



YÜZEYLE AYNI HİZADA MONTE EDİLMİŞ AYRIK ISI KAYNAKLARI
ÜZERİNDEN OLAN AKIŞTA EŞLENİK ISI TRANSFERİNİN HESAPLAMALI
OLARAK ARAŞTIRILMASI

(COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF CONJUGATE HEAT TRANSFER IN FLOW
OVER FLUSH-MOUNTED DISCRETE HEAT SOURCES)

Erhan PULAT*

ÖZET / ABSTRACT

Yüzeyle aynı hizada monte edilmiş ayırık ısı kaynakları olarak simüle edilen devre kartı üzerinden zorlanmış taşınımın olan ısı transferi hesaplamalı olarak araştırılmıştır. Devre kartı ısı iletim katsayısının akışkan ısı iletim katsayısına oranları 1.37, 24.9 ve 164 dür. İletimle olan ısı transferinin ve özellik değişiminin yanısıra kanal girişindeki türbülans şiddetinin de (Yüzde 1.2, 6.9 ve 13) ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısı dikdörtgen kanal hidrolik çapına göre belirlenmiştir ve analizler karşılaştırma maksadıyla $Re=4800$ için yapılmıştır. Hava akışı daimi, iki-boyutlu ve türbülanslı akış olarak kabul edilmiş olup korunum denklemleri ANSYS-FLOTRAN kodu kullanılarak Galerkin sonlu elemanlar metoduyla çözülmüştür. Türbülans modeli olarak standart k-ε modeli kullanılmıştır. Sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak ısı iletiminin, özellik değişiminin ve türbülans şiddetinin zorlanmış taşınım üzerine olan etkileri kalitatif olarak değerlendirilmiştir.

In this study, forced convection heat transfer in flow over printed circuit board which is simulated as flush-mounted discrete heat sources is investigated computationally. The ratios of substrate-to-air conductivity are 1.37, 24.9, and 6320. In addition to conjugate effect and variable property effect, free-stream turbulence intensity (1.2, 6.9, and 13 %) effects on heat transfer are also investigated. Reynolds number is based on channel hydraulic diameter and analyses are performed at $Re=4800$ for comparison purpose. Conservation equations for steady, two-dimensional, and turbulent flow are solved by using ANSYS-FLOTRAN Galerkin finite element code. Standart k - ε turbulence model are used. The effects of conjugate heat transfer, property variation, and free stream turbulence intensity on the forced convection are discussed qualitatively by comparing experimental results in literature.

ANAHTAR KELİMELER / KEY WORDS

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Türbülanslı akış, Yüzeyle aynı hizada monte edilmiş ayırık ısı kaynakları, Eşlenik ısı transferi, Özellik değişimi, Türbülans şiddeti
Computational Fluid Dynamics, Turbulent flow, Flush-mounted discrete heat sources, Conjugate heat transfer, Property variation, Turbulence intensity

*Uludağ Üniversitesi, Müh.-Mim. Fak., Makina Müh. Böl., Görükle, 16059 BURSA

1. GİRİŞ

Elektronik ekipmanlar tasarlanırken soğutulmalarının da gözönünde bulundurulması gerekmektedir. Elektronik ekipmanların sıcaklığı belirli bir emniyetli sıcaklık limitini aşmamalıdır. Bunun için çeşitli soğutma metotları geliştirilmiş olmasına rağmen havayla soğutma hala en etkin ve ucuz soğutma metotlarından biridir (Hannemann, 1989).

Doğal veya zorlanmış taşınım ile elektronik sistemlerin soğutulmasında birçok çalışma yapılmış olup, bunların genel bir değerlendirilmesi Incropera (1988) tarafından verilmiştir. Bu çalışmada yüzeyle aynı hızda monte edilmiş ayrık ısı kaynakları üzerinden olan akış ve ısı transferi çalışmaları da gözden geçirilmiştir.

Ramadhani vd (1985), büyük bir baskı devre içine yüzeyle aynı hızda olacak şekilde gömülmüş izotermal ısı kaynakları üzerinden olan zorlanmış taşınım ile ısı transferini, iletim etkilerini de gözönüne alarak sayısal olarak araştırmışlardır. Bu çalışma daimi, laminer, iki boyutlu ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş hava akışı içindir.

Joshi vd (1993), bir sıvı ile doldurulmuş kabinde, yüzeyle aynı hızdaki dikdörtgen şeklindeki ısı kaynakları üzerinden olan doğal taşınımı sayısal olarak araştırmışlardır. İletim etkilerinin dikkate alındığı çalışma daimi ve iki boyutlu olup dielektrik sıvıların kullanılabilirliği de incelenmiştir.

Ho vd (1994), yüzeyle aynı hızda kabinin bir kenarına monte edilmiş iki boyutlu ayrık ısı kaynaklarından doğal taşınım ile olan ısı transferini hem sayısal hem de deneysel olarak araştırmışlardır. Hava akışının daimi ve laminer olduğu bu çalışmada kabin görünüş oranının akış ve ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir.

Hwang (1998), dikdörtgen bir kanal içinde alt duvar üzerine yüzeyle aynı hızda monte edilmiş ayrık ısı kaynakları üzerinden olan iletim etkilerinin de dikkate alındığı gelişmekte olan bir akış için ısı transferini deneysel olarak araştırmıştır. Akış daimi ve türbülanslı akış olarak ele alınmış olup iletim etkilerinin yanında giriş türbülans şiddetinin etkileri de araştırılmış bulunmaktadır.

Bu çalışmada, iletim etkilerinin dikkate alındığı sabit özellikli sıcak akış ve sıcaklık artışından dolayı özellik değişiminin dikkate alındığı sıcak akış durumlarının herbiri için daimi, iki boyutlu ve türbülanslı bir analiz sayısal olarak yapılmıştır. Mach sayısının 0.2'den küçük olduğu hava akışlarında özellik değişimlerinin genellikle dikkate alınmamasına rağmen (Olson vd 1990), özellik değişimlerinin hız ve sıcaklık profilleri üzerine etkisi Kays vd (1993) tarafından bildirilmiş olup, son zamanlarda özellik değişimlerinin dikkate alındığı hem laminer (Harms vd 1998) hem de türbülanslı (Chang vd 1993) çalışmalar göze çarpmaktadır. Bu çalışmada yukarıdaki çalışmalardan farklı olarak özellik değişiminin hesaplamalı sonuçlar üzerindeki etkisinin araştırılması amaçlanmıştır ve Chang vd'lerinin (1993) çalışmalarından farkı doğrudan ayrık ısı kaynakları üzerinden olan akışa uygulanmasıdır. Ayrıca, özellik değişiminin etkisine ek olarak giriş türbülans şiddetinin etkisi de analiz edilmiştir. Türbülans şiddeti etkilerinin genel bir değerlendirmesi Mayle vd (1998) ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çalışmalarındaki etkileri de Volino (1998) tarafından bildirilmiştir. Akış dikdörtgen bir kanalın iki boyutlu olarak simüle edildiği iki paralel levha arasındaki akış gibidir ve karşılaştırma amacıyla Hwang'ın (1998) çalışmasındaki ölçüler ve akış karakteristikleri alınmış olup, analiz genel amaçlı ANSYS-FLOTTRAN kodu kullanılarak yapılmıştır.

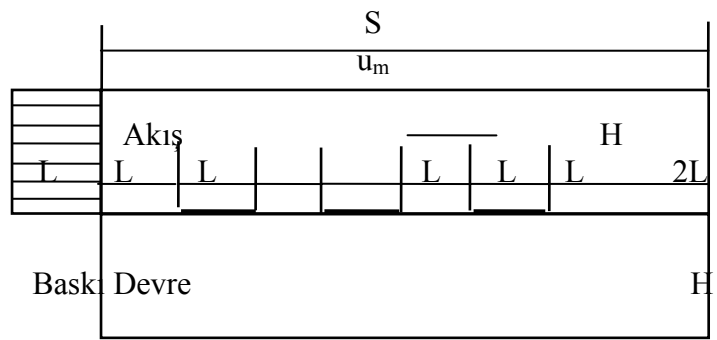
2. ANALİZ

2.1. Geometri

Özellikle elektronik sistemlerin soğutulmasında kullanılan ve yüzeyle aynı hızda monte edilmiş ayrık ısı kaynaklarından oluşan üç boyutlu geometrinin iki boyutlu modeli Şekil 1'de gösterilmiştir.

2.2. Korunum Denklemleri

Akış daimi, iki boyutlu ve türbülanslı akış olup, standard k-ε türbülans modeli kullanılmıştır (Launder vd, 1972). Korunum denklemleri aşağıdaki gibidir.



$$L = 30 \text{ mm}, S = 240 \text{ mm}, H = 30 \text{ mm}, D_h = 48 \text{ mm} \text{ ve } u_m = 1.2 \text{ m/s}$$

Şekil 1. Analizde kullanılan geometri

Süreklilik:

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

x-Momentum:

$$\frac{\partial \bar{\rho}u}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho}v}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right] \quad (2)$$

y-Momentum:

$$\frac{\partial \bar{\rho}uv}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho}vv}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right] \quad (3)$$

Enerji:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\bar{\rho}uc_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial y} (\bar{\rho}vc_p \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x} \left[(k + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(k + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right] + Q_v \quad (4)$$

k ve ε için:

$$\frac{-}{\rho u} \frac{\partial k}{\partial x} + \frac{-}{\rho v} \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{-}{\rho u} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \frac{-}{\rho v} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

Burada; $\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$ ve $k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t}$

k - ε model sabitleri ise $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ve $\sigma_t = 1.0$ dir.

2.3. Sınır Şartları

Korunum denklemleri için sınır şartları aşağıdaki gibidir.

Girişte ($x = 0$, $0 < y < H$) : $u = u_m$ (Düzgün hız profili), $v = 0$, $T_\infty = 300$ K. Alt duvar (Baskı devre) üzerinde ($0 < x < S$, $y = 0$) : $u = 0$, $v = 0$ (Kaymama şartı) Üst duvar üzerinde ($0 < x < S$, $y = H$) : $u = 0$, $v = 0$ (Kaymama şartı). Isı kaynakları üzerinde ($L < x < 2L$, $y = 0$), ($3L < x < 4L$, $y = 0$), ($5L < x < 6L$, $y = 0$), $q'' = \text{sabit}$ ısı akısı. Çıkışta: ($x = 8L$, $0 < y < H$) : $P = 0$. Üst duvar ve ısı kaynakları dışındaki alt duvar adyabatik olarak kabul edilmiştir.

Girişteki türbülans şartları (k ve ε) girişteki türbülans şiddetinin üç değeri ve düzgün (üniform) giriş hızı da dikkate alınarak hesaplanmış ve programa girilmiştir.

2.4. Termofiziksel Özellikler

Bu çalışmanın sabit özellikli sıcak akış bölümünde, akışkan özelliklerinin sabit olduğu kabulü yapılmıştır. Artan sıcaklıkla yoğunluğun azalması sonucunda akışta sürekli bir hızlanma olacağından, bu etkinin dikkate alındığı akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişimini veren bağıntılar aşağıdaki gibidir (ANONİM a, 1994).

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{(P/D)}{(T/T_0)} \right] \quad (7)$$

$$\mu = \mu_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \left(\frac{T_0 + V}{T + V} \right) \right] \quad (8)$$

$$k = k_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \left(\frac{T_0 + C}{T + C} \right) \right] \quad (9)$$

Burada ρ_0 , μ_0 ve k_0 , T_0 referans sıcaklığındaki yoğunluk, dinamik viskozite ve ısı iletkenlik değerleridir. Hava çok kullanılan bir akışkan olduğu için dışarıdan veri girilmeksizin D, V ve C katsayıları FLOTRAN tarafından hesaplanmaktadır.

İletimin dikkate alındığı durumlarda fiberglas, bakalit ve alüminyum baskı devre için ısı iletim katsayıları sırasıyla $k_s = 0.037, 0.650$ ve 164 W/mK 'dir.

2.5. Sayısal Yöntem

Eşlenik ısı transferi, yani baskı devre ısı iletiminin ısı taşınımını etkilemesi durumu analiz edildiği için hem akış alanı hem de baskı devre elemanlara bölünmüştür. Isı kaynağına yakın yerlerde daha sık olmak üzere dikdörtgen elemanlar kullanılmış olup ağ yapısından bağımsız çözümler yaklaşık 924 eleman sayısında elde edilmiştir. Korunum denklemleri ANSYS-FLOTTRAN kodu (ANONİM a, 1994 ve ANONİM b, 1994) kullanılarak çözülmüştür. Denklemler Galerkin ağırlıklı kalanlar sonlu elemanlar metodu kullanılarak ayrıklaştırılmıştır (ANONİM, 1992). Ayrıklaştırılmış cebirsel denklemlerden hız ve sıcaklık alanları Tri-Diagonal Matris Algoritması (TDMA), basınç alanı ise Preconditioning Conjugate Gradient (PCCG) metod kullanılarak çözülmüştür. Analiz edilen duruma göre 250-450 iterasyonda çözüme son verilmiştir.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Baskı devre ısı iletiminin sıcaklık dağılımı üzerine etkileri Şekil 2'de gösterilmiştir. Bu çalışmanın karşılaştırıldığı deneysel çalışmada sıcaklık dağılımları holografik interferometre yardımıyla elde edilmiş olup sayısal olarak herhangi bir sıcaklık değeri ve ayrık ısı kaynakları için ısı akısı değeri verilmemiştir. Sonuçları kalitatif olarak karşılaştırabilmek için ısı kaynaklarına 1000 W/m^2 sabit ısı akısı uygulanmış ve sonuçlar buna göre elde edilmiştir. Ayrık ısı kaynaklarının hemen üzerinde yassı kubbe şeklinde eş sıcaklık eğrileri gözükmemektedir ve bunlar ısı kaynakları üzerinden soğutucuya olan taşınım ile ısı transferinin yüksek olduğunu gösterir. Ayrıca diğer bir dikkat çekici nokta, ısı iletkenliğinin düşük olduğu baskı devre üzerindeki akışkan sıcaklığının ısı iletkenliği yüksek olan baskı devrelere nazaran daha yüksek mertebelerde olduğudur. Türbülans şiddetinin artırılması bu mertebede dikkat çekici bir yüksekliğe sebep olmamaktadır. Isı iletkenliğinin düşük olduğu (I) baskı devrede ayrık ısı kaynağı yakınında, ısı iletkenliğinin yüksek olduğu (II, III) baskı devrede ise ilk ısı kaynağına varmadan daha önce akışkan ısınmaya başlamakta ve kanal çıkışına doğru y-yönünde de artarak ısınmaktadır. Maksimum sıcaklık üçüncü ısı kaynağı üzerinde oluşmaktadır. Deneysel çalışmada görünmemesine rağmen baskı devre sıcaklığı negatif y-yönünde akışkandan daha fazla olarak artmaktadır.

Sayısal çözümlerde türbülans şiddetinin etkisi (III) özellik değişiminin ve kaldırma kuvvetinin dikkate alındığı çözümlerde bile görünmemektedir. Bunun nedeni hesaplamalı çalışmalarda ilk ayrık ısı kaynağının önünde 30 mm'lik bir mesafe olmasına rağmen gerçekte bu mesafenin 100 mm daha uzun olması olabilir.

Şekil 3'de baskı devre-akışkan ısı iletkenlik oranının (k_s/k_f) ve giriş türbülans şiddetinin (Tu) lokal ısı taşınım katsayısı (h) üzerine olan etkileri verilmiştir. Deneysel çalışmada bu parametrelerin lokal Nusselt (Nu) sayısı üzerine olan etkilerinin verildiğine dikkat edilmelidir. Lokal ısı taşınım katsayıları bilindikten sonra Nusselt sayısının tanımından bu değerler elde edilebilmesine rağmen deneysel çalışmada sıcaklık mertebeleri ve ısı akısı değerleri net olarak verilmediği için h değerleri ile Nu değerlerinin karşılaştırılması yoluna gidilmiştir. Aynı karakterde eğriler elde edileceğinden sonuçlar değerlendirilerek karşılaştırılabilir. Bu hesaplamalı çalışmada kanal girişinden itibaren boyutsuz mesafeye karşılık lokal ısı taşınım katsayıları elde edilmiş ve deneysel çalışmadaki trend yakalanmıştır. Şekil 3 (A) incelendiğinde ısı kaynakları üzerinde lokal ısı taşınım katsayısının birinci ısı kaynağının başından itibaren dikkate değer şekilde arttığı göze çarpmaktadır. Isı kaynağı

başındaki bu artıştan sonra deneysel çalışmalarda kaynak ortasına doğru azalıp kaynak sonunda artmasına rağmen hesaplamalı çalışmalarda lineer bir azalma görülmektedir. Isı kaynakları arasındaki ısıtılmamış bölgelerde ise minimum değerler tam ortada elde edilmektedir ve hesaplamalı çalışma deneysel çalışmayla tam bir uyum içindedir. Kanal çıkışına doğru mesafe ilerledikçe ikinci ve üçüncü ısı kaynağı üzerinde de benzer fakat daha düşük mertebede lokal ısı taşınım katsayısı dağılımları elde edilmektedir. Dağılımdaki bu azalma ısıl girdap (Thermal wake) etkileri yani soğutucu akışkanın kanal boyunca ısı kaynakları üzerinden akarken ısınması yüzündendir. Ayrıca baskı devre ısı iletkenliğinin artmasıyla ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Bu azalmayla birlikte ısı kaynakları ile ısıtılmamış bölgeler arasındaki lokal ısı taşınım katsayısındaki ani değişimler de yavaş yavaş azalmaktadır. Kanal çıkışında ise lokal ısı transfer katsayısında tersi bir durum gözlenmektedir. Bu dağılımlar deneysel çalışmadaki dağılımlarla uyum içindedir. Ayrıca karşılaştırmanın yapıldığı deneysel çalışmada literatürdeki diğer bir çalışmayla (McEntire ve Webb, 1990) mukayese de verilmiştir. Yalnızca türbülans şiddetinin etkisi sabit özellikli sıcak akış çalışmasında (Şekil 3 (B) (II)) gözükmemektedir. Özellik değişiminin ve kaldırma kuvveti etkilerinin dikkate alındığı sıcak akış çalışmasında (B, III) küçük bir değişim yakalanmış olmasına rağmen hesaplamalı çalışmalarda türbülans şiddetinin etkisi açık değildir. Bunun sebebi daha önce de belirtildiği gibi giriş mesafesinin kısa alınması olabileceği gibi kullanılan türbülans modeli yüzünden de olabilir. Ayrıca deney düzeneğindeki türbülans artırıcı etkilerin iki boyutlu sayısal model üzerinde bulunmadığı da göz önüne alınmalıdır.

Bu çalışmada, yüzeyle aynı hızda monte edilmiş ayrık ısı kaynakları üzerinden olan akış ve ısı transferi üzerine baskı devre ısı iletkenliğinin ve giriş türbülans şiddetinin etkileri hesaplamalı olarak araştırılmıştır. Bunun yanında akışkan özellik değişimlerinin ve kaldırma kuvveti etkilerinin dikkate alınmasının hesaplamalı çalışmalar üzerindeki etkileri de araştırılmış ve aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

Baskı devre-akışkan ısı iletim katsayısı oranı k_s/k_f , azaldıkça akışkan sıcaklığı artmaktadır. k_s/k_f oranı arttıkça lokal ısı taşınım katsayısı dağılımları azalmaktadır.

Baskı devre üzerindeki maksimum sıcaklık son ısı kaynağı üzerinde oluşmaktadır ve pratikte bu ısıl gerilmelerin dikkate alındığı devre tasarımı için önemlidir.

Isı transferi üzerindeki giriş türbülans şiddetinin etkileri yalnızca özellik değişiminin dikkate alındığı durumda deneysel çalışmaya kıyasla çok az göze çarpmaktadır.

Hesaplamalı çalışmalarda akışkan özellik değişimlerinin ve kaldırma kuvveti etkilerinin dikkate alınması deneysel sonuçlarla uyumu arttırmaktadır.

SİMGELER

- Re : Dikdörtgen kanal hidrolik çapına göre tanımlanmış Reynolds sayısı ($Re=u_m D_h/v$)
- S : Kanal uzunluğu (m)
- L : Isı kaynağı boyu (m)
- H : Kanal yüksekliği (m)
- h : Lokal ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
- D_h : Kanal hidrolik çapı (m)
- u_m : Düzgün (üniform) kanal giriş hızı (m/s)
- u : Akışkanın x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
- v : Akışkanın y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
- ρ : Akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
- T : Sıcaklık (K)
- P : Basınç (Pa)

- k : Isı iletim katsayısı (W/mK) ve türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
 ε : Türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı (m^2/s^3)
 μ : Mutlak viskozite (Ns/m^2)
 μ_t : Türbülanslı eddy viskozitesi (Ns/m^2)
 k_t : Türbülanslı eddy iletkenliği (W/mK)
 G : Türbülans kinetik enerjisi üretimi
 $c_1, c_2, c_\mu, \sigma_k$: $k - \varepsilon$ türbülans modeli sabitleri
 σ_t : Türbülanslı Prandtl sayısı
 c_p : Özgül ısı (J/kgK)
 Q_v : Hacimsel ısı kaynağı (W/m^3)
 T_∞ : Düzgün (üniform) akışkan giriş sıcaklığı (K)
 Tu : Türbülans şiddeti (%)
 x/L : Boyutsuz mesafe
 Nu : Nusselt sayısı ($Nu=hx/k_f$)

Alt İndisler

- o : Referans sıcaklığındaki değerler
 s : Katı malzeme (Baskı devre malzemesi)
 f : Akışkan

TEŞEKKÜR

Yardımlarından dolayı değerli meslektaşım Ali İ. Öge'ye ve FİGES Ltd. Şti.'ne teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

- Anonim, a. (1994): "ANSYS FLOTTRAN User's Guide". Revision 5.1, Updφ DN-5261:51, Swanson Analysis Systems, Inc., (September 30).
Anonim, b. (1994): "ANSYS Advanced FLOTTRAN". Upd2 DN-5261: 50, Swanson Analysis Systems, Inc., (April 29).
Anonim, (1992): "Compuflo, FLOTTRAN Theoretical Manual". Compuflo, Inc..
Chang, B. H.; Mills, A. F. (1993): Turbulent Flow in a Channel with Transverse Rib Heat Transfer Augmentation, "Int. J. Heat Mass Transfer", V.36, N.6, p.1459-1469.
Hannemann, R. (1989): Thermal Control for Mini- and Microcomputer: The Limits of Air Cooling, "Bulletin of the Int. Centre for Heat and Mass Transfer", V.3, p.65-83.
Harms, T. M.; Jog, M. A.; Manglik, R. M. (1998): Effects of Temperature-Dependent Viscosity Variations and Boundary Conditions on Fully Developed Laminar Forced Convection in a Semicircular Duct, "ASME J. Heat transfer", V.120, (August 1998), p.600-605.
Ho, C. J.; Chang, J. Y. (1994): A Study of Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Rectangular Enclosure with Two-Dimensional Discrete Heating. Effect of Aspect Ratio, "Int. J. Heat Mass Transfer", V.37, N.6, p.917-925.
Hwang, J.-J. (1998): Conjugate Heat Transfer for Developing Flow over Multiple Discrete Thermal Sources Flush Mounted on the Wall, Technical Note, "ASME J. Heat Transfer", V.120, (May 1998), p.510-514.
Incropera, F. P. (1988): Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling, "ASME J. Heat Transfer", V.110, (Nov. 1988), p.1097-1111.

- Joshi, Y.; Haukenes, L. O.; Sathe, S. B. (1993): Natural Convection Liquid Immersion Cooling of a Heat Source Flush Mounted on a Conducting Substrate in a Square Enclosure, "Int. J. Heat Mass Transfer", V.36, N.2, p.249-263.
- Kays, W. M.; Crawford, M. E. , (1993): "Convective Heat and Mass Transfer", Third Ed., p.355-369, McGraw-Hill Inc., Singapore.
- Launder, B. E.; Spalding, D. B. (1972): "Lectures in Mathematical Models of Turbulence", Academic Press, London.
- Mayle, R. E.; Dullenkopf, K.; Schulz, A. (1998): The Turbulence That Matters, "ASME J. Turbomachinery", V.120, (July 1998), p. 402-409.
- Olson, R. M.; Wright, S. J. (1990): "Essentials of Engineering Fluid Mechanics", Fifth Ed., p.370, Harper and Row Publishers, New York.
- Ramadhani, S.; Moffatt, D. F.; Incropera, F. P. (1985): Conjugate Heat Transfer from Small Isothermal Heat Sources Embedded in a Large Substrate, "Int. J. Heat Mass Transfer", V. 28, N.10, p.1945-1950.
- Volino, R. J. (1998): A New Model for Free-Stream Turbulence Effects on Boundary Layers, "ASME J. Turbomachinery", V.120, (July 1998), p. 613-620.