



## Bir Otomobil Radyatörünün Isı Transfer Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi

### Experimental Investigation of Heat Transfer Performance of an Automobile Radiator

Bahadır Gemicioğlu<sup>1</sup>, Tolga Demircan<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 71450, Kırıkkale, TÜRKİYE

Başvuru/Received: 23/01/2020

Kabul / Accepted: 02/03/2020

Çevrimiçi Basım / Published Online: 19/04/2020

Son Versiyon/Final Version: 30/06/2020

#### Öz

Günümüz otomotiv teknolojisinde sıklıkla kullanılan içten yanmalı motorlar çalışma anında yüksek sıcaklıklara ulaşabilmektedir. Yüksek sıcaklıklar, motor parçalarında termal gerilmelere sebep olmakta ve motorun çalışma performansını düşürmekte hatta tamamen çalışmamasına sebep olabilmektedir. Dolayısıyla yüksek sıcaklıklara ulaşan motor parçalarının emniyetli çalışma sıcaklıklarına kadar soğutulması büyük önem arz etmektedir. Bu soğutma işlemi, genellikle bir aracı akışkanın, radyatörde bir fan aracılığı ile soğutulması ve motor bloğu içinde bulunan kanalların içerisinde dolaştırılması ile gerçekleşmektedir. Bir motorun soğutma sistemi birçok farklı elemandan oluşmakla beraber, sistemin performansını etkileyecek en önemli faktörlerden biride kullanılan radyatörün verimli çalışmasıdır. Otomobil radyatörlerinin ısı transfer performansının artırılması ile, soğutma sisteminin soğutma performansının artırılabilmesi doğru orantılıdır. Bu amaçla, bu çalışma kapsamında, bir otomobil radyatörünün çalışmasını temsil eden bir deney düzeneği kurulmuş olup, farklı çalışma parametreleri için deneyler yapılmıştır. Radyatör olarak seçilen çapraz akışlı ısı esanjörüne giren suyun debisi 420-1250 l/h aralığında, giriş sıcaklığı 45-65 °C aralığında ve soğutucu fan hava debisi ise 0,2761-0,5272 m<sup>3</sup>/s aralığında değiştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. Deneylerden elde edilen veriler aracılığı ile radyatör içerisindeki akışın Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı vb. değerleri belirlenerek, radyatörün soğutma performansı deneysel olarak irdelenmiştir. Sonuç olarak, hava hızı artışının, giren su debisi artışının ve esanjöre giriş su sıcaklığındaki artışın, Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısında olumlu bir etki yaptığı, dolayısıyla radyatörden gerçekleşen ısı transferini artırdığı belirlenmiştir.

#### Anahtar Kelimeler

“Otomobil radyatörleri, Soğutma performansı, Isı transferi, Nusselt sayısı”

#### Abstract

Nowadays automobile technology, internal combustion engine is frequently used and this engines can be reached high tempature in working process. High temperatures cause thermal stresses in the engine parts and decrease the operating performance of the engine or even cause it to fail completely. Therefore, it is very important to cool the engine parts that reach high temperatures to safe operating temperatures. This cooling process usually takes place by cooling an intermediate fluid by means of a fan in the radiator and circulating it in the channels inside the engine block. An interal combustion engine's cooling system consist of many different component and one of the most important component that will affect the efficient operation of the radiator used. It is directly proportional to increasing the cooling performance of the cooling system by increasing the heat transfer performance of automobile radiators. For this purpose, within the scope of this study, an experimental setup representing the operation of an automobile radiator has been established and experiments have been carried out for different operating parameters. Experiments were repeated by changing the volumetric flow rate of the water entering the cross flow heat exchanger selected as the radiator in the range of 420-1250 l/h, the inlet temperature in the range of 45-65 °C and the cooling fan air volumetric flow rate in the range of 0.2761-0.5272 m<sup>3</sup>/s. Through the data obtained from the experiments, the Nusselt number of the flow in the radiator, the heat transfer coefficient, etc. values and the cooling performance of the radiator was experimentally examined. As a result, it was determined that the increase in the air speed, the increase in the inlet water flow rate and the increase in the inlet water temperature to the heat exchanger had a positive effect on the Nusselt number and the heat transfer coefficient, thereby increasing the heat transfer from the radiator.

#### Key Words

“Automobile radiators, Cooling performance, Heat transfer, Nusselt number”

## 1. Giriş

Günümüzde yüksek sıcaklıklara ulaşan makine parçalarının emniyetli çalışma sıcaklıklarına kadar soğutulması büyük önem arz etmektedir. Bu soğutma işlemi, genellikle bir aracı akışkan vasıtasıyla yapılır. Aracı akışkanın (su, yağ, hava, vb.), sıcak makine parçalarının etrafında dolaştırılarak ısıyı kendi üzerine çekerek ısınması ve bir eşanjörde bir fan vasıtasıyla gönderilen hava ile tekrar soğutulması pratik bir uygulamadır. Bu soğutma uygulamasının en sık kullanıldığı mühendislik uygulamalarından biri de içten yanmalı motorların soğutulmasıdır. Bu motorların soğutma sistemi radyatör, fan, devridaim pompası, termostat vb. birçok farklı elemandan oluşmaktadır. Soğutma sisteminin performansı, tüm bu elemanların verimli ve birbirleri ile uyumlu çalışmasına bağlıdır. İçten yanmalı motorların soğutma sisteminin performansında radyatör kilit bir eleman rolündedir.

Araç radyatörleri, kompakt tip çapraz akışlı ısı eşanjör tipine girmektedir. Bu eşanjörler, motordan ısınmış olarak gelen suyun eşanjörün iç borularında dolaşması ve boruların dışında çapraz olarak akan soğuk havaya ısınıp vererek soğuması prensibi ile çalışmaktadır. Bu işlem soğutma sistemi vasıtasıyla bir çevrim şeklinde sürekli gerçekleştirilerek, motorun aşırı ısınması önlenmekte ve motorun hasar görmesi engellenebilmektedir.

Literatür incelendiğinde, otomobil radyatörleri üzerine yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmaların pompa basma debisi, fan basma debisi, su giriş sıcaklığı, eşanjör boru-kanatçık geometrisi ve kullanılan akışkan tipinin üzerine odaklanmış olduğu görülmektedir. Fakat eşanjörler, sadece içten yanmalı motorların soğutulması ile sınırlı kalmayarak, ısı transferinin olduğu her yerde kullanabilmeleri nedeniyle hala araştırmacıların yoğun ilgisini çekmektedir. Literatürde bulunan çalışmalardan bir kısmı aşağıda detaylı olarak verilmiştir.

Canbolat (2014) otomobil radyatörlerinin ısı performans optimizasyonunun nümerik incelenmesi üzerine çalışmıştır. Çalışmasında otomobil radyatörünün enini ve boyunu sabit tutarak boru sayısı, boru çapı, hava hızı, kanatçık sayısı ve kanatçık malzemesi gibi değişkenleri kullanarak radyatörün ısı performansını ANSYS – Fluent paket programı kullanarak sayısal olarak incelemiştir. Hava hızı arttıkça, boru sayısı arttıkça, boruların çapı büyüdükçe, kanatçık sayısı arttıkça radyatörün etkenliğinin arttığını gözlemiştir. Radyatör malzemesi olarak bakır kullanımının, alüminyum kullanımına göre ısı performans bakımından üstün olduğu sonucuna varmıştır. Malapure ve ark. (2007), panjurlu tip kompakt ısı eşanjöründe akışkan akışını ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında tek sıralı ve çift sıralı panjurlu tip ısı eşanjörleri ele almışlardır. Simülasyonlarını çeşitli panjur kademeleri, panjur açılı, kanatçık kademeleri, boru kademeleri ve farklı Reynolds sayıları için farklı geometriler için yapmışlardır. ısı eşanjörünün hava tarafı performansını Stanton sayısı ve sürtünme katsayısını hesaplayarak değerlendirmişlerdir. Buldukları sonuçları deneysel bir çalışmayla karşılaştırmışlar ve iyi bir eşleşme olduğunu gözlemiştir. Nuntaphan ve ark. (2007), panjurlu tip ısı eşanjörlerinde eğim açısının doğal konveksiyonun ısı performansına etkisini incelemişlerdir. Eşanjörün ısı performansının kanatçığın, panjurun, borunun ve eğim açısının arasındaki etkileşimle bağlantı olduğunu tespit etmişlerdir. ısı transfer performansının eğim açısının artmasıyla genellikle düştüğünü belirlemişlerdir. Eğim açısının 30°-45° olduğu durumlarda ısı transfer performansının önemli ölçüde arttığını gözlemiştir. Ayrıca boru sıra sayısı arttıkça ısı transfer performansının azaldığını tespit etmişlerdir.

Vaisi ve ark. (2011), kompakt tip bir panjurlu ısı değiştiricisinde geometrinin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Test örneklerini iki tip kanatçık konfigürasyonundan oluşacak şekilde tasarlamışlardır. Çalışmalarının sonucunda, panjur tip kanatçıkların simetrik yerleşiminde asimetric yerleşim düzenine göre % 9,3'lük ısı transfer performansında artış ve %18,2'lik basınç kaybında azalış olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca sabit ısı transfer oranı ve basınç düşümü için kanatçıkların simetrik yerleşimi durumunda, kanatçık ağırlığında %17,6'lık bir azalma tespit etmişlerdir. Sonuç olarak panjur tip kanatçık konfigürasyonunun ısı transferi ve basınç kaybında dominant bir etkisi olduğunu gözlemiştir. Leu ve ark. (2001), kanatçıklı-boru tipi ısı eşanjöründe oval ve dairesel boru konfigürasyonunun etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Geometrik parametre olarak panjur açısı, panjur kademesi ve panjur uzunluğu incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda, basınç kaybının panjur açısıyla artma eğiliminde olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca ısı transfer performansı için optimum değer, ısı sınır tabaka gelişiminin farklılığından dolayı panjurun alt ve üst yüzeylerinde olduğunu gözlemiştir. ısı transfer ve sürtünme performansının panjur uzunluğuyla arttığını tespit etmişlerdir. Cuevas ve ark. (2011) düz borulu ısı değiştiricisinin ısı-hidrolik performansını incelemişlerdir. Çalışmalarında glikol-su karışımını hacimce yüzde 60/40 oranlı, su debisini 100-7800 l/h ve besleme sıcaklığını 90°C olarak belirlemişlerdir. Soğutma havasının sıcaklığı 20°, hızı ise 0,5-7 m/s aralığında olacak şekilde testleri yapmışlardır. ısı eşanjörünün termohidrolik performansını literatür ile kıyaslamışlar ve yapmış oldukları tahminin literatürdeki klasik hesaplamaların sistem performansına göre %10 oranında düşük çıktığını gözlemiştir. Ayrıca yaptıkları yarı-ampirik modelin deneysel ısı transfer katsayısını belirlemede literatür ile örtüşüğünü belirtmişlerdir.

Karthik ve ark. (2015) kanatçıklı düz borulu kompakt tip bir ısı eşanjörünü deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanarak analiz etmişlerdir. Analizlerini eşanjörün ön yüzüne vuran farklı hız değerleri için ve geometrik olarak çeşitli kanatçık kademesi, enlemesine boru kademesi, boylamasına boru kademesi, panjur kademesi ve panjur açısı olacak şekilde yapmışlardır. Eşanjörün hava tarafı performansını Colburn faktörü (j) ve Fanning sürtünme faktörü (f) hesaplayarak değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak, panjur tip kanatçıklı düz borulu kompakt tip ısı eşanjörünün daha iyi termohidrolik performansı için optimizasyonunda faydalı olacağını ve pahalı deneylerin, zaman kaybının önüne geçeceğini belirtmişlerdir. Bošnjakovic ve ark. (2019) yıldız şekilli kanatçıklı ısı değiştiricisini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, birisi yuvarlak kanatçıklı diğeri yıldız şekilli kanatçıklı olmak üzere aynı ölçülerde iki adet ısı eşanjörü yapmışlardır. İki ısı değiştirici de aynı ekipmanlarla ve Reynolds sayısının 2000-13000 değer aralığında aynı koşullar altında deneysel olarak test edilmiştir. Sonuç olarak, yıldız şekilli kanatçık uygulanması durumunda, yuvarlak kanatçıklı geometriye göre ısı akışının %39,5 oranında arttığını, ısı eşanjörünün ağırlığının ise %23,8 oranında azaldığını tespit etmişlerdir. Ploskić ve ark. (2019) havalandırma radyatörlerinin ısı performanslarını EN 442-2 normunu

kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını, hava debisi 10 l/s ve hava sıcaklığı  $-5^{\circ}\text{C}$ - $26^{\circ}\text{C}$  aralığı için, su giriş sıcaklığı  $45^{\circ}\text{C}$  ve çıkış sıcaklığı  $35^{\circ}\text{C}$  için yapmışlardır. Bu sıcaklık değerlerinde odanın yerden olan  $34 \text{ W/m}^2$ 'lik ısı kaybını karşılayabilecek durumda olduğunu, fakat sadece konvektör plakası tasarımının radyatörden ısı atımında sınırlayıcı bir etkisi olduğunu da belirtmişlerdir. Sonuç olarak havalandırma radyatörlerinin düşük sıcaklıkta su beslemesiyle binanın ısı yükünü karşılayabileceğini gözlemlemişlerdir.

Çalışır ve ark. (2019) ise farklı konvektör ölçüleri için PCCP panel radyatörün ısı performansını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, konvektör sac kalınlığının, konvektör yüksekliğinin, karşıt konvektörler arasındaki boşluğun (d), konvektör trapezoidal uzunluğunun ve konvektör uç yarıçapının, ısı performans üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak, deneysel sonuçlar ve nümerik sonuçların birbiriyle örtüşüğünü gözlemlemişlerdir. Taşınım kanatçıklı (konvektör) radyatörlerin ısı atımı ve toplam ağırlık üzerinde önemli bir etkisinin olduğunu belirtmişler, ayrıca konvektörün sac kalınlığının ve uzunluğunun artması durumunda ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir. Dwivedi ve Rai (2015), soğutucu akışkan olarak SiC+su karışımı kullanılan, dalgalı kanatçıklı bir otomobil radyatörünün içindeki akışı Ansys 14.0 CFX paket programı aracılığı ile sayısal olarak incelemişlerdir. Yapmış oldukları simülasyonlardan, soğutma sıvısı ve havanın sıcaklık ve hız dağılımını elde etmişlerdir. Sonuç olarak, geleneksel soğutucuya göre, soğutma sıvısı olarak nanoakışkan (SiC+su) kullanımının ısı transferinde olumlu bir artışa neden olduğunu belirtmişlerdir. Ravisankar ve ark. (2017) bir traktör radyatörün termal performansının iyileştirilmesi amacıyla radyatör akışkanı olarak CuO/Su nanoakışkan kullanımının gerçekleşen ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla, CuO/su karışımının hacimsel oranı % 0,025-0,05 aralığı, Reynolds sayısı 8000-25000 aralığı ve giriş sıcaklıkları ise  $50$ - $60^{\circ}\text{C}$  aralığı için sayısal ve deneysel olarak analizler yapmışlar ve elde ettikleri sonuçları birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, radyatör sıvısı olarak CuO/su kullanımının, sadece su kullanımına kıyasla gerçekleşen ısı transferinde artışa sebep olduğunu belirtmişlerdir.

Kilicaslan ve Saraç (1998) belirli bir aralıklardaki basınç düşüşünü sabit tutarak kompakt tip bir eşanjörde, ısı transferinin artırılmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, silindir ve üçgen olan iki farklı nervür geometrisini ele almışlar ve elde ettikleri sonuçları düz bir kanalla mukayese etmişlerdir. Çalışmalarını Reynolds sayısının 250 ile 7000 aralığı için gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, basınç kaybının ısı transferine dönüştürülmesinde optimum yöntemin silindirik nervür geometrisi ile elde edilebildiğini tespit etmişlerdir. Gorobets ve ark. (2019), ısı eşanjörlerinde boruların kompakt tip olarak düzenlenmesinin ısı transferi ve hidrodinamiğe olan etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla, küçük çaplı boruların kompakt dağılımlarının ısı eşanjöründeki ısı transfer ve akış özellikleri üzerine yoğunlaşmışlardır. Çalışmalarının sonucunda, aynı ısı yükü için önerilen gövde-boru tipli ısı eşanjörünün geleneksel ısı eşanjörüne göre boyut olarak 1,7-2 kat daha küçük, kütle olarak ise %10-%15 daha az olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Yukarıda ki çalışmalardan da görüldüğü üzere, ısı eşanjörleri içten yanmalı motorların soğutulmasında önemli bir rol üstlenmektedir. Ayrıca ısının bir yerden başka yere aktarıldığı birçok mühendislik uygulamasında karşımıza çıkabilmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada, bir eşanjörün ısı performansını etkileyen birçok parametrenin ısı transferi üzerindeki etkisi, geniş bir yelpazede birlikte ele alınmıştır. Bu amaçla, incelenen eşanjörün çalışma şartlarına etki eden çeşitli parametreler değiştirilerek, bu parametrelerin otomobil radyatörünün ısı performansına olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. İncelenen eşanjörün optimum çalışma şartları tayin edilmeye çalışılmıştır.

## 2. Materyal ve Deneysel Metot

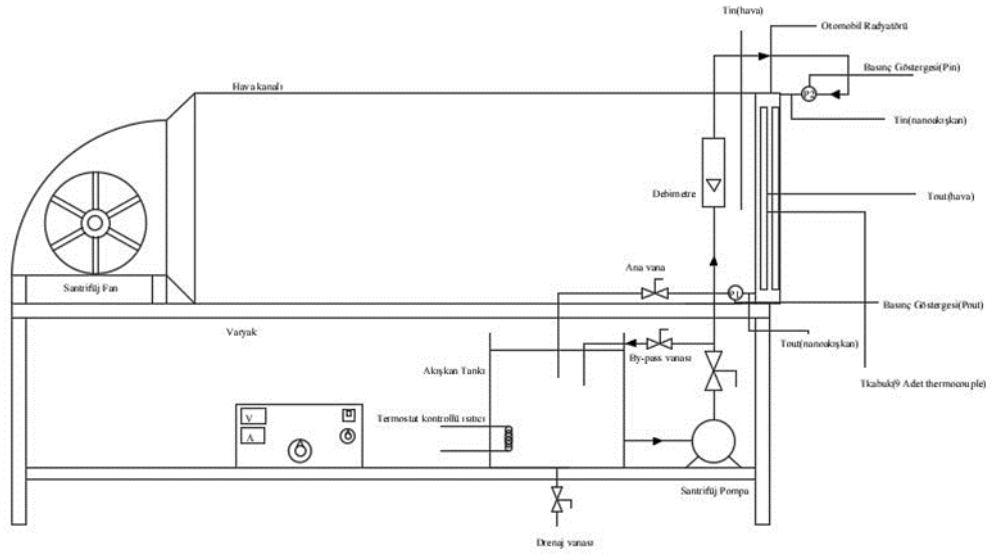
### 2.1. Deney Düzenekinin Tanıtımı

Bu çalışma kapsamında, bir otomobil radyatörünün çalışmasını temsil eden bir deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur. Kurulan bu deney düzeneği aracılığı ile, sistemin pompa su basma debisi, fan hızı ve eşanjör giriş sıcaklıkları değiştirilerek deneyler gerçekleştirilmiş ve ısı eşanjörünün çalışma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Tasarlanan deney tesisatının şematize edilmiş hali Şekil 1'de ve kurulmuş halinin fotoğrafı ise Şekil 2 verilmiştir.

Kurulan deney düzeneği, birbirinden bağımsız 2 ana akış hattı ve 1 veri alma ünitesinden oluşmaktadır. Bunlardan ilki, bir pompa aracılığı ile devridaim yaptırılan ve radyatör içersinde dolaşan suyun akış hattıdır. Bu akış hattı, suyun depolandığı ve içersinde suyu ısıtmak için kullanılan bir rezistans bulunan bir tank, su pompası, su debisi ayar vanaları, suyun akış debisinin ölçüldüğü debimetre, radyatör ve suyun dolaştığı tesisat borularından oluşmaktadır.

İkincisi ise bir fan aracılığı ile kanal içersine gönderilen hava akışının sağlandığı hattır. Bu akış hattı ise, hava akışının sağlandığı bir fan, fanın voltajını değiştirerek hava debisinin ayarlanabilmesi için kullanılan bir varyak, havanın içinden geçtiği bir kanal ve radyatörden oluşmaktadır. Görüldüğü üzere radyatör iki akış hattında ortak elemandır. Radyatörün iç borularından sıcak su akmakta, dış yüzeyinden ise soğuk hava geçmektedir.

Veri alma ünitesi ise, radyatör üzerinde 9 farklı noktaya ve akış hatlarının bazı bölümlerine yerleştirilmiş olan ve sıcaklık ölçmek için kullanılan termokopullar, bu termokopulların bağlı olduğu veri toplama cihazı ve alınan verilerin aktarıldığı bir bilgisayar ve hava hızının ölçüldüğü anemometreden oluşmaktadır.



Şekil 1. Deneysel tesisatın şematik gösterimi



Şekil 2. Deneysel tesisatın fotoğrafı

## 2.2. Matematiksel Formülasyon

Kurulan deney düzeneği aracılığı ile yapılan deneylerden elde edilen veriler, aşağıda verilen matematiksel formülasyon kullanılarak irdelenmiş ve eşanjörün soğutma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla, öncelikle suyun ve havanın hacimsel ve kütesel debileri aşağıdaki eşitlikler aracılığı ile belirlenmektedir. (Çengel ve Cimbala, 2006)

$$\dot{V}_h = V_h A_{kanal} \quad (1)$$

$$\dot{V}_s = V_s A_{boru} \quad (2)$$

$$\dot{m}_s = \dot{V}_s \rho_s \quad (3)$$

$$\dot{m}_h = \rho_h \dot{V}_h \quad (4)$$

Bu eşitliklerden elde edilen ortalama su ve ortalama hava hızları kullanılarak, suyun ve havanın Reynolds sayıları hesaplanmaktadır. (Çengel ve Cimbala, 2006)

$$Re = \frac{\rho_{su} V_{su} D_h}{\mu_{su}} \quad (5)$$

$$Re = \frac{\rho_{hava} V_{hava} D_h}{\mu_{hava}} \quad (6)$$

Yukarıdaki eşitlikte görülen  $D_h$  akışın hidrolik çapıdır ve Eşitlik 7 aracılığı ile elde edilmektedir. Burada,  $P$  akışkanın geçtiği ıslak çevreyi  $A_c$  ise akışkanın geçtiği kesit alanını temsil etmektedir. (Kakaç ve Liu, 2012)

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (7)$$

Radyatörün içinden geçen sudan, dışından geçen havaya transfer olan ısı aşağıda ki eşitlikler aracılığı ile belirlenebilmektedir. Burada  $T_{gs}$  ve  $T_{çs}$  sırasıyla radyatöre giren ve çıkan suyun sıcaklıklarını temsil etmektedir. (Çengel ve Boles, 2006) (Kakaç ve Liu, 2012)

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p \Delta T = \dot{m}c_p (T_{gs} - T_{çs}) \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p (T_{gs} - T_{çs}) = h_{ort} A F \Delta T_{lm} \quad (9)$$

Burada  $F$  logaritmik ortalama sıcaklık farkı doğrulama faktörüdür ve değeri 1 olarak alınmıştır.  $\Delta T_{lm}$  ise logaritmik ortalama sıcaklık farkını temsil etmektedir. Bu değer su ve havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları kullanılarak aşağıdaki eşitlikler yardımıyla belirlenmektedir. (Kakaç ve Liu, 2012)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (10)$$

$$\Delta T_1 = T_{gs} - T_{çh} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{çs} - T_{gh} \quad (12)$$

Eşitlik 9 kullanılarak, radyatörden geçen suyun ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h_{ort}$ ) belirlenmektedir. (Kakaç ve Liu, 2012)

$$h_{ort} = \frac{\dot{m}c_p (T_{gs} - T_{çs})}{A F \Delta T_{lm}} \quad (13)$$

Suyun ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h_{ort}$ ) yardımıyla, akışın Nusselt sayısı eşitlik 14 aracılığı ile hesaplanmaktadır. (Incropera vd., 2007)

$$Nu = \frac{h_{ort} D_h}{k} \quad (14)$$

Grashof sayısı, doğal taşınımında kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanmakta ve aşağıdaki eşitlik aracılığı ile hesaplanmaktadır. (Incropera vd., 2007)

$$Gr = \frac{g \beta (T_y - T_{\infty}) L^3}{\nu^2} \quad (15)$$

Prandtl sayısı ise, momentum yayılımının ısı yayılımına oranı tanımlanmakta ve Eşitlik 16 yardımıyla belirlenebilmektedir. (Incropera vd., 2007)

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (16)$$

Stanton sayısı ise, ısı transferiyle sürtünme arasındaki ilişkiyi temsil eden bir nevi düzeltilmiş Nusselt sayısıdır ve Eşitlik 17 aracılığı ile hesaplanabilmektedir. (Incropera vd., 2007)

$$St = \frac{h}{c_p \rho_{su} V_{su}} = \frac{Nu}{Pr Re_L} \quad (17)$$

### 2.3. Deneylerin Yapılışı

Yukarıdaki bölümlerde de belirtildiği üzere, deney düzeneği birbirinden bağımsız 2 ana akış hattı ve 1 veri alma ünitesi olmak üzere üç bölümden oluşmaktadır. Deney düzeneğinin ana elemanları santrifüj pompa, santrifüj fan, akışkan tankı, termostatlı bir rezistans, otomobil radyatörü ve yardımcı tesisat elemanlarıdır. Yapılan deneylerde su debisi ölçümü şamandıralı tip bir debimetreye, sıcaklık verileri termokapullar ile, hava akış hızı ise hızı hot-wire tip anemometre kullanılarak elde edilmiştir. Ayrıca termokapullardan elde edilen veriler, bir veri toplama cihazına (datalogger) aracılığı ile bilgisayara aktararak sıcaklık değerleri elde belirlenmiştir.

Suyun radyatöre giriş sıcaklığı, rezistansa bağlanan bir termostat aracılığı ile sabitlenmiştir. Bu sayede radyatör giriş hattına sabit sıcaklığa sahip su, bir santrifüj pompa vasıtasıyla gönderilmiştir. Kullanılan pompaya by-pass ve basma vanası montajı yapılarak vanaları açma-kapama-kısma marifetiyle, şamandıralı tip debimetreden debi kontrolleri de yapılarak radyatöre giriş su debisi ayarlanmıştır. Radyatördeki suyu soğutmak için hava kanalından santrifüj fan vasıtasıyla hava basılmıştır. Bu fana bir varyak bağlanarak voltaj ayarlanmıştır. Bu sayede fanın beslendiği voltaj değerleri değiştirilerek, kanala gönderilen soğutma havasının hızı istenilen değerde ayarlanmıştır. Fanın devri, basma havasının hızı ve havanın basınç kaybı gibi değerler ölçme aletlerinden

okunarak, kanal içerisinde oluşan hava hızı tayin edilmiştir. Deney düzeneğinin çalıştırılmasından itibaren, sistem kararlı şartlara ulaşıncaya kadar beklenmiş ve ölçülen veriler stabil hale geldikten sonra kaydedilmeye başlanmıştır.

Tüm bu deneysel prosedür takip edilerek farklı su giriş debileri, su giriş sıcaklıkları ve hava hızları için deneyler tekrarlanmıştır. Daha sonra, hava ve su tablolarından yığın sıcaklık yaklaşımı yapılarak yoğunluk, viskozite, ısı iletkenlik katsayısı ve özgül ısı gibi değerler belirlenmiş ve deneylerden elde edilen ölçüm sonuçları da kullanılarak çeşitli hesaplamalar yapılmıştır.

### 3. Bulgular ve Tartışma

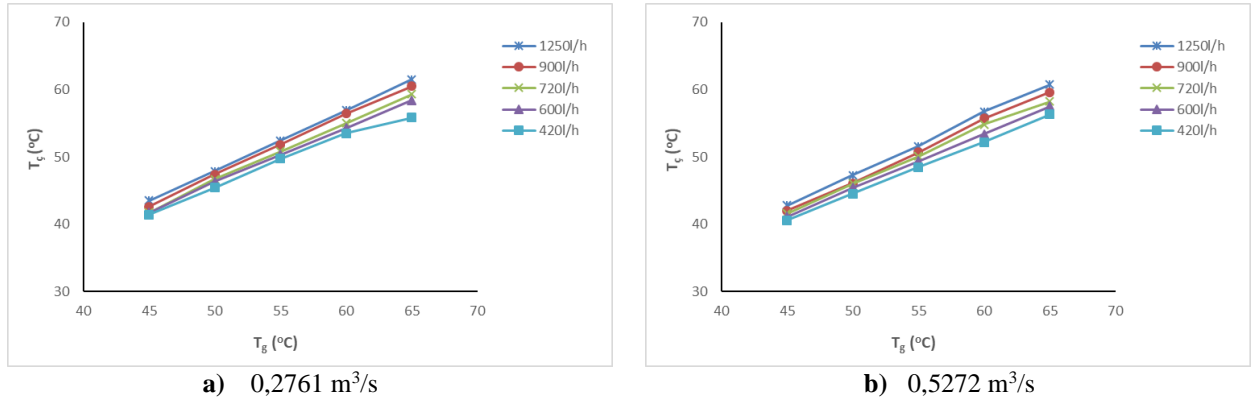
Bu çalışmada, radyatöre giren suyun sıcaklığı, radyatöre giren suyun debisi ve fanın basma hızı değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Bu amaçla, su giriş debisi 420-1250 l/h aralığında, giriş sıcaklığı 45-65 °C aralığında ve hava debisi ise 0,2761-0,5272 m<sup>3</sup>/s aralığında değiştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. Yapılan deneylerde incelenen parametreler ve değerleri Tablo 1’de detaylı olarak verilmiştir.

**Tablo 1.** Deneysel parametrelerin gösterimi

Su giriş sıcaklığı (°C)	45	50	55	60	65
Su giriş debisi (l/h)	420	600	720	900	1250
Hava debisi (m <sup>3</sup> /s)	0,2761	0,4085		0,5272	

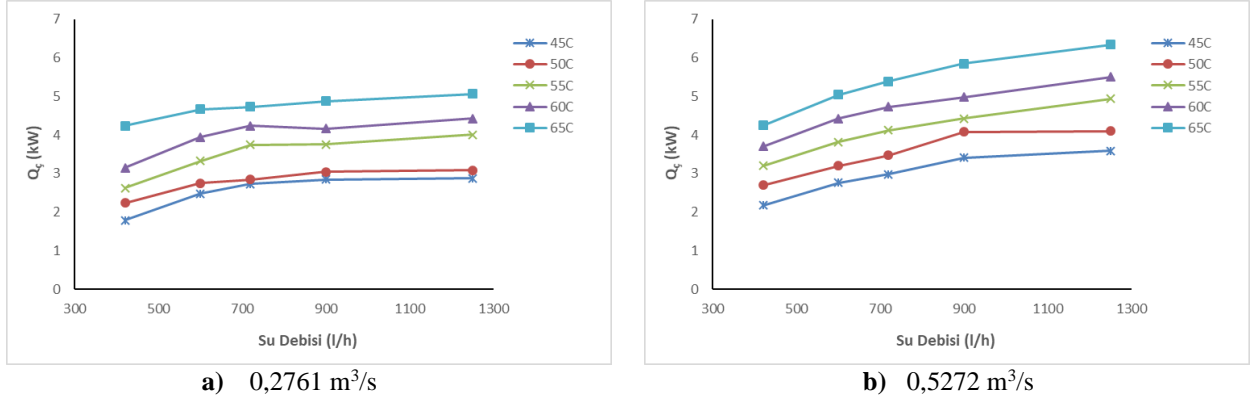
Bu çalışma kapsamında, tüm bu parametreler için toplam 75 farklı deney yapılmış ve elde edilen veriler aracılığı ile grafikler oluşturularak, incelenen radyatörün incelenen parametreler için ısı transfer performansı belirlenmeye çalışılmıştır. Bu deneylerden elde edilen sonuçlardan bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Şekil 3a ve 3b’de sırasıyla 0,2761 m<sup>3</sup>/s ve 0,5272 m<sup>3</sup>/s fan hava debileri için, radyatör su çıkış sıcaklığının su giriş sıcaklığı ile değişimi farklı su debileri için birlikte verilmiştir. Şekil 3a incelendiğinde, çizilen eğrilerin birbirine oldukça benzer davranış sergilediği görülmektedir. Genel olarak, artan su giriş sıcaklığı ile çıkan suyun sıcaklığı lineer olarak artış göstermektedir. Bu durum çalışılan tüm su debileri için benzer bir yapıdadır. Ayrıca, radyatörün içinden geçen suyun debisi arttıkça, su çıkış sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Bu durum ise, çalışılan tüm su giriş sıcaklıkları için geçerlilik göstermektedir. Şekil 3a ve 3b birlikte değerlendirildiğinde, hava debisinin 0,2761 m<sup>3</sup>/s’den 0,5272 m<sup>3</sup>/s’ye artırılması ile, farklı su debileri için çizilen eğrilerin birbirine yaklaştığı, fakat genel davranışın değişmediği görülmektedir. Artan hava debisi ile, su çıkış sıcaklıklarının belli bir ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Bu durumun, çalışılan tüm su debileri ve su giriş sıcaklıkları için gerçekleştiği görülmüştür.



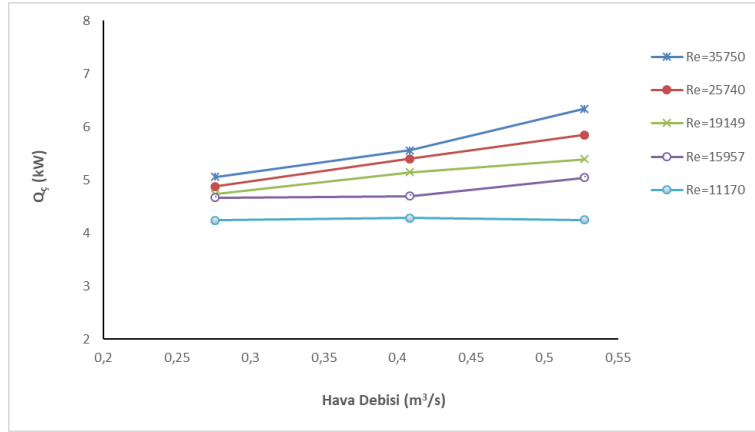
**Şekil 3.** Farklı su debileri için, su çıkış sıcaklığının su giriş sıcaklığı ile değişimi a) Hava debisi 0,2761 m<sup>3</sup>/s, b) Hava debisi 0,5272 m<sup>3</sup>/s

Şekil 4 incelendiğinde, farklı su giriş sıcaklıkları için radyatörden atılan ısının su giriş debisi ile değişimi, hava debisi 0,2761 m<sup>3</sup>/s ve 0,5272 m<sup>3</sup>/s için birlikte görülmektedir. Şekil 4a’dan da görüldüğü üzere, tüm su giriş sıcaklıkları için, artan su giriş debisi ile radyatörden gerçekleşen ısı transferi de bir miktar artış göstermektedir. Şekilde sabit su giriş debisi ele alındığında, su giriş sıcaklığının artışı ile radyatörden atılan ısıda önemli bir artış gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum tüm su debilerinde benzerlik göstermektedir. Şekil 4a ile 4b birlikte incelendiğinde, her iki hava debisi için genel yapının oldukça benzer olduğu görülmektedir. Ancak artan hava debisi ile radyatörden atılan ısıda önemli bir artış söz konusudur.



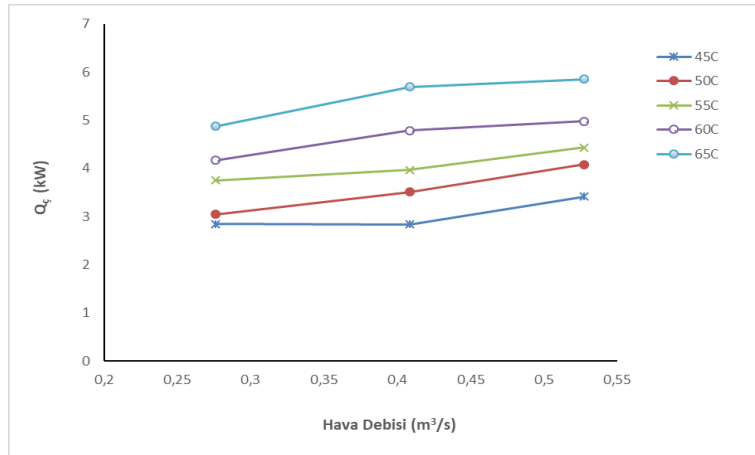
**Şekil 4.** Farklı su giriş sıcaklıkları için, gerçekleşen ısı transferinin su giriş debisi ile değişimi a) Hava debisi 0,2761 m<sup>3</sup>/s, b) Hava debisi 0,5272 m<sup>3</sup>/s

Şekil 5’de su giriş sıcaklığı 65°C’de sabit tutulduğunda, gerçekleşen ısı transferinin hava debisi ile değişimi farklı Reynolds sayıları için birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere, Reynolds sayısı 11170 olduğunda, hava debisinin artışının atılan ısı üzerinde pek bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Fakat Reynolds sayısı arttıkça, hava debisi atılan ısı transferi üzerinde artırıcı bir etki göstermektedir. Yüksek Reynolds sayılarında, hava debisinin artışı ile radyatörden atılan ısı lineer bir eğri oluşturmaktadır. Sabit bir hava debisi ele alındığında ise, artan Reynolds sayısı ile radyatörden atılan ısının arttığı görülmektedir.



**Şekil 5.** Su giriş sıcaklığı 65°C olduğunda, farklı Reynolds sayıları için, gerçekleşen ısı transferinin hava debisi ile değişimi

Şekil 6’da ise su giriş debisi 900 l/h’de sabit tutulduğunda, gerçekleşen ısı transferinin hava debisi ile değişimi farklı su giriş sıcaklıkları için birlikte verilmektedir. Şekil incelendiğinde, sabit su debisi için, artan hava debisi ile radyatörden atılan ısının arttığı görülmektedir. Bu eğilim tüm giriş sıcaklıkları için çizilen eğrilerde benzerlik göstermektedir. Ayrıca sabit hava debisi için şekil incelenirse, artan su giriş sıcaklığı ile atılan ısının arttığı görülmektedir.

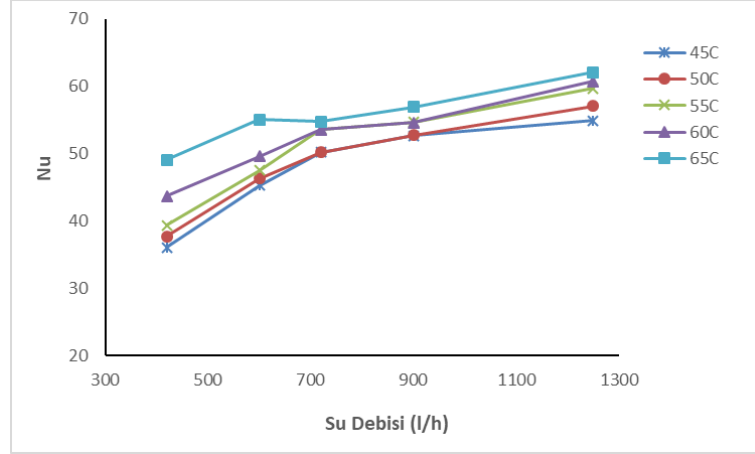


**Şekil 6.** Su giriş debisi 900 l/h olduğunda, farklı su giriş sıcaklıkları için, gerçekleşen ısı transferinin hava debisi ile değişimi

Şekil 7’de hava debisi 0,2761 m<sup>3</sup>/s’de sabit tutulduğunda, Nusselt sayısının su giriş debisi ile değişimi farklı su giriş sıcaklıkları için birlikte görülmektedir. Şekil incelendiğinde, su giriş debisinin artışı ile Nusselt sayısının artış gösterdiği görülmektedir. Bu

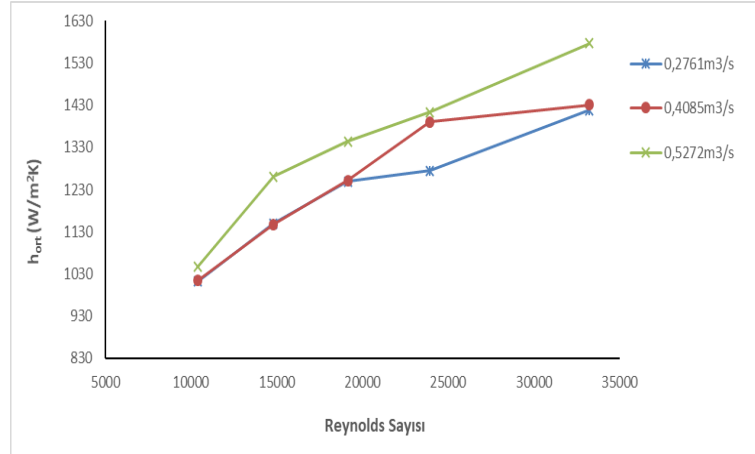


durum tüm su giriş sıcaklıkları için çizilen eğrilerde benzerlik göstermektedir. Ayrıca küçük su giriş debilerinde, su giriş sıcaklığının artışı ile Nusselt sayısının arttığı söylenebilir. Su giriş debisi arttıkça benzer bir eğilim gözlenmekle beraber, farklı su giriş sıcaklıkları için hesaplanan Nusselt sayılarının değerlerinin birbirine yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 7. Hava debisi 0,2761 m<sup>3</sup>/s olduğunda, farklı su giriş sıcaklıkları için, Nusselt sayısının su giriş debisi ile değişimi

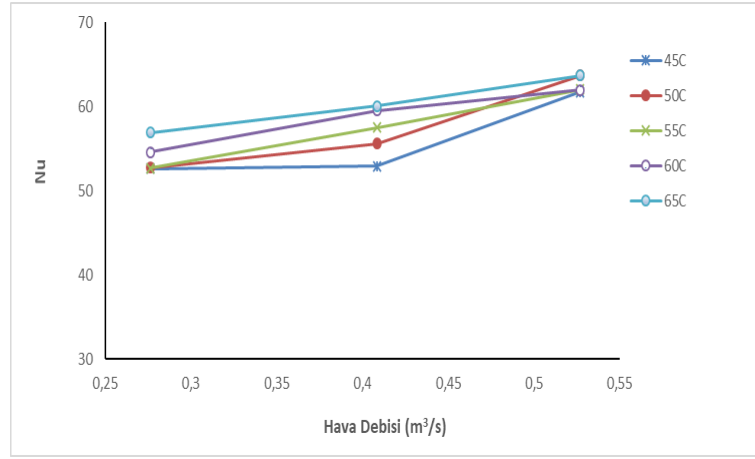
Şekil 8’de ise su giriş sıcaklığı 60°C’de sabit tutulduğunda, ısı taşınım katsayısının ( $h_{ort}$ ) Reynolds sayısı ile değişimi farklı hava debileri için birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere Reynolds sayısının artışı ile ısı taşınım katsayısının değeri lineere yakın bir artış göstermektedir. Çizilen bu eğriler incelenen tüm hava debileri için benzerlik göstermekle beraber, hava debisi 0,2861 ve 0,4085 m<sup>3</sup>/s olduğunda küçük Reynolds sayıları için üst üste çakışmaktadır. Reynolds sayısı 2500 değerinden sonra ise bu hava debileri için hesaplanan ısı taşınım katsayısının değerleri birbirlerinden farklılık göstermektedir.



Şekil 8. Su giriş sıcaklığı 60°C olduğunda, farklı hava debileri için, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

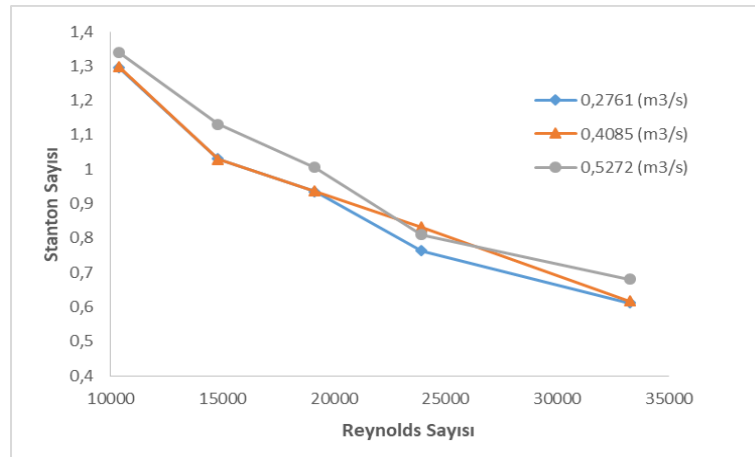
Şekil 9’da ise su giriş debisi 900 l/h’de sabit tutulduğunda, Nusselt sayısının hava debisi ile değişimi farklı su giriş sıcaklıkları için birlikte verilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere sabit su giriş debisi ve sabit su giriş sıcaklığı için, akışın hava debisinin artırılması ile Nusselt sayısının değeri artmaktadır. Bu durum çalışılan tüm su debileri ve tüm su giriş sıcaklıkları için benzerlik göstermektedir. Ayrıca sabit bir hava debisi için Şekil 9 incelenirse, artan su giriş sıcaklığı ile gerçekleşen Nusselt sayısının değerinin de arttığı görülmektedir.





Şekil 9. Su giriş debisi 900 l/h olduğunda, farklı su giriş sıcaklıkları için, Nusselt sayısının hava debisi ile değişimi

Şekil 10'da ise suyun 60°C radyatöre giriş koşulu altında farklı fan debileri için, Stanton sayısının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde, sabit Reynolds sayısı için radyatöre giren havanın giriş debisi artırıldığında Stanton sayısının da artma eğiliminde olduğu görülmektedir. Fakat, sabit hava giriş debisi için akışın Reynolds sayısı arttıkça Stanton sayısı azalma eğiliminde olmaktadır. Bu durumun en büyük sebebi Stanton sayısının formülülasyonunda, Re sayısının bölen olarak yer alması olduğu söylenebilir. Ayrıca Reynolds sayısındaki artış suyun giriş hızının değerini artırmakta bu durum ise sürtünme katsayısının değerinin azalmasına sebep olmaktadır. Stanton sayısı ile sürtünme katsayısının birbirleri ile doğru orantılı olmasından dolayı, Reynolds sayısı arttıkça Stanton sayısının azalış gösterdiği düşünülmektedir.



Şekil 10. Su giriş sıcaklığı 60°C olduğunda farklı hava giriş debileri için, Stanton sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

#### 4. Sonuç

Bu çalışma kapsamında, bir otomobil radyatörünün çalışmasını temsil eden bir deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur. Kurulan bu deney düzeneği aracılığı ile, radyatörün su giriş debisi 420-1250 l/h aralığında, giriş sıcaklığı 45-65 °C aralığında ve hava debisi ise 0,2761-0,5272 m³/s aralığında değiştirilerek deneyler tekrarlanmıştır. Deneylerden elde edilen veriler ışığında radyatör olarak kullanılan bir ısı eşanjörünün çalışma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, incelenen diğer parametreler sabit tutulurken radyatöre giren suyun sıcaklığının artırılması, suyun giriş debisinin artırılması veya soğutucu havanın debisinin artırılmasının, Nusselt sayısının değerini artırdığı ve radyatörden gerçekleşen ısı transferinde artışa sebep olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla incelenen parametre aralığında, suyun giriş sıcaklığının, debisinin ve soğutma havasının debisinin maksimum olduğu durumda radyatörün optimum soğutma performansı gerçekleştirdiği belirlenmiştir.

#### Teşekkürler

Bu çalışma Kırıkkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir. Proje numarası 2019/057, Proje adı "Nanoakışkanların Otomobil Radyatöründe Kullanımının Deneysel Olarak İncelenmesi" dir.

#### Referanslar

Bošnjakovic, M., Muhic, S., & Cikir, A. (2019). Experimental Testing of the Heat Exchanger with Star-Shaped Fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, 149, doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119190

- Calisir, T., Yazar, H. O., & Baskaya S. (2019). Thermal Performance of PCCP Panel Radiators for Different Convectur Dimensions -An Experimental and Numerical Study, *International Journal of Thermal Sciences*, 137, 375-387. doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.12.007
- Canbolat, A. S. (2014). Otomobil Radyatörlerinin Isıl Performans Optimizasyonunun Nümerik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, Türkiye.
- Cuevas, C., Makaire, D., Dardenne, & L, Ngendakumana, P. (2011). Thermo-Hydraulic Characterization of a Louvered Fin and Flat Tube Heat Exchanger, *Experimental Thermal And Fluid Science*, 35, 154-164 doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.08.015
- Çengel, Y. A., & Boles, A. M. (2006). *Thermodynamics an Engineering Approach* (5th. ed.). New York, McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Cimbala J. M. (2006). *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications* (1st. ed.). New York, McGraw-Hill.
- Dwivedi V.D. ve Rai R., Modeling and Fluid Flow Analysis of Wavy Fin Based Automotive Radiator, *Vishwa Deepak Dwivedi Int. Journal of Engineering Research and Applications*, 5(1) (2015), pp.17-26.
- Gorobets, V., Bohdan, Y., Trokhaniak, V., & Antypov L., (2019). Investigations of Heat Transfer and Hydrodynamics in Heat Exchangers with Compact Arrangements of Tubes, *Applied Thermal Engineering*, 151, 46-54. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.059
- Incropera, P.F., Dewitt, P. D., Bergman, L. T., & Lavine, S. A. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th. ed.). Hoboken, NJ, John Wiley & Sons.
- Kakaç, S., & Liu, H. Pramanjaroenkij A. (2012), *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design* (3rd ed.). Boca Raton, FL, CRC Press.
- Karthik, P., Kumaresan, V., & Velraj R. (2015). Experimental And Parametric Studies Of A Louvered Fin And Flat Tube Compact Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics, *Alexandria Engineering Journal*, 54, 905-915. doi.org/10.1016/j.aej.2015.08.003
- Kilicaslan, İ., & Sarac, H. İ. (1998). Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holographic Interferometry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17, 339-346. doi.org/10.1016/S0894-1777(98)00006-5
- Leu, J.S., Liu, M.S., Liaw, M.S., & Wang, C.C. (2001). A Numerical Investigation of Louvered Fin and Tube Heat Exchangers Having Circular and Oval Tube Configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 4235-4243. doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00081-3
- Malapure, V.P., Sushanta, K. M., & Bhattacharya, A. (2007). Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer over Louvered Fins in Compact Heat Exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 199-211. doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.04.010
- Nuntaphan, A., Vithayasai, S., Kiatsiriroat, T., & Wang, C.C. (2007). Effect of Inclination Angle on Free Convection Thermal Performance of Louver Finned Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 361-366. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.008
- Ploskić, A., Wang, Q., & Sadrizadeh S. (2019). A Holistic Performance Evaluation of Ventilation Radiators - an Assessment According to EN 442-2 Using Numerical Simulations, *Journal of Building Engineering*, 25. doi.org/10.1016/j.job.2019.100818
- Ravisankar, R., Venkatachalapathy, V. S. K., & Alagumurthy N. (2017). Thermal Performance Improvement of Tractor Radiator Using CuO/Water Nanofluid, *Heat Transfer—Asian Research*, 46 1, 61-74. doi.org/10.1002/htj.21198
- Vaisi, A., Esmailpour, M., & Taherian, H. (2011). Experimental Investigation of Geometry Effects on the Performance of a Compact Louvered Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31, 3337-3346. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.06.014