

SERBEST KONVEKSİYONDA YÜZEY FİLM KATSAYISININ SİLİNDİRİK BİR GÖVDEDE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Bekir Sami YILBAŞ Ertuğrul BALTACIOĞLU Semir GÖKPINAR
E.Ü. Mühendislik Fakültesi, KAYSERİ

ÖZET

İçerisinde ısı kaynağı bulunan silindirik şeklindeki metalik bir malzeme için serbest atmosferde ısı iletimi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Malzeme yüzeyi ile serbest atmosfer arasındaki yüzey film katsayısı ampirik olarak çıkarılmıştır. Bu çalışmada ısı iletimi düzgün ve sürekli rejimler için incelenmiştir. Serbest konveksiyon şartlarında yüzey film katsayısı için bulunan ampirik yaklaşımlarının deneysel neticelerle iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

EXPERIMENTAL STUDY INTO THE FREE CONVECTION HEAT TRANSFER COEFFICIENT ALONG A HEATED BAR

SUMMARY

Heat transfer mechanism for cylindrical shaped metal body containing heat source is examined at free atmospheric conditions. Heat transfer coefficient between the body and the atmosphere is also derived by imperical approach. In the present study, steady state heat transfer mechanism is considered for free convection. It is seen that the results obtained for heat transfer coefficient from the experiment and the imperical relation is in a good agreement.

1- GİRİŞ

Isının hareket halindeki akışkanlar tarafından iletilmesine konveksiyon denir. Konveksiyon bir akışkanın hareket eden çeşitli kısımlar arasında veya bu kısımlar ile farklı sıcaklıklardaki yüzeyler arasında yer alan bir ısı iletim olayıdır. Isınarak yoğunluğu değişen akışkanın yoğunlukları arasındaki fark akışkanın hareketini doğurur. Akışkanın yer değiştirmesinin ikinci bir nedeni de basınç gradyenleridir. Azalan basınç gradyeni yönünde akışkan yer değiştirir. Böylece konveksiyonla ısı transferi, akışkanlar mekaniği ile yakından ilgilidir. Bundan başka kondüksiyon ve ısı depolama etkilerinin de dikkate alınması gerekmektedir. Bütün bunlar

konveksiyonu çok karmaşık bir hale getirmektedir. Konveksiyon yolu ile transfer olan ısı miktarı denklemi ile verilmektedir.

$$q = Ah(t_1 - t_2) \quad (1)$$

(1) denklemindeki "h" yüzey film katsayısı olup; yüzeyin biçim ve boyutları, pürüzlülük, yön, akış hızı, yoğunluk, viskozite, özgül ısı iletkenlik gibi termodinamik özelliklerin fonksiyonudur. Dolayısıyla konveksiyona ait diferensiyel denklem, çok karmaşık bir hale gelmiş; ancak birkaç özel hal için basitleştirici kabuller yapılarak az sayıda analitik çözüm bulunabilmiştir [1]. Ampirik çözümler de tamamıyla yeterli değildir. Zira değişkenlerin çokluğu, her durumda kullanılacak genel bağıntıların bulunmasını engellemektedir. Ancak benzerlik prensibi ve modeller teorisi geliştirilince konveksiyon olayı daha iyi formülize edilebilmiştir [1].

Serbest konveksiyon ısı iletimi çalışmalarında, daha çok deneysel neticelere dayanan ampirik bağıntılar kullanılır. Serbest konveksiyon için bu ampirik bağıntı aşağıdaki şekildedir.

$$Nu = C(PrGr)^m \quad (2)$$

Bu denklemdeki ortam özellikleri

$$T_f = \frac{T_w + T_{or}}{2} \quad (3)$$

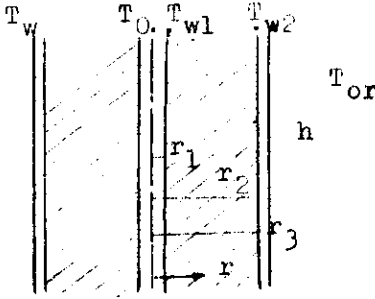
ile belirlenen ortalama film sıcaklığı ile değerlendirilir. "Pr" sayısı sadece ortamın fiziksel özelliklerine bağlıdır. Fakat "Nu" ve "Gr" sayıları ısı üreten cismin geometrisi ile ilgili karakteristik bir boyutun fonksiyonlarıdır. Karakteristik boyut düşey bir levhada yükseklik, yatay bir silindirde ise çaptır 1 .

Uygulamada konveksiyonla ısı transferi önemli bir rol oynamaktadır. Metallerin ısı işlem sonrası soğutulması bir konveksiyon olayıdır. Burada soğutma zamanı çok önemlidir. Soğutma zamanı, soğutulan malzeme yüzeyi ile soğutucu akışkan arasındaki yüzey film katsayısına bağlıdır. Bu tür sanayi problemlerinin teorik olarak incelenip analitik çözümleri, fizik

olay çok karmaşık olduğu için, mümkün olamamaktadır. Bu nedenle deneysel neticelere bağlı ampirik yaklaşımlar esastır.

Bu çalışmada 16 mm çapında 60 mm uzunluğunda ve yatay ekseni boyunca elektrik direnç teli bulunan ısıtıcı eleman serbest havada teste tabi tutulmuş ve elde edilen veriler ile boyutsuz gruplar kullanılarak "Nu" sayısı için ampirik bir yaklaşım çıkartılmıştır.

2- ANALİTİK YAKLAŞIM



Şekil-1: İçi üretimli silindirik çubuk

Bu çalışma, içerisinde ısı üretimi olan katı cisimde sürekli rejimde bir boyutlu ısı iletiminin yüzey film katsayısının incelenmesini içermektedir. Bir katı cisim içerisinden elektrik akımı geçirildiğinde, cisim içerisinde enerji üretilir. Bu dışarıdan sisteme yapılan bir enerji ilavesi olup, I^2R (akım². direnç) veya V^2/R (volt²/direnç) değerindedir. Sürekli bir rejimde bu enerji ısı kondüksiyonu ile katı cisim içerisine yayılır. Geçen elektrik akımı, ısı üreten telin direnci sabit ise, katı cisim içerisinde üniform olarak dağılmış bir ısı kaynağı meydana getirir. Isı kaynağının sebebi ne olursa olsun birim zamanda birim hacim başına enerji üretimi q (kcal/m³h veya W/m³) ile gösterilmelidir. Bu problemde yarıçapı uzunluğuna nazaran daha küçük olan bir silindir içerisinde üniform ısı üretildiği, ısı iletim katsayısının ve ortam sıcaklığının (T_{or}) sabit olduğu kabul edilmiştir. Böylece silindirik yüzey boyunca ısı transfer katsayısı

sabit kabul edilmiştir.

Silindirik koordinatlarda düzgün ve sürekli bir rejim için ısı kondüksiyon denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \frac{dT}{dr}) + \frac{q}{k} = 0 \quad (4)$$

dır. Direnç telinin bulunduğu kısım 1 indisiyle, ateş toprağının bulunduğu kısım 2 indisiyle, bakır borunun bulunduğu kısım 3 indisiyle gösterilmiştir (Şekil-1). Buna göre sıcaklık dağılımı için

$$1/r \frac{d}{dr} (r \frac{dT_1}{dr}) - q/k_1 = 0 \quad 0 < r < r_1 \quad (5)$$

$$1/r \frac{d}{dr} (r \frac{dT_2}{dr}) = 0 \quad r_1 < r < r_2 \quad (6)$$

$$1/r \frac{d}{dr} (r \frac{dT_3}{dr}) = 0 \quad r_2 < r < r_3 \quad (7)$$

diferansiyel denklemleri yazılabilir. Sınır şartları;

$$r=0 \text{ da } (dT_1/dr) = 0 \quad T_1 = T_0 \quad (8)$$

$$r=r_1 \text{ de } T_1 = T_{w1} = T_2 \quad (9)$$

$$r=r_2 \text{ de } T_2 = T_{w2} = T_3 \quad k_1 \frac{dT_1(r_1)}{dr} = k_2 \frac{dT_2(r_1)}{dr} \quad (10)$$

$$r=r_3 \text{ de } T_3 = T_w \quad k_2 \frac{dT_2(r_2)}{dr} = k_3 \frac{dT_3(r_2)}{dr} \quad (10a)$$

$$r = r_3 \text{ de } q_r = q_c, \quad -k_3 \frac{dT_3(r_3)}{dr} = h(T_w - T_{or}) \quad (10b)$$

dır. Bu sınır şartları yerine konularak {5,6} ve {7} nolu denklemler çözümlerse üretilen enerji bilindiği takdirde yüzey film katsayısını veren ifade analitik olarak elde edilmiş olur.

$$(T_w - T_{or}) = \frac{q r_1^2}{2r_3 h} \quad (11)$$

$$(T_w - T_{or}) = \frac{q r_1^2}{2r_3 h} \quad (11)$$

$$h = \frac{q r_1^2}{2r_3 (T_w - T_{or})} \quad (12)$$

$$q = \frac{V^2}{\pi r_1^2 R L} \quad (13)$$

$$h = \frac{V^2}{2 \pi R r_3 L (T_w - T_{or})} \quad (14)$$

(14) nolu denklemdeki değişkenlerin sayıları azaltılarak boyutsuz gruplar yardımıyla ampirik bir denklem (3. Bölümde) elde edilmiştir.

3- BOYUT ANALİZİ

Boyut analizi yapan araştırmacı, fiziksel problemlerle ilgili yeterli bilgiye sahip olması, problemin fizik kökeni hakkında hüküm verebilecek kadar tecrübeli olması ve cismin hareketini ya da davranışını tanımlayabilecek fiziksel büyüklükleri tanımalıdır. Boyut analizi sonunda elde edilecek boyutsuz gruplardan biri, birbirlerinin kendi aralarında çarpımı veya bölümü problemin çözümü için gerekli olabilir. Buna karar verebilmek daha çok deneysel sonuçların hangisine uyduğuna bakıldıktan sonra mümkün olmaktadır [2].

Bu çalışmada daha kısa bir yol olduğu için yok etme metodu kullanılmıştır. h yüzey film katsayısına tesir eden fiziki büyüklükler; boru çapı, hacimsel genişleme katsayısı, yerçekimi ivmesi, sıcaklık farkı, yoğunluk, dinamik viskozite özgül ısı iletim katsayısı gibi akışkanın ısıl özellikleridir. Bu değerlere göre analiz aşağıdaki şekilde yapılabilir:

$$h = f(D, \beta g \Delta T, \rho, \mu, C_p, k) \quad (15)$$

$$\frac{M}{T^3 \theta} = f(L, L/T^2, M/L^3, M/LT, L^2/T^2 \theta, ML/T^3 \theta)$$

Burada L,T,M, θ sırası ile uzunluk, zaman,kütle ve sıcaklığı temsil etmektedir. Dört temel boyut olduğu için işlem dört adımda yapılır.

1) M yi yok ederek;

$$\begin{aligned} h/k &= f_1(D, \beta g \Delta T, \rho/k, \mu/k, C_p) \\ 1/L &= f_1(L, L/T^2, T^3\theta/L^4, T^2, L^2/T^2\theta) \end{aligned} \quad (16)$$

2) θ yi yok ederek;

$$\begin{aligned} h/k &= f_2(D, \beta g \Delta T, \rho/k, \mu/k, C_p) \\ 1/L &= f_2(L, L/T^2, T/L^2) \end{aligned} \quad (17)$$

3) L yi yok ederek;

$$\begin{aligned} hD/k &= f_3(\beta g \Delta T/D, \rho C_p D^2/k, \mu C_p/k) \\ / &= f_3(1/T^2, T) \end{aligned} \quad (18)$$

4) T yi yok ederek;

$$\begin{aligned} hD/k &= f_4(\beta g \Delta T \rho^2 C_p^2 D^3 / k, \mu C_p/k) \\ / &= f_4(/) \end{aligned} \quad (19)$$

Şeklinde boyutsuz gruplar elde edilir. Birinci grup $(k/\mu C_p)^2$ ile çarpılırsa

$$hD/k = f(\beta g \Delta T D^3/\nu^2, \mu C_p/k) \quad (20)$$

elde edilir. Bu ise

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (21)$$

şeklinde yazılabilir. Analiz Nusselt sayısının Grashof ve Prandtl sayılarının fonksiyonu olduğunu göstermektedir. Serbest konveksiyonda yatay silindirlere için kullanılan ampirik yaklaşımlar aşağıda verilmiştir[3], [4].

$$Nu = C(Gr Pr)^m \text{ olmak üzere}$$

$$10^{-5} < GrPr < 10^0 \quad C = 0.4 \quad m = 0$$

$$10^{-5} < GrPr < 10^4 \quad C \text{ ve } m \text{ sayıları grafikten okunur}$$

$$10^4 < GrPr < 10^9 \quad C = 0.525 \quad m = 1/4$$

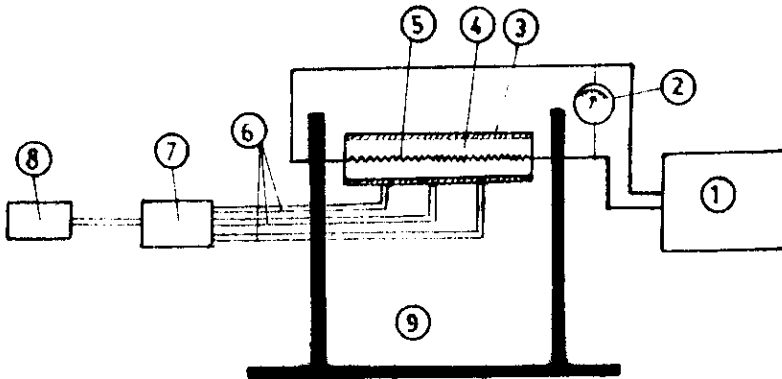
$$10^9 < GrPr < 10^{12} \quad C = 0.129 \quad m = 1/3$$

Bu çalışmada deneysel veriler ve en küçük kareler metodu kullanılarak C ve m değerleri hesaplanmıştır. Deneysel veriler ve logaritmik hesaplar Tablo 1 ve 2 de verilmiştir. Neticede

$$Nu^* = 0.509 (GrPr)^{0.253} \quad (22)$$

(22) denklemi elde edilmiştir. Elde edilen bu denklemdaki C ve m değerleri, yukarıda verilen değerlere çok yakındır.

4- DENEYSEL ÇALIŞMA



1 Varyak, 2 Voltmetre, 3 Bakır boru, 4 Ateş toprağı, 5 Direnç teli, 6 Termokupl, 7 Komitator, 8 Dijital avometre, 9 Taşıyıcı

Şekil-2: Serbest Konveksiyon Deney Düzeneği

Tablo-1: Serbest Konveksiyon Deneç Verileri

V Volt	T _{or} °C	T _w °C	T _f °C	ΔT °C	β 1/°K	k w/°K	v m ² /sn.10 ⁻⁶	ρ ^a m ² /sn.10 ⁻⁶	Pr	Gr
2	18	37	28	19	0.00332	26.61	15.85	22.88	0.693	10089
3	18	55	37	37	0.00322	27.27	16.65	24.09	0.691	17268
4	18	77	48	59	0.00311	28.07	17.70	25.66	0.690	23534
5	18	103	61	85	0.00299	29.01	18.98	27.55	0.688	28348
6	18	133	76	115	0.00286	30.09	20.59	29.88	0.688	31173
7	18	167	93	149	0.00273	31.30	22.58	32.58	0.688	32275

Tablo-2: Serbest Konveksiyon Hesap ve Grafik Değerleri

Nu	h w/m ²	log.Gr.Pr	log Nu	(logGrPr) ²	logGrPr. log Nu	Nu [*]	h [*] w/m ² °C	η	Nu _s	s
4.828	8.03	3.845	0.684	14.784	2.630	4.789	7.96	0.008	4.800	0.0040
5.445	9.28	4.077	0.736	16.621	3.001	5.471	9.32	0.004	5.487	0.003
5.899	10.35	4.211	0.771	17.732	3.247	5.915	10.37	0.002	5.926	0.002
6.188	11.22	4.290	0.792	18.404	3.398	6.196	11.23	0.001	6.204	0.001
6.349	11.94	4.331	0.803	18.757	3.478	6.346	11.93	0.000	6.353	0.001
6.415	12.55	4.350	0.807	18.922	3.510	6.417	12.55	0.000	6.423	0.000

$$\eta = \frac{|Nu^* - Nu|}{Nu^*}$$

$$\eta_s = \frac{|Nu^* - Nu_s|}{Nu^*}$$

Şekil-2 den görüldüğü gibi deney numunesi olarak bakır boru kullanılmıştır. Bakır borunun dış çapı 16mm, iç çapı 14mm dir. Yatay eksen boyunca Cr-Ni çelik tel geçirilmiştir ve telin direnci 8 ohmdur. Telin bakır boru ile temasını önlemek üzere yalıtkan olarak ateş toprağı çamur olarak konulara fırınlanmıştır. Daha sonra 15mm aralıklarda üç adet termokupl bakır boru üzerine lehimlenmiştir. Deney numunesi olarak bakır boru seçilmesinin nedenlerinin başında, lehim kolaylığı ve bakırın ısı iletim katsayısının yüksek oluşu gelmiştir. Sıcaklığın üç ayrı yerden okumadaki amaç ise sıcaklık dağılımının üniform olup olmadığını kontrol etme içindir. Termokupl Ni-Cr/Ni-Al malzemeden imal edilmiş olup kablo kalınlığı 1.315mm, E.M.K. çıkışı 40mV/°C dir. Termokuplun sıcak ucu bakır boru üzerine lehimlenmiş; soğuk ucu ise voltmetreye bağlanmıştır. Okunan gerilim yardımıyla yüzey sıcaklığındaki değişim termokupl çıkışları ile ölçülmüştür. Dijital avometre ME-501 B tipi SOAR markadır. Elektrikli besleme, Ruhstrat KG Alman firmasının ürettiği bir varyaktan alınmıştır.

Deneyler 2 ile 7 volt besleme voltajlarında yapılmıştır. Hazırlanan deney numunesi iki ayaklı bir taşıyıcıya yatay olarak asılmıştır (Şekil-2). Isı direnç teline uygulanan, her voltaj değeri için deney beş defa tekrarlanmıştır. Böylece hatalar minimuma indirilmeye çalışılmıştır. Besleme voltajının 7 volttan büyük değerlerinde, yüzey sıcaklığının etkisiyle lehim eridiği için çalışılamamıştır. Her besleme voltaj değerinde yüzey sıcaklığı, sürekli rejime gelinceye kadar beklemiş ve daha sonra okunmuştur. Bekleme süresi iki saat olarak alınmıştır. Elektrik enerjisinin ısı enerjisine dönüşmesi esnasındaki kaybın bulunması için ayrıca bir kalorimetre kabı da dizayn edilmiştir. Çok iyi izole edilmiş olan kalorimetre kabında üretilmesi gereken ve hesaplanan ısı enerjisi arasındaki fark alınarak ve bu deneyler tekrarlanarak ısı direnç telinin veriminin %92 olduğu tesbit edilmiştir. Bu sebeple analitik yaklaşımdaki q değeri hesaplanırken 0,92 ile çarpılmıştır. Deney sonuçlarının irdelenmesi beşinci bölümde yapılmıştır.

5- İRDELEME VE NETİCELER

Serbest konveksiyona ilişkin deneysel neticeler ile boyutsuz grupların deney verilerine göre değerleri Tablo 1 ve 2 de verilmiştir. Elde edilen ampirik yaklaşımda gerek Nu sayısının ve gerekse GrPr kümesinin logarit-

ması alındığı için Nu sayısındaki ve GrPr kümesindeki çok küçük değişimler, logaritmik ifadede daha da küçülmektedir. Bu ise ampirik yaklaşım için yapılan hesaplamalarda birinci tür hataların meydana gelmesine neden olmaktadır. Bu küçük hatalar, özellikle ampirik yaklaşımda çarpan ve üstel ifadede görülmektedir. Şekil-3 den görüldüğü gibi $\log Nu$ ile $\log GrPr$ lineer bir değişim göstermektedir.

Serbest konveksiyonda film sıcaklığı ortalama sıcaklık olarak alınmıştır. Halbuki film sıcaklığı ısılı sınır tabaka boyunca değişkendir. Bu ise ampirik yaklaşımlarda ikinci tür hataların meydana gelmesine neden olmaktadır. Fakat bu hatalar diğer kaynakların sebep olduğu hatalar ile kıyaslandığında ihmal edilebilecek türdedir. Hesaplamalarda, deneysel metod esas alındığı için birinci ve ikinci tür hatalar ihmal edilebilir. Çünkü ampirik yaklaşım, neticede tesirli olan parametrelerin biraraya getirilmesi ile ortaya çıkmıştır.

Şekil-4 de yüzey film katsayısının ΔT sıcaklık farkı ile değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi ampirik denklemlerle elde edilen yüzey film katsayıları, deneysel olarak elde edilenlerle küçük T değerlerinde çok az farklılıklar göstermektedir. Gerçekte her iki eğri için de her noktada $h \Delta T$ değeri sabittir. Yani transfer olan ısı miktarı sabittir. Bu farkın meydana gelmesinin sebepleri şöyle sıralanabilir;

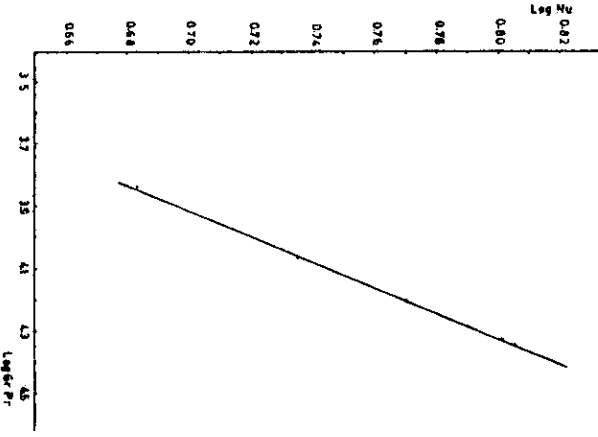
i) Ölçümler sırasında yapılabilecek hatalı okumalar (Düşük sıcaklıklarda avometre ölçüm hassasiyetinin azlığı).

ii) Ampirik yaklaşımda boyutsuz grupların üstel ifadeleri logaritmik formlar yardımıyla çıkarıldığı için üstel ifadedeki küçük hatalar düşük sıcaklıklarda görülmüş olabilir.

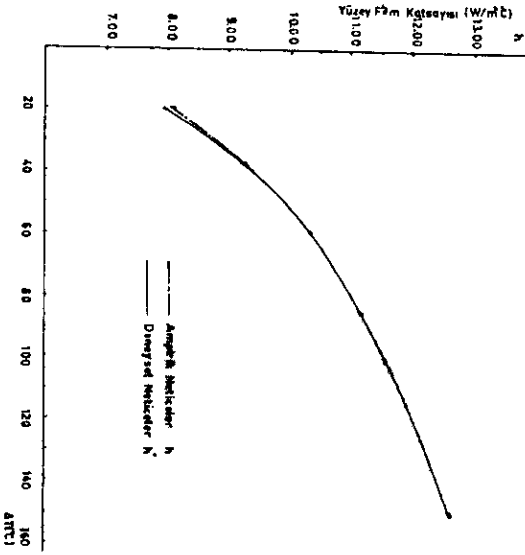
Şekil-5 de hata yüzdelerinin ΔT sıcaklık farkları ile değişimi gösterilmiştir. Hata hesabı aşağıdaki şekilde yapılmıştır:

$$\eta_H = \frac{Nu^* - Nu}{Nu^*}$$

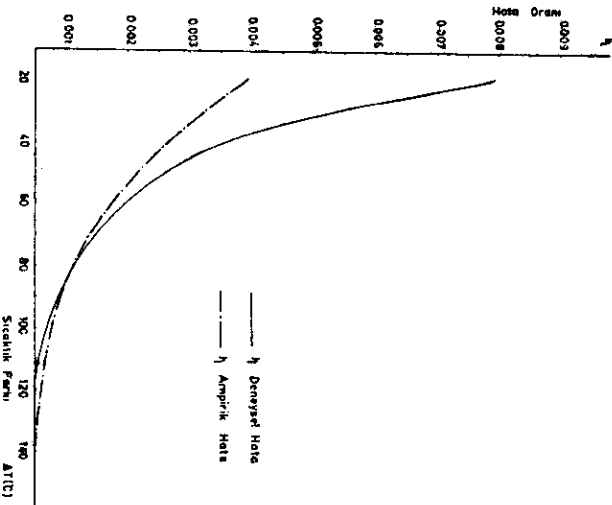
Nu^* boyutsuz gruplardan elde edilen denklemden, Nu ise deneysel neticeler-



Şekil:3-Serbest Konveksiyonda
Log Gr.Pr. in LogNu
e göre değişimi



Şekil:4-Serbest Konveksiyon Yüzey Film
Katsayılarının Sıcaklık Farkla-
rına göre değişimi



Şekil:5-Serbest Konveksiyonda Hata
Oronlarının sıcaklık Fark-
larına göre değişimi

den hesap edilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi düşük sıcaklık farklarında hata oranı daha büyüktür. Bunun nedeni, daha önce de kısaca belirtildiği gibi düşük sıcaklıklarda ölçüm yapan cihazların yeterince hassas olmamasından kaynaklanmıştır. Yapılan irdelemeler sonunda bu çalışmadan şu sonuçlar çıkarılabilir:

1- Düzgün ve sürekli rejimde ısıtıcı eleman yüzey film katsayısı, cismin geometrisine ve ortamın termofizik özelliklerine bağlıdır.

2- Ampirik olarak hesaplanan Nu sayıları ile deneysel olarak bulunan Nu^{*} sayıları arasında hatı oranı maksimum % 1 dir.

3- Daha önce yapılan çalışmalarda bulunan denklemlerle bu çalışmada bulunan denklemin katsayıları birbirine çok yakındır.

4- Boyut analizi ve deneysel çalışma ile elde edilen ampirik bağıntı kullanılarak, benzer ısı transferi problemlerinde ısı miktarına gerek duyulmadan ısı transferi film katsayısı elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- 1- Çiğdemoğlu, M. Isı İletim Prensipleri, Ankara, (1980)
- 2- Ersoy, Y. ve Mert, M. Boyut Analizi ve Fiziksel Ölçmeler, O.D.T.Ü. Mühendislik Fakültesi Yayın No:55, Ankara (1977)
- 3- Simonson, J.R., An Introduction to Engineering Heat Transfer, McGraw-Hill Publishing Company Limited, (1967)
- 4- Chapman, A.S., Heat Transfer, Third Edition, Collier Macmillan International Editions, (1974)