FARKLI KESİTLERE VE UZUNLUKLARA SAHİP İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN R290 VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANARAK TERMAL PERFORMANSININ TEK BOYUTLU ANALİZ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Kağan BAYRAKTAR

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI KESİTLERE VE UZUNLUKLARA SAHİP İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN R290 VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANARAK TERMAL PERFORMANSININ TEK BOYUTLU ANALİZ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Kağan BAYRAKTAR
0009-0006-3970-6352

Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2024
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Kağan BAYRAKTAR tarafından hazırlanan "FARKLI KESİTLERE VE UZUNLUKLARA SAHİP İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN R290 VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANARAK TERMAL PERFORMANSININ TEK BOYUTLU ANALİZ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK

Başkan	**:**	Doç. Dr. Zeliha KAMIŞ KOCABIÇAK 0000-0003-3292-8324 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
Üye	**:**	Prof. Dr. Elif ERZAN TOPÇU 0000-0002-6115-3110 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
Üye	**:**	Doç. Dr. İsmail ÖZTÜRK 0000-0003-2641-5880 Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali KARA
Enstitü Müdürü
../../….

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

26/06/2024
Kağan BAYRAKTAR

TEZ YAYINLANMA
FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığını ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan "**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**" kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK 27/06/2024	Kağan BAYRAKTAR 27/06/2024
İmza Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.	İmza Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

	BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ **LİSANSÜSTÜ TEZ TANITIMI** **ÖĞRENCİ VE DANIŞMAN FORMU**	**FR 3.4.6_27**

ÖĞRENCİ
Adı SOYADI: Kağan BAYRAKTAR
ÜNVANI :
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ABD
E-POSTA : kaganbayraktar@gmail.com
PROGRAMI: YÜKSEK LİSANS
ORCID : 0009-0006-3970-6352
TÜBİTAK ID : TBTK-0159-3299
WOS RESEARCHER ID : KVC-1036-2024
SCOPUS AUTHOR ID :
Google Scholar ID : LS6e3-4AAAAJ

DANIŞMAN
Adı SOYADI : Zeliha Kamış KOCABIÇAK
ÜNVANI : Doç. Dr.
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ABD
E-POSTA : zkamis@uludag.edu.tr
YÖKSİS ARAŞTIRMACI ID : 156703
ORCID : 0000-0003-3292-8324
TÜBİTAK ID : TBTK-0007-8493
WOS RESEARCHER ID : AAG-8443-2021
SCOPUS AUTHOR ID : 9273196500
Google Scholar ID : Fpzg1GYAAAAJ

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ YÜKSEK LİSANS EĞİTİMİ BOYUNCA BİLİMSEL ÇALIŞMALARI VE FAALİYETLERİ*

1. "Farklı Kesitlere Sahip İç Isı Değiştiricisinin (IHX) R290 ve R1234yf Soğutucu Akışkanları Kullanarak Termal Performansının 1 Boyutlu Analiz Yöntemiyle İncelenmesi" sözlü sunum ve tam metin yayını, ICENSS'24, 24-25 Mayıs, Ankara.

***Makaleler, Bilimsel toplantılarda sunulan bildiriler, patentler, projeler, eğitimler vb. faaliyetler sıralanmalıdır.

BİRLEŞMİŞ MİLLETLER SÜRDÜRÜLEBİLİR KALKINMA HEDEFLERİ

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Electric Vehicles

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Climate Security
Greenhouse
CO_2 Reduction

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

☐

Anahtar Kelimeler

Anahtar kelimele[illegible] üzerinden seçilecektir. ..\SDG2023.xlsx

BİRLEŞMİŞ MİLLETLER SÜRDÜRÜLEBİLİR KALKINMA HEDEFLERİ

ÖZET

Yüksek Lisans

FARKLI KESİTLERE VE UZUNLUKLARA SAHİP İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN R290 VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANARAK TERMAL PERFORMANSININ TEK BOYUTLU ANALİZ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Kağan BAYRAKTAR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK

PFAS içeren malzemelerin insan sağlığına ve çevreye zararlı etkileri giderek daha fazla bilinir hale gelmiştir. Avrupa Parlamentosu ve Konseyi tarafından güncellenen EU 1907/2006 regülasyonuna göre yakın zamanda PFAS kimyasalı içeren malzemelerin otomotiv sektöründe yasaklanacağı bilinmektedir. Bu nedenle otomotiv klima sistemlerinde kullanılan (R134a ve R1234yf gibi) PFAS içerikli soğutucu akışkanların yerini daha güvenli ve çevre dostu alternatifler almalıdır. Binek araç kategorisinde yaygın olarak kullanılan R1234yf soğutucu akışkana alternatif olabilecek PFAS içermeyen ve çevre dostu bir seçenek olarak R290 (Propan) öne çıkmaktadır. Bu nedenle R1234yf ile R290 soğutucu akışkanları bu çalışma için seçilmiştir.

Çalışmada, otomotiv klima sistemlerinde soğutma performansını arttıran iç ısı değiştiricisinin (IHX) tek boyutlu modeli Amesim simülasyon programında oluşturulmuştur. 600 mm uzunluğa ve 6 büküme sahip IHX üzerinde 2 farklı kesit alanı (10 dişli ve 15 dişli) seçilmiş olup, 3 farklı kütlesel debide (düşük, orta ve yüksek) ve 2 farklı soğutucu akışkan (R1234yf ve R290) kombinasyonları kullanılarak, yüksek basınçlı sıvı hattından, düşük basınçlı gaz hattına olan ısı transferleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre IHX'in R290 ile kullanımında R1234yf'ye göre her debi ve kesit için ortalama %93 daha fazla ısı transferi sağladığı belirlenmiştir. Ayrıca 15 dişli kesite sahip IHX'in her iki soğutucu akışkan ile kullanımında 10 dişli kesite göre %3 daha fazla ısı transferi sağladığı görülmüştür. Bu bulgular R290 soğutucu akışkanın ve 15 dişli kesit alanın, potansiyel olarak daha verimli bir alternatif olabileceğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Amesim, R290, R1234yf, ısı transferi, ihx, tek boyutlu simülasyon.
2024, vii + 47 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF THERMAL PERFORMANCE OF INTERNAL HEAT EXCHANGER (IHX) WITH DIFFERENT CROSS SECTIONS AND LENGHTS USING R290 AND R1234YF REFRIGERANTS BY 1-DIMENSIONAL ANALYSIS METHOD.

Kağan BAYRAKTAR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK

The harmful effects of materials containing PFAS on human health and the environment are becoming increasingly recognized. According to the updated EU Regulation 1907/2006 by the European Parliament and Council, materials containing PFAS chemicals will soon be banned in the automotive sector. Therefore, safer, and more environmentally friendly alternatives should replace PFAS-containing substances used in automotive air conditioning systems, such as R134a and R1234yf. R290 (Propane) emerges as a PFAS-free and environmentally friendly option that could serve as an alternative to the widely used R1234yf coolant in the passenger vehicle category. In the study, a 1-D model of the internal heat exchanger (IHX) component, which enhances cooling performance in automotive air conditioning systems, was created using the Amesim simulation program. On the IHX component with a length of 600mm and 6 bends, two commonly used cross-sections (10-tooth and 15-tooth) were selected. Heat transfer from the high-pressure liquid line to the low-pressure gas line was analyzed using three different mass flow rates (low, medium, and high) and combinations of two different refrigerants (R1234yf and R290). According to the results obtained, it was determined that the IHX component with R290 usage provided an average of 93% more heat transfer than R1234yf for each flow rate and cross-section. Additionally, it was observed that the IHX component with a 15-tooth cross-section provided 3% more heat transfer than the 10-tooth cross-section when used with both refrigerants. These findings indicate that R290 refrigerant and a 15-tooth cross-section have the potential to be more efficient alternatives.

Key words: Amesim, R290, R1234yf, heat transfer, ihx, 1-d simulation
2024, vii + 47 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca bana destek olan ve yol gösteren danışman hocam Sayın Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK' a teşekkürlerimi sunarım.

Desteklerinden ötürü ve gerekli yazılım & test ekipmanlarının kullanımını sağlayan TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. 'ye ayrıca TOFAŞ AR-GE Güç Sistemleri Müdürlüğü ve Motor & Araç İklimlendirme Sistemleri Yöneticiliği' ne bağlı yöneticilerime ve çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bu süreçte benden desteğini esirgemeyen, her zaman yanımda olan eşime ve motivasyon kaynağım olan oğluma teşekkürlerimi sunarım.

Kağan BAYRAKTAR
26/06/2024

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
İÇİNDEKİLER iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ v
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
ÇİZELGELER DİZİNİ vii
1. GİRİŞ 1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI 4
2.1 Kuramsal Temeller 4
2.1.1 Isı Transferi Denklemleri 10
2.2 Kaynak Araştırması 12
3. MATERYAL ve YÖNTEM 19
3.1 Materyal 19
3.1.1 İç Isı Değiştirici Modeli 19
3.2 Yöntem 21
3.2.1 Test Parametrelerinin Belirlenmesi 21
3.2.2 R1234yf Gazı ile Fiziksel Termal Performans Testinin Gerçekleştirilmesi 23
3.2.3 İç Isı Değiştiricisinin Tek Boyutlu Modelinin Kurulması ve Doğrulanması 25
3.2.4 Tek Boyutlu Model Üzerinde Uygulanacak Alternatif Tasarım Tablosu 34
4. BULGULAR 35
4.1 Tek Boyutlu Analiz Sonuçları 35
4.2 Analiz Sonuçlarının Yorumlanması 39
5. TARTIŞMA ve SONUÇ 42
KAYNAKLAR 44
ÖZGEÇMİŞ 47

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	**Açıklama**
A	Alan, m^2
Q	Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı, W
h	Entalpi, *kJ/kg*
Gr	Grashof sayısı
k	Isı iletim katsayısı, *W/m K*
h	Isı taşınım katsayısı, $W/m^2\ K$
$\dot{m}$	Kütlesel debi, *kg/s*
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
cp	Sabit basınçtaki özgül ısı, *J/kg K*
T	Sıcaklık, *°C*

Kısaltmalar	**Açıklama**
A/C	Hava şartlandırıcı (Air-conditioner)
GWP	Küresel ısınma potansiyeli (Global warming potential)
COP	Performans katsayısı (Coefficiant of performance)
HVAC	Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme (Heating, ventilating, air conditioning)
IHX	İç ısı değiştiricisi (Internal heat exchanger)
ODP	Ozon tüketme potansiyeli (Ozone depletion potential)
PFAS	Per- ve polifloroalkil maddeler (Per- and polyfluoroalkyl substances)
R134a	1,1,1,2-Tetrafloroetan
R1234yf	2,3,3,3-Tetrafloropropen
R290	Propan
TXV	Termostatik genleşme valfi (Thermostatic expansion valve)

ŞEKİLLER DİZİNİ

		Sayfa
Şekil 2.1.	IHX içermeyen klima sistemi çevrimi	3
Şekil 2.2.	IHX içeren klima sistemi çevrimi	3
Şekil 2.3.	Bir otomotiv kompresör örneği	4
Şekil 2.4.	Bir otomotiv kondenser örrneği	5
Şekil 2.5.	Bir otomotiv termostatik genleşme valfi örneği	6
Şekil 2.6.	Termostatik genleşme valfi dört bölge grafiği	6
Şekil 2.7.	Bir otomotiv evaporatör örneği	8
Şekil 2.8.	Bir otomotiv klima boru örneği	8
Şekil 2.9.	P-h diyagramı	9
Şekil 2.10.	6,8,10 kanala sahip ihx kesitleri	16
Şekil 2.11.	Üçgen ve kaynaklı kanallara sahip ihx kesitleri	16
Şekil 2.12.	Spiral levhaya sahip ihx tasarımı	17
Şekil 2.13.	Sarmal levhaya sahip ihx tasarımı	17
Şekil 3.1.	600 mm uzunlukta bir iç ısı değiştiricisi modeli	18
Şekil 3.2.	15 dişli ve kanala sahip ihx kesiti	19
Şekil 3.3.	10 dişli ve kanala sahip ihx kesiti	19
Şekil 3.4.	R1234yf ve R290 P-h diyagramı	20
Şekil 3.5.	350 mm uzunlukta bir iç ısı değiştiricisi modeli	20
Şekil 3.6.	Araç üzeri ölçüm noktaları şeması	21
Şekil 3.7.	Prototip olarak üretilmiş ihx parçası	22
Şekil 3.8.	Düz boru modeli	23
Şekil 3.9.	Üst üste geçirilmiş düz boru modeli	23
Şekil 3.10.	Üzerine flanş takılmış düz boru modeli	23
Şekil 3.11.	Kaynakları yapılmış düz boru modeli	24
Şekil 3.12.	Bükümleri yapılmış düz boru modeli	24
Şekil 3.13.	Adyabatik ortamda gerçekleştirilen teste ait ihx görseli	24
Şekil 3.14.	Düz boru Amesim modeli	25
Şekil 3.15.	Dirsek boru Amesim modeli	25
Şekil 3.16.	Düz boru model özellikleri	26
Şekil 3.17.	Dirsek boru model özellikleri	27
Şekil 3.18.	Termal kapasite eleman modeli	28
Şekil 3.19.	Termal kapasite eleman parametreleri	28
Şekil 3.20.	Toplam eleman modeli	29
Şekil 3.21.	Giriş sinyalleri modeli	30
Şekil 3.22.	Debi sinyal modeli	30
Şekil 3.23.	Termodinamik dönüşüm modeli	31
Şekil 3.24.	Akış hız kaynağı modeli	31
Şekil 3.25.	Akışkan tipi belirleme modeli	32
Şekil 3.26.	Oluşturulan ihx’in tek boyutlu modeli	33

ÇİZELGELER DİZİNİ

			Sayfa
Çizelge	2.1.	R290 ve R1234yf gazlarının termofiziksel özellikleri ve çevre koruma parametreleri	12
Çizelge	3.1.	Araç şartlandırma parametreleri	21
Çizelge	3.2.	Araç üzerinden elde edilen veriler	22
Çizelge	3.3.	İç ısı değiştiricisi termal performans test şartları	22
Çizelge	3.4.	Fiziksel test sonuçları	25
Çizelge	3.5.	Fiziksel test ve tek boyutlu model sonuçlarının kıyaslanması	34
Çizelge	3.6.	Alternatif tasarım tablosu	34
Çizelge	4.1.	Tasarım no:1 tek boyutlu analiz sonuçları	35
Çizelge	4.2.	Tasarım no:2 tek boyutlu analiz sonuçları	36
Çizelge	4.3.	Tasarım no:3 tek boyutlu analiz sonuçları	36
Çizelge	4.4.	Tasarım no:4 tek boyutlu analiz sonuçları	37
Çizelge	4.5.	Tasarım no:5 tek boyutlu analiz sonuçları	37
Çizelge	4.6.	Tasarım no:6 tek boyutlu analiz sonuçları	38
Çizelge	4.7.	Tasarım no:7 tek boyutlu analiz sonuçları	38
Çizelge	4.8.	Tasarım no:8 tek boyutlu analiz sonuçları	39
Çizelge	4.9.	Özet tablo	39
Çizelge	4.10.	Tasarım no:1 ve tasarım no:5 karşılaştırma tablosu	40
Çizelge	4.11.	Tasarım no:1 ve tasarım no:6 karşılaştırma tablosu	40
Çizelge	4.12.	Tasarım no:1 ve tasarım no:8 karşılaştırma tablosu	40
Çizelge	4.13.	Tasarım no:5 ve tasarım no:7 karşılaştırma tablosu	41
Çizelge	4.14.	Tasarım no:6 ve tasarım no:8 karşılaştırma tablosu	41
Çizelge	4.15.	Tasarım no:1 ve tasarım no:3 karşılaştırma tablosu	41
Çizelge	4.16.	Tasarım no:2 ve tasarım no:4 karşılaştırma tablosu	42

1. GİRİŞ

İnsan sağlığı ve konforu için bulundukları kapalı ortamlarda ısıl konfor şartlarının sağlanması gerekmektedir. Isıl konfor temel olarak, "Isıl ortamdan duyulan memnuniyet" şeklinde tanımlanmaktadır (ASHRAE Handbook, 1993). Gerekli şartlarının oluşturulması ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) sistemleri ile sağlanmaktadır. Bu sistemler gerek konutlarda gerek ise otomobillerde oldukça önem arz etmektedir. İlk icat edilen otomobillerde kapalı bir yolcu kabini olmadığı için herhangi bir iklimlendirme sistemine ihtiyaç duyulmamıştır. Ancak kabinin kapatılmasıyla sürüş güvenliği ve konforun sağlanması için ortamın iklim koşullarına göre şartlandırılması ihtiyacı doğmuştur.

Bir otomobil klima sisteminin temel amacı içinde bulunan insanların ısıl konfor koşullarını ve bu koşulların sürekliliğini sağlamaktır. Otomobil klima sistemlerinde kış aylarında kabinin ısıtılması için motor soğutma suyunun ısısı kullanılırken, yaz aylarında kabin içerisin soğutulması buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimli klima üniteleri ile gerçekleştirilmektedir. Bu sistemin genel elemanları kompresör, kondenser, genleşme vanası ve evaporatörden oluşmaktadır. Soğutucu akışkan, bu sistemin temelini oluşturur ve gaz halinde bulunan akışkan çevrim boyunca dolaşarak bileşenler arasında taşınır. Motor üzerinde bulunan kayış ile tahrik edilen kompresörde basıncı ve sıcaklığı arttırılan soğutucu akışkan kondenserde ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Bu sayede doymuş sıvı halinde genleşme vanasına gelen akışkanın basıncı burada izantropik olarak düşer. Artık düşük sıcaklık ve basınca sahip soğutucu akışkan evaporatörde araç kabinine gönderilecek havanın ısısını çekerek tekrar kompresöre gider ve böylece çevrim tamamlanmış olur. Evaporatörde soğuyan ortam havası ise menfezler ile yolcu kabinine iletilir ve böylece ortam soğutulmuş olur.

Soğutma çevrimlerinde istenen soğutma kapasitesine ve sıcaklığa göre farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Geçmişte CFC (kloroflorokarbon) grubundan olan R12 gazı otomobil HVAC sistemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır ancak ozon tabakasına zarar vermesi sebebiyle 1987 Montreal Protokol'ü ile kullanımı aşamalı olarak yasaklanmıştır (UNEP, 1987). 1994 yılından itibaren kullanılmakta olan HFC (hidroflorokarbon)

grubundan R134a gazının ODP değerinin sıfıra yakın olmasıyla beraber küresel ısınmayı arttırma potansiyeli (GWP) değeri 1430'dur. 2006 yılında Avrupa Parlamentosu tarafından otomobil iklimlendirme sistemlerinin emisyonlarının düzenlenmesi amacıyla 2006/40/ EC direktifi yayınlanmıştır. Bu direktife göre 2017 yılı itibariyle piyasaya çıkan tüm yeni araçlarda GWP değeri 150'nin üzerinde olan gazların kullanımı yasaklanmıştır (European Parliament and of the Council, 2006).

Dupont ve Honeywell firmaları ortaklığıyla geliştirilen HFO (hidrofloroolefin) grubundan R1234yf gazı ise R134a'nın yerine geçebilecek en güçlü alternatif olarak ortaya çıkmıştır ve ODP değeri 0, GWP değeri ise 4'tür. Yasal gereklilikleri sağlayan R1234yf'nin termodinamik ve fiziksel özellikler bakımından R134a'ya benzerlik göstermesi ve çevreci avantajı yanında R134a gazı ile karşılaştırıldığında negatif yönleri de bulunmaktadır. Aynı doyma sıcaklığında R1234yf gazının R134a gazına göre daha düşük gizli buharlaşma ısısına sahip olduğu için soğutma performansında düşüş yaşanmaktadır. Bu yüzden R1234yf kullanılmasıyla birlikte klima sistemlerinin performansının artması için ilave çözümlerin devreye alınması gerekmiştir. Performansın iyileştirilmesi için aşırı soğuma ve aşırı ısıtmanın arttırılması önerilmektedir. Otomobil üreticilerinin tercih ettiği en yaygın uygulama ise sıvı hattı ile emiş hattı arasında ısı transferi sağlayan iç ısı değiştiricisi (IHX) eklenmesidir (Li & Tang, 2021; Qi, 2015; Cho, Lee, & Park, 2013; Zilio, Brown, Schiochet, & Cavallini, 2011).

R1234yf soğutucu gazı mevcut yasal gerekliliği sağlıyor olsa da Per ve Poliflorlu Maddelerin (PFAS) yasaklanması ile mevcut R1234yf soğutucuya alternatif daha çevreci soğutucu akışkan çözümleri yeniden gündeme gelmiştir. PFAS içermeyen R290 (propan), yüksek performansı ve verimliliği nedeniyle otomotiv üreticileri ve tedarikçileri arasında popüler hale gelmektedir. R290 soğutucu akışkanının klor içermemesi sebebiyle ODP değeri 0 ve GWP değeri 3 olması ile regülasyon gerekliliklerini sağlayan çevre dostu bir akışkan olduğu bilinmektedir (Zhang, ve diğerleri, 2019; ECHA, 2006).

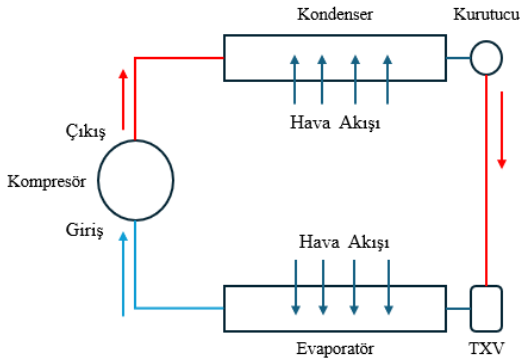
Bu çalışma kapsamında R1234yf için geliştirilmiş bir IHX parçası üzerinde R290 kullanımı amaçlanmıştır. R290 soğutucu akışkanı R1234yf akışkanına göre daha yüksek buharlaşma entalpisine sahip olduğu için soğutma performansında artış yaşanması

bilinmektedir. Bu nedenle, R1234yf ile R290 soğutucu akışkanı kullanılarak Simcenter Amesim programı ile IHX parçası farklı kesit alanları ve uzunlukları için modellenerek IHX parçasının termal performansı incelenmiştir.

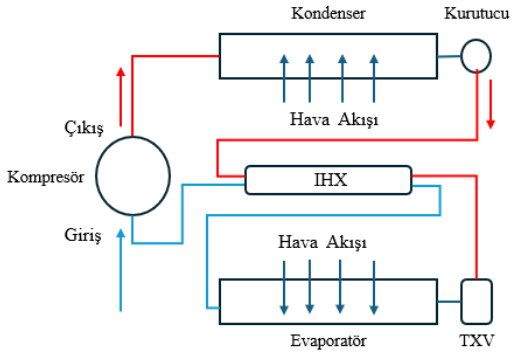
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Kuramsal Temeller

Şekil 2.1'de otomotivde kullanılan temel bir soğutma çevrimi şeması görülmektedir. Bu tip bir soğutma çevriminin elemanları kondenser, kurutucu, termostatik genleşme valfi (TXV), evaporator ve kompresördür. IHX içeren bir klima çevrim sisteminde kurutucu ve TXV arasına IHX elemanı ilave edilmektedir. Şekil 2.2'de ise IHX eklemesi yapıldığında çevrimin durumu gösterilmiştir.



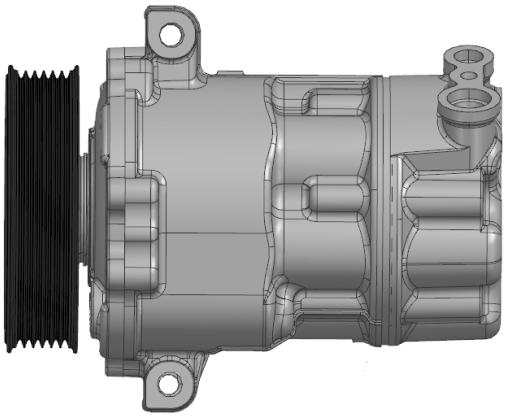
Şekil 2.1. IHX içermeyen klima sistemi çevrimi



Şekil 2.2. IHX içeren klima sistemi çevrimi

Kompresör gazı sıkıştırarak, yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta kondensere gönderir. Kompresör olarak genelde değişken hacimli 5,6 yada 7 pistonlu kompresörler kullanılmaktadır. Kompresör kayış kasnak mekanizması ile içten yanmalı motora bağlanır. İçten yanmalı motorlar çalıştıkta kompresör kasnağı sürekli döner. Araç kabini

içerisinden soğutma isteği gönderildiği zaman kasnak ile kompresör pistonları arasında kavrama, elektromıknatıs özelliği sayesinde gerçekleştirilerek, kompresör gaz akışını başlatmaktadır. Kompresör verimi, bir klima sistemi için çok önemlidir. Bu verimler, volümetrik ve izentropik olmak üzere 2 çeşittir. Kompresör tedarikçileri tarafından yapılan bazı testler sayesinde kompresörlerin verimleri hakkında bilgi sahibi olunabilmektedir. Genel olarak bu verimler, kompresörün farklı devirlerinde ve bazı giriş, çıkış basınç oranlarına bağlı olarak yapılır. Şekil 2.3'te ise bir kompresör örneği gösterilmiştir.

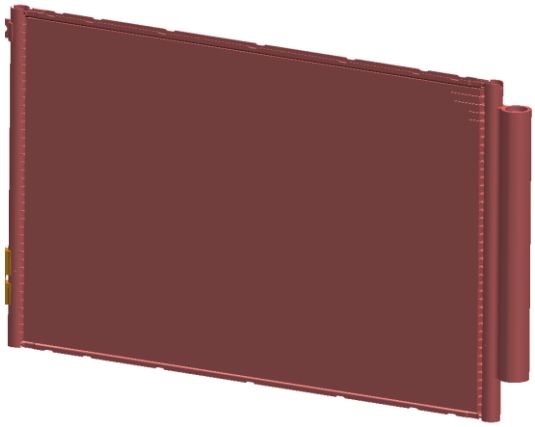


Şekil 2.3 Bir otomotiv kompresör örneği

Kondenser içine giren soğutucu akışkanın, kompresör tarafından sistemin en yüksek basıncına sıkıştırıldıktan sonra sıvılaştırılmasından sorumlu olan ısı değiştiricidir. Bu ısı eşanjöründe soğutucu akışkan, bir vantilatör aracılığıyla sıralardan geçmeye zorlanan harici nemli hava sayesinde çevreye ısı enerjisini atarak enerjisini azaltır. Verimli bir ısı atımı elde etmek için, soğutucu akışkanın sıcaklığının ortam hava sıcaklığından yeterince yüksek olması zorunludur. Bu durum sıkıştırmayla elde edilir. Bu şekilde sıkışma noktasının ihlali önlenir ve sistemin çalışması korunur. Özellikle soğutucu akışkan, kondensere aşırı ısınmış buhar olarak girer ve onu genleşme bileşeninden geçmeye hazır, aşırı soğutulmuş sıvı olarak bırakır. Bu nedenle, aşırı ısınma için evaporatöre benzer şekilde, kondenserde, evaporatördeki giriş entalpisini azaltmak ve genleşme bileşenindeki soğutucu akışkan giriş sıcaklığını maksimum ters çevirme sıcaklığı altına düşürmek için bir aşırı soğutma gerçekleştirilir. Aynı zamanda kondenser çıkış sıcaklığını

azaltan basınç düşüşleriyle karakterize edilir. Kondenserdeki basınç düşüşleri kritik bir noktadır. Çünkü akışkan sıcaklığını düşürürler ve sıkışma noktasının ihlal edilmesine yol açarak tüm sistemin çalışmasını tehlikeye atarlar. Bu sorunu önlemek için, basınç düşüşleri dikkate alınarak kompresörün basınç oranı arttırılır; bu şekilde aşırı soğutmanın sonundaki sıcaklık her zaman ortam havasının sıcaklığından daha yüksektir (Petrone, 2018).

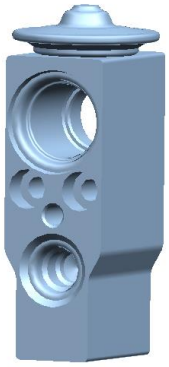
Otomotivde genelde hava soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Önüne eklenen bir fan yardımıyla, sistem basıncı yükseldiğinde fan çalışarak, kondenserden atılan ısı miktarı artmaktadır. Bazı araçlarda mimari farklılıklardan dolayı su soğutmalı kondenserlerde kullanılabilmektedir. Ancak bu durumda suyun soğutulması için sistemde düşük sıcaklık radyatörü eklenmektedir. Eğer su soğutmalı kondenser kullanılırsa veya yeterli alan olmadığı durumda, aşırı soğutmayı garanti edebilmek adına sistemde IHX kullanılabilmektedir. Hava soğutmalı kondenserler sisteme entegre edilmiş bir kurutucu da içerir. Bu kurutucu sisteme sızdırmazlık elemanlarından veya kauçuk klima borularından geçen nemin tutulmasını sağlamaktadır. Şekil 2.4'te bir kondenser örneği görülmektedir.



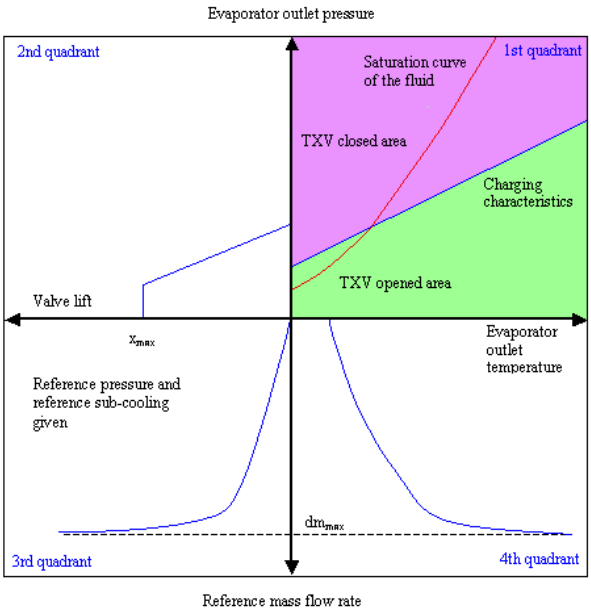
Şekil 2.4 Bir otomotiv kondenser örrneği

Kondenserde sıcaklığı düşürülen akışkan yine yüksek basınçta ancak sıvı fazda TXV'ye gelir. TXV'ler bir duyarga elemanına sahiptir. Düşük basınç tarafındaki gazın sıcaklığına

göre yüksek basınçta ve sıvı fazdaki akışkanın geçmesi için gerekli açıklığı sağlamaktadır. Otomotivde kullanılan TXV'lerin farklı ayar değerleri mevcuttur. Bu değerler gaz miktarına, gazın türüne ve sistemin diğer parçalarına göre bazı testler ile ayarlanmaktadır. Şekil 2.5'te bir termostatik genleşme valfi örneği (TXV) ve Şekil 2.6'da TXV elemanın parametreleri için verilen 4 bölge grafiği görülmektedir.



Şekil 2.5 Bir otomotiv termostatik genleşme valfi örneği



Şekil 2.6 Termostatik genleşme valfi dört bölge grafiği (Petrone, 2018)

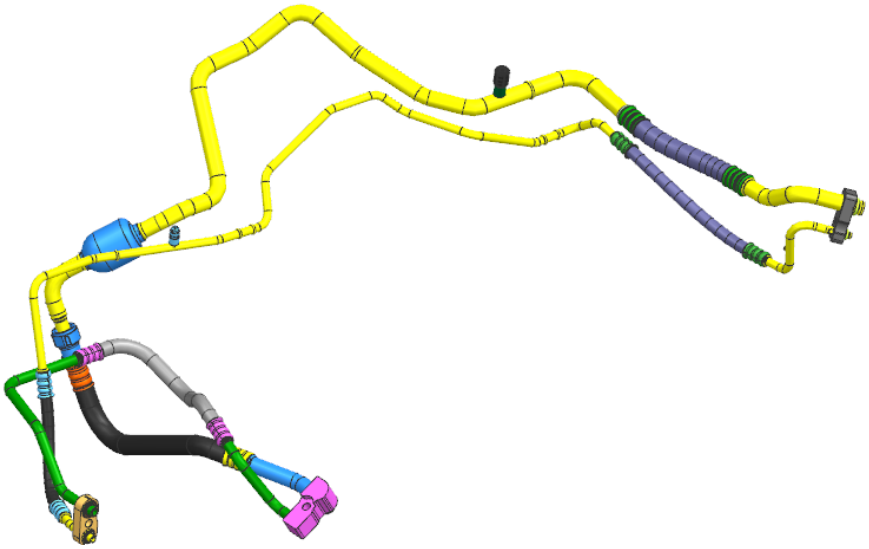
TXV'de basıncı düşürülen akışkan evaporatörde gelir. Evaporatör, yolcu kabinin içinde bulunan klima grubuna ait bir parçadır. Klima grubu içinde bulunan fan yardımıyla, dışardan yada iç döngü yardımıyla kabin içinden alınan havanın evaporatör üzerinden geçirilmesi ile gazın ortamdan ısı çekerek buharlaşması sağlanmaktadır.

Evaporatör, Joule-Thompson genleşmesine bağlı olarak giriş durumunda iki fazlı bir akışkanla ve çıkış durumunda, kompresörü bozabilecek sıvı damlamalarını önlemek için genellikle aşırı ısınan doymuş bir akışkanla karakterize edilir. Bu şekilde ayrıca, evaporatördeki çıkış entalpisi doymuş buharınkinden daha büyüktür ve emilen spesifik enerjiyi arttırır. Buharlaşma sırasında soğutucu akışkan basınç düşüşlerine maruz kalır ve bu da basıncın evaporatör girişinden çıkışına doğru azalmasına yol açar (Petrone, 2018).

Evaporatör uzunluk, yükseklik ve kalınlık ile karakterize edilir. Geometrik özelliği değiştirerek ön alanı ve ardından hava akış hızını artırmak veya azaltmak mümkündür. Evaporatör boyuta ve talep edilen ısı transferine bağlı olarak bir veya daha fazla sıralı plaka içerebilir. Üreticiye göre her biri boru veya plakalardan yapılabilir ve soğutma gücü üretimini maksimuma çıkarabilecek uygun bir iç yol elde edecek şekilde düzenlenirler. Borular ve plakalar soğutucu akışkanın iç yolunun bir tahminini elde etmek amacıyla soğutucu akışkan tarafına göre kanal kesit alanı ve kanalın hidrolik çapı ile de karakterize edilirler. Her iki uygulamada da hava tarafı ısı değişim alanını artırarak ısı değiştirici verimliliğini yükseltmek amacıyla kanatçıklar kullanılmaktadır. Kanatçıklar adet, eğim, uzunluk ve yükseklik açısından belirli bir kritere göre monte edilir. Aslında kanatçıklar ne kadar yoğun olursa, ısı değişimi de o kadar artar ancak hava tarafı basınç düşüşleri yükselir; aksi takdirde kanatçıklar ne kadar uzak olursa ısı alışverişi o kadar kötü olur ve hava tarafı basınç düşüşleri de azalır (Petrone, 2018). Şekil 2.7'de bir evaporatör örneği görülmektedir.

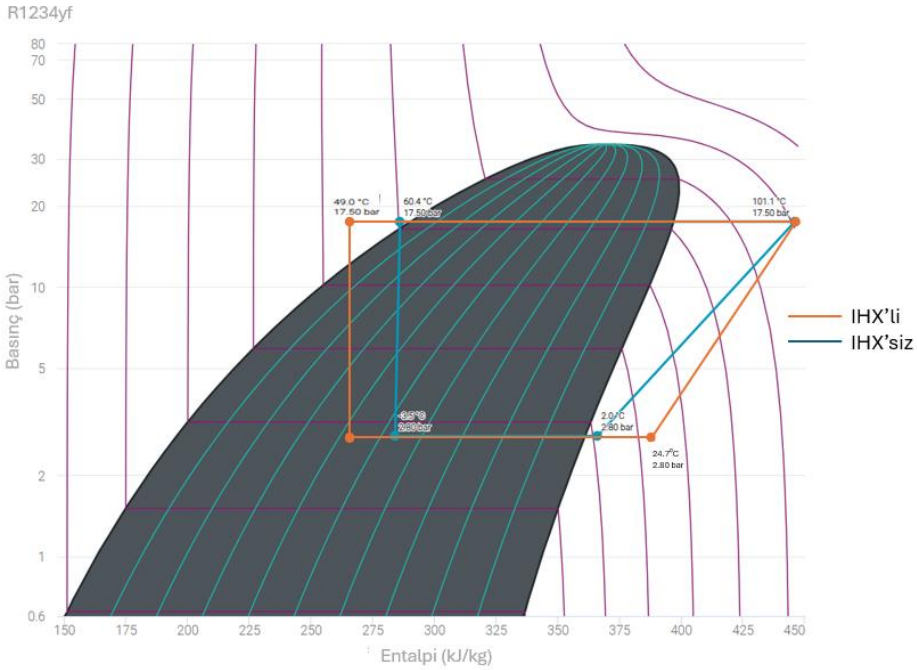
Şekil 2.7 Bir otomotiv evaporatör örneği

Ayrıca tüm bu gaz çevriminin sağlanması ve gazın ilgili bileşenler arasında taşınması için klima borularına ihtiyaç vardır. Klima boruları, düşük basınç ve yüksek basınç olmak üzere farklı şekillerde projelendirilir. Gaz dolumu bu borular üzerinden gerçekleştirilir. IHX parçası da klima borularının bir parçası olarak nitelendirilmektedir. Şekil 2.8'de klima boru örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Bir otomotiv klima boru örneği

IHX kullanıldığı ve kullanılmadığı durumdaki P-h diyagramı Şekil 2.9'da gösterilmiştir. IHX kullanıldığında sistemin soğutma performansının arttığı görülmektedir.



Şekil 2.9. P-h diyagramı (tlk-energy.de/en/phase-diagrams)

2.1.1 Isı Transferi Denklemleri

Bu bölümde ısı transferi ile ilgili denklemlere yer verilmiştir (Bayram, 2019).

İletimle olan ısı transferi formülü;

İletimle olan ısı transferi alanı, malzeme ısı iletim katsayısı, iletimin gerçekleştiği iki mesafe arası uzaklık ve sıcaklık değerleri bilindiğinde denklem (2.1) ile iletimle olan ısı transferi hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_{iletim} = -k\,A\,\frac{dT}{dx} \tag{2.1}$$

Taşınımla olan ısı transferi formülü;

Yüzey üzerinde oluşan taşınımla ısı transferi için Reynolds (2.2), Grashof (2.4), Prandtl (2.3) sayıları ve gerekli korelasyonlar kullanılarak Nusselt sayısı (2.6-2.7) hesaplanabilir.

$$Re_L = \frac{U\,L}{v} \tag{2.2}$$

$$P_r = \frac{c_p\,\mu}{k} \tag{2.3}$$

$$G_r = \frac{g\beta L^3(T_y - T_\infty)}{v^2} \tag{2.4}$$

$$R_a = P_r\,G_r \tag{2.5}$$

Üzerinden taşınımla ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerin konumlandırılmalarına göre kullanılan ampirik bağıntılar değişmektedir. IHX içindeki akışkan yatay konumda olduğundan ve sıcaklık yönü de soğuk yüzey aşağıda, sıcak yüzey yukarıda olduğundan Nusselt sayısı,

$$Nu_L = 0.54\,Ra_L^{\frac{1}{4}}(10^4 \leq R_a \leq 10^7) \tag{2.6}$$

veya

$$Nu_L = 0.15\,Ra_L^{\frac{1}{3}}(10^7 \leq R_a \leq 10^{11}) \tag{2.7}$$

olarak kullanılabilir.

Birleşik doğal ve zorlanmış taşınım olduğunda Nusselt sayısı;

$$N_u^n = Nu_{doğal}^n - Nu_{zorlanmış}^n \tag{2.8}$$

Fark olmasının nedeni IHX'te ters akış olması, n sayısı ise, IHX'in yatay ve çapraz akış olduğu için 3.5 alınabilir. Isı taşınım katsayısı hesaplandıktan sonra, denklem (2.10)'da yerine konularak taşınımla olan ısı transferi hesaplanabilir.

$$h_m = \frac{Nu_L k}{L} \tag{2.9}$$

$$\dot{Q}_{taşınım} = h_m A(T_y - T_\infty) \tag{2.10}$$

2.2 Kaynak Araştırması

Otomobil klima sistemlerinde bulunan soğutucu akışkanlar yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon tükenmesi potansiyeli (ODP) değerlerine sahip olması nedeniyle çevre dostu değillerdir (Yadav, Liu, & Kim, 2022). Otomobil iklimlendirme sistemlerinde 1994 yılından itibaren kullanılmakta olan Hidroflorokarbon (HFC) grubuna ait R134a soğutucu akışkan klor içermemesiyle ODP değeri bulunmasa dahi GWP değeri 1430 olduğu için doğaya zarar verebilir niteliktedir. 2014'te Avrupa F-Gaz Yönetmeliği'nin yürürlüğe girmesiyle GWP değeri 150'den yüksek olan soğutucuların kullanımı sınırlandırılmıştır. Soğutucu akışkan sızıntısı, GWP üzerinde direkt etkiye sahiptir. Bu nedenle yönetmeliğin benimsenme nedeni, bu sektördeki soğutucu sızıntıları tarafından doğrudan etkiyi azaltarak Küresel Isınma etkisini azaltma amacıyla çevresel sorumluluk alınmasıdır (Sánchez, Andreu-Nácher, Calleja-Anta, Llopis, & Cabello, 2022).

Sonuç olarak HFC'lerin yerine geçecek alternatiflerin aranması endüstriyel ve akademik bir odak haline gelmiş ve otomobil klima sistemlerinin soğutucu emisyonlarının küresel ısınma üzerindeki etkisine artan bir dikkat gösterilmiştir (Zhang, ve diğerleri, 2019; Yadav, Liu, & Kim, 2022). Avrupa Birliği'nin yayınladığı diğer bir yönetmeliğe göre ise R134a ve R1234yf gibi PFAS içeren kimyasalların kullanımının otomotiv sektöründe yasaklanması beklenmektedir. Bu yüzden daha güvenilir ve çevre dostu soğutucu akışkan alternatif çözümleri yeniden gündeme gelmiştir. Bu nedenle otomobil üreticileri alternatif bir soğutucu akışkan arayışına girmişlerdir. R290 soğutucu akışkanının klor içermemesi sebebiyle ODP değeri 0 ve GWP değeri 3 olması ile regülasyon gerekliliklerini sağlayan çevre dostu bir akışkan olduğu bilinmektedir.

Çizelge 2.1 R290 ve R1234yf gazlarının termofiziksel özellikleri ve çevre koruma parametreleri

Özellik	**R1234yf**	**R290 (Propan)**
Ozon Seyreltme Potansiyeli (ODP)	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	4	3
Kaynama Noktası (ºC)	-29	-42
Kritik Basınç (kPa)	3382	4250
Kritik Sıcaklık (ºC)	95	96,7
Moleküler Ağırlık (g/mol)	114	44

Literatürde, R290 akışkanının alternatif soğutucu akışkan olabileceği ancak yanıcılık değerinin yüksek olmasından dolayı sistemde direkt kullanımının uygun olmadığı üzerine birçok çalışma bulunmuştur (Zhang, Li, Cernicin, & Hrnjak, 2024; ECHA, 2006). R290 gazının yanıcı olmasından dolayı bu gazın kullanıldığı sistemlerin 100 g'dan az gaz yüklemesi önerilmektedir (Jones, Wolf, & Kwark, 2022). R290 ve R1234yf'nin doyma özellikleri soğutucu R134a ile karşılaştırılan bir çalışmada, herhangi bir doyma sıcaklığında R290'ın R134a'ya kıyasla daha yüksek doyma basıncına sahip olduğu bulunmuştur. R1234yf'nin ise R134a'nınkine hemen hemen benzer doygunluk özelliklerine sahip olduğu bulunmuştur (Yadav, Liu, & Kim, 2022).

R134a akışkanına alternatif olması için geliştirilen Hidrofloroolefin (HFO) grubuna ait R1234yf akışkanı, R134a'ya göre daha pahalı olup soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısının daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden R1234yf kullanılmasıyla birlikte klima sistemlerinin performansının artması için ilave çözümlerin devreye alınması gerekmiştir. Otomobil üreticilerinin tercih ettiği en yaygın uygulama ise sıvı hattı ile emiş hattı arasında ısı transferi sağlayan iç ısı değiştiricisi (IHX) eklenmesidir. Bir IHX elemanı iç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır ve evaporatörden çıkan düşük basınçlı, düşük sıcaklıktaki soğutucuyu kullanarak kondenserden çıkan sıvı haldeki soğutucu akışkanı soğutma işlevini gerçekleştirir (Zhang, Li, Cernicin, & Hrnjak, 2024). İçteki borudan emiş hattından gelen soğuk buhar kompresöre doğru akarken dışarıdaki borudan da yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvı termostatik genleşme valfine doğru akar.

IHX'in görevi ise buharlaştırıcıdan çıkan soğuk buharı kullanarak, termostatik genleşme valfine giren sıvının daha fazla soğumasını sağlamak ve bu sayede buharlaştırıcıdaki ısı alma kapasitesini arttırmaktır (Klein, Reindl, & Brownell, 2000).

1000, 1400, 1800, 2200, 2600 d/dak kompresör hızlarında ve 30 ºC, 35 ºC ve 40 ºC evaporatör ve kondenser hava giriş sıcaklıklarında ve 2 ile 3 m/s hava hızlarında yapılan test sonuçlarına göre, IHX parçasına sahip olan R1234yf soğutucu akışkanlı sistem, IHX kullanılmayan sisteme göre ortalama %5,4 daha düşük kütlesel debiye, 0,8 ºC daha düşük buharlaşma sıcaklığına, %2,2 daha yüksek soğutma kapasitesine, %2 daha düşük kompresör gücüne sahip olduğu, buna ilave olarak kompresör çıkışında ortalama 10,6 ºC daha yüksek akışkan sıcaklığı gözlemlenmiştir (Gungor & Hosoz, 2021).

IHX parçası üzerinde R134a gazı ile yapılan diğer bir çalışmada, farklı basınç, sıcaklık ve kütlesel debide, sıvı fazdaki akışkanın geçtiği 6, 8, 10 kanallı boru ve yine aynı hatta spiral 3 kanallı boruda ve 15 mm iç çapa sahip emiş hattı tasarımından alınan sonuçlara göre, kanal sayılarının çok büyük değişimler ortaya koymadığı gözlemlenmiştir. Spiral kanala sahip borunun diğer borulara göre özellikle yüksek debilerde %25 daha fazla ısı transferi sağladığı belirlenmiştir. Yine aynı çalışmada 600 mm'ye kadar IHX uzunluğunun verimi arttırdığı, bu değerden sonra 900 mm'e kadar aynı oranda verimli olmadığı anlaşılmıştır (Seybold, Hill, & Zimmer, 2010).

IHX'in önemli diğer bir görevi ise kompresör girişindeki gazın aşırı ısıtma değerini ve genleşme valfi girişindeki sıvı fazdaki akışkanın aşırı soğutma değerini istenen seviyelere getirmeye yardımcı olmaktır. R134a ile yapılan bir çalışmada 100 mm uzunluğa sahip bir IHX parçasının aşırı soğutma değerini yaklaşık 1 ºC düşürdüğü, 300 mm uzunluğa sahip bir IHX parçası ise 1,4 ºC iyileşme sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca 100 mm uzunluktaki IHX parçası ile 11,1 ºC aşırı kızgın buhar elde edilmiş, 300 mm uzunluğundaki IHX parçası ile 15,7 ºC aşırı kızgın buhar elde edildiği gözlemlenmiştir (Bahrami, Beigi, & Sabour, 2010).

Elektrikli olmayan bir soğutma çevrimi kompresörü, gücünü içten yanmalı motordan alır. Kompresörün çalışması sırasında özellikle sıcak yaz aylarında sistemin basıncının

artmasından dolayı motordan daha fazla güç çekerek yakıt sarfiyatını arttıracaktır. IHX kompresörün güç tüketimini de azaltmaktadır. Yapılan bu çalışmada 100 mm ve 300 mm uzunluğundaki IHX parçaları sırasıyla ortalama %3,4 ile %4,3 kompresörün güç tüketimini azalttığı görülmüştür (Bahrami, Beigi, & Sabour, 2010).

IHX'in performans katsayısına (COP) olan etkisinin hem R134a hem de R1234yf gazı ile gerçekleştirilen çalışmada IHX parçasının eklenmediği test sonuçlarında R134a için COP 3,879 ve R1234yf için COP 3,473 hesaplanmıştır. IHX parçasının eklenmesi ile bu değerler R134a için 4,681'e ve R1234yf için 4,744'e çıktığı gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar ışığında IHX kullanımının R1234yf gazındaki etkisi R134a'ya göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir (Patel & Engineer, 2023).

IHX kullanılan ve R1234yf akışkanının var olduğu bir sistemde, soğutma kapasitesi 27 ºC hava giriş sıcaklığında %6,3'ten %8,6'ya arttığı gözlemlenmiş ve 35 ºC hava giriş sıcaklığında %6,4'ten %9,9'a arttığı gözlemlenmiştir (Direk, Kelesoglu, & Akin, 2017).

-10 ile 4 ºC aralığındaki evaporatör sıcaklıklarında ve 45 ºC kondenser sıcaklığında yapılan çalışmada R134a'ya göre %35 daha düşük basınç oranı gözlemlenmiştir. Basınç oranı düşükse kompresör verimliliği daha yüksektir. Kompresör verimliliğinin sistemin enerji verimliliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olabileceği kabul edilmektedir (Sah, Das, & Tiwari, 2014).

750 d/dak'dan 2750 d/dak'ya kadar 500 d/dak aralığında arttırımlarla ve R1234ze(E) gazına sahip bir sistemde yapılan çalışmada IHX'in sisteme uyarlanmasıyla birlikte hem aşırı kızdırma hem de aşırı soğutma derecesinin artırıldığı anlaşılmaktadır. Artan aşırı soğutma derecesi soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısını artırarak soğutma kapasitesini artırır. Ancak aşırı kızdırma değerinin artmasıyla kompresördeki ekserji yıkımının da arttığı gözlemlenmiştir. R1234ze(E)'nin kompresör gücü R134a'nınkinden %19 daha düşük olduğu gözlemlenmiştir ancak sisteme IHX eklendiğinde farkın %14 daha azaldığı incelenmiştir. Soğutma kapasitesi R1234ze(E)'nin R134a'ya göre %27 daha düşük bulunmuş olup IHX uyarlandığında soğutma kapasitesi %7 oranında artırıldığı gözlemlenmiştir (Direk & Soylu, 2018).

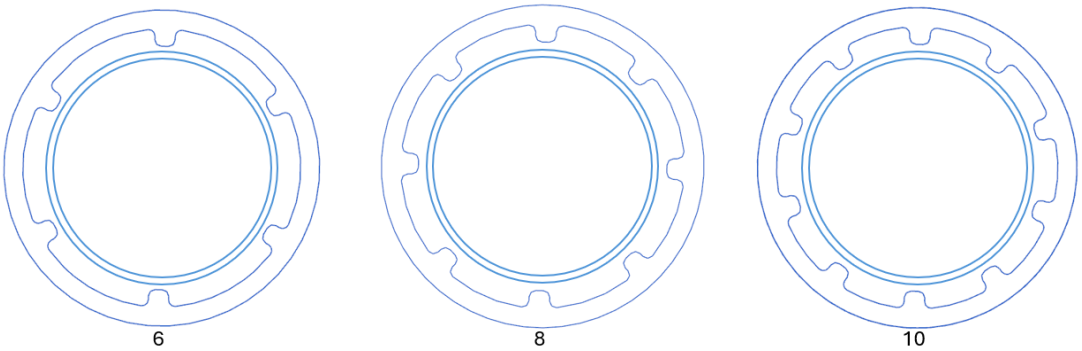
Bir IHX ilavesinin yapıldığı ve R1234yf ile R134a gazlarının kullanıldığı bir ısı pompası uygulamasında yapılan karşılaştırmada R1234yf gazının ısıtma kapasitesinin %0,63 ile %7,54 arasında R134a'ya göre daha düşük olduğu kompresör gücünün %0,12 ile %3,53 oranında benzer olduğu ölçülmüştür (Sánta, 2021),

R1234yf ve R1234ze(E) gazının kullanıldığı bir ısı pompası uygulamasında R1234yf ile karşılaştırıldığında R1234ze(E) için COP'nin %4,77'den %10,73'e yükseldiği gözlemlenmiştir. Termal döngüde IHX'in kullanılması her iki soğutucu akışkan için de COP'yi %2,61 ile %4,99 arasında artırdığı görülmüştür. R1234yf gazı, R1234ze(E)'e göre daha yüksek kütlesel debide akış sağlamış olup IHX kullanıldığı durumda R1234yf'nin kütlesel debisi %12,83 - %24,17 arasında daha düşük çıkmıştır. IHX kullanırken soğutucu akışkanın kütlesel debisindeki azaltmanın ana nedeni IHX'in kompresör girişindeki spesifik hacmin artmasıdır (Bošnjakovic', Santa, & Katinic', 2023).

Sıvı sirkülasyona sahip bir soğutucuda yapılan bir çalışmada 80g R290 gazı eklenmesi durumunda 2,3 COP değeri ve 3,1 KW soğutma kapasitesi elde edilmiştir (Jones, Wolf, & Kwark, 2022).

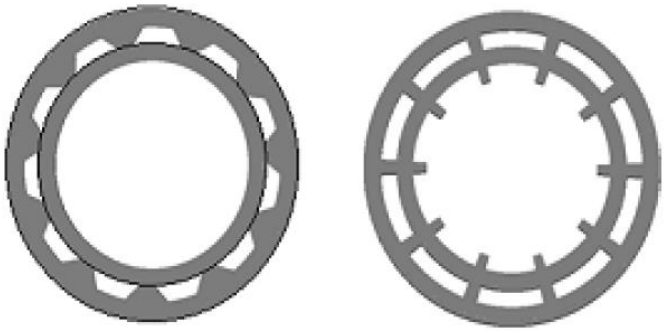
R290 gazı ve IHX kullanılan bir sistemde yapılan bir çalışmada, 10 ^{o}C aşırı soğutma ilavesinin, sistemin COP değerinin %10,2 yükselttiği nümerik olarak hesaplanmıştır (Tritjahjono, Imbang, Sumeru, Setyawan, & Sukri, 2019).

Otomotiv klima sistemlerinde kullanılan IHX parçası, farklı kesitlere sahip olabilmektedir. Genellikle ekstrüde edilmiş aluminyum borudan oluşan IHX'in 6, 8 ve 10 kanala sahip olduğu çalışma Şekil 2.10'da gösterilmiştir (Seybold, Hill, & Zimmer, 2010).



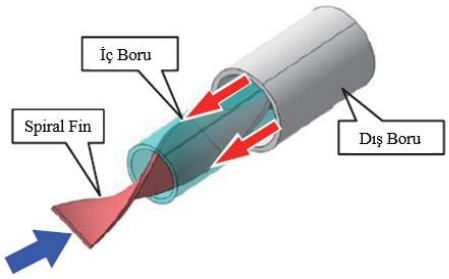
Şekil 2.10. 6, 8, 10 kanala sahip ihx kesitleri

Farklı iki tasarıma ait kesit çalışmaları ise Şekil 2.11'de görülmektedir (Kye-Kwangand & Seong-Ryeol, 2015).



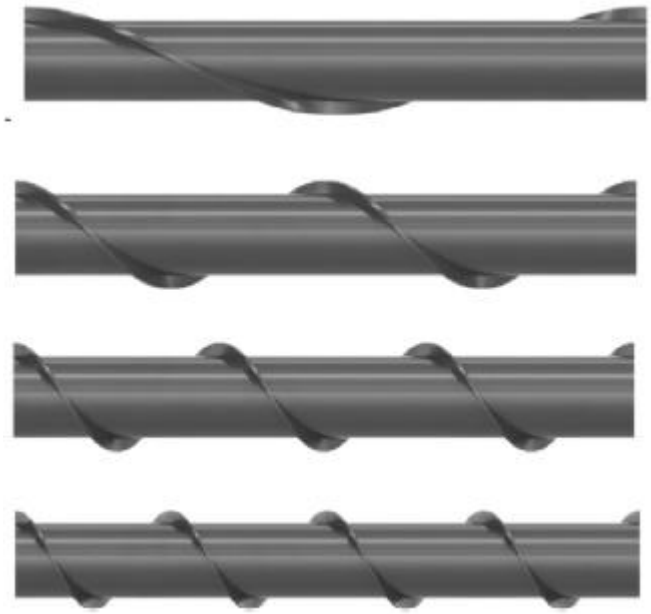
Şekil 2.11. Üçgen ve kaynaklı kanallara sahip ihx kesitleri (Kye-Kwangand & Seong-Ryeol, 2015)

Düşük basınç akış tarafına spiral levha eklenmiş bir tasarım üzerinde CFD analizi yapılmış ve ilgili tasarım Şekil 2.12'de gösterilmiştir (Kumamoto & Ohno, 2018).



Şekil 2.12. Spiral levhaya sahip ihx tasarımı (Kumamoto & Ohno, 2018)

Son olarak, 4 farklı uzunlukta ve sarmal bölmeler eklenmiş bir düşük basınç hattına sahip bir IHX tasarımı Şekil 2.13'te gösterilmiştir (Maakoul, ve diğerleri, 2017).



Şekil 2.13. Sarmal levhaya sahip ihx tasarımı (Maakoul, ve diğerleri, 2017).

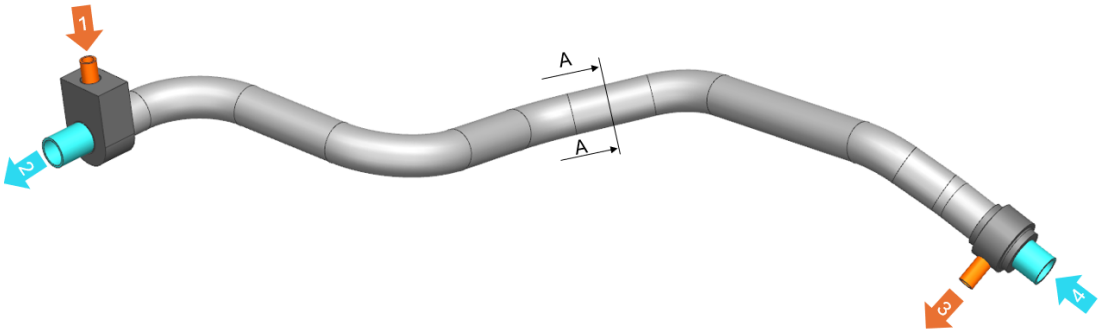
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde araç klima sistemlerin de kullanılan bir iç ısı değiştiricisinin termal performansının belirlenmesinde kullanılan parametreler, tek boyutlu model oluşturulması, korelasyonu, R1234yf ve R290 soğutucu akışkanlarının kullanılması anlatılacaktır. Çalışmada aynı soğutma çevrimi içinde bulunan, yüksek basınçlı sıvı fazlı akışkandan, düşük basınçlı gaz fazındaki akışkana olan ısı transferi incelenmiştir. İncelenen iç ısı değiştirici parçasının ortama yaydığı veya ortamdan aldığı ısı transferi olmadığı (adyabatik sistem) kabulü ile ilerlenmiştir. Sadece iki farklı fazda olan akışkanın arasında gerçekleşen ısı transferi hesaplanmıştır.

3.1 Materyal

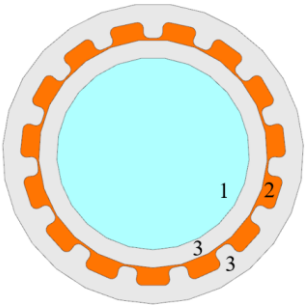
3.1.1 İç Isı Değiştirici Modeli

Çalışmada 600 mm uzunluğunda ve 6 büküme sahip bir iç ısı değiştiricisi NX yazılımında tasarlanmıştır ve bu tasarım üretilip kullanılmıştır. Şekil 3.1.'de gösterilen 1 numara; yüksek basınçta ve yüksek sıcaklıkta olan sıvı fazda akışkan girişini, 2 numara; düşük basınçta ve düşük sıcaklıkta olan gaz fazında akışkan çıkışını, 3 numara; yüksek basınçta ve yüksek sıcaklıkta olan sıvı fazda akışkan çıkışını, 4 numara; düşük basınçta ve düşük sıcaklıkta olan gaz fazında akışkan girişini göstermektedir.

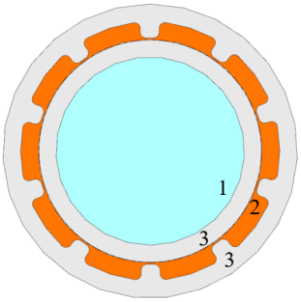


Şekil 3.1. 600 mm uzunlukta bir iç ısı değiştiricisi modeli

İç ısı değiştiricisinin kesiti (A-A) olarak, otomotiv sektöründe en sık kullanılan ekstrüze edilmiş alüminyum boruya sahip 2 ayrı kesit seçilmiştir. Şekil 3.2'de gösterilen ilk kesit, 15 dişe ve kanala sahiptir. Şekil 3.3'te gösterilen ikinci kesit ise 10 dişe ve kanala sahiptir.



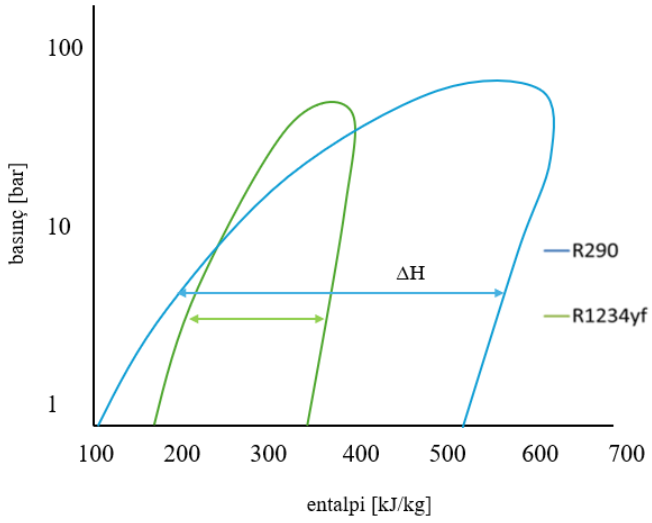
Şekil 3.2. 15 dişli ve kanala sahip ihx kesiti



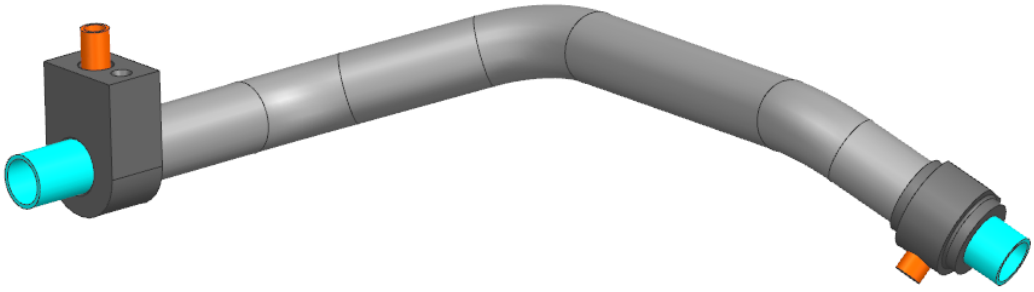
Şekil 3.3. 10 dişli ve kanala sahip ihx kesiti

Şekil 3.2'de ve Şekil 3.3'te 1 numara ile gösterilen kesit alanı, düşük basınçta ve düşük sıcaklıkta gaz fazındaki akışkanı temsil etmektedir. 2 numara ile gösterilen kesit alanı, yüksek basınçta ve yüksek sıcaklıkta sıvı fazındaki akışkanı temsil etmektedir. 3 numara ile gösterilen kesit alanları ise alüminyum boruların et kalınlıklarını temsil etmektedir.

R1234yf ve R290 soğutucu akışkanlarının P-h grafiği Şekil 3.4'te verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere R290 gazının entalpi farkından dolayı daha yüksek ısı transferi sağlayacağı bellidir. Bu nedenle, fiziksel testte ve model kurulumunda kullanılan 600 mm'ye alternatif olarak 350 mm'lik ve 3 büküme sahip bir iç ısı değiştiricisi daha oluşturulmuştur. Bu model Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 R1234yf ve R290 P-h diyagramı



Şekil 3.5 350 mm uzunlukta bir iç ısı değiştiricisi modeli

3.2 Yöntem

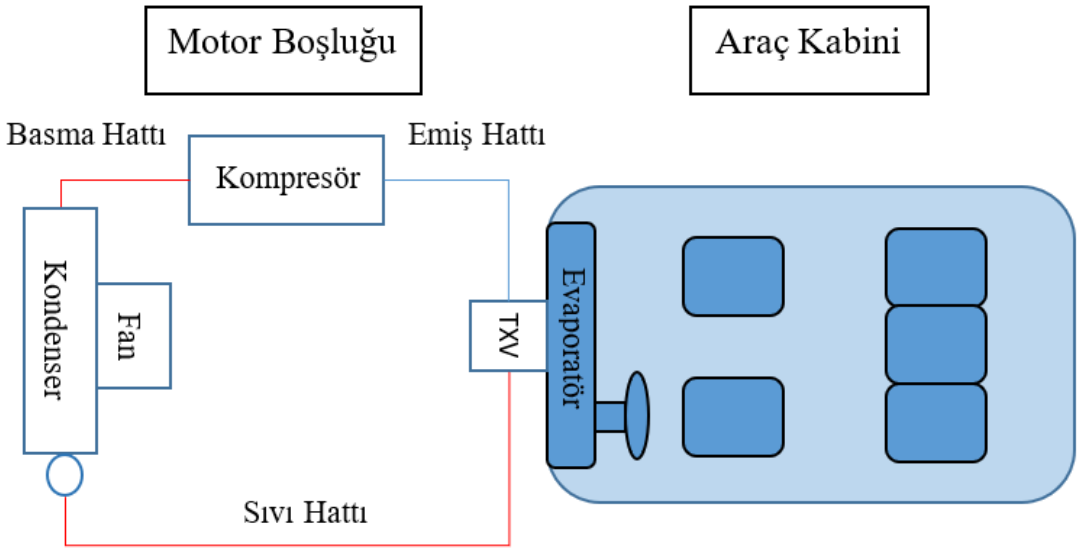
3.2.1 Test Parametrelerinin Belirlenmesi

Bu bölümde iç ısı değiştiricisinin termal performansını belirlemek amacıyla hangi test şartları uygulanacağı belirlenmiştir. Bunun için iç ısı değiştirici içermeyen bir araç üzerinde klima sistemi çalışıyorken veri toplanmıştır. Araç 40 ^{o}C'lik kabinde en az 8 saat kalarak şartlandırılmıştır. Veri alınırken uygulanan araç üzerindeki şartlar Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Araç şartlandırma parametreleri

Kabin Sıcaklığı	Motor Devri	Sıcaklık Ayarı	Hız Ayarı	Klima Yönlendirme	Hava Giriş Sirkülasyon
40 ºC	Rölanti	En düşük	En yüksek	Orta difüzör	Dış döngü

IHX parçasının amacı sıvı hattındaki ısıyı emiş hattına iletmek olmasından dolayı, gerekli olan sıcaklık ve basınç verileri, Şekil 3.6'da gösterilen sıvı hattı ve emiş hattı üzerinden alınmıştır. Sıvı hattı, yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki akışkanı, emiş hattı ise düşük basınç ve düşük sıcaklıktaki akışkanı temsil etmektedir.



Şekil 3.6. Araç üzeri ölçüm noktaları şeması

Alınan veriler Çizelge 3.2'de gösterilmiştir. İç ısı değiştiricisinin termal performansı için gerekli olan akışkan kütlesel debi verisi, araç üzerine bir akış ölçer eklenemediği için ölçülememiştir. 3 farklı kütlesel debi, 100 kg/h, 160 kg/h ve 230 kg/h değerlerinden yola çıkılarak (Li, ve diğerleri, 2018), 100 kg/h, 200 kg/h ve 250 kg/h değerleri seçilmiştir.

Çizelge 3.2. Araç üzerinden elde edilen veriler

Sıvı Hattı Sıcaklık	Sıvı Hattı Basınç	Emiş (Gaz) Hattı Sıcaklık	Emiş (Gaz) Hattı Basınç
47,3 ºC	15,52 bar	4,7 ºC	2,52 bar

İç ısı değiştiricisinin fiziksel testlerinde kullanılmak üzere çıkarılan tüm veriler Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. İç ısı değiştiricisi termal performans test şartları

Kütlesel Debi	Sıvı Hattı Sıcaklık	Sıvı Hattı Basınç	Emiş Hattı Sıcaklık	Emiş Hattı Basınç
100 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar
200 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar
250 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar

3.2.2 R1234yf Gazı ile Fiziksel Termal Performans Testinin Gerçekleştirilmesi

Fiziksel testin gerçekleştirilmesi için gerekli prototip Şekil 3.7'de gösterilmiştir.

Şekil 3.7. Prototip olarak üretilmiş ihx parçası

Prototipin üretilmesi sırasında aşağıdaki adımlar izlenmiştir;

1. Düşük basınçta ve gaz fazında bulunan akışkan için gerekli olan, dairesel kesite ve dış çapı 19 mm'ye sahip alüminyum boru 600 mm'den daha uzun olacak şekilde kesilmiştir (Şekil 3.8).

Şekil 3.8. Düz boru modeli

2. Bu borunun üzerine, 15 mikro kanala ve dişe sahip, ekstrüzyon yöntemi ile çekilerek üretilmiş, dış çapı 25 mm'ye, iç çapı 19 mm'ye sahip düze boru geçirilmiştir (Şekil 3.9).

Şekil 3.9. Üst üste geçirilmiş düz boru modeli

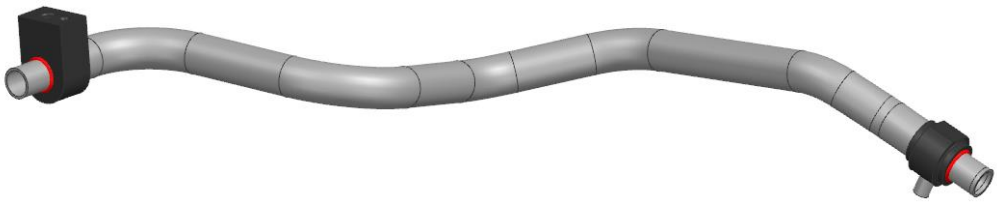
3. Üst üste geçirilen bu iki borunun başına ve sonuna, alüminyumdan üretilmiş 2 adet flanş geçirilmiştir. Bu flanşlar, akışkanların geçişine izin verecek şekilde kanallara sahiptir (Şekil 3.10).

Şekil 3.10. Üzerine flanş takılmış düz boru modeli

4. Flanşlar ve üst üste geçirilmiş 2 adet alüminyum boru birbirlerine, alüminyum kaynağı ile, yüksek basınca dayanabilecek ve kaçak olmayacak şekilde kaynaklanmıştır (Şekil 3.11).

Şekil 3.11. Kaynakları yapılmış düz boru modeli

5. Bilgisayar destekli makine ile 3d modele uygun bükümler yapılmıştır (Şekil 3.12).



Şekil 3.12. Bükümleri yapılmış ihx modeli

6. Üretilen parça, helyum gazı ile kaçak testine sokulmuştur ve sızdırmazlık onayı almıştır.

Üretilen bu parçalar testin yapılacağı ilgili test merkezine gönderilmiştir.

Sistemin adyabatik olduğu kabulü ile çalışma yapıldığı için fiziksel test sırasında tüm borular, ısı yalıtım malzemesi ile sarılmıştır (Şekil 3.13).

Şekil 3.13. Adyabatik ortamda gerçekleştirilen teste ait ihx görseli

Fiziksek test Çizelge 3.3'te verilen sınır şartları uygulanarak R1234yf gazı ile gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları Çizelge 3.4'te Watt cinsinden verilmiştir.

Çizelge 3.4. Fiziksel test sonuçları

Kütlesel Debi	Sıvı Hattı Sıcaklık	Sıvı Hattı Basınç	Emiş Hattı Sıcaklık	Emiş Hattı Basınç	Isı Transferi
100 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar	408 Watt
200 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar	761 Watt
250 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar	906 Watt

3.2.3 İç Isı Değiştiricisinin Tek Boyutlu Modelinin Kurulması ve Doğrulanması

İç ısı değiştiricilerindeki ısı transferini analitik olarak hesaplamak için Amesim programında tek boyutlu bir model hazırlanmıştır. Modelde düz borular için kullanılan alt model Şekil 3.14'te verilmiştir. Her bir büküm için kullanılan dirsek alt modeli ise Şekil 3.15'te verilmiştir.

Şekil 3.14. Düz boru Amesim modeli

Şekil 3.15. Dirsek boru Amesim modeli

Öncelikle düşük basınçta gaz fazında bulunan emiş hattı modellemesi yapılmıştır. Her bir düz boru ve dirsek kısımlarına ait uzunluk, büküm açısı, alan, hidrolik çap ve test sınır şartları gibi özellikler tek tek girilmiştir. Düz boru özelliklerine örnek olarak Şekil 3.16 verilmiştir. Dirsek boru için Şekil 3.17 örneği verilmiştir.

Submodel

tpf_pipe_heat_extra_2 [TPFPHE0001]

pipe with heat exchange compatible with stop and start application (R-C)

External variables

Parameters

Title	Value	Unit	Tags
index of fluid	1		
two-phase flow frictional pressure drop correlation	Mac Adams correlation		
condensation correlation	Shah correlation		
boiling correlation	VDI for horizontal tubes correlation		
acceleration pressure drop calculation	no		
type of pressure drop	regular		
type of initialization	pressure and specific enthalpy		
pressure	**16**	barA	
specific enthalpy	**250**	kJ/kg	
regular pressure drop gain	**pressure_drop_gain_liquid_line**	null	
heat transfer gain	**heat_transfer_gain_liquid_line**	null	
single-phase laminar Nusselt number (see description)	3.66	null	
length	**23**	**mm**	
cross-sectional area	**62**	mm**2	
hydraulic diameter	**4*62/95**	mm	
absolute roughness	**0.05**	mm	

Şekil 3.16. Düz boru model özellikleri

Submodel

tpf_bend_heat_13 [TPFBHE002]

bend with heat exchange (C-R)

External variables

Parameters

Title	Value	Unit	Tags
index of fluid	1		
two-phase flow frictional pressure drop correlation	Mac Adams correlation		
condensation correlation	Shah correlation		
boiling correlation	VDI for horizontal tubes correlation		
acceleration pressure drop calculation	no		
type of initialization	pressure and specific enthalpy		
pressure	**16**	barA	
specific enthalpy	**250**	kJ/kg	
frictional pressure drop gain	**pressure_drop_gain_liquid_line**	null	
heat transfer gain	**heat_transfer_gain_liquid_line**	null	
single-phase laminar Nusselt number (see description)	3.66	null	
cross-sectional area	**62**	mm**2	
hydraulic diameter	**4*62/95**	mm	
absolute roughness	**0.05**	mm	
center angle of the bend	**99**	degree	
curvature radius of the bend	**50**	mm	

Şekil 3.17. Dirsek boru model özellikleri

Model kurulumu için gerekli olan kesit alanları ve hidrolik çap hesapları aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Şekil 3.2 ve Şekil 3.3 kesitinde görülen 1 numaralı dairesel çap kesit alanı:

$$1\ Numaralı\ Kesit\ Alanı, (\pi\ x\ 8^2\ mm) = 201\ mm^2$$

$$Hidrolik\ Çap,\ D_H = 16\ mm$$

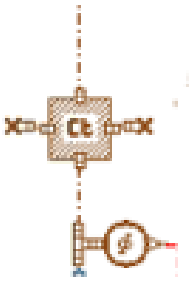
Şekil 3.2'deki 2 numaralı kesit alanı NX programında ölçülmüştür; $62\ mm^2$

$$Hidrolik\ Çap,\ D_H = \frac{4A}{P} = \frac{4x(62\ mm^2)}{95\ mm} = 2{,}6\ mm$$

Şekil 3.3'teki 2 numaralı kesit alanı NX programında ölçülmüştür; $73\ mm^2$

$$Hidrolik\ Çap,\ D_H = \frac{4A}{P} = \frac{4x(73\ mm^2)}{84\ mm} = 3{,}5\ mm$$

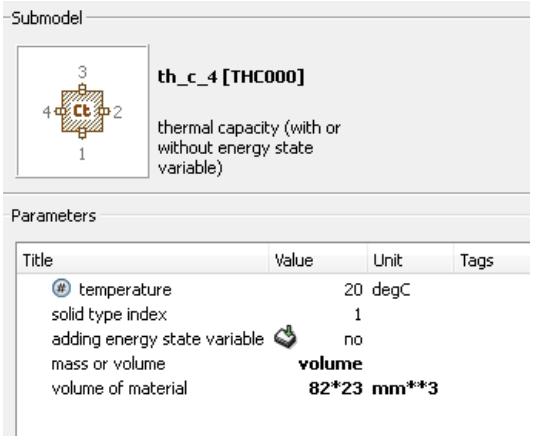
Benzer şekilde yüksek basınçta sıvı fazda bulunan akışkan için sıvı hattı modellemesi yapılmıştır. Her iki hat arasına ısı transferini ölçen elemanlar (Şekil 3.18) yerleştirilip, toplam ısı transferi hesaplanmıştır.



Şekil 3.18. Termal kapasite eleman modeli

Bu modelin kullandığı denklem Amesim yardım menüsünden alınarak yazılan denklem 3.1'de görülmektedir.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^{4} dh_i}{mass.c_p} \tag{3.1}$$



Şekil 3.19. Termal kapasite eleman parametreleri

Termal kapasite elemanı parametresi olarak malzeme hacmi seçilmiştir. Hacim olarak her bir düzlük ve büküm için ayrı ayrı hesaplama yapılmıştır. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'te belirtilen 3 numaralı alüminyum kesit alanları, bu termal kapasite elemanında modellenmiştir. Isı transferi yüksek basınç hattından düşük basınç hattına olacağı için, sadece dairesel kesite sahip alüminyum kesit alanı termal kapasite elemanına girilmiştir. Dış çap 19mm ve iç çap 16mm olmak üzere dairesel kesit alanı:

$$Alan1\text{: } A1 = \pi r^2 = \pi 9{,}5^2 = 283{,}5\ mm^2$$

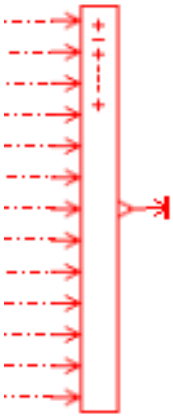
$$Alan2\text{: } A2 = \pi r^2 = \pi 8^2 = 201\ mm^2$$

$$Alan\text{: } A = 283{,}5 - 201 = 82{,}5\ mm^2$$

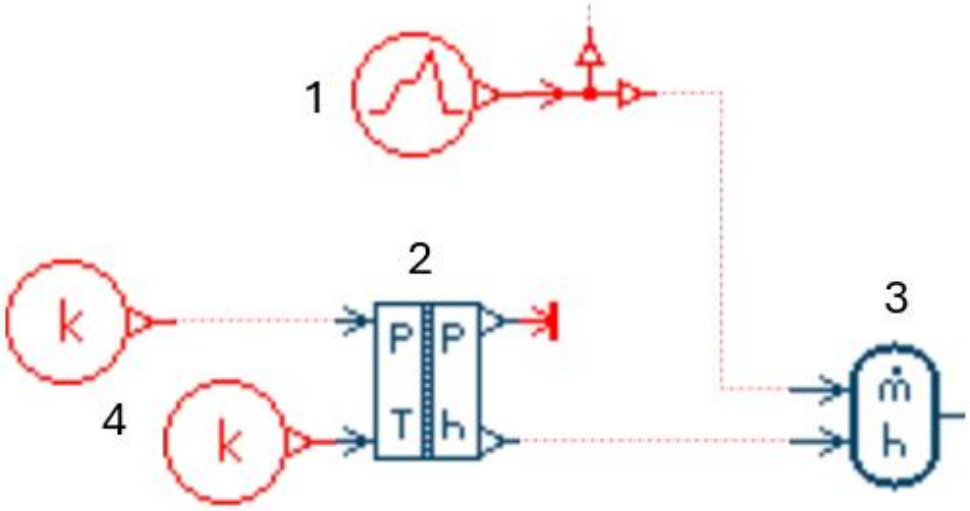
Hesaplanan dairesel kesitin alanı, her bir düzlük ve büküm için uzunlukları ile çarpılarak malzeme hacmi hesaplanmıştır. Şekil 3.19'da gösterilen örnek için malzeme hacmi:

$$Hacim\text{: } V = 283{,}5 - 201 = 82{,}5\ mm^2 \times 23mm = 1886\ mm^3$$

Her bir termal kapasite elemanın toplamını sağlayan ve çıkışında ısıl güç değerlerini inceleyebildiğimiz genel toplam bağlantı elemanı ile tüm elemanlar bağlanmıştır.

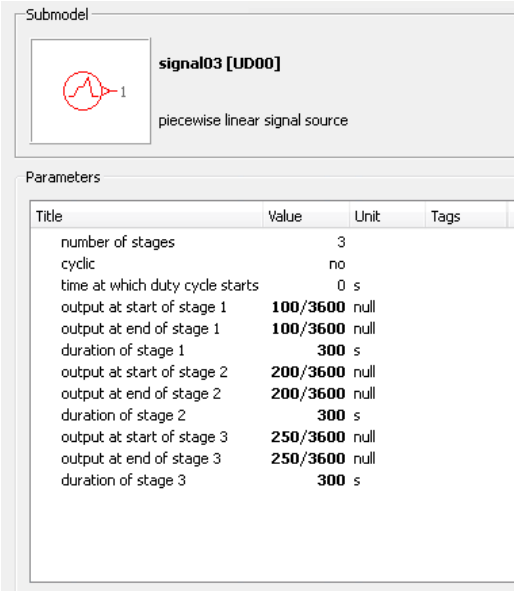


Şekil 3.20. Toplam eleman modeli



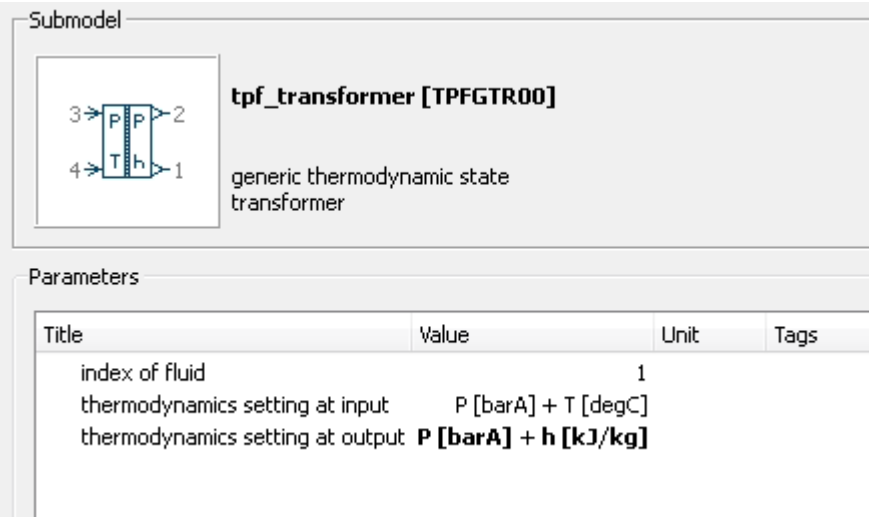
Şekil 3.21. Giriş sinyalleri modeli

Şekil 3.21'deki 1 numaralı eleman, 100, 200 ve 250 kg/h debi sinyallerinin modelini kurmak için kullanılmıştır. Sonuçların 300 saniye periyotlar ile izlenmesi için Şekil 3.22'de görüldüğü üzere sinyal çevrimi oluşturulmuştur.



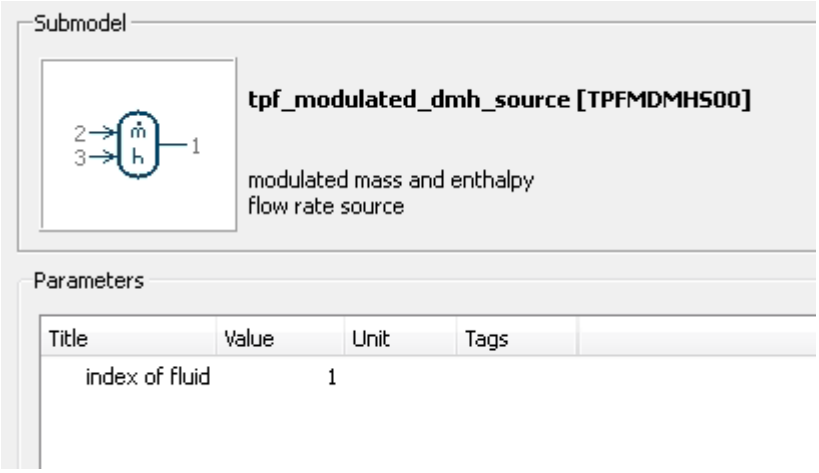
Şekil 3.22. Debi sinyal modeli

Şekil 3.21'deki 2 numaralı eleman termodinamik dönüşüm elemanı olarak kullanılmaktadır. Basınç ve sıcaklık değer girişlerine göre entalpi çıktısı sağlamaktadır.



Şekil 3.23. Termodinamik dönüşüm modeli

Şekil 3.21'deki 3 numaralı eleman akış hızı kaynağı olarak kullanılmaktadır. 1 olarak modele eklenen akışkan seçilmesi gerekmektedir.



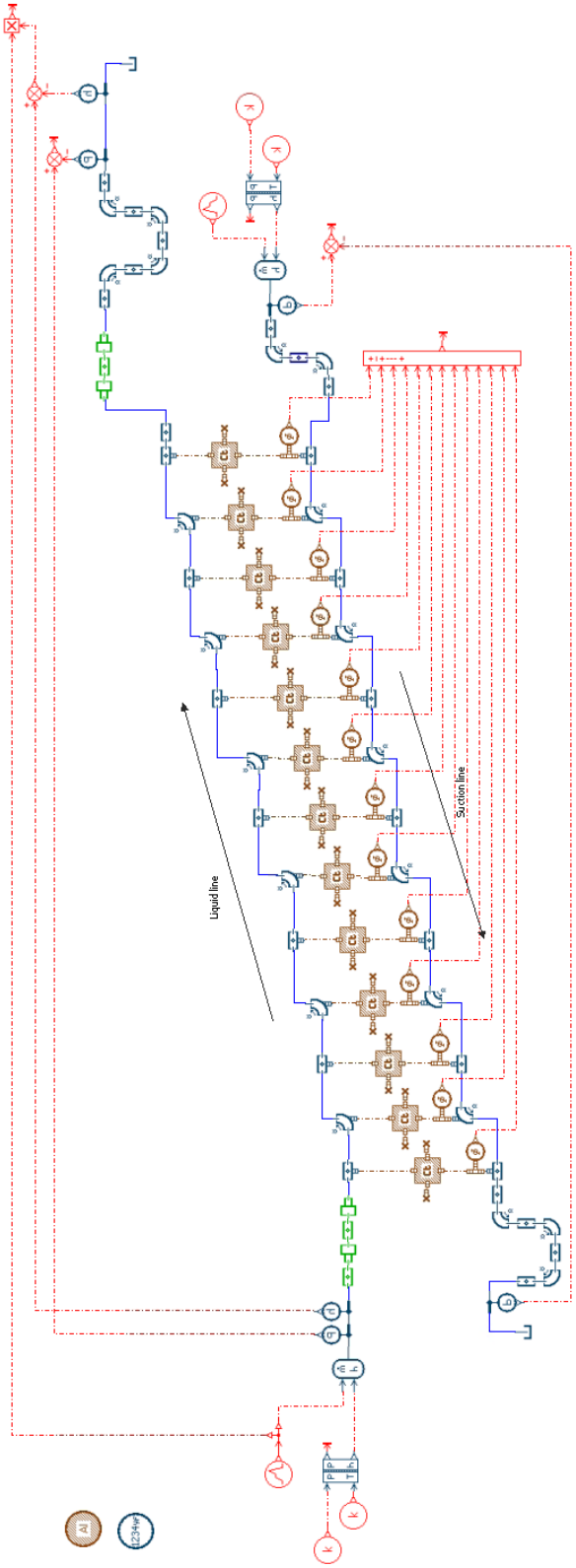
Şekil 3.24. Akış hız kaynağı modeli

Şekil 3.21'deki 4 numaralı elemanlar ise sabit sinyal kaynak elemanlarıdır. Test parametrelerinde belirlenen basınç ve sıcaklık değerleri girilmiştir.

Modele akışkan eklenmesi Şekil 3.25'te gösterilen model elemanı ile sağlanmaktadır. Özellik menüsünden istenen akışkanlar seçilebilmektedir.

Şekil 3.25. Akışkan tipi belirleme modeli

Akışkan ile ilgili modeller, her iki hat içinde ayrı ayrı oluşturulup farklı değerler girilmiştir. En sonunda kurulan model Şekil 3.26'da görülmektedir.



Şekil 3.26. Oluşturulan ihx'in tek boyutlu modeli

Fiziksel test sonuçlarına yakınsamak amacıyla, ısı transferi kazanç değerleri değiştirilerek uygun değerler bulunmuştur. Oluşturulan tek boyutlu model üzerinde elde edilen sonuçlar, fiziksel test sonuçları ile kıyaslanmıştır. Kıyaslama tablosu Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5. Fiziksel test ve tek boyutlu model sonuçlarının kıyaslanması

Kütlesel Debi	**Sıvı Hattı Sıcaklık**	**Sıvı Hattı Basınç**	**Emiş Hattı Sıcaklık**	**Emiş Hattı Basınç**	**Isı Transferi (Test)**	**Isı Transferi (1D)**	**Fark (%)**
100 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar	408 Watt	391 Watt	% 4,18
200 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar	761 Watt	775 Watt	% 1,84
250 kg/h	45 ºC	16 bar	5 ºC	3 bar	906 Watt	966 Watt	% 6,62

Çizelge 3.5'te görüldüğü üzere 1 boyutlu model, 100 kg/h debide %4,18, 200 kg/h debide %1,84 ve 250 kg/h debide %6,62 hata payı ile oluşturulmuştur.

3.2.4 Tek Boyutlu Model Üzerinde Uygulanacak Alternatif Tasarım Tablosu

Tek boyutlu model oluşturulmasının ardından, iç ısı değiştiricisinin termal performansını incelemek için 3 parametre ve 2 seviye için uzunluk, kesit ve gaz tipi verileri kullanılarak alternatif tasarımlar oluşturulmuştur. Her analiz için ısı transferi Watt cinsinden incelenmiştir.

Çizelge 3.6. Alternatif tasarım tablosu

Tasarım No	**Gaz**	**Kesit**	**Uzunluk**	**100 kg/h**	**200 kg/h**	**250 kg/h**
1	R1234yf	15 kanal	600 mm			
2	R1234yf	15 kanal	350 mm			
3	R1234yf	10 kanal	600 mm			
4	R1234yf	10 kanal	350 mm			
5	R290	15 kanal	600 mm			
6	R290	15 kanal	350 mm			
7	R290	10 kanal	600 mm			
8	R290	10 kanal	350 mm			

4. BULGULAR

600 mm'lik iç ısı değiştiricisi üzerinde R290 soğutucu akışkan kullanımını simüle etmek amacıyla R1234yf ile oluşturulan 600 mm'lik model kullanılmış olup, R1234yf gaz seçimi bölümünden R290 (Propan) seçeneği seçilmiştir. 350 mm iç ısı değiştiricisi içinde yine 350 mm'lik model kullanılmıştır. Çizelge 3.6'da verilen tasarımlara göre 3 farklı debi için elde edilen sonuçlar bu bölümde verilmiştir.

4.1 Tek Boyutlu Analiz Sonuçları

Tasarım No 1 için;
Şekil 3.2'deki 15 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R1234yf seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.1'de verilen 600 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.1. Tasarım no:1 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	Isı Transferi (R1234yf)
100 kg/h	391 Watt
200 kg/h	775 Watt
250 kg/h	966 Watt

Tasarım No 2 için;
Şekil 3.2'deki 15 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R1234yf seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.5'te verilen 350 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.2. Tasarım no:2 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	Isı Transferi (R1234yf)
100 kg/h	226 Watt
200 kg/h	448 Watt
250 kg/h	558 Watt

Tasarım No 3 için;

Şekil 3.3'teki 10 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R1234yf seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.1'de verilen 600 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.3. Tasarım no:3 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	Isı Transferi (R1234yf)
100 kg/h	378 Watt
200 kg/h	750 Watt
250 kg/h	934 Watt

Tasarım No 4 için;

Şekil 3.3'teki 10 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R1234yf seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.5'te verilen 350 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.4. Tasarım no:4 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	Isı Transferi (R1234yf)
100 kg/h	218 Watt
200 kg/h	433 Watt
250 kg/h	539 Watt

Tasarım No 5 için;

Şekil 3.2'deki 15 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R290 seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.1'de verilen 600 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.5. Tasarım no:5 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	**Isı Transferi (R290)**
100 kg/h	755 Watt
200 kg/h	1495 Watt
250 kg/h	1858 Watt

Tasarım No 6 için;

Şekil 3.2'deki 15 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R290 seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.3'te verilen 350 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.6. Tasarım no:6 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	**Isı Transferi (R290)**
100 kg/h	436 Watt
200 kg/h	866 Watt
250 kg/h	1079 Watt

Tasarım No 7 için;

Şekil 3.3'teki 10 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R290 seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.1'de verilen 600 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.7. Tasarım no:7 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	Isı Transferi (R290)
100 kg/h	731 Watt
200 kg/h	1448 Watt
250 kg/h	1800 Watt

Tasarım No 8 için;

Şekil 3.3'teki 10 mikro kanala ve dişli kesite sahip iç ısı değiştiricisinin, kesit alanı ve hidrolik çap bilgileri, her bir düz ve dirsek boru alt modellerinde düzenlenmiştir. Gaz tipi olarak R290 seçilmiştir. Uzunluk olarak Şekil 3.3'te verilen 350 mm uzunluğa sahip ihx modellenmiştir.

Çizelge 4.8. Tasarım no:8 tek boyutlu analiz sonuçları

Kütlesel Debi	Isı Transferi (R290)
100 kg/h	422 Watt
200 kg/h	836 Watt
250 kg/h	1040 Watt

Sonuçların özet tablosu Çizelge 4.9'da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Özet tablo

Tasarım No	Gaz	Kesit	Uzunluk	100 kg/h	200 kg/h	250 kg/h
1	R1234yf	15 kanal	600 mm	391 Watt	775 Watt	966 Watt
2	R1234yf	15 kanal	350 mm	226 Watt	448 Watt	558 Watt
3	R1234yf	10 kanal	600 mm	378 Watt	750 Watt	934 Watt
4	R1234yf	10 kanal	350 mm	218 Watt	433 Watt	539 Watt
5	R290	15 kanal	600 mm	755 Watt	1495 Watt	1858 Watt
6	R290	15 kanal	350 mm	436 Watt	866 Watt	1079 Watt
7	R290	10 kanal	600 mm	731 Watt	1448 Watt	1800 Watt
8	R290	10 kanal	350 mm	422 Watt	836 Watt	1040 Watt

4.2 Analiz Sonuçlarının Yorumlanması

R290 akışkanı kullanılan alternatiflerin arasında en yüksek ısı transferi Tasarım No: 5'te görülmüştür.

R1234yf gazı kullanılarak fiziksel testi gerçekleştirilen Tasarım No: 1 referans alındığında, en yüksek ısı transferi görülen Tasarım No: 5 ile arasında her bir debide yaklaşık %93 daha yüksek ısı transferi gözlemlenmiştir (Çizelge 4.10).

Çizelge 4.10. Tasarım no:1 ve tasarım no:5 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:1	Tasarım No:5	Fark
100 kg/h	391 Watt	755 Watt	> %93,1
200 kg/h	775 Watt	1495 Watt	> %92,9
250 kg/h	966 Watt	1858 Watt	> %92,3

Testi gerçekleştirilen referans Tasarım No:1 ile benzer ısı transferine sahip 350 mm uzunluğundaki IHX Tasarım No: 6'da gözlemlenmiştir. Tasarım No:1 ile aynı kesite sahip Tasarım No:6 da gözlemlenen ısı transferi her debide yaklaşık %12 daha fazladır (Çizelge 4.11).

Çizelge 4.11. Tasarım no:1 ve tasarım no:6 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:1	Tasarım No:6	Fark
100 kg/h	391 Watt	436 Watt	> %11,5
200 kg/h	775 Watt	866 Watt	> %11,7
250 kg/h	966 Watt	1079 Watt	> %11,7

10 dişli kesite sahip 350 mm uzunluğundaki diğer tasarım ise No: 8'dir. Tasarım No: 8'de, her bir debide Tasarım No:1'den yaklaşık olarak %8 daha yüksek ısı transferi gözlemlenmiştir. R290 akışkanı kullanılan bir sistemde referans tasarıma en yakın ısı transferi Tasarım No: 8'de görülmüştür (Çizelge 4.12).

Çizelge 4.12. Tasarım no:1 ve tasarım no:8 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:1	Tasarım No:8	Fark
100 kg/h	391 Watt	422 Watt	> %7,9
200 kg/h	775 Watt	836 Watt	> %7,8
250 kg/h	966 Watt	1040 Watt	> %7,6

R290 gazı kullanıldığı sistemde 2 farklı kesitin birbirleri arasında kıyaslaması yapıldığında (Tasarım No: 5-7 ile 6-8), 15 dişe sahip kesitin, 10 dişli kesite göre her bir debi de yaklaşık % 3-4 arası daha yüksek ısı transferi sağladığı görülmüştür (Çizelge 4.13, Çizelge 4.14).

Çizelge 4.13. Tasarım no:5 ve tasarım no:7 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:5	Tasarım No:7	Fark
100 kg/h	755 Watt	731 Watt	> %3,3
200 kg/h	1495 Watt	1448 Watt	> %3,2
250 kg/h	1858 Watt	1800 Watt	> %3,2

Çizelge 4.14. Tasarım no:6 ve tasarım no:8 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:6	Tasarım No:8	Fark
100 kg/h	436 Watt	422 Watt	> %3,3
200 kg/h	866 Watt	836 Watt	> %3,6
250 kg/h	1079 Watt	1040 Watt	> %3,8

R1234yf gazı kullanıldığında sistemde ise kesitler arası kıyaslama yapıldığında (Tasarım No: 1-3 ile 2-4), 15 dişe sahip kesitin, 10 dişli kesite göre her bir debi de yine yaklaşık % 3-4 arası daha yüksek ısı transferi sağladığı görülmüştür (Çizelge 4.15, Çizelge 4.16).

Çizelge 4.15. Tasarım no:1 ve tasarım no:3 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:1	Tasarım No:3	Fark
100 kg/h	391 Watt	378 Watt	> %3,4
200 kg/h	775 Watt	750 Watt	> %3,3
250 kg/h	966 Watt	934 Watt	> %3,4

Çizelge 4.16. Tasarım no:2 ve tasarım no:4 karşılaştırma tablosu

Kütlesel Debi	Tasarım No:2	Tasarım No:4	Fark
100 kg/h	226 Watt	218 Watt	> %3,7
200 kg/h	448 Watt	433 Watt	> %3,5
250 kg/h	558 Watt	539 Watt	> %3,5

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada, öncelikle bir iç ısı değiştiricisinin termal performans parametrelerini belirlemek amacıyla test verileri fiziksel araç üzerinden toplanmıştır. Bu başlangıç şartlarıyla prototip iç ısı değiştiricisi üzerinde fiziksel test gerçekleştirilmiştir. Daha sonra Amesim yazılımında tek boyutlu iç ısı değiştirici modeli kurulup, fiziksel test ile doğruluğu sağlanmıştır. Sonrasında, farklı uzunluklarda ve kesitlerdeki iç ısı değiştirici modelleri üzerinde ısı transferi değerleri, R290 ve R1234yf gazları için incelenmiştir.

Çizelge 4.1 ile 4.8 ‘de verilen 8 farklı analiz sonuçları incelendiğinde, R290 gazının daha yüksek ısı transferi sağlayarak R1234yf’ye göre daha verimli alternatif soğutucu olduğu anlaşılmıştır. Eğer sistem tasarımında en yüksek ısı transferi hedefleniyorsa, en iyi tasarım alternatifi 600 mm uzunluğa sahip ve Şekil 3.2’de verilen 15 dişli kesite sahip ekstrüze edilmiş boru seçilmelidir.

IHX parçasının uzunluğunun artması aynı zamanda üretim maliyetlerinin ve araç üzerine gelen ağırlığın da artması anlamına gelmektedir. Bu nedenle en yüksek ısı transferi gözlemlenen Tasarım No: 5 yerine, R290 akışkanı kullanılan bir sistemde, daha kısa IHX seçilebilir. 350 mm uzunluğunda bir IHX seçildiğinde yaklaşık %40 kadar IHX parçası üzerinde ağırlık azaltılabilir. Boru boylarında kısalma olduğu içinde ortalama %20 kadar da maliyet avantajı sağlanabilir.

R1234yf’de kullanılan 600 mm ve 15 dişli kesite sahip bir iç ısı değiştiricisiyle %8 farkla benzer termal performansa sahip olan, 10 dişli kesite ve 350 mm uzunluğa sahip bir iç ısı değiştiricisi R290 kullanılan bir sistemde kullanılabilir.

Kesitlerin incelenmesinden görüldüğü üzere, gaz tipinden bağımsız olarak, 15 dişli kesite sahip bir IHX, yaklaşık %3-4 daha fazla ısı transferi sağlamaktadır. Bu verilere göre 15 dişli kesitin diğer kesite göre daha iyi bir alternatif olduğunu göstermektedir.

Sonuçlar debiler özelinde incelendiğinde, R290 akışkanı kullanılan sistemde 100kg/h debide alınan sonuç ile R1234yf akışkanı kullanılan sistemde 200 kg/h debide alınan sonuçlar birbirine yakındır. Bu sonuçlardan anlaşıldığı üzere, R290 akışkanı kullanılan

sistem daha düşük debilerde de çalışarak benzer sonuçlar verebilir. Bu sayede kompresörün çektiği güç daha azaltılarak sistem harcadığı enerji azaltılabilir.

Ayrıca R290 ile 600 mm IHX kullanımında analiz sonuçları incelendiğinde, yüksek basınçta sıvı fazdaki akışkanının 45 ºC giriş sıcaklığı, IHX çıkışında yaklaşık 35 ºC olduğu görülmüştür. Buda sıvı fazdaki akışkanın ayrıca 10 ºC daha fazla soğutulduğu anlamına gelmektedir.

Bu çalışmadan yola çıkılarak gelecekte çalışılabilecek alternatifler olarak, basınç kayıplarının modellemesi yapılarak, farklı büküm sayılarının kayıplara etkisi incelebilir. Ayrıca, R290 kullanılan bir araç klima sistemi tek boyutlu olarak modellenebilir. Bütün araç modeli kurulduktan sonra R290 kullanımın sağladığı termal avantajlar incelenebilir ve mevcutta kullanılan R134a ve R1234yf gibi soğutucu akışkanlar ile karşılaştırılabilir. Bütün araç modeli üzerinde yine IHX modeli ekleyerek termal çevrim sonuçları kıyaslanabilir. Basınç kayıpları ile modellemesi yapılan bir iç ısı değiştiricisinin basınç kaybının bütün araç soğutma performansına etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

Simcenter Amesim Rev13 SL2 User's guide – LMS Imagine, Lab Amesim

American Society of Heating, R. a.-C. (1993). ASHRAE Handbook. *ASHRAE Handbook Fundamentals.* içinde

Bahrami, S., Beigi, H. M., & Sabour, M. H. (2010). Experimental Analysis of Internal Heat Exchanger for Automotive A/C System. *Proceedings of the ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis.* Istanbul.

Bayram, H. (2019). *ELEKTRİKLİ TAŞITLAR İÇİN İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE PERFORMANS VE ENERJİ KULLANIMI AÇISINDAN İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI.* BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI - Doktora Tezi.

Bošnjakovic', M., Santa, R., & Katinic', M. (2023). Experimental Testing of a Water-to-Water Heat Pump with and without IHX by Using Refrigerants R1234yf and R1234ze(E). *Sustainability*.

Cho, H., Lee, H., & Park, C. (2013). Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering*.

Direk, M., & Soylu, E. (2018). The Effect of Internal Heat Exchanger Using R1234ze(E) as an Alternative Refrigerant in a Mobile Air-Conditioning System. *Journal of Mechanical Engineering*, 114-120.

Direk, M., Kelesoglu, A., & Akin, A. (2017). Drop-in Performance Analysis and Effect of IHX for an Automotive Air Conditioning System with R1234yf as a Replacement of R134a. *Journal of Mechanical Engineering*, 314-319.

ECHA. (2006). *Annex XV Restriction Report- Proposal for a Restriction- Per-and Polyfluoroalkyl Substances (PFASs.* European Chemicals Agency, .

European Parliament and of the Council, D. 2. (2006). *Emissions from air conditioning systems in motor vehicles.* EU, Strasbourg: Official Journalof the European Union.

Gungor, U., & Hosoz, M. (2021). Experimental performance evaluation of an R1234yf automobile air conditioning system employing an internal heat exchanger. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 50-59.

Jones, A., Wolf, A., & Kwark, S. M. (2022). Refrigeration system development with limited charge of flammable Refrigerant, R-290. *Thermal Science and Engineering Progress*.

Klein, S. A., Reindl, D. T., & Brownell, K. (2000). Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 588-596.

Kumamoto, S., & Ohno, H. (2018). Development of an Internal Heat Exchanger (IHX). *CALSONIC KANSEI TECHNICAL REVIEW vol.14*.

Kye-Kwangand, C., & Seong-Ryeol, H. (2015). Numerical Study for Connecter and Section Shape of the Internal Heat Exchanger on Automotive Air Conditioning. *Indian Journal of Science and Technology*, 144-148.

Li, H., & Tang, K. (2021). A comprehensive Study of Drop-in Alternative Mixtures for R134a in a Mobile Air-Conditioning Sytem. *Applied Thermal Engineering*.

Li, H., Tong, L., Xu, M., Wei, W., Zhao, M., & Wang, L. (2018). Study on energy saving effect of IHX on vehicle air conditioning system. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 121*. IOP Publishing.

Maakoul, A. E., Laknizi, A., Saadeddine, S., Abdellah, A. B., Meziane, M., & Metoui, M. E. (2017). Numerical design and investigation of heat transfer enhancement and performance for an annulus with continuous helical baffles in a double-pipe heat exchanger. *Energy Conversion and Management 133*, 76-86.

Patel, B. K., & Engineer, P. R. (2023). Thermal analysis of Automobile air conditioning system with internal heat exchanger for modern low GPW refrigerant. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*.

Petrone, A. L. (2018). *Improvement of the energy consumption of an internal combustion vehicle according to the 2021 EU emission limit.* Torino: POLITECNICO DI TORINO - Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare - Master Thesis.

(REACH (EU 1907/2006)). *Proposal for a restriction - Per-and polyfluoroalkyl substances (PFASs).* ECHA - European Chemicals Agency.

Qi, Z. (2015). Performance Improvement Potentials of R1234yf Mobile Air Conditioning System. *International Journal of Refrigeration*.

Sah, R. P., Das, R. K., & Tiwari, V. (2014). Analysis of Vapour Compression Refrigeration System with Refrigerants R134a, R143a, R152a, R290 and R32. *INTERNATIONAL JOURNAL OF INNOVATIVE RESEARCH & DEVELOPMENT*.

Sánchez, D., Andreu-Nácher, A., Calleja-Anta, D., Llopis, R., & R, C. (2022). Energy impact evaluation of different low-GWP alternatives to replace R134a in a beverage cooler. Experimental analysis and optimization for the pure refrigerants R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a and R744. *Energy Conversion and Management*.

Sánta, R. (2021). Comparative Analysis of Heat Pump System with IHX Using. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 363-371.

Seybold, L., Hill, W., & Zimmer, C. (2010). Internal Heat Exchanger Design Performance Criteria for R134a and HFO-1234yf. *SAE International*.

Tritjahjono, R. I., Imbang, R., Sumeru, K., Setyawan, A., & Sukri, M. F. (2019). Evaluation of Subcooling with Liquid-Suction Heat Exchanger on the Performance of Air Conditioning System Using R22/R410A/R290/R32 as Refrigerants. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*.

UNEP. (1987). Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Laywe, final act. *United Nations Envirenment Programme*.

Yadav, S., Liu, J., & Kim, S. C. (2022). A comprehensive study on 21st-century refrigerants - R290 and R1234yf: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*.

Zhang, W., Li, W., Cernicin, V., & Hrnjak, P. (2024). Theoretical and experimental investigation on the effects of internal heat exchangers on a reversible automobile R744 air-conditioning system under various operating conditions. *Applied Thermal Engineering*.

Zhang, Y., Liu, C., Wang, T., Pan, L., Li, W., Shi, J., & Chen, J. (2019). Leakage analysis and concentration distribution of flammable refrigerant R290 in the automobile air conditioner system. *International Journal of Refrigeration*.

Zilio, C., Brown, J., Schiochet, G., & Cavallini, A. (2011). The Refrigerant R1234yf in Air Conditioning Systems. *Energy*.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Kağan BAYRAKTAR
Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA / 1987
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Bursa Demirtaşpaşa Teknik Lisesi / Elektronik
Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi / Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi / Otomotiv Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : TOFAŞ / ARGE / Araç İklimlendirme Sistem Yöneticiliği

İletişim (e-posta) : kaganbayraktar@gmail.com

1. Yayınları : Bayraktar, K.; Kocabıçak, Kamış, Z., 2024, "Farklı Kesitlere Sahip İç Isı Değiştiricisinin (IHX) R290 ve R1234yf Soğutucu Akışkanları Kullanarak Termal Performansının 1 Boyutlu Analiz Yöntemiyle İncelenmesi" ICENSS'24, 24-25 Mayıs, Ankara.