



Performance analysis of a heat exchanger having slotted tube fins

Mehmet Kaya

Kocaeli University, Faculty of Aeronautics and Astronautics, Airframe and Powerplant Maintenance Department, Kocaeli, 41380, Turkey

Highlights:

- Passive methods to improve heat transfer
- Use of slotted tube elements in heat
- Establishment of mathematical models with response surface method

Keywords:

- Heat transfer enhancement
- Heat sink
- Slotted tube fins
- Response surface method
- Performance analysis
- Forced convection

Article Info:

Research Article
Received: 06.07.2017
Accepted: 24.10.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416505

Acknowledgement:

Correspondence:

Author: Mehmet Kaya
e-mail:
kaya.mehmet@kocaeli.edu.tr
phone: +90 262 351 3310

Graphical/Tabular Abstract

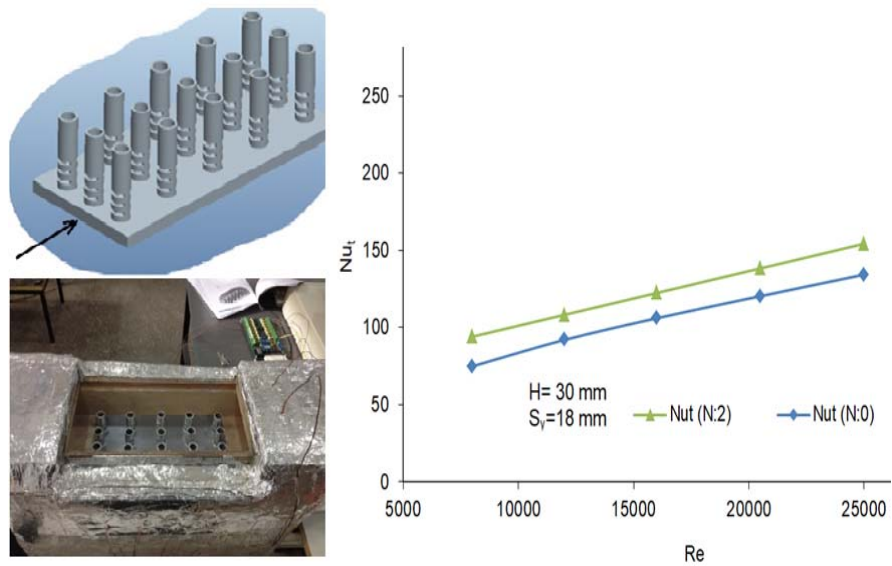


Figure A. The effect of tube fins slots on Nusselt number in different Reynolds numbers

Purpose: The systems used in many engineering applications generate additional heat due to their functions. The generated heat should be removed from the systems by effective heat transfer mechanisms so that the systems generating heat can work efficiently and cannot be damaged. The aim of this paper is to experimental investigation of the heat transfer and flow characteristics of slotted tube fins.

Theory and Methods: A suction type wind tunnel consisting of entrance zone, development zone, test section and exit section is used for the experimental study. The values of 30, 45 and 58 mm for fin height (H), 18, 27 and 36 mm for the distance between fins in the flow direction (S_y), 1, 2 and 3 for slot number (N), and 8000, 16000 and 25000 for Reynolds Number (Re) were determined as design parameters and values. Response Surface Method is used to established Mathematical models for Nusselt Number (Nu) and friction factor (f).

Results: According to obtained results, the slots which are open to the tube fins have a significant effect to improve heat transfer. From the results obtained, it is determined that Reynolds number is the most effective parameter on Nusselt number and fins height is the most effective parameter on friction factor.

Conclusion: The experimental results indicated that the model used in this study can be used for determining the Nusselt number and the friction factor. Increasing turbulence caused by slots on tube fins enhanced heat transfer.



Yarıklı boru kanatçıklara sahip ısı değiştiricisinin performans analizi

Mehmet Kaya*

Kocaeli Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Gövde-Motor Bakım Bölümü, Kocaeli, 41380, Türkiye

Ö N E Ç I K A N L A R

- Isı transferi iyileştirmede pasif yöntemler
- Yarıklı boru tipi elemanların ısı değiştiricilerinde kullanılması
- Yanıt Yüzey Yöntemiyle matematiksel modellerin oluşturulması

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 06.07.2017

Kabul: 24.10.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416505

Anahtar Kelimeler:

Isı transferinin iyileşmesi,
ısı alıcı,
yarıklı boru kanatçıklar,
yanıt yüzey yöntemi,
performans analizi,
zorlanmış konveksiyon

ÖZET

Birçok mühendislik uygulamalarında kullanılan sistemler, işlevleri gereği ısı üretmektedirler. Isı üreten sistemlerin verimli bir şekilde çalışması ve tahrip olmaması için üretilen ısının sistemlerden etkili ısı transfer mekanizmaları ile uzaklaştırılması gerekmektedir. Bu çalışmada, üzerine yarıklar açılmış boru tipi elemanların ısı transferi ile akım karakteristiklerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma yapılmıştır. Tasarım parametresi olarak kanatçık yüksekliği (H) için 30, 45 ve 58 mm, akış yönünde kanatlar arası mesafe (S_y) için 18, 27 ve 36 mm, yarık sayısı (N) için 1, 2 ve 3 ve Reynolds sayısı (Re) için 8000, 16000 ve 25000 değerleri seçilerek Yanıt Yüzey Yöntemi yardımıyla Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) için matematiksel modeller kurulmuştur. Deneysel sonuçlar, bu çalışmada kullanılan modelin Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü belirlemek için kullanılabilirliğini göstermektedir. Boru tipi kanatçıklara açılan yarıkların ısı transferini iyileştirmede kayda değer bir etki sağlandığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlardan Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerine, kanat yüksekliğinin ise sürtünme faktörü üzerine etkili parametre olduğu belirlenmiştir.

Performance analysis of a heat exchanger having slotted tube fins

H I G H L I G H T S

- Passive methods to improve heat transfer
- Use of slotted tube elements in heat exchangers
- Establishment of mathematical models with response surface method

Article Info

Research Article

Received: 06.07.2017

Accepted: 24.10.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416505

Keywords:

Heat transfer enhancement,
heat sink,
slotted tube fins,
response surface method,
performance analysis,
forced convection

ABSTRACT

The systems used in many engineering applications generate additional heat due to their functions. The generated heat should be removed from the systems by effective heat transfer mechanisms so that the systems generating heat can work efficiently and cannot be damaged. In this study, we tried to carry out this experimental research to determine the heat transfer and flow characteristics of slotted tube fins. The values of 30, 45 and 58 mm for fin height (H), 18, 27 and 36 mm for the distance between fins in the flow direction (S_y), 1, 2 and 3 for slot number (N), and 8000, 16000 and 25000 for Reynolds Number (Re) were determined as design parameters and values. Mathematical models have been established for Nusselt Number (Nu) and friction factor (f) through Response Surface Method. The experimental results indicate that the model used in this study can be used for determining the Nusselt number and the friction factor. It was observed that the slots which are open to the tube fins have a significant effect to improve heat transfer. From the obtained results, it was determined that Reynolds number is the most effective parameter on Nusselt number and fins height is the most effective parameter on friction factor.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: kaya.mehmet@kocaeli.edu.tr / Tel: +90 262 351 3310

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Endüstriyel uygulamalarda işlevleri gereği ısı üreten sistemlerden ısının etkin bir şekilde transfer edilmesi mühendisler için önemli bir konudur. Isı transferini arttırmak için pek çok yöntem mevcut olmasına rağmen, ısı alıcısı olarak kanatçıklı yüzeylerin kullanımı en yaygın yöntemlerinden biridir. Özellikle, bir dizi geometrik şekil ve boyutta üretilen ısı alıcıları türbin kanatlarının, elektronik devrelerin ve mikroişlemcilerin soğutulması gibi sistemlerden ısının alınması gereken uygulamalarda düşük maliyet ve güvenilirlik nedeniyle tercih edilirler.

Isı alıcıları özellikle mikroişlemcilerin ve elektronik devrelerinin soğutulması için kullanılan elektronik cihazlarda büyük öneme sahiptir. Elektronik devre elemanlarının sıcaklıklarını imalatçı tarafından izin verilen maksimum sıcaklık değerinin altında tutulması, cihazın performansı, güvenilirliği ve servis ömrü açısından büyük önem taşımaktadır. Elektronik cihazın tasarımı aşamasında termal koşullar dikkate alınmazsa devre elemanlarının sıcaklığı izin verilen değeri aşabilir ve cihazın arızalanmasına neden olabilir. Mikroişlemci teknolojisinin geliştirilmesine bağlı olarak mikroişlemci gücündeki artış, aynı zamanda mikroişlemcilerde ve entegre devrelerde ısı yoğunluğunda bir artışa neden olmuştur [1]. Bu nedenle, sistemden üretilen ısının giderilmesi konusu, önemli termal mühendislik araştırma konularından biri haline gelmiştir.

Bir soğutma fanı ve kanatçıklar içeren ısı alıcı elemanlar, elektronik yongaların ve mikroişlemcilerin soğutulması için yaygın olarak kullanılmaktadır [2-4]. Bu sistemlerin ısı performansını arttırmak için farklı geometri ve düzenli kanatçıklar üzerine birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmaktadır [5-7]. Deneysel çalışmalarda, çeşitli faktörlerin ısı transferi veya basınç düşüşü gibi performans karakteristikleri üzerindeki etkilerini belirlemek için çok sayıda deneysel konfigürasyonlar ve performans karakteristikleriyle ilişkili parametreler arasında modeller kurabilir [8, 9]. Geleneksel yöntemle yapılan deneysel çalışmalarda bir parametrenin sisteme olan etkisini belirlemek için, her seferinde o parametrenin değeri değiştirilirken diğer bağımsız parametreler sabit tutulur ve parametreler arasındaki etkileşim dikkate alınmaz.

Olası tüm konfigürasyonların bu şekilde denenmesi maliyeti artıracak ve aynı zamanda çalışma süresinin uzamasını sağlayacaktır. Bu engellerin üstesinden gelmek için, çeşitli istatistiksel deneysel tasarım yöntemleri kullanılabilir ve daha az deney ile daha güvenilir ve daha az maliyetli çalışmalar yapılabilir. Isı transferi geliştirme teknikleri, pasif, aktif ve bileşik teknikler olarak üç grubunda sınıflandırılabilir. Aktif teknikler, ekstra bir harici güç kaynağının kullanılmasını gerektirirken, pasif teknikler ek harici güç gerektirmez. Aktif veya pasif tekniklerin aynı anda bileşik olarak kullanılması, bu tekniklerin ayrı olarak kullanılmalarından daha etkili sonuçlar verebilir. Isı transferi iyileştirme teknikleri (pasif, aktif veya bileşik yöntemler),

termik santrallerde, endüstrilerde, buharlaştırıcılarda ısıtma ve soğutma olarak, klima cihazlarında, uzay araçlarında, otomobillerde, soğutucularda, elektronik cihazlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [10-12].

Bu gibi sistemlerden kaynaklanan ısıyı etkili bir şekilde kontrol etmek için, elektronik ekipman soğutucuları genellikle soğutma cihazları olarak kullanılır [13-15]. Termal performans hem ısı aktarım hızını artırarak hem de sürtünme faktörünü azaltarak iyileştirilebildiğinden, ısı alıcı sistemler sıklıkla sınırlı alanlara yerleştirilir. Ayrıca, paketleme teknolojilerinin geliştirilmesi ile ısı alıcı boyutları daha küçük boyutlara ulaşmıştır [16, 17]. Dolayısıyla, ısı alıcıların optimum tasarımı önem kazanmış ve araştırmacıların bu konuya olan çabalarını yoğunlaştırmıştır [18-20]. Sıvı akışkanlı termal sistemlerin tasarımını optimize etmek için sıralı yaklaşık optimizasyon tekniği gibi yaklaşık modeller kullanılmıştır. Genellikle, sıralı yaklaşık optimizasyon, optimizasyon sırasında gerekli olan bilgilere göre gradyan tabanlı ve fonksiyon tabanlı yaklaşımlar olarak iki kategoriye ayrılır. Gradyan temelli yaklaşımda, optimizasyon problemini yaklaştırmak için objektif fonksiyonlar ve/veya kısıtlamalar için gradyan bilgisi gereklidir. Bununla birlikte, tasarım duyarlılığının analizi yapılmak zorunda olduğundan, sonlu fark yöntemi ile yaklaşık yaklaştırmak durumuna genellikle erişilemez ve bazen de pahalıdır. Dolayısıyla, özellikle optimizasyon problemlerinde, akışkanları ve termal sistemleri optimize etmek için gradyan esaslı yaklaşım kullanılamaz. Bundan dolayı yaklaşık optimizasyon problemlerinde yalnızca optimizasyon işlevi gerektiren ve nispeten basit olan fonksiyon tabanlı yaklaşım kullanılabilir. Güven bölgesi algoritmasına dayalı ve deneylerin tasarımı ile ilgili yanıt yüzey yaklaşımı, fonksiyon temelli yaklaşımda en yaygın kullanılan metodolojidir [21, 22]. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) optimizasyon yapmak için bir çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır [23-25]. Bununla birlikte YYY'nin ısı alıcıları optimizasyonunda kullanımı hakkında çok az çalışma bildirilmiştir [26-28]. Park and Moon [29] ardışık yaklaşık optimizasyon (AYO) algoritmalarını kullanmış ve AYO algoritmalarından biri olan aşamalı karesel tepki yüzey yöntemini önermişlerdir. Diğer taraftan YYY, 1951 yılında Box ve Wilson tarafından geliştirilmiş ve ilk olarak kimya endüstrisinde uygulanmıştır. Myers ve Montgomery YYY'yi, proseslerin geliştirilmesi ve optimizasyonu için gerekli istatistiksel ve matematiksel tekniklerin birlikte kullanıldığı bir yöntem olarak tanımlamıştır. Sistemin yanıtı ile sistemin bağımsız değişkenleri arasındaki fonksiyonun modeli genellikle bilinmediğinden tahmin edilmesi yoluna gidilmektedir [30, 31]. YYY, proses değişkenlerinin deneysel uzayını araştırmak için deneysel stratejileri, sistemin yanıtı ve sistem üzerinde etkili olan bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi belirlemek için kullanılan ampirik modelleme tekniklerini içermektedir [32-34]. Delikli kare kanatçıkları olan bir ısı eşanjörünün performans analizi, Şahin ve Demir [35] tarafından Taguchi deneysel tasarım yöntemi kullanılarak araştırılmış ve çalışma, optimum tasarım parametreleri ve seviyeleri üzerine

yapılmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü performans parametreleri olarak kabul etmiş ve deney planı olarak bir $L_9(3^3)$ ortogonal diziyi deney planı olarak seçmişlerdir. Çalışmada ilk adım olarak, her bir hedef, hedeflerin önceliğini göz önünde bulundurarak ayrı ayrı optimize edilmiş. Kanatçık yüksekliği (H), kanatçık kalınlığı (D), kanatçıklar arasındaki geçiş genişliği (S_x) ve soğutma fanı ile kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) deney için kullanılan parametreler olarak seçmiş ve ısı performansı üzerine ekstenel-akışlı soğutma fanı ile paralel-düz kanatçıklı ısı alıcısı parametrelerinin tasarımının etkilerini araştırmak için çalışmalarında tepki yüzeyi metodolojisine dayanan sistematik bir deney tasarımını kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda ısı transferini iyileştirmek için delikli kare kanatçıklı test elemanlarının kullanılabilirliği belirtilmiştir.

Chiang vd. [19] YYY'yi, iğne kanatçıklı ısı alıcısının tasarım parametrelerinin termal performans üzerindeki etkilerini tanımlamak için kullanmışlardır. İğne kanatçık yüksekliği (H), çapı (D) ve kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) tasarım parametreleri olarak seçilmiş. Isıl direnç (R_{th}) ve basınç düşümü (ΔP) termal performans özellikleri olarak benimsenmiştir. Tasarım kısıtlamaları ile iğne kanatçıklı ısı alıcısının ısıl direncini (R_{th}) ve basınç düşümünü (ΔP) öngörmek ve optimize etmek için YYY'nin etkili bir yöntem olduğu vurgulanmıştır. Subaşı tarafından kompakt ısı değiştiricilerinde kullanılan metalik petek yapıların akış ve ısı transfer özelliklerini belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Kanatçık parametreleri ve değerleri olarak kanatçık yüksekliği için (H) 20, 40 ve 60 mm, kanatçık kalınlıkları için (t) 6, 10 ve 15 mm, kanatçıklar arası mesafe için (S_y) 20, 30, 40 mm, açı için (ϕ) 0° , 15° ve 30° ve Reynolds sayısı için ise 8 000, 16 000 ve 25 000 değerleri seçilmiştir. YYY yardımıyla Nusselt sayısı, ısıl direnç ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller oluşturulmuş. Minimum ısıl direnç ve sürtünme faktörünü veren tasarım parametrelerini belirlemek amacıyla çok amaçlı optimizasyon yapılmış. Yapılan çalışma sonucunda ısı transferini iyileştirmek için metalik bal peteğinden imal edilmiş test elemanlarının kullanılabilirliği belirtilmiştir [30]. Subaşı vd. [28] tarafından üzerinde iki delik bulunan içi dolu dairesel kesite sahip kanatların düz ve şaşırtmacalı diziliş durumunda ısı transferi, sürtünme karakteristikleri ve oluşan jet benzeri akışın etkilerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışma sonucunda ısı transferinin iyileştirilmesinde kanatçık kullanımının incelenen her durum için avantajlı bir yöntem olduğu ve düz dizilişin şaşırtmacalı dizilişe göre her iki hedef açısından da daha avantajlı olduğu belirlenmiştir. Bu çalışmada, akışa jet etkisi kazandırmak ve çevrinti bölgesinde akışı rahatsız edip ısınan bölgeleri etkileyerek ısı performansını artırılmasının sağlanması ile birlikte ısı değiştiricilerinde optimum akış ve ısı transfer özelliklerini belirlemek için literatür taramalarında kanatçık olarak incelenmesine raslanmayan yarık boru tipi elemanlarla deneysel bir çalışma yapılmıştır. Kanatçık yüksekliği (H), akış yönünde kanatçıklar arası mesafe (S_y), yarık sayısı (N) ve Reynolds sayısı (Re) tasarım değişkenleri olarak seçilmiş ve her bir tasarım parametresi 3

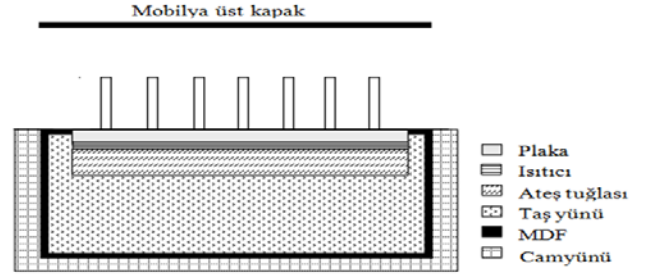
farklı seviyede incelenmiştir. Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü dikkate alınmıştır. Tasarım parametrelerinin performans istatistiği üzerine olan etkilerini belirleyebilmek ve tasarım parametreleri ile sistemin cevabı (performans istatistiği) arasındaki modelleri kurabilmek için Yanıt Yüzey Yönteminden yararlanılmıştır. Yanıt modellerini oluşturmak için gerekli verilerin elde edilmesinde ise Yüzey Merkezli Kompozit Tasarımından yararlanılmıştır [30]. Deneysel ve istatistiksel olarak kurulan matematiksel modellerin doğruluğu kanıtlanmış. Varyans analizi sonucunda, her bir tasarım parametresi ile bu parametrelerin birleşik etkilerinin sistemin cevabına olan katkıları belirlenmiştir.

2. TEORİK VE DENEYSEL METOT (THEORITICAL AND EXPERIMENTAL METHOD)

2.1. Deney Düzenegi (Experimental Setup)

Deneysel çalışmalarda şematik resmi Şekil 1'de gösterilen, giriş bölgesi, gelişme bölgesi, test bölümü ve çıkış kısmından oluşan emmeli tip rüzgâr tüneli kullanılmıştır. Test bölgesi 18 mm kalınlığında MDF mobilyadan imal edilmiş ve 112×60 mm ebatlarında olup 440 mm uzunluğundadır. Test bölgesinden önce 1320 mm boşluk bırakılarak akışın hidrodinamik olarak tam gelişmesi sağlanmıştır. Test bölgesinin altına MDF mobilya malzemesinden yapılan kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 30 mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş olup üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala 1000 W gücünde 220 V şehir şebekesi ile beslenen 85×210 mm ebatlarında ısıtıcı yerleştirilmiştir [30]. Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk önce 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile, diğer boşluklar ise seramik yünü (izolasyon malzemesi) ile doldurulmuştur. Termoelemanların ve basınç tapalarının yerleşimi ile ısıtma ünitesinin şematik gösterimi sırasıyla Şekil 2 ve Şekil 3'de görülmektedir. Ayrıca, kanalın tamamı dışarıdan plaka tipi cam yünü yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır. Isıtıcıyı besleyen güç girişi wattmetre ile kontrol edilebilir bir varyak aracılığıyla sağlanmıştır. Sabit ısı akışı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit güç verilmiştir. Havanın tünel içerisindeki hızı, sisteme bağlanan fanın güç girişine bağlanan bir varyağa uygulanan gerilim değiştirilerek kontrol edilmektedir. Ayrıca, şehir şebekesindeki dalgalanmaların etkisini azaltmak için sisteme voltaj düzenleyici bağlanmıştır. Test bölgesinin sonuna akışı karıştırıcı engeller konmuş ve havanın tünelden çıkış sıcaklığı bu karıştırıcıdan sonra okunmuştur. Tüm termoelemanlar deneylerde kullanılmadan önce PolyScience marka $\pm 0,1^\circ\text{C}$ doğruluklu, dijital göstergeli bir su banyosu kullanılarak 15°C ile 90°C aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir. Termoelemanlardan alınan veriler Advantec PCLD-HG 818 marka veri okuma kartı (Data Acquisition-DAQ) ile bilgisayar ortamına alınmıştır. Havanın test bölgesine giriş hızı ise TESTO 400 anemometre ile belirlenmiştir. Test bölgesi boyunca test elemanlarından meydana gelen basınç farkları, rüzgâr tüneli çerçevesine

monte edilen 0/+100 Pa aralığında çalışan KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri ile uygun doğrulukta doğrudan Pa biriminde okunmuştur. Test bölgesinin tabanında ısı transfer yüzey plakası olarak Al 1050 malzeme kullanılmıştır. Tapan plakası ile kanatçıklar arasında ısı geçişini engelleyen temas direncini azaltmak için termal macun sürülmüştür. İmalat şartları, maliyet ve termal iletkenlik gibi özellikler dikkate alınarak deneylerde kullanılan boru tipi kanatçıklar (Şekil 4) taban ile aynı malzemeden seçilmiştir. Sistem ısıl dengeye ulaştığında ölçümler alınmıştır. Sistemin gerekli bölgelerine yerleştirilmiş sıcaklık sensörlerinden okunan sıcaklık değerlerinde 0,5 °C ve altında değişimler gözlemlendiğinde sistemin ısıl dengeye ulaştığı kabul edilmiş ve ölçümler alınmıştır. Hesaplamalarda akışkan özellikleri olarak ortalama akışkan sıcaklığındaki değerleri kullanılmıştır. Deneysel çalışmada iç ve dış çapı sırası ile 6 ve 8 mm olan boru tipi kanatçıklar kullanılmış. Bu kanatçıklara 5 mm aralıklarla 2,7 mm genişliğinde yarıklar açılmıştır. Kanatçık ve yarıklara ait ölçüler Şekil 5'te, incelenen tasarım parametreleri ve seviyeleri ise Tablo 1'de verilmiştir.

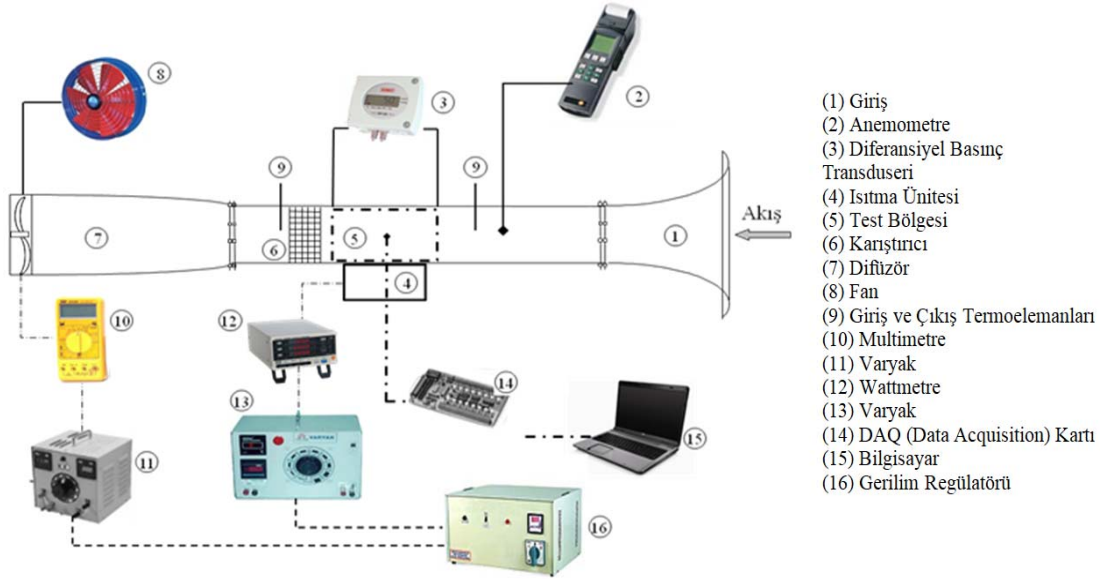


Şekil 2. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi (A schematic view of the heating unit)

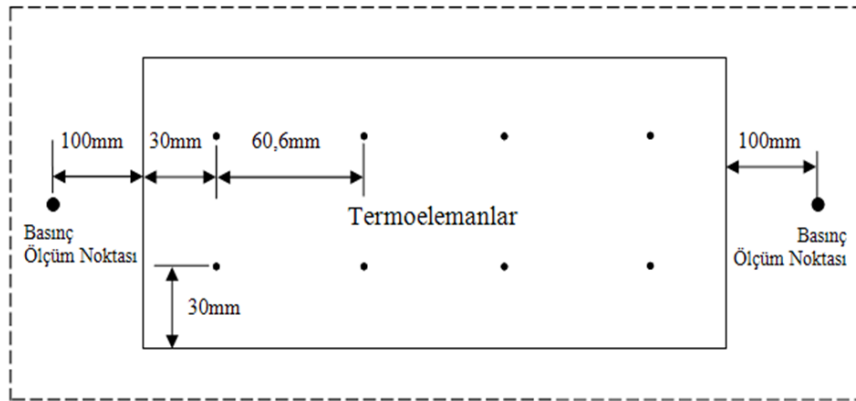
2.2. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması (Use of Experimental Data in Characteristic Calculations)

Sistem kararlı hale ulaştıktan sonra test elemanından transfer edilen ısı miktarı Eş. 1 ile ifade edilebilir.

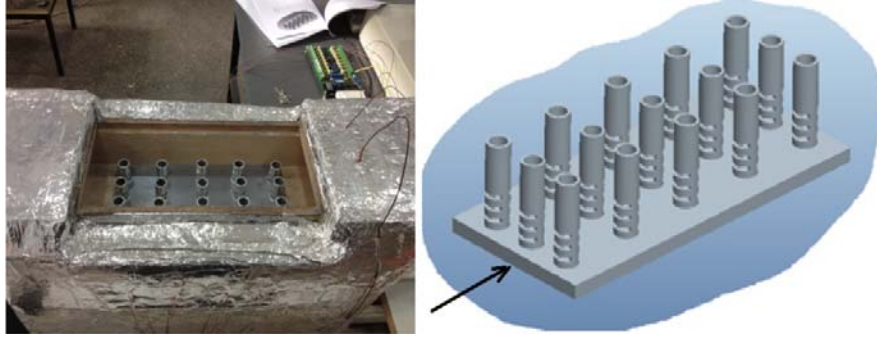
$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{konv} + \dot{Q}_{rad} \quad (1)$$



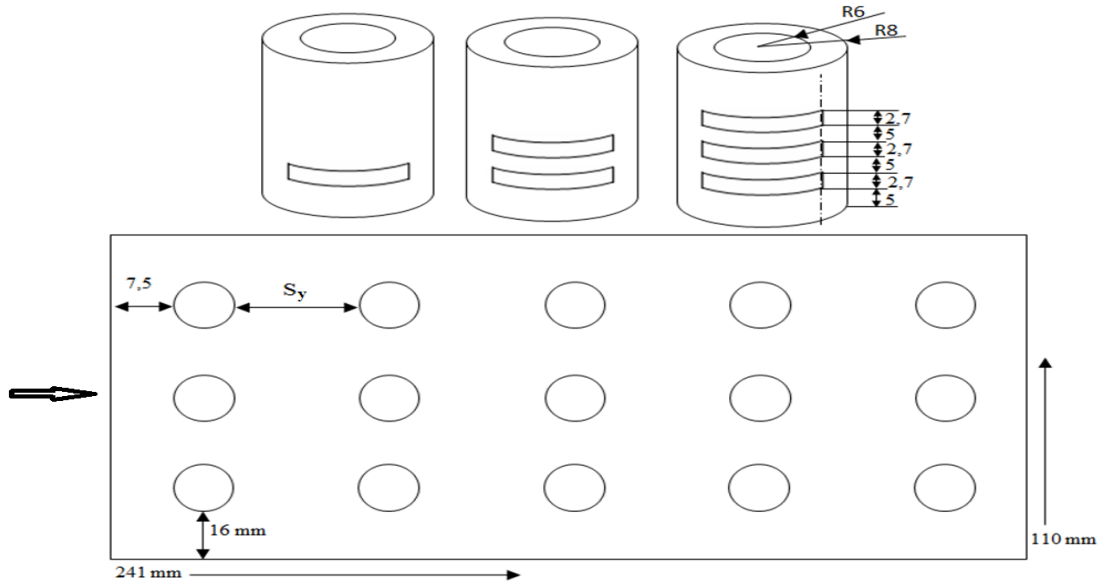
Şekil 1. Deneysel sistemin şematik görünümü (A schematic view of the experimental setup)



Şekil 3. Termoelemanların ve basınç tapalarının yerleşimi (Locations of surface thermocouples and pressure taps)



Şekil 4. Deneysel çalışmada kullanılan ısı transferi iyileştirme elemanları
(The heat transfer enhancement elements used in the experimental studies)



Şekil 5. Çalışmada incelenen parametreler (Parameters investigated in the study)

Test yüzeyi, ısıtıcı ünite ve test bölgesi tamamen yalıtıldığı ve ısıtıcı ünitenin yerleştirildiği kutunun dış yüzey sıcaklığı çevre sıcaklığına yaklaşık olarak eşit olduğu dikkate alınırsa iletim kayıpları sisteme elektrikle sağlanan ısı yanında ihmal edilebilir seviyelerdedir. Gerek test plakası, gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca ölçülen sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınlama meydana gelecek kayıplar sisteme verilen ısının yanında ihmal edilebilecek seviyededir. Benzer çalışmalar da [8, 14] dikkate alınarak ışınlama olan ısı kayıpları da ihmal edilmiştir. Bu kabullerle Eş. 1, Eş. 2 şekline dönüşür.

$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{konv} \quad (2)$$

Sisteme varyakla kontrol edilerek verilen ısı, akım şiddeti (I) ve gerilimin (V) çarpımından watt olarak hesap edilir. Bu değer kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşittir. Bu durumda Eş. 2, Eş. 3'e dönüşür.

$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{konv} = VI \quad (3)$$

Bu veriler ışığında ortalama ısı taşınım katsayısı Eş. 4 ile ifade edilebilir.

$$h_{ort} = \frac{\dot{Q}_{konv}}{A \left[T_{y,ort} - \left(\frac{T_f + T_g}{2} \right) \right]} \quad (4)$$

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde ısı transfer yüzey alanı olarak hem projeksiyon alanı hem de toplam ısı transfer alanı kullanılmaktadır. Bu çalışmada projeksiyon alanına göre hesaplamalar yapılmıştır [35, 36]. Termal performansın ölçüsü olarak araştırılan ve boyutsuz büyüklüklerden biri olan Nusselt sayısı Eş. 5 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (5)$$

ΔP test bölgesinin girişi ile çıkışı arasındaki basınç düşümü olmak üzere sürtünme faktörü ise Eş. 6 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L_t}{D_h} \right) \left(\rho \frac{U^2}{2} \right) \right]} \quad (6)$$

Reynolds sayısı ve kanalın hidrolik çapı ise sırası ile Eş. 7 ve 8'den hesaplanabilir [37].

$$Re = \frac{UD_h}{\nu} \quad (7)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (8)$$

Deney sisteminin belirsizlik analizi Kline ve McClintock [38] tarafından önerilen yöntemle gerçekleştirilmiş ve Re, Nu ve f için deney sisteminin maksimum göreceli belirsizlikleri sırası ile 4,15%, 7,8% ve 17,1% şeklinde belirlenmiştir [39]. Sabit pompa gücü için ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) Eş. 9'daki gibi ifade edilebilir [8, 35]. Verim ifadesinde h_a kanatçıklı yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısını, h_s ise kanatçiksiz yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir, [40-42].

$$\eta = \frac{h_a}{h_s} \quad (9)$$

Bu çalışmada kanatçıklı ısı alıcılarındaki ortalama ısı taşınım katsayısını düzlem plakadaki ortalama ısı taşınım katsayısına oranlanması ile verim (η) ifadesi elde edilmiş olup, üç farklı kanat yüksekliğinde (H) ve üç farklı akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafede (S_y) elde edilen verimin Re sayısı ile değişimi incelenmiştir.

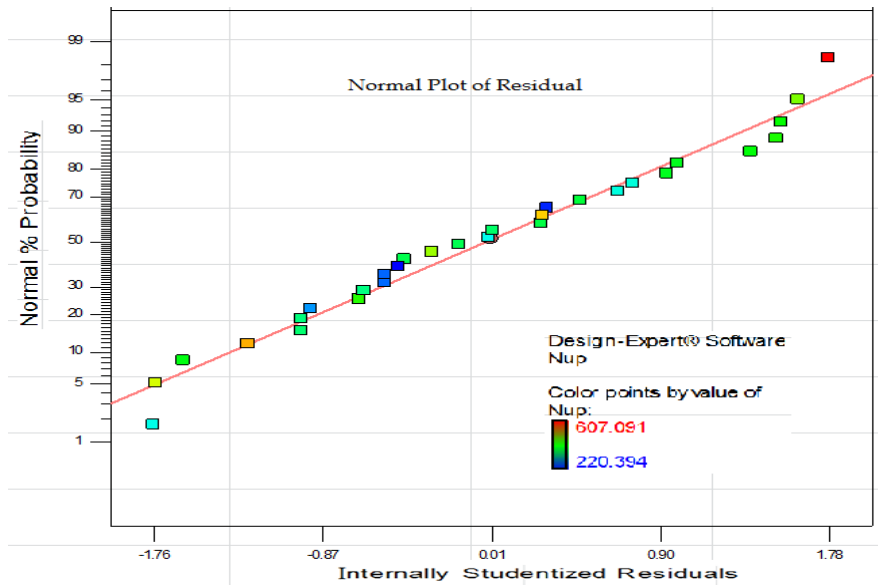
3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Isı geçişi ve sürtünme karakteristiklerini etkilemede etken ve kontrol edilebilir parametreler şekil 5'te ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri ise Tablo 1'de verilmiştir. Tasarım parametrelerinin sistemin cevabı (performans istatistiği) üzerine olan etkilerini belirleyebilmek ve tasarım parametreleri ile performans istatistiği arasındaki modelleri kurabilmek için Yanıt Yüzey Yöntemi kullanılmıştır.

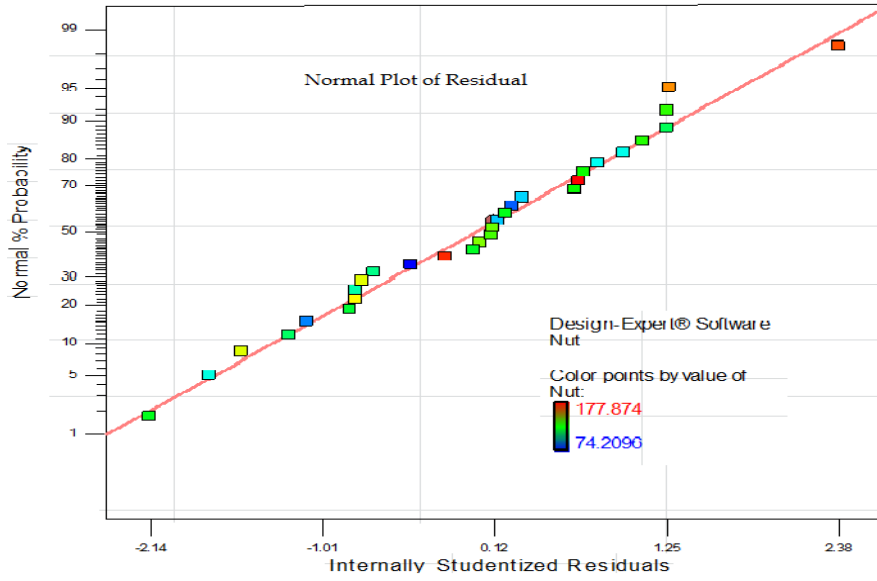
Tablo 1'den de görüleceği gibi kanatçık yüksekliği (H), akış yönünde kanatlar arası mesafe (S_y), yarık sayısı (N) ve Reynolds sayısı (Re) tasarım değişkenleri olarak seçilmiş ve her bir tasarım parametresi 3 farklı seviyede incelenmiştir. Yanıt olarak da Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) seçilmiştir. Klasik deney tasarım metodlarından tam faktöriyel tasarım ile $3^4=81$ adet deney yapmak yerine 4 adet asıl etkinin yanı sıra parametreler arasındaki bileşik etkilerin de incelenebildiği merkezi kompozit tasarım (MKT) kullanılarak sadece 30 adet deney yapılmıştır.

Tablo 1. Çalışmada incelenen tasarım parametreler ve seviyeleri (Design parameters and levels investigated in the study)

Tasarım değişkenleri	Değerler ve seviyeler			
	-1	0	+1	
X ₁ Kanat yüksekliği	H [mm]	30	45	58
X ₂ Kanatlar arasındaki açıklık	S_y [mm]	18	27	36
X ₃ Yarık sayısı	N [Birimsiz]	1	2	3
X ₄ Reynolds sayısı	Re [Birimsiz]	8000	16000	25000



Şekil 6a. Nusselt sayısı (Nu_p) ve sürtünme faktörü (f) için normalleştirilmiş sapma hataları grafiği (Normal probability plot residuals for the Nusselt Number (Nu_p) and the friction factor (f))



Şekil 6b. Nuselt sayısı (Nu_t) ve sürtünme faktörü (f) için normalleştirilmiş sapma hataları grafiği
(Normal probability plot residuals for the Nusselt Number (Nu_t) and the friction factor (f))

Tablo 2. Yarıklı boru kanatçık elemanlarının performans karakteristikleri için deneysel matris tasarımı ve sonuçları
(Design of experimental matrix and results for the slotted tube fins elements performance characteristics)

Deney No	Tasarım parametreleri ve seviyeleri				Deneysel sonuçlar		
	H	S_v	N	Re	Nu (Nu_p)	Nu_t	f
1	30	36	3	24858,15	383,44	177,87	0,39520
2	45	27	2	15787,91	392,49	123,72	1,34909
3	58	36	3	7853,17	329,57	101,24	1,97925
4	45	36	2	16850,92	374,73	137,00	0,86578
5	45	27	2	15788,20	388,16	122,36	1,34908
6	58	36	3	24922,61	495,19	152,11	0,94408
7	45	27	2	15801,93	414,77	130,74	1,34826
8	58	36	1	24621,76	528,76	163,38	0,99322
9	30	18	1	25453,44	460,78	169,93	0,69498
10	45	27	2	7935,12	277,86	87,59	1,87829
11	30	27	2	15939,82	323,70	132,88	0,73179
12	58	18	3	24771,19	541,46	123,35	1,54129
13	45	27	3	16875,43	384,92	120,88	1,14161
14	58	36	1	7844,41	330,82	102,22	2,06791
15	30	18	3	7896,53	259,10	94,56	1,08322
16	45	27	2	15791,48	411,32	129,66	1,34888
17	58	18	3	7978,02	325,75	74,21	3,67783
18	58	18	1	9502,37	364,47	83,57	2,70918
19	45	27	2	15798,64	403,29	127,13	1,34846
20	58	18	1	25574,75	607,09	139,21	1,49628
21	45	27	2	24655,91	472,85	149,05	0,95680
22	45	18	2	14929,69	423,48	117,33	1,89716
23	30	36	1	25224,48	371,68	173,95	0,41303
24	30	36	1	7831,29	220,39	103,15	0,32691
25	30	18	3	26008,29	407,40	148,68	0,61663
26	45	27	1	16264,07	366,88	116,08	1,29990
27	45	27	2	15791,32	402,07	126,74	1,34889
28	30	18	1	7998,79	260,00	95,89	1,22372
29	58	27	2	16382,60	427,92	112,30	1,72779
30	30	36	3	7840,48	234,80	108,92	0,21775

Tablo 3. Nusselt sayısı (Nu) için ANOVA tablosu (ANOVA table for the Nusselt number (Nu))

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f-Değeri	Prob.>F	
Model	221600	4	55406,64	121,26	<0,0001	Önemli
X ₁	59033,03	1	59033,03	129,19	<0,0001	
X ₂	6978,01	1	6978,01	1527	0,0006	
X ₄	152600	1	152600	334,07	<0,0001	
X ₁ X ₄	2778,55	1	2778,55	6,08	0,0209	
Hata	11423,34	25	456,93			
Cor, total (toplam)	233000	26				
Standard sapma	21,38			R ²	0,9510	
Ortalama	386,17			Adj.-R ²	0,9431	
Coefficient of variation	5,54			Predicted R ²	0,9242	
Predicted residual of sum of squares (PRESS)	17666,47			Adequate precision	39,600	

Tablo 4. Sürtünme faktörü (f) için ANOVA tablosu (ANOVA table for the friction factor (f))

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f-Değeri	Prob.>F	
Model	14,69	6	2,45	120,77	<0,0001	Önemli
X ₁	7,39	1	7,39	364,46	<0,0001	
X ₂	2,63	1	2,63	129,70	<0,0001	
X ₄	2,96	1	2,96	146,16	<0,0001	
X ₁ X ₂	0,12	1	0,12	5,89	0,0235	
X ₁ X ₄	1,56	1	1,56	77,01	<0,0001	
X ₂ X ₄	0,44	1	0,44	21,66	0,0001	
Hata	0,47	23	0,020			
Cor, total (toplam)	15,16	29				
Standard sapma	0,14			R ²	0,9692	
Ortalama	1,30			Adj.-R ²	0,9612	
Coefficient of variation	10,96			Predicted R ²	0,9312	
Predicted residual of sum of squares (PRESS)	1,04			Adequate precision	43,596	

Bu çalışmada; Nusselt sayısı, kanatçıkların ısı transferine olan toplam etkisini (ısı transfer yüzey alanının artışı ile türbülansın etkisini) tespit edebilmek için projeksiyon alanına göre hesaplanan ısı taşınım katsayısı kullanılarak, yalnızca kanatçıkların neden olduğu türbülansın ısı transferine olan etkilerinin tespit edilebilmesi için de toplam alana göre hesaplanan ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanmıştır. Deneylerden elde edilen verilerle hesaplanan Nusselt sayılarının ve sürtünme faktörünün deney planındaki karşılıkları Tablo 2’de verilmiştir. Gerekli hesaplamalar için deneysel veriler kullanılmış ve sonra elde edilen veriler Design Expert 8.0.3 paket programının deneme sürümünü kullanılarak analiz edilmiştir. Deneysel sonuçlar (Nu, f) ile tasarım değişkenleri arasındaki ilişki ikinci dereceden polinomiyal model kullanılarak elde edilmiş (Eş. 10 ve Eş. 11), kurulan matematiksel modelde önem seviyesi düşük terimler “stepwise” yaklaşımı ile elenmiş, istatistiksel ve deneysel (doğrulama deneyleri) analizler yardımıyla seçilen bu modelin doğruluğu kanıtlanmıştır (Tablo 5).

Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) için kurulan ikinci dereceden polinomiyal modeller sırasıyla Eş. 10 ve Eş. 11’de verilmiştir.

$$Nu=167,43961+2,27143(H)-2,18798(S_y)+0,00593216(Re)+0,000110011(H)(Re) \quad (10)$$

$$f=-0,5585 + 0,10732(H)-0,04777(S_y)+0,00000934247(Re)-0,00068594(H)(S_y)-0,0000026104(H)(Re)+0,00000214977(S_y)(Re) \quad (11)$$

Kurulan matematiksel modellerdeki terimlerin istatistiksel önemi varyans analizi F-testi ile belirlenir. Seçilen %95 güvenirlilikde (α) değeri 0,05’den daha düşük olduğundan kurulan modeller istatistiksel olarak önemlidir ve bu ise modeldeki terimlerin istenilen yanıtlar üzerinde önemli bir etkisi olduğunu belirtir. Diğer bir istatistiksel karşılaştırma metodu ise Adj-R² değeridir [30, 33]. Adj-R² değerinin 1’e yakın değerlerde gerçekleşmesi, kurulan matematiksel

modellerin bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi iyi bir şekilde temsil ettiğini göstermektedir [8, 30].

Nusselt sayısı için Adj-R² değeri 0,9431 iken sürtünme faktörü için 0,9612'dir. Nu ve f için kurulan matematiksel modellerin her biri için (Prob>F) değerleri, (<0,0001) değerlerinde gerçekleştiğinden modeldeki terimlerin istenilen yanıtlar üzerinde önemli bir etkisi olduğu söylenebilir. Diğer bir husus ise Adj-R² değerlerinin 1'e yakın olması ve doğrulama deneyleri ile matematiksel model yardımıyla hesaplanan sonuçlar arasındaki yüzdelik hata değerlerinin kabul edilebilir sınırlar arasında olmasıdır. Bu ise kurulan matematiksel modellerin bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi iyi temsil ettiğini gösterir [18, 19]. Varyans analizi sonuçları kullanılarak tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne olan katkıları belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için normalleştirilmiş sapma hataları grafikleri şekil 6a ve 6b'de görülmektedir. Grafiklerden sapmaların genellikle düz bir çizgiye yakın düştüğü görülmekte olup, bu durum ise hataların normal olarak dağıldığı anlamına gelmektedir [8]. Her bir tasarım parametresinin yanıtına olan etkilerini belirleyebilmek için Tablo 3 ve Tablo 4'te verilen varyans analizi sonuçlarını

kullanarak katkı yüzdeleri Eş. 12'den hesaplanmıştır [30]. Tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne olan katkı yüzdeleri (KY) sırasıyla Şekil 7 ve Şekil 8'de görülmektedir. Şekillerden, Nusselt sayısı üzerine etkili parametreler sırasıyla Re, H ve S_y şeklinde iken sürtünme faktörü üzerine etkili parametreler ise sırasıyla H, Re ve S_y şeklinde olduğu belirlenmiştir. Akış içerisine yerleştirilen uzun kanatçıklar akışı daha fazla bloke eder ve dolayısıyla sürtünme faktörünün artmasına neden olur [35, 43].

$$KY = \frac{\text{KarelerToplamı}_{\text{parametre}}}{\text{KarelerToplamı}_{\text{toplam}}} \times 100 \quad (12)$$

Bu çalışmada yapılan boş kanal (kanatçıksız ısı transfer yüzeyi) deneyleri sonunda boş kanal'a (kanatçıksız ısı transfer yüzeyine) ait Nusselt sayısı (Nu_s) için Eş. 13 korelasyonu bulunmuştur [35].

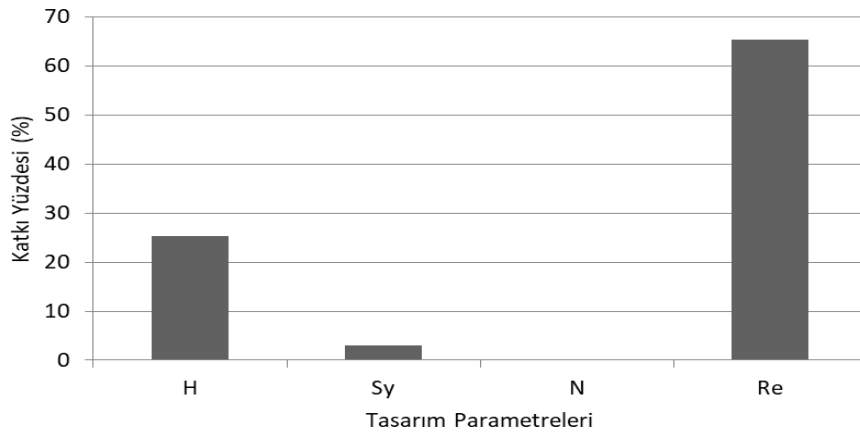
$$Nu_s = 0,077 Re^{0,716} Pr^{1/3} \quad (13)$$

Yarık sayısı (N) 1, 2 ve 3 olan kanatçıklar ile yapılan deney sonuçları incelendiğinde yarık sayıları farklı olan tüm kanatçıklarda Reynolds sayısının Nusselt sayısı (Nu) ve

Tablo 5 Doğrulama deney sonuçları (Confirmation experiment results)

Deney No	Tasarım parametreleri				Nusselt Sayısı, Nu (Nu _p)			Nusselt Sayısı, Nu _t		
	H	S _y	N	Re	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)
1	30	27	2	30710,11	422,68	460,04	8,12	165,96	184,50	10,05
2	30	27	2	20342,12	345,22	364,32	5,24	141,72	147,81	4,12
3	30	27	2	9270,76	238,34	262,10	9,07	97,84	108,63	9,93
4	58	27	2	26099,28	519,32	561,46	7,51	136,28	150,96	9,72
5	58	27	2	20402,87	471,94	491,32	3,95	123,85	130,80	5,31

Deney No	Tasarım parametreleri				Sürtünme Katsayısı, f		
	H	S _y	N	Re	Deneysel	Hesaplanan	Hata (%)
1	30	27	2	30710,11	0,48073	0,48017	-0,12
2	30	27	2	20342,12	0,64502	0,59345	-8,69
3	30	27	2	9270,76	0,67671	0,71441	-5,57
4	58	27	2	26099,28	1,05577	1,10931	-7,10
5	58	27	2	20402,87	1,49071	1,58790	6,12



Şekil 7. Tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi (Effect of the design parameters on the Nusselt number)

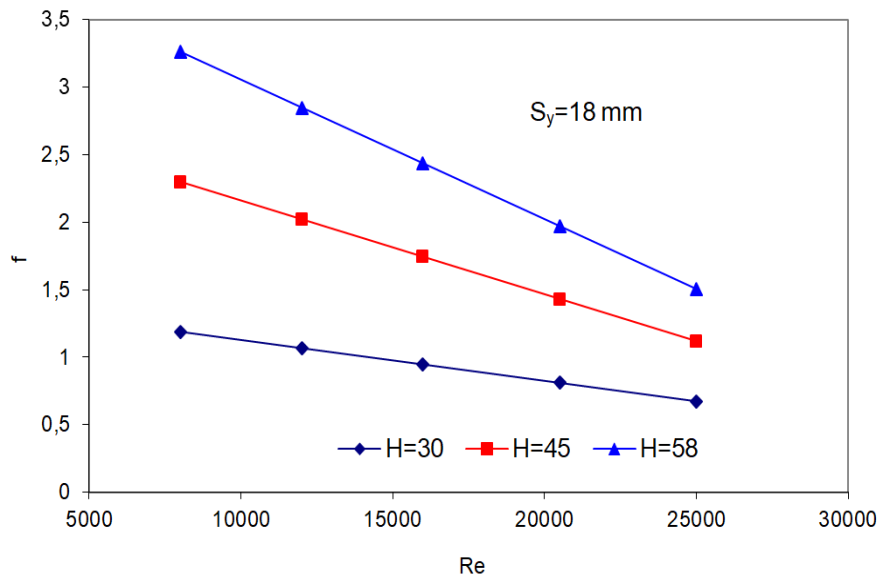
sürtünme faktörü (f) üzerine etkileri birbirine çok yakın gerçekleşmiş ve benzer grafikler oluşturmuştur. Benzerliği ve karmaşayı azaltmak için grafikler, tüm yarık sayılarını temsilen yarık sayısı (N) 2 alınarak elde edilmiştir. Akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) sabit tutularak farklı kanatçık yüksekliklerinde (H) Reynolds sayısının sürtünme faktörü (f) üzerine etkisi Şekil 9'da görülmektedir. Şekil 9 incelendiğinde kanatçık yüksekliği (H) arttıkça sürtünme faktörü (f) de artmaktadır. Kanatçıklar arasındaki mesafenin (S_y) artması ile plaka üzerindeki kanatçık sayısı azalmaktadır. Bu ise akış önünde oluşacak direncin azalmasını sağlamaktadır. Kanatçık yüksekliği (H) sabit tutularak farklı akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafelerde (S_y) Reynolds sayısının sürtünme faktörü (f) üzerine etkisi ise Şekil 10'da görülmektedir. Şekil 10 incelendiğinde akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) arttıkça sürtünme faktörü (f) azalmaktadır. Akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) sabit tutularak farklı kanatçık yüksekliklerinde (H) Reynolds sayısının

projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu/Nu_s) üzerine etkisi Şekil 11'de görülmektedir. Şekil 11 incelendiğinde kanatçık yüksekliği (H) arttıkça projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu/Nu_s) da artmaktadır. Kanatçık yüksekliği (H) sabit tutularak farklı akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafelerde (S_y) Reynolds sayısının projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu/Nu_s) üzerine etkisi ise Şekil 12'de görülmektedir. Şekil 12 incelendiğinde akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) arttıkça projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu/Nu_s) azalmaktadır. Sonuçlar literatürde belirtilen verilerle örtüşmektedir [43, 44].

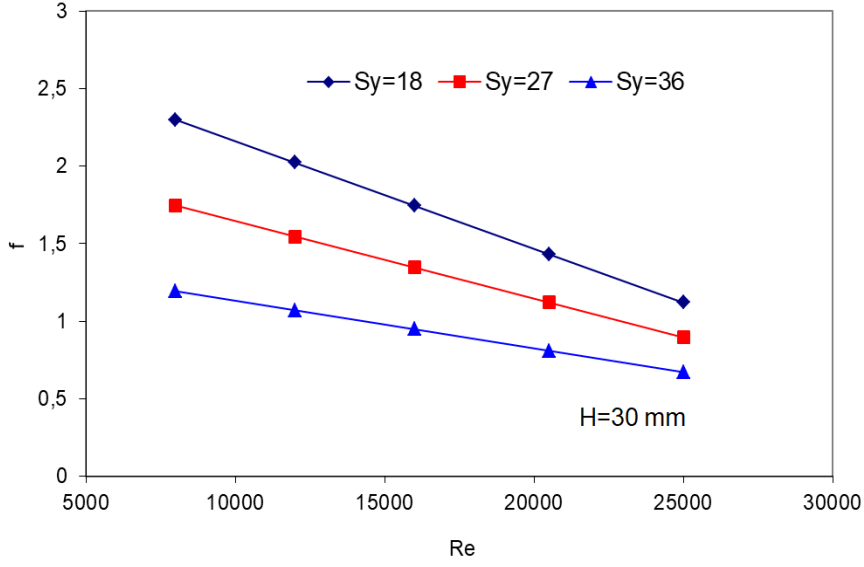
Farklı akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafelerde (S_y) Reynolds sayısının ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) üzerindeki etkisi Şekil 13'de görülmektedir. Şekil 13 incelendiğinde akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) arttıkça ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) de artmaktadır. Farklı kanatçık yüksekliklerinde (H) Reynolds



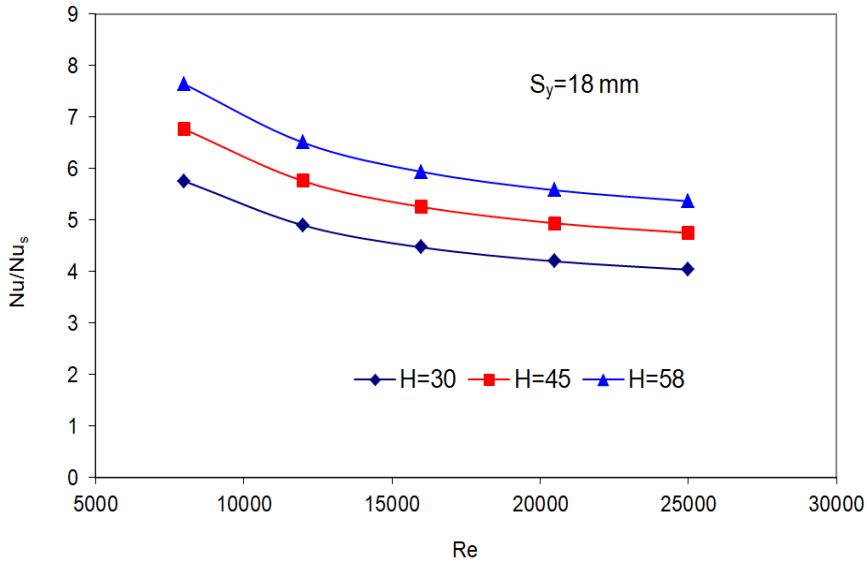
Şekil 8. Tasarım parametrelerinin sürtünme faktörü üzerindeki etkisi (Effect of the design parameters on the friction factor)



Şekil 9. Farklı kanatçık yüksekliklerinde (H) Reynolds sayısının sürtünme faktörü (f) üzerine etkisi (The effect of Reynolds number on the friction factor (f) at different fin heights (H))



Şekil 10. Akış yönünde kanatçıklar arasındaki farklı mesafelerde (S_y) Reynolds sayısının sürtünme faktörü (f) üzerindeki etkisi (The effect of Reynolds number on the friction factor (f) at different distance between the fins in the flow direction (S_y))



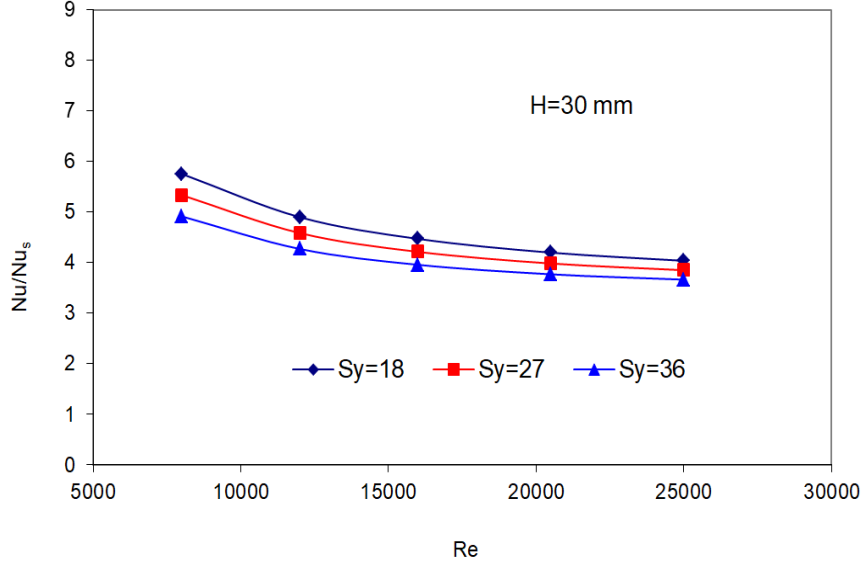
Şekil 11. Farklı kanatçık yüksekliklerinde (H) projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısının (Nu/Nu_s) Reynolds sayısı ile değişimi (Change of Nusselt number (Nu/Nu_s) based on projection field at different fin heights (H) with Reynolds)

sayısının ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) üzerindeki etkisi ise Şekil 14'de görülmektedir. Şekil 14 incelendiğinde kanatçık yüksekliği (H) arttıkça ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) nispeten azalmaktadır. Sonuçlar literatürde belirtilen verilerle örtüşmektedir [24, 28].

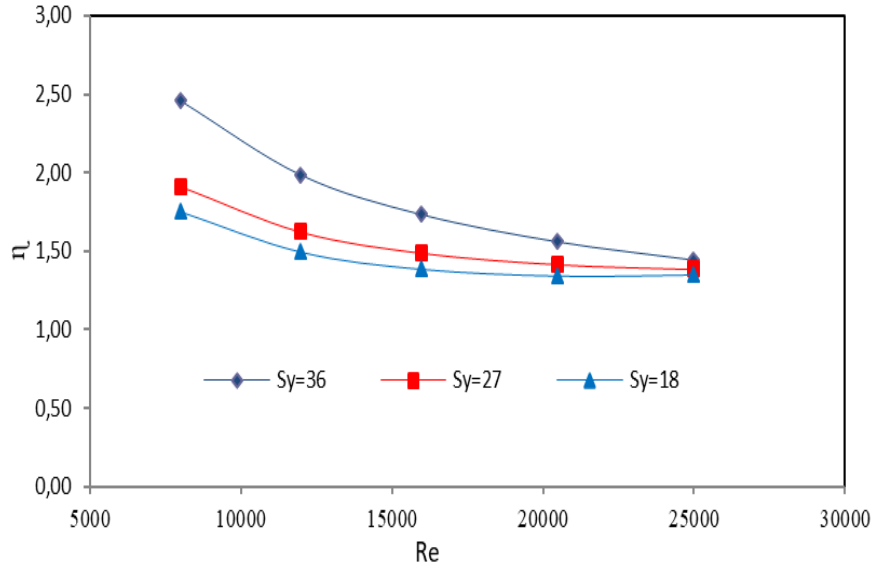
Bu çalışma ile literatürde de çokça kullanılan silindirik kanatçıklara alternatif olarak kanatçıklar üzerinde yarıkların kullanımının ısı performansına etkileri ve performansın artırılmasının incelenmesi yapılmıştır. Çalışmada, önünde akışın bloke olduğu ve arka bölgesinde art izin olduğu düz silindirik kanatlara yarıklar açılmak suretiyle bloke olan akışa jet etkisi kazandırmak ve çevrinti bölgesinde akışı rahatsız

ederek ısınan bölgeleri etkilemek ile birlikte açılan yarıklarla boru içerisinde de akışın oluşmasını sağlayarak meydana gelen ölü akış bölgesinin neden olduğu ısı transferindeki azalmanın giderilmesini sağlayarak ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır [35].

Toplam alana dayalı Nusselt sayısı (Nu_t) sadece türbülansın etkisini belirlemektedir. Projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu (Nu_p)) ise kanatçıkların ısı transferine olan toplam etkisini (ısı transfer yüzey alanının artışı ile türbülansın etkisini birlikte) belirlemede kullanılmaktadır [30, 35]. Bu çalışmada, akışta türbülansı artırarak ısı transferini yükseltmek amacı ile kanatçıklar üzerine yarıklar açılmıştır.



Şekil 12. Akış yönünde kanatçıklar arasındaki farklı mesafelerde (S_y) projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısının (Nu/Nu_s) Reynolds ile değişimi
(Change of Nusselt number (Nu/Nu_s) based on projection field at different distance between the fins in the flow direction (S_y))



Şekil 13. Tasarım değişkenlerinden akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafenin (S_y) ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) üzerindeki etkisi

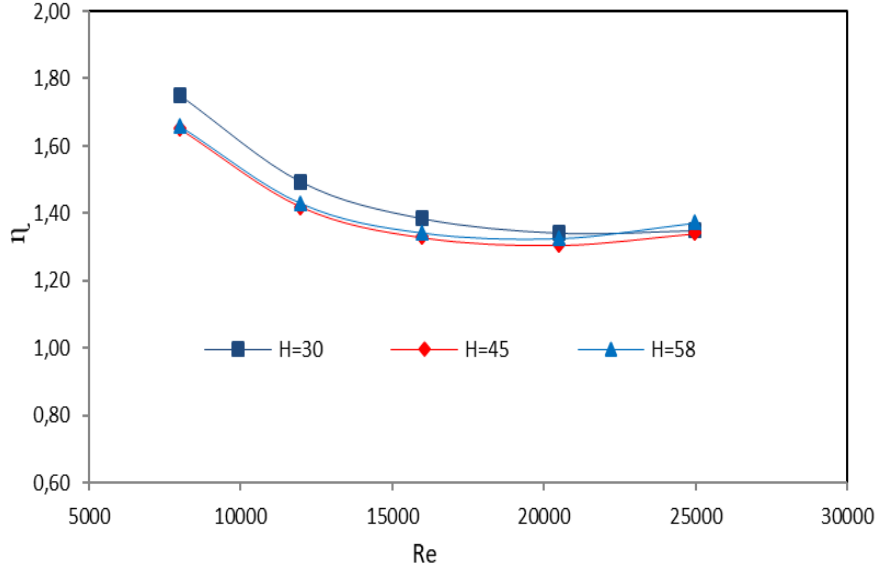
(The effect of the distance between the fins in the flow direction (S_y), which is one of design variables on the heat transfer enhancement efficiency (η))

Şekil 15'te yarıksız ve 2 yarığa ($N=2$) sahip olan kanatçıklı ısı alıcısında Reynolds sayısının toplam alana dayalı Nusselt sayısı (Nu_p) üzerindeki etkisi görülmektedir. Şekil incelendiğinde yarıklardan dolayı oluşan türbülans nedeni ile yarıksız kanatçıklara göre 2 yarığa ($N=2$) sahip olan kanatçıklarda Nusselt sayısı daha yüksek çıkmıştır. Şekil 16'da ise yarıksız ve 2 yarığa ($N=2$) sahip olan kanatçıklı ısı alıcısında Reynolds sayısının projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu (Nu_p)) üzerindeki etkisi görülmektedir. Şekil incelendiğinde yarıklardan sağlanan türbülans ile ısı taranferinde atış sağlanmasının yanında aynı zamanda açılan

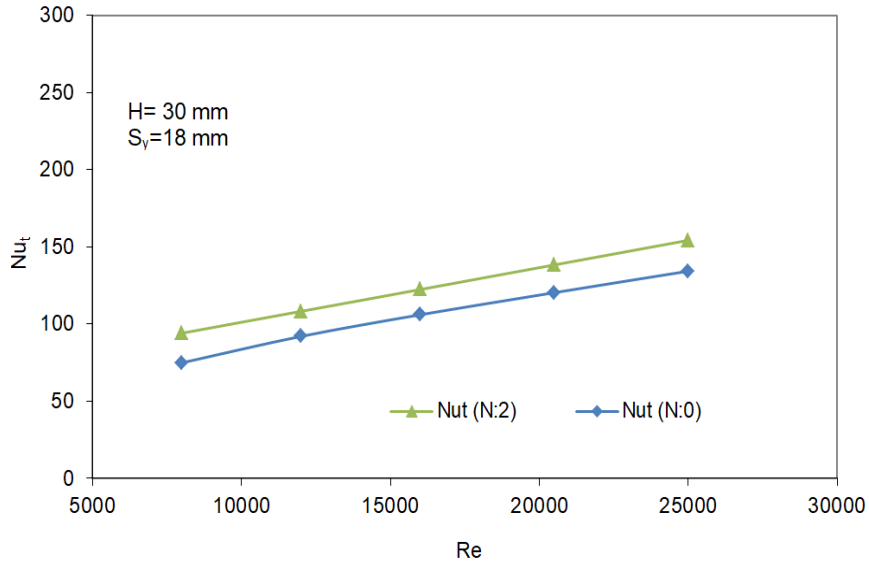
bu yarıklar toplam ısı transfer yüzey alanını azalttıklarından ısı transferinde azalmaya neden olmaktadır. Bu ise yarıksız kanatçıklara göre 2 yarığa ($N=2$) sahip olan kanatçıklarda Nusselt sayısının daha düşük çıkmasına neden olmuştur.

4. SİMGELER (SYMBOLS)

A	: Isı transfer alanı
D_h	: Hidrolik çap
D	: Çap, kanatçık kalınlığı
f	: Sürtünme faktörü



Şekil 14. Tasarım değişkenlerinden kanat yüksekliğinin (H) ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) üzerindeki etkisi
(The effect of the fin heights (H), which is one of design variables on the heat transfer enhancement efficiency (η))



Şekil 15. Reynolds sayısının toplam alana dayalı Nusselt sayısı (Nu_t) üzerindeki etkisi
(The effect of Reynolds number on the Nusselt number (Nu_t) based on the total area)

h	: Isı transfer katsayısı
H	: Kanatçık yüksekliği
I	: Akım
k	: Isı iletim katsayısı
L	: Taban plakası uzunluğu
N	: Yarık sayısı
Nu	: Nusselt sayısı [$=hD_h/k$]
P	: Kanalın ıslak çevresi
Pr	: Prandtl sayısı [$=\nu/\alpha$]
\dot{Q}	: Isı transfer hızı
R	: Isıl direnç
Re	: Reynolds sayısı [$=UD_h/\nu$]
t	: Kanatçık kalınlığı
T	: Sıcaklık
S_y	: Akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe
S_x	: Kanatçıklar arasındaki geçiş genişliği
U	: Ortalama hız

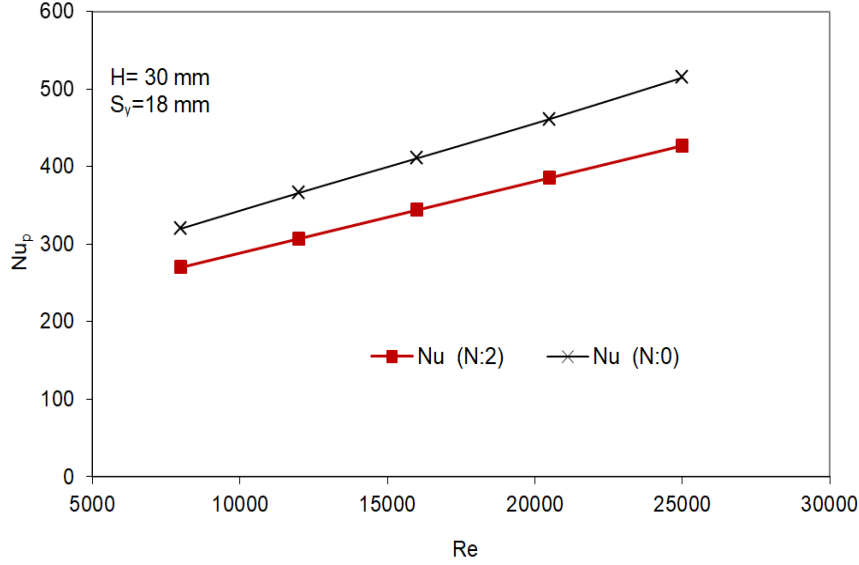
V	: voltage
W	: Taban plakası genişliği
ΔP	: Basınç düşümü [Pa]

5.1. Greek Symbols (Greek letters)

φ	: Açık
ν	: Soğutma havasının kinematik viskozitesi
η	: Isı transferindeki iyileştirme verimi
ρ	: Soğutma havasının yoğunluğu

5.2. Alt İndisler (Subscripts)

a	: Yüzey (kanatçıklı)
av	: Ortalama



Şekil 16. Reynolds sayısının projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu (Nu_p)) üzerindeki etkisi
(The effect of Reynolds number on the Nusselt number (Nu (Nu_p)) based on the projected area)

cond	: İletim
conv	: Taşınım
rad	: Işınım
p	: Projection
s	: Yüzey (kanatçıksız)
t	: Toplam
th	: Isıl
m	: Ortalama

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, yarıklı boru tipi kanatçıklara sahip kompakt ısı değiştiricilerinde optimum akış ve ısı transfer özelliklerini belirlemek için deneysel bir araştırma yapılmıştır. Tasarım parametresi olarak kanatçık yüksekliği, akış yönünde kanatçıklar arası mesafe, yarık sayısı ve Reynolds sayısı seçilmiş ve Yanıt Yüzey Yöntemi yardımıyla Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller kurulmuştur. Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

Tasarım parametrelerinin Nusselt sayısına olan katkı yüzdeleri sırasıyla Re , H ve S_y şeklinde gerçekleşmiştir. Tasarım parametrelerinin sürtünme faktörüne olan katkı yüzdeleri ise sırasıyla H , Re ve S_y şeklinde gerçekleşmiştir. Sabit bir akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafede (S_y) kanatçık yüksekliği (H) arttıkça sürtünme faktörü (f) de artmaktadır. Sabit kanatçık yüksekliklerinde (H) akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) arttıkça sürtünme faktörü (f) azalmaktadır. Sabit bir akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafede (S_y) kanatçık yüksekliği (H) arttıkça projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu/Nu_s) da artmaktadır. Sabit kanatçık yüksekliklerinde (H) akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafe (S_y) arttıkça projeksiyon alanına dayalı Nusselt sayısı (Nu/Nu_s) azalmaktadır. Akış yönünde kanatçıklar arasındaki mesafeler (S_y) arttıkça ısı transferindeki iyileştirme verimi

(η) de artmaktadır. Kanatçık yüksekliklerinin (H) artmasıyla ise ısı transferindeki iyileştirme verimi (η) nispeten azalmaktadır. Çalışmanın sonuçları, düz silindirik kanatçıklarla karşılaştırıldığında yarıklı boru tipi kanatçıkların ısı transferini iyileştirdiği ve pratik olarak ısı atımının söz konusu olduğu yerlerde kullanılabileceğini göstermekle birlikte açılan yarıkların sağladığı türbülans dolaylı artan ısı transferini yine yarıkların açılmasıyla azalan toplam ısı transfer yüzeyi nedeni ile azalan ısı transferi dengelediğinden ısı transferini yükseltmede yarıkların katkısının yeterli olmadığını göstermiştir. Elde edilen sonuçlardan Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerine, kanat yüksekliğinin ise sürtünme faktörü üzerine en etkili parametre olduğu belirlenmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlardan, boru tipi kanatçıklara açılan yarıkların ısı transferini iyileştirmede kayda değer bir etki sağlandığı gözlemlenmiştir.

Daha fazla türbülans sağlayarak ısı transferini artırmak için kanatçıklar üzerine açılacak olan yarıkların yerleri ve ölçüleri değiştirilerek farklı çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Hannemann R., Thermal control of electronics: Perspectives and prospects, Rohsenow Symposium on Future Trends in Heat Transfer, Massachusetts Institute of Technol, 2003.
2. Şahin B., Demir A., Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins, Energy Conversion and Management 49, 1684-1695, 2008.
3. Park K., Moon S., Optimal design of heat exchangers using the progressive quadratic response surface model, Int J Heat and Mass Transf 42, 237-244, 2000.

4. Kaya, M., Experimental study on active cooling systems used for thermal management of high-power multichip light-emitting diodes, *The Scientific World Journal*, 2014, 1-7, 2014.
5. Park K., Choi D.H., Lee K.S., Numerical shape optimization for high performance of a heat sink with pin-fins, *Numerical Heat Transf Part A* 46, 909-927, 2004.
6. Calisir T., Caliskan S., Kilic M., Baskaya S., Numerical investigation of flow field on ribbed surfaces using impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (1), 119-130, 2017.
7. Kilic M., Baskaya S., Improvement of heat transfer from high heat flux surfaces by using vortex promoters with different geometries and impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (3), 693-707, 2017.
8. Karagoz S., Investigation of thermal performances of "S-shaped" enhancement elements by response surface methodology, *Heat and Mass Transf*, 51 (2), 251-263, 2015.
9. Şahin B., Bazarbashi M., Manay E., Abdussamet Subaşı A., S tipi kanatların ısı transferi performansının Yanıt Yüzey Yöntemi ile tahmin edilmesi, s. 801-806, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, Eylül 2013.
10. Webb R.L., *Principles of Enhanced Heat Transfer*, New York, John Wiley & Sons, Inc.
11. Bergles A.E., Heat transfer enhancement-the encouragement and accommodation of high heat fluxes, *J Heat Transf*, ASME 119, 8-19, 1997.
12. Yaman K., Arslan G., Experimental investigation of thermal and hydrodynamic performance of different length twisted tape inserts inside an inclined tube flow, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (3), 1045-1054, 2018.
13. Jubran B.A., Al-Salaymeh A.S., Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and "film-cooling-like" techniques, *Int J Heat Fluid Flow* 17 (2), 148-154, 1996.
14. Tahat M., Kodah Z.H., Jarrah B.A., Probert S.D., Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection, *Appl Energy*, 67 (4), 419-442, 2000.
15. El-Sayed S.A., Mohamed M.S., Abdel-latif A.M., Abouda A.E., Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array, *Exp Therm Fluid Sci* 26, 879-900, 2002.
16. Park K., Choi D.H., Lee K.S., Optimum design of plate heat exchanger with staggered pin arrays, *Numer, Heat Transf Part A* 45, 347-361, 2004.
17. Park K., Choi D.H., Shape optimization of a plate-fin type heat sink with triangular-shaped vortex generator, *KSME Int J* 18 (9), 867-876, 2004.
18. Chiang K.T., Modeling and optimization of designing parameters for a parallel-plain fin heat sink with confined impinging jet using the response surface methodology, *Appl Therm Eng* 27, 2473-2482, 2007.
19. Chiang K.T., Chou C.C., Liu N.M., Application of response surface methodology in describing the thermal performances of a pin-fin heat sink, *Int J Therm Sci* 48, 1196-1205, 2009.
20. Sara ON., Pekdemir T., Yapici S., Yilmaz M., Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks, *International J Heat and Fluid Flow* 22, 509-518, 2001.
21. Rodriguez J.F., Renaud J.E., Wujek B.A., Tappeta R.V., Trust region model management in multidisciplinary design optimization, *J Comput Appl Math* 124, 139-154, 2000.
22. Madsen J.I., Langyhjem M., Multifidelity response surface approximations for the optimum design of diffuser flows, *Optim Eng* 2, 453-468, 2001.
23. Choorit W., Pattthanamanee W., Manurakchinakorn S., Use of response surface method for the determination of demineralization efficiency in fermented shrimp shells, *Bioresource Technol* 99 (14), 6168-6173, 2008.
24. Xiarchos I., Jaworska A., Trznadel G.Z., Response surface methodology for the modeling of copper removal from aqueous solutions using micellarenhanced ultrafiltration, *J Membrane Sci* 321 (2), 222-231, 2008.
25. Acherjee B., Misra D., Bose D., Venkadeshwaran K., Prediction of weld strength and seam width for laser transmission welding of thermoplastic using response surface methodology, *Optics & Laser Technol* 41 (8), 956-967, 2009.
26. Khalajzadeh V., Heidarinejad G., Srebric J., Parameters optimization of a vertical ground heat exchanger based on response surface methodology, *Energy and Buildings* 43, 1288-1294, 2011.
27. Gholami A., Wahid M.A., Mohammed H.A., Thermal-hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns, *Int J Heat and Mass Transf* 106, 573-592, 2017.
28. Subaşı A., İzgi B., Şahin B., Kaymaz İ., Delikli silindirik kanatlara sahip bir ısı alıcının optimum tasarım parametrelerinin yanıt yüzey yöntemi yardımıyla belirlenmesi, *Anadolu Enerji Sempozyumu*, Elazığ, 265-274, Haziran 2011.
29. Park K., Moon S., Optimal design of heat exchangers using the progressive quadratic response surface model, *Int J Heat and Mass Transf* 48, 2126-2139, 2005.
30. Subaşı A., Heat exchanger optimization with the helping of response surface method, MS Thesis (in Turkish). Mechanical Engineering Department, Atatürk University, Turkey, 2010.
31. Box G., Wilson K., On the experimental attainment of optimum condition, *J the Royal Statistical Society: Series B* 13 (1), 1-45, 1951.
32. Montgomery D.C., *Design and Analysis of Experiments*, Fourth ed., Wiley, New York, 1997.
33. Myers R.H., Montgomery D.H., *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*, John Wiley & Sons, New York, 1995.

34. Subaşı A., Şahin B., Kaymaz İ., Metalik bal peteği yapıların ısı ve akış özelliklerinin araştırılması, s. 355-360, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, Eylül 2011.
35. Sahin B., Demir A., Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins, *Appl Therm Eng* 28, 621-632, 2008.
36. Chen T.Y., Shu T.H., Flow structures and heat transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators, *Exp Therm Fluid Sci* 28 (4), 273-282, 2004.
37. Ozisik M.N., *Heat Transfer – A Basic Approach*. McGraw-Hill Int Ed. p. 338, 1985.
38. Kline S.J., McClintock F.A., Describing uncertainties in single sample experiments, *Mech. Eng.* 75, 3-8, 1953.
39. Subaşı A., Şahin B., Kaymaz İ., Multi-objective optimization of a honeycomb heat sink using Response Surface Method, *Int J Heat and Mass Transf* 101, 295-302, 2016.
40. Bilen K., Akyol U., Yapıcı S., Thermal performans analysis of a tube finned surface, *Int J Energy Res* 26, 321-333, 2002.
41. Yeşildal F., Experimental and theoretical analysis of heat and flow characteristics in rectangular and hexagonal heat sinks. MS Thesis (in Turkish), Mechanical Engineering Department, Ataturk University, Turkey, 2007.
42. Yıldız N., Investigation of heat and flow characteristic with impingement jet for optimized hexagonal finned heat sinks, MS Thesis (in Turkish), Mechanical Engineering Department, Ataturk University, Turkey, 2012.
43. Demir A., Determination of optimum design parameters of a finned heat exchanger, MS Thesis (in Turkish), Mechanical Engineering Department, Ataturk University, Turkey, 2006.
44. Şara O.N., Yapıcı S., Yılmaz M., Pekdemir T., Second law analysis of rectangular channels with square pin-fins, *Int Comm Heat Mass Transf* 28 (5), 617-630, 2001.

