

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI**

**DOKTORA TEZİ**

**DAİRESEL VE DÜZ TÜPLÜ TAŞIT RADYATÖRLERİNİN  
FARKLI SOĞUTMA SIVILARI İÇİN TEORİK VE DENEYSEL  
PERFORMANS ANALİZİ**

**ERKAN KEKLİK**

**KOCAELİ 2020**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**DOKTORA TEZİ**

**DAİRESEL VE DÜZ TÜPLÜ TAŞIT RADYATÖRLERİNİN**  
**FARKLI SOĞUTMA SIVILARI İÇİN TEORİK VE DENEYSEL**  
**PERFORMANS ANALİZİ**

**ERKAN KEKLİK**

**Prof. Dr. Murat HOŞÖZ**  
**Danışman, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Prof. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT**  
**Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Prof. Dr. Cenk SAYIN**  
**Jüri Üyesi, Marmara Üniversitesi** .....

**Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN**  
**Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi** .....

**Doç. Dr. Murat KARABEKTAŞ**  
**Jüri Üyesi, Sakarya Uyg. Bil. Üniversitesi** .....

**Tezin Savunulduğu Tarih: 13.07.2020**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında, gerçek bir aracın motor soğutma sistemini simüle edebilecek bir deney sistemi kurularak radyatör soğutma sıvısı olarak kullanılabilir olan çok sayıda sıvının performansı sınanmıştır. Modern araçlarda kullanılan iki farklı tip radyatör bu sıvılar ile denenecek performansları kıyaslanmıştır. Farklı radyatörlerin farklı sıvılarla nasıl sonuç vereceğinin teorik olarak belirlenebilmesi için etkinlik-NTU yöntemini kullanan bir ısı transfer modeli geliştirilerek bir program oluşturulmuştur. Literatürde yer almayan düz tüplü radyatör ve dairesel tüplü radyatörün performans karşılaştırması yapılarak sekiz farklı sıvı, soğutma sıvısı olarak denenmiştir.

Taşıt radyatörleri ve soğutma sıvıları konusunda bana çalışma fırsatı veren ve çalışmalarımın her aşamasında yanımda olan danışmanım Prof. Dr. Murat HOŞÖZ hocama teşekkür ederim. Çalışmalarımda bana yol gösteren, destek olan Prof. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT hocama ve Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN hocama teşekkürü borç bilirim. Bu çalışmayı 2016/073 proje numarası ile maddi olarak destekleyen Kocaeli Üniversitesi BAP birimine teşekkür ederim. Ayrıca, beni doktora çalışmalarım sürecinde destekleyen eşim Zeynep KEKLİK ve oğullarıma da sonsuz minnet duygularımı sunarım.

Temmuz – 2020

Erkan KEKLİK

## İÇİNDEKİLER

|   |      |
|---|------|
| ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....   | i    |
| İÇİNDEKİLER .....   | ii   |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....  | iv   |
| TABLolar DİZİNİ .....   | viii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....  | ix   |
| ÖZET.....   | xi   |
| ABSTRACT.....   | xii  |
| GİRİŞ .....   | 1    |
| 1. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMİ VE TAŞIT RADYATÖRLERİ .....                                      | 4    |
| 1.1. Motor Soğutma Sisteminin Görevi.....   | 4    |
| 1.2. Motor Soğutma Sistemi Bileşenleri .....  | 4    |
| 1.2.1. Termostat .....  | 5    |
| 1.2.2. Devirdaim pompası.....   | 6    |
| 1.2.3. Radyatör fanı.....   | 7    |
| 1.2.4. Radyatör.....  | 7    |
| 1.2.4.1. Radyatörü oluşturan parçalar.....  | 8    |
| 1.2.4.1.1. Manifoldlar.....   | 9    |
| 1.2.4.1.2. Tüpler .....   | 9    |
| 1.2.4.1.3. Kanatlar .....   | 9    |
| 1.2.4.1.4. Radyatör kapakları .....   | 11   |
| 1.3. Motor Soğutma Sistemi Üzerine Çalışmalar.....  | 11   |
| 1.3.1. Bu çalışmanın literatürdeki çalışmalardan farkları ve literatüre olan katkısı..... | 24   |
| 2. MATERYAL VE METOT .....  | 28   |
| 2.1. Giriş.....   | 28   |
| 2.2. Deneysel Sistemin Özellikleri .....  | 30   |
| 2.2.1. Farklı sürüş hızlarının test edilebilmesi.....                                     | 31   |
| 2.2.2. Farklı dış ortam sıcaklıklarının test edilebilmesi.....                            | 32   |
| 2.2.3. Farklı taşıt radyatörlerinin test edilebilmesi .....                               | 33   |
| 2.2.4. Farklı motor ısı üretimi durumlarının test edilebilmesi.....                       | 34   |
| 2.2.5. Farklı motor soğutma sıvısı debilerinin test edilebilmesi.....                     | 35   |
| 2.3. Veri Toplama.....  | 36   |
| 2.3.1. Soğutma sıvısı debisinin ölçülmesi.....  | 37   |
| 2.3.2. Hava debisinin ölçülmesi.....  | 38   |
| 2.3.3. Soğutma sıvısı sıcaklığının ölçülmesi.....   | 39   |
| 2.3.4. Hava sıcaklığının ölçülmesi.....   | 40   |
| 2.4. Test Sisteminin Kontrolü.....  | 40   |
| 2.5. Deneysel Sistemin İşletim Programı .....   | 41   |
| 2.5.1. Ana sayfa .....  | 42   |
| 2.5.2. Test çalışma sayfası .....   | 42   |
| 2.5.3. Rapor sayfası.....   | 43   |
| 2.5.4. Kalibrasyon sayfası.....   | 43   |

|  |     |
|--|-----|
| 2.5.5. Arıza bildirim sayfası.....   | 44  |
| 2.5.5. PLC input-output sayfası .....  | 45  |
| 2.6. Deneysel Sistemin Belirsizlik Analizi.....  | 45  |
| 2.7. Deneysel Sistemde Test Edilecek Soğutma Sıvıları.....   | 46  |
| 2.8. Deneysel Sistemde Test Edilen Radyatörler .....   | 47  |
| 2.8.1. Deneysel sistemde test edilen dairesel tüplü radyatör .....   | 47  |
| 2.8.2. Deneysel sistemde test edilen düz tüplü radyatör .....  | 48  |
| 2.9. Deney Planlaması .....  | 50  |
| 3. ISI TRANSFERİ MODELİ .....  | 54  |
| 3.1. Taşıt Radyatörlerinden Atılan Isının Hesaplaması.....   | 54  |
| 3.2. Taşıt Radyatörleri Hesaplama Aracı .....  | 59  |
| 4. SOĞUTMA SIVILARI VE RADYATÖRLERİN DENEYSEL<br>PERFORMANSLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ .....                                       | 65  |
| 4.1. Soğutma Sıvısı Deneysel Performanslarının Karşılaştırılması .....   | 65  |
| 4.1.1. Dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvısı deneysel<br>performanslarının karşılaştırılması .....                            | 65  |
| 4.1.2. Düz tüplü radyatörde soğutma sıvısı deneysel<br>performanslarının karşılaştırılması .....                                 | 76  |
| 4.2. Radyatörlerin Deneysel Performanslarının Karşılaştırılması.....   | 86  |
| 5. ISI TRANSFERİ MODELİ SONUÇLARININ DENEYSEL<br>SONUÇLAR İLE KARŞILAŞTIRILMASI .....  | 97  |
| 5.1. Modelin İstatiksel Performansının Hesaplanması.....   | 97  |
| 5.2. Isı Transferi Modeli Sonuçlarının Deney Sonuçları İle<br>Karşılaştırılması .....  | 98  |
| 5.2.1. Dairesel tüplü radyatör için geliştirilen ısı transferi modeli<br>sonuçlarının deney sonuçları ile karşılaştırılması..... | 98  |
| 5.2.2. Düz tüplü radyatör için geliştirilen ısı transferi modeli<br>sonuçlarının deney sonuçları ile karşılaştırılması.....      | 107 |
| 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....  | 117 |
| KAYNAKLAR .....  | 121 |
| KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER .....   | 128 |
| ÖZGEÇMİŞ .....   | 129 |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Şekil 1.1.  | Motor soğutma sistemi .....  | 5  |
| Şekil 1.2.  | Termostat.....   | 6  |
| Şekil 1.3.  | Devirdaim pompası .....  | 6  |
| Şekil 1.4.  | Devirdaim pompası çark çeşitleri.....  | 7  |
| Şekil 1.5.  | Radyatör fanı .....  | 7  |
| Şekil 1.6.  | Radyatör .....   | 8  |
| Şekil 1.7.  | Radyatörü oluşturan parçalar.....  | 8  |
| Şekil 1.8.  | Panjurlu kanat.....  | 10 |
| Şekil 1.9.  | Trapez formunda kanatlar .....   | 10 |
| Şekil 1.10. | Düz kanatlar .....   | 10 |
| Şekil 1.11. | Radyatörün kapak parçası .....   | 11 |
| Şekil 2.1.  | Radyatör test sistemi kesit görünümü .....   | 28 |
| Şekil 2.2.  | Radyatör test sistemi şematik gösterimi.....   | 29 |
| Şekil 2.3.  | Radyatör ve soğutma sıvısı test sistemi.....   | 30 |
| Şekil 2.4.  | Sürüş hızını simüle eden eksenel fan genel görünüşü.....   | 31 |
| Şekil 2.5.  | Serpantinli rezistans .....  | 33 |
| Şekil 2.6.  | Ayarlanabilir radyatör bağlantısı.....   | 34 |
| Şekil 2.7.  | Rezistanslar .....   | 35 |
| Şekil 2.8.  | Devir daim pompası .....   | 36 |
| Şekil 2.9.  | LWGY-20 debimetre.....   | 37 |
| Şekil 2.10. | AVT serisi anemometre .....  | 38 |
| Şekil 2.11. | TSSR Tip termokupl .....   | 39 |
| Şekil 2.12. | TSS Tip termokupl.....   | 40 |
| Şekil 2.13. | AFPX-C38AT model PLC.....  | 41 |
| Şekil 2.14. | MT8070iH model dokunmatik ekran.....   | 41 |
| Şekil 2.15. | Test sistemi işletim programı ana sayfası .....  | 42 |
| Şekil 2.16. | Test sistemi işletim programı çalışma sayfası.....   | 42 |
| Şekil 2.17. | Test sistemi işletim programı rapor sayfası.....   | 43 |
| Şekil 2.18. | Test sistemi işletim programı kalibrasyon sayfası .....  | 44 |
| Şekil 2.19. | Test sistemi işletim programı arıza bildirim sayfası .....   | 44 |
| Şekil 2.20. | Test sistemi işletim programı PLC input-output sayfası.....  | 45 |
| Şekil 2.21. | Deneylerde kullanılan dairesel tüplü radyatör .....  | 48 |
| Şekil 2.22. | Deneylerde kullanılan düz tüplü radyatör .....   | 49 |
| Şekil 3.1.  | Dairesel tüplü radyatör termal çevrimi.....  | 54 |
| Şekil 3.2.  | Düz tüplü radyatör termal çevrimi .....  | 54 |
| Şekil 3.3.  | Dairesel tüplü radyatör ve kanat ölçüleri .....  | 57 |
| Şekil 3.4.  | Düz tüplü radyatör ve kanat ölçüleri .....   | 57 |
| Şekil 3.5.  | Dairesel tüplü radyatör kontrol hacimleri .....  | 60 |
| Şekil 3.6.  | Düz tüplü radyatör kontrol hacimleri .....   | 61 |
| Şekil 3.7.  | Belirli bir bölgedeki bir kontrol hacmi için modelin değiştirilmiş girişleri ve hesaplanan parametreler..... | 62 |
| Şekil 3.8.  | Kontrol hacimlerinden gelen ara sonuçlar .....   | 62 |

|             |  |    |
|-------------|--|----|
| Şekil 3.9.  | Havanın ve soğutma sıvısının termofiziksel özelliklerinin girildiği veri tabanı .....  | 63 |
| Şekil 3.10. | Radyatör özelliklerinin ve deney koşullarının girildiği, sonucun görüntülediği ana ekran .....   | 63 |
| Şekil 3.11. | Taşıt radyatörleri hesaplama aracı akış diyagramı .....  | 64 |
| Şekil 4.1.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $2 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi .....            | 68 |
| Şekil 4.2.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $4 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi .....            | 69 |
| Şekil 4.3.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $25 \text{ }^\circ\text{C}$ hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi .....    | 70 |
| Şekil 4.4.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $35 \text{ }^\circ\text{C}$ hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi .....    | 73 |
| Şekil 4.5.  | İki farklı hava giriş sıcaklığı için $2 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi .....            | 74 |
| Şekil 4.6.  | İki farklı hava giriş sıcaklığı için $4 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi .....            | 75 |
| Şekil 4.7.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $2 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi .....                 | 77 |
| Şekil 4.8.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $4 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi .....                 | 80 |
| Şekil 4.9.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $25 \text{ }^\circ\text{C}$ hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi .....         | 81 |
| Şekil 4.10. | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $35 \text{ }^\circ\text{C}$ hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi .....         | 82 |
| Şekil 4.11. | İki farklı hava giriş sıcaklığı için $2 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi .....                 | 84 |
| Şekil 4.12. | İki farklı hava giriş sıcaklığı için $4 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi .....                 | 85 |
| Şekil 4.13. | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $2 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması ..... | 87 |
| Şekil 4.14. | İki farklı soğutma sıvısı debisi için $4 \text{ ms}^{-1}$ hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması ..... | 90 |

|             |  |     |
|-------------|--|-----|
| Şekil 4.15. | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması .....                               | 91  |
| Şekil 4.16. | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması .....                               | 92  |
| Şekil 4.17. | İki farklı hava giriş sıcaklığı için 2 ms <sup>-1</sup> hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması.....                   | 94  |
| Şekil 4.18. | İki farklı hava giriş sıcaklığı için 4 ms <sup>-1</sup> hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması.....                   | 96  |
| Şekil 5.1.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 2 ms <sup>-1</sup> hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması .....          | 99  |
| Şekil 5.2.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 4 ms <sup>-1</sup> hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması .....          | 101 |
| Şekil 5.3.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması .....                       | 102 |
| Şekil 5.4.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması .....                       | 103 |
| Şekil 5.5.  | İki farklı hava giriş sıcaklığı için 2 ms <sup>-1</sup> hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması .....          | 105 |
| Şekil 5.6.  | İki farklı hava giriş sıcaklığı için 4 ms <sup>-1</sup> hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması .....          | 106 |
| Şekil 5.7.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 2 ms <sup>-1</sup> hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması .....               | 110 |
| Şekil 5.8.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 4 ms <sup>-1</sup> hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması ..... | 111 |
| Şekil 5.9.  | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması .....              | 112 |
| Şekil 5.10. | İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması .....              | 113 |
| Şekil 5.11. | İki farklı hava giriş sıcaklığı için 2 ms <sup>-1</sup> hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması ..... | 114 |



Şekil 5.12. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması ..... 115



## TABLÖLAR DİZİNİ

|  |    |
|--|----|
| Tablo 2.1. LWGY-20 debimetre teknik özellikleri.....   | 38 |
| Tablo 2.2. AVT serisi anemometre teknik özellikleri.....                                     | 38 |
| Tablo 2.3. TSSR tip termokupl teknik özellikleri.....  | 39 |
| Tablo 2.4. TSSR tip termokupl teknik özellikleri.....  | 40 |
| Tablo 2.5. Ölçüm ekipmanlarının özellikleri.....   | 46 |
| Tablo 2.6. Deneylerde kullanılan sıvıların 90 °C sıcaklıktaki termofiziksel özellikleri..... | 47 |
| Tablo 2.7. Deneylerde kullanılan dairesel tüplü radyatörün ölçüleri.....                     | 47 |
| Tablo 2.8. Deneylerde kullanılan düz tüplü radyatörün ölçüleri.....                          | 49 |
| Tablo 2.9. Deney planı.....  | 51 |

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

|           |   |
|-----------|---|
| $A_a$     | : Hava tarafı ısı transfer alanı ( $m^2$ )                    |
| $A_{in}$  | : Tüp iç kesit alanı ( $m^2$ )                                |
| $A_f$     | : Kanat toplam alanı ( $m^2$ )                                |
| $A_l$     | : Sıvı tarafı yüzey alanı ( $m^2$ )                           |
| $A_t$     | : Tüp yüzey alanı ( $m^2$ )                                   |
| $C$       | : Isıl kapasiteler oranı                                      |
| $C_a$     | : Hava ısı kapasitesi ( $WK^{-1}$ )                           |
| $C_l$     | : Sıvı ısı kapasitesi ( $WK^{-1}$ )                           |
| $C_{min}$ | : $C_l$ ve $C_a$ dan küçük olanı ( $WK^{-1}$ )                |
| $C_{max}$ | : $C_l$ ve $C_a$ dan büyük olanı ( $WK^{-1}$ )                |
| $c_{p,a}$ | : Havanın özgül ısısı ( $Jkg^{-1}K^{-1}$ )                    |
| $c_{p,l}$ | : Sıvının özgül ısısı ( $Jkg^{-1}K^{-1}$ )                    |
| $D_a$     | : Hava tarafının hidrolik çapı (m)                            |
| $D_l$     | : Sıvı tarafının hidrolik çapı (m)                            |
| $f$       | : Sürtünme faktörü  |
| $F_a$     | : Kanat yüksekliği (m)  |
| $G_a$     | : Hava tarafının kütle akısı ( $kgm^{-2}s^{-1}$ )             |
| $h_a$     | : Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )       |
| $h_l$     | : Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )       |
| $j$       | : Colburn faktörü   |
| $k_a$     | : Havanın ısı iletim katsayısı ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )            |
| $k_f$     | : Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı ( $Wm^{-1}K^{-1}$ ) |
| $k_l$     | : Sıvının ısı iletim katsayısı ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )            |
| $k_t$     | : Tüp malzemesi ısı iletim katsayısı ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )      |
| $L_c$     | : Etkin kanat yüksekliği (m)                                  |
| $m$       | : m sayısı  |
| $m_a$     | : Havanın kütleli debisi ( $kg s^{-1}$ )                      |
| $m_l$     | : Sıvının kütleli debisi ( $kg s^{-1}$ )                      |
| $N$       | : Toplam değişken sayısı                                      |
| $Nu$      | : Nusselt sayısı  |
| $p$       | : Hesaplanan değer  |
| $Pr$      | : Prandtl sayısı  |
| $P_t$     | : Tüp iç çevresi (ıslak çevre) (m)                            |
| $Re$      | : Reynolds sayısı   |
| $s$       | : Kanat adımı (m)   |
| $T_{a,i}$ | : Havanın radyatöre giriş sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )           |
| $T_{a,q}$ | : Havanın radyatörden çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )         |
| $T_{l,i}$ | : Sıvı radyatör giriş sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )               |
| $T_{l,q}$ | : Sıvı radyatör çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )               |
| $U$       | : Toplam ısı transfer katsayısı ( $Wm^{-2}K^{-1}$ )           |
| $Q$       | : Isı (W)   |

|            |   |
|------------|---|
| $V_a$      | : Hava hızı ( $\text{ms}^{-1}$ )                    |
| $V_l$      | : Sıvının hızı ( $\text{ms}^{-1}$ )                 |
| $X$        | : Bağımsız değişken                                 |
| $Y$        | : Fonksiyon   |
| $\delta$   | : Kanat kalınlığı (m)                               |
| $\delta_w$ | : Tüp duvar kalınlığı (m)                           |
| $\epsilon$ | : Etkinlik  |
| $\eta_f$   | : Kanat verimi                                      |
| $\eta_o$   | : Toplam yüzey verimi                               |
| $\mu_a$    | : Havanın dinamik vizkozitesi (Pas)                 |
| $\mu_l$    | : Sıvının dinamik vizkozitesi (Pas)                 |
| $\rho_a$   | : Havanın yoğunluğu ( $\text{kgm}^{-3}$ )           |
| $\rho_l$   | : Soğutma sıvısının yoğunluğu ( $\text{kgm}^{-3}$ ) |

### Kısaltmalar

|      |  |
|------|--|
| EG   | : Etilen Glikol  |
| HAD  | : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği                      |
| ITY  | : Isı Transfer Yağı                                    |
| MRE  | : Mean Relative Error (Ortalama İzafi Hata)            |
| NTU  | : Number of Transfer Units (Transfer Birimleri Sayısı) |
| RMSE | : Root Mean Square Error (Kök Ortalama Kare Hatası)    |
| SD   | : Special Dissipation (Belirli Isı Atımı)              |
| TSS  | : Takım Soğutma Sıvısı                                 |

# DAİRESEL VE DÜZ TÜPLÜ TAŞIT RADYATÖRLERİNİN FARKLI SOĞUTMA SIVILARI İÇİN TEORİK VE DENEYSEL PERFORMANS ANALİZİ

## ÖZET

Bu çalışmada; öncelikle çeşitli sıvıları farklı tip radyatörlerde, içten yanmalı motorlarda karşılaşılan koşullara yakın koşullarda motor soğutma sıvısı olarak test edebilecek bir deney düzeneği geliştirilmiştir. Bu test makinesinde deneyler önce su ile, daha sonra sırasıyla etilen glikol (EG), 50/50 EG/su, 50/50 takım soğutma sıvısı/su ile yapılmış, ayrıca dört farklı ısı transfer yağı (ITY) da test edilmiştir. Deneyler düz tüplü ve dairesel tüplü olmak üzere iki farklı radyatörde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde hava hızı  $2 - 4 \text{ ms}^{-1}$ , hava giriş sıcaklığı  $25 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , soğutma sıvısı debisi  $0,1 - 0,3 \text{ ls}^{-1}$  aralığında değiştirilmiş ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de tutulmuştur. Elde edilen veriler ile soğutma sıvıları karşılaştırılmış ve radyatörlerin birbirleriyle kıyaslaması yapılmıştır. Düz tüplü ve dairesel tüplü iki ayrı radyatör için ısı transferi modelleri geliştirilerek iki ayrı program hazırlanmıştır. Bu programlarda radyatör 240 kontrol hacmine ayrılarak etkinlik-NTU metoduyla her kontrol hacmindeki ısı transferi hesaplanmakta ve sonuçta bunlar toplanarak radyatörden atılan ısı bulunmaktadır. Yapılan bu programdan elde edilen sonuçlar ile deney sonuçları kıyaslanarak ısı transfer modelinin doğrulaması yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucu radyatörden en fazla ısıyı sırasıyla su, 50/50 EG/Su, 50/50 Takım soğutma sıvısı/su, EG, ITY-2, ITY-1, ITY-4 ve ITY-3 uzaklaştırmıştır. Tüm soğutma sıvıları için yapılan deneylerin tamamının ortalaması olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %24,1 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörlerde gerçekleştirilen deneyler ile model sonuçları kıyaslandığında ise ısı transferi modelinin deney sonuçlarına göre dairesel tüplü radyatörde ortalama %1,7 daha düşük, düz tüplü radyatörde ise ortalama %1,0 daha düşük ısı atımı sonuçları verdiği belirlenmiştir. Geliştirilen modellerin düz ve dairesel tüplü radyatörler için belirlediği radyatör ısı atımlarının deneysel sonuçlara göre ortalama göreceli hataları %1,5 ve %1,6, kök ortalama kare hataları ise 0,2 kW ve 0,4 kW olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre geliştirilen modellerin dairesel ve düz tüplü radyatörlerin ısı atımlarını belirlemek amacıyla büyük bir doğrulukla kullanılabileceği anlaşılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı Değiştirici, Isı Transferi, Motor Soğutma Sistemi, Radyatör, Soğutma Sıvısı.

# **THEORETICAL AND EXPERIMENTAL PERFORMANCE ANALYSIS OF CIRCULAR AND FLAT TUBE VEHICLE RADIATORS FOR DIFFERENT COOLANTS**

## **ABSTRACT**

In this study, an experimental setup has been developed that can test various fluids in different types of radiators as engine coolant, under conditions close to those encountered in internal combustion engines. In this test machine, first, the experiments were performed with water. Then, ethylene glycol (EG), 50/50 EG/water, 50/50 tool coolant/water and four different heat transfer oils (ITY) were tested. The experiments were carried out in two different radiators, namely flat tube and circular tube ones. In the experiments, the air velocity was changed between 2 - 4 ms<sup>-1</sup>, the air inlet temperature was varied between 25 - 35 °C, the coolant flow rate was changed between 0,1 - 0,3 ls<sup>-1</sup> and the coolant inlet temperature was kept at 90 °C. Using experimental data, the coolant fluids and radiators were compared with each other. Two different heat transfer models were developed, and two programs were prepared for flat tube and circular tube radiators. In these programs, the considered radiator was divided into 240 control volumes, and the heat transfer in each control volume was calculated by using the effectiveness-NTU method. Then, the heat transfer rates in the control volumes were summed up to determine the total heat dissipation rate in the radiator. The mathematical model was verified by comparing the results obtained from the program with the experimental results. As a result of the experiments, the highest radiator heat dissipation was obtained with water, followed by 50/50 antifreeze/water, 50/50 tool coolant/water, antifreeze, heat transfer oil-2, heat transfer oil-1, heat transfer oil-4 and heat transfer oil- 3 in decreasing order. As an average of all experiments for all coolants, the flat tube radiator dissipated 24,1% more heat than the circular tube radiator. When the heat transfer model results were compared with the experimental ones, it was determined that the model yielded on average of 1,7% and 1,0% lower heat dissipation rates in the circular tube and flat tube radiators, respectively. The mean relative errors of the developed models in comparison to the experimental results for the flat and circular tube radiators was 1,5% and 1,6%, and their root mean square errors were 0,2 kW and 0,4 kW, respectively. These results reveal that the developed models can be used to determine the heat dissipation rates in circular and flat tube radiators with great accuracy.

**Keywords:** Heat Exchanger, Heat Transfer, Engine Cooling System, Radiator, Coolant.

## GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda silindir içinde yanma sırasında açığa çıkan enerjinin %30-35'i mekanik enerjiye dönüşmektedir. %30-35'i egzoz ile doğrudan dışarı atılmaktadır. Açığa çıkan enerjinin %27-33'ü ise motor bloğu çevresinde bulunan soğutma sıvısına transfer olmaktadır [1]. Motor bloğuna geçen ısı, motor bloğunun sıcaklığının giderek artmasına neden olmaktadır. Bu durum benzinli motorlarda erken ateşlemeye neden olarak vuruntuya yol açabilmektedir. Aşırı yüksek motor sıcaklığının ise en önemli zararı, motor bloğu malzemesinin anormal düzeyde sıcaklıktan dolayı şekil değiştirmeye başlaması ve motor parçalarının aşınmasıdır. Aşırı yüksek sıcaklığın yağ filmi tabakasının yanmasına sebep olması, motor parçalarının aşınmasının başlıca sebebidir. Bu durumda motorun ömrü çok kısa olacaktır.

Motor silindir cidar sıcaklığının çok düşük olması durumunda ise yeterli yanma oluşmayacağı için bir miktar yakıtın tam olarak yakılamadan egzozdan atılması sorunu ile karşılaşılacaktır. Silindir cidar sıcaklığın, motora zarar vermeyecek ve yakıtın yeterince yanacağı ideal bir düzeyde tutulması gerekmektedir.

Günümüz taşıtlarında, motorda oluşan fazla ısının atılması ve motorun ideal çalışma sıcaklığında tutulması için motor bloğu içine açılan kanallarda pompa vasıtasıyla soğutma sıvısı dolaştırılmaktadır. Bu sistem ideal sıcaklığın üzerine çıkıldığında devreye girmekte, ideal sıcaklığın altına düştüğünde ise devreden çıkmaktadır.

Motor soğutma sistemi radyatör, pompa, termostat ve soğutma sıvısından oluşmaktadır. Motorda açığa çıkan ısının dış ortama atıldığı bileşen radyatördür. Motordan ısıyı alıp radyatöre taşıyan ve radyatör aracılığı ile dış ortama veren ise soğutma sıvısıdır. Radyatör ebadı ve sistemde dolaşması gereken soğutma sıvısı miktarını belirleyen önemli unsurlardan birisi, soğutma sıvısının ısı transfer özellikleridir. Diğer önemli unsur ise radyatörün özellikleridir. Soğutma sıvısından ısı

enerjisini alarak çevre havasına aktarırken üç ısı transfer mekanizması vardır. Isı, soğutma sıvısından radyatör malzemesinin iç yüzeyine taşınım ile, iç ve dış radyatör yüzeyleri arasında iletim ile, dış yüzeyden çevre havasına ise taşınım ile geçmektedir. Radyatörün ısı atma kapasitesini belirleyen en önemli unsur, bu üç ısı geçişindeki başarısıdır. Bu nedenle radyatörde hava tarafı yüzey alanı, sıvı tarafı yüzey alanı ve radyatör malzemesinin ısı iletim katsayısı radyatör performansını belirlemede önemli role sahiptir.

Rekabetin yoğun olduğu günümüz otomotiv sanayiinde en önemli rekabet alanı yakıt tasarrufudur. Yakıt tasarrufunun en önemli faktörlerinden birisi de ağırlıktır. Ağırlığı azaltmak maksadıyla daha küçük radyatör boyutu ve daha az soğutma sıvısı için daha verimli soğutma sıvıları ve daha çok ısıyı havaya aktaracak radyatörler kullanılması önemlidir.

Tüm otomotiv sektörünün odaklandığı yakıt tasarrufu hususunda önemli faktörlerden birisi de motorun ideal sıcaklıkta tutulmasıdır. Yüksek sıcaklık motora çok zararlıdır; ancak düşük motor sıcaklığı da yakıt ekonomisini olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle, motoru mümkün olduğunca dar bir sıcaklık aralığında tutmak gerekmektedir. Bu sıcaklık aralığını sağlamak için kısa sürede yüksek miktardaki ısıyı çevre havasına aktararak motordan uzaklaştırabilecek bir motor soğutma sistemi gerekmektedir. Motor soğutma sisteminin başarısında soğutma sıvısı ve radyatör belirleyici rol oynadığı için, bu çalışma bahsi geçen iki unsur üzerine odaklanmıştır.

Bu çalışmada, radyatörleri ve soğutma sıvılarını laboratuvar ortamında test edilebilecek bir deneysel sistem geliştirilmiştir. Deneysel sistemin özellikleri belirlenirken günümüzde yollarda olan araçlarda yaygın olarak kullanılan ortalama motor gücü ve gerçek yol koşulları esas alınmıştır. Deney makinesinde hava hızı, giriş hava sıcaklığı, soğutma sıvısı debisi ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı değişkenleri dokunmatik ekrandan kontrol edilebilmektedir. İstenen değerler girilerek ardışık deneyler gerçekleştirilebilmektedir.

Motor soğutma sisteminin önemli unsuru olan soğutma sıvısının ısı transfer özellikleri göz önünde bulundurularak 8 farklı sıvı test edilmiştir. Öncelikli olarak günümüzde



taşıtlarda en yaygın kullanılan; su, EG ve 50/50 EG/su karışımı test edilmiştir. Talaşlı üretimde kesici takım soğutucusu olarak kullanılan bir sıvı %50 su ile seyreltilerek test edilmiştir. Ayrıca, dört farklı üretici tarafından üretilen İTY da motor soğutma sıvısı olarak test edilmiştir.

Motor soğutma sisteminin diğer önemli unsuru olan radyatörlerin performanslarının araştırılması için günümüzde yaygın olarak kullanılan düz tüplü ve dairesel tüplü radyatörler deney sisteminde test edilmiştir. Aynı araç için üretilen farklı tip radyatörler seçilmiştir. Aynı şartlarda aynı sıvılarla yapılan testlerle iki farklı radyatörden elde edilen sonuçlar da birbiri ile kıyaslanmıştır.

Çalışmanın teorik bölümünde ise etkinlik-NTU metoduyla her iki radyatör için ısı transfer modelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen model, iki radyatör tipi için iki ayrı program haline getirilerek herhangi bir koşulun ve radyatör ebadının radyatörden atılan ısıya etkisinin hızlıca hesaplanabilmesi mümkün olmuştur.

Bu çalışmanın birinci bölümünde, motor soğutma sistemi ve bileşenleri konu edilmektedir. Açık literatür taranarak motor soğutma sistemi üzerine yapılmış çalışmalar araştırılmıştır. İkinci bölümde ise deneylerin yapıldığı deneysel sistem açıklanmıştır. Bununla birlikte test edilen radyatörler, soğutma sıvıları ve deney planı hakkında bilgilere yer verilmiştir. Üçüncü bölümde ise oluşturulan ısı transfer modeli ve bu modele dayalı olarak çalışan taşıt radyatörleri hesaplama aracı açıklanmaktadır. Dördüncü bölümde, soğutma sıvıları ve radyatörler üzerine yapılan deneylerin sonuçları grafikler halinde verilmiş ve açıklamalar yapılmıştır. Beşinci bölümde, ısı transfer modeli sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Altıncı bölümde ise elde edilen sonuçlar özetlenmiş ve sonraki çalışmalar için önerilere yer verilmiştir.

## **1. MOTOR SOĞUTMA SİSTEMİ VE TAŞIT RADYATÖRLERİ**

### **1.1. Motor Soğutma Sisteminin Görevi**

Motoru oluşturan parçaların aşırı ısıdan zarar görmesini önlemek, motor yağının fazla ısınması nedeniyle film tabakasının yanmasını önlemek ve motorun en verimli olduğu sıcaklıkta tutmak motor soğutma sisteminin en önemli görevleridir. Motorda yakıtın yanması sonrası açığa çıkan enerjinin %30-35'i işe dönüştürülürken, %30-35'i egsozdan atılır ve %27-33'ü de motor bileşenlerine ısı olarak geçer [1]. Motor bileşenlerine geçen ısı enerjisi motoru oluşturan parçaların aşırı ısınmasına sebep olur. Bunu önlemek için motor soğutma sistemi bu ısıyı uzaklaştırarak motoru deformasyondan korur.

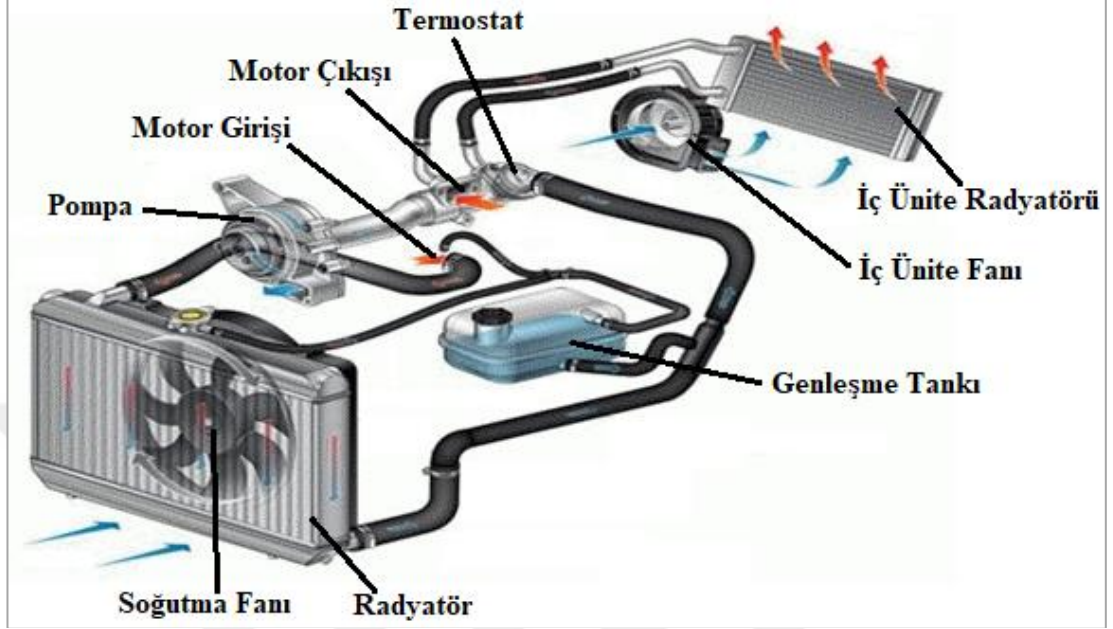
Motor soğutma sisteminin işlevini yerine getirememesi durumunda motor parçalarının dayanımı azalırken kırılma ve kalıcı deformasyon riski artar. Aşırı genleşme gerçekleşeceği için yağ boşluğu kapanarak ya da yüksek sıcaklık nedeniyle yağ filmi tabakası yanarak parçaların birbirine doğrudan sürtünmesi durumu oluşabilir. Kapak ve motor gövdesi arasındaki conta yanarak soğutma sıvısı, motor yağı ve yakıt birbirine karışarak kısa sürede ciddi hasarlar oluşturabilir.

Bu durumlarla karşılaşmamak için motorun ortam sıcaklığına kadar soğutulması da çözüm değildir. Motorun düşük sıcaklıklarda verimi düşecektir. Bunun ana sebebi düşük sıcaklıklarda yeterli yanma oluşmamasıdır. Aşırı sıcaklığın etkilerini ve düşük sıcaklığın oluşturduğu verimsizliği önlemenin yolu ise motoru ideal çalışma sıcaklığında tutmaktır. Motoru ideal çalışma sıcaklığında mümkün olduğunca sabit tutmak motor soğutma sisteminin görevidir.

### **1.2. Motor Soğutma Sistemi Bileşenleri**

Motor soğutma sistemi, motorda oluşan fazla ısıyı havaya aktararak motoru ideal çalışma sıcaklığında tutar. Bu amaçla, ideal sıcaklığın aşılması durumunda devreye

girer ve ideal sıcaklığın altına düşülmesi durumunda devreden çıkar. Şekil 1.1’de gösterilen motor soğutma sisteminin ana bileşenleri; soğutma sıvısı, borular, termostat, devirdaim pompası, radyatör ve fanıdır.



Şekil 1.1. Motor soğutma sistemi [2]

Soğutma sıvısı ısıyı motor bloğundan alarak radyatöre taşıyan sistemin ana bileşenidir. Termostat, soğutma sıvısı sıcaklığının ideal çalışma sıcaklığının altında ya da üstünde olması durumuna göre soğutma sıvısının radyatöre gidip gitmeyeceğini belirleyen bileşendir. Devirdaim pompası, soğutma sıvısını basınçlandırarak motor bloğu, borular ve radyatör arasında dolaşmasını sağlayan bileşendir. Fan ise zorlanmış taşınım ile radyatörden atılan ısı miktarını artıran bileşendir.

### 1.2.1. Termostat

Motor bloğu içinde pompa yardımıyla sürekli olarak dolaşan soğutma sıvısının sıcaklığının ideal çalışma sıcaklığını geçmesi durumunda radyatöre gitmesini ya da düşmesi durumunda radyatöre gitmemesini sağlayan parçadır.

Şekil 1.2’de gösterilen termostatlar genelde sıcaklık nedeniyle metallerin genişmesi ilkesini kullanarak tamamen mekanik hareket ederler. Şekilden de görüleceği gibi rejim sıcaklığı ya da düşük sıcaklık durumunda bilya radyatör girişine giden hattı kapatmakta ve soğutma sıvısının diğer hattan geri dönmesini sağlamaktadır. Rejim

sıcaklığının üstü sıcaklıkta ise bu hattı açarak soğutma sıvısının radyatöre gitmesini sağlamaktadır.



Şekil 1.2. Termostat [3]

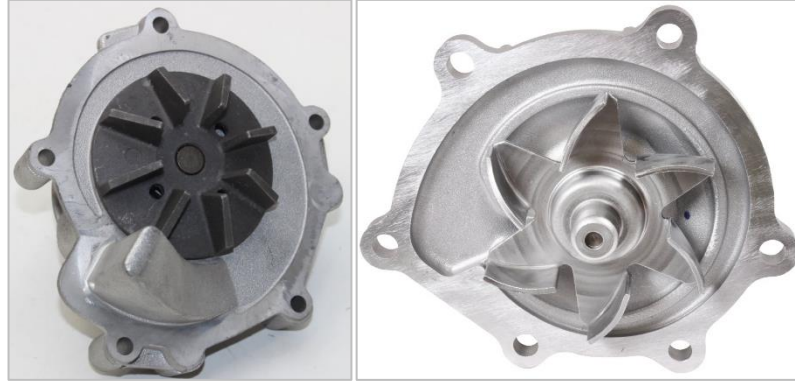
### 1.2.2. Devirdaim pompası

Devirdaim pompası, soğutma sıvısına basınç kazandırarak tüm sistemde dolaşmasını sağlayan bileşendir. Şekil 1.3’de görüldüğü gibi devirdaim pompası hareketini motorun krank milinden alır ve motor çalıştığı sürece o da çalışarak soğutma sıvısını pompalar. Krank miline direkt olarak bağlı olması nedeniyle motor devri ile 0,8-1,5 oranında döner. Bu çevirme oranı, motordan motora değişiklik göstermektedir.



Şekil 1.3. Devirdaim pompası

Devirdaim pompalarının pervane yapısı Şekil 1.4’deki örneklerde gösterildiği gibi değişiklik göstermekle birlikte tamamı sirkülasyon pompası yapısına sahiptir. Ancak bazı devirdaim pompalarının sabit kısmı yoktur, sabit kısmını motor bloğu oluşturmaktadır. Bu tip devirdaim pompalarında pervane ve kasnak kısmı direkt olarak motordaki yuvasına takılır.

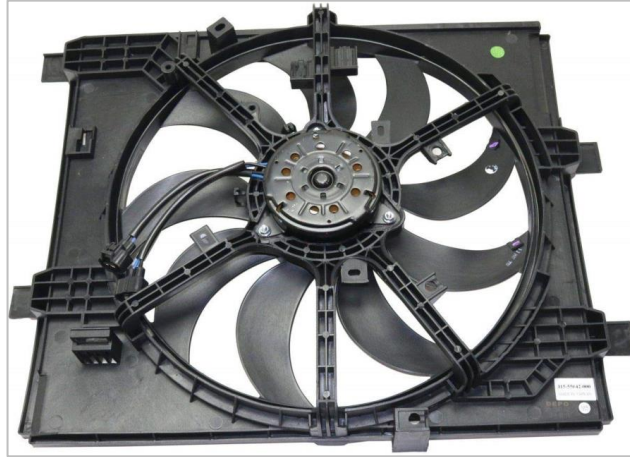


Şekil 1.4. Devirdaim pompası çark çeşitleri [4]

### 1.2.3. Radyatör fanı

Radyatör fanı, zorlanmış taşınım oluşturarak radyatörden geçen soğutma sıvısının havaya aktardığı ısı miktarını artıran bileşendir. Şekil 1.5’de gösterildiği gibi plastik malzemeden imal edilirler. Eski taşıtlarda genelde hareketini krank milinden alırlar ancak günümüzde tüm taşıtlarda radyatör fanı bir elektrik motoru ile tahrik edilir.

Radyatör fanını tahrik eden elektrik motoru enerjisini taşıtın aküsünden alır. Fana bağlı bir müşür radyatöre bağlıdır ve sürekli olarak sıcaklığı ölçer. Rejim sıcaklığı aşıldığında müşür fanı devreye sokar, sıcaklık düştüğünde devreden çıkarır.



Şekil 1.5. Radyatör fanı [5]

### 1.2.4. Radyatör

Motor soğutma sisteminde, motordan atılacak ısının havaya aktarıldığı bileşendir. Eski taşıtlarda kullanılan radyatörler bakır ve pirinç malzemeden imal edilmekteydi

ancak Şekil 1.6’da görüldüğü gibi günümüzde ısı iletim katsayısının daha büyük olması nedeniyle alüminyum malzemeden imal edilmektedirler.



Şekil 1.6. Radyatör [6]

#### 1.2.4.1. Radyatörü oluşturan parçalar

Radyatörler genel olarak Şekil 1.7’de gösterildiği gibi tüpler, kanatlar, kapaklar ve manifoldlardan oluşmaktadır. Tüpler, kapaklar ve kanatlar alüminyumdan üretilip aralarında ısı transferini artırmak için birbirine kaynatılırlar. Manifold kısımları genelde plastikten yapılır ve sızıntıyı önlemek için araya conta yerleştirilerek kapaklara montaj yapılır.



Şekil 1.7. Radyatörü oluşturan parçalar [7]

#### **1.2.4.1.1. Manifoldlar**

Eski taşıt radyatörlerinde manifoldlar üst ve altta yer almaktaydı ancak modern radyatörlerde genelde iki yanda yer almaktadırlar. Radyatöre soğutma sıvısının girdiği ve çıktığı taraftaki manifold ortadan bir perdeyle ikiye ayrılmıştır, diğer taraftaki manifold boşluğu ise bütündür. Radyatöre manifolddaki üst girişten giren soğutma sıvısı üstteki tüplerin yarısından diğer taraftaki manifolda geçer ve alt yarıdaki tüplerden geri dönerek manifoldun alt çıkışından radyatörü terk eder. Bu şekilde çalışan radyatörler iki geçişlidir. Manifoldlardaki perde sayısı ve konumunu artırarak daha fazla geçişli radyatörler de vardır ancak taşıtlarda genelde bir ve iki geçişli radyatörler kullanılır.

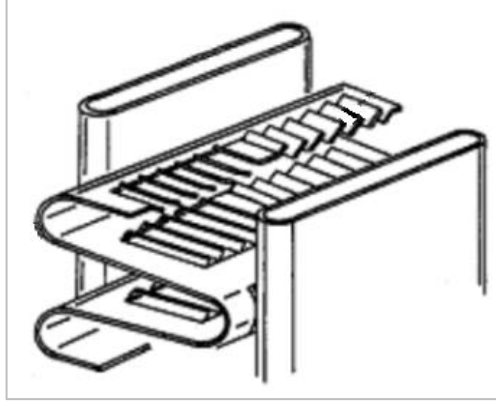
#### **1.2.4.1.2. Tüpler**

Radyatörü oluşturan tüpler, soğutma sıvısından ısının alındığı, tüp dış duvarı vasıtasıyla kanatlara ve havaya iletildiği kısımlardır. Dairesel ve düz olmak üzere iki farklı kesit tipinde tüplerde radyatörler vardır. Kesit tipi, kesit ölçüleri ve tüp adedi radyatörün ısı atım kapasitesini etkileyen çok önemli unsur olduğu için radyatörler arasında farklılık göstermektedir.

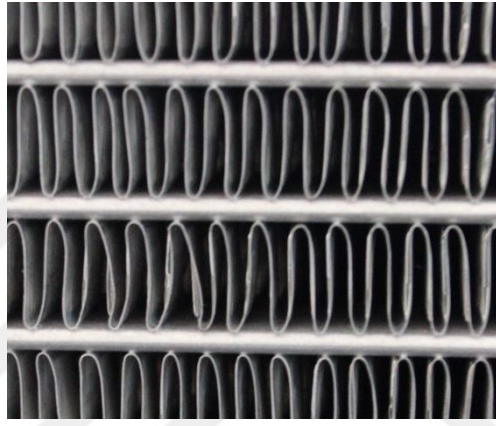
#### **1.2.4.1.3. Kanatlar**

Kanatlar, tüplerden aldığı ısıyı havaya aktaran radyatör bileşenidir. Ana amaçları radyatörün hava tarafındaki yüzey alanını artırarak radyatörden havaya daha fazla ısının geçmesini sağlamaktır. Özellikle düşük hava akımlarında ya da yüksek hava sıcaklıklarında önemleri daha da artmaktadır. Daha fazla ısı transferi sağlamak için Şekil 1.8’de gösterildiği gibi bazı kanatlarda panjurlar da kullanılmaktadır.

Kanat yapıları içinden boruların geçeceği düz levhalar şeklinde olacağı gibi tek parça alüminyum sacın trapez formunda borular arasına kaynatıldığı şekilde de olabilir. Trapez formunda kanatlara örnek Şekil 1.9’da gösterilmiştir. Trapez formunda kanatlar genelde düz borularla birlikte kullanılır. İmalat maliyeti düz kanatlara göre biraz daha fazladır.

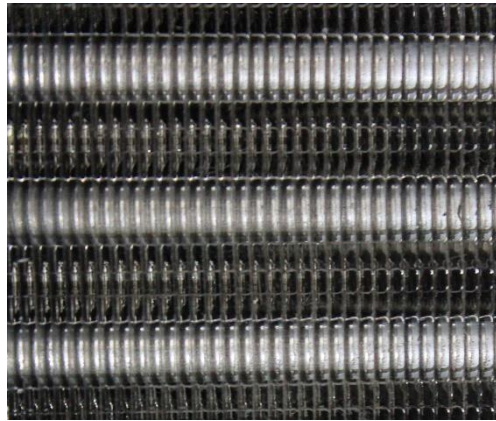


Şekil 1.8. Panjurlu kanat [8]



Şekil 1.9. Trapez formunda kanatlar

Düz kanata örnek Şekil 1.10'da gösterilmiştir. Düz kanatlar genelde dairesel tüp yapısında kullanılmaktadır. Borulara farklı yöntemlerle kaynatılarak borulardan kanatlara geçen ısı miktarı mümkün olduğunca yüksek tutulmaya çalışılır.



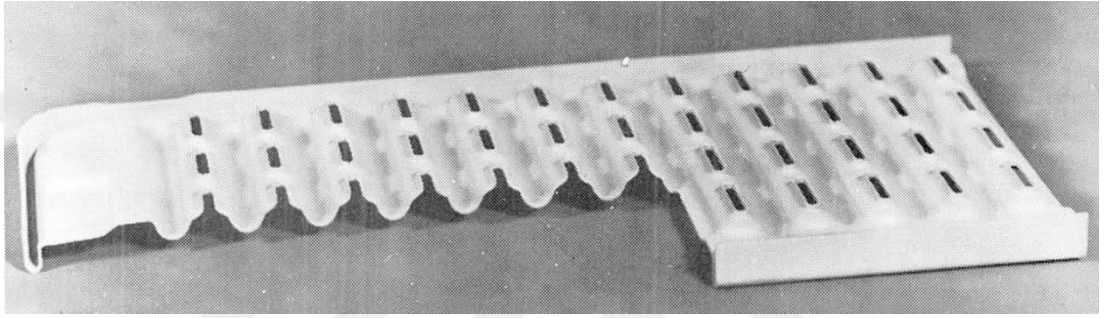
Şekil 1.10. Düz kanatlar



Kanatların sıklığı ve formu radyatörün havaya aktardığı ısı miktarını etkileyen önemli bir unsurdur. Bu nedenle atılması gereken ısı miktarına ve maliyete göre farklılık göstermektedir.

#### **1.2.4.1.4. Radyatör kapakları**

Boruların sonlandığı, manifoldların bağlandığı radyatör parçalarıdır. Radyatöre ana şeklini veren yapısal parçalardır. Şekil 1.11’de görüldüğü gibi boruların gireceği boşaltmaları ve manifoldu sabitleyecek kulakları vardır.



Şekil 1.11. Radyatörün kapak parçası [9]

Kapak parçası da günümüzde alüminyumdan imal edilmektedir. Borular kapağa kaynak ile sabitlenmektedir. Manifold ise sızıntıyı önlemek için araya conta yerleştirilerek mekanik olarak birleştirilmektedir.

### **1.3. Motor Soğutma Sistemi Üzerine Çalışmalar**

Otomotiv sektörünün teknoloji odaklı ve yüksek rekabet içeren bir sektör olması nedeniyle, taşıtlarda motor soğutma sistemlerini konu alan araştırmalara açık literatürde sınırlı olarak rastlanmaktadır. Bu çalışmalarda, motor soğutma sisteminin performansı, genellikle deneysel olarak belirlenmektedir. Ancak, deneysel çalışmaların maliyet ve süre açısından dezavantajlara sahip olduğu açıktır. Bu nedenle, az sayıda olsa da bazı çalışmalarda sayısal yöntemler kullanıldığı görülmektedir. Literatür tarandığında karşılaşılan deneysel çalışmalar araştırma tarihine göre sıralanırsa;

Lutswerk ve Batson, hafif bakır ve pirinç radyatörleri araştırmıştır [10]. Deneysel sistem kurarak deneyler yapmışlardır. Aynı zamanda radyatörün üretim, montaj ve

tamirat yöntemlerinin avantaj dezavantajlarını da araştırmışlardır. Geliştirdikleri radyatör ile ortalama %10'a kadar performans artışı gözlemlemişlerdir.

Gollin ve arkadaşı, glikol-su ve propylene glikol-su EGlerinin otomobil radyatörlerindeki kullanımları durumu ile ilgili performans kıyaslaması yapmışlardır [11]. Deneyler sonucunda suyun en iyi ısı transfer performansını sağladığını tespit etmişlerdir. Ardından ise 50/50 etilen glikol (EG)/su, 50/50 propilen glikol/su, 70/30 EG/su, 70/30 propilen glikol/su ve son olarak da propilen glikolün geldiğini tespit etmişlerdir.

Lin ve arkadaşları, test düzeneği kurarak otomobil radyatörlerini farklı koşullarda test etmişlerdir [12]. Giriş hava sıcaklığını 20-40 °C arasında, soğutma sıvısı giriş sıcaklığı ise 90-120 °C arasında değişen deneyler yapmışlardır. Gerçekleştirdikleri deneylerle, değişkenlerin radyatörden uzaklaştırılan ısı üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Bu incelemelerinde; toplam ısı atımının, soğutucu akışkan giriş ve hava giriş sıcaklığı farkı olan belirli ısı atımı (SD) oranına bakmışlardır. Ortam sıcaklığı 10-50°C arasında ve soğutucu radyatör giriş sıcaklığı 60 ila 120°C arasında değiştiğinde, ortam ve soğutucu giriş sıcaklığı değişiminin SD üzerindeki etkisinin küçük olduğunu (%2'den az) gözlemlemişlerdir.

Alkan, ağır ticari bir araçta kullanılan soğutma sistemi performansının radyatör ve ara soğutucu boyutlarını değiştirmeden hava akışı üzerinde yapılacak olan değişiklikler ile artırılması amaçlayan bir çalışma yapmıştır [13]. Performans karşılaştırmaları sonucunda performans olumlu etki eden değişiklikleri tek bir araca uygulayarak, bu değişiklikler arasında etkileşim olup olmadığını tespit etmiş ve etkisinin ne olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca ilk tasarım seviyesi ile iyileştirilmiş seviye sistemde radyatör üzerindeki akış dağılımları karşılaştırılarak yapılan iyileştirmelerin akış dağılımında çok olumlu bir etki yaptığını gözlemlemiştir.

Yadav ve Singh, radyatör performansını incelemek amacıyla deneysel bir sistem kurarak 40/60 oranında su/propilen glikol karışımı ile deneyler yapmışlardır [14]. Karbon köpüğünden yaptıkları radyatörün testlerinde 5-8 l<sup>d</sup> debilerde soğutma sıvısı, 80 °C soğutma sıvısı radyatör giriş sıcaklığı ve 6000 rpm fan hızında ölçümler

yapmışlardır. Bu şart altında farklı oranlarda su ve EG karışımlarının performansını incelemişlerdir. Suyun en iyi soğutma sıvısı olduğunu bulmuşlar ancak korozyon özelliklerine de dikkat çekmişlerdir.

Patil, radyatör fan motoru üzerine deneysel bir çalışma yapmıştır [15]. Elektrik motoru yerine hidrolik motor ve hidrolik ünite kullanmıştır. Mevcut elektrik motorlarına göre, soğutma sıvısı sıcaklığını çok daha stabil tutabilmiştir. Mevcut elektrik motorlu sistemde soğutma sıvısı sıcaklığı 12 °C'lik salınım gösterirken hidrolik motorlu sistemde aralığı 3 °C'ye kadar indirmeyi başarmıştır.

Berg ve arkadaşı, Formula SAE yarışması için hazırlanan araç için deneysel sistem kurarak radyatör analizleri yapmışlardır [16]. Analiz ve geliştirme çalışmaları sonucunda geliştirdikleri radyatörün 0,322 kgs<sup>-1</sup> soğutma sıvısı debisi, 0,18 kgs<sup>-1</sup> hava debisinde 5 kW ısı attığını gözlemlemişlerdir.

Walunj ve Korde, deneysel sistem kurarak farklı soğutma sıvısı debilerinde 47,81 kW motor gücünde bir araç için tasarladıkları radyatörün performansını araştırmışlardır [17]. Çalışmalarında, 70 ld<sup>-1</sup> soğutma sıvısı debisine kadar değişken debide deneyler yapmışlardır. Hava hızını sabit olarak 35 ms<sup>-1</sup>, hava radyatör giriş sıcaklığı olarak 36,8 °C, soğutma sıvısı radyatör giriş sıcaklığı olarak da 101,3 °C'de testler yapılmıştır. Radyatörden 28,4 kW kadar ısı atımına değeri kadar çıkmışlar ve bu ısı atım değerinin de yeterli olacağını hesaplamışlardır.

Lee ve arkadaşları, yakıt hücreli elektrikli araç radyatörü üzerine çeşitli koşullarda deneyler yapmışlardır [18]. Deneyler için araç üzerine debimetre, termokupl, basınç ölçer ve anemometreler bağlamışlardır. Deneyler 120 kmh<sup>-1</sup> ve 50 kmh<sup>-1</sup> taşıt hızlarında 35 °C hava sıcaklığında 120 ld<sup>-1</sup> sıvı debisinde yapılmıştır. İki farklı taşıt hızı için sırasıyla 27 ve 24 kW ısı radyatörden atıldığını belirlemişlerdir.

Abolarin ve Meyer, farklı tüp kesitli radyatörlerde, farklı Reynolds sayısı durumlarında Colburn faktörünü inceleyen deneysel bir çalışma yapmışlardır [19]. Deneyler sonucundaki bulgularını, daha önce Colburn faktörü üzerine yapılan çalışmaların sonuçları ile kıyaslamışlardır.

Selvam ve arkadaşları, su-EG karışımı ve %0,1-0,5 grafen nano partikül kullanılan otomobil radyatörü üzerine çalışmışlardır [20]. Deneylerde soğutma sıvısı debisi olarak  $10 \text{ gs}^{-1}$  ile  $100 \text{ gs}^{-1}$  arasında,  $3 \text{ ms}^{-1}$  olarak sabitlenmiş hava hızı ve hava giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  olarak seçilmiştir. %0,5 grafen katkılı nano akışkan kullanılan deneyde, akışkan debisi  $100 \text{ gs}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  olduğunda ısı transfer katsayısının suya göre %51 arttığı gözlemlenmiştir.

Açık literatürde karşılaşılan bazı çalışmalarda, deneysel sonuçları pekiştirmek için ısı transfer modelleri de oluşturulmuştur. Bu çalışmalarda, genellikle deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu çalışmalar yayınlanma tarihlerine göre;

Beard ve arkadaşı, radyatörlerin kanatçık sayısının ısı transfer hızına etkisi üzerine deneysel çalışma yapmıştır [21]. Bununla birlikte hesaplamalar da yaparak deneysel sistemden elde ettikleri sonuçlarla teorik sonuçları kıyaslamışlardır. Çalışmalarında, kurdukları deneysel sistemde kanatçık sayısı farklı olan radyatörleri test etmişlerdir. Deneyler ve yaptıkları hesaplamalarla kanatçık sayısının artışının radyatörün ısı atma kabiliyetini artırdığını gözlemlemişlerdir.

Amodeo ve arkadaşları, otomobil radyatörleri üzerine kapsamlı bilgisayar analizleri gerçekleştirmişlerdir [22]. Bilgisayar analizleri ile deneysel sonuçları kıyaslayarak oldukça olumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Radyatörün termal analizine ilaveten aracın komple rüzgâr analizini de yapmışlardır. Yaptıkları bir analizde, hava hızını  $190 \text{ kmh}^{-1}$ , ortam sıcaklığını  $23 \text{ }^\circ\text{C}$ , soğutma sıvısı debisini  $3,12 \text{ kgs}^{-1}$  olarak  $49,6 \text{ kW}$  ısının radyatörden uzaklaştırıldığını tespit etmişler ve maksimum şartlardaki durumu ortaya koymuşlardır. Analizleri komple araç üzerinde yaptıkları için araç geometrisine bağlı olarak radyatör üzerine seyir rüzgarının etkisini ve etki bölgelerini de araştırmışlardır.

Kim ve arkadaşı, deneysel sistem ve bilgisayar analizi ile radyatörleri incelemişlerdir [23]. Soğutma sıvısının farklı noktalarında sıcaklığını ölçmek ve HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analiziyle kıyaslayabilmek için radyatörün manifold ve boruların birleştiği iç noktalarına 6 adet termokupl yerleştirmişlerdir. Soğutma sıvısının debisinin  $25\text{-}30 \text{ kgd}^{-1}$  değer aralığında tutmuşlardır. Termokupullarla sıcaklık değeri

bilgisi alınan 6 noktada deneysel sistem ve HAD simülasyondan elde edilen değerler arasındaki fark ortalama %2 olmuştur.

Korczak, Formula SAE’de yarışacak bir aracın motor soğutma sistemini tasarlamıştır [24]. Bunun için HAD analiz ve deneyler yapmıştır. Tasarladığı radyatörün farklı motor devri durumlarında taşıdığı ısı miktarlarını bulmuştur. Geliştirdiği soğutma sisteminin taşıtın ulaşabileceği maksimum değer olan 12000 rpm motor devrinde 21 kW ısı attığı ve kapasitesinin yeterli olduğunu bulmuştur.

Sany ve arkadaşları, otomobillerde kullanılan kompakt ısı değiştiricilerin verimliliği ve Nusselt sayısı üzerine deneysel ve NTU yöntemi kullanarak hesaplamalı analiz yapmışlardır [25]. Bir taşıt üzerine debimetre ve termokupllar bağlayarak farklı hız ve soğutma sıvısı debilerini değiştirmek için farklı viteslerde analizler yapmışlardır. Kullanılan çeşitli Colburn faktörü formüllerini deneysel sonuçlarla kıyaslayarak incelemişlerdir. Bununla birlikte, farklı şartlar için toplam ısı transfer katsayılarını bulmuşlardır. Yaptıkları deneylerde hava dağılımını geliştirerek toplam ısı transferi değerinde %50’ye kadar iyileşme sağlamışlardır.

Canbaz, HAD paket programı ile radyatörler üzerine analizler yapmıştır [26]. Literatürde verilen farklı sınır koşulları yaklaşımlarını değerlendirmiş ve en uygun sınır koşulu kabulünde sayısal çözümler yapmıştır. Yapılan sayısal çözümlerde ısı değiştiricisi kanadının bir kısmı modellemiş ve 3 farklı lamel formunu ısı transferi ve basınç kaybına olan etkisini araştırmıştır. Test düzeneğinde yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlarla sayısal modelleme sonuçlarını karşılaştırmıştır. Çalışmada, tek bir test sonucu üzerinden yapılan karşılaştırmada yaklaşık %17’lik bir fark elde etmiştir.

Prakash ve arkadaşları, yeni bir radyatör geliştirerek mevcut bir radyatörle kıyaslamışlardır [27]. 90 °C sıvı giriş sıcaklığı, 30 °C hava giriş sıcaklığı durumunda mevcut radyatör 32,4 kW ısıyı uzaklaştırırken geliştirdikleri radyatörün 35,7 kW ısı uzaklaştırdığını bulmuşlardır.

Khripach ve arkadaşları, termo-elektrik malzeme kullanarak bir radyatör tasarlamışlardır [28]. Tasarladıkları radyatör 436,8 x 624 x 60 mm ebadındadır. Radyatörün imalatı da yapılarak ısı transfer modeli sonuçları ve deney sonuçları

kıyaslanmıştır. Isı transfer modeli ile deney sonuçları arasında %5 fark oluşmuştur. Tasarlanan termo-elektrik radyatör deney sonuçlarına göre 0,8154 kW enerji harcadığında 100,2 °C de 1,85 kgs<sup>-1</sup> debide giren soğutma sıvısı 87,9 °C'de radyatörden çıkmıştır.

Hamzah ve Al-Amir, su ve Magnezyum oksit nano akışkan karışımı üzerine deneysel ve matematiksel çalışma yapmışlardır [29]. Çalışmalarında sıvının radyatöre giriş sıcaklığı 75 °C, havanın 30 °C, sıvı debisi 5 ld<sup>-1</sup> olarak alınmıştır. Deneplerinde kullandıkları radyatörün boyutları ise 57 x 47 x 2,5 cm.'dir. Nano akışkanın, atılan ısıyı %40'a kadar artırdığını bulmuşlardır. Farklı oranlardaki nano akışkanın ısı transfer kabiliyeti kıyaslamasını ise grafiklerle sunmuşlardır.

Motor soğutma sisteminin çözümlenmesiyle ilgili hesaplamalar yapan araştırmalar ise yayınlanma sırasına göre;

Colburn, 1933 yılında ısı değiştiricilerin çözümlenmesiyle ilgili öncü bir çalışma yapmıştır [30]. Bu çalışmasında ortalama sıcaklık farkıyla ısı transfer katsayısının hesaplanmasını ele almıştır.

Schwentker ve arkadaşları, tırtıklı kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerin geometrik özelliklerini incelemiştir [31]. Farklı akış yöntemleri, tüp kesit ölçüleri, kanatçık tipleri ve kanatçık tırtık açılarını incelemiştir. Bunlarla birlikte hesap yöntemini de incelemiştir.

Sharkawy, kompakt ısı değiştiricilerin performansına kanatçık kalınlığının etkileri üzerine hesaplamalar yapmıştır [32]. Kanatçık kalınlığının artmasının kanat verimliliğini artırdığını, ancak kanat kalınlığının artmasının bir noktadan sonra atılan ısıyı düşürmeye başladığını tespit etmişlerdir.

Oliet ve arkadaşları, taşıt radyatörleri üzerine hesaplamalar yapmışlardır [33]. Bu hesaplamaları farklı kanatçık yapıları, farklı akış debileri ve farklı soğutma sıvısı karışım oranları için kıyaslamışlardır. Kanat aralığı 2,4 mm'den 0,6 mm'ye düşürüldüğünde 3 kata kadar daha fazla ısının radyatörden uzaklaştırılabildiğini tespit etmişlerdir.

Çorak, radyatörlerin sayısal modellemesini yaparak, en yüksek ısı performansından en uygun kanat geometrisinin tespiti üzerine çalışmıştır [34]. Sayısal çalışmada, HAD bilgisayar programı olan FLUENT, model çizimi ve ağ oluşumunda GAMBIT paket programı kullanarak, temel akış ve enerji denklemleri sürekli rejimde, 2 boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözmüştür.

France ve arkadaşları, yeni hibrit bir radyatör üzerine çalışmışlardır [35]. Radyatör boyutunu azaltmak ve soğutma kapasitesini arttırmak için daha verimli bir radyatör konsepti sunmuşlardır. Hesaplarını yaparak bu tasarımın  $76 \text{ l h}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde aynı alana sahip geleneksel radyatöre göre %19 daha fazla ısıyı havaya aktardığını bulmuşlardır.

Solomon, soğutma sıvısı debisi ve hava akımı hızı değişkenlerinin ısı atımı etkisini analiz edebilmek için ısı transfer modeli kurmuşlardır [8]. Soğutma sıvısı debisinin artmasının ve radyatörden geçen hava hızının artmasının radyatörden atılan ısı miktarını artırdığını tespit etmişlerdir.

Kale, karbon köpüğünden imal edilecek taşıt radyatörleri üzerine çalışmıştır [36]. Karbon köpüğünden imal edilecek radyatörün alüminyum radyatörden çok daha hafif olacağını hesaplamıştır. Karbon köpüğünden imal edilecek radyatörün alüminyum radyatöre göre %40 daha fazla ısı atabileceğini bulmuştur.

Tonye ve Mohammed, taşıt radyatörlerinin hesaplanması ile ilgili bir çalışma yapmışlardır [37]. Yaptıkları çalışmada farklı çalışmalarda ortaya koyulan formülleri birbiri ile kıyaslamışlardır. Su ve EG-su kullanımına göre farklı orandaki karışımları ayrı ayrı ele almışlardır. Bu durumların hızlı hesaplanabilmesi için Microsoft excel programını kullanarak bir hesaplama aracı hazırlamışlardır. Yaptıkları örnek hesaplamada ortam sıcaklığını 298 K, soğutma sıvısı debisini  $1250 \text{ kg h}^{-1}$ , soğutma sıvısı radyatör giriş sıcaklığını 373 K almışlardır. Soğutma sıvısı tüp geçiş hızını  $1,35 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı ısı kaybını %25 bulmuşlardır.

Amrutkar ve Patil otomobil radyatörlerinin performansı üzerine yapılan çalışmaları birleştiren bir derleme çalışması yapmıştır [38]. Bu çalışmalarında, radyatöre giren

havanın debisi, soğutma sıvısı debisi ve radyatöre giren havanın sıcaklığının radyatörden atılan ısıya olan etkisini grafiklerle ortaya koymuşlardır.

Güler, gözenekli ortam yaklaşımı ile kanatçıklı boru tipi araç radyatörünün sayısal modellemesini gerçekleştirmiştir [39]. Birim hücre kanatçık simülasyonlarından, gözenekli ortam kanatçık akış ve ısı transferi parametrelerini elde ederek tam ölçekli radyatör modellemesine uygulamıştır. Bu çalışmada geliştirilen yöntem ile kanatçıklı boru tipi araç radyatörlerinin termal ve hidrodinamik karakterleri elde edilebilmektedir.

Kuyumcu ve Kaleli, OTOGAR tarafından üretilen arkadan motorlu otobüslerde farklı radyatör, ara soğutucu ve fan kullanımının motor soğutma sisteminin performansına etkisini araştırmışlardır [40]. Alüminyum radyatörün daha iyi performans gösterdiği, şarj hava soğutucusunun mümkün olduğunca küçük olması gerektiği ve 10 kanatlı fanın daha iyi motor soğutma performansı sağladığı sonuçlarına ulaşmışlardır.

Amrutkar ve Patil, otomotiv radyatörlerinin NTU yöntemi ile hesaplaması üzerine çalışmışlardır [41]. Yaptıkları çalışmada otomotiv radyatörlerinin nasıl optimize edileceği üzerinde durmuşlardır. Bu kapsamında bir de örnek hesaplama yaparak NTU yöntemi ile optimizasyonu açıklamışlardır. Bununla birlikte yaptıkları hesaplamaları doğrulamak için bir simülasyon yazılımı kullanmışlardır. Simülasyonda 41,944 kW buldukları radyatör ısı atımı miktarını, hesaplamalarında 42,368 kW olarak hesaplamışlardır.

Chopra ve Prajapati, otomobillerde kullanılan çapraz akışlı ısı değiştiriciler üzerine NTU metodu kullanarak farklı debi durumlarına göre hesaplamalar yapmışlardır [42]. Debinin  $0,199 \text{ kgs}^{-1}$ 'den  $0,531 \text{ kgs}^{-1}$ 'e çıkması ile atılan ısının 6,696 kW'dan 15,713 kW'a çıktığını tespit etmişlerdir.

LaMarre, SAE için hazırlanan elektrikli aracın soğutma sistemi tasarlamıştır [43]. Sistemden atılması gereken maksimum ısıyı 17,7 kW olarak hesaplamıştır. Bu ısıyı atacak radyatörü bulmak için gerekli hesaplamaları yaparak radyatör boyutlarını belirlemiştir.



Çetin ve arkadaşları, taşıt radyatörünün HAD analizini ve hesaplamalarını yapmışlardır [44]. Geliştirdikleri HAD modelini, NTU metoduyla hesaplamalar yaparak doğrulamışlardır. Hesaplamalarında ve HAD analizlerinde sıvı giriş sıcaklığını 86,5 °C, hava giriş sıcaklığını 31 °C olarak almışlardır. Soğutma sıvısı debisini 2,41 kgs<sup>-1</sup>, hava hızını ise 7 ms<sup>-1</sup> olarak almışlardır. Atılan ısıyı 55,8 kW olarak bulmuşlardır.

Ismael ve arkadaşları, radyatörlerin kanatçık yapısının uzaklaştırılan ısı miktarına etkisi üzerine çalışma yapmışlardır [45]. Çalışmalarında farklı kanat adımı ve farklı kanat boyu durumlarını hava hızına göre kıyaslamışlardır. Yaptıkları hesaplamalarla kanat adımı ve kanat boyunun radyatör kapasitesine olan etkisini ortaya koymuşlardır.

Gandhi ve arkadaşları bir taşıt radyatörünün hesaplamasını ve HAD analizini yapmıştır [46]. Hesaplamaları sonucunda, 41,8 kW ısının radyatörden uzaklaştırıldığını belirlemişlerdir.

Ismael ve arkadaşları, kanatçık adımları farklı olan beş adet radyatör üzerinde parametrik çalışmalar yapmışlardır [47]. Kanatçık adımları sırasıyla 2,1, 2,2, 2,3, 2,4 ve 2,5 olan bu radyatörlerinin rüzgâr tüneli testlerini yaparak çalışmalarını doğrulamışlardır. Kanat adımının azalmasının radyatörden atılan ısıyı artırdığını tespit etmişlerdir.

Wang ve arkadaşları, hibrit elektrikli araçlar için bir soğutma sistemi tasarlamışlardır [48]. Soğutma sistemi radyatör ve intercooler ihtiva etmektedir. Tasarımlarını ısı transfer modeli ile geliştirip doğruladıktan sonra prototip imal etmişlerdir. Radyatör ve intercooler maksimum ısı atımını sırasıyla 150 kW ve 50 kW olarak belirlenmiştir. Hava debisine göre hesaplanan ısı atımını da grafik halinde sunmuşlardır.

Sahoo ve arkadaşları su, EG, PG ve tuzlu suyun dikdörtgen kanatçıklı düz borulu otomotiv radyatöründe analizlerini yapmışlardır [49]. Isı transferi, etkinlik, pompalama gücü, entropi üretimi ve ikinci kanun verimliliği gibi çeşitli parametreleri incelemişlerdir. Çalışmalarında, 25% PG tuzlu su çözeltisinin suya benzer performans sağladığını, 25% EG tuzlu suya kıyasla daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir. Propilen

glikol tuzlu su çözeltisi en düşük pompalama gücü ile en yüksek etkinliği ve en yüksek ısı transferini sağladığını belirlemiştir.

Saikumar ve arkadaşları, taşıt radyatörlerinin kanatçık yapısının ısı transferine etkisi üzerine çalışmışlardır [50]. Çalışmalarında trapez ve V şeklinde kanatçık yapılarını incelemiştir. Etkinlik-NTU yöntemini kullanarak ısı transfer hesaplamaları ve aynı zamanda HAD analizleri yapmışlardır. HAD analiz ve ısı transfer hesaplarında soğutma sıvısı olarak EG ve suyu kullanmışlardır. Aynı ölçülerde bir taşıt radyatöründe, V formunda kanat yapısı kullanıldığında toplam yüzey alanı 3,2 m<sup>2</sup> iken trapez formunda ise 3,5 m<sup>2</sup> olarak bulmuşlardır. V kanat yapısında su için 27,1 kJ, EG için 28,3 kJ ısıнын radyatörden atıldığını bulmuşlardır. Trapez kanat yapısında ise su için 30,5 kJ, EG için 31,9 kJ ısıнын radyatörden atıldığını bulmuşlardır.

Gopinath ve Poovazhagan, radyatör malzemesinin performansına etkisi üzerine çeşitli şartlar için HAD analizleri yapmışlardır [51]. Analizlerinde, alüminyum, Al-Si-Mg alaşımı ve grafit alaşımını karşılaştırmışlardır. Aynı şart altında yaptıkları analizde, alüminyum radyatörün 225 kW, Al-Si-Mg alaşımı radyatörün 210 kW, grafit alaşımı radyatörün ise 275 kW ısıyı uzaklaştırdığını bulmuşlardır.

Azari ve arkadaşları, araç radyatörlerinde soğutma sıvısı olarak su ve farklı oranlarda su/EG karışımı kullanımı üzerine etkinlik-NTU yöntemini kullanarak hesaplamalar yapmışlardır [52]. Hesaplamalarında soğutma sıvısı radyatör giriş sıcaklığını 60 °C de sabit tutmuşlar ve soğutma sıvısı debisini 0,017-0,119 kgs<sup>-1</sup> aralığında almışlardır. Genel olarak, suyun oranı arttıkça aynı şartlarda atılan ısı miktarının arttığını bulmuşlardır. Soğutma sıvısı debisi 0,119 kgs<sup>-1</sup> alındığında, 60/40 su/EG karışımının radyatörden uzaklaştırdığı ısıyı 5,3 kW, soğutma sıvısı olarak su kullanıldığında ise bu ısıyı 2,8 kW olarak hesaplamışlardır.

Açık literatürde su ile nano partiküller karıştırılarak motor soğutma sisteminin daha fazla ısı atmasını sağlamak üzerine çalışmalarla karşılaşılmıştır. Bu çalışmaların bazılarında deneysel sistem kurularak deneyler yapılmıştır. Deneysel sistem kurularak yapılan çalışmaları yayın tarihine göre;

Vasu ve arkadaşları, nano akışkanlar üzerine teorik model oluşturmuşlar ve  $Al_2O_3$  nano akışkanı üzerine hesaplamalar yapmışlardır [53]. Hava debisi  $20 \text{ kgs}^{-1}$ , hava giriş sıcaklığı  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , soğutma sıvısı debisi  $6 \text{ kgs}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $94 \text{ }^\circ\text{C}$  koşulunda; %50-%50 EG-su karışımının  $240 \text{ kW}$ , suyun  $440 \text{ kW}$ , %4  $Al_2O_3$ -su karışımının  $500 \text{ kW}$  soğutma kapasitesine ulaştığını hesaplamışlardır.

Vajjha ve arkadaşları, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerde  $Al_2O_3$  ve  $CuO$  nano sıvıları kullanımı üzerine ANSYS programı ile analizler yapmışlardır [54]. Aynı pompalama gücü için,  $Al_2O_3$  ve  $CuO$  nano sıvılarının sırasıyla %3 ve %2 parçacık hacimsel konsantrasyonlarına kadar, baz sıvıdan daha yüksek ısı transfer katsayıları sağladığını belirlemişlerdir.

Leong ve arkadaşları, otomotiv radyatörlerinde bakır nano akışkanı kullanımı üzerine hesaplamalar yapmışlardır [55]. Bakır nano partikül oranını %0-2 arası değiştirmişler ve toplam ısı atımında %3,8'e kadar iyileşme sağlamışlardır. Isı transfer katsayısını  $143 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ 'dan  $164 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ 'e kadar çıkarmayı başarmışlardır.

Peyghambarzadeh ve arkadaşları, saf su ve saf EG kullanılan radyatörlerin performansını, bu akışkanların çeşitli oranlarda ikili kullanılması durumundaki performansları ile karşılaştırmışlardır [56]. Ayrıca,  $Al_2O_3$  nano parçacıkların bu karışımlara eklenmesi durumunda radyatör ısı transferine etkisi, deneysel olarak araştırılmıştır. Nano akışkan kullanılması durumunda, ısı transferi performansının %40'a kadar arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Aydoğan, içten yanmalı motor soğutma sistemlerinin nanoakışkan kullanımı sayesinde soğutma performansı artışlarını nümerik olarak incelemiştir [57]. Çalışma boyunca, nanopartiküller sebebiyle oluşan performans artışını gözlemlemek üzere çeşitli analizler yapılmış ve iki nanopartikül materyali olan alüminyum oksit ve hegzagonal bor nitritin sağladığı performans artışları karşılaştırılmıştır. Bu analizlerde nanoakışkan için baz sıvı olarak %50/%50 su ve EG karışımı seçilmiş ve bu nanoakışkanda %5'e varan farklı konsantrasyonlardaki alüminyum oksit ve hegzagonal bor nitrit nanoparçacıkların etkisi karşılaştırılmıştır. Parçacık konsantrasyonuna, hava taşınımına ve radyatör ön alanına bağlı olarak termal

performans artışı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak hegzagonal bor nitriti içeren akışkanların alüminyum oksit içerenlere göre çok daha iyi performans artışı sağladıkları, ancak genel olarak nanoakışkan kullanımının incelenen sistem için performansta çok kısıtlı bir artış sağlayabildiği gözlemlenmiştir.

Huminiç, nano akışkan kullanımının ısı transfer miktarına etkisi ve farklı tip radyatörlerin ısı transfer miktarına etkisi üzerine daha önce yapılmış çalışmalarını incelemiştir [58]. İncelemesini hem teorik olarak hem de deney sistem kurularak gerçekleştirilen çalışmalar üzerinden yapmıştır. Genel sonuçların ortalaması olarak, %2 CuO nanopartikül su karışımının aynı şartlardaki suya göre ısı transfer oranını %14 artırdığını tespit etmiştir.

Peyghambarzadeh ve arkadaşları, farklı pH değerlerindeki CuO/Su ve Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Su nano sıvılarını araç radyatöründe test etmişlerdir [59]. Test işlemi için bir deneysel sistem kurmuşlardır. Her iki nano akışkanın da %9'a kadar su ile karşılaştırıldığında, daha fazla toplam ısı transfer katsayısı gösterdiğini ölçmüşlerdir. Ayrıca, nano partikül konsantrasyonunu, hava hızını ve nano akışkan hızını arttırmak, toplam ısı transfer katsayısını arttırmıştır. Nano akışkan giriş sıcaklığının arttırılması, daha düşük toplam ısı transfer katsayısını getirmiştir.

Naraki ve arkadaşları, otomobil radyatörlerinde CuO-Su nano akışkanı üzerine deneysel çalışma yapmışlardır [60]. Deneysel sistem olarak Peyghambarzadeh ve arkadaşlarının kullandığı deneysel sistemi kullanmışlardır. %0,4 nano akışkan konsantrasyonunda ısı transfer katsayısının %8'e kadar arttığını tespit etmişlerdir.

Torgal ve arkadaşı, nano akışkanlar üzerine hesaplamalar yaparak su-EG karışımı ile kıyaslamışlardır [61]. Cu, SiC, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, and TiO<sub>2</sub> nano akışkanları ile yapılan hesaplamalarda su-EG karışımına göre olumlu sonuçlar elde etmişlerdir.

Hussein ve arkadaşları, TiO<sub>2</sub> ve SiO<sub>2</sub> nano sıvılarını araç radyatöründe test etmişlerdir [62]. Test işlemi için bir deneysel sistem kurmuşlardır. Deneylerinde soğutma sıvısı debisini 2-8 ld<sup>-1</sup>, soğutma sıvısı giriş sıcaklığını 60-80 °C ve saf suya katılan nano partikül konsantrasyonunu %1-2 aralığında değiştirmişlerdir. Sonuçlarını diğer

araştırmacıların sonuçlarıyla karşılaştırdıklarında ortalama %4 fark ile uyumlu olduğu tespit etmişlerdir.

Nieh ve arkadaşları,  $Al_2O_3$  ve  $TiO_2$  nano sıvılarının taşıt radyatörlerindeki performanslarını araştırmışlardır [63]. alışmalarında, nano partiküller ve farklı oranlarda su ve EG karışımları kullanmışlardır. Deneylerde nano sıvıların %25,6'ya kadar daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırdığını tespit etmişlerdir.

Hussein ve arkadaşları, bir otomobil radyatöründe  $SiO_2$  nano partikülünün ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir [64]. %1-2,5 hacimsel konsantrasyonda dört farklı nano partikül karışımı üzerinde çalışmışlardır. 2-8  $ld^{-1}$  debi ve 500-1750 Reynolds sayısı aralığında değişen deney ve hesaplamalar yapmışlardır. Debi arttıkça sürtünme faktörünün azaldığını, nano partikül oranının artmasıyla da sürtünme faktörünün arttığını tespit etmişlerdir. Soğutma sıvısı radyatör giriş sıcaklığının sürtünme faktörünü önemsiz derecede etkilediğini bulmuşlardır. Düşük konsantrasyonlarda  $SiO_2$  nano akışkanın, saf suya göre %50'ye kadar ısı transferini artırabileceğini bulmuşlardır.

Sheikhzadeh ve arkadaşları, nano akışkanlar üzerine bilgisayar yazılımı oluşturarak hesaplamalar yapmışlardır [65]. %0-5 oranlarında bakır nano akışkan EG karışım durumlarına göre hesaplamalar yapmışlardır. Nano akışkanların EG'nin ısı transferini artırdığını bulmuşlardır. %5 bakır ve EG karışımının ise ısı transferini %29,6 artırdığını hesaplamışlardır.

Bhogare ve arkadaşları, bir otomobil soğutma sisteminde %50 EG ve %50 su karışımı ve bunun  $Al_2O_3$  nano akışkan karışımına odaklanmıştır [66]. Girdi verilerini literatürlerden elde etmişlerdir. Karışıma  $Al_2O_3$  nano parçacıklarının ilave edilmesinin motor soğutma sisteminde toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer miktarını arttırdığını gözlemlemişlerdir. Sabit hava hızı ve 5  $ld^{-1}$  debide %50 su ve %50 EG karışımına %1  $Al_2O_3$  parçacıkların eklenmesi ile ısı transferinin yaklaşık %70 arttığını gözlemlemişlerdir.

Vajjha ve arkadaşları,  $Al_2O_3$  ve  $CuO$  nano akışkanların kullanıldığı radyatörün ANSYS yazılımı ile analizini gerçekleştirmişlerdir [67]. Analizde, tek bir tüp ele

alınmış ve genellenerek sonuca ulaşılmıştır. Çalışmada, sürtünme ve ısı transferi üzerine sonuçlar elde ederek sonuçlarını grafikler halinde sunmuşlardır. %3 hacimsel konsantrasyondaki  $Al_2O_3$  nano akışkanının toplam ısı transfer katsayısını %36,6 artırdığını ve %3 hacimsel konsantrasyondaki CuO nano akışkanının toplam ısı transfer katsayısını %49,7 artırdığını bulmuşlardır.

Sözen ve arkadaşları, deneysel bir sistem kurarak nano akışkan kullanımı ile radyatör performansını artırmak amaçlı çalışma yapmışlardır [68]. Kurdukları deneysel sistemde su ve %0,1, %0,2, %0,3  $TiO_2$  karışımlarını test etmişlerdir. Bununla birlikte su/EG karışımına 0,1, 0,25, 0,5  $TiO_2$  ilavesi yaparak da deneyler yapmışlardır. Buldukları sonuçları Yu ve Maxwell'in sonuçlarıyla da karşılaştırmışlardır. Suyun toplam ısı transfer katsayısı  $1100 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  iken, su ve %0,3  $TiO_2$  karışımında toplam ısı transfer katsayısı  $2050 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  değerine çıktığını belirlemişlerdir. Su/EG karışımının toplam ısı transfer katsayısı  $986,8 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  iken, su ve %0,5  $TiO_2$  karışımında toplam ısı transfer katsayısı  $2951 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  değerine ulaşmıştır.

### **1.3.1. Bu çalışmanın literatürdeki çalışmalardan farkları ve literatüre olan katkısı**

İçten yanmalı motorlarda sıvı ile soğutma sistemi üzerine yapılan araştırmalar, genellikle radyatör üzerine odaklanmıştır. Ağırlıklı olarak, deneysel sistemler yerine bilgisayar simülasyonları üzerine araştırmalar yapılmıştır. Yüksek güç gereksiniminden dolayı, geliştirilen az sayıdaki deneysel sistemde ise gerçek ısı atımlarına yakın değerlere ulaşılammıştır. Bu çalışma kapsamında geliştirilen motor soğutma sistemini laboratuvar ortamında simüle edecek test makinesinin tasarımında, ortalama güçteki bir otomobilin soğutma sıvısına aktardığı ısı göz önünde bulundurulmuştur. Farklı koşulların simüle edilebilmesi için hava hızı ve soğutma sıvısı debisinin sürücü ile kontrol edilebilir olması gerektiğine karar verilmiştir. Çok sayıda testin kısa sürede yapılabilmesi ve deney değerlerinin otomatik ayarlanabilmesi için PLC kontrollü bir makine olması gerektiği düşünülmüştür. Bu niteliklerde bir deneysel sistem kurularak motor soğutma sistemini simüle edilmesine yönelik yapılan az sayıdaki çalışmanın eksikliklerini giderecek daha gerçekçi bir çalışmanın yapılabilmesine olanak sağlanmıştır.

İncelenen literatür çalışmalarında, laboratuvar ölçekli deneysel sistemlerin motor gücü düşük olduğu için soğutma sıvısının radyatör giriş sıcaklığının da genellikle düşük tutulduğu görülmüştür. Bu çalışmadaki testler, gerçek bir içten yanmalı motordaki sıcaklıklar değerlerine yakın radyatör sıvı giriş sıcaklıklarında yapılmıştır. Radyatörden geçen havanın hızı, motor soğutma sistemine en çok ihtiyaç duyulan düşük hız değerlerinde tutulmuştur. Soğutma sıvısı debisi ise devirdaim pompası üzerine yapılan çalışmalar incelenerek mümkün olduğunca gerçekçi seçilmiştir. Giriş hava sıcaklığı ise geniş bir aralıkta değiştirilerek farklı sıcaklıklarda atılan ısılar belirlenebilmiştir. Deney şartları belirlenip buna göre deney makinesi tasarlanırken, literatürdeki çalışmaların eksikleri göz önüne alınarak mümkün olduğunca geniş kapsamlı olması ve gerçek şartları sağlamasına dikkat edilmiştir. Bunların yanında, deney düzeneğinin laboratuvar ortamında çalıştırılacağı dikkate alınarak elektriksel güç ihtiyacının laboratuvarın kapasitesi üzerinde olmamasına da dikkat edilmiştir.

Motor soğutma sıvısı sistemde ısıyı taşıması nedeniyle çok önemli olduğu halde birkaç nano akışkan araştırması haricinde günlük hayatta kolayca kullanılacak yöntemler üzerinde az sayıda çalışma olduğu görülmüştür. Nano akışkan kullanımının, maliyet ve bulunabilirlik açısından gerçek hayatta uygulanabilirliği düşüktür. Nano akışkanların özellikle sirkülasyon pompası, termostat gibi önemli parçalarda aşınma etkisi ise hiç araştırılmamıştır. Yapılan araştırmalarda kullanılan nano malzemelerin tamamı, farklı alanlarda aşındırıcı olarak kullanılan malzemelerdir. Bu nedenle motor soğutma sisteminde de aşındırıcı etki göstermeleri, pompa, borular ve radyatör kanallarında aşınmalara neden olmaları muhtemeldir. Bu nedenlerle bu çalışmada gerçekte kullanılamayacak herhangi bir sıvı test edilmemiştir. Belirlenen sıvılar hali hazırda otomotivde en yaygın kullanılan motor soğutma sıvıları ile başka yerlerde soğutma sıvısı olarak kullanılan sıvılardan seçilmiştir. Günümüzde içten yanmalı motorların soğutulmasında yaygın olarak su, EG veya su-EG karışımı kullanıldığı için bunlar test edilmiştir. Talaşlı üretimde takımda oluşan ısının atılması için kullanılan takım soğutma sıvılarının içten yanmalı motorlarda nasıl sonuç vereceğinin belirlenebilmesi için bir takım soğutma sıvısı test edilmiştir. Otomotiv harici çok çeşitli alanlar yaygın olarak kullanılan ısı transfer yağlarının motor soğutma sıvısı olarak nasıl performans göstereceğinin araştırılması için dört farklı ITY denenmiştir.

Özellikle takım soğutma sıvıları ve ısı transfer yağları daha önce hiç test edilmediği için elde edilen bulgular oldukça önemlidir. Su, EG ve su-EG karışımları daha önceki bazı çalışmalarda test edilmiş olsa da geniş bir şart aralığında testler yapılmadığı için kıyaslamalar yeterince kapsamlı olmamıştır. Özellikle gerçek şartlara çok yakın ve kapsamlı deneyler sonucu elde edilen bulgular oldukça önemlidir. Deneysel çalışmanın bulguları, geliştirilen ısı transferi modellerinin doğruluklarının hassas olarak belirlenebilmesinde önemli rol oynamıştır.

Günümüzde, motor soğutma sisteminde yaygın olarak düz tüplü ve dairesel tüplü radyatörler kullanılmaktadır. Bu çalışmada düz tüplü radyatör ile dairesel tüplü radyatör çeşitli sıvılar için farklı şartlar altında karşılaştırılarak incelenmiştir.

Bugüne kadar radyatördeki ısı transfer modellemesine ilişkin çok sayıda çalışma yapılmıştır. Ancak bu çalışmaların çoğu deneyler ile doğrulanmamış ve geliştirilmesinde deney sonuçları kullanılmamıştır. Çok az sayıda çalışma ise deneyler ile paralel yürütülmüştür. Bu tür çalışmalarda ise deney şartları çok geniş tutulmamış ve gerçek koşullardan uzak kalmıştır. Yapılan çalışmalarda, Nusselt sayısının hesaplanabileceği çok sayıda korelasyon ve Colburn faktörü korelasyonu ortaya koyulmuştur. Bu çalışmada ise deney sonuçları ile karşılaştırılarak çok sayıda hesaplama yapılmış ve tüm deneyler için en iyi sonuçları veren korelasyonlar belirlenmiştir.

Mevcut çalışmalarda az da olsa motor soğutma sisteminin hesaplanması üzerinde durulduğu görülmüş ancak farklı şartların etkisini hızla hesaplayabilecek bir programa rastlanmamıştır. Her iki radyatör tipi için geliştirilen ısı transfer modellerinde hesaplamalar yaparak farklı durumlar için sonuçlar elde etmenin çok uzun süreceği düşünülmüş ve Microsoft Excel programı kullanılarak iki radyatör tipi için iki ayrı program hazırlanmıştır. Farklı giriş sıcaklıklarında termofiziksel özellikler değişeceğinden dolayı, bu programlar için bir veri tabanı oluşturulmuştur. Böylelikle, her durum için hesaplamalarda kullanılan termofiziksel özellikler otomatik olarak sıcaklığa göre veri tabanından çekilebilmektedir. Ayrıca hassasiyetin artması için program, radyatörü 240 kontrol hacmine bölerek her kontrol hacmindeki ısı atımını ayrı ayrı hesaplamaktadır. Atılan toplam ısının değeri, kontrol hacimlerinde atılan



ısların toplanmasıyla elde edilmnectedir. Geliştirilen programlar, radyatör ebadını belirlemek amacıyla yapılabilecek analizlerde çok büyük bir kolaylık sağlamaktadır.

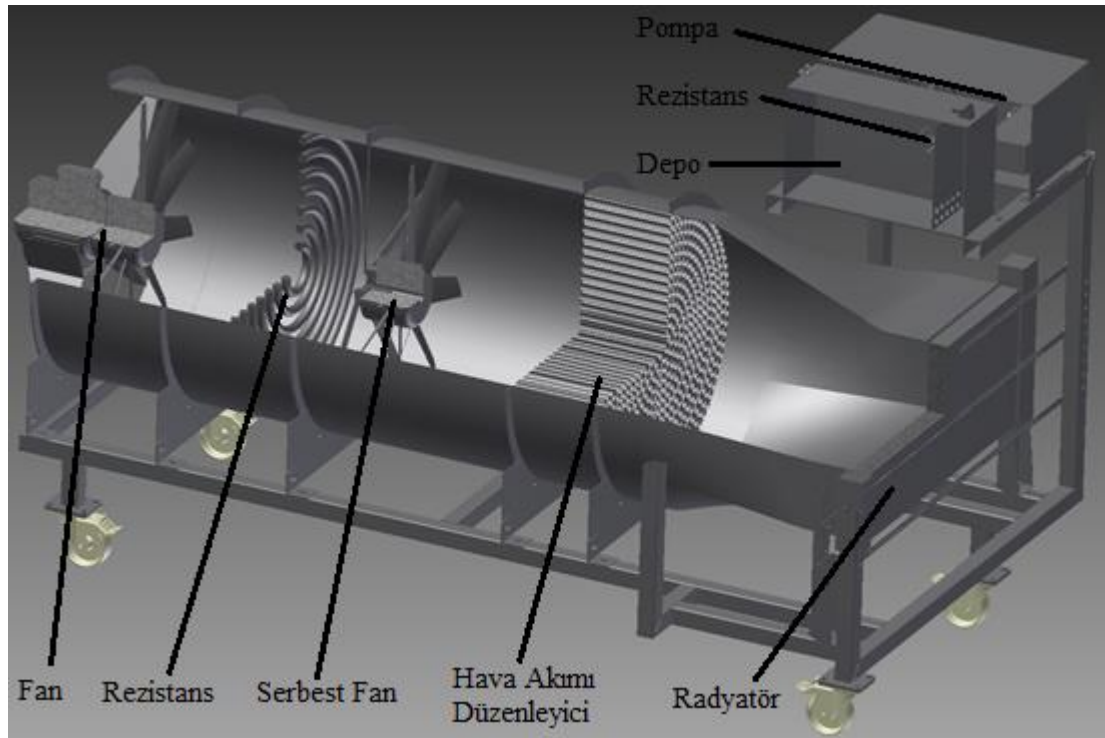


## 2. MATERYAL VE METOT

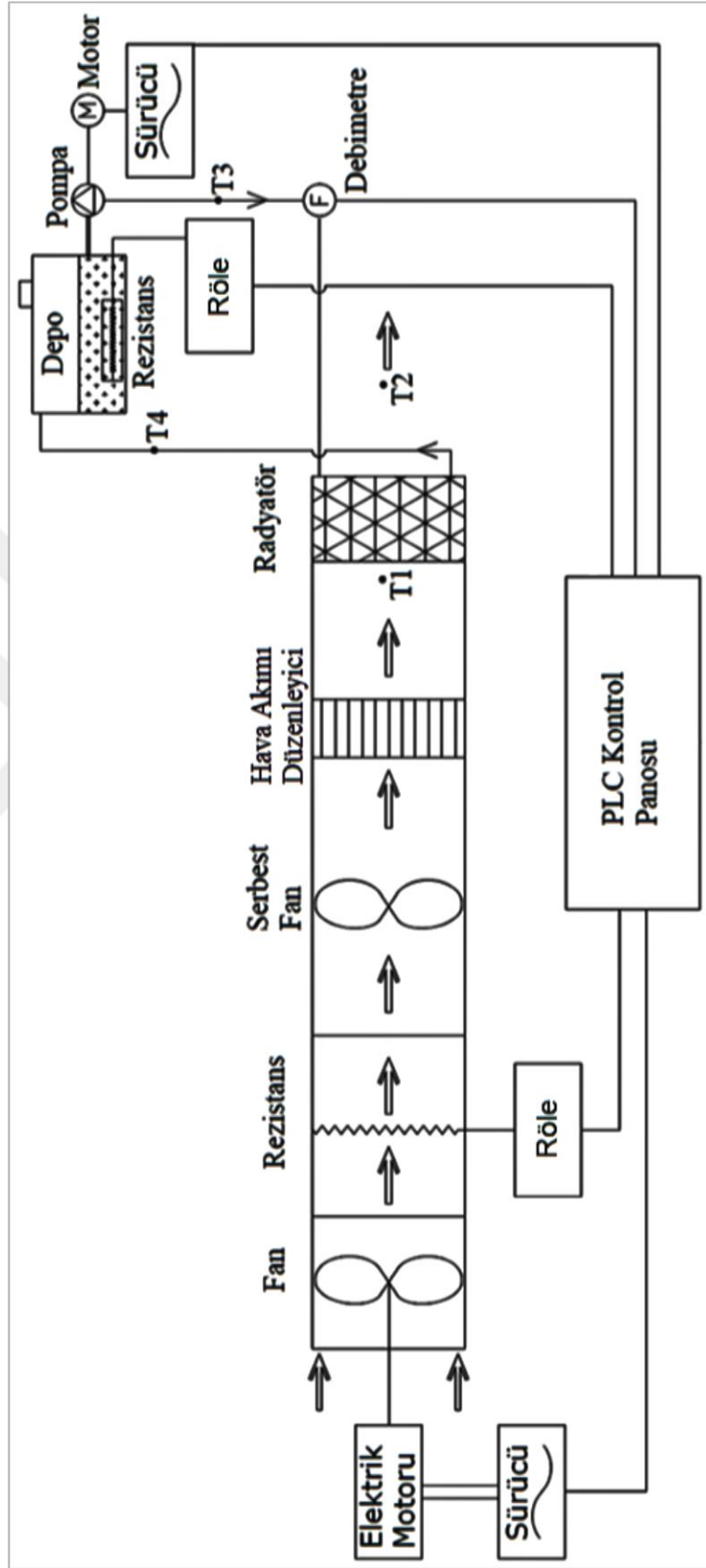
### 2.1. Giriş

Bu çalışmanın deneysel kısmında, motor soğutma sisteminde kullanılabilecek soğutma sıvıları ve radyatörlerin performansları araştırılmış ve karşılaştırılmıştır. Motor soğutma sisteminde kullanılan soğutma sıvılarının ve radyatörlerin deneysel performansını belirleyebilmek için Şekil 2.1’deki kesit görünümü, Şekil 2.2’de şeması gösterilen deneysel sistem kurulmuştur.

Deneysel sistem kesit görünümünde görüldüğü gibi çelik konstrüksiyondan bir gövde üzerinde kurularak kolay hareket ettirebilmesi için ayaklarına döner tekerlekler takılmıştır. Fan, rezistans, serbest fan, hava akımı düzenleyici ve radyatörün takıldığı çıkış bölümü, kolay müdahale için ayrı ayrı imal edilerek birbirine ve şaseye civata ile montajlanmıştır.



Şekil 2.1. Radyatör test sistemi kesit görünümü



Şekil 2.2. Radyatör test sistemi şematik gösterimi

## 2.2. Deneysel Sistemin Özellikleri

Kullanım şartlarına ve yük durumuna göre içten yanmalı motorun soğutma sıvısına aktardığı ısı değeri farklılık gösterir. Yol durumu, taşıt hızı ve hava koşullarına göre radyatörün hava akımına aktardığı ısı miktarı değişir. Bu nedenle her motor için farklı özellik ve ebatlarda radyatör kullanılmaktadır. Tüm bu değişkenliklerin deneysel sistemde test edilebilmesi gerekmektedir. Tüm koşulların simüle edilebilmesi için fotoğrafı Şekil 2.3’de verilen test sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir.



Şekil 2.3. Radyatör ve soğutma sıvısı test sistemi

İmal edilen deneysel sistemin başlıca özellikleri;

### 2.2.1. Farklı sürüş hızlarının test edilebilmesi

Taşıtlarda motor soğutma sistemlerinin en önemli unsuru olan radyatörler, seyir rüzgârından faydalanmak için genelde aracın ön kısmında yer alırlar. Bazende yolcu otobüslerinde olduğu gibi motorun aracın arkasında olduğu durumlarda soğutma suyu radyatörleri aracın arka kısmında yer alabilirler. Bu durumda da yine seyir rüzgârından faydalanmak için aracın yan kısımlarına hava kanallarıyla bağlanırlar. Bunun nedeni ise seyir rüzgarından oluşan yüksek debili hava akımının radyatör kanallarından geçirilmesi ile zorlanmış taşınım oluşturarak daha fazla ısı enerjisini havaya aktarmaktır. Ancak bu durum aracın hızına ve aracın yol aldığı bölgedeki hava akımının yönüne ve şiddetine bağlıdır.

Aracın hızına ve yol aldığı bölgenin hava durumuna bağlı oluşan farklı seyir rüzgârlarının test edilebilmesi için test sisteminde yüksek debili ve debisi ayarlanabilir fan kullanılmıştır.

Şekil 2.4’de gösterilen fanın farklı seyir rüzgârı durumlarını simüle edebilmesi için değişken devirli olması gerekmektedir. Bu nedenle fan motoru bir sürücü tarafından kontrol edilmektedir.



Şekil 2.4. Sürüş hızını simüle eden eksenel fan genel görünüşü

Ortalama aile taşıtlarının maksimum hızları  $160-180 \text{ kmh}^{-1}$  dir. Ancak gerçek kullanım koşullarında şehir içi kullanımlarda  $30-40 \text{ kmh}^{-1}$  ortalama hızlarda kullanılmaktadır. Bu durumlar göz önüne alınarak ve ayrıca deneysel sistemin boyutu da düşünülerek 0-

34 kmh<sup>-1</sup> seyir rüzgârı durumlarını simüle edebilecek bir fan kullanılması uygun görülmüştür.

Bunun için MTTA-NM-600 model aksiyel fan kullanılmıştır. Bu fan 380 V 50 Hz ile çalışmaktadır. 550 W güçte motordan tahrik almaktadır ve maksimum 9580 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup> debide hava akımı üretmektedir.

Hava debisinin giriş değerlerinde ayarlanabilmesi için PLC'ye bağlı sürücü ile frekans kontrolü yapılarak fanı tahrik eden elektrik motorunun devri değiştirilmiştir. Bunun için 0,75 kW motora kadar detekleyebilen 22F-A4P2N103 model sürücü kullanılmıştır.

### **2.2.2. Farklı dış ortam sıcaklıklarının test edilebilmesi**

Taşıtlar çok farklı hava koşullarında kullanılabilirler. Çok yüksek sıcaklıklarının olduğu çöl koşullarında da kullanılabilirler, çok düşük sıcaklık koşullarının olduğu kutuplara yakın bölgelerde de kullanılabilirler. Radyatörden hava akımına olan ısı transferi, hava akımının sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Düşük sıcaklıklı bir hava akımı olması durumunda ısı transferi çok yüksek olacakken, yüksek sıcaklıktaki bir hava akımında ise ısı transferi düşük olur.

Hava akımı sıcaklığına bağlı olarak ısı transferi değişeceği için test makinesinin farklı hava akımı sıcaklık durumlarını simüle edebilmesi gerekmektedir. Bu nedenle seyir rüzgârının sıcaklığını artırabilmek için 10 kW gücünde serpantinli rezistans kullanılmıştır.

Rezistans gücü belirlenirken mevcut dış ortam sıcaklığının hıza bağlı olarak 5-10 °C üstünde seyir rüzgârının test edilebilmesi hedeflenmiştir. Ayrıca test makinesinin bağlanacağı şebekenin kaldıracağı yük de göz önünde bulundurulmuştur. Daha yüksek dış ortam ve seyir rüzgârı sıcaklığı farkı elde etmek istememiz durumunda daha yüksek güçte rezistans kullanmak gerekecekti. Bu durumda da şebeke sorunları yaşanacağı için 10 kW gücünde rezistans uygun görülmüştür.

Şekil 2.5'de, kullanılan serpantinli rezistans ve rüzgâr tüneline kullanıldığı bölge gösterilmiştir. Isının rüzgâr tüneli duvarından dış ortama taşınmaması için dışı taş

yünü malzeme ile izole edilmiştir. Böylelikle enerji kaybı ve insan teması durumunda yaralanmalar önlenmiştir. Hava akımının sıcaklığını belirli bir düzeyde sabit tutabilmek için bu rezistans, PLC tarafından kontrol edilen röleler tarafından kontrol edilmektedir.



Şekil 2.5. Serpantinli rezistans

### 2.2.3. Farklı taşıt radyatörlerinin test edilebilmesi

Taşıtlarda motor gücüne ve tasarım gerekliliklerine bağlı olarak farklı ebat ve tiplerde radyatörler kullanılmaktadır. Radyatör tipleri maliyet ve ısı transfer gerekliliklerine göre otomotiv firmaları tarafından seçilmektedir. Farklı motor güçlerinde açığa çıkan ve radyatör tarafından atılması gereken fazla ısı enerjisi farklılık gösterdiği için ebatlar da buna göre değişmektedir.

Deneysel sistemde, farklı taşıt radyatörlerinin test edilebilmesi için sistemin kolay ayarlanabilir ve radyatör montajı yapılabilir şekilde olması gerekmektedir. Bu nedenle bağlantı ayakları hareketli ve ayarlanabilir olarak imal edilmiştir.

Şekil 2.6’ da gösterilen, şase üzerindeki delikler ve kanallı U parçalar sayesinde bağlantı şekli ve ebadı farklı olan radyatörlerin de deneysel sisteme bağlanabilmesi sağlanmıştır.



Şekil 2.6. Ayarlanabilir radyatör bağlantısı

#### **2.2.4. Farklı motor ısı üretimi durumlarının test edilebilmesi**

Motorun ürettiği ve motor soğutma sistemi tarafında uzaklaştırılması gereken ısı miktarı, motor devri ve torkuna göre değişmektedir. Bu değişken durumlarda motor soğutma sıvısına geçen ısı miktarı da değişmektedir.

Motor gücüne bağlı olan ısı üretimini test makinesinde simüle edebilmek için kullanılacak motor soğutma sıvısı tankına rezistanslar ilave edilmiştir. Hava-yakıt karışımı anlık olarak değişebileceği için bu rezistanslar, PLC tarafından kontrol edilen röleler tarafından enerjilendirilmektedir.



Ortalama bir aile aracının maksimum yükte iken yaklaşık olarak 70 kW güç ürettiği bilinmektedir. Ancak yapılan testler maksimum hızda olmadığı gibi maksimum yükte de olması gerekmediği için ve şebekenin kaldırabileceği yük de göz önünde bulundurularak 15 kW gücünde rezistans yeterli görülmüştür. Bunun için 7,5 kW gücünde iki adet rezistans kullanılmıştır. Şekil 2.7’de soğutma sıvısı tankı içinde rezistansların yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Rezistanslar

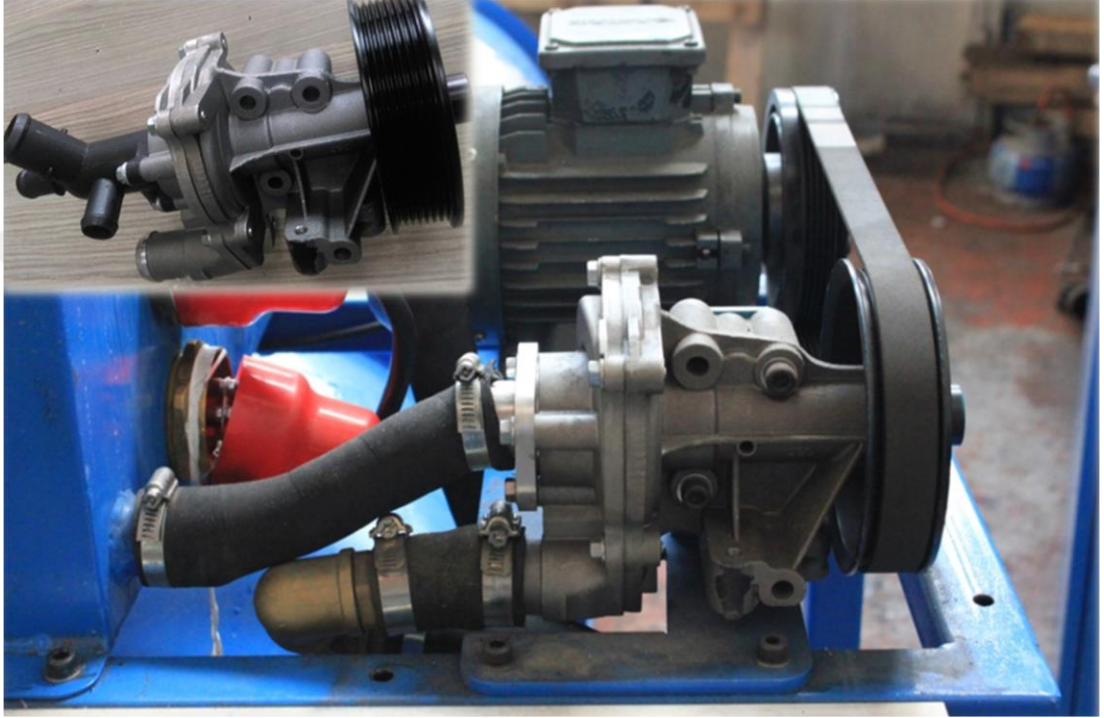
Rezistanslar soğutma sıvısı tankının alt noktalarına yerleştirilmiştir. Soğutma sıvısının tankı terkettiği bölge delikli bir sac ile ayrılarak homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.

#### **2.2.5. Farklı motor soğutma sıvısı debilerinin test edilebilmesi**

Taşıtlarda motor soğutma sıvısının radyatöre gönderilmesi için pompa kullanılmaktadır. Bu pompalar motora bir kayış ile bağlanmaktadır. Motora direkt bağlı oldukları için pompa devri motor devrinin artması ile artmakta, motor devrinin

düşmesi ile düşmektedir. Bu da radyatöre giden motor soğutma sıvısı debisinin sürekli değişmesine neden olmaktadır.

Şekil 2.8’de gösterildiği gibi devirdaim pompası soğutma sıvısı deposunun çıkışına bağlanmıştır. Elektrik motoru ile bağlantısı taşıtlarda kullanılan kayış kasnak mekanizması ile yapılmıştır.



Şekil 2.8. Devir daim pompası

Farklı motor devir durumlarında pompa debisi değişeceği için deneysel sistemde devir daim pompasının devrinin değişmesi gerekmektedir. Bu amaçla, pompanın hareketi aldığı elektrik motorun bir sürücü tarafından kontrol edilmesi gerekmektedir. Bunun için 0,4 kW motor gücüne kadar destekleyebilen 22F-A2P5N103 model sürücü kullanılmıştır.

### 2.3. Veri Toplama

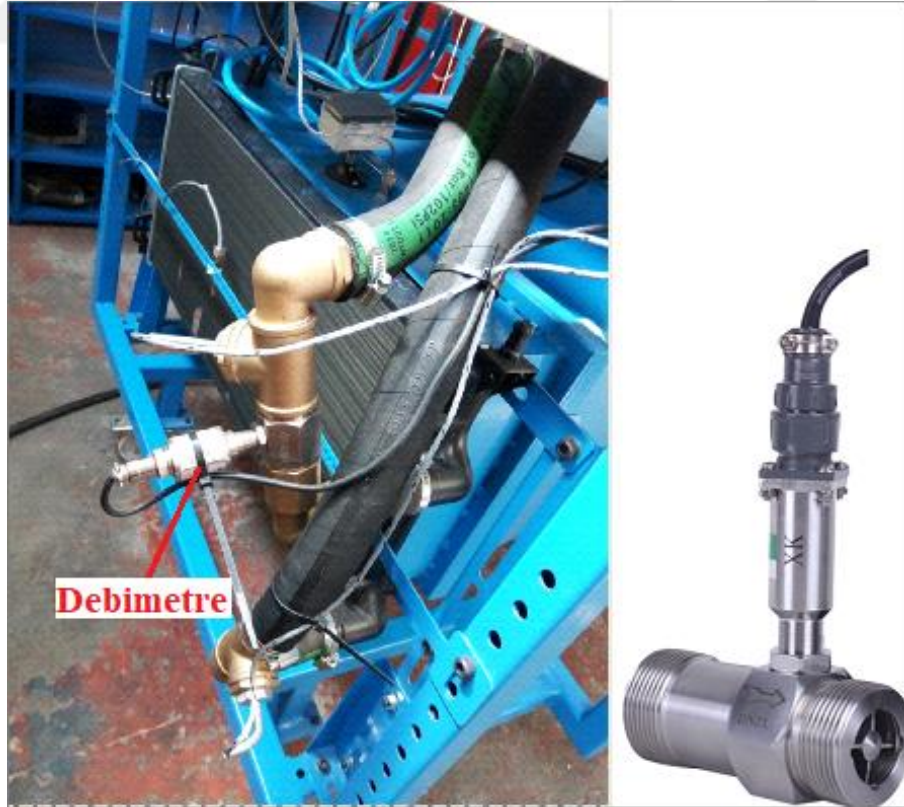
Farklı soğutma sıvılarının test edileceği deneysel sistemde, test edilecek soğutma sıvılarının değişik durumlardaki davranışları ve performanslarının kıyaslanması gerekmektedir. Bu nedenle de veriler toplanarak soğutma sıvısından havaya atılan ısı enerjisi hesaplanmıştır. Bu amaçla, soğutma sıvısının debisi, sıvının radyatör giriş

sıcaklığı ve çıkış sıcaklığı verileri gerekmektedir. Bu veriler yardımıyla radyatörden geçen soğutma sıvısının hava akımına aktardığı ısı enerjisi hesaplanabilir. Debi ölçmek için kanatçıklı debimetre, sıcaklık ölçmek için ise termokupl kullanılmıştır.

Diğer bir önemli veri ise hava akımının radyatörden geçerken kazandığı ısıdır. Bunun için de hava debisi ile havanın radyatöre giriş sıcaklığı ve radyatörden çıkış sıcaklığının bilinmesi gerekir. Burada debiyi ölçmek için hava akımının hızı ve sıcaklığının ölçülmesi gerekmektedir. Hava akımının hızını ölçmek için anemometre, giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçümü için ise termokupl kullanılmıştır.

### 2.3.1. Soğutma sıvısı debisinin ölçülmesi

Ayarlanan debinin kontrol edilebilmesi ve veri elde edilebilmesi için debimetre kullanılması gerekmektedir. Bu sayede hem veriler hesaplamalar için kayıt altına alınabilecek, hem de debinin istenen değerde olup olmadığı kontrol altında tutulabilecektir. Soğutma sıvısının radyatöre girişinde debisinin ölçülmesi için Şekil 2.9'da gösterilen LWGY-20 türbün tipi debimetre kullanılmıştır.



Şekil 2.9. LWGY-20 debimetre

Kullanılan debimetrenin teknik özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

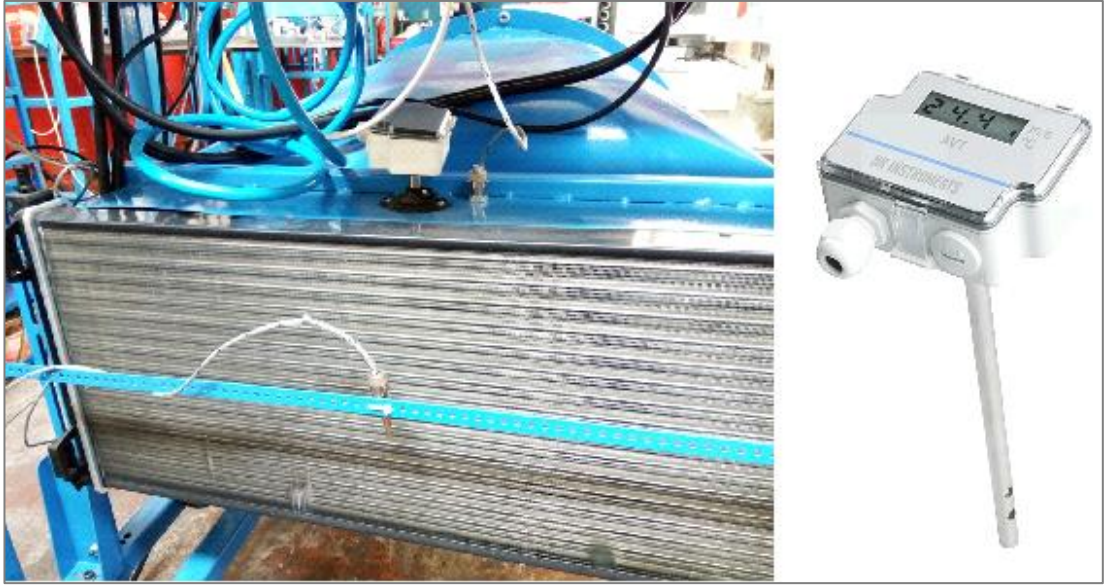
Tablo 2.1. LWGY-20 debimetre teknik özellikleri

| Maksimum debi ( $m^3h^{-1}$ ) | Akışkan sıcaklığı ( $^{\circ}C$ ) | Maks. basınç (MPa) | Çevre sıcaklığı ( $^{\circ}C$ ) | Maks. basınç düşümü (kPa) |
|-------------------------------|-----------------------------------|--------------------|---------------------------------|---------------------------|
| 6                             | -20/+120                          | 6.3                | -25/+55                         | 0,035                     |

### 2.3.2. Hava debisinin ölçülmesi

Ayarlanan hava debisinin kontrolü için anemometre kullanılması gerekmektedir. Bu amaçla AVT serisi anemometre kullanılmıştır.

Kullanılan anemometre Şekil 2.10’da gösterilmiştir.



Şekil 2.10. AVT serisi anemometre

Anemometrenin teknik özellikleri Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2. AVT serisi anemometre teknik özellikleri

| Hız            | Doğruluk               | Çevre Sıcaklığı     |
|----------------|------------------------|---------------------|
| 0-20 $ms^{-1}$ | $<0,1 ms^{-1} \pm \%5$ | -20/+70 $^{\circ}C$ |

### 2.3.3. Soğutma sıvısı sıcaklığının ölçülmesi

Ayarlanan soğutma sıvısı giriş sıcaklığının kontrolü ve radyatör çıkış sıcaklığının bilinmesi için sıcaklıkların radyatör giriş ve çıkışında ölçülmesi gerekmektedir. Bu amaçla, Şekil 2.11’de gösterilen TSSR tipi termokupl kullanılmıştır.



Şekil 2.11. TSSR Tip termokupl

TSSR tip termokupl’un teknik özellikleri Tablo 2.3’de verilmiştir.

Tablo 2.3. TSSR tip termokupl teknik özellikleri

|                            |   |
|----------------------------|---|
| Maksimum çalışma sıcaklığı | 400 °C  |
| Kablo tipi                 | Cam elyaf + cam elyaf + çelik örgü, 2x 0,22mm |
| Sensör tipi                | DIN/IEC-584 “J” FeCu-Ni E= J,                 |
| Koruyucu kılıf malzemesi   | AISI304 (DIN1.4301) Paslanmaz çelik           |
| Rekor (TSSR)               | 1/2" rekor                                    |

### 2.3.4. Hava sıcaklığının ölçülmesi

Ayarlanan hava giriş sıcaklığının kontrolü ve radyatörden çıkış sıcaklığının bilinmesi için ölçülmesi gerekmektedir. Bu amaçla, Şekil 2.12’de gösterilen TSS tipi termokupl kullanılmıştır.



Şekil 2.12. TSS Tip termokupl

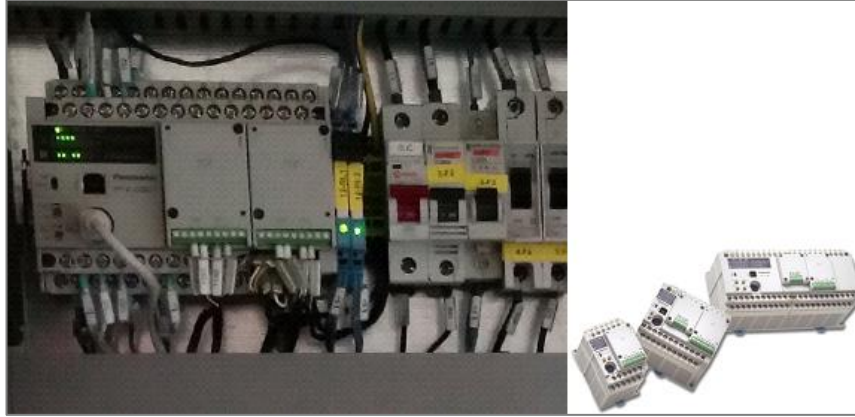
TSS tip termokupl’un teknik özellikleri Tablo 2.4’de verilmiştir.

Tablo 2.4. TSSR tip termokupl teknik özellikleri

|                            |   |
|----------------------------|---|
| Maksimum çalışma sıcaklığı | 400 °C  |
| Kablo tipi                 | Cam elyaf + cam elyaf + çelik örgü, 2x 0,22mm |
| Sensör tipi                | DIN/IEC-584 “J” FeCu-Ni E= J,                 |
| Koruyucu kılıf malzemesi   | AISI304 (DIN1.4301) Paslanmaz çelik           |
| Konnektör (TSS)            | 1/4 x 19”                                     |

### 2.4. Test Sisteminin Kontrolü

Deneysel sistemin istenilen şartlarda çalıştırılabilmesi ve çok miktarda verinin toplanabilmesi için PLC gerekmektedir. Bu amaçla, Şekil 2.13’de gösterilen AFPX-C38AT model PLC kullanılmıştır. Bu PLC termokupl, anemometre, debimetre verilerini almak, motor sürücülerini ve rezistans rölelerini kontrol etme işlevlerini yerine getirmektedir.



Şekil 2.13. AFPX-C38AT model PLC

Veri girişi ve sonuçların görüntülenmesi için dokunmatik ekrana ihtiyaç vardır. Bu nedenle Şekil 2.14’de gösterilen MT8070iH model 7” ölçüsünde dokunmatik ekran kullanılmıştır.



Şekil 2.14. MT8070iH model dokunmatik ekran

## 2.5. Deneysel Sistemin İşletim Programı

Test sistemindeki sürücülerin kontrolü, veri girişi, veri çıkışı ve izleme için PLC’nin programlanması gerekmektedir. Bununla birlikte deneysel sistemdeki ölçüm ekipmanlarının kalibrasyon katsayısı ve düzeltme değerlerinin de ekipman değişimi durumunda değiştirilebilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, tüm bu işlevleri sağlayacak bir program yapılmıştır.

### 2.5.1. Ana sayfa

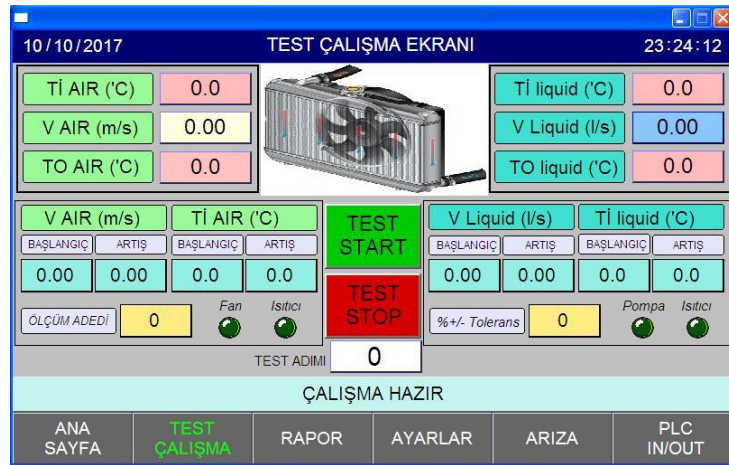
Test sisteminin açılışında gelen sayfadır. Test sisteminin ana görünüşüne yer verilmiştir. Diğer sayfalara buradan geçilir. Şekil 2.15’de gösterilen ana sayfadan test çalışma sayfasına, rapor sayfasına, ayarlar sayfasına, arıza sayfasına ve PLC Input-output sayfasına ulaşılabilir.



Şekil 2.15. Test sistemi işletim programı ana sayfası

### 2.5.2. Test çalışma sayfası

Anlık temokupl, debimetre ve anemometre ölçüm değerlerinin görüntülediği ekrandır. Bununla birlikte fan, pompa ve ısıtıcıların çalışıp çalışmadığı bu sayfadan görüntülenebilir. Şekil 2.16’da gösterilen test çalışma sayfasından, yapılması planlanan deneyler ayarlanarak başlatılabilir.



Şekil 2.16. Test sistemi işletim programı çalışma sayfası



Başlangıç, artış ve ölçüm adedi girilerek ardışık olarak müdahale olmaksızın 10 adete kadar test otomatik olarak yapılabilir. Tolerans girilerek deneyin istenen değere ne kadar yaklaşıncaya sonlandırılacağı da ayarlanabilir. Yapılan testler otomatik olarak rapor sayfasına aktarılarak kayıt altına alınmaktadır. Deneyler izlenirken fan, pompa ve ısıtıcıların anlık çalışma durumları da bu sayfada görülebilmektedir.

### 2.5.3. Rapor sayfası

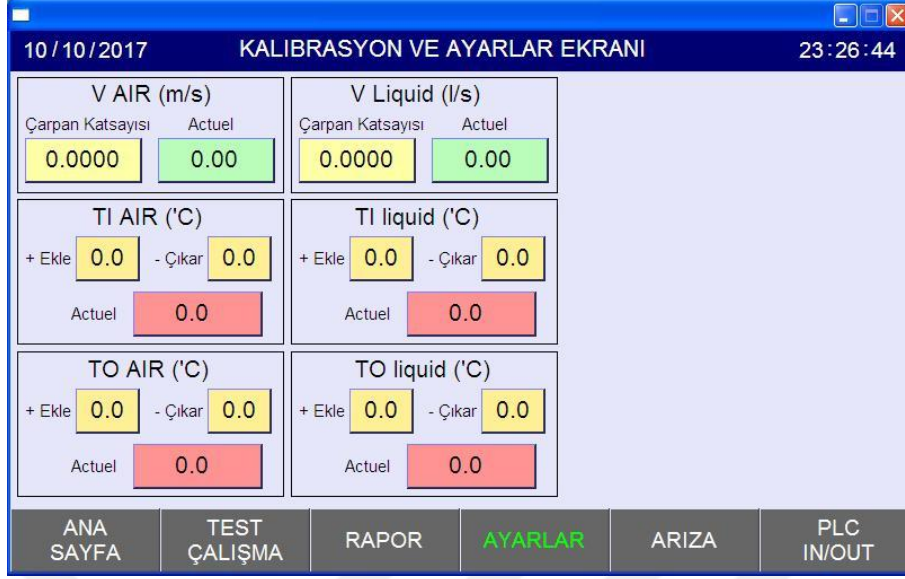
Deneylerin sonuçlarının görüntülediği sayfadır. Şekil 2.17’de gösterilen rapor sayfasında 10 adet deney sonucuna kadar listelenmektedir. Rapor kayıt altına alındıktan sonra silinerek yeni deneylere başlanabilir.

|    | V Liquid (l/s) | TI liquid (°C) | TO liquid (°C) | V AIR (m/s) | TI AIR (°C) | TO AIR (°C) |
|----|----------------|----------------|----------------|-------------|-------------|-------------|
| 1  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 2  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 3  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 4  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 5  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 6  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 7  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 8  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 9  | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |
| 10 | 0.00           | 0.0            | 0.0            | 0.00        | 0.0         | 0.0         |

Şekil 2.17. Test sistemi işletim programı rapor sayfası

### 2.5.4. Kalibrasyon sayfası

Şekil 2.18’de gösterilen kalibrasyon sayfası, termokupullar, anemometre ve debimetrenin kalibrasyon katsayılarının ve düzeltme değerlerinin girildiği sayfadır. Kalibrasyon değerlerinin yanlışlıkla değiştirilmemesi için bu sayfaya şifre ile girilmektedir.



Şekil 2.18. Test sistemi işletim programı kalibrasyon sayfası

### 2.5.5. Arıza bildirim sayfası

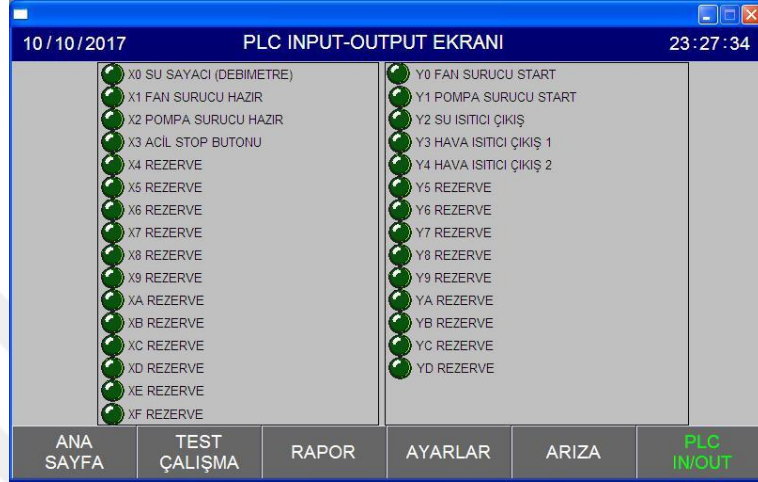
Deneysel sistemde oluşacak hataların bildirildiği sayfadır. Herhangi bir arıza durumunda Şekil 2.19’da gösterilen arıza sayfasına girilerek arızanın sebebine bakılabilir. Durum düzeltildikten sonra yine bu sayfadan resetlenerek deneylere devam edilebilir.



Şekil 2.19. Test sistemi işletim programı arıza bildirim sayfası

### 2.5.5. PLC input-output sayfası

Deneyisel sistemde çalışan ve çalışmayan ekipmanların anlık olarak izlenebildiği sayfadır. Şekil 2.20’de gösterilen PLC Input-output sayfasına ileride test sisteminin geliştirilebilmesi için boş giriş çıkış ekipman göstergeleri de eklenmiştir.



Şekil 2.20. Test sistemi işletim programı PLC input-output sayfası

### 2.6. Deneyisel Sistemin Belirsizlik Analizi

Radyatörden atılan ısı, Denklem (2.1) yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q} = \rho_l \dot{m}_l c_l (T_{l,i} - T_{l,q}) \quad (2.1)$$

Burada;  $\rho_l$  soğutma sıvısının yoğunluğunu,  $\dot{m}_l$  soğutma sıvısının debisini,  $c_l$  soğutma sıvısının özgül ısısını,  $T_{l,i}$  soğutma sıvısı radyatör giriş sıcaklığını ve  $T_{l,q}$  soğutma sıvısı radyatör çıkış sıcaklığını ifade eder.

Deneyisel sistemin radyatör ısı atımı için belirsizliğini hesaplamak için Moffat tarafından önerilen yöntem kullanılmıştır [69]. Bu yöntemle göre bir Y fonksiyonu N adet bağımsız değişkenden yani  $X_1, X_2, \dots, X_N$ , kümesinden hesaplanacaksa, Y fonksiyonunun belirsizliği aşağıda verilen Denklem (2.2) ile belirlenebilir.

$$\Delta Y = \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \Delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

Burada  $\Delta X_i$ , bağımsız değişkenlerin belirsizliğini göstermektedir. Deneysel sistemin belirsizlik analizine kullanılmak üzere Tablo 2.5’de ölçüm ekipmanlarının özellikleri verilmiştir.

Tablo 2.5. Ölçüm ekipmanlarının özellikleri

| Ölçülen değişken | Ekipman               | Aralık                             | Belirsizlik           |
|------------------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|
| Sıcaklık         | J Tipi termokupl      | 0–400 °C                           | $\pm 2,2$ °C          |
| Hava hızı        | Anemometre            | 0–20 ms <sup>-1</sup>              | <0,2 ms <sup>-1</sup> |
| Akışkan debisi   | Türbin tipi debimetre | 0–6 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> | $\pm 1\%$             |

Denklem (2.2)’de, Tablo 2.5’de özellikleri verilen ekipmanların belirsizlik değerleri kullanılarak radyatörden atılan ısının maksimum belirsizliği %4,1 olarak hesaplanmıştır.

## 2.7. Deneysel Sistemde Test Edilecek Soğutma Sıvıları

Günümüzde birçok alanda ısıyı etkili olarak atmak amacıyla ısı transferi sıvıları kullanılmaktadır. Bu nedenle günümüzde hali hazırda üretilmekte olan, otomotiv haricinde farklı sektörlerde kullanılan çok sayıda ısı transfer sıvısı vardır. Bu ısı transfer sıvılarının birçoğu motor soğutma sıvısı olarak da kullanılabilir. Bu çalışmada su ve EG’nin yanında çeşitli ısı transfer sıvıları test düzeneğinde çeşitli şartlar altında test edilerek kıyaslanmıştır ve motor soğutma sıvısı olarak performansları değerlendirilmiştir. Bu sıvılar;

- Su
- Antifriz
- %50 su + %50 antifriz
- ITY (1)
- ITY (2)
- ITY (3)
- ITY (4)
- %50 Su + %50 Kesici takım soğutma sıvısı

Deneylerde kullanılan bu sıvıların termofiziksel özellikleri Tablo 2.6’da verilmiştir.

Tablo 2.6. Deneylerde kullanılan sıvıların 90 °C sıcaklıktaki termofiziksel özellikleri

| Isı transfer sıvısı                      | Yoğunluk<br>(kg m <sup>-3</sup> ) | Özgül ısı<br>(kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ) | Dinamik viskozite<br>(mPa s) | Isı iletim katsayısı<br>(W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ) |
|--|-----------------------------------|---|------------------------------|--|
| Su                                       | 965                               | 4,20  | 0,31                         | 0,6613   |
| EG                                       | 1064                              | 2,68  | 2,64                         | 0,2611   |
| %50 Su + %50 EG                          | 1016                              | 3,66  | 0,78                         | 0,4429   |
| ITY (1)                                  | 872                               | 2,10  | 6,73                         | ---  |
| ITY (2)                                  | 818                               | 2,15  | 6,70                         | 0,1305   |
| ITY (3)                                  | 875                               | 2,17  | 8,20                         | 0,1280   |
| ITY (4)                                  | 870                               | 2,16  | 6,90                         | ---  |
| %50 Su + %50 Kesici takım soğutma sıvısı | 1034                              | 3,70  | 0,60                         | ---  |

## 2.8. Deneysel Sistemde Test Edilen Radyatörler

Farklı geometrideki radyatörlerin ısı transfer kabiliyetlerin kıyaslanması amacıyla iki farklı tipte radyatör için deneyler yapılmıştır. Bunlardan birisi dairesel tüplü, diğeri ise düz tüplü radyatördür. Günümüzde taşıtlarda kullanılan radyatörler bu iki tip radyatördür. Kullanılan radyatörlerin ebat ve özellikleri aşağıda verilmiştir.

### 2.8.1. Deneysel sistemde test edilen dairesel tüplü radyatör

Deneylerde kullanılan dairesel tüplü radyatörün ölçüleri Tablo 2.7’de, fotoğrafı Şekil 2.21’de verilmiştir.

Tablo 2.7. Deneylerde kullanılan dairesel tüplü radyatörün ölçüleri

|                                    |              |
|------------------------------------|--------------|
| Önyüz alanı (m <sup>2</sup> )      | 0,219        |
| Kalınlık (mm)                      | 34           |
| Kanat adımı (mm)                   | 1,6          |
| Isı transfer bölgesi ölçüleri (mm) | 700×312,5×34 |
| Toplam boru sayısı                 | 32           |
| Boru sıra adedi                    | 2            |
| Boru dış çapı (mm)                 | 10,3         |
| Kanat kalınlığı (mm)               | 0,07         |
| Minimum kanat boyu (mm)            | 8,3          |



Şekil 2.21. Deneysel sistemde kullanılan dairesel tüplü radyatör

Dairesel tüplü radyatörde aşağıdaki sıvılar motor soğutma sıvısı olarak deney planına göre test edilmiştir;

- Su
- Antifriz
- %50 su + %50 antifriz
- İTY (1)
- İTY (2)
- İTY (3)
- İTY (4)
- %50 su + %50 kesici takım soğutma sıvısı

### 2.8.2. Deneysel sistemde test edilen düz tüplü radyatör

Deneysel sistemde kullanılan düz tüplü radyatörün fotoğrafı Şekil 2.22’de, ölçüleri Tablo 2.8’de verilmiştir.



Şekil 2.22. Deneysel kullanılan düz tüplü radyatör

Tablo 2.8. Deneysel kullanılan düz tüplü radyatörün ölçüleri

|                                    |            |
|------------------------------------|------------|
| Önyüz alanı (m <sup>2</sup> )      | 0,175      |
| Kalınlık (mm)                      | 30         |
| Kanat adımı (mm)                   | 2,7        |
| Isı transfer bölgesi ölçüleri (mm) | 770×293×30 |
| Toplam tüp sayısı                  | 48         |
| Tüp sıra adedi                     | 2          |
| Tüp dış ölçüleri (H x L) (mm)      | 2×12       |
| Kanat kalınlığı (mm)               | 0,05       |
| Minimum kanat boyu (mm)            | 9          |

Düz tüplü radyatörde aşağıdaki sıvılar motor soğutma sıvısı olarak deney planına göre test edilmiştir;

- Su
- Antifriz
- %50 su + %50 antifriz
- ITY (2)

## 2.9. Deney Planlaması

Deneilerin planlaması için detaylı literatür araştırması yapılmıştır. Ancak literatürde karşılaşılan deneylerde genellikle gerçek değerlerden oldukça uzak kalınmıştır. Bunun ana sebebi ise test makinelerinin gerekli güç değerlerine yakın olmamalarıdır. Bu çalışma kapsamında geliştirilen test makinesi gerçek değerlere mümkün olduğunca yakın ısı atım değerleri sağlamaktadır.

Yapılan deneylerde doğru bir kıyaslama olması için belirlenen soğutma sıvıları ve radyatörler aynı değerlerde test edilmiştir. Böylelikle soğutma sıvılarının motor soğutma sıvısı olarak birbirlerine üstünlükleri ortaya çıkarılabilmektedir. Ayrıca radyatör tipleri de birbiri ile kıyaslanmıştır.

Deney planlamasında tüm soğutma sıvılarının radyatöre 90 °C'de girmesi planlanmıştır. Ancak ısı transfer modeli geliştirirken kullanılmak üzere 70-90 °C aralığında deneyler de yapılmıştır. 70-90 °C aralığındaki sonuçlar grafiklerde kullanılmamış, sadece ısı transfer modelinin doğruluğunu test etmek amacıyla kullanılmıştır.

Soğutma sıvısı debilerinin belirlenmesi için Patel ve arkadaşlarının [70] çalışmasında ortaya koyduğu motor devri ve soğutma sıvısı debisi ilişkisi bulguları incelenmiştir. Bu çalışma ile birlikte ayrıca Tasuni ve arkadaşlarının [71] çalışmasındaki motor devrine bağlı olarak soğutma sıvısı debisi değişimi ile ilgili bulguları da incelenmiştir. İncelenen bu çalışmalar neticesinde soğutma sıvısı debisi; motorun 1000-2000 rpm devir aralığında devir daim pompasının oluşturacağı debi olan 0,1-0,3 l s<sup>-1</sup> aralığı belirlenmiştir.

Seyir rüzgârı olarak da 2 ms<sup>-1</sup> ve 4 ms<sup>-1</sup> aralığı belirlenmiştir. Daha yüksek hızlarda radyatörden uzaklaştırılan ısı miktarı çok fazla arttığı için soğutma sıvısını ısıtan



rezistanslar yetersiz kalmıştır. Rezistansların ürettiği 15 kW ısıdan daha fazlası atıldığı için radyatöre giren soğutma sıvısının sıcaklığının 90 °C’de sabit tutulması sağlanamamıştır.

Deneyleerin yaz – kış ortalama hava sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklarda yapılması düşünülmüştür. Radyatör performanslarının biraz daha zor koşullarda nasıl olacağına daha önemli olduğu düşünülmüştür. Giriş hava sıcaklığını artıran rezistan gücünün oluşturduğu sınırlılık nedeniyle en yüksek radyatör hava giriş sıcaklığı 35 °C olarak belirlenmiştir. Bu nedenlerle radyatöre giren havanın sıcaklığı için 25-35 °C aralığı uygun görülmüştür.

Bu çalışmada her sıvı için 67 farklı şart denenmiştir. Deneyleerin doğrulaması için her deney 5 defa tekrarlanmıştır. Böylelikle her sıvı için toplam 335 deney yapılmıştır. Bu çalışmada, tüm sıvılar için 2 radyatörde toplamda 4020 adet deney yapılmıştır. Yapılan deneyleelerin planı Tablo 2.9’daki gibidir.

Tablo 2.9. Deney planı

| No | Hava hızı (ms <sup>-1</sup> ) | Hava giriş sıcaklığı (°C) | Soğutma sıvısı debisi (ls <sup>-1</sup> ) | Soğutma sıvısı giriş sıcaklığı (°C) |
|----|-------------------------------|---------------------------|---|-------------------------------------|
| 1  | 2                             | 25                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 2  | 3                             | 25                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 3  | 4                             | 25                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 4  | 2                             | 30                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 5  | 3                             | 30                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 6  | 4                             | 30                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 7  | 2                             | 35                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 8  | 3                             | 35                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 9  | 4                             | 35                        | 0,1                                       | 90                                  |
| 10 | 2                             | 25                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 11 | 3                             | 25                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 12 | 4                             | 25                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 13 | 2                             | 30                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 14 | 3                             | 30                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 15 | 4                             | 30                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 16 | 2                             | 35                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 17 | 3                             | 35                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 18 | 4                             | 35                        | 0,2                                       | 90                                  |
| 19 | 2                             | 25                        | 0,3                                       | 90                                  |
| 20 | 3                             | 25                        | 0,3                                       | 90                                  |

Tablo 2.9. (Devam) Deney planı

| No | Hava hızı<br>(ms <sup>-1</sup> ) | Hava giriş<br>sıcaklığı (°C) | Soğutma sıvısı<br>debisi (ls <sup>-1</sup> ) | Soğutma sıvısı<br>giriş sıcaklığı (°C) |
|----|----------------------------------|------------------------------|--|--|
| 21 | 4                                | 25                           | 0,3  | 90                                     |
| 22 | 2                                | 30                           | 0,3  | 90                                     |
| 23 | 3                                | 30                           | 0,3  | 90                                     |
| 24 | 4                                | 30                           | 0,3  | 90                                     |
| 25 | 2                                | 35                           | 0,3  | 90                                     |
| 26 | 3                                | 35                           | 0,3  | 90                                     |
| 27 | 4                                | 35                           | 0,3  | 90                                     |
| 28 | 2                                | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 29 | 2,2                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 30 | 2,4                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 31 | 2,6                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 32 | 2,8                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 33 | 3                                | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 34 | 3,2                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 35 | 3,4                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 36 | 3,6                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 37 | 3,8                              | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 38 | 3                                | 25                           | 0,2  | 80                                     |
| 39 | 3                                | 26,2                         | 0,2  | 80                                     |
| 40 | 3                                | 27,4                         | 0,2  | 80                                     |
| 45 | 3                                | 33,4                         | 0,2  | 80                                     |
| 46 | 3                                | 34,6                         | 0,2  | 80                                     |
| 47 | 3                                | 35,8                         | 0,2  | 80                                     |
| 48 | 3                                | 30                           | 0,1  | 80                                     |
| 49 | 3                                | 30                           | 0,12   | 80                                     |
| 50 | 3                                | 30                           | 0,14   | 80                                     |
| 51 | 3                                | 30                           | 0,16   | 80                                     |
| 52 | 3                                | 30                           | 0,18   | 80                                     |
| 53 | 3                                | 30                           | 0,2  | 80                                     |
| 54 | 3                                | 30                           | 0,22   | 80                                     |
| 55 | 3                                | 30                           | 0,24   | 80                                     |
| 56 | 3                                | 30                           | 0,26   | 80                                     |
| 57 | 3                                | 30                           | 0,28   | 80                                     |
| 58 | 3                                | 30                           | 0,2  | 70                                     |
| 59 | 3                                | 30                           | 0,2  | 72                                     |
| 60 | 3                                | 30                           | 0,2  | 74                                     |
| 61 | 3                                | 30                           | 0,2  | 76                                     |
| 62 | 3                                | 30                           | 0,2  | 78                                     |

Tablo 2.9. (Devam) Deney planı

| No | Hava hızı<br>( $\text{ms}^{-1}$ ) | Hava giriş<br>sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ ) | Soğutma sıvısı<br>debisi ( $\text{ls}^{-1}$ ) | Soğutma sıvısı<br>giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ ) |
|----|-----------------------------------|--|---|--|
| 63 | 3                                 | 30   | 0,2   | 80   |
| 64 | 3                                 | 30   | 0,2   | 82   |
| 65 | 3                                 | 30   | 0,2   | 84   |
| 66 | 3                                 | 30   | 0,2   | 86   |
| 67 | 3                                 | 30   | 0,2   | 88   |

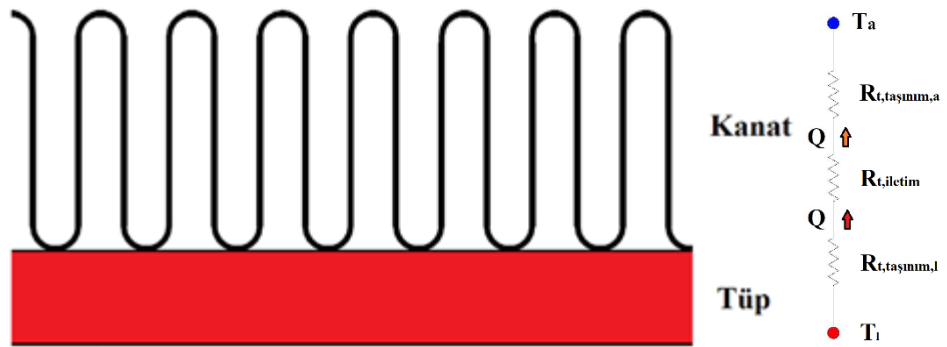
### 3. ISI TRANSFERİ MODELİ

#### 3.1. Taşıt Radyatörlerinden Atılan Isının Hesaplaması

Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de dairesel ve düz tüplü radyatörlerin ısı transfer mekanizması gösterilmiştir. Soğutma sıvısı motor bloğundan aldığı nedeniyle sıcaklığı yükselmiş olarak radyatör kanallarına ulaşmaktadır. Radyatör kanallarında soğutma sıvısındaki ısı, tüp iç duvarına taşınım yoluyla aktarmaktadır. Tüp duvarı ise bu ısıyı dış duvara ve kanatlara iletim yoluyla aktarmaktadır. Radyatör dış duvarı ve kanatlardan ısı havaya taşınım yoluyla geçmektedir.



Şekil 3.1. Dairesel tüplü radyatör termal çevrimi



Şekil 3.2. Düz tüplü radyatör termal çevrimi

Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı Denklem (3.1) yardımı ile hesaplanır [72].

$$h_1 = \frac{Nu k_1}{D_1} \quad (3.1)$$

Burada Nu Nusselt sayısını,  $k_1$  sıvının ısı iletim katsayısını ve  $D_1$  sıvı tarafının hidrolik çapını ifade etmektedir.

Yuvarlak tüplü radyatörlerde sıvı tarafındaki Nusselt sayısı Denklem (3.2) yardımı ile hesaplanır [73].

$$Nu = 0,130Re^{0,55}Pr^{0,5} \quad (3.2)$$

Burada Re Reynolds sayısını ve Pr Prandtl sayısını ifade eder.

Düz tüplü radyatörlerde sıvı tarafındaki Nusselt sayısı Denklem (3.3) yardımı ile hesaplanır [73].

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.3)$$

Burada f sürtünme faktörünü ifade eder. Düz tüplü radyatörde Nusselt sayısının hesaplamasında kullanılan sürtünme faktörü Denklem (3.4) yardımı ile hesaplanır [74].

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (3.4)$$

Sıvı tarafının hidrolik çapı olan  $D_1$  Denklem (3.5) yardımı ile hesaplanır [75].

$$D_1 = \frac{4A_{in}}{P_t} \quad (3.5)$$

Burada  $A_{in}$  tüp iç kesit alanı,  $P_t$  ıslak çevredir.

Sıvı tarafındaki Prandtl sayısı Denklem (3.6) yardımı ile hesaplanır [76].

$$Pr = \frac{c_{p,1}\mu_1}{k_1} \quad (3.6)$$

Burada  $c_{p,1}$  sıvının özgül ısısını ifade eder.

Sıvı tarafındaki Reynolds sayısı Denklem (3.7) ile hesaplanır [75].

$$Re = \frac{\rho_1 V_1 D_1}{\mu_1} \quad (3.7)$$

Burada  $\rho_1$  sıvının yoğunluğunu,  $V_1$  sıvının hızını ve  $\mu_1$  sıvının dinamik viskozitesidir.

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı Denklem (3.8) yardımı ile hesaplanır [73].

$$h_a = \frac{jG_a c_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (3.8)$$

Burada  $j$  Colburn faktörünü,  $G_a$  hava tarafının kütle akısını,  $c_{p,a}$  havanın özgül ısısını,  $Pr$  Prandtl sayısını ifade eder.

Hava tarafındaki Prandtl sayısı Denklem (3.9) yardımı ile hesaplanır [77].

$$Pr = \frac{c_{p,a} \mu_a}{k_a} \quad (3.9)$$

Burada  $\mu_a$  havanın dinamik viskozitesini ve  $k_a$  ise havanın ısı iletim sayısını ifade eder.

Hava tarafının kütle akısı olan  $G_a$ , Denklem (3.10) yardımı ile hesaplanır [77].

$$G_a = V_a \rho_a \quad (3.10)$$

Burada  $V_a$  hava hızını ve  $\rho_a$  havanın yoğunluğunu ifade eder.

Düz tüplü radyatörlerde Colburn faktörü Denklem (3.11) ile hesaplanır [73].

$$j = 0,425 Re^{-0,496} \quad (3.11)$$

Yuvarlak tüplü radyatörlerde Colburn faktörü Denklem (3.12) ile hesaplanır [73].

$$j = \frac{0,174}{Re^{0,383}} \quad (3.12)$$

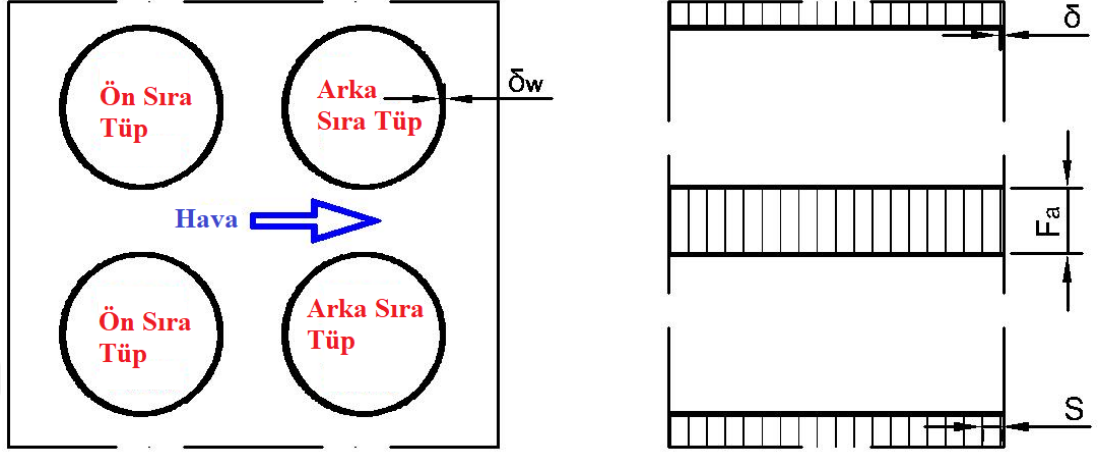
Hava tarafındaki Reynolds sayısı Denklem (3.13) ile hesaplanır [77].

$$Re = \frac{\rho_a V_a D_a}{\mu_a} \quad (3.13)$$

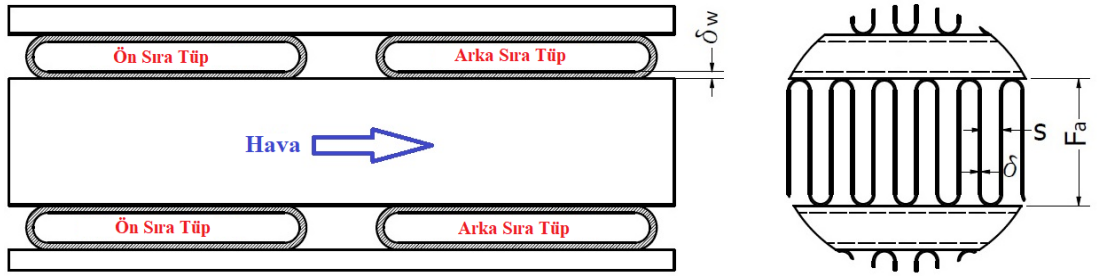
Hava tarafının hidrolik çapı olan  $D_a$  Denklem (3.14) yardımı ile hesaplanır.

$$D_a = \frac{2(sF_a)}{s+F_a} \quad (3.14)$$

Burada  $s$  kanat adımını ve  $F_a$  kanat yüksekliğini ifade eder. Dairesel tüplü radyatör üzerinde gösterimi Şekil 3.3 ve düz tüplü radyatör üzerinde gösterimi Şekil 3.4'de verilmiştir.



Şekil 3.3. Dairesel tüplü radyatör ve kanat ölçüleri



Şekil 3.4. Düz tüplü radyatör ve kanat ölçüleri

Radyatörün ısı transferi Denklem (3.15) yardımı ile hesaplanır [73].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_a A_a} + \frac{\delta_w}{k_t A_t} + \frac{1}{h_l A_l} \quad (3.15)$$

Burada  $A_t$  tüp yüzey alanını,  $\delta_w$  tüp duvar kalınlığını,  $k_t$  tüp malzemesi ısı iletim katsayısını,  $A_l$  ise sıvı tarafı yüzey alanını,  $A_a$  hava tarafı toplam yüzey alanını,  $\eta_o$  toplam yüzey verimini ifade eder.

Kanatçık toplam yüzey verimi, Denklem (3.16) yardımı ile hesaplanır [72].

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (3.16)$$

Burada  $A_f$  kanat toplam alanını,  $\eta_f$  ise kanatçık verimini fade eder.

Hava tarafı toplam yüzey alanı olan  $A_a$  Denklem (3.17) yardımı ile hesaplanır.

$$A_a = A_t + A_f \quad (3.17)$$

Kanatçık verimi, Denklem (3.18) yardımı ile hesaplanır [78].

$$\eta_f = \frac{\tanh m L_c}{m L_c} \quad (3.18)$$

Burada  $L_c$  etkin kanat yüksekliğini,  $m$  ise boyutsuz bir sabiti ifade eder.

Etkin kanat yüksekliği Denklem (3.19) yardımı ile hesaplanır [78].

$$L_c = \frac{F_a}{2} \quad (3.19)$$

Boyutsuz  $m$  sayısı, Denklem (3.20) yardımı ile hesaplanır [78].

$$m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f \delta}} \quad (3.20)$$

Burada  $k_f$  kanat malzemesinin ısı iletim katsayısını ve  $\delta$  ise kanat kalınlığını ifade eder.

Sıvı ısı kapasitesi, Denklem (3.21) yardımı ile hesaplanır [77].

$$C_l = c_{p,l} m_l \quad (3.21)$$

Burada  $m_l$  sıvının kütleli debisini ifade eder.

Hava ısı kapasitesi, Denklem (3.22) yardımı ile hesaplanır [77].

$$C_a = c_{p,a} m_a \quad (3.22)$$

Burada  $m_a$  havanın kütleli debisini ifade eder.

Isıl kapasiteler oranı, Denklem (3.23) yardımı ile hesaplanır [79].



$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.23)$$

Burada  $C_{\min}$ ;  $C_l$  ve  $C_a$  dan küçük olanını ifade etmektedir.  $C_{\max}$  ise  $C_l$  ve  $C_a$  dan büyük olanını ifade etmektedir.

NTU Denklem (3.24) yardımı ile hesaplanır [79].

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.24)$$

Etkinlik Denklem (3.25) yardımı ile hesaplanır [80].

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0,22}}{C} [\exp(-C NTU^{0,78}) - 1]\right\} \quad (3.25)$$

Radyatörden atılan ısı Denklem (3.26) yardımı ile hesaplanır [80].

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{l,i} - T_{a,i}) \quad (3.26)$$

Burada  $T_{l,i}$  sıvı radyatör giriş sıcaklığını ve  $T_{a,i}$  ise havanın radyatöre giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Sıvı radyatör çıkış sıcaklığı Denklem (3.27) yardımı ile hesaplanır.

$$T_{l,q} = T_{l,i} - \left(\frac{Q}{C_l}\right) \quad (3.27)$$

Burada  $T_{l,q}$  sıvı radyatör çıkış sıcaklığını ifade etmektedir.

Hava radyatör çıkış sıcaklığı Denklem (3.28) yardımı ile hesaplanır.

$$T_{a,q} = T_{a,i} - \left(\frac{Q}{C_a}\right) \quad (3.28)$$

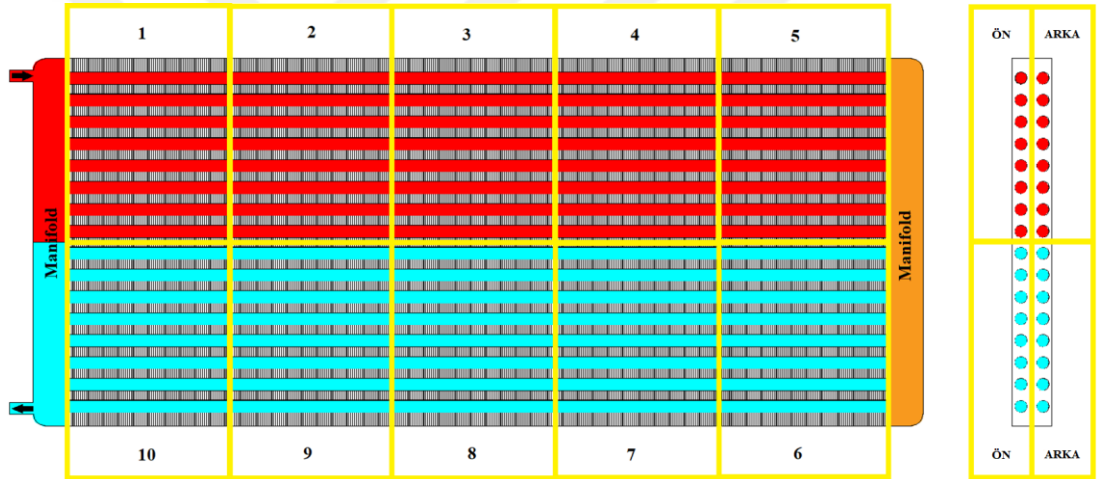
Burada  $T_{a,q}$  hava radyatör çıkış sıcaklığını ifade etmektedir.

### 3.2. Taşıt Radyatörleri Hesaplama Aracı

Farklı taşıt radyatörlerinin değerlendirilebilmesi, atılan ısı ve çıkış sıcaklıklarının bulunabilmesi için Microsoft Excel programı kullanılarak bir hesaplama aracı

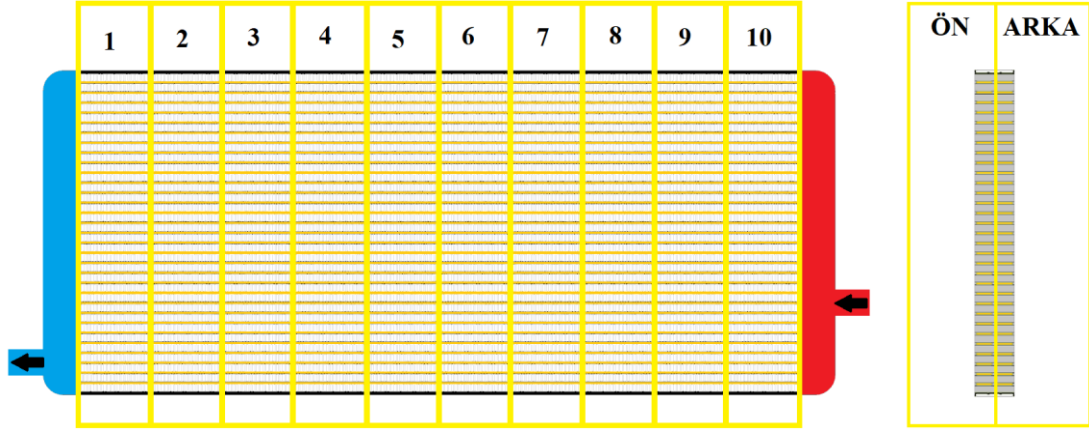
geliştirilmiştir. Bu hesaplama aracı anlatılan hesaplama yöntemi ve formüller kullanılarak geliştirilmiştir. Bu hesaplama aracı sayesinde radyatör ebadı, radyatör malzemesi, soğutma sıvısı termofiziksel özellikleri, hava akış hızı gibi çeşitli değişkenler girilerek radyatörlerin farklı durumlar için uzaklaştırıcakları ısı bulunabilmektedir.

Programda, hesaplamada hassasiyetin artırılması için radyatörü Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da gösterildiği gibi 10 bölüme ayrılmıştır. Her bölümün ön sıra ve arka sıra borularda ayrılarak bölüm sayısı 20 adete çıkarılmıştır. Her bölüme düşen boru tek bir kontrol hacmi olarak alınmıştır. Örneğin 48 tüplü bir radyatörde her bölüme 12 adet boru düşmektedir. Hazırlanan program, 48 tüplü bir radyatörü  $12 \times 20 = 240$  ayrı kontrol hacmine ayırarak hesaplamaktadır.



Şekil 3.5. Dairesel tüplü radyatör kontrol hacimleri

Şekil 3.5'de şematik olarak gösterilen dairesel tüplü radyatörde, devirdaim pompası tarafından basınçlandırılmış olan soğutma sıvısı sol üst manifold girişinden girerek üst boru demetindeki borular boyunca sağ manifolda ilerlemektedir. İlerlemesi sırasında ısını borulara aktarmaktadır. Sağ manifolda geldiğinde borulardan gelen sıvılar karışarak alt boru demetindeki borulardan sola doğru ısını borulara aktararak ilerlemektedir. Soğutma sıvısı sol alt manifolda ulaştığında karışarak alt manifoldun çıkışından radyatörü terk etmektedir.



Şekil 3.6. Düz tüplü radyatör kontrol hacimleri

Şekil 3.6'da şematik olarak gösterilen düz tüplü radyatörde, devirdaim pompası tarafından basınçlandırılmış olan soğutma sıvısı sağ manifold girişinden girerek borular boyunca sol manifolda ilerlemektedir. İlerlemesi sırasında ısıyı borulara aktarmaktadır. Soğutma sıvısı sol manifolda ulaştığında karışarak manifoldun çıkışından radyatörü terk etmektedir.

Kontrol hacimlerindeki hesaplamalar, Şekil 3.7'deki programlar ile yapılmaktadır. Bu programdan 20 adet bulunmaktadır ve otomatik olarak hesaplama yaparak her bölümdeki tek boru için bulunan değerleri ara sonuçlar sayfasına aktarmaktadır. Ardışık bölümler arasında, öndeki bölümün sıvı çıkış sıcaklığı sonraki bölümün giriş sıcaklığı olarak alınmıştır. Ayrıca arka sıra için de ön sıra hava çıkış sıcaklığı giriş sıcaklığı olarak kullanılmıştır. Dairesel tüplü radyatörde 5. Bölüm sonrası tüm tüplerden gelen sıvılar manifoldda karıştığı için ön ve arka sıra tüplerden gelen sıvıların ortalama sıcaklığı alınarak 6. Bölüm giriş sıcaklığı olarak kullanılmıştır.

Her bölümdeki tüp parçası için bulunan ısı atımı sonuçları bu bölümdeki boru sayısı ile çarpılarak Şekil 3.8'de gösterilen ara sonuçlara geçirilmektedir. Her bölüm sonrası bulunan çıkış sıcaklığı sonuçları da bu sayfaya aktarılır.

Hesaplamalarda kullanılacak olan termofiziksel değerler Şekil 3.9'da gösterilen veri tabanı sayfasında yer almaktadır. Bu sayfaya kullanılan soğutma sıvısı, hava ve radyatör malzemesinin farklı sıcaklıklardaki değerleri girilmektedir. Hesaplamalarda,

otomatik olarak termofiziksel özellikler sıcaklığa göre en yakın değer alınarak kullanılmaktadır.

| GİRDİLER                                 |                 |                            | HESAPLANAN DEĞERLER                 |                 |                                 |
|--|-----------------|----------------------------|-------------------------------------|-----------------|---------------------------------|
| Radyatör Isı Transfer Yüzeyi Boyu        | X               | 0,154 m                    | Havanın Kütleli Debişi              | m <sub>h</sub>  | 0,004395635 kg/s                |
| Radyatör Isı Transfer Yüzeyi Eni         | Y               | 0,012208333 m              | Hava Tarafı Hidrolik Çap            | D <sub>h</sub>  | 0,002347826 m                   |
| Kanat Adımı                              | s               | 0,00135 m                  | Hava Tarafı Kütle Akışı             | G <sub>h</sub>  | 2,338 kg/m <sup>2</sup> s       |
| Kanat Yüksekliği                         | F <sub>h</sub>  | 0,009 m                    | Hava Tarafı Prandtl Sayısı          | Pr <sub>h</sub> | 0,728437868                     |
| Kanat Kalınlığı                          | δ               | 0,00005 m                  | Hava Tarafı Reynold Sayısı          | Re <sub>h</sub> | 296,8749265                     |
| Tüp Alanı                                | A <sub>t</sub>  | 0,000018004 m <sup>2</sup> | Colburn Faktörü                     | j               | 0,019658645                     |
| Tüp Çevresi                              | P <sub>t</sub>  | 0,025022 m                 | Hava Tarafı Isı Transfer Kat Sayısı | H <sub>h</sub>  | 57,0561405 j/m <sup>2</sup> s   |
| Tüp Duvar Kalınlığı                      | δ <sub>w</sub>  | 0,0002 m                   | Verimli Kanat Yüksekliği            | L <sub>c</sub>  | 0,0045 m                        |
|  |                 |                            | m Sayısı                            | m               | 103,9523315                     |
| Kanat Toplam Alanı                       | A <sub>k</sub>  | 0,016041667 m <sup>2</sup> | Kanat Verimi                        | η <sub>k</sub>  | 0,932923971                     |
| Tüp duvarı dış yüzey alanı               | A <sub>t</sub>  | 0,004046966 m <sup>2</sup> | Hava Tarafı Verimi                  | η <sub>o</sub>  | 0,946436807                     |
| Sıvı Tarafı Yüzey Alanı                  | A <sub>s</sub>  | 0,003853388 m <sup>2</sup> | Hava Isıl Kapasite Debişi           | Ch              | 4,417613008 j/s <sup>o</sup> K  |
|  |                 |                            |                                     |                 |                                 |
| Radyatör Malzemesi Isı İletim Kat Sayısı | kr              | 211,2 W/m <sup>o</sup> K   | Hidrolik Çap                        | D <sub>s</sub>  | 0,002878107 m                   |
|  |                 |                            | Sıvının Hızı                        | V <sub>s</sub>  | 0,231430053 m/s                 |
| Havanın Yoğunluğu                        | ρ <sub>h</sub>  | 1,169 kg/m <sup>3</sup>    | Sıvı Tarafı Reynold Sayısı          | Re <sub>s</sub> | 2044,411834                     |
| Havanın Kinematik Viskozitesi            | μ <sub>h</sub>  | 0,00001849 kg/ms           | Sıvı Tarafı Prandtl Sayısı          | Pr <sub>s</sub> | 1,99933162                      |
| Havanın Özgül Isısı                      | C <sub>ph</sub> | 1005 J/kgK                 | Sıvı Tarafı Nusselt Sayısı          | Nu              | 12,16741671                     |
| Havanın Isı İletim Kat Sayısı            | kh              | 0,02551 W/m.K              | Sıvı Tarafı Isı Transfer Kat Sayısı | H <sub>s</sub>  | 2795,695895 W/m <sup>2</sup> °K |
|  |                 |                            | Sıvı Isı Kapasite Debişi            | C <sub>s</sub>  | 16,90883833 j/s <sup>o</sup> K  |
|  |                 |                            |                                     |                 |                                 |
| Sıvının Yoğunluğu                        | ρ <sub>s</sub>  | 965,3 kg/m <sup>3</sup>    | Isı Transferi                       | UA              | 0,80162892 W                    |
| Sıvının Kinematik Viskozitesi            | μ <sub>s</sub>  | 0,0003145 kg/ms            | Isıl Kapasite Debişi Oranı          | C               | 0,261260586                     |
| Sıvının Özgül Isısı                      | C <sub>ps</sub> | 4204 J/kgK                 | NTU Sayısı                          | NTU             | 0,181462006                     |
| Sıvının Isı İletim Kat Sayısı            | ks              | 0,6613 W/m.K               | Etkinlik                            | ε               | 0,160800065                     |
|  |                 |                            |                                     |                 |                                 |
| Havanın Hızı                             | V <sub>h</sub>  | 2 m/s                      | Isı Atımı                           | Q               | 46,17290985 W                   |
| Hava Radyatör Giriş Sıcaklığı            | Th <sub>g</sub> | 25 °C                      | Sıvı Çıkış Sıcaklığı                | T <sub>sç</sub> | 87,26930325 °C                  |
|  |                 |                            | Hava Çıkış Sıcaklığı                | Th <sub>ç</sub> | 35,45200423 °C                  |
| Sıvının Hacimsel Debişi                  | V <sub>s</sub>  | 0,004166667 l/s            |                                     |                 |                                 |
| Sıvı Radyatör Giriş Sıcaklığı            | T <sub>sg</sub> | 90 °C                      |                                     |                 |                                 |

Şekil 3.7. Belirli bir bölgedeki bir kontrol hacmi için modelin değiştirilmiş girişleri ve hesaplanan parametreler.

| ARA SONUÇLAR |         |                      |                 |             |    |
|--------------|---------|----------------------|-----------------|-------------|----|
| ÖN SIRA      | BÖLÜM 1 | Isı Atımı            | Q               | 891,1444825 | W  |
|              |         | Sıvı Çıkış Sıcaklığı | T <sub>sç</sub> | 88,5875028  | °C |
|              |         | Hava Çıkış Sıcaklığı | Th <sub>ç</sub> | 43,5643583  | °C |
| ARKA SIRA    | BÖLÜM 1 | Isı Atımı            | Q               | 749,2443545 | W  |
|              |         | Sıvı Çıkış Sıcaklığı | T <sub>sç</sub> | 88,81241979 | °C |
|              |         | Hava Çıkış Sıcaklığı | Th <sub>ç</sub> | 50,8799887  | °C |
| ÖN SIRA      | BÖLÜM 2 | Isı Atımı            | Q               | 859,0173074 | W  |
|              |         | Sıvı Çıkış Sıcaklığı | T <sub>sç</sub> | 87,22430784 | °C |
|              |         | Hava Çıkış Sıcaklığı | Th <sub>ç</sub> | 43,25559957 | °C |
| ARKA SIRA    | BÖLÜM 2 | Isı Atımı            | Q               | 727,2103723 | W  |
|              |         | Sıvı Çıkış Sıcaklığı | T <sub>sç</sub> | 87,65839238 | °C |
|              |         | Hava Çıkış Sıcaklığı | Th <sub>ç</sub> | 50,35608992 | °C |
| ÖN SIRA      | BÖLÜM 3 | Isı Atımı            | Q               | 837,1650469 | W  |
|              |         | Sıvı Çıkış Sıcaklığı | T <sub>sç</sub> | 85,89579074 | °C |
|              |         | Hava Çıkış Sıcaklığı | Th <sub>ç</sub> | 43,04558808 | °C |

Şekil 3.8. Kontrol hacimlerinden gelen ara sonuçlar

| SICAKLIK | HAVA              |                       |             |                       | SOĞUTMA SIVISI    |                       |             |                       | RADYATÖR MALZEMESİ    |
|----------|-------------------|-----------------------|-------------|-----------------------|-------------------|-----------------------|-------------|-----------------------|-----------------------|
|          | Yoğunluğu         | Kinematik Viskozitesi | Özgül Isısı | Isı İletim Kat Sayısı | Yoğunluğu         | Kinematik Viskozitesi | Özgül Isısı | Isı İletim Kat Sayısı | Isı İletim Kat Sayısı |
|          | $\rho_h$          | $\mu_h$               | $C_{ph}$    | $k_h$                 | $\rho_s$          | $\mu_s$               | $C_{ps}$    | $k_s$                 | $k_w$                 |
| °C       | kg/m <sup>3</sup> | kg/ms                 | J/kgK       | W/m.K                 | kg/m <sup>3</sup> | kg/ms                 | J/kgK       | W/m.K                 | W/m.K                 |
| 0        | 1,292             | 0,0001818             | 1006        | 0,02364               | 999,8             | 0,001792              | 4217        | 0,561                 | 206                   |
| 5        | 1,269             | 0,0001888             | 1006        | 0,02401               | 999,9             | 0,001519              | 4205        | 0,571                 | 206                   |
| 10       | 1,246             | 0,0001944             | 1006        | 0,02439               | 999,7             | 0,001307              | 4194        | 0,58                  | 206                   |
| 15       | 1,225             | 0,0002009             | 1007        | 0,02476               | 999,1             | 0,001138              | 4185        | 0,589                 | 206                   |
| 20       | 1,204             | 0,0002074             | 1007        | 0,02514               | 998               | 0,001002              | 4182        | 0,598                 | 206                   |
| 25       | 1,184             | 0,0002141             | 1007        | 0,02551               | 997               | 0,000891              | 4180        | 0,607                 | 206                   |
| 30       | 1,164             | 0,0002208             | 1007        | 0,02588               | 996               | 0,000798              | 4178        | 0,615                 | 206                   |
| 35       | 1,145             | 0,0002277             | 1007        | 0,02625               | 994               | 0,00072               | 4178        | 0,623                 | 206                   |
| 40       | 1,127             | 0,0002346             | 1007        | 0,02662               | 992               | 0,000653              | 4179        | 0,631                 | 206                   |
| 45       | 1,109             | 0,0002416             | 1007        | 0,02699               | 990,1             | 0,000596              | 4180        | 0,637                 | 206                   |
| 50       | 1,092             | 0,0002487             | 1007        | 0,02735               | 988,1             | 0,000547              | 4181        | 0,644                 | 206                   |
| 55       | 1,0755            | 0,00025595            | 1007        | 0,027715              | 985,2             | 0,000504              | 4183        | 0,649                 | 206                   |
| 60       | 1,059             | 0,0002632             | 1007        | 0,02808               | 983,3             | 0,000467              | 4185        | 0,654                 | 206                   |
| 65       | 1,0435            | 0,0002706             | 1007        | 0,028445              | 980,4             | 0,000433              | 4187        | 0,659                 | 206                   |
| 70       | 1,028             | 0,000278              | 1007        | 0,02881               | 977,5             | 0,000404              | 4190        | 0,663                 | 206                   |
| 75       | 1,0137            | 0,00028555            | 1007,5      | 0,02917               | 974,7             | 0,000378              | 4193        | 0,667                 | 206                   |
| 80       | 0,9994            | 0,0002931             | 1008        | 0,02953               | 971,8             | 0,000355              | 4197        | 0,67                  | 206                   |
| 85       | 0,9856            | 0,00030085            | 1008        | 0,029885              | 968,1             | 0,000333              | 4201        | 0,673                 | 206                   |
| 90       | 0,9718            | 0,0003086             | 1008        | 0,03024               | 965,3             | 0,000315              | 4206        | 0,675                 | 206                   |
| 95       | 0,9588            | 0,00031645            | 1008,5      | 0,030595              | 961,5             | 0,000297              | 4212        | 0,677                 | 206                   |
| 100      | 0,9458            | 0,0003243             | 1009        | 0,03095               | 957,9             | 0,000282              | 4217        | 0,679                 | 206                   |

Şekil 3.9. Havanın ve soğutma sıvısının termofiziksel özelliklerinin girildiği veri tabanı

Radyatör boyutsal özellikleri Şekil 3.10'da gösterilen ana ekrana girilmektedir. Bununla birlikte istenen hava hızı, hava radyatör giriş sıcaklığı, sıvı debisi ve sıvı radyatör giriş sıcaklığı da ana ekrana girilmektedir. Radyatörden atılan toplam ısı ve sıvının radyatörden çıkış yaparken sıcaklığı da ana ekranda gösterilmektedir.

| GİRDİLER                          |                 |                           |
|-----------------------------------|-----------------|---------------------------|
| Radyatör Isı Transfer Yüzeyi Boyu | X               | 0,77 m                    |
| Radyatör Isı Transfer Yüzeyi Eni  | Y               | 0,3125 m                  |
| Boru Adedi                        |                 | 20                        |
| Kanat Adımı                       | s               | 0,0016 m                  |
| Kanat Yüksekliği                  | F <sub>h</sub>  | 0,0083 m                  |
| Kanat Kalınlığı                   | δ               | 0,00007 m                 |
| Tüp Alanı                         | A <sub>t</sub>  | 0,00007543 m <sup>2</sup> |
| Tüp Çevresi                       | P <sub>t</sub>  | 0,0308 m                  |
| Kanat Toplam Alanı                | A <sub>h</sub>  | 9,3 m <sup>2</sup>        |
| Tüp Duvar Kalınlığı               | δ <sub>w</sub>  | 0,00025 m                 |
| Tüp duvarı dış yüzey alanı        | A <sub>w</sub>  | 0,32342 m <sup>2</sup>    |
| Sıvı Tarafı Yüzey Alanı           | A <sub>s</sub>  | 0,30772 m <sup>2</sup>    |
| Havanın Hızı                      | V <sub>h</sub>  | 2 m/s                     |
| Hava Radyatör Giriş Sıcaklığı     | Th <sub>g</sub> | 25 °C                     |
| Sıvının Hacimsel Debisi           | V <sub>s</sub>  | 0,1 l/s                   |
| Sıvı Radyatör Giriş Sıcaklığı     | T <sub>sg</sub> | 90 °C                     |

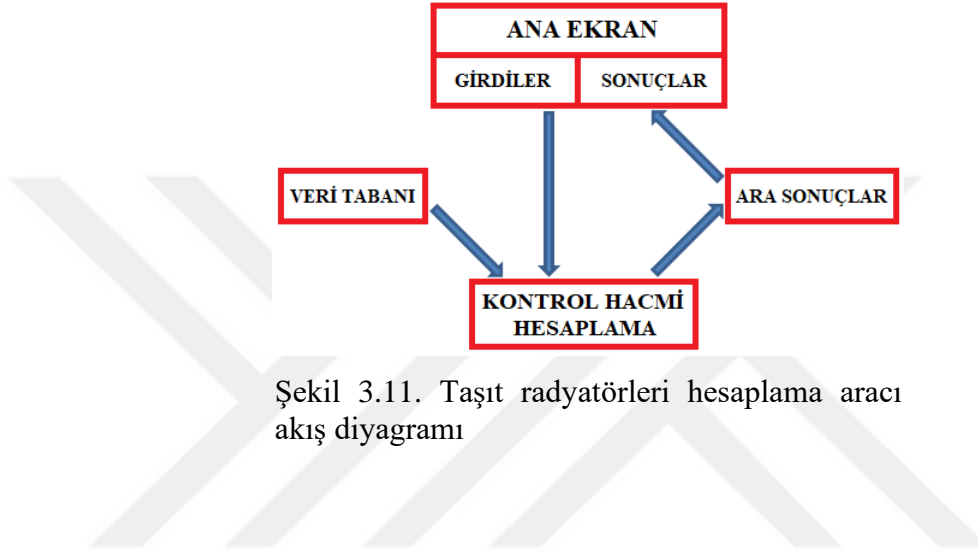
|                               |                 |         |
|-------------------------------|-----------------|---------|
| Toplam Isı Atımı              | Q               | 7,9 kW  |
| Radyatör Sıvı Çıkış Sıcaklığı | T <sub>sc</sub> | 68,7 °C |

Şekil 3.10. Radyatör özelliklerinin ve deney koşullarının girildiği, sonucun görüntülediği ana ekran

Yuvarlak tüplü ve düz tüplü radyatörlerin hesaplamasında farklılık olduğu için ikisi için ayrı programlar hazırlanmıştır. Bu programlar ile deneylerde bulunan sonuçların

elde edildiği Şartlar altında hesaplamalar yapılmış ve sonuÇlar bÖlümünde deney sonuÇları ile kıyaslamasına yer verilmiştir.

Şekil 3.11’de gÖsterildiği gibi radyatÖr hesaplama aracı radyatÖr ölçüleri ve veri tabanından aldığı termofiziksel özellikleri kullanarak her bir kontrol hacmi için hesaplama yapmaktadır. Kontrol hacmi sonuÇlarını ara sonuÇlarda birleştirerek nihai sonucu yine ana ekranda gÖstermektedir.



Şekil 3.11. Taşıt radyatÖrleri hesaplama aracı akış diyagramı

## **4. SOĞUTMA SIVILARI VE RADYATÖRLERİN DENEYSEL PERFORMANSLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ**

Hazırlanan deneysel sistemde, çok sayıda sıvı ile iki farklı radyatörde deneyler yapılmıştır. Ayrıca her iki radyatör tipi için de ısı transfer modeli geliştirilerek deney sonuçları ile kıyaslanmıştır. Sonuçların değerlendirilmesi üç kategoride ele alınmıştır. Öncelikli olarak soğutma sıvılarının deneysel performansları her durum için önce dairesel radyatörde, sonra da düz radyatörde araştırılmıştır. Sonrasında ise radyatörler aynı soğutma sıvılarındaki performansları karşılaştırılmıştır. En son ise dairesel ve düz tüplü radyatör için oluşturulan ısı transfer modeli sonuçları deney sonuçları ile ayrı ayrı karşılaştırılmıştır.

### **4.1. Soğutma Sıvısı Deneysel Performanslarının Karşılaştırılması**

Bu çalışma kapsamında 8 farklı soğutma sıvısı ve 2 radyatör kullanılarak farklı koşullarda çok sayıda deney yapılmıştır. Bu deneylerle soğutma sıvılarının birbirlerine üstünlükleri kıyaslanabilmektedir. Aynı zamanda soğutma sıvılarının farklı radyatörlerdeki performanslarının da görülmesi sağlanmıştır. Dairesel tüplü ve düz tüplü radyatörlerde yapılan testlerin sonuçları ayrı kısımlarda incelenmiştir.

#### **4.1.1. Dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvısı deneysel performanslarının karşılaştırılması**

Dairesel tüplü radyatörde toplam 8 adet sıvı test edilmiştir. Bu sıvıların aynı şartlarda radyatörden uzaklaştırdıkları ısı miktarları grafikler aracılığı ile verilmiştir. Daha açık bir inceleme için üç farklı değişken için ayrı gruplarda inceleme yapılmıştır. Bunlar; radyatöre giren havanın sıcaklığı, radyatörden geçen havanın hızı ve radyatörden geçen soğutma sıvısı debisi durumlarıdır. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de radyatöre giren hava hızının etkisi, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’de radyatörden geçen havanın hızının etkisi, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da ise soğutma sıvısı debisinin etkisi incelenmiştir.

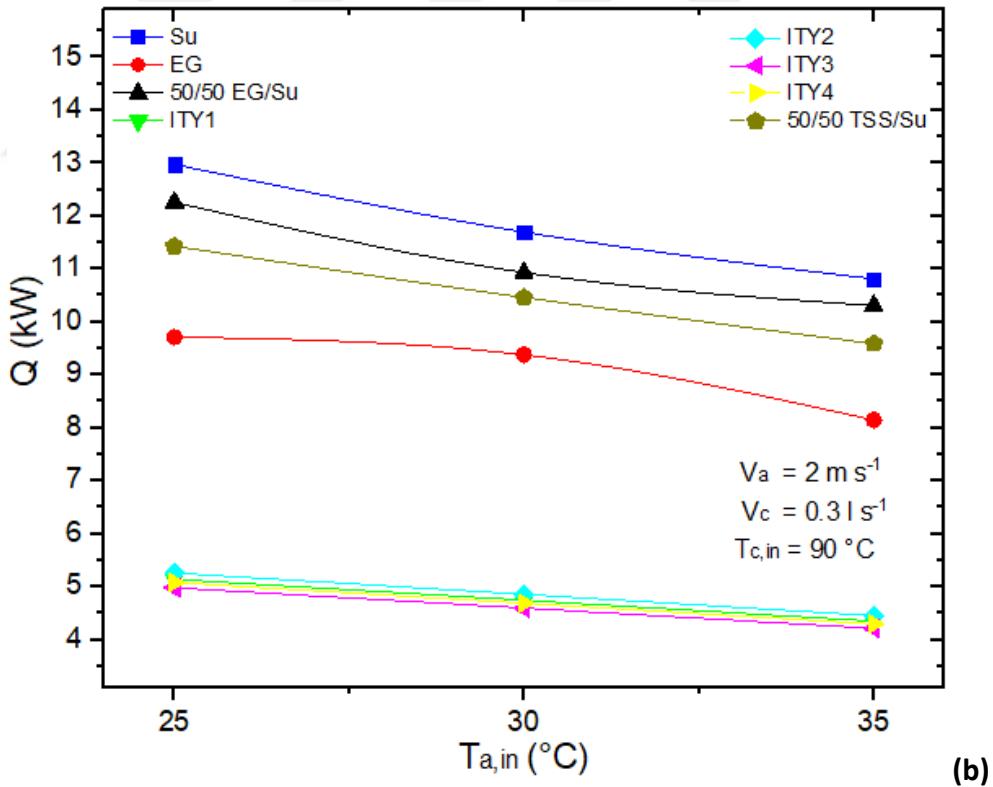
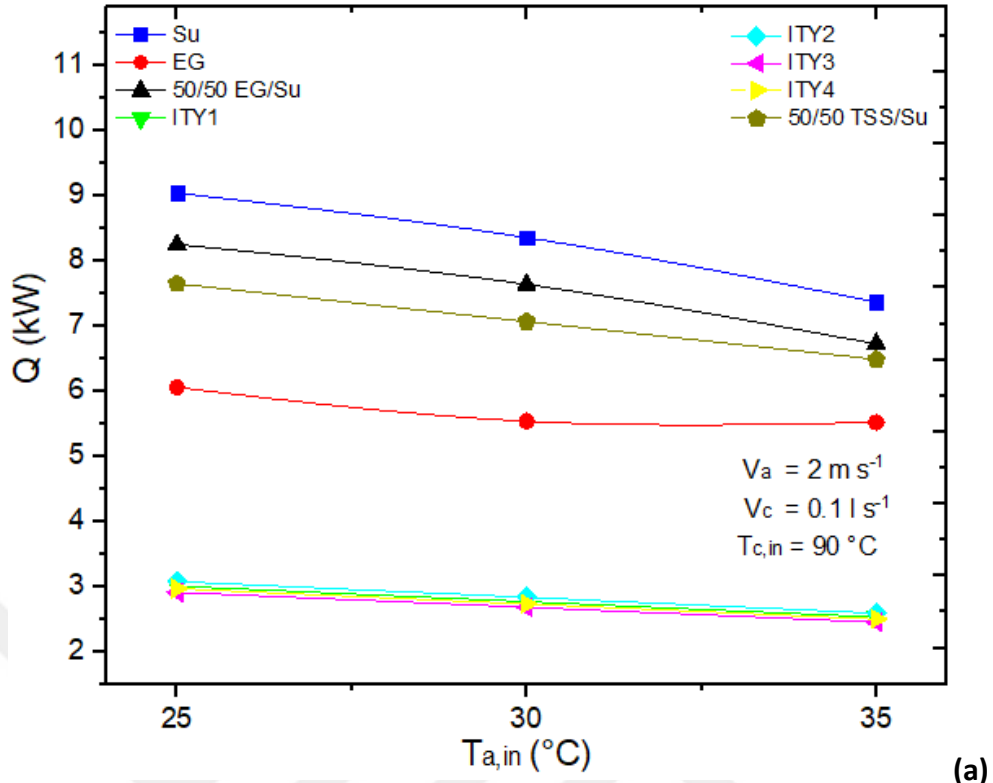
Şekil 4.1’de radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Beklendiği gibi, radyatöre giren havanın sıcaklığı arttıkça atılan ısı azalmıştır. Radyatörden en fazla ısıyı uzaklaştıran sıvı su olarak gözlemlenmiştir. Sonrasında ise radyatörden en fazla ısıyı sırasıyla 50/50 EG/su, 50/50 TSS/su, EG, ITY2, ITY1, ITY4 ve ITY3 uzaklaştırmıştır. Şekil 4.1.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında suyun attığı ısı %18,5, EG’nin %8,9, 50/50 EG/su karışımının %18,5, ısı transfer yağlarının ortalama %15,8 ve 50/50 TSS/su karışımının %15,2 azalmıştır. Şekil 4.1.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında suyun attığı ısı %16,7, EG’nin %16,1, 50/50 EG/su karışımının %15,9, ısı transfer yağlarının ortalama %15,4 ve 50/50 TSS/su karışımının %16,1 azalmıştır. Şekil 4.1.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %30,9, 50/50 EG/su karışımı %8,7, ısı transfer yağları %66,7 ve 50/50 TSS/su karışımı %14,4 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.1.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %23,3, 50/50 EG/su karışımı %5,6, ısı transfer yağları %60,1 ve 50/50 TSS/su karışımı %11,3 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda, sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıktığında atılan ısı ortalama %15,7 azalmıştır.

Şekil 4.2’de radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Radyatörden en fazla ısıyı uzaklaştıran sıvı su olarak gözlemlenmiştir. Sonrasında ise radyatörden en fazla ısıyı sırasıyla 50/50 EG/su, 50/50 TSS/su, EG, ITY2, ITY1, ITY4 ve ITY3 uzaklaştırmıştır. Şekil 4.2.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında suyun attığı ısı %15,6, EG’nin %14,6, 50/50 EG/su karışımının %15,1, ısı transfer yağlarının ortalama %14,6 ve 50/50 TSS/su karışımının %15,4 azalmıştır. Şekil 4.2.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında suyun attığı ısı %14,7, EG’nin %18,7, 50/50 EG/su

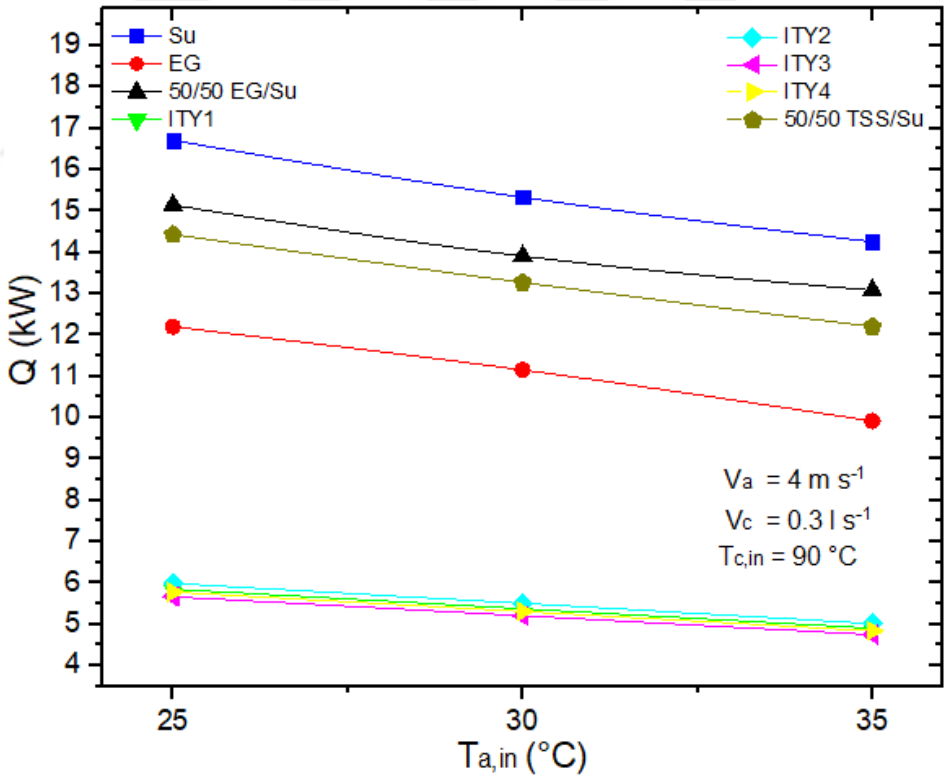
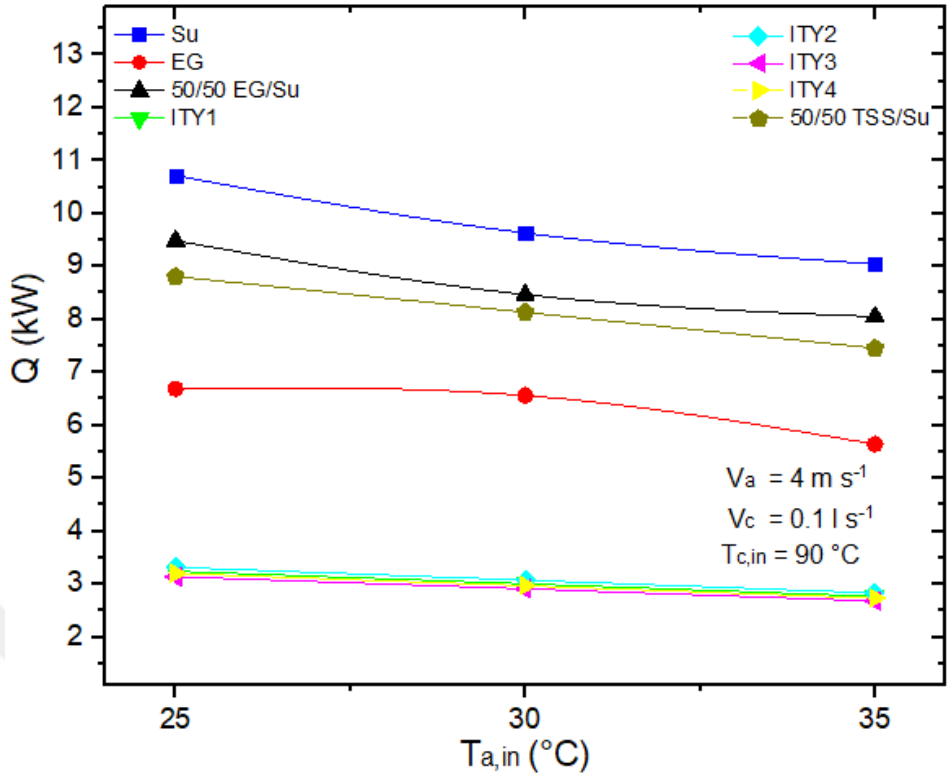


karışımının %13,6, ısı transfer yağlarının ortalama %16,2 ve 50/50 TSS/su karışımının %15,4 azalmıştır. Şekil 4.2.(a)'da gösterilen 0,1  $ls^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %35,7, 50/50 EG/su karışımı %11,5, ısı transfer yağları %69,5 ve 50/50 TSS/su karışımı %17 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.2.(b)'de gösterilen 0,3  $ls^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %28,1, 50/50 EG/su karışımı %9, ısı transfer yağları %65,3 ve 50/50 TSS/su karışımı %13,8 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen hava hızı 4  $ms^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulduğunda, sıvı debisinin 0,1  $ls^{-1}$  ve 0,3  $ls^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava giriş sıcaklığı 25 °C'den 35 °C'ye çıktığında atılan ısı ortalama %15,5 azalmıştır. Tüm deneylerin ortalaması olarak, giriş hava sıcaklığının 25 °C'den 35 °C'ye çıkarıldığında atılan ısının %15,6 oranında azaldığı bulunmuştur.

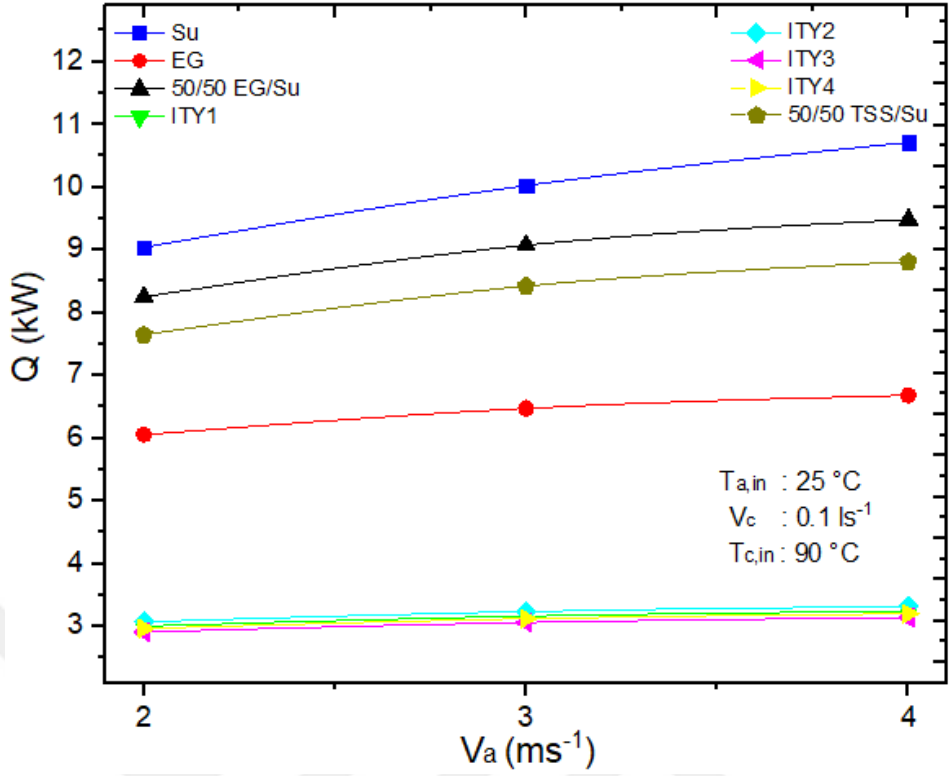
Şekil 4.3'de radyatöre giren havanın sıcaklığı 25 °C ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulduğunda; sıvı debisinin 0,1  $ls^{-1}$  ve 0,3  $ls^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Radyatörden geçen havanın hızı arttıkça atılan ısı da artmıştır. Şekil 4.3.(a)'da gösterilen 0,1  $ls^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, hava hızı 2  $ms^{-1}$ 'den 4  $ms^{-1}$ 'e çıkarıldığında suyun attığı ısı %18,5, EG'nin %10,3, 50/50 EG/su karışımının %14,9, ısı transfer yağlarının ortalama %7,9 ve 50/50 TSS/su karışımının %15,2 artmıştır. Şekil 4.3.(b)'de gösterilen 0,3  $ls^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, hava hızı 2  $ms^{-1}$ 'den 4  $ms^{-1}$ 'e çıkarıldığında suyun attığı ısı %28,8, EG'nin %25,6, 50/50 EG/su karışımının %23,5, ısı transfer yağlarının ortalama %13,8 ve 50/50 TSS/su karışımının %26,3 artmıştır. Şekil 4.3.(a)'da gösterilen 0,1  $ls^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %35,5, 50/50 EG/su karışımı %10, ısı transfer yağları %68,6 ve 50/50 TSS/su karışımı %16,4 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.3.(b)'de gösterilen 0,3  $ls^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %26,8, 50/50 EG/su karışımı %7,6, ısı transfer yağları %63,2 ve 50/50 TSS/su karışımı %13,1 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatöre giren havanın sıcaklığı 25 °C ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulduğunda sıvı debisinin 0,1  $ls^{-1}$  ve 0,3  $ls^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava hızı 2  $ms^{-1}$ 'den 4  $ms^{-1}$ 'e çıktığında atılan ısı ortalama %15,6 artmıştır.



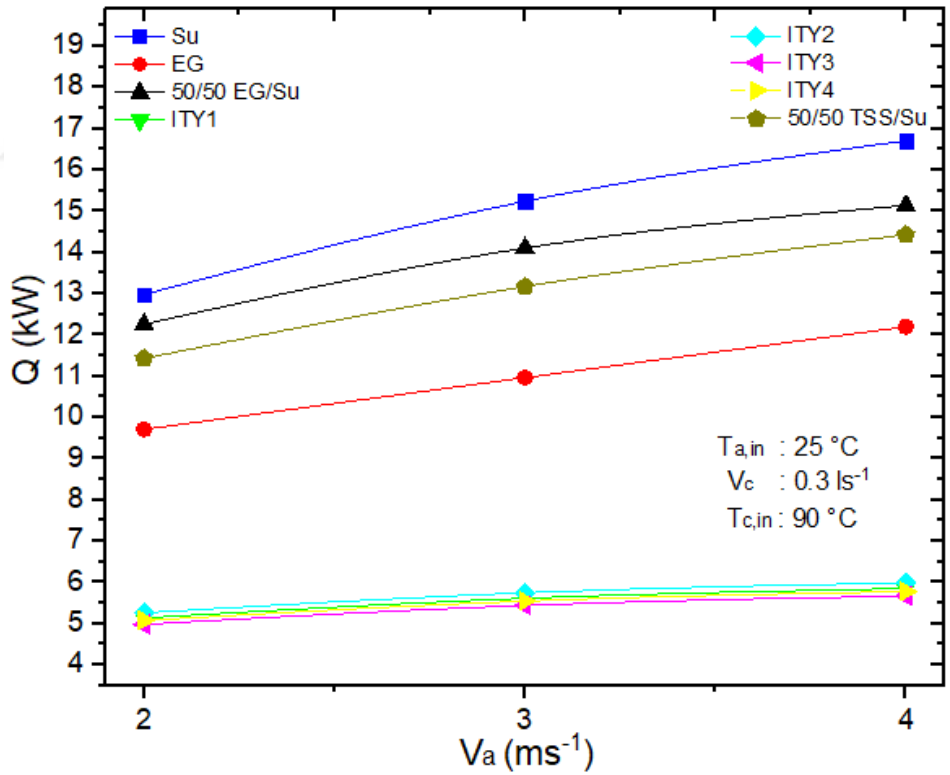
Şekil 4.1. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $2 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.2. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $4 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi



(a)



(b)

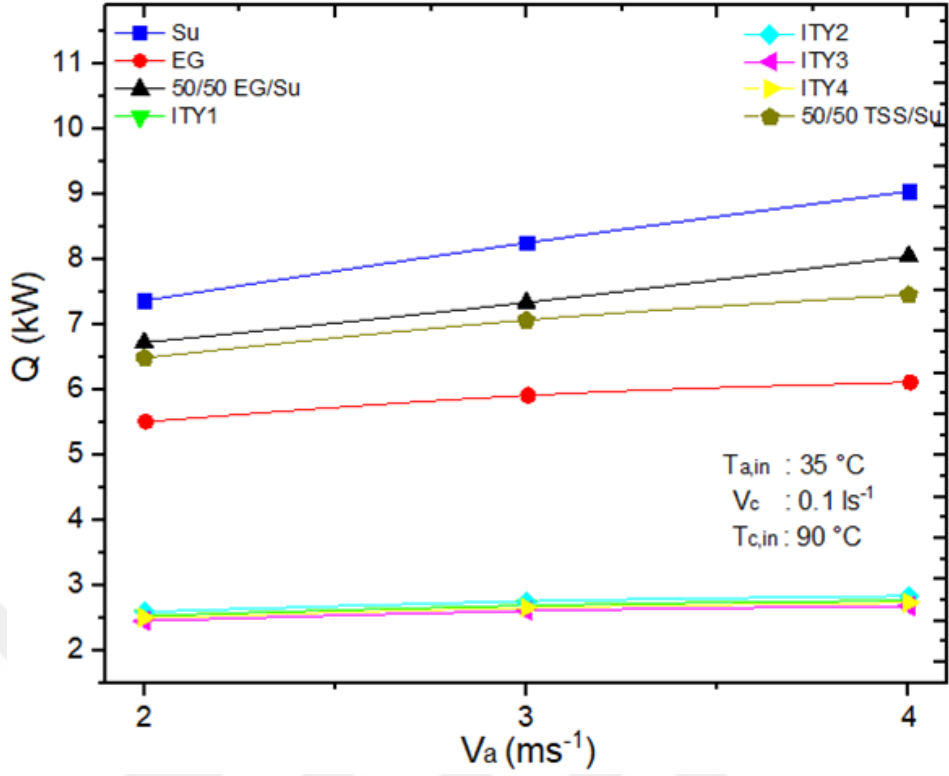
Şekil 4.3. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi

Şekil 4.4’de radyatöre giren havanın sıcaklığı 35 °C ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C’de tutulduğunda; sıvı debisinin 0,1 ls<sup>-1</sup> ve 0,3 ls<sup>-1</sup> durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Şekil 4.4.(a)’da gösterilen 0,1 ls<sup>-1</sup> soğutma sıvısı debisi durumunda hava hızı 2 ms<sup>-1</sup>’den 4 ms<sup>-1</sup>’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %22,7, EG’nin %2,2, 50/50 EG/su karışımının %19,7, ısı transfer yağlarının ortalama %9,4 ve 50/50 TSS/su karışımının %14,9 artmıştır. Şekil 4.4.(b)’de gösterilen 0,3 ls<sup>-1</sup> soğutma sıvısı debisi durumunda hava hızı 2 ms<sup>-1</sup>’den 4 ms<sup>-1</sup>’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %31,8, EG’nin %21,8, 50/50 EG/su karışımının %26,9, ısı transfer yağlarının ortalama %12,7 ve 50/50 TSS/su karışımının %27,3 artmıştır. Şekil 4.4.(a)’da gösterilen 0,1 ls<sup>-1</sup> soğutma sıvısı debisi durumunda ortalama olarak suya göre EG %31,1, 50/50 EG/su karışımı %10,4, ısı transfer yağları %67,8 ve 50/50 TSS/su karışımı %14,8 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.4.(b)’de gösterilen 0,3 ls<sup>-1</sup> soğutma sıvısı debisi durumunda ortalama olarak suya göre EG %28,2, 50/50 EG/su karışımı %6,9, ısı transfer yağları %63,3 ve 50/50 TSS/su karışımı %13,2 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatöre giren havanın sıcaklığı 35 °C ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C’de tutulduğunda sıvı debisinin 0,1 ls<sup>-1</sup> ve 0,3 ls<sup>-1</sup> durumlarının ortalaması olarak hava hızı 2 ms<sup>-1</sup>’den 4 ms<sup>-1</sup>’e çıktığında atılan ısı ortalama %16 artmıştır. Hava hızının 2 ms<sup>-1</sup>’den 4 ms<sup>-1</sup>’e çıkmasının tüm deneyler için ortalama etkisi %15,8 olarak bulunmuştur.

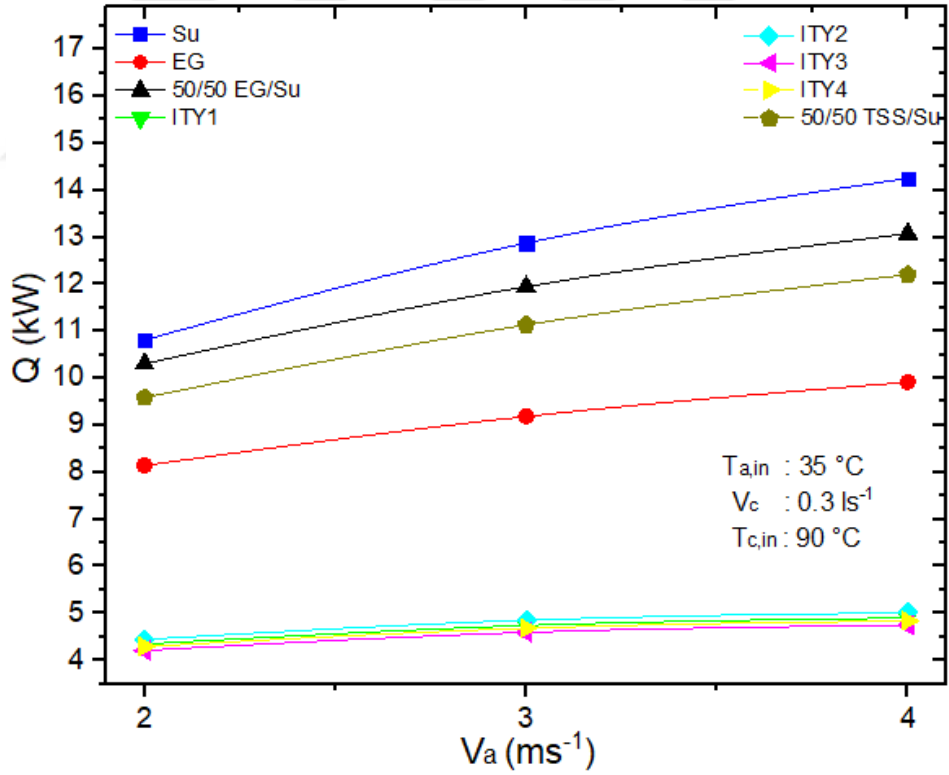
Şekil 4.5’de radyatörden geçen havanın hızı 2 ms<sup>-1</sup> ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığının 25 °C ve 35 °C durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Radyatörden geçen sıvının debisi arttıkça atılan ısı da artmıştır. Şekil 4.5.(a)’da gösterilen 25 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup>’den 0,3 ls<sup>-1</sup>’e çıkarıldığında, suyun attığı ısı %43,5, EG’nin %60,3, 50/50 EG/su karışımının %48,5, ısı transfer yağlarının ortalama %71,1 ve 50/50 TSS/su karışımının %49,4 artmıştır. Şekil 4.5.(b)’de gösterilen 35 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup>’den 0,3 ls<sup>-1</sup>’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %46,7, EG’nin %47,6, 50/50 EG/su karışımının %53,3, ısı transfer yağlarının ortalama %71,9 ve 50/50 TSS/su karışımının %47,8 artmıştır. Şekil 4.5.(a)’da gösterilen 25 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %28,3, 50/50 EG/su karışımı %6,8, ısı transfer yağları %63,3 ve

50/50 TSS/su karışımı %13,3 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.5.(b)'de gösterilen 35 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %24, 50/50 EG/su karışımı %6,9, ısı transfer yağları %62,2 ve 50/50 TSS/su karışımı %11,6 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen havanın hızı 4 ms<sup>-1</sup> ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulduğunda, radyatör giriş sıcaklığı 25 °C ve 35 °C durumlarının ortalaması olarak soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup>'den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkarıldığında atılan ısı ortalama %60,5 artmıştır.

Şekil 4.6'da radyatörden geçen havanın hızı 4 ms<sup>-1</sup> ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığının 25 °C ve 35 °C durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Şekil 4.6.(a)'da gösterilen 25 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup>'den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkarıldığında suyun attığı ısı %55,9, EG'nin %82,4, 50/50 EG/su karışımının %59,6, ısı transfer yağlarının ortalama %80,5 ve 50/50 TSS/su karışımının %63,7 artmıştır. Şekil 4.6.(b)'de gösterilen 35 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup>'den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkarıldığında suyun attığı ısı %57,6, EG'nin %75,8, 50/50 EG/su karışımının %62,5, ısı transfer yağlarının ortalama %77,1 ve 50/50 TSS/su karışımının %63,6 artmıştır. Şekil 4.6.(a)'da gösterilen 25 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %31,9, 50/50 EG/su karışımı %9,9, ısı transfer yağları %67,2 ve 50/50 TSS/su karışımı %15,3 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.6.(b)'de gösterilen 35 °C radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %33,4, 50/50 EG/su karışımı %9,4, ısı transfer yağları %67,3 ve 50/50 TSS/su karışımı %15,6 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen havanın hızı 4 ms<sup>-1</sup> ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulduğunda, radyatör giriş sıcaklığı 25 °C ve 35 °C durumlarının ortalaması olarak soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup>'den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkarıldığında atılan ısı ortalama %72 artmıştır. Soğutma sıvısı debisinin 0,1 ls<sup>-1</sup>'den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkmasının tüm deneyler için ısı atımına ortalama etkisi %66,3 olarak bulunmuştur.

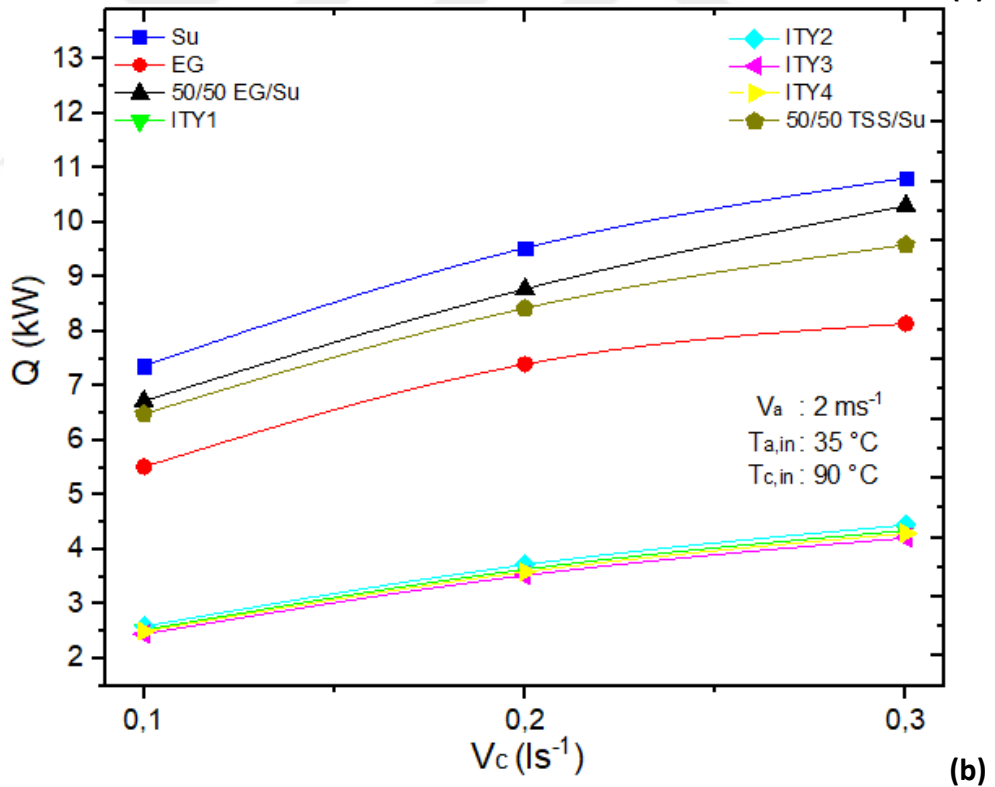
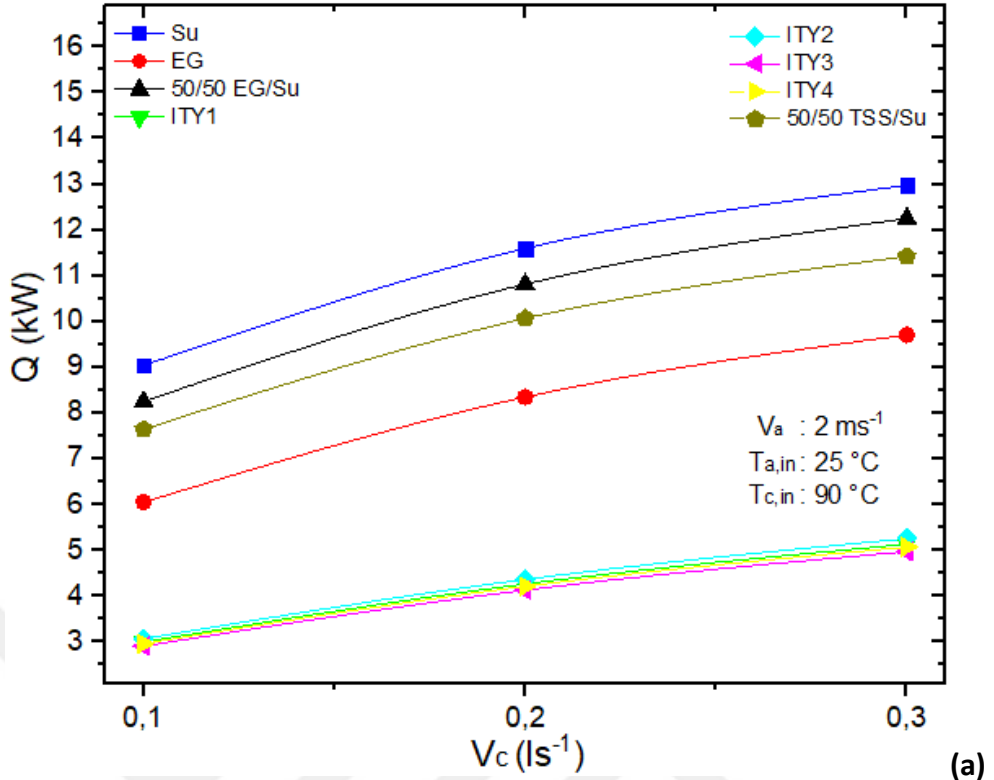


(a)



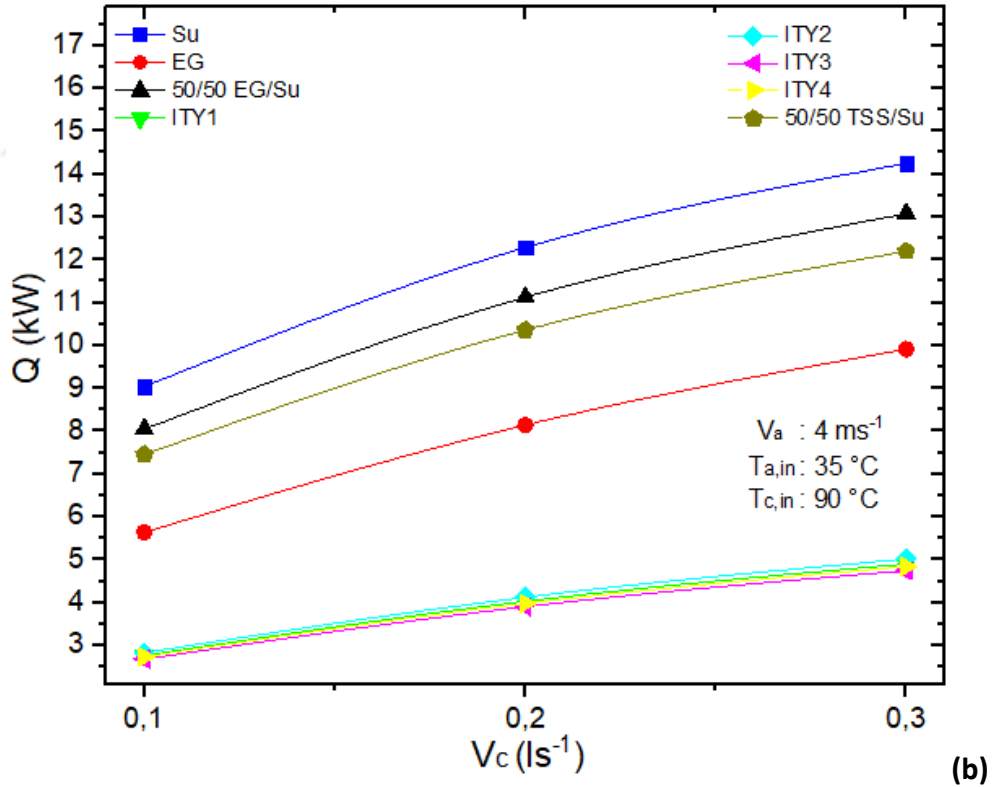
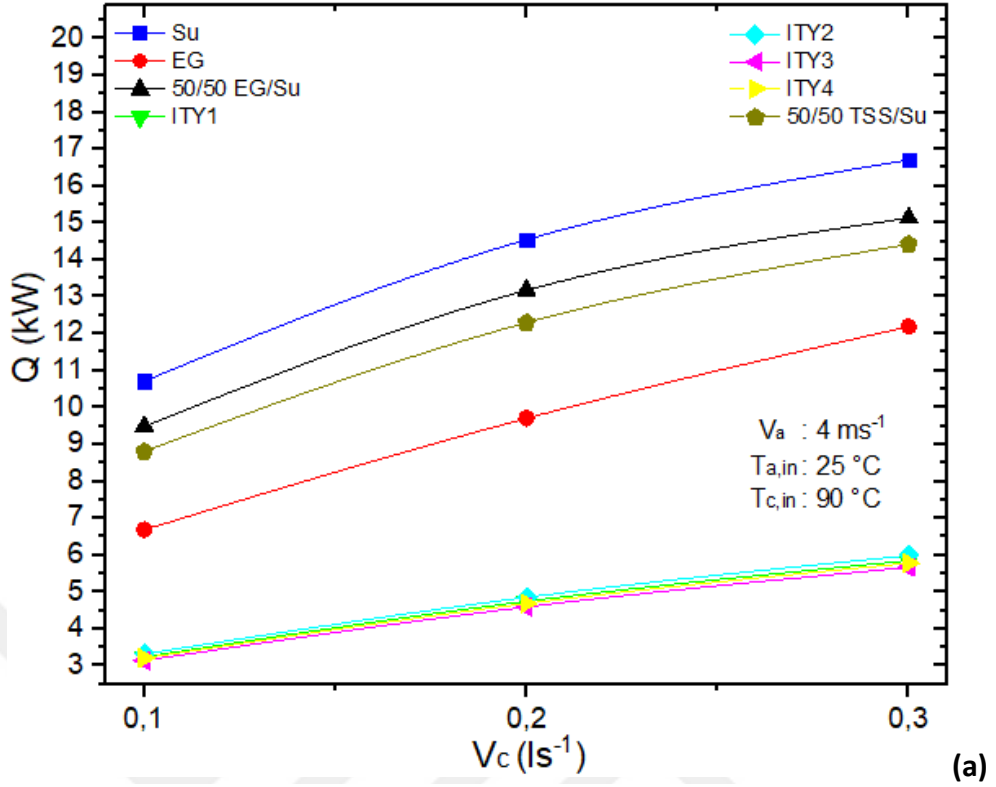
(b)

Şekil 4.4. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi



Şekil 4.5. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi





Şekil 4.6. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $4 m s^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi

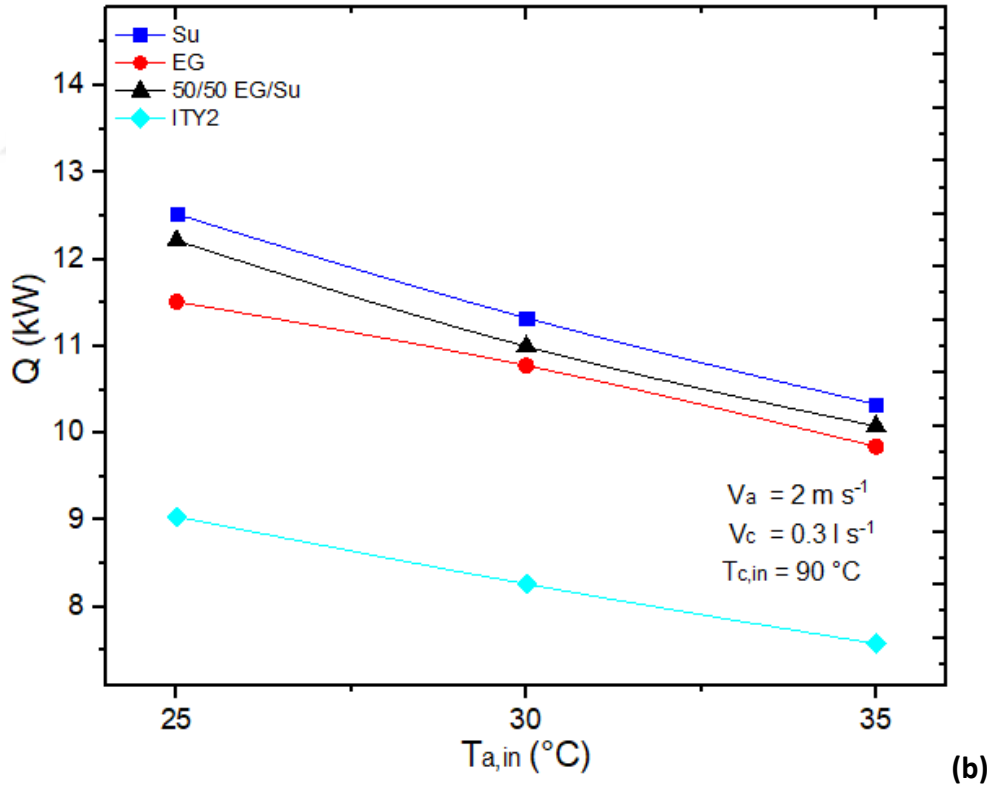
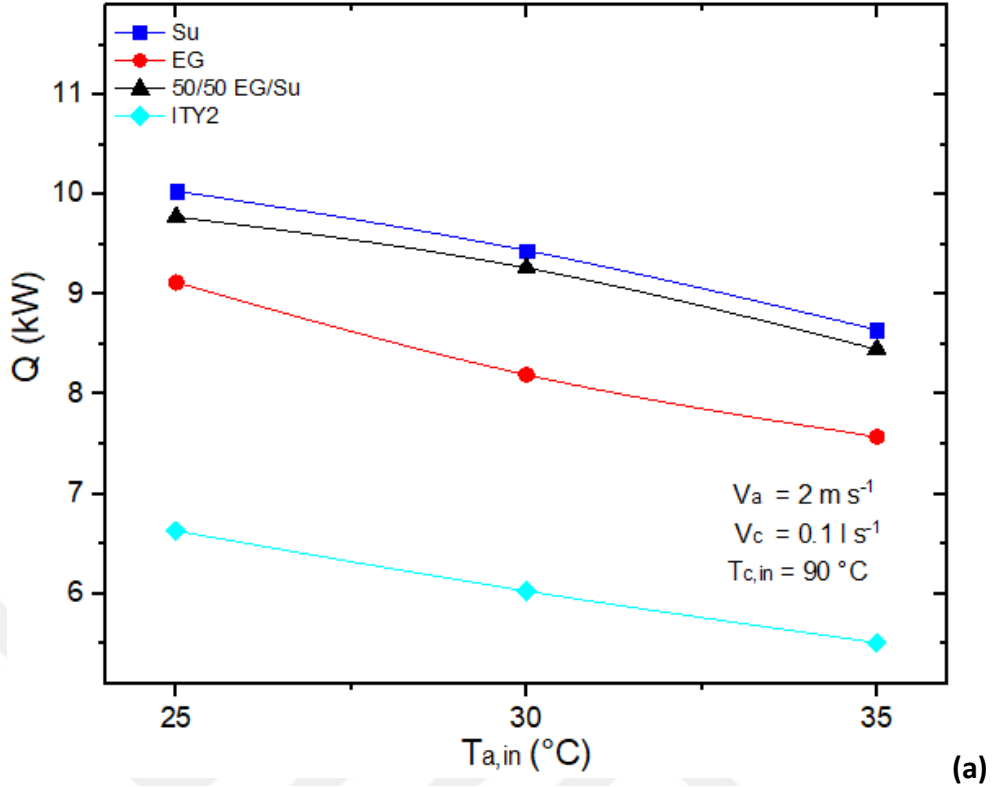
#### 4.1.2. Düz tüplü radyatörde soğutma sıvısı deneysel performanslarının karşılaştırılması

Düz tüplü radyatörde 4 adet sıvı test edilmiştir. Bu sıvıların aynı şartlarda radyatörden uzaklaştırdıkları ısı miktarları detaylıca incelenmiştir. Radyatöre giren havanın sıcaklığı, radyatörden geçen havanın hızı ve radyatörden geçen soğutma sıvısı debisi durumları ayrı gruplar halinde incelenmiştir. Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de radyatöre giren hava hızının etkisi, Şekil 4.9 ve Şekil 4.10’da radyatörden geçen havanın hızının etkisi, Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de ise soğutma sıvısı debisinin etkisi incelenmiştir.

Şekil 4.7’de radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Beklendiği gibi, radyatöre giren havanın sıcaklığı arttıkça atılan ısı azalmıştır. Radyatörden en fazla ısıyı uzaklaştıran sıvının su olduğu gözlemlenmiştir. Sonrasında ise radyatörden en fazla ısıyı sırasıyla 50/50 EG/su, 50/50 TSS/su, EG ve İTY2 uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.7.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında suyun attığı ısı %13,8, EG’nin %17, 50/50 EG/su karışımının %13,6 ve İTY’nin %16,9 azalmıştır. Şekil 4.7.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında, suyun attığı ısı %17,5, EG’nin %14,5, 50/50 EG/su karışımının %17,5 ve İTY’nin %16,2 azalmıştır.

Şekil 4.7.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %11,5, 50/50 EG/su karışımı %2,2 ve İTY %35,4 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.7.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %6 50/50 EG/su karışımı %2,6 ve İTY %27,2 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda, sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıktığında atılan ısı ortalama %15,9 azalmıştır.



Şekil 4.7. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi

Şekil 4.8’de radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Radyatörden en fazla ısıyı uzaklaştıran sıvı su olarak gözlemlenmiştir. Sonrasında ise radyatörden en fazla ısıyı sırasıyla 50/50 EG/su, 50/50 TSS/su, EG ve ITY2 uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.8.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında, suyun attığı ısı %16,6, EG’nin %14,1, 50/50 EG/su karışımının %16,8 ve ITY’nin %15,4 azalmıştır. Şekil 4.8.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, giriş hava sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında suyun attığı ısı %14,8, EG’nin %17, 50/50 EG/su karışımının %14,7 ve ITY’nin %15,8 azalmıştır.

Şekil 4.8.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %14,5, 50/50 EG/su karışımı %3,7 ve ITY %40,2 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.8.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %10,8, 50/50 EG/su karışımı %4,4 ve ITY %32,1 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda, sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıktığında, atılan ısı ortalama %15,6 azalmıştır. Tüm deneylerin ortalaması olarak, giriş hava sıcaklığının  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’den  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye çıkarıldığında %15,8 oranında atılan ısıyı azalttığı bulunmuştur.

Şekil 4.9’da radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Radyatörden geçen havanın hızı arttıkça atılan ısı da artmıştır.

Şekil 4.9.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ ’den  $4 \text{ ms}^{-1}$ ’e çıkarıldığında, suyun attığı ısı %31,7, EG’nin %21,7, 50/50 EG/su karışımının %30,2 ve ITY’nin %18,2 artmıştır. Şekil 4.9.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ ’den  $4 \text{ ms}^{-1}$ ’e çıkarıldığında, suyun

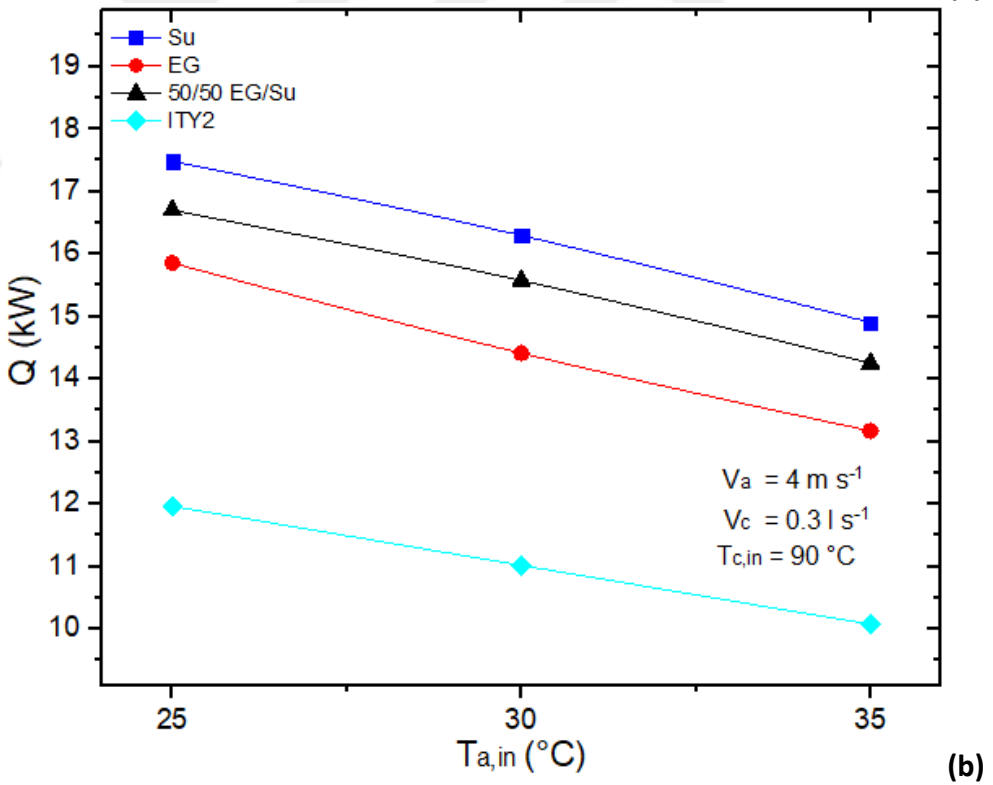
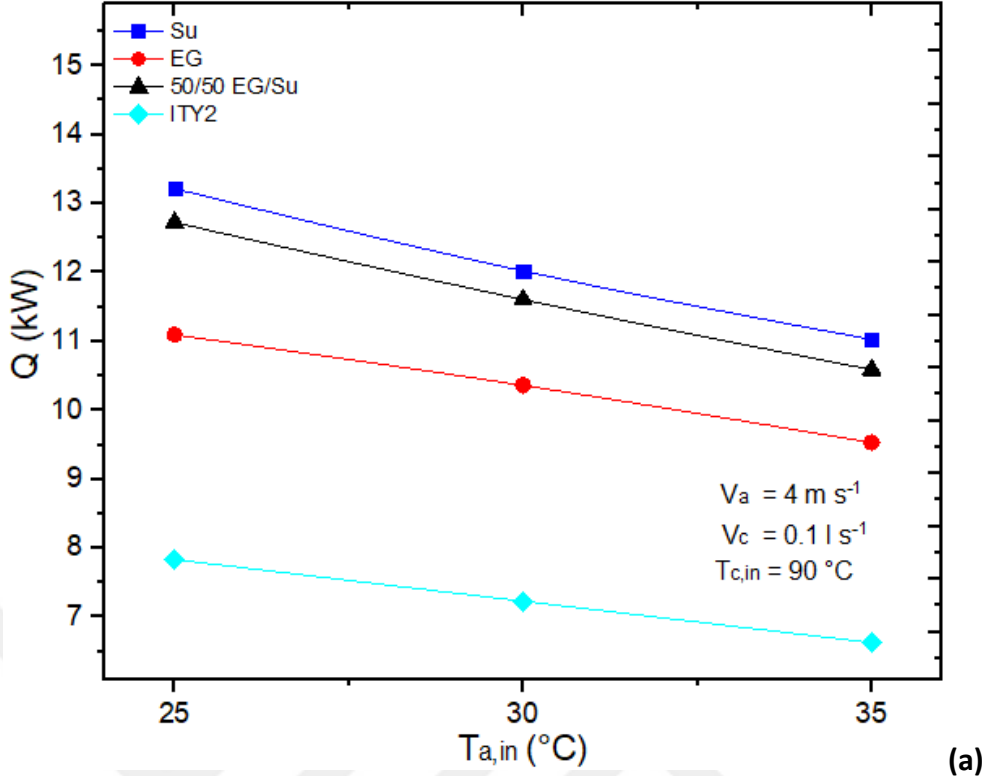
attığı ısı %39,7, EG'nin %37,8, 50/50 EG/su karışımının %36,7 ve ITY'nin %32,4 artmıştır.

Şekil 4.9.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda ortalama olarak suya göre EG'nin %12,8, 50/50 EG/su karışımı %3,3 ve ITY %37,9 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.9.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %9,1, 50/50 EG/su karışımı %3,6 ve ITY %30,2 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de tutulduğunda, sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ 'den  $4 \text{ ms}^{-1}$ 'e çıktığında atılan ısı ortalama %31 artmıştır.

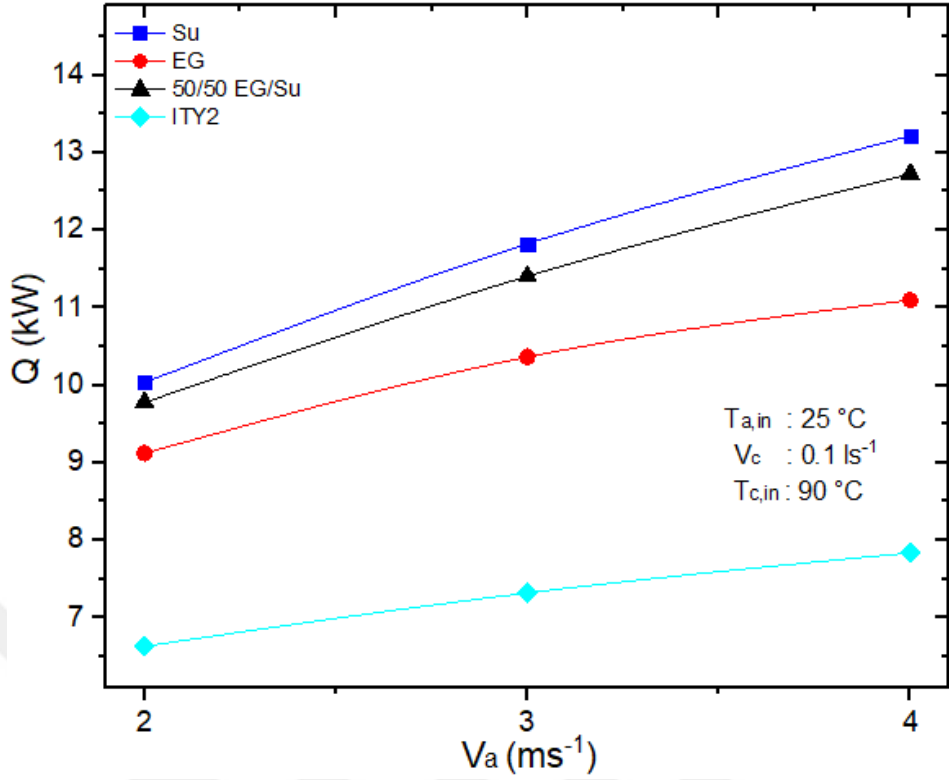
Şekil 4.10'da radyatöre giren havanın sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir.

Şekil 4.10.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  den  $4 \text{ ms}^{-1}$ 'e çıkarıldığında suyun attığı ısı %27,6, EG'nin %25,9, 50/50 EG/su karışımının %25,3 ve ITY'nin %20,3 artmıştır. Şekil 4.10.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ 'den  $4 \text{ ms}^{-1}$ 'e çıkarıldığında suyun attığı ısı %44,2, EG'nin %33,8, 50/50 EG/su karışımının %41,4 ve ITY'nin %33 artmıştır.

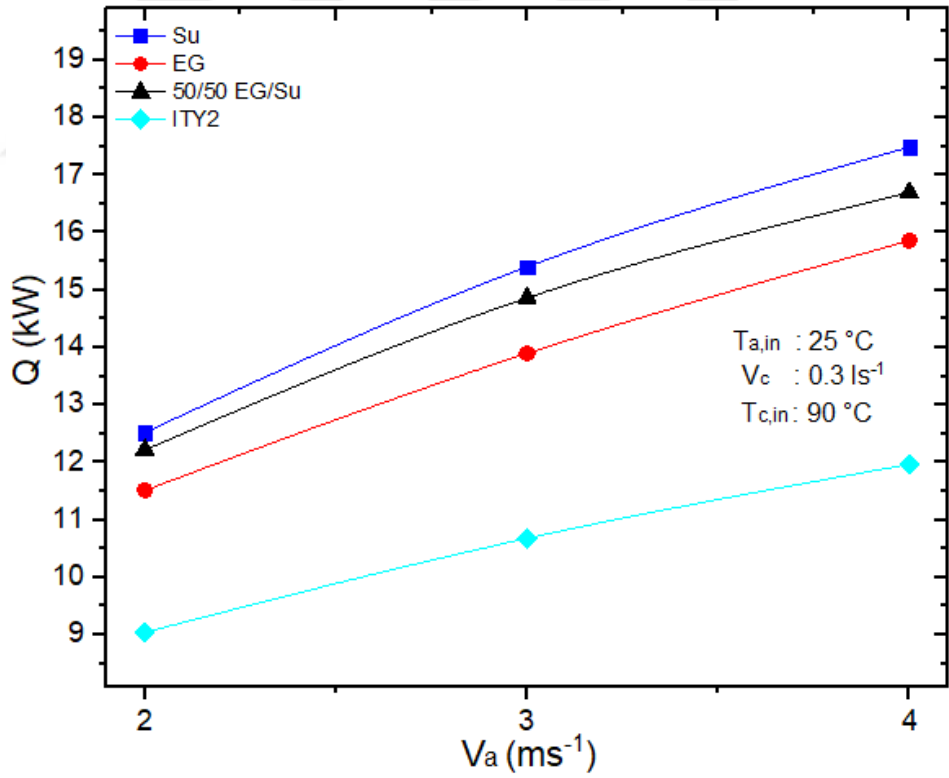
Şekil 4.10.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %13,7, 50/50 EG/su karışımı %3 ve ITY %38,5 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.10.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisi durumunda, ortalama olarak suya göre EG %8,2, 50/50 EG/su karışımı %3,7 ve ITY %29,9 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatöre giren havanın sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de tutulduğunda, sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumlarının ortalaması olarak hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ 'den  $4 \text{ ms}^{-1}$ 'e çıktığında atılan ısı ortalama %31,4 artmıştır. Hava hızının  $2 \text{ ms}^{-1}$ 'den  $4 \text{ ms}^{-1}$ 'e çıkmasının tüm deneyler için ısı atımına ortalama etkisi %31,2 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.8. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı ile değişimi

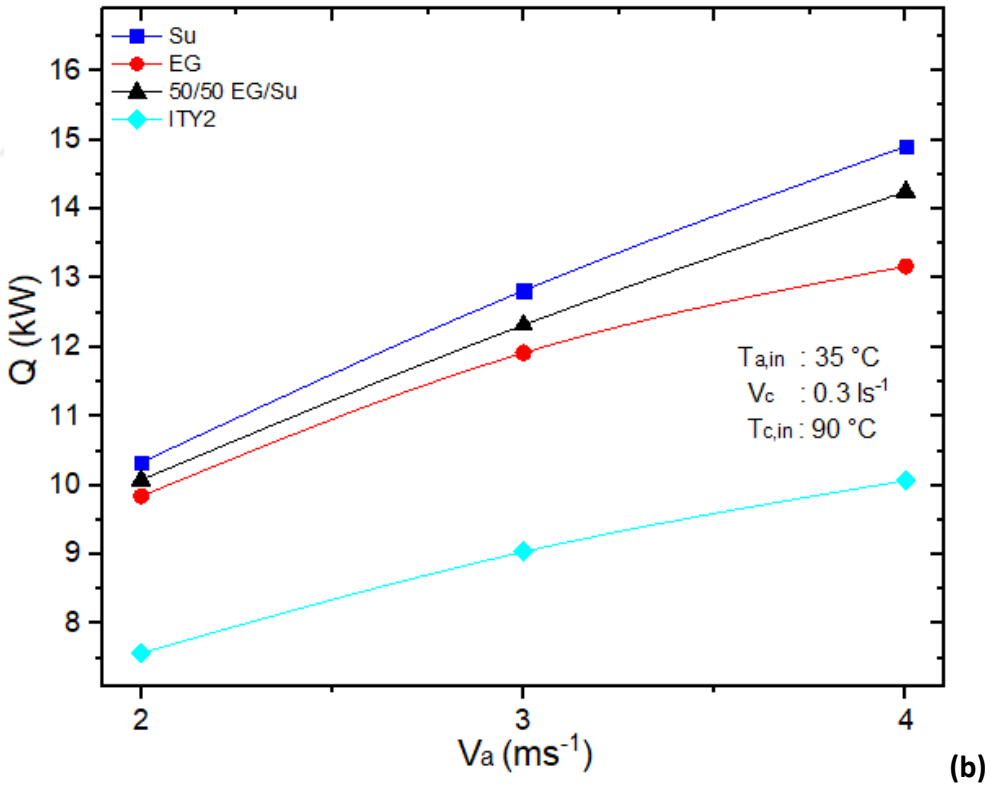
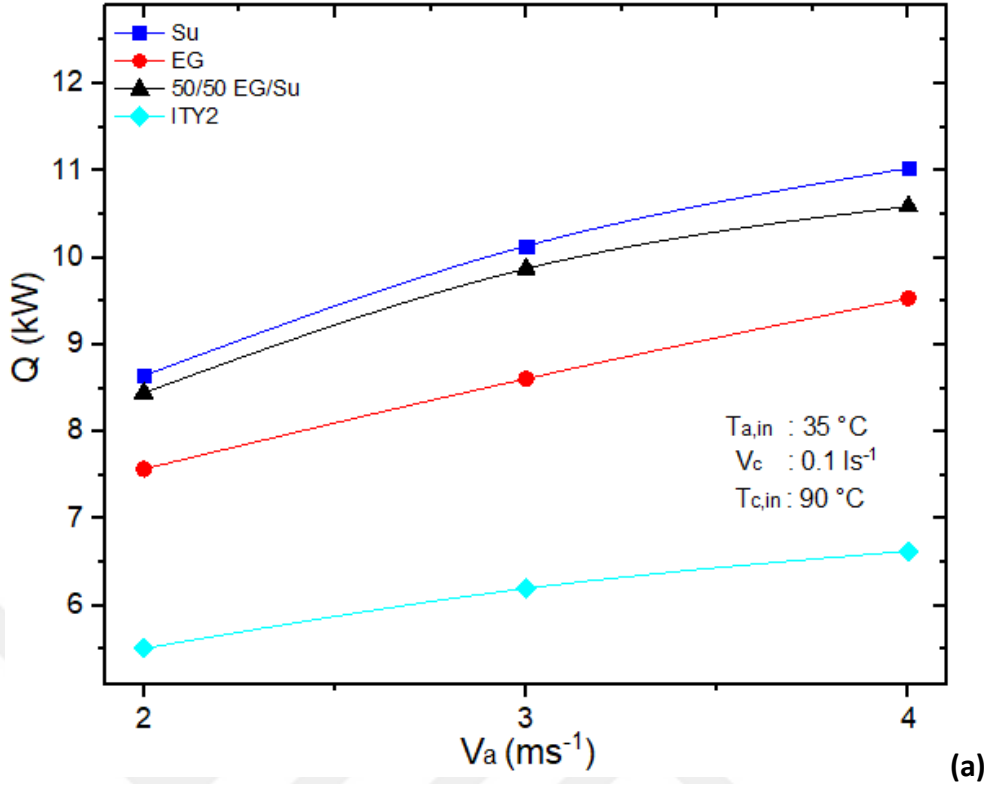


(a)



(b)

Şekil 4.9. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi



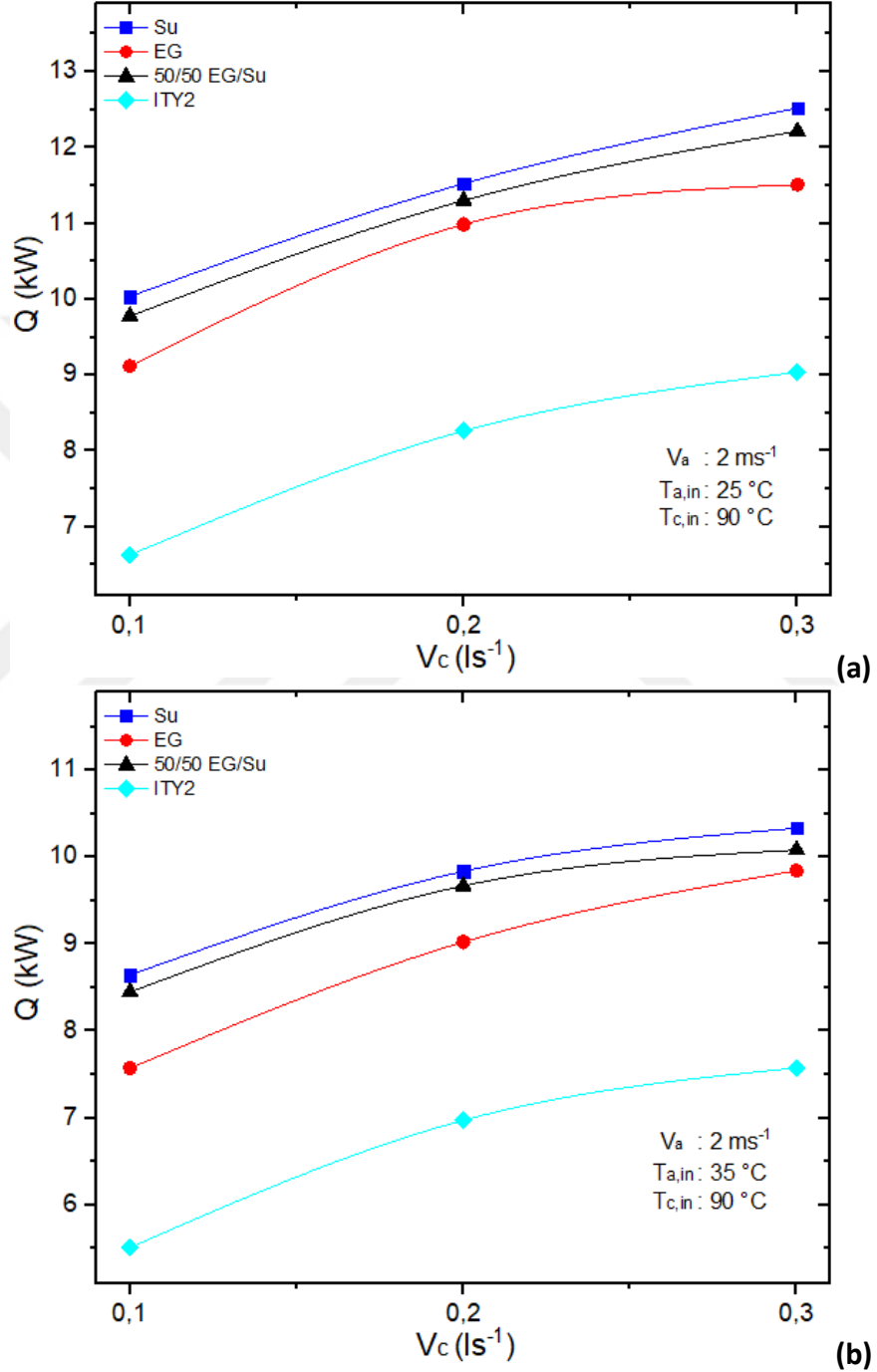
Şekil 4.10. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının hava hızı ile değişimi



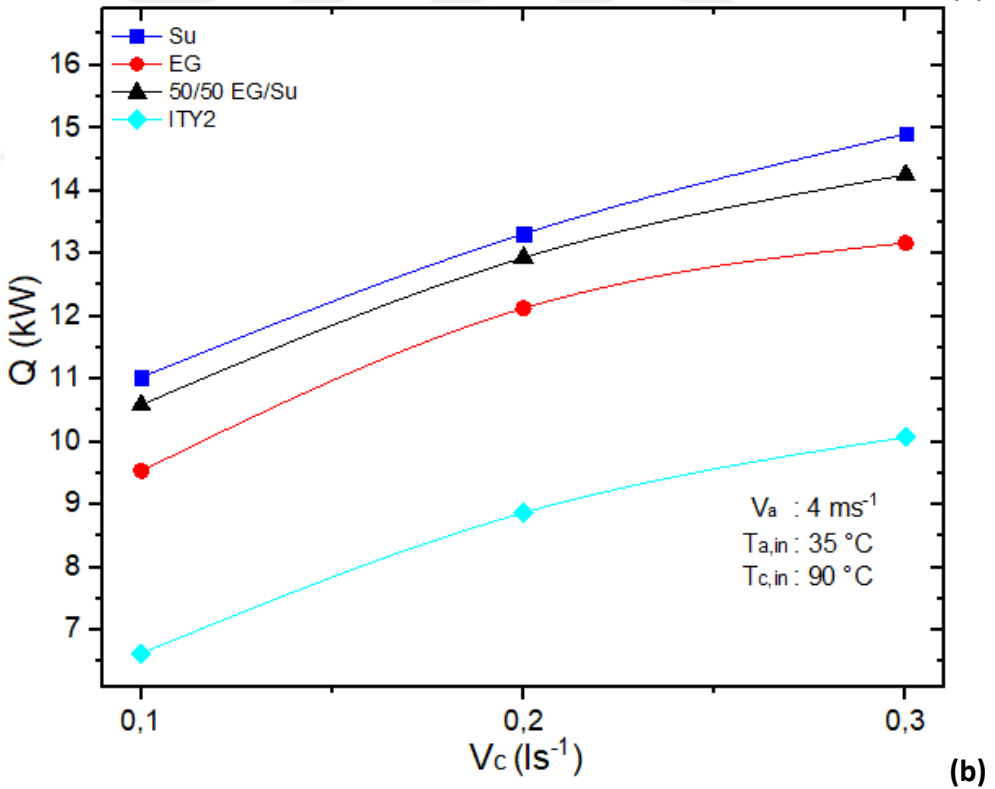
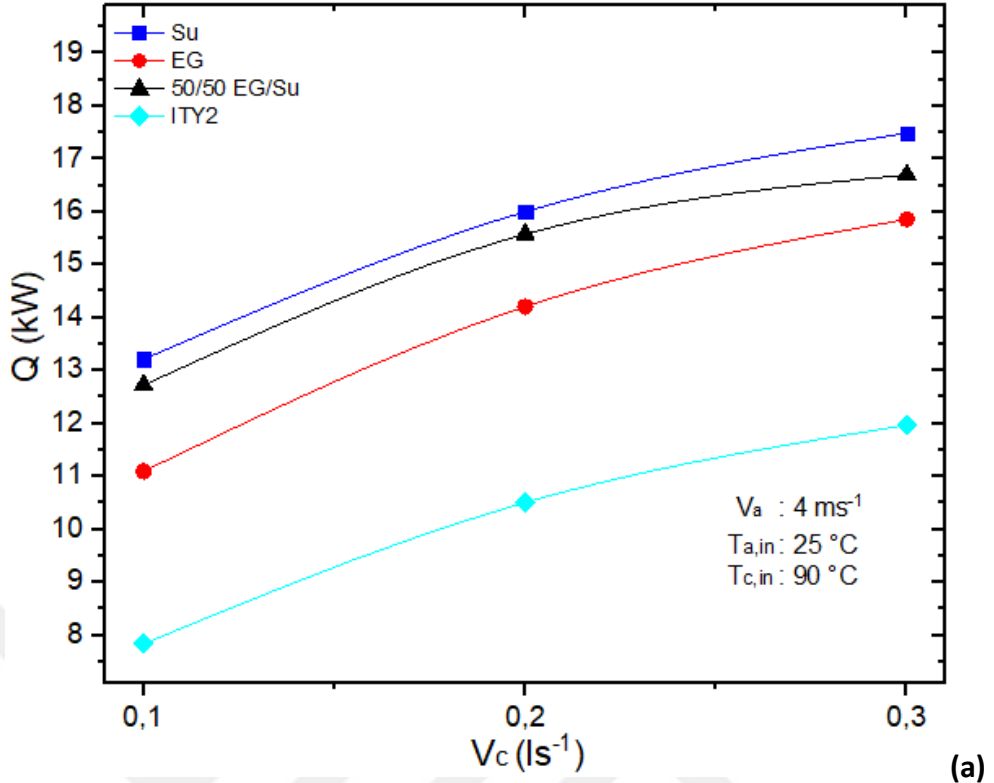
Şekil 4.11’de radyatörden geçen havanın hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığının  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Radyatörden geçen sıvının debisi arttıkça atılan ısı da artmıştır. Şekil 4.11.(a)’da gösterilen  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi  $0,1 \text{ ls}^{-1}$ ’den  $0,3 \text{ ls}^{-1}$ ’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %24,8, EG’nin %26,2, 50/50 EG/su karışımının %25 ve İTY’nin %36,4 artmıştır. Şekil 4.11.(b)’de gösterilen  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi  $0,1 \text{ ls}^{-1}$ ’den  $0,3 \text{ ls}^{-1}$ ’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %19,5, EG’nin %30, 50/50 EG/su karışımının %19,3 ve İTY’nin %37,5 artmıştır. Şekil 4.11.(a)’da gösterilen  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %7,2, 50/50 EG/su karışımı %2,3 ve İTY %29,8 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.11.(b)’de gösterilen  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %8,2, 50/50 EG/su karışımı %2,1 ve İTY %30,4 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen havanın hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda, radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumlarının ortalaması olarak soğutma sıvısı debisi  $0,1 \text{ ls}^{-1}$ ’den  $0,3 \text{ ls}^{-1}$ ’e çıkarıldığında atılan ısı ortalama %27,3 artmıştır.

Şekil 4.12’de radyatörden geçen havanın hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığının  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için radyatörden atılan ısı gösterilmiştir. Şekil 4.12.(a)’da gösterilen  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, soğutma sıvısı debisi  $0,1 \text{ ls}^{-1}$ ’den  $0,3 \text{ ls}^{-1}$ ’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %32,3, EG’nin %42,9, 50/50 EG/su karışımının %31,2 ve İTY’nin %52,7 artmıştır. Şekil 4.12.(b)’de gösterilen  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda soğutma sıvısı debisi  $0,1 \text{ ls}^{-1}$ ’den  $0,3 \text{ ls}^{-1}$ ’e çıkarıldığında suyun attığı ısı %35,1, EG’nin %38,1, 50/50 EG/su karışımının %34,6 ve İTY’nin %51,9 artmıştır. Şekil 4.12.(a)’da gösterilen  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %11,9, 50/50 EG/su karışımı %3,6 ve İTY %35,1 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.12.(b)’de gösterilen  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  radyatör hava giriş sıcaklığı durumunda, ortalama olarak suya göre EG %11,3, 50/50 EG/su karışımı %3,8 ve İTY %34,8 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörden geçen havanın hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda, radyatör giriş

sıcaklığı 25 °C ve 35 °C durumlarının ortalaması olarak soğutma sıvısı debisi 0,1 ls<sup>-1</sup> den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkarıldığında atılan ısı ortalama %39,9 artmıştır. Soğutma sıvısı debisinin 0,1 ls<sup>-1</sup>'den 0,3 ls<sup>-1</sup>'e çıkmasının tüm deneyler için ortalama etkisi %33,6 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.11. İki farklı hava giriş sıcaklığı için 2 ms<sup>-1</sup> hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi

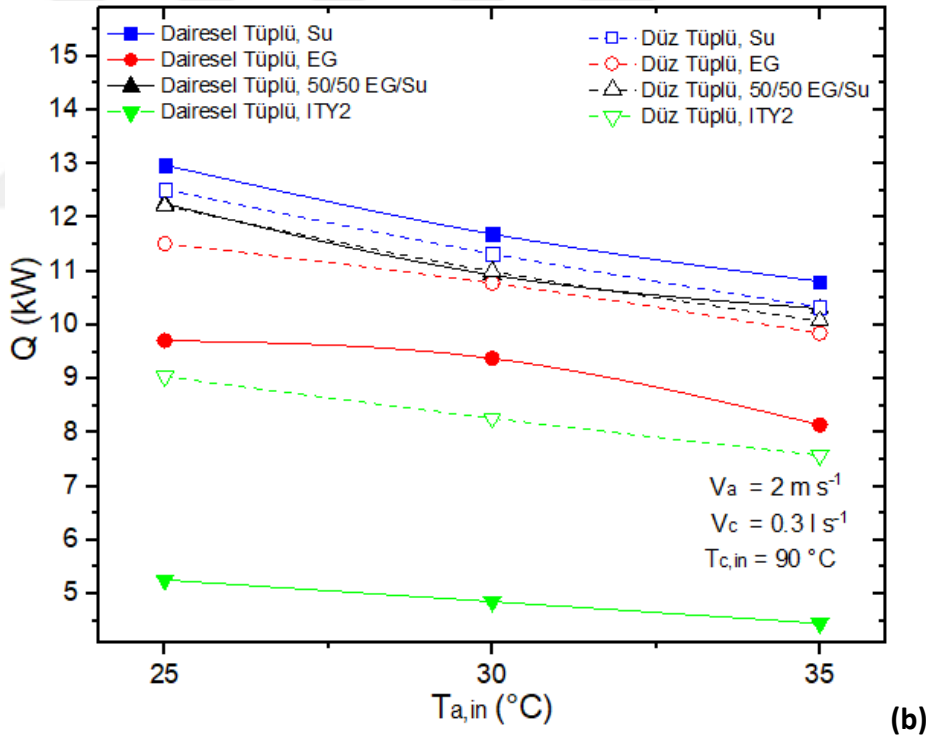
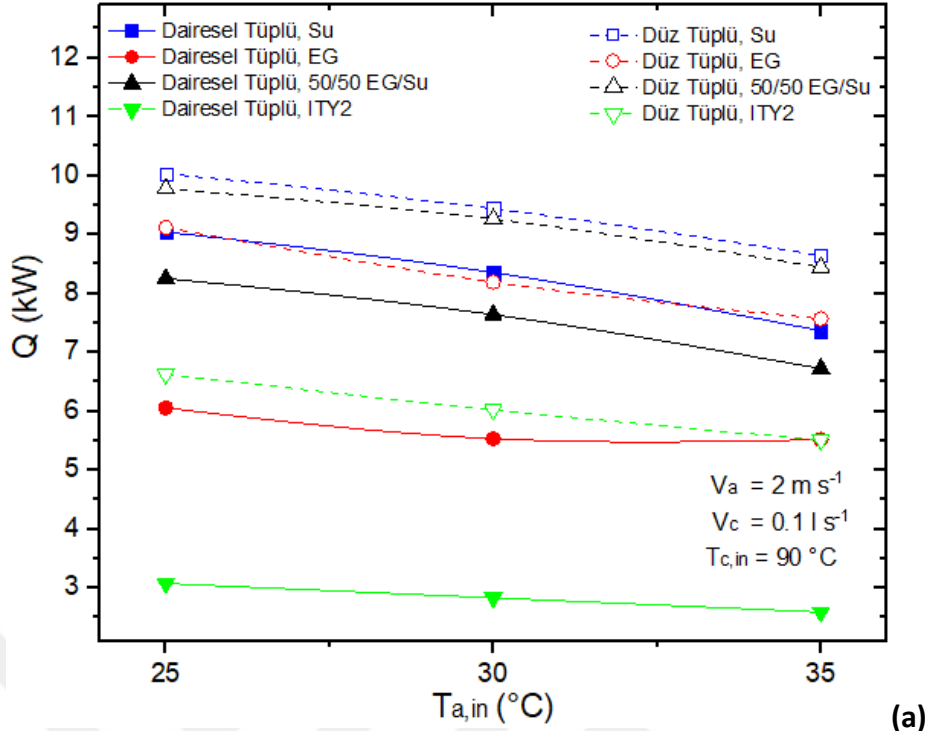


Şekil 4.12. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $4 m s^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde soğutma sıvılarının deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi ile değişimi

## 4.2. Radyatörlerin Deneysel Performanslarının Karşılaştırılması

Bu kısımda, dairesel tüplü radyatör ile düz tüplü radyatörün aynı koşullarda aynı sıvılar için yapılan test sonuçları birbirleri ile kıyaslanmıştır. Radyatörlerin karşılaştırılması için hava radyatör giriş sıcaklığı, hava hızı ve soğutma sıvısı debisinin fonksiyonu olarak ısı atımlarını gösteren grafikler oluşturulmuştur. Radyatörlerin performanslarının araştırılması için su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 soğutma sıvılarıyla yapılan test sonuçları kullanılmıştır.

Şekil 4.13'de radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için dairesel ve düz tüplü radyatörler kıyaslanmıştır. Şekil 4.13.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  hava giriş sıcaklığında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %9,9, %33,6, %15,6 ve %53,6 daha fazla ısı atmıştır.  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  hava giriş sıcaklığında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %14,8, %27,1, %20,4 ve %53 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.13.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  hava giriş sıcaklığında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak EG ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %15,7 ve %41,8 daha fazla ısı atmıştır. Düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su ve 50/50 EG/su kullanıldığında ise sırasıyla %3,6 ve %0,3 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  hava giriş sıcaklığında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak EG ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %17,3 ve %41,3 daha fazla ısı atmıştır. Düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su ve 50/50 EG/su kullanıldığında ise sırasıyla %4,6 ve %2,2 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.13.(a)'da gösterilen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %28,5 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.13.(b)'de gösterilen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %13,1 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.



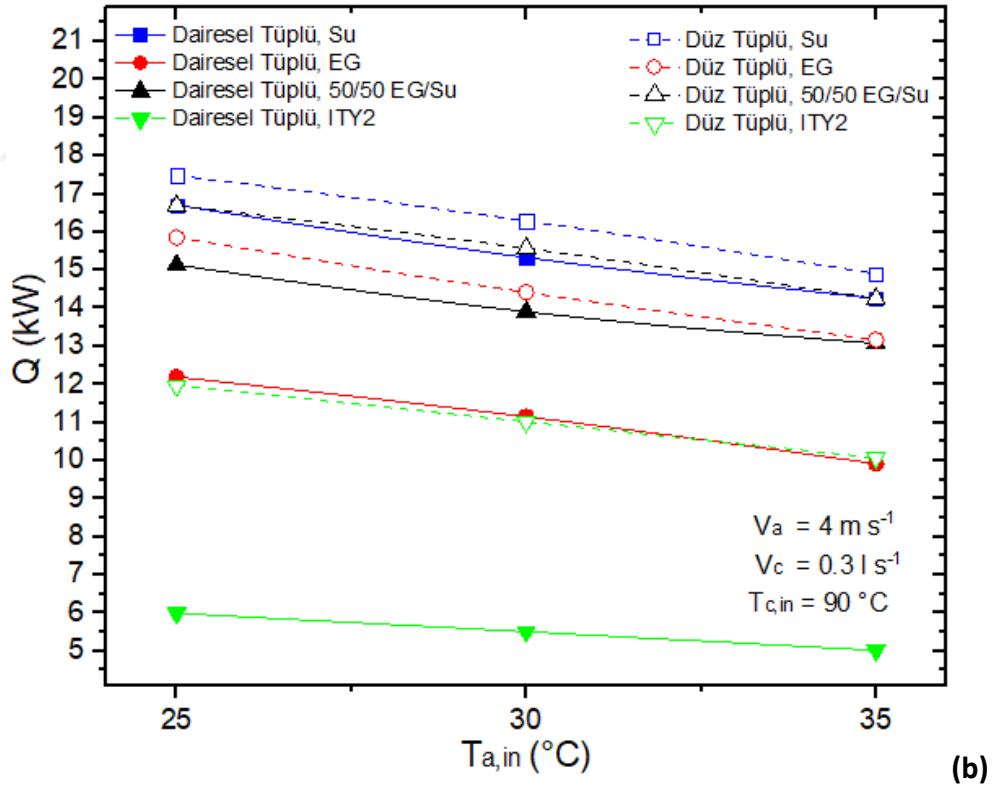
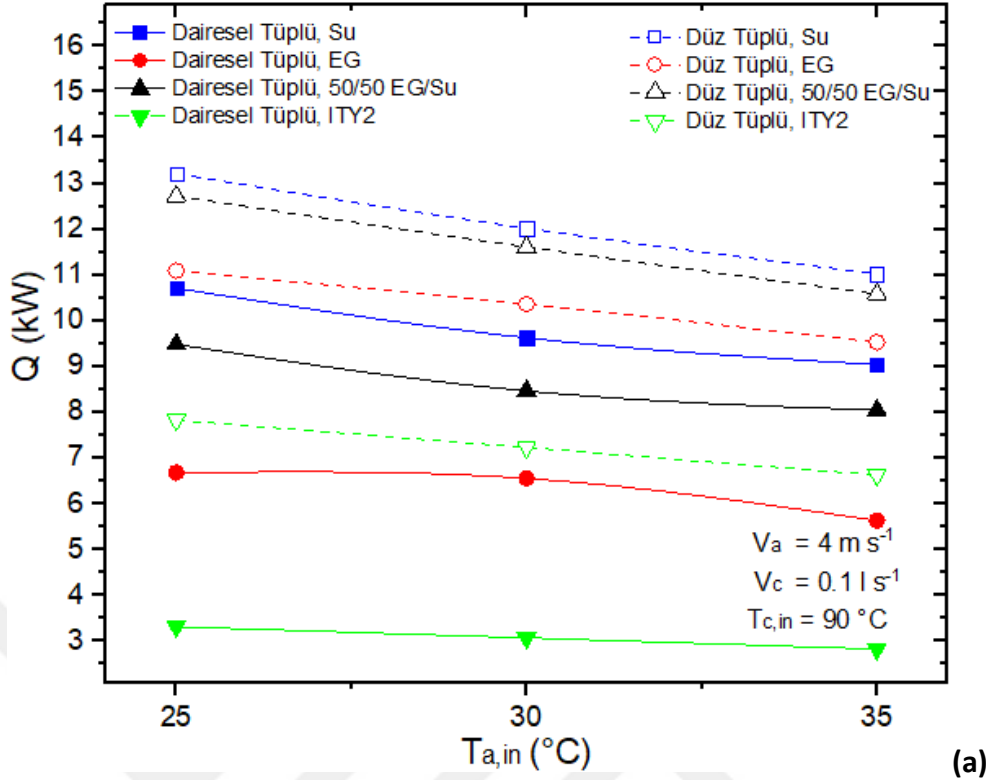
Şekil 4.13. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $2 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması

Şekil 4.14'de radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için dairesel ve düz tüplü radyatörler kıyaslanmıştır. Şekil 4.14.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda,  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %18,9, %39,8, %25,5 ve %57,7 daha fazla ısı atmıştır.  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %18, %40,8, %24 ve %57,3 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.14.(b)'de gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %4,5, %23,1, %9,4 ve %50 daha fazla ısı atmıştır.  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %4,4, %24,7, %8,2 ve %50,2 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.14.(a)'da gösterilen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %35,2 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.14.(b)'de gösterilen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %21,8 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.15'de radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için dairesel ve düz tüplü radyatörler kıyaslanmıştır. Şekil 4.15.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %9,9, %33,6, %15,6 ve %53,6 daha fazla ısı atmıştır.  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %18,9, %39,8, %25,5 ve %57,7 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.15.(b)'de gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak EG ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %15,7 ve %50 daha fazla ısı atmıştır. Su ve 50/50 EG/su kullanıldığında ise sırasıyla %3,6 ve

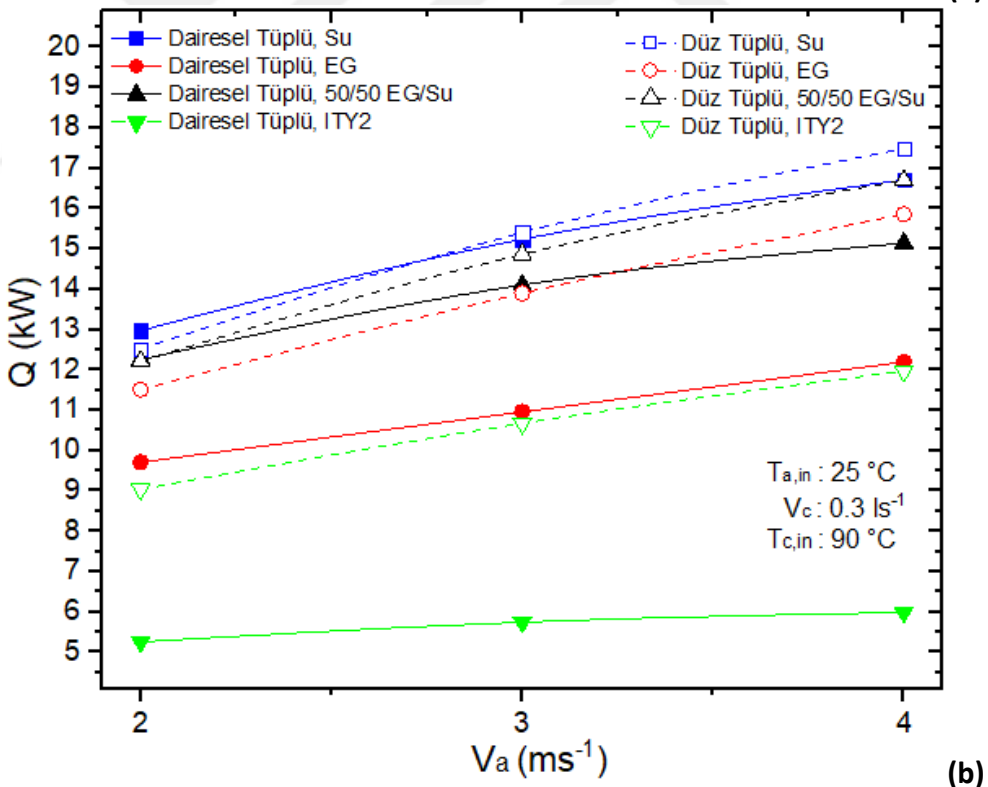
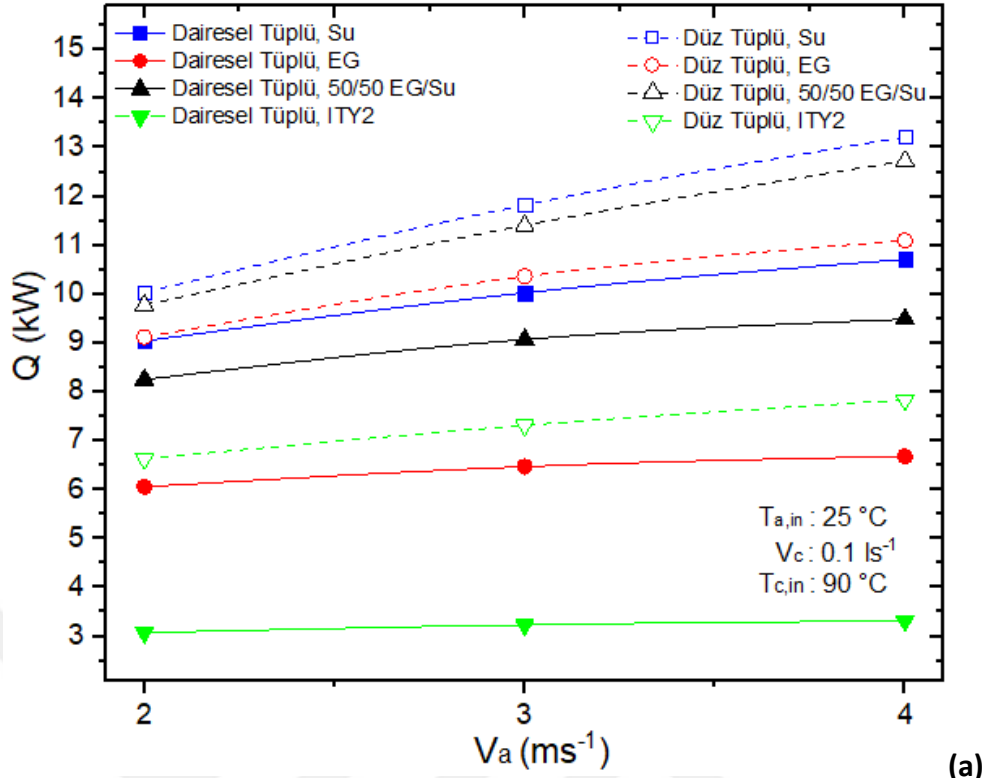
%0,3 daha az ısı atmıştır.  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %4,5, %23,1, %9,4 ve %50 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.15.(a)'da gösterilen  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığı, soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %31,8 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.15.(b)'de gösterilen hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %17,5 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.16'da radyatöre giren havanın sıcaklığı  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için dairesel ve düz tüplü radyatörler kıyaslanmıştır. Şekil 4.16.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda,  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %14,8, %27,1, %20,4 ve %53 daha fazla ısı atmıştır.  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %18, %40,8, %24 ve %57,3 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.16.(b)'de gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak EG ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %17,3 ve %41,3 daha fazla ısı atmıştır. Su ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %4,6 ve %2,2 daha az ısı atmıştır.  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %4,4, %24,7, %8,2 ve %50,2 daha fazla ısı atmıştır. Şekil 4.16.(a)'da gösterilen  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığı, soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %31,9 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Şekil 4.16.(b)'de gösterilen hava giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ve sıvı debisinin  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %17,4 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

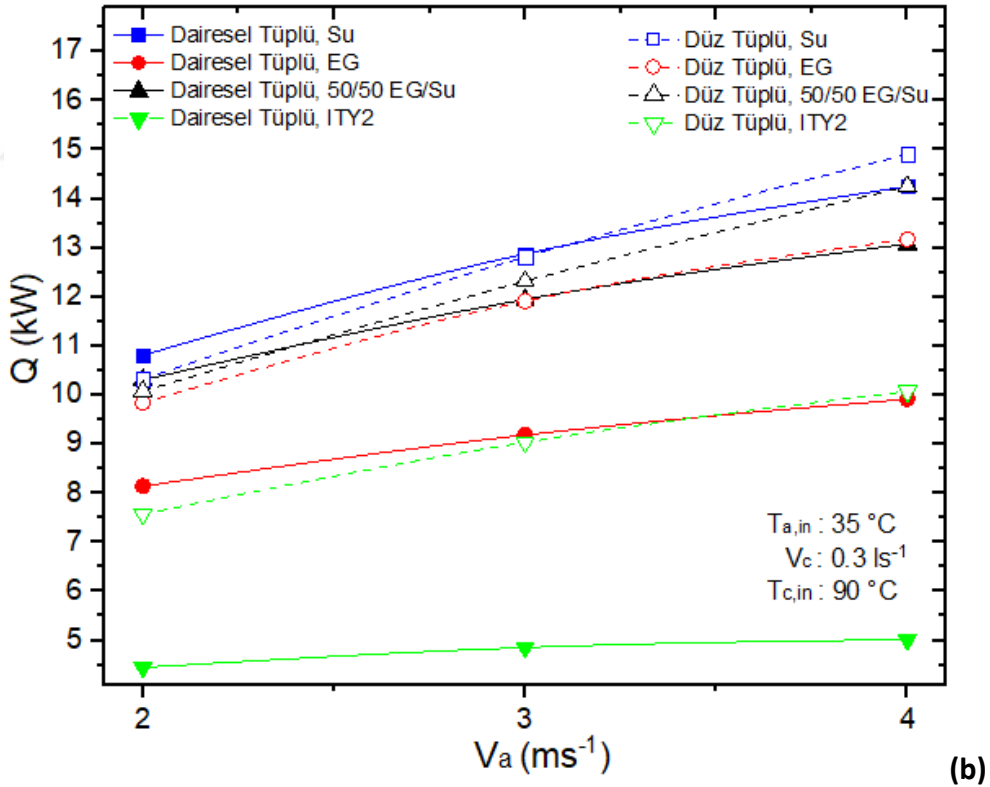
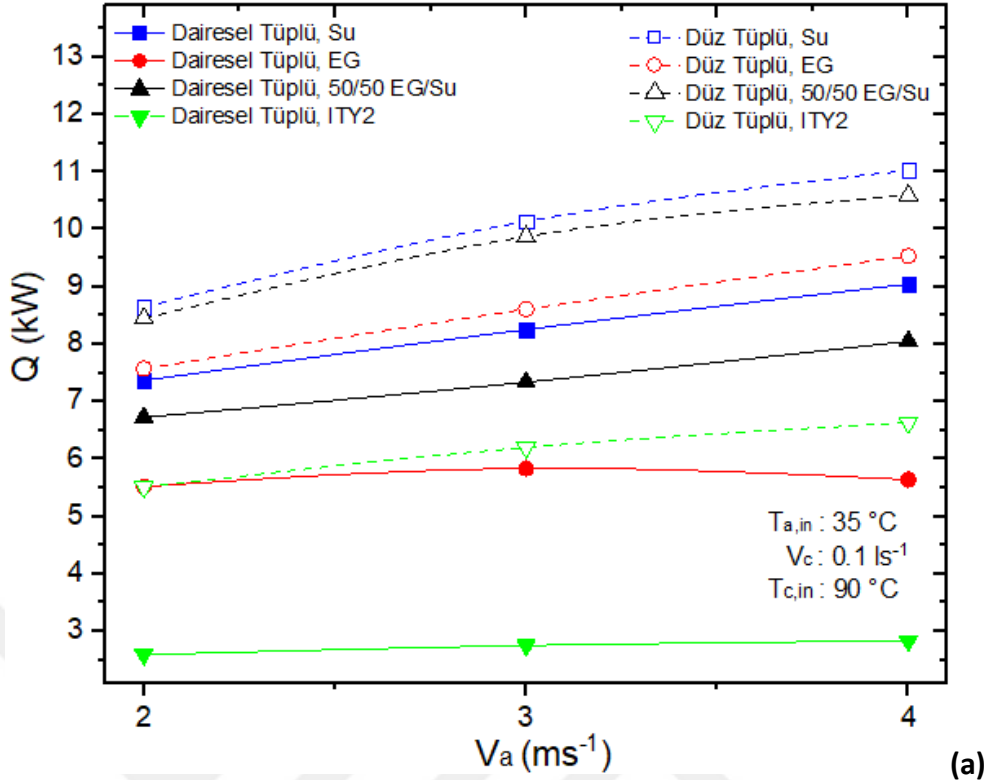


Şekil 4.14. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $4 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması





Şekil 4.15. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  hava giriş sıcaklığında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması



Şekil 4.16. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması

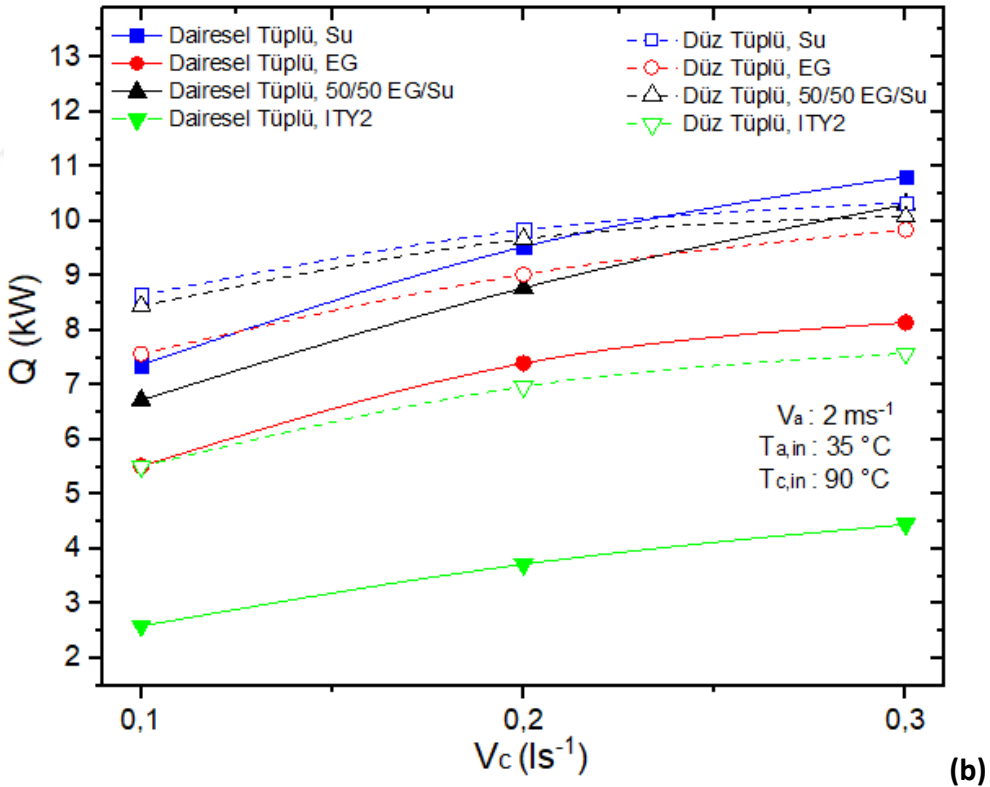
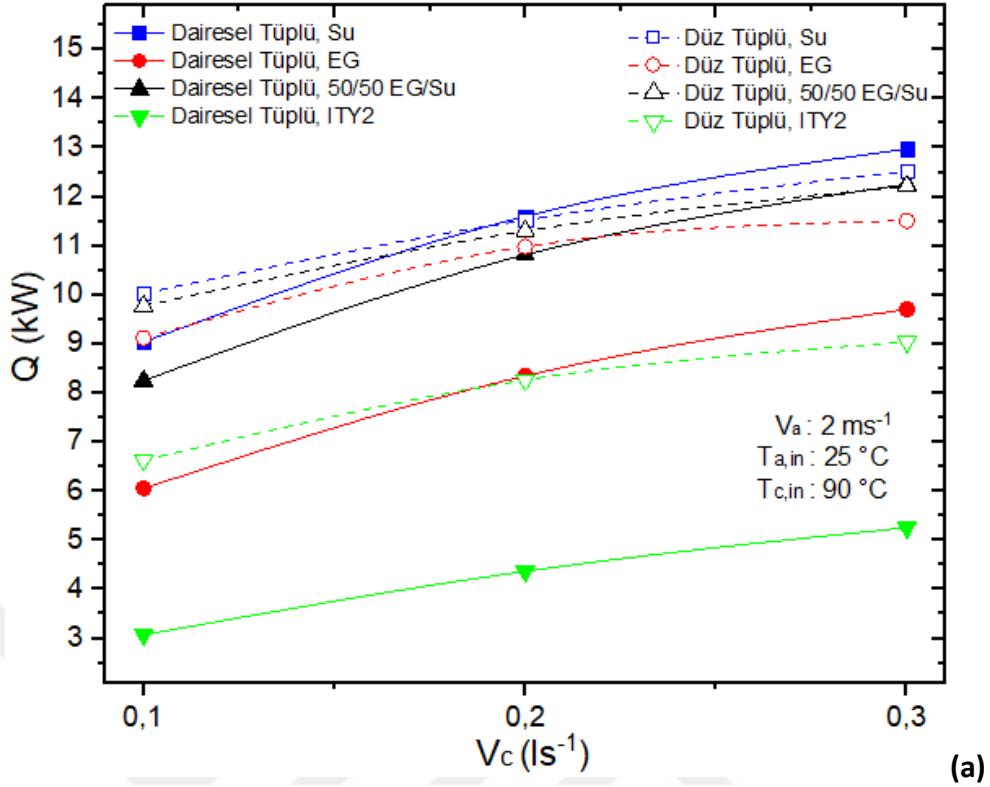
Şekil 4.17’de radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için dairesel ve düz tüplü radyatörler kıyaslanmıştır.

Şekil 4.17.(a)’da gösterilen  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %9,9, %33,6, %15,6 ve %53,6 daha fazla ısı atmıştır.  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %14,8, %27,1, %20,4 ve %53 daha fazla ısı atmıştır.

Şekil 4.17.(b)’de gösterilen  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  hava giriş sıcaklığı durumunda  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak EG ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %15,7 ve %41,8 daha fazla ısı atmıştır. Düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su ve 50/50 EG/su kullanıldığında ise sırasıyla %3,6 ve %0,3 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak EG ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %17,3 ve %41,3 daha fazla ısı atmıştır. Düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su ve 50/50 EG/su kullanıldığında ise sırasıyla %4,6 ve %2,2 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.17.(a)’da gösterilen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve radyatör hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %20,8 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.17.(b)’de gösterilen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve radyatör hava giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %20,9 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.



Şekil 4.17. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $2 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması

Şekil 4.18’de radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için dairesel ve düz tüplü radyatörler kıyaslanmıştır.

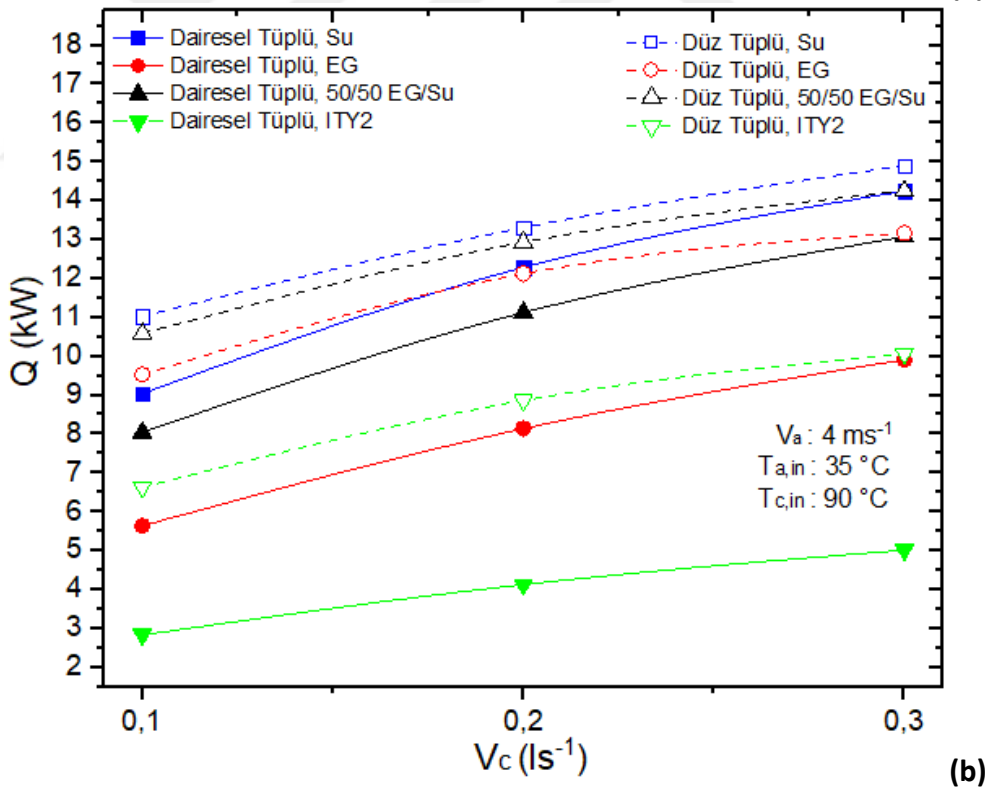
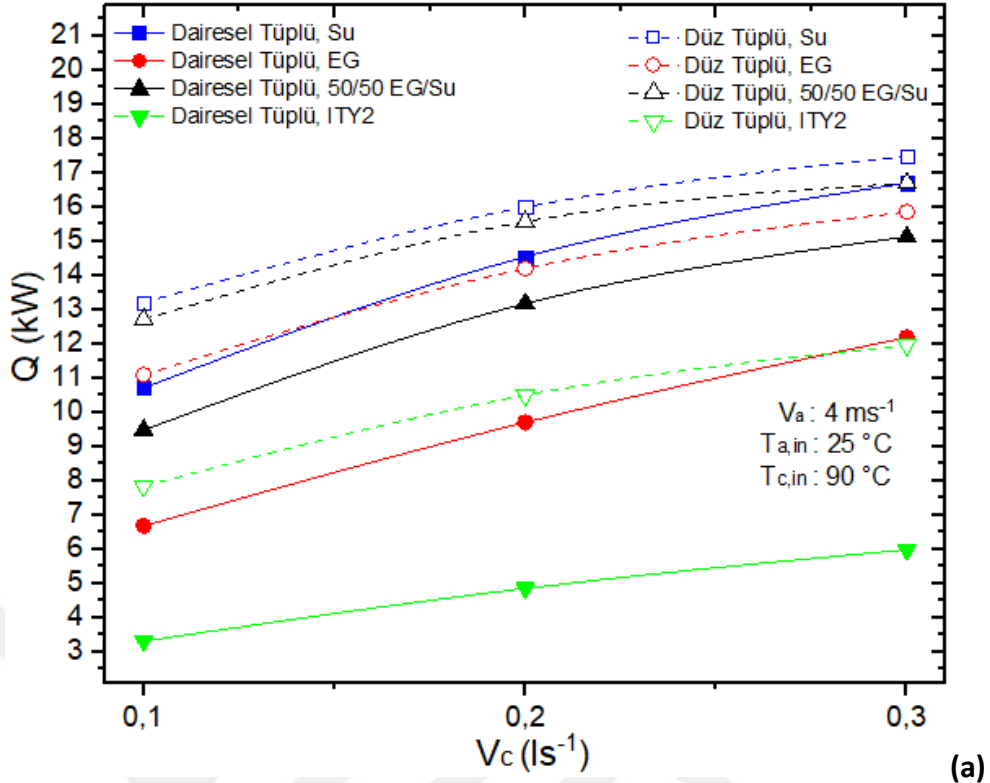
Şekil 4.18.(a)’da gösterilen  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda  $0.1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %18,9, %39,8, %25,5 ve %57,7 daha fazla ısı atmıştır.  $0.3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %4,5, %23,1, %9,4 ve %50 daha fazla ısı atmıştır.

Şekil 4.18.(b)’de gösterilen  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  hava giriş sıcaklığı durumunda,  $0.1 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %18, %40,8, %24 ve %57,3 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.  $0.3 \text{ ls}^{-1}$  soğutma sıvısı debisinde ise düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %4,4, %24,7, %8,2 ve %50,2 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.18.(a)’da gösterilen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve radyatör hava giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %28,6 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Şekil 4.18.(b)’de gösterilen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$ , soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve radyatör hava giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda, tüm sıvılar ve hava giriş sıcaklıkları için ortalama olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %28,5 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Deney sonuçlarının ortalaması alındığında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre; soğutma sıvısı olarak su, EG, 50/50 EG/su ve ITY2 kullanıldığında sırasıyla %7,6, %36,5, %14,2 ve %101,6 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.



Şekil 4.18. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında dairesel ve düz tüplü radyatörlerin deneysel performanslarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması

## 5. ISI TRANSFERİ MODELİ SONUÇLARININ DENEYSEL SONUÇLAR İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Bu kısımda, geliştirilen ısı transfer modeli ve deney sonuçları karşılaştırılarak farklı şartlardaki sapmaları incelenmiştir. Hava giriş sıcaklığı, hava hızı ve soğutma sıvısı debisi değişimine göre radyatörden atılan ısıya ait grafikleri oluşturulmuştur. Aynı zamanda modelin istatistiksel performans değerleri (R, MRE, RMSE) de grafikler üzerinde verilmiştir.

### 5.1. Modelin İstatistiksel Performansının Hesaplanması

Model sonuçları ve deneysel sonuçları arasındaki uyum, üç farklı istatistiksel performans parametresi kullanılarak belirlenmiştir. Bunlar korelasyon katsayısı (R), ortalama göreceli hata (MRE) ve kök ortalama kare hatası (RMSE)'dir.

Deney değerleri ve ısı transfer modeli değerleri arasındaki korelasyon katsayısı olan R, Denklem (5.1) yardımıyla hesaplanır [81].

$$R = \frac{N \sum_{i=1}^N a_i p_i - (\sum_{i=1}^N a_i)(\sum_{i=1}^N p_i)}{\left[ N \sum_{i=1}^N a_i^2 - (\sum_{i=1}^N a_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \left[ N \sum_{i=1}^N p_i^2 - (\sum_{i=1}^N p_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (5.1)$$

burada  $a_i$ ,  $p_i$  ve N sırasıyla; deney değerlerini, model değerleri ve deney sayısını temsil eder. Korelasyon katsayısının 1'e yaklaşması, model sonuçları ile deney sonuçları arasındaki uyumun iyi olduğunu gösterir. Bu katsayının sıfıra yaklaşması ise model sonuçlarının deney sonuçlarından uzaklaştığını gösterir.

MRE, ortalama izafi hatadır. Deney ve model sonuçları arasındaki ortalama yüzde farkı gösterir. MRE, Denklem (5.2) yardımı ile hesaplanır.

$$MRE(\%) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| 100 \frac{a_i - p_i}{a_i} \right| \quad (5.2)$$

Son olarak ortalama kök kare hata RMSE ile gösterilir ve Denklem (5.3) yardımıyla hesaplanır.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (a_i - p_i)^2} \quad (5.3)$$

## 5.2. Isı Transferi Modeli Sonuçlarının Deneysel Sonuçları İle Karşılaştırılması

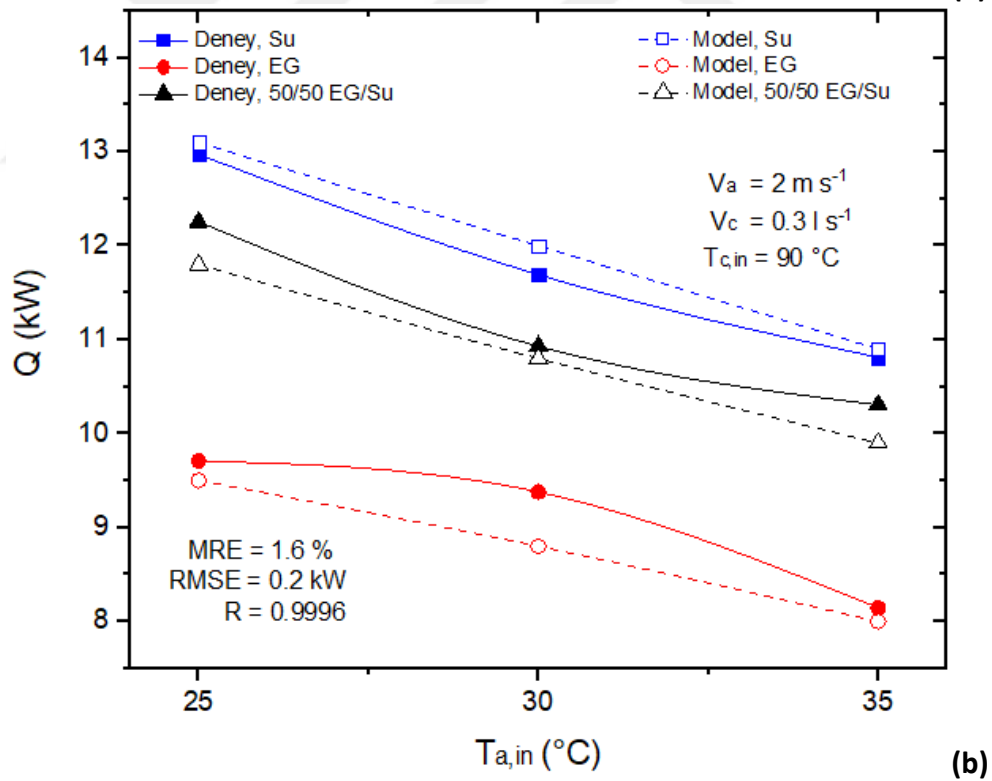
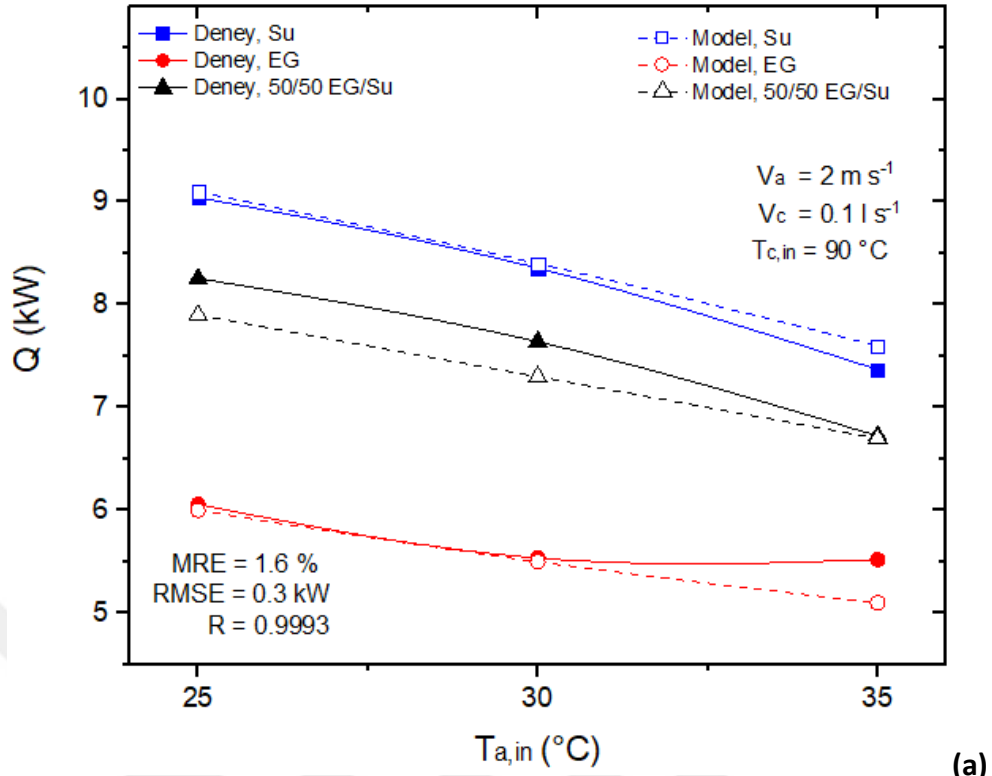
Bu kısımda, radyatörlerde yapılan deneyler ile taşıt radyatörleri hesaplama aracından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

### 5.2.1. Dairesel tüplü radyatör için geliştirilen ısı transferi modeli sonuçlarının deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Isı transfer modelinin performansının belirlenmesi için model sonuçları aynı şartlarda aynı sıvılardan elde edilen deneysel sonuçları ile kıyaslanmıştır. Isı transfer modelinin veri tabanındaki sıvıların termofiziksel özellikleri Engineering Equation Solver programından alınmıştır [82]. Su, EG ve 50/50 EG/su soğutma sıvıları için ısı transfer modeli ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Radyatör hava giriş sıcaklığı, hava hızı ve soğutma sıvısı debisi artışları durumlarında radyatörden uzaklaştırılan ısılar karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.1’de radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90^\circ\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deneysel sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.1.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda ısı transfer modeli ile deneysel sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %1,3 yüksek, %3,1 düşük ve %3,3 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.1.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deneysel sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %1,4 yüksek, %3,5 düşük ve %3,1 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.1’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9993, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,3 kW olarak hesaplanmıştır.



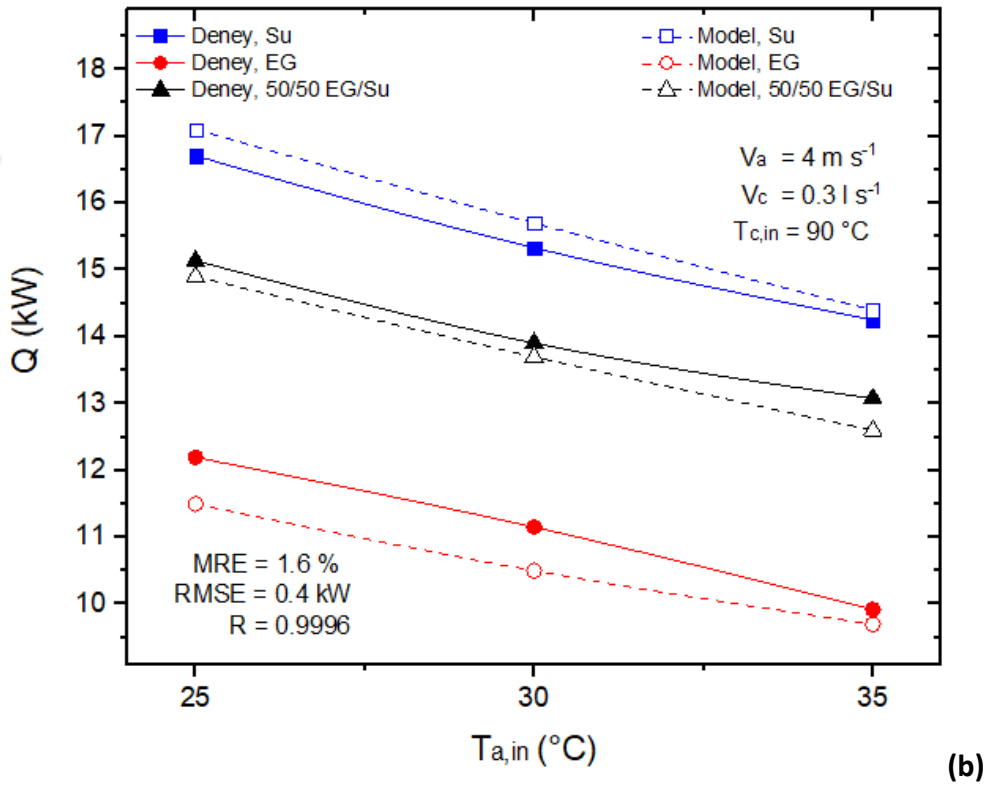
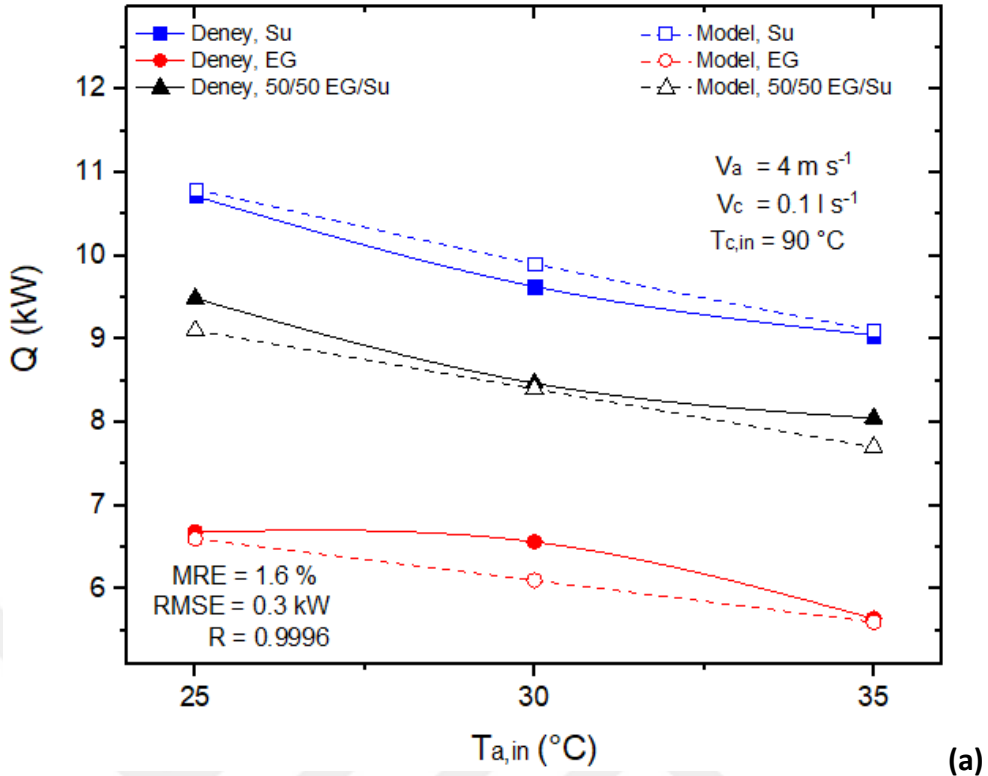


Şekil 5.1. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $2 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması

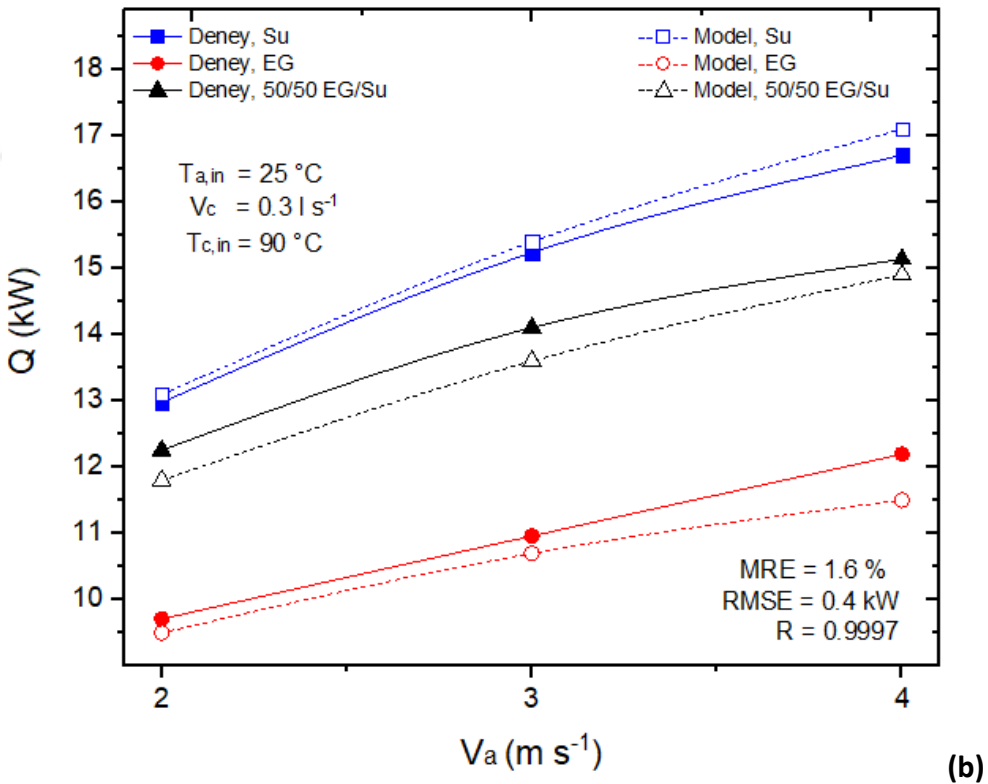
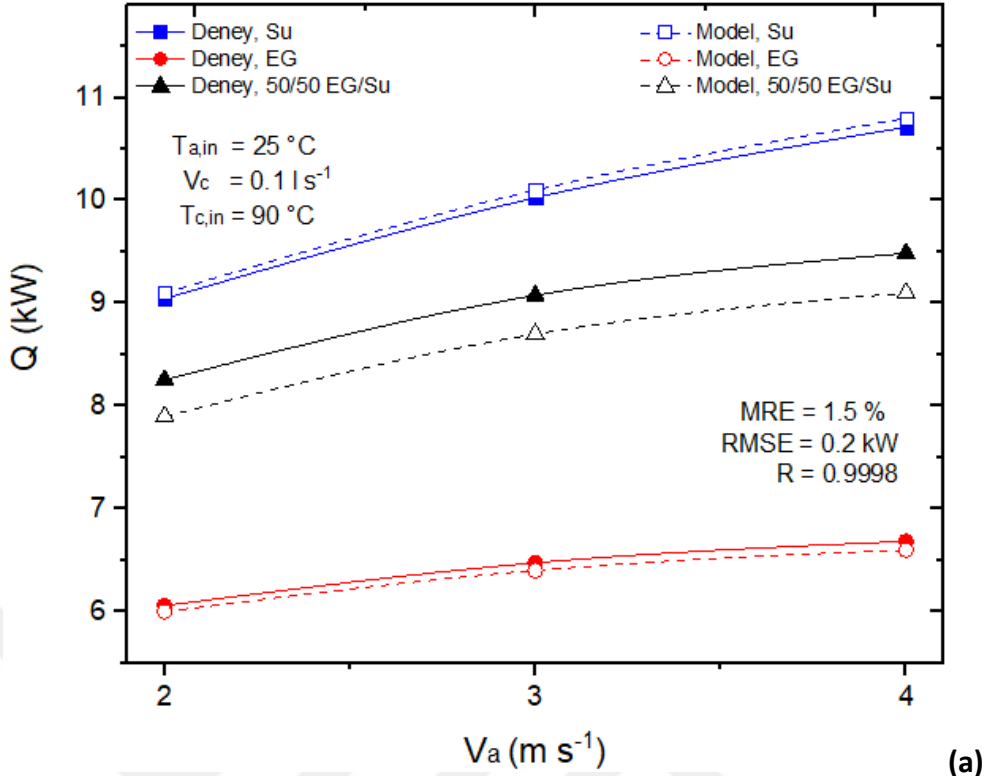
Şekil 5.2’de radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.2.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %1,4 yüksek, %3,2 düşük ve %3,2 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.2.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %1,9 yüksek, %4,9 düşük ve %2,2 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.2’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9996, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,4 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.3’de radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.3.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,7 yüksek, %1,1 düşük ve %4,3 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.3.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %1,5 yüksek, %3,7 düşük ve %3 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.3’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9997, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,4 kW olarak hesaplanmıştır.

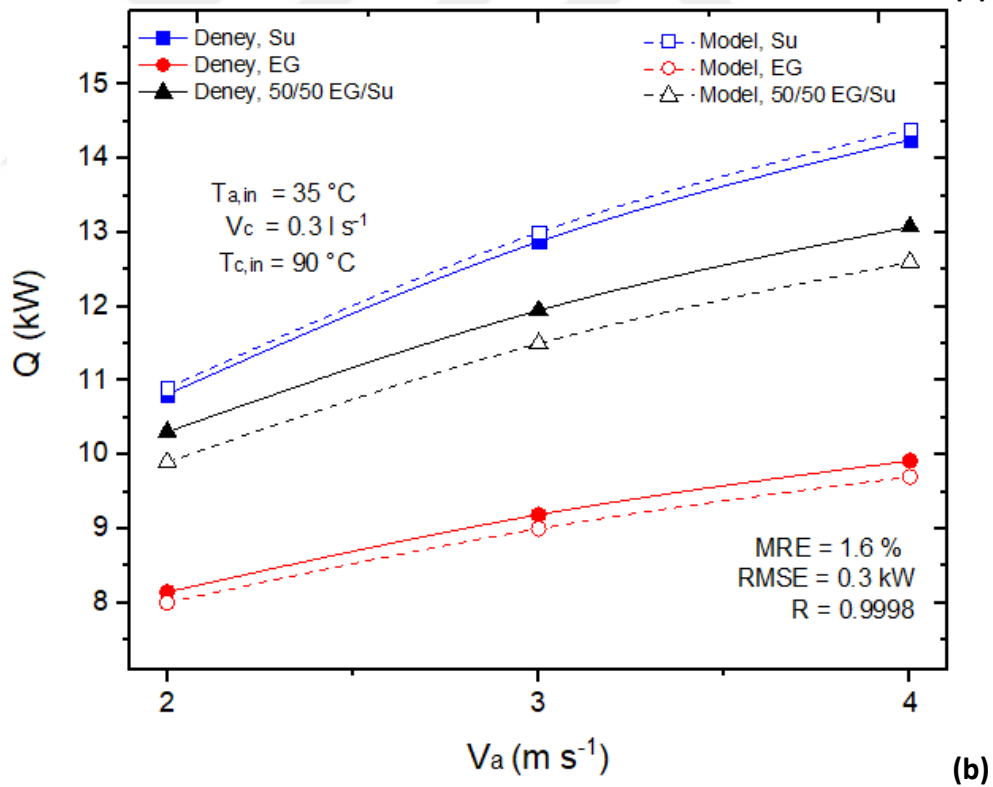
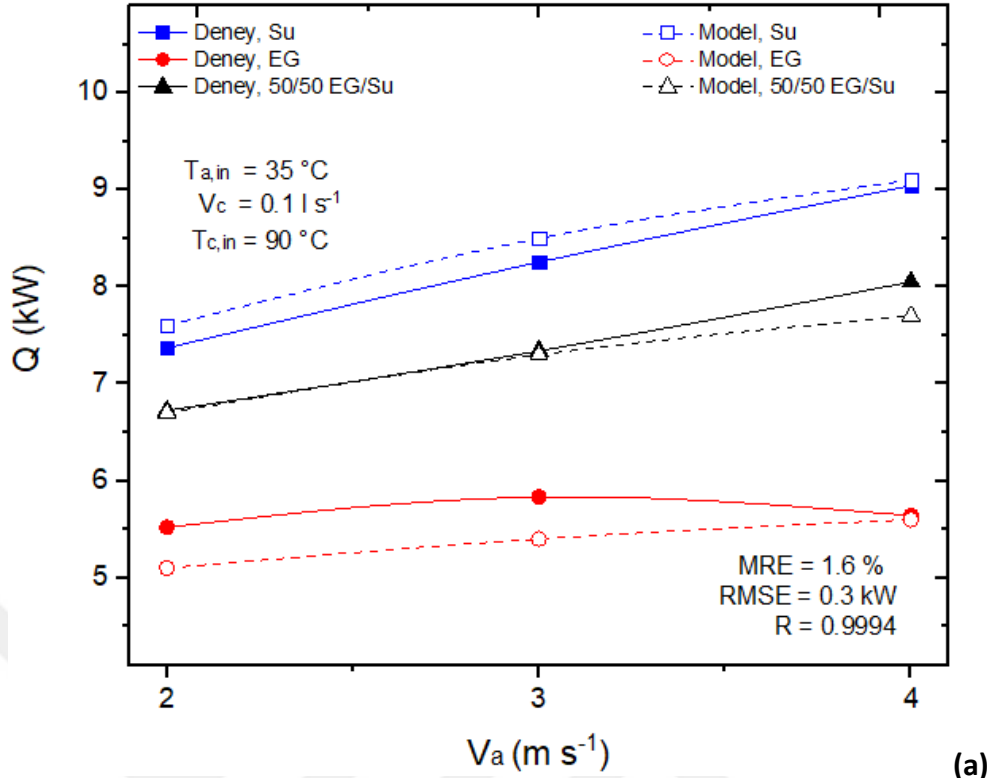
Şekil 5.4’de radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.4.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %2,1 yüksek, %5,5 düşük ve %1,9 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.4.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,9 yüksek, %2,1 düşük ve %3,9 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.4’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9994, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,3 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.2. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $4 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması



Şekil 5.3. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması

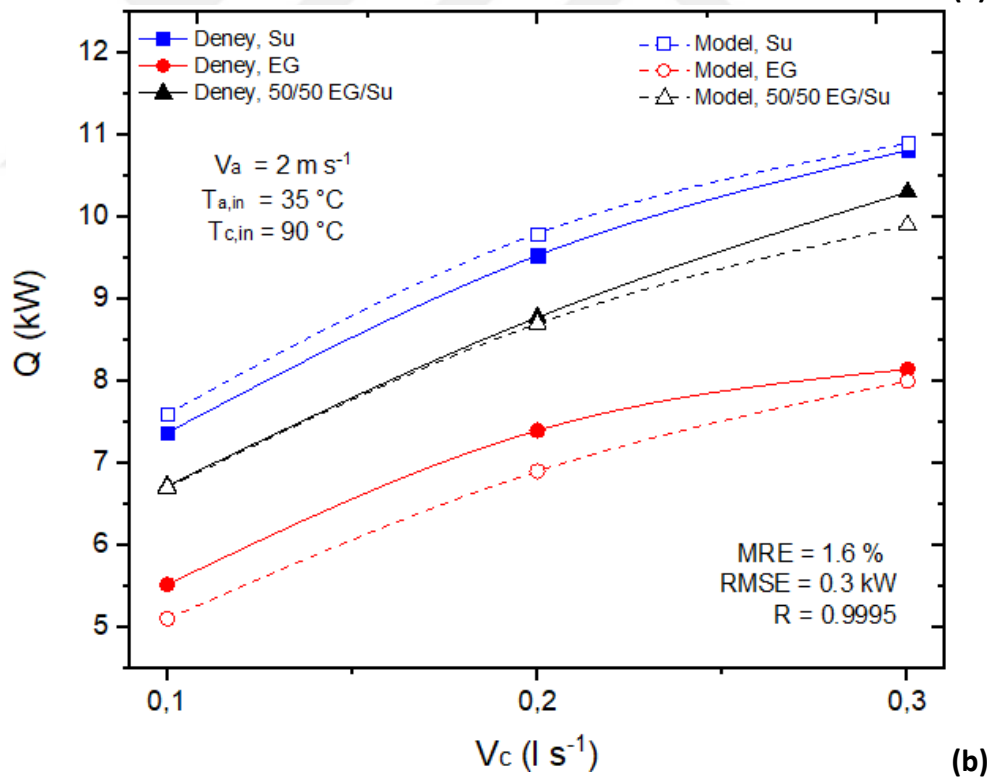
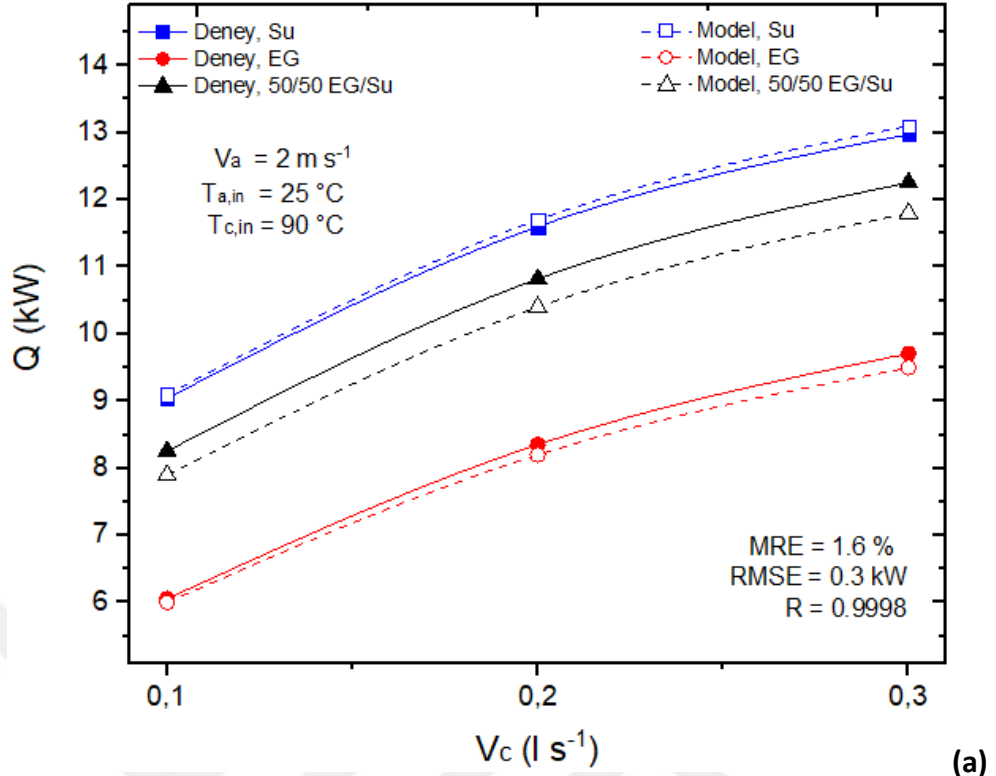


Şekil 5.4. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması

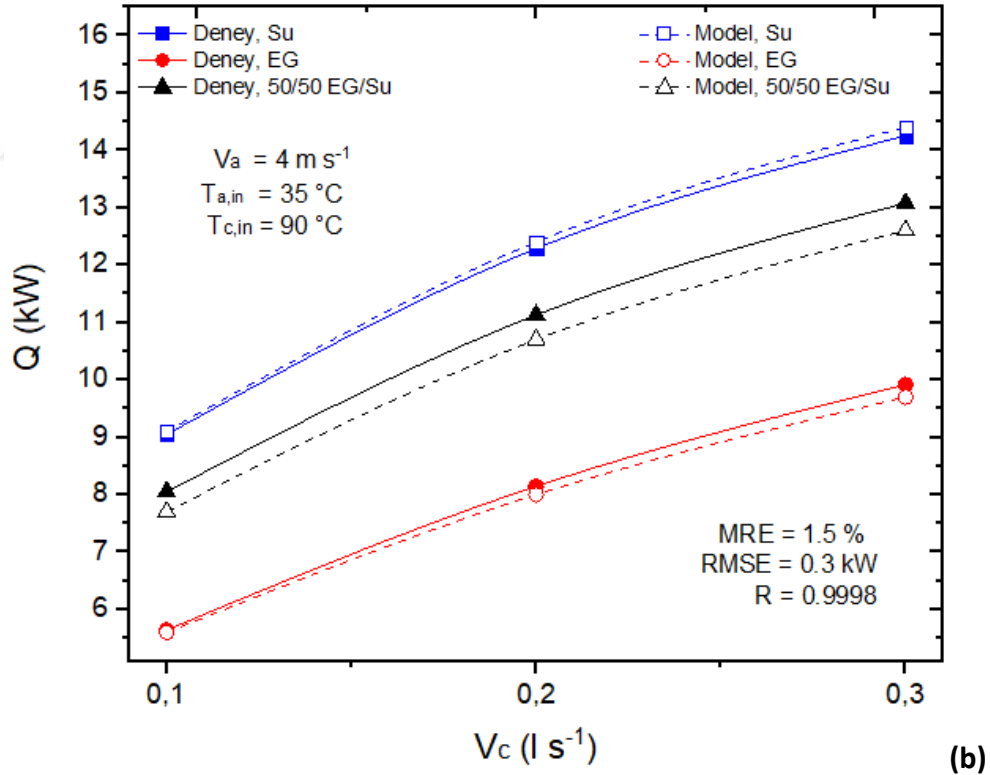
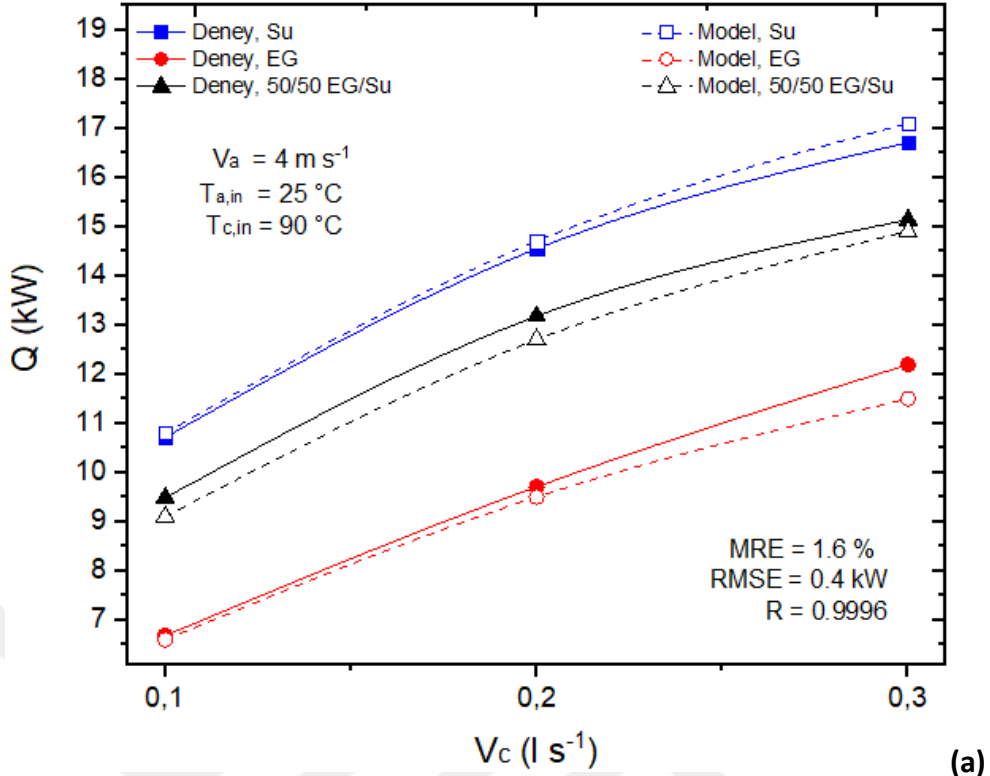
Şekil 5.5’de radyatöre giren havanın hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.5.(a)’da gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,8 yüksek, %1,8 düşük ve %4,1 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.5.(b)’de gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %2,1 yüksek, %5,3 düşük ve %2 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.5’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9995, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,3 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.6’da radyatöre giren havanın hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 5.6.(a)’da gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %1,5 yüksek, %3,6 düşük ve %3 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.6.(b)’de gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,9 yüksek, %1,7 düşük ve %4 düşük olarak bulunmuştur. Şekil 5.6’da gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9996, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,4 kW olarak hesaplanmıştır.

Dairesel tüplü radyatörde yapılan deneylerin sonuçları ile ısı transfer modeli sonuçları karşılaştırıldığında, modelin hatası su için %1,6 yüksek, EG için %4 daha düşük, 50/50 EG/su için %2,8 yüksek sonuç verdiği bulunmuştur. Isı transfer modelinin, deneylere göre ortalama olarak %1,7 daha düşük sonuçlar verdiği hesaplanmıştır. Dairesel tüplü radyatörde yapılan deneylerin sonuçları ile ısı transfer modeli sonuçları karşılaştırıldığında, en düşük R değeri 0,9993, en yüksek MRE değeri %1,6 ve en yüksek RMSE değeri 0,4 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.5. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $2\text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması



Şekil 5.6. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $4\text{ m s}^{-1}$  hava hızında dairesel tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması



### 5.2.2. Düz tüplü radyatör için geliştirilen ısı transferi modeli sonuçlarının deney sonuçları ile karşılaştırılması

Isı transfer modelinin performansının belirlenmesi için aynı şartlarda aynı sıvılardan elde edilen deney sonuçları ile kıyaslanmıştır. Isı transfer modelinin veri tabanına girilerek hesaplamalarda kullanılan sıvıların termofiziksel özellikleri Engineering Equation Solver programından alınmıştır [82].

Su, EG ve 50/50 EG/su soğutma sıvıları için ısı transfer modeli ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Radyatör hava giriş sıcaklığı, hava hızı ve soğutma sıvısı debisi artışları durumlarında radyatörden uzaklaştırılan ısılar karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.7’de radyatörden geçen hava hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.7.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,8 düşük, %1,2 düşük ve %1,8 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.7.(b)’de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,1 yüksek, %3 düşük ve %1,2 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.7’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9999, en yüksek MRE değeri %1,3 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.8’de radyatörden geçen hava hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.8.(a)’da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,1 yüksek, %1 düşük ve %0,4 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.8.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,4 düşük, %2 düşük ve %1,4 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.8'de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9996, en yüksek MRE değeri %1,2 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.9'de radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.9.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,1 yüksek, %1,3 düşük ve %0,3 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.9.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,5 düşük, %2,1 düşük ve %1,8 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.9'da gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9998, en yüksek MRE değeri %1,5 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.10'da radyatöre giren havanın sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de tutulduğunda; sıvı debisinin  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  ve  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.10.(a)'da gösterilen  $0,1 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,7 düşük, %0,8 düşük ve %1,8 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.10.(b)'de gösterilen  $0,3 \text{ ls}^{-1}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,1 yüksek, %2,7 düşük ve %1,3 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.10'da gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9998, en yüksek MRE değeri %1,3 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.11’de radyatöre giren havanın hızı  $2 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.11.(a)’da gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,1 yüksek, %2,6 düşük ve %0,9 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.11.(b)’de gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,4 düşük, %2,1 düşük ve %1,8 düşük olarak bulunmuştur.

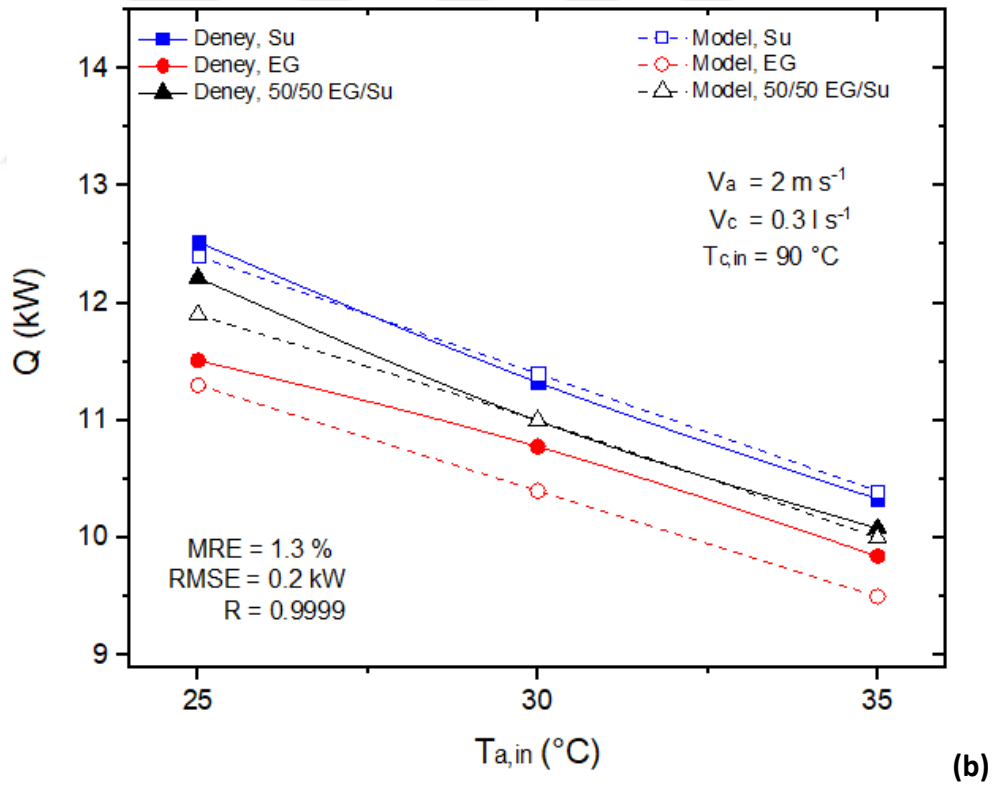
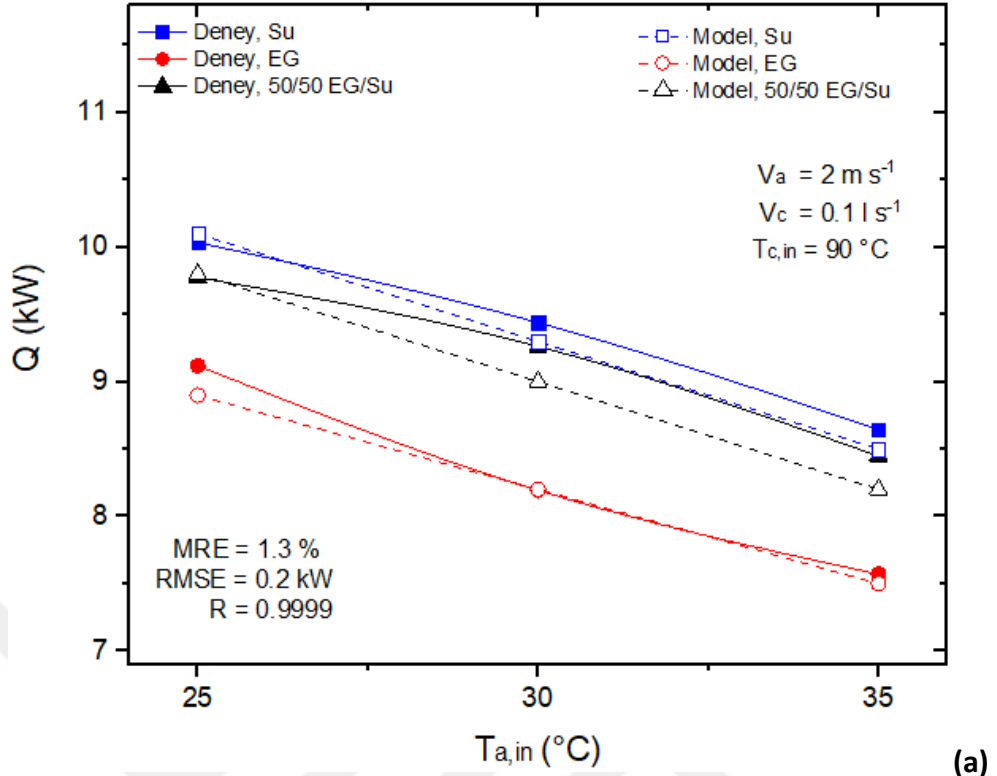
Şekil 5.11’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9998, en yüksek MRE değeri %1,4 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.

Şekil 5.12’de radyatöre giren havanın hızı  $4 \text{ ms}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de tutulduğunda; hava radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumları için deney sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.

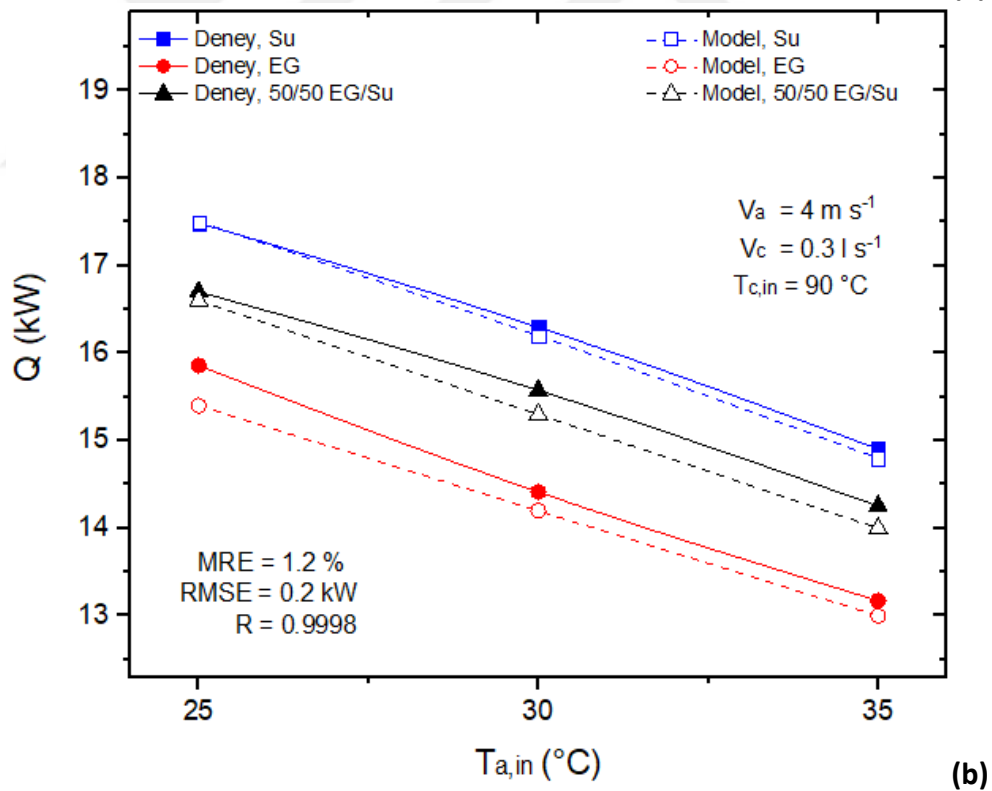
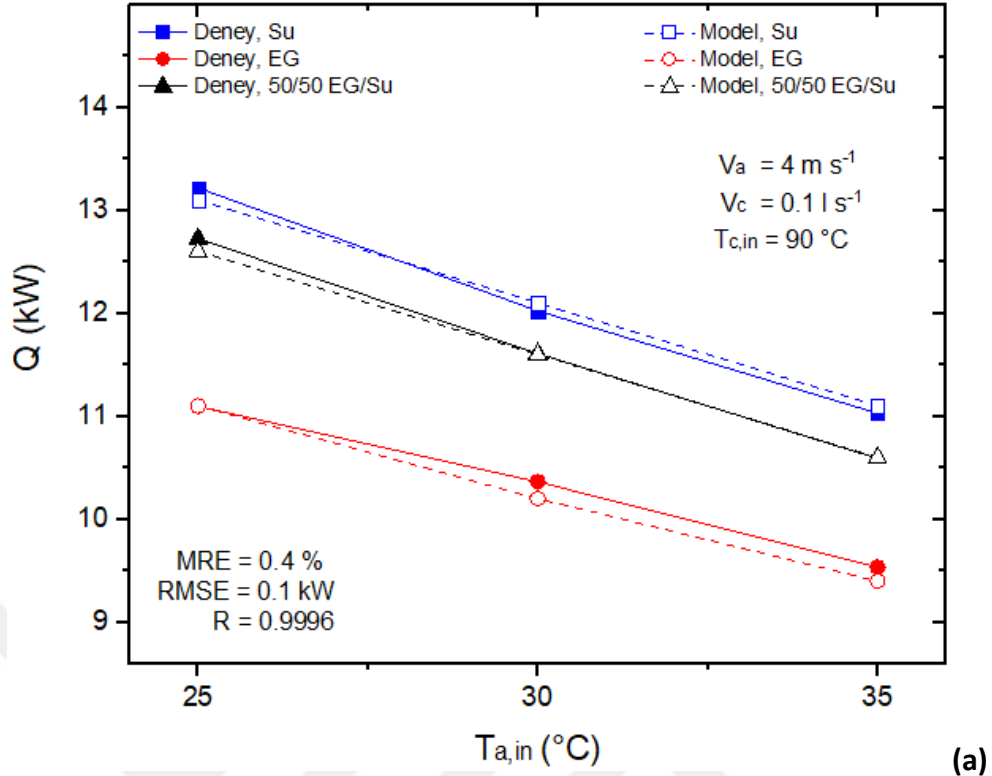
Şekil 5.12.(a)’da gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,4 düşük, %1,6 düşük ve %1,1 düşük olarak bulunmuştur.

Şekil 5.12.(b)’de gösterilen radyatör giriş sıcaklığı  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  durumunda model ile deney sonuçları arasındaki fark; soğutma sıvısı olarak su, EG ve 50/50 EG/su kullanıldığında sırasıyla %0,1 yüksek, %1,8 düşük ve %0,7 düşük olarak bulunmuştur.

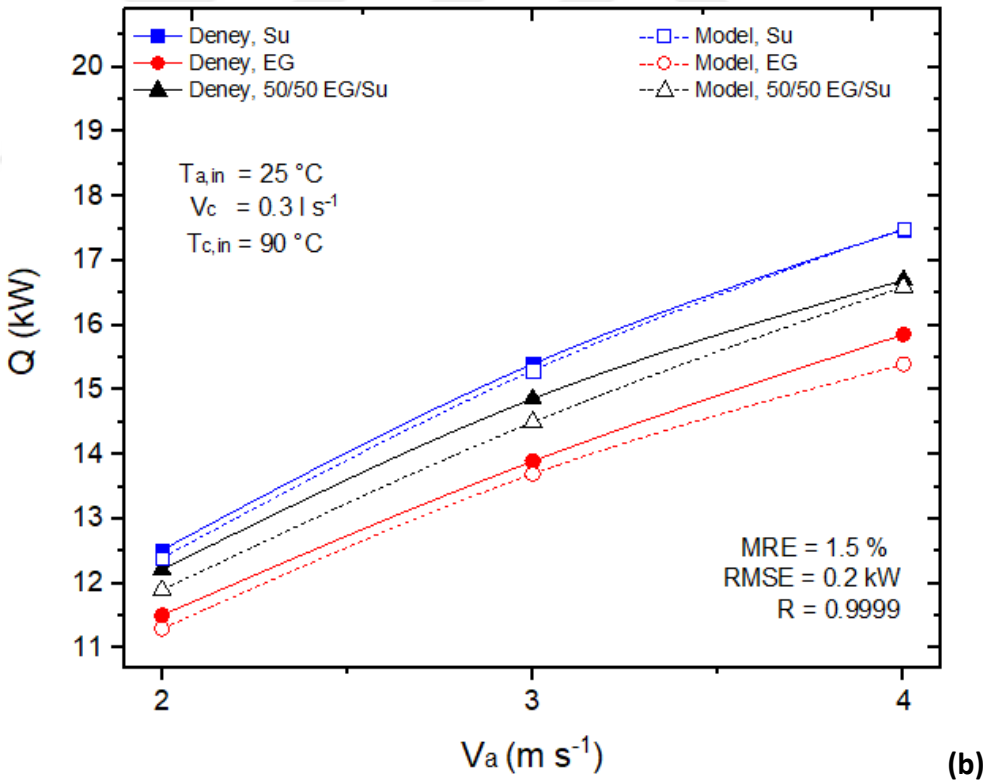
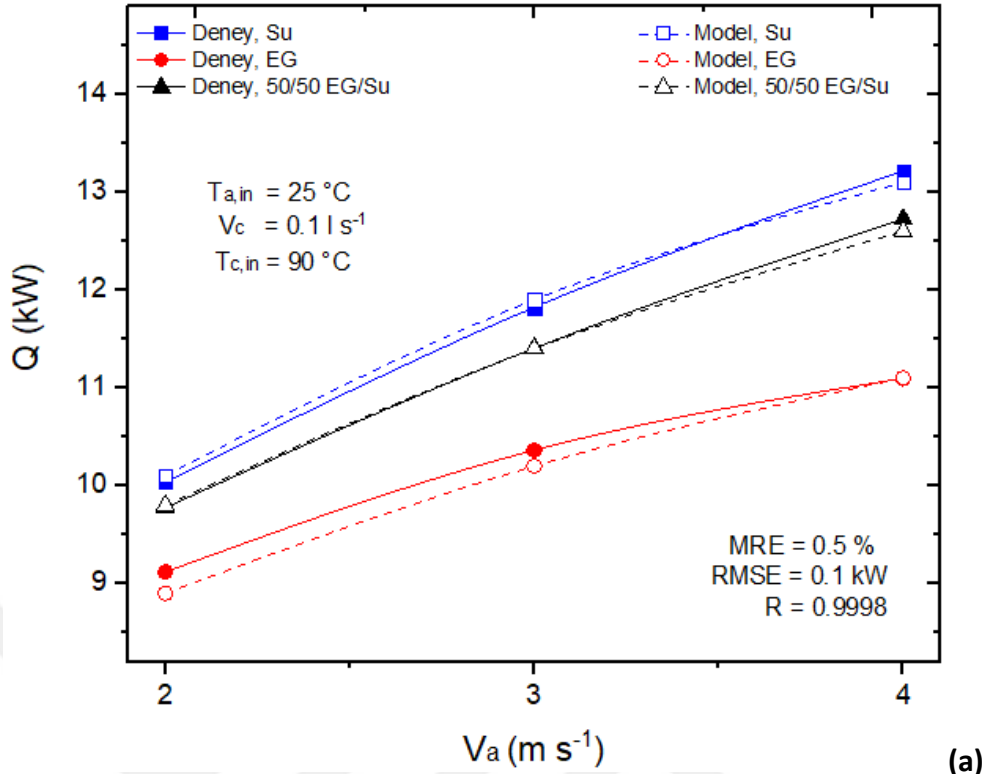
Şekil 5.12’de gösterilen sonuçlarda, en düşük R değeri 0,9998, en yüksek MRE değeri %1 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.



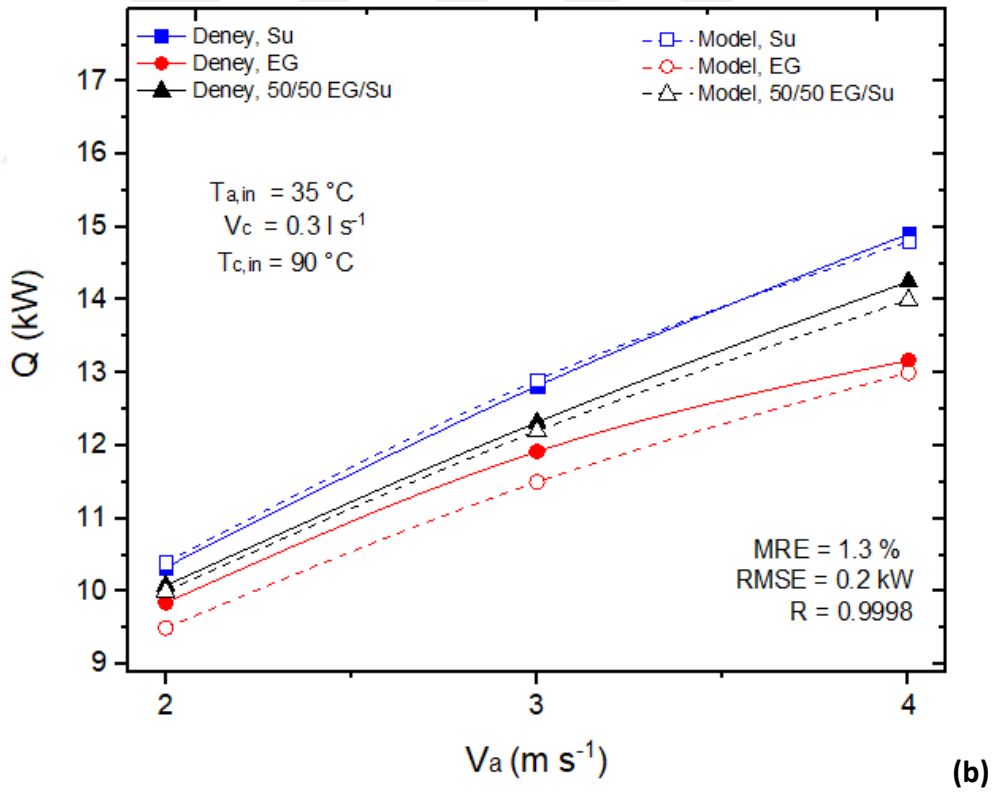
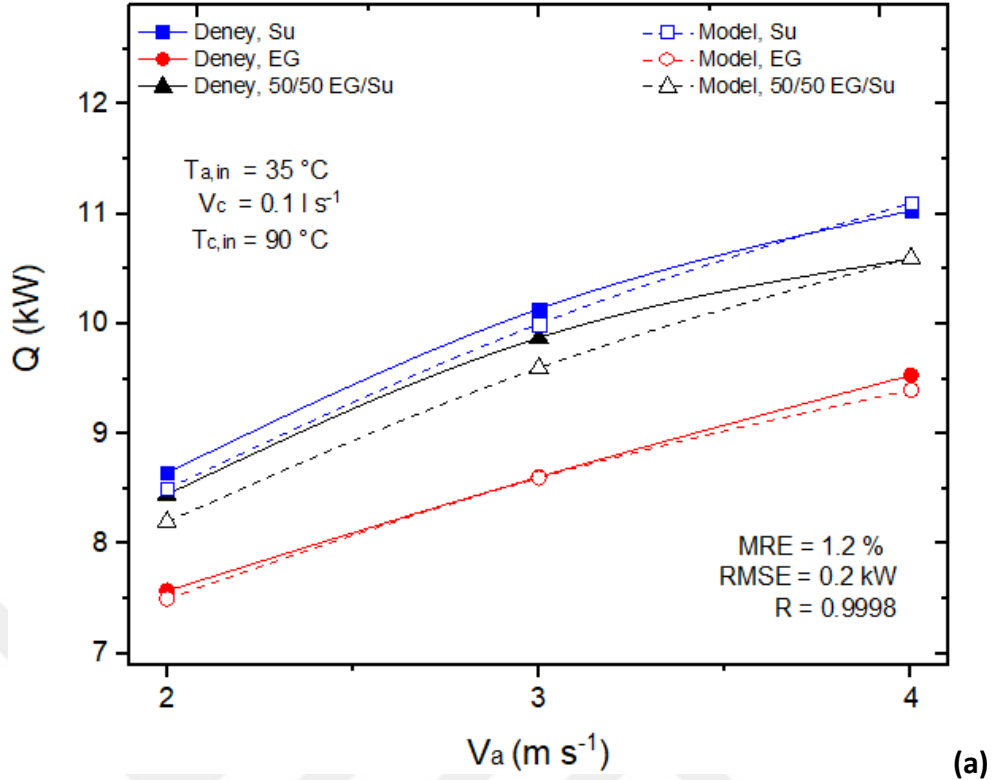
Şekil 5.7. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $2 \text{ m s}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve model sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması



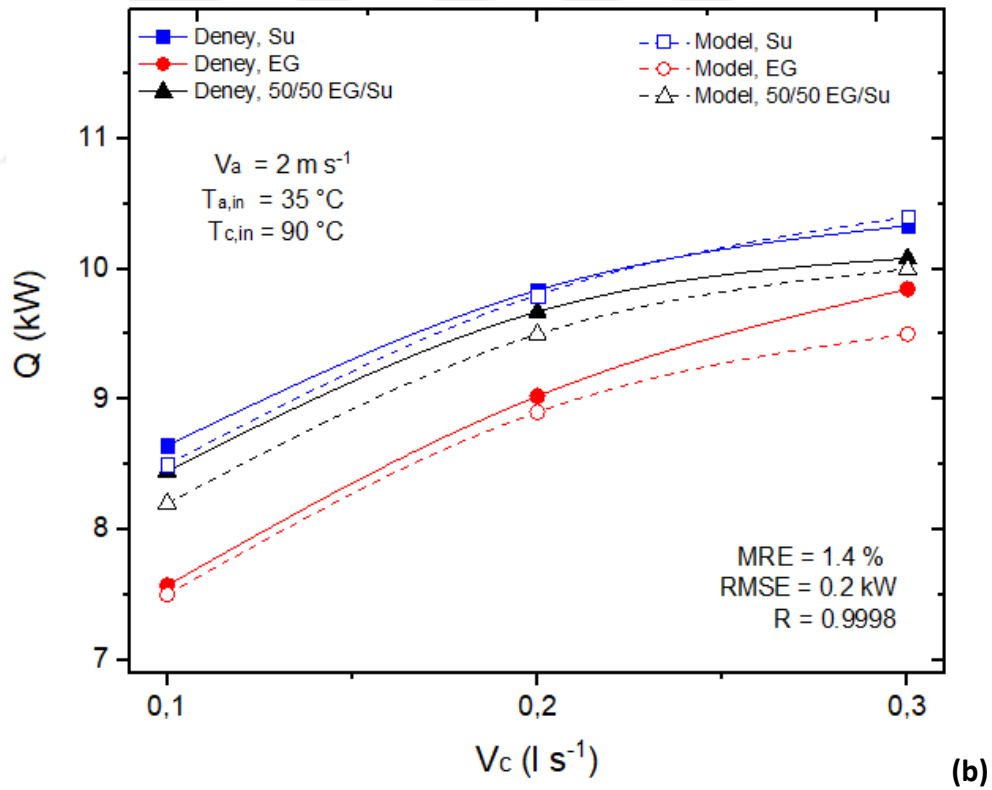
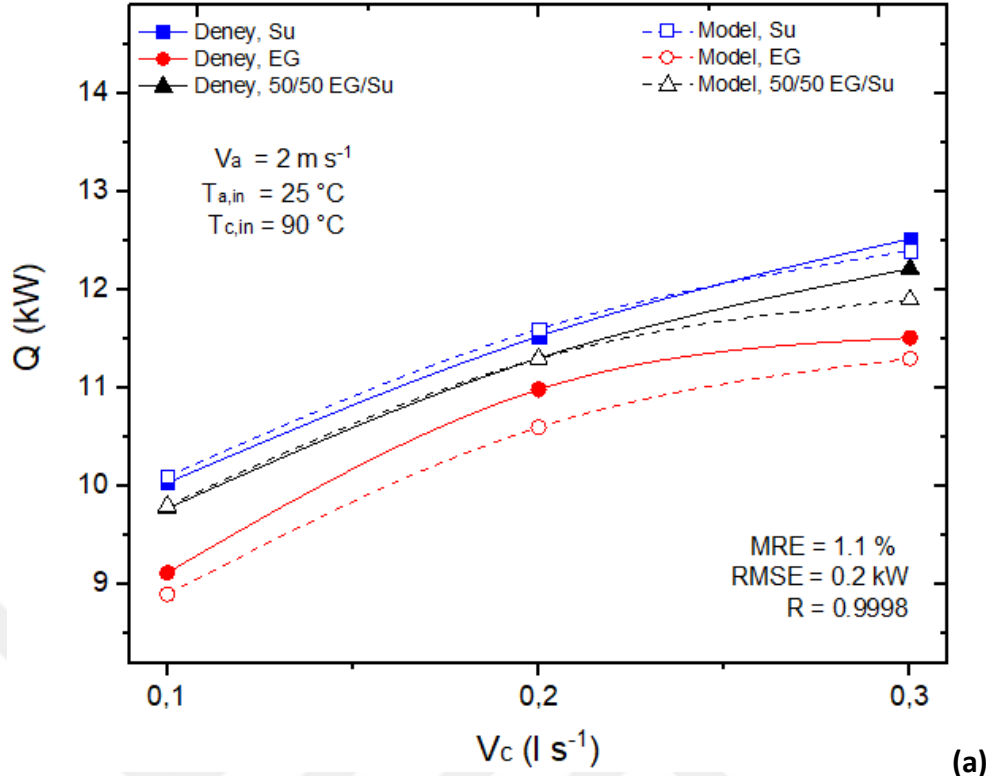
Şekil 5.8. İki farklı soğutma sıvısı debisi için  $4 \text{ ms}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının hava giriş sıcaklığı değişimine göre karşılaştırılması



Şekil 5.9. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 25 °C hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması

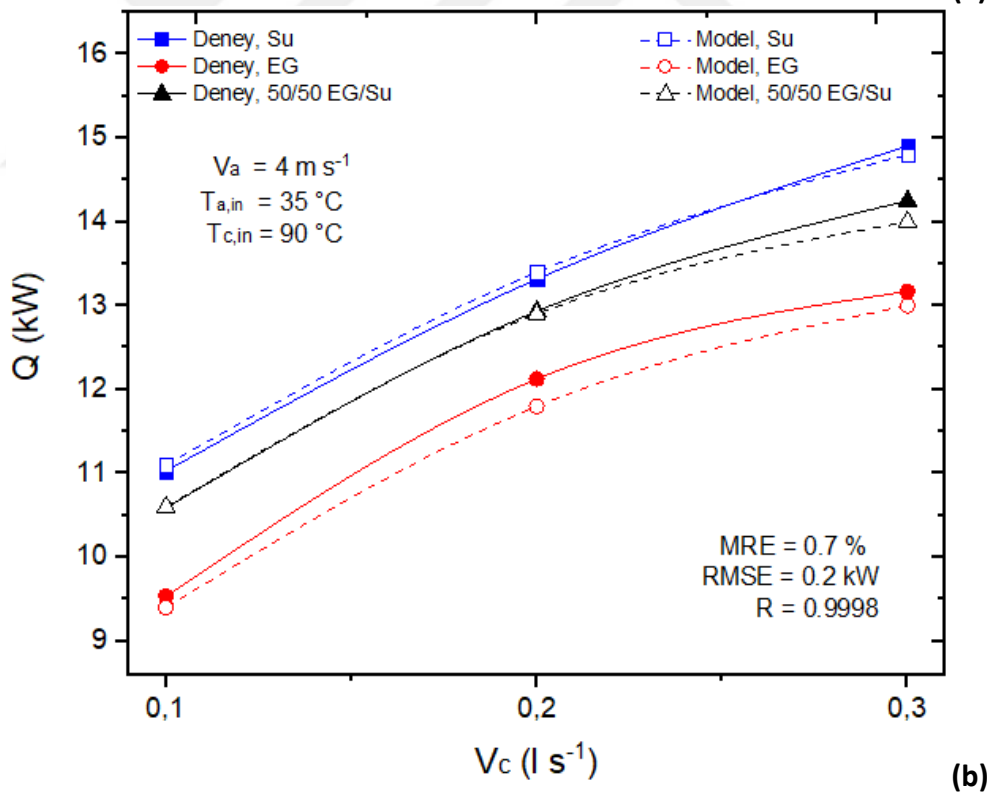
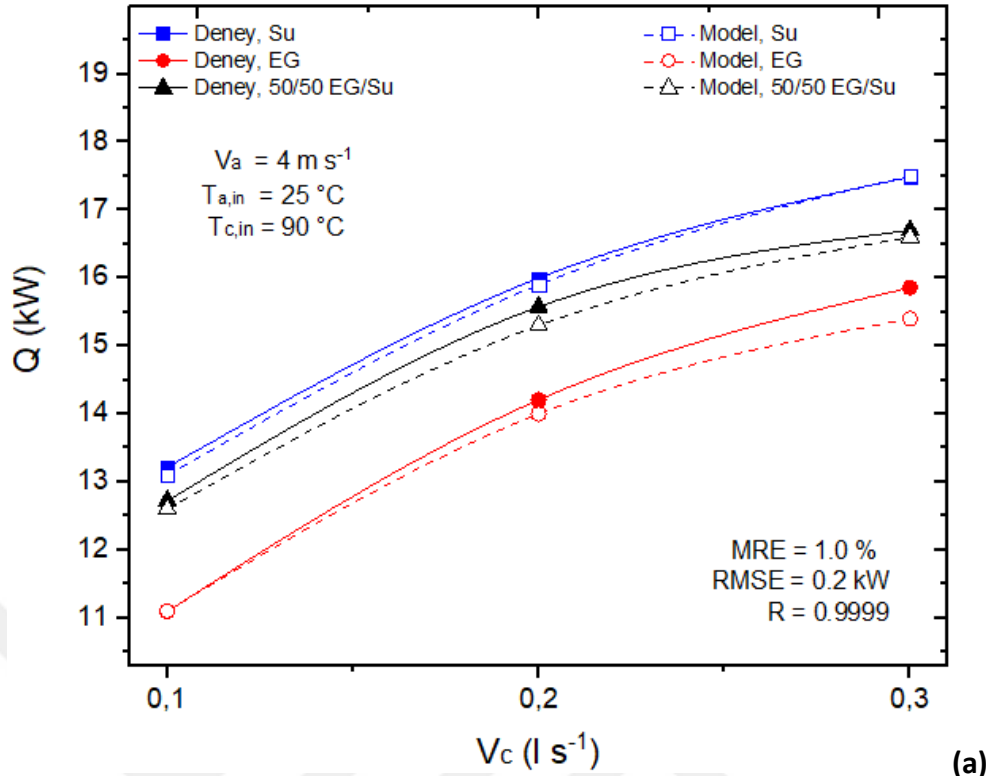


Şekil 5.10. İki farklı soğutma sıvısı debisi için 35 °C hava giriş sıcaklığında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının hava hızı değişimine göre karşılaştırılması



Şekil 5.11. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $2\text{ m s}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması





Şekil 5.12. İki farklı hava giriş sıcaklığı için  $4\text{ m s}^{-1}$  hava hızında düz tüplü radyatörde deneysel performanslar ve ısı transfer modeli sonuçlarının soğutma sıvısı debisi değişimine göre karşılaştırılması

Düz tüplü radyatörde yapılan deneylerin sonuçları ile ısı transfer modeli sonuçları karşılaştırıldığında, modelin hatası su için %0,1 daha düşük, EG için %2 daha düşük, 50/50 EG/su için %1,2 daha düşük sonuç verdiği bulunmuştur. Isı transfer modelinin, deneylere göre ortalama olarak %1 daha düşük sonuçlar verdiği hesaplanmıştır. Düz tüplü radyatörde yapılan deneylerin sonuçları ile ısı transfer modeli sonuçları karşılaştırıldığında, en düşük R değeri 0,9996, en yüksek MRE değeri %1,5 ve en yüksek RMSE değeri 0,2 kW olarak hesaplanmıştır.



## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; gerçek şartlara yakın koşullarda motor soğutma sıvılarını ve taşıt radyatörlerini test edebilecek bir deney düzeneği tasarlanmış ve üretilmiştir. Deneyler sırasında önce soğutma sıvısı olarak su, daha sonra sırasıyla EG, 50/50 EG/su, 50/50 takım soğutma sıvısı/su ve dört farklı ITY bu düzenekte test edilmiştir. Deneyler düz tüplü ve dairesel tüplü olmak üzere iki farklı tip radyatörde gerçekleştirilmiştir. Hava hızı  $2 - 4 \text{ ms}^{-1}$ , hava giriş sıcaklığı  $25 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , soğutma sıvısı debisi  $0,1 - 0,3 \text{ ls}^{-1}$  ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de deneyler gerçekleştirilmiştir. Soğutma sıvılarının performansları ve radyatörlerin performansları incelenmiştir. Düz tüplü ve dairesel tüplü radyatör için iki ayrı ısı transfer modeli oluşturularak, radyatör hesaplama araçları geliştirilmiştir. Çizimi yapılan radyatör, çok sayıda kontrol hacmine ayırarak etkinlik-NTU metoduyla her kontrol hacmindeki ısı atımını hesaplayan ve sonuçları birleştirerek radyatörden atılan toplam ısıyı bulan bir program hazırlanmıştır. Daha sonra bu programdan elde edilen sonuçlar ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır. İki farklı tip radyatörde çeşitli soğutma sıvılarıyla elde edilen deneysel sonuçların karşılaştırılması sonucu elde edilen bulgular, özet olarak aşağıdaki gibidir:

- Dairesel tüplü radyatörde en fazla ısıyı atan sıvılar sırasıyla su, 50/50 TSS/su karışımı, 50/50 EG/su karışımı, EG, ITY2, ITY1, ITY4 ve ITY3 olarak bulunmuştur. Tüm durumlar için ortalama olarak suya göre; 50/50 TSS/su karışımı %16,8, 50/50 EG/su karışımı %20,4, EG %52,9, ITY2 %65,4, ITY1 %66,2, ITY4 %66,6 ve ITY3 %67,3 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.
- Düz tüplü radyatörde en fazla ısıyı atan sıvılar sırasıyla su, 50/50 EG/su karışımı, EG ve ITY2 olarak bulunmuştur. Tüm durumlar için ortalama olarak suya göre; 50/50 EG/su karışımı %7,6, EG %25,4 ve ITY2 %33,5 daha az ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

- Soğutma sıvısı olarak su kullanılarak gerçekleştirilen tüm deneylerin ortalamasında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %7 daha fazla ısı atmıştır.
- Etilen Glikol (EG) kullanılarak gerçekleştirilen tüm deneylerin ortalamasında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %26,8 daha fazla ısı atmıştır.
- 50/50 EG/su kullanılarak gerçekleştirilen tüm deneylerin ortalamasında, düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %12,4 daha fazla ısıyı uzaklaştırmıştır.
- İTY2 kullanılarak gerçekleştirilen tüm deneylerin ortalamasında düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %50,4 daha çok ısı atımı sağlamıştır.
- Tüm soğutma sıvıları için yapılan deneylerin tamamının ortalaması olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %24,1 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır.

Yukarıdaki deneysel sonuçlardan anlaşılacağı üzere, genel olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre çok daha başarılı olmuştur. Bunun en önemli sebebi ise düz tüplü radyatörün hava tarafı toplam yüzey alanının dairesel tüplü radyatörün hava tarafı toplam yüzey alanına göre çok daha fazla olmasıdır. Bu da radyatörün toplam ısı transfer katsayısının (UA) hesaplamasında kullanılan hava tarafı toplam yüzey alanı ( $A_a$ ) değerini artırarak radyatörün toplam ısı transfer katsayısını artırmaktadır. Bu sebeple hava hızı düştükçe radyatörler arasındaki atılan ısı farkı azalmıştır. Sıvı tarafının toplam yüzey alanı ise dairesel tüplü radyatörün düz tüplü radyatöre göre daha fazladır. Bu da radyatörün toplam ısı transfer katsayısının hesaplamasında kullanılan sıvı tarafı toplam yüzey alanı ( $A_1$ ) değerini artırarak radyatörün toplam ısı transfer katsayısını artırmaktadır. Ayrıca Reynold sayısının hesaplamasında kullanılan hidroluk çap ( $D_1$ ) daha büyük olduğu için Reynold sayısı ( $Re$ ), Nusselt sayısı ( $Nu$ ) ve sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı ( $h_1$ ) da artmaktadır. Sıvı tarafı ısı taşınım katsayısı da radyatörün toplam ısı transfer katsayısını artırmaktadır. Bu nedenle de düşük hava hızı, yüksek soğutma sıvısı debisi durumunda dairesel tüplü radyatör düz tüplü radyatöre göre daha üstün olmuştur.

Soğutma sıvısının, akışkanlığı ve koroziyifliği uzun vadede devirdaim pompası, radyatör gibi motor soğutma sistemi bileşenlerinin ömrü açısından önem taşımaktadır. Yapılan

deneylerde bu açıdan gözlem yapılma şansı da olmuştur. Özellikle tek başına su kullanımında sistemde yüksek miktarda pas ve kireç oluşumu gözlemlenmiştir. Bu durum da uzun vadede aracın devirdaim pompası ve radyatörüne, hatta motordaki soğutma kanallarına zarar vereceği ön görülmüştür. Bu nedenle tek başına su kullanımının taşıt için çok zararlı olacağı açıktır. Deney yapılan diğer sıvılarda ve su ile seyreltilen sıvılarda aynı su kullanılmasına rağmen herhangi bir pas ve kireç oluşumu gözlemlenmemiştir. Bununla birlikte suyun tek başına kullanımının önündeki en büyük engellerden birisi de donma sıcaklığının yüksek olmasıdır. Donma sıcaklığının yüksek olması nedeniyle düşük ortam sıcaklıklarında donma durumu oluşacaktır. Buzun yoğunluğu sudan düşük olduğu için faz değişiminde hacmi artar ve motor bloğu, borular, pompa ve radyatör içinde genişmeden dolayı büyük hasar oluşturur. Suyun donma sıcaklığını düşürmek için donma sıcaklığı çok daha düşük sıvılarla karışım yaparak kullanılması gerekmektedir.

Soğutma sıvılarında diğer önemli bir nokta ise viskozitedir. Viskozitenin artması Reynold sayısını, Nusselt sayısını ve nihayetinde sıvı tarafı ısı taşınım katsayısını düşürücü yönde etki yapmaktadır. Bu durum da radyatörden atılan ısı miktarını düşürmektedir. Ayrıca viskozite akmaya karşı direnç olduğu için ne kadar düşük olursa devirdaim pompasına gelecek yük de o kadar düşük olacaktır. Bu da devirdaim pompasının motordan çekeceği gücü azaltacaktır. Yani yakıt tasarrufu sağlayacaktır. Bununla birlikte devirdaim pompasının üzerine gelen yük azaldıkça devirdaim pompasının ömrü de uzayacaktır. Deneylerde kullanılan sıvılardan viskozitesi en düşük olan sudur. Sonrasında ise Su ile %50 seyreltilmiş TSS gelmektedir. Sonrasında ise %50 su ile seyreltilmiş EG gelmektedir. Diğer sıvıların viskozitesi daha yüksektir ve yaklaşık aynı viskozitededirler. En iyi ısı transfer sıvısı su olduğu için suya yapılan karışımlar daha iyi sonuç vermiştir. Karışımda suyun oranı ne kadar artarsa karışımın ısı transfer başarısı da o oranda artacaktır. Bu nedenle pas, kireç ve donma etkisi göz önünde bulundurularak karışımlarda suyun oranı mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır.

İki farklı tip radyatörde çeşitli soğutma sıvılarıyla elde edilen deneysel sonuçların geliştirilen ısı transferi model sonuçlarıyla karşılaştırılması sonucu elde edilen bulgular ise özet olarak aşağıdaki gibidir:

- Dairesel tüplü radyatörde yapılan deneylerin sonuçları ile ısı transfer modeli sonuçları karşılaştırıldığında, model sonuçlarının su için %1,6 daha yüksek, EG için %4 daha düşük ve 50/50 EG/su için %2,8 daha yüksek ısı atımı değerleri verdiği belirlenmiştir. Isı transfer modelinin, deneylere göre ortalama olarak %1,7 daha düşük sonuçlar verdiği hesaplanmıştır.
- Düz tüplü radyatörde yapılan deneylerin sonuçları ile ısı transfer modeli sonuçları karşılaştırıldığında, modelin hatası su için %0,1 daha düşük, EG için %2 daha düşük ve 50/50 EG/su için %1,2 daha düşük ısı atımı değerleri verdiği bulunmuştur. Isı transfer modelinin, deneylere göre ortalama olarak %1,0 daha düşük sonuçlar verdiği hesaplanmıştır.

Bu sonuçlar; geliştirilen ısı transferi modellerinin hem dairesel, hem de düz tüplü radyatörler için deneysel sonuçlara çok yakın radyatör ısı atım değerleri verdiğini ve bu tip radyatörlerin performanslarının belirlenmesinde büyük bir doğrulukla kullanılabileceğini göstermektedir.

Bu çalışmada, bir otomobilde kullanılabilecek radyatörlerin performansını test edebilecek bir deneysel sistem kurulmuş ve deneyler gerçekleştirilmiştir. Daha yüksek motor gücüne sahip araçların ihtiyaç duyduğu yüksek seviyedeki ısı atımı durumları, ileride yapılacak araştırmalarda incelenebilir. Radyatör ısı atımları incelenirken, excel yerine sonlu elemanlar ilkesi üzerine çalışan yazılımlardan faydalanılabilir. Ayrıca, motor soğutma sisteminin radyatörler dışındaki bileşenleri üzerine yapılan araştırmaların çok sınırlı kaldığı görülmektedir. Motor içindeki soğutma sıvısının geçtiği kanalların yapısı ve geometrisi, motor soğutma performansını etkileyecektir. Motor soğutma sisteminin performansı, taşıt ağırlığı ve performansını etkileyen önemli bir unsur olduğu için bu alanda daha fazla çalışma yapılması gerekmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] Akbarian E., Ajabshirchi Y., Ranjbar F., Performance Evaluation of ITM 285 Tractor (4.248 Perkins Diesel Engine) Cooling System and Suggestion of a New Type of Radiator, *Isesco Journal of Science and Technology*, 2012, **8** (14), 27-34.
- [2] Agrawal S. K., Internal Combustion Engines, 2nd ed., New Age International, Hindistan, 2006.
- [3] URL–1:<https://www.joom.com/tr/products/5cac46b96ecda80101f1ebba> (Ziyaret tarihi: 16 Mayıs 2020).
- [4] URL–2:<https://aeromotors.ee/ru/kataloog/article/3570549/adz99137-blue-print> (Ziyaret tarihi: 16 Mayıs 2020).
- [5] URL–3:<https://www.siraweb.com/replacement-rn16090003> (Ziyaret tarihi: 16 Mayıs 2020).
- [6] URL–4:<https://www.instantradiatorokc.com/automotive-radiators.html> (Ziyaret tarihi: 16 Mayıs 2020).
- [7] URL–5: <https://daseuropeanautohaus.com/common-radiator-problems-and-how-to-avoid-them> (Ziyaret tarihi: 16 Mayıs 2020).
- [8] Solomon S., Prediction of Thermal Performance of Radiator Using 1-D Method, *SAE International*, 2013, **01**, 2810.
- [9] Beatenbough P. K., Engine Cooling Systems for Motor Trucks, General Motors Corp., 1966, 205-235.
- [10] Lustwerk F., Batson R., New Light-Weight Design Copper and Brass Radiator Performance Compared With Production Radiators, *Automotive Engineering Congress*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 10-14 Ocak 1972.
- [11] Gollin M., Bjork D., Comparative Performance of Ethylene Glycol/Water and Propylene Glycol/Water Coolants in Automobile Radiators, *International Congress & Exposition*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 26-29 Şubat 1996.
- [12] Lin C., Saunders J., Watkins S., The Effect of Changes in Ambient and Coolant Radiator Inlet Temperatures and Coolant Flowrate on Specific Dissipation, *SAE World Congress*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 6-9 Mart 2000.

- [13] Alkan O., Ağır Ticari Araç Soğutma Performanslarının Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2010, 255992.
- [14] Yadav J. P., Singh B. R., Study on Performance Evaluation of Automotive Radiator, *S-JPSET*, 2011, **2** (2), 47-56.
- [15] Patil R. B., Mechatronic System Design - A Hydraulic-Based Engine Cooling System Design and Refinement Of A Technical Elective Mechatronics Course, Yüksek Lisans Tezi, Clemson Üniversitesi, Amerika Birleşik Devletleri, 2012, UMI: 1512777
- [16] Berg L. V. D., Lofaro B., Formula SAE Cooling System Design, California Polytechnic State University, Mechanical Engineering Department, San Luis Obispo, 2014.
- [17] Walunj P. R., Korde N. U., Design and Thermal Performance Testing of Radiator of High Altitude Engine, *International Engineering Research Journal (IERJ)*, 2016, Special Issue, 268-273.
- [18] Lee H. S., Cho C. W., Seo J. H., Lee M. Y., Cooling Performance Characteristics of The Stack Thermal Management System for Fuel Cell Electric Vehicles under Actual Driving Conditions, *Energies*, 2016, **9**, 1-14.
- [19] Abolarin S. M., Meyer J. P., Colburn J-Factor In The Transitional Flow Regime In A Plain Circular Tube With Twisted Tape Insert and Square-Edge Entry, *13<sup>th</sup> International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Pretoria, Güney Afrika, Ocak 2017.
- [20] Selvam C., Lal D.M., Harish S., Enhanced Heat Transfer Performance of An Automobile Radiator With Graphene Based Suspensions, *Applied Thermal Engineering*, 2017, **123**, 50–60
- [21] Beard R. A., Smith G. J., A Method of Calculating The Heat Dissipation From Radiators To Cool Vehicle Engines, *International Congress*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 11-15 Ocak 1971.
- [22] Amodeo J., Alajbegovic A., Jansen W., Thermal Management Simulation For Passenger Cars Towards Total Vehicle Analysis, Exa Corporation, 2006
- [23] Kim J. S., Wang A., Cruse M. W., Transient Conjugate HAD Simulation of the Radiator Thermal Cycle, *SAE World Congress*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 3-6 Nisan 2006.
- [24] Korczak P. E., Cost Effective Method For The Evaluation of A Formula SAE Engine Cooling System, Yüksek Lisans Tezi, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana-Illinois, Amerika Birleşik Devletleri, 2009.



- [25] Sany A. R. E., Saidi M. H., Neyestani J., Experimental Prediction of Nusselt Number and Coolant Heat Transfer Coefficient in Compact Heat Exchanger Performed With  $\varepsilon$ -NTU Method, *The Journal of Engine Research*, 2010, **18**, 62-70.
- [26] Canbaz H., Kanatlı Borulu Bir Isı Eşanjöründeki Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2011, 296954.
- [27] Prakash R. P. L., Selvam M., Pandian A. A. S., Palani S., Harish K. A., Design and Modification of Radiator in I.C. Engine Cooling System for Maximizing Efficiency and Life, *Indian Journal of Science and Technology*, 2016, **9** (2), 1-7.
- [28] Khripach N. A., Korotkov V. S., Papkin I. A., Thermoelectric Cooling Radiator For Internal Combustion Engine, *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, 2017, **8** (11), 668–675.
- [29] Hamzah H. K., Al-Amir Q. R., Experimental Investigation to Heat Transfer Augmentation in A Car Radiator Worked with (Water-Magnesium Oxide) Nanofluid, *Journal of Babylon University / Engineering Sciences*, 2017, **4** (25), 1179-1193
- [30] Colburn A. P., Mean Temperature Difference and Heat Transfer Coefficient in Liquid Heat Exchangers, *Industrial And Engineering Chemistry*, 1933 , **25** (8), 873-877.
- [31] Schwentker R. A., Winkler J. M., Aute V. C., Radermacher R., A Simulation and Design Tool for Flat Tube Louvered-Fin Heat Exchangers, *SAE World Congress*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 3-6 Mart 2006.
- [32] El-Sharkawy A. E., Parametric Analysis for the Design of Compact Heat Exchangers, *SAE World Congress*, Detroit-Michigan, Amerika Birleşik Devletleri, 3-6 Nisan 2006.
- [33] Oliet C., Oliva A., Castro J., Pe´rez-Segarra C. D., Parametric Studies On Automotive Radiators, *Applied Thermal Engineering*, 2007, **27**, 2033–2043.
- [34] Çorak A., Kanatçıklı Isı Değiştiricilerinin Isıl Performanslarının Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 2010, 266007.
- [35] France D., Smith D., Yu W., Efficient Active Radiator-Cooling System, *SAE International*, 2013, **6** (1), 249-256.
- [36] Kale D., Improve Heat Dissipation Rate of the Vehicle Radiator by Using Carbon Foam Material for the Fin, *Symposium on International Automotive Technology*, Siat, Hindistan, 9-12 Ocak 2013.

- [37] Tonye K. J., Mohammed M. O., Water-Cooled Petrol Engines: A Review of Considerations In Cooling Systems Calculations With Variable Coolant Density and Specific Heat, *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 2013, **6** (2), 659-667.
- [38] Amrutkar P. S., Patil S. R., Automotive Radiator Performance – Review, *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, 2013, **2** (3), 563-565.
- [39] Güler K. G., Computational Modeling Of Fin-and-Tube Type Vehicle Radiators Based On Porous Medium Approach, Yüksek Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2014, 371686.
- [40] Kuyumcu A. M. Effects of the Engine Cooling System Equipments on Heat Transfer in Rear Engine Buses, *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON'14)*, Bursa, Türkiye, 26-27 Mayıs 2014.
- [41] Amrutkar P. S., Patil S. R., Automotive Radiator Sizing and Rating – Simulation Approach, *Second National Conference on Recent Developments in Mechanixal Engineering*, Pune, India, 2014.
- [42] Chopra M. K., Prajapati R. S., Thermal Performance Analysis of Cross-Flow Unmixed-Unmixed Heat Exchanger By The Variation of Inlet Condition of Hot Fluid, *International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES)*, 2014, **3** (1), 29-31.
- [43] LaMarre J., SAE Electric Vehicle Cooling System Design, Honors Research Projects, Akron Üniversitesi, Ohio, Amerika Birleşik Devletleri, 2015.
- [44] Çetin B., Güler K. G., Aksel M. H., Computational Modeling of Vehicle Radiators Using Porous Medium Approach, *Intech*, 2016, Provisional chapter, 1-20.
- [45] Ismael T., Yun S. B., Ulugbek F., Radiator Heat Dissipation Performance, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 2016, **6**, 88-96
- [46] Gandhi P., Vegda A., Shah M., Prajapati A., Analytical Modeling and Simulation of Car Radiator, *International Journal of Science and Research (IJSR)*, 2016, **7** (1), 272-274.
- [47] Ismael T., Yun S. B., Ulugbek F., Radiator Heat Dissipation Performance, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 2016, **6**, 88-96.
- [48] Wang C., Sun Q., Xu L., Development of an Integrated Cooling System Controller for Hybrid Electric Vehicles, *Journal of Electrical and Computer Engineering*, 2017, 1-9.

- [49] Sahoo R. R., Ghosh P., Sarkar J., Energy And Exergy Comparisons of Water Based Optimum Brines as Coolants for Rectangular Fin Automotive Radiator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, **105**, 690–696.
- [50] Saikumar B., Babu N. H., Ramana M. V., Rao B. V. V. P., Performance Study on Automotive Radiator By The Modification of Fin Geometry and Coolant, *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)*, 2018, **8** (4), 951-960.
- [51] Gopinath C., Poovazhagan L., Design and Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in a Crossflow Radiator as Changing the Fin and Tube Material, *Proceedings of Second International Conference on Emerging Trends In Science & Technologies For Engineering Systems (ICETSE-2019)*, Chickballapur, Karnataka, Hindistan, 17-18 Mayıs 2019.
- [52] Azari N., Chhaya I., Ghamat Y., Kanthariya D., Patel M., Bodiwala F., Experimental Investigation of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger using Water-Ethylene Glycol, *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 2019, **8** (04), 666-669.
- [53] Vasu V., Krishna K. R., Kumar A. C. S., Application of Nanofluids in Thermal Design of Compact Heat Exchanger, *International Journal of Nanotechnology and Applications*, 2008, **2** (1), 75–87.
- [54] Vajjha R. S., Das D. K., Namburu P. K., Numerical Study of Fluid Dynamic and Heat Transfer Performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and CuO Nanofluids in The Flat Tubes of A Radiator, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2010, **31**, 613–621.
- [55] 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*, 2010, **30**, 2685-2692.
- [56] 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*, 2011, **38**, 1283–1290.
- [57] Aydoğan O., Cooling Performance Investigation of Nanofluids for Internal Combustion Engine Systems, Yüksek Lisans Tezi, Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012, 325600.
- [58] Huminic G., Huminic A., Application of Nanofluids in Heat Exchangers: A Review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, **16**, 5625–5638.

- [59] 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*, 2013, **52**, 8-16.
- [60] 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*, 2013, **66**, 82-90.
- [61] Torgal S., Mishra A., Analytical Performances Evaluation of Compact Heat Exchanger Using Nano-fluids, *International Journal Of Scientific Research*, 2013, **2** (6), 256-261.
- [62] 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*, 2014, **53**, 195-202.
- [63] Nieh H. M., Teng T. P., Yu C. C., Enhanced Heat Dissipation of A Radiator Using Oxide Nano-Coolant, *International Journal of Thermal Sciences*, 2014, **77**, 252-261.
- [64] 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*, 2014, **2**, 50–61.
- [65] Sheikhzadeh G., Hajilou M., Jafarian H., Analysis of Thermal Performance of A Car Radiator Employing Nanofluid, *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*, 2014, **2** (4), 47-51.
- [66] Bhogare R. A., Kothavale B. S., Padmane M. P., Pawar S., Rishi A., Performance Analysis of Automobile Radiator Operated with Nanofluid Based Coolant, *International colloquium on Material, Manufacturing and Metrology, ICMMM-2014*, Chennai, Hindistan, 8-9 Augustos 2014.
- [67] Vajjha R. S., Das D. K., Ray D. R., Development of New Correlations For The Nusselt Number and The Friction Factor Under Turbulent Flow of Nanofluids in Flat Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, **80**, 353–367.
- [68] Ahmed S. A., Ozkaymak M., Sözen A., Menlik T., Fahed A., Improving Car Radiator Performance by Using TiO<sub>2</sub>-Water Nanofluid, *Engineering Science and Technology*, 2018, **21**, 996–1005.
- [69] Moffat R. J., Describing The Uncertainties in Experimental Result, *Experimental and Thermal Fluid Science*, 1988, **1**, 3-17.

- [70] Patel B. M., Modi A. J., Rathod P. P., Analysis of Engine Cooling Water pump of Car & Significance of Its Geometry, *International Journal Of Mechanical Engineering And Technology (IJMET)*, 2013, **4** (3), 100-107.
- [71] Tasuni M. L. M., Latiff Z. A., Nasution H., Perang M. R. M., Jamil H. M., Misseri M. N., Performance of A Water Pump in An Automotive Engine Cooling System, *Jurnal Teknologi (Sciences & Engineering)*, 2016, **10** (2), 47-53
- [72] Carl M., Guy D., Leyendecker B., Miller A., Fan X., The Theoretical and Experimental Investigation of the Heat Transfer Process of An Automobile Radiator, *ASEE Gulf Southwest Annual Conference*, El Paso, Texas, 4-6 Nisan 2012.
- [73] Shah R. K., Sekulic D. P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 1th ed., John Wiley & Sons, Amerika Birleşik Devletleri, 2003.
- [74] Aral M. C., Hoşöz M., Suhermanto M., Heat Transfer Modelling of A Parallel Flow Micro Channel/Louvered Fin Condenser Using Refrigerants R134a and R1234yf, *1st International Mediterranean Science and Engineering Congress*, Adana, Türkiye, 26-28 Ekim 2016.
- [75] Incropera F. P., Dewitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed., John Wiley & Sons, Amerika Birleşik Devletleri, 2007.
- [76] Oduro S. D., Ampofo J., Effect of Radiator Fins Blockage by Clay Soil on the Engine Cooling Temperature, *International Journal of Engineering and Technology*, 2012, **2** (6), 1002-1010.
- [77] Çetin S., Motorlu Taşıt Radyatörlerinde Kullanılan Panjur Tip Kanatlarda Isı Transferi ve Akışın İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2009, 232766.
- [78] Baehr H. D., Stephan K., *Heat and Mass Transfer*, Second Revised Edition, Springer-Verlag, Germany, 2006.
- [79] Kaçar E. N., Erbay L. B., Isı Değişiricilerin Tasarımına Bir Bakış, *Mühendis ve Makina*, 2013, **54** (644), 14-43.
- [80] Cengel Y. A., *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd ed., McGraw-Hill, Amerika Birleşik Devletleri, 2003.
- [81] Holman J. P., *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, Eighth Edition, New York, 2012.
- [82] Klein S. A., *Engineering Equation Solver (EES) Software*, F-Chart Software, Professional V9.478, Madison, Amerika Birleşik Devletleri, 2013.

## KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- [1] **Keklik E.**, Hoşöz M., Development of A Test Rig For Automotive Radiators and Preliminary Tests Using Various Engine Coolants, *9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON)*, Bursa, Türkiye, 07-08 Mayıs 2018, 559-568.
- [2] **Keklik E.**, Hoşöz M., Experimental Heat Transfer Performance of a Louvered-Fin and Flat-Tube Automotive Radiator for Various Engine Coolants, *International Conference On Innovative Engineering Applications (CIEA)*, Sivas, Türkiye, 20-22 Eylül 2018, 278-285.
- [3] **Keklik E.**, Hoşöz M., Comparison of the Experimental Performance of Round and Flat Tube Automobile Radiators for Various Coolants, *Politeknik*, baskıda, DOI: 10.2339/politeknik.555878.

## ÖZGEÇMİŞ

1981 yılında Bursa'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Bursa'da, lise öğrenimini Konya'da tamamladı. 2003 yılında başladığı Abant İzzet Baysal Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tasarım ve Konstrüksiyon Anabilim Dalı lisans programından 2007 yılında birincilik ile mezun oldu. 2007 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi yüksek lisans programından 2010 yılında mezun oldu. 2010 yılından bu yana Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde doktora eğitimine devam etmektedir. 2007 yılından bu yana, kurucusu olduğu Bursamak firmasında genel müdür olarak görev yapmaktadır.