

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

ELEKTRONİK ELEMANLARIN DOĞAL VE ZORLANMIŞ TAŞINIM
ŞARTLARINDA SAYISAL ANALİZİ

105858

Emel PEPE

HAZİRAN 2001

Fen Bilimleri Enstitüsünce Yüksek Lisans Tezi Olarak Uygun Bulunmuştur.

18.../D7./ 2001

Yüksek Lisans Derecesini Tamamlamak İçin Tezin Yeterli Olduğunu Onaylarım.

Prof.Dr. Veli ÇELİK

Anabilim Dalı Başkanı

Bu Tezi Okuduk. Bizim Açımızdan Tezin Kapsamı ve Kalitesi Yüksek Lisans Derecesini Tamamlamak İçin Yeterli ve Uygundur.

Yardımcı Danışman

Yrd.Doç.Dr. İbrahim UZUN

Danışman

Tez Jürisi Üyeleri

Prof.Dr. Veli ÇELİK

Prof.Dr. İlhan KOCAARSLAN

Yrd.Doç.Dr. İbrahim UZUN

ÖZET

ELEKTRONİK ELEMANLARIN DOĞAL VE ZORLANMIŞ TAŞINIM ŞARTLARINDA SAYISAL ANALİZİ

PEPE, Emel

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman : Yrd.Doç.Dr. İbrahim UZUN

Haziran 2001, 63 Sayfa

Elektronik elemanların doğal taşınımıyla soğutulması laminer akış şartlarında, kararlı durum için incelenmiştir. Yatay düzlemde iki ve üç boyutlu olarak tasarlanan taşınım problemi Rayleigh sayılarının $1E+3$, $1E+6$ ve $7E+6$ değerleri için tekrar edilmiştir. Ayrıca dikey düzlemdeki problem zorlanmış taşınım şartlarında çözülmüştür. Problemlerin tasarımı ve çözümü için sonlu eleman esaslı bir analiz programı olan FIDAP* kullanılmıştır. Elde edilen hız,sıcaklık değerleri ve akış eğrileri grafik ve tablolarla verilmiştir. Boyutsuz sayılarla yapılan karşılaştırmalarda bu çalışmadaki değerlerin yüksek çıktığı gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektronik Elemanlar, Soğutma, Doğal Taşınım, Zorlanmış Taşınım.

* FIDAP Fluent Europe Ltd. nin lisanslı bir yazılımıdır.

ABSTRACT

THE NUMERICAL ANALYSIS OF ELECTRONIC EQUIPMENTS UNDER FREE AND FORCED CONVECTION CONDITIONS

PEPE, Emel

Kırıkkale University

Graduate School Of Natural and Applied Sciences

Department of Mec, M.Sc.Thesis

Supervisor : Asst.Prof.Dr. İbrahim UZUN

Haziran 2001, 63 Pages

Cooling of electronic equipment's by free convection is studied in laminar flow and steady state. The convection problem designed as two and three dimensional in horizontal plane is repeated for $Ra= 1E+3$, $1E+6$, and $7E+6$. Also, the problem in vertical plane is solved for forced convection conditions. For the design and solution of problem, FIDAP* which is an analysis program based on finite element modeling, is used. The obtained values of temperature and velocity are shown in graphics and tables. It is observed that the values obtained from this study which is made with dimensionless numbers are higher than previous studies.

Key Words: Electronic Equipments, Cooling, Free Convection, Forced Convection.

* FIDAP is a licensed software of Fluent Europe

TEŐEKKÖR

Tez konumun tespitinden son aŐamasına kadar yakın ilgi ve desteklerini esirgemeyen danıŐmanım Sayın Yrd.DoÇ.Dr.İbrahim UZUN 'a, Makine Mühendisliğindeki değerli hocalarım ve arkadaŐlarıma ve ŐalıŐmamın baŐından sonuna kadar maddi-manevi desteğini esirgemeyen aileme teŐekkÖr etmeyi bir borŐ bilirim.

Emel PEPE

SİMGELER DİZİNİ

| | |
|---------------|-------------------------------|
| A | Kesit Alanı |
| A_c | Akış Geçişinin Kesit Alanı |
| α | Difüzyon Katsayısı |
| b | Genişlik |
| β | Volumetrik Genleşme Katsayısı |
| c_p | Özgül Isı |
| d | Çap |
| D_h | Hidrolik Çap |
| ΔT | Sıcaklık Farkı |
| δ | Sınır Tabaka |
| ε | Yüzey Yayınlımı |
| F | Kuvvet |
| g | Yerçekimi Kuvveti |
| Gr | Grashof Sayısı |
| h | Entalpi |
| h_{konv} | Isı Taşınım Katsayısı |
| I | Elektrik Akımı |
| K | Isı İletim Katsayısı |
| L | Uzunluk |
| l | Uzunluk |
| \dot{m} | Kütlesel Debi |
| μ | Dinamik Viskozite |

| | |
|---------------|---------------------------|
| Nu | Nusselt Sayısı |
| P | Basınç |
| P | Çevre |
| PCB | Baskılı Devre Bordları |
| Pe | Peclet Sayısı |
| Pr | Prandtl Sayısı |
| Q | Isı Geçişi |
| Q_{rad} | Radyasyon Isı Transferi |
| Q_{konv} | Taşıyım ile Isı Transferi |
| q | Isı Akısı |
| q_x | x Yönündeki Isı Akısı |
| q_y | y Yönündeki Isı Akısı |
| R | Çap |
| R | Elektriksel Direnç |
| Ra | Rayleigh Sayısı |
| Re | Reynolds Sayısı |
| ρ | Yoğunluk |
| σ | Normal Yöndeki Gerilme |
| σ | Stefan-Boltzmann Sabiti |
| St | Stanton Sayısı |
| T | Sıcaklık |
| $T_{akışkan}$ | Akışkan Sıcaklığı |
| T_{by} | Büyük Yüzey Sıcaklığı |
| $T_{ç}$ | Çıkış Sıcaklığı |

| | |
|------------|-----------------------------|
| T_f | Film Sıcaklığı |
| T_g | Giriş Sıcaklığı |
| T_{ort} | Ortalama Sıcaklık |
| T_y | Yüzey Sıcaklığı |
| T_∞ | Ortam Sıcaklığı |
| t | Zaman |
| τ | Kayma Gerilmesi |
| u | x yönü hız bileşeni |
| v | y yönü hız bileşeni |
| V | Potansiyel Farkı |
| V | Hacim |
| ν | Kinematik Viskozite |
| W | Güç |
| w | z Yönü Hız Bileşeni |
| x | x Yönü Uzunluğu |
| * | Boyutsuz Sayıları Gösterir. |

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL

| | |
|--|----|
| 2.1. Havadaki sıcak bir elemanın üzerindeki doğal taşınım akımı | 4 |
| 2.2. Hava delikli kapalı kutudaki elektronik elemanların doğal taşınım ile soğutulması | 5 |
| 2.3. Kapalı bir kutunun duvarına montajlanmış sıcak elektronik elemandan yüzeylere radyasyon transferi ve havaya doğal taşınım ısı transferi | 10 |
| 2.4. Bir iskeletin içine dikey olarak sıralanmış PCB lerin doğal taşınım ile soğutulması | 11 |
| 2.5. PCB ler iskelete dik ve doğal taşınım ile maksimum ısı transferine izin verecek şekilde yerleştirilmelidir | 12 |
| 2.6. Yatay düzlemdeki elektronik elemanın doğal taşınım ile soğutulmasının şematik gösterimi | 24 |
| 2.7. Yatay düzlemde elde edilen hızın vektörel görünümü | 26 |
| 2.8. Yatay düzlemde elde edilen sıcaklık grafiği | 26 |
| 2.9. Yatay düzlemde elde edilen akış eğrileri | 27 |
| 2.10. x koordinatı boyunca x yönündeki hız grafiği | 27 |
| 2.11. Farklı (y) noktaları için x doğrultusundaki sıcaklık değişimleri | 28 |
| 2.12. $Ra=1E+3$ ve $q^* = 0.5$ için Nu değerleri | 29 |
| 2.13. $Ra=1E+3$ ve $q^* = 1$ için Nu değerleri | 29 |
| 2.14. $Ra=1E+6$ ve $q^* = 0.5$ için Nu değerleri | 30 |
| 2.15. $Ra=1E+6$ ve $q^* = 1$ için Nu değerleri | 30 |
| 2.16. $Ra=7E+6$ ve $q^* = 0.5$ için Nu değerleri | 30 |

| | |
|---|----|
| 2.17. $Ra=7E+6$ ve $q^* = 1$ için Nu değerleri | 31 |
| 2.18. Tabanına elektronik eleman yerleştirilmiş kutunun geometrisi | 33 |
| 2.19. Üç boyutlu kutuda $z=0.2$ değeri için elde edilen hızın vektörel görünümü | 35 |
| 2.20. Üç boyutlu kutuda $z=0.5$ değeri için elde edilen hızın vektörel görünümü | 36 |
| 2.21. Üç boyutlu kutuda $z=0.8$ değeri için elde edilen hızın vektörel görünümü | 36 |
| 2.22. Üç boyutlu kutuda $y=Ly/4$, $y=Ly/2$ ve $y=Ly.3/4$ değerleri için elde edilen hızın vektörel görünümü | 37 |
| 2.23. Üç boyutlu kutuda $z=0$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği | 37 |
| 2.24. Üç boyutlu kutuda $z=0.5$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği | 38 |
| 2.25. Üç boyutlu kutuda $z=0.8$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği | 39 |
| 2.26. Üç boyutlu kutuda $y=Ly/4$, $y=Ly/2$ ve $y=Ly.3/4$ değerleri için elde edilen sıcaklık grafikleri | 39 |
| 2.27. $z=0$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri | 40 |
| 2.28. $z=0.25$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri | 41 |
| 2.29. $z=0.5$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri | 41 |
| 2.30. $z=0.75$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri | 42 |
| 2.31. $z=1$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri | 42 |
| 3.1. Durgun operasyonda, elektronik kutunun içinden akan havayla emilen ısı, kutudaki elektronik elemanlarının güç tüketimine eşittir | 45 |
| 3.2. Dairesel bir tüpteki iç akış ve üstündeki dış akış | 46 |
| 3.3. Sabit ısı akısı durumu altında, yüzey ve akışkan sıcaklığı lineer olarak artar fakat onların farkı gelişmiş rejimde sabittir | 49 |
| 3.4. Dikey düzlemdaki elektronik elemanın şematik gösterimi ve çözüm için sınır şartları | 53 |
| 3.5. Dikey düzlemdaki elektronik eleman probleminde hızın vektörel görünümü | 56 |

| | |
|---|----|
| 3.6. Dikey düzlemdeki elektronik eleman probleminde sıcaklık dağılımı | 56 |
| 3.7. Dikey düzlemdeki elektronik eleman probleminde akış eğrileri | 57 |
| 3.8. x koordinatı boyunca (y) yönündeki hız grafiği | 58 |
| 3.9. x koordinatı boyunca (y) yönündeki sıcaklık grafiği | 58 |



TABLÖLAR DİZİNİ

TABLO

| | |
|--|----|
| 2.1. Laminer akış şartı için atmosferik basınçtaki havada çeşitli geometriler için doğal taşınım ısı transfer katsayıları | 8 |
| 2.2. $q^*=0.5$ için elde edilen ortalama Nu değerleri | 31 |
| 2.3. $q^*=1$ için elde edilen ortalama Nu değerleri | 31 |
| 3.1. Düz levha, dairesel ve dairesel olmayan silindirler üzerinde zorlanmış taşınım için ortalama Nusselt sayısı eşitlikleri | 51 |
| 3.2. Dairesel tüp ve dörtgen kanallar içindeki tam gelişmiş laminer akış için Nusselt sayıları | 52 |

İÇİNDEKİLER

| | |
|--|-----|
| ÖZET | i |
| ABSTRACT | ii |
| TEŞEKKÜR | iii |
| SİMGELER DİZİNİ | iv |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | vii |
| TABLolar DİZİNİ | x |
| İÇİNDEKİLER | xi |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. DOĞAL TAŞINIMLA SOĞUTMA | 4 |
| 2.1. Boyutsuz Sayılar | 12 |
| 2.2. Süreklilik Denklemi | 14 |
| 2.3. Momentum Denklemi | 15 |
| 2.4. Enerji Denklemi | 17 |
| 2.5. Doğal Taşınım Probleminin Sayısal Çözümü | 23 |
| 2.5.1. İki Boyutlu Yatay Bir Düzlemdeki Elektronik Elemanın Doğal Taşınım Soğutulması | 23 |
| 2.5.1.1. Problemin Tanımı | 23 |
| 2.5.1.2. Problemin Çözümü | 24 |
| 2.5.1.3. Sonuçlar | 25 |
| 2.5.2. Üç Boyutlu Tasarlanmış Elektronik Elemanın Doğal Taşınım Analizi | 32 |
| 2.5.2.1. Problemin Tanımı | 32 |
| 2.5.2.2. Problemin Çözümü | 33 |

| | |
|---|-----------|
| 2.5.2.3. Sonuçlar | 35 |
| 3. ZORLAMIS TAŞINIMLA SOĞUTMA | 44 |
| 3.1. Dikey Düzlemdaki Elektronik Elemanın Zorlanmış Taşınımla Soğutulması | 52 |
| 3.1.1. Problemin Tanımı | 52 |
| 3.1.2. Problemin Çözümü | 54 |
| 3.1.3. Sonuçlar | 55 |
| 4. SONUÇ VE ÖNERİLER | 59 |
| KAYNAKLAR | 62 |



1. GİRİŞ

Bağıl olarak düşük hızda ısınan yüzey üzerinde bir akışkan aktığında, ne zorlanmış taşınım ne de doğal taşınım etkileri etkindir [1]. Isı transfer oranındaki her iki taşınımı birleştiren mekanizmaların etkisi, elektronik devre ve ocaklar gibi ısı sistemlerin dizaynında özellikle önemlidir. Bu örnekler Kraus ve Bar-Cohen [4] tarafından yapılmıştır. Dış hava akışını içeren birçok uygulamada, ısıtıcılar ve elektronik elemanlar gibi izole edilmiş ısı kaynaklarının soğutulması için bu iki taşınımı birleştiren mekanizmalar kullanılmıştır. Bitişik akışkandaki ısı transferi, modülün yanındaki ısı alan üzerinde üretilen akıntının etkisidir. Isı girişi verilirken modülün yüzey sıcaklığı saptanır. Bundan dolayı sonuçlanan ısı alan ve onun bağımlı fiziksel parametreleri – çıkış hızı, giren enerji ve ısı kaynağının yüksekliği gibi – araştırma için önemlidir.

Seksenli yıllarda, bir yüzey üzerine izole edilerek yerleştirilmiş ısı kaynağından ısı transferi üzerine önemli çalışmalar yapılmıştır. Isı kaynağı üst akımından oluşan doğal taşınım akışında yerleşik bir kaynaktan olan ısı transferi Jaluria [2] tarafından deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır. Doksanlı yıllara yaklaştıkça, sayısal [10] ve deneysel [7] çalışmalar dikey bir duvar üzerine montajlanmış dikdörtgen modüllerin –tek ve çok ısı kaynaklı- doğal taşınım ile soğutulması üzerine yoğunlaşmıştır. Davalath ve Bayazıtöğlu [8] uniform olarak dağılmış ısı akısıyla çoklu dikdörtgen blokların zorlanmış hava ile soğutulması üzerine çalışmalar yapmıştır. Kenedy ve Zebib [5], alt ve üst duvarlar üzerinde izole

edilmiş ısı kaynağıyla bir laminer, yatay kanal akışında kaldırma kuvveti etkileri üzerine sayısal ve deneysel sonuçlar elde etmişlerdir.

Bir tek ısı kaynağından ısı transferi oranı üzerine, dış akışın etkisi de araştırılmıştır [3]. Birkaç deneysel ve sayısal çalışma Tewari [9] ve Jaluria [6] tarafından, iki sonlu boyutlu ısı kaynağı arasındaki ısı etkileşim üzerine yapılmıştır. Bütün bu araştırmalarda ısı kaynağı zorunlu olarak ihmal edilebilir kalınlıklı yüzey üzerine düz bir hizada montajlanmıştır. Çok az çalışma gerçek kalınlıklı dikdörtgen ısı modülü üzerinde karışık konvektif akış şartlarında yapılmıştır. Karışık konvektif soğutma üzerine Bayazitoğlu ve Davalath [11] çalışmalar yapmıştır. Daha sonra 1990 yılında Kang, Jaluria ve Tewari [12] arka yüzeyi iyice izole edilmiş, ince yatay levha üzerine montajlı ve kalınlığı değişebilen ısı kaynağı modülünde karışık taşınımı incelemişlerdir.

Doksanlı yıllardan sonra çoğu çalışmada doğal ve zorlanmış taşınım ayrı ayrı incelenmiştir. Gavali, Korki, Patankar ve Miura [13] zorlanmış taşınımı ısı modülünün çevresindeki bir soğutucu vasıtasıyla sağlamıştır. Bazı araştırmacılar baskılı devre bordlarının (PCB) soğutulması üzerine çalışmıştır [14], [15]. Zorlanmış taşınım değişik koşullarda incelenmiştir. Çift sıralı borddaki ısınan blokların zorlanmış taşınımıyla oluşan sıcaklık dağılımı [16], normal bir elektronik devrenin soğutulması [18], ısınan iki bloktan olan ısı transferi ve akışkanın çarpma etkisinin incelenmesi [19] bunlardan birkaçıdır.

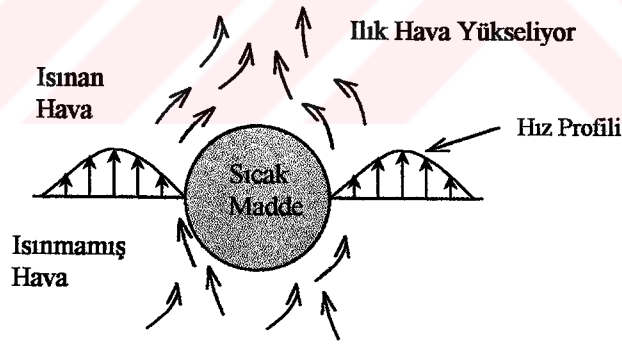
Ilegbusi [24], iki akışkanlı, türbülanslı koşullarda bir elektronik elemanın zorlanmış taşınımıyla soğutulmasını incelemiştir. Zorlanmış taşınım sadece kanalın ucundaki bir fanla sağlanmamış, bir klima ile de elektronik kabinin soğutulması sağlanmıştır [23]. Ishizuka [17], elektronik elemanların doğal taşınımıyla soğutulması üzerine çalışmış, Yu ve Joshi [22] ise doğal taşınımıyla iletim ve radyasyonu birleştirip soğutmayı incelemiştir. En yeni çalışmalardan biride 2000 yılında yapılan yatay bir kutunun en altında bulunan bir çipin doğal taşınımıyla olan ısı transferi üzerinedir [25].

Bu çalışmaların ışığında yatay ve düşey düzlemlerde doğal taşınımıyla ısı transferi problemi incelenmiştir. İncelemede düşey düzlemdeki ısı taşınımı iki boyutlu olarak ele alınmıştır. Yatay düzlemdeki doğal taşınım modeli iki ve üç boyutlu olarak iki farklı durumda incelenmiştir. Bölüm 2.5’de matematiksel modeli çıkarılan problemin boyutsuzlaştırılmış şekilleri bölümde verilmiştir. Çalışmada çözülmesi gereken momentum, süreklilik ve enerji eşitlikleri sonlu eleman esası FIDAP kodlarına dönüştürülmüş ve sayısal olarak çözümüne gidilmiştir. Sayısal çözümde elektronik elemandaki ısı üretiminin sabit ısı akısı ile çevreye atıldığı varsayılmıştır. Hesaplama Rayleigh sayısının farklı değerleri için tekrarlanmış ve her bir durum için elde edilen sıcaklık, hız dağılımları ve akış çizgileri grafiklerle verilmiştir. Elde edilen ısı transfer katsayılarının koordinatlar boyunca değişimleri grafiklerle gösterilmiştir. Karşılaştırmalı tablo değerlerinden de görüleceği üzere bu çalışmadan elde edilen ısı transfer katsayısının, ampirik ifadelerle elde edilen [27] değerlerden oldukça yüksek çıktığı gözlenmiştir.

2. DOĞAL TAŞINIM VE RADYASYON

Düşük güçlü elektronik sistemler doğal taşınım ve radyasyonla uygun şekilde soğutulur. Doğal taşınım ile soğutma kırılabilen fanları içermediğinden çokça tercih edilir [29].

Doğal taşınım sıcaklık farkı yüzünden oluşan, akışkandaki yoğunluk farkının akışkanın hareketine neden olmasıyla oluşur. Akışkan seyrelmeye başladığında ve ısındığında genişler. Bir yerçekimli alanda, bu açıklanan akışkan doğal taşınım akışı olarak adlandırılan akışkan hareketini gösterir (Şekil 2.1). Doğal taşınım ile soğutma, akışkanın yavaşlamasına neden olan engeller olmadığında daha etkilidir ve akışkan birçok engel üzerinde ve dar bir akıştan geçiyorsa az etkili olur.

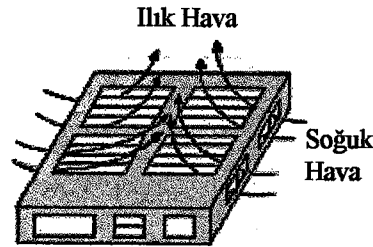


Şekil 2.1. Havadaki sıcak bir elemanın üzerindeki doğal taşınım akımı

Bir yüzey ve bir akışkan arasındaki doğal taşınım ile ısı transferinin değeri, akışkanın akış oranına direkt olarak bağlıdır. Yüksek akış oranı yüksek ısı transferi oranıdır. Doğal taşınım da vantilatörler kullanılmaz ve böylece akış oranı kontrol edilemez. Bu durumda akış oranı, kaldırma kuvveti ve sürtünmenin dinamik

dengeyle saptanır. Sıcak yüzeye bitişik akışkan ve yüzeyden geçen akışkan arasındaki büyük sıcaklık farkı büyük kaldırma kuvvetidir ve daha çok kuvvet doğal taşınım akışındadır ve böylece yüksek ısı transferi olur. Her zaman iki cisim birbiriyle kontaktaysa, kontak yüzeyinde kuvvetin karşı yönünde bir sürtünme kuvveti oluşur. Bu karşı kuvvet akışkanın hareketini yavaşlatır ve böylece akışkanın akışa oranını azaltır. Durgun durum altında kaldırma kuvveti ile süren hava akışı bu ikisinin birbiriyle dengeye geldiği noktada gerçekleştirilir. Sürtünme kuvveti daha fazla olur ve daha fazla katı yüzeyi, ısı transferi ve akışkan akışını ciddi olarak dağıtır.

(T.V.) ve (V.C.R.) gibi çevremizdeki elektronik parçalar veya (PCB) ler serbest haldeki ısınan havayı taşımak ve soğuk havayı almak için olarak sağlayan yeterli sayıda delikten üretilerek doğal taşınım aracılığıyla soğutulur. Şekil 2.2 deki ısı transfer noktasından, delikler akış direncini küçültecek büyüklükte olmalı, havanın girebilmesi için en altta ve havanın çıkabilmesi için de en üstte yerleşmelidir. Fakat eleman ve insan güvenliği şartlarından dolayı, kutuya istenmeyenlerin girmesini önlemek için çok dar olan deliklerle yapılır.



Şekil 2.2. Hava delikli kapalı kutudaki elektronik elemanların doğal taşınım ile soğutulması

Kapalı düz bir yüzey üzerine bir fincan kahve koyma gibi insan davranışları hakkındaki bilgiler üst yüzeydeki deliklerin yerleşimi için çok risklidir. Bu durumda müsaade edilen dar kanal, hava akışına olan direnci de gösterir. Böylece doğal taşınım ile soğutulan elektronik elemanın kapağı üzerindeki delikler genellikle hava girişi için yan veya arka yüzeylerin alt bölümünde ve hava çıkışı için bu yüzeylerin üst bölümünde yerleşir.

T_y sıcaklığındaki bir yüzeyden $T_{akışkan}$ sıcaklığındaki bir akışkana taşınım ile olan ısı transferi;

$$Q_{konv} = h_{konv} A \Delta T = h_{konv} A (T_y - T_{akışkan}) \quad (W) \quad (2.1)$$

olarak ifade edilir. h_{konv} taşınım ısı transferi katsayısı ve A ısı transferi alanıdır. h_{konv} değeri diğer şeyler arasında akışkan akışının tipi ve yüzeyin geometrisine bağlıdır.

Doğal taşınım akımları laminer olarak başlar ve sıcak yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkı ve cismin boyutları büyüdükçe türbülansa döner. Hava için akış, cismin karakteristik uzunluğu 0,5 m. den küçük ve sıcaklık farkları $100^{\circ}C$ den daha az olduğunda laminer kalır. Ki o elektronik elemanlarda hemen hemen daimidir. Böylece elektronik elemanın analizinde hava akışı laminer olarak farz edilir.

Atmosfer basıncında havanın laminer akışı için doğal taşınım ısı transferi katsayısı ;

$$h_{konv} = K \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25} \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (2.2)$$



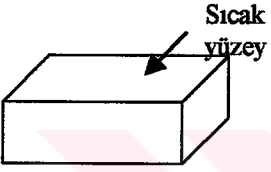
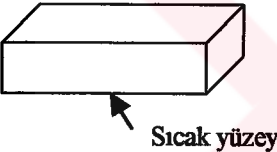

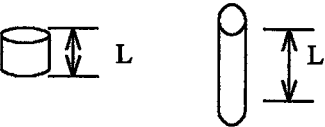
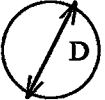
bağıntısı ile verilir [29].

$\Delta T = T_y - T_{akışkan}$ yüzey ve akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır. L karakteristik uzunluktur (ısı akış yolu boyunca cismin uzunluğu) ve K cismin yönü ve geometrisine bağlı sabit değerdir.

Isı transfer katsayısı ilişkileri SI ve İngiliz birim sistemlerinde ve elektronik elemanların karşılaşılan en yaygın geometrileri için Tablo 2.1.de verilmiştir. İlk h_{konv} bu ilişkilerin birinden saptanmıştır, ısı transferi oranı Denklem 2.2 den saptanmıştır. Tablo 2.1.deki ilişkiler atm (1atm = 101,325kPa= 14,696 psia) da hava basıncının P olduğu yerde \sqrt{P} ile onları toplayarak 1 atm'den başka basınçlarda da kullanılabilir. Bu ;

$$h_{konv,P_{atm}} = h_{konv,1atm} \cdot \sqrt{P} \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (2.3)$$

dur. Sıcak yüzeyler bir odanın duvarları, tavanı veya gök gibi soğutucu yüzeylerle çevrildiğinde Şekil 2.3. de gösterildiği gibi yüzeyler radyasyonla da soğutulur.

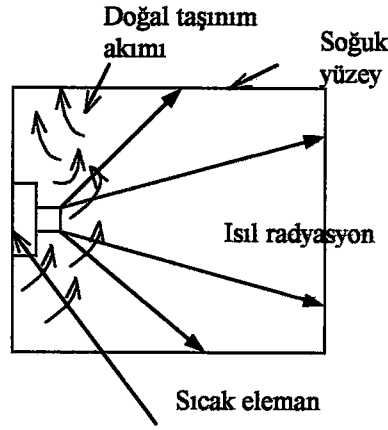
| GEOMETRİ | W/(m ² .°C) (ΔT °C, L veya D m dir) | Btu/(h.ft ² .°F) (ΔT °F, L veya D ft dir) |
|--|--|--|
| DIKEY PLAKA VEYA SİLİNDİR  | $h_{konv} = 1.42 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ | $h_{konv} = 0.29 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ |
| YATAY SİLİNDİR  | $h_{konv} = 1.32 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0.25}$ | $h_{konv} = 0.27 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0.25}$ |
| YATAY PLAKA (L=4A/P A YÜZEY ALANI VE P ÇEVRE) a) ÜST YÜZEY SICAK  b) ALT YÜZEY SICAK  | $h_{konv} = 1.32 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ $h_{konv} = 0.59 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ | $h_{konv} = 0.27 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ $h_{konv} = 0.12 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ |
| DEVRE BORDU ÜZERİNDEKİ ELEMANLAR  | $h_{konv} = 2.44 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ | $h_{konv} = 0.50 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ |
| DOĞAL HAVADA KÜÇÜK PARÇALAR VE TELLER  | $h_{konv} = 3.53 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ | $h_{konv} = 0.72 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.25}$ |
| KÜRE  | $h_{konv} = 1.92 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0.25}$ | $h_{konv} = 1.39 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0.25}$ |

Tablo 2.1. Laminer akış şartı için atmosferik basıncıdaki havada çeşitli geometriler için doğal taşınım ısı transfer katsayıları

Genellikle radyasyon ısı transferinin değeri, doğal taşınım ısı transferinin değeriyle kıyaslıdır. Bu özellikle, plastik ve boyanmış yüzeyler gibi, yayımı kapalı yüzeyler için olan durumdur. Radyasyon ısı transferi, yaklaşık olarak aynı sıcaklıktaki yüzeylerle çevrilmiş cisimler için ve yayması çok düşük olmasından dolayı parlak metaller için önemsizdir. T_{by} sıcaklığındaki daha büyük yüzeyle tamamen çevrilmiş T_y sıcaklığındaki yüzey arasındaki radyasyon ısı transferi ;

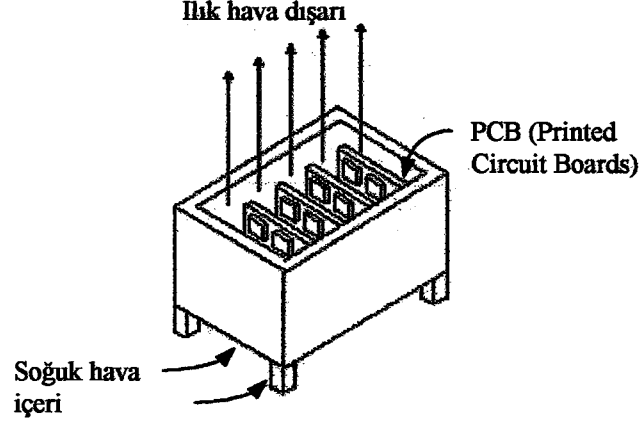
$$Q_{rad} = \varepsilon . A . \sigma (T_y^4 - T_{by}^4) \quad [W] \quad (2.4)$$

olarak ifade edilir. ε yüzeyin yayımı, A yüzey alanı ve σ Stefan-Boltzmann sabitidir. $\sigma = 5,67.10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4 = 0,1714.10^{-8} \text{ Btu}/(\text{h.ft}^2.\text{R}^4)$. Buradaki her iki sıcaklık K veya R de ifade edilmelidir. Analiz edilen sıcak yüzey, onu çevreleyen T_{by} sıcaklığındaki soğutucu yüzeyin sadece kısmi görünüşüne sahipse, denklem (2.4) den elde edilen sonuç şekil faktörüyle toplanmış olmalıdır. Ki o soğutucu yüzeyle kaplanan sıcak yüzeyin görünüşünün parçasıdır. Görünüş faktörünün değeri 0 dan (sıcak yüzey soğuk yüzeyin direkt görünüşüne sahip değil) 1 e (sıcak yüzey soğuk yüzey tarafından tamamen çevrilmiş) sıralanır. Analizin başlangıcında, yüzey genellikle çevreleyen yüzeyin ortalama sıcaklığına eşit sıcaklıktaki tek varsayılan yüzeyle tamamen çevrelemek için kaplanır.



Şekil 2.3. Kapalı bir kutunun duvarına montajlanmış sıcak elektronik elemandan yüzeylere radyasyon transferi ve havaya doğal taşınım ısı transferi

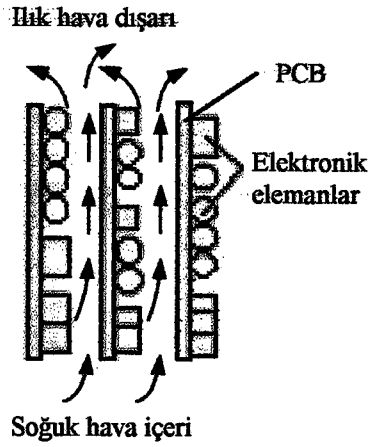
Sıralı düşük güçlü PCB ler Şekil 2.4. de gösterildiği gibi hava akışını kolaylaştırmak için altta ve üstte yeterli açıklıklı bir iskeletle onları montajlayarak doğal taşınım ile soğutulur. Elektronik elemanlar ısındığında PCB ler arasındaki hava çıkar ve aşağıdan giren soğuk hava ile yer değiştirir. Bu PCB lerle oluşan paralel akış geçişlerinden doğal taşınım akışını başlatır. PCB ler doğal taşınım devrelerinin avantajlarından yararlanmak ve tuzak hava paketlerini minimize etmek için dikey yerleşmelidir (Şekil 2.5.). Yerleşen PCB lerde kullanılmayan değerli kabin yerinden uzaktadır ve onlar oluşan dirençten dolayı akışı tıkamaya yönelir. Böylece PCB ler arasında optimum aralık oluşur. O efektif doğal taşınım ile soğutma için uygun hava oluşumu üreten PCB ler arasındaki 2 cm. civarındaki farkı dışa çevirir[29].



Şekil 2.4. Bir iskeletin içine dikey olarak sıralanmış PCB lerin doğal taşınım ile soğutulması

PCB lerin ısı transferi analizinde radyasyon ısı transferi, elemanların görünüşü genellikle diğer ısı üreten elemanlarla kapandığından dolayı ihmal edilir. Sonuç olarak sıcak elemanlar soğutucu yüzey yerine diğer sıcak yüzeylere karşıdır. İstisnalar soğutucu yan yüzeyleri görünen iskeletin sonundaki 2 PCB dir.

5 W civarındaki güce (veya $0,02 \text{ W/cm}^2$ civarındaki güç yoğunluğuna sahip) sahip devre boardları etkili şekilde doğal taşınım ile soğutulabilir. PCB den olan ısı transferi genellikle küçük olan PCB lerin arka yüzeylerinden olan ısı transferi için bir tarafı yalıtılmış ve diğer tarafında uniform olarak dağılmış ısı kaynaklarıyla dikdörtgen levhalar işleme sokularak analiz edilebilir. Her iki tarafta da montajlanmış elektronik elemanlı PCB ler için ısı transferi oranı ve ısı transfer yüzey alanı iki kez büyütülmüş olacaktır.



Şekil 2.5. PCBler iskelete dik ve doğal taşınımın max ısı transferine izin verecek şekilde yerleştirilmelidir

Zorlanmış ve doğal taşınımın incelenmesinde üç temel eşitliğin çözülmesi gerekmektedir. Bunlar Süreklilik, Momentum ve Enerji eşitlikleridir.

2.1. Boyutsuz Sayılar

Reynolds Sayısı:

Sistem içindeki akışın karakterini belirtir. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır.

$$\frac{du}{dt} = \frac{u}{l/u} = \frac{u^2}{l}, \quad (2.5)$$

$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{l}, \quad (2.6)$$

olduğuna göre,

$$\frac{\sigma}{\tau} = \frac{F/A}{\mu u/l} = \frac{V \cdot \rho \cdot \partial u / \partial t}{\mu u/l} = \frac{u \cdot l \cdot \rho}{\mu} = \text{Re yazılabilir.} \quad (2.7)$$

Prandtl Sayısı:

Akışkanın ısı geçiş özelliğini gösterir. Kinematik viskozitenin ısısal yayılma katsayısına oranıdır.

$$\frac{\mu/\rho}{K/\rho \cdot c_p} = \frac{\mu \cdot c_p}{K} = \text{Pr} \quad (2.8)$$

Momentum transferi, hız azalması ve ısı geçişi de sıcaklık farkından ileri gelmektedir. Pr = 1 olduğu zaman sistemin hız ve sıcaklık dağılımları aynı olur.

Nusselt Sayısı:

Karakteristik z uzunluğunun $\delta = K/h_{konv}$ sınır tabaka kalınlığına oranıdır.

$$Nu = \frac{l}{K/h_{konv}} = \frac{h_{konv}}{K} = \frac{h_{konv} \cdot \Delta T}{K \cdot \Delta T/l} = \frac{h_{konv} \cdot l}{K} \quad (2.9)$$

Diğer bir deyişle, Nu sayısı yüzeyde taşınım yoluyla ısı geçişinin, iletim yoluyla ısı geçişine oranı olmaktadır.

Peclet Sayısı:

Akışkanın $u \cdot \rho \cdot c_p$ ısı yoğunluğunun, yüzeyde akışkanın l tabaka kalınlığındaki iletim yoluyla, ısı akısı yoğunluğuna oranıdır.

$$\frac{u \cdot \rho \cdot c_p}{K/l} = \frac{u \cdot \rho \cdot c_p}{h_{konv}} = Pe = Re \cdot Pr \quad (2.10)$$

Stanton Sayısı:

d çaplı ve l uzunluğundaki boruda yüzey sıcaklığı T_y , akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları T_g, T_φ , hızı u , ortalama sıcaklığı

$$T_{ort} = \frac{T_g + T_\varphi}{2} \text{ ise, ısı dengesi yazılarak}$$

$$\pi \cdot d \cdot h_{konv} \cdot l \cdot (T_y - T_m) = u \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_\varphi - T_g) \quad (2.11)$$

$$St = \frac{h_{konv}}{\rho \cdot u \cdot c_p} = \frac{T_\varphi - T_g}{T_g - T_{ort}} = \frac{d}{4l} \quad (2.12)$$

olarak Stanton sayısı bulunur.

2.2. Süreklilik Denklemi

Bir sınır tabakası içerisinde bir kontrol hacmi (elemanı) ele alalım. Herhangi bir (x,y) noktasında x ve y yönündeki hız bileşenlerini sırasıyla u ve v olarak düşünersek, x ve y yönünde birim zamanda kontrol hacme giren kütle miktarları sırasıyla $\rho u \Delta y$ ve $\rho v \Delta x$ yazılabilir. Benzer olarak x ve y yönünde birim zamanda kontrol hacminden çıkan kütle miktarları ise $\rho(u + (\partial u / \partial x) \Delta x) \Delta y$ ve $\rho(u + (\partial u / \partial x) \Delta x) \Delta x$ dir. Sürekli rejimde birim zamanda kontrol hacme giren ve

çıkan kütle miktarları eşit olacağından, bu kontrol hacmi için, kütlelenin sakınımı prensibi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu eşitlik kartezyen koordinat sisteminde sıkıştırılamaz bir akışkanın, iki boyutlu sürekli akışı için süreklilik denklemdir.

2.3. Momentum Denklemleri

Momentum denklemi aynı kontrol hacme Newton'un ikinci hareket kanunu uygulanarak elde edilebilir. Sınır tabakası içerisinde y yönünde basınç değişimi ve kayma gerilmeleri ihmal edilirse, birim zamanda x yönünde kontrol hacme momentum akışı $\rho u^2 \Delta y + \rho uv \Delta x$ kontrol hacminden momentum akışı ise

$\rho \left(u^2 + \frac{\partial u^2}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x + \rho \left(uv + \frac{\partial (uv)}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y$ yazılabilir. Basınca bağlı olarak eleman

üzerinde x yönünde etki eden net kuvvet ise $P \Delta y - \left(P + \frac{dP}{dx} \Delta x \right) \Delta y$ dir. Kayma

gerilmeleri nedeniyle eleman üzerinde etki eden x yönündeki net kuvvet ise

$-\tau \Delta x + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x$ dir.

Sürekli rejimde kontrol hacim üzerinde etki eden kuvvetlerin toplamı kontrol hacimden çıkan ve kontrol hacme giren momentumların farkına eşit olacağından (momentumun sakınımı prensibi)

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{dP}{dx} = \rho \left(\frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (uv) \right) \quad (2.14)$$

elde edilir. Eşitliğin sağ tarafındaki parantez içerisindeki terimler, süreklilik denkleminde göz önüne alınarak, $((\partial u / \partial x) + (\partial v / \partial y)) = 0$,

$$\frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (uv) = u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.15)$$

yazılabilir. Eşitliklerden momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (2.16)$$

indirgenir. Dinamik viskozitenin tanımı yerine konulursa,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (2.17)$$

elde edilir. Burada $\nu = \mu / \rho$ kinematik viskozitedir, bazen momentum yayılım katsayısı olarak da adlandırılır.

2.4. Enerji Denklemi

Akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişmediğini ve sürtünme nedeniyle oluşan kayma gerilmeleri üzerinde yapılan işin ihmal edilebilir olduğunu varsayarsak, sınır tabakası içerisinde alınan kontrol hacme akışkanın taşıdığı enerji $\rho uh\Delta y + \rho vh\Delta x$ olacaktır. Burada h birim kütle başına entalpidir. Benzer şekilde akışkanın kontrol hacimden taşıdığı enerji ise $\rho \left(uh + \frac{\partial uh}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y + \rho \left(vh + \frac{\partial vh}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x$ yazılabilir. Kontrol hacme iletimle transfer edilen ısı $q_x \Delta y + q_y \Delta x$ kontrol hacimden iletimle transfer edilen ısı ise $\left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y + \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x$ yazılabilir. Burada q_x ve q_y , x ve y yönünde ısı akılarıdır. Sürekli rejimde kontrol hacme giren ve çıkan enerjiler eşit olduğundan (termodinamiğin birinci kanunu),

$$\rho \left(\frac{\partial uh}{\partial x} + \frac{\partial vh}{\partial y} \right) + \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0 \quad (2.18)$$

elde edilir. Süreklilik denklemi göz önüne alınarak eşitliğin sol tarafındaki parantezin içerisindeki terimler,

$$\rho \left(\frac{\partial uh}{\partial x} + \frac{\partial vh}{\partial y} \right) = \rho \left(u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} \right) \quad (2.19)$$

yazılabilir. Sıkıştırılmaz akışkanlarda özgül entalpi değişimi $dh=CdT$, ideal gazların özgül entalpi değişimi de $dh=C_p dT$ olacağından

$$\frac{\partial h}{\partial x} = c \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial h}{\partial y} = c_p \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.21)$$

yazılabilir. Sıkıştırılmaz akışkanlar için C_p , C ile değiştirilmelidir. Fourier ısı iletim kanunundanda

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} = -K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial q_y}{\partial y} = -K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.23)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.24)$$

elde edilir. Genellikle sınır tabakası içerisinde x yönünde iletimle ısı transferi, y yönündeki iletimle ısı transferinden küçük olacağından, eşitliğin sağ tarafındaki birinci terim ihmal edilebilir. Bu durumda enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.25)$$

indirgenir. Burada $a = K/\rho c_p$ akışkanın ısı yayılım katsayısıdır.

Eşitliklerin Boyutsuzlaştırılması

Aşağıdaki tanımlamalar yapılarak, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri boyutsuzlaştırılmışlardır.

$$U = \frac{\alpha}{L} \sqrt{Ra \cdot Pr} \quad (2.26)$$

$$u^* = \frac{u}{U} \quad (2.27)$$

$$T^* = (T - T_r) / (q_{ref} L / K) \quad (2.28)$$

$$x^* = x/L \quad (2.29)$$

$$p^* = pL/\mu U \quad (2.30)$$

$$\nu = \mu / \rho \quad (2.31)$$

Süreklilik Denklemi

Yukarıda da anlatıldığı üzere süreklilik denklemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.32)$$

Boyutsuzlaştırma işlemlerini yapmak için anlatılan tanımlamalar yerine konulduğunda

$$U \cdot \frac{\partial u^*}{\partial x} + U \cdot \frac{\partial v^*}{\partial y} = 0 \quad (2.33)$$

elde edilir. İki kısımda da U lar ortak olduğuna göre, basit bir sadeleştirme işlemiyle sonuca ulaşabiliriz.

$$\frac{\partial u^*}{\partial x} + \frac{\partial v^*}{\partial y} = 0 \quad (2.34)$$

Momentum Denklemi

Momentum denklemi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (2.35)$$

Denklemin her iki tarafını yoğunluk (ρ) ile çarparsak;

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{d^2 u}{dx^2} \quad (2.36)$$

elde edilir. Basınç gradyanı $\partial P/\partial x$ i, $u \rightarrow 0$ ve $\rho \rightarrow \rho_\infty$ olduğu yerde aşağıdaki gibi elde edebiliriz. Burada ρ_∞ sınır dışındaki akışkanın yoğunluğudur.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = -\rho_\infty \cdot g \Rightarrow -\rho g - \frac{\partial P}{\partial x} = (\rho_\infty - \rho)g \quad (2.37)$$

Eğer akışkanın ısı genleşmesinin volumetrik katsayısı β ise, bu sayı sıcaklıkla yoğunluğun değişimine eşittir.

$$\Delta \rho = -\beta \rho \Delta T \quad (2.38)$$

bu denklemler yerlerine konulduğunda aşağıdaki gibi bir sonuç elde edilir.

$$\rho_\infty - \rho = -\beta g (T_\infty - T) \Rightarrow -\rho g - \frac{\partial p}{\partial x} = -\beta \rho (T_\infty - T) g \quad (2.39)$$

boyutsuzlaştırma tanımları ve basınç formülü yerine yerleştirildiğinde aşağıdaki sıra takip edilerek, gerekli sadeleştirmelerinde yapılmasıyla boyutsuz momentum denklemi elde edilir.

$$\rho \left(\frac{U^2}{L} u^* \frac{\partial u^*}{\partial x} + \frac{U^2}{L} v^* \frac{\partial u^*}{\partial y} \right) = -\beta \rho g (T_\infty - T) T^* + \mu \frac{U}{L^2} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.40)$$

$$\rho \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y} \right) = -\frac{\beta g \rho (T_\infty - T) L}{U^2} T^* + \mu \frac{1}{UL} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.41)$$

$$\rho \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y} \right) = - \frac{\beta g \rho (T_\infty - T) L}{k \frac{\alpha^2}{L^2} Ra Pr} T^* + \mu \frac{1}{L \frac{\alpha}{L} \sqrt{Ra Pr}} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.42)$$

$$\frac{\rho \alpha \sqrt{Ra Pr}}{\mu \gamma} \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y} \right) = - \frac{\beta g \rho q_{ref} L^4 \sqrt{Ra Pr}}{\mu k \frac{\alpha^2}{L^2} Ra Pr} T^* + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.43)$$

$$\sqrt{\frac{Ra}{Pr}} \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y} \right) = \sqrt{\frac{Ra}{Pr}} T^* + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.44)$$

Enerji Denklemi

$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$ olarak elde edilen enerji denkleminde $a = \frac{K}{\rho c_p}$ yerine

konulduğunda

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.45)$$

elde edilir. Boyutsuzlaştırma tanımları da yerlerine yerleştirilerek

$$\rho c_p \frac{U}{L} \left(u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right) = \frac{K}{L^2} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.46)$$

$$\rho c_p \frac{\alpha / L \sqrt{Ra Pr} L^2}{LK} \left(u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right) = \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.47)$$

elde edilir. Bu formülde sadeleştirmeler ve boyutsuz sayılar oluşturularak, boyutsuz enerji denklemi aşağıdaki gibi sonuçlanır.

$$\sqrt{RaPr} \left(u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right) = \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.48)$$

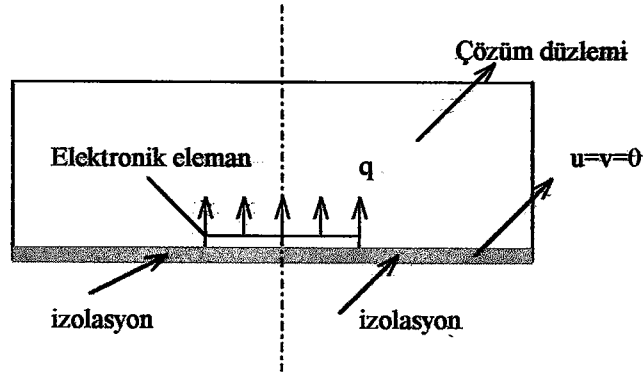
2.5. Doğal Taşınım Probleminin Sayısal Çözümü

2.5.1. İki Boyutlu Yatay Bir Düzlemdeki Elektronik Elemanın Doğal Taşınım Analizi

2.5.1.1. Problemin Tanımı

Kararlı, iki boyutlu ve laminar akış şartlarında yatay düzlem üzerine monte edilmiş dikdörtgen kesitli bir elektronik elemanın doğal taşınım ile soğuması sayısal olarak incelenmiştir. Elektronik elemanın bir doğrultuda oldukça uzun olduğu düşünülerek iki boyutlu olarak ele alınmıştır. Navier-Stokes eşitliklerinin boyutsuz formlarına karşılık gelen sonlu eleman esası Fıdap kodları kullanılarak çözülmüştür.

Problem ile ilgili formüller ve boyutsuzlaştırma işlemleri daha önce gösterildiği gibi boyutsuzlaştırılmış olup, çözüm için gerekli sınır şartları aşağıdaki Şekil 2.6 da verilmiştir.



Şekil 2.6. Yatay Düzlemdeki Elektronik Elemanın Doğal Taşınım ile Soğutulmasının Şematik Gösterimi

Problemin fiziki boyutları olarak $L = 0.3556 \text{ m}$, $b = 0.0265 \text{ m}$ ve ısı akısı $q=184.5 \text{ W/m}^2$ olarak alınmıştır. Havanın referans sıcaklık olarak belirlenen 325 K sıcaklıktaki özellikleri aşağıda gösterilen değerler olarak alınmıştır.

Viskozite (μ) $= 1.962 \times 10^{-5} \text{ N-s/m}^2$

Yoğunluk (ρ) $= 1.086 \text{ kg/m}^3$

Özgül ısı (c_p) $= 1.006 \text{ kJ/kg-K}$

İletim katsayısı (k) $= 2.816 \times 10^{-2} \text{ W/m-K}$

Isıl yayılım katsayısı (β) $= 0.00307 \text{ K}^{-1}$

Isıl yayılım (α) $= 2.578 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Yerçekimi ivmesi (g) $= 9.81 \text{ m/s}^2$

2.5.1.2. Problemin Çözümü

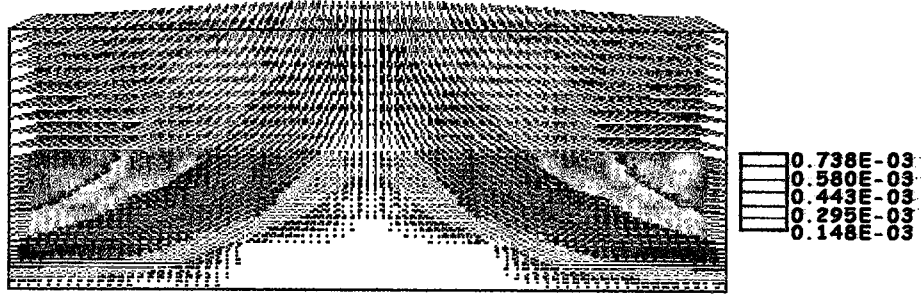
Öncelikle FIDAP programında problemin geometrisi oluşturulmuştur. Çözüm sonlu elemanlar yöntemi ile çözüleceğinden geometri genelde ısı kaynağına yakın

yerler daha yoğun olacak şekilde küçük elemanlara bölünmüştür. Çözümde Rayleigh sayısı $Ra = 1.0E+3, 1.0E+6, 7.0E+6$, Prandtl sayısı $Pr = 0.7$ olarak seçilmiştir. Yalnız çözüm programında geçen ve yukarıda sayısal değerleri verilmiş olan havanın özellikleri boyutsuz biçimde alınmış ve bu şekilde sonuca ulaşılmaya çalışılmıştır.

2.5.1.3. Sonuçlar

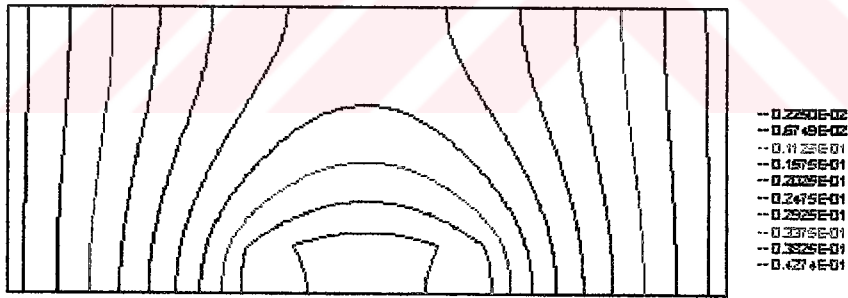
Hesaplamalar Ra sayısının farklı değerleri için elde edilmiştir. Ra sayısının $1.0E+3, 1.0E+6, 7.0E+6$ ve $q^*=0.5$ ve 1 değerleri alınarak işlemler tekrarlanmıştır. İşlemlerin tamamlanmasından sonra problemin hız ve sıcaklık değerleri grafiksel olarak elde edilmiştir. Şekil 2.21. de problemin $q^*=1$ değeri için elde edilen hız grafiği verilmiştir. Grafikten de anlaşılacağı üzere bir hız sınır tabakası gerçekleşmemiştir. Bunun nedeni kanalın boyutunun yeterince uzun olmayıp tam gelişmiş bölgeye erişilememesidir. Bundan dolayı hız grafiği her yerde aynı şekilde gerçekleşmiştir.

Problemi tanımlarken herhangi bir hız değerinden bahsetmemize rağmen çözüm sonucunda bir hız grafiği elde edilmiştir. Bunun nedeni elektronik eleman ile kanal içerisindeki havanın sıcaklık farkından dolayıdır. Elektronik elemanın ürettiği ısı soğuk hava partiküllerine transfer olur ve böylece ısınan partiküllerin diğer soğuk parçacıklara çarparak ısı paylaşımları sonucunda hem bir hareket hem de sıcaklık dağılımı oluşur.



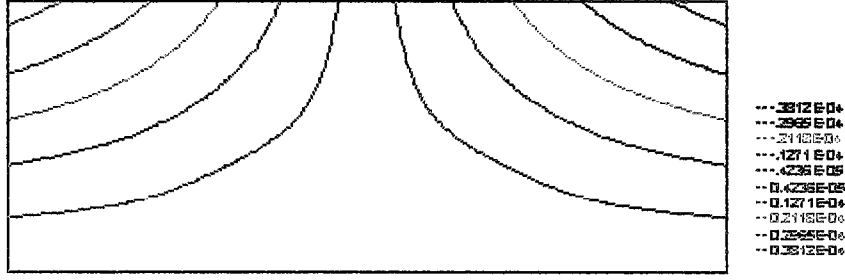
Şekil 2.7. Yatay düzlemde elde edilen hızın vektörel görünümü

Şekil 2.8. de problemin sıcaklık grafiği verilmiştir. Doğal olarak elektronik elemanın olduğu yerde sıcaklık oldukça yüksek olup, elemandan uzaklaştıkça sıcaklık değeri düşüş göstermiştir. Kanalin her iki kısmı da açık olduğu için bu yerlerden hava girişi serbesttir. Bundan dolayı da simetrik bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



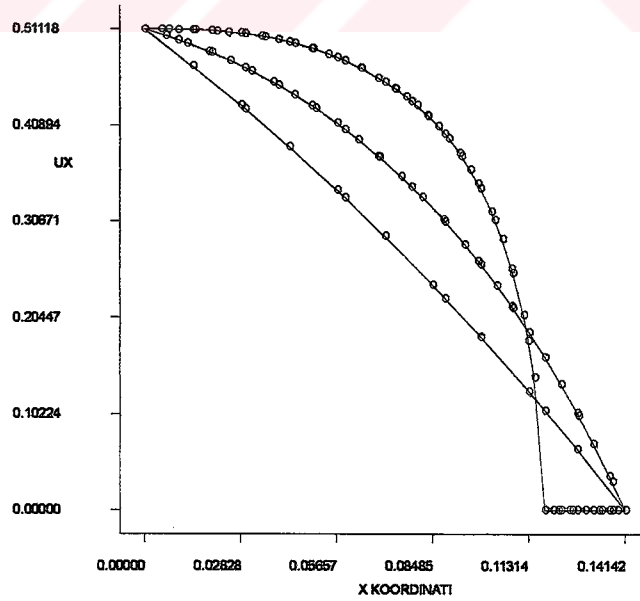
Şekil 2.8. Yatay düzlemde elde edilen sıcaklık grafiği

İncelenen sistemdeki akış çizgileri Şekil 2.9. da verilmiştir. Akış eğrilerinde de kanalın her iki tarafının açık olmasından dolayı bir simetri oluşmuştur. Her iki yönden gelen soğuk hava sıcak partiküllere çarparak ısınır ve sıcak havanın yükselmesi prensibi ile yukarı doğru yönelir. Bu şekilde de simetrik bir akış eğrisi grafiği oluşmuştur.

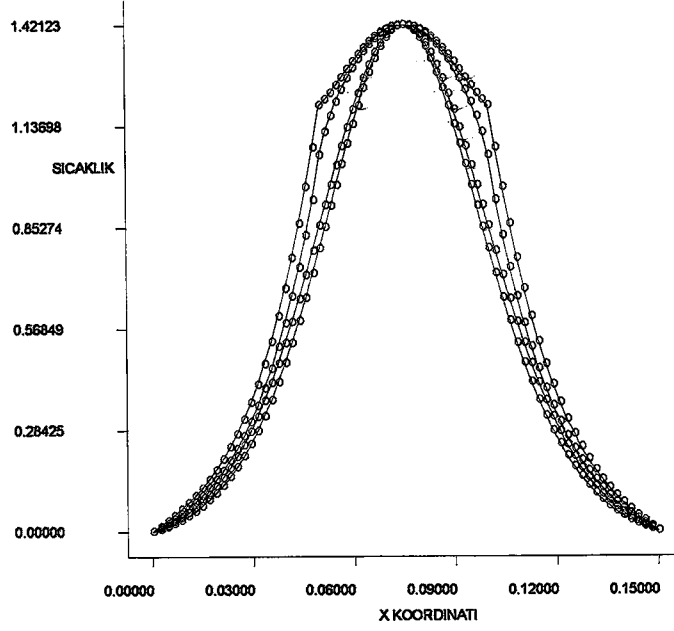


Şekil 2.9. Yatay düzlemde elde edilen akış eğrileri

Şekil 2.10. da (x) yönündeki hız bileşeni değerleri $x=0$ ile $x=Lx/2$ aralığında farklı (y) değerleri için elde edilmiştir. Hız büyüklükleri (y) eksenine göre çizilmiştir. y doğrultusundaki maksimum değer için elde edilen hızlara bakıldığında Şekil 2.7 ye uygun olarak orta kısma kadar bir düşüş görülür. Diğer taraftan $y=0$ da düşüşle beraber birde sabit bir değer vardır. Bu değer elektronik elemanın üzerine denk düşen kısmın değeri olup büyüklüğü sıfırdır.



Şekil 2.10. x koordinatı boyunca x yönündeki hız grafiği



Şekil 2.11. Farklı (y) noktaları için x doğrultusundaki sıcaklık değişimleri

Şekil 2.11 deki sıcaklık grafiği x doğrultusu boyunca alınmıştır. Şekil 2.8 e bakıldığında da anlaşılacağı gibi dış ortama açık bölgelerdeki sıcaklıklar sıfır değeri ile başlamış ortaya doğru yani elektronik elemana yakın yerlere doğru yaklaşıldıkça sıcaklık yükselmiştir. En üstte görülen eğri elektronik elemanın hemen üstüne denk gelen noktalardadır. Bundan dolayı önce doğrusal bir artma daha sonra belirli bir noktada artış hızı biraz daha azalmakta ve maksimum noktasına ulaşmaktadır.

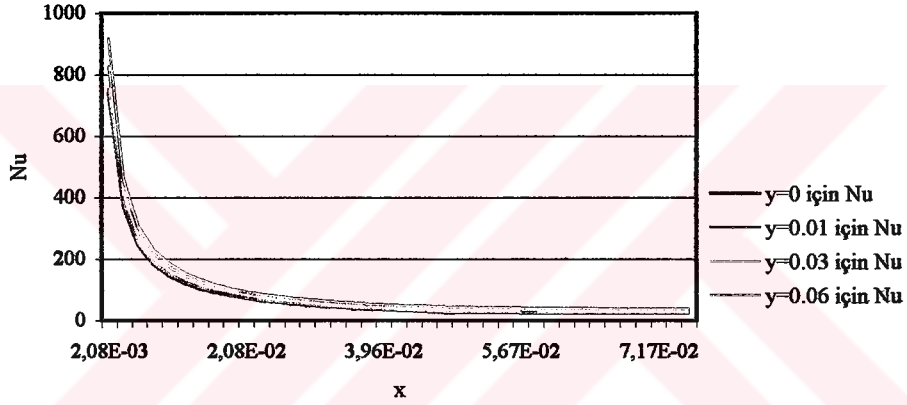
Bu sonuçlar doğrultusunda elde edilen Nusselt sayısının değerleri grafikler halinde aşağıda gösterilmiştir. Literatürde Nusselt sayısının hesabı aşağıdaki denklemlerde verilmiştir[27].

$$Gr Pr < 2 \times 10^8 \quad \text{için} \quad Nu = 0.13(Gr Pr)^{1/3} \quad (2.49)$$

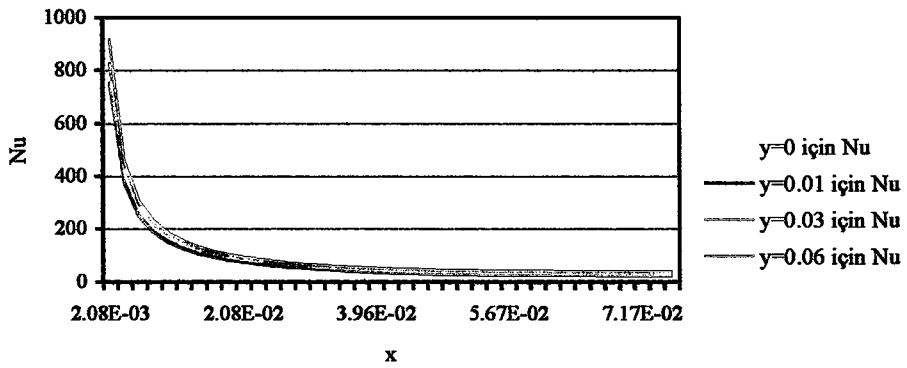
$$5 \times 10^8 < Gr Pr < 10^{11} \quad \text{için} \quad Nu = 0.16(Gr Pr)^{1/3} \quad (2.50)$$

Bu denklemler ışığında çalışmamızda elde edeceğimiz Nusselt sayısı, $Gr.Pr=Ra$ olduğundan çözümde kullandığımız Rayleigh sayısı değerleri de 2×10^8 den küçük olduğundan (2.49) denklemi ile hesaplanır.

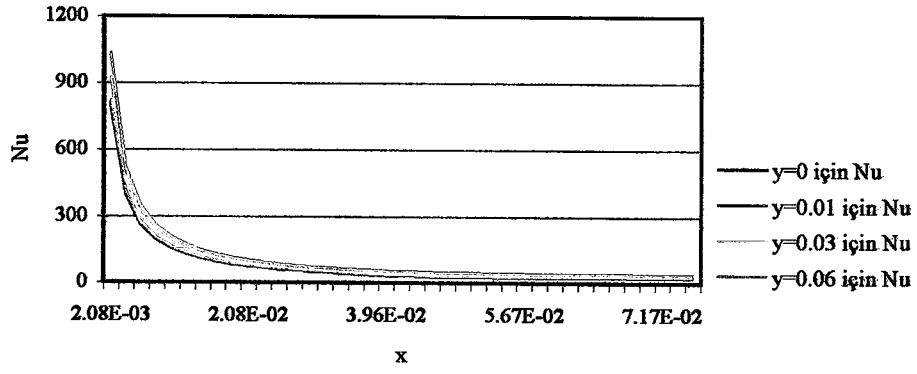
Üzerinde çalıştığımız problemde uyguladığımız programa göre elde ettiğimiz değerler kullanılarak Nusselt sayısına ulaşılmaya çalışılmıştır. Farklı Ra sayıları için elde edilen bu grafikler sırasıyla aşağıda gösterilmiştir.



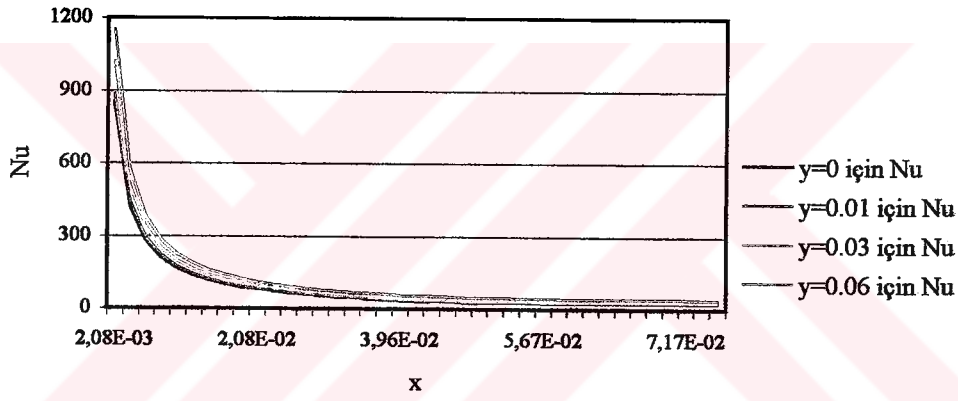
Şekil 2.12. $Ra=1E+3$ ve $q^*=0.5$ için Nu değerleri



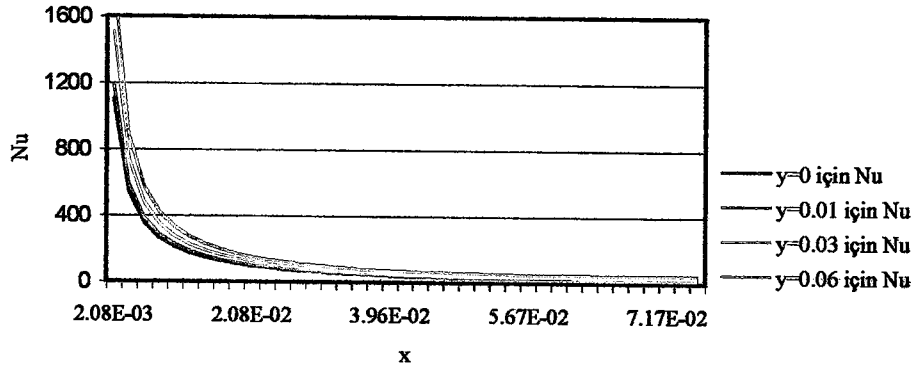
Şekil 2.13. $Ra=1E+3$ ve $q^*=1$ için Nu değerleri



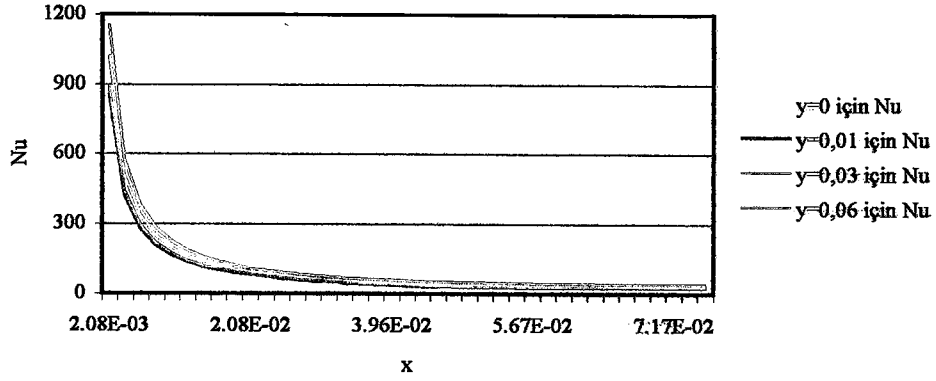
Şekil 2.14. $Ra=1E+6$ ve $q^*=0.5$ için Nu değerleri



Şekil 2.15. $Ra=1E+6$ ve $q^*=1$ için Nu değerleri



Şekil 2.16. $Ra=7E+6$ ve $q^*=0.5$ için Nu değerleri



Şekil 2.17. $Ra=7E+6$ ve $q^*=1$ için Nu değerleri

| y | Ra Sayıları | | |
|------|-------------|-----------|------------|
| | 1,00E+03 | 1,00E+06 | 7,00E+06 |
| 0 | 79,252096 | 84,231438 | 109,91362 |
| 0.01 | 80,49852 | 86,114387 | 115,866294 |
| 0.03 | 92,854711 | 101,00711 | 148,438537 |
| 0.06 | 105,71495 | 115,98442 | 179,862509 |

Tablo 2.2. $q^*=0.5$ için elde edilen ortalama Nu değerleri

| y | Ra Sayıları | | |
|------|-------------|-----------|------------|
| | 1,00E+03 | 1,00E+06 | 7,00E+06 |
| 0 | 79,257191 | 88,995561 | 88,9955615 |
| 0.01 | 80,504238 | 91,536117 | 91,5361174 |
| 0.03 | 92,862881 | 109,12258 | 109,122585 |
| 0.06 | 105,72513 | 126,42124 | 126,421243 |

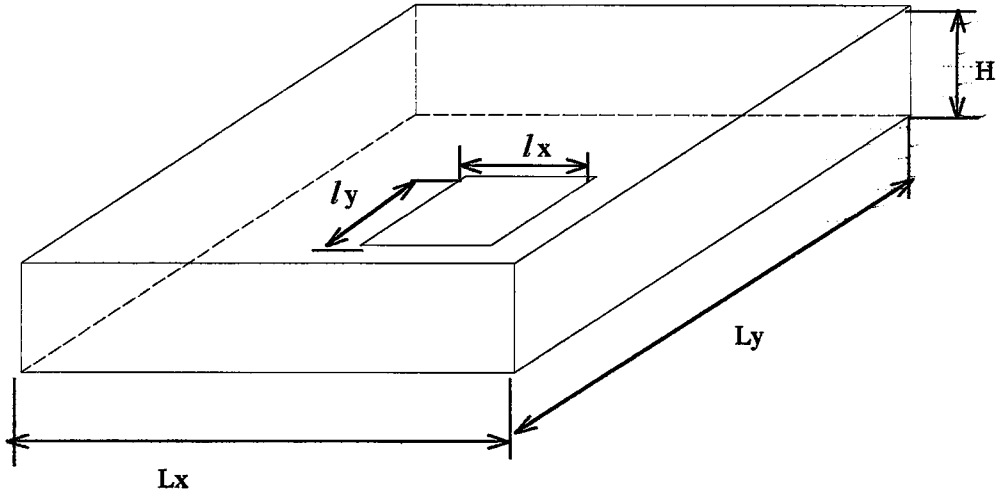
Tablo 2.3. $q^*=1$ için elde edilen ortalama Nu değerleri

2.5.2. Üç Boyutlu Tasarlanmış Elektronik Elemanın Doğal Taşınım Analizi

2.5.2.1. Problemin Tanımı

Kararlı ve laminer akış şartlarında olduğu kabul edilen kapalı bir kutunun tabanına monte edilmiş bir elektronik elemanın doğal taşınım analizi sayısal olarak incelenmiştir. Kutunun ve elemanın boyutları aşağıda açıklanmıştır. Elektronik elemanın kalınlığı sıfır alınmıştır. Navier-Stokes denklemlerinin boyutsuz formlarına karşılık gelen sonlu eleman esası FIDAP kodları kullanılarak çözülmüştür. Çözümler Rayleigh sayısının değişik değerleri için elde edilmiş olup bu çözümlerde Pr sayısı sabit ve $Pr=0.7$ olarak alınmıştır. Elektronik elemanın sabit yüzey sıcaklığına sahip olduğu varsayılmış ve T_w olarak adlandırılmıştır. Taban hariç dış duvarların sıcaklık değerleri T_o ile simgelenmiştir, bütün duvarların hızları sıfır alınmıştır.

Rayleigh sayılarının 10^4 ve 10^5 değerleri için incelenen problemin hız ve sıcaklık grafikleri şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Tabanına elektronik eleman yerleştirilmiş kutunun geometrisi

2.5.1.2. Problemin Çözümü

Yatay düzlemde, sıfır kalınlıkta ve sabit duvar sıcaklığındaki elektronik elemanın, serbest ortamdaki havaya ısı transfer etmesiyle soğuması incelenmiştir. Şekil 2.18 dede görüldüğü gibi problem üç boyutlu ele alınmıştır. Daha önce anlatılan boyutsuzlaştırma tanımları aynen kullanılarak, problemin üç boyutlu durumu için Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

Süreklilik denklemi :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (2.51)$$

x-momentum denklemi :

$$\sqrt{\frac{Ra}{Pr}} \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z} \right) = \sqrt{\frac{Ra}{Pr}} T^* + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.52)$$

y-momentum denklemi :

$$\sqrt{\frac{Ra}{Pr}} \left(u^* \frac{\partial v^*}{\partial x} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z} \right) = \sqrt{\frac{Ra}{Pr}} T^* + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.53)$$

z-momentum denklemi :

$$u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^{*2}} + \frac{Ra.T^*}{Pr} \quad (2.54)$$

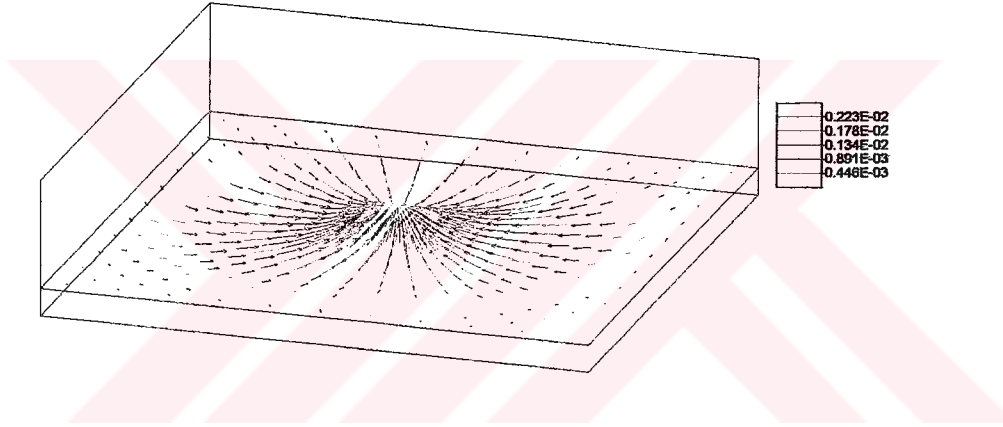
Enerji denklemi :

$$\sqrt{RaPr} \left(u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} \right) = \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.55)$$

Burada üzeri yıldızlı gösterimler boyutsuz ifadeleri belirtmektedir. Çözüm düzlemi en yakın sonucu elde edebilmek için çok sayıda gridlere bölünmüştür. Hesaplamalar Ra (Rayleigh) sayısının 1.0E+03 , 1.0E+04, 1.0E+05 ve 1.0E+06 değerleri için elde edilmiştir. Elde edilen hız ve sıcaklık grafikleri Ra sayısının Ra=1.0E+3 değeri için gösterilmiştir.

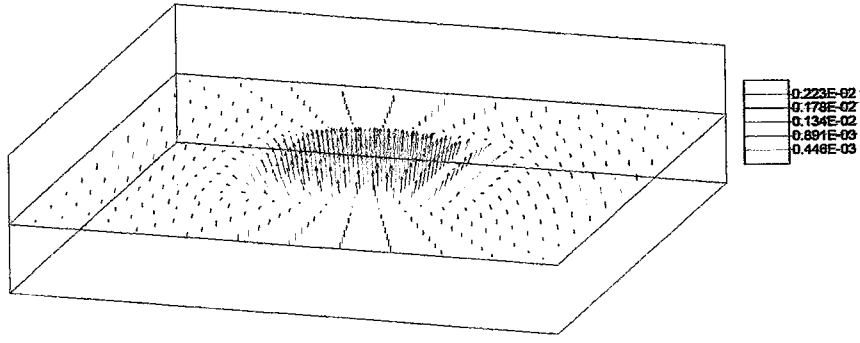
2.5.2.3. Sonuçlar

Hesaplamalar Ra sayısının farklı değerleri için elde edilmiştir. Ra sayısının 1.0E+03 , 1.0E+04, 1.0E+05 ve 1.0E+06 değerleri için ozmler elde edilmiş , fakat bu teze sadece 1.0E+03 değeri için geçerli olan grafikler konulmuştur. Bu üç boyutlu kutuda hız ve sıcaklık grafiklerini, st üste almak karışıklık yarattığından, ozm düzlemindeki farklı kesitler için eş sıcaklık ve hız grafikleri elde edilmiştir.



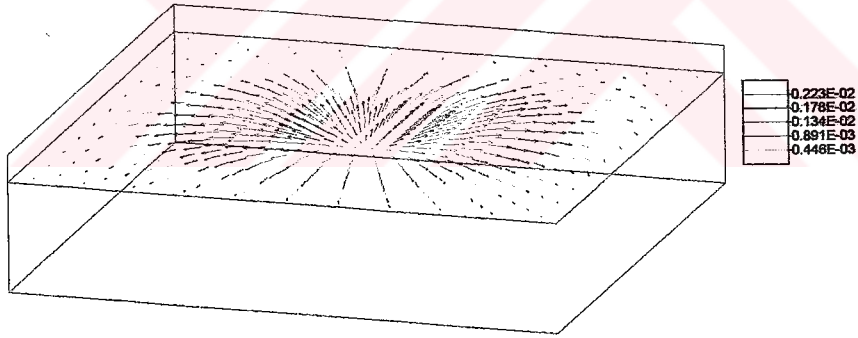
şekil 2.19. Üç boyutlu kutuda $z=0.2$ değeri için elde edilen hızın vektörel görünümü

şekil 2.19. da görüldüğü gibi $z=0.2$ noktasındaki hız vektörleri kenarlardan gelip ortada bir yükselme göstermektedir. Bunun nedeni duvarlar ile taban arasındaki sıcaklık farkıdır. Kutunun içinde herhangi bir hız değeri tanımlamamamıza rağmen bu sıcaklık farkından dolayı doğal bir hava hareketi başlamıştır.



Şekil 2.20. Üç boyutlu kutuda $z=0.5$ değeri için elde edilen hız vektörel görünümü

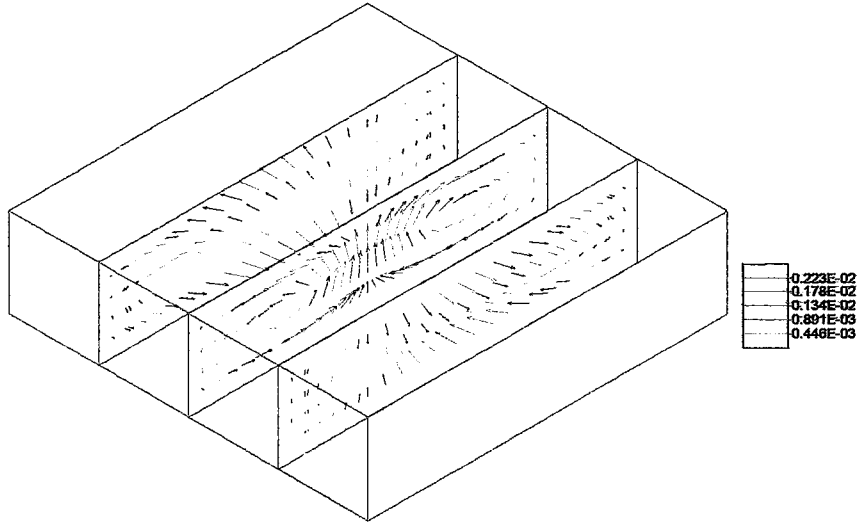
Şekil 2.20. de görülen $z=0.5$ noktasındaki vektörler artık ortalarda yukarıya doğru ilerlerken kenarlarda aşağıya yönelmişlerdir. Yani elektronik elemandan uzaklaşmaya başlayınca sıcak kısım alt tarafta kaldığı için hava da sıcak kısma doğru akmaya başlamıştır.



Şekil 2.21. Üç boyutlu kutuda $z=0.8$ değeri için elde edilen hız vektörel görünümü

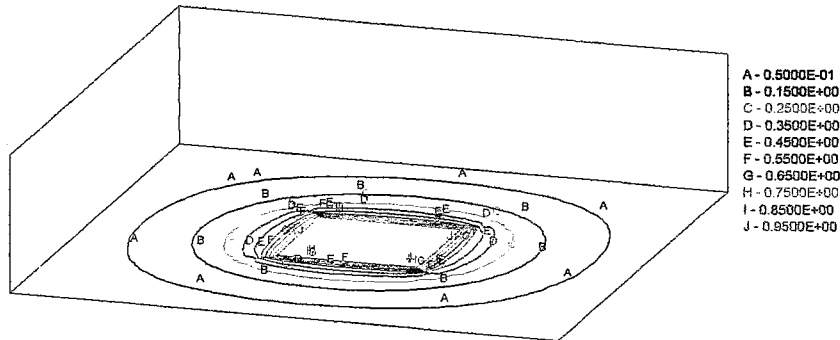
Şekil 2.21. de de $z=0.8$ değeri için elde edilen hız grafiği verilmiştir. Grafikten de anlaşılacağı üzere ortada yükselen hız vektörleri de kenarlardaki vektörler gibi dışa doğru yayılmaya başlamış , yani elektronik elemana yönelmişlerdir.

TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ



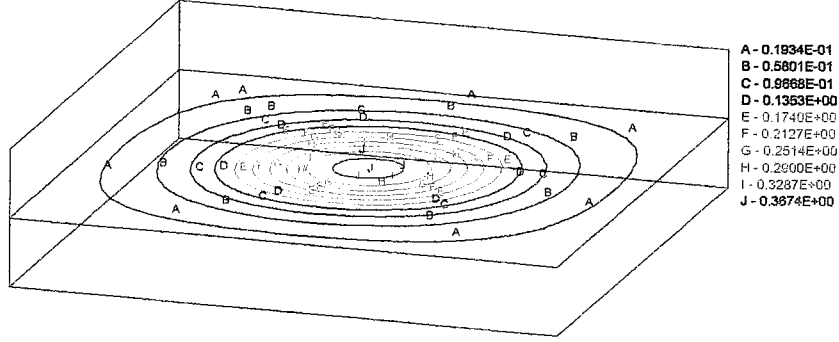
Şekil 2.22. Üç boyutlu kutuda $y=L_y/4$, $y=L_y/2$ ve $y=L_y.3/4$ değerleri için elde edilen hızın vektörel görünümü

Şekil 2.22. de görüldüğü üzere $y=L_y/4$ noktasındaki kesitte alt kısımdaki hareket orta tarafa yani elektronik eleman üzerine doğru olduğu halde üstteki hareket aşağı doğrudur. Aynı hareket $y=L_y.3/4$ noktasında alınan kesitte de görülmektedir. Tam ortada alınan kesitte bu devir daim işlemi net olarak görülmektedir. Ortada sıcaklıkla yükselen hava en üst noktada dağılarak aşağı doğru inmiş ve tekrar sıcaklık ile yükselip aynı hareketi tekrarlamıştır.



Şekil 2.23. Üç boyutlu kutuda $z=0$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği

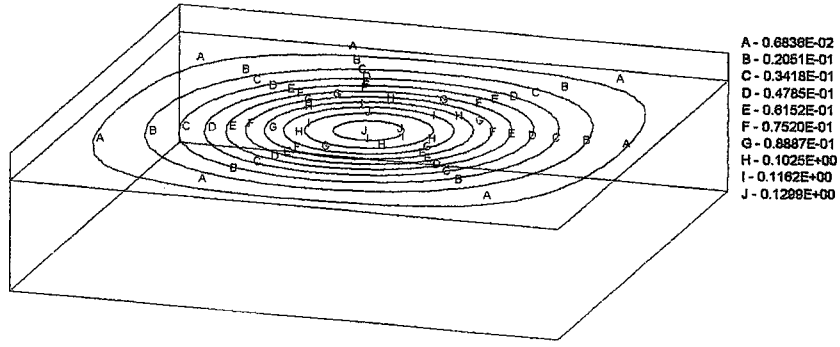
Şekil 2.23. de $z=0$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği verilmiştir. Beklendiği gibi elektronik elemanın bulunduğu orta bölgede sıcaklık yoğunluğu yüksek iken bu sıcaklık değeri kenarlara yaklaştıkça düşmektedir.



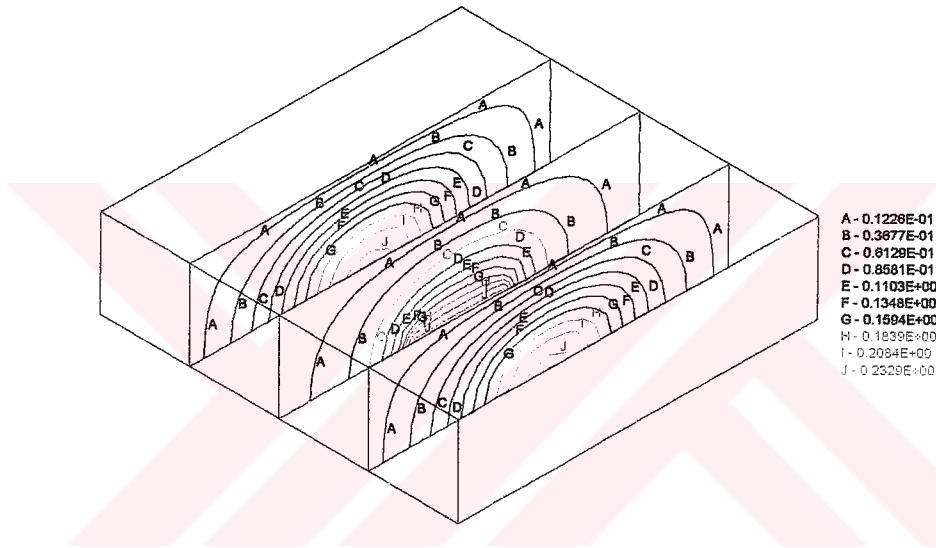
Şekil 2.24. Üç boyutlu kutuda $z=0.5$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği

Kutunun tam ortasında $z=0.5$ değeri için alınan kesitte , elektronik elemandan uzaklaşıldığı için sıcaklık değeri düşmüştür. Fakat orta bölgede sıcaklık değerinin hala yüksek olduğu görülebilir. Şekil 2.25. de ise $z=0.8$ değerindeki kesitte elde edilen hız grafiği görülmektedir. Artık sıcaklık değerleri oldukça düşmüş ve ortam sıcaklığına yaklaşmıştır. Fakat ısı transferi nedeniyle önceden hiçbir sıcaklık belirtisi rastlanmayan yerlerde de (yan duvarlar) sıcaklık artışı yaşanmıştır.

Bunun nedeni elektronik elemanın sıcaklığının ısı transferi nedeniyle dağılmasıdır.



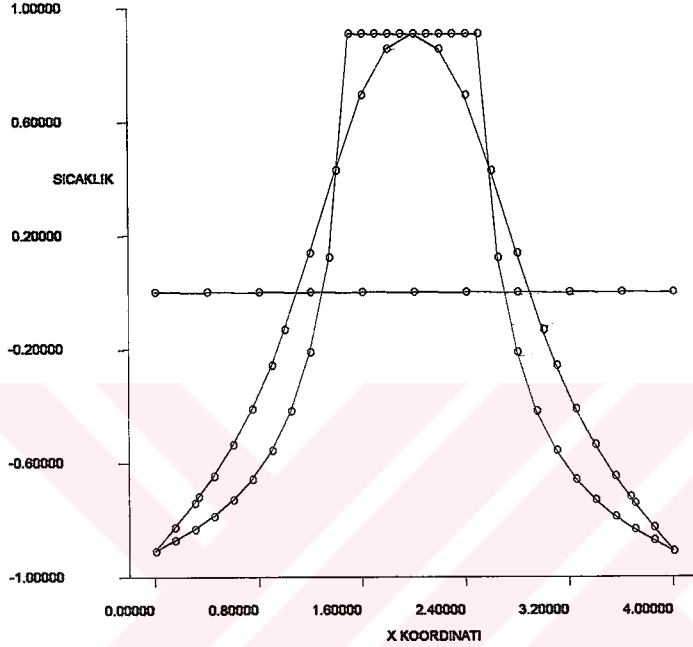
Şekil 2.25. Üç boyutlu kutuda $z=0.8$ değeri için elde edilen sıcaklık grafiği



Şekil 2.26. Üç boyutlu kutuda $y=Ly/4$, $y=Ly/2$ ve $y=Ly.3/4$ değerleri için elde edilen sıcaklık grafikleri

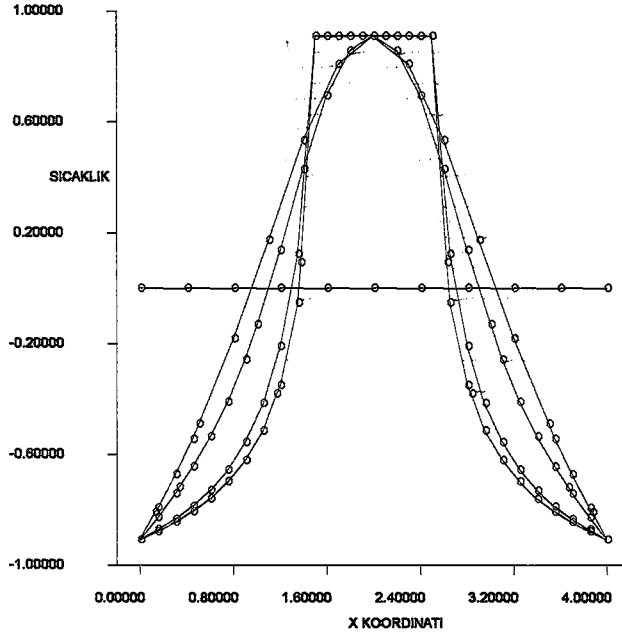
Şekil 2.26. da $y=Ly/4$ noktasında alınan kesitte elektronik elemana en yakın bölgelerde sıcaklık artışı başlamış ve kenarlarda çok az miktarda artış kaydedilmiştir. Bu değerler elemanın diğer yüzeyine denk gelen $y=Ly.3/4$ noktasında da aynı şekildedir.

Fakat elemanın tam ortasından alınan $y=L_y/2$ noktasından geçen kesitte haliyle daha fazla bir sıcaklık değerine ulaşılmış, elemandan uzak bölgelerde, üst ve yan kısımlarda az miktarda bir artış yaşanmıştır.



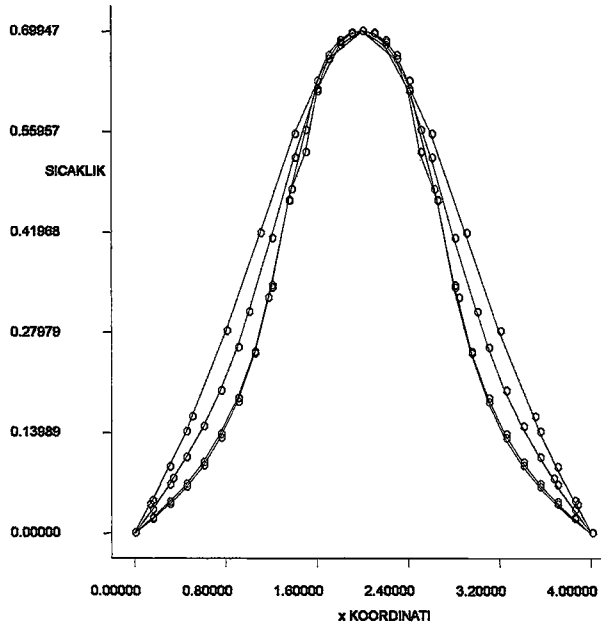
Şekil 2.27. $z=0$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri

Şekil 2.27 de $z=0$ değeri için ve $y=0$, $L_y/4$ ve $L_y/2$ değerleri için x doğrultusundaki sıcaklık değişimleri grafiklendirilmiştir. $y=0$ değerinde yani yan duvar tabanında sabit bir sıcaklık olduğu görülmektedir. $y=L_y/4$ değerinde elektronik elemanın etkisi orta bölgelerde hissedilmeye başlanmış ve böylece ortada maksimum sıcaklık değerine ulaşan bir grafik gözlenmiştir. Son olarak $y=L_y/2$ noktasında da tam elektronik elemanın üstüne gelen kısımda eleman boyunca sabit bir sıcaklık elde edilmiş kenarlara yaklaştıkça sıcaklığın düştüğü grafikten de anlaşılmıştır.



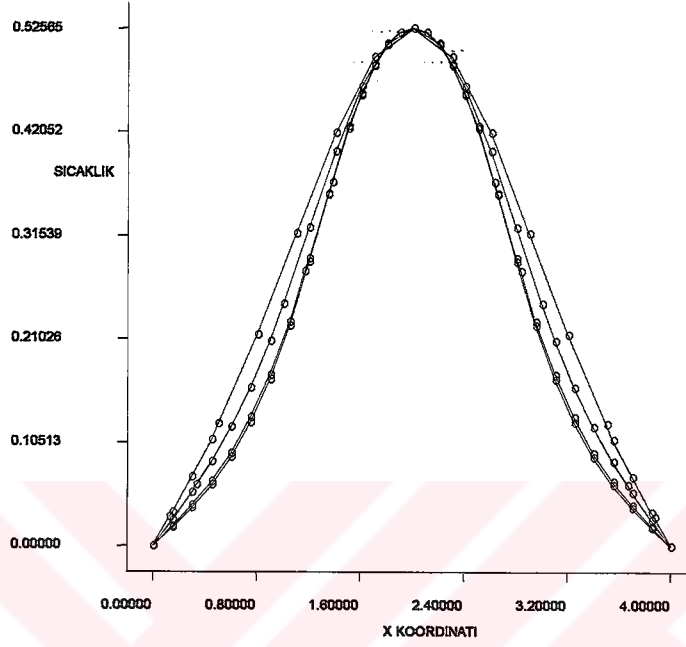
Şekil 2.28. $z=0.25$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri

Şekil 2.28. de $z=0.25$ ve $y=0$, $Ly/8$, $Ly/4$, $Ly/2.5$ ve $Ly/2$ değerleri için x doğrultusunda elde edilen sıcaklık değerleri gösterilmiştir. $y=0$ da yine sabit bir doğru elde edilmiş, $y=Ly/2$ değerine yaklaştıkça tam orta noktada maksimum değerine ulaşan sıcaklık değerleri gözlenmiştir. $y=Ly/2$ değerinde ise beklendiği gibi elektronik eleman boyunca sabit ve duvar sıcaklığı değeri olan $T_w=1$ değeri görülmektedir.

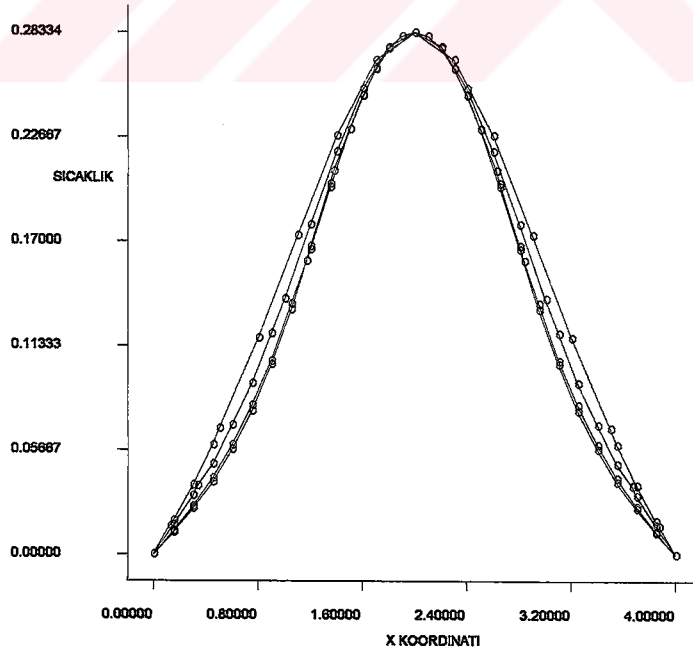


Şekil 2.29. $z=0.5$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri

Diğer sıcaklık grafiklerinde olduğu gibi Şekil 2.29 ve Şekil 2.30 da da $z=0.5$ ve $z=0.75$ noktalarında ve x doğrultusundaki sıcaklık değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 2.30. $z=0.75$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri



Şekil 2.31. $z=1$ için x koordinatı üzerinde elde edilen sıcaklık grafikleri

Şekil 2.31. de verilen grafik kutunun en üst bölgesindeki sıcaklık dağılımını göstermektedir. Sıcaklık değerleri elektronik elemandan uzaklaşmamızla beraber daha da düşmüştür. Eğrilerdeki kavis biraz daha daralmış sıcaklık çok az bir yükselme gösterdiği için neredeyse bir doğru şekline yaklaşmıştır. Yine $x=2$ noktasında sıcaklığın maksimum olduğu değer elde edilmiştir.



3. ZORLANMIŞ TAŞINIMLA SOĞUTMA

Katı yüzey ve akışkan arasındaki taşınım ısı transferi akışkanın hızı ile orantılıdır. Yüksek hız, büyük akış oranı ve yüksek ısı transferi oranıdır. Doğal taşınım devreleriyle birleşen akışkan hızları doğal olarak düşüktür ve bu yüzden doğal taşınım ile soğutma düşük-güçlü elektronik sistemler için sınırlandırılmıştır.

Doğal taşınım ile soğutma uygun olmadığında, elektronik elemanın evi sayılan katmanın içine bir fan ve bir üfleyici eklenir. Diğer bir deyişle, ısı transferi o kadar iyidir ki akışkanın akış oranını ve hızı artırmak yerine zorlanmış taşınım kullanılır. Bu yapılarak, fanın boyutuna bağlı 10 civarındaki bir faktörle ısı transfer katsayısı oluşturulabilir. Bunun anlamı, hava ve elemanlar arasındaki sıcaklık farkı için en yüksek oranlarda ısı uzaklaştırılabilir veya güç kaybı için önemli olan elemanların yüzey sıcaklıkları azaltılabilir.

Zorlanmış taşınım ile soğutmada elektronik sistemlerdeki radyasyon ısı transferi iki sebepten dolayı ihmal edilir. İlki, zorlanmış taşınım ile ısı transferi, radyasyonunkinden genellikle daha büyüktür ve radyasyon, sonuçlarda önemli bir değişime neden olmaz. İkincisi, taşınım ile soğutma sistemlerindeki elektronik elemanlar ve devre bordları, aynı yüksek sıcaklıktaki diğer elemanlarla hemen hemen tamamen sarılan eleman diğerine kapanarak montajlanır. Bu şudur, elemanlar yüzeyin her direkt görünüşüne sahiptir. Bu, elemanlardan küçük veya radyasyonsuz ısı transferiyle sonuçlanır. Soğutucu yüzeyin büyük görünüşlü devre bordlarının kenarında bulunan elemanlar radyasyonla soğutmadan biraz faydalanabilir ve o ısı

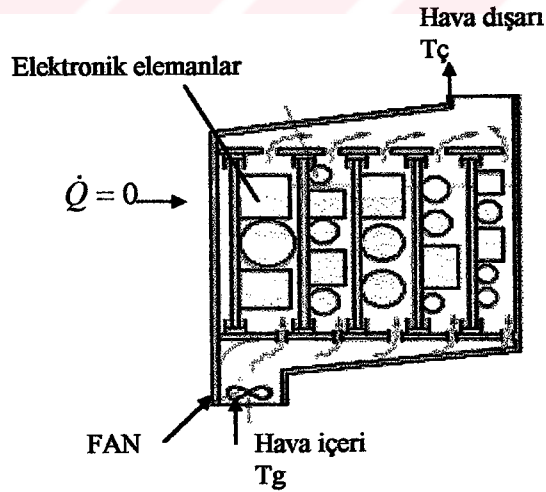
olarak dengeli sisteme sahip yüksek güç elemanları için onların deliklerini ayırmak için pratik bir tasarımıdır.

Elektronik elemanın kapağının çıkış yüzeyinden olan ısı transferi önemsiz olduğunda, havayla emilen ısının miktarı kapaktaki elektronik elemanlarla verilen ısı miktarına (veya güç kaybı) eşit olur ve

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_g - T_g) \quad (W) \quad (3.1)$$

olarak ifade edilir.

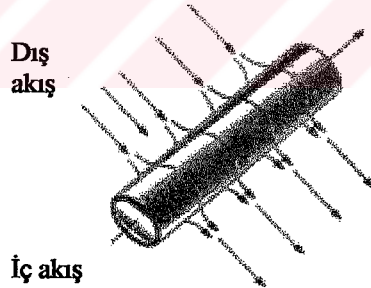
Q havaya transfer edilen ısı miktarı, c_p havanın spesifik ısısı, T_g ve T_g kapağın giriş ve çıkışındaki havanın ortalama sıcaklıkları ve \dot{m} havanın kütle çıkış oranıdır.



Şekil 3.1. Durgun operasyonda, elektronik kutunun içinden akan havayla emilen ısı kutudaki elektronik elemanların güç tüketimine eşittir

Spesifik kütle akış oranı, güç kaybı ve havanın sıcaklık farkı ($T_g - T_e$) kapaktan aktığı gibi sabit kalır. Bu havanın yüksek giriş sıcaklığı, yüksek çıkış sıcaklığına ve elemanların yüksek yüzey sıcaklığına denk gelir. O havanın maksimum çıkış sıcaklığının $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve havanın sıcaklık artımının $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ de sınırlandırılması için iyi bir dizayn göz önüne alınır. Tamamıyla dizayn edilmiş zorlanmış hava soğutmalı sistemde bu sistem $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ nin altındaki maksimum eleman yüzey sıcaklığında sonuçlanır.

Transistör gibi bir cismin üzerindeki akışkan akışı dış akış olarak, kapak içindeki iki devre bordu arasındaki paralel geçiş alanının içinden veya bir tüp içindeki gibi sınırlanmış yer içindeki akış iç akış olarak adlandırılır (Şekil 3.2.). Akışın her iki tipine hemen hemen her elektronik sistemde rastlanır.



Şekil 3.2. Dairesel bir tüpteki iç akış ve üstündeki dış akış

Akışkan akışı laminer (düz ve akış çizgili) ve türbülans (akışkanın parçalarının gelişigüzel hareketi ve girdap akışları) olarak kategorize edilir. Türbülanslı akış ısı transferi katsayılarının çok büyük değerlerinde ısı transferi uygulamalarında uygundur. Fakat bunun için çok büyük fan (veya sıvılar için pompa) gerekir ki buda büyük sürtünme katsayılarını beraberinde getirir.

Sayırsız deneysel çalışma, kck viskoziteye sahip akışkanlarla ve büyük kanallardan geçen akış veya büyük cisimler üzerinden akış esnasında çok büyük hızlarda bulunması için türbülans eğilimi gösteren görünümlere sahiptir. Bu etkiler, boyutsuz Reynolds sayısıyla birleşir.

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (3.2)$$

u = akışkan hızı (dış akış için serbest-akış hızı ve i akış için ortalama hız)
m/sn

L = geometrinin karakteristik uzunluğu (dış akış üzerinde akışkan akışın uzunluğu ve i akışta çap) m

$\nu = \mu/\rho$ = akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/sn)

Laminerden türbülansa geçişteki Reynolds sayısı kritik Reynolds sayısıdır. İ akış için 2300 , düz levha üzerindeki akış için 500 000 ve silindir veya küre üzerindeki akış için 200 000 dir.

İ akıştaki eşdeğer (veya hidrolik) ap

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3.3)$$

A_c = akış geçişinin kesit alanı

$P = \text{çevre}$

Dairesel tüp için hidrolik çap her zamanki çapa eşittir. Taşınım ısı transferi Newton'un soğuma kanunundan;

$$Q = h_{konv} A (T_y - T_{akışkan}) \quad (\text{W}) \quad (3.4)$$

h_{konv} = ortalama taşınım ısı transferi katsayısı, $\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$

A = ısı transferi yüzey alanı, m^2

T_y = yüzey sıcaklığı, °C

$T_{akışkan}$ = dış akış için yüzeyden uzaklaşan akışkanın sıcaklığı, iç akışta spesifik olarak yerleşen akışkanın sıcaklığı, °C

Isı yükü sabit ısı akısı q ise toplam ısı transferi aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$Q = q.A \quad (3.5)$$

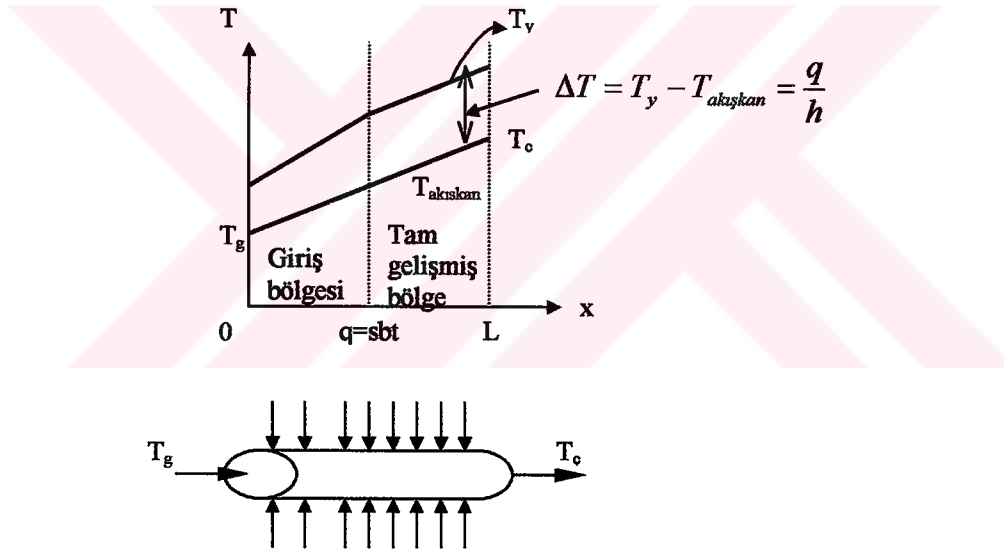
Yüzeyler üzerinde sabit ısı akısına maruz kalan tüp ve borudan tam gelişmiş akışta (giriş etkileri önemsiz olduğunda), taşınım ısı transfer katsayısı h sabit kalır. Bu durumda , yüzey sıcaklığı T_y ve akışkan sıcaklığı $T_{akışkan}$ doğrusal olarak oluşur, (Şekil 3.3.) fakat onların arasındaki fark $T_y - T_{akışkan}$ sabit kalır. Sonra akışkan sıcaklığının üstündeki yüzeyin sıcaklık artımı denklem (3.6) dan saptanabilir.

$$\Delta T = T_y - T_{akışkan} = \frac{Q}{h_{konv} \cdot A} \quad (\text{°C}) \quad (3.6)$$

Yüzeyin sıcaklık artımı, taşınım ısı transfer katsayısına ters orantılıdır. Böylece büyük taşınım katsayısı elektronik elemanın düşük yüzey sıcaklığıdır.

Akışkanın çıkış sıcaklığı T_c bilindiğinde , akış kanalının sonunda bulunan yüksek yüzey sıcaklığı denklem (3.7) den saptanabilir.

$$T_{y,max} = T_{akışkan,max} + \frac{Q}{h_{konv} \cdot A} = T_c + \frac{Q}{h_{konv} \cdot A} \quad (^\circ\text{C}) \quad (3.7)$$



Şekil 3.3.Sabit ısı akışı durumu altında, yüzey ve akışkan sıcaklığı lineer olarak artar fakat onların farkı gelişmiş rejimde sabittir

Bu sıcaklık güvenli oradaysa, diğer yerlerdeki sıcaklıklar için üzülmemize gerek yoktur. Fakat değilse, akışkanın akışını oluşturmak için büyük bir fan kullanmak gerekebilir.

Taşınım analizinde, taşınım ısı transfer katsayısı h , boyutsuz Nusselt sayısı Nu nun terimleriyle ifade edilir.

$$h_{konv} = \frac{K}{L} Nu \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (3.8)$$

K = akışkanın ısı iletkenliği

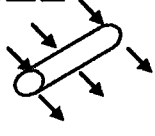
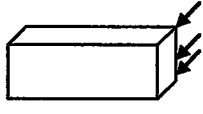
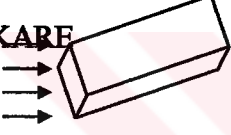
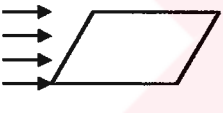

L = geometrinin karakteristik uzunluğu

Deneysel veriye dayanan Nusselt sayısı, dış akış için Tablo 3.1. de , uniform ısı akısı durumu altında laminer ($Re < 2300$) iç akış için Tablo 3.2. de verilmiştir. Düz tüpler ve kanallardaki türbülanslı akış için ($Re > 2300$) Nusselt sayısı, herhangi bir geometri için;

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.9)$$

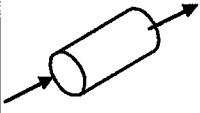
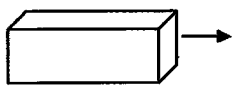
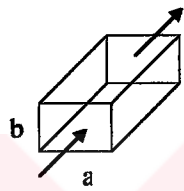
Burada Pr boyutsuz Prandtl sayısıdır ve onun değereri oda sıcaklığındaki hava için 0.7 civarındadır.

Bağıntılar üzerindeki akışkan özellikleri iç akış için ortalama hacim akışkan sıcaklığı $T_{ort} = \frac{1}{2} \cdot (T_g - T_\phi)$ da değerlendirilmiş olabilir ki o tütün giriş ve çıkışlarda ortalama akışkan sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıdır ve dış akış için film sıcaklığı $T_{film} = \frac{1}{2} \cdot (T_y - T_{akışkan})$ akışkanın serbest akış sıcaklığı ve yüzey sıcaklığının aritmetik ortalamasıdır.

| SİLİNDİRİN KESİT ALANI | AKIŞKAN | Re ORANI | NUSSELT SAYISI |
|---|---------------------|--|--|
| DAİRE  | GAZ VEYA SIVI | 0.4 – 4 4 – 40 40 – 4000 4000 – 40000 40000 – 400000 | $Nu=0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$ $Nu=0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$ $Nu=0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$ $Nu=0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$ $Nu=0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$ |
| KARE  | GAZ | 5000 – 100000 | $Nu=0.102Re^{0.675}Pr^{1/3}$ |
| 45° DÖNMÜŞ KARE  | GAZ | 5000 – 100000 | $Nu=0.246Re^{0.588}Pr^{1/3}$ |
| DÜZ LEVHA  | GAZ VEYA SIVI | $0 - 5 \times 10^5$ $5 \times 10^5 - 10^7$ | $Nu=0.664Re^{1/2}Pr^{1/3}$ $Nu=(0.037Re^{4/5} - 871)Pr^{1/3}$ |
| DİKEY LEVHA  | GAZ | 4000 - 15000 | $Nu=0.228Re^{0.731}Pr^{1/3}$ |

Tablo 3.1.Düz levha, dairesel ve dairesel olmayan silindirler üzerinde zorlanmış taşınım için ortalama Nusselt sayısı için eşitlikler

İç akış için Tablo 3.2. deki bağıntılar giriş akış kesitindeki tam gelişmiş akışı sağlar ve girişteki gelişmiş rejimin ısı transfer artırma etkilerini ihmal eder. Böylece bu bağıntılardan elde edilen sonuçlar koruyucu taraf üzerindedir.

| TÜP KESİTİ | BOYUT ORANI | NUSSELT SAYISI |
|---|--|--|
| DAİRE  | ----- | 4.36 |
| KARE  | ----- | 3.61 |
| DİKDÖRTGEN  | a/b --- 1 2 3 4 6 8 ∞ | 3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24 |

Tablo 3.2. Dairesel tüpler ve dörtgen kanallar içindeki tam gelişmiş laminar akış için Nusselt sayıları

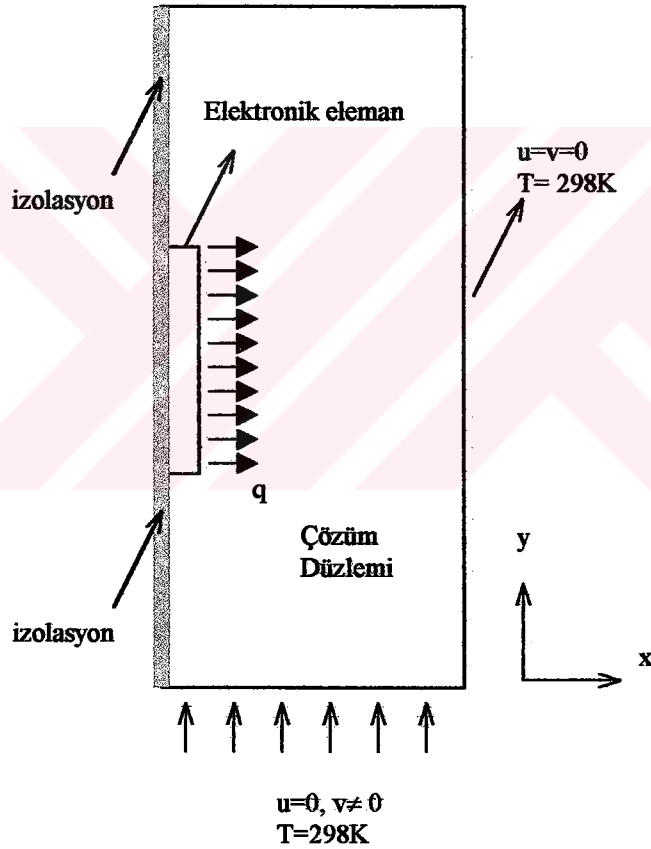
3.1. Dikey Düzlemdeki Elektronik Elemanın Zorlanmış Taşınım ile Soğutulması

3.1.1. Problemin Tanımı

Kararlı ve laminar akış şartlarındaki düşey bir kanal içerisine monte edilen elektronik elemanın zorlanmış taşınım ile soğutulması sorunu

Reynolds sayısının değişik değerleri için elde edilmiş olup bu çözümlerde ısı akısı q sabit kabul edilmiştir. Sistemin sınırlarını oluşturan duvarlarda hızların sıfır olduğu varsayılmıştır. Sadece girişte hava hız değeri , giriş ve üst kısımda da sıcaklık değerleri verilmiştir.

Reynolds sayısının 10 , 100 ve 500 değerleri için hızlar hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.



Şekil 3.4. Dikey Düzlemdeki Elektronik Elemanın Şematik Gösterimi ve Çözüm İçin Sınır Şartları

Problemin çözümünde herhangi bir boyutsuzlaştırma işlemi kullanılmadan çözüm yapılmıştır. Farklı Re sayılarına göre hız değerleri hesaplanarak çözüme

gidilmiştir. Akışkan olarak hava seçilmiştir. Havanın 298 K deki özellikleri aşağıda verilmiştir.

$$\text{Viskozite } (\mu) = 1.983 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$\text{Yoğunluk } (\rho) = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Özgül ısı } (c_p) = 1.005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\text{İletim katsayısı } (k) = 2.624 \times 10^{-2} \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

Kullanılan elektronik elemanın malzeme özellikleri aşağıda verilen değerler olarak alınmıştır.

$$\text{Yoğunluk } (\rho) = 2707 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Özgül ısı } (c_p) = 896 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\text{İletim katsayısı } (k) = 204 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

3.1.2. Problemin Çözümü

Problem iki boyutlu ve zorlanmış taşınım problemi olarak ele alınmıştır. Giriş bölgesindeki ve üst kısımdaki sıcaklık değerleri eşit ve $T=298 \text{ K}$ olarak varsayılmış, girişteki hız değeri Re sayısına göre hesaplanmıştır. Problemin çözümü için kullanılan Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki gibidir.

Süreklilik Denklemi :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.10)$$

Momentum Denklemi :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (3.11)$$

Enerji Denklemi :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.12)$$

Çözüm düzlemi en iyi sonucu elde edebilmek için çok sayıda gridlere bölünmüştür. Hesaplamalar Re sayısının farklı değerleri için teker teker incelenmiş olup burada Re=500 değeri için hız ve sıcaklık grafikleri verilmiştir.

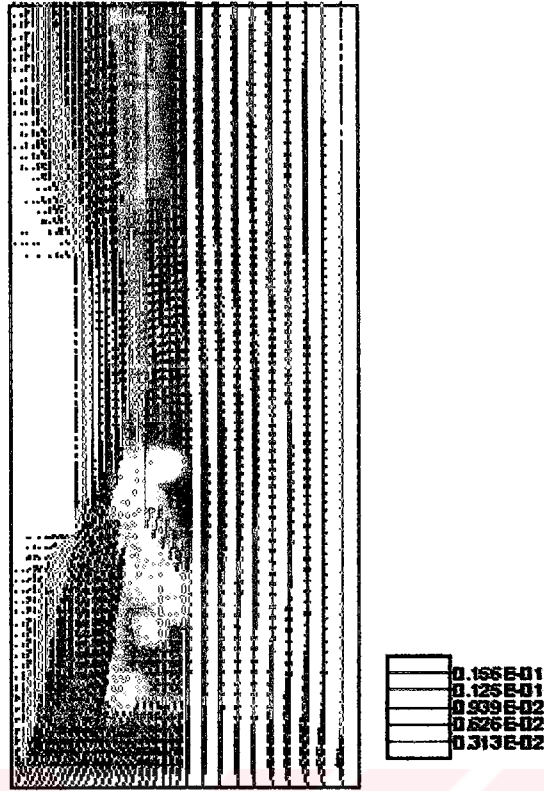
3.1.3. Sonuçlar

Problemde hız değerlerinin farklı Re sayılarından hesaplanarak bulunduğunu daha önce söylemiştik. Bu Re sayılarına göre elde edilen hız değerleri aşağıda verilmiştir. Ayrıca elektronik elemanı ürettiği ısı akısı sabit ve $q=20000 \text{ W/m}^2$ olarak ele alınmıştır.

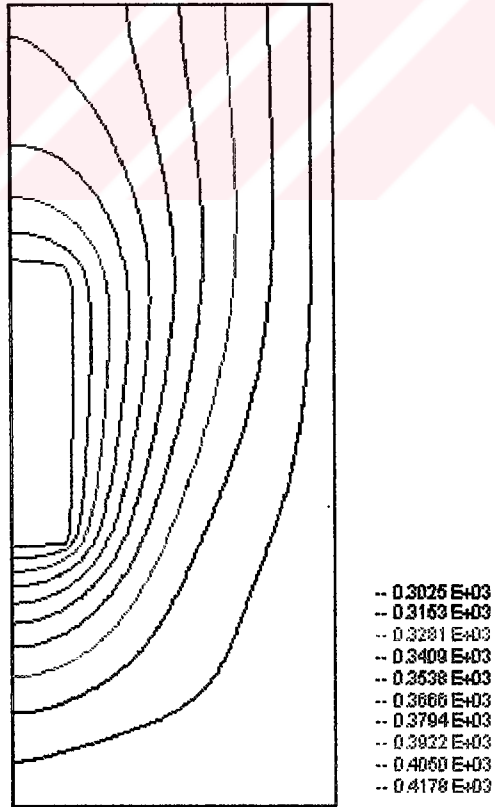
Re=10 için $v=0.0011 \text{ m/sn}$

Re=100 için $v=0.011 \text{ m/sn}$

Re=500 için $v=0.055 \text{ m/sn}$

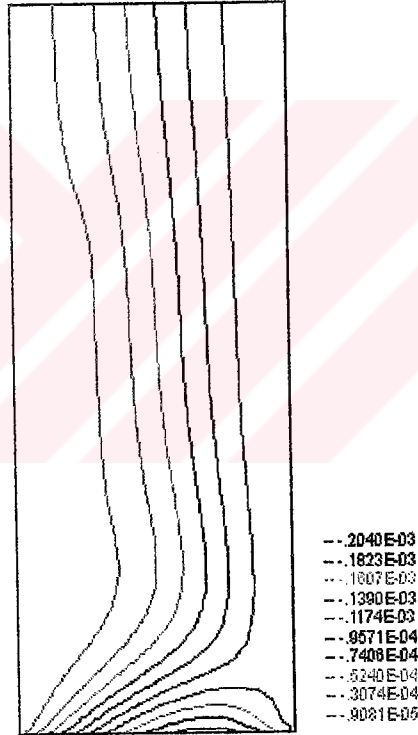


Şekil 3.5. Dikey düzlemdeki elektronik eleman probleminde hız vektörel gösterimi

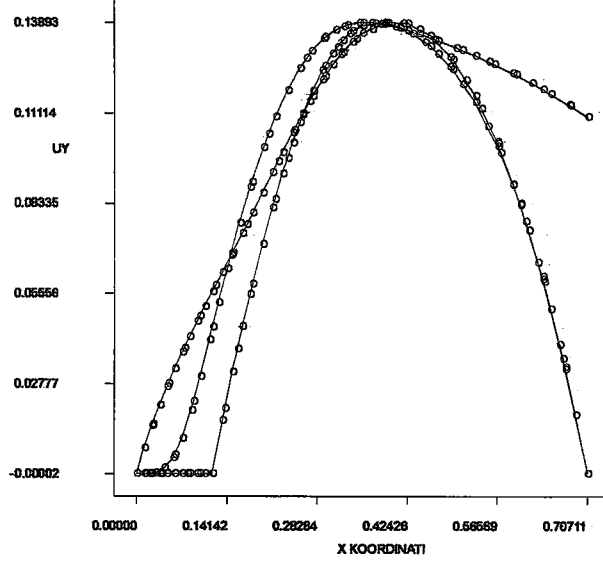


Şekil 3.6. Dikey düzlemdeki elektronik eleman probleminde sıcaklık dağılımı

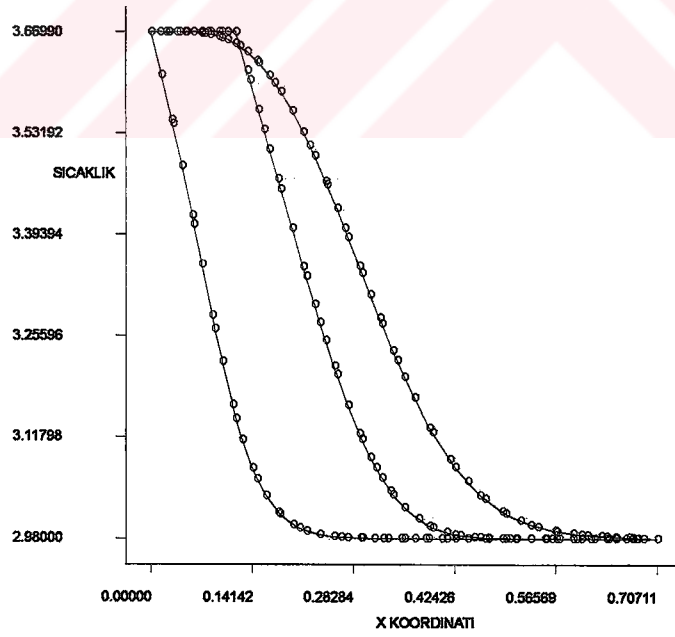
Şekil 3.6. da görülen sıcaklık grafiğinde elektronik elemanın bulunduğu yerlerde maksimum sıcaklık değerine ulaşılmış durumdadır. Havanın hızı yukarı yönde olduğu için elektronik elemanın alt bölgelerinde sıcaklık gradyeninin yüksek, üst bölgelerde ise daha düşük olduğu görülmektedir. Bu şekildeki sıcaklık dağılımını havanın akış hareketlerinin sağladığı Şekil 3.5 te hız ve Şekil 3.7 deki akış çizgileri grafiklerinden anlaşılmaktadır.



Şekil 3.7. Dikey düzlemdeki elektronik eleman probleminde akış eğrileri



Şekil 3.8. x koordinatı boyunca (y) yönündeki hız grafiği



Şekil 3.9. x koordinatı boyunca (y) yönündeki sıcaklık grafiği

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Elektronik elemanların soğutulmasına esas teşkil etmek üzere dikey ve yatay düzlemler üzerinde tasarlanan ısı kaynaklarının doğal taşınımıyla soğutulması incelenmiştir. İnceleme iki ve üç boyutlu olarak yapılmıştır. Her iki durum için de problemin geometrisi ve sınır şartlarıyla ilgili tanımlamalar bölüm içerisinde verilmiştir. Yatay düzlemde tasarlanmış olan problemlerin ısı kaynakları sabit ısı akısı olarak ele alınmış ve hesaplamalar bu çerçevede yapılmıştır. Bu durumların dışında ısı kaynağı dikey düzlemde tasarlanarak ancak zorlanmış taşınım şartlarında çözüm yapılmıştır. Hesaplamaları sayısal olarak gerçekleştirilen problemlerin çözüm düzlemindeki sıcaklık, hız ve basınç değerleri her bir durum için elde edilmiştir.

Elde edilen sayısal değerlerden bazı düzenlemeler sonunda bir çok farklı durumu kapsamak üzere bütün çözümler için, hız dağılımlarının vektörel gösterimleri, eş sıcaklık konturları ve akış eğrileri çizilmiştir. Bunların dışında seçilen farklı doğrultulardaki sıcaklık değişimleri grafiklerle gösterilmiştir. Sıcaklık değişimleri grafikleri (x) ve (y) doğrultuları için ayrı ayrı çizilerek, bu grafiklerde çözüm düzlemi içerisinde oluşan maksimum ve minimum sıcaklıkların oluştuğu noktaları görmek mümkün olmaktadır.

Elde edilen sayısal değerler kullanılarak yerel ve ortalama Nusselt sayısının (x) doğrultusundaki değişimleri farklı (y) noktaları için ayrı ayrı elde edilmiş ve grafiksel olarak her bir farklı Re sayısı ve ısı akısı değerleri için gösterilmiştir. Ancak elde edilen Nu sayılarının literatürdeki ampirik ifadelerle elde edilen sonuçlarla

kıyaslanmasında çalışmadaki değerler oldukça yüksek gözlenmiş bunun nedenine ilişkin ızgara ağının yeter sayıda fazla bölünmemesi ve ısı akısı değerlerini oldukça küçük olmasından kaynaklanabileceği sonucu çıkarılmıştır. Bu nedenle tablolarda sadece Farklı Ra sayıları için elde edilen Nu sayıları verilmiştir.

Üç boyutlu olarak tasarlanan problemde ise iki boyutlu durumdaki duruma benzer olarak, hız, sıcaklık ve akış grafikleri üç boyutlu olarak verilmiştir. Hız ve eş sıcaklık eğrilerini farklı kesit düzlemlerindeki değişimleri ayrıntılı olarak çizilmiştir.

İncelenen problemler için FIDAP kodları kullanılarak ayrı ayrı programlar yazılmıştır. Geliştirilen programlar içerisinde aşamalı olarak geometri tanımları, akışkan ve malzeme özellikleri, sonlu eleman tipleri, sınır ve başlangıç şartları ve FIDAP çözüm algoritmalarının ve çıktı parametrelerinin seçimi yapılmıştır. Böylece her bir model için bir program ve bu programın yukarıdaki bütün aşamaları kapsayacak şekilde yazımı gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmada hedeflenen farklı üç durum olan zorlanmış taşınım, iki ve üç boyutlu doğal taşınım problemleri incelenmiştir. Bu problemlerin her üçü de sabit ısı akısı sınır şartı altında yapılmıştır. Çalışma da yapılamayan ancak yapılmasında büyük yarar olacağı düşünülen öneriler aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- Hesaplamalar sabit ısı akısı dışında sabit duvar sıcaklığı ve sabit ortam sıcaklığı için tekrarlanarak bu durumlar için sonuçlar elde edilebilir.

- Isı kaynağı birden fazla tasarlanarak gerçekçi bir elektronik bord kesitine yaklaşılmış olunabilir.
- Problem farklı analiz programlarıyla, hiç olmaz ise bir basit model, incelenerek analiz programları arasında bir karşılaştırma yapılabilir.
- Problemin çözümünde farklı eleman tipleri ve ağ yapısı kullanılarak bunların çözüme etkisi araştırılabilir.
- Problemler bord içerisi sıcaklığın belli bir değeri geçmemesi esasına dayandırılarak geri beslemeli olarak ele alınabilir.



KAYNAKLAR

- [1] Jaluria, Y., *Natural Convection Heat and Mass Transfer*, Pergamon Press, United Kingdom, 1980.
- [2] Jaluria, Y., *ASME Journal of Heat Transfer*, **104**, 223(1982a).
- [3] Jaluria, Y., *Computers and Fluids*, **10**, 95(1982b).
- [4] Kraus, A.D., and Bar-Cohen, A., *Thermal Analysis Control of Electronic Equipment*, Hemisphere Pub. Corp., New York, 1983.
- [5] Kenedy, K.J., and Zebib, A., *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **26**, 471(1983).
- [6] Jaluria, Y., *Physics of Fluids*, **29**, 934(1986)
- [7] Park, K.A., and Bergles, A.E., *ASME Journal of Heat Transfer*, **109**, 90(1987).
- [8] Davalath, J., and Bayazitoğlu, Y., *ASME Journal of Heat Transfer*, **109**, 321(1987).
- [9] Tewari, S., Jaluria, Y., and Goel, S., *ASME HTD*, **89**, 1(1987).
- [10] Afrid, M., and Zebib, A., *Numerical Heat Transfer*, **15**, 243(1989).
- [11] Bayazitoğlu, Y., and Davalath, J., *AIAA*, 89(1989).
- [12] Kang, B.H., Jaluria, Y., Tewari, S.S., *ASME Journal of Heat Transfer*, **112**, 653(1990).
- [13] Gavali, S., Korki, C., Patankar, S.V., and Miura, K., *ASME Advances in Electronic Packaging*, **4-2**, 801(1993).
- [14] Nigen, J.S., and Amon, C.H., *ASME Journal of Electronic Packaging*, **115**, 356(1993).

- [15] Tam, W.C., Leung, C.W., and Probert, S.D., *Applied Energy*, **46**, 197(1994).
- [16] Chung, B.T.F., and Li, H.H., *ASME Journal of Electronic Packaging*, **117**, 69(1995).
- [17] Ishizuka, M., *ASME HTD*, **303**, 65(1995).
- [18] Olivos, T., and Majumdar, P., *Journal of Electronics Manufacturing*, **5**, 183(1995).
- [19] Kim, S.Y., Kang, B.H., and Hyun, J.M., *ASME HTD*, **319**, 25(1995).
- [20] Argento, C.W., Joshi, Y.K., and Osterman, M.D., *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, Part A*, **19**, 248(1996).
- [21] Gan, Y.P., Deng, Q.J., Ma, C.F., Yuan, X.Y., and Cai, D.Y., *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, Part A*, **19**, 163(1996).
- [22] Yu, E., and Joshi, Y.K., *ASME HTD*, **333**, 323(1996).
- [23] Zimmerman, E.B., Hegab, H., and Colwell, G.T., *ASME EEP*, **18**, 83(1996).
- [24] Ilegbusi, O.J., *ASME Journal of Electronic Packaging*, **118**, 250(1996).
- [25] Sezai, I., and Mohamad, A.A., *I. Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 2257(2000).
- [26] Kraus, Allan D., "Cooling Electronic Equipment", 1965
- [27] Özişik, M. Necati, "Heat Transfer A Basic Approach", 1987
- [28] Dağsöz, A.K., "Isı Geçişi – Isı Transferi", İTÜ, 1995
- [29] Çengel, Yunus A., "Heat Transfer A Practical Approach", 1996
- [30] Halıcı, F., Gündüz, M., Isı Geçişi, Sakarya Üniv., 1998
- [31] Yüncü, H., Kakaç, S., Temel Isı Transferi, ODTÜ, 1999