



## OTOMOBİL RADYATÖRLERİNİN ISIL PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN NÜMERİK İNCELENMESİ

Ahmet Serhan CANBOLAT\* ve Burak TÜRKAN\*\*

\*Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü  
16059, Bursa, ascanbolat@uludag.edu.tr

\*\*Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü  
16059, Bursa, burakt@uludag.edu.tr

(Geliş Tarihi: 20.02.2015, Kabul Tarihi: 09.05.2016)

**Özet:** Enerji verimliliği konusu son yıllarda hakkında en çok çalışma yapılan konuların başında gelmektedir. Otomotiv sektöründe de bu konu üzerinde çalışmalar yapılmaktadır. Bu bağlamda, otomobil soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri olan otomobil radyatörünün ısı performansının artırılması, aynı boyuttaki bir radyatörün daha verimli çalışmasının sağlanması önemli bir çalışma konusudur. Otomobil radyatörleri kompakt, çapraz akışlı, sudan havaya ısı değiştiricileridir. Bu çalışmada radyatörün eni ve boyu sabit tutularak, boru sayısının, boru çapının, hava hızının, soğutucu akışkan hızının, kanatçık sayısının ve kanatçık malzemesinin radyatörün ısı performansına ve etkenliğine, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki basınç kayıplarına etkisi ANSYS – Fluent programı kullanılarak nümerik olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda; hava hızı arttıkça, boru sayısı arttıkça, boruların çapı büyüdükçe, kanatçık sayısı arttıkça radyatörün etkenliğinin dolayısıyla ısı performansının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca kanatçık malzemesi olarak alüminyum yerine bakır kullanılmasının ısı performans açısından daha iyi bir seçenek olduğu gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Radyatör. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği. Isıl performans. Isı transferi. Etkenlik. Kompakt ısı değiştiricisi.

## NUMERICAL INVESTIGATION INTO THERMAL PERFORMANCE PARAMETERS OF AUTOMOBILE RADIATORS

**Abstract:** Recently, the issue of energy efficiency is one of the most studied topics. This issue is ever-increasing investigated in automotive sector. In this context, improving thermal performance and heat transfer effectiveness of an automobile radiator which are the most important components of the automobile cooling system, are very important subject of study. Automobile radiator that is a compact cross-flow water to air heat exchangers. In this study, while the length and width of the radiator kept constant, the effect of number of tubes, diameter of tubes, velocity of air, number of fins and the material of fins into the radiators thermal performance and effectiveness were numerically investigated using ANSYS – Fluent. In conclusion; with increasing the air velocity, the number of the tubes, diameter of the tube and the number of the fins, it is observed that radiators effectiveness was increased, consequently thermal performance was increased. Additionally, it is also observed that, instead of aluminium, using copper as a material of fin is a better option for thermal performance.

**Keywords:** Radiator. Computational Fluid Dynamics. Thermal performance. Heat transfer. Effectiveness. Compact heat exchanger.

### SEMBOLLER

A	Alan [m <sup>2</sup> ]	Q	Isı transfer hızı [W]
C <sub>p</sub>	Isı kapasitesi [J/kgK]	r	Yarıçap [mm]
ε	Radyatör etkenliği	T	Sıcaklık [°C]
ε <sub>kanat,genel</sub>	Kanatçık etkenliği	u	Hız [m/s]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s <sup>2</sup> ]	U	Toplam ısı transfer katsayısı [W/m <sup>2</sup> °C]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m <sup>2</sup> °C]	μ	Viskozite [Pa.s]
k	Isı iletim katsayısı [W/m °C]	η	Radyatör verimi
L	Karakteristik uzunluk [m]	η <sub>kanat</sub>	Kanatçık verimi
NTU	Transfer Birim Sayısı	ρ	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
P	Basınç [Pa]	Ø	Viskoz ısınmayı temsil eden fonksiyon

## GİRİŞ

Her sektörde olduğu gibi otomotiv sektöründe de enerji verimliliği, enerji tüketiminin minimuma indirilmesi, üretilmesi planlanan parçaların optimizasyon testlerinin yapılması konularında çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar yapıp enerji tasarrufu sağlanırken aynı zamanda ihtiyaç duyulan performans kriterinin de sağlanması gerekmektedir.

Otomobil soğutma sisteminin en önemli elemanlarından birisi olan radyatörler bir çeşit kompakt ısı değiştiricisidir. Motorların soğutma devrelerinde dolaşan soğutma sıvısı motor çalıştıkça ısınır. Otomobil radyatörlerinin birincil görevi de soğutma sıvısındaki bu aşırı ısıyı hava vasıtasıyla dış ortama atmak ve motorun optimum sıcaklıkta çalışmasını sağlamaktır.

Günümüz binek araçlarında, radyatör için bırakılan alan genelde birbirine yakındır. Fakat gerek farklı motor hacmine sahip araçların radyatörlerinde farklı soğutma kapasitesine ihtiyaç duyulması, gerekse tüm araçlarda gerekli performans kriterinin sağlanması şartıyla daha küçük radyatörler üretilmek istenmesi, radyatörler üzerinde yapılan çalışmaları arttırmıştır. Yapılan bu çalışmaların ardından hemen seri üretime geçmek riskli ve doğru olmayan bir yöntemdir. Bunun yerine radyatörün prototipi yapılabilir. Fakat prototip üretilmesi ve uygunluk testlerinin yapılması uzun, meşakkatli ve maliyetli bir süreçtir. Çoğu zaman hesaplanan ve uygun olduğu düşünülen tasarımlar pratikte istenilen koşulları yerine getirememekte, buna bağlı olarak birden çok prototipin üretilmesi ve deneylerin tekrarlanması gerekmektedir. Bu da maliyeti oldukça arttırmaktadır. Son yıllarda ise bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak; radyatörün prototipi üretilip deneylere başlanmadan önce, gerekli hesaplamalar yapıp tasarlanan ürün bilgisayar ortamında modellenmekte, uzun süre ve maliyet gerektiren ön denemeler yine bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Bu analizler hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanarak yazılan programlar vasıtasıyla yapılmaktadır. Programlar akış denklemlerini sayısal yöntemlerle çözmekte ve elde edilen sonuçları görsel veya sayısal olarak sunmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanan bu programlar ile para ve zaman tasarrufu sağlanmaktadır.

Bu çalışmada da bir otomobil radyatöründeki boru sayısı, boru çapı, hava hızı, soğutucu akışkan hızı, kanatçık sayısı ve kanatçık malzemesi gibi parametreler değiştirilerek, bu parametrelerdeki değişikliklerin radyatörün ısı performansına ve basınç kayıplarına etkisi bilgisayar ortamında nümerik olarak incelenmiştir.

Literatürde otomobil radyatörlerinin ısı performansının iyileştirilmesine yönelik yapılmış birçok çalışmaya rastlamak mümkündür.

Soğutma sıvısına çeşitli nano sıvılar ekleyerek performansı iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapılmıştır. Vajjha ve ark. (2010) iki farklı nano sıvıyı ( $Al_2O_3$  ve  $CuO$ ) su ve etilen glikolle karıştırıp temel soğutma

sıvısından daha üstün bir sıvı elde etmek istemişlerdir.  $Al_2O_3$  ve  $CuO$  nano sıvılarıyla farklı hacimsel yoğunluklarda yapılan ısı transferi hesaplamalarında, yoğunluk arttıkça ortalama ısı transfer katsayısında da önemli bir artış olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının da artmasıyla ortalama ısı transferi miktarı artış göstermiştir. Bununla birlikte aynı miktardaki ısı transferi miktarı için ihtiyaç duyulan pompalama gücü azalmıştır. Peyghambarzadeh ve ark. (2012) yaptıkları diğer bir çalışmada otomobil radyatöründeki toplam ısı transfer katsayısı iki farklı su bazlı nano sıvı ( $CuO$  ve  $Fe_2O_3$ ) kullanarak, farklı hava, sıvı hızları ve farklı nano partikül konsantrasyonları için hesaplamışlardır. Toplam ısı transfer katsayısının sıvının akış debisiyle, havanın akış debisiyle ve nano partikül konsantrasyonu ile doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir. Fakat daha önceki çalışmalarından farklı olarak bu çalışmalarında sıvının radyatöre giriş sıcaklığı arttıkça toplam ısı transfer katsayısının azaldığını gözlemlemişlerdir. Naraki ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada  $CuO$  için toplam ısı transfer katsayısını, farklı hava ve sıvı akış debilerinde, farklı nano sıvı konsantrasyonlarında ve sıvının farklı giriş sıcaklıklarında deneysel olarak hesaplamışlardır. Burada da nano sıvının radyatöre giriş sıcaklığı arttıkça toplam ısı transfer katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir.

Oliet ve ark. (2007) otomobil radyatörler hakkında çok kapsamlı bir değerlendirme içeren parametrik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında soğutucu akışkanın ve havanın kütle debilerinin ve giriş sıcaklıklarının ısı performansına ne şekilde etki ettiği bulunmaya çalışılmıştır. Araştırmanın sonunda soğutucu akışkanın ve havanın akış debisi arttıkça soğutma kapasitesinin de arttığı gözlenmiştir.

Kanatçık; radyatörün daha kompakt bir hale gelmesini sağladığından ısı performansını artırılması açısından çok önemli bir yere sahiptir. Bu konuda Kriplani ve Ganorkar (2012) dikdörtgen kanal ve delikli kanatçık olarak dizayn edilmiş bir sistemdeki toplam ısı transferi performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Deney sonuçlarında Reynolds sayısı arttıkça, kanatçıktaki delik sayısı arttıkça, delik çapı arttıkça  $Nusselt_{delikli} / Nusselt_{normal}$  oranının da arttığı gözlemlenmiştir. Buradan anlaşılıyor ki delik sayısı, delik çapı, Reynolds sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Kulasekharan ve ark. (2012) kanatçık geometrisini (kanatçık kalınlığı, kanatçıktaki delikler arası mesafe) ve akış parametrelerini (havanın ve soğutucu akışkanın debisi) değiştirerek bu parametrelerin ısı performansına etkisini nümerik olarak incelemiş ve sonuçları karşılaştırmıştır. Analizler sonunda kanatçıktaki delikler arası mesafe arttıkça ihtiyaç duyulan pompalama gücü azalmış ve net ısı transferi artmıştır. Hava akış debisi arttıkça ısı transferinde çok büyük bir artış görülmüştür. Su debisindeki azalmanın da ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Kanatçık kalınlığını arttırmanın ısı transferini de arttırdığı görülmüştür.

Radyatörlerin ısı performansında kanatçığın etkisinden başka boru düzenleri de önemli bir yere sahiptir. Demir ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada radyatörlerde birden

çok boru demeti kullanmanın ısı geçişi üzerinde etkisini incelemiştir. Deneysel olarak yapılan bu çalışmada boru demeti sayısının net ısı transferi üzerindeki etkisi farklı hava hızları için denenmiştir. Genelde artan hava hızı ve su debisi ile birlikte radyatörün ısı kapasitesinin de arttığı görülmüştür. Aynı zamanda boru sıra sayısı arttığında su tarafında akışkanın geçtiği toplam kesit alanı artacağından radyatördeki su hızı da düşmekte buna bağlı olarak basınç kayıplarında bir azalma olduğu gözle çarpmıştır.

## MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada bir otomobil radyatörü için hava hızının, soğutucu akışkan hızının, boru sayısının, boru çapının, kanatçık sayısının ve kanatçığın yapıldığı malzemenin ısı performansına ve basınç kayıplarına etkisi nümerik olarak incelenmiştir. İlk olarak akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde karşılaşılan kütle, momentumun ve enerjinin korunumu denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir.

### Kütle Korunumu Denklemi

Diferansiyel bir kontrol hacmi için yazılan kütle korunumu denklemi, genellikle süreklilik denklemi olarak adlandırılır (Çengel 2012).

Silindirik koordinatlar için üç boyutta  $(r, \theta, x)$  süreklilik denklemi;

$$\left( \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) = 0 \quad (2.1)$$

şeklinde yazılabilir (Bejan 2003).

### Momentumun Korunumu

Radyatördeki borular silindirik geometriye sahip olduğundan; silindirik koordinatlarda momentum denkleminin sırasıyla  $(r, \theta, x)$  bileşenleri;

$$\rho \left( \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_x \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left( \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial x^2} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho \left( \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) \quad (2.4)$$

şeklinde yazılabilir (Bejan 2003).

### Enerjinin Korunumu

$$\left[ \rho \frac{De}{Dt} \right] + \left[ e \left( \frac{De}{Dt} + \rho \nabla \cdot u \right) \right] = \left[ -\nabla \cdot q \right] + \left[ q'' \right] - \left[ P \nabla \cdot \vec{V} - \mu \phi \right] \quad (2.5)$$

Burada  $\phi$  viskoz ısınmayı temsil eden fonksiyondur. Bu denklem sıkıştırılmaz bir akış için şu hali alır;

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q'' + \mu \phi \quad (2.6)$$

Denklem Newton tipi sıkıştırılmaz bir akış için sabit fiziksel özellikler kabulüyle silindirik koordinatlarda şu şekilde yazılabilir:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \mu \phi \quad (2.7)$$

### Radyatörün Çözümlemesi ve Isı Transferi Hesaplamaları

Radyatördeki ısı transferi genellikle her bir akışkan tarafından taşınım ve iki akışkanı ayıran boru duvarında iletim yoluyla olur. Isı transferi üzerinde bütün bu etkileri hesaba katan parametreye toplam ısı transfer katsayısı (U) adı verilmiştir.

İletim ve taşınım dirençlerinin toplamı şu şekilde hesaplanır;

$$R_t = R_i + R_{duvar} + R_d = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_d A_d} \quad (2.8)$$

Bu denklemde kirlilik faktörü ihmal edilmiştir. Boru duvar kalınlığı çok küçük ve borunun yapıldığı malzemenin ısı iletim katsayısı büyük olduğunda ki genelde böyledir, borunun ısı direnci ihmal edilebilir ( $R_{duvar} \approx 0$ ). Borunun iç ve dış alanları da neredeyse aynı olduğundan ( $A_i \approx A_d \approx A_s$ ) toplam ısı transfer katsayısı (U) için şu denklem yazılabilir;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_d} \quad (2.9)$$

Radyatörlerin dış yüzeyi çevreye ısı kaybı olmayacak şekilde mükemmel yalıtılmış olarak kabul edilebilir. Bu durumda ısı transferinin sadece sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında olduğu kabul edilmiş olunur. Dolayısıyla sıcak akışkandaki ısı transfer hızı, soğuk akışkandaki ısı transfer hızı ile eşit olacak şekilde hesaplamalar yapılır.

Soğuk akışkandaki ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (2.10)$$

Sıcak akışkandaki ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (2.11)$$

Radyatörlerin etkenliği aşağıdaki parametrelere bağlıdır;

$$\varepsilon = f(NTU, C_{\min} / C_{\max}, geometri) \quad (2.12)$$

Etkenlik bulunurken de şu formül kullanılmıştır;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{ort}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.13)$$

Buradaki maksimum ısı transfer hızı ( $\dot{Q}_{\max}$ ) ifadesi şu şekilde hesaplanır;

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.14)$$

Soğutucu akışkan için;

$$C_{sıvı} = \dot{m}_{sıvı} \cdot c_{sıvı} \quad (2.15)$$

Hava için;

$$C_{hava} = \dot{m}_{hava} \cdot c_{hava} \quad (2.16)$$

'dan küçük olan  $C_{sıvı}$  ve  $C_{hava}$  ifadeye  $C_{\min}$  denilir

ve  $\dot{Q}_{\max}$  hesaplanır.

Kanatçık verimi ile ilgili formüller aşağıda verilmiştir;

$$\eta_{kanat} = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (2.17)$$

$$m = \sqrt{2h / kt} \quad (2.18)$$

$$L_c = L + t / 2$$

Kanatçık etkenliği ise şu şekilde hesaplanır;

$$\varepsilon_{kanat, genel} = \frac{h(A_{kanatsız} + \eta_{kanat} A_{kanat})(T_b - T_{\infty})}{hA_{kanat yok}(T_b - T_{\infty})} \quad (2.19)$$

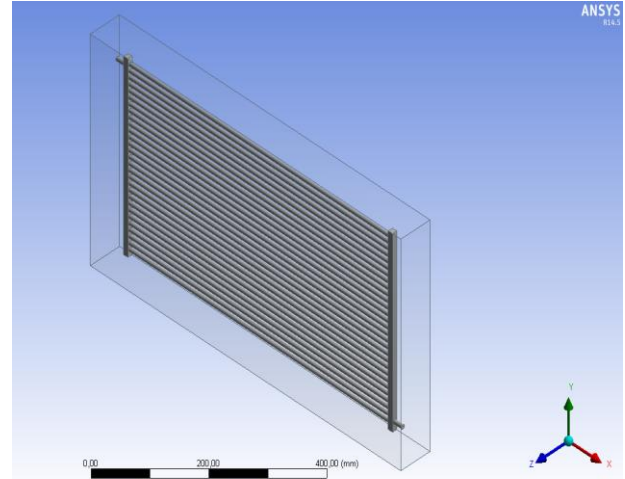
## NÜMERİK ANALİZ

### Doğrulama Aşaması İçin Yapılan Analizler

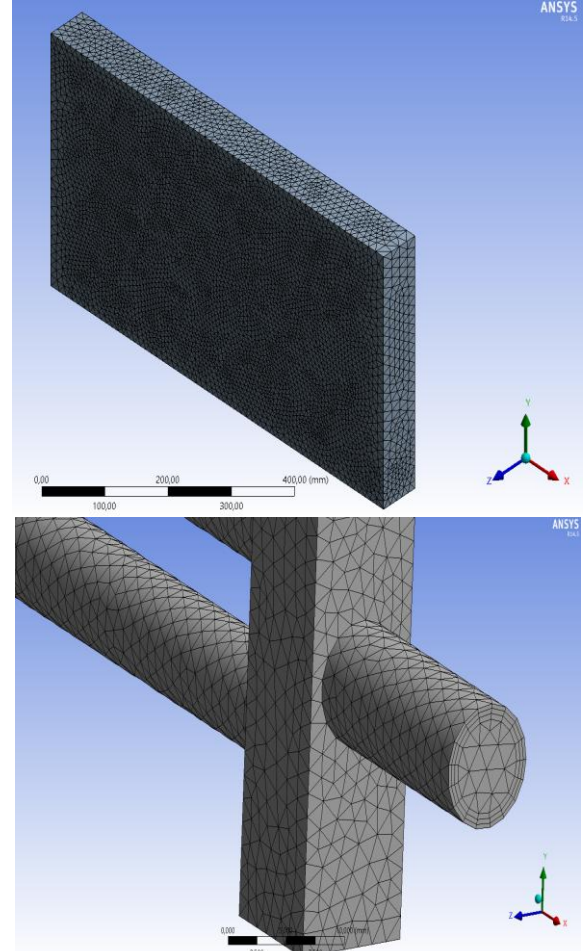
Bu çalışmada doğrulama işlemi için Trivedi ve Vasava (2012)'nin radyatörlerde borular arası mesafenin radyatörün ısıl performansına etkisini inceledikleri çalışma seçilmiştir. Bu çalışmada kullanılan radyatör; eni 664 mm, boyu 360 mm, her bir borunun çapı 7 mm,

giriş ve çıkıştaki küçük boruların çapları 8 mm, borular arası mesafe ise 12 mm olacak şekilde üç boyutlu olarak SolidWorks programında modellenmiştir. Ardından hava hacmi de modellenerek hava ve radyatör modeli birleşik olarak ANSYS – Fluent programında açılmıştır.

Analiz aşamasından önce model sonlu hacimlere (mesh) bölünmüştür. Ayrıca ısı transferinin yoğun olarak gerçekleştiği borulara ve cidarlara daha sık mesh atılmıştır.



Şekil 1. Radyatörün hava hacmi modellendikten sonraki hali



Şekil 2. Havanın sonlu hacimlere ayrılmış hali ve cidarlara atılan ince meshler

**Çizelge 1.** Soğutucu akışkanın özellikleri

Özellikler	% 50 Etanol + % 50 Su Karışımı
Yoğunluk $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1066
Isı Kapasitesi $C_p$ (J/kgK)	3570
Isı İletkenliği $k$ (W/mK)	0.42
Viskozite $\mu$ (Pa.s)	0.0041

**Çizelge 2.** Analiz öncesi girilen başlangıç ve sınır şartları

Bölgeler	Tipi	Hız (m/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (Pa)
Hava Girişi	Velocity Inlet	8.33	35	-
Hava Çıkışı	Pressure Outlet	-	-	101325
Soğutucu Girişi	Velocity Inlet	2	95	-
Soğutucu Çıkışı	Pressure Outlet	-	-	101325

**Çizelge 3.** Her bir parametre için ayarlanan yakınsama kriteri

Parametreler	Yakınsama Kriteri
Süreklilik	$1.10^{-3}$
x-yönündeki hız	$1.10^{-4}$
y-yönündeki hız	$1.10^{-4}$
z-yönündeki hız	$1.10^{-4}$
Enerji	$1.10^{-6}$
k	$1.10^{-4}$
Epsilon ( $\epsilon$ )	$1.10^{-4}$

Doğrulama çalışması için yapılan analizde soğutucu akışkan olarak % 50 Etanol + % 50 Su karışımı kullanılmıştır. Fluent'in kendi içinde bu sıvı olmadığından dolayı literatürde bulunan sıvı özellikleri programa sonradan girilmiştir. Çizelge 1.'de akışkan özellikleri olarak programa girilen sayısal değerler görülmektedir. Çizelge 2.'de analizde kullanılan başlangıç ve sınır şartları, Çizelge 3.'de ise yakınsama kriterleri için girilen değerler verilmiştir.

### Doğrulama İşlemi İçin Hava Hızının Radyatörün Isıl Performansına Etkisinin İncelenmesi

Diğer bütün parametrelerin aynı kalması şartıyla, bu analiz sekiz farklı hava hızı (8.33, 11.11, 13.88,

**Çizelge 4.** Meshten Bağımsızlık Çalışması

Hava Hızı(m/s)	3 MİLYON			9 MİLYON			15 MİLYON		
	Deneysel	CFD	Fark (%)	Deneysel	CFD	Fark (%)	Deneysel	CFD	Fark (%)
8,33	87,12	89,5	-2,732	87,12	87,5	-0,436	87,12	87,01	0,126
11,11	86,92	88,72	-2,071	86,92	87,28	-0,414	86,92	86,85	0,081
13,88	86,52	88,07	-1,731	86,52	86,5	0,027	86,52	86,37	0,173
16,66	86,14	87,41	-1,470	86,14	85,86	0,320	86,14	85,82	0,371
19,44	85,95	87,12	-1,361	85,95	85,11	0,977	85,95	85,59	0,419
22,22	85,14	86,38	-1,450	85,14	84,37	0,907	85,14	84,98	0,188
25,29	84,96	86,22	-1,483	84,96	84,13	0,982	84,96	84,72	0,282
27,77	84,52	85,46	-1,110	84,52	83,41	1,309	84,52	84,41	0,130
	Ortalama hata →		<u>1,676</u>	Ortalama hata →		<u>0,671</u>	Ortalama hata →		<u>0,221</u>

16.66, 19.44, 22.22, 25.29, 27.77 m/s) için tekrarlanmıştır ve soğutucu akışkan için sekiz farklı çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda bulunan değerler Trivedi ve Vasava (2012)'nin çalışmasında var olan nümerik ve deneysel veriler ile kıyaslanmıştır.

Doğrulama işlemi için analizlere başlamadan önce meshten bağımsızlık işlemi yapılmıştır. Oluşturulan model yaklaşık olarak 3 milyon, 9 milyon ve 15 milyon sonlu hacime ayrılmış analizler yapılmıştır.

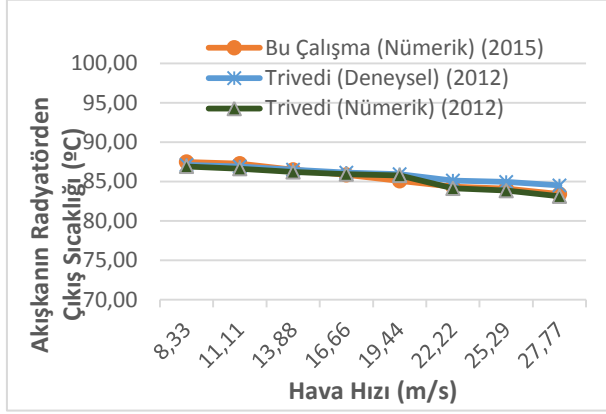
İstenilen hata oranı %1 olarak seçilmiştir ve model 9 milyon parçaya bölüdüğü zaman bu hata oranı yakalandığı için bundan sonraki sonlu hacimlere ayırma işlemlerinde de mesh sayısı 9 milyon olarak belirlenmiştir.

Optimum mesh sayısı bulunduktan sonra doğrulama çalışması için analizler yapılmıştır ve aşağıdaki tablo oluşturulmuştur.

Radyatör üzerine akan havanın hızı arttıkça akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı düşmüştür, dolayısıyla radyatörün ısıl performansı artmıştır.

**Çizelge 5.** Literatürdeki ve bu çalışmada elde edilen sayısal veriler

	Hava Hızı (m/s)	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı (°C) Trivedi (Nümerik) (2012)	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı (°C) Trivedi (Deneysel) (2012)	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı (°C) Bu Çalışma (Nümerik) (2015)
1	8,33	86,94	87,12	87,50
2	11,11	86,65	86,92	87,28
3	13,88	86,24	86,52	86,50
4	16,66	85,96	86,14	85,86
5	19,44	85,79	85,95	85,11
6	22,22	84,15	85,14	84,37
7	25,29	83,86	84,96	84,13
8	27,77	83,15	84,52	83,41



**Şekil 3.** Bu Çalışma (Nümerik) (2015), Trivedi (Nümerik) (2012) ve Trivedi (Deneysel) (2012) elde edilen sonuçlarının karşılaştırılması

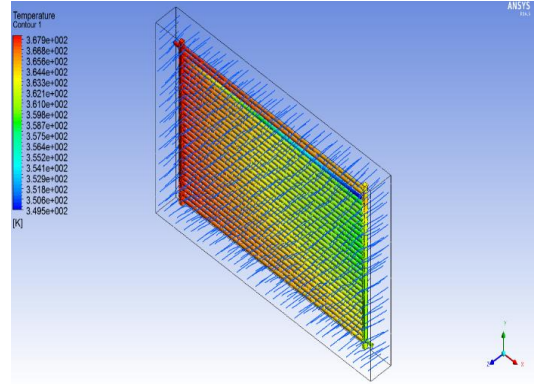
Bu çalışmada elde edilen sonuçların, doğrulama işlemi için seçilen çalışmadaki değerlerle büyük oranda örtüştüğü görülmektedir. Yapılan bu çalışma sayısal verilerle yapılan doğrulama işleminin dışında hava hızının radyatörün ısı performansına ne şekilde etki ettiğini araştıran ve literatürde varolan başka çalışmalarla da doğrulanmıştır. Oliet ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada havanın akış debisi yani hızı arttıkça radyatörün soğutma kapasitesinin yani ısı performansının arttığını görmüşlerdir. Peyghambarzadeh ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada toplam ısı transfer katsayısının havanın akış debisiyle doğru orantılı olduğunu görmüşlerdir. Kulasekharan ve ark. (2012) hava akış debisi arttıkça ısı transferinde büyük bir artış olduğunu gözlemişlerdir. Naraki ve ark. (2013) havanın akış debisini yani Reynolds sayısını arttırdıkça toplam ısı transfer katsayısının da arttığını gözlemişlerdir. Yapılan doğrulama çalışması yukarıda bahsedilen çalışmaların sonuçlarıyla da paralellik göstermektedir.

Literatüre bakıldığında radyatördeki akışı ve ısı transferini inceleyen çalışmalarda genelde standart k-ε türbülans modelinin kullanıldığı görülmektedir. Bu çalışmada da doğrulama çalışmasındaki sonuçlara en yakın değerler türbülans modeli olarak "Standart k-ε", duvar yaklaşımı olarak da "Non-Equilibrium Wall Functions" seçildiğinde elde edilmiştir.

Hava hızının ısı performansına etkisinin dışında, radyatördeki boru sayısı değiştirilmiş, boru çapları değiştirilmiş, soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızları değiştirilmiş, radyatöre kanatçık ilavesi yapılmış ve son olarak da eklenen bu kanatçıkların malzemesi değiştirilip bu parametrelerin ısı performansına etkisi gözlemlenmiştir.

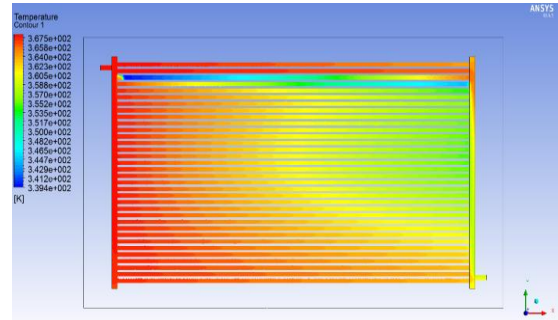
### Boru Sayısının Radyatörün Isıl Performansına Etkisi

Boru sayısının radyatörün ısı performansına etkisini incelemek için Çizelge 2.'deki başlangıç ve sınır şartlarının, boru çaplarının aynı kalması, radyatörün yükseklik ve genişliğinin de sabit kalması koşuluyla boru sayıları farklı (14, 19, 24, 29, 34 ve 39 boru sayılı) altı adet radyatör modeli oluşturulmuştur ve analizler yapılmıştır. Şekil 4.'de havanın radyatör üzerindeki akışı gösterilmiştir.

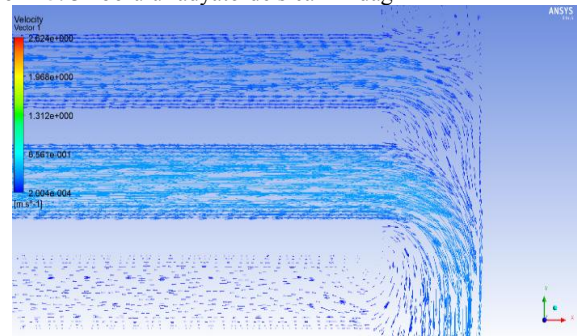


**Şekil 4.** Havanın radyatör üzerindeki akışı

34 borulu radyatördeki soğutucu akışkanın sıcaklık dağılımı ve akışın vektör gösterimi Şekil 5. ve Şekil 6.'da gösterilmiştir. Baştan 3. borudaki akışkanın ani soğumasının nedeni Şekil 6.'dan da anlaşılacağı gibi, 3. boruda ters akış oluşması ve o borudaki akışkanın debisinin çok düşük olmasıdır.



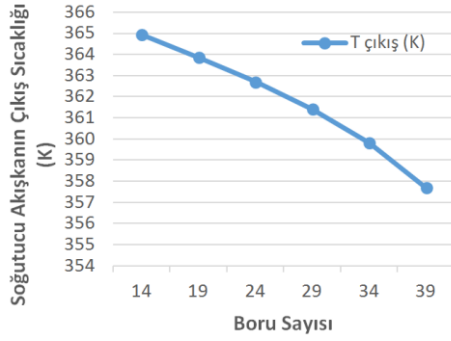
**Şekil 5.** 34 borulu radyatörde sıcaklık dağılımı



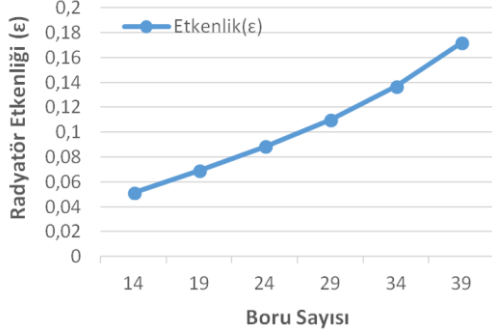
**Şekil 6.** 34 borulu radyatörde ilk üç borudaki akışın detaylı vektör gösterimi

Akışın şeklinden çok bu çalışmada ilgilenilen kısım radyatör giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkları, dolayısıyla ısı transferidir. Bu bağlamda boru sayısındaki değişimlerin radyatörün ısı performansını ne şekilde etkilediği aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.

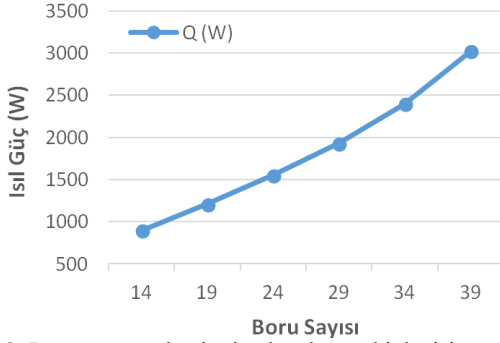
Boru sayısı arttıkça radyatör borularında dolaşan soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı azalmıştır ki bu istenen bir durumdur. Elde edilen çıkış sıcaklıklarını kullanarak radyatörün etkenlik değerleri hesaplanmıştır. Şekil 8.'de boru sayısının radyatör etkenliğine, Şekil 9.'da ise ısı güce etkisi gösterilmiştir.



Şekil 7. Boru sayısına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim



Şekil 8. Boru sayısına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim



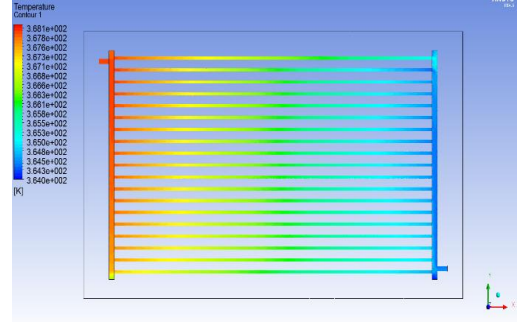
Şekil 9. Boru sayısına bağlı olarak ısıl güçteki değişim

Boru sayısı arttıkça radyatör etkenliğinin ve ısıl gücün arttığı gözlemlenmiştir.

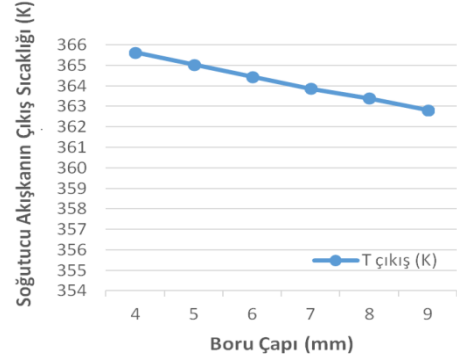
### Boru Çapının Radyatörün Isıl Performansına Etkisi

Boru çapındaki değişikliklerin radyatörün ısıl performansına etkisini görmek için Çizelge 2.'deki başlangıç ve sınır şartlar ayrıca boru sayısı sabit tutularak boru çapları 4, 5, 6, 7, 8 ve 9 mm olan altı farklı radyatör modeli üzerinde analizler yapılmıştır. Örnek teşkil etmesi açısından 5 mm çapında borulara sahip olan radyatör için yapılan analizin sıcaklık dağılımı aşağıda Şekil 10.'da gösterilmiştir. Burada soğutucu akışkanındaki sıcaklık dağılımının Şekil 5.'in aksine uniform olduğu görülür. Buradan farklı sıcaklık dağılımlarının olmasının nedeninin radyatör geometrisine bağlı farklılıklar olduğu anlaşılmaktadır.

Boru çapındaki değişimlerin radyatörün ısıl performansını ne şekilde değiştirdiği aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.

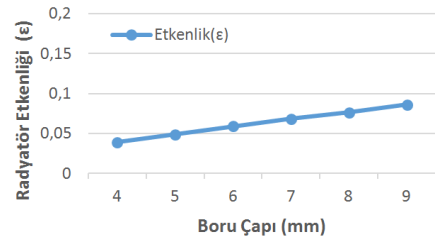


Şekil 10. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde sıcaklık dağılımı

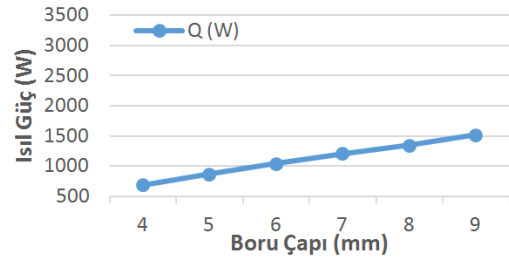


Şekil 11. Boru çapına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim

Boru çapı büyüdükçe radyatör borularında dolaşan soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı azalmıştır. Daha önce elde edilen grafikten, çıkış sıcaklığının azalmasının radyatörün etkenliğini arttırdığı bilinmektedir. Buna bağlı olarak radyatör etkenliğindeki ve ısıl güçteki değişimi gösteren grafikler aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 12. Boru çapına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim

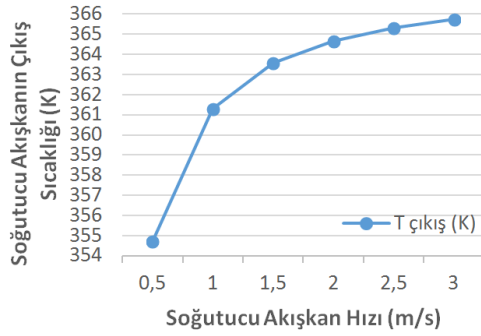


Şekil 13. Boru çapına bağlı olarak ısıl güçteki değişim

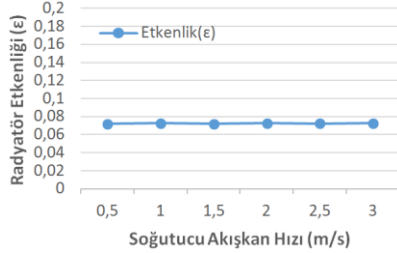
Yukarıdaki grafikten görüldüğü gibi boru çapı büyüdükçe radyatör etkenliği ve ısıl güç artmaktadır.

## Soğutucu Akışkan Hızının Radyatörün Isıl Performansına Etkisi

Radyatöre giren soğutucu akışkanın hızındaki değişikliğin radyatörün ısı performansına ne şekilde etki ettiğini görmek için boru çaplarının 7 mm olacak şekilde ve boru sayısının da 19 adet olacak şekilde aynı kalması, radyatörün yükseklik ve genişliğinin de sabit kalması koşuluyla Çizelge 2.'deki başlangıç ve sınır şartlarında altı farklı analiz yapılmıştır. Başlangıç ve sınır şartlarından soğutucu akışkan hızı (0,5, 1, 1,5, 2, 2,5 ve 3 m/s ) olacak şekilde değiştirilmiştir. Soğutucu akışkan hızındaki değişimlerin radyatörün ısı performansını ne şekilde değiştirdiği aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir.



Şekil 14. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızına bağlı olarak çıkış sıcaklığındaki değişim



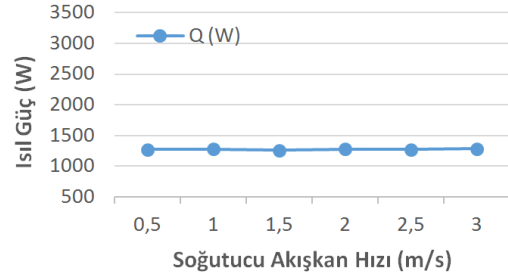
Şekil 15. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim

Şekil 14.'den görüldüğü gibi soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızı arttıkça radyatörden çıkış sıcaklığı artmaktadır. Fakat Şekil 15.'e bakıldığında soğutucu akışkan hızının radyatörün etkenliğine olumlu veya olumsuz herhangi bir etkisi olmadığı anlaşılmaktadır. Bunun nedeni ise radyatörde dolaşan sıcak akışkanın giriş hızının değişmesine rağmen, bu akışkanı soğutan hava hızı ve sıcaklığının sabit kalmasıdır. Bu şartlarda havanın absorbe edebileceği ısı miktarı sabit olduğundan, radyatörde dolaşan soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızının çıkış sıcaklığına etkisi olmasına rağmen radyatörün etkenliğine bir etkisi olmadığı yorumu yapılabilir.

Bir başka deyişle; Şekil 14.'de soğutucu akışkanın hızı dolayısıyla debisi arttığında çıkış sıcaklığının arttığı görülmektedir. Çıkış sıcaklığındaki artış soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkında azalmaya sebebiyet vermektedir.

$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış})$  formülüne göre debideki artış ve sıcaklık farkları arasındaki azalma aynı

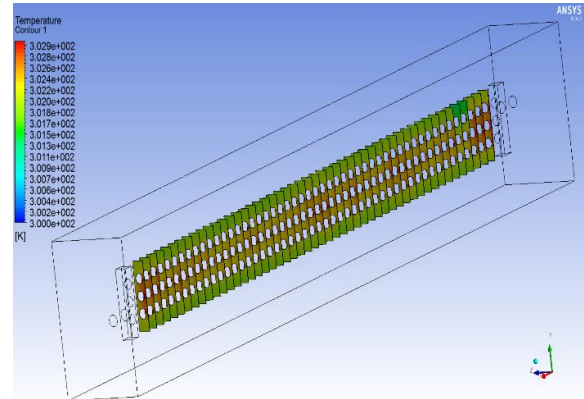
oranda olduğundan ısı güç de sabit kalmaktadır. Buna bağlı grafik aşağıda verilmektedir.



Şekil 16. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızına bağlı olarak ısı güçteki değişim

## Kanatçık İlavesinin Radyatörün Isıl Performansına Etkisi

Radyatördeki borulara kanatçık ilavesinin ısı performansına etkisini görmek için önce hiç kanatçığı olmayan daha sonra ise 25 ve 50 adet kanatçığa sahip üç farklı model üzerinde analizler yapılmıştır. Radyatörün genel karakteristiğini yansıtan bir kısım analiz için seçilmiştir. Örnek teşkil etmesi açısından 50 adet kanatçığı olan model için yapılan analizde kanatçıkların sıcaklık dağılımı aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 17. Modeldeki tüm kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı

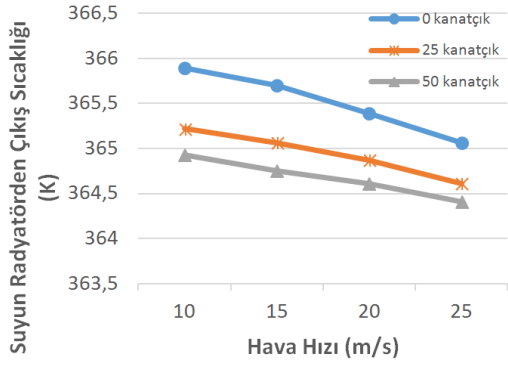
Kanatçık etkisini gözlemlemek için yapılan analizlerde girilen sınır şartları Çizelge 6.'da gösterilmektedir. Ayrıca bu analizlerde soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır.

Çizelge 6. Kanatçık analizleri için girilen başlangıç ve sınır şartları

Bölgeler	Tipi	Hız (m/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (Pa)
Hava Girişi	Velocity Inlet	20	27	-
Hava Çıkışı	Pressure Outlet	-	-	0
Soğutucu Girişi	Velocity Inlet	1	95	-
Soğutucu Çıkışı	Pressure Outlet	-	-	0

Borulardaki kanatçık sayısı değişikçe buna bağlı olarak değişen bazı değerler, dört farklı hava hızı (10, 15, 20, 25 m/s) için aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. İlk olarak kanatçık sayısındaki değişimin suyun radyatörden çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği incelenmiştir.

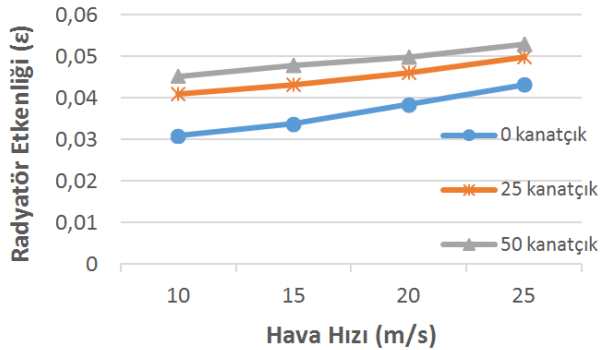




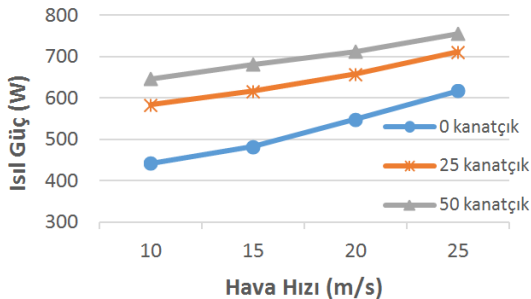
Şekil 18. Kanatçık sayısına bağlı olarak suyun çıkış sıcaklığındaki değişim

Öncelikle daha önceki analizlerden elde edilen sonuçlara benzer olarak bu analizde de hava hızı arttıkça üç farklı modeldeki (kanatsız, 25 kanatlı, 50 kanatlı) suyun radyatörden çıkış sıcaklığı azalma göstermiştir. Ek olarak, borulardaki kanatçık sayısı arttıkça suyun radyatörden çıkış sıcaklığının azaldığı görülmektedir.

Çıkış sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan radyatör etkenliğindeki ve ısıl güçteki değişim ise aşağıdaki grafiklerde gösterilmektedir. Yine daha önceki analizlerden elde edilen sonuçlara benzer olarak hava hızı arttıkça üç modelin de etkenlik değeri artmıştır. Buna ek olarak borulardaki kanatçık sayısı arttıkça etkenlik ve ısıl gücün arttığı görülmektedir.



Şekil 19. Kanatçık sayısına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim



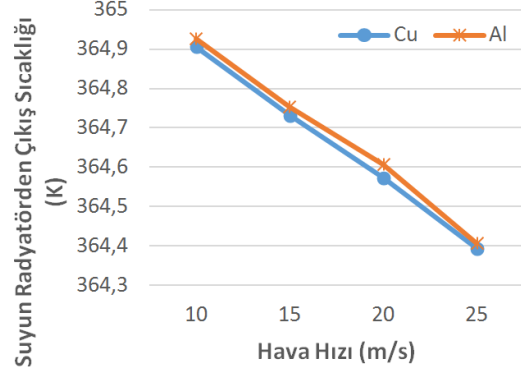
Şekil 20. Kanatçık sayısına bağlı olarak ısıl güçteki değişim

### Kanatçık Malzemesinin Radyatörün Isıl Performansına Etkisi

Radyatörde kullanılan kanatçık malzemesinin radyatörün ısıl performansına etkisini görmek için kanatçık malzemesi

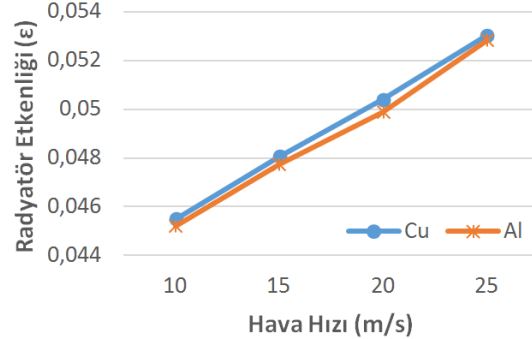
olarak alüminyum (Al) ve bakır (Cu) kullanılarak iki farklı model üzerinde analizler yapılmıştır.

Kanatçık malzemesi değiştirilince buna bağlı olarak değişen bazı değerler, dört farklı hava hızı (10, 15, 20, 25 m/s) için aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. İlk olarak kanatçık malzemesindeki değişimin suyun radyatörden çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği incelenmiştir.

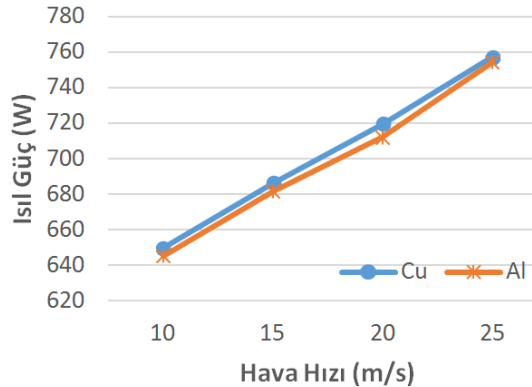


Şekil 21. Kanatçık malzemesine bağlı olarak suyun çıkış sıcaklığındaki değişim

Grafikten anlaşıldığı gibi kanatçık malzemesi olarak bakır kullanıldığında suyun radyatörden çıkış sıcaklığı bir miktar düşmektedir. Kanatçık malzemesi olarak bakır kullanılmasının etkenliği ve ısıl gücü arttırdığı görülmektedir.



Şekil 22. Kanatçık malzemesine bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim



Şekil 22. Kanatçık malzemesine bağlı olarak ısıl güçteki değişim Kanatçık malzemesi olarak Bakır malzeme kullanılmasının ısıl performansı arttırdığı görülmektedir. Bir önceki kısımda da kanatçık sayısı arttıkça ısıl performansın da arttığı gözlemlenmiştir. 50

adet kanatçıga sahip ve kanat malzemesi olarak bakır kullanılan bir radyatör modelinin kanatçık verimi ve etkenliği aşağıda hesaplanmıştır.

Kanatçık verimi;

$$m = 19,8$$

$$L_c = 0,01225m$$

$$\eta_{kanat} = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} = \frac{\tanh(19,8 \cdot 0,01225)}{19,8 \cdot 0,01225} = 0,98$$

Burada h ısı taşınım katsayısı 38 W/m<sup>2</sup>K olarak hesaplanmıştır. İncelenen örnek radyatör modelindeki alanlar ise;

$$A_{kanatsız} = 6586 \cdot 10^{-6} m^2$$

$$A_{kanat yok} = 6861 \cdot 10^{-6} m^2$$

$$A_{kanat} = 2,29 \cdot 10^{-4} m^2 \text{ (1 kanat için)}$$

Kanatçık etkenliği;

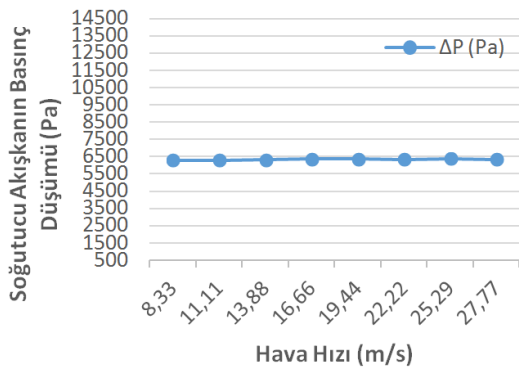
$$\varepsilon_{kanat, genel} = \frac{h(A_{kanatsız} + \eta_{kanat} A_{kanat})(T_b - T_\infty)}{hA_{kanat yok}(T_b - T_\infty)} = 2,6 \quad \text{Seçil}$$

en radyatör modeline 50 adet kanat eklenmesi sonucunda ısı transfer hızının 2,6 kat arttığı görülmüştür.

### Bazı Parametrelerin Radyatördeki Basınç Kayıplarına Etkileri

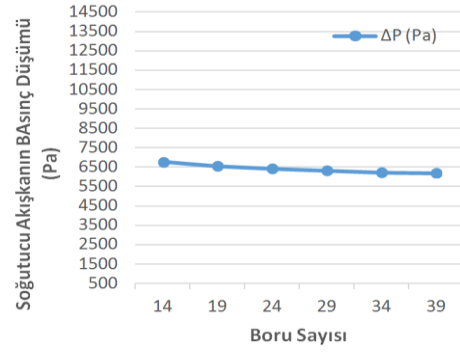
Bu çalışmada radyatördeki ısı performansın dışında, hava hızındaki değişimlerin, soğutucu akışkan hızındaki değişimlerin, boru sayısındaki değişimlerin ve boru çapındaki değişimlerin radyatör içerisinde akan sıcak akışkan tarafındaki ve hava tarafındaki basınç kayıplarına ne şekilde etki ettiği de irdelenmiştir.

İlk olarak soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümü grafikleri verilmiştir.

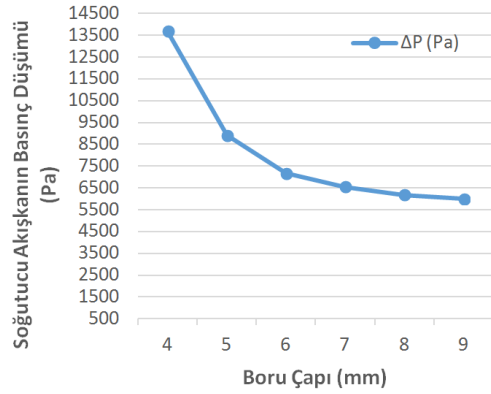


Şekil 23. Hava hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü değişimi

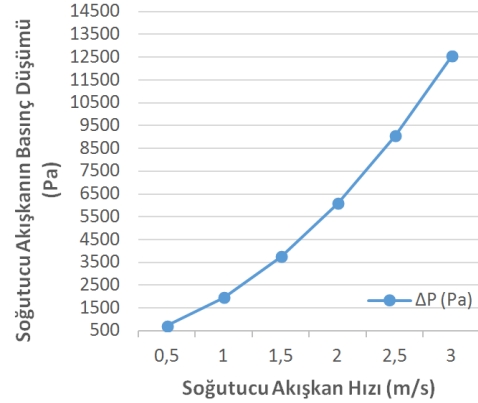
Bu grafiklere bakıldığında hava hızının artmasının soğutucu akışkanın basınç düşümüne bir etkisi olmadığı görülmektedir. Boru sayısının artmasının soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümünü bir miktar azalttığı görülmektedir. Boru çapı büyüdükçe soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümü önemli oranda düşmüştür. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızı arttıkça, soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümü önemli oranda artmıştır.



Şekil 24. Boru sayısına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü değişimi

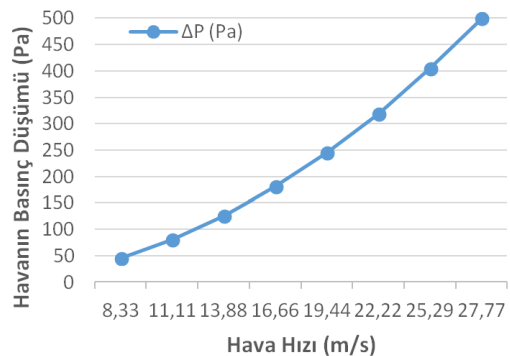


Şekil 25. Boru çapına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü değişimi

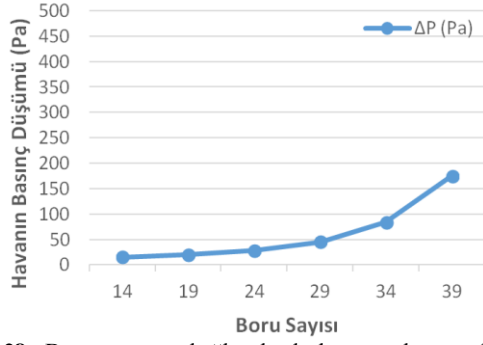


Şekil 26. Soğutucu akışkanın hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü değişimi

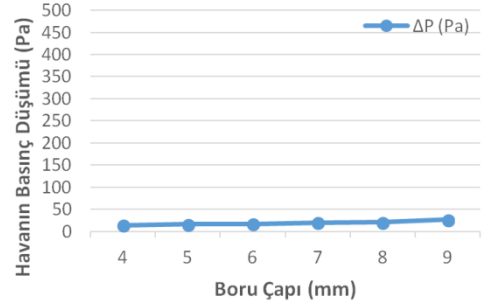
Son olarak soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümü grafikleri verilmiştir.



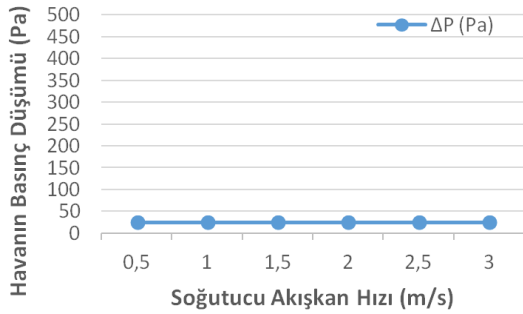
Şekil 27. Hava hızına bağlı olarak havanın basınç düşümü değişimi



**Şekil 28.** Boru sayısına bağlı olarak havanın basınç düşümü değişimi



**Şekil 29.** Boru çapına bağlı olarak havanın basınç düşümü değişimi



**Şekil 30.** Soğutucu akışkanın hızına bağlı olarak havanın basınç düşümü değişimi

Hava tarafındaki basınç düşümü grafiklerine bakıldığında ise şu yargılara varılabilir. Hava hızı arttıkça hava tarafındaki basınç düşümü önemli oranda artmaktadır. Boru sayısı arttıkça hava tarafındaki basınç kaybı artmaktadır. Boru çapı büyüdükçe hava tarafındaki basınç kaybının arttığı fakat diğer parametrelerin etkileriyle kıyaslandığında bu artışın çok az miktarda olduğu söylenebilir. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızındaki değişiminin havanın basınç düşümüne hiçbir etkisi olmadığı görülmektedir.

## SONUÇ

Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Radyatörün ısı performansına ve basınç kayıplarına etkilerini görmek amacıyla, radyatördeki çeşitli parametreler değiştirilmiştir. Bu parametreler değiştirildikten sonra bilgisayar destekli hesaplamalar yapılmıştır. Bu bağlamda hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanarak yazılan Ansys programının Fluent modülü kullanılmış, analizler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

İlk olarak hava hızının radyatörün ısı performansına etkisi incelenmiştir. Çalışmanın güvenilir olması açısından bulunan sonuçlar literatürde varolan, daha önceden yapılmış çalışmaların sonuçlarıyla kıyaslanmıştır ve sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Daha sonra başka parametreler değiştirilerek ısı performansına etkileri incelenmiştir.

Radyatörün üzerine doğru akan havanın hızı değiştirilerek, hava hızının ısı performansına etkisi incelenmiştir. Hava hızı arttıkça; radyatörün ısı performansının arttığı gözlemlenmiştir. Bunun yanında hava hızının artmasının soğutucu akışkanın basınç düşümüne bir etkisi olmadığı fakat hava tarafındaki basınç kaybını büyük oranda arttırdığı gözlemlenmiştir.

Radyatördeki boru sayısı değiştirilerek, boru sayısının ısı performansına etkisi incelenmiştir. Radyatördeki boru sayısı arttıkça; radyatörün ısı performansının arttığı gözlemlenmiştir. Bunun yanında boru sayısının artmasının soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümünü bir miktar azalttığı, hava tarafındaki basınç kaybını ise arttırdığı gözlemlenmiştir.

Radyatördeki boru çapı değiştirilerek, boru çapının ısı performansına etkisi incelenmiştir. Boruların çapı arttıkça; radyatörün ısı performansının arttığı gözlemlenmiştir. Bunun yanında boru çapı büyüdükçe soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümü önemli oranda düşmüştür. Hava tarafındaki basınç kaybının ise arttığı fakat diğer parametrelerin etkileriyle kıyaslandığında bu artışın çok az miktarda olduğu gözlemlenmiştir.

Radyatörün içerisinden akan soğutucu akışkan hızı değiştirilerek, soğutucu akışkan hızının ısı performansına etkisi incelenmiştir. Radyatör boyutu, hava hızı ve sıcaklığının sabit kalması koşulunda soğutucu akışkan hızı arttıkça; akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının arttığı fakat radyatörün ısı performansının değişmediği gözlemlenmiştir. Bunun yanında soğutucu akışkanın radyatöre giriş hızının artmasının, soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşümünü önemli oranda arttırdığı fakat hava tarafındaki basınç düşümüne hiçbir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir.

Radyatörün tamamını temsil edebilecek bir model oluşturulup bu modele kanatçık eklenerek, kanatçık ilavesinin ısı performansına ne şekilde etki ettiği incelenmiştir. Borulardaki kanatçık sayısı arttıkça ısı performansın arttığı gözlemlenmiştir.

Radyatördeki kanatçık malzemesi değiştirilerek, seçilen kanatçık malzemelerinin ısı performansına ne şekilde etki ettiği incelenmiştir. Kanatçık için alüminyum ve bakır malzemeler seçilmiş ve analizler yapılmıştır. Bunun sonucunda bakır malzeme kullanmanın ısı performansını arttırdığı gözlemlenmiştir.

## TEŞEKKÜR

Yazarlar, Prof. Dr. Muhiddin CAN ve Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na yorum ve katkılarından dolayı teşekkür ederler.

## KAYNAKLAR

Altınışık, K. 2005. Uygulamalarla Isı Transferi. Nobel Yayınları, İstanbul, 788 s.

Bejan, A., Kraus, A.D. 2003. Heat Transfer Handbook. John Wiley and Sons, Inc., USA, 1496 pp.

Copper Development Association, 2001. Automotive - Brazed Copper/Brass Radiators Design Innovations. [http://www.copper.org/applications/automotive/radiator\\_s/design\\_innovations.html](http://www.copper.org/applications/automotive/radiator_s/design_innovations.html) – (Erişim tarihi: Aralık 2013)

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M. 2012. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları. Güven Kitabevi, İzmir, 938 s.

Demir, H., Keleşoğlu, B., Atayılmaz, İ.Ö. 2012. Değişik Tipteki Radyatörlerin Performanslarının Deneysel İncelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı 102 : 59.

Fraas, A.P., Ozisik, M.N. 1965. Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons, Inc., New York, 547 pp.

Kriplani, V.M., Ganorkar, A.B. 2012. Experimental Study of Heat Transfer Rate by Using Lateral Perforated Fins in a Rectangular Channel. *MIT International Journal of Mechanical Engineering*. 2 (2012): 2230-7680.

Kulasekharan, N., Junjanna, G.C., Purushotham, H.R. 2012. Performance Improvement Of A Louver-Finned Automobile Radiator Using Conjugate Thermal CFD Analysis. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 1 (8): 1-13.

Lin, C., Saunders, J., Watkins, S. 2000. The Effect of Changes in Ambient and Coolant Radiator Inlet Temperatures and Coolant Flowrate on Specific Dissipation. SAE 2000 World Congress, 6-9 March 2000, Detroit, Michigan.

Naraki, M., Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Vermahmoudi, Y. 2013. Parametric study of overall heat transfer coefficient of CuO/water nanofluids in a car radiator. *International Journal of Thermal Sciences*, 66 (2013): 82-90.

Oliet, C., Oliva, A., Castro, J., Pe´rez-Segarra, C.D. 2007. Parametric studies on automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007): 2033–2043.

Peláez, R.B., Casanova, J.O., López, J.M.J. 2010. A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010): 1608-1615.

Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Hoseini, S.M., Jamnani, M.S. 2011. Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011): 1283–1290.

Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Naraki, M., Vermahmoudi, Y. 2012. Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 52 (2013): 8-16.

Shah, R.K., Sekulic, D.P. 2009. Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons, Inc., New Jersey, 941 pp.

Trivedi, P.K., Vasava, N.B. 2012. Effect of Variation in Pitch of Tube on Heat Transfer Rate in Automobile Radiator by CFD Analysis. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. 1 (6): 180-183.

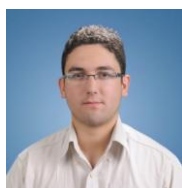
Vajjha, R.S., Das, D.K., Namburu, P.K. 2010. Numerical study of fluid dynamic and heat transfer performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31 (2010): 613-621.

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 (2011): 3337-3346.

Versteeg, H.K., Malalasekera, W. 2007. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. Pearson, England, 503 pp.



**Ahmet Serhan CANBOLAT** 1990 yılında İstanbul’da doğdu. 2012 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde lisans eğitimini tamamladı. Aynı yıl Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2014 yılında Yüksek Lisans derecesini aldı ve doktora eğitimine başladı. 2013 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlayan Ahmet Serhan Canbolat görevine ve doktora çalışmalarına devam etmektedir.



**Burak TÜRKAN** 1988 yılında Bursa’da doğdu. 2005-2009 yılları arasında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde lisans eğitimini tamamladı. 2010 yılında Bayburt Üniversitesi Enerji Anabilim Dalı’na ÖYP’li Arş. Gör. olarak atandı. Daha sonra 2011 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’ne yüksek lisans ve doktora programını yapmak üzere görevlendirildi. 2014 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlayıp aynı yıl doktora programına kayıt oldu. Halen doktora eğitimine devam etmektedir.