



**DÜŞEY DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALDA FARKLI KANATÇIKLI  
YÜZEYLERDE ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ**

**(EXPERIMENTAL INVESTIGATION HEAT TRANSFER IN DIFFERENT  
WINGLET – SURFACES IN A VERTICAL RECTANGULAR DUCT)**

**İsak KOTCİOĞLU\*, Abdurrahim BÖLÜKBAŞI\***

**ÖZET/ABSTRACT**

Dikdörtgen kesitli düşey bir kanalda doğal ve zorlanmış konveksiyonla ilgili yapılan deney sonuçları bu çalışmada sunulmuştur. Kanal içerisine üç farklı kanatçıklı deney elemanı yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Deney elemanlarına ait kanatçıklar, düzlem yüzey, silindirik ve hava akış yönüne  $\theta = 60^\circ$ 'lik açı yapan daralan-genişleyen kanatçıklar şeklindedir. Deneysel çalışmaların sonucu, kanal içerisine farklı şekilde yerleştirilen kanatçık tiplerine ait Nusselt sayıları arasındaki değişim incelenmiştir. Ayrıca her bir tip kanatçık modeli için kanatçık sıcaklığı ve kanatçık boyu arasındaki deneysel sonuçlar gösterilmiştir. Gruplar halinde periyodik olarak yerleştirilen bu kanatçıkların özellikle daralan-genişleyen kanatçıklarda sınır tabakanın da periyodik olarak yenilenmesinden dolayı ısı transfer katsayısının iyileştiği sonucuna varılmıştır.

*This paper presents the experimental results free and forced convection in a rectangular cross sectional vertical channel. Experiments have performed by in three different shapes experiment element placed in to channel. The experiment belong to elements winglets have form flate plate, cylindrical and aligned at angle of  $\theta = 60^\circ$  positively and negatively with direction of main air flow in a rectangular straight duct. The experimental of studies result have showed change in between of Nusselt numbers which belong to in different shape placed winglet types into channel. Furthermore for each a type winglet model experiment results have been show comparison between winglet temperature and winglet length. It has been concluded that of heat transfer coefficient has improvement due to from renewal as periodic of the boundary layer with effect, which of this winglets have particularly placed in the event of groups periodically contracting and expanding in the winglets.*

**ANAHTAR KELİMELER/KEYWORDS**

Konveksiyonla ısı transferi, Isı eşenjorleri, Kanatçıklı yüzeyler  
*Convection heat transfer, Heat exchanger, Winglet surfaces*

---

\* Atatürk Üniversitesi, Makine Müh. Böl., 25240, ERZURUM.

## 1. GİRİŞ

Bilim ve mühendisliğin bir çok dalında, belirli bir sıcaklık farkında, ortama bağlı olarak sıcaklık dağılımının ve birim zamanda birim alanda olan ısı geçişinin bulunması önemli bir husustur. Belirli sürede verilen ısı geçişinin sağlayacak bir cihazın boyutlandırılması, uygulanmasının yapılıp yapılmayacağını ve kullanışlı olup olmadığının incelenmesi maliyetinin tahmin edilmesi için etraflı bir ısı geçişi analizi yapılması gerekir.

Mühendislik bakımından çeşitli ısı değiştiricilerin, kazanların, nükleer reaktörlerin, güneş toplayıcılarının, ısıtıcıların, soğutucuların, içten yanmalı motorların, termik turbo makinaların, gaz türbinlerinin, yanma odalarının, elektrik makinalarının, transformatörlerinin vb. cihazların tasarımlarında ısı geçişi büyük önem kazanmaktadır. Birim zamandaki ısı geçişinin en yüksek değerlere çıkarılması ve yüksek sıcaklıktaki ortamlarda bulunan malzemelerinin bütünlüğü ve dayanımının korunmasıdır. Bu manada yapılan çalışmalara paralel olarak küçültülmüş boyut ve uzunluklardaki ısı eşenjörlerine duyulan ihtiyaç giderek artmaktadır.

Günümüzde çeşitli ısı eşenjör modelleri geliştirilmiştir. Bu tür optimize edilmiş dizaynların geliştirilmesi için yüzey geometrisine ait ısı transfer katsayısı ve akış özellikleri ile basınç kayıp katsayısının belirlenmesi gerekir. Ayrıca ısı transferini iyileştirme yöntemlerinden biri de sınır tabakanın yenilenmesidir. Bunun için geçmişten günümüze kadar yapılan çalışmalarla ilgili olarak raporlar ve sonuçlar verilmiştir (Kays ve London., 1954; Briggs ve London, 1961). Doğal konveksiyon da paralel plakalar arasında analitik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır (Kays ve London,1954; Briggs ve London, 1961; Maughan ve Incorporera,1991; Fuji vd., 1988; Yılmaz, 1977). Endüstriyel uygulamalar da artırılmış yüzeyler ve ısı eşenjör uygulamaları giderek önem kazanmıştır. Düşük Reynold sayılarında zorlanmış konveksiyonla ısı transfer deneyleri bu tür uygulamalarda (Fuji vd.,1988) yapılmıştır.

Bu çalışmada 3 ayrı tipte farklı kanatçık yüzey geometrisine sahip deney elemanları kullanılarak ısı transfer deneyleri yapılmıştır. Bunlar; düzlem yüzey kanatçıklı, silindirik kanatçıklı ve akış yönünde birbirleri ile 60°'lik açı yapan daralan- genişleyen kanatçıklı deney elemanları olarak dizayn edilmiştir. Kanal ve kanatçıkların bu şekilde düzenlenmesi ile hem kanatçık cidarlarında sınır tabaka yenilenmesi hem de akışa dik yönde bir karışım elde ederek ısı transferinin iyileştirilmesine çalışılmıştır. Bu kanatçıklar ısıtıcı plaka üzerine belirli sıra ve diziler halinde yerleştirilmiştir.

Yukarıdaki şekilde imal edilen kanatçıklar plaka üzerine yerleştirilerek deney elemanları oluşturulmuştur. Deneysel çalışmalar doğal ve zorlanmış konveksiyonla olmak üzere farklı ısı akılarında laminer akış şartlarında çalışılmıştır. Bu tür düzenlenmiş deney elemanlarında akışa ait teorik hesaplamalar oldukça karmaşıktır. Ayrıca birbirleri ile bağlantılı kanatçıklı elemanlarda ısı transferi bağlantısız elemanlara göre çok yüksek olacağı (Fuji vd.,1988); ve Russels vd., 1982 tarafından gösterilmiş bunlarla ilgili benzer çalışmaların sonuçları verilmiştir. Bu tür akış geometrilerinin uygulanabileceği alanlar endüstriyel uygulamalar ve bilgisayar teknolojisinde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapılan deneyler sonucunda ısı transferini artırmak için etkili bir yöntem olduğunu göstermiştir. Benzer çalışmaların sonucu olarak Mendes ve Sparrow, 1984; Garg ve Maji, 1988 ve Kotcioğlu ve Ayhan, 1988 bu tür uygulamaların ısı transferini artırdığı yönündedir.

Konveksiyonla ısı transferi, elektronik ekipmanların ve küçük motorların soğutulmasında yaygın olarak kullanılır. Bir çok şekilde uygulama alanları vardır. Düşey bir kanal içerisinde farklı akış konfigürasyonları için elektronik ekipman uygulamalarında oldukça ilgi çekicidir. Bu küçük ekipmanlar arasına bazen kanatçıklardan oluşturulan çok küçük kanatçıklar yerleştirilebilir.

Hücre duvarları sabit sıcaklıkta veya sabit ısı akısıyla ısıtılarak çalışmalar yürütülmüştür. Düşey bir kanalda doğal konveksiyonla ilk önemli çalışma Elenbas, 1942 tarafından yapılmıştır. Değişik geometrilerle serbest konveksiyonla ilgili deneysel analitik olarak çalışılmıştır. Kanal cidarları üniform sıcaklıkta tutulmuştur. Paralel kanatçıklı bir kanalda doğal konveksiyonla ilgili deneysel çalışma sabit duvar sıcaklığında ve sabit ısı akısında yürütülmüştür (Engel ve Mauller, 1967). Üniform duvar sıcaklığı ile düşey kanaldan doğal konveksiyonla sonlu elemanlar metodu kullanılarak Ofi vd., 1977 tarafından çalışılmıştır. Çalışmaları Bodoia vd., 1962'nin sonlu farlar çözümleri ile benzerlik göstermiştir.

Bu durumlarda yapılan çalışmalarda, kanatçık içeren kanallar kanatçık içermeyen kanalların yerine kullanılarak ısı transferi ve akış kanatçıklardan dolayı etkilenmiştir. Floryan ve Novak, 1995 çoklu düşey paralel kanalları doğal konveksiyon çalışarak incelemiştir. Çalışmalarında komşu kanalların birbirleri ile konveksiyonla ısı transferinden dolayı etkilendiği ifade edilmiştir. Kısa boylu düşey kanalda Sparrow ve Prakash, 1980 doğal konveksiyonla Nusselt sayısının arttığını belirtmişlerdir. Fakat Nusselt sayısı uzun boylu düşey kanalda azaldığını ifade etmişlerdir.

Bu tür deneysel çalışmaların amacı düşey kanallara yerleştirilmiş olan kanatçıkların etkisini araştırmaktadır. Kotcioğlu ve Ayhan, 1988 değişik açılı daralan-genişleyen kanatçıklı kanallarda laminar ve türbülanslı akışta ısı transferini incelemiş kanatçık ve açısının optimum yüzey geometrisini ve basınç düşümünü incelemiştir. Palasundar ve Sastri, 1994 ard arda dizilmiş farklı yüzey geometrisine sahip vortex elemanlarda ısı transferinin değişimini incelemiştir. Lee, 1986 dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkisi ve basınç düşümünü incelemiştir. Deb vd., 1995 değişik tip vortex üreteçlerle ilgili olarak laminar ve türbülanslı akışta ısı ve akış karakteristiklerini çalışmış, benzeri türden çalışmalarla ilgili geniş bir araştırma yapmışlardır. Doğal veya zorlanmış taşınım ile elektronik sistemlerin soğutulmasında bir çok çalışma yapılmış olup bunların genel bir değerlendirilmesi Incorpera, 1988 tarafından yapılmıştır.

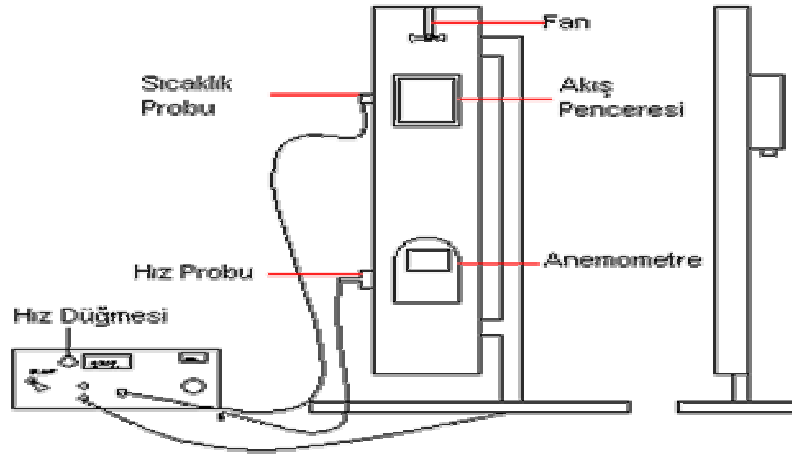
Sunulan bu deneysel çalışmada düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda periyodik olarak yerleştirilen daralan-genişleyen kanatçıklar, silindirik kanatçıklar ve paralel düzlem yüzey kanatçıkların doğal ve zorlanmış konveksiyon da ki etkileri araştırılmaya çalışılmıştır.

## 2. DENEYSEL ÇALIŞMA

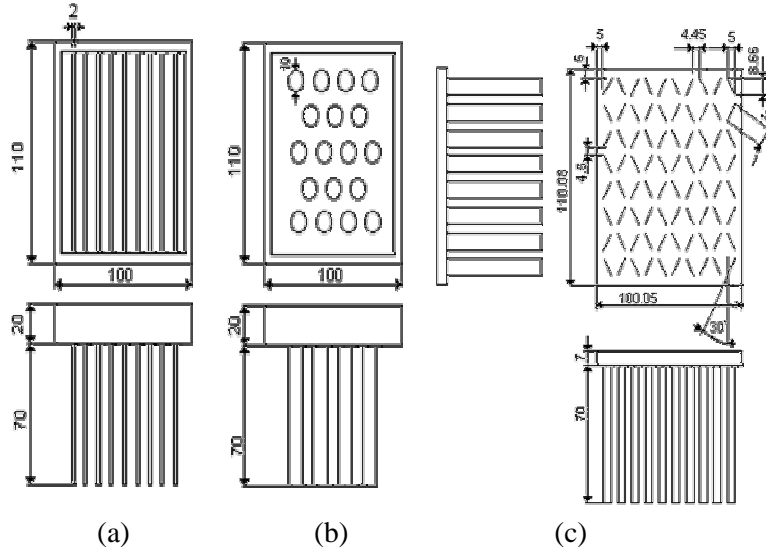
Dikdörtgen kesitli düşey kanala sahip deney sisteminin şematik resmi Şekil 1'de gösterilmiştir. Bu düşey kanal üzerinde kanal içerisinden akan akışkanın hızını ve sıcaklığını ölçmek için boru gövdesi üzerinde prop delikleri bulunmaktadır. Bu deliklerden hız ve sıcaklık propları yardımıyla kanal içerisinden geçen akışkanın hızını ve kanatçıklar üzerinden üç farklı yerden kanatçık yüzey sıcaklığı ve gövde sıcaklığı ile sisteme giriş ve çıkış sıcaklıkları farklı hızlarda deney yapılarak ölçülmüştür.

Ayrıca sistemdeki düşey kanal içerisine yerleştirilen deney elemanlarına ait şematik resimler Şekil 2'de görüldüğü gibi kanal genişliği, yüksekliği ve kanatçıkların özellikleri sıra ile verilmiştir. Deney elemanındaki kanatçıklar gövde yüzeyine freze tezgahında işlenerek sıkı geçme şeklinde monte edilmiştir.

Bu yüzden kanatçıklar ve kanatçıkla gövde arasında iyi bir temas sağlanmıştır. Her bir deney elemanı için iki ayrı deney gerçekleştirildi. Kararlı rejim şartları oluşuncaya kadar beklendikten sonra termocupul yardımı ile gövde ( $T_h$ ) sıcaklığı okunur. Daha sonra sıcaklık probu vasıtası ile kanatçık üzerinden üç ayrı noktadan sırayla gövde ve T1, T2, T3 sıcaklıkları okunur. Önce her bir model için 20, 40, 60, 80 W'lık ısı akılarında doğal konveksiyon deneyleri yapılmıştır.



Şekil 1. Deney düzeneği



Şekil 2. Kanatçık tipleri (a) Paralel düzlem yüzey kanatçık, (b) Silindirik kanatçık, (c) Daralan-genişleyen kanatçık

Sonra aynı deney elemanları ile aynı ısı akılarında ve 0.5-1.0-1.5-2.0 m/sn lik farklı hızlarda zorlanmış taşınım deneyleri yapılmıştır.

Deney elemanını ısıtmak için üniform ısı akısında elektrikli güç kaynağı ile deney elemanı ve ona bağlı kanatçıklar ısıtılarak gövde ve kanatçık yüzeyinde farklı noktalardan yüzey sıcaklıkları bakır-constant termo- çiftlerle ölçülmüştür

Termo-çiftler, digital woltmetre kullanılarak  $\pm 1 \mu\text{m}$  hassasiyette sıcaklıklar ölçüldü. Isı akısını ölçmek için bir wattmetre ve zorlanmış taşınımında kanaldan geçen akışkanın hızını ölçmek için hız anomometresi kullanılmıştır. Hız ölçümleri dikdörtgen kesitli kanala girişte kanal kesitinin tam orta noktasından anomometreye bağlı hız probu ile m/sn cinsinden ölçülmüş ve okunmuştur. Kanat üst yüzeyine yerleştirilen fan yardımıyla hava emilerek kanal içerisinden belirli debi ve hızlarda geçmesi sağlamaktadır.

Kullanılan kanatçık tipi, bu kanal duvarındaki akrilik pencere yardımıyla görülebilir. Buradan renklendirilmiş akışkan gönderilerek akışkanın kanatçıklar arasındaki akış biçimi ve sınır tabaka yenilenmesinin fotoğrafları çekilmiştir. Eşanjör yüzeylerinin arkasında bulunan

ısıtıcı yüzeyler ısıtılarak, akışkan ve ısıtıcı yüzey arasında ısı geçişine neden olan bir sıcaklık farkı oluşur. Bu kanal deney düzeneğinde, hava hızının ve sıcaklığının kolayca ölçülmesine imkan verecek şekilde yerleştirilmiştir. Yukarıda deney elemanında gösterildiği gibi deney elemanları dikdörtgen kesitli düşey kanal içerisine sıra ile yerleştirilerek her bir deney elemanı için önce doğal taşınım deneyleri farklı sıcaklıklarda yapılmıştır. Sonra aynı deney elemanı değiştirilmeden zorlanmış taşınım deneyler yine farklı sıcaklık ve hızlarda yapılmıştır.

## 2.1. Yüzeyden Isı Geçişini Artırmak İçin Kanatçıklı Yüzeylerin Kullanılması

Genişletilmiş yüzeyler tanımı genellikle sınırları içinde iletimde ısı geçişi sınırları ile çevresi arasında ise taşınım ve/veya ışınım ile ısı geçişi olan bir katı için kullanılır. Bir cisimden transfer edilen ısı miktarı, akan akışkan ile temas eden yüzeyin artırılması ile artırılabilir. Çeşitli uygulama yerlerine göre cismin boyutlarını uygun bir şekilde artırmak çoğu kere zor olabilir. Bunun için cismin akan akışkan ile temas eden yüzey kanatçıklar eklemek suretiyle ısı transfer yüzeyi artırılabilir. Yani taşınım ve iletimin birlikte gerçekleştiği birçok farklı durum olmakla birlikte, en sık karşılaşılan uygulamalardan biri katı ve çevresindeki akışkan arasında ısı geçişini artırmak için kullanılan genişletilmiş yüzeylerdir. Bu tür yüzeylere kanat adı verilir.

Isı geçişi olacak bir cisimde, sıcaklığı  $T_h$  sabit ise, ısı geçişini artırmanın iki yolu vardır; akışkanın hızı yükseltilerek ısı taşınım katsayısı artırılabilir ve/veya akışkan sıcaklığı  $T_\infty$  azaltılabilir. Biz deneyimizde ısı geçişini artırmak için akışkanın hızını yükselttik. Bununla beraber ısı taşınım katsayısının en yüksek değere artırılması bile istenen ısı geçişini elde etmeye yeterli olmayabilir. Başka bir deyişle ısı geçişinin gerçekleştiği yüzeylerin artırılması ile yani kanatçıklar ile artırılabilir.

İdeal olarak, kanat dibinden ucuna kadar sıcaklık değişimi en az olması için, kanat malzemesi yüksek bir ısı iletim katsayısına sahip olmalıdır. Isı iletim katsayısının sonsuz olması durumunda, tüm kanat yüzey sıcaklığında olacak, en fazla ısı geçişi artışı sağlanacaktır. Basit bir ısı değiştirgeci düzeninde, ısı sıcak akışkandan soğuk akışkana metal duvar vasıtası ile transfer edilir. Isı akım duvarını ısı transfer alanı ve iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı ile orantılıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$Q = k A (T_h - T_\infty) \quad (1)$$

Bu eşitlikten de görülebileceği gibi ısı akımını artırmak için ısı transferi yüzeyini sıcaklık farkını veya toplam ısı transferi katsayısını artırmak gerekir. Sistemler genellikle verilen sıcaklık farklarında çalıştığından, pratikte sıcaklık farkı sınırlıdır. Taşınım la ısı transferi bölümünde göreceğimiz gibi toplam ısı transferi katsayısını artırma imkanları da sınırlıdır. Bu durumda ısı akımını artırmak için en basit yöntem ısı transferi yüzeyini artırmaktır. Bu nedenle yüzeyler üzerine çeşitli geometrik şekillere sahip kanatçıklar eklenir.

Kanatçıkların kesit alanları farklı olabileceği gibi, kanatçık malzemesi yüzey malzemesi ile aynı veya farklı olabilir. Farklı olması durumunda, kanatçıklar sıkı geçme, kaynak, lehim ve buna benzer yöntemlerle yüzeye tespit edilirler. Bu durumda, ısıl temasın mükemmel olması önemlidir. Aksi halde ısı transferine ek bir direnç (temas ısıl direnci) oluşur.

Borunun veya levhanın iç ve dış yüzeyinde ısı transferini taşınım la olması durumunda, genellikle kanatçıklar ısı transferi katsayısının düşük olduğu yüzeylere tespit edilirler. Kanatçıklı bir yüzeyden ısı akımını belirleyebilmek için kanatçıklardaki sıcaklık dağılımlarının bilinmesi gerekir. Bu çalışmada üç ayrı noktadan kanatçık sıcaklığı ve ayrıca gövde sıcaklığı ölçülmüştür.

### 3. KANATÇIKLI YÜZEYLER İÇİN TOPLAM ISI TRANSFERİ KATSAYISI

Pratikte bir yüzey kanatçıklı ve kanatçıksız yüzeylerden oluşmaktadır. Böyle bir yüzeyden transfer edilen ısı yüzeyin kanatçıklı ve kanatçıksız kısımlarından transfer edilen ısıların toplamına eşit olacaktır.

$$\dot{Q} = A_{k_t} \cdot \eta_f \cdot \alpha \cdot \theta_b + (A_t - A_{k_t}) \alpha \cdot \theta_b \quad (2)$$

veya bu eşitlik aşağıdaki gibi yazılır.  $A_t$  yüzeyin toplam ısı transfer alanı,  $A_{k_t}$  kanatçıkların toplam ısı transfer alanıdır.

$$\dot{Q} = A_t \cdot \alpha \cdot \theta_b \left[ \frac{A_{k_t}}{A_t} \eta_f + 1 - \frac{A_{k_t}}{A_t} \right] \quad (3)$$

Bu eşitliklerde;  $A_t$  yüzeyin toplam ısı transfer alanı,  $A_{k_t}$  kanatçıkların toplam ısı transfer alanı,  $\eta_f$  kanatçık verimini  $\theta_b$  sıcaklık farkını ifade etmektedir. Kanatçıklı yüzeyler için kanatçık verimi

$$\eta_f = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (4)$$

şeklinde yazılır, veya aynı eşitlik kanatçık ısı transfer yüzey alanları da dikkate alınarak verim ifadesi

$$\eta = 1 + \frac{A_{k_t}}{A_t} (\eta_f - 1) \quad (5)$$

eşitliği ile verilmiştir. Burada  $\eta_f$  kanatçık verimidir. Kanatçıklı düzlem bir yüzeyden toplam ısı akısı

$$Q_d = \eta \times A_t \times \alpha \times (T_h - T_\infty) \quad (6)$$

eşitliği ile verilir.  $T_h$  ve  $T_\infty$  sıcaklıkları sıra ile duvar ve ortamdaki hava sıcaklığı olarak alınmıştır.

Buradan hareket ederek bu ifade Eşitlik 3 ve Eşitlik 5 dikkate alınırsa kanatçıklı bir yüzeyden geçen ısı akımı;

$$\dot{Q} = \eta \cdot A_t \cdot \alpha \cdot \theta_b \quad (7)$$

eşitliği ile elde edilir.

Doğal taşınım ile ısı transferi deneylerinden önce kanaldan çevreye ısı kayıpları gövde ve ortam sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkının bir fonksiyonu olarak elde edilir. Sonra gövde ve kanatçık sıcaklıkları kararlı hale ulaştıktan sonra ölçümler alınarak ortalama duvar sıcaklığı  $T_f$  aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T_h = \frac{1}{L} \int_0^L T(x) dx \quad (8)$$

aynı şekilde ortalama duvar yüzey sıcaklığı

$$T_h = \frac{T_2 + T_\infty}{2} \quad (9)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu eşitlikte  $T_2$  Farklı ısı gücü için tekrarlanan ölçümlerle sıcaklık farkı ve ısı kaybı arasındaki ilişki elde edilir. Bu ilişki kullanılarak sıcaklık farkına karşılık gelen ısı kaybı hesaplanır. Bu yüzden doğal taşınım ile transfer edilen transfer oranı

$$Q = Q_e - Q_k \quad (10)$$

eşitliği ile elde edilir. Burada  $Q_e$  sisteme elektrikli ısıtıcı ile verilen ısı,  $Q_k$  ise kanaldan kaybolan ısıyı göstermektedir. Dikdörtgen kesitli kanaldan geçen akışkanla ilgili olarak Reynold sayısının hesabı

$$Re_L = \frac{U_m L}{\nu} \quad (11)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu eşitlikte  $U_m$  kanaldan geçen akışkanın ortalama hızını,  $L$  deney elemanının kanatçık boyunu,  $\nu$  akışkana ait kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Elde edilen Reynold sayısına bağlı olarak ilgili kanatçıklar için sürtünme katsayısı

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right) \cdot \rho_h \cdot \frac{U_m^2}{2}} \quad (12)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu eşitlikte  $\rho_h$  film sıcaklığındaki havanın yoğunluğunu,  $\Delta P$  dikdörtgen kesitli kanalda giriş ve çıkış arasındaki basınç farkını,  $U_m$  akışkanın ortalama hızını ifade etmektedir.

Üniform ısı akısında elde edilen Nu sayıları, ortam sıcaklığı ve kanatçık üzerinde alınan üç ayrı noktadan kanatçığın orta noktasından ölçülen ( $T_2$ ) duvar sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına göre hesaplanmıştır. Daha sonra Nu sayısı ifadesi

$$Nu = \frac{\alpha \cdot b}{\lambda} = \frac{q \cdot b}{\lambda \cdot (T_2 - T_\infty)} \quad (13)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada  $b$  kanal genişliğidir. Üniform ısı akısı için Groshoff ve Rayleigh sayıları aşağıdaki eşitliklerle sıra ile hesaplanmıştır. Havanın fiziksel özellikleri  $T_h = (T_2 + T_\infty) / 2$  ortalama sıcaklığı için, Ra ve Gr sayıları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Gr sayısı

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot q \cdot b^4}{\nu^2 \cdot \lambda} = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot (T_2 - T_\infty)}{\nu^2} \quad (14)$$

eşitliği ile verilir ve bu serbest konveksiyonda akan akışkanı tanımlamak için kullanılır. ( $\beta$ ) sabit basınçta maddenin izobarik sıkıştırılabilirliğini ifade etmektedir. Buradan Rayleigh sayısının hesabı Gr ve Pr sayısına bağlı olarak aşağıdaki şekilde

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \quad (15)$$

eşitliği ile verilmiştir. Reynold sayısına bağlı olarak Ortalama Nusselt Sayısı ( $Nu_L$ )

$$Nu_L = 0.664 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re_L^{1/2} \quad (16)$$

şeklinde verilmiştir. Nusselt sayısından hareket ederek ortalama ısı transfer katsayısı ( $\alpha$ )

$$\alpha = \frac{Nu_L \cdot \lambda}{L} \quad (17)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada  $\lambda$  ısı iletimi katsayısıdır. Verilen bu bağıntılarla hesaplamalar her bir deney elemanı için farklı sıcaklık değerlerine göre hesaplanmıştır.

#### 4. DATA ANALİZİ

Deney sonuçlarını karşılaştırmak için, deneyler aynı boyutlara sahip olan farklı kanatçıklı deney elemanları kullanılarak gerçekleştirildi. Doğal taşınım ile ısı transferi deneylerinden önce kanaldan çevreye ısı kayıpları gövde ve ortam sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkının bir fonksiyonu olarak elde edilir. Gövde ve kanatçık sıcaklıkları kararlı hale ulaştıktan sonra ölçümler alınarak ortalama duvar sıcaklığı  $T_h$  Eşitlik 9'daki gibi hesaplanır.

Farklı elektrik gücü için tekrarlanan ölçümlerle sıcaklık farkı ve ısı kaybı arasındaki ilişki elde edilir. Bu ilişki kullanılarak sıcaklık farkına karşılık gelen ısı kaybı hesaplanır. Bu yüzden doğal taşınım ile transfer edilen transfer oranı Eşitlik 7'de hesaplanmıştır.

Üniform ısı akısında elde edilen Nu sayıları, ortam sıcaklığı ve deney elemanının orta noktasından ölçülen duvar sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına göre Eşitlik 13 ile hesaplanmıştır. Üniform ısı akısı için Groshoff ve Rayleigh sayıları aşağıdaki eşitliklerle sıra ile hesaplanmıştır. Havanın fiziksel özellikleri  $T_f = (T_2 + T_\infty) / 2$  ortalama sıcaklığı için Gr, Ra ve Nu sayıları ayrı ayrı Eşitlik 14, 15 ve 16 ile hesaplanmıştır.

#### 5. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Deneyler önce kanatçıksız yüzeyde ve dikdörtgen kesitli kanalda, daha sonra Şekil 1'deki deney düzeneği ve Şekil 2'de gösterilen deney elemanları ile deneyler farklı hız ve ısı yükü ile gerçekleştirilmiştir. Kanatçık yüzeyinden farklı üç nokta ve gövdeden sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Kanatçıklı deney elemanlarına ait özellikler Şekil 2'de gösterilmiştir.

Şekil 3, Şekil 4 ve Şekil 5'te görüldüğü gibi sıra ile her bir modele ait kanatçık sıcaklığının kanatçık boyuna göre değişimi verilmiştir. Her bir model için sisteme aynı miktarda Q ısı verilmektedir. Görüldüğü üzere elde edilen sıcaklık değeri bakımından sonuçlar değerlendirildiğinde daralan-genişleyen kanalda sıcaklık artışı diğerlerine göre daha fazladır. Buda bu modelin ısıyı daha iyi ilettiğini göstermektedir.

Aynı şekilde, Şekil 6, Şekil 7, Şekil 8 ve Şekil 9'da verilen grafikler incelendiğinde, 0.5, 1.0, 1.5 ve 2.0 m/sn hızları için her bir deney elemanında 20, 40, 60 ve 80 watt verilen ısı yükünde Re ve f sürtünme katsayısı arasındaki değişim incelenmiştir. Daralan-genişleyen tipte sürtünme katsayısının daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Buda basınç kaybının diğerlerinden daha fazla olduğunu ifade etmektedir. Aynı şekilde Şekil 10, Şekil 11, Şekil 12 ve Şekil 13'te Nu ve Re sayıları arasındaki değişim incelenmiş 20, 40, 60 ve 80 watt ısı yükünde daralan-genişleyen tipte daha iyi ısı transferinin gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

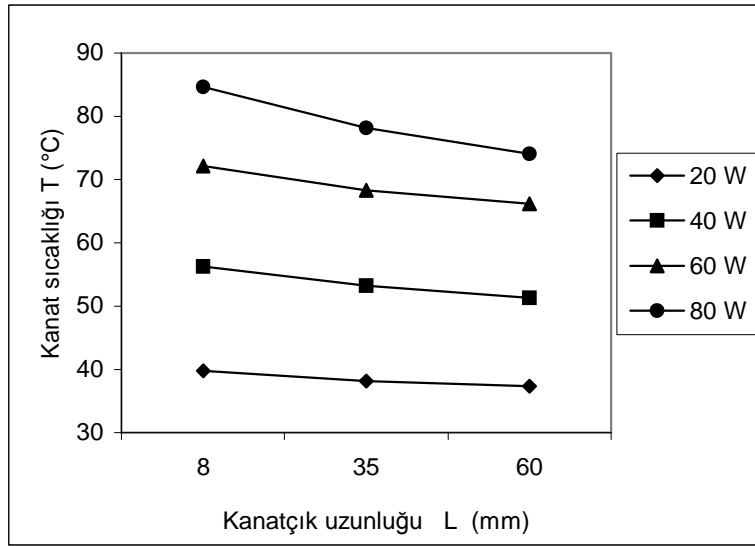
#### 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Dikdörtgen kesitli düşey bir kanalda kanatçıklı yüzey elemanları ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar ayrı ayrı karşılaştırılmıştır. Hesaplamalarda  $T_f$  sıcaklığı esas alınmıştır. Deneylerde elde edilen sonuçlar Şekil 3'ten Şekil 13'e kadar olan grafiklerde ayrı

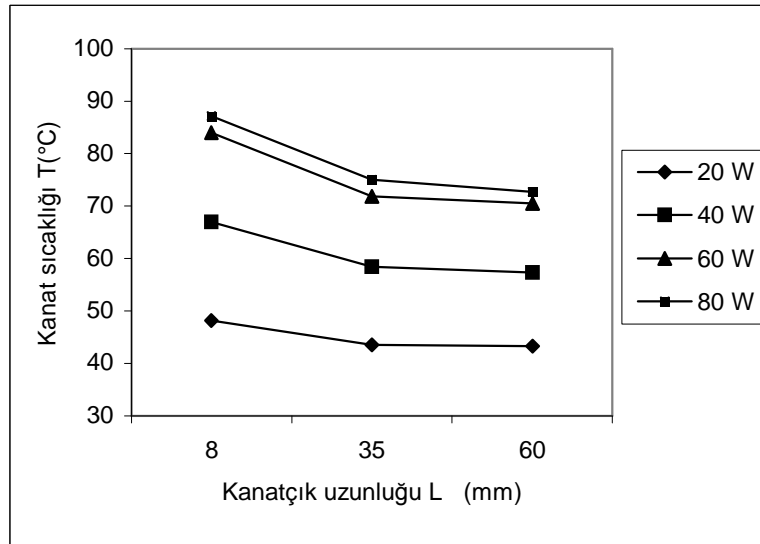


ayrı verilmiştir. Bu grafiklerde kanatçık sıcaklığı ve kanatçık uzunluğu arasındaki ilişkiler gösterilmiştir. Kendi aralarında mukayese yapıldığında etkinlik ve performans açısı bakımından kanatçıklı elemanlar arasında sırasıyla daralan-genişleyen kanatçıklı deney elemanı diğerlerinden daha iyi ısı transferini iyileştirdiği gözlenmektedir. Daha sonra sırasıyla silindirik kanatçıklı ve düzlem yüzey kanatçıklı deney elemanı gelmektedir. Bunlara ait kanatçık verimleri hesaplandı.

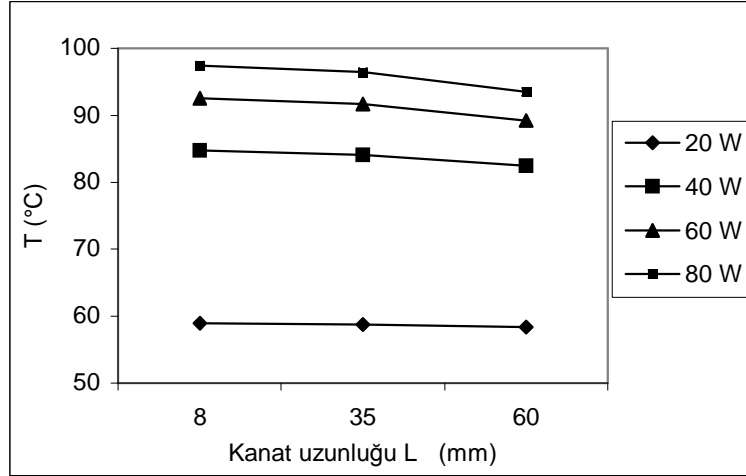
Reynold sayısı arttıkça ısı transferindeki iyileşme de giderek artmaktadır. Kanatçıklar arasındaki sınır tabaka yenilenmelerinin ve akışa dik yöndeki ikincil akışların ısı transferinin iyileşmesine neden olduğu sonucuna varılmıştır. Bu tür elemanların farklı şekillerde dizayn edilmesi suretiyle özellikle soğutma sistemlerinde daha etkin olacağı gözlenmiştir.



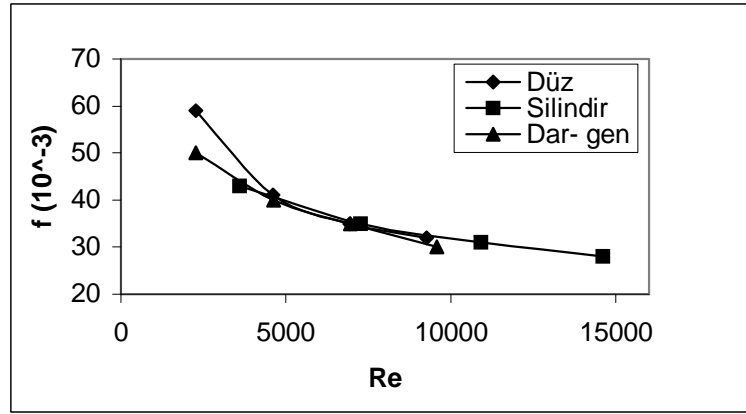
Şekil 3. Düzlem kanatçıklı levhada doğal taşınım için kanatçık uzunluğu (L) - kanatçık sıcaklığı değişimi ( $T_H - T_\infty$ )



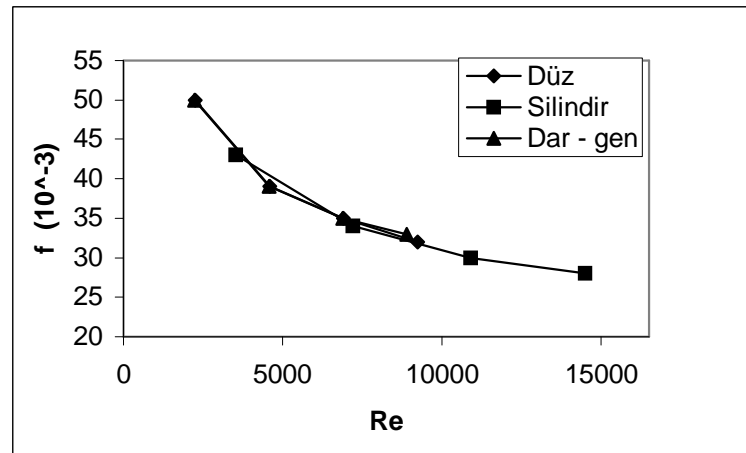
Şekil 4. Silindirik kanatçıklı levhada doğal taşınım için kanatçık uzunluğu (L) - kanatçık sıcaklığı değişimi ( $T_H - T_\infty$ )



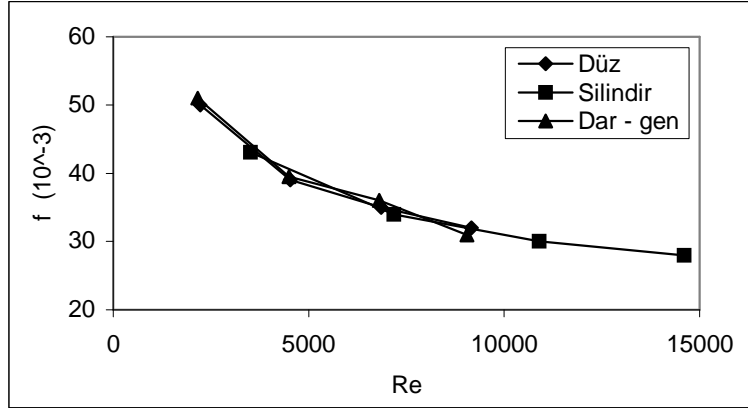
Şekil 5. Daralan-genişleyen kanatçıklı levhada doğal taşınım için kanatçık uzunluğu (L) - kanatçık sıcaklığı değişimi ( $T_H-T_\infty$ )



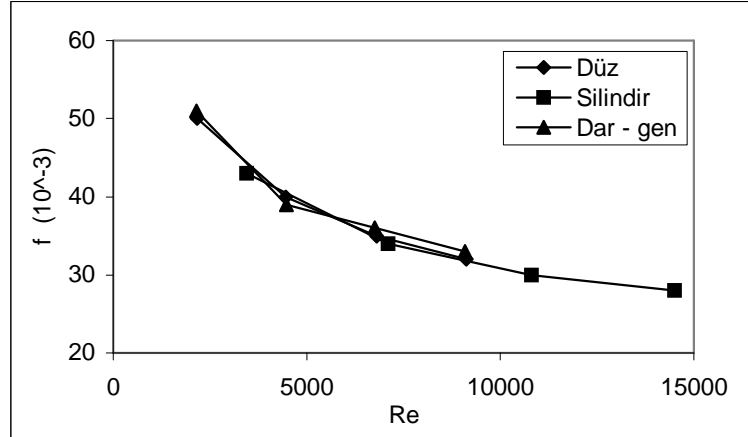
Şekil 6.  $U=0.5, 1, 1.5, 2$  m/s hızları için Re - f değişimi (20 W)



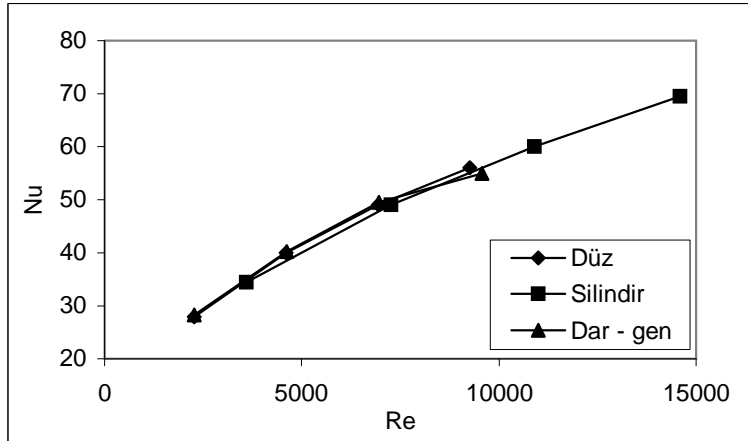
Şekil 7.  $U=0.5, 1, 1.5, 2$  m/s hızları için Re - f değişimi (40 W)



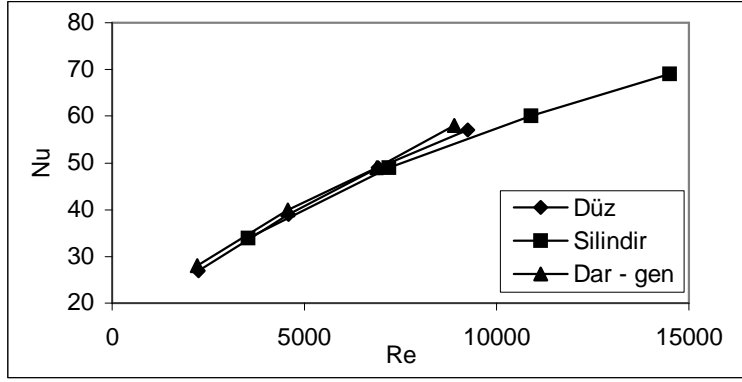
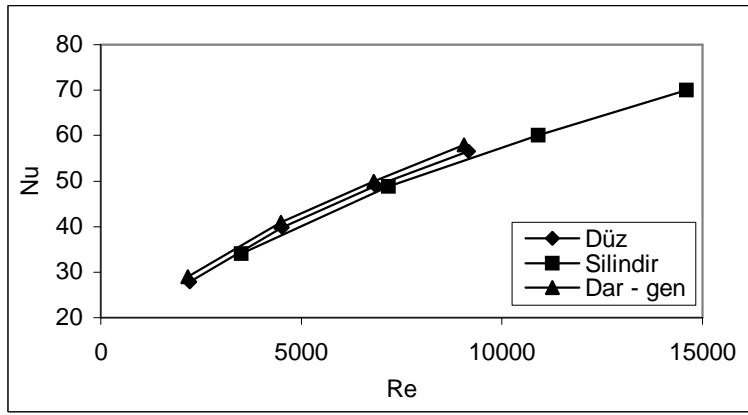
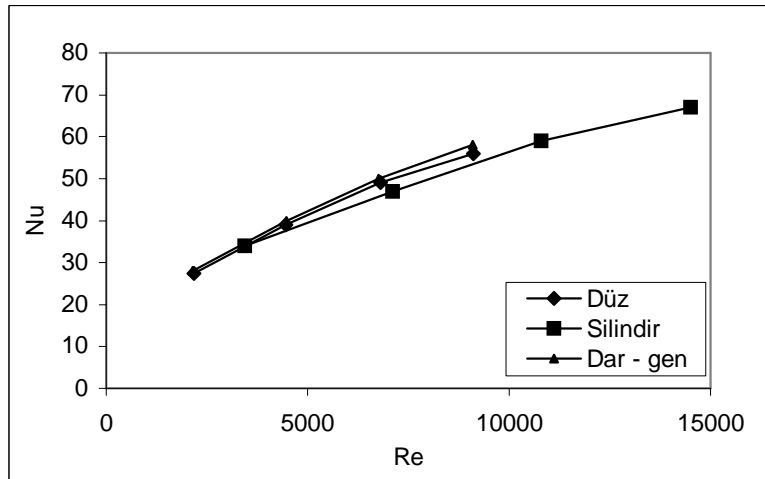
Şekil 8. U=0.5, 1 ,1.5, 2 m/s hızları için Re - f değişimi (60 W)



Şekil 9. U=0.5, 1 ,1.5, 2 m/s hızları için Re - f değişimi (80 W)



Şekil 10. U=0.5, 1, 1.5, 2 m/s hızlar için Re - Nu değişimi (20 W)

Şekil 11.  $U=0.5, 1, 1.5, 2$  m/s hızlar için Re - Nu değişimi (40 W)Şekil 12.  $U=0.5, 1.0, 1.5, 2$  m/sn hızlar için RE-Nu değişimi (60 W)Şekil 13.  $U=0.5, 1, 1.5, 2$  m/s hızlar için Re - Nu değişimi (80 W)

**KAYNAKLAR**

- Briggs D.C., London A.L. (1961): "The Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Five offset Rectangular and Six plain triangular Plate-Fin Heat Transfer Surfaces", Proceeding International Development in Heat Transfer, ASME, p.122-134.
- Deb P., Biswas G., Mirta N. K. (1995): "Heat Transfer and Flow Structure in Laminar and Turbulent Flows in a Rectangular Channel with Longitudinal Vortices", Int. J. Heat Mass Transfer, V. 38, p.2427-2444.
- Elenbaas W. (1942): "Physica", V.9, 865
- Engel R. K., Mauller W. K.(1967): "An Analytical Investigation of Natural Convection in Vertical Channels", ASME Paper, No.67-HT-16
- Floryan J. M., Novak, M. (1995): "Int.J.and Fluid Flow", V.16, 244.
- Fuji M., Sensimo Y., Yamanaka G.(1988): "Heat Transfer and Pressure Drop of Perforated Surface Heat Exchanger with Passage Enlargement and Contraction", Int. J. Heat Mass Transfer, V. 31, p. 135-142.
- Garg V. K., Maji P. K. (1988): "Laminar Flow and Heat Transfer in a Periodically Converging – Diverging Channel", Int. J. for Numerical Methods in Fluids, V. 8, p.579-597, 1988.
- Incorpera F. P. (1988): "Convection Heat Transfer in Electronic Equipment Cooling", ASME J. Heat Transfer, V.110, (Nov.1988), p.1097-1111.
- Kays W., London A.L. (1954): "Compact Heat Exchangers a Summary of Basic Heat Transfer and Flow Friction Design Data" Tr No 23 Department of Mecanical Eng, Standford Clif.
- Kotcioğlu I., Ayhan T. (1998): "Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel with Wing-Type Wortex Generator" J. of Eng. and Env. Science, V. 22,p.185-195.
- Lee Y.N. (1986): "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Array of Plates Aligned at Angles to the Flow in a Rectangular", Int. J. Heat Mass Transfer, p.1533-1563.
- Maughan J.R., Incorpora F.P. (1991): "Use of Vortex Generators and Ribs for Heat Transfer Enhancement at the top Surface of a Uniformly Heated Horizantel Channel Convection Flow", Transaction of the ASME ,Vol. 113, p.504-507.
- Mendes P.S., Sparrow E.M. (1984): "Periodically Converging-Diverging Tubes and their Turbulent Heat Transfer, Pressure Drop, Fluid Flow and Enhancement Charecteristics" Int. J. Heat Transfer, 106, 55-63.
- Ofi O., Hetherington H.J. (1977): "Int. J. Heat Mass Transfer", V.20, 1195
- Palasundar P., Sastri V. M. K. (1994): "Natural Convection Heat Transfer in Overlapping Discrete Plate Arrays" Int. J. Heat Mass Transfer, V. 37, p. 107-111.
- Russels C.M.B., Jones T.V., Lee G.H. (1982): "Heat Transfer Enhancement Using Vortex Generators", Proceedings of the Seveth International Heat Transfer Conferance, Munich, V. 3, p. 283-288.
- Sparrow E.M, Prakash C. (1980): "Journal of Heat Transfer", V.102,215
- Yılmaz T., Ayhan T : "Birbiri ile Bağlantılı Daralan- Genişleyen Kanallarda Isı Transferi" Isı Bilimi ve Tekniği 4.Ulusal Kongresi Bildiriler Kitabı, s. 133-149.
- Yılmaz T. (1977): "Kaydırılmış Levha Dizilerinde Laminar Akışta Isı ve Kütle Transferi" Doçentlik Tezi.

**SİMGELER**

- A: Isı Transfer Alanı (  $m^2$  )  
A<sub>kt</sub>: Kanatçıkların Toplam Isı Transfer Alanı (  $m^2$  )  
A<sub>t</sub>: Düz Kanatçıklı Levhanın Toplam Isı Transfer Alanı (  $m^2$  )  
b : Kanalın Genişliği (  $m^2$  )  
C<sub>p</sub>: Sabit Basıncındaki Havanın Özgül Isısı ( Kj/Kg.°K )  
D<sub>h</sub>: Hidrolik Çap  
d<sub>p</sub>: Silindirik Kanatçık Çapı ( m )  
f: Friction faktör  
g : Yerçekimi İvmesi ( m / sn<sup>2</sup> )  
λ : Isı İletim Katsayısı ( W / m.°K )  
L :Kanalın Boyu ( m )  
P: Kanatçığın Çevresi ( m )  
U: Eksenel Hız ( m/sn )  
T : Sıcaklık ( °K )  
q : Isı Akısı ( q=Q/A ), W/m<sup>2</sup>  
Q : Isı Transfer Oranı ( W )  
Q<sub>e</sub> : Elektrikli Isıtıcıya uygulanan elektrik gücü ( W )  
Q<sub>i</sub> : Ortamın kaybettiği ısı ( W )  
β : Akışın termal genleşme katsayısı [ 1 / °K ]  
ν : Kinematik vizkozite ( m<sup>2</sup>/sn )  
α : Isı Transfer Katsayısı ( W/m<sup>2</sup>.°K )  
μ: Dinamik Vizkozite ( N.s/m<sup>2</sup> )  
ρ: Havanın Yoğunluğu ( kg/m<sup>3</sup> )  
η: Atom Ağırlıklı Kanatçık Verimi  
η<sub>f</sub>: Kanatçık Verimi  
Gr :Grashoff Sayısı ( Gr= gβL<sup>3</sup>(T<sub>2</sub>-T<sub>∞</sub>)/ν<sup>2</sup> )  
Gz:Greatz Sayısı (Gz= Re.Pr d/L)  
Nu :Nusselt Sayısı (Nu= αL/λ)  
Pr :Prandtl Sayısı  
Ra : Rayleigh sayısı (Ra = Pr.Gr)  
Re: Dikdörtgen kesitli kanal hidrolik çapına göre Reynold sayısı (Re=U D<sub>h</sub>/ν)