

**T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOBİL RADYATÖRLERİNDE  
NANOAKIŞKAN KULLANIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Serdar MERT**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**  
**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN**

**Ocak 2017**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL RADYATÖRLERİNDE  
NANOAKIŞKAN KULLANIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Serdar MERT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 19.01.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr.  
Tahsin ENGİN  
Jüri Başkanı



Doç. Dr.  
Adnan TOPUZ  
Üye



Doç. Dr.  
Kemal ERMİŞ  
Üye

## BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.



Serdar MERT

19.01.2017

## TEŞEKKÜR

Sakarya Üniversitesi'ndeki eğitim öğretim hayatım boyunca her konuda bilgi ve desteğine başvurduğum, tez çalışmamın belirlenmesinden tamamlanmasına kadar her aşamada beni yönlendiren, TÜBİTAK projesi kapsamında projede yer almamı sağlayan değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Tahsin ENGİN'e; projenin sürdürülmesi sırasında fikir ve görüşlerini aldığım Sayın Prof. Dr. A. Alper ÖZALP, Doç. Dr. Adnan TOPUZ, Doç. Dr. Nezaket PARLAK, Yrd. Doç. Dr. İsmail ŞAHİN, Kale Oto Radyatör AR-GE Müdürü Ahmet PERUT ve AR-GE Şefi Alper YETER'e teşekkürlerimi sunarım.

Tüm proje süresince teori, yorum ve uygulamada en önemli katkıları yapan ekip arkadaşarımdan Arş. Gör. Beytullah ERDOĞAN ve Makina Mühendisi Serdar YURDUSEVEN'e, deney tesisatının kurulumunda adeta ekipten biri gibi destek olan SAÜ Laboratuvar Teknikeri Metin GÜNAY'a şükranlarımı sunarım.

Bu tez, Sakarya Üniversitesi, Bülent Ecevit Üniversitesi, Uludağ Üniversitesi ve Kale Oto Radyatör Sanayi ve Ticaret A.Ş. işbirliği ile "Yeni Nesil Euro 5/6 Dizel Motorları için Nano Akışkanlı Radyatör Geliştirilmesi ve Prototip Uygulaması" isimli, 5140013 numaralı "TÜBİTAK 1505 Üniversite Sanayi İşbirliği Destek Programı" aracılığı ile yürütölen beş aşamalı projenin son aşamasının deneysel bölümü kapsamında gerçekleştirilmiştir. Ekonomik destekleri için TÜBİTAK ve Kale Oto Radyatör'e teşekkür ederim.

Son olarak hayatımın her döneminde, maddi ve manevi destekleri ile her zaman yanımda olan aileme teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	vi
TABLolar LİSTESİ .....	ix
ÖZET .....	xi
SUMMARY .....	xii

### BÖLÜM 1.

GİRİŞ .....	1
1.1. Araçlarda Soğutma Sistemi İhtiyacı .....	1
1.2. Soğutma Sistemlerinin Çalışma Şekli ve Soğutucu Akışkanlar .....	2
1.3. Günümüz Araç Radyatörü Teknolojisi .....	5
1.4. Emisyon Standartları .....	8
1.5. Artan Soğutma Taleplerini Karşılamanın Bir Yolu: Nanoakışkan .....	9
1.6. Nanoakışkan, Üretim, Fayda ve Sorunlar .....	11
1.7. Nanoakışkan ile Isı Transfer Artışı .....	14
1.8. Nanoakışkanların Diğer Uygulama Alanları .....	14
1.9. Nanoakışkan Konusunda Yapılan Literatür Çalışmaları .....	15

### BÖLÜM 2.

NANOAKIŞKANLAR .....	24
2.1. Nanopartikül Özellikleri .....	24
2.2. Nanoakışkan Hazırlama .....	26
2.3. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri .....	27
2.3.1. Nanoakışkanların yoğunluğu .....	28

2.3.2. Nanoakışkanların özgül ısısı .....	28
2.3.3. Nanoakışkanların ısıl iletkenliği .....	28
2.3.4. Nanoakışkanların viskozitesi .....	29

### BÖLÜM 3.

DENEYSEL SİSTEM VE ANALİZ .....	30
3.1. Deney Tesisatı ve Kullanılan Cihazlar .....	30
3.2. Kalibrasyon Testleri .....	45
3.2.1. Soğutucu akışkan basınç kaybı testleri .....	45
3.2.2. Hava hızı ve hava basınç kaybı testleri .....	51
3.2.3. Soğutucu akışkan ve hava için sıcaklık testleri .....	59
3.3. Performans Testleri .....	60
3.3.1. Birinci radyatör (R1–ABB) testleri .....	60
3.3.2. İkinci radyatör (R4–Peugeot) testleri .....	70

### BÖLÜM 4.

TARTIŞMA VE SONUÇ .....	82
KAYNAKLAR .....	84
EKLER .....	89
ÖZGEÇMİŞ .....	96

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

<i>A</i>	: Alan ( $m^2$ )
<i>c</i>	: Özgül ısı ( $J/kg \cdot K$ )
<i>d</i>	: Çap (m)
<i>EG</i>	: Etilen glikol
<i>ES</i>	: %50 Etilen glikol–Su karışımı
<i>f</i>	: Frekans (Hz)
<i>g</i>	: Yerçekimi sabiti ( $m/s^2$ )
<i>h</i>	: Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2 \cdot K$ ), Yükseklik (m)
<i>k</i>	: Isıl iletkenlik ( $W/m \cdot K$ )
<i>m</i>	: Kütle (kg)
$\dot{m}$	: Kütleli debi ( $kg/s$ )
<i>N</i>	: Nanoakışkan
<i>n</i>	: Devir sayısı (rpm)
<i>Nu</i>	: Nusselt sayısı
<i>P</i>	: Basınç (bar)
<i>PG</i>	: Propilen glikol
<i>Q</i>	: Isı transferi (W)
<i>R</i>	: Isıl direnç ( $K/W$ )
<i>Re</i>	: Reynolds sayısı
<i>r</i>	: Yarıçap (m)
<i>T</i>	: Sıcaklık ( $^{\circ}C, K$ )
<i>U</i>	: Toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2 \cdot K$ )
<i>V</i>	: Hız (m/s)
$\nabla$	: Hacim ( $m^3$ ), Hacimsel debi ( $m^3/s$ )
<i>w</i>	: Açısal hız (rad/s)

### Greek Semboller

$\alpha$	: Isıl difüzyon ( $m^2/s$ )
$\Delta$	: İlgili parametrenin değışimi, farkı
$\mu$	: Dinamik viskozite ( $Pa \cdot s$ ) veya ( $kg/m \cdot s$ )
$\rho$	: Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
$\phi$	: Hacimsel derişim (%)
$\phi_w$	: Kütlesel derişim (%)

### Alt İndisler

$a$	: Hava
$air$	: Hava
$bf$	: Baz akışkan
$cool$	: Soğutucu akışkan
$cs$	: Kesit alanı
$EG$	: Etilen glikol
$EG - w$	: % 50 Etilen glikol–Su karışımı
$fo$	: Fan çıkışı
$i$	: İç taraf
$in$	: Giriş
$nf$	: Nanoakışkan
$np$	: Nanopartikül
$o$	: Dış taraf
$out$	: Çıkış
$rad$	: Radyatör
$s$	: Yüzey
$total$	: Toplam
$v$	: Hız
$w$	: Duvar veya su
1	: Soğutucu akışkan girişı
2	: Soğutucu akışkan çıkışı
3	: Hava girişı
4	: Hava çıkışı



## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Araçlarda yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü ....	1
Şekil 1.2. Araçlarda soğutma sistemi .....	3
Şekil 1.3. Antifriz–Su karışımı donma ve kaynama değerleri .....	4
Şekil 1.4. Radyatör ve temel bileşenleri .....	5
Şekil 1.5. Örnek radyatör kanalı ve gözenekler .....	6
Şekil 1.6. Radyatör kanalı türbülatorü .....	6
Şekil 1.7. Louver tip radyatör kanatları .....	7
Şekil 1.8. Dünyada uygulanan emisyon standartları .....	8
Şekil 1.9. Euro 1’den Euro 6’ya dizel hafif yolcu araçları emisyonları .....	9
Şekil 1.10. a) %50 EG–Su, b) %0,5 hacimsel derişimde Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> içeren %50 EG– Su nanoakışkan .....	10
Şekil 1.11. Nanoakışkan .....	11
Şekil 1.12. Nanoakışkan üretiminde kullanılan bileşenler ve birkaç alt çeşidi .....	12
Şekil 1.13. İki adım yöntemi ile nanoakışkan hazırlanması .....	13
Şekil 1.14. Boyutsal mertebeler .....	16
Şekil 2.1. Nanoakışkan kararlılık kontrolü .....	24
Şekil 2.2. Nanoakışkan homojen dağılım kontrolü .....	24
Şekil 2.3. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> nanopartikül .....	25
Şekil 2.4. Baz akışkan: Saf su ve EG .....	25
Şekil 2.5. a) Hazırlama işlemi, b) Prob ve karışım bölgesi, c) Hazırlanan nanoakışkan .....	26
Şekil 3.1. Deneysel soğutma sistemi .....	30
Şekil 3.2. Radyatör deney tesisatı çizimi .....	31
Şekil 3.3. Radyatör deney tesisatı .....	32
Şekil 3.4. Akışkan tankı .....	34
Şekil 3.5. Sıvı seviye rölesi ve elektrotları .....	34

Şekil 3.6. Rezistans .....	35
Şekil 3.7. Termostat ve NTC sıcaklık probu .....	36
Şekil 3.8. Santrifüj pompa .....	37
Şekil 3.9. Elektromanyetik debimetre .....	37
Şekil 3.10. Sıcaklık sensörü .....	38
Şekil 3.11. Basınç sensörü .....	39
Şekil 3.12. Radyatör .....	39
Şekil 3.13. Peugeot radyatör ve kanal boyutları .....	40
Şekil 3.14. Diferansiyel manometre cihazı ve pitot tüpü .....	41
Şekil 3.15. Hava kanalı .....	41
Şekil 3.16. Radyal fan .....	42
Şekil 3.17. Veri toplama cihazı .....	43
Şekil 3.18. Kontrol paneli .....	43
Şekil 3.19. Frekans konvertörü .....	44
Şekil 3.20. PPRC boru ve pirinç fittingler .....	44
Şekil 3.21. Soğutucu akışkan basınç kaybı değişimi: Firma ve deney verileri .....	46
Şekil 3.22. Analog manometre yerine dijital manometre yerleştirilerek basınç ölçümü .....	47
Şekil 3.23. Soğutucu akışkan basınç kaybı değişimi: Farklı cihazlar ile basınç karşılaştırması .....	48
Şekil 3.24. Analog manometre ile yeni konumda basınç ölçümü .....	49
Şekil 3.25. Farklı antifriz kullanımı ve akışkan tankı içinden görünüm .....	49
Şekil 3.26. Debimetre testi: 2,70 L/min debide .....	50
Şekil 3.27. Pitot tüpü ile hız ve basınç kaybı ölçümü .....	51
Şekil 3.28. Hava kanalındaki hava klapeleri .....	51
Şekil 3.29. Hava hızı kontrolü için frekans konvertörü kullanımı .....	52
Şekil 3.30. Radyatör varken ve yokken hava hızı ölçümleri .....	52
Şekil 3.31. Radyatörün ve frekansın hava hızına etkisi .....	53
Şekil 3.32. Hava hızına göre hava basınç kaybı değişimi .....	54
Şekil 3.33. Hava kanalında pitot tüpü ile Bernoulli denklemi .....	55
Şekil 3.34. Hava hızı ölçümünde her ölçüm öncesi sıfırlama olan ve olmayan durum .....	56

Şekil 3.35. Her ölçüm öncesi sıfırlama olan durumda hava hızı değişimi .....	57
Şekil 3.36. Fan çıkışında ve radyatör önünde hava hızı karşılaştırması .....	58
Şekil 3.37. Düzeltme katsayılı, radyatör önüne indirgenmiş fan çıkışında hava hızı ölçümü .....	58
Şekil 3.38. Veri toplama cihazı yazılım ara yüzü .....	59
Şekil 3.39. Soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi .....	61
Şekil 3.40. Boyutsuz hava hızı için soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi ..	62
Şekil 3.41. Havanın soğutma gücü değişimi .....	62
Şekil 3.42. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi .....	63
Şekil 3.43. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi .....	64
Şekil 3.44. Boyutsuz hava hızı ve boyutsuz hava çıkış sıcaklığı değişimi .....	64
Şekil 3.45. Soğutucu akışkanın basınç kaybı değişimi .....	65
Şekil 3.46. Havanın basınç kaybı değişimi .....	66
Şekil 3.47. Soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi .....	67
Şekil 3.48. Havanın soğutma gücü değişimi .....	67
Şekil 3.49. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi .....	68
Şekil 3.50. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi .....	68
Şekil 3.51. Soğutucu akışkanın basınç kaybı değişimi .....	69
Şekil 3.52. Havanın basınç kaybı değişimi .....	69
Şekil 3.53. Hava hızının fan frekansına göre değişimi .....	70
Şekil 3.54. Her ölçümde sıfırlama ile hava hızının fan frekansına göre değişimi .	71
Şekil 3.55. 95°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı için hava hızı ve akışkan debisi değişimi .....	71
Şekil 3.56. Soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi .....	73
Şekil 3.57. Havanın soğutma gücü değişimi .....	73
Şekil 3.58. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi .....	74
Şekil 3.59. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi .....	75
Şekil 3.60. Soğutucu akışkanın basınç kaybı değişimi .....	76
Şekil 3.61. Soğutucu akışkanların farklı sıcaklıklarda basınç kaybı değişimi .....	76
Şekil 3.62. Havanın basınç kaybı değişimi .....	78
Şekil 3.63. Nanoakışkan kullanımı ile radyatör soğutma kapasitesi değişimi .....	78

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. Su, Etilen Glikol ve %50 Etilen Glikol–Su karışımının termofiziksel özellikleri .....	3
Tablo 1.2. Euro emisyon standartlarına göre talep edilen soğutma yükleri .....	8
Tablo 1.3. Yeni yolcu araçları için Euro emisyon standardı başlangıç tarihleri ....	9
Tablo 2.1. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> nanopartikülün özellikleri .....	25
Tablo 2.2. Nanoakışkan bileşenlerinin kütleleri .....	27
Tablo 3.1. Şekil 3.2.'deki cihaz ve malzemeler .....	31
Tablo 3.2. Akışkan tankı özellikleri .....	34
Tablo 3.3. Sıvı seviye rölesi özellikleri .....	35
Tablo 3.4. Rezistans özellikleri .....	35
Tablo 3.5. Termostat özellikleri .....	36
Tablo 3.6. Santrifüj pompa özellikleri .....	37
Tablo 3.7. Elektromanyetik debimetre özellikleri .....	38
Tablo 3.8. Sıcaklık sensörü özellikleri .....	38
Tablo 3.9. Basınç sensörü özellikleri .....	39
Tablo 3.10. Radyatör özellikleri .....	40
Tablo 3.11. Diferansiyel manometre özellikleri .....	40
Tablo 3.12. Hava kanalı özellikleri .....	41
Tablo 3.13. Radyal fan özellikleri .....	42
Tablo 3.14. Veri toplama cihazı özellikleri .....	43
Tablo 3.15. Kontrol paneli özellikleri .....	43
Tablo 3.16. Frekans konvertörü özellikleri .....	44
Tablo 3.17. PPRC boru ve ek parçaları özellikleri .....	45
Tablo 3.18. Soğutucu akışkan basınç kaybı verileri: Firma ve deney değerleri ....	46
Tablo 3.19. Soğutucu akışkan basınç kaybı verileri: Analog ve dijital manometre	48
Tablo 3.20. Hava hızına göre hava basınç kaybı verileri .....	54

Tablo 3.21. ABB radyatör test şartları 1 .....	61
Tablo 3.22. ABB radyatör test şartları 2 .....	66
Tablo 3.23. Peugeot radyatör test şartları .....	72
Tablo 3.24. 95°C sıcaklıkta nanoakışkan kullanımı durumunda baz akışkana göre basınç kaybı değişimi .....	77
Tablo 3.25. 32°C sıcaklıkta nanoakışkan kullanımı durumunda baz akışkana göre basınç kaybı değişimi .....	77
Tablo 3.26. Şekil 3.56. için nanoakışkan verileri .....	80
Tablo 3.27. Şekil 3.56. için baz akışkan verileri .....	81
Tablo 3.28. Nanoakışkan ve baz akışkan arasındaki giriş şartı farkları .....	81

## ÖZET

Anahtar kelimeler: Nanoakışkan, otomobil radyatörü, radyatörde ısı transferi artışı, radyatörde basınç kaybı değişimi

Bu çalışmada, bir otomobil radyatörü içinde antifrizli su yerine nanoakışkan kullanılarak radyatörün soğutma kapasitesi ve basınç kaybı değişimi deneysel olarak araştırılmıştır.

Çalışmada önce, kullanılan nanoakışkanın özellikleri tanımlanmış; sonra soğutucu akışkan ve hava için sıcaklık, basınç, debi ölçümleri yoluyla prototip bir radyatör üzerinde deneyler yürütülmüştür. Bu amaçla bir deney tesisatı oluşturulmuştur. Tüm deneylerde soğutucu akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı 95°C’de sabit tutulmuştur. 23,4–28,6°C hava giriş sıcaklığı, 1,7–4,3 m/s hava hızı için, 2,5–15 kW soğutma yüklerinde ve 10–25 L/min soğutucu akışkan debilerinde testler gerçekleştirilmiştir. Prototip radyatör 250x301x60,4 mm petek boyutlarında olup 2x26 mm dış boyutlu, 0,5 mm kalınlıklı stadyum kesitli 34 adet kanaldan ve bu kanallar üzerine braze edilen louver (panjur) kanatlardan oluşmaktadır.

Soğutucu akışkan olarak %0,5 hacimsel derişimde Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanopartikül içeren %50 etilen glikol–su karışımından oluşan nanoakışkan, sadece %50 etilen glikol–su içeren karışıma göre radyatör soğutma kapasitesinde yaklaşık %15 artış sağlamıştır. Basınç kaybında ise belirgin bir artış görülmemiştir.

Uygun tipte nanopartikül ve uygun derişimde nanoakışkan kullanımının, radyatörün soğutma performansında %15 artış sağlayabildiği sonucuna varılmıştır.

# NANOFLUID USAGE IN AUTOMOBILE RADIATORS

## SUMMARY

Keywords: Nanofluid, automobile radiator, heat transfer enhancement in radiator, pressure drop in radiator

In this study, the cooling capacity and the pressure drop in an automobile radiator using nanofluid instead of water with antifreeze in it are experimentally investigated.

In the study firstly, the properties of the nanofluid was introduced, then the experiments on a prototype radiator were conducted by temperature, pressure and flow rate measurements for cooling fluid and air. A radiator setup was designed for this purpose. In all experiments, the inlet temperature of the cooling fluid into the radiator was held constant at 95 Celsius. The tests were carried out at the air inlet temperature between 23,4–28,6°C, the air velocity between 1,7–4,3 m/s, the cooling loads between 2,5–15 kW and the cooling fluid flow rates between 10–25 L/min. The prototype radiator with 250x301x60,4 mm core sized is made up of 34 channels and the louver fins brazed on those channels. Each channel has a 2x26 mm of out dimension with 0,5 mm thickness and stadium shaped cross section.

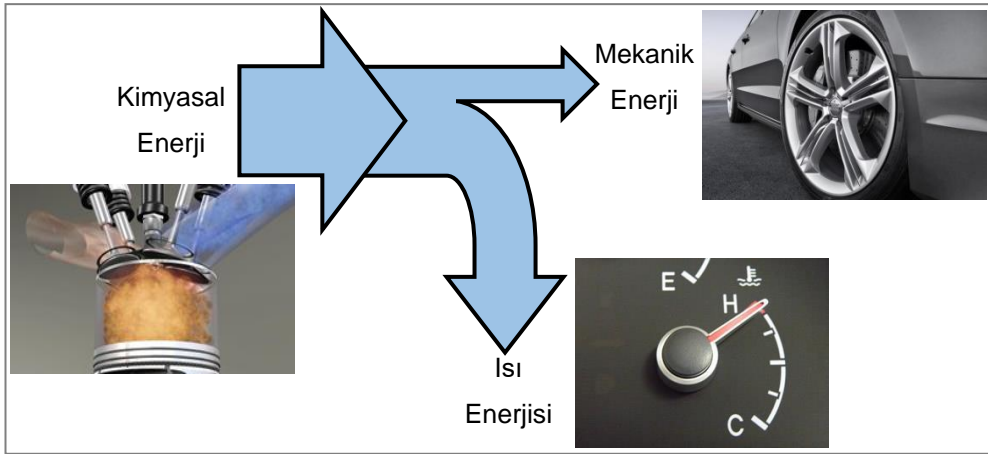
The nanofluid that consists of 50% ethylene glycol–water mixture including  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoparticles with 0,5% by volume as the cooling fluid increased the cooling capacity of the radiator approximately 15% compared to the fluid with only 50% ethylene glycol–water mixture. As for the pressure drop, it has not been observed a remarkable increase in it.

It has been concluded that the usage of nanofluids with proper nanoparticles and concentrations could lead to improvement in the cooling performance of the radiator by 15%.

# BÖLÜM 1. GİRİŞ

## 1.1. Araçlarda Soğutma Sistemi İhtiyacı

Ulaşım amacıyla yoğun olarak kullanılan araçların hareket edebilmesi için mekanik enerji gereklidir. Bu mekanik enerji, yakıtın yakılarak kimyasal enerjisinin hareket enerjisine dönüşmesi ile elde edilir. Yakıtın yanması ile kimyasal enerji önce ısı enerjisine dönüşür. Sonra ısı enerjisinin motor yanma odasında ortaya çıkardığı sıcaklık ve basınç, motor pistonlarını hareket ettirerek mekanik enerji sağlar. Fakat ısı enerjisinin tamamı hareket enerjisine dönüşmez. Bu enerjinin yaklaşık 1/3'ü mekanik enerjiye dönüşürken, 1/3'ü sıcak egzoz gazları ile dışarı atılır ve kalan 1/3'ü de soğutma sistemi ile kontrollü olarak dışarı atılır (Şekil 1.1.) [1–3].



Şekil 1.1. Araçlarda yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü

Soğutma işlemi kontrollü olmalıdır. Eğer motor yetersiz soğutulursa;

1. Motor sıcaklığının aşırı yükselmesi nedeniyle malzeme dayanımı sorunları
2. Genleşmeler nedeniyle aşınma, sıkışma hatta sürtünme kaynağı sorunları



3. Motorun optimum çalışma şartlarında uzaklaşması nedeniyle emisyon değerlerinde artış
4. Motor yağlama yağının fiziksel ve kimyasal özellikleri bozulabilir, yağ yanabilir.

Eğer motor fazla soğutulursa;

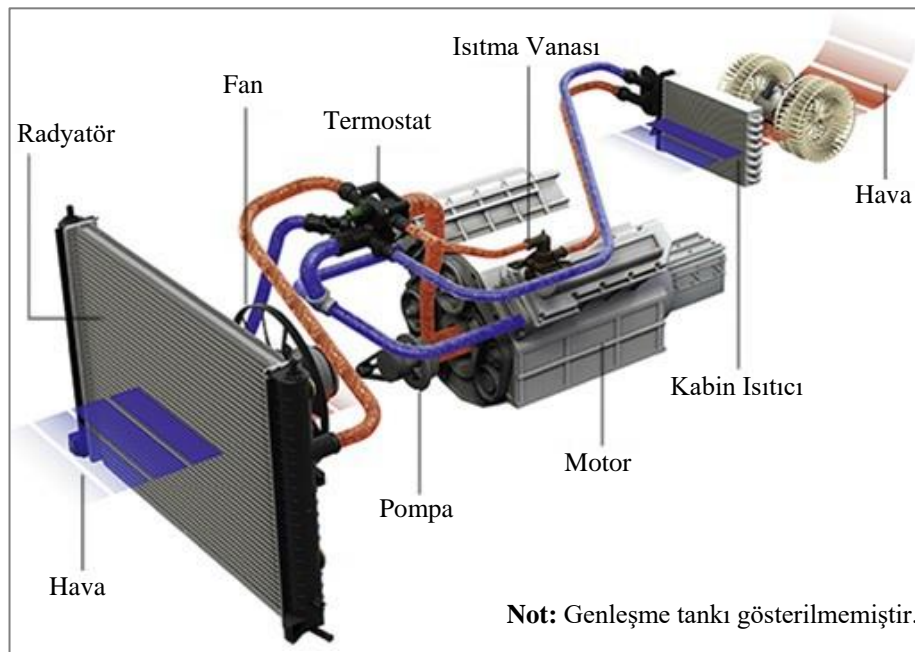
1. Motor sıcaklığı aşırı düşeceği için verimsiz yanma
2. Verimsiz yanma sonucu yakıt tüketiminde artış
3. Emisyon değerlerinde artış
4. Motor bloğu ve parçalarında boyutsal değişiklikler görülebilir.

Bu nedenle motoru verimli ve düşük emisyon değerlerinde çalıştırmak için onu optimum işletme sıcaklığında tutmak gerekir [4]. Bu amaçla soğutma sistemi gereklidir.

## **1.2. Soğutma Sistemlerinin Çalışma Şekli ve Soğutucu Akışkanlar**

Soğutma sistemi soğutucu akışkan, radyatör, termostat, fan, pompa, borular, genişleme tankı, motor içi akışkan kanalları ve bağlantı parçalarından oluşan kapalı bir sistemdir (Şekil 1.2.). Soğutucu akışkan, pompa vasıtası ile motora iletilir. Motorda ortaya çıkan fazla ısı, motorun soğutma kanallarında akan soğutucu akışkana geçer. Isınan akışkan radyatöre döner ve radyatörde soğutulup tekrar motora gönderilir. Motor çalıştığı sürece bu çevrim sürekli olarak devam eder. Radyatörde çapraz akışlı bir sistem vardır. Yani, soğutucu akışkan radyatördeki kanalların içinden geçerken, dış ortam havası bu kanallar üzerinden kanallara dik bir şekilde geçer. Böylece havaya (örn. 25°C) göre yüksek sıcaklıkta olan soğutucu akışkanın (yaklaşık 95°C) ısısı havaya aktarılarak soğuma gerçekleştirilir. Havanın radyatör kanalları üzerinden geçişi iki şekilde olur: a) Araç düşük hızlarda ilerliyorsa (örn. 20 km/h), radyatöre entegre fan çalışarak havanın kanallar üzerinden akışı sağlanır. b) Araç yüksek hızlarda ilerliyorsa (örn. 120 km/h) hava, radyatöre araç hızı ile aynı hızda ve fanın çektiğinden daha hızlı radyatöre gireceği için fan çalışmadan

hava akışı sağlanır.



Şekil 1.2. Araçlarda soğutma sistemi

Soğutucu akışkan genellikle %50 antifriz içeren saf su karışımından oluşur. Antifriz, Etilen Glikol (EG) veya Propilen Glikol (PG) ile korozyon, yağlama gibi amaçlarla koruma sağlayan ek katkılardan oluşan alkol bazlı bir sıvıdır. Buna göre örn. bir antifrizde %95 EG ve %5 ek katkıları bulunabilir. Fakat bu çalışmada aksi belirtilmediği sürece antifriz yerine EG kullanılmıştır. Gerçekte, suyun ısıyı iletme ve basınç kaybı özellikleri EG'den çok daha iyidir. Su, EG ve %50 EG-Su karışımı için termodinamik özellikler Tablo 1.1.'de verilmiştir.

Tablo 1.1. Su, Etilen Glikol ve %50 Etilen Glikol-Su karışımının termodinamik özellikleri

Akışkan	Sıcaklık $T$	Yoğunluk $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Özgül Isı $c$ (J/kg · K)	Isıl İletkenlik $k$ (W/m · K)	Dinamik Viskozite $\mu \times 10^{-3}$ (kg/m · s)
<sup>1</sup> Su-H <sub>2</sub> O	95°C (368 K)	961,5	4212	0,677	0,297
<sup>2</sup> %50 Etilen Glikol-Su		1023,4	3636	0,439	0,829
<sup>3</sup> Etilen Glikol-C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (OH) <sub>2</sub>		1068,2	2719	0,262	2,380

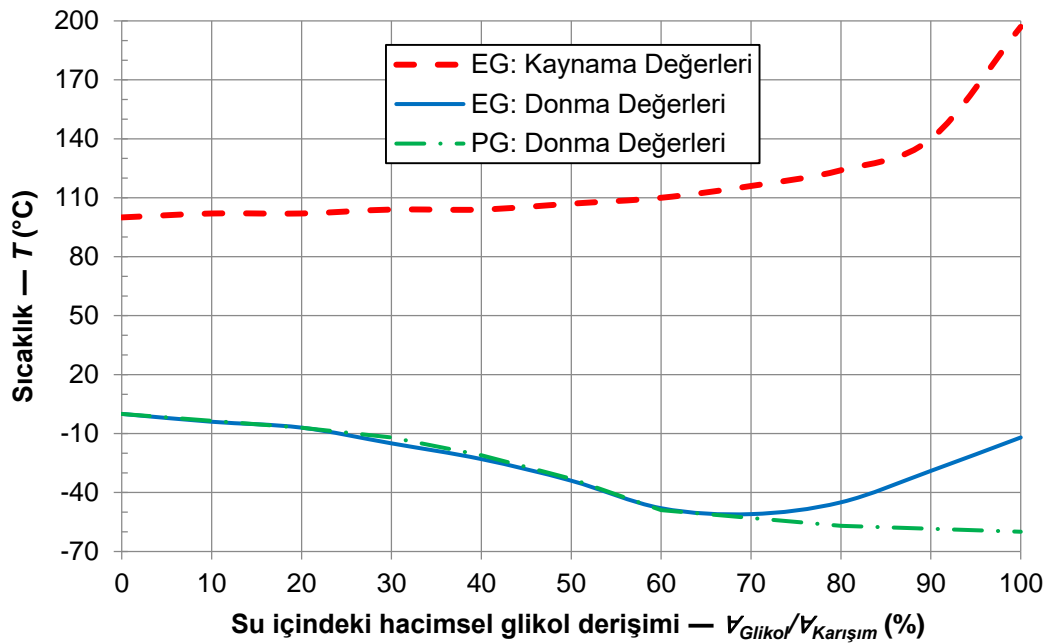
1: Değerler saf su içindir [5]. 2: Değerler antifriz-su karışımı içindir [6]. 3: Değerler saf Etilen Glikol içindir [7].

Bu tabloya göre soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak %50 antifrizli su ( $\rho c = 3721$  kJ/m<sup>3</sup> · K) yerine sadece su ( $\rho c = 4050$  kJ/m<sup>3</sup> · K) kullanılırdı bile

radyatörün soğutma kapasitesi artar, sistemdeki basınç kaybı ve pompalama kayıpları azalır. O halde neden sadece su kullanılmıyor? Çünkü antifriz [1, 8]:

1. Metal, plastik, kauçuk bileşenlerin korozyona karşı korunmasını sağlar.
2. Soğuk havalarda suyun donarak motorun, radyatörün çatlamasını önler.
3. Sıcak havalarda suyun kaynayıp gaz haline gelmesini önler.
4. Sert, mineralli su nedeniyle kireç, taş oluşumunu önler.
5. Korozyona neden olan asit oluşumunu önleyen pH tamponu özelliği vardır.
6. Soğutucu akışkanın pompalanması sırasında köpüklenmeyi önler.
7. Suda çözünmeyen partiküllerin kanal, boru geçitlerini tıkamasını önler.

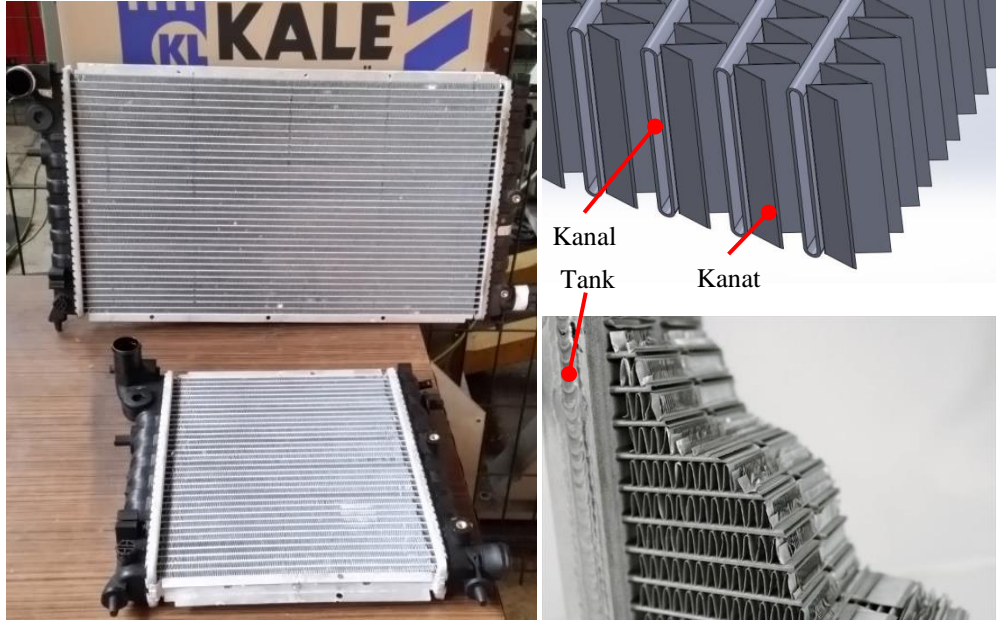
Bu nedenle soğutucu akışkan içinde antifriz kullanılmak zorundadır. Fakat suya katılacak antifriz, yukarıdaki özellikleri sağlayacak kadar çok, fakat suyun ısı iletim özelliklerini aşırı azaltmayacak kadar az kullanılmalıdır. İklim koşulları sertleştikçe, antifriz-su karışımı içindeki antifriz oranının %70'e kadar çıkarılması önerilir [4]. %70 olan maksimum donma koruması değeri Etilen Glikol içeren karışımlar için geçerlidir (Şekil 1.3.) [9]. Propilen Glikol kullanılması durumunda antifriz oranı %100'e kadar çıkarılabilir [8].



Şekil 1.3. Antifriz-Su karışımı donma ve kaynama değerleri (1 atm mutlak basınçta) [8, 9]

### 1.3. Günümüz Araç Radyatörü Teknolojisi

Her geçen gün araç motorlarının güç, boyut, verim gibi birçok performans özelliği artarken daha düşük emisyonla sahip motorların üretilmesi için yönetmeliklerle motor üreticileri üzerinde baskı kurulmaktadır. Hem yeni teknoloji motorların hem de sıkılaştırılan emisyon standartlarının getirdiği daha fazla soğutma yükü de soğutma sistemi veriminin artırılması çalışmalarında önemli bir itici güç olmuştur [10]. Sonuç olarak bu çalışmalar soğutma sisteminin en önemli parçası olan radyatör üzerinde yoğunlaşmıştır. Radyatörler, kanat-kanal tipi kompakt ısı değiştiricileridir ve esas olarak soğutucu akışkanın geçtiği kanallardan, kanatlardan ve üst-alt tanklardan oluşurlar (Şekil 1.4.).



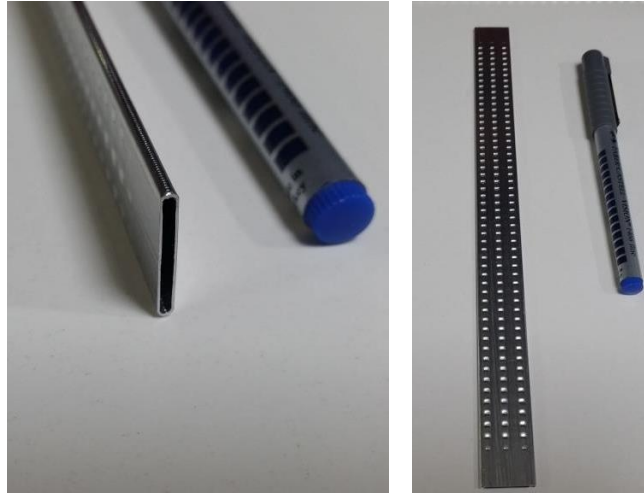
Şekil 1.4. Radyatör ve temel bileşenleri

Radyatörün performansını etkileyen bazı parametreler [2, 4]:

1. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı
2. Soğutucu akışkan debisi
3. Soğutucu akışkan türü, antifriz oranı
4. Hava giriş sıcaklığı
5. Hava debisi veya hızı

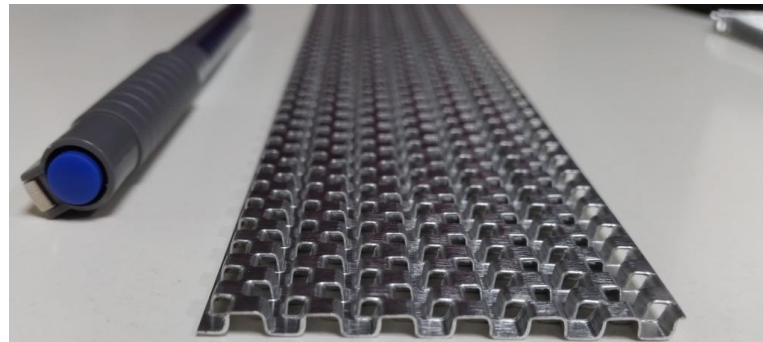
6. Havanın nemi
7. Soğutucu akışkanın radyatördeki basınç kaybı (pompalama gücünde etkilidir)
8. Radyatör tasarımı (kanal şekli–sayısı–boyutu, kanat şekli–sayısı–boyutu, hava ve soğutucu akışkanın akış düzeni, akışkan giriş ve çıkış konumları, malzeme türü verilebilir.

Yapılan geliştirme çalışmaları sonucunda radyatörden havaya daha fazla ısı aktarabilmek için, sadece dairesel tüplerden oluşan radyatörler yerine, dikdörtgen ve elips kesitli kanallara geçilmiştir [11]. Bu kanallardaki akışkanın türbülansını arttırmak için kanallara "dimple" denen gözenekler basılmıştır (Şekil 1.5.).



Şekil 1.5. Örnek radyatör kanalı ve gözenekler

Yine bazı kanal içlerine türbülans ve mukavemet arttırıcı "türbülötör" denen parçalar yerleştirilmiştir (Şekil 1.6.).



Şekil 1.6. Radyatör kanalı türbülötörü

Ayrıca, kanal içindeki soğutucu akışkana göre hava tarafındaki çok düşük ısı taşınım katsayısı nedeniyle ısı transferinin istenen ölçüde gerçekleşmediği belirlenmiştir. Bu ısı transferini arttırmak için soğutucu akışkanın geçtiği kanal dışına çeşitli şekillere sahip kanatlar yerleştirilerek yüzey alanı genişletilmiş, böylece hava tarafı ısı taşınım katsayısının neden olduğu kısıtlayıcı etki önemli ölçüde azaltılmıştır. Havanın kanat boyunca düzgün bir şekilde ilerlemesi yerine, havanın kanatlarda daha fazla kalabilmesi, daha türbülanslı hareket edebilmesi için kanatlara belirli yönlere sahip açılar verilmiştir (Şekil 1.7.) [12]. Üstelik bu iyileştirmelerle yetinilmemiş, radyatör malzemelerinde, her ne kadar daha iyi ısı iletim özelliği olsa da bakır–pirinçten ekonomik ve düşük ağırlığa sahip alüminyum malzemeye geçilmiş, kanat ve kazan gibi radyatörü oluşturan diğer parçalar da özel kaynak (brazing) yöntemleri ile bir araya getirilmiştir [4].



Şekil 1.7. Louver tip radyatör kanatları

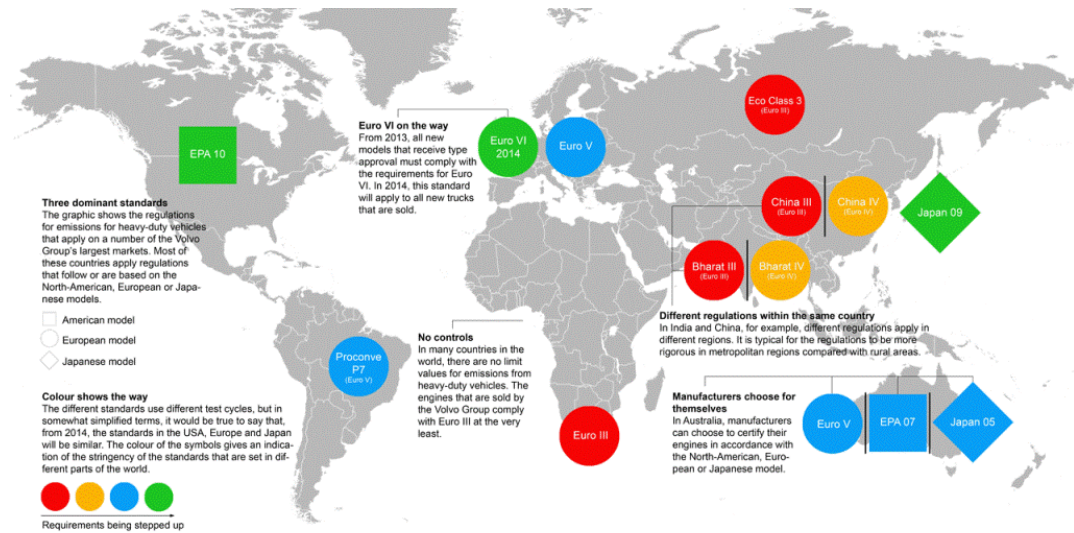
Fakat tüm bu iyileştirmelere rağmen motor üreticilerinin talep ettiği soğutma yükleri, emisyon standartlarının zorlaması nedeniyle artmaya devam etmiştir. Üstelik bu artışla yetinilmemiş, radyatör için ayrılan hacimde de azaltmalar talep edilmiştir. Emisyon standartlarının gerektirdiği soğutma yükü artışını yaklaşık olarak verecek olursak; Euro 4 motorlarda 100 kW soğutma yükünün 40 kW'ı soğutma sistemi ile soğutulurken, Euro 5 motorlarda soğutma sistemi ile dışarı atılacak değer 55 kW, Euro 6 motorlarda ise 70 kW değerlerine ulaşmıştır (Tablo 1.2.) [6]. Son yıllarda ise, tasarım ve malzeme olarak zaten olabilecek en iyi performans seviyelerine gelmiş olması nedeniyle, radyatörlerin üretimi ve boyutlarında çok küçük değişimler görülmüş, bu nedenle dikkate değer mertebede soğutma performansı artışı görülmemiştir [10, 11, 13, 14].

Tablo 1.2. Euro emisyon standartlarına göre talep edilen soğutma yükleri [6]

EURO Emisyon Standardı	EURO 4	EURO 5	EURO 6
Motorun toplam soğutma yükü	100 kW		
Soğutma sistemi ile soğutma	40 kW	55 kW	≥70 kW
Egzoz gazı, yağlama yağı, motordan iletim-taşıyım-ışınım ile soğutma	60 kW	45 kW	≤30 kW

## 1.4. Emisyon Standartları

Euro Emisyon Standartları, Avrupa birliğine üye ülkelerde satılan yeni araçların egzoz emisyonları için kabul edilen sınırları tanımlar. Ülke ve hatta aynı ülke içinde bölgelere göre değişen birçok emisyon standardı vardır. Bunlardan birkaçı: Amerika için EPA TIER, Avrupa için EURO, Japonya için MOT/MOC verilebilir (Şekil 1.8.).

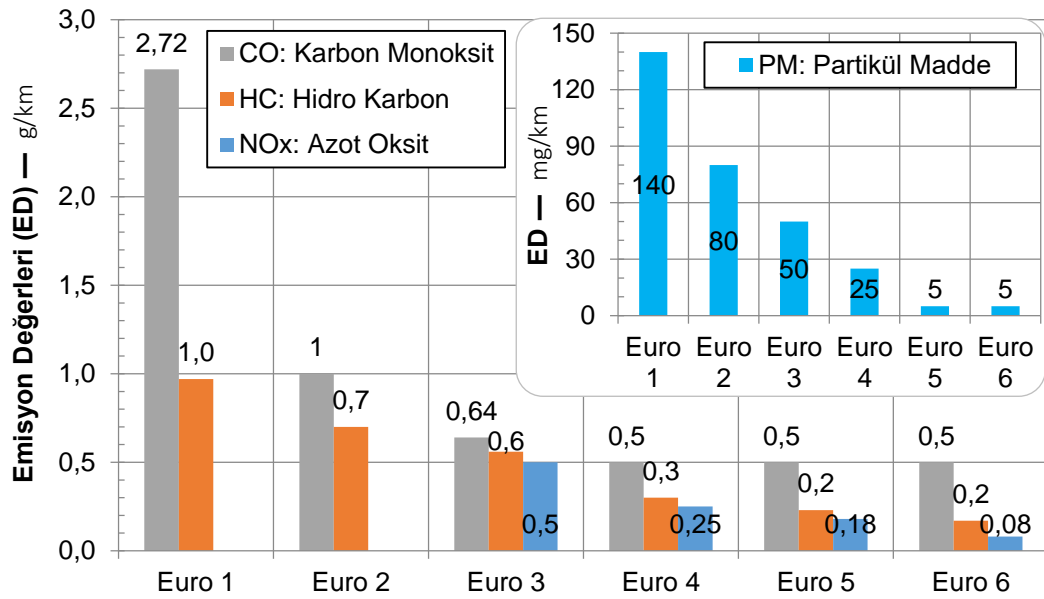


Şekil 1.8. Dünyada uygulanan emisyon standartları (Ağır yük taşıtları için 2013 yılındaki görünüm) [15]

Türkiye, Avrupa standartlarını kabul etmiştir. Euro standartları hafif yolcu taşıtları için "Euro 1–6" şeklinde gösterilirken ağır yük taşıtları için "Euro I–VI" şeklinde gösterilir. Euro standartlarının başlangıç tarihleri araçların binek, hafif ticari, kamyon, otobüs, benzinli, dizel olmasına göre değişir. Bu emisyonların başlangıç tarihleri binek araç için Tablo 1.3.'te, sınır değerleri Şekil 1.9.'da verilmiştir.

Tablo 1.3. Yeni yolcu araçları için Euro emisyon standardı başlangıç tarihleri [16–18]

Standart	Avrupa	Türkiye
Euro 1	Temmuz 1992	2001
Euro 2	Ocak 1996	–
Euro 3	Ocak 2000	–
Euro 4	Ocak 2005	2008
Euro 5	Eylül 2009	2010
Euro 6	Eylül 2014	2016



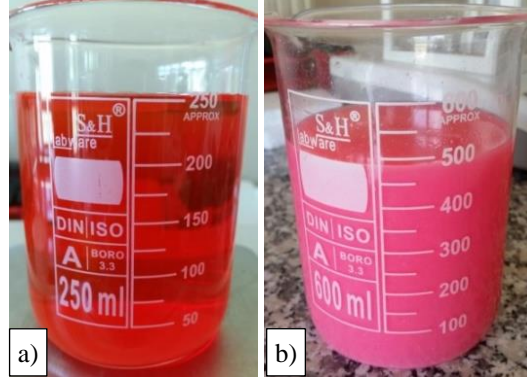
Şekil 1.9. Euro 1'den Euro 6'ya dizel hafif yolcu araçları emisyonları [19]

Bu sınır değerlerin yıllar geçtikçe Euro 7, Euro 8 şeklinde daha sıkı yönetmeliklerle devam edeceğini tahmin etmek zor değildir. Bu nedenle üreticilerin emisyon değerlerini düşürebilmek amacıyla, aracın her bileşeni için AR-GE çalışmasına girmesi kaçınılmaz olacaktır.

### 1.5. Artan Soğutma Taleplerini Karşılamanın Bir Yolu: Nanoakışkan

Emisyon sınır değerlerinin düşürülmesi ile ortaya çıkan performans taleplerine cevap verme yolları aranırken, umut verici bir yöntem olarak nanoakışkan teknolojisi ortaya çıkmıştır (Şekil 1.10.) [10].





Şekil 1.10. a) %50 EG–Su, b) %0,5 hacimsel derişimde  $Al_2O_3$  içeren %50 EG–Su nanoakışkan

Nanoakışkan teknolojisi radyatörün dış yapısına değil, içine odaklanmayı gerektirir. Şimdiye kadar radyatör iç kanallarında akan akışkana müdahale edilmemesinin sebebi ise, radyatör dışındaki havanın ısı taşınım katsayısının çok düşük olması ve radyatörün toplam performansını belirlemede sınırlayıcı parametrenin bu katsayı olması nedeniyle, radyatör kanalı içindeki akışkanın ısı taşınım katsayısını arttırmanın teorik olarak bir anlamı olmayacağı yönündeydi. İşte bu yaklaşımın doğru fakat, nanoakışkan kullanımı durumunda yetersiz olduğu da bu çalışmada ortaya çıkarılmıştır (Denklemler 1.1) [5].

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \sum R = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1.1)$$

Burada,

$U$  : Toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2 \cdot K$ )

$A$  : Alan ( $m^2$ )

$R$  : Isıl direnç ( $K/W$ )

$h$  : Isı taşınım katsayısı ( $W/m^2 \cdot K$ )

$s$  : Yüzey

$i$  : İç taraf

$o$  : Dış taraf

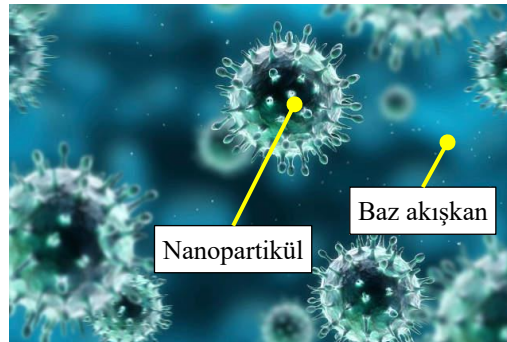
$w$  : Duvarı ifade etmektedir.

Radyatörlerde nanoakışkan kullanımı ile aşağıdaki sonuçlar beklenmektedir [10]:

1. Artan soğutma performansı sayesinde radyatörün ısı transfer veriminde artış
2. Daha etkili soğutma sayesinde malzeme, bileşen ömründe artış
3. Mevcut radyatörler için daha fazla soğutma elde edilmesi
4. Aynı soğutma yükü için daha küçük radyatör kullanımı
5. Daha küçük radyatör ile kullanılan soğutucu akışkan hacminde azalma
6. Radyatörün küçülmesi ile diğer bileşenlere daha fazla yer ayrılması
7. Yatayda radyatör alanının azalması ile araçta aerodinamik iyileşme
8. Daha küçük radyatör ve daha az akışkan ile daha hafif soğutma sistemi
9. Azalan ağırlıklar ve hava sürtünmesi sayesinde yakıt tasarrufu
10. Yakıt tasarrufu ile daha az emisyon
11. Küçülen boyutların daha az parça gerektirmesi, daha az kaynak kullanımı
12. Parça işleme proseslerinin azalması, daha kısa sürede üretim
13. Atık parçaların azalması
14. Daha hızlı kabin ısıtması sayesinde yolcu konforunun artması
15. Motorun ilk çalıştırılması sırasında daha kısa sürede işletme sıcaklığına ulaşılması ile start–stop yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinde azalma.

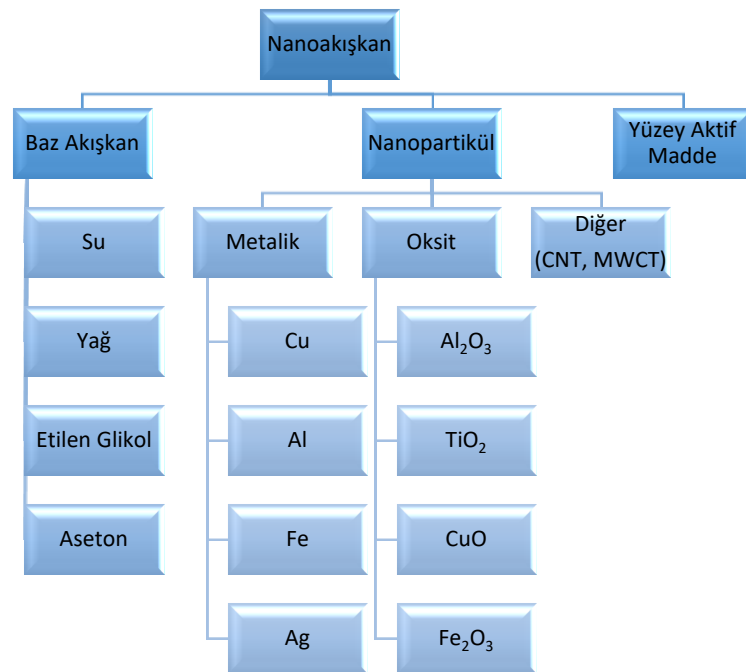
### 1.6. Nanoakışkan, Üretim, Fayda ve Sorunlar

Nanoakışkan; su, yağ gibi bir akışkan içine metal, metal oksit gibi nanometre boyutunda (<100 nm) toz partiküllerin katılmasıyla elde edilen ikili bir süspansiyondur (Şekil 1.11.) [10, 20].



Şekil 1.11. Nanoakışkan (Sembolik gösterim)

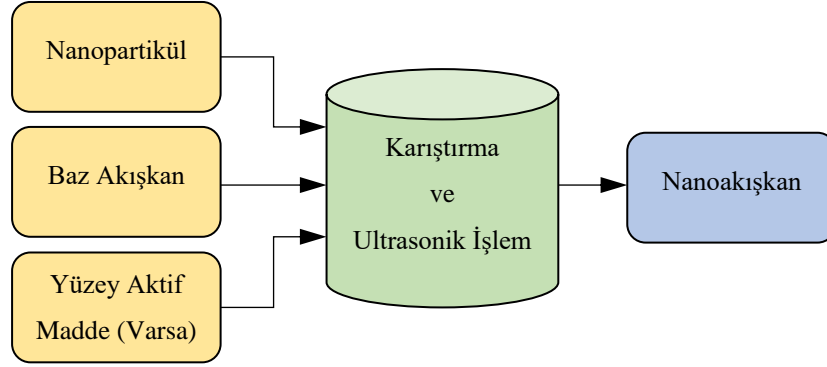
Burada su, etilen glikol, yağ gibi akışkanlara baz (temel, ana) akışkan, nanometre boyutlu toz partiküllere nanopartikül denir (Şekil 1.12.). Kararsızlık yaşanan durumlarda yüzey aktif maddeler de kullanılır. Burada genel amaç, mevcut soğutucu akışkanın termofiziksel özelliklerini (yoğunluk, özgül ısı, ısı iletkenlik, viskozite) iyileştirmektir. Fakat ısı iletkenlik ve özgül ısıda olacağı gibi, termofiziksel özellikler birbiri ile ters orantılı olabilir. Sonuç olarak, baz akışkanın tüm termofiziksel özelliklerini aynı anda iyileştirmek mümkün olmadığı gibi, akışkanın sadece ısı iletkenliğini artırarak ısı transfer özelliklerini geliştirmek de mümkün değildir. Bunun yerine şu ifadeyi kullanmak daha uygun olacaktır: Baz akışkanın ısı iletkenliğinin artırılması, soğutucu akışkanın radyatördeki giriş çıkış sıcaklık farkını arttıracaktır. Yoğunlukla birlikte bu sıcaklık farkı artışının özgül ısıdaki azalmadan daha baskın olması ile akışkan özellikleri iyileşecektir ( $Q = mc\Delta T$ ).



Şekil 1.12. Nanoakışkan üretiminde kullanılan bileşenler ve birkaç alt çeşidi [21]

Nanoakışkanlar 1–adım ve 2–adım denen iki yöntemden biriyle elde edilir. 1–adım yönteminde kimyasal bir reaksiyon sonucu tek adımda doğrudan nanoakışkan şeklinde üretim sağlanır. 2–adım yönteminde ise mekanik aşındırma yoluyla önce nanopartiküller elde edilir, sonra bunlar bir baz akışkan içine katılarak nanoakışkan elde edilir (Şekil 1.13.). Her iki yöntemin de kendi içinde olumlu ve olumsuz

tarafları vardır. 1–adım yönteminde daha kararlı fakat nanopartikül boyutu kontrol edilemeyen nanoakışkan hazırlanır. 2–adım yönteminde ise nanopartikül boyutu kontrol edilebilen, daha ekonomik, ticari olarak kolayca bulunabilir fakat kararlılık olarak 1–adım ile elde edilene göre daha kötü nanoakışkanlar hazırlanır.



Şekil 1.13. İki adım yöntemi ile nanoakışkan hazırlanması [1]

Nanoakışkandan beklenen özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir [20]:

1. Kararlı olması
2. Homojen dağılım oluşturması
3. Nanopartiküllerin mümkün olduğunca kümelenme oluşturmaması
4. İçinden geçtiği kanallarda çökmemesi, tıkanma oluşturmaması
5. Pompalama kayıplarını ciddi derecede arttırmaması
6. Termofiziksel özelliklerinin iyileşmesidir.

Nanoakışkanlarda görülen sorunlar ise aşağıdaki gibi özetlenebilir [22, 23]:

1. Uzun dönemli kararlılık sorunları
2. Kararsızlık nedeniyle nanopartiküllerde çökme ve kanal tıkanmaları
3. Baz akışkana göre yüksek viskozite
4. Yüksek viskozite nedeniyle artan basınç düşümü ve pompalama kayıpları
5. Baz akışkana göre düşük özgül ısı
6. Baz akışkana göre yüksek maliyet
7. Üretim zorluklarıdır.

Nanoakışkanlar adı konulmasada çok uzun zamandan bu yana bilinen bir konudur. Fakat, bu akışkanların kullanımını engelleyen sorunların temelinde nanopartikül boyutları (mikro metre) yer aldı. Gelişen teknolojiyle daha küçük boyutların (nano metre) elde edilmesi, yukarıda belirtilen birçok sorunu önemli ölçüde azaltmıştır [20].

### **1.7. Nanoakışkan ile Isı Transfer Artışı**

Nanoakışkan, baz akışkanın sadece ısıl iletkenliğini arttırarak ısı transferi artışı sağlamaz. Bunun yanında birçok ek mekanizma da ısı transferinde etkilidir.

Nanoakışkan ile ısı transferi artışında etkili olan parametreleri aşağıdaki gibi özetleyebiliriz [20]:

1. Nanopartiküllerin yüksek özgül yüzey alanı sayesinde, nanopartikül ve baz akışkan molekülleri arasında daha büyük ısı transfer yüzey alanı
2. Baz akışkanın ısıl iletkenliğinin artması
3. Nanopartiküller ile baz akışkan ve ısı transferinin gerçekleştiği malzeme yüzey molekülleri arasında meydana gelen çarpışmalar (Brownian hareketi)
4. Baz akışkanın çalkantı ve türbülans şiddetinin artması
5. Baz akışkanda sıcaklığın daha homojen olmasıdır.

### **1.8. Nanoakışkanların Diğer Uygulama Alanları**

Nanoakışkanlar aşağıdaki alanlarda da kullanım potansiyeline sahiptir [20, 22, 24, 25]:

1. Otomobil, kamyon, iş makinası gibi ulaşım endüstrisinde motor soğutma
2. Güneş ve jeotermal enerjili ısıtma sistemleri
3. Elektrik trafolarının soğutulması
4. Parça işleme tezgahlarında soğutma
5. Binalarda havalandırma iklimlendirme sistemleri

6. Petrokimya, tekstil, kağıt, gıda gibi ısıtma soğutma prosesi alanları
7. Savunma sanayi
8. Elektronik, mikro elektronik, biyomedikal sektörleri
9. Nükleer sanayi
10. Uzay çalışmaları
11. Veri merkezi soğutması
12. Metal işleme ve su verme prosesleri
13. Atık ısının geri kazanımını sağlayan ısı değiştiricileri.

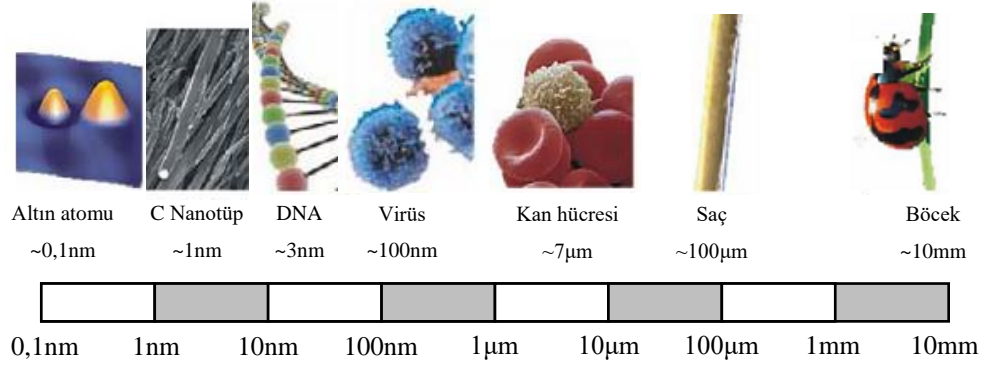
### **1.9. Nanoakışkan Konusunda Yapılan Literatür Çalışmaları**

Literatürde nanoakışkan konusunda ilk olarak kabul edilen çalışmalar Choi ve Eastman [24] ile başlamıştır. Sanayinin birçok alanında giderek artan ısıtma soğutma talepleri, sektör çalışanlarını ve tasarımcıları yeni arayışlara yönlendirmiştir. Fakat mevcutta kullanılan soğutucu akışkanların düşük ısı transfer özelliğine sahip olması, araştırmaların akışkan tarafındaki en önemli sorunu olmuştur. Bu sırada metalik nanopartiküllerin geleneksel soğutucu akışkanlara katılarak yeni akışkanların (nanoakışkanların) geliştirilmesi, hem akademik alanda hem de uygulamada birçok çalışmanın başlatılmasını sağlamıştır.

Taşınımınla ısı transferi, sıcaklık, akışkan özellikleri dışında yüzeye bağlı bir proses olduğu için, ısı transferi arttırılmak istenirse yüzey alanı büyütülmelidir. Yüzey alanı artışının akışkan tarafındaki karşılığı ise küçük boyutta nanopartiküllerin baz akışkan içine katılmasıdır. Çünkü bir madde ne kadar küçük boyuta indirgenirse, aynı hacim için yüzey alanı o kadar artacaktır. Bu nedenle nanometre boyutlu partiküller, mikro metre ve daha büyük boyutlardaki olanlara oranla oldukça büyük yüzey alanına sahip olacakları için baz akışkanın ısı özelliklerinde olumlu sonuçlar ortaya çıkaracaktır.

Nanometre ölçeğinde katı partiküllerin yüksek yüzey alanı / hacim oranlarına ve çok küçük ağırlığa sahip olmaları, partiküller üzerindeki yerçekimi etkisinin azalmasına, manyetik kuvvetler, akışkan kaldırma kuvveti, atomik çekim kuvvetleri gibi diğer kuvvetlerin belirgin olmasına neden olmuştur. Bu etkiler, 100 nanometreden küçük

partiküllerde görülmeye başladığı için literatürde böyle bir boyut sınıflandırmasına gidilmiştir (Şekil 1.14.). Üstelik bu kadar küçük boyuttaki partiküllerin, baz akışkan molekülleri gibi davranacak kadar küçük olduğu ve bu sayede çok küçük boyutlu akış kanallarındaki tıkanma sorunlarının da büyük ölçüde giderileceği öngörülmüştür [24].



Şekil 1.14. Boyutsal mertebeler [22]

Nanoakışkanların araç radyatöründe uygulamalarına bakıldığında, bazı çalışmalarda sadece su bazlı nanoakışkan kullanılmıştır [1, 26, 27]. Bazılarında ise Etilen Glikol–Su bazlı nanoakışkanlar kullanılmıştır [10, 14, 28]. Su bazlı nanoakışkanların Etilen Glikol–Su bazlı olanlara göre çok daha iyi soğutma performansı vermesi beklenen bir gerçektir. Çünkü Etilen Glikol, suyun ısı transfer özelliklerini kötüleştirir (Tablo 1.1.) [22]. Fakat soğutucu akışkan ile ilgili paragrafta belirtildiği gibi, araç soğutma sistemindeki Etilen Glikol–Su karışımı yerine başka bir karışım kullanılmak istenirse, karışımda antifrizin sağlayacağı koruma özellikleri mutlaka bulunmalıdır. Şuanda bu özelliği en kolay antifriz sağladığı için bu çalışmada kullanılan baz akışkanda hacimsel olarak %50 Etilen Glikol kullanılmıştır.

Literatürde araç radyatörü ile yapılan güncel çalışmalar aşağıdaki paragraflarda şu parametrelere göre özetlenmiştir:

1. Hacimsel derişim
2. Nanopartikül
3. Baz akışkan

4. Hava sıcaklığı ve debi
5. Soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve debi
6. Isıtıcı gücü
7. Fan devri
8. Deneysel–sayısal yöntem
9. İncelenen parametre
10. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri eldesi
11. Hangi derişimde baz akışkana göre hangi parametrede ne kadar artış elde edildi. İlgili kaynaklarda verilmeyen değerler yazılmamıştır.

Kılınç [1] yaptığı çalışmada bir araç radyatöründe %0,01 ve %0,02 hacimsel derişimde Grafen Oksit (GO) ve Grafen Nano Ribon (GNR) içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 36–44°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 0,6–0,9 m<sup>3</sup>/h debide, 2500 W gücünde bir ısıtıcı ve değişken hızlı bir fan ile deneysel olarak ısı transfer performansını (toplam ısı transfer katsayısı, etkenlik ve Nu sayısı) inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %0,02 hacimsel derişimde GO ve GNR için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısında %32 ve %24,8 artış elde etti.

Kulkarni ve ark. [10] bir dizel elektrik jeneratörünün soğutmasında %2–6 hacimsel derişimde Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> içeren %50 EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 15 kW gücünde bir ısıtma (45 kW jeneratör ve 30 kW yük farkı) sırasında deneysel olarak kojenerasyon verimini inceledi. Nanoakışkan özgül ısısını ölçüm ile belirledi. %6 hacimsel derişim için baz akışkana göre kojenerasyon veriminde yaklaşık %0,3–3 azalma, fakat atık ısı geri kazanım ısı değiştiricisinde %3 artış elde etti. Kojenerasyon verimindeki azalmayı nanoakışkan özgül ısısındaki azalmaya dayandırdı.

Sankar [23] benzinli bir araç motoru deney setinin radyatöründe %0,2–1 hacimsel derişimde Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 34–35°C hava sıcaklığı ve 6–12 m/s hızda, 70–83,5°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 0,109–0,384 L/s debide, 4 silindir ve 4 stroklu bir motor ve değişken hızlı bir fan ile deneysel olarak



ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %1 hacimsel derişim için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısında %83 artış elde etti.

Bozorgan ve ark. [26] bir araç radyatöründe %0,1–2 hacimsel derişimde CuO içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 32°C hava sıcaklığı, 70 km/h hava hızı, 110°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 317 gallons/h (20 L/min) debi ile sayısal olarak toplam ısı transfer katsayısı ve pompalama gücü artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %2 hacimsel derişim için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısında ve pompalama gücünde %10 ve %23,8 artış elde etti.

Ali ve ark. [27] bir araç radyatöründe %0,01–0,3 hacimsel derişimde ZnO–Su nanoakışkan kullanarak, 45–55°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 7–11 L/min debide, 6 kW gücünde bir ısıtıcı ve sabit hızlı bir fan ile deneysel olarak ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatürdeki denklemleri kullandı. %0,2 hacimsel derişim için baz akışkana göre %46,5 ısı transfer artışı elde etti.

Aydoğan [28] araç radyatörünün bir kanalı üzerinden sayısal bir çalışma yürüttü. Burada hacimsel olarak %0,2–5 arasında Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve Hexagonal Boron Nitrit (hBN) içeren nanopartiküller ve %50 EG–Su baz akışkanı kullandı. hBN nanoakışkanın Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkandan daha iyi ısı performansına sahip olduğunu gösterdi. Fakat, genel anlamda her iki nanoakışkan ile de performans artışının çok yüksek olmadığını belirtti.

Bhimani ve ark. [29] araç radyatöründe %0,1–1 hacimsel derişimde TiO<sub>2</sub>–Su nanoakışkan kullanarak, 80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 90–120 L/min debide, deneysel olarak ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatürdeki denklemleri kullandı. %1 hacimsel derişim için baz akışkana göre %45 Nu sayısı artışı elde etti.

Bhogare ve ark. [30] bir araç radyatöründe %0–1 hacimsel derişimde  $Al_2O_3$  içeren %50 EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 50–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 16–18 L/min debide, 2 kW gücünde bir ısıtıcı ve değişken hızlı bir fan ile deneysel olarak ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %1 hacimsel derişim için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısında %40 artış elde etti.

Heris ve ark. [31] bir araç radyatöründe %0,05–0,8 hacimsel derişimde CuO içeren %60 EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 35–54°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 4–8 L/min debide, 18 kW gücünde bir ısıtıcı ile deneysel olarak ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %0,8 hacimsel derişim için baz akışkana göre Nu sayısında %55 artış elde etti.

Hussein ve ark. [32] bir araç radyatöründe %0,1–2,5 hacimsel derişimde  $TiO_2$  ve  $SiO_2$  içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 0,5–8 L/min debide, 1500 W gücünde bir ısıtıcı ve sabit hızlı bir fan ile deneysel olarak ısı transferi artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %2,5 hacimsel derişimdeki  $TiO_2$  ve  $SiO_2$  için baz akışkana göre ısı transferinde %20 ve %32 artış elde etti. Başka bir çalışmada Hussein ve ark. [33] radyatörde %1–2,5 hacimsel derişimde  $SiO_2$  içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 60–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2–8 L/min debide, 1500 W gücünde bir ısıtıcı ve sabit hızlı bir fan ile deneysel ve sayısal olarak ısı transferi artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %2,5 hacimsel derişim için baz akışkana göre 80°C’de Nu sayısında %56 artış elde etti. Yine Hussein ve ark. [34] bir araç radyatöründe %1–2 hacimsel derişimde  $TiO_2$  ve  $SiO_2$  içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 60–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2–8 L/min debide, 1500 W gücünde bir ısıtıcı ve sabit hızlı bir fan ile deneysel olarak Taguchi yöntemi ile ısı transferi artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %2 hacimsel derişimdeki  $TiO_2$  ve  $SiO_2$  için baz akışkana göre Nu sayısında %11 ve %22,5 artış elde etti.

Nirnjalkumar ve ark. [35] bir araç radyatöründe %0,25 ve %0,5 hacimsel derişimde  $Al_2O_3$  içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 35–59°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 0,05–0,15 kg/s debide, 3 kW gücünde bir ısıtıcı ile deneysel olarak ısı transferi artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %0,5 hacimsel derişim için baz akışkana göre ısı transferinde %49 artış elde etti.

Leong ve ark. [36] bir araç radyatöründe %0–2 hacimsel derişimde Cu içeren EG bazlı nanoakışkan kullanarak, 27°C hava sıcaklığı, 70–95°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığında, diğer araştırmacıların verilerinden analitik olarak ısı transfer ve pompalama gücü artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %2 hacimsel derişim için baz akışkana göre ısı transferinde %3,8 artış ve pompalama gücünde %12,1 artış elde etti.

Naraki ve ark. [37] bir araç radyatöründe %0–0,4 hacimsel derişimde CuO içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 35°C hava giriş sıcaklığı, 40–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 0–10 L/min debide, 6 kW gücünde bir ısıtıcı ve değişken hızlı bir fan ile deneysel olarak toplam ısı transfer katsayısı artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %0,4 hacimsel derişim için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısında %8 artış elde etti.

Vermahmoudi ve ark. [38] bir araç radyatöründe %0,15–0,65 hacimsel derişimde  $Fe_2O_3$  içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 50–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 0,2–0,5 m<sup>3</sup>/h debide, 6 kW gücünde bir ısıtıcı ve değişken hızlı bir fan ile deneysel olarak toplam ısı transfer katsayısı artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %0,65 hacimsel derişim için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transferinde %13 ve %11,5 artış elde etti.

Chougule ve Sahu [39] bir araç radyatöründe %0,15–1 hacimsel derişimde  $Al_2O_3$  ve CNT içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 35°C hava sıcaklığı, 90°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2–5 L/min debide, 2 kW gücünde bir ısıtıcı ve sabit hızlı bir

fan ile deneysel olarak ısı taşınım katsayısı artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. CNT–Su nanoakışkanı ile ısı transfer performansının  $Al_2O_3$ –Su nanoakışkana göre daha iyi olduğunu açıkladı. CNT–Su ve  $Al_2O_3$ –Su nanoakışkanının %1 hacimsel derişimi için baz akışkana göre Nu sayısında %90,7 ve %52 artış elde etti.

Nieh ve ark. [40] bir motosiklet radyatöründe %0,24–0,96 kütleli derişimde  $Al_2O_3$  ve  $TiO_2$  içeren %50 EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 30°C hava sıcaklığı, 80–95°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 4,5–8,5 L/min debide, 4 kW gücünde bir ısıtıcı ve sabit hızlı (3,5 m<sup>3</sup>/min) bir fan ile deneysel olarak ısı performansı ve pompalama gücü artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %0,96 kütleli derişimde  $Al_2O_3$  ve  $TiO_2$  için baz akışkana göre ısı kapasitesi oranı %10,5 ve %25,6; pompalama gücünde her iki nanoakışkan için de %2,5 artış elde etti.

Suganya ve ark. [41] bir araç radyatöründe CuO içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 20°C hava sıcaklığı, 50°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ile deneysel olarak ısı transfer artışını inceledi. Baz akışkana göre ısı transfer veriminde %45 artış elde etti.

Peyghambarzadeh ve ark. [42] bir araç radyatöründe %0,1–1 hacimsel derişimde  $Al_2O_3$  içeren su, EG ve %5–20 EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 40–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2–6 L/min debi ile deneysel olarak ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %1 hacimsel derişim için ayrı ayrı su ve EG baz akışkana göre Nu sayısında %40 artış elde etti. Benzer bir çalışmada Peyghambarzadeh ve ark. [43] radyatörde %0,1–1 hacimsel derişimde  $Al_2O_3$  içeren su bazlı nanoakışkan kullanarak, 37–49°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2–5 L/min debi ile deneysel olarak ısı taşınım katsayısını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. 44°C’deki %1 hacimsel derişim için baz akışkana göre Nu sayısında %45 artış elde etti. Başka bir çalışmada ise Peyghambarzadeh ve ark. [44] araç radyatöründe %0,15–0,65 hacimsel derişimde CuO ve  $Fe_2O_3$  içeren su bazlı

nanoakışkan kullanarak, sabit hava sıcaklığı, 50–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2,5–8,4 L/min debide, 6 kW gücünde bir ısıtıcı ve değişken hızlı bir fan ile deneysel olarak toplam ısı transfer katsayısı artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %0,65 hacimsel derişimdeki Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve CuO nanoakışkanlar için baz akışkana göre toplam ısı transfer katsayısında yaklaşık %9 ve %7 artış elde etti.

Sandhya ve ark. [45] bir otomobil radyatöründe %0,1–0,5 hacimsel derişimde TiO<sub>2</sub> içeren %40 EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 2–4 m/s hava hızında, 35–45°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 2–5 L/min debide, sabit hızlı bir fan ile deneysel olarak ısı taşınım katsayısı artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için literatür denklemlerini kullandı. %0,5 hacimsel derişim için baz akışkana göre ısı transferinde ve Nu sayısında %37 ve %45 artış elde etti.

Oliveira ve ark. [46] bir araç radyatöründe %0,05 ve %0,16 kütle derişimde MWCNT (Multi Walled Carbon Nanotubes) içeren EG–Su bazlı nanoakışkan kullanarak, 0,175 kg/s hava debisinde, 50–80°C soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve 1,8–4,2 kg/min debide, sabit hızlı bir fan ile deneysel olarak sıcaklık düşümü ve ısı transfer artışını inceledi. Nanoakışkan termofiziksel özellikleri için ölçüm sonuçlarını kullandı. %0,16 kütle derişim için baz akışkana göre ısı transferinde %17 azalma elde etti. Buradan her nanoakışkanın soğutma sistemleri için uygun olmadığı sonucuna vardı.

Yukarıdaki radyatör performans çalışmalarının, aşağıdaki sonuçların bir veya birkaçını içerdiği görülebilir:

1. Nanoakışkanlı radyatör testleri, soğutucu akışkanın gerçek işletme sıcaklıklarında (85–95°C) yapılamamıştır [1].
2. Radyatör testleri, işletme sıcaklığında yapıldıysa Nusselt, Reynolds gibi boyutsuz sayılar doğru olarak hesaplanamamıştır. Çünkü işletme sıcaklığındaki viskozite ve ısı iletkenlik değerleri, yüksek sıcaklık (95°C gibi) nedeniyle tam olarak ölçülemediği için genellikle literatürdeki

denklemler kullanılmıştır. Bu denklemler, işletme sıcaklığının çok altında sıcaklıklara kadar (örn. 50°C) daha doğru sonuçlar verir.

3. Radyatör testleri işletme sıcaklığında yapıldıysa, yetersiz ısıtıcı rezistans nedeniyle soğutucu akışkan debisi çok düşük seviyelerde çalışılmıştır.
4. Radyatör testleri işletme sıcaklığında yapıldıysa, soğutucu akışkan debisi giriş sıcaklığının azalmaması için düşük hava hızlarında çalışılmıştır.
5. Radyatöre verilen hava hızı sabit tutulmuştur. Bu nedenle hava hızı değişiminin radyatör performansını nasıl etkilediği görülememiştir.
6. Radyatörün ısı performansını belirlemede en önemli parametre olan hava sıcaklığı hakkında bilgi verilmemiştir.

Bu çalışmada, mümkün olduğunca yukarıda verilen şartlar dikkate alınarak, projenin önceki aşamaları kapsamında elde edilen en kararlı ve en iyi ısı performansını gösteren nanoakışkan kullanılarak gerçek bir otomobil radyatörü üzerinde deneysel çalışmalar yapılmış, ısı transfer performansı ve pompalama gücü değişimleri incelenmiştir.

Testlerde aşağıdaki parametreler dikkate alınmıştır:

1. Soğutucu akışkanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklığı,
2. Soğutucu akışkanın debisi
3. Havanın radyatöre giriş ve çıkış sıcaklığı
4. Havanın debisi, hızı veya hız yüksekliği
5. Soğutma yükü
6. Soğutucu akışkanın basınç kaybı
7. Havanın basınç kaybı.

Çalışmada önce nanoakışkan özellikleri hakkında bilgi verildi. Daha sonra deneysel çalışmada kullanılan cihazlar, kalibrasyon testleri ve performans testleri sunuldu. Çalışma, elde edilen ve varılan sonuçlarla tamamlandı.



Bu testler ile mikrokanalda yapılan ısı transfer analizleri sonucunda kararlılık ve ısı olarak en iyi performansı gösteren  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoakışkan olmuştur [47]. Bu nedenle radyatör testlerinde sadece  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanopartiküller kullanılmıştır. İlgili çalışmadan farklı olarak  $\text{Al}_2\text{O}_3$  partiküllerde üretici değişikliği (Sigma–Aldrich’ten tedarik), baz akışkanda tür değişikliği (deiyonize su yerine %50 EG–Su karışımı) yapılmıştır (Şekil 2.3., Şekil 2.4.).  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanopartikülün özellikleri Tablo 2.1.’de verilmiştir.



Şekil 2.3.  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanopartikül



Şekil 2.4. Baz akışkan: Saf su ve EG (Paraflu UP)

Tablo 2.1.  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanopartikülün özellikleri

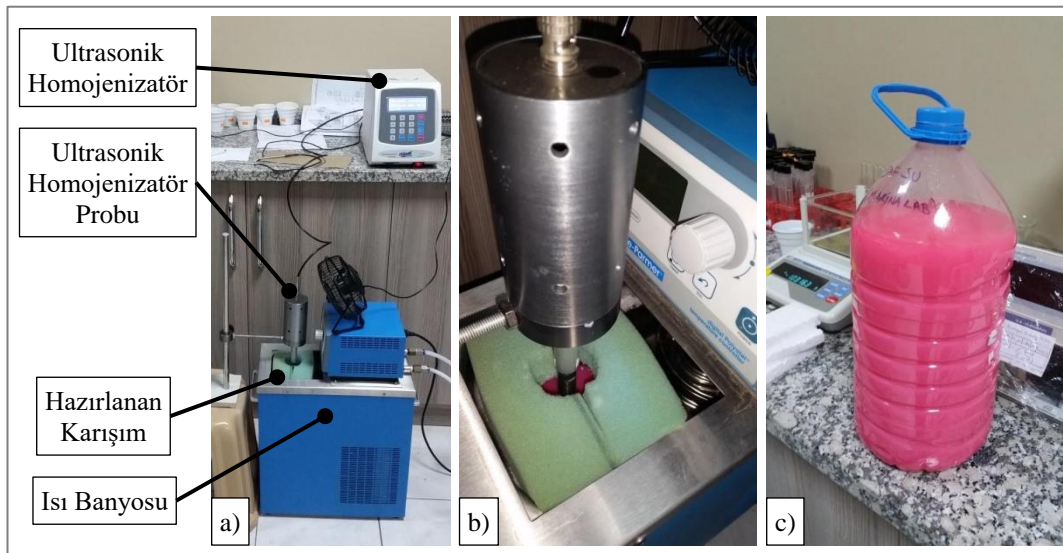
Nanopartikül	Safılık	Ortalama Partikül Çapı (nm)	Özgül Yüzey Alanı ( $\text{m}^2/\text{g}$ )	Şekil	Yoğunluk ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Özgül Isı ( $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ )	Isıl İletkenlik ( $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ )
$\text{Al}_2\text{O}_3$	%99,8	13	85–115	Küresele yakın	3890	778	46

\* İlgili değerler üreticiden ve [48, 49] numaralı referanslardan alınmıştır.



## 2.2. Nanoakışkan Hazırlama

Nanoakışkan 2–adım yöntemi kullanılarak elde edildi.  $Al_2O_3$  nanopartiküller ve %50 EG–Su baz akışkanı hassas terazi ile tartıldı (AND GX–600, Max Kütle: 610 g, Sapma: 0,001 g).  $Al_2O_3$  nanopartiküller, 600 mL’lik cam beherde bulunan %50 EG–Su baz akışkanı içine katıldıktan sonra, sıcaklığı kontrol edilen bir ısı banyosuna yerleştirildi (Marka/Model: Cole Parmer/EW–12108–25, Sıcaklık:  $-20\sim 200^\circ C$ , Banyo Kapasitesi: 6 L, Isıtma Gücü: 1 kW, Soğutma Gücü: 200 W, Debi: 11~24 L/min). Burada karışım, prob tipi bir homojenizatör ile ultrasonik titreşime maruz bırakıldı (Marka/Model: Optic Ivymen System/CY–500, Güç: 500 W, Frekans: 20 kHz, Prob Çapı/Uzunluğu:  $\varnothing 5,6/60$  mm). Herhangi bir yüzey aktif madde kullanılmadı. Deney tesisatı için 8 L nanoakışkan hazırlanmıştır (Şekil 2.5.).



Şekil 2.5. a) Hazırlama işlemi, b) Prob ve karışım bölgesi, c) Hazırlanan nanoakışkan

Nanoakışkan hazırlama şartları aşağıda verilmiştir:

1. Uygulanan ultrasonik güç : 500 W
2. Ultrasonik titreşim ile karıştırma zamanı : 30 min
3. Ultrasonik prob ucunun cam beher tabanından yüksekliği: 1–2 cm
4. Karışım sıcaklığı :  $25^\circ C$
5. Bir kerede hazırlanan karışım hacmi : 500 mL

6. Nanopartikül ve hacimsel derişimi :  $Al_2O_3$  ve %0,5  
 7. Baz akışkan : %50 EG–Su karışımı  
 8. Baz akışkanda kullanılan su : Saf su  
 9. Baz akışkanda kullanılan EG : Monoetilen Glikol

Nanoakışkan hazırlamada kullanılan denklemler Ek A. başlığında, gereken nanopartikül ve baz akışkan kütleleri Tablo 2.2.'de verilmiştir.

Tablo 2.2. Nanoakışkan bileşenlerinin kütleleri (25°C için)

Nanoakışkan Hacimsel Derişimi	Nanoakışkan Hacmi	Baz Akışkan Yoğunluğu*	Partikül Yoğunluğu	Partikül Hacmi (A.7)	Baz Akışkan Hacmi (A.5)	Partikül Kütlesi (A.2)	Baz Akışkan Kütlesi (A.2)	Nanoakışkan Kütleli Derişimi (A.10)	Saf Su Kütlesi (A.2) ve (A.12)	Etilen Glikol Kütlesi (A.13)**
$\Phi$	$V_{nf}$	$\rho_{bf}$	$\rho_{np}$	$V_{np}$	$V_{bf}$	$m_{np}$	$m_{bf}$	$\phi_w$	$m_w$	$m_{EG}$
(%)	(mL)	(kg/m <sup>3</sup> )	(kg/m <sup>3</sup> )	(mL)	(mL)	(g)	(g)	(%)	(g)	(g)
0,5%	500	1069,49	3890	2,50	497,50	9,72	532,07	1,79%	248,00	284,06

\* Baz akışkan %50 EG–Su karışımıdır ve tüm termofiziksel özellikleri [6] numaralı referanstan alınmıştır.

\*\* EG sudan daha yoğun olduğu için, eşit hacimli su ve EG durumunda, EG kütlesi daha büyük olur. Burada antifriz içindeki ek katkıları nedeniyle kütleli derişim oranı yaklaşık %53,4 (~284/532) olmaktadır [50].

### 2.3. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri

Nanoakışkan termofiziksel özellikleri birçok parametreye bağlıdır. Bunlardan birkaçı aşağıdaki gibi verilebilir (parantez içi veriler örnektir):

1. Nanoakışkan hazırlama tipi (1 adım, 2 adım)
2. Nanopartikülün boyutu ve şekli (Boyut: 20 nm, Şekil: Küresel, silindirik)
3. Nanopartikülün baz akışkan içindeki hacimsel yüzde değeri (%1, %5)
4. Nanoakışkan sıcaklığı (25°C, 50°C)
5. Nanopartiküllerin saflık derecesi (%99,5  $Al_2O_3$ )
6. Baz akışkan (Su, Etilen Glikol)
7. Nanoakışkan asit–baz derişimi (pH 7, 8)
8. Kararlılığı arttırmak için katılan yüzey aktif maddeler (SDS, PVP)

9. Ultrasonik karıştırma zamanı (1, 3 saat)
10. Nanoakışkan depolama, bekletme süresi (24 saat, 1 hafta)

Bu kadar çok parametrenin bulunması, doğal olarak birçok araştırmacının farklı ölçüm sonuçları ve performans değerleri elde etmesine neden olacaktır.

### 2.3.1. Nanoakışkanların yoğunluğu

Nanoakışkanların yoğunluğu, Denklem A.8 ile verilir. Bu denklem genellikle Pak ve Cho'nun [51] önerdiği 4 numaralı denkleme dayandırılır.

$$\rho_{nf} = \rho_{np}\phi + \rho_{bf}(1 - \phi)$$

Burada,

- $\rho$  : Yoğunluk (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\phi$  : Hacimsel derişim (%)  
 $nf, np, bf$  : Sırasıyla nanoakışkan, nanopartikül ve baz akışkanı gösterir.

### 2.3.2. Nanoakışkanların özgül ısısı

Nanoakışkanların özgül ısısı, Denklem A.18 ile verilir. Bu denklem de genellikle Xuan ve Roetzel'in [52] önerdiği 4 numaralı denkleme dayandırılır.

$$c_{nf} = \frac{\rho_{np}c_{np}\phi + \rho_{bf}c_{bf}(1 - \phi)}{\rho_{nf}}$$

Burada,

- $c$  : Özgül ısıdır (J/kg · K).

### 2.3.3. Nanoakışkanların ısıl iletkenliği

Nanoakışkanların ısıl iletkenliği için literatürde çok sayıda denklem mevcuttur [53].

Bu çalışmada kullanılmamakla birlikte en uygun denklem bu projenin diğer aşamaları kapsamında Sharma [54] olarak belirlenmiştir [47].

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 0,8938 \cdot (1 + \phi)^{1,37} \cdot \left(1 + \frac{T_{nf}}{70}\right)^{0,2777} \cdot \left(1 + \frac{d_{np}}{150}\right)^{-0,0336} \cdot \left(\frac{\alpha_{np}}{\alpha_{bf}}\right)^{0,01737}$$

Burada,

$k_{nf}$  : Nanoakışkanın ısı iletkenliği (W/m · K)

$k_{bf}$  : Baz akışkanın ısı iletkenliği (W/m · K)

$T_{nf}$  : Nanoakışkanın sıcaklığı (°C)

$d_{np}$  : Nanopartikülün çapı (nm)

$\alpha = k/\rho c_p$  : Isıl difüzyondur (m<sup>2</sup>/s).

#### 2.3.4. Nanoakışkanların viskozitesi

Benzer şekilde nanoakışkanların viskozitesi için de literatürde çok sayıda denklem mevcuttur [53]. Bu çalışmada kullanılmamakla birlikte en uygun denklem bu projenin diğer aşamaları kapsamında yine Sharma [54] olarak belirlenmiştir [47].

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = (1 + \phi)^{11,3} \cdot \left(1 + \frac{T_{nf}}{70}\right)^{-0,038} \cdot \left(1 + \frac{d_{np}}{170}\right)^{-0,061}$$

Burada,

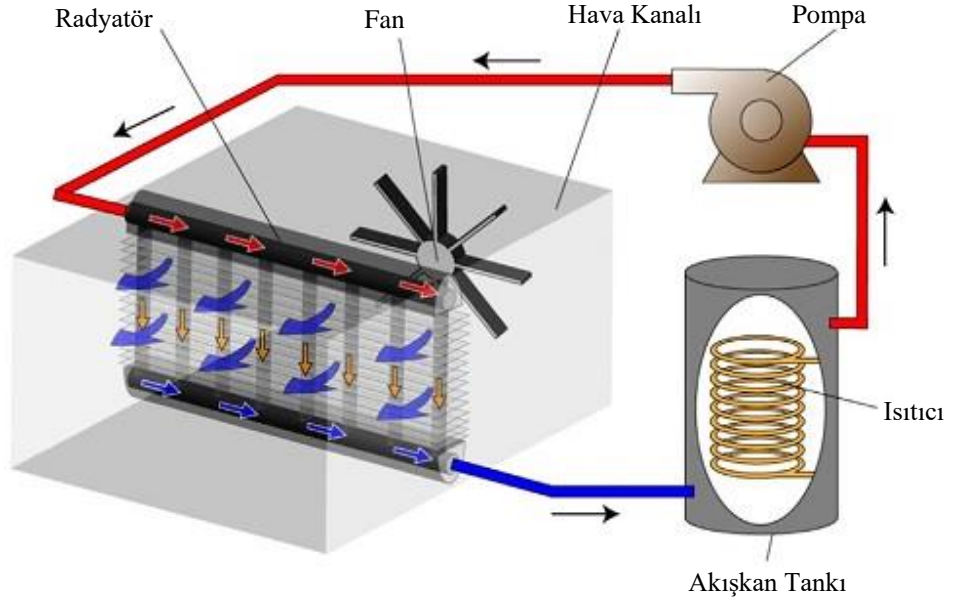
$\mu_{nf}$  : Nanoakışkan viskozitesi (Pa · s)

$\mu_{bf}$  : Baz akışkan viskozitesidir (Pa · s).

## BÖLÜM 3. DENEYSEL SİSTEM VE ANALİZ

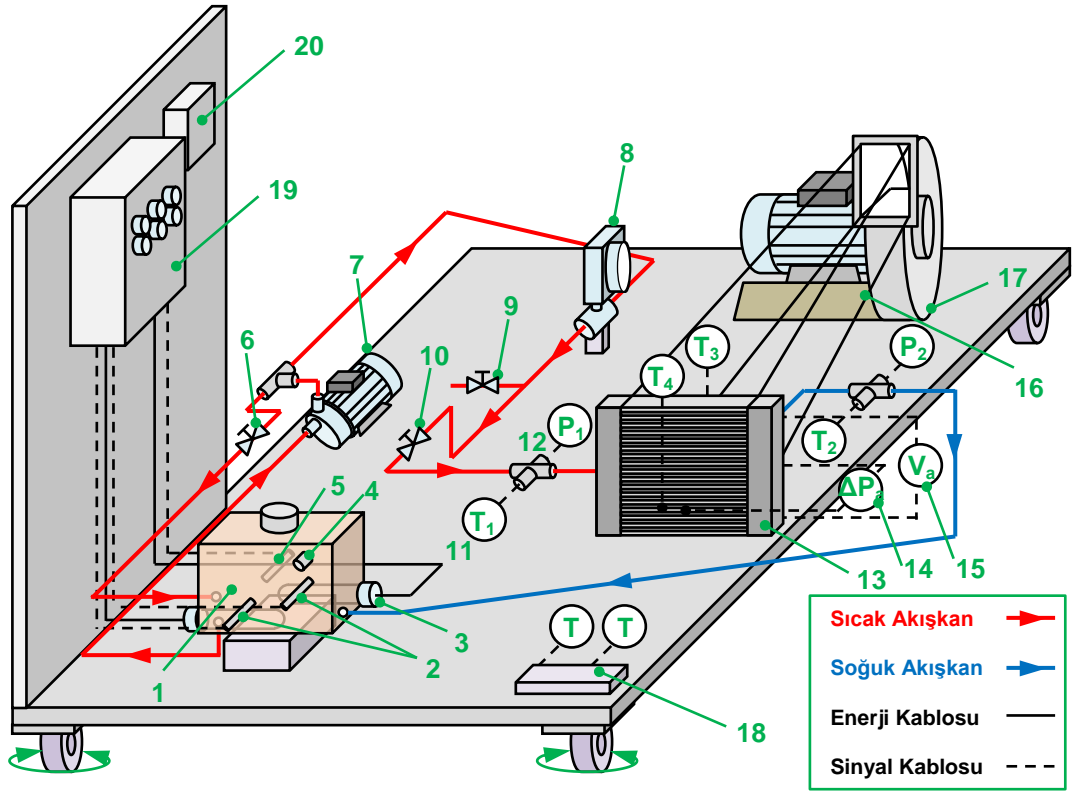
### 3.1. Deney Tesisatı ve Kullanılan Cihazlar

Bir radyatörde yapılan deneysel çalışmalar en basit anlamda Şekil 3.1.'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 3.1. Deneysel soğutma sistemi [9]

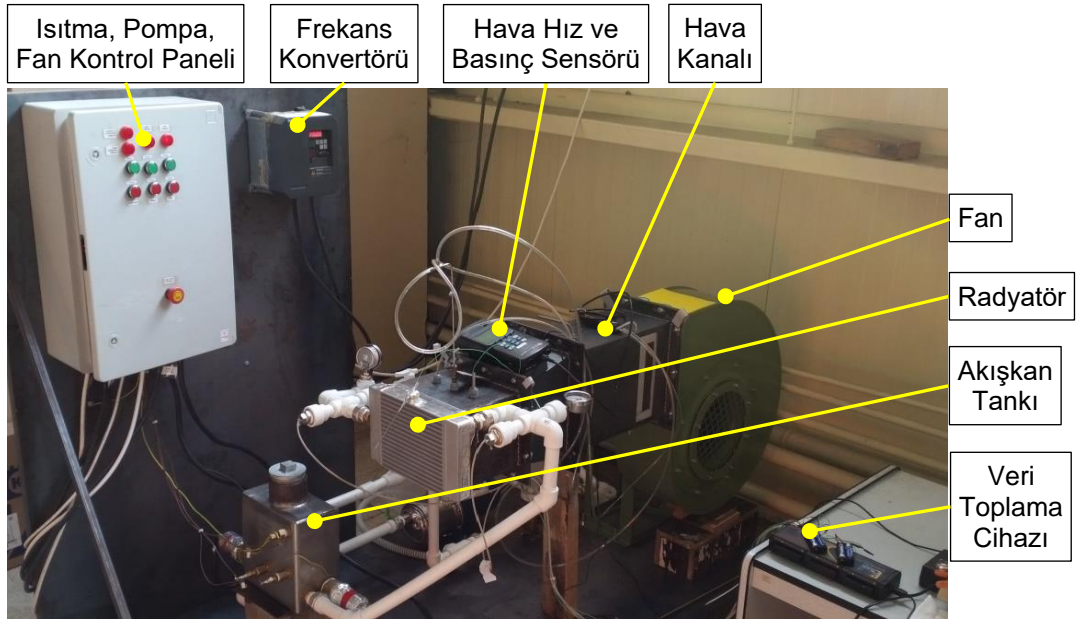
Bu kapsamda üniversite laboratuvarında, az miktarda ( $\leq 8$  L) nanoakışkan kullanımı gerektiren bir deney tesisatı kurulmuştur. Detaylı çizim Şekil 3.2.'de, bu çizimdeki cihaz ve malzemelerin açıklamaları Tablo 3.1.'de verilmiştir. Deney tesisatından resimler ise Şekil 3.3.'te verilmiştir.



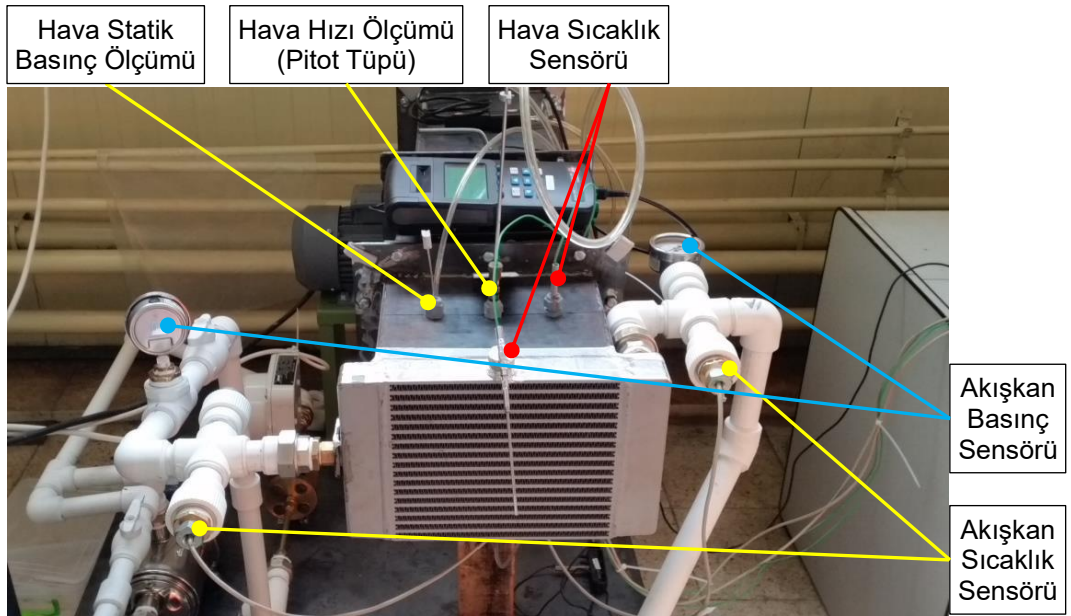
Şekil 3.2. Radyatör deney tesisatı çizimi

Tablo 3.1. Şekil 3.2.'deki cihaz ve malzemeler

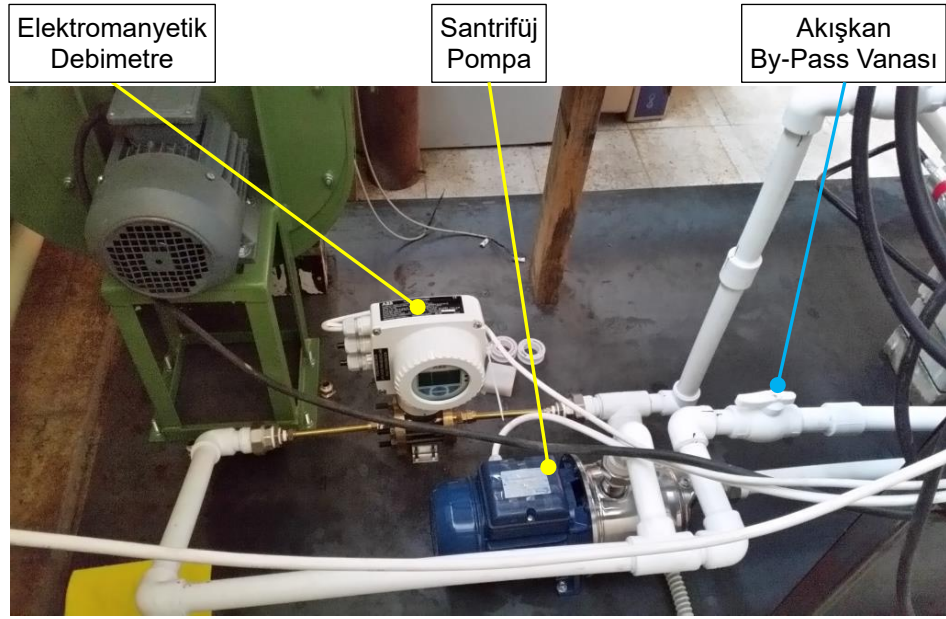
1. Akışkan tankı	11. Sıcaklık sensörü*	*Sıcaklık Sensörleri
2. Sıvı seviye elektrotu	12. Basınç sensörü**	T <sub>1</sub> : Akışkan giriş sıcaklığı
3. Rezistans	13. Radyatör	T <sub>2</sub> : Akışkan çıkış sıcaklığı
4. Genleşme ventili	14. Diferansiyel manometre	T <sub>3</sub> : Hava giriş sıcaklığı
5. Termostat sensörü	15. Hız için dif. manometre	T <sub>4</sub> : Hava çıkış sıcaklığı
6. By-Pass vanası	16. Hava kanalı	**Basınç Sensörleri
7. Pompa	17. Fan	P <sub>1</sub> : Akışkan giriş basıncı
8. Debimetre	18. Veri toplama cihazı	P <sub>2</sub> : Akışkan çıkış basıncı
9. Tahliye vanası	19. Rezistans kontrol	ΔP <sub>a</sub> : Radyatör basınç kaybı
10. Ana vana	20. Fan frekans konvertörü	ΔP <sub>a,v</sub> : Hava dinamik basıncı



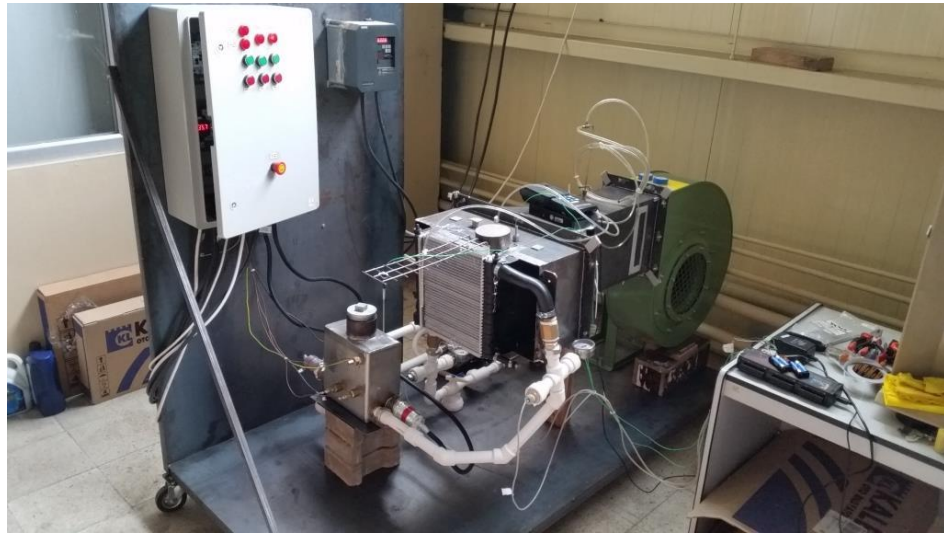
Şekil 3.3. Radyatör deney tesisatı: a) Genel görünüm



Şekil 3.3. Radyatör deney tesisatı: b) Radyatör test bölgesi



Şekil 3.3. Radyatör deney tesisatı: c) Debimetre ve pompa bölgesi

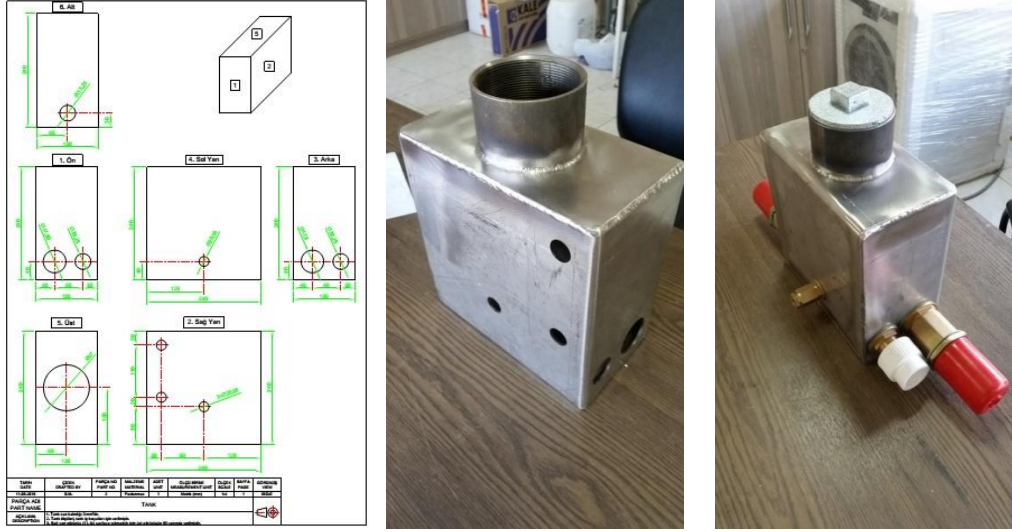


Şekil 3.3. Radyatör deney tesisatı: d) Prototip radyatör durumunda genel görünüm

Tesisatın kurulumunda birçok cihaz kullanılmıştır. Bu cihazlar ve cihazların öne çıkan özellikleri aşağıdaki şekil ve tablolarda verilmiştir.

**Akışkan Tankı:** Araçlara soğutucu akışkan ya genişleme deposundan ya da eski radyatörlerde radyatör kapağından doldurulur. Deney tesisatımızda hem genişleme hem de doldurma işlevine sahip bir soğutucu akışkan tankı kullanılmıştır (Şekil 3.4.).





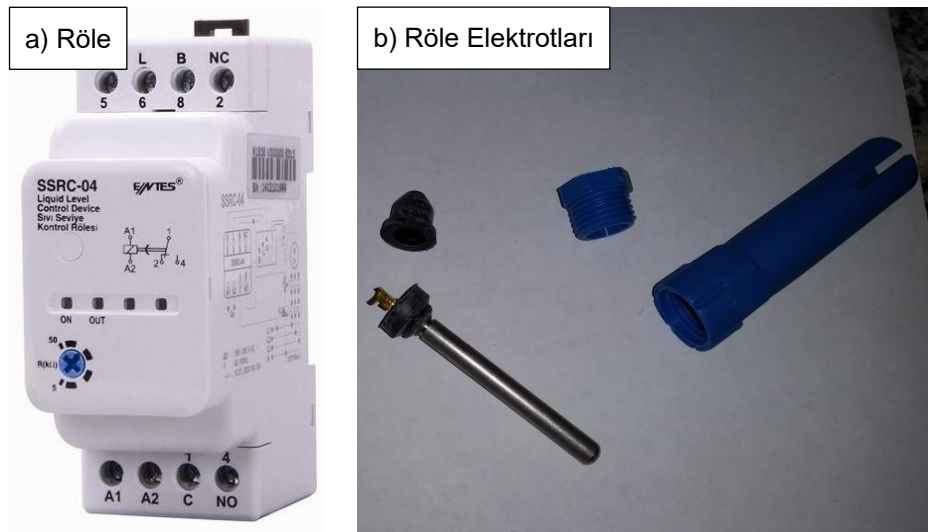
Şekil 3.4. Akışkan tankı

Tablo 3.2. Akışkan tankı özellikleri

Marka / Model	Özel Üretim
Malzeme	Paslanmaz çelik
Boyutlar: (Taban) x Yükseklik	(130x240)x240 mm $\approx$ 7,5 L*
Cidar Kalınlığı	3 mm

\*Tesisatta kullanılan 8 L akışkan, tüm tesisat için gerekli olan hacimdir. Sistemin çalışması sırasında tank içinde yaklaşık 3,1 L (rezistansların üzerini kapatacak kadar, yaklaşık 10 cm yükseklikte) akışkan bulunmaktadır.

Sıvı Seviye Rölesi ve Elektrotu: Deney tesisatındaki rezistansların ve pompanın, akışkan tankında sıvı yokken çalışmasını önlemek için kullanılmıştır (Şekil 3.5.).



Şekil 3.5. Sıvı seviye rölesi ve elektrotları

Tablo 3.3. Sıvı seviye rölesi özellikleri

Marka / Model	ENTES / SSRC-04
Çıkış Kontakları	1 NC, 1 NO
Çıkış Akımı	8 A
Algılama Hassasiyeti	5 ~ 50 kOhm

Rezistans: Bir araç motorunun soğutucu akışkanını ısıtmasını modellemek için deney tesisatımızda her biri 7,5 kW (3x2,5 kW) güçte olmak üzere iki adet (toplam 15 kW güçte) rezistans kullanılmıştır (Şekil 3.6.).



Şekil 3.6. Rezistans

Tablo 3.4. Rezistans özellikleri

Güç	7,5 (3x2,5) kW
Boyutlar	Ø1½" x L285 mm
Gerilim	220 / 380 V

Termostat: Deney tesisatımızdaki soğutucu akışkanın tanktaki ve radyatör girişindeki sıcaklığını kontrol etmek için kullanılmıştır (Şekil 3.7.).



Şekil 3.7. Termostat ve NTC sıcaklık probu

Tablo 3.5. Termostat özellikleri

Marka / Model	ENDA / ET5412
Sıcaklık Aralığı	-60 ... +150°C
Hassasiyet	0,1°C
Doğruluk	±1°C
Çıkış Kontakları	2 NO, 1 NC
Çıkış Akımı	8 A

Pompa: Araçlarda motor soğutma sistemindeki soğutucu akışkanı sistemde dolaştırmak için sirkülasyon pompası kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan boruları ve motordaki geçiş yerleri yeterince büyük çapta veya boyutta olduğu için, pompaya önemli derecede basma yüksekliği yükü gelmemektedir. Deney tesisatımızda ise soğutucu akışkan boru çapları, az miktarda akışkan kullanabilmek için küçük tutulmuştur. Ayrıca tesisatımızda soğutucu akışkan debimetre, radyatör, dirsek, manşon, TE fittingden geçmektedir. Bu geçişler sürtünme kayıplarının yanında ek yerel kayıplara da neden olur. Soğutucu akışkanda yüksek debilere çıkıldıkça radyatördeki basınç kayıpları da artar. Bu nedenle, yüksek debi basarken oluşan bu büyük kayıpları karşılamak için yüksek sıcaklığa dayanıklı bir santrifüj pompa kullanılmıştır (Şekil 3.8.).

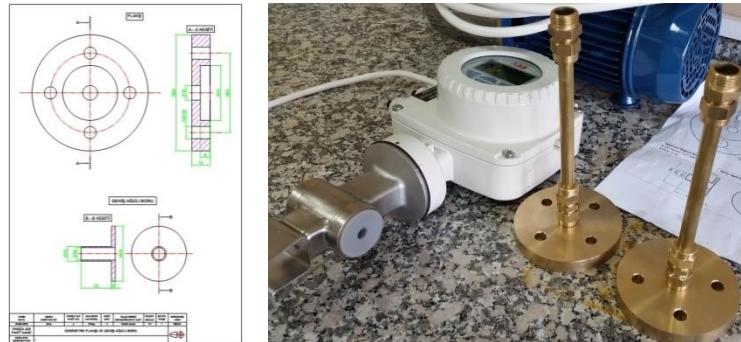


Şekil 3.8. Santrifüj pompa

Tablo 3.6. Santrifüj pompa özellikleri

Marka / Model	PENTAX / Ultra 3S-100-5
Pompa Hızı	2800 rpm
Motor Gücü	0,75 kW
Frekans	50 Hz
Min. Debi ve	0 L/min
Max. Basma Yüksekliği	55,3 m
Max. Debi ve	80 L/min
Min. Basma Yüksekliği	17,7 m
Max. Akışkan Sıcaklığı	110°C

Debimetre: Deney tesisatımızda radyatörden geçen soğutucu akışkan debisini ölçebilmek için flanşları ayrıca tasarlanan elektromanyetik bir debimetre kullanılmıştır (Şekil 3.9.).

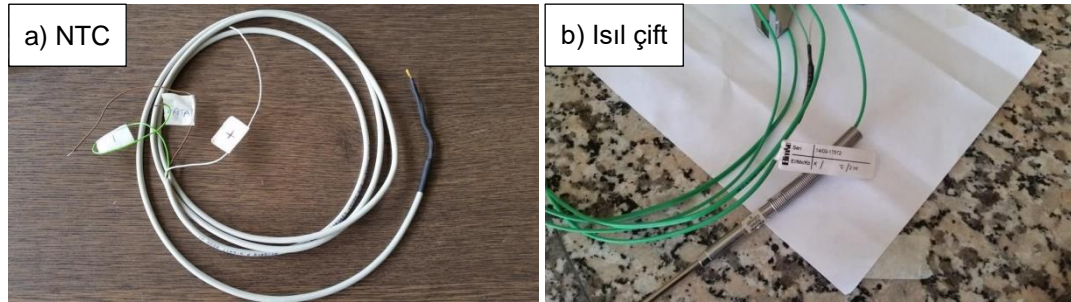


Şekil 3.9. Elektromanyetik debimetre

Tablo 3.7. Elektromanyetik debimetre özellikleri

Marka / Model	ABB / FEH311
Debi Aralığı	0,9 ~ 90 L/min
Doğruluk	Ölçülen değer %0,4'ü
Nominal Çap	DN10 (3/8")
Nominal Basınç	PN40
Bağlantı	Wafer
Akışkan Sıcaklığı	-25 ... +130°C

Sıcaklık Sensörü: Deney tesisatımızda radyatörden geçen soğutucu akışkan ve havanın giriş çıkış sıcaklığını ölçebilmek için NTC ve ısı çift sıcaklık sensörleri kullanılmıştır (Şekil 3.10.).

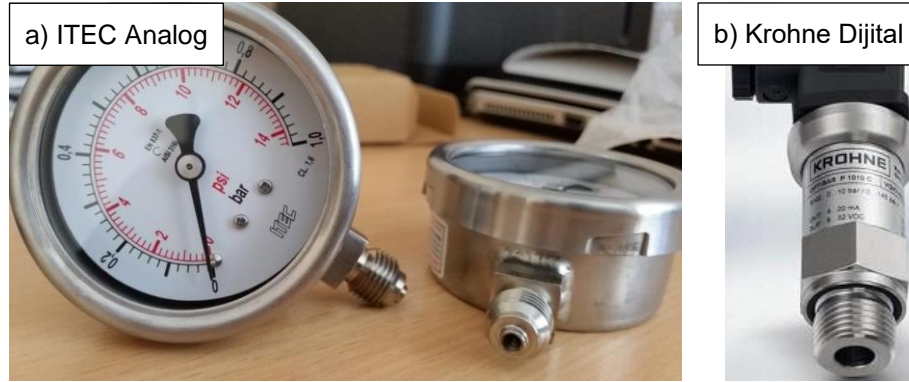


Şekil 3.10. Sıcaklık sensörü (NTC ve Isıl Çift)

Tablo 3.8. Sıcaklık sensörü özellikleri

	NTC	Isıl Çift
Marka / Model	VISHAY / NTCLE300E3103SB	ELIMKO / MI04-1K30-10-K20
Sıcaklık Aralığı	-40 ... +125°C	K tipi (-270 ... +1200°C)
Isı Yayılımı	100 mW	—
Doğruluk	±1,02°C	—
Çıkış Parametresi	Gerilim	Gerilim
Ölçülen Madde	Soğutucu Akışkan	Hava

Basınç Sensörü: Deney tesisatımızda radyatörden geçen soğutucu akışkanın giriş çıkış basıncını ölçebilmek için yüksek sıcaklığa dayanıklı basınç sensörleri kullanılmıştır (Şekil 3.11.).

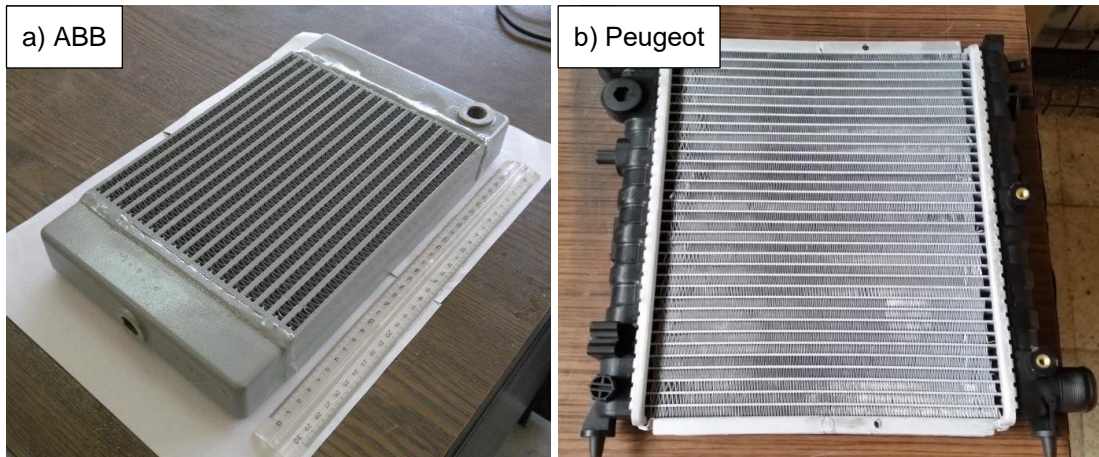


Şekil 3.11. Basınç sensörü

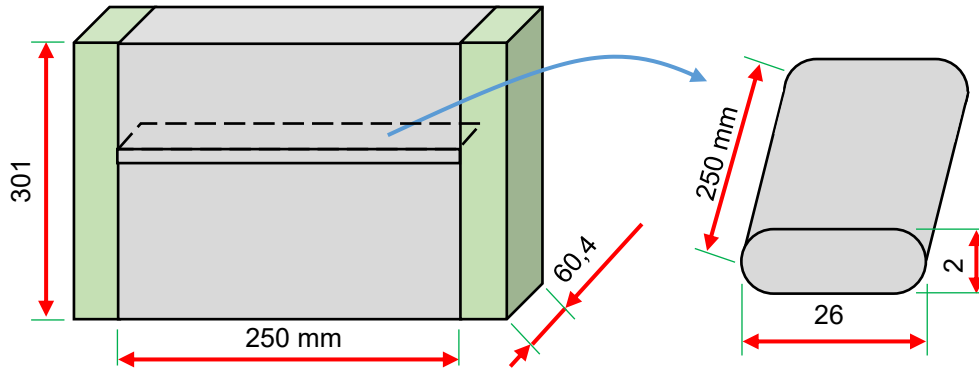
Tablo 3.9. Basınç sensörü özellikleri

Marka / Model	ITEC / P103	KROHNE / P1010C
Basınç Aralığı	0 ... 1 bar	0 ... 0,25 bar
Çıkış	Kadranlı Analog	4–20 mA Dijital
Akışkan Sıcaklığı	max. 300°C	max. 125°C
Proses Bağlantısı	1/4" BSP	G1/2"
Doğruluk (>20°C için)	Tam ölçeğin $\pm\%0,4/10^\circ\text{C}$	Üst Sınırın $\pm\%0,5$ 'i

Radyatör: Deney tesisatımızın kalibrasyon ve performans testleri için iki farklı radyatör kullanılmıştır (Şekil 3.12.). Radyatörlerin özellikleri Tablo 3.10.'da, performans radyatörü boyutlarının gösterimi ayrıca Şekil 3.13.'te verilmiştir.



Şekil 3.12. Radyatör



Şekil 3.13. Peugeot radyatör ve kanal boyutları

Tablo 3.10. Radyatör özellikleri

Tip	a) R1	b) R4
Marka / Model	KALE / ABB	KALE / Peugeot
Petek (Çekirdek) Ölçüleri (Genişlik x Yükseklik x Derinlik)	228 x 196,4 x 45 mm	250 x 301 x 60,4 mm
Kanal Ölçüleri–Dış (Yükseklik x Genişlik)	3 x 36 mm	2 x 26 mm
Kanal Cidar Kalınlığı	0,6 mm	0,5 mm
Kanal Ölçüleri–İç (Yükseklik x Genişlik)	1,8 x 36 mm	1 x 25 mm
Kanal Hidrolik Çapı	~3,4 mm	1,923 mm
Kanal Sayısı	16	34
Kanat Hatvesi (Kanat/Inch)	10 fpi	20 fpi
Kanat Tipi	Louver	Louver
Kanal ve Kanat Malzemesi	Alüminyum	Alüminyum

Diferansiyel Manometre: Deney tesisatımızda radyatördeki hava basınç kaybını ve hava hızını ölçebilmek için dijital diferansiyel bir manometre kullanılmıştır (Şekil 3.14.). Hava hızı pitot tüpü üzerinden ölçülmüştür.

Tablo 3.11. Diferansiyel manometre özellikleri

Marka / Model	TESTO / 350 M/XL-454
Basınç Aralığı	0 ... 200 (hPa, mbar)
Doğruluk	Ölçülen Değerin $\pm 1\%$ 'i





devreye girer. Aracın yüksek hızlarında ise hava, zaten yüksek hızda radyatöre gireceği için yeterli soğutma sağlanır ve fana gerek duyulmaz. Deney tesisatımızda ise tüm sistem durmaktadır ve yüksek araç hızlarında da (örn. 50 km/h) testler yapabilmek için radyatöre yeterince hızlı hava gönderebilmeliyiz. Hızlı hava akışı, radyatörde yüksek basınç kayıplarına neden olmaktadır. Eksenel fanlar bu yüksek basınç kayıplarını karşılayamadığı için fan olarak radyal fan kullanılmıştır (Şekil 3.16.).



Şekil 3.16. Radyal fan

Tablo 3.13. Radyal fan özellikleri

Marka / Model	EUROVENT / EU 352
Fan Hızı	2850 rpm
Motor Gücü	1,5 kW
Frekans	50 Hz
Min. Debi ve	1500 m <sup>3</sup> /h (25 m <sup>3</sup> /min)
Max. Toplam Basınç	1815 Pa (185 kg.f/m <sup>2</sup> )
Max Debi ve	3780 m <sup>3</sup> /h (63 m <sup>3</sup> /min)
Min. Toplam Basınç	981 Pa (100 kg.f/m <sup>2</sup> )
Max. Hava Sıcaklığı	80°C

Veri Toplama Cihazı: Deney tesisatımızda sıcaklık sensörlerinin ölçüm değerlerini alabilmek için bir veri toplama cihazı kullanılmıştır (Şekil 3.17.).



Şekil 3.17. Veri toplama cihazı

Tablo 3.14. Veri toplama cihazı özellikleri

Marka / Model	MC / IOtech Personal DAQ 3000
Kanal Giriş Sayısı / Parametresi	16 tekil analog, 4 sayıcı, 2 zamanlayıcı / Gerilim
Kanal Çıkış Sayısı	2 analog, 24 dijital
Çözünürlük	16 bit
Frekans	16 MHz

Rezistans, Pompa ve Fan Kontrol Paneli: Deney tesisatımızda rezistansları, pompa ve fanı kontrol etmek için bir kontrol paneli tasarlanıp kullanılmıştır (Şekil 3.18.). İlgili devre çizimleri EK B:.'de verilmiştir.



Şekil 3.18. Kontrol paneli

Tablo 3.15. Kontrol paneli özellikleri

Marka / Model	Özel Üretim
Kontrol Edilen Cihazlar	Rezistans, Pompa, Fan, Debimetre, Sıvı seviye rölesi

Frekans Konvertörü: Deney tesisatımızda radyatörden geçecek havanın hızını kontrol edebilmek için fan devrini değiştirmeyi sağlayan bir frekans konvertörü kullanılmıştır (Şekil 3.19.).



Şekil 3.19. Frekans konvertörü

Tablo 3.16. Frekans konvertörü özellikleri

Marka / Model	SIEMENS / Micro Master MM550-3
Gerilim	3 faz AC, 380-500 V
Güç	5,5 kW
Güç Faktörü	$\geq 0,7$
Frekans	0 ... 650 Hz
Frekans Çözünürlük	0,01 Hz

Tesisat Borulama Sistemi ve Fitting Malzemeleri: Deney tesisatımızda soğutucu akışkan borusu olarak PPRC boru, birleştirme ek parça malzemeleri için PPRC ve pirinç malzeme kullanılmıştır (Şekil 3.20.).



Şekil 3.20. PPRC boru ve pirinç fittingler

Tablo 3.17. PPRC boru ve ek parçaları özellikleri

Marka / Model	Piyasa Ürünleri (Fırat, Pipelife, KAS)
Malzeme	PPRC, Pirinç, Galvaniz

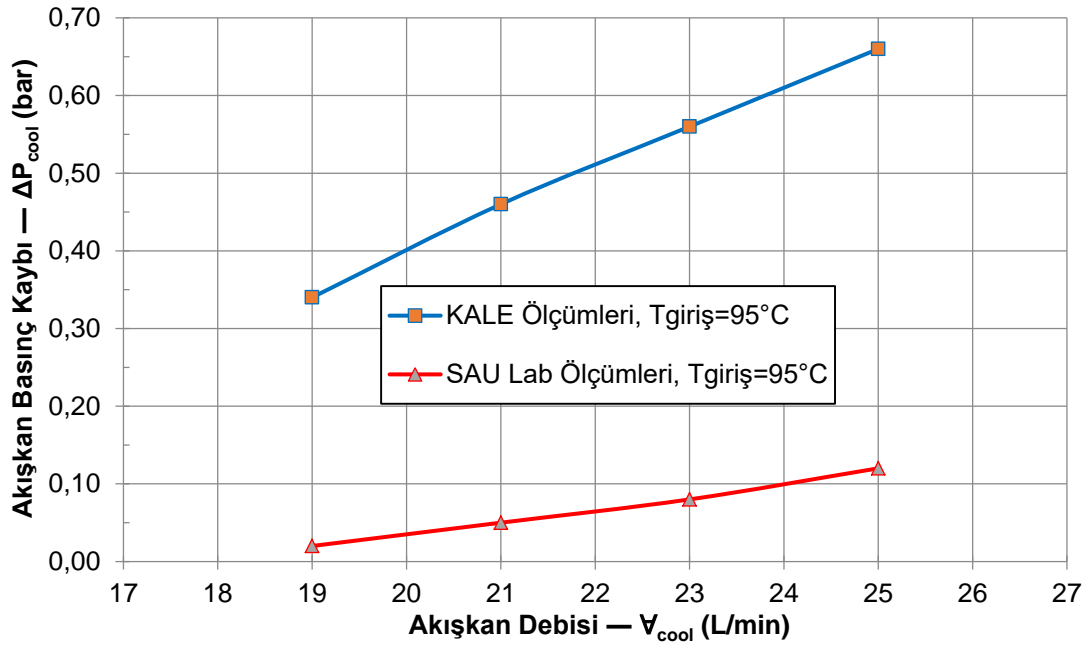
### 3.2. Kalibrasyon Testleri

Kurulan deney tesisatının doğru verileri verdiğini kontrol etmek için Kale Oto Radyatör'den performans testleri yapılmış bir radyatör alınmıştır (Şekil 3.12.a.). Bu radyatör, deney tesisatına bağlanarak firma şartları ile mümkün olduğu kadar aynı şartlarda test edilmiş ve sonuçlar, firmanın verdiği performans test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Hatalı verilerin nedenleri araştırılıp, doğru verileri elde etmek için tesisata gereken müdahaleler yapılmıştır. Kalibrasyon testleri sonucu elde edilen veriler aşağıda üç başlık altında verilmiştir: Soğutucu akışkanda basınç testleri, hava hız-basınç testleri, soğutucu akışkan-hava sıcaklık testleri.

#### 3.2.1. Soğutucu akışkan basınç kaybı testleri

Radyatör performansında soğutucu akışkan için antifrizli su yerine nanoakışkan kullanılması, nanoakışkandaki nanopartikül katkısı nedeniyle, soğutucu akışkan basınç kaybının bir miktar artmasına neden olacaktır. Bu basınç artışı yüksek olursa, akışkanın sirkülasyon hattı boyunca dolaştırılabilmesi için ek pompalama gücü gerekecektir. Soğutma kapasitesini arttırmaya çalışılırken ayrıca bu pompalama gücünün motordan çekilmesi, yakıt tüketiminin de artmasına neden olarak emisyon standartları açısından olumsuz etki edecektir. Bu nedenle basınç artışını hassas şekilde belirlemek gerekir. Bu amaçla soğutucu akışkan basınç testleri yapılmıştır.

Testlerde ilk olarak radyatördeki su tarafı basınç kaybının soğutucu akışkan debisine göre değişimi incelenmiştir. Kale Oto Radyatör'ün performans verileri ile karşılaştırma yapılmıştır (Şekil 3.21.). Şekil 3.21.'in değerleri Tablo 3.18.'de verilmiştir.



Şekil 3.21. Soğutucu akışkan basınç kaybı değişimi: Firma ve deney verileri

Tablo 3.18. Soğutucu akışkan basınç kaybı verileri: Firma ve deney değerleri

TEST	—	1	2	3	4
VERİ	—	KALE (K)			
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	19,0	21,0	23,0	25,0
Akışkan Giriş Sıcaklığı	$T_{cool,in}$ ( $^{\circ}C$ )	95,0	95,0	95,0	95,0
Akışkan Fark Basıncı	$\Delta P_{cool}$ (bar)	0,34	0,46	0,56	0,66
VERİ	—	DENEY (D)			
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	19,0	21,0	23,0	25,0
Akışkan Giriş Basıncı ( $T_{cool,in}=95^{\circ}C$ )	$P_{cool,in}$ (bar)	0,02	0,05	0,08	0,12
Akışkan Giriş Sıcaklığı	$T_{cool,in}$ ( $^{\circ}C$ )	94,9	95,1	95,0	95,0
Akışkan Çıkış Basıncı	$P_{cool,out}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00
Fark	$(\Delta P_D - \Delta P_K) / \Delta P_K$	-94,12%	-89,13%	-85,71%	-81,82%

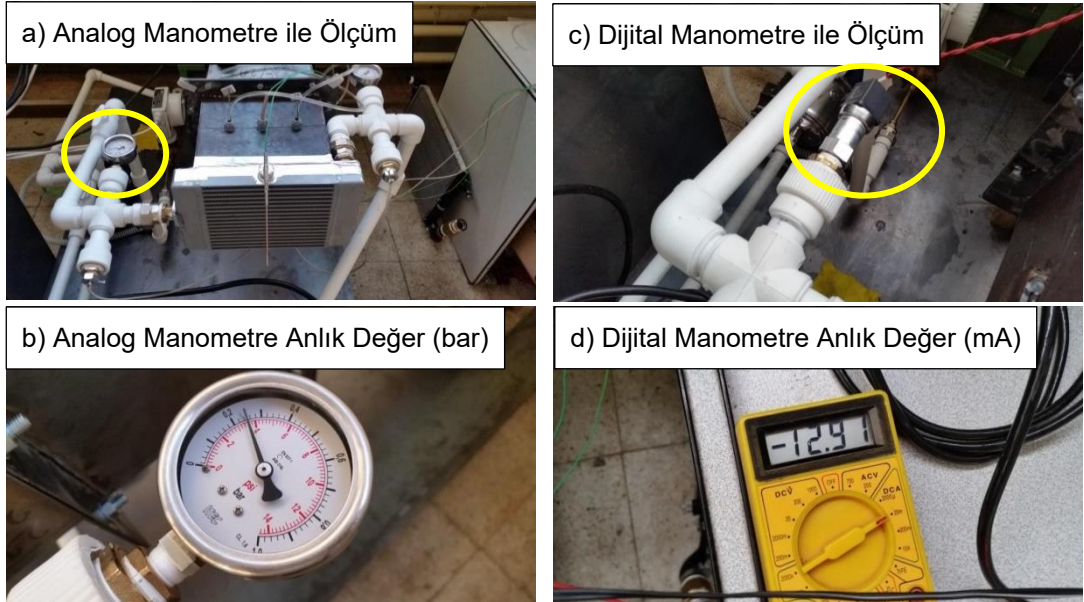
Grafik ve tablodan görüldüğü gibi oldukça yüksek basınç farkı görülmüştür. Ortaya çıkan basınç farkının nedeni olarak şu tahminler yapılmıştır:

1. Okuma hatası
2. Giriş şartları hatası
3. Cihaz hatası
4. Ölçüm konumu hatası

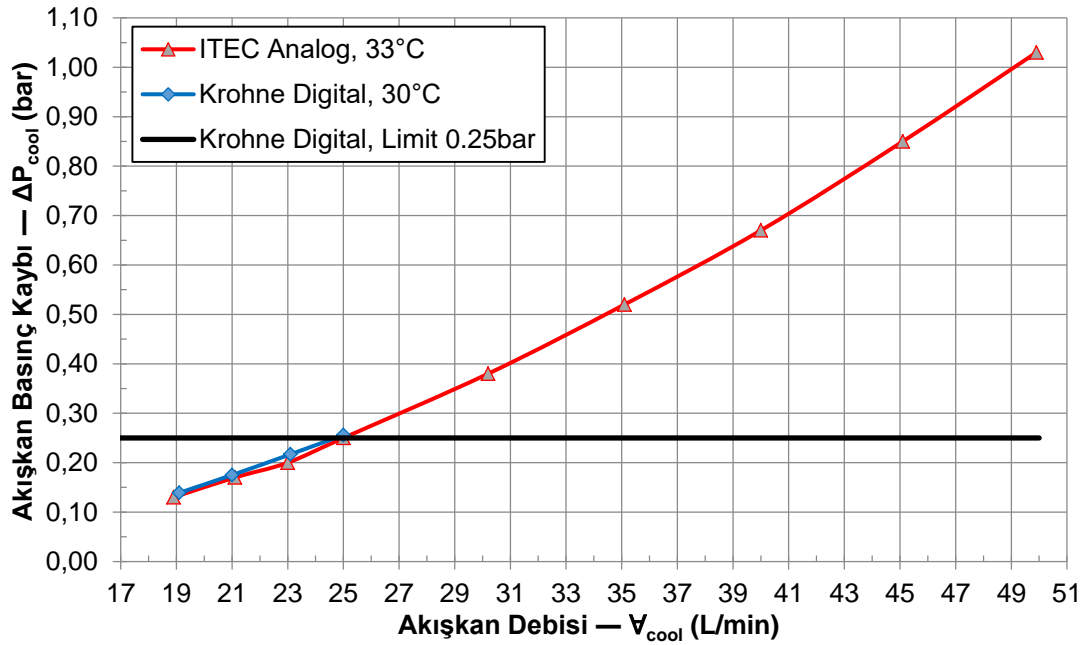
5. Farklı antifriz kullanımı hatası
6. Debi ölçüm hatası
7. Yerel kayıp hatası

Testler tekrarlanarak ve ortalama alınarak okuma hatası en aza indirildi. Sistemin dengeye oturması için daha fazla süre beklenerek giriş şartlarının değişim hatası en aza indirildi.

Giriş ve çıkıştaki analog cihazlar birbirleriyle yer değiştirildi. Ayrıca diğer dijital manometre ile de ölçümler yapılarak cihaz hatası olmadığı görüldü (Şekil 3.22., Şekil 3.23.). Yine, soğutucu akışkan debisi 19 L/min değerinden 50 L/min değerine kadar değiştirilerek basınç kaybının, hızın (debinin) karesi ile değişip değişmediği kontrol edildi. Tesisatımızda analog manometre kullanılmakla beraber, bu cihazı da doğrulamak için ayrıca Krohne marka 4–20 mA doğrusal çıkış veren dijital bir basınç sensörü de kullanıldı. Her iki cihazın da ilgili debilerde aynı basınç verilerini göstermesi üzerine basınç ölçümlerine daha basit ve pratik olması (enerji beslemesi gerektirmemesi) nedeniyle analog manometre ile devam edildi.



Şekil 3.22. Analog manometre yerine dijital manometre yerleştirilerek basınç ölçümü



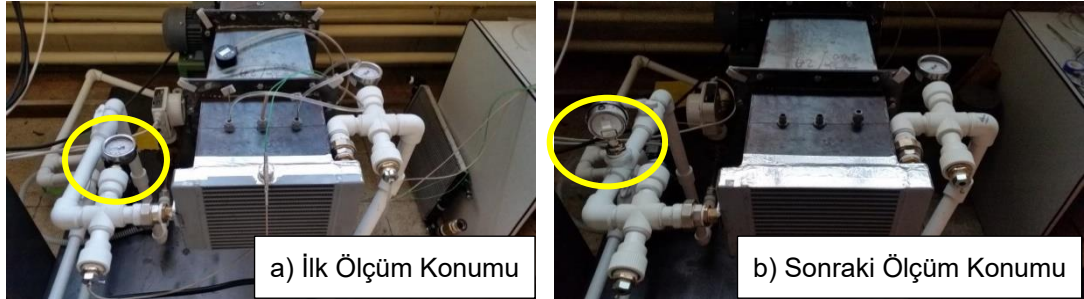
Şekil 3.23. Soğutucu akışkan basınç kaybı değişimi: Farklı cihazlar ile basınç karşılaştırması

Bu grafiğin sayısal değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Aşağıdaki tabloda yüzde farkların nedeni, test şartlarındaki debi ve sıcaklık farklılıkları olarak belirlenmiştir. Sıcaklık azaldıkça veya debi arttıkça, analog manometre ile elde edilen veriler, dijital ile elde edilen verilere yaklaşıacaktır. Bu nedenle analog manometreden alınan verilerin doğru olduğu sonucuna varılmıştır.

Tablo 3.19. Soğutucu akışkan basınç kaybı verileri: Analog ve dijital manometre

TEST	—	1	2	3	4	5	6	7	8	9
CİHAZ	—	ITEC Analog (IT)								
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	18,9	21,1	23,0	25,0	30,2	35,1	40,0	45,1	49,9
Akışkan Giriş Sıcaklığı	$T_{cool,in}$ (°C)	33,0	33,0	33,0	33,4	33,4	33,4	33,4	33,4	33,4
Akışkan Giriş Basıncı	$P_{cool,in}$ (bar)	0,13	0,17	0,20	0,25	0,38	0,52	0,67	0,85	1,03
Akışkan Çıkış Basıncı	$P_{cool,out}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
CİHAZ	—	Krohne Dijital (KR)								
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	19,1	21,0	23,1	25,0					
Akışkan Giriş Sıcaklığı	$T_{cool,in}$ (°C)	30,0	30,4	30,2	30,2					
Akışkan Giriş Basıncı	$P_{cool,in}$ (bar)	0,139	0,175	0,217	0,256					
Akışkan Çıkış Basıncı	$P_{cool,out}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00					
Fark	$(P_{IT}-P_{KR})/P_{KR}$	-6,92%	-2,94%	-8,50%	-2,40%					

Tesisat borularında, istavroz bağlantı elemanı üzerinden basınç ölçümü yerine sadece manometre bağlanabilen ek T bağlantı parçası konuldu ve yeni konumda ölçümler alınarak ölçüm konumundan kaynaklı hata olmadığı görüldü (Şekil 3.24.).



Şekil 3.24. Analog manometre ile yeni konumda basınç ölçümü

Soğutucu akışkanda kullanılan antifriz markası değiştirildi ve farklı antifriz kullanımının sonuçları etkilemediği görüldü (Şekil 3.25.). Parafllu UP, aynı zamanda firmanın testlerinde kullanılan antifrizdir. Farklı antifriz içeren soğutucu akışkanlar ile test yapılmasının nedeni, antifrizin konsantre olmasının basınca etkisi olup olmadığıdır. Çünkü, Autohit %50 Antifriz-Su karışımı şeklinde satılırken, Parafllu UP antifriz konsantredir ve ayrıca %50 su eklenerek kullanılır.



Şekil 3.25. Farklı antifriz kullanımı ve akışkan tankı içinden görünüm

Elektromanyetik debimetrenin doğru ölçüm yapıp yapmadığı kontrol edildi ve debimetreden kaynaklı bir hata olmadığı görüldü. Kontrol için debimetre çıkışı boş bir kaba yönlendirildi.



Üç farklı yolla debi ölçümü yapıldı:

1. Debimetreden sabit debi geçirilip kap dolana kadar geçen zaman kaydedildi.
2. Debimetre ekranından ilk ve son durumdaki akışkan hacmi değerleri alındı.
3. Kaptaki akışkan, hacim çizgileri olan cam beherde ölçüldü.

Birinci yöntemde 2,7 L/min debi için yaklaşık 43,4 s zaman geçtiği görüldü. Böylece kapta  $V=1,95$  L akışkan olduğu hesaplandı (Şekil 3.26.). İkinci yöntemde ilk durumda 37093,47 L değeri, son durumda 37095,40 L değerine geldi. Böylece kapta  $V=1,93$  L akışkan olduğu hesaplandı. Üçüncü yöntemde yaklaşık  $V=2$  L akışkan ölçüldü.



Şekil 3.26. Debimetre testi: 2,70 L/min debide

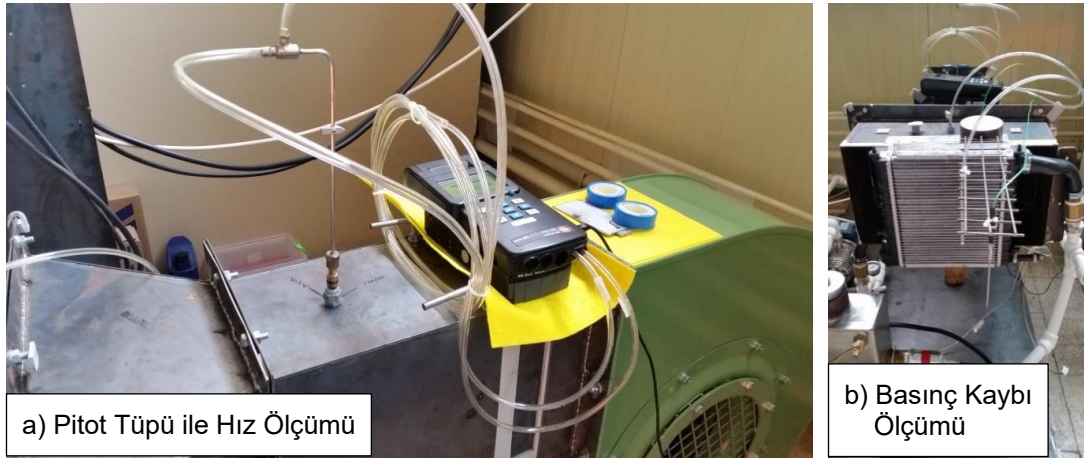
Birinci yöntemde zaman hassasiyeti ve üçüncü yöntemde pompa durdurulsa bile çıkış borusunda kalan bir miktar akışkanın akmaya devam etmesi nedeniyle farkların oluştuğu görüldü. Sonuç olarak performans deneyleri sırasında sistem dengede ve sürekli sabit debide çalıştığı için debimetrenin doğru ölçüm yaptığı sonucuna varıldı.

Deney tesisatındaki manometre ölçüm konumunun değiştirilmesi, 0,01 bar gibi ihmal edilebilir bir yerel kayıp artışına neden olmuştur. Dolayısı ile sistemimizde yerel kayıpların oluşturacağı önemli bir hata bulunmamaktadır.

### 3.2.2. Hava hızı ve hava basınç kaybı testleri

Radyatör performansında soğutucu akışkan debisi ve giriş sıcaklığı kadar hava hızı ve sıcaklığı da önemlidir. Eğer hava hızı, performans karşılaştırmalarında tam olarak eşit yapılamazsa, radyatör soğutma performansı ciddi derecede sapma gösterecektir. Bu nedenle hava hızı testleri yapılmıştır.

Deney tesisatımızda hava hızı pitot tüpü ile, hava basınç kaybı ise radyatör giriş ve çıkışında havaya dik olacak şekilde sabitlenen iki silikon hortum ile ölçülmüştür (Şekil 3.27.). Pitot tüpü ve iki silikon hortum, ölçüm cihazına ayrı ayrı bağlanıp 60 saniye boyunca ölçülen verilerin ortalaması alınarak sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 3.27. Pitot tüpü ile hız ve basınç kaybı ölçümü

İlk olarak hava hızını kontrol edebilmek için, basit ve pratik olması nedeniyle, hava kanalları by-pass klapeleri ile imal edildi (Şekil 3.28.).



Şekil 3.28. Hava kanalındaki hava klapeleri

Yapılan testlerde hava klapelerinin açılmal olarak yaklaşık 30 dereceye kadar etkili olduğu, bu açıdan sonra by-pass nedeniyle hava akışının aşırı bozulması sonucu tutarsız hava hızı değeri ölçüldü. Hava akışının düzgün hale gelmesi ve doğru sonuçların alınması için hava kanalının çok uzun (>20 m) olması gerekti. Hem yetersiz alan sorunu hem de uzun hava kanalında sürtünme nedeniyle meydana gelen hava basınç kaybı artışı, fanın bastığı hava debisinin azalmasına neden olacaktır. Sonuç olarak hava klapeleri kullanım dışı bırakıldı ve hava hızını daha doğru bir şekilde kontrol etmek için frekans konvertörü kullanılmaya başlandı (Şekil 3.29.).



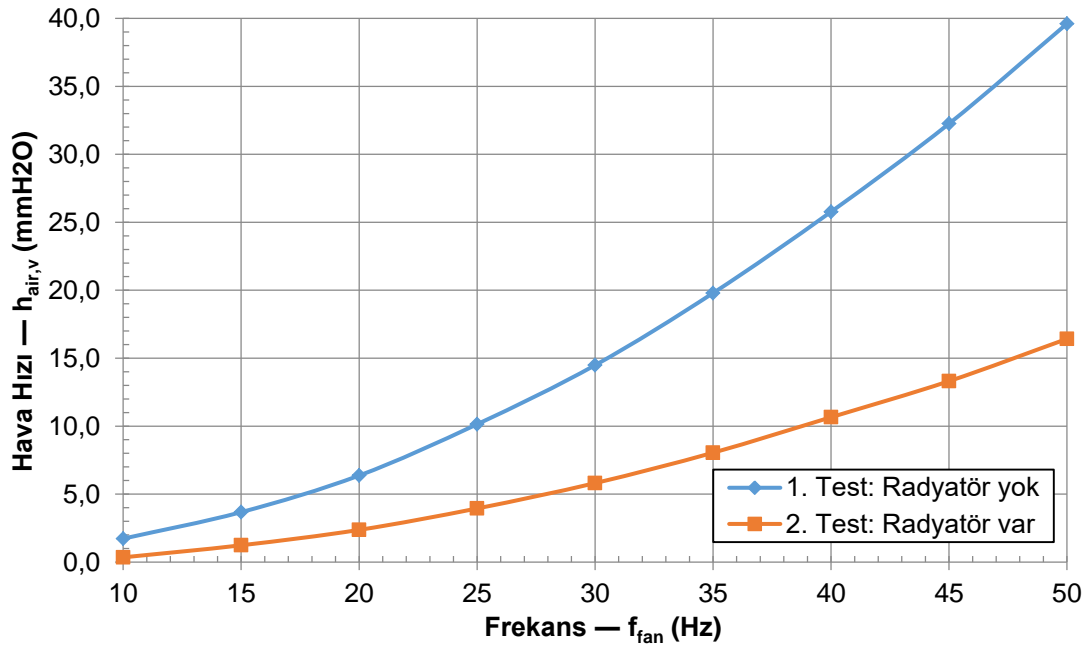
Şekil 3.29. Hava hızı kontrolü için frekans konvertörü kullanımı (1309 rpm devirde çalışırken)

Fan önünde radyatör olup olmasının fan debisini nasıl etkilediği ve fanın bastığı max. debinin, fan kullanım kılavuzunda verilen max. debi ile uyum sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir (Şekil 3.30.).



Şekil 3.30. Radyatör varken ve yokken hava hızı ölçümleri

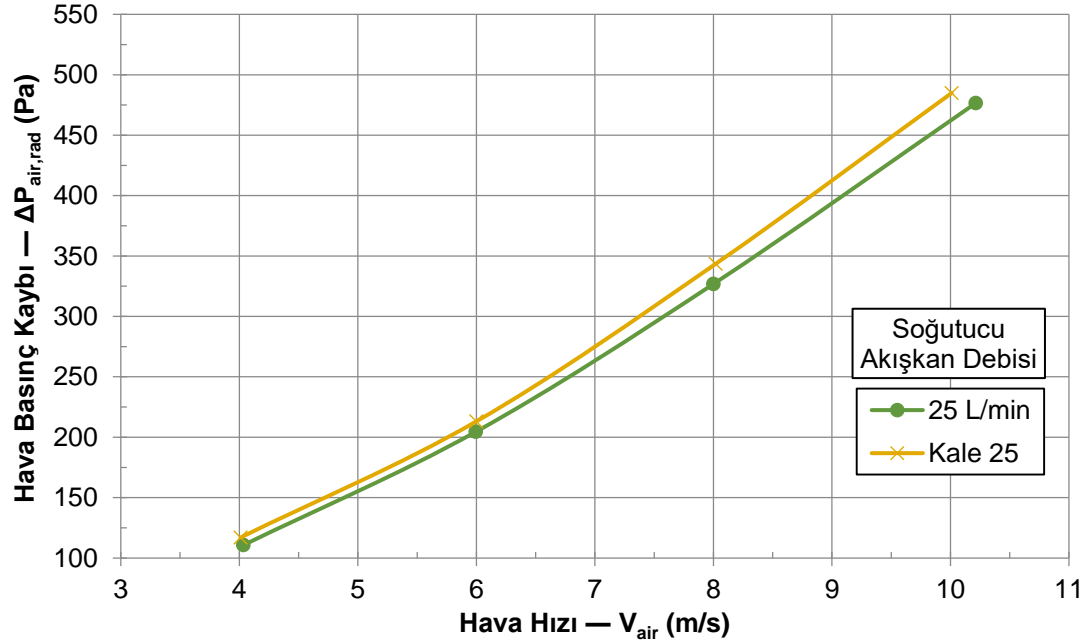
Radyatör yokken,  $A_{cs,fo} = 0,053625 \text{ m}^2$  fan çıkışı kesitinde,  $f_{fan} = 50 \text{ Hz}$  fan frekansında, fan çıkışındaki serbest atış hava hızı  $V_{air,fo} = 21,36 \text{ m/s}$  ( $h_{air,v} = 39,61 \text{ mmH}_2\text{O}$ ) ve hava debisi  $\dot{V}_{air} = 4123 \text{ m}^3/\text{h}$  ölçülmüştür. Bu değer, fan kullanım kılavuzunda verilen performans eğrilerinde max. fan debisi (çıkışta bir miktar basınç varken,  $981 \text{ Pa}$  basınçta  $\sim 3780 \text{ m}^3/\text{h}$ ) ile uyumlu çıkmıştır. Radyatör yerleştirildiğinde ise  $f_{fan} = 50 \text{ Hz}$  fan frekansında, radyatör önündeki hava hızı  $V_{air} = 16,47 \text{ m/s}$  ( $h_{air,v} = 16,42 \text{ mmH}_2\text{O}$ ) ve hava debisi  $\dot{V}_{air} = 2655 \text{ m}^3/\text{h}$  ölçülmüştür (Şekil 3.31.).



Şekil 3.31. Radyatörün ve frekansın hava hızına etkisi

Hangi frekans değerinin hangi hız değeri ile eşleştiğini tespit edebilmek ve hava hızının doğru olarak belirlenmesi için Kale Oto Radyatör'ün performans verileri ile karşılaştırma yapılmıştır. Performans verilerindeki hava basınç kaybı ile deney tesisatımızdaki hava basınç kaybı eşit oluncaya kadar radyatör önündeki pitot tüpü konumu ve frekans konvertörü aracılığı ile fan hızı değiştirilmiştir. Çünkü, sadece aynı hava hızlarında radyatördeki hava basınç kayıpları eşit olacaktır. Hava basınç kaybı eşitliğinin sağlandığı konumda, fan frekans ve hava hız değerleri kaydedilmiştir (Şekil 3.32.). Şekil 3.32.'nin değerleri Tablo 3.20.'de verilmiştir.

Böylece doğru hava hızları elde edilmiştir. Bu testlerde pitot tüpü, radyatörün 10 cm önünde ve radyatörün ortasında tutulmuştur (Şekil 3.3.b.).



Şekil 3.32. Hava hızına göre hava basınç kaybı değişimi (Firma ve deney)

Tablo 3.20. Hava hızına göre hava basınç kaybı verileri

DENEY					
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	25,2	25,0	25,0	25,0
Hava Dinamik Yüksekliği	$h_{air,v}$ (mmH <sub>2</sub> O)	0,98	2,16	3,83	6,23
Hava Giriş Sıcaklığı	$T_{air,in}$ (°C)	26,6	27,2	28,5	29,1
Hava Çıkış Sıcaklığı	$T_{air,out}$ (°C)	63,8	57,7	56,0	54,0
Hava Basınç Kaybı Yüksekliği	$h_{air,rad}$ (mmH <sub>2</sub> O)	11,32	20,91	33,42	48,73
Frekans	$f$ (Hz)	16,0	22,6	29,2	35,8
Hava Hızı	$V_{air}$ (m/s)	4,03	6,00	8,00	10,21
Hava Basınç Kaybı	$\Delta P_{air,rad}$ (Pa)	110,72	204,51	326,87	476,61
KALE					
Hava Hızı	$V_{air}$ (m/s)	4,01	6,00	8,02	10,01
Hava Basınç Kaybı Yüksekliği	$h_{air,rad}$ (mmH <sub>2</sub> O)	11,96	21,79	35,13	49,58
Hava Basınç Kaybı	$\Delta P_{air,rad}$ (Pa)	116,98	213,12	343,59	484,92

Kale verileriyle uyumlu olması amacıyla, deneyimizdeki verilerde hava hızı birimi yükseklik (mm su sütunu) cinsinden bulunmuş, bu değer önce dinamik basınç

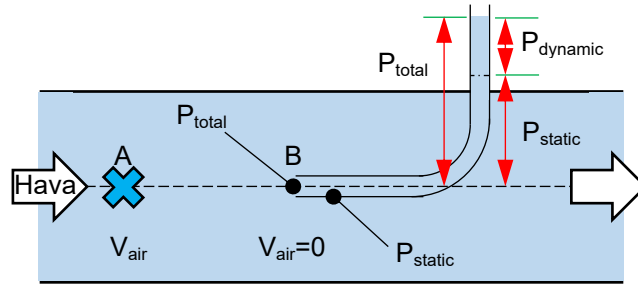
(Pascal) değerine çevrilmiş, sonra da Bernoulli denklemi ile hız (m/s) parametresine geçilmiştir.

Örneğin fan frekansı  $f = 16$  Hz için,  $h_{air,v} = 0,98$  mmSS ölçülmüştür. Bu değer,  
 $\Delta P_{air,v} = \rho_{water} g h_{air,v}$

ifadesi ile

$$\Delta P_{air,v} = 997 \times 9,81 \times (0,98/1000) = 9,585 \text{ Pa}$$

dinamik basınç değerine çevrilmiştir. Bernoulli denklemine göre (pitot tüpü giriş ucu ile pitot tüpü ucundan belli bir mesafede), Pitot tüpü ucundan birkaç cm mesafede basınçlar toplamı (statik, dinamik, geometrik) = Pitot tüpü ucunda toplam basınç (Şekil 3.33.)



Şekil 3.33. Hava kanalında pitot tüpü ile Bernoulli denklemi [55]

$$P_{static} + \rho_{air} V_{air}^2 / 2 = P_{total}$$

$$\Delta P_{air,v} = P_{total} - P_{static} = P_{dynamic} = \rho_{air} V_{air}^2 / 2$$

$$V_{air} = \sqrt{2 \Delta P_{air,v} / \rho_{air,26.6^\circ\text{C}}}$$

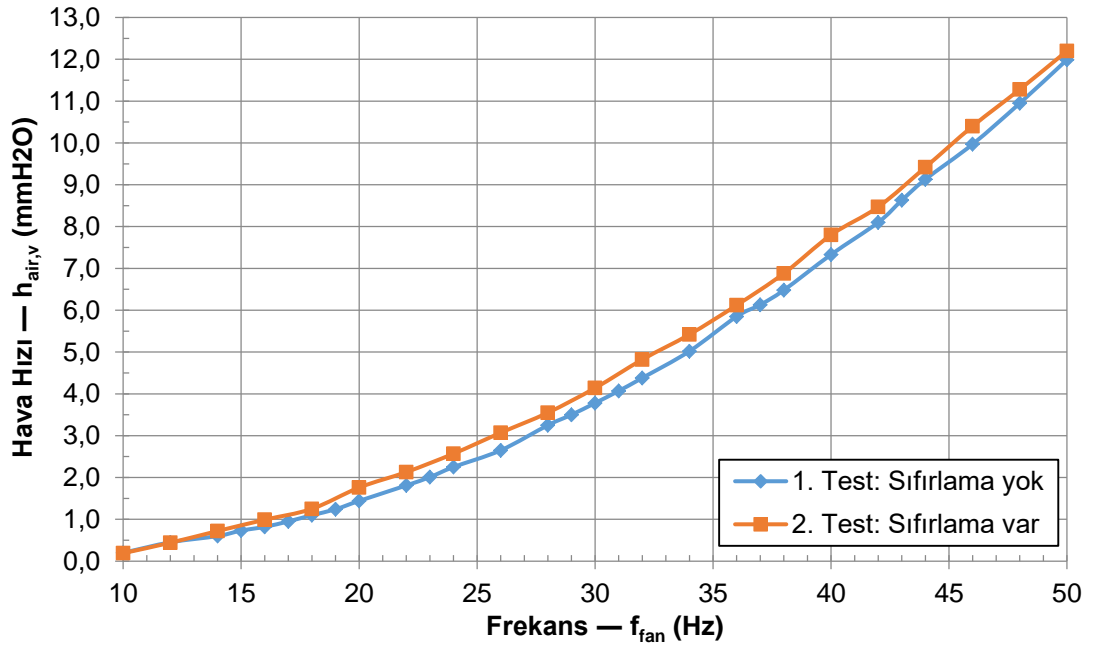
$$V_{air} = \sqrt{2 \times 9,585 / 1,178}$$

$$V_{air} = 4,034 \text{ m/s}$$

hava hızı bulunur. Böylece  $f = 16$  Hz frekans ile  $h_{air,v} = 0,98$  mmSS hava basınç kaybı yüksekliği ve  $V_{air} = 4,034$  m/s hava hızı elde edilmiştir. Diğer veriler de benzer şekilde bulunmuştur (Tablo 3.20.). Bu şekilde sadece frekans değeri ile

radıyatörden aynı hava hızının geçmesi garanti altına alınmış ve farklı soğutucu akışkan kullanımı ile elde edilecek performans testlerinde karşılaştırma doğruluğu en iyi seviyeye çıkarılmıştır.

Ayrıca, uzun süreli ölçümlerde cihaz kaynaklı sabit sapmaları önlemek için, cihaz üreticisinin (Testo) önerdiği gibi her ölçümden önce hava hızı ölçüm cihazının sıfırlanması gerektiği de test edilerek görülmüştür (Şekil 3.34.).



Şekil 3.34. Hava hızı ölçümünde her ölçüm öncesi sıfırlama olan ve olmayan durum

Yine hidrolik makinalar benzeşim kuralları gereği hava debisi, fan devri ile orantılı olmalıdır. Çünkü,

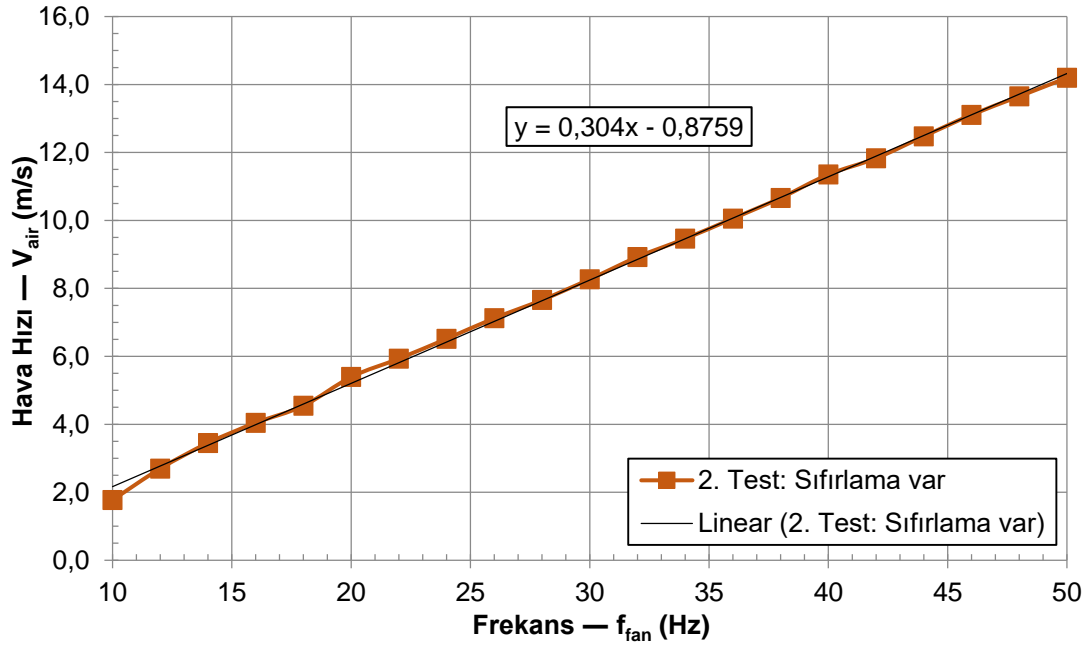
$$V_{air} = A_{cs} V_{air} = A_{cs} (w_{fan} r_{fan}) = A_{cs} \left( \frac{2\pi n_{fan}}{60} r_{fan} \right)$$

$$V_{air} = \left( A_{cs} \frac{2\pi}{60} r_{fan} \right) n_{fan} = C \cdot n_{fan}$$

veya

$$V_{air} = \left( \frac{A_{cs} 2\pi}{60} r_{fan} \right) n_{fan} = C \cdot n_{fan}$$

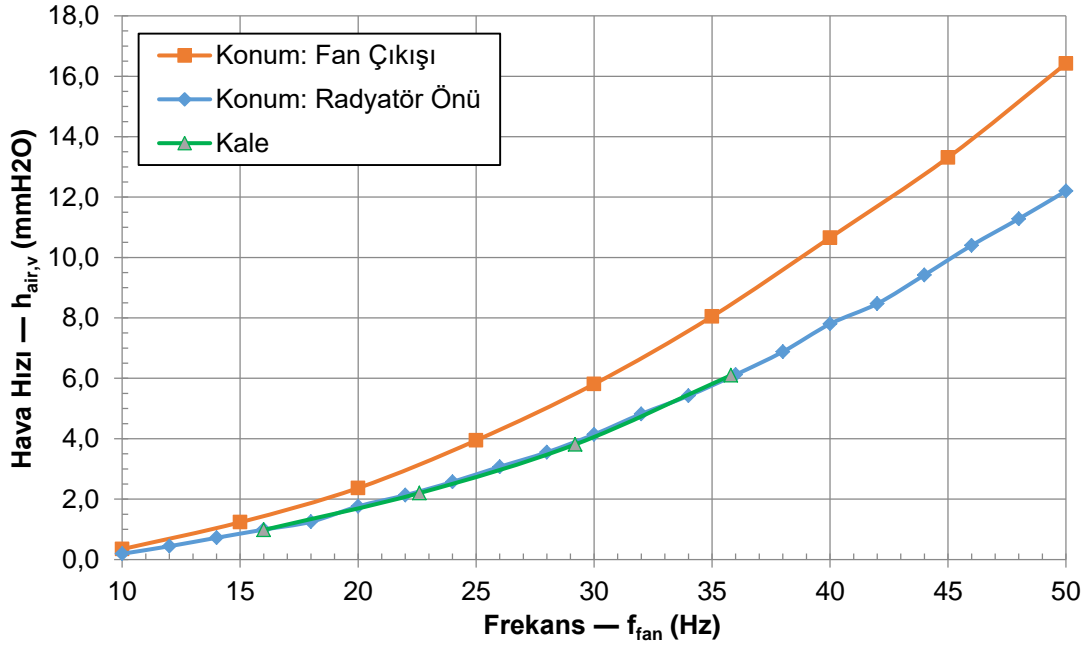
olduğu için hava hızı fan devri ile de orantılıdır. Aşağıdaki şekilde, ölçümler sonucu hava hızının fan devri ( $f_{fan} = n_{fan}/60$ ) ile doğrusal orantılı olduğu gösterilmiştir. (Şekil 3.35.).



Şekil 3.35. Her ölçüm öncesi sıfırlama olan durumda hava hızı değişimi

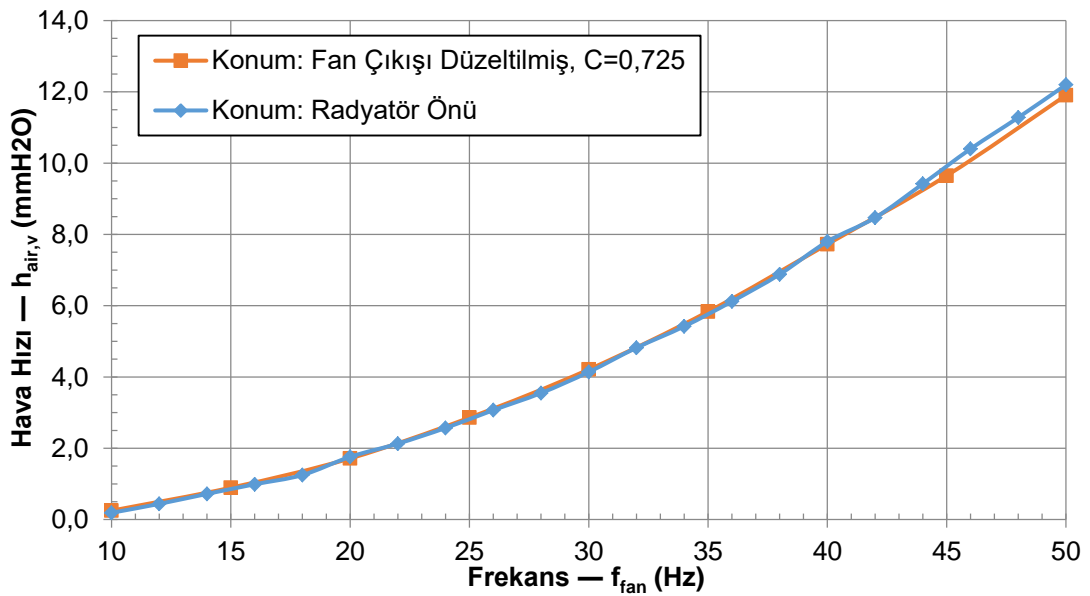
Fakat, deney tesisatına farklı boyutlu radyatörler yerleştirildiğinde, hava kanalının radyatöre göre kısa mesafede genişlemesi veya daralması nedeniyle hava hızı ölçümlerinde sapmalar meydana gelmiştir. Bu sapmaları önlemek için, tesisata hangi radyatör takılırsa takılsın, havanın dengeli olarak geçtiği ilk hava kanalı parçasında ölçüm yapmanın daha doğru olduğu görülmüştür. Bunun üzerine aynı test radyatörü için pitot tüpü ilk hava kanalına, yani fan çıkışına yerleştirilmiş (Şekil 3.27.a.) ve aynı hava hızının elde edilip edilmediği kontrol edilmiştir (Şekil 3.36.). Fan çıkışında ölçülen değer, olduğu gibi yazılmamış, hava kanalı kesit değişimleri dikkate alınarak radyatör önüne indirgenmiştir.





Şekil 3.36. Fan çıkışında ve radyatör önünde hava hızı karşılaştırması

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi fan çıkışında ölçülen ve radyatör önüne indirgenen hava hızı değerleri, radyatör önünde ölçülen değerlerle aynı değildir. Bu nedenle fan çıkışında ölçüm değerlerine düzeltme katsayısı eklenmelidir. Bu katsayı, radyatör önü ile aynı sonuçları elde etmek için 0,725 olarak bulunmuştur. Böylece fan çıkışında ölçülen hava hızı değerinin 0,725 düzeltme katsayısı ile çarpılmasıyla doğru hava hızı ölçümüne ulaşılmıştır (Şekil 3.37.).



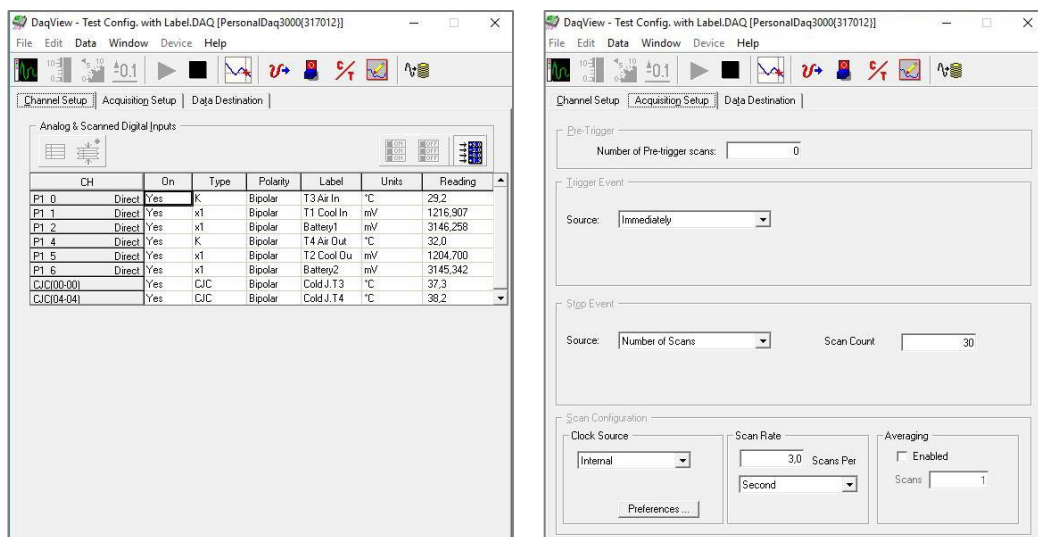
Şekil 3.37. Düzeltme katsayılı, radyatör önüne indirgenmiş fan çıkışında hava hızı ölçümü

Bu sonuçlara göre, deneysel performans testlerinde farklı radyatörler için hava hızı, fan çıkışında ölçülecek ve 0,725 düzeltme katsayısı ile çarpılacaktır.

### 3.2.3. Soğutucu akışkan ve hava için sıcaklık testleri

Radyatör performansında soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklığının doğru ölçülmesi, nanoakışkan kullanımı sonucu görülecek soğutma kapasitesi artışının tespitinde en önemli faktörlerden biridir. Hava sıcaklığı da, aynı ortam sıcaklığında çalışıldığının gösterilmesi için önemlidir. Bu nedenle sıcaklık testleri yapılmıştır.

Kullanılan sıcaklık sensörleri gerilim çıkışlı cihazlar olduğu için (Tablo 3.8.) sıcaklık verilerinin elde edilmesinde gerilim girişli bir veri toplama cihazı kullanılmıştır (Şekil 3.17.). Daha doğru sıcaklık verisi alabilmek için anlık sıcaklık verisi yerine sistem kararlı halde çalışırken ortalama değerler alınmıştır. Bu amaçla cihazın yazılım ara yüzünde, cihaz girişindeki her veri için, 10 saniye boyunca 30 kayıt (3 Scan Rate per Second) olacak şekilde düzenlenme yapılmıştır (Şekil 3.38.). Böylece sensör ve tesisat kaynaklı anlık değişimlerin oluşturacağı sapmalar en aza indirgenmiştir.



Şekil 3.38. Veri toplama cihazı yazılım ara yüzü

Hava sıcaklığında kullanılan ısı çift sıcaklık sensörleri, veri toplama cihazına diferansiyel (fark) şekilde bağlanmıştır. Bu şekilde deney ortamında oluşacak elektromanyetik ve mekanik parazitlerin sensör kablolarında oluşturacağı gerilimler aynı genlikte olacağı için cihazın fark alımı sırasında filtreleme sağlanacaktır. Diferansiyel bağlantı, ısı çift gibi derece başına mikro Volt mertebesinde çok küçük gerilim çıkışı (K tipi için  $\sim 40 \mu V/^{\circ}C$ ) veren ve önlem alınmadıysa ortam gürültülerinden kolayca etkilenen sıcaklık sensörleri için gereklidir.

Soğutucu akışkan sıcaklığı ölçümünde kullanılan NTC sıcaklık sensörlerinin verdiği çıkış gerilimi, en düşük değerini en yüksek sıcaklıkta alır. Örn.  $95^{\circ}C$  sıcaklıkta 3 V enerji ile beslendiğinde 230 mV civarındadır. Bu nedenle ortam gürültüsünden çok daha az etkilenirler.

### 3.3. Performans Testleri

Performans testlerinde iki farklı radyatör kullanılmıştır. İlk radyatör (Şekil 3.12.a.), sadece etilen glikollü su soğutucu akışkanı kullanılarak, test sisteminin kalibrasyonu ve firma verileri ile karşılaştırma için kullanılmıştır. Proje kapsamında özel üretilen ikinci radyatör ise (Şekil 3.12.b.) hem EG–Su hem de nanoakışkan kullanılarak test edilmiş, nanoakışkan kullanımı ile soğutma performans ve basınç kaybı değişimi incelenmiştir.

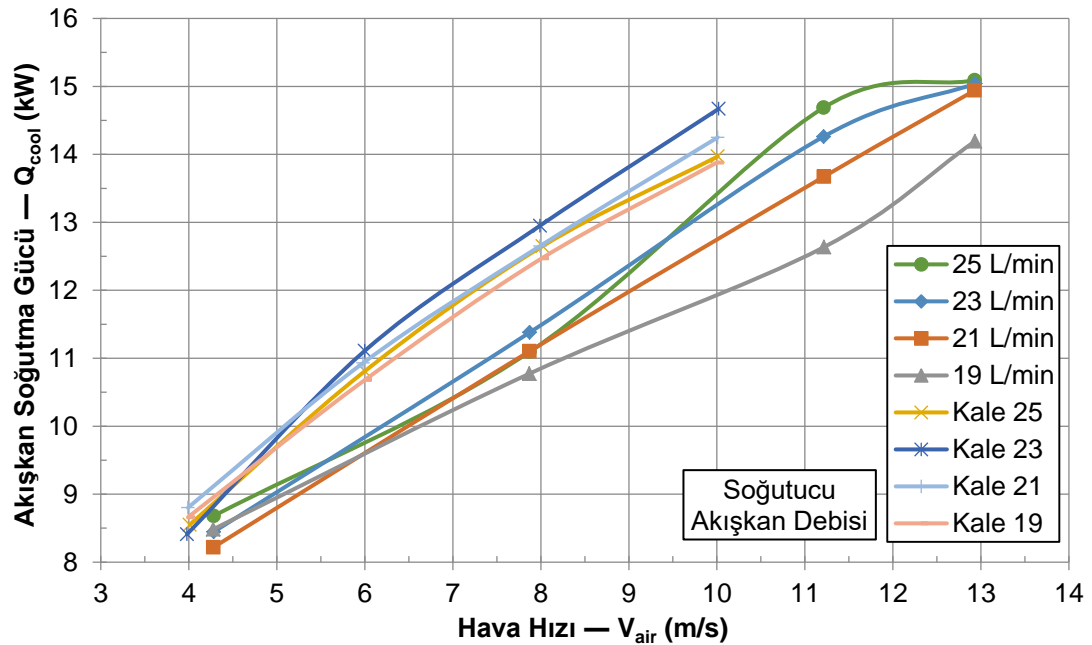
#### 3.3.1. Birinci radyatör (R1–ABB) testleri

Kalibrasyon bölümündeki testlerin ardından firma verileri ile karşılaştırma yapabilmek için %50 Etilen Glikol–Su karışımından oluşan soğutucu akışkan ile Tablo 3.21.'de verilen şartlarda testler yapılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Grafiklerdeki birimli göstergeler tesisatımızda yapılan deney parametrelerini, "Kale xx" şeklindeki göstergeler firma parametrelerini göstermektedir.

Tablo 3.21. ABB radyatör test şartları 1

Soğutucu Akışkan	%50 Etilen Glikol içeren Su
Radyatör Modeli	ABB (R1)
Radyatör Kanal Boyutu	3 x 36 mm iç, 0,6 mm kalınlıklı plate–bar kanal
Radyatör Kanal Sayısı	16
Radyatör Petek Boyutu	228 x 196,4 x 45 mm
Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	95°C
Soğutucu Akışkan Debisi	19 – 21 – 23 – 25 L/min
Hava Hızı	4,3 – 7,9 – 11,2 – 12,9 m/s
Hava Giriş Sıcaklığı	min. 27,2°C – max. 29,6°C

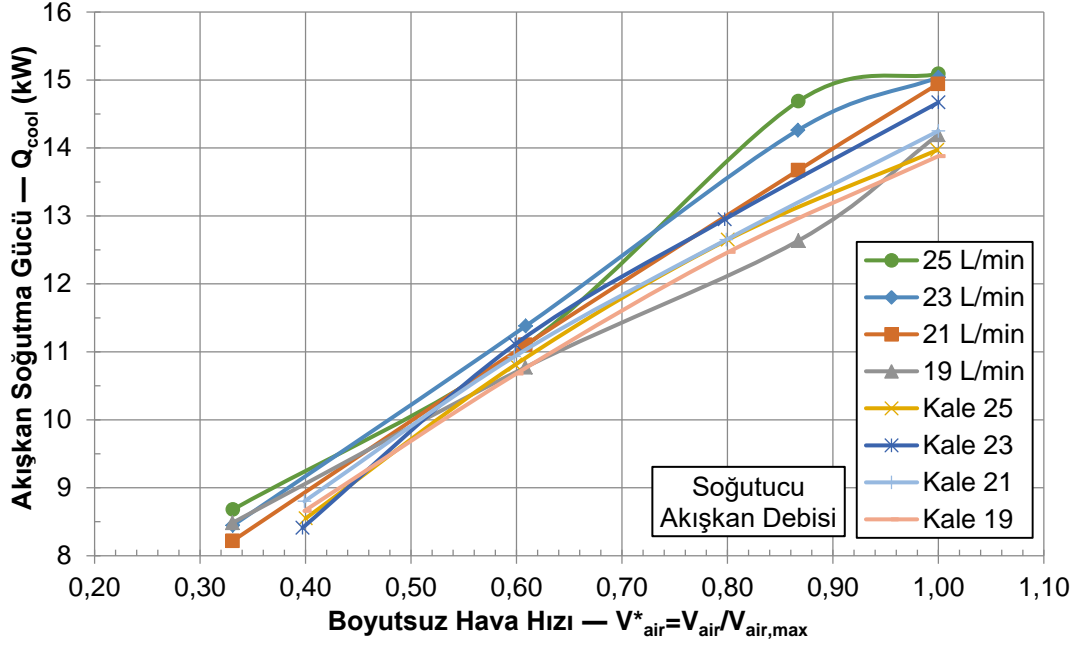
Şekil 3.39.–Şekil 3.46. arasındaki testler, ABB radyatör için firma performans testleri ile aynı akışkan çıkış sıcaklığı elde edilecek şekilde yapılmıştır. Fakat, testlerimizde ortam havası sıcaklığı kontrol edilemediği için ve firma testlerindeki hava sıcaklığına (25°C) göre bir miktar yüksek (2–4,5°C) olduğu için aynı soğutucu akışkan çıkış sıcaklığını sağlamak üzere hava debisi artırılmıştır. Bu durum tüm grafiklerin yatay ekseninde sağa kaymasına neden olmuştur.



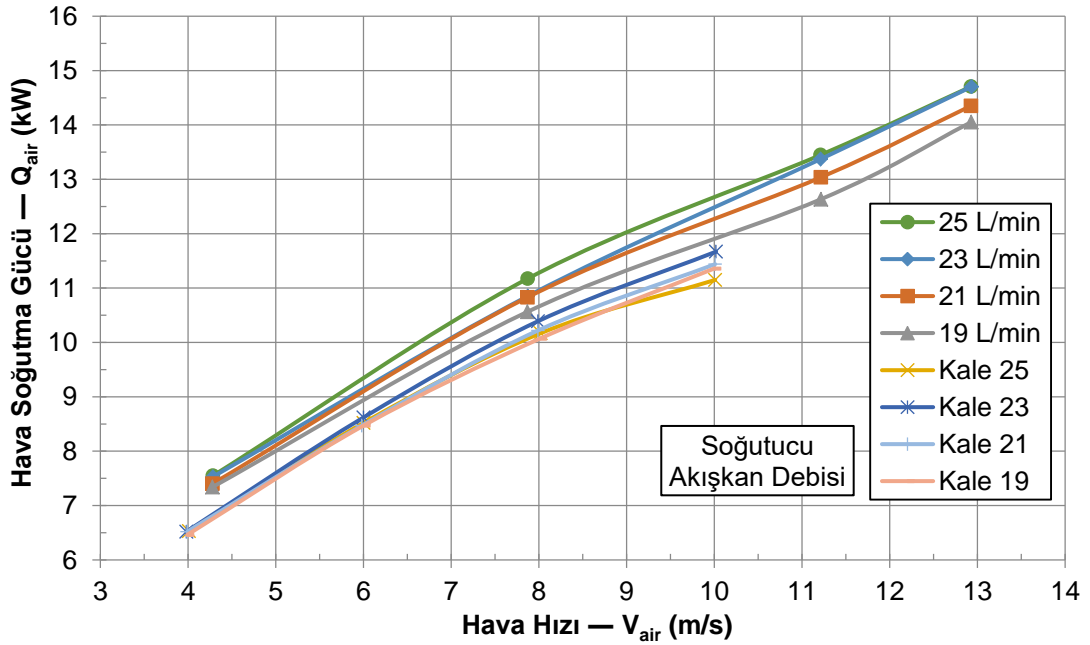
Şekil 3.39. Soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi

Yukarıdaki grafikte, 25 L/min soğutucu akışkan debisi ile yürütülen testlerde, eğrinin 13 m/s hava hızına doğru yatay hale gelmesinin nedeni, tesisatımızdaki 15 kW

rezistans ısıtma sınırlandır. Eğer hava hızı  $V_{air}^* = V_{air}/V_{air,max}$  ifadesi ile boyutsuz hale getirilirse soğutma gücündeki uyum aşağıdaki gibi daha net ortaya çıkarılabilir.



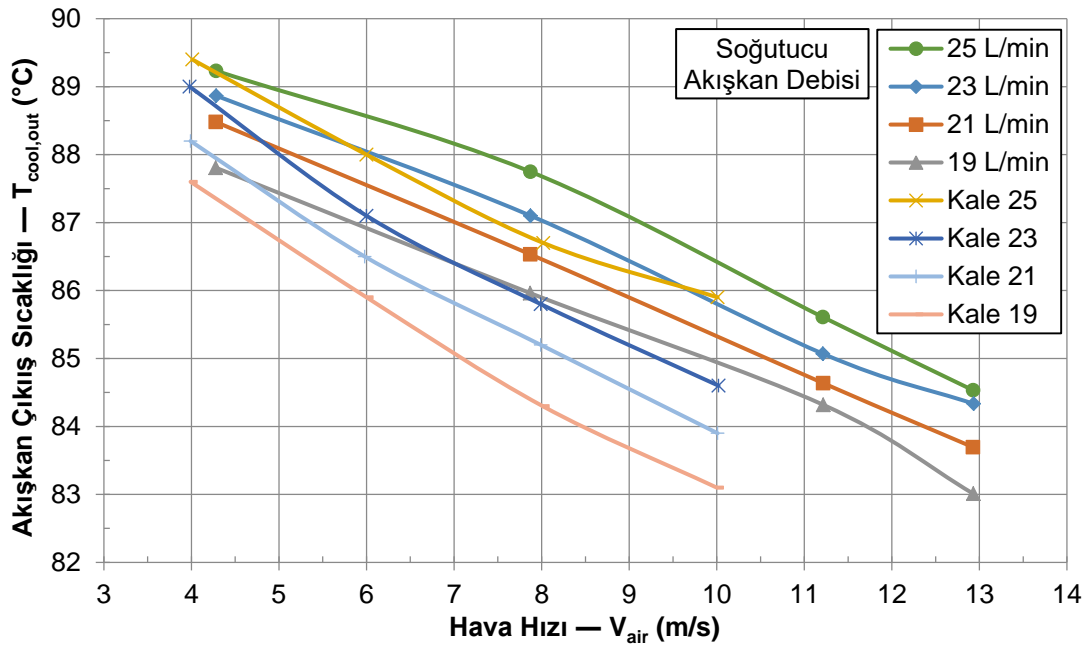
Şekil 3.40. Boyutsuz hava hızı için soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi



Şekil 3.41. Havanın soğutma gücü değişimi

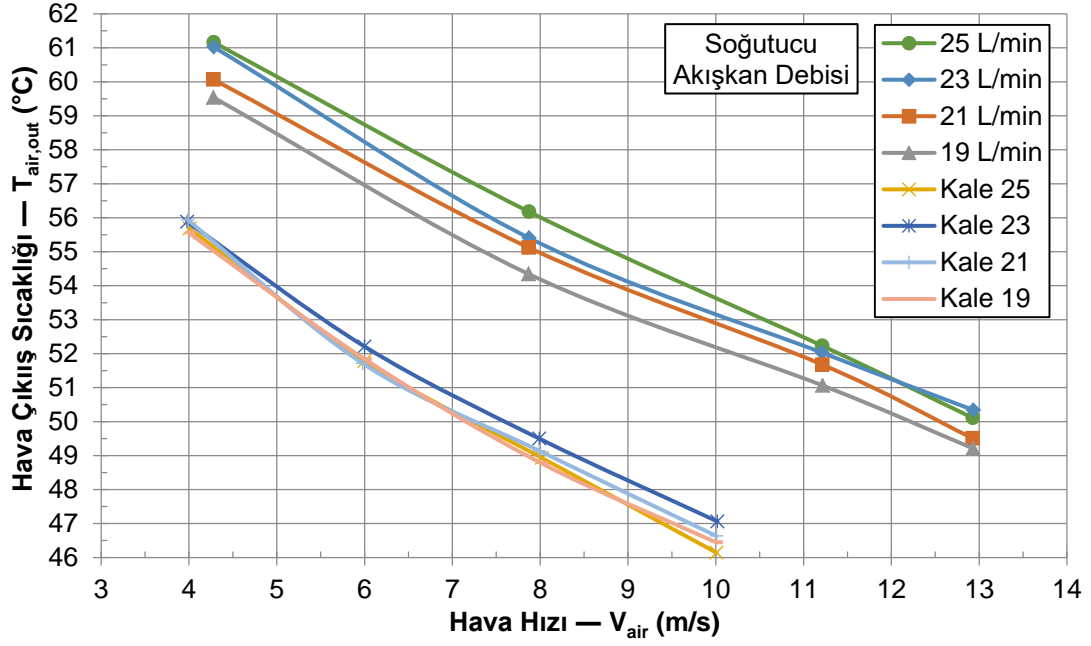
Yukarıdaki grafiğin firma verileriyle aynı olması beklenmemektedir. Çünkü, firmanın test sistemi, çok büyük kapasiteli radyatörlerle de çalışmaktadır. Bu da

yüksek debi, büyük çaplı borular gerektirmekte ve soğutucu akışkanın radyatöre ulaşana kadar soğumasına neden olup, havanın soğutucu akışkandan çektiği gücün, akışkanı ısıtmak için verilen güçten düşük olmasına neden olmaktadır. Fakat, deney tesisatımızda soğutucu akışkan boruları kısa boyda ve küçük çapta olup PPRC boru malzemesinden yapıldığı için, soğutucu akışkandan ısı kaybı çok küçüktür. Sonuç olarak, deneylerimizde havanın çektiği ısının, soğutucu akışkanı ısıtmak için verdiğimiz ısıtma gücüne yakın değerde olduğu görülmüştür. Bu da firmadaki hava soğutma gücünden yüksek değerlerle sonuçlanmıştır.



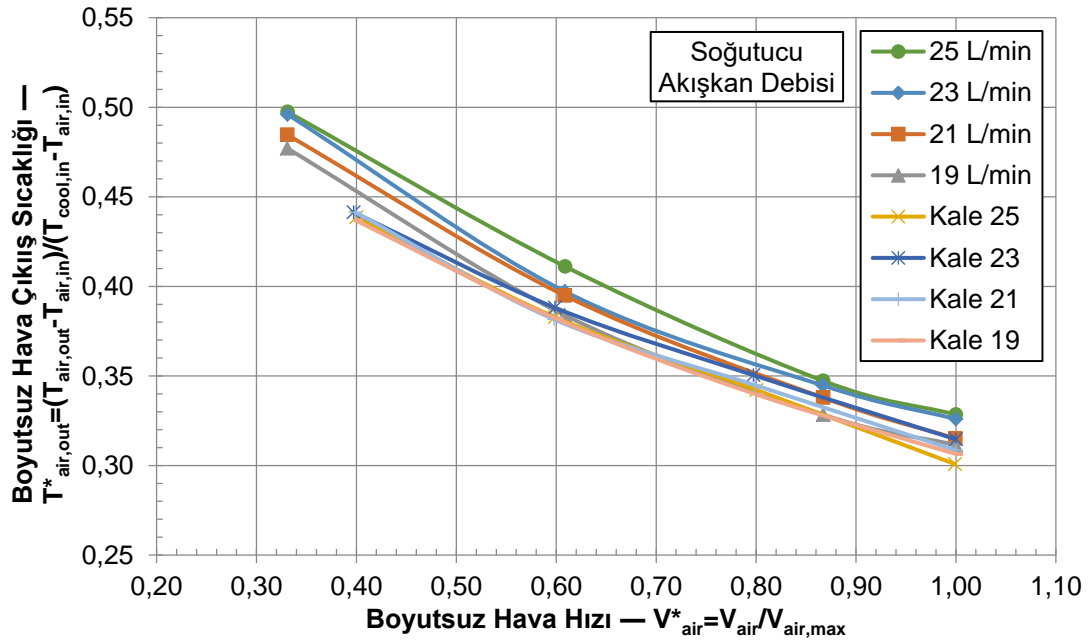
Şekil 3.42. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi

Yukarıdaki grafikte, Şekil 3.39.'daki soğutucu akışkan soğutma gücü ile benzer sonuç görülmektedir. Firma verilerinden daha yüksek hava debisi nedeniyle yatay ekseninde sağa kayma vardır.

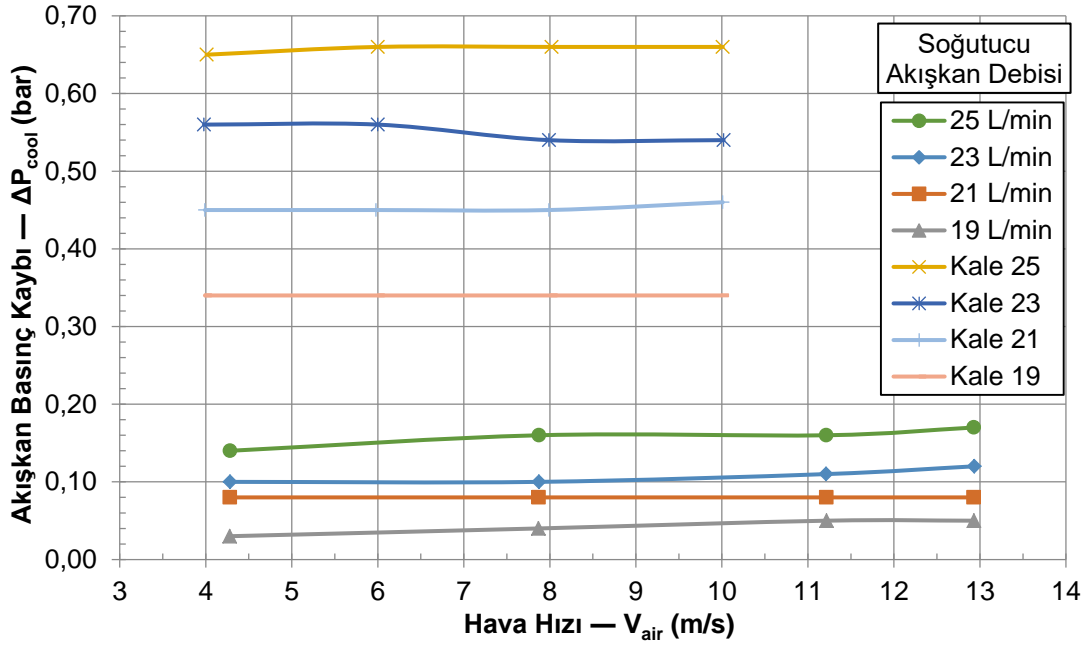


Şekil 3.43. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi

Yukarıdaki grafikte deneylerimizdeki hava giriş sıcaklığının firma verisinden ( $25^{\circ}\text{C}$ ) yüksek olması, hava çıkış sıcaklığında da kendini göstermiştir. Eğer bu grafiği boyutsuz hava hızı ve boyutsuz hava sıcaklığı  $\{T_{air,out}^* = (T_{air,out} - T_{air,in}) / (T_{cool,in} - T_{air,in})\}$  ile gösterirsek aşağıdaki grafikteki gibi firma verileriyle uyumlu olduğu görülebilir.



Şekil 3.44. Boyutsuz hava hızı ve boyutsuz hava çıkış sıcaklığı değişimi

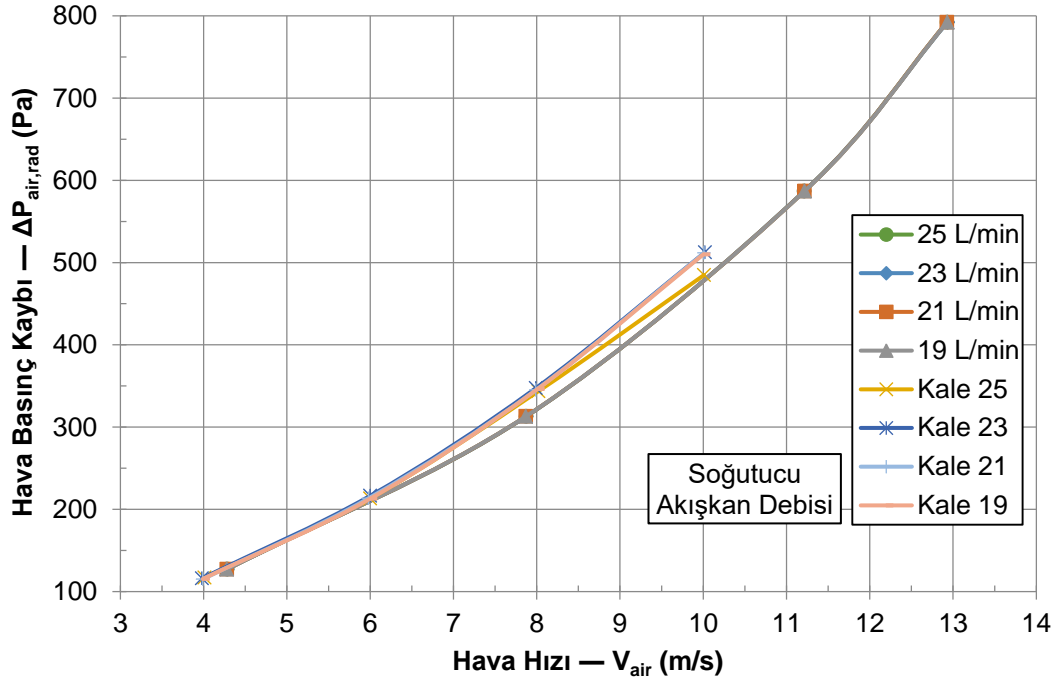


Şekil 3.45. Soğutucu akışkanın basınç kaybı değişimi

Yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi akışkan basınç kaybı, hava hızından bağımsız olup sadece akışkan debisine bağlıdır. Deneylerimizde hava hızı artarken akışkan basınç kaybındaki küçük artışı, hava hızındaki artışın soğutucu akışkanı daha fazla soğutması, ortalama sıcaklığı düşen akışkanın viskozitesinin artması ve viskozite artışının basınç kaybında artış olarak ortaya çıkması şeklinde yorumlayabiliriz. Fakat, bu değişimler ihmal edilebilecek kadar küçük seviyelerdedir.

Aşağıdaki grafikte ise tıpkı sıvı akışkanlarda olduğu gibi, radyatördeki hava basınç kaybının hava hızı ile karesel değiştiği dikkate alınırsa, herhangi bir hava hızının bu ikinci mertebeden polinom üzerinde olması beklenir. Deneyimizdeki hava hızının firma verilerinden büyük olmasına rağmen (grafikte sağa kayan değerler), hava basınç kaybı sonuçlarının bu polinom üzerinde olduğu grafikten görülebilmektedir.



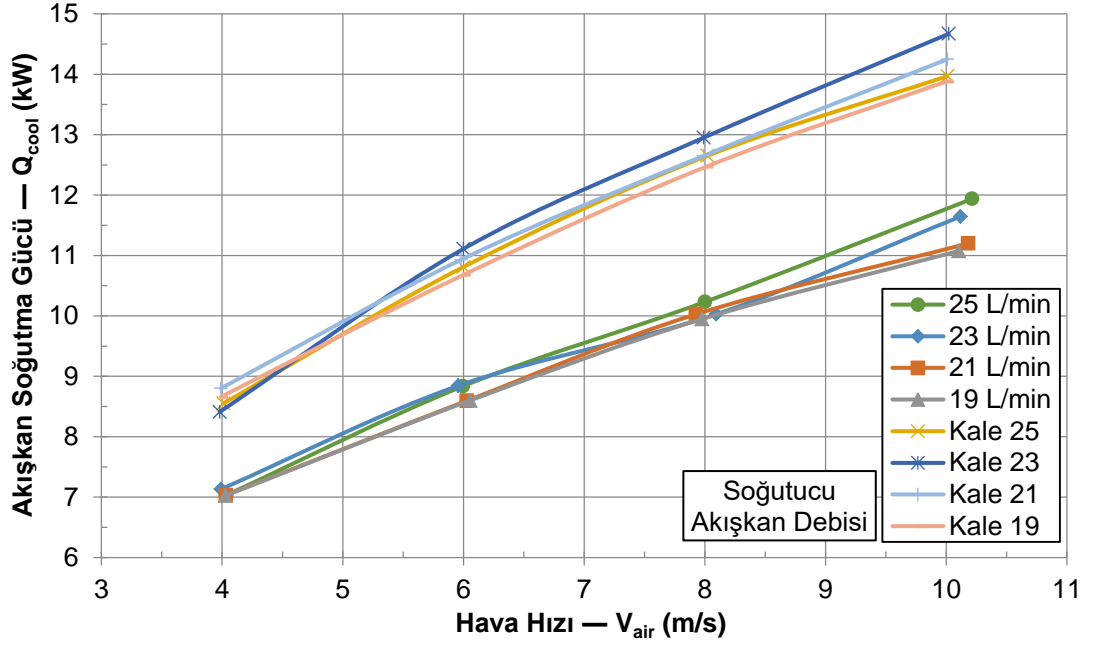


Şekil 3.46. Havanın basınç kaybı değişimi

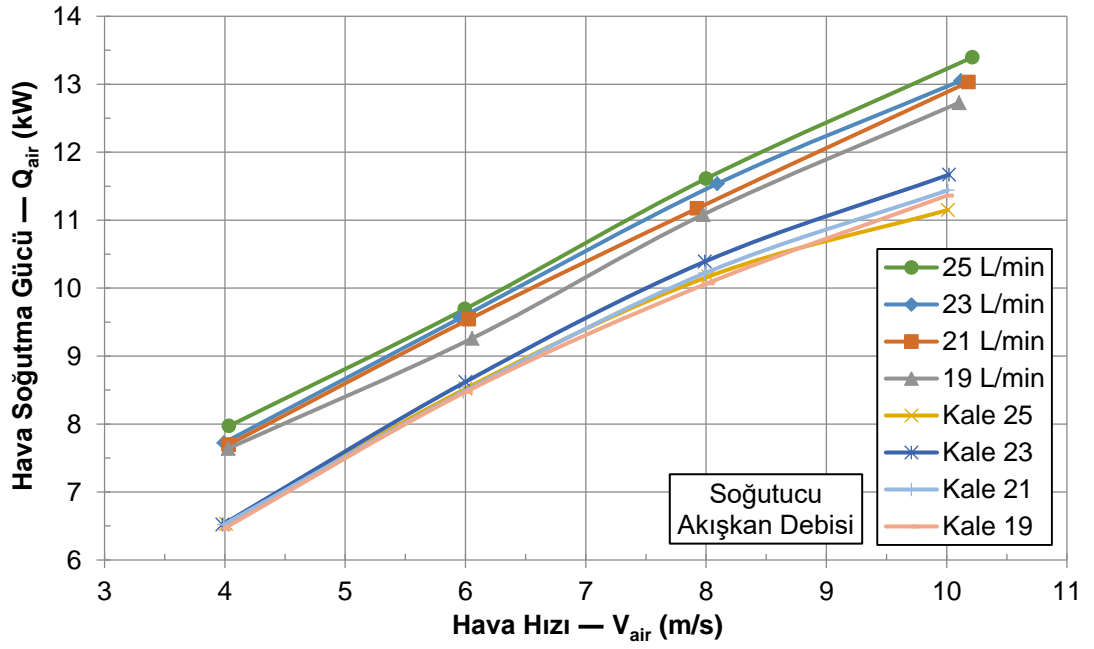
Yukarıdaki tüm grafikler, soğutucu akışkan çıkış sıcaklığının firma verileriyle eşit olması dikkate alınarak elde edilmiştir. Eğer soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı yerine hava hızı, firma verileriyle aynı alınırsa ve Tablo 3.22.'deki şartlarda testler yapılırsa aşağıdaki grafikler elde edilecektir (Şekil 3.47.–Şekil 3.52.).

Tablo 3.22. ABB radyatör test şartları 2

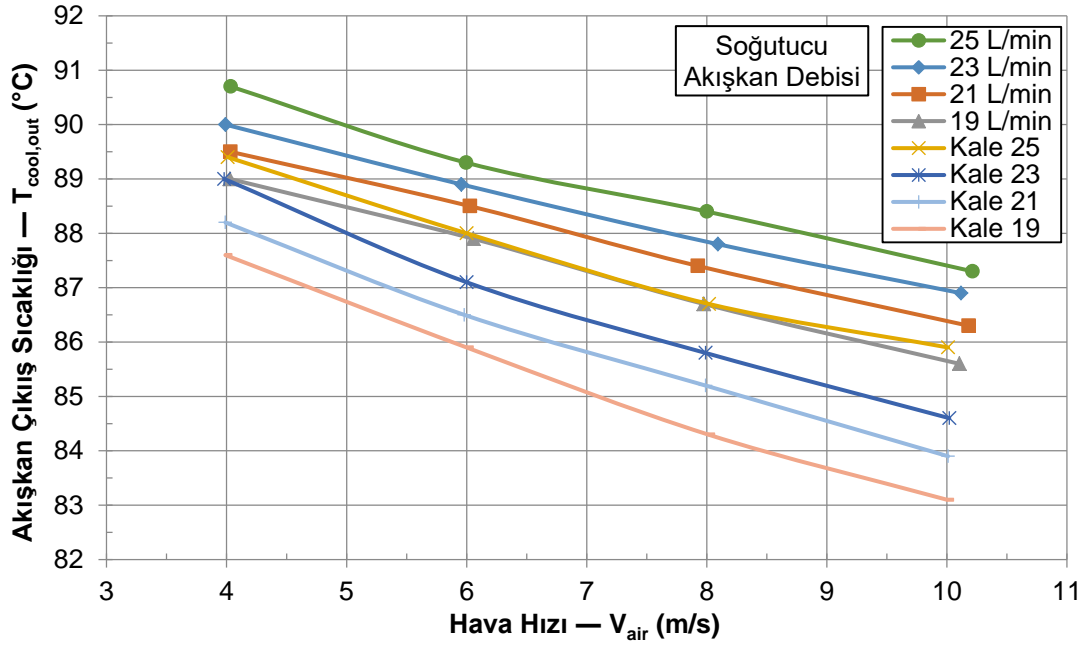
Soğutucu Akışkan	%50 Etilen Glikol içeren Su
Radyatör Modeli	ABB (R1)
Radyatör Kanal Boyutu	3 x 36 mm iç, 0,6 mm kalınlıklı plate–bar kanal
Radyatör Kanal Sayısı	16
Radyatör Petek Boyutu	228 x 196,4 x 45 mm
Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	95°C
Soğutucu Akışkan Debisi	19 – 21 – 23 – 25 L/min
Hava Hızı	4 – 6 – 8 – 10 m/s
Hava Giriş Sıcaklığı	min. 25,9°C – max. 29,2°C



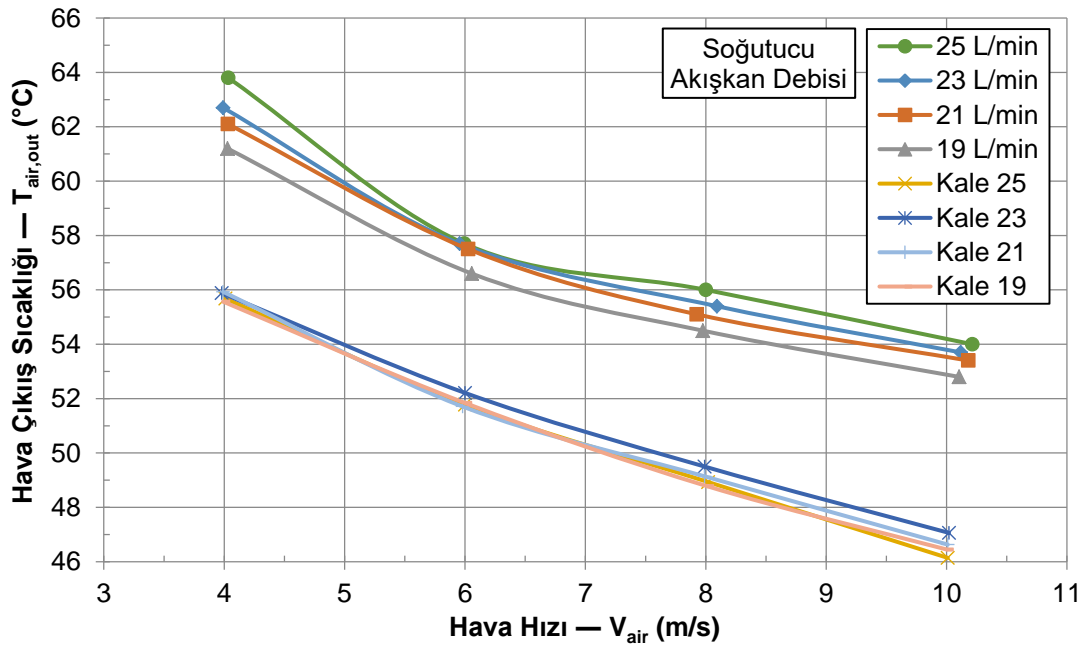
Şekil 3.47. Soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi



Şekil 3.48. Havanın soğutma gücü değişimi

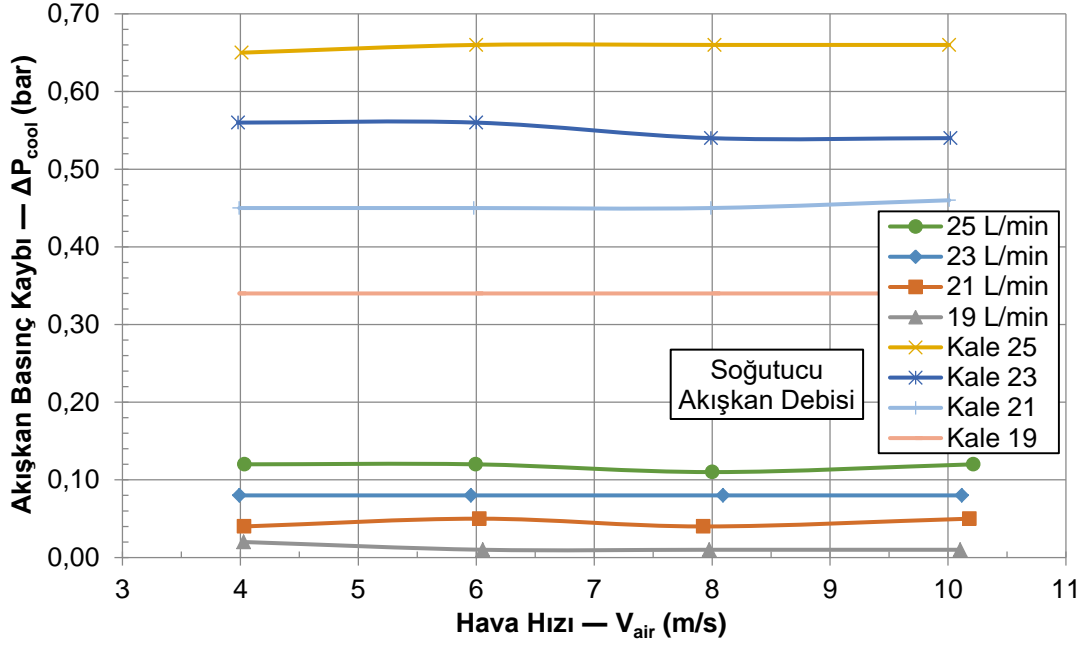


Şekil 3.49. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi

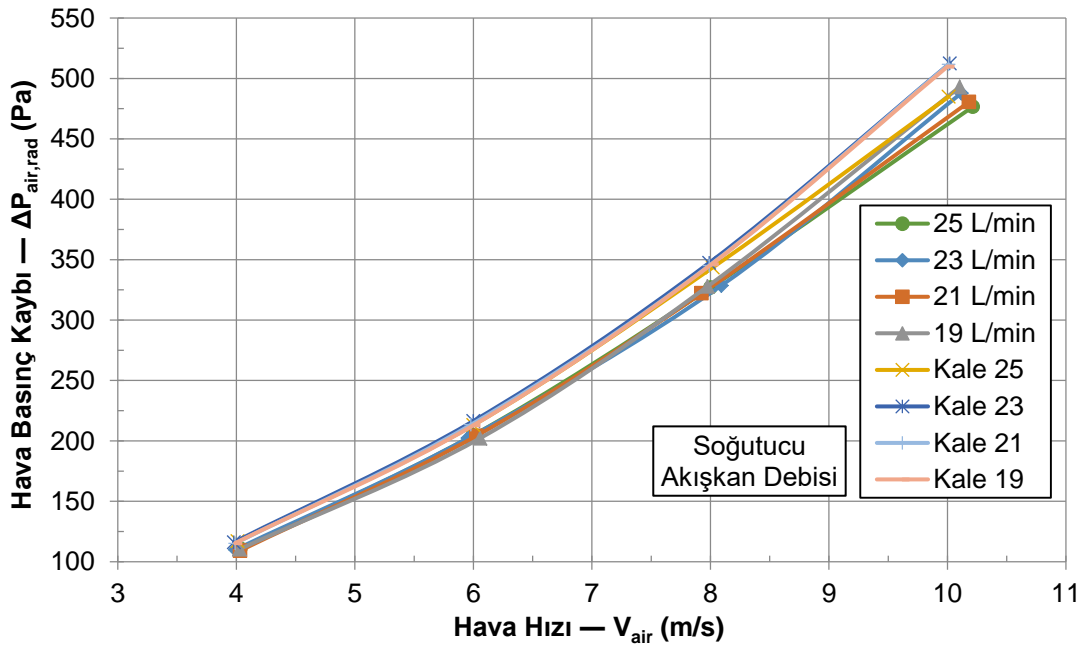


Şekil 3.50. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi

Yukarıdaki grafiklerde, firma verilerine göre daha yüksek sıcaklıkta havanın radyatöre gönderilmesi sonucu beklenen farklılıklar olmuştur. Soğutucu akışkan ve hava radyatörden daha sıcak çıkmış, soğutucu akışkan soğutma kapasitesi azalmıştır.



Şekil 3.51. Soğutucu akışkanın basınç kaybı değişimi



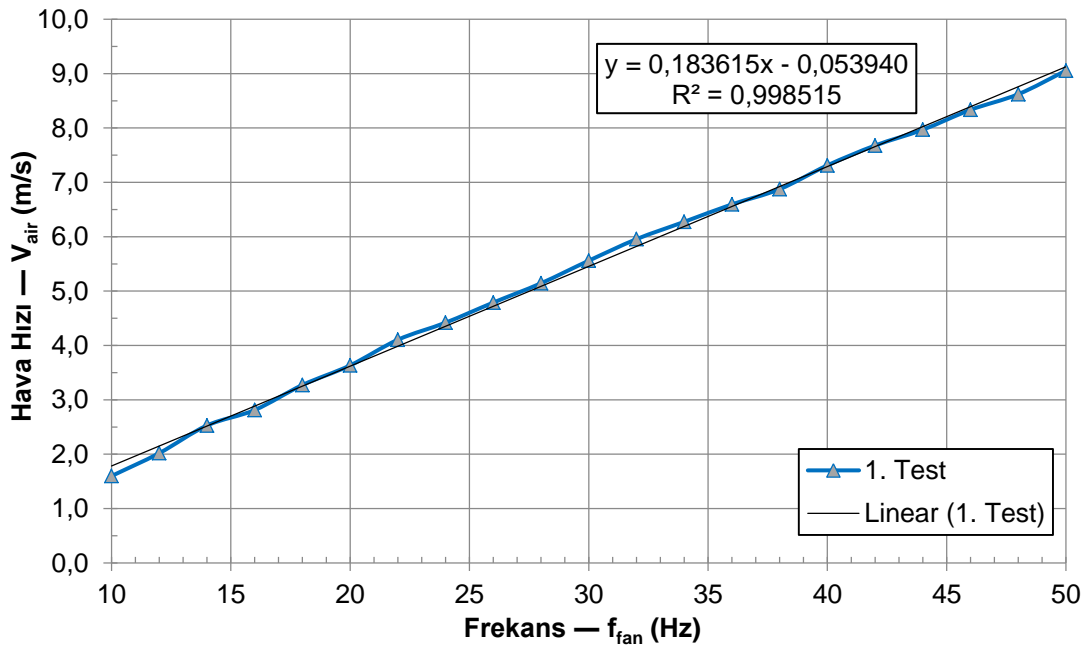
Şekil 3.52. Havanın basınç kaybı değişimi

Yukarıdaki grafiklerde ise, firma ile aynı hava debisinde çalışıldığı için hava basınç kaybı olarak -%7,26'lık bir sapma ile birlikte (21 L/min, 8 m/s için) uyumlu çıkmıştır. Akışkan basınç kaybı farklılığı için "Soğutucu akışkan basınç kaybı testleri" başlığında açıklama yapılmıştır.

### 3.3.2. İkinci radyatör (R4–Peugeot) testleri

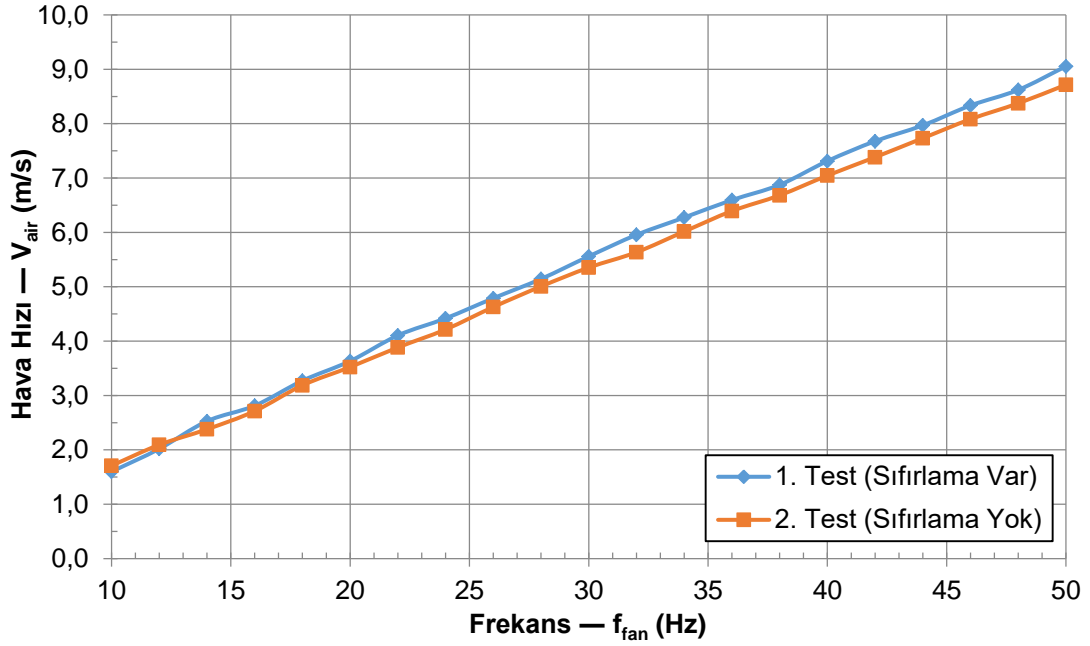
Birinci radyatördeki deney–firma verileri karşılaştırmasında sonra projemize özel olarak üretilen radyatörde, soğutucu akışkan olarak nanoakışkan kullanımının radyatör soğutma gücünü ne kadar arttıracığı incelenmiştir. Bu amaçla %50 Etilen Glikol–Su karışımından oluşan ve %50 Etilen Glikol–Su baz akışkanlı %0,5 hacimsel derişimli  $Al_2O_3$  nanopartikül içeren nanoakışkandan oluşan iki farklı soğutucu akışkan ile testler yapılmıştır. Testlere başlamadan önce radyatör özellikleri hakkında bilgi veren ön testler yapılmıştır ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 3.53.–Şekil 3.55.).

Hava hızının fan frekansı ile değişimi incelenmiş, böylece akışkan karşılaştırma testlerinde istenen hava hızı için hangi frekansta çalışılması gerektiği aşağıdaki grafikten elde edilmiştir. Bu grafikten eğri uydurma yöntemi ile istenen hızı veren denklem de elde edilmiştir.



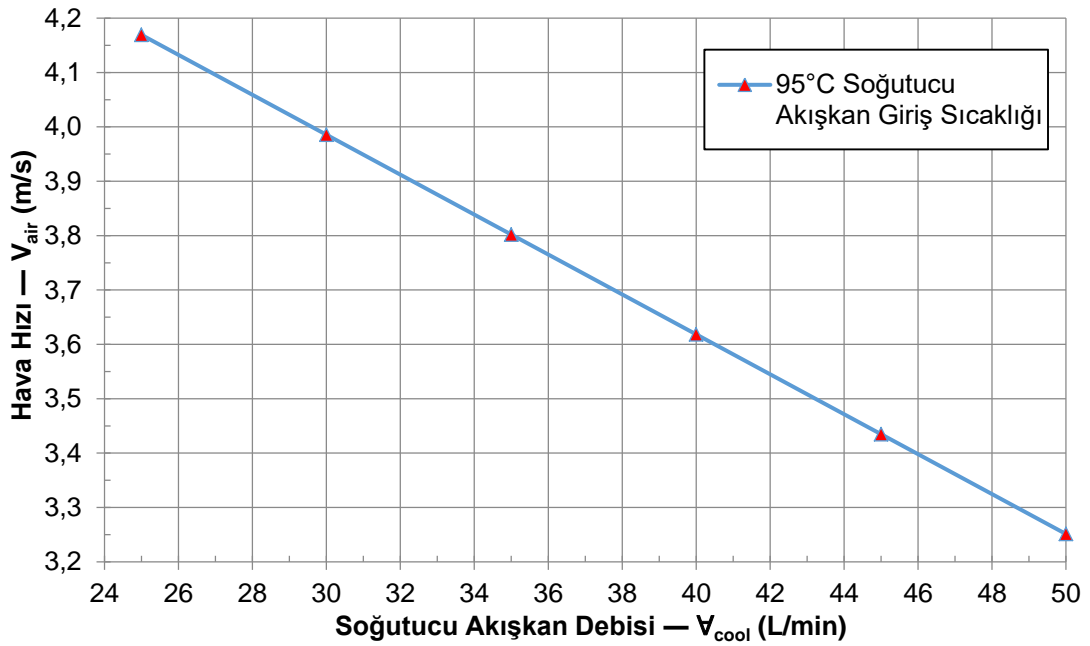
Şekil 3.53. Hava hızının fan frekansına göre değişimi

Önceki radyatördeki (ABB–R1) gibi, her ölçümde sıfırlama yapılması ve yapılmaması durumunda hava hızındaki farklılık aşağıdaki grafikte incelendi. Böylece her ölçümde sıfırlama yapılması gerektiği bir kez daha ortaya çıkarıldı.



Şekil 3.54. Her ölçümde sıfırlama ile hava hızının fan frekansına göre değişimi

Bu testlerde kullanacağımız radyatörde (Peugeot-R4), soğutucu akışkan giriş sıcaklığının  $95^{\circ}\text{C}$ 'de tutulması durumunda hangi hava hızına kadar çıkabildiğimizi görmek için aşağıdaki grafik elde edildi.



Şekil 3.55.  $95^{\circ}\text{C}$  soğutucu akışkan giriş sıcaklığı için hava hızı ve akışkan debisi değişimi

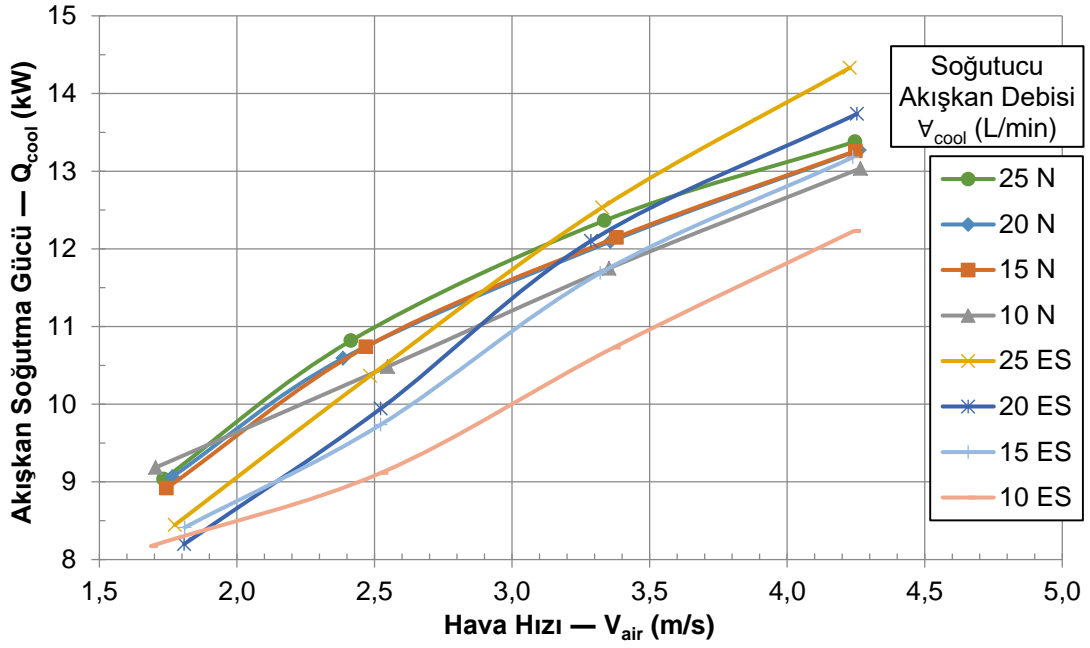
Yukarıdaki grafik, radyatör girişinde soğutucu akışkan sıcaklığını 95°C’de tutmak istersek 50 L/min soğutucu akışkan debisi için yaklaşık 3,25 m/s hava hızına kadar çıkabileceğimizi, 25 L/min debide ise yaklaşık 4,15 m/s hava hızına kadar çıkabileceğimizi göstermektedir. 25 L/min debi için daha fazla hava hızı, daha fazla soğutma demektir. Bu da 15 kW ısıtma sınırimız nedeniyle radyatör girişinde akışkanın yeni denge sıcaklığının 95°C’den küçük olmasına neden olmaktadır. Böylece hava hızı çalışma aralığımız için max. hava hızı elde edilmiştir.

Aşağıdaki grafiklerde (Şekil 3.56.–Şekil 3.62.) ise Tablo 3.23.’te verilen Peugeot çalışma şartlarımız için elde edilen karşılaştırmalı grafikleri göstermektedir. Grafiklerdeki göstergelerde "N" soğutucu akışkan olarak nanoakışkanla yapılan deneyleri, "ES" ise %50 Etilen Glikol–Su karışımı ile yapılan deneyleri göstermektedir.

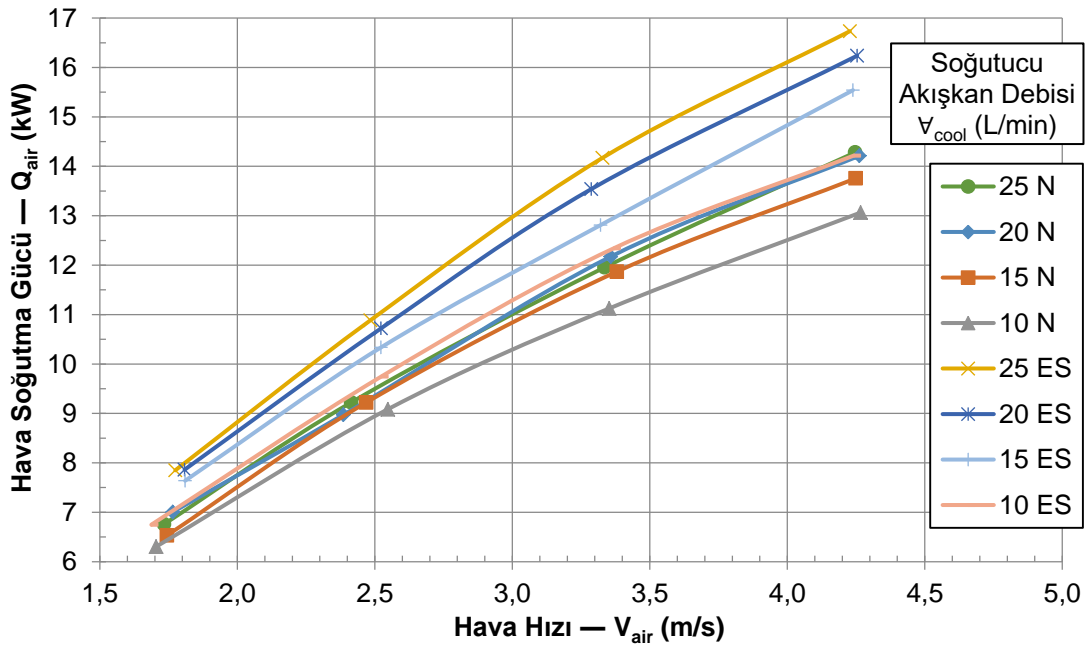
Tablo 3.23. Peugeot radyatör test şartları

Soğutucu Akışkan	Nanoakışkan ve %50 Etilen Glikol içeren Su
Radyatör Modeli	Peugeot (R4)
Radyatör Kanal Boyutu	2x26 dış, 1x25 iç ve 0,5 mm kalınlık tüp kanal
Radyatör Kanal Sayısı	34
Radyatör Petek Boyutu	250 x 301 x 60,4 mm
Soğutucu Akışkan Giriş Sıcaklığı	95°C
Soğutucu Akışkan Debisi	10 – 15 – 20 – 25 L/min
Hava Hızı	1,7 – 2,4 – 3,4 – 4,3 m/s
Hava Giriş Sıcaklığı	min. 23,6°C – max. 28,6°C (Nanoakışkan) min. 23,4°C – max. 24,9°C (%50 Etilen Glikol)

Aşağıdaki grafikte akışkanın soğutma kapasitesi, düşük hava hızlarında nanoakışkan kullanımı ile hızlı artmış, yüksek hava hızlarında Etilen glikol–Su karışımına göre azalmış veya eşitlenmiş görünmektedir. Bu azalmanın nedeni ortam havası sıcaklığının deneyler boyunca sürekli artmasıdır. Yani nanoakışkanla yapılan testlerde havanın radyatöre giriş sıcaklığı, Etilen glikol–Su karışımı ile yapılan testlerdeki hava giriş sıcaklığından daha yüksektir. Havanın radyatöre giriş sıcaklığı sapması, özellikle 10 L/min soğutucu akışkan debisi dışında görülmüştür.



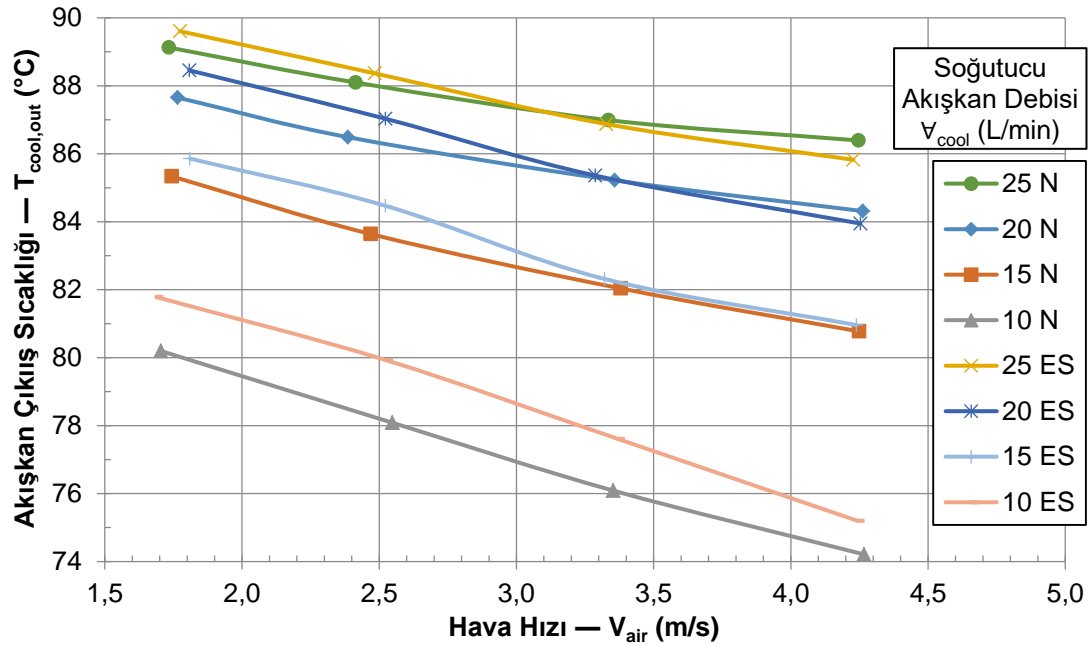
Şekil 3.56. Soğutucu akışkanın soğutma gücü değişimi



Şekil 3.57. Havanın soğutma gücü değişimi

Yukarıdaki grafikte nanoakışkan kullanımı ile havanın soğutma gücünün azalması, hava çıkış sıcaklığındaki düşüğe bağlanabilir. Normalde nanoakışkan kullanımı ile artması beklenir. Hava çıkış sıcaklığı değişimi Şekil 3.59.'da verilmiştir.

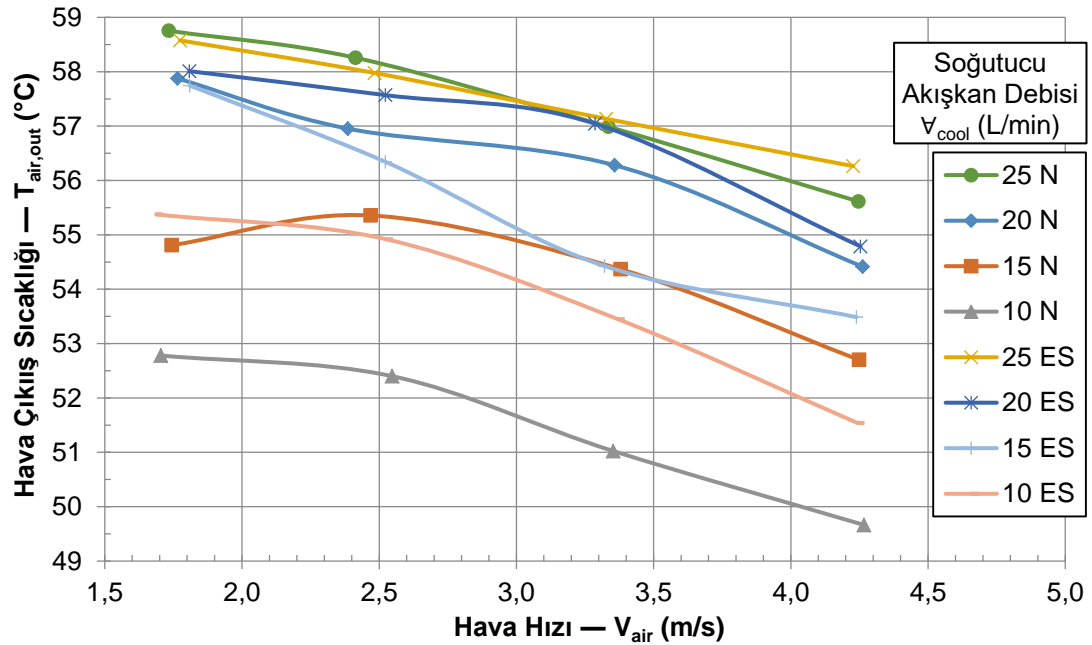




Şekil 3.58. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi

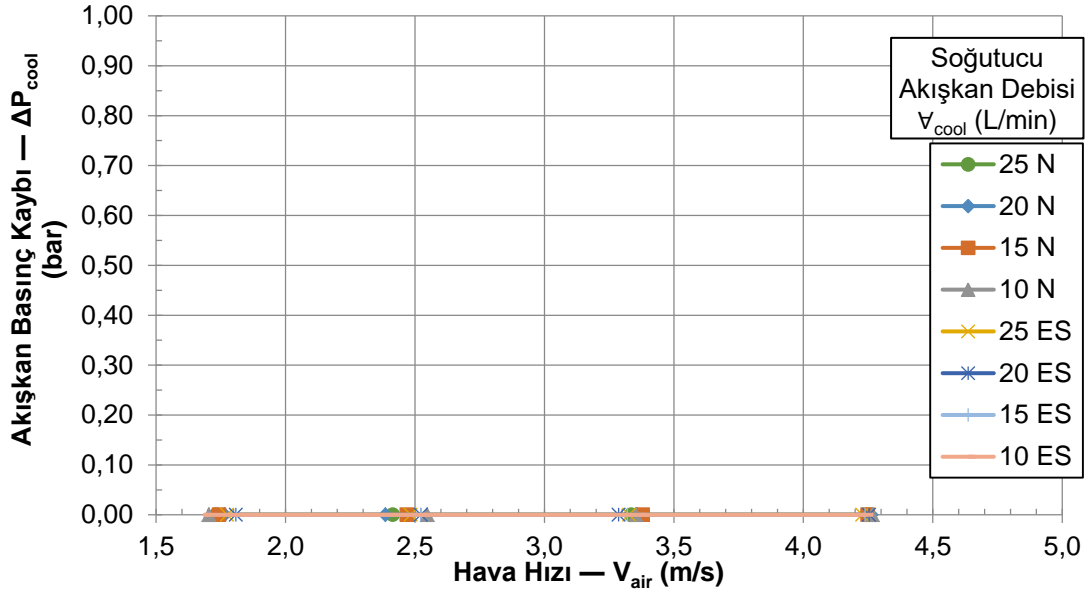
Yukarıdaki grafiğe göre yaklaşık 3,3 m/s'den düşük hava hızlarında, nanoakışkan kullanımı sonucu radyatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı düşmüştür. Bunun nedeni şu şekilde tahmin edilmektedir: Nanoakışkan, içerdiği yüksek ısıl iletkenlikli nanopartiküller sayesinde sadece Etilen glikol–Su karışımına göre daha yüksek ısıl iletkenlik özelliğine sahiptir. Bu özellik, soğutucu akışkanın merkezindeki sıcaklığın radyatör kanalı yüzeyine daha kolay etki etmesini sağlar. Yani nanoakışkan kullanımı ile, Etilen glikol–Su karışımına göre kanalın yüzey sıcaklığı, soğutucu akışkanın merkezindeki sıcaklığa daha da yaklaşır. Radyatör kanalı yüzey sıcaklığının artması ise, hava giriş sıcaklığı ile radyatör yüzey sıcaklığı arasındaki farkın artmasını, bu da havanın radyatörden daha fazla ısı çekmesini sağlayarak soğutucu akışkan sıcaklığının düşmesini ve radyatörün soğutma kapasitesi artışını sağlamıştır. Fakat 10 L/min debi haricinde, 3,3 m/s hava hızından sonra nanoakışkan çıkış sıcaklığının Etilen glikol–Su karışımı çıkış sıcaklığına göre yüksek kalmasının nedeni hava giriş sıcaklığıdır. Bu bölgede nanoakışkan ile yapılan testlerde hava giriş sıcaklığı, Etilen glikol–Su karışımı ile yapılan testlerdekine göre daha büyüktür. 10 L/min debide her iki akışkan için de giriş şartları birbirine çok yakındır. Bu nedenle nanoakışkan kullanımı ile sıcaklık düşüşü doğrudan görülebilmektedir. Yine diğer debilerde, çok daha yüksek hava giriş sıcaklığına rağmen nanoakışkan kullanımı ile

soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı, Etilen glikol–Su karışımı ile hemen hemen aynı kalmıştır. Bu da radyatörün soğutma kapasitesi artışı dolaylı olarak göstermektedir.



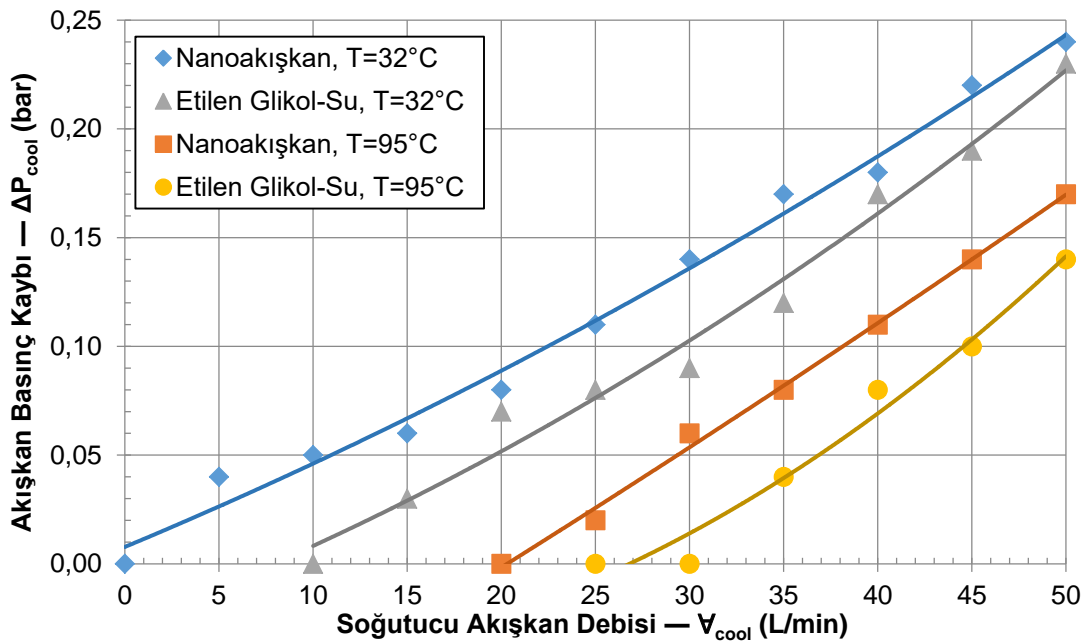
Şekil 3.59. Havanın radyatörden çıkış sıcaklığının değişimi

Yukarıdaki şekilde 10 L/min debideki eğrileri dikkate alırsak, hava çıkış sıcaklığının nanoakışkan kullanımı ile Etilen glikol–Su karışımına göre düşmesi, havanın radyatörden yeterli ısı çekmediği şeklinde yanlış bir yoruma yol açabilir. Gerçekte ise havanın çıkış sıcaklığının ortalama olarak arttığı tahmin edilmektedir. Daha düşük hava çıkış sıcaklığı olması, nanoakışkanın olumlu etkisini dolaylı olarak göstermektedir. Bu sonuç için üç farklı açıklama verilebilir: a) Nanoakışkan kullanımı ile kanal yüzey sıcaklığının, EG–Su karışımına göre daha hızlı azaldığı tahmin edilmektedir (Şekil 3.58.). Çünkü kanal yüzey sıcaklığı nanoakışkan sıcaklığını takip eder. b) Hava çıkış sıcaklığı, havanın ortalamadan biraz daha soğuk çıktığı konumdan ölçülmüş olabilir. c) Nanoakışkan kullanımı sonucu, ortalama hava çıkış sıcaklığı konumu kaymış olabilir.



Şekil 3.60. Soğutucu akışkanın basınç kaybı değişimi

Bu radyatörde 25 L/min soğutucu akışkan debisinden sonra basınç kaybı etkisi görülmeye başladığı için yukarıdaki grafikte akışkan basınç kaybı görülememiştir. Çünkü, yüksek sıcaklıkta soğutucu akışkanın viskozitesi azalmakta, bu da basınç kaybını ölçülemeyecek kadar küçük yapmaktadır. Bu nedenle ya daha düşük sıcaklıktaki ya da daha yüksek debideki değişimlerin etkisi gösterilebilir. Bu etki aşağıdaki grafikte verilmiştir.



Şekil 3.61. Soğutucu akışkanların farklı sıcaklıklarda basınç kaybı değişimi

Yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi soğutucu akışkan basınç kaybı debi ile karesel orantılı bulunmuştur. Grafikteki eğri uydurma çizgileri ikinci mertebeden polinomlardır. Debi boyunca salınımlar, basınç kayıplarının çok küçük olması nedeniyledir. Fakat, debi arttıkça salınımların genliği azalmış, nanoakışkan ve Etilen glikol–Su karışımı basınç kayıpları birbirine yaklaşmıştır. Bu grafikteki veriler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

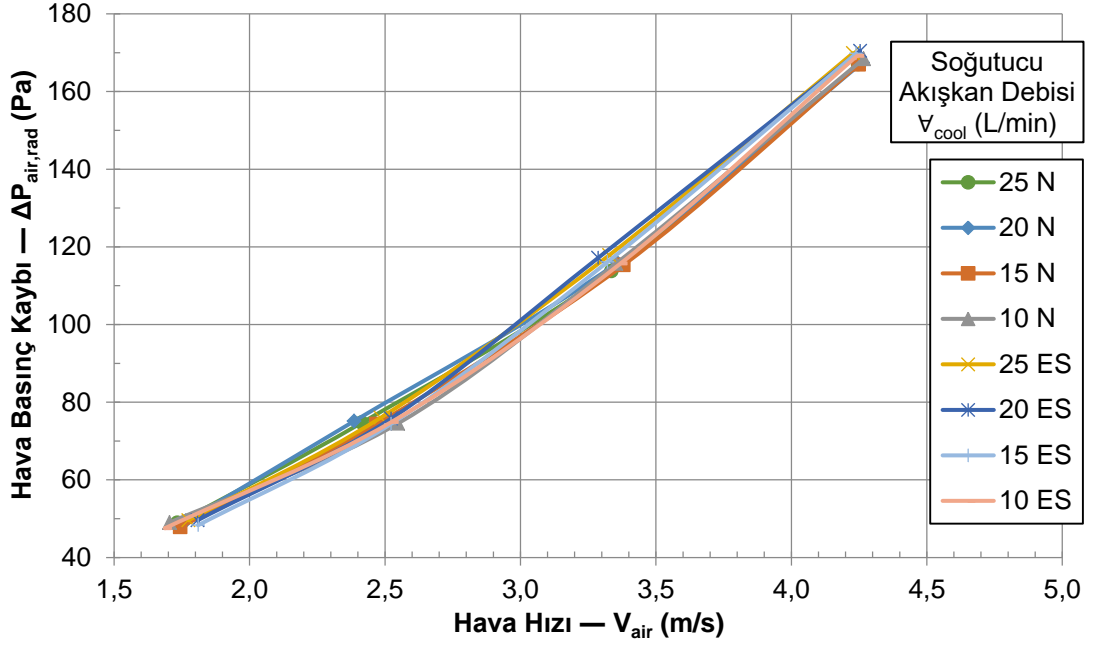
Tablo 3.24. 95°C sıcaklıkta nanoakışkan kullanımı durumunda baz akışkana göre basınç kaybı değişimi

TEST	—	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	0,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	57,0
Akışkan Basınç Kaybı Değişimi	$\Delta P_{cool}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	0,06	0,04	0,03	0,04	0,03	-0,01
Basınç Yüzde Değişim	$\Delta P/P_{EG-W}$ (%)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	100,0	37,5	40,0	21,4	-4,5

Tablo 3.25. 32°C sıcaklıkta nanoakışkan kullanımı durumunda baz akışkana göre basınç kaybı değişimi

TEST	—	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	0,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0
Akışkan Basınç Kaybı Değişimi	$\Delta P_{cool}$ (bar)	0,00	0,04	0,05	0,03	0,01	0,03	0,05	0,05	0,01	0,03	0,01	0,01
Basınç Yüzde Değişim	$\Delta P/P_{EG-W}$ (%)	0,0	0,0	0,0	100,0	14,2	37,5	55,5	41,6	5,8	15,7	4,3	4,0

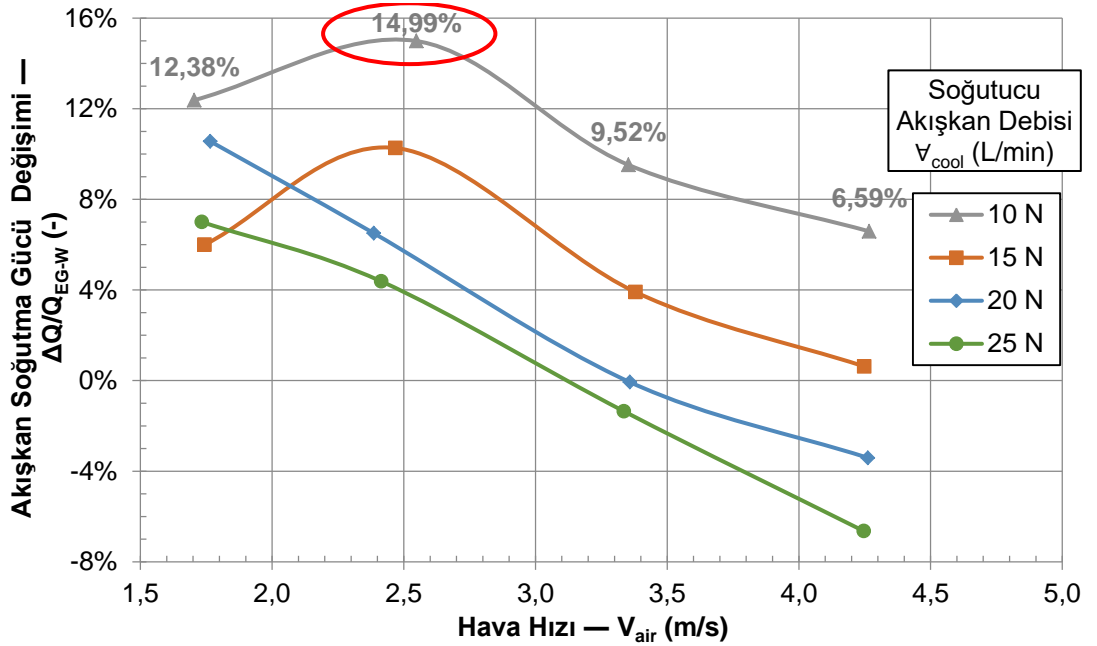
Yukarıdaki tablolarda yüzde artışlar, bu mertebedeki (max. 0,25 bar) basınç kayıpları için çok yüksek değildir. Örneğin Tablo 3.24.'ün 8. testinde, 95°C'de nanoakışkan kullanımı sonucu %50 EG-Su karışımına göre %100 basınç kaybı artışı görülmektedir. Bu artış tek başına değerlendirilmemelidir. Çünkü basınç kaybı 0,04 bar değerinden 0,08 bar değerine çıkmıştır. Radyatörün yaklaşık 1 bar işletme basıncı düşünüldüğünde bu 0,04 bar'lık artış, %4'lük bir artışa neden olmuştur. İşletme basıncına yaklaştıkça basınç kaybı artışının %4'ün çok daha altına geleceği açıktır.



Şekil 3.62. Havanın basınç kaybı değişimi

Fan frekansı, karşılaştırma testlerinde aynı olduğu için hava hızı her iki soğutucu akışkan için de aynıdır. Sadece ölçüm belirsizlikleri nedeniyle sapmalar görülecektir.

Şekil 3.56. grafiği yüzde artış şeklinde yazılırsa Şekil 3.63.'teki grafik elde edilir.



Şekil 3.63. Nanoakışkan kullanımı ile radyatör soğutma kapasitesi değişimi

Sonuç olarak, soğutucu akışkan 10 L/min debide ve 95°C giriş sıcaklığında, hava ise 2,55 m/s hızda ve 24,2°C giriş sıcaklığında, %0,5 hacimsel derişimli Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkan kullanımı sonucu %50 EG–Su karışımına göre yaklaşık %15 soğutma kapasitesi artışı elde edilmiş (Şekil 3.63.) ve belirgin bir basınç artışı tespit edilememiştir (Şekil 3.60., Şekil 3.61.).

Şekil 3.56. çiziminde ölçülen değerler ve giriş şartları Tablo 3.26. ve Tablo 3.27.’de, bu tabloların giriş şartlarındaki farklar ise Tablo 3.28.’de verilmiştir.

Tablo 3.26. Şekil 3.56. için nanoakışkan verileri

TEST	—	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Akışkan Debisi	$\dot{V}_{cool}$ (L/min)	10,0	10,0	10,0	10,1	14,9	15,1	15,1	15,0	20,0	20,0	20,0	20,1	25,0	25,1	25,0	25,0
Akışkan Giriş Sıcaklığı	$T_{cool,in}$ (°C)	95,0	95,0	95,1	95,1	95,0	95,1	95,0	95,0	95,0	95,0	95,0	95,0	95,0	95,1	95,0	95,0
Akışkan Çıkış Sıcaklığı	$T_{cool,out}$ (°C)	80,2	78,1	76,1	74,2	85,3	83,6	82,0	80,8	87,7	86,5	85,2	84,3	89,1	88,1	87,0	86,4
Hava Giriş Sıcaklığı	$T_{air,in}$ (°C)	23,6	24,2	24,7	25,3	25,1	25,6	26,4	26,8	26,2	26,9	27,3	27,7	27,5	27,6	28,2	28,6
Hava Çıkış Sıcaklığı	$T_{air,out}$ (°C)	52,8	52,4	51,0	49,7	54,8	55,4	54,4	52,7	57,9	57,0	56,3	54,4	58,8	58,3	57,0	55,6
Akışkan Giriş Basıncı	$P_{cool,in}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Akışkan Çıkış Basıncı	$P_{cool,out}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Hava Basınç Kaybı Yüksekliği	$h_{air,rad}$ (mmH <sub>2</sub> O)	5,01	7,62	11,83	17,22	4,89	7,60	11,79	17,07	5,05	7,68	11,85	17,12	5,00	7,64	11,63	17,08
Fan Frekansı	$f$ (Hz)	11,1	14,2	18,3	22,9	11,1	14,2	18,3	22,9	11,1	14,2	18,3	22,9	11,1	14,2	18,3	22,9
Radyatör Girişinde Hava Hızı	$V_{air}$ (m/s)	1,70	2,55	3,35	4,27	1,74	2,47	3,38	4,25	1,76	2,39	3,36	4,26	1,73	2,41	3,34	4,25
Akışkan Soğutma Gücü	$Q_{cool}$ (kW)	9,18	10,48	11,75	13,04	8,92	10,74	12,15	13,26	9,06	10,59	12,09	13,27	9,04	10,82	12,36	13,38

Tablo 3.27. Şekil 3.56. için baz akışkan verileri

TEST	—	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Akışkan Debisi	$V_{cool}$ (L/min)	10,0	9,9	10,0	10,0	14,9	15,0	15,0	15,1	20,1	20,1	20,1	20,1	25,0	25,0	25,1	25,0
Akışkan Giriş Sıcaklığı	$T_{cool,in}$ (°C)	95,0	94,8	94,9	94,9	95,0	94,9	94,9	95,0	95,0	95,0	95,1	95,0	95,1	95,1	94,9	95,1
Akışkan Çıkış Sıcaklığı	$T_{cool,out}$ (°C)	81,8	79,9	77,6	75,2	85,9	84,5	82,3	81,0	88,5	87,0	85,4	83,9	89,6	88,4	86,9	85,8
Hava Giriş Sıcaklığı	$T_{air,in}$ (°C)	23,7	24,3	24,4	24,9	24,3	23,9	23,9	24,4	23,6	23,9	24,4	24,5	23,6	23,4	23,5	24,8
Hava Çıkış Sıcaklığı	$T_{air,out}$ (°C)	55,4	54,9	53,4	51,5	57,7	56,3	54,4	53,5	58,0	57,6	57,0	54,8	58,6	58,0	57,1	56,3
Akışkan Giriş Basıncı	$P_{cool,in}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Akışkan Çıkış Basıncı	$P_{cool,out}$ (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Hava Basınç Kaybı Yüksekliği	$h_{air,rad}$ (mmH <sub>2</sub> O)	4,86	7,66	11,83	17,30	4,94	7,61	11,87	17,36	5,07	7,75	11,98	17,43	5,07	7,77	12,05	17,37
Fan Frekans	$f$ (Hz)	11,1	14,2	18,3	22,9	11,1	14,2	18,3	22,9	11,1	14,2	18,3	22,9	11,1	14,2	18,3	22,9
Radyatör Girişinde Hava Hızı	$V_{air}$ (m/s)	1,69	2,52	3,37	4,24	1,81	2,52	3,32	4,24	1,81	2,52	3,29	4,25	1,77	2,48	3,33	4,23
Akışkan Soğutma Gücü	$Q_{cool}$ (kW)	8,17	9,12	10,73	12,23	8,41	9,74	11,69	13,18	8,20	9,94	12,10	13,74	8,44	10,36	12,53	14,33

Tablo 3.28. Nanoakışkan ve baz akışkan arasındaki giriş şartı farkları (Tablo 3.26. ve Tablo 3.27. arasındaki fark)

TEST	—	—	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	Akışkan Debisi	$\Delta V_{cool}$ (L/min)	0,0	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	0,0	0,0	0,1	-0,1	0,0
Giriş	Akışkan Giriş Sıcaklığı	$\Delta T_{cool,in}$ (°C)	0,06	0,23	0,14	0,12	0,03	0,18	0,14	0,01	-0,06	0,03	-0,09	0,00	-0,09	0,00	0,05	-0,04
Şartı	Akışkan Çıkış Sıcaklığı	$\Delta T_{cool,out}$ (°C)	-1,59	-1,84	-1,52	-0,99	-0,52	-0,83	-0,28	-0,19	-0,80	-0,54	-0,14	0,37	-0,48	-0,27	0,12	0,57
Farkları	Hava Giriş Sıcaklığı	$\Delta T_{air,in}$ (°C)	-0,19	-0,16	0,28	0,39	0,76	1,71	2,45	2,40	2,59	2,95	2,87	3,17	3,92	4,28	4,73	3,74
	Hava Çıkış Sıcaklığı	$\Delta T_{air,out}$ (°C)	-2,60	-2,52	-2,43	-1,88	-2,93	-0,99	-0,06	-0,79	-0,13	-0,62	-0,76	-0,37	0,18	0,28	-0,15	-0,65
	Isı Transferi Değişim Yüzdesi	$\Delta Q/Q_{EG-W}$ (%)	12,38	14,99	9,52	6,59	6,00	10,27	3,91	0,62	10,56	6,51	-0,07	-3,41	7,00	4,38	-1,36	-6,64



## BÖLÜM 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, iki farklı soğutucu akışkan ile belirli şartlar altında (Tablo 3.23., Tablo 3.26., Tablo 3.27.) bir araç radyatörünün ısı transferindeki ve basınç kaybındaki değişimler deneysel olarak incelenmiştir. Bu akışkanlar: %0,5 hacimsel derişimli  $Al_2O_3$  nanopartikül içeren %50 EG–Su bazlı nanoakışkan ve %50 EG–Su karışımıdır.

Elde edilen bilgilerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

1. Nanoakışkan kullanımı ile baz akışkana göre mevcut şartlar altında en fazla %15 ısı transfer artışı elde edildi (Şekil 3.63.). Nanoakışkan için en iyi ısı transferi Tablo 3.26.'da 2 numaralı test şartlarında elde edilmiştir.
2. Nanoakışkan debisi arttıkça baz akışkana göre ısı transfer artışının yavaşladığı hatta azaldığı görüldü (Şekil 3.63.). Bu azalmanın nedeni, nanoakışkan debisi artarken baz akışkan ile karşılaştırmada kullanılan hava giriş sıcaklığının artmasıdır (Tablo 3.28.).
3. Hava hızı arttıkça ısı transfer artışının yavaşladığı görüldü (Şekil 3.63.). Bu yavaşlamada da hava giriş sıcaklığının artması etkili oldu (Tablo 3.28.).
4. Havanın radyatördeki basınç kaybının soğutucu akışkan debisinden bağımsız olduğu gösterildi (Şekil 3.62.).
5. 95°C'de nanoakışkan kullanımı ile baz akışkana göre, 25 L/min debiye kadar ölçülebilir bir basınç kaybı görülemedi (Şekil 3.60.). Fakat, 50 L/min debi ve üzerinde ihmal edilebilir bir basınç kaybı artışı görüldü (Şekil 3.61., Tablo 3.24.).
6. Nanoakışkan kullanımı ile baz akışkana göre hava çıkış sıcaklığında artış yerine düşüş görüldü (Şekil 3.59.). Bu durum, hava sıcaklığının kanal boyunca, radyatörün bir ucundan diğer ucuna baz akışkana göre daha büyük

eğimle azalması olarak tahmin edilmektedir. Buradan hava çıkış sıcaklığı ölçümü için radyatörün hava çıkış tarafına da bir hava kanalı yerleştirilmesi gerektiği ve çıkış havasının sıcaklık olarak tek bir değer verdiği noktadan ölçüm yapılması gerektiği sonucu çıkarılmıştır.

7. Nanoakışkan kullanımı ile baz akışkana göre soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı azalmıştır (Şekil 3.58.). Hava hızı arttıkça soğutucu akışkan çıkış sıcaklığındaki yavaşlamanın nedeni ise hava giriş sıcaklığının artmasıdır.
8. Nanoakışkan kullanımı ile baz akışkana göre hava soğutma gücü azalmıştır (Şekil 3.57.). Bunun nedeni 6. maddede açıklanan hava çıkış sıcaklığıdır.
9. Radyatörde ısı transferi artışında, sıcaklık farklarının toplam ısı transfer katsayısından ( $U$ ) daha fazla etkili olduğu sonucuna varılmıştır. Çünkü, yüksek ısıl iletkenliğe sahip nanoakışkan, düşen ısıl dirençler sayesinde sıcaklığı hızlı bir şekilde komşu moleküllere ve yüzeylere iletir, kanal kesitinde akışkanın merkezinden kanal yüzeyine doğru daha homojen bir sıcaklık dağılımı beklenecektir. Nanoakışkandaki homojen sıcaklık dağılımı, baz akışkana göre kanal yüzey sıcaklığının artmasını (soğutucu akışkan merkez sıcaklığına yaklaşmasını) sağlayarak hava ile kanal yüzeyi arası sıcaklık farkını arttıracaktır. Sıcaklık farkı artışı da ısı transferi artışı olarak kendini gösterecektir.

Tüm bu sonuçlar laboratuvar imkanları ile elde edilmiştir. Böylece daha basit yöntemlerle radyatör performansındaki değişim kontrol edilmiştir. Fakat soğutma sistemi; radyatörü, fanı, pompası olduğu kadar havanın araca giriş debisi, açısı, aracın ızgaraları, logosu, aerodinamik yapısı, kaput içi, fan arkasında bulunan tüm diğer parçalarıyla bir bütündür. Ayrıca hava şartları, sürücü, motorun çalışma şartları gibi birçok parametre radyatör soğutma performansını etkileyecektir. Bu nedenle radyatörün gerçek bir araçta test edilmesi durumunda ısı transferi artışında farklılıklar olacaktır. Fakat, doğru seçilmiş nanopartikül ve uygun bir şekilde hazırlanmış nanoakışkan kullanımı ile radyatörlerin ısı transferindeki performans artışı gerçeği değişmeyecektir.

## KAYNAKLAR

- [1] Kılınç, F., Oto radyatörlerde nanoakışkan kullanılarak ısı aktarım performansının artırılması. Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Doktora Tezi, 2015.
- [2] Güler, K.G., Computational modeling of fin-and-tube type vehicle radiators based on porous medium approach. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2014.
- [3] [www.maplesoft.com/support/help/Maple/view.aspx?path=applications/RadiatorDesign](http://www.maplesoft.com/support/help/Maple/view.aspx?path=applications/RadiatorDesign), Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [4] Canbolat, A.S., Türkan, B., Yamankaradeniz, R., Can, M., Etemoğlu, A.B., Otomobil radyatörlerinde boru sayısının ısıl performansa ve etkinliğe etkisinin incelenmesi. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 1-6, 2014.
- [5] Çengel, Y.A., Ghajar A.J., Heat and mass transfer: Fundamentals & Applications. McGraw-Hill, New York, 5th Edition, 654–920, 2015.
- [6] Kale Oto Radyatör Sanayi ve Ticaret A.Ş., AR–GE Departmanı.
- [7] Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 7th Edition, 1000, 2011.
- [8] Bennett, S., Modern Diesel Technology: Diesel Engines, Cengage Learning, 2nd Edition, 139–144, 2015.
- [9] Sidik, N.A.C, Yazid, M.N.A.W.M., Mamat, R., Recent advancement of nanofluids in engine cooling system. Renewable and Sustainable Energy Reviews, (Article in Press), 2016.
- [10] Kulkarni, D.P., Vajjha, R.S., Das, D.K., Oliva, D., Application of aluminum oxide nanofluids in diesel electric generator as jacket water coolant. Applied Thermal Engineering, 28: 1774-1781, 2008.
- [11] Witry, A., Al-Hajeri, M.H., Bondok, A.A., Thermal performance of automotive aluminium plate radiator. Applied Thermal Engineering, 25: 1207-1218, 2005.

- [12] Çetin, S., Motorlu taşıt radyatörlerinde kullanılan panjur tip kanatlarda ısı transferi ve akışının incelenmesi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2009.
- [13] Choi, S., Nanofluids for improved efficiency in cooling systems. Argonne National Laboratory, April 18-20, 2006.
- [14] Elias, M.M., Mahbubul, I.M., Saidur, R., Sohel, M.R., Shahrul, I.M., Khaleduzzaman, S.S., Sadeghipour, S., Experimental investigation on the thermo-physical properties of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoparticles suspended in car radiator coolant. International Communications in Heat and Mass Transfer, 54: 48-53, 2014.
- [15] Dünyadaki emisyon standartları:  
news.volvogroup.com/2013/01/12/emissions-for-dummies, Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [16] Euro Emisyonları Avrupa Başlangıç Tarihleri:  
en.wikipedia.org/wiki/European\_emission\_standards, Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [17] Euro Emisyonları Türkiye Başlangıç Tarihleri:  
www.dieselnet.com/standards/tr, Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [18] Euro Emisyonları Türkiye Başlangıç Tarihleri, Özpeynirci, E., Eylül 2015:  
www.hurriyet.com.tr, Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [19] Euro Emisyon Değerleri: www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php, Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [20] Şahin, B., Çomaklı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Nanoakışkanlar ile ısı transferinin iyileştirilmesi. Mühendis ve Makina, Cilt: 47, Sayı: 559, Sf: 29-34, 2006.
- [21] Behi, M., Mirmohammadi, S.A., Investigation on thermal conductivity, viscosity and stability of nanofluids. Royal Institute of Technology (KTH), School of Industrial Engineering and Management, Department of Energy Technology, Master of Science Thesis, 2012.
- [22] Saidur, R., Leong, K.Y., Mohammad, H.A., A review on applications and challenges of nanofluids. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15: 1646-1668, 2011.
- [23] Sankar, B.R., Experimental investigations on the performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid as radiator coolant in an automobile engine. Andhra University, College of Engineering, Department of Mechanical Engineering, PhD Thesis, 2012.

- [24] Choi, S.U.S., Eastman, J.A., Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. International Mechanical Engineering Congress&Exposition, San Francisco, 1995.
- [25] Nanoakışkanların Diğer Kullanım Alanları: NanoHEX Rapor Özeti, [cordis.europa.eu/project/rcn/92594\\_en.html](http://cordis.europa.eu/project/rcn/92594_en.html), Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [26] Bozorgan, N., Krishnakumar, K., Bozorgan, N., Numerical study on application of CuO-water nanofluid in automotive diesel engine radiator. *Modern Mechanical Engineering*, 2, 130-136, 2012.
- [27] Ali, H.M., Ali, H., Liaquat, H., Maqsood, H.T.B., Nadir, M.A., Experimental investigation of convective heat transfer augmentation for car radiator using ZnO-water nanofluids. *Energy* 84, 317-324, 2015.
- [28] Aydoğan, O., Cooling performance investigation of nanofluids for internal combustion engine systems. Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2012.
- [29] Bhimani, V.L., Rathod, P.P., Sorathiya, A.S., Experimental study of heat transfer enhancement using water based nanofluids as a new coolant for car radiators. *International J. of Emerging Tech. and Adv. Engineering*, Volume 3, Issue 6, 2013.
- [30] Bhogare, R.A., Kothawale, B.S., Performance investigation of automobile radiator operated with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> based nanofluid. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, Volume 11, Issue 3, PP 23-30, 2014.
- [31] Heris, S.Z., Shokrgozar, M., Poorpharhang, S., Shanbedi, M., Noie, S.H., Experimental study of heat transfer of a car radiator with CuO/ethylene glycol-water as a coolant. *Journal of Dispersion Science and Technology*, 35, 677-684, 2014.
- [32] Hussein, A.M., Bakar, R.A., Kadrigama, K., Sharma, K.V., Heat transfer augmentation of a car radiator using nanofluids. *Heat Mass Transfer*, 50:1553-1561, 2014.
- [33] Hussein, A.M., Bakar, R.A., Kadrigama, K., Study of forced convection nanofluid heat transfer in the automotive cooling system. *Case Studies in Thermal Engineering* 2, 50-61, 2014.
- [34] Hussein, A.M., Bakar, R.A., Kadrigama, K., Sharma, K.V., Heat transfer enhancement using nanofluids in an automotive cooling system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 53, 195-202, 2014.

- [35] Nirnjalkumar, S., Gopal, P., Design and development of an automobile radiator test rig and development of heat transfer correlations for nanofluid solutions. Inter National Conference on Energy Efficient Technologies for Automobiles (EETA'15), 2015.
- [36] Leong, K.Y., Saidur, R., Kazi, S.N., Mamun, A.H., Performance investigation of an automotive car radiator operated with nanofluid-based coolants (nanofluid as a coolant in a radiator). *Applied Thermal Engineering*, 30, 2685-2692, 2010.
- [37] Naraki, M., Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Vermahmoudi, Y., Parametric study of overall heat transfer coefficient of CuO/water nanofluids in a car radiator. *International Journal of Thermal Sciences*, 66, 82-90, 2013.
- [38] Vermahmoudi, Y., Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Naraki, M., Experimental investigation on heat transfer performance of Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid in an air-finned heat exchanger. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 44, 32-41, 2014.
- [39] Chougule, S.S., Sahu, S.K., Comparative study of cooling performance of automobile radiator using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water and carbon nanotube-water nanofluid. *Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, Vol. 5, 2014.
- [40] Nieh, H.M., Teng, T.P., Yu, C.C., Enhanced heat dissipation of a radiator using oxide nano-coolant. *International Journal of Thermal Sciences* 77, 252-261, 2014.
- [41] Suganya, P., Subburaj, G., Ragupathy, S., Ajith, S., Vinothkambly, K., Advance cooling of radiators by using copper-oxide nanofluids. ICEIET-International Conference on Explorations and Innovations in Engineering & Technology, 2016.
- [42] Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Hoseini, S.M., Jamnani, M.S., 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, 1283-1290, 2011.
- [43] Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Jamnani, M.S., Hoseini, S.M., Improving the cooling performance of automobile radiator with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1833-1838, 2011.
- [44] Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Naraki, M., Vermahmoudi, Y., Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 52, 8-16, 2013.

- [45] Sandhya, D., Reddy, M.C.S., Rao, V.V., Improving the cooling performance of automobile radiator with ethylene glycol water based TiO<sub>2</sub> nano fluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 78, 121-126, 2016.
- [46] Oliveira, G. A., Contreras, E.M.C., Filho, E.P.B., Experimental study on the heat transfer of MWCNT/water nanofluid flowing in a car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 111, 1450-1456, 2017.
- [47] Erdoğan, B., Mini/mikro kanallarda nanoakışkan ile ısı transferinin deneysel incelenmesi. Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Doktora Tezi, 2016.
- [48] Touloukian, Y.S., Powell, R.W., Ho, C.Y., Klemens, P.G., *Thermophysical Properties of Matter: The TPRC (Thermophysical Properties Research Center) Data Series. Volume 2*, Purdue University, 97, 1970.
- [49] Touloukian, Y.S., Buyco, E.H., *Thermophysical properties of matter: The TPRC (Thermophysical Properties Research Center) Data Series. Volume 5*, Purdue University, 24–27, 1970.
- [50] Etilen Glikol Hacimsel ve Kütleli Derişim Oranları: [www.meglobal.biz/sites/default/files/MEG-0002\\_MEG\\_Guide\\_Rev\\_Aug\\_2013.pdf](http://www.meglobal.biz/sites/default/files/MEG-0002_MEG_Guide_Rev_Aug_2013.pdf), Erişim Tarihi: 19.01.2017.
- [51] Pak, B.C., Cho, Y.I., Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11:2, 151-170, 1998.
- [52] Xuan, Y., Roetzel, W., Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 3701-3707, 2000.
- [53] Yu, W., France, D.M., Choi, S.U.S., Routbort, J.K., Review and assessment of nanofluid technology for transportation and other applications. Argonne National Laboratory, Energy Systems Division, 2007.
- [54] Sharma, K.V., Sarma, P.K., Azmi, W.H., Mamat, R., Kadirgama, K., Correlations to predict friction and forced convection heat transfer coefficients of water based nanofluids for turbulent flow in a tube. *IJMNTFTP*, Vol. 3, No. 4, 2012.
- [55] Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., Çeviri Editörü: Engin, T., Akışkanlar Mekaniği: Temelleri & Uygulamaları. Palme Yayıncılık, 3. Baskı, 2015.

## EKLER

### EK A: Nanoakışkan Termofiziksel Özellikleri

Yoğunluk: Nanoakışkanın toplam kütlesi, nanopartikül ve baz akışkan kütlelerinden oluşur.

$$m_{nf} = m_{np} + m_{bf} \quad (\text{A.1})$$

$$\rho = m/\forall \quad (\text{A.2})$$

$$\rho_{nf}\forall_{nf} = \rho_{np}\forall_{np} + \rho_{bf}\forall_{bf} \quad (\text{A.3})$$

$$\rho_{nf} = \rho_{np} \frac{\forall_{np}}{\forall_{nf}} + \rho_{bf} \frac{\forall_{bf}}{\forall_{nf}} \quad (\text{A.4})$$

Partikül yoğunluğu (3890 kg/m<sup>3</sup>), baz akışkandan (~1000 kg/m<sup>3</sup>) büyük olduğu için partikül, baz akışkan içinde batar. Böylece nanoakışkan hacmi, partikül ve baz akışkan hacimleri toplamı kadar olur.

$$\forall_{nf} = \forall_{np} + \forall_{bf} \quad (\text{A.5})$$

Bu hacimler toplamı Denklem A.4 ifadesinde yazılırsa,

$$\rho_{nf} = \rho_{np} \frac{\forall_{np}}{\forall_{nf}} + \rho_{bf} \frac{\forall_{nf} - \forall_{np}}{\forall_{nf}} \quad (\text{A.6})$$

Nanoakışkanlar için hacimsel derişim ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$\phi = \frac{\forall_{np}}{\forall_{nf}} \quad (\text{A.7})$$

Hacimsel derişim ifadesi Denklem A.6 ifadesinde yazılırsa, nanoakışkan yoğunluğu elde edilir.

$$\rho_{nf} = \rho_{np}\phi + \rho_{bf}(1 - \phi) \quad (\text{A.8})$$



Bu son ifadeden nanoakışkan hacimsel derişiminin, yoğunluklar cinsinden ifadesi de elde edilebilir,

$$\phi = \frac{V_{np}}{V_{nf}} = \frac{\rho_{nf} - \rho_{bf}}{\rho_{np} - \rho_{bf}} \quad (\text{A.9})$$

Bazı referanslarda nanoakışkanlar için kütlesele derişim verilmiştir [40, 46].

$$\phi_w = m_{np}/m_{nf} \quad (\text{A.10})$$

Aşağıdaki ifade ile hacimsel derişime geçiş yapılabilir.

$$\phi = \frac{V_{np}}{V_{nf}} = \frac{m_{np}/\rho_{np}}{m_{nf}/\rho_{nf}} = \frac{\rho_{nf}}{\rho_{np}} \cdot \frac{m_{np}}{m_{nf}} = \frac{\rho_{nf}}{\rho_{np}} \cdot \phi_w \quad (\text{A.11})$$

Bu çalışmada baz akışkan hacimsel olarak %50 EG içerdği (baz akışkan hacminin yarısı EG olduğu) için toplam hacmin yarısı su olur.

$$V_{bf} = V_{EG} + V_w = 2V_w \quad (\text{A.12})$$

$$m_{bf} = m_{EG} + m_w \quad (\text{A.13})$$

Yukarıdaki ifadelerde,

$m$	: Kütle (kg)
$\rho$	: Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$V$	: Hacim (m <sup>3</sup> )
$\phi$	: Hacimsel katkı oranı, hacimsel derişim
$\phi_w$	: Kütlesele katkı oranı, kütlesele derişim
$nf$	: Nanoakışkan indisi
$np$	: Nanopartikül indisi
$bf$	: Baz akışkan indisi
$EG$	: Etilen Glikol indisi
$w$	: Su indisidir.

Özgül Isı: Nanoakışkanların özgül ısısı da yoğunluğa benzer şekilde elde edilir. Özgül ısı ifadesine göre,

$$c_{nf} = \frac{Q_{nf}}{m_{nf}\Delta T_{nf}} \quad (\text{A.14})$$

Burada, nanopartikül ve baz akışkanın sıcaklığını aynı miktar arttırmak için verilmesi gereken ısı ayrı ayrı yazılırsa,

$$c_{nf} = \frac{(Q_{np} + Q_{bf})}{m_{nf}\Delta T_{nf}} = \frac{(m_{np}c_{np}\Delta T_{nf} + m_{bf}c_{bf}\Delta T_{nf})}{m_{nf}\Delta T_{nf}} \quad (\text{A.15})$$

Kütleler açılırsa,

$$c_{nf} = \frac{m_{np}c_{np} + m_{bf}c_{bf}}{m_{nf}} = \frac{(\rho_{np}\forall_{np})c_{np} + (\rho_{bf}\forall_{bf})c_{bf}}{(\rho_{nf}\forall_{nf})} \quad (\text{A.16})$$

$$c_{nf} = \frac{(\rho_{np}c_{np})\forall_{np} + (\rho_{bf}c_{bf})\forall_{bf}}{(\rho_{nf})\forall_{nf}} \quad (\text{A.17})$$

Denklem A.5'e göre  $\forall_{bf} = \forall_{nf} - \forall_{np}$  ve Denklem A.7'ye göre  $\phi = \forall_{np}/\forall_{nf}$  ise, yukarıdaki ifade aşağıdaki nanoakışkan özgül ısısı ifadesine dönüşür.

$$c_{nf} = \frac{\rho_{np}c_{np}\phi + \rho_{bf}c_{bf}(1 - \phi)}{\rho_{nf}} \quad (\text{A.18})$$

Nanoakışkan yoğunluk ifadelerine ek olarak yukarıdaki ifadelerde,

$c$  : Özgül ısı (J/kg · K)

$Q$  : Isı miktarı (J)

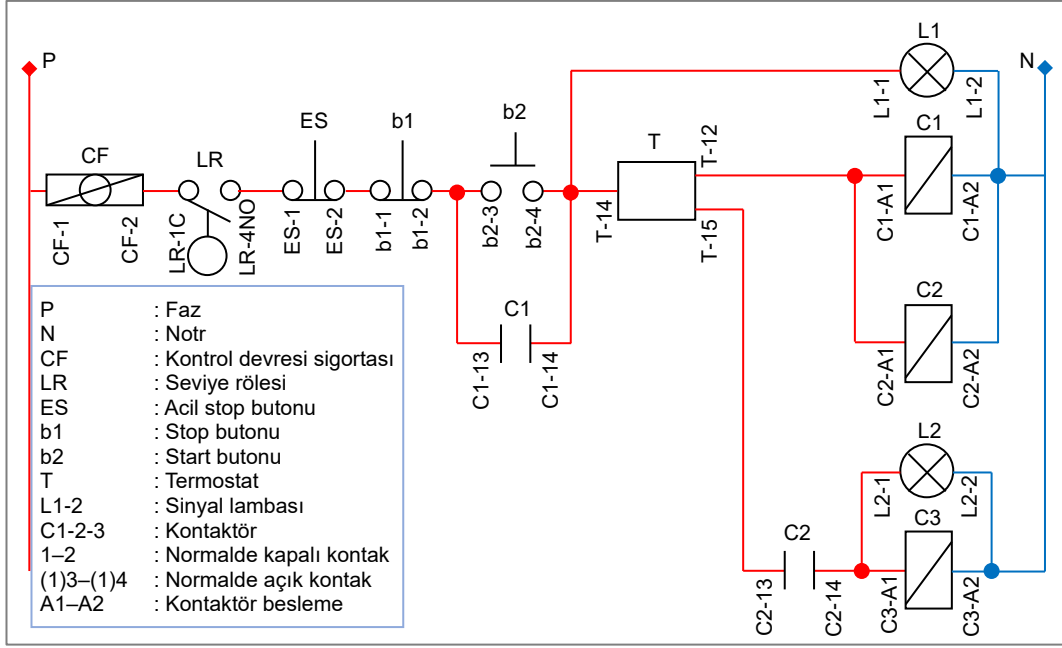
$T$  : Sıcaklıktır (K).

## **EK B: Elektrik Devre Bağlantı Şemaları**

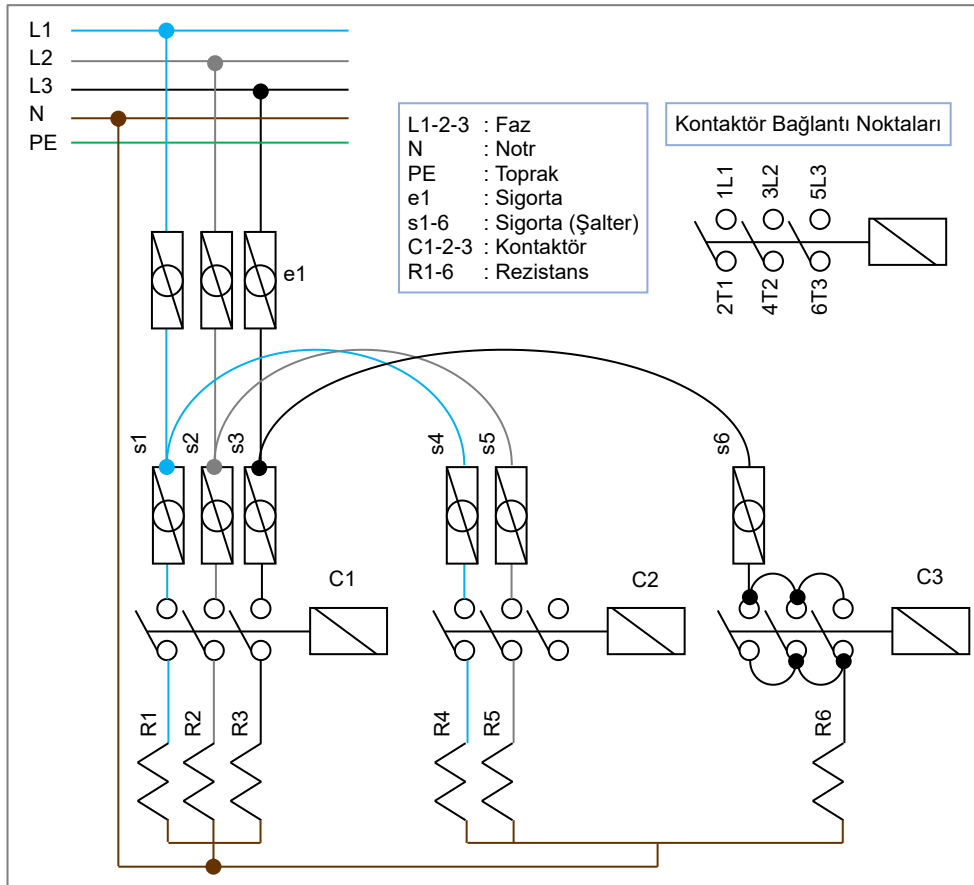
Sistemin güvenli bir şekilde çalışabilmesi için aşağıdaki şartlar dikkate alındı:

1. Tank içinde kullanılan rezistanslar, akışkan olmadan çalıştırılırsa, yüzeylerindeki sıcaklığın aşırı derecede artması nedeniyle (havaya taşınım ve ışıınım ile ısı transferi, rezistanslara verilen güç yanında çok küçüktür), rezistanslar yanıp elektriksel kısa devre nedeniyle patlama ve yangın oluşturacaktır. Bu nedenle tankta akışkan yokken sistemin çalışmasını önleyici bir eleman kullanılmalıdır. Bu eleman sıvı seviye sensörüdür.
2. Pompa herhangi bir nedenle durursa veya akışkanın debisinin kontrolü için kullanılan iki vana da kapatılırsa, akışkan devir daim yapamaz. Bu durumda akışkan soğutulamayacağı için tanktaki sıcaklık sürekli artarak tehlike oluşturacaktır. Bu nedenle pompa durduğunda veya her iki vana kapatıldığında rezistanslar devre dışı kalmalıdır.
3. Fan herhangi bir nedenle durursa, akışkan soğutulamayacağı için tanktaki sıcaklık sürekli artarak tehlike oluşturacaktır. Bu nedenle fan durduğunda rezistanslar devre dışı kalmalıdır. 2 NO çıkışlı termostat gereklidir.
4. Her bir rezistans kademeli olarak çalıştırılabilmeli ve durdurulabilmelidir. Kademe şalterleri (sigortaları) gereklidir.
5. Mevcut durumun kontrolü için rezistanslar devre dışı kalsa da tank sıcaklığı termostat üzerinden görülebilmelidir. Termostat enerjilendirmesi ayrı olarak yapılmalıdır.

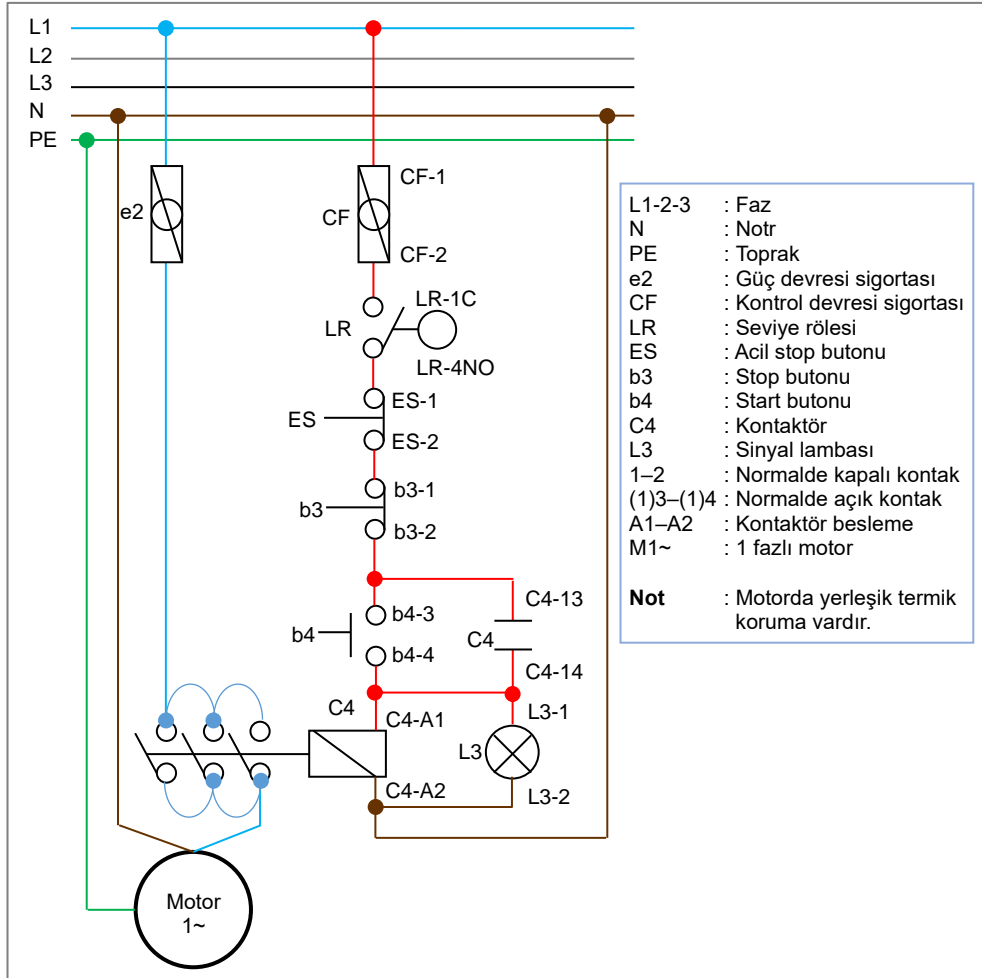
Bu şartlara göre oluşturulan rezistans elektrik tesisatı aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Ayrıca pompa ve fan devreleri de verilmiştir.



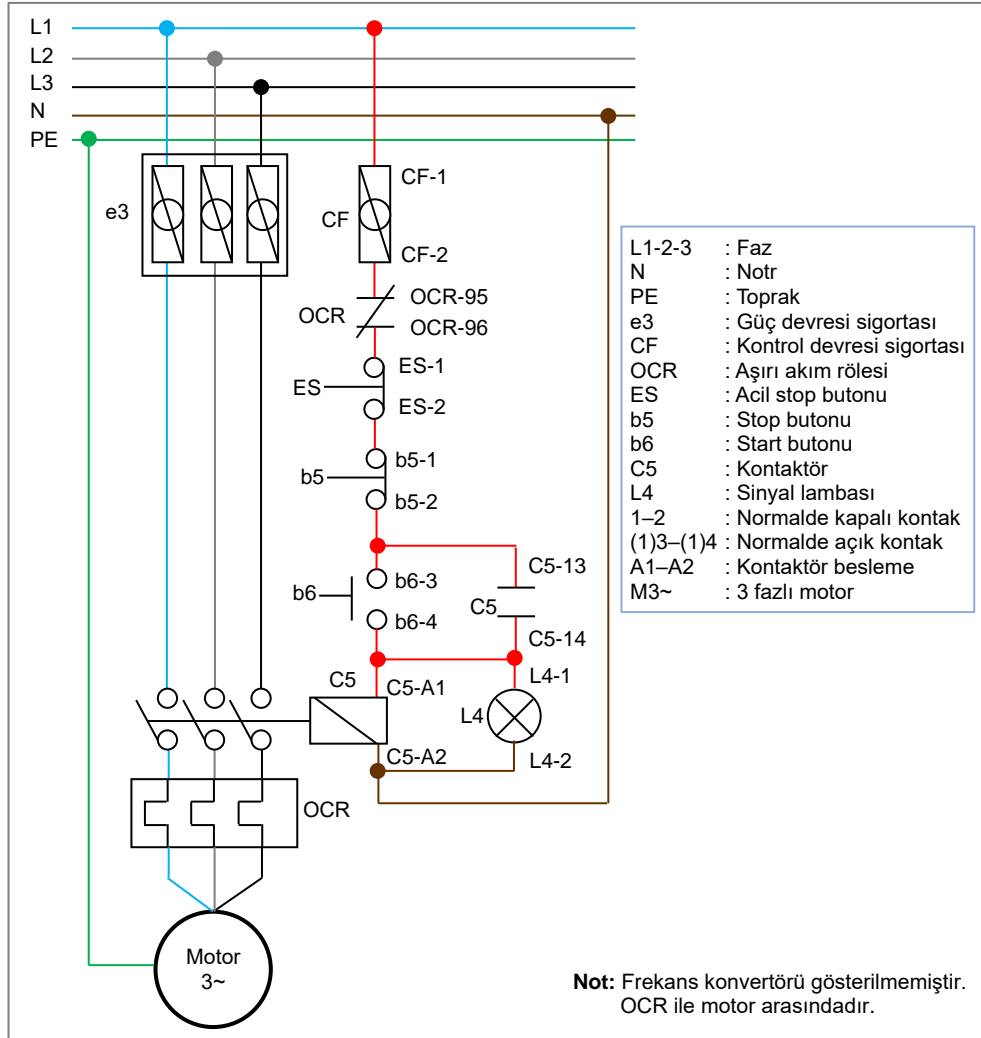
Şekil B.1. Rezistans kontrol devresi



Şekil B.2. Rezistans güç devresi



Şekil B.3. Pompa güç ve kontrol devresi



Şekil B.4. Fan güç ve kontrol devresi

## ÖZGEÇMİŞ

1986 yılında Sakarya'da doğan Serdar Mert, ilk, orta ve lise eğitimini de aynı şehirde tamamladı. Sakarya Üniversitesi'nde 2005–2010 yılları arasında Makina Mühendisliği ve çift anadal programı ile 2008–2012 yılları arasında Elektrik Elektronik Mühendisliği okudu. 2013 yılında aynı üniversitede Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Yüksek lisansı sırasında iki yıl süren bir TÜBİTAK projesinde yardımcı araştırmacı olarak görev yaptı.