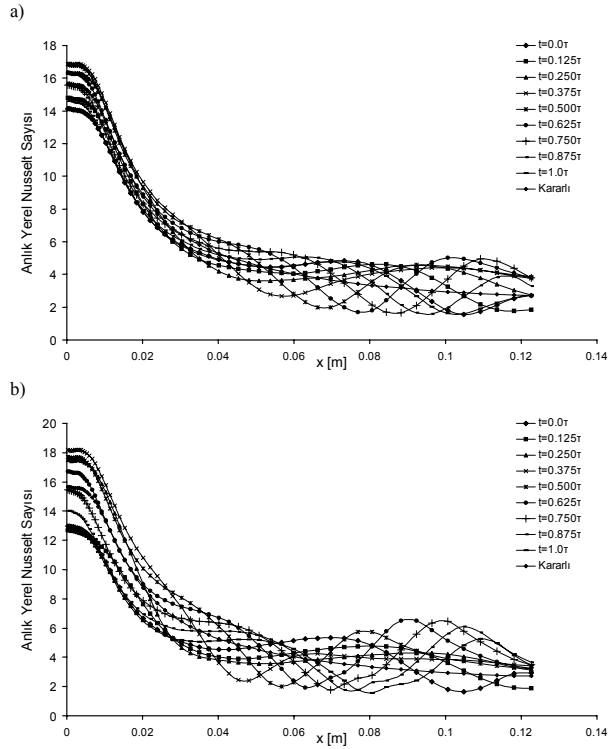
11. $Re=500$, salınım genliği $0,2V_0$ ve frekans 8 Hz için, salınım periyodunun farklı anlarındaki hız vektörlerinin dağılımları a) $t=0,0\tau$, b) $t=0,25\tau$, c) $t=0,5\tau$ ve d) $t=0,75\tau$.

Reynolds sayısı 300, 500 ve 700'de, tüm genlikler için, salınım frekansı değiştirilerek yapılan simülasyonlarda akış ve sıcaklık alanlarının, frekansın değişiminden etkilenerek değişik yapıda gerçekleştiği görülmüştür. Aynı şekilde, salınım frekansı sabit tutulurken, genliğin değişmesinin akışın hızını değiştirdiği fakat genel yapısını fazla etkilemediği görülmüştür. Jet hızının, salınım genliğinin ve frekansının değiştirilmesinin, levha üzerinde oluşan ısı transferini geliştirdiği görülmüştür. Dolayısıyla, tüm Reynolds sayıları için

jetteki osilasyonun, akış ve ısı transferi karakteristiklerini değiştirdiği söylenebilir.

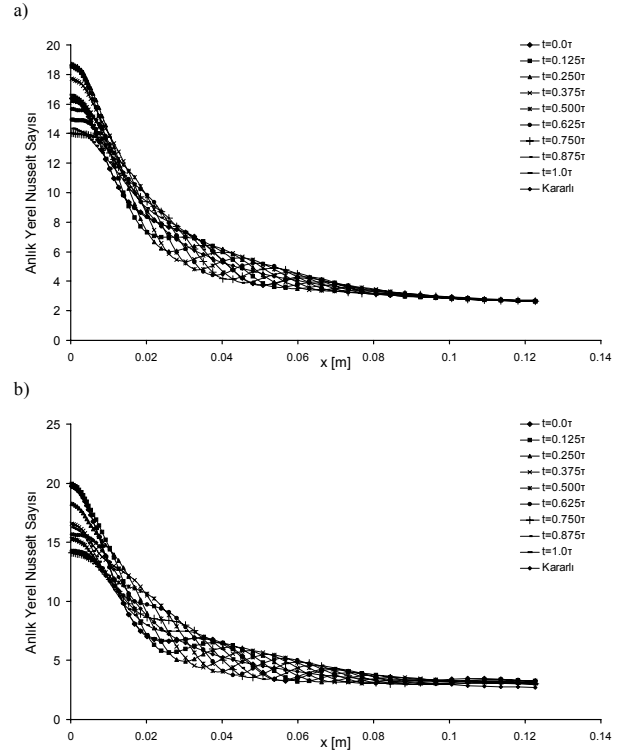
Şekil 12'de, Reynolds sayısı 500 ve salınım frekansı 1Hz için, salınım genliği $0,2V_0$ ve $0,4V_0$ 'deki, anlık yerel Nusselt sayılarının sıcak alt levha üzerindeki değişimi görülmektedir. Şekil 12-a) ve Şekil 12-b)'de, frekans 1 Hz için, verilen anlardaki eğriler birbirinden farklı değerlerde oluşmuştur. Durma noktası Nusselt sayısının en yüksek değeri, $0,2V_0$ ve $0,4V_0$ salınım

genliklerinin ikisinde de $t=0.375\tau$ anında oluşmuştur. Bunun sebebi, $t=0.250\tau$ anındaki maksimum jet hızının etkilerinin daha sonra ortaya çıkmasıdır. Kararlı rejim eğrisi ise, yaklaşık olarak diğer eğrilerin arasında yer almıştır. Şekiller incelenirse, genlik $0.2V_0$ ve $0.4V_0$ için, yatay doğrultuda x boyunca tüm eğrilerde ikincil maksimum noktalarının oluştuğu gözlenmiştir. Bunun nedeni, alt levha üzerine yakın bölgede oluşan sirkülasyondur. Bu sirkülasyon, tüm genlikler için, küçük frekanslarda oluşmakta ve akım karakteristiklerini değiştirerek ısı transferini etkilemektedir. Sirkülasyonun yeri, salınım periyodu boyunca akış yönünde değiştiği için, eğrilerin ikincil maksimum noktalarının yeri de levha boyunca değişik yerlerde oluşmaktadır. Genel olarak her iki genlikte de frekans 1 Hz olarak alındığında, periyodun aynı anları için yerel Nusselt sayısının değişimi oldukça benzer eğriler oluşturmaktadır.

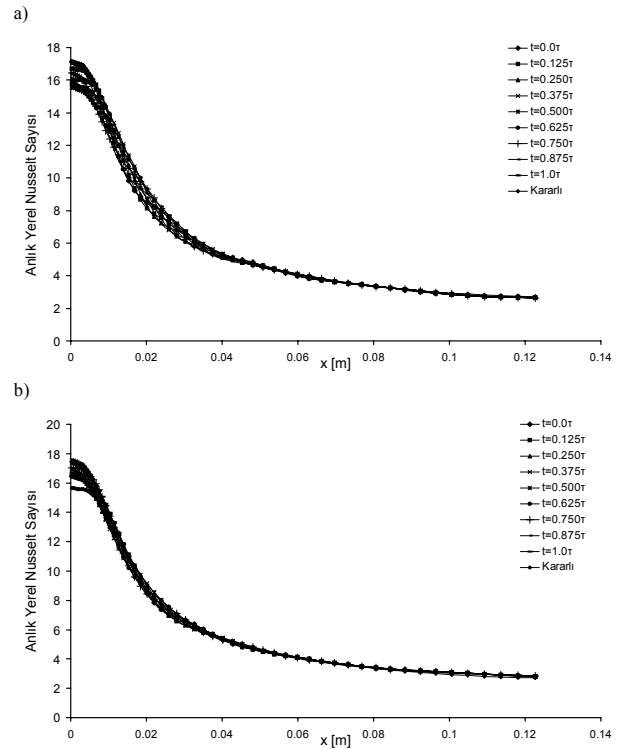


Şekil 12. $Re=500$, frekans 1 Hz'de, farklı salınım genlikleri için, anlık yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi a) $0,2V_0$ ve b) $0,4V_0$.

Şekil 13.a ve Şekil 13.b'de ise, Reynolds sayısı 500 olduğunda, genlik $0.2V_0$ ve $0.4V_0$ için, salınım frekansı 4 Hz'deki, anlık yerel Nusselt sayılarının sıcak alt levha üzerindeki değişimi görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi, her iki genlik için de, frekansın değerinin 1 Hz'den 4 Hz'e yükselmesi ile, eğrilerin üzerinde yatay yönde oluşan maksimum noktaları etkisini kaybetmektedir ve eğriler kararlı rejim eğrisine yaklaşmaktadır. Bunun nedeni ise, meydana gelen sirkülasyonun etkisinin, frekansın artışı ile azalmasıdır. Aynı durum, çalışılan diğer genliklerde de gözlenmiştir.



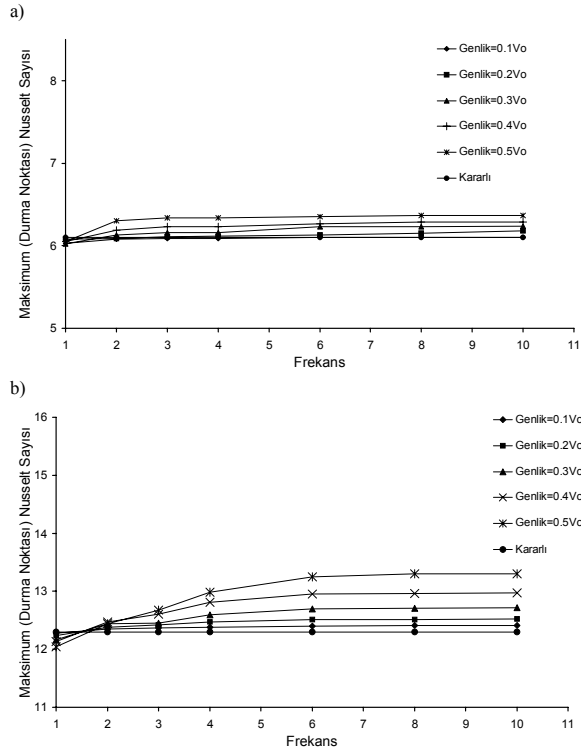
Şekil 13. $Re=500$, frekans 4 Hz'de, farklı salınım genlikleri için, anlık yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi a) $0,2V_0$ ve b) $0,4V_0$.



Şekil 14. $Re=500$, frekans 8 Hz'de, farklı salınım genlikleri için, anlık yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi a) $0,2V_0$ ve b) $0,4V_0$.

Şekil 14.a ve Şekil 14.b'de ise, frekans 8 Hz olduğunda anlık yerel Nusselt sayısının alt levha boyunca değişimi, genlik $0.2V_0$ ve $0.4V_0$ için gösterilmektedir. Burada görüldüğü gibi, her iki şekilde de tüm eğriler birbirine

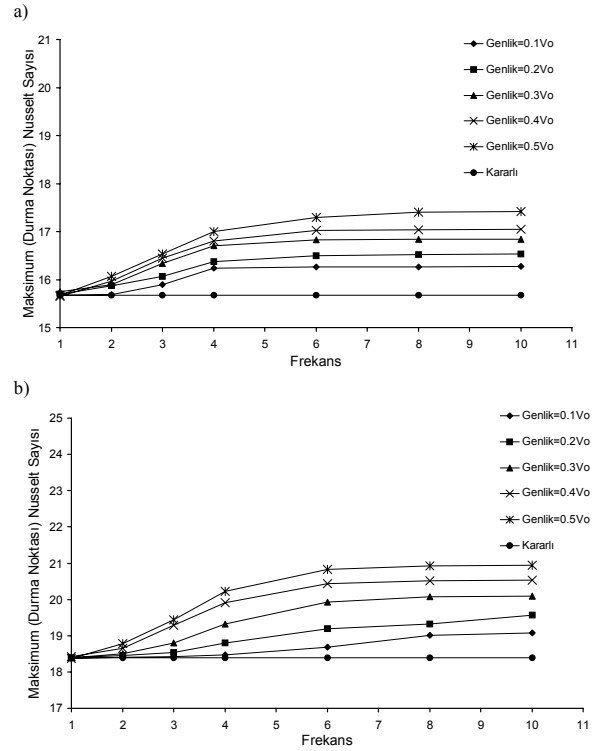
oldukça yakındır. Salınım periyodunun tüm anlarındaki anlık durma noktası Nusselt sayısı, kararlı rejimdeki anlık durma noktası Nusselt sayısına göre daha yüksek değerlerde olduğu görülmüştür. Her iki genlikte de, herhangi bir sirkülasyon oluşmadığından dolayı, levha boyunca ikincil bir maksimum noktası oluşmamıştır ve tüm eğriler, kararlı rejim eğrisi ile uyum göstermiştir. Benzer olarak çalışılan tüm genliklerde, frekansın yükselmesi ile çarpma bölgesindeki anlık yerel Nusselt sayılarının değerinin kararlı rejime göre yükseldiği ve duvar jeti bölgesinde ise oluşan ikincil ve üçüncül maksimum noktalarının etkisini azaltarak kararlı rejim eğrisine yaklaştığı gözlenmiştir.



Şekil 15. Farklı Reynolds sayıları için, periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısı'nın ($N\bar{u}_{max}$), frekans ile değişimi, a) Re=100 ve b) Re= 300.

Reynolds sayısı 100 için, periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısı'nın ($N\bar{u}_{max}$), frekans ile değişimi Şekil 15.a'da verilmektedir. Burada farklı salınım genliklerindeki eğriler ile, kararlı rejim eğrisi aynı anda ele alınmıştır. $N\bar{u}_{max}$, salınım frekansı 1 Hz için, tüm genliklerde kararlı rejim eğrisi ile yaklaşık olarak aynı değere sahiptir. Frekans 2 Hz'e yükseldiği zaman, $N\bar{u}_{max}$ 'ın değerinde önemli bir artış gözlenmektedir fakat bu frekanstan sonra önemsenecek bir artış oluşmamaktadır. Aynı zamanda, $N\bar{u}_{max}$ 'ın değeri, jetin salınım genliğinin artışı ile de artış göstermektedir. Tüm genlikler için bir artış söz konusudur ve yaklaşık olarak %4,51'e kadar değişmektedir. Reynolds 300 için ise, bu değişim Şekil 15.b'de verilmektedir. Tüm genlikler için $N\bar{u}_{max}$ 'ın değeri, salınım frekans 1 Hz olduğu zaman kararlı rejime göre azalırken, salınım

frekansı 2 Hz için hemen hemen aynı değeri aldığı gözlenmiştir. Frekans yükselmeye devam ettikçe, periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısının değeri de artış göstermekte ve salınım frekansı 6 Hz'in üzerine çıktığında artış azalmaktadır. Salınım frekansı ve genliğinin artması ile $N\bar{u}_{max}$ 'ın artışının yaklaşık olarak %8,086'ya kadar değiştiği gözlenmiştir.



Şekil 16. Farklı Reynolds sayıları için, periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısı'nın ($N\bar{u}_{max}$), frekans ile değişimi, a) Re=500 ve b) Re=700.

Şekil 16.a'da, Re 500 için ($N\bar{u}_{max}$) değerinin, frekans ile değişimi, farklı salınım genlikleri için verilmiştir. Bu değişim, Re=300'deki değişim ile benzer yapıdadır. Verilen bir genlikte, frekans 1 Hz ve 2 Hz'de kararlı rejime göre, $N\bar{u}_{max}$ 'ın değerinin artışı önemsenecek bir büyüklükte oluşmamaktadır. Frekans yükselmeye devam ettikçe, $N\bar{u}_{max}$ 'ın değeri artış göstermekte ve bu artış salınım frekansı 6 Hz 'e kadar devam etmektedir. Salınım frekansı 6 Hz'den sonra ise bu artış azalmaktadır. Jetin salınım genliğinin artışı ile ortalama durma noktası Nusselt sayısının değeri artış göstermektedir. Tüm frekanslar için, bu artış geçerli olmaktadır ve yaklaşık %11,061'e kadar değişmektedir. Reynolds sayısı 700 için ise bu değişim Şekil 16.b'de verilmektedir. $N\bar{u}_{max}$, salınım frekansı 1 Hz için, tüm genliklerde kararlı rejim eğrisi ile yaklaşık olarak aynı değere sahiptir. Frekans yükseldiği zaman, $N\bar{u}_{max}$ 'ın değeri de artış göstermektedir. Salınım genliği 0,1Vo ve 0,2Vo için bu artış frekans 8 Hz'e kadar sürmekte, daha sonra ise artış azalmaktadır. Diğer genliklerde ise, bu artış frekans 6 Hz'in üzerine çıktığında azalmaktadır. Daha önceki Reynolds sayılarında gözlemlendiği gibi,

problemin çözüldüğü tüm genlikler için, jetin salınım genliğinin artışı ile periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısı'nın değeri artış göstermektedir. Nu_{max} 'daki bu artışın, $Re=700$ için, salınım frekansı ve genliğinin artması ile yaklaşık olarak %13,944'e kadar değiştiği gözlenmiştir.

SONUÇ

Bu çalışmada, birbirine paralel olarak duran, iki yatay sonsuz levha ele alınmıştır. Altındaki levha sabit sıcaklıkta tutulmuş, üstteki levha ise yalıtılmıştır. Üst levhanın ortasındaki bir lüleden püskürtülen ve zamanla hızı sinüzoidal olarak değişen salınımlı bir hava jeti sıcak alt levhaya çarptırılmıştır. Reynolds sayısı 100, 300, 500 ve 700 için, jetin genliğinin ve salınım frekansının, akış ve ısı transferine etkileri, kontrol hacmi yaklaşımına dayanan ve SIMPLE algoritması kullanılarak geliştirilen bir bilgisayar programı yardımıyla sayısal olarak incelenmiştir.

Yapılan simülasyonların sonucunda, maksimum ısı transferinin, çarpma bölgesinde olduğu ve levha boyunca akış yönünde değerinin azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca, jetin hızının, dolayısıyla Reynolds sayısının yükseltilmesi, zorlanmış konveksiyonla olan ısı transferi miktarını arttırmasından dolayı levha üzerindeki her noktada ısı transferinin artışına sebep olmuştur. Problemin Reynolds sayısı ve genliği sabit tutulurken, salınım frekansının değiştirilmesinin akışın genel yapısını etkilediği gözlemlenmiştir. Aynı şekilde, problemin Reynolds sayısı ve salınım frekansı sabit tutulurken, genliğin değişmesinin akışın şiddetini değiştirdiğini fakat genel yapısını fazla etkilemediği belirlenmiştir.

Akışın salınım frekansı veya genliğinin değiştirilmesinin, periyot boyunca zaman ortalama durma noktası Nusselt sayısının (Nu_{max}) değerini etkilediği gözlenmiştir. Tüm Reynolds sayıları ve tüm genlikler için, salınım frekansı 1 Hz'deki Nu_{max} 'ın değeri, kararlı rejim durumuna göre herhangi bir artış göstermemiştir. Salınım frekansı yükselmeye devam ettikçe, Nu_{max} 'ın değeri de artış göstermekte ve salınım frekansı 6 Hz'den sonra bu artış azalmaktadır. Aynı şekilde jetin genliğinin artışı da, çalışılan tüm Reynolds sayıları ve tüm frekanslarda, sıcak alt levha üzerindeki ısı transferini arttırmaktadır.

Yapılan çalışma da, salınım frekansı ve genliğinin artırılması ile, durma noktası Nusselt sayısının değerinin, salınımsız jet Nusselt sayısına göre artış gösterdiği söylenebilir. Bu artışın, Reynolds sayısı 100, 300, 500 ve 700 için sırasıyla, yaklaşık olarak %4,51, %8,086, %11,061 ve %13,944 oranında olduğu gözlenmiştir. Çarpan jetlerin lokal bölgelerin ısı transferini arttırmak için kullanıldığı göz önüne alınırsa, jetin çarptığı bölgede oluşan bu durma noktası Nusselt sayısındaki artış önemli bir gelişmedir.

KAYNAKLAR

Azevedo, L. F. A., Webb, B. W. and Queiroz, M., Pulsed air jet impingement heat transfer, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 8 (3), 206-213, 1994.

Bilen, K., Isıtılan düzlem bir plakaya dik ve eğik hava çarpmasında ısı transfer karakteristiklerinin deneysel incelenmesi, Doktora Tezi, *Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon, 9-13 1994.

Bremhorst, K., Agnew, N. D., Surface heat transfer and flow structures of steady and fully pulsed radial reattaching jets, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (3), 280-289, 1999.

Camci, C., Herr, F., Forced convection heat transfer enhancement using a self-oscillating impinging planar jet, *ASME Journal of Heat Transfer*, 124, 770-782, 2002.

Cebeci, T., *Convective Heat Transfer*, 2nd ed., Horizons Publishing Inc., California, 2002.

Chiriac, V.A., A numerical investigation of the unsteady flow and heat transfer in a forced and unforced confined laminar impinging jet, PhD Thesis, *The University of Arizona*, 1999.

Chiriac, V. A., Ortega A., A numerical study of the unsteady flow and heat transfer in a transitional confined slot jet impinging on an isothermal surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (6), 1237-1248, 2002

Chung, Y. M., Luo, K. H. and Sandham N. D., Numerical study of momentum and heat transfer in unsteady impinging jets, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23 (5), 592-600, 2002.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed., John Willey & Sons Inc., 1996.

Lawson, N. J., Davidson, M. R., Self-sustained oscillation of a submerged jet in a thin rectangular cavity, *Journal of Fluids and structures*, 15, 59-81, 2000.

Liu, T., Sullivan, J. P., Heat transfer and flow structures in an excited circular impinging jet, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (17), 3695-3706, 1996.

Mladin, E. C., Zumbrennen, D. A., Alterations to coherent flow structures and heat transfer due to pulsations in an impinging air-jet, *International Journal of Thermal Sciences*, 39 (2), 236-248, 2000.

Morris, G. K., Garimella, S. V. and Fitzgerald, J. A., Flow-field prediction in submerged and confined jet impingement using the Reynolds stress model, *Journal of Electronic Packaging*, 121, 255-262, 1999.

Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1980.

Sahoo, D., Sharif, M. A. R., Numerical modeling of slot-jet impingement cooling of a constant heat flux surface confined by a parallel wall, *International Journal of Thermal Sciences*, 43 (9), 877-887, 2004.

Yan, X., Saniei, N., Heat transfer from an obliquely impinging circular air jet to a flat plate, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 591-599, 1997.



Tolga DEMİRCAN, 1980 Ankara doğumludur. İlk, orta ve lise öğrenimini Ankara’da tamamladı. 2002 yılında Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2003 yılında Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. 2005 yılında Yüksek lisansını, Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde tamamladı ve aynı bölümde Doktora öğrenimine başladı. 2006 yılında askerlik görevini tamamladı. Halen Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Doktora öğrenimine devam etmekte ve Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.