

RADYAL KOMPRESÖRLERDE KANAT PARAMETRELERİNİN AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN CFD TABANLI İNCELENMESİ

Barış Can SARITAŞ¹, Hamza TOPÇU,² Şeref SOYLU²

¹Polat Group Redüktör Aydın/Türkiye, *b.saritas@pgr.com.tr*

²Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü Kocaeli/Türkiye, *hamzatopcux@gmail.com*

²Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomobil Anabilim Dalı Kocaeli/Türkiye, *seref.soylu@kocaeli.edu.tr*

ÖZET

Bu çalışmada, havacılık sektöründe kullanılan mikro turbojet motorlara ait radyal kompresör çarkının geometrik parametreleri incelenmiştir. Kanat sayısı, kanat dibi ve ucu giriş-çıkış açıları gibi tasarım parametrelerinin kompresörün verim ve basınç farkı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Literatürde deneysel verileri bulunan bir kompresör çarkı referans alınarak doğrulama çalışması gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları %3,15 hata ile literatürle uyumlu bulunmuştur. Çalışmanın ilk aşamasında kompresör geometrisi ANSYS BladeGen kullanılarak oluşturulmuş, Turbogrid yazılımı ile ağ yapısı hazırlanmış ve CFX kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri yapılmıştır. Ardından, kanat parametrelerinin kompresör performansı üzerindeki etkilerini belirlemek amacıyla OptiSLang yazılımı altında bulunan Sensitivity aracı kullanılmıştır. Her bir geometrik parametre belirli oranlarda değiştirilerek toplamda 34 farklı durum analiz edilmiştir. Kanat sayısı için 6 farklı durum, kanat giriş açıları için 11 ve çıkış açıları için 17 farklı durum oluşturulmuştur. Elde edilen analiz sonuçları, parametre değişimlerinin kompresörün verim ve basınç farkı üzerindeki etkilerini ortaya koymuştur. Çalışma kanat sayısı parametresi için verimde % 2,79, basınç artışında ise %2,46'ya varan iyileşme elde edilmiştir. Çark kanat giriş açısı için verimde %8,47, basınç artışında ise %6,82'ye varan iyileşme elde edilmiştir. Çark kanat çıkış açısı için verimde %1,61, basınç artışında ise %7,97'e varan iyileşme elde edilmiştir. Bu çalışma, radyal kompresör tasarımında sayısal analiz ve optimizasyon yöntemlerinin etkinliğini göstererek, mikro turbojet motorlar için yüksek verimli ve kompakt kompresör tasarımlarına katkı sağlamayı hedeflemektedir. Ayrıca, elde edilen geometriler gelecekte 3B yazıcı ile üretim ve deneysel testler için referans teşkil etmektedir.

Anahtar Kelimeler: Kanat geometrisi, Parametrik Optimizasyon, Mikro turbojet, Sensitivity, AMOP (Adaptive Metamodel of Optimal Prognosis).

1. GİRİŞ

Radyal kompresörler, yüksek basınç oranı, kompakt yapı ve yüksek güvenilirlik gibi özellikleri nedeniyle havacılık, otomotiv, enerji üretimi ve proses endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Radyal kompresörler emilen havaya enerjiyi transfer ederek basınç ve kinetik enerjiyi artırır. Radyal kompresörlerin performansını belirleyen en önemli unsurlardan biri, kanatçıkların geometrik özellikleridir. Radyal kompresörlerde basınç artışının yarısı çark, yarısı ise difüzör tarafında gerçekleşmektedir (Saravanamuttoo, Rogers, Cohen, Straznicky & Nix, 2017). Kanat giriş ve çıkış açıları, kanat sayısı gibi parametreler akış karakteristiğini, basınç dağılımını ve verimi doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle, kanat geometrisinin optimizasyonu hem akış ayrılımlarının önlenmesi hem de toplam basınç oranının artırılması açısından kritik

öneme sahiptir (Bilgin, 2020; Kovář, 2021). Literatür çalışmalarına bakıldığında, difüzör ve salyangoz bileşenlerine oranla, kompresörün performansını belirlemede merkezi bir role sahip olan çark tasarımına odaklanan araştırmaların daha yaygın olduğu görülmektedir (Bilgin, 2020).

Bilgin (2020) çalışmasında 12,8 litre dizel motor kompresörünü üç farklı çalışma noktasında inceleyerek çark tasarım parametrelerinde değişiklikler yapmış ve nümerik analizler sonucunda, kanat açıları, kanat sayısı, kanat ucu eğimi ve ara kanat uzunluğu gibi parametrelerin optimizasyonu ile kompresörün izentropik veriminde çalışma noktalarına göre %1,7–%2,5 oranında artış elde etmiştir.

Kovář (2021) çalışmasında, radyal kompresörlerin ön tasarımı için bir boyutlu bir tasarım algoritması geliştirilmiştir. Geliştirilen model, temel süreklilik ve termodinamik denklemlere dayanmakta olup, giriş parametrelerinin verim üzerindeki etkileri duyarlılık analiziyle incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, performansı en çok etkileyen dokuz parametre belirlenmiş ve bu parametreler kullanılarak çok kriterli bir optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, uygun tasarım parametreleriyle %80'in üzerinde izentropik verim ve 4,6'ya kadar basınç oranı elde edilmiştir.

Radyal kompresör impelleriyle ilgili üzerinde sıkça durulan bir diğer önemli konu ise, uç boşluğunun kompresör performansı üzerindeki etkisidir. S.M. Swamy ve arkadaşlarının çalışmasına göre, uç boşluğu değeri arttıkça işletme aralığı daralmaya başlamakta ve kompresörde statik basınç artışı azalmaktadır; bu durum akış ayrılması benzeri davranışın temel nedenidir. Küçük bir uç boşluğu ise, uç boşluğu akışı ile ana akış kanalı akışı arasındaki etkileşimlerden kaynaklanan kayıpları azaltmaktadır.

Uç boşluğuyla ilgili en önemli sorunlarda birisi de kanat ucundaki basınç farklarından kaynaklanan ve gövde ile kanat ucu arasında oluşan ikincil akışlardır (Engin, Gur ve Scholz, 2006). Kanat üzerinde sınır tabaka ayrılması meydana geldiğinde uç sızıntısı artmakta, dolayısıyla hem kanat açıları hem de uç duvarı geometrisinin optimize edilmesi gerekmektedir (Dragan, 2014).

Soylemez, Behçet ve Parlak (2024) çalışmasında, tandem kanatlı radyal kompresörlerin performansını artırmak amacıyla sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri ve genetik algoritma tabanlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, kanat geometrisi parametrelerinin toplam basınç oranı ve izentropik verim üzerinde önemli etkiler oluşturduğu belirlenmiştir. Optimizasyon süreci sonunda elde edilen tasarım, literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırıldığında %1,98 ile %0,35 arasında değişen düşük hata oranları göstermiştir. Bu sonuçlar, tandem kanatlı kompresör tasarımlarında sayısal yöntemlerin etkinliğini doğrulamıştır.

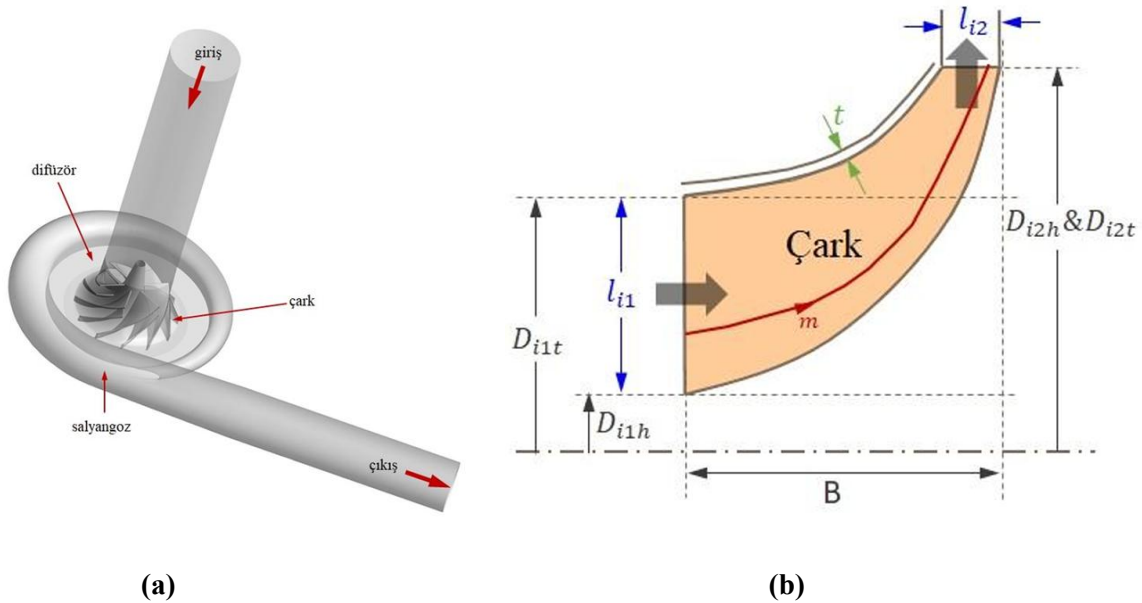
Yılmaz (2020) çalışmasında, TEI tarafından belirlenen tasarım sınırları dâhilinde bir mini jet motoruna ait radyal kompresör çarkının akış ve mekanik analizleri gerçekleştirilmiştir. Öncelikle teorik tasarım yapılarak ANSYS BladeGen ortamında ilk kanat geometrisi oluşturulmuş, ardından tasarım ve tasarım dışı noktalar için HAD analizleri yürütülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre kanat profili iyileştirilmiş ve hedef performans değerleri sağlanana kadar süreç tekrarlanmıştır. Akış analizlerinin ardından gerilme, deformasyon, titreşim, disk infilakı ve düşük çevrimli yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Son aşamada, kompresörün performans haritası çıkarılmış ve TEI test sonuçları ile HAD verileri karşılaştırılmıştır. Analizler, HAD ve FEA yöntemlerinin mini jet motoru kompresör tasarımlarında etkin ve güvenilir araçlar olduğunu göstermiştir. Bu çalışma, mikro türbin kompresör çarklarının baştan

sona tasarım sürecine yönelik bütüncül bir yaklaşım sunmaktadır.

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde kanat parametrelerinden kanat sayısının artması, akışın daha düzgün yönlendirilmesini sağlayarak kayıpları azaltabilir. Ancak, aşırı artış sürtünme ve blokaj etkilerini artırarak verimi düşürür ve basınç artışını sınırlar. Kanat giriş açısı (β_1) uygun seçilen giriş açısı, akışın kanada düzgün girmesini sağlayarak dönüş kayıplarını azaltır ve verimi artırır; hatalı açı ise akış ayrılmasına neden olarak verimi düşürür. Kanat çıkış açısı (β_2): Çıkış açısının büyütülmesi, akışın daha fazla enerji kazanmasına neden olarak basınç oranını artırabilir; ancak çok büyük açılar akış ayrılmasına yol açarak verimi düşürür. (Japikse, 1996) şeklinde yorum yapmak mümkündür.

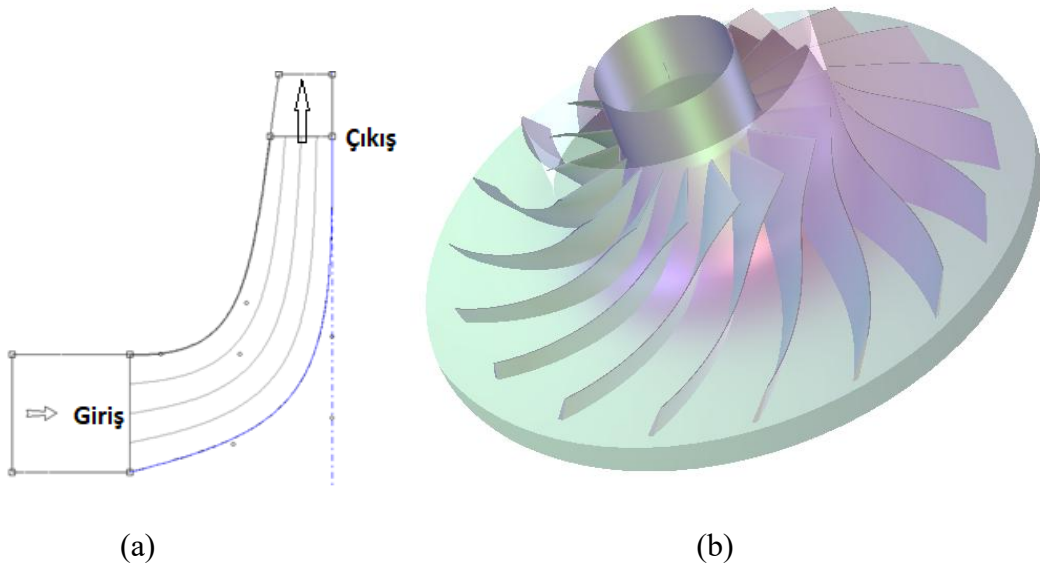
2. METARYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada kullanılan temel materyal Şekil 1 ve Şekil 2’de görüldüğü gibi bir radyal kompresör çarkıdır. Çark verileri, literatürde deneysel verileri bulunan ve doğrulama amacıyla referans alınan bir tasarımdır. 0,833 kg/s kütleli debiye sahip, maksimum 23 000 rpm dönme hızına sahip çark çapı 250 mm olan ve 18 kanat sayısına sahip kompresör çarkına optimizasyon çalışması yapılmıştır.



Şekil 1. Kompresör şematik gösterimi (a), çark meridyonel görünümü (b)

Kompresör geometrisi ANSYS BladeGen kullanılarak Şekil 2’de görüldüğü gibi üç boyutlu olarak modellenmiş, Turbogrid ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri için ağ yapısı hazırlanmış ve ANSYS CFX ile HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2 Optimizasyonu yapılacak çarka ait, BladeGen yazılımı kullanılarak oluşturulan meridyen görünümü (a), kanat görünümü (b).

2.1 Optimizasyon süreçleri

Kompresör çark geometrik tasarım parametrelerinin kompresör performansı üzerindeki etkilerini belirlemek amacıyla OptiSlang yazılımı altında bulunan Sensitivity aracı kullanılmıştır. Çalışmada kanat sayısı, kanat dibi ve kanat ucu giriş-çıkış açıları olmak üzere beş tasarım parametresi Tablo 1’de belirtildiği gibi incelenmiş, her bir parametre belirli aralıklarla değiştirilerek toplam 34 farklı tasarım durumu oluşturulmuş ve sayısal analizleri yapılmıştır. Analizler sonucunda, parametre değişimlerinin kompresörün verim ve basınç farkı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen geometriler, gelecekte 3B yazıcı ile üretim ve deneysel testler için referans olacak şekilde optimize edilmiştir.

Tablo 1. Çark tasarım parametrelerinin değişimi

	Kanat Dibi (° derece)	Kanat Ucu (° derece)
Giriş açısı(β_1)	0*	65
	2,5	67,5
	5	70
	7,5	72,5*
	10	75
		77,5
Çıkış açısı(β_2)		15
		20
		25
		35
	55	40
	57,5	45*
	60*	50
	62,5	55
	65	60
		65
		70
		75
Kanat sayısı	15	
	16	
	17	
	18*	
	19	
	20	
Not: * işareti ile belirtilen açı ve kanat sayısı mevcut kompresör değerlerini vermektedir.		

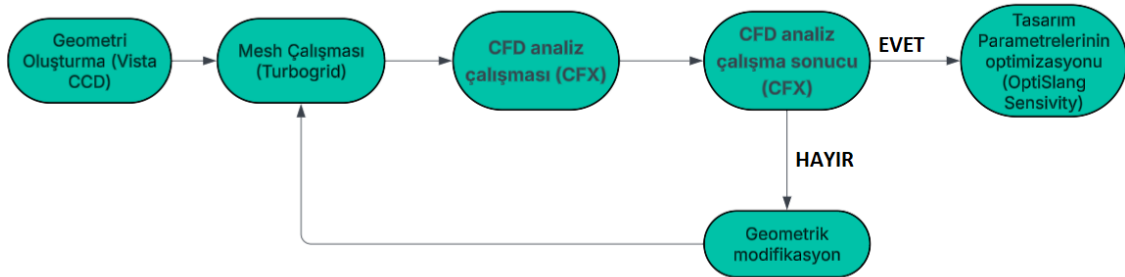
2.2 Analiz Metodolojisi

Radyal kompresör çark geometrik parametrelerinin incelenmesi çalışmasında literatürde deneysel verileri ve geometrik boyutları verilen çalışma ele alınmıştır. Bu amaçla, bu çalışmadaki sayısal verileri doğrulamak üzere, test düzeneği Virginia Üniversitesi Döner Makine ve Kontrol Laboratuvarı (ROMAC) tarafından tasarlanmış endüstriyel boyutlu bir kompresör seçilmiştir (Japikse, 1996). Literatürde deneysel verileri bulunan radyal kompresör ele alınmıştır. Tablo 2’de verilen değerler kullanılarak tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

Tablo 2 Kompresör tasarım parametreleri (Japikse, 1996).

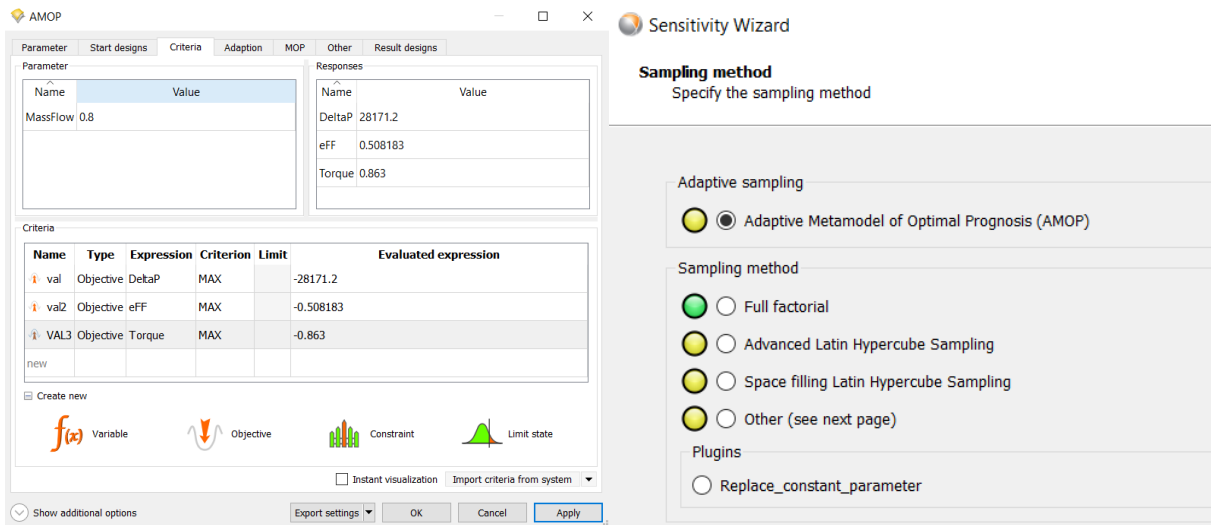
Parametre	Değer
Maksimum hız (d/d)	23000
Tasarım kütleli debi (kg/s)	0,833
Tasarım basınç oranı	1,68
Çark dış çapı (mm)	250
Çark uç kanat yüksekliği (mm)	8,21
Giriş göbek çapı (mm)	56,3
Giriş çapı (mm)	116,72
Kanat sayısı	18

Radyal kompresör tasarım sürecini kolaylaştırmak için yapılan araştırmaları inceleyerek bir metodoloji oluşturulmuştur. Bu metodoloji kullanılarak kompresör, istenen özelliklere göre parametrik olarak tasarlanabilir hale getirilmiştir. Tasarım metodolojisi Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3 Tasarım metodolojisi

CFD Analiz çalışmaları sonucu elde edilen veriler doğrultusunda çark geometrik tasarım parametrelerinin optimizasyon süreci Ansys programında bulunan OptiSlang Sensivity aracı vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Şekil 4'da arayüzü gösterilen programda, parametre olarak seçilen geometrik özelliğin sınır değerleri program aracılığıyla tanımlanmaktadır. Analiz sürecinde minimize ve maksimize edilmesi istenen kriterler belirlenir ve optimizasyon çözüm yöntemi olarak da AMOP (Adaptive Metamodel of Optimal Prognosis) kullanılmaktadır. Kullanılan bu yöntem karmaşık yüksek maliyetli sayısal analizlerin sonuçlarını yaklaşık matematiksel modeller ile temsil eder. Farklı kombinasyonlarda çok hızlı optimizasyon yapmaya izin vermektedir. Dolayısıyla, çalışmada kanat parametrelerinin değişiminin incelenmesinde bu metod kullanılmıştır.



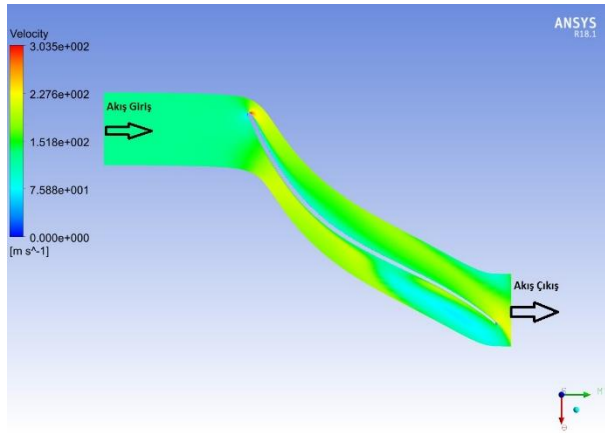
(a)

(b)

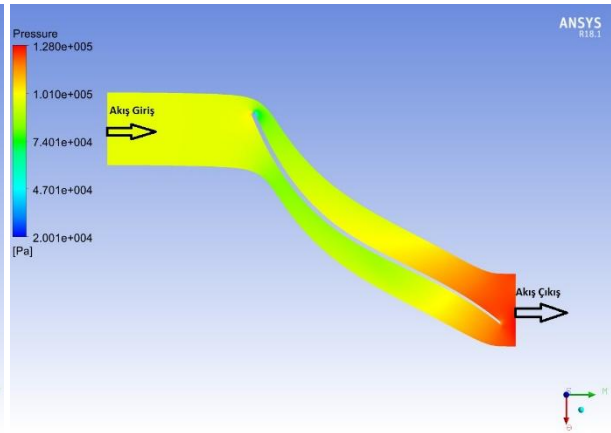
Şekil 4 Tasarım parametrelerinin çözümünün gerçekleştirildiği OptiSlang sensivity aracının ara yüzü(a), çözüm yöntemi (b)

3. BULGULAR

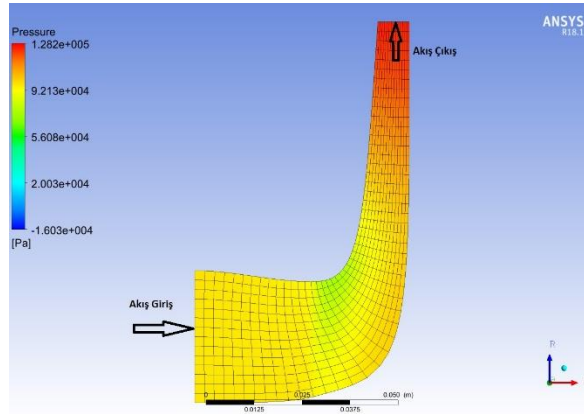
CFD analiz çalışması sonucu elde edilen kontürler Şekil 5'te verildiği gibidir. Bu CFD analizi sonuçları, radyal kompresör kanalındaki akış dinamiklerini görselleştirmektedir. Akışkan, kanala girerken (a) hız kontüründe gözlemlendiği gibi çark/kanal boyunca önemli ölçüde artmaktadır. Kompresörün temel işlevi olan sıkıştırma işlemi ise, (b) ve (c) basınç Kontürleri ile doğrulanmaktadır; akışkanın kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüştürülmesi sayesinde çıkış statik basıncı önemli ölçüde artış göstermektedir. Termodinamik açıdan bakıldığında, sıkıştırma işi ve sürtünme etkileri, (d) sıcaklık kontüründe görüldüğü üzere akış boyunca sürekli bir sıcaklık artışına neden olmuştur. Sonuç olarak, bu kontür haritaları, kompresörün hedeflenen çalışma koşullarında başarılı bir şekilde akışkanı hızlandırdığını, sıkıştırdığını ve enerji transferini beklenen aerodinamik prensiplere uygun olarak gerçekleştirdiğini kanıtlamaktadır.



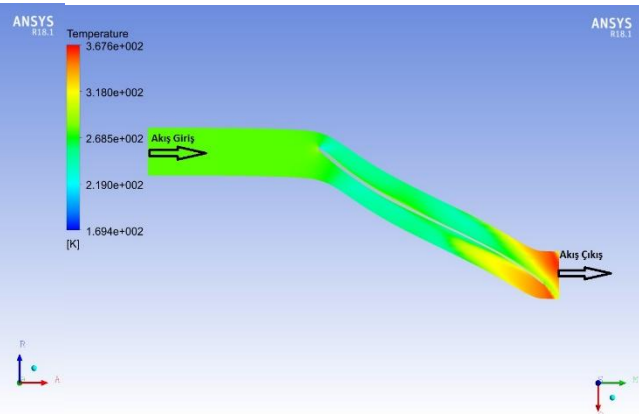
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 5 CFD analiz sonucu elde edilen kontürler hız (a), basınç (b), meridyonel basınç (c), sıcaklık (d)

3.1 Çark Tasarım Parametrelerinin Kompresör üzerindeki Etkisi

Çark tasarımı parametrelerinin değiştirilmesiyle oluşturulan otuz dört farklı duruma ait analiz sonuçlarının kompresör çarkının basıç değişimi ve verime olan etkileri Tablo 3a ve Tablo 3b’de anlatılmıştır. Yüzde hesabı ‘*’ ile gösterilen mevcut parametreye göre değişimlerini göstermektedir.

Tablo 3a Kanat sayısı parametresi yüzde değişimi

Kanat sayısı	Verim Değişimi (%)	Basınç Değişimi (%)
15	2,37	2,46
16	2,79	2,07
17	0,88	0,53
18*	0	0
19	-0,84	-0,07
20	-1,96	-0,78
Not: * işareti ile belirtilen açı ve kanat sayısı mevcut kompresör değerlerini vermektedir.		

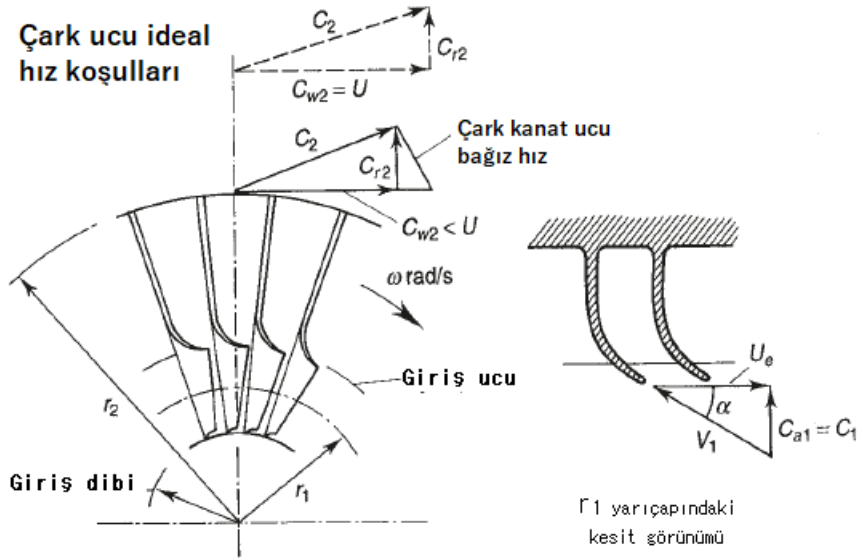
Tablo 3b Kanat ucu ve dibi giriş çıkış açılarının yüzde değişimi

	Kanat Dibi (° derece)	Verim Değişimi (%)	Basınç Değişimi (%)	Kanat Ucu (° derece)	Verim Değişimi (%)	Basınç Değişimi (%)
Giriş açısı(β_1)	0*	0	0	65	8,47	4,99
	2,5	0,68	1,13	67,5	6,65	3,79
	5	2,47	2,93	70	4,22	1,68
	7,5	462	5,14	72,5*	0	0
	10	6,44	6,82	75	-5,42	-5,85
				77,5	-14,9	-15,67
Çıkış açısı(β_2)	55	-0,15	3,98	15	-2,24%	7,97%
				20	-2,09%	7,32%
	57,5	-0,22	-0,09	25	0,53%	0,37%
				35	-0,51%	4,97%
	60*	0	0	40	-0,07%	3,05%
				45*	0,00%	0,00%
	62,5	2,81	-1,31	50	1,28%	-2,99%
				55	1,61%	-7,35%
	65	3,78	-4,38	60	1,37%	-12,82%
				65	0,56%	-19,09%
				70	-0,17%	-27,03%
				75	-2,09%	-40,16%
Not: * işareti ile belirtilen açı ve kanat sayısı mevcut kompresör değerlerini vermektedir.						

Tablo 3 Tasarım parametresi olarak seçilen çark parametrelerinin yüzde değişimi

3.1.1 Kanat Sayısı

Kanat sayısı çark tasarımında önemli parametrelerden birisidir. Kanat sayısı gerekenden az olması durumunda istenen basınç oranları sağlanamayabilir, gerekenden fazla kanat sayısı ise kanatın giriş kısmındaki boğaz bölgesini daraltarak buradan geçebilecek hava miktarını etkilemektedir. Kanat sayısını kayma faktörünü etkilemektedir. Kayma faktörü, radyal kompresör çarkında akışın kanat çıkışında teorik çevresel hız bileşenine tam olarak ulaşamaması sonucu ortaya çıkan farkı ifade eden bir katsayıdır. Şekil 6'da gösterildiği gibi gerçek akış, sınırlı kanat sayısı ve akışın kanatlardan ayrılma eğilimi nedeniyle teorik yörüngesinden sapar; bu nedenle çıkıştaki çevresel hız bileşeni teorik değerden daha küçüktür. Bu farkın oranı kayma faktörü olarak tanımlanır ve genellikle 1'den küçüktür. Kayma faktörü $\sigma = 1 - (0.63\pi) / n$ şeklinde formülüze edilmektedir. n kanatçık sayısını ifade etmektedir. Kayma faktörü azaldıkça kompresörün basınç artışı ve toplam enerji dönüşümü de azalır; dolayısıyla bu faktör, kompresörün performans analizinde önemli bir düzeltme parametresidir (Saravanamuttoo, Rogers, Cohen, Straznicky & Nix, 2017).



Şekil 6 Çark çıkışındaki ideal ve gerçek hız üçgenleri (Saravanamuttoo, Rogers, Cohen, Straznicky & Nix, 2017).

Şekil 7'de mevcut kompresörün başka herhangi bir tasarım parametresi değiştirilmeden, sadece kanat sayısının etkisinin incelendiği analize ait sonuçlar görülmektedir. Burada kanat sayısının azaltılmasıyla sürtünme kayıplarının da azalması beklenmektedir. Ancak, değişen kanat sayısı ile birlikte akışın kanada giriş açısı değişmektedir. Kanat açısıyla akışın kanada giriş açısı arasındaki farkın artması, kayma faktörünün azalmasına sebep olmuştur. Azalan kayma faktörüyle birlikte artık çark daha az dinamik basıncı statik basınca çevirmeye başlamış, buna bağlı olarak kompresörün verimi ve basınç oranı azalmıştır. Dolayısıyla düşük kanat sayılarında düşük momentum değişiminin, sürtünme kayıplarına kıyasla daha baskın olduğu söylenebilir.

Şekil 7a'da görüldüğü gibi Kanat sayısı arttıkça dikkat edilmesi gereken nokta verim artışının 16 kanat sayısından sonra belirgin derecede azalmıştır. Bu da belirli bir kanat sayısından sonra çarkın boğaz bölgesindeki daralmadan ötürü aslında verimin azalacağı ve her çark için optimum

bir kanat sayısı olduğu anlamına gelmektedir. Bu çalışmada verilen spesifik hız için optimum kanat sayısının 16 olması gerektiği ortaya çıkmaktadır.

Kanat sayısının artması ile akış kanalları daralmaktadır. Sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Sonuç olarak çarkın akışa eklediği momentum aktarımı zayıflamaktadır. Şekil 7b’de görüldüğü üzere belirli bir kanat sayısından sonra artış, akışın düzenini iyileştirmek yerine hidrodinamik kayıpları baskın hale getirerek basınç farkını olumsuz etkilemektedir. Bu grafik, optimum kanat sayısının 15–16 aralığında oluştuğunu, daha yüksek değerlerin ise performans düşüşüne neden olduğunu göstermektedir.



(a)

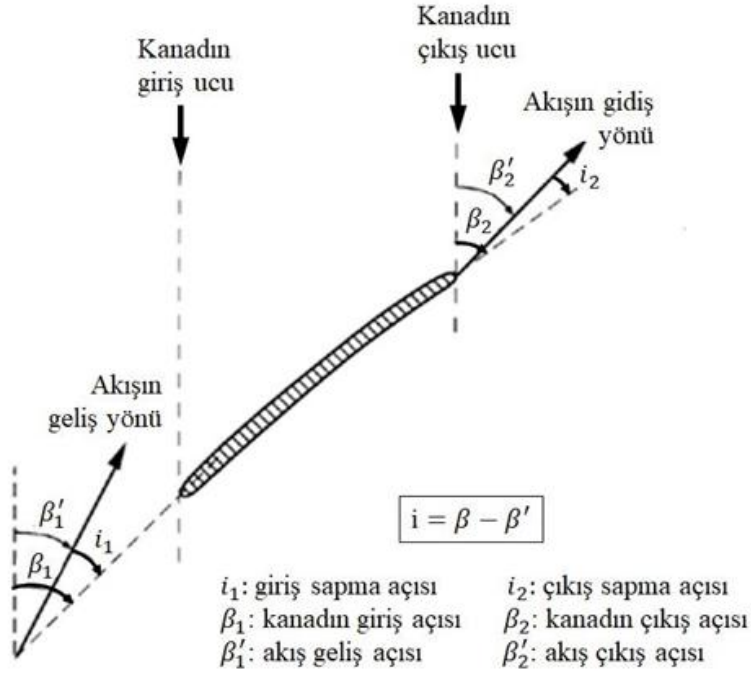


(b)

Şekil 7 Kanat sayısının verime etkisi (a), basınç farkına etkisi (b).

3.1.2 Kanat giriş açısı

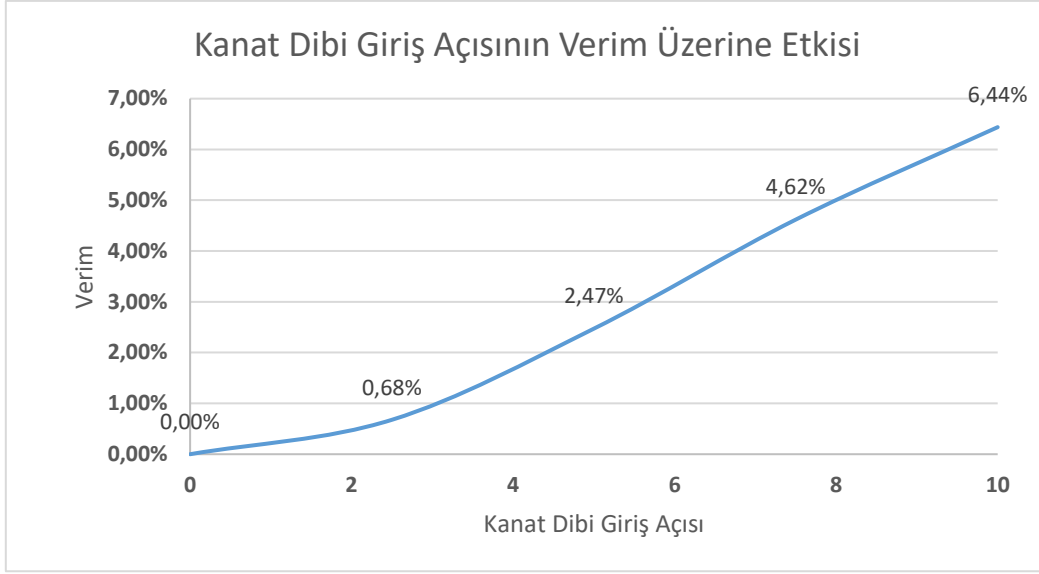
Kanat giriş açısı çark tasarımındaki diğer bir önemli parametredir. Kanat giriş açısı kanat genişliği boyunca farklılık gösterebilir. Çark kanadına ait giriş ve çıkış açıları Şekil 8’de görülmektedir.



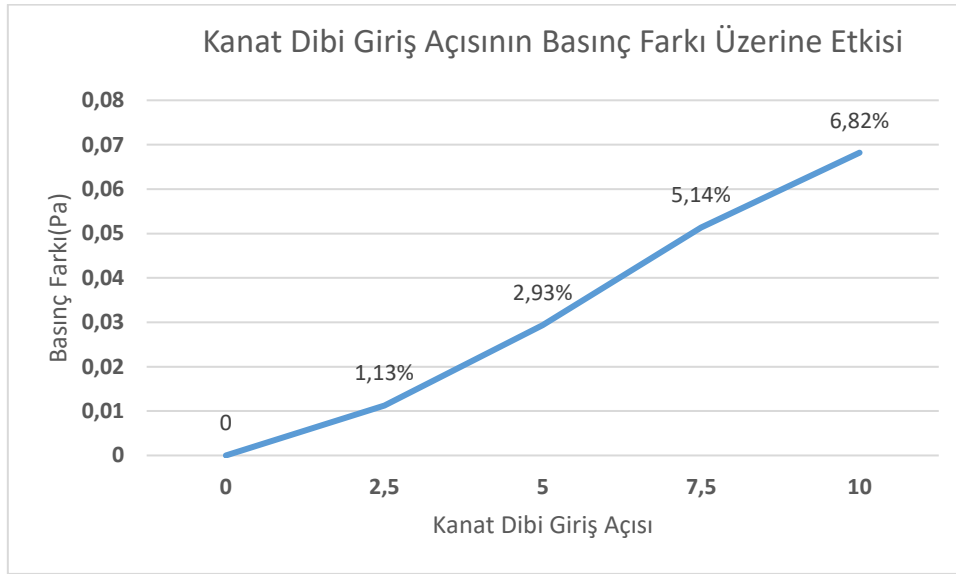
Şekil 8 Çark giriş ve çıkış açılarının gösterimi (SoftInWay Kullanıcı Kılavuzu).

Bu çalışmada giriş açısı, kanat dibi giriş açısı ve kanat ucu giriş açısı olmak üzere iki şekilde incelenmiştir. Kanat dibi giriş açısının etkisi incelenirken kanat ucu giriş açısı ve diğer parametreler sabit tutulmuştur. Kanat ucu giriş açısının etkisi incelenirken de benzer yol izlenmiştir.

Kanat dibi giriş açısı belirlenirken dikkat edilmesi gereken en önemli nokta girişteki sapma açısıdır (inlet deviation ya da incidence angle). Literatürde bu açının sesaltı çalışan (Mach 0.9'a kadar) kompresörler için $0^\circ - 7^\circ$ arasında, transonik bölgede çalışan (Mach 0.9 - 1.3 arası) kompresörler için $-2^\circ - 3^\circ$ arasında olabileceği belirtilmiştir (Japikse, 1996). Literatürde verilen kanat dibi giriş açısı ile Şekil 9'da bulunan sonuç paralellik göstermektedir. Çalışmada verilen spesifik hız için optimum kanat dibi giriş açısının 10 olması gerektiği ortaya çıkmaktadır.



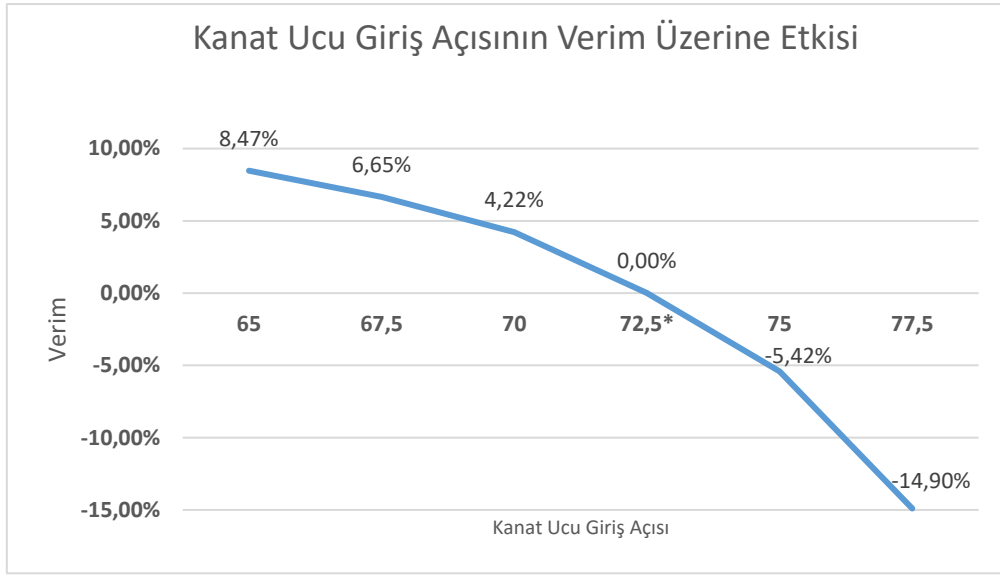
(a)



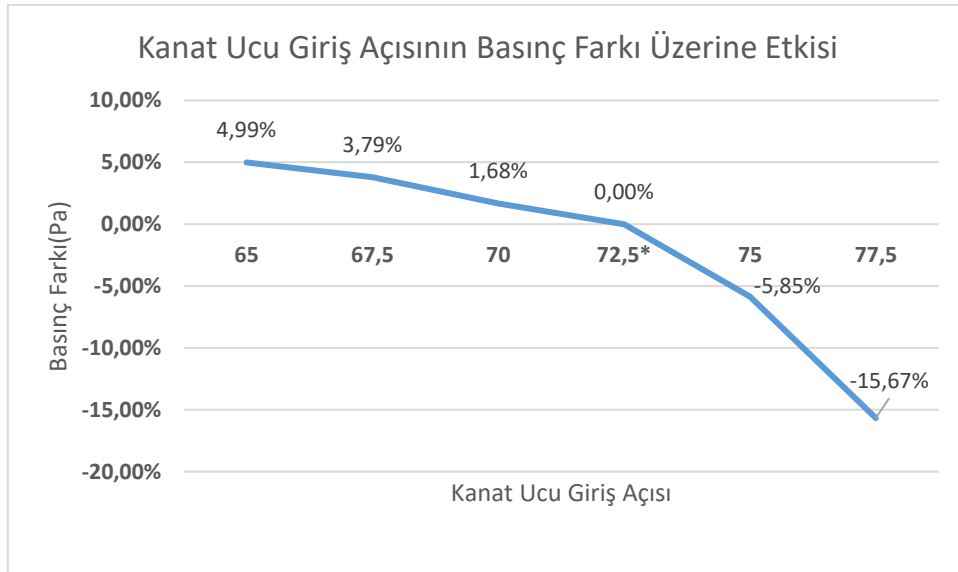
(b)

Şekil 9 Kanat dibi giriş açısının verime etkisi (a), basınç farkına etkisi (b).

Van den Braembussche'ye (2019) göre kanat ucundaki giriş açısı (β_{1S}) 70° 'den küçük olmalıdır. İdeal değer olan 50° - 60° arasında ise giriş kısmındaki Mach sayısı minimize edilmiş olmaktadır. Yapılan çalışma Şekil 10 ile literatür paralellik göstermektedir. Bu çalışmada verilen spesifik hız için optimum kanat sayısının Şekil 10a'da görüldüğü üzere 65° olması gerektiği ortaya çıkmaktadır.



(a)



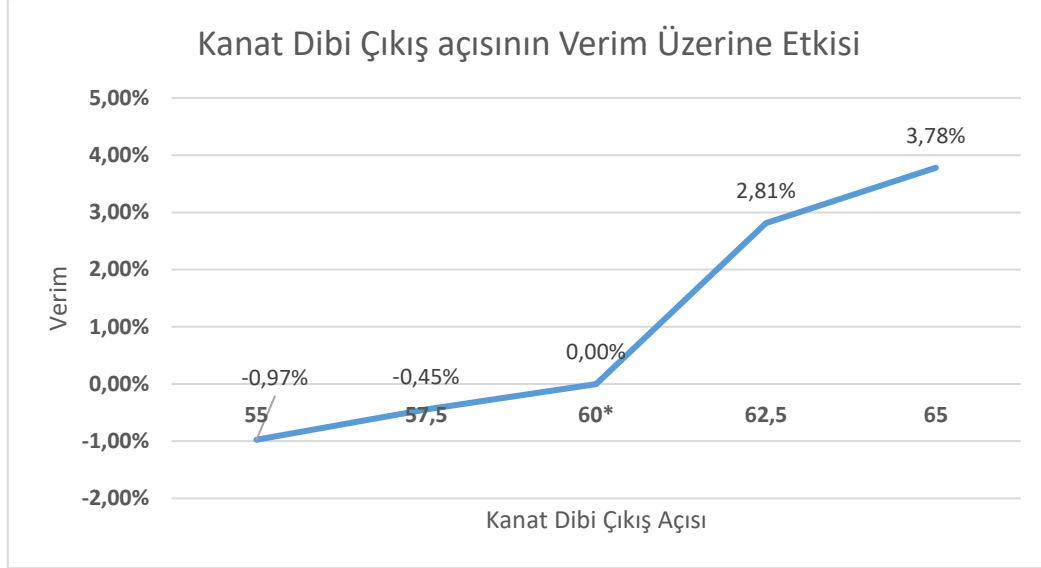
(b)

Şekil 10 Kanat ucu giriş açısının verime etkisi (a), torka etkisi (b) ve basınç farkına etkisi (c).

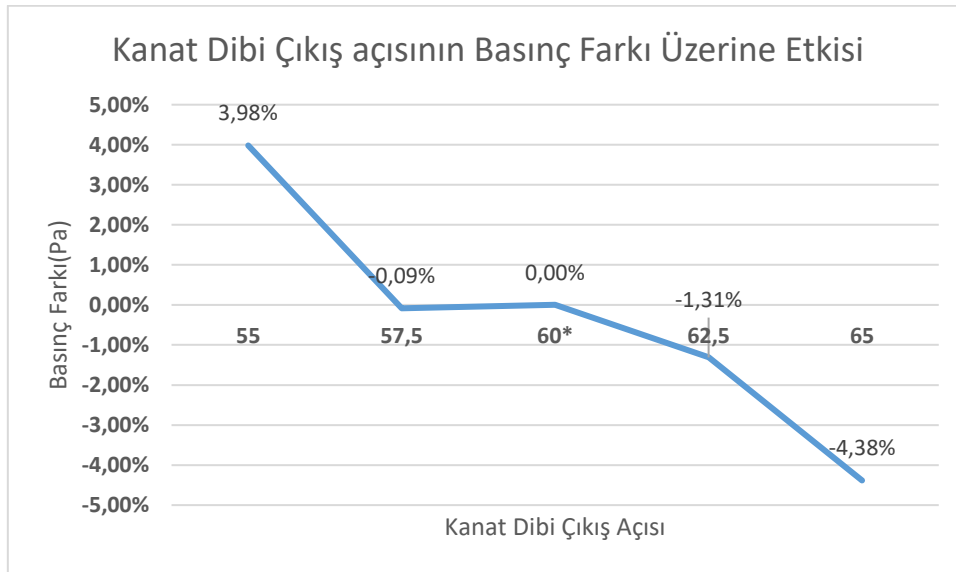
3.1.3 Kanat çıkış açısı

Kanat çıkış açısı çark tasarımındaki diğer bir önemli parametredir. Kanat çıkış açısı kanat genişliği boyunca farklılık gösterebilir. Şekil 11’de de gösterilmektedir. Bu çalışmada çıkış açısı, kanat dibi çıkış açısı ve kanat ucu çıkış açısı olmak üzere iki şekilde incelenmiştir. Kanat

dibi çıkış açısının etkisi incelenirken kanat ucu çıkış açısı ve diğer parametreler sabit tutulmuştur. Kanat ucu çıkış açısının etkisi incelenirken de benzer yol izlenmiştir.



(a)

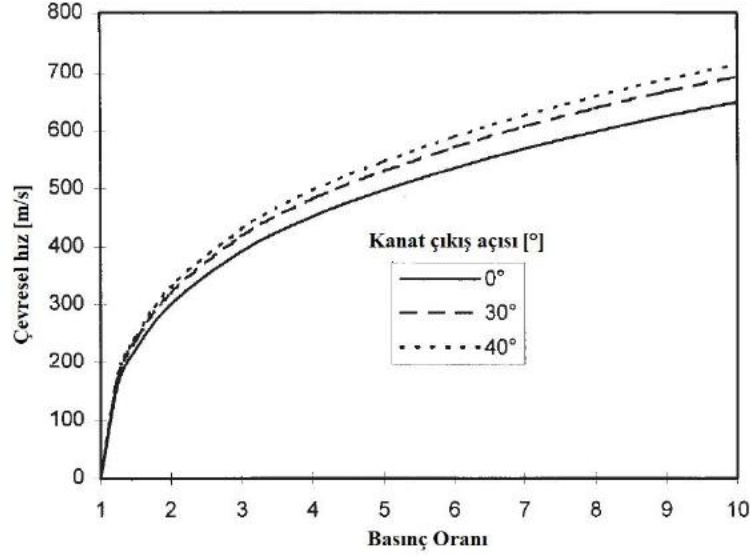


(b)

Şekil 11 Kanat dibi çıkış açısının verime etkisi (a), basınç farkına etkisi (b).

Kanat ucu çıkış açısı, düşük devir sayısına sahip kompresörlerde stabiliteyi ve verimi arttırdığı için 30° - 60° arası tercih edilmektedir. Fakat yine de literatürde kanat çıkış açısı için optimum bir değer aralığı yoktur, bu açı daha çok kanat ve çark üzerindeki stres gibi mekanik ve imalat kapasitesi gibi fiziksel limitlerle belirlenmektedir. Kanat çıkış açısı ne kadar büyük olursa çarktan ayrılıp difüzöre giren akışın kinetik enerjisi de o kadar az olacaktır. Dolayısıyla, daha

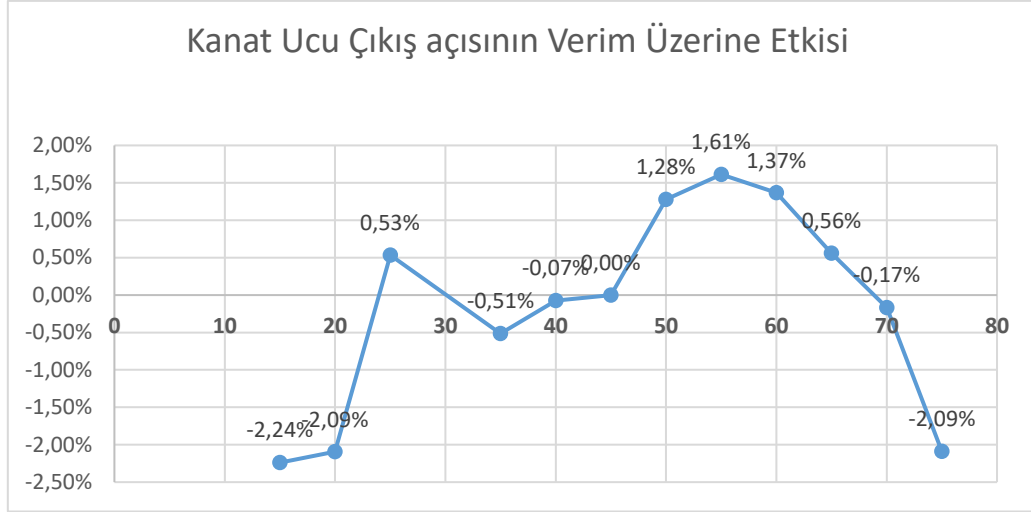
az kinetik enerjiye sahip akış difüzörde daha az kayıp oluşturarak genel performansın ve verimin iyileştirilmesine katkıda bulunacaktır. Bunun yanında Şekil 12’de görüldüğü gibi aynı güce sahip kompresörler için kanat çıkış açısının artmasıyla birlikte çıkıştaki çevresel hız, dolayısıyla kanat üzerindeki stres artacaktır. Özetle, arttırılmış kanat çıkış açısı, çalışma aralığını genişletme ve verimi iyileştirme konularında yardımcı olurken, kanat üzerindeki stresin artmasına sebebiyet vermektedir (Japikse, 1996).



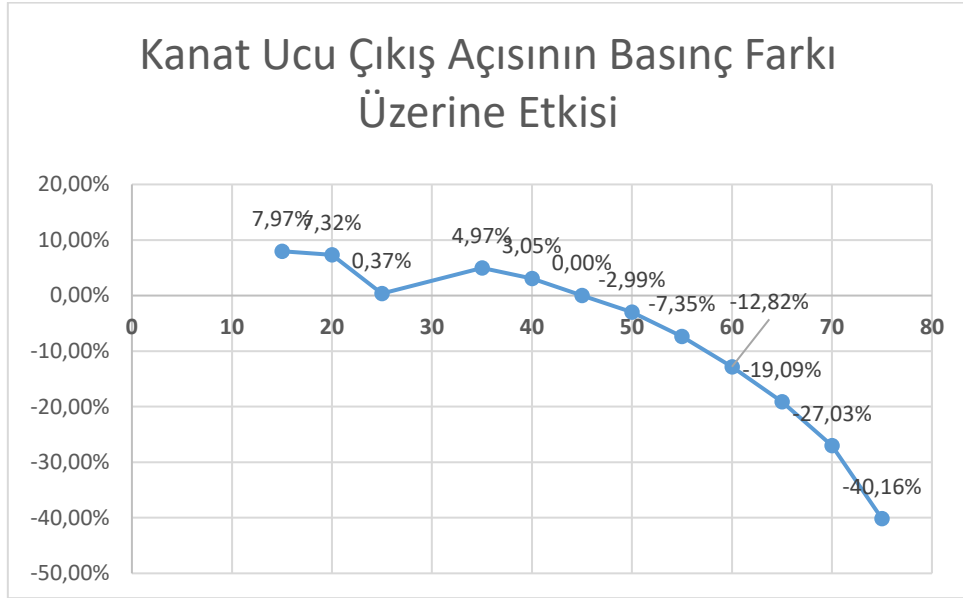
Şekil 12 Kanat çıkış açısı ve çarkın çevresel hızı arasındaki ilişki (Came ve Robinson, 1999).

Çark kanat ucu çıkış açısının verim üzerindeki etkisi Şekil 13’te değerlendirildiğinde, optimum aralığın yaklaşık 30°–60° arasında yer aldığı ve en yüksek verimin 55° civarında elde edildiği görülmektedir. Bu açı değeri, ilgili spesifik hız aralığı için literatürde Japikse’nin çalışmasında bildirilen eğilimlerle uyumluluk göstermektedir (Japikse, 1996).

Çark kanat ucu çıkış açısının belirli çıkış açısından sonra basınç farkı üzerinde azaltıcı etkisi bulunmaktadır. Bu etki çark çıkışı akışkanın kinetik enerjisinin gerekenden daha fazla azalması ve basınç farkına dönüşmemesi ve kanat üzerindeki stresin artmasından dolayı basınç farkını azaltıcı bir etkisi olabilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 13 Kanat ucu çıkış açısının verime etkisi (a), torka etkisi (b) ve basınç farkına etkisi (c).

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, radyal kompresör çarkında kanat sayısı, kanat dibi ve ucu giriş-çıkış açıları gibi temel geometrik parametrelerin kompresörün temel performans parametreleri üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Literatürde bulunan 0,833 kg/s kütleli debiye sahip, maksimum 23 000 rpm dönme hızına sahip çark çapı 250 mm olan ve 18 kanat sayısına sahip kompresör çarkına optimizasyon çalışması yapılmıştır. Elde edilen bulgular, her bir parametrenin akış karakteristiği ve verim üzerinde belirleyici rol oynadığını göstermektedir.

Kanat sayısına ilişkin analizlerde, Şekil 7’de görüldüğü gibi kanat sayısının artmasıyla 16 kanat sayısına kadar verimde belirli bir noktaya kadar artış gözlenmiş, ancak bu durum, belirli bir kanat sayısından sonra akış kanalının daralmasıyla artan sürtünme kayıplarının ve slip faktörün azalması nedeniyle elde edilen basınç kazancını sınırladığını göstermektedir. Elde edilen sonuç, literatürde Japikse (1996) ve Bilgin (2020) tarafından belirtilen “optimum kanat sayısı” yaklaşımı ile paralellik göstermektedir. çalışmada kullanılan spesifik hız için optimum kanat sayısının 16 olduğu belirlenmiştir.

Kanat giriş açıları incelendiğinde hem kanat dibi hem de kanat ucu giriş açıları için akışa giriş koşullarının kritik önemde olduğu görülmüştür. Şekil 9’da özellikle kanat dibi giriş açısının artmasıyla birlikte akışın kanat yüzeyine daha uygun bir şekilde yönlenmesi sonucunda verim değerlerinde artış elde edilmiştir.

Kanat çıkış açısına ait analizlerde, açının artırılmasıyla kompresör veriminin yükseldiği gözlenmiştir. Bu durum, çıkıştaki akış yönünün difüzör girişine daha uygun hale gelmesiyle açıklanabilir. Ancak açı artışıyla birlikte kanat üzerindeki gerilme değerlerinin de artabileceği unutulmamalıdır. Bu nedenle, yüksek verim elde edilse bile yapısal dayanım açısından optimum bir çıkış açısının belirlenmesi gerekmektedir.

Artan kanat çıkış açısıyla sağlanan verim ve basınç artışının sebebi çark çıkışındaki artan çevresel hızdır. Dolayısıyla kanat ucu ve kanat dibi çıkış açıları için artan açı değeri ile verim ve basınç değerleri artmaktadır.

Genel olarak, elde edilen sayısal sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle %3,15 hata oranı içinde uyumluluk göstermiştir. Bu da kurulan modelin doğruluğunu ve OptiSLang–CFX tabanlı parametrik analiz yönteminin güvenilirliğini kanıtlamaktadır. Ayrıca, AMOP tabanlı duyarlılık analizi yöntemi sayesinde farklı geometrik kombinasyonların kısa sürede değerlendirilmesi mümkün olmuştur.

Bu çalışma, mikro turbojet motorlara ait radyal kompresörlerde geometrik parametre değişimlerinin performans üzerindeki etkilerini sayısal olarak ortaya koyarak, gelecekte yapılacak optimizasyon ve deneysel doğrulama çalışmalarına temel teşkil etmektedir. Çalışma da kanat sayısı parametresi için verimde % 2,79, basınç artışında ise %2,46’ya varan iyileşme elde edilmiştir. Çark kanat giriş açısı için verimde %8,47, basınç artışında ise %6,82’ye varan iyileşme elde edilmiştir. Çark kanat çıkış açısı için verimde %3,78, basınç artışında ise %3,98’e varan iyileşme elde edilmiştir. İlerleyen aşamalarda, elde edilen optimize edilmiş geometrilerin 3B yazıcı ile üretilip deneysel olarak test edilmesi, sayısal ve deneysel sonuçların ilerleyen süreçlerde daha kapsamlı bir şekilde karşılaştırılmasına imkân sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Bilgin, E. (2020). *Kompresör çark tasarımına etki eden parametrelerin incelenmesi* (Yüksek lisans tezi) İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Van den Braembussche, R. (2018). *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons: India.
- Japikse, D. (1996). Centrifugal compressor design and performance. Concepts ETI.
- Kovář, P. (2021). *Influence of input parameters in radial compressor design algorithm on the efficiency and its sensitivity analysis*. *Applied and Computational Mechanics*, 15(1), 5–18. <https://doi.org/10.24132/acm.2021.653>
- Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C., Cohen, H., Straznický, P. V., & Nix, A. C. (2017). *Gas turbine theory* (7th ed.). Pearson Education.
- Soylemez, M. E., Behçet, R., & Parlak, Z. (2024). *Analysis and optimization of the performances of the tandem blade radial compressor using the CFD*. *Applied Sciences*, 14(4256). <https://doi.org/10.3390/app14104256>.
- T. Engin, M. Gur, R. Scholz, (2006). Effects of Tip Clearance and Impeller Geometry on the Performances of Semi-Open Ceramic Fan Impellers at Elevated Temperatures, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30, 565–577.
- Topcu, M. T. Yılmaz, H. İ., ve Bilen, K. (2019, Nisan 17–20). *Motorlu araçlarda turbo sisteminde kompresör kısmının bir boyutlu tasarımı ve analizi*. 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye.
- V. Dragan, Aerodynamic reconfiguration and multicriterial optimization of centrifugal compressors—a case study, *INCAS BULLETIN*, (online) ISSN 2247–4528, (print) ISSN 2066–8201, ISSN–L 2066–8201, Vol. 6, issue 4, DOI: 10.13111/2066-8201.2014.6.4.4, pp. 41 – 49, 2014.
- Yılmaz, Z. A. (2020). *Bir mini jet motoru için radyal kompresörün akış ve yapısal analiz yöntemleri kullanılarak tasarımı* [Doktora tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı].
- Yoon, S. Y. (2011). Surge control of active magnetic bearing suspended centrifugal compressors. University of Virginia.
- Yuan C Y and Zhang T A 2006 Decision-Based Analysis of Compressed Air Usage Patterns in Automotive Manufacturing, *Journal of Manufacturing Systems* 25.
- SoftInWay, (n. d.). AxStream Kullanıcı Kılavuzu.
- BRANDT, D. E. The design and development of an advanced heavy-duty gas turbine, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 110, 1988, 243–50.
- Came, P. M., & Robinson, C. J. (1999). Centrifugal compressor design, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering*.

GÜNLÜK HAYATTA KULLANILAN ELEKTRİKLİ HATCHBACK ARAÇTA GÖVDEYE EKLEMELİ SPOILER TASARIMI.

Ömer Yiğit Kanat¹ 13kanatyigit@gmail.com +90 507 905 5303

Makine Mühendisliği

Doç. Dr. Sercan Acarer¹ sercan.acarer@ikc.edu.tr

Makine Mühendisliği

¹İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, İzmir

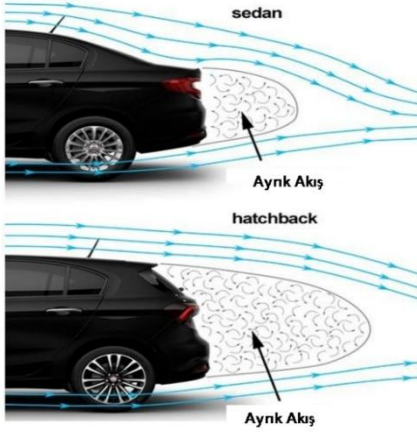
Özet

Elektrikli araçların günlük hayatta kullanımı her geçen gün artmaktadır, bu artışla birlikte teknolojik sınırlardan kaynaklı çeşitli sorunlar gün yüzüne çıkmaktadır. Günümüz şartlarında elektrikli araçların en büyük zorluklarından biri araçların menzildir. Batarya teknolojilerinin gelişmesiyle bu sorun her ne kadar indirgenmeye çalışılsa da içten yanmalı motorlu araçlara göre elektrikli araçların menzilleri düşük kalmaktadır. Elektrikli araçlarda menzilin artırılması için iki çözüm bulunmaktadır; bunlar batarya kapasitesini arttırmak ve/veya kayıpların azaltılarak genel araç veriminin artırılmasıdır. Araçlar üzerinde kayıpları mekanik ve elektriksel kayıplar olarak ikiye ayrılabilir. Mekanik kayıplar başlığında araç üzerinde özellikle yüksek hızlarda aerodinamik etki çok yüksektir. Araç geometrilerinden kaynaklı araç arkasında oluşan ölü alanda düşük basınç alanı oluşmaktadır ve bu düşük basınç alanı sonucunda araç sürüklenme kuvvetine maruz kalmaktadır. Yapılan bu çalışmada hatchback bir araç üzerine eklenen spoiler ile akış çizgisi iyileştirilmesi yapılarak, araç arkasında oluşan düşük basınç alanının zayıflatılarak aerodinamik verimin artırılması hedeflenmiştir. Yapılan analiz sonuçlarında elde edilen veriler ile yapılan optimizasyon çalışması sonucunda optimum tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Elde edilen veriler ışığında nihai tasarım ile teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ölçeklenmiş model üzerinden elde edilen verilere göre sürüklenme kuvveti %5-%7 arasında azaltılmıştır.

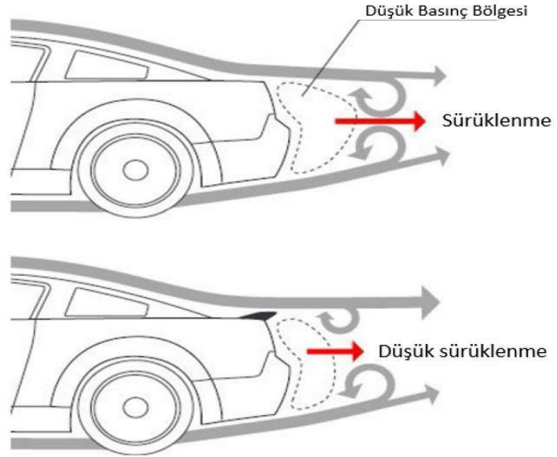
Anahtar kelimeler: Aerodinamik, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (CFD), Elektrikli Hatchback Araç, Spoiler Tasarımı, Optimizasyon

1.GİRİŞ

Otomotiv sektöründe üretilen günlük araçlarda çoğunlukla kullanılan 3 tür kasa tipi vardır, bunlar sedan, hatchback ve station wagon tip kasalardır. Bu araçların genişlik, uzunluk, bagaj hacmi gibi fiziksel farklılıkları olup bu farklılıklardan kaynaklı araçların maruz kaldığı dış kuvvetlerin büyüklükleri değişmektedir. Hatchback ve station wagon tip kasaların aerodinamik karakterleri benzerdir ve sedan araçlarla aralarında bulunan büyük farklardan biri aracın tavanın bitimi ile arabanın arka camı ile yaptıkları açılarıdır. Sedan tip kasalarda aracın tavanın bitiminden sonra kasayla birleşik şekilde, düşük açı değişimi ile arka cam gelir ve arka camın bitiminden itibaren gövde bitip bagaj kapağı düz bir şeklide başlar. Hatchback ve station wagon tip kasalarda araç tavanının bitiminin ardından aracın arka kısmı sert bir açıyla aşağıya inerek bitmektedir. Arka açı 50 ile 22 derece aralığında olan araç kasası tipleri hatchback araç kasası olarak adlandırılmaktadır [1]. Araçlardaki tavan açısının değişimlerine bağlı olarak aracın etrafında hareket eden havanın sergilediği davranış da değişmektedir. Hatchback ve station wagon arabalarda sert açı değişiminden kaynaklı hava aracın tavanından arka kısma akamadan araç üzerinden kopmaktadır. Bu kopmanın sonucu olarak hatchback ve station wagon arabaların arkalarında geniş bir düşük basınç alanı oluşup, düşük basınç alanı sonucunda sürüklenme kuvveti yani aracın hareketine ters yönde etki eden kuvvet meydana gelmektedir [2].



Şekil 1: Sedan ve hatchback araçlarda düşük basınç alanlarının gösterimi.[3]



Şekil 2: Arka spoiler ile sürüklenme kuvvetinin oluşan azaltılmasının temsili görünümü.[4]

Sürüklenme kuvveti aracın etrafında hareket eden hava hızının karesine oranla artmaktadır, yani ne kadar hızlı gidilirse büyüklüğü o kadar artmaktadır[5], bu çıkarıma Denklem 1’de gösterilen sürüklenme kuvveti katsayısı formülünden ulaşılmaktadır.

$$C_d = \frac{2F_d}{\rho v^2 A} \quad (\text{Denklem 1}[5])$$

C_d : Sürüklenme kuvveti katsayısı

F_d : Sürüklenme kuvveti

ρ : Akışkanın yoğunluğu

v : Aracın havaya göre hızı

2. PROBLEM TANIMI

EFE aracının katıldığı yarışma olan Uluslararası Efficiency Challenge Elektrikli Araç Yarışları kapsamında 2022 yılında hazırlanan çalışmada EFE aracının CFD analizi yapılmıştır. CFD analizleri sonucunda araç kabuğunun, aerodinamik özellikleri elde edilmiştir ve elde edilen değerler doğrultusunda, aerodinamik açıdan nominal hızda motordan çekilen güç hesaplanmıştır. Araç 2 boyutta analiz edilmiştir. Kaldırma kuvveti ve sürtünme kuvveti üstünde durulmuştur. Analizde SST k-omega türbülans modeli kullanılmaktadır ve zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Gerekli kurulumlar yapıldıktan sonra akış analizi gerçekleştirilmiştir. Sürtünme katsayısı 0.31 ve sürtünme kuvveti 80.15 N, kaldırma katsayısı 0.63 ve kaldırma kuvveti 162.92N bulunmuştur.

$$W = F_d * v \quad (\text{Denklem 2})$$

W : Sürüklenme kuvveti ile kaybedilen enerji

$$1.3kW = 80.15N * 16.2m/s \quad (\text{Denklem 3})$$

$$\% \text{Aerodinamik enerji kaybı} = \frac{\text{Sürüklenme kuvveti ile kaybedilen güç}}{\text{Elektrikli motorun nominal gücü}} \quad (\text{Denklem 4})$$

$$\%52 = \frac{1.3kW}{2.5kW} * 100 \quad (\text{Denklem 5})$$

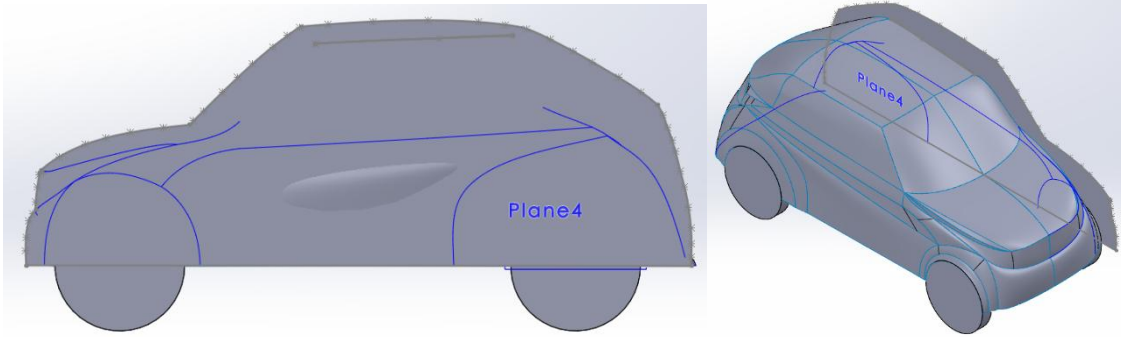
Bu değerler doğrultusunda aracın 60 km/h(16.2m/s) hızda giderken motordan aerodinamik güç harcanması Denklem 2 kullanılarak Denklem 3’te 80.15 N kuvvet ile yaklaşık 1.3kW güç harcaması hesaplanmıştır. EFE aracının nominal motor gücü 2.5kW’dır. Aracın 60km/h ile yenmeye çalıştığı kuvvet aktarılan enerjinin %52’sidir.

Sürüklenme kuvvetini yenmek için hatchback arabalarda en çok kullanılan yöntem tavanın bitimine ek olarak takılan spoilerlerdir. Takılan spoilerlerin çeşidine göre, araç üzerinde sürüklenme kuvvetini düşürürken aynı zamanda aracın şeklinden kaynaklı oluşturduğu kaldırma kuvvetini arttırmaktadır. Günlük kullanım amacı taşıyan araçlarda kaldırma kuvveti yarış araçlarında olduğu kadar önem arz etmemektedir, aracın verimliliğini arttırmak amacıyla sürüklenme kuvvetinin azaltılması uğruna kaldırma kuvvetinin artmasına göz yumulabilir. Bu nedenle hatchback arabalarda bagaj üstü spoiler kullanılarak sürüklenme kuvveti azaltılır ve verimlilik artırılabilir. Sonradan eklenecek spoilerin yapacağı açı ve uzunluğu yapılan analizlere göre optimum değerlerde tutulmalı, tutulmaması halinde araç üzerinde gereksiz ağırlık, kaldırma kuvvetini artırma yada sürüklenme kuvvetini artırma gibi istenmeyen sonuçlar elde edilebilir.

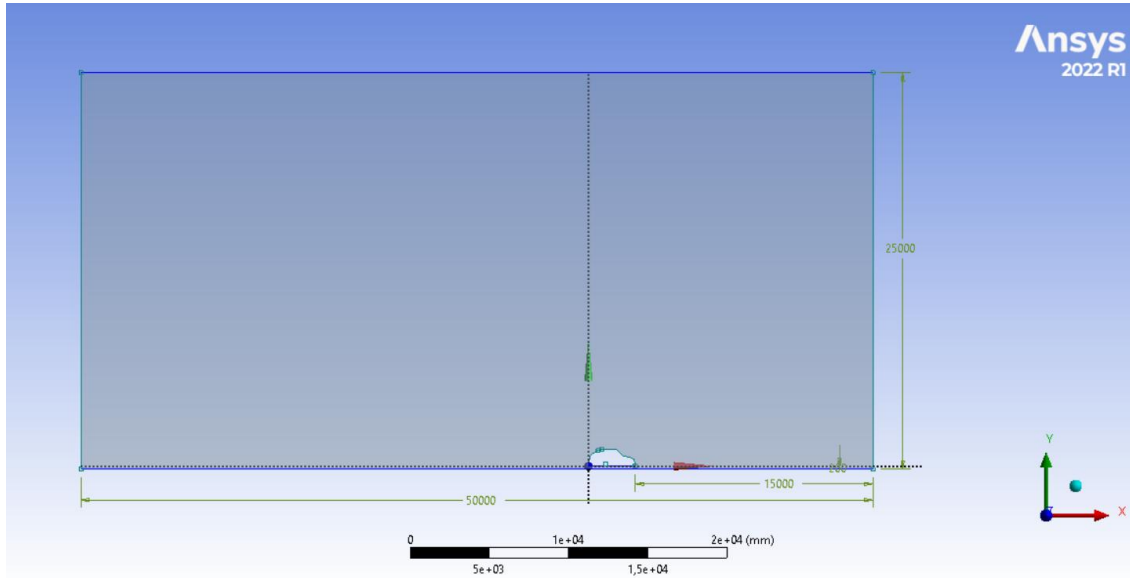
3. ANALİZ ÇALIŞMALARI

3.1 2D Analiz Çalışmaları

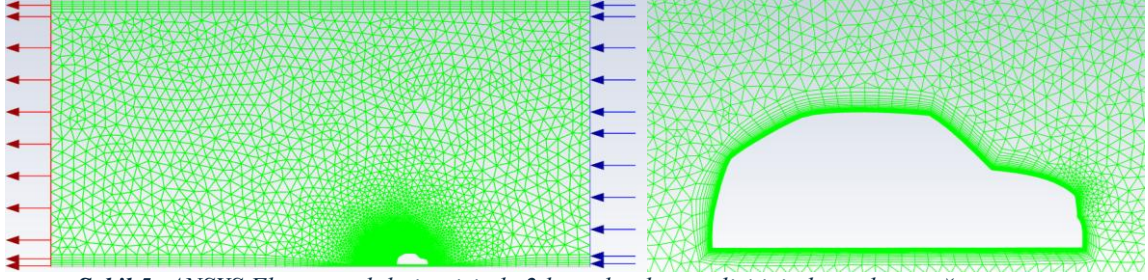
Aracın geometrisi üzerinden aracın yandan görünümünün 2 boyutlu çizimi Şekil 3 'te gösterilmiştir ve SolidWorks programı üzerinden çizilmiştir. SolidWorks programı üzerinden yapılan çizim ile ANSYS Design Modeler programı kullanılarak Şekil 4'te gösterilen analiz geometrisi hazırlanmıştır. Elde edilen çizim ile ANSYS Fluent programı üzerinden oluşturulan Şekil 5'te belirtilen hesaplama ağı oluşturulmuştur. Oluşturulan ağ yapısında yüzeylerde oluşan sınır tabakalarının doğru hesaplanabilmesi amacıyla, araç etrafında inflation komutu kullanılarak katmanlı bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Araç etrafında kullanılan inflation komutu, 5 katmandan oluşup 1.1 büyüme oranı ile tanımlanmıştır. Hesaplama ağının alt ve üst sınırlarında da aynı inflation ayarları kullanılmıştır. Araç modeli etrafındaki akışkanın hareketlerinin daha doğru hesaplanması için, araç etrafında daha ince bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan ince ağ yapısı küre şeklindeki bir alan olup aracın tamamını kapsamaktadır. İnce ağ yapısını oluşturan kürenin yarı çapı 3,1m olup, en büyük eleman boyu 75mm olarak ayarlanmıştır. Genel ağ yapısı elemanı büyüklüğü 1m olarak ayarlanmıştır. Yapılan ayarlar sonucunda oluşan ağ yapısının ortalama çarpıklık oranı (Skewness) 0,067 ve 16316 adet elemandan oluşmaktadır. Fluent modülü içerisinde "Transition SST" türbülans modeli kullanılıp "Curvature Correction", "Corner Flow Correction", "Production Kato-Launder", "Production Limiter" ayarları aktif edilmiştir. Artık tolerans değerleri $1 \cdot 10^{-3}$ olarak belirlenmiştir. Oluşturulan hesaplama ağı ile CFD analizi yapılarak elde edilen araç arkasında oluşan düşük basınç alanı ve hız profilleri Şekil 6'da verilmiştir.



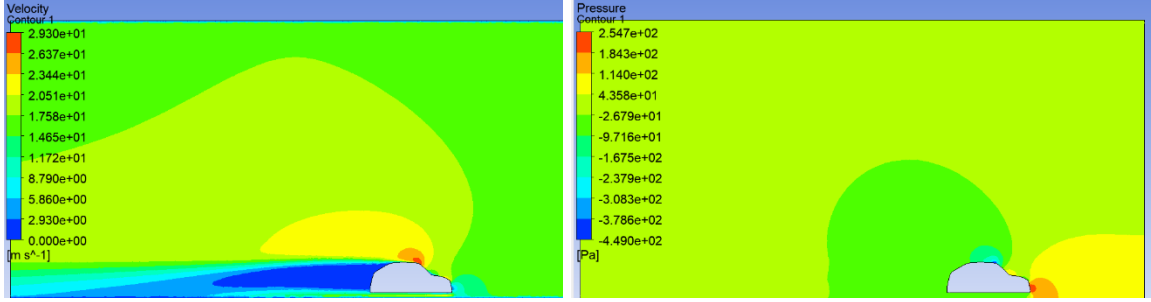
Şekil 3: SolidWorks CAD programı üzerinden aracın ortasından alınan kesit ile tekrar çizilen 2D çizim



Şekil 4: 2D analiz için oluşturulan hesaplama alanı geometrik özellikleri

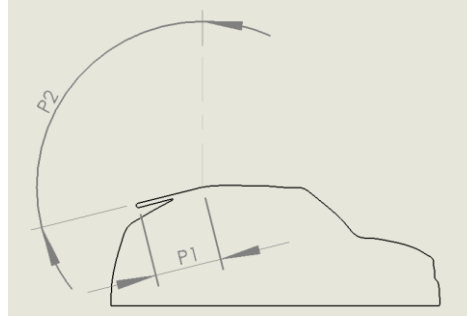


Şekil 5: ANSYS Fluent modülü içerisinde 2 boyutlu akış analizi için hesaplama ağı yapısı



Şekil 6: 2 boyutlu analiz sonucunda oluşan hız (sağ) ve basınç alanı kontür görünümü (sol)

ANSYS Fluent üzerinden yapılan analizler sonucunda aracın 16 m/s hızla giderken maruz kaldığı sürüklenme kuvveti hesaplanmıştır. Yapılan 2 boyutlu analiz sonucunda araç üzerine etki eden sürüklenme kuvveti 140,34N olarak hesaplanmıştır. Araç üzerindeki sürüklenme kuvvetinin 3 boyutlu analiz ile daha doğru sonuç elde edilmesi için aracın spoilersiz halinin 3 boyutlu analizi de yapılarak sürüklenme kuvveti 121,39484N olarak hesaplanmıştır. Araç üzerinden kopan akış çizgilerinin daha yumuşak ve kontrollü bir şekilde araç yüzeyinden kopuşunun sağlanması için araç üst gövdesinin bitiminde (bagaj camının başlangıç noktasında bulunan kıvrım kısmında) spoiler tasarımının üst yüzeyi başlayacak şekilde konumlandırılmıştır (Şekil 7). Yapılacak olan spoiler tasarımında spoiler için ana parametreler spoilerin y-ekseni ile yaptığı açı (P2) ve spoilerin üst yüzeyinin uzunluğudur (P1). Bu iki parametre araç üzerinden kopan akış çizgilerini doğrudan etkilemektedir.



Şekil 7: Spoiler geometrisini oluşturmak için parametrik ayarlanan geometrik ölçüler

3.2 Spoiler Yapısının Uzunluğunun ve Açısının Belirlenmesi

Hazırlanan analiz düzeneğinde geometri parametreleri olarak belirlenen üst yüzey uzunluğu ve spoilerin y-ekseni ile olan açısı program üzerinden parametrik olarak ayarlanmıştır. Spoilerin y-ekseni ile olan açısı için aralık olarak 104 derece ile 80 derece arası seçilmiştir. Üst sınırın 104 derece olarak belirlenme nedeni geometrik nedenlerden kaynaklıdır, alt sınır olarak 80 derece belirlenmesinin nedeni spoilerin y-ekseni ile yaptığı açı azaldıkça, spoilerin üst yüzeyinin araç üst yüzeyi ile olan teğetliği bozulmaktadır ve araç üzerinde hava freni etkisi yaratmaktadır. İleride yapılacak optimizasyon çalışması için bu sınır 80 olarak belirlenerek optimizasyon çalışmasında programa sistemin olumsuz koşulları da tanıtılması için kullanılacaktır. İkinci parametre olarak belirlenen spoilerin üst yüzey uzunluğu, araç ve spoiler geometrisine bağlı olarak alt sınır 0,2 metre üst sınır 0,6 metre olarak belirlenmiştir. Yapılacak analiz sayısı ve analiz kombinasyonlarını belirlemek için Full Faktöriyel metodu kullanılmıştır. Full faktöriyel metodunun kullanılmasının nedeni parametrelerin alacağı değerlerin az olmasından kaynaklı az iş yükü olmasıdır, bu nedenle

güvenilir yöntemlerden biri olan Full Faktöriyel metodu kullanılmıştır. Parametrelerin kombinasyonu ve bu kombinasyonlar sonucunda ortaya çıkan geometrinin maruz kaldığı sürüklenme kuvveti ve sürüklenme kuvveti kat sayısı sonuçları Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1:Farklı açı ve uzunluk ölçülerinde oluşan sürüklenme kuvveti analiz sonuçları

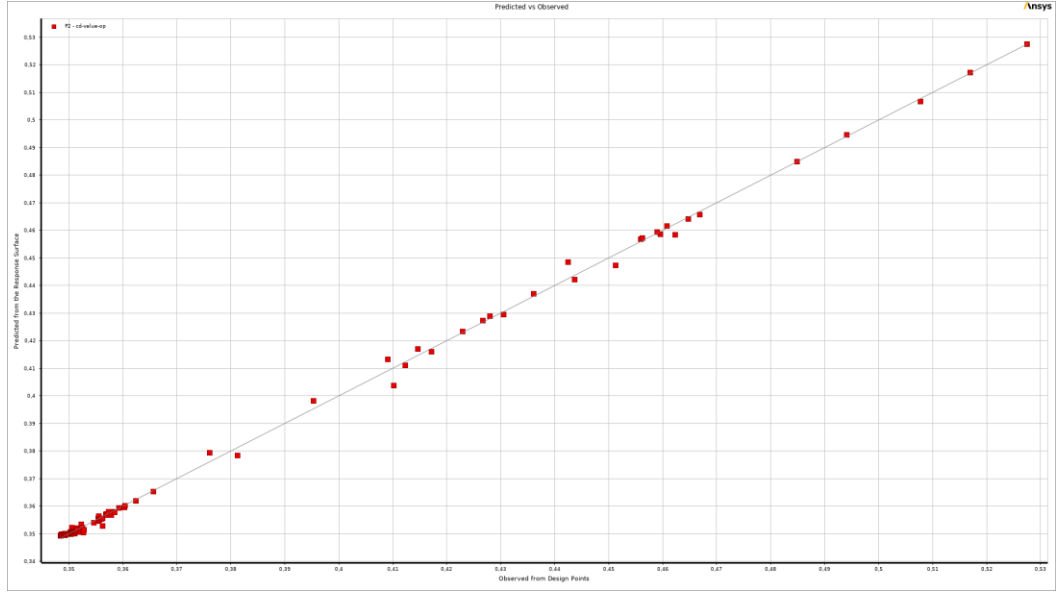
Uzunluk (m)	Açı (°)	Cd	Sürüklenme Kuvveti (N)	Uzunluk (m)	Açı (°)	Cd	Sürüklenme Kuvveti (N)
0,2	80	0,484	108,613	0,4	95	0,395	88,542
0,2	85	0,459	102,931	0,4	100	0,414	92,881
0,2	90	0,436	97,689	0,4	104	0,462	103,549
0,2	95	0,428	95,876	0,5	80	0,516	115,777
0,2	100	0,443	99,379	0,5	85	0,464	104,095
0,2	104	0,455	102,111	0,5	90	0,417	93,437
0,3	80	0,494	110,659	0,5	95	0,376	84,230
0,3	85	0,459	102,806	0,5	100	0,410	91,878
0,3	90	0,430	96,429	0,5	104	0,456	102,192
0,3	95	0,409	91,622	0,6	80	0,527	118,139
0,3	100	0,426	95,573	0,6	85	0,466	104,562
0,35	104	0,442	99,114	0,6	90	0,412	92,350
0,4	80	0,507	113,732	0,6	95	0,365	81,915
0,4	85	0,460	103,200	0,6	100	0,381	85,400
0,4	90	0,422	94,728	0,6	104	0,451	101,088

3.3 2D Spoiler Yapısı İçin Optimizasyon Çalışması

Full Faktöriyel metodu ile belirlenen analiz kombinasyonları ANSYS Fluent modülü ile çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar ANSYS Response Surface Optimization modülü ile matematiksel bir fonksiyon çıkartılması için programa tanıtılmıştır. Program içerisinde Response Surface Type olarak Genetic Aggregation seçilmiştir. Genetic Aggregation seçilmesinin nedeni farklı regresyon modellerinin (örneğin polinom, Gauss, vb.) genetik algoritma tabanlı ağırlıklı birleştirilmesiyle oluşturulan hibrit bir meta modeldir. Böylece, tek bir modelin sınırlamalarından kaçınılarak daha genel ve yüksek doğruluklu bir yanıt yüzeyi elde edilmesi amaçlanmıştır. Programa tanıtılan veri setinde giriş verileri olarak açı ve uzunluk değerleri, çıkış verileri olarak sürüklenme kat sayısı ve sürüklenme kuvveti belirlenmiştir. Programdan matematiksel modele göre minimum sürüklenme kuvvetinin bulunacağı verilerin tahmin edilmesi istenmiştir. Programın her tahmininden sonra program tarafından tahmin edilen veriler için analiz yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçları programa “refinement point” olarak tanımlanmıştır. Bu işlem 142 defa tekrarlanarak, 142 adet “refinement point” oluşturulmuştur, programın yaptığı tahminlerde hata payının düştüğü ve tahminler arasında oluşan farkın azaldığı gözlemlenmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen matematiksel model tutarlılığı Tablo 2’de matematiksel fonksiyonun analiz sonuçlarına göre tutarlılığı verilmiştir, program tarafından tahmin edilen fonksiyon ve verilerin görselleştirilmesi Şekil 8’de verilmiştir.

Tablo 2:Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen matematiksel model tutarlılığı

Ölçütler	Değer
Determinasyon Katsayısı (En İyi Değer = 1)	
Öğrenme Noktaları	0,99904
Öğrenme Noktaları Üzerinde Çapraz Doğrulama	0,99435
Ortalama Kare Kök Hatası (En İyi Değer = 0)	
Öğrenme Noktaları	0,001194
Öğrenme Noktaları Üzerinde Çapraz Doğrulama	0,002888
Göreceli Ortalama Mutlak Hata (En İyi Değer = %0)	
Öğrenme Noktaları	1,9041 (%)
Öğrenme Noktaları Üzerinde Çapraz Doğrulama	3,5975 (%)



Şekil 8: Matematiksel fonksiyonun analiz sonuçlarına göre tutarlılığının görselleştirildiği program tahmini (grafik üzerindeki fonksiyon çizgisi) ve analiz sonuçları (kırmızı kare noktalar) grafiği

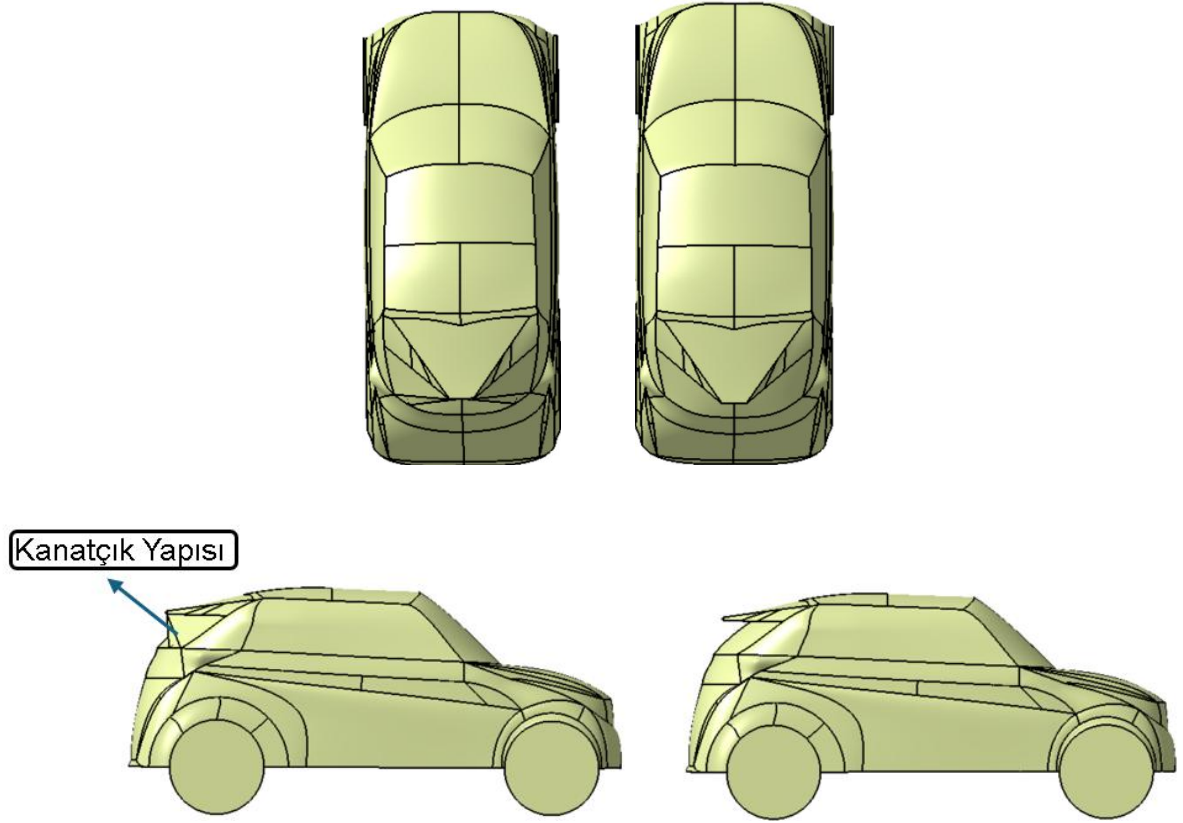
Yapılan işlemler sonucunda program tarafından tahmin edilen değerler Tablo 3F’te belirtildiği gibi 0,5977 metre uzunlukta, y-ekseni ile 97,72 derece açılı olan bir spoiler tasarımı ile 78,284 Newton sürüklenme kuvveti elde edileceğidir. Yapılan tahminin doğrulanması için verilen değerlerde analiz tekrarlanmış ve +0,11 fark ile değerlerin doğruluğu kabul edilmiştir.

Tablo 3: ANSYS Response Surface Optimization modülü ile tahmin edilen sürüklenme kuvvetinin minimum olduğu parametreler

Spoiler Üst Yüzey Uzunluğu	0,59764 m	0,59944 m	0,59645 m
Spoiler ile Y-Eksenini Arasındaki Aç	97,718°	97,756°	97,805°
ANSYS Response Surface Optimization Sürüklenme Kuvveti Tahmini	78,284 N	78,288 N	78,356 N
Analiz Sonucuna Göre Sürüklenme Kuvveti	78,174 N	78,188 N	78,547 N

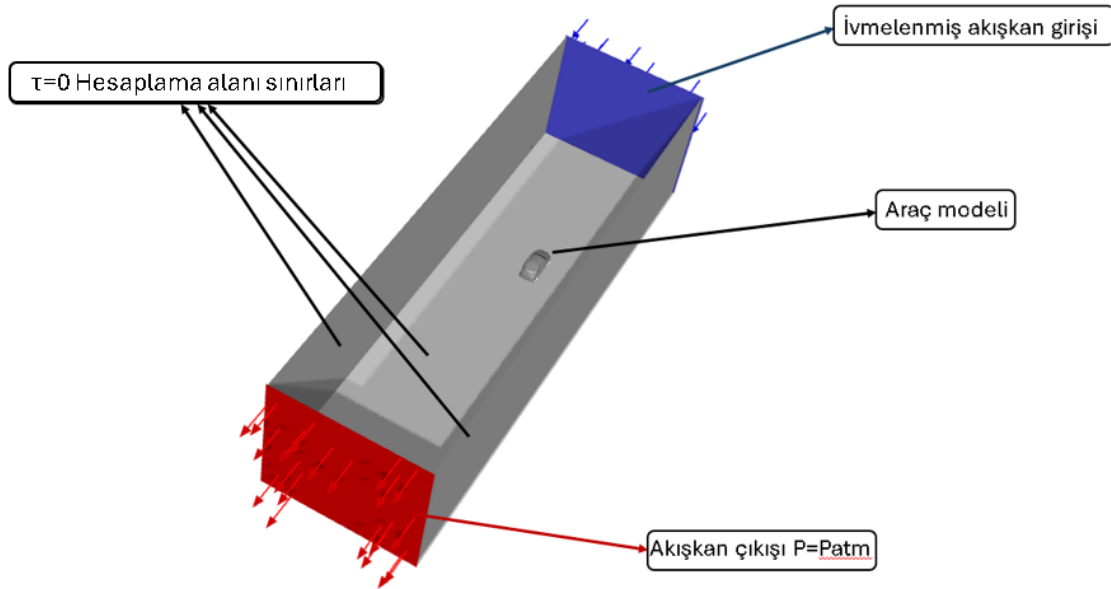
3.4 2D Analiz Sonuçlarından Yararlanılarak 3D Analiz Hazırlanması

2 boyutlu analizden elde edilen veriler ile spoilerin uzunluğu ve açısı belirlenmiştir. Belirlenen açılar ile CatiaV5R20 programı kullanılarak araç üzerinde 3 boyutlu spoiler dahil modeli çizilmiştir. Yapılan 2 boyutlu analiz aracın tam ortasından alınan sonsuz incelikte olan bir düzlem ile kesilmiş gibi düşünülmektedir. 3 boyutlu bir tasarım için araç üzerinde 2 parametrenin daha belirlenmesi gerekmektedir, bu parametreler tasarımı yapılan spoilerin kenarları ile gövde arasında bulunan boşluğun kanat yapısıyla kapatılıp kapatılmaması (Şekil 8) ve spoilerin kenarları ile z-ekseninin yaptığı açıdır.



Şekil 9: Kanatçık yapısı olan(sol) ve olmayan(sağ) araç modeli geometrisi

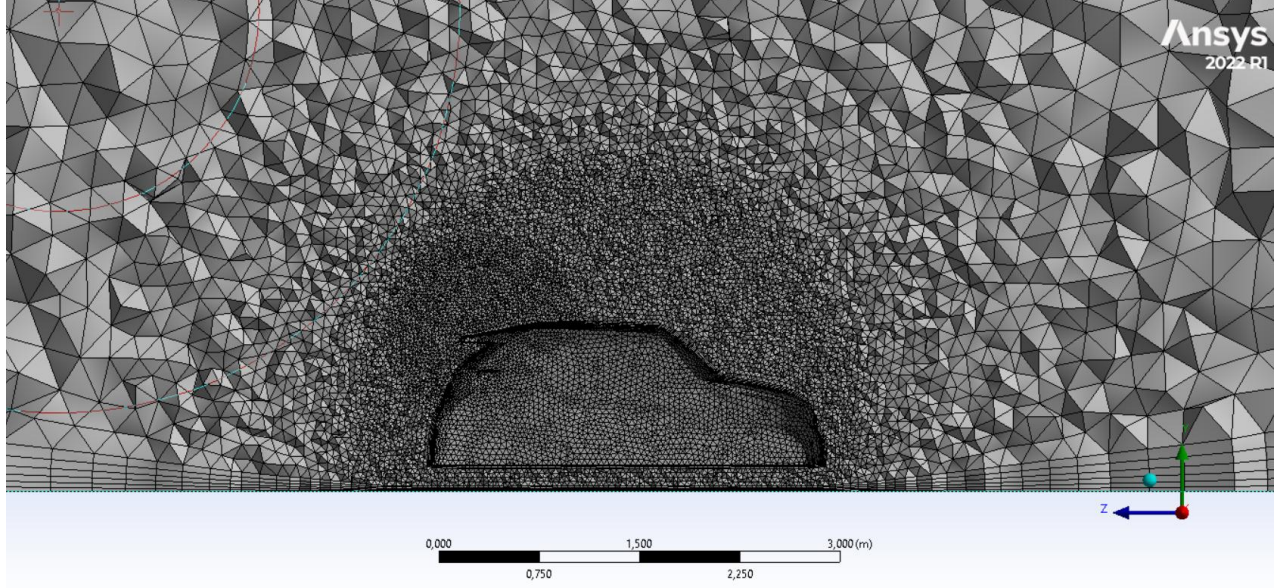
Araç geometrisinden kaynaklı açı alt sınırı olarak 55 derece, spoilerin y-ekseni ile yaptığı açıda olduğu gibi hava freni etkisinin yaşanmaması için z-ekseni ile yaptığı açının üst sınırı olarak 85 derece belirlenmiştir.



Şekil 10: ANSYS Fluent modülü içerisinde oluşturulan hesaplama alanı

Şekil 10'da ANSYS Fluent modülü üzerinden yapılacak analizler için oluşturulan hesaplama ağının oluşturduğu hesaplama alanı ile analizler yapılmıştır. Türbülans modeli olarak "Transition SST" kullanılmıştır ve "Curvature Correction", "Corner Flow Correction", "Production Kato-Launder", "Production Limiter" ayarları aktif edilmiştir. Oluşturulan ağ yapısında yüzeylerde oluşan sınır tabakalarının doğru hesaplanabilmesi için araç etrafında inflation komutu kullanılarak katmanlı bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Araç etrafında kullanılan inflation komutu, 5 katmandan

oluşup 1.1 büyüme oranı ile tanımlanmıştır. Hesaplama ağının alt ve üst sınırlarında da aynı inflation ayarları kullanılmıştır. Araç modeli etrafındaki akışkanın hareketlerinin daha doğru hesaplanması için, araç etrafında daha ince bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan ince ağ yapısı küre şeklindeki bir alan olup aracın tamamını kapsamaktadır. İnce ağ yapısını oluşturan kürenin yarı çapı 3,1m olup en büyük eleman boyu 75mm olarak ayarlanmıştır. Genel ağ yapısı elemanı büyüklüğü 1m olarak ayarlanmıştır. Yapılan ayarlar sonucunda oluşan ağ yapısının ortalama çarpıklık oranı (Skewness) 0,067'dir ve 16316 adet elemandan oluşmaktadır, oluşturulan hesaplama ağı Şekil 11'de gösterilmiştir. Artık tolerans değerleri $1 \cdot 10^{-3}$ olarak belirlenmiştir.

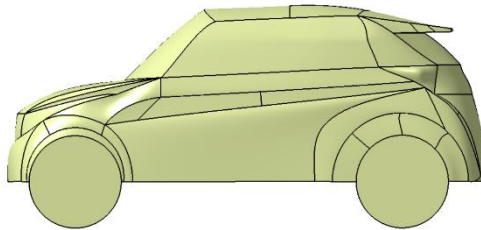


Şekil 11: 3D analiz için oluşturulan hesaplama ağı

Yapılan analizler sonucunda Şekil 12'de belirtilen kanatçık yapısı olmadan 75 derece açı yapan spoiler tasarımının en az sürüklenme kuvveti oluşturan yapı olduğu Tablo 4 üzerinden yorumlanmıştır.

Tablo 4: Kanatçık yapısı olan ve olmayan geometrilerin açılara göre değişen sürüklenme kuvveti analiz sonuçları

Spoiler ile Araç Arasındaki açı	Sürüklenme Kuvveti (Kanatçık Yapısı Var)	Spoiler ile Araç Arasındaki açı	Sürüklenme Kuvveti (Kanatçık Yapısı Yok)
55°	93,494961 N	55°	82,49666 N
65°	79,829158 N	65°	65,231692 N
75°	68,763241 N	75°	59,544956 N
85°	70,519251 N	85°	61,400788 N



Şekil 12: Analizler sonucunda seçilen kanatçık yapısı olmayan ve z-ekseni ile 75 derece açı yapan spoiler tasarımı

3.5 Ölçeklenmiş Model İle Deney Düzenegi

Yapılan analiz sonuçlarına göre seçilen parametrelerden oluşan geometrinin İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi bünyesinde bulunan Temiz Enerji Teknolojileri Laboratuvarı'nda (TETLAB) bulunan rüzgâr tüneline ölçeklendirilmiş modeli üzerinden rüzgâr tüneli deneyi yapılmıştır. Yapılan deney için Şekil 13'te gösterilen modeller eklemeli üretim yöntemi ile 3D yazıcıdan PLA+ filament kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Model boyutunun olabildiğince büyük ölçekte tutulması amacıyla araç geometrisi ortadan ikiye bölünmüş şekilde üretilmiştir. Üretim süresi ve üretim maliyetinin düşürülmesi için araç ön tarafı bir kere üretilip, her iki deneyde de farklı araç arkası modelleriyle birleştirilerek tekrar kullanılmıştır. TETLAB bünyesinde bulunan kuvvet sensörüne aracın bağlanması için araç arkasına sensör bağlantısına göre eklemeye yapılmıştır. Deney sırasında araç altından geçerken sıkışan havanın da etkilerinin ihmal edilmemesi amacıyla deney düzeneğine göre ve deney modeline temas etmeyen bir plaka kullanılarak yol ile araç arasında oluşan hava sıkışması deneye dahil edilmiştir, rüzgâr tünelinin çıkış ağzında bulunan ve kuvvet sensörüne bağlanmış model Şekil 14'te gösterilmiştir. Hazırlanan deney düzeneğinde veri toplamak için kullanılan 1 adet pitot tüpü ve 1 adet elektronik sensör okuyucu Şekil 15'te gösterilmiştir.



Şekil 13: Rüzgâr tüneli deneyi için 3D yazıcı cihazı ile PLA+ malzemesinden üretilen model kesitleri(üst) ve montajlanmış halleri(alt)

Deney sırasında rüzgâr tüneli içerisinde havayı ivmelendiren pervanenin her seviyede frekansı kaydedilerek spoilerli ve spoilersız modeller için aynı frekans kullanılarak yapılan deney koşullarının aynı kalması hedeflenmiştir. Yapılan deney sonuçları ile aynı koşullar altında ANSYS Fluent modülü üzerinde ölçeklendirilmiş model ile tekrar analizleri yapılarak sonuçlar karşılaştırıldı.



Şekil 14: Rüzgâr tüneli deneyi için hazırlanan deney düzeneği



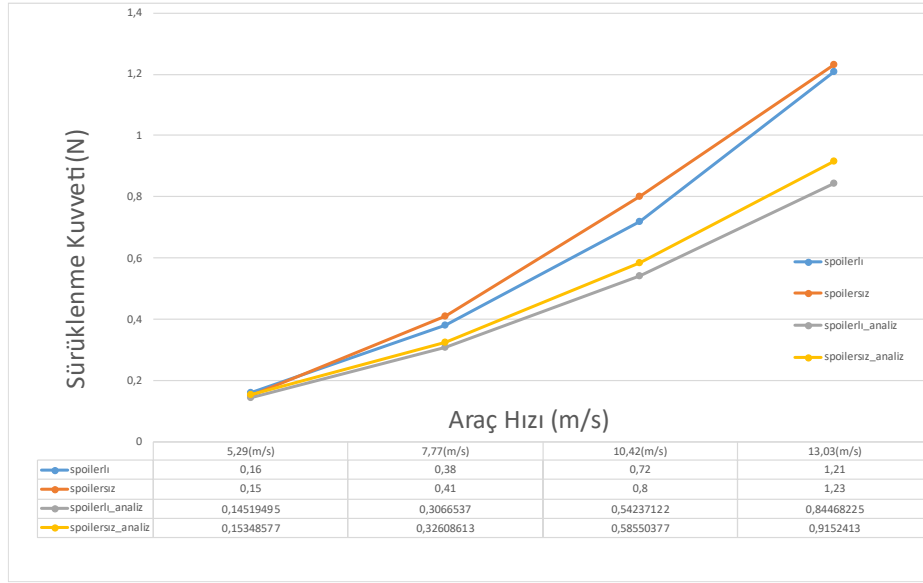
Şekil 15: Deney süresince rüzgâr tüneli çıkışındaki havanın hızı ve x y z eksenlerinde oluşan kuvvetlerin ölçümünün alındığı elektronik cihazlar

4. ELDE EDİLEN VERİLER VE SONUÇLAR

Yapılan analizler ve deney sonuçları Microsoft Excel üzerinden karşılaştırılmıştır. Spoiler dahil tasarım analizi ve deney sonuçlarına göre iki şekilde de daha az sürüklenme kuvveti oluşmasını sağlamaktadır (Şekil 16).

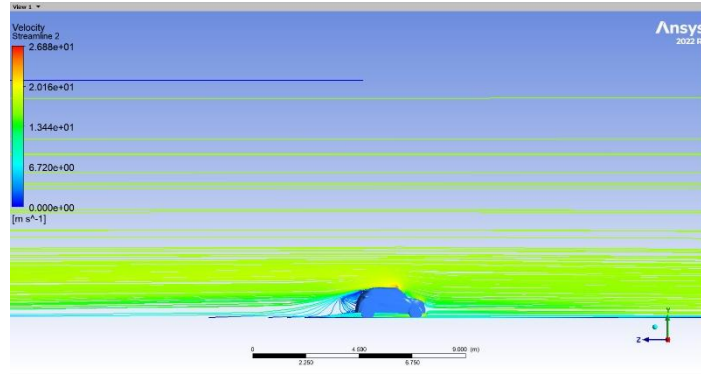
Tablo 5: Analizler sonucunda elde edilen teorik sürüklenme kuvveti ve deney sonuçlarına göre elde edilen deneysel sürüklenme kuvveti ile hesaplanan sürüklenme kuvveti iyileşmesi tablosu

Hız(m/s)	Spoilerli Deneysel Sürüklenme Kuvveti(N)	Spoilerli Teorik Sürüklenme Kuvveti(N)	Spoilersiz Deneysel Sürüklenme Kuvveti(N)	Spoilersiz Deneysel Sürüklenme Kuvveti(N)	Deneysel İyileşme	Teorik İyileşme
5,29	0,16	0,145	0,15	0,153	+0,067%	-5,41%
7,77	0,38	0,306	0,41	0,326	-7,317%	-5,951%
10,42	0,72	0,542	0,8	0,585	-10%	-7,378%
13,03	1,21	0,844	1,23	0,915	-1,626%	-7,714%



Şekil 16: Yapılan deney sonuçları ve ölçeklendirilmiş ölçülerde yapılan analiz sonuçlarının aynı grafik üzerinde görünümü

Elde edilen sonuçlara göre sürüklenme kuvveti iyileşmesi yaklaşık 5% ile 7% arasında değişmektedir, teorik olarak analizler sonucunda ve deneysel olarak elde edilen deney sonuçlarına göre hesaplanan sürüklenme kuvveti iyileşmesi Tablo 5’te gösterilmektedir. Yapılan deneyde oluşan hatalar deney düzeneğinde bulunan sensörün hassasiyetinden ($\pm 0,02N$) ve rüzgâr tüneline havayı ivmelendiren pervanenin yüksek frekanslarda stabilitesinin düşmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 17: Yapılan üç boyutlu analiz sonucunda aracın kesit görünümü üzerinden akış çizgilerinin akışkan hızı cinsinden gösterimi

5. SONUÇ

Yapılan çalışmada günlük hayatta kullanılabilecek bir araç tasarımı istenen yarışmaya hazırlanan elektrikli aracın aerodinamik yapıdan geliştirilerek, genel araç veriminin artırılması hedeflenmiştir. Hedefler doğrultusunda tasarım aşaması hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılarak optimum tasarıma ulaşmaya çalışılmıştır. Yapılan analizler ve tasarım aşamaları sonrasında ortaya çıkan veriler ışığında yeni tasarımın ve eski tasarımın ölçeklendirilmiş modelleri üzerinden olabildiğince gerçek hayat şartlarında deney koşulları sağlanarak sürüklenme kuvveti ölçülmüştür. Yapılan deneyler ve analizler sonucunda elde edilen verilere göre yapılan çalışmanın küçük ölçekli model üzerinde de gözle görünür bir iyileşme sağladığı gözlemlenmektedir. Yapılan hesaplama sonucunda gerçek boyutlarda üretim ve montaj yapılması halinde ANSYS Fluent üzerinden yapılan gerçek ölçülerde olan modelin analiz sonuçlarına göre elde edilen iyileşme ile 16m/s hızda 50,9493% verim sağlayacaktır. Tasarımı yapılan spoiler ile aracın teorik olarak gerçek ölçülerde 16m/s hız ile giderken yaklaşık 989,6 Watt enerji kaybı önlenmektedir. Projenin sürüklenme kuvvetini azaltma amacıyla kullanılan yöntem olan akış çizgisi iyileştirme çalışması sonucu, elde edilen hız profilleri karşılaştırılarak başarılı olduğu gözlemlenmektedir. Yapılan çalışma

sonucunda araç üzerine eklenecek hafif ve ucuz bir parça ile elektriksel arge masrafları yapılmadan, aracın verimi arttırılıp menzil artışı sağlanabilmektedir.

6.KAYNAKÇA

- [1] G. Sivaraj, K. M. Parammasivam, G. Suganya, Reduction of Aerodynamic Drag Force for Reducing FuelConsumption in Road Vehicle using Basebleed, Department of Aeronautical Engineering, Journal of Applied FluidMechanics, Vol. 11, No. 6, pp. 1489-1495, s.1491
- [2] Shashi Kant,Desh Deepak Srivastava,Rishabh Shanker,Raj Kunwar Singh,Aviral Sachan, A Review on CFDAnalysis of Drag Reduction of a Generic Sedan and Hatchback, International Research Journal of Engineering andTechnology, Volume: 04 Issue: 05 | May -2017, s.975
- [3] Michal Fabian, Róbert Huňady, František Kupec, Tomáš Mlaka, Effect of the Aerodynamic Elements of theHatchback Tailgate on the Aerodynamic Drag of the Vehicle, Slovakia,2022, s.76,80
- [4] Halit KASAP, BİNEK ARAÇ ÜZERİNDEKİ AERODİNAMİK ANALİZLERİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ,Bursa Uludağ Üniversitesi,2022, s.54
- [5] T. D. Ipilakyaa, L. T. Tuleun, M. O. Kekung, COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS MODELLING OF ANAERODYNAMIC REAR SPOILER ON CARS, Vol. 37, No. 4, October 2018, pp. 975 – 980, s.976,977

Şehirlerarası bir Otobüste Ağır-Ağır Sürüş Çevriminin Organik Rankine Çevrimi ile Egzoz Enerjisi Geri Kazanımına Etkisinin İncelenmesi

Selin SEVER¹, Özgür Berfin KÖYBAŞI², Şeref SOYLU³

^{1,2,3}Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,

Umuttepe-Kocaeli, Türkiye

255109018@kocaeli.edu.tr, berfin.koybasi@kocaeli.edu.tr, seref.soylu@kocaeli.edu.tr

ÖZET

İçten yanmalı motor (İYM) teknolojisindeki son gelişmeler, motor termal verimliliğinde önemli iyileşmelere yol açmıştır. Bu da özgül yakıt tüketiminin ve fosil yakıt kaynaklı sera gazı emisyonlarının azalmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte, İYM'lerden kaynaklanan emisyonlar, küresel ısınma ve çevresel bozulmanın başlıca nedenlerinden biri olmaya devam etmektedir. Bu bağlamda, Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) tabanlı egzoz ısısı geri kazanım teknolojileri, motor sistemlerinin genel enerji verimliliğini artırırken çevresel etkilerini en aza indirmek için umut verici bir potansiyel sunmaktadır. Bu çalışmada, Ağır-Ağır Sürüş Çevriminin Cruise Bölümünde çalışan bir şehirlerarası otobüs için GT-SUITE simülasyon yazılımı kullanılarak ORÇ sistemi aracılığıyla egzoz enerjisi geri kazanımının potansiyeli değerlendirilmiştir. Sonuçlar, ORÇ tabanlı egzoz ısısı geri kazanım sistemlerinin motorların genel termal verimliliğini artırma ve böylece hem yakıt tüketimini hem de egzoz emisyonlarını azaltma konusunda büyük bir potansiyele sahip olduğunu göstermektedir. Simülasyon sonuçları, sürüş döngüsü sırasında araç hızı yaklaşık 80 km/s olduğunda egzoz gücünün yaklaşık 110 kW olduğunu göstermektedir. Bu durumda, egzoz gazından ORC sistemine aktarılan güç 39 kW'tır ve ORC ekspander 5 kW güç üretmektedir. Simülasyon sonuçları, ORC sistemine aktarılan egzoz enerjisinin yaklaşık %13'inin mekanik enerjiye dönüştürüldüğünü göstermektedir. Sonuç olarak, ORÇ sistemlerinin uygulanması, motor termal verimliliğini artırmak ve ulaşım sektöründe karbonsuzlaştırma yönündeki küresel çabalara katkıda bulunmak için uygulanabilir ve sürdürülebilir bir yaklaşım sunmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Organik Rankine Çevrimi, Egzoz Enerjisi Geri Kazanımı, Termal Verimlilik, GT-SUITE, Emisyon Azaltımı

ABSTRACT

Recent advancements in internal combustion engine (ICE) technology have led to significant improvements in brake thermal efficiency. This results in a reduction in specific fuel consumption and fossil fuel-based greenhouse gas emissions. Nevertheless, emissions from ICEs remain one of the major contributors to global warming and environmental degradation. In this context, Organic Rankine Cycle (ORC)-based exhaust heat recovery technologies present a promising potential for enhancing the overall energy efficiency of engine systems while minimizing their environmental impacts. In this study, the potential of exhaust energy recovery through an ORC system was evaluated using the GT-SUITE simulation software for an intercity bus operating on the Cruise Portion of Heavy-Heavy Duty Cycle. The results indicate that ORC-based exhaust heat recovery systems have great potential to improve the overall thermal efficiency of the engines, leading to reductions in both fuel consumption and exhaust emissions. Simulation results show that when the vehicle speed is approximately 80 km/h during the driving cycle, the exhaust power is approximately 110 kW. In this case, the energy transferred to the ORC system is 39 kW, and the ORC expander produces 5 kW of power. Simulation results show that approximately 13% of the exhaust energy can be transferred to the ORC system. Consequently, the application of ORC systems offers a feasible and sustainable approach for improving engine brake thermal efficiency and contributing to global efforts toward decarbonization in the transportation sector.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Exhaust Energy Recovery, Thermal Efficiency, GT-SUITE, Emission Reduction

GİRİŞ

İnsan faaliyetlerinden kaynaklanan sera gazı emisyonlarındaki sürekli artış, iklim değişikliğine yönelik ciddi tehditler oluşturmaktadır. Bu nedenle, küresel enerji sektörünün emisyonlarını hızla azaltması gerekmektedir. Ağır hizmet kamyonları ve otobüsleri Avrupa'daki toplam sera gazı emisyonlarının %5'inden fazlasını oluşturmaktadır, dolayısıyla bu araçlardan kaynaklanan emisyonların azaltılması ciddi önem taşımaktadır. Daha temiz ve verimli enerji kullanımına yönelik çözümlerin geliştirilmesi, ekonomik sürdürülebilirliğin sağlanması, çevre ve insan

sağlığının korunması açısından büyük önem taşımaktadır. Bu bağlamda, son yıllarda yürütülen çalışmaların önemli bir kısmı, düşük sıcaklıklarda yüksek enerji geri kazanım potansiyeli nedeniyle Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) tabanlı atık ısı geri kazanım sistemlerine odaklanmıştır (Pulkrabek W. W., 2014; Grelet V. ve diğ., 2016; Yang F., 2014). Literatürdeki çalışmalara bakıldığında, Köybaşı ve Soylu (2025), R245FA akışkanı ile GT-SUITE simülasyon programında ORÇ kullanarak 2 litrelik bir dizel motorun egzoz enerji geri kazanım potansiyelini araştırmışlardır. Simülasyon sonuçları, tasarlanan ORÇ sisteminde buharlaştırıcıya giren enerjinin hem egzoz sıcaklığı hem de kütleli debi ile doğrusal olarak arttığını, ancak egzoz sıcaklığı arttıkça enerji girişinin çok daha yüksek olabileceğini göstermektedir. Egzoz kütleli debisi 0,05 kg/s olduğunda, buharlaştırıcıya giren enerji 350°C'de yaklaşık 14 kW'tır. Kütleli debi 0,2 kg/s olduğunda, buharlaştırıcıya giren enerji 350°C'de 35 kW'tır. ORC sisteminin termal verimliliği 0,2 kg/s kütleli debi ile 350°C'de %5'e ulaşmaktadır. Rijpkema ve diğ. (2022), Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) kullanarak ağır hizmet kamyon motorlarında egzoz gazlarından atık ısının geri kazanılabilirliğini deneysel ve sayısal olarak araştırmıştır. Su kullanıldığında 0,5-5,7 kW; siklopentan ile 1,8-9,6 kW; etanol ile 1,0-7,8 kW güç elde edilmiştir. Uzun çevrimde geri kazanılan toplam enerji sırasıyla 5,2 MJ (%1,6), 11,2 MJ (%3,4) ve 8,2 MJ (%2,5) olmuştur. Rijpkema ve diğ. (2021), çalışmalarında düşük sıcaklıklı bir motor soğutucusundan ORÇ kullanarak atık ısı geri kazanımını değerlendirmişlerdir. R1233zd(E) akışkanı kullanan ORÇ sistemi için motor soğutucusundan ısı çekilerek çalıştırılmıştır. 0,1-0,7 kW net güç ve %1,1-1,8 verimlilik elde edilmiştir. Motor gücüne göre maksimum %0,7 ek güç sağlanmıştır. Battista ve diğ. (2019), turboşarjlı dizel motorlarda egzoz gazı ısısından enerji geri kazanımı için Ters Brayton Çevriminin potansiyelini araştırmıştır. Geleneksel entegrasyonda motor gücünün %1,5'i geri kazanılırken, geliştirilmiş entegrasyonda %2'si geri kazanılmıştır. Trabucchi ve diğ. (2017), ağır hizmet kamyon motorları için ORÇ tabanlı bir atık ısı geri kazanım ünitesinin tasarımını, modellenmesini ve kontrolünü araştırmıştır. Termodinamik optimizasyon, bileşen boyutlandırma, dinamik modelleme ve PI tabanlı kontrol sistemi simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Yaklaşık 5 kW güç elde edilmiştir. Xu ve diğ. (2019), ağır hizmet dizel motorlarında ORÇ kullanarak atık ısı geri kazanımı üzerine kapsamlı bir literatür taraması yapmıştır. Mimari seçimi, ısı eşanjörleri, genleştiriciler, akışkan seçimi, kontrol stratejileri ve deneysel sonuçları kapsayan son 10 yılın çalışmaları gözden geçirilmiştir. Simülasyonlarda 0-60 kW, deneylerde ise 0-14 kW güç geri kazanımı rapor edilmiştir. Schilling ve diğ. (2019), ağır hizmet araçlarının değişken egzoz koşullarına uygun ORÇ

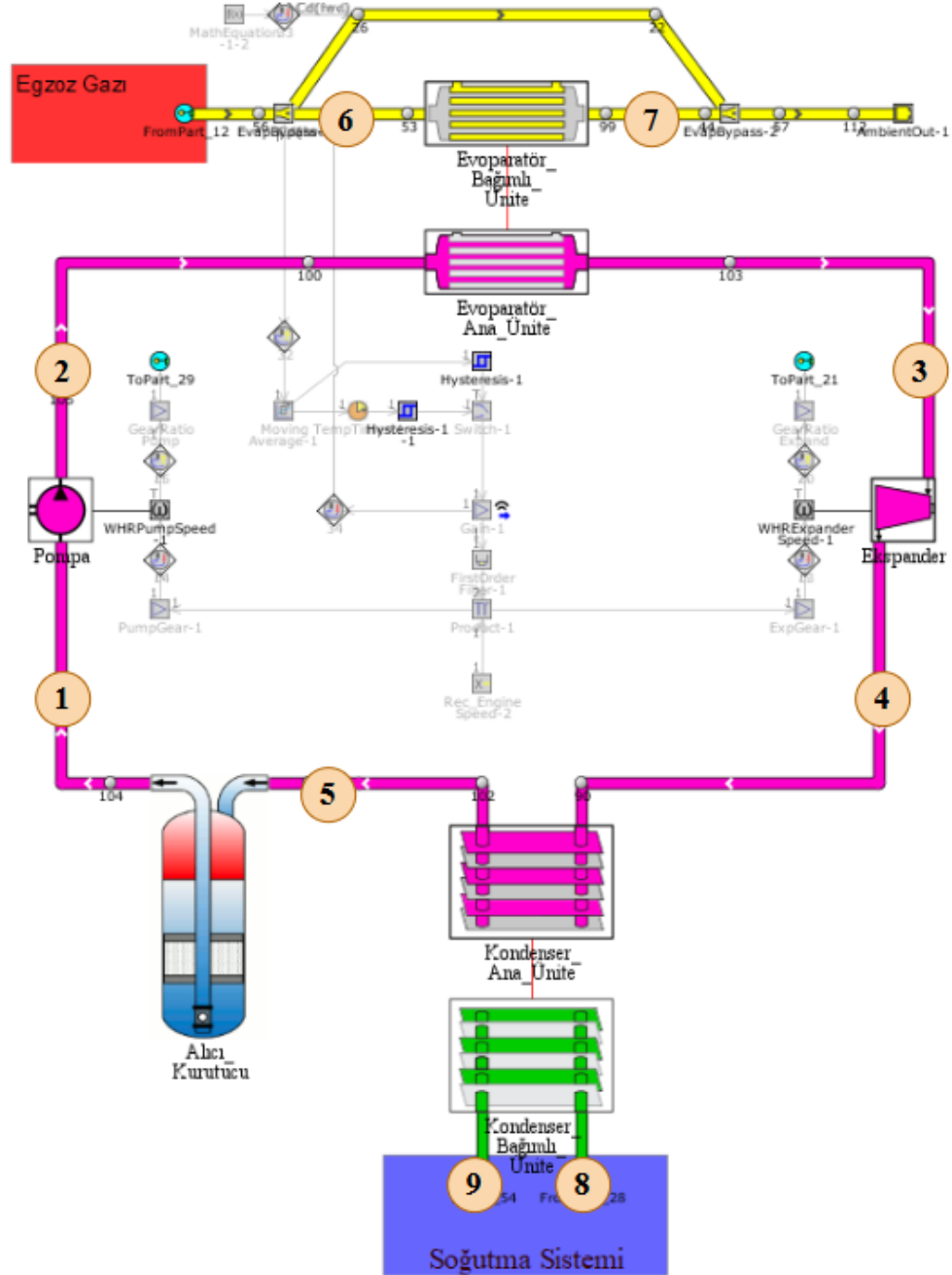
ve çalışma akışkanını birlikte tasarlamayı amaçlayan bir çalışma yürütmüştür. Yeni çalışma akışkanları, 1 adımlı CoMT-CAMD yöntemi ve PC-SAFT modeli kullanılarak tasarlanmış ve VECTO uzun mesafe döngüsü kullanılarak test edilmiştir. Etil format en uygun akışkan olarak belirlenmiş ve etanole kıyasla %30 daha fazla net güç sağlamıştır. Singh ve diğ. (2020), hafif hizmet motorlarında artan soğutma sıvısı sıcaklığının atık ısı geri kazanımı ve motor verimliliği üzerindeki etkisini değerlendirmiştir. Deneyler, 80-160°C aralığında 4 silindirli bir Volvo dizel motor üzerinde gerçekleştirilmiş ve 48 farklı akışkan simülasyonu ile incelenmiştir. Motor verimliliği %1 artmış ve toplam sistem verimliliği %5,2'ye yükselmiştir. Siklopentan soğutma sıvısı en iyi akışkan olmuştur. Rijpkema ve diğ. (2021), ağır hizmet tipi bir motorda Rankine çevrimine entegre edilmiş piston tipi bir genişleticinin performansını deneysel olarak ve modelleme yoluyla değerlendirmiştir. Deneyler 12,8 litrelik bir dizel motor üzerinde gerçekleştirilmiş, yarı ampirik bir model kalibre edilmiş ve farklı akışkanlarla simülasyonlar yapılmıştır. 0,1-3 kW güç geri kazanılmış ve izentropik verimlilik %0,05-0,5 aralığında bulunmuştur. Zhao ve diğ. (2017), ORÇ sistemi ile entegre edilmiş bir dizel motorun performansını araştırmıştır. GT-SUITE yazılımı kullanılarak, dizel motor ve ORÇ sistemi için ayrı simülasyon modelleri geliştirilmiş ve bu modeller entegre bir sistem modeli oluşturmak üzere birleştirilmiştir. ORÇ entegreli motorun kararlı durum çalışma koşulları analiz edilmiş ve ORÇ sistemi olan ve olmayan dizel motorun hızlanma performansı karşılaştırılmıştır. Kararlı durum performans sonuçları, ORÇ sisteminin motorun net güç çıkışını 4,12 kW artırdığını ve özgül yakıt tüketimini 3,61 g/kWh azalttığını göstermektedir. Yu ve diğ. (2013), bir dizel motordan atık ısı geri kazanımı için gerçek bir ORÇ sistemine dayalı bir simülasyon modeli sunmuştur. ORÇ sisteminin uygulanmasıyla, atık ısı egzoz gazından ve motorun soğutma suyundan etkili bir şekilde geri kazanılmıştır. Çalışma sıvısı olarak R245fa kullanıldığında, çalışma, egzoz gazı ısısının yaklaşık %75'inin ve soğutma suyu ısısının %9,2'sinin yüksekten düşüğe değişen motor yükleri altında geri kazanılabileceğini ve %21,7'lik bir ekserji verimliliği elde edilebileceğini göstermiştir. ORÇ sistemi ile entegre edildiğinde, ekserji verimliliğinin %6,1'e kadar arttığı gösterilmiştir. Lion ve diğ. (2017), projelerinde ORÇ sistemleri gibi atık ısı geri kazanım teknolojilerine odaklanmakta ve sadece motor verimliliğini artırmayı değil aynı zamanda emisyonları azaltmayı da amaçlamaktadır. Egzoz Gazı Resirkülasyon sistemleri aracılığıyla NO_x emisyonlarını azaltarak düşük sıcaklıktaki atık ısısının geri kazanımı üzerine çalışmalar yapılmıştır. Elde edilen verilere göre, 200 kW'lık bir motor için önerilen yöntem, WAVE yazılımı ile konumlandırılabilen herhangi bir motor

Bu çalışmada, şehirlerarası bir otobüsün HHDDT sürüş çevrimi üzerinde GT-SUITE simülasyon programı kullanılarak temel performans parametreleri incelenmiştir. Ayrıca ORC ile egzoz atık ısının geri kazanım potansiyeli değerlendirilmiştir.

Şekil 1'de gösterildiği gibi, şehirlerarası bir otobüste uygulanan atık ısı geri kazanım sisteminin entegre çalışma prensibi, motor, güç aktarım bileşeni ile bağlantılıdır. Sürücü, gaz pedalı konumuna ve sürüş koşullarına bağlı olarak motorun tork ve hız parametrelerini belirler.



Bu talebe karşılık olarak içten yanmalı motor mekanik güç üretirken aynı zamanda egzoz gazları ve soğutma devresi yoluyla önemli miktarda enerji açığa çıkarır. Şekil 2'deki WHR sistemi bu atık ısıyı geri kazanmak için Organik Rankine Döngüsünü kullanmaktadır. Kimyasal olarak kararlı, uzun ömürlü ve güvenilir olması sebebiyle çalışma akışkanı olarak etanol simülasyonlarda kullanılmaktadır. Tablo 1 ve 2, etanolün NFPA sınıflandırmasını özetlemektedir.



Şekil 2. Atık Isı Geri Kazanım Sistemi

Tablo 1. Çalışma Akışkanı Etanolün Fiziksel-Termal-Kritik Özellikleri (Matmake.com,(2025))

Etanol Özellikleri					
Fiziksel Özellikler		Termal Özellikler		Kritik Sabitler	
Molar Kütle	46.07 g/mol	Donma Noktası	-114.1 °C	Kritik Sıcaklık (T _k)	243 °C
Yoğunluk	789 kg/m ³	Kaynama Noktası	78.2 °C	Kritik Basınç (P _c)	6.38 MPa
Özgül Isı	1,60(kJ/kgK)	Buhar Basıncı	5.87 kPa	Kritik Molar Hacim (V _c)	167 cm ³ /mol
Kapasite	2,57(kJ/kgK) (sıvı)	Etanolün buharlaşma entalpisi	837 kJ/kg		

Tablo 2. Etanolün NFPA Sınıflandırması (Thermo Fisher Scientific, 2009)

Yangınla Mücadele Önlemleri				Ulusal Yangından Korunma Birliği		
Parlama Noktası	Otomatik Tutuşma Sıcaklığı	Üst Yanıcılık Sınırı	Alt Yanıcılık Sınırı	Sağlık	Yanıcılık	İstikrarsızlık
12 °C	363 °C	19%	3,3%	2	3	1

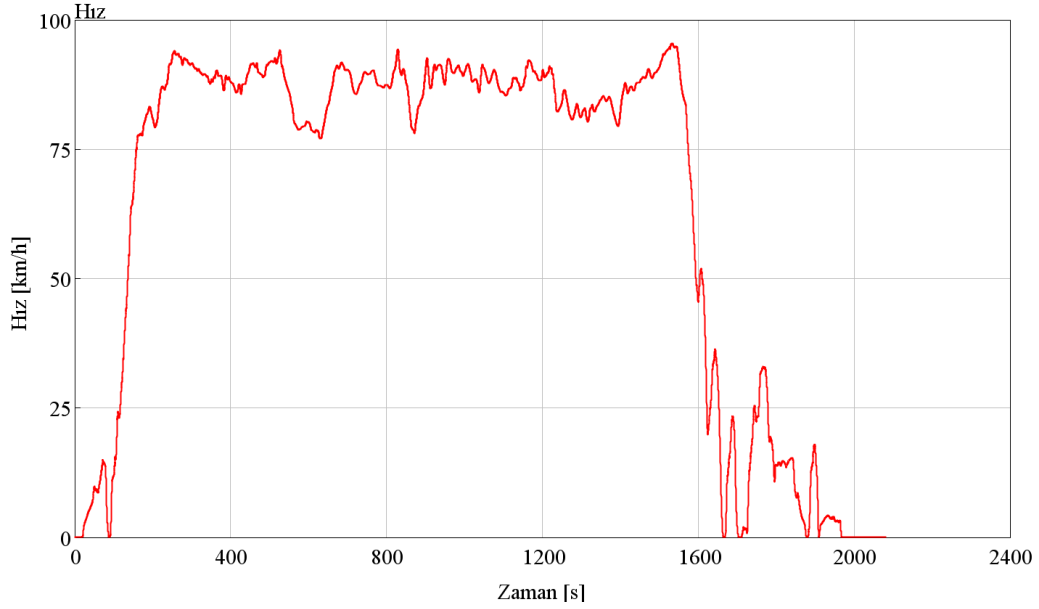
Buharlaştırıcı, ekspander ve yoğuşturucunun teknik özellikleri sistemin güvenli çalışabilmesi için sırasıyla aşağıdaki gibi tercih edilmiştir. Buharlaştırıcı boru boyu uzunluğu 60 cm, gövde çapı 38,7 cm'dir ve 170 adet boru kullanılır. Çevrim boyunca genişletirici tarafından işlenen buhar hacmi 70 cm³'tür. Yoğusturucu plakası boyutları 25 cm x 20 cm'dir ve yoğusturucuya ek olarak bir alıcı tankı da çevrime dahil edilmiştir. Bu tank 3 L hacminde olup yoğusturucuda yoğuşamayan akışkanın pompaya zarar vermemesi için tamamen sıvılaştırılmasını sağlar.

Sistem performansını etkileyen bir diğerkritik özellik ise motor seçimi olup GT-SUITE yazılımında gerçekleştirilen simülasyonlarda kullanılan araç modelinin özellikleri Tablo 3'te özetlenmiştir.

Tablo 3.Motor Özellikleri (Mercedes Benz-otobüsler için standart katalog, 2024)

Mercedes-Benz Tourismo 15 RHD 2+1	
Motor	
Türü	Mercedes-Benz OM 470, Euro 6
Silindir Sayısı ve Düzeni	Sıralı 6 silindirli
Hacim	10.677 cm ³
Maksimum Güç	315 kW (428 PS) / 1.600 dev/dak
Maksimum Tork	2.100 Nm / 1.100 dev/dak
Araç Özellikleri	
Araç Kütlesi	13000 kg
Toplam Uzunluk	13,1 m
Toplam Genişlik	2,6 m
Toplam Yükseklik	3,8 m
Şanzıman Tipi	Mercedes-Benz GO 250-8, PowerShift (Otomatikleştirilmiş)
Vites Sayısı	8+1
Yakıt Türü	Dizel
Lastik Ebatları	295/80 R 22.5

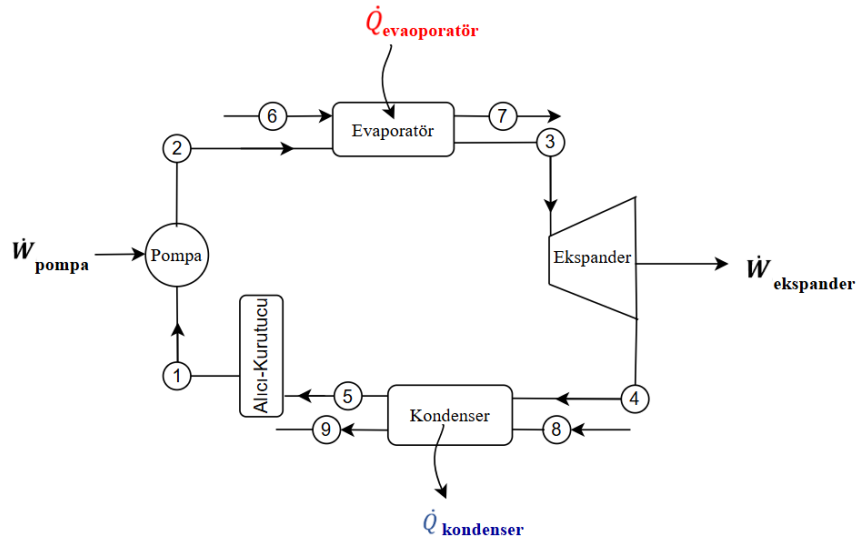
Simülasyon, 37,17 km'lik bir mesafe boyunca 95,4 km/h maksimum hıza sahip HHDDT Seyir Modu sürüş döngüsünde çalıştırılmıştır. Şekil 3, HHDDT Sürüş Modunu göstermektedir ve HHDDT sürüş çevrimi bilgileri GT-SUITE yazılımı kütüphanesinden alınmıştır.



Şekil 3. HHDDT Seyir Modu sürüş döngüsü

3. TARTIŞMA

Motor karakteristikleri ve seyir konumu hızı verilerine dayanarak, ORÇ sistemindeki genişleticiden maksimum güç çıkışının analizin 161. saniyesinde gerçekleştiği belirlenmiştir. ORÇ sistemi şeması ve bu koşul için karşılık gelen termodinamik parametreler Şekil 4 ve Tablo 4'te sunulmuştur.

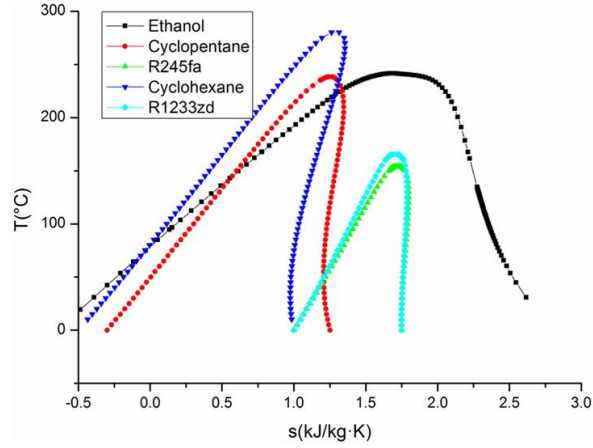


Şekil 4. Organik Rankine Çevrimi

Tablo 4. Analizin 161. saniyesinde ORÇ'nin Termodinamik Özellikleri

Özellikler	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T (K)	343,5	344,1	443,1	359,7	342	614,82	498,69	339	346,5
P (bar)	1,38	14,5	14,5	1,38	1,38	1,01	1,00	1,63	1,63
h (kJ/kg)	378	380	1354	1261	373,8	623	502	275,8	307,2
s (kJ/kg·K)	1,577	1,498	3,883	4,036	1,564	7,599	7,384	0,9041	0,9958
v (m ³ /kg)	0,00134	0,00134	0,04572	0,4517	0,001341	1,748	1,432	0,00102	0,00105

Şekil 4'te gösterildiği gibi, 1'den 5'e kadar numaralandırılmış bölgeler ORÇ'nin ana işlem noktalarını göstermektedir. Bölge 1, sıvı fazda çevrime giren akışkanın bulunduğu noktadır. Bu noktada yoğunlaştırıcıda yoğunlaşarak sıvı hale gelen çalışma akışkanı etanol, alıcı-kurutucu ünitesinden geçtikten sonra pompaya yönlendirilir. Pompa 2. bölgede akışkanı sıkıştırarak basıncını artırır ve yüksek basınçlı bir sıvıya dönüştürür. 3. bölge buharlaştırıcı çıkışını temsil eder. Bu işlem sırasında egzoz gazından aldığı ısı enerjisi ile buharlaşır ve aşırı ısıtılmış buhar haline gelir. Şekil 5'ten de görülebileceği gibi, etanol diğer bazı akışkanlara kıyasla önemli ölçüde daha yüksek buharlaştırıcı enerjisine sahiptir. Şekil 5'te, dizel motor egzozundan atık ısı geri kazanımı için bir ORÇ sisteminde farklı akışkanlar (etanol, siklopentan, sikloheksan, R245fa ve R1233zd(E)) karşılaştırılmıştır. Düşük buharlaşma sıcaklıklarına sahip olan R245fa ve R1233zd düşük yoğunlaşma basıncı ve genişleme oranı sağlarken, etanol, siklopentan ve sikloheksan daha yüksek verimlilik sunar. (Li vd., 2021) Buhar, genişletirici girişine yönlendirilir ve çevrimdeki en yüksek sıcaklık ve basınç değerlerine ulaşır. Bölge 4'te, genişletirici içinde meydana gelen genişleme işlemi akışkanın basıncını ve sıcaklığını düşürür, böylece mekanik enerji elde edilir. Son olarak, 4. bölge yoğunlaştırıcı girişini temsil eder. Burada genişletiriciden çıkan düşük basınçlı buhar yoğunlaşma işlemi için yoğunlaştırıcı sistemine girer ve ısıyı ortam soğutma devresine aktararak tekrar sıvı hale dönüştürülür. Şekil 4'te 6. nokta egzoz parametrelerinin giriş koşullarını, 7. nokta ise egzozun çıkış koşullarını temsil etmektedir. Ayrıca 8. nokta kondensere su girişini, 9. nokta ise yoğunlaştırıcıdan su çıkışını göstermektedir.



Şekil 5. Seçilen çalışma akışkanlarının T-s Diyagramı (Li vd., 2021)

Organik Rankine Çevriminde net güç ve verimliliğin belirlenmesinde, termodinamiğin birinci yasasına göre sabit akışlı açık sistemler için kontrol hacmindeki toplam enerjinin sabit kaldığı varsayılır.

$$\sum \dot{E}_{giriş} - \sum \dot{E}_{çıkış} = \frac{dE_{sistem}}{dt} = 0 \quad (1)$$

Bu denklem enerjinin korunumunu ifade etmek için de kullanılabilir.

$$\sum \dot{E}_{giriş} = \sum \dot{E}_{çıkış} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{giriş} + \dot{W}_{giriş} + \sum_{giriş} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{çıkış} + \dot{W}_{çıkış} + \sum_{çıkış} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{çıkış} \dot{m}h - \sum_{giriş} \dot{m}h \quad (4)$$

denkleme dönüşür. Nihayetinde;

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ekspander} - \dot{W}_{pompa} \quad (5)$$

Denklemden elde edilir. Çevrim verimliliği (η_{net}), net gücün egzoz gazının ısı gücüne bölünmesiyle hesaplanır. (Çengel & Boles, 2021)

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{egzoz}} \quad (6)$$

Pompa giriş ve çıkışındaki basınca ve ilk durumdaki özgül hacme bağlı olarak, birim kütle başına pompa işi aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanabilir.

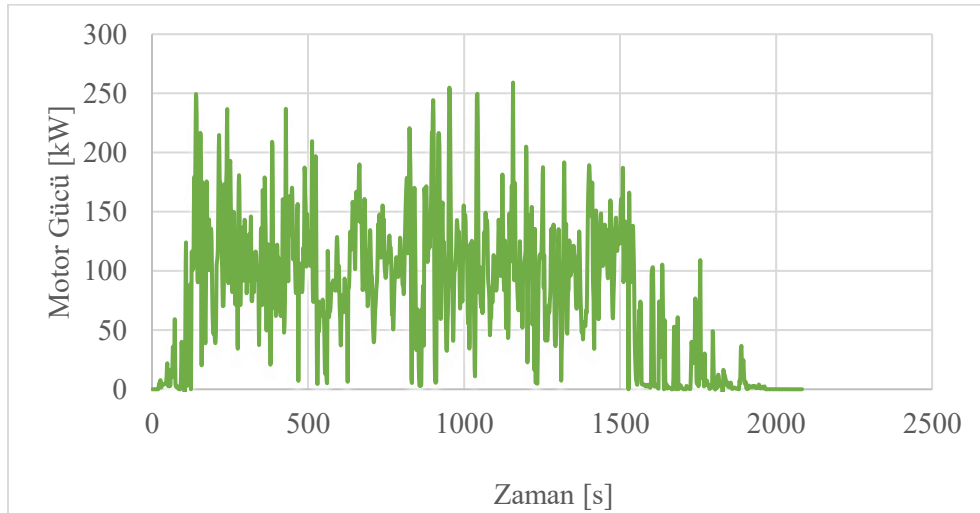
$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{akışkan} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{akışkan} \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad (kW) \quad (7)$$

Çevrimde, çalışma akışkanı pompa girişinde sıvı fazda olmalıdır. Çalışma sıvısı genişletirici girişinde buhar fazında olmalıdır.

$$\dot{W}_{ekspander} = \dot{m}_{akışkan} \cdot (h_3 - h_4) \quad (8)$$

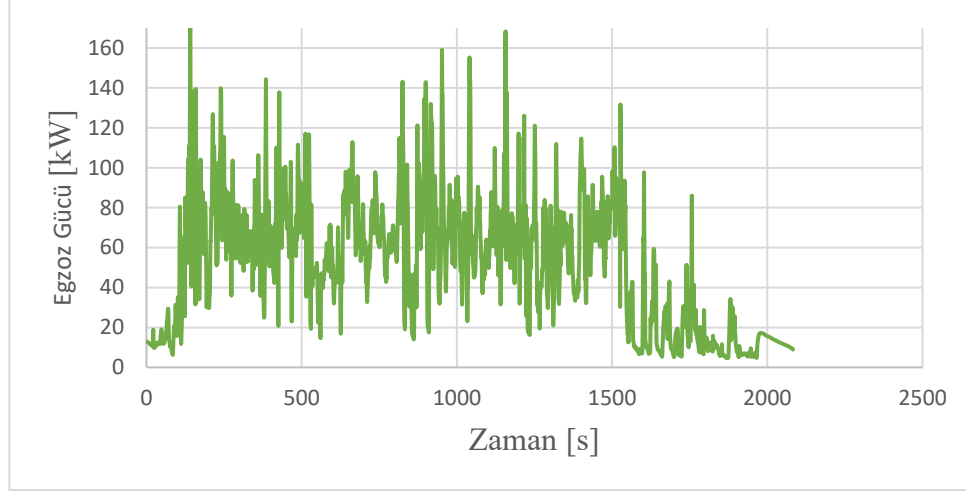
Denklemde, h_4 genişletici çıkışındaki entalpiyi ve h_3 genişletici girişindeki entalpiyi temsil eder.

Bu çalışma kapsamında, GT-SUITE yazılımı kullanılarak, Tablo 3'te listelenen özelliklere sahip bir dizel motorun Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) kullanarak egzoz enerjisi geri kazanım potansiyelini değerlendirmek için analizler gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları, egzoz gazından geri kazanılabilecek ısı enerjisi miktarını, sistem verimliliğini ve sürüş çevrimi koşulları altında ORÇ performansını ortaya koymaktadır. Sürüş çevrimi Şekil 3'te gösterilmiştir. Motorun ortaya çıkan dinamik davranışı Şekil 6'da görülmektedir. HHDDT sürüş çevriminde küçük hız değişiklikleri motor gücünde önemli ölçüde güç değişikliklerine neden olmaktadır.



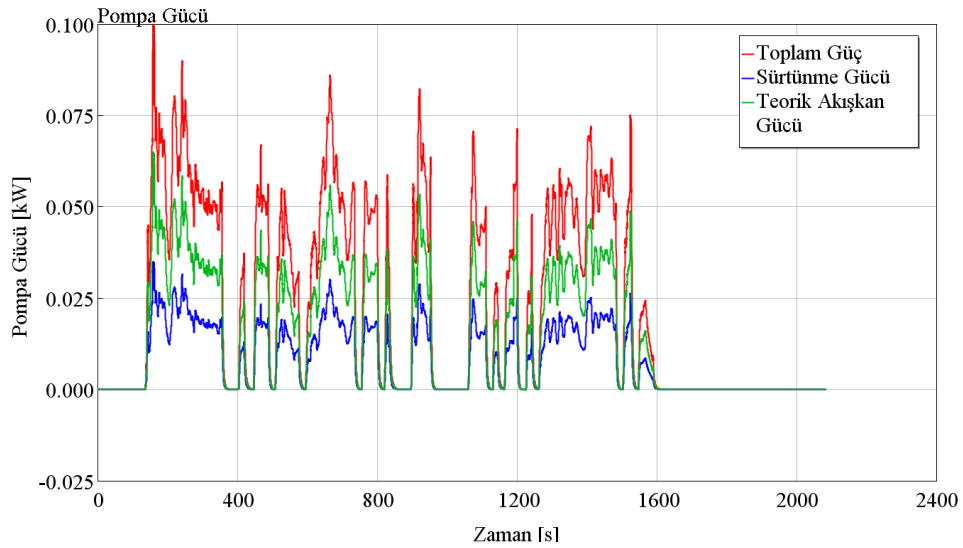
Şekil 6. HHDDT Seyir Modu sürüş döngüsü boyunca Motor Gücü

Sürüş çevrimine bağlı olarak motor gücü parametrelerinden elde edilen egzoz gücü değişimi Şekil 7'de gösterilmiştir. Egzoz gücünün maksimum 170 kW'a kadar ulaşan geniş aralıktaki sürekli dalgalanmaları, motorun çalışma rejiminde gaz keleşi modülasyonu kaynaklı anlık ve şiddetli değişikliklerin bir yansımasıdır.



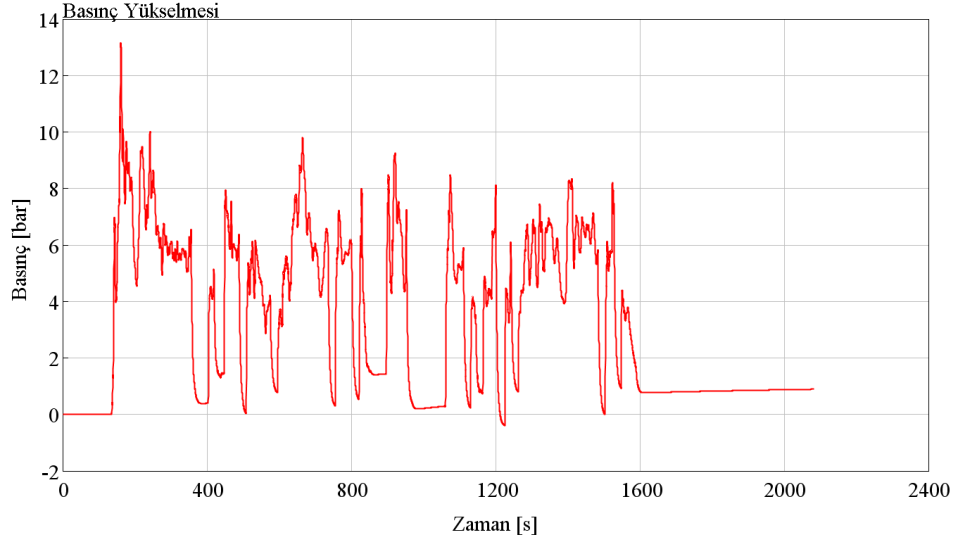
Şekil 7. HHDDT Seyir Modunda elde edilen Egzoz Gücü

Şekil 8a ve 8b, gerekli pompa gücünün dinamik davranışını ve sürüş döngüsü boyunca karşılık gelen basınç artışını göstermektedir. Bu güçlü korelasyon, pompanın debi ihtiyacını karşılamak için aktif modülasyonla çalıştığını belirtmektedir.



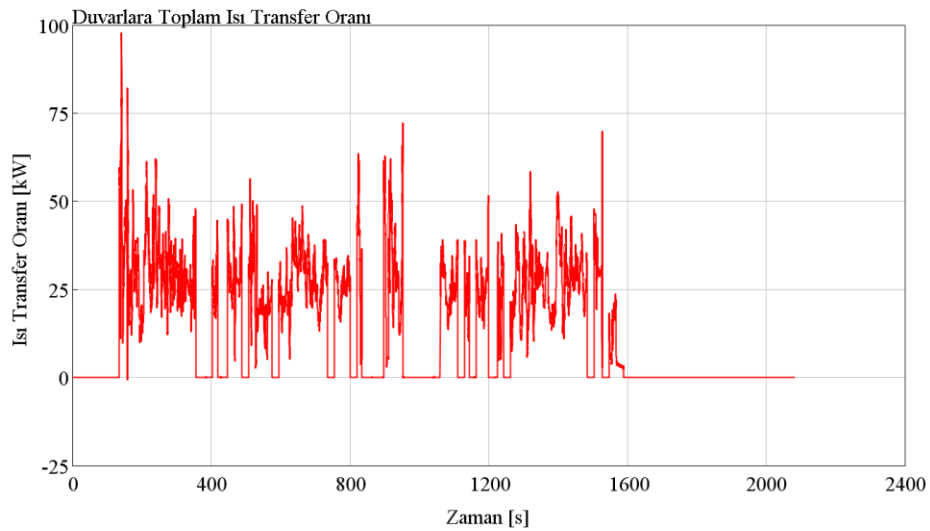
Şekil 8a. Pompa Gücü

Şekil 8b’de pompanın çalışma aralığının 14 bar basınca kadar çıkan geniş bir dinamik basınç aralığı kapsadığını ifade etmektedir. Bu değişim, araç kontrol ünitesinin motor parametrelerine gecikmesiz yanıt vererek pompa hızını anlık olarak ayarlaması gerektiğini belirtmektedir.



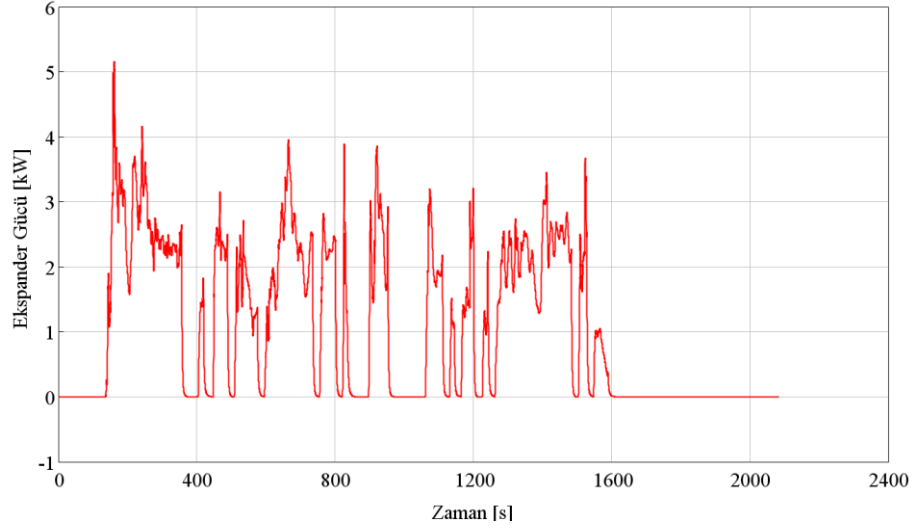
Şekil 8b. Pompanın Basınç Yükselmesi

Birim zamanda evaporatörden egzozdaki etanole aktarılan maksimum enerji 39,43 kW'tır. Egzozdan ORC çalışma sıvısı etanole aktarılan ısı, Şekil 9'da gösterildiği gibi sürüş çevrimine bağlı olarak değişmektedir. Buharlaştırıcıda birim zamanda elde edilen maksimum ısı transferi 97,68 kW olarak belirlenmiştir.



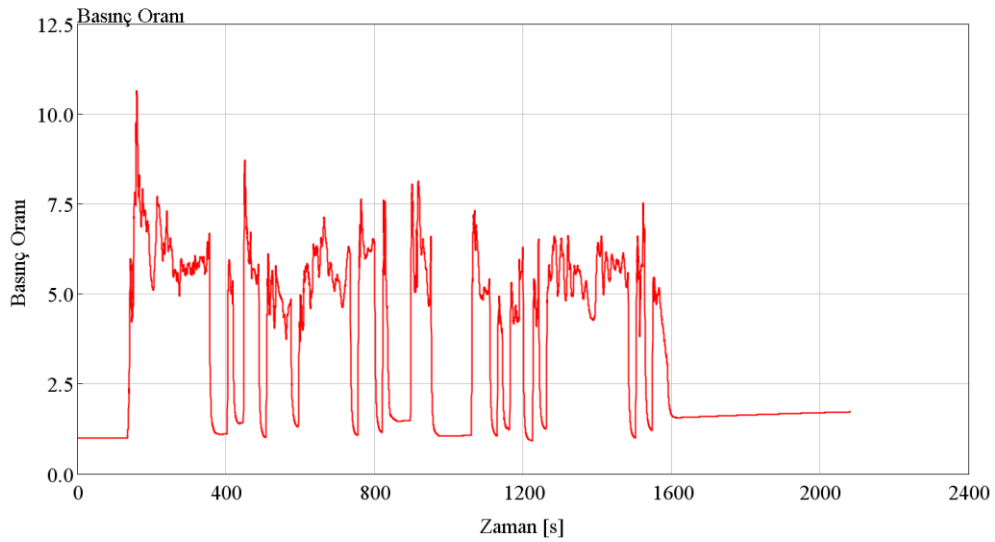
Şekil 9. Evaporatörün Isı Transfer Oranı

Simülasyon sonuçlarına göre, Şekil 10’da görüldüğü gibi ekspanderden elde edilen maksimum mekanik güç 5,15 kW’a kadar çıkmaktadır fakat elde edilen güç oldukça değişkendir. Hızdaki artışla birlikte egzoz enerjisi yükselmekte ve bu sayede Organik Rankine Çevrimi'nden (ORÇ) elde edilen güç miktarı da doğru orantılı olarak artırılabilir.



Şekil 10. Genişletici (Ekspander) Gücü

Maksimum ekspander gücünün elde edildiği noktadaki basınç ise 10,47 bar olarak belirlenmiştir. Şekil 11'de görselde gösterilen genel grafiklerde belirtilmiştir. Ekspander basınç oranındaki artış ekspander gücünün artmasına neden olmaktadır. Genleştirici gücü ve basınç oranının dinamik davranışı net bir şekilde Şekil 10 ve Şekil 11’den görülebilmektedir.



Şekil 11. Genişleticinin Basınç Oranı

4.SONUÇ

1) Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) sistemi, şehirlerarası otobüs gibi ulaşım araçlarında araç egzoz gazlarından çıkan atık ısıнын değerlendirilmesi için önemli bir çözüm sunmakta ve bu sistemde yapılan simülasyon sonuçlarına göre enerjinin elektrik veya mekanik enerjiye dönüştürülmesini sağlayarak enerji verimliliğini artırmaktadır.

2) Simülasyon sonuçları incelendiğinde, HHDDT Seyir Modu sürüş döngüsü sırasında, araç hızı yaklaşık 80 km/saat olduğunda, egzoz gücünün yaklaşık 110 kW olduğu görülmektedir. Bu durumda, egzoz gazından ORÇ sistemine aktarılan güç 39 kW'tır ve ORÇ genişletici 5,15 kW güç üretir. Bulgular, ORÇ sistemine aktarılan egzoz enerjisinin yaklaşık %13'ünün mekanik enerjiye dönüştürüldüğünü ortaya koymaktadır.

3) Elde edilen sonuçlar ORÇ sisteminin güç ve basınç oranının oldukça dinamik olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, sistem egzoz enerjisinden önemli miktarda mekanik güç üretebilmektedir. ORÇ genişletici tarafından üretilen güç, sistemin tasarım hedeflerini desteklemekte ve egzozdan geri kazanılan enerjinin ekonomik ve verimli bir şekilde kullanılabileceğini göstermektedir. Bu nedenle, gelecekteki çalışmalar bu sistemi daha da geliştirmeyi amaçlamaktadır.

KAYNAKLAR

- Battista, D. D., Fatigati, F., Carapellucci, R., Cipollone, R. (2019). Inverted Brayton Cycle for Waste Heat Recovery in Reciprocating Internal Combustion Engines. *Applied Energy*, 253.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2021). *Thermodynamics: An engineering approach* (7th ed.).
- Grelet, V., Reiche, T., Lemort, V., Nadri, M., Dufour, P. (2016). Transient Performance Evaluation of Waste Heat Recovery Rankine Cycle Based System for Heavy Duty Trucks. *Applied Energy*, 165, 878–892.
- Köybaşı, Ö. B., Soylu, Ş. (2025). Dizel Motorlarda Organik Rankin Çevrimi ile Egzoz Enerjisinin Geri Kazanımının Modellenmesi. 6. *International Trakya Scientific Research Congress*, Edirne, 5-6 Nisan 2025, 648-661.
- Lion, S., Vlaskos, I., Rouaud, C., Taccani, R. (2017). Overview of the Activities on Heavy Duty Diesel Engines Waste Heat Recovery with Organic Rankine Cycles (ORC) in the Frame of the ECCO-MATE EU FP7 Project. *Energy Procedia*, 129, 786–793.
- Li, D., Sun, Q., Sun, K., Zhang, G., Bai, S., Li, G. (2021). *Diesel Engine Waste Heat Recovery System Comprehensive Optimization Based on System and Heat Exchanger Simulation*. *Open Physics*, 19(1), 331-340.
- Matmake. (2025). *Ethanol properties*. Matmake. Retrieved October 29, 2025, from <https://matmake.com/materials-data/ethanol-properties.html>
- Mercedes-Benz. (2025). *Tourismo technical and equipment specifications*. Mercedes-Benz. Retrieved October 29, 2025, from https://www.mercedes-benz-bus.com/tr_TR/models/tourismo-rhd/facts/technical-data.html
- Pulkcrabek W. W. (2014). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (2nd ed.). New Jersey: Pearson Education.
- Rijpkema, J., Andersson, S. B., Munch, K. (2021). Experimental Study of an Organic Rankine Cycle with R1233zd(E) for Waste Heat Recovery from the Coolant of a Heavy-Duty Truck Engine. *Energy Conversion and Management*, 244.
- Rijpkema, J., Erlandsson, O., Andersson, S. B., Munch, K. (2022). Exhaust Waste Heat Recovery from a Heavy-Duty Truck Engine: Experiments and Simulations. *Energy*, 238.
- Rijpkema, J., Thantla, S., Fridh, J., Andersson, S. B., Munch, K. (2021). Experimental Investigation and Modelling of a Reciprocating Piston Expander for Waste Heat Recovery from a Truck Engine. *Applied Thermal Engineering*, 186.

- Schilling, J., Eicler, K., Kölsch, B., Pischinger, S., Bardow A. (2019). Integrated Design of Working Fluid and Organic Rankine Cycle Utilizing Transient Exhaust Gases of Heavy-Duty Vehicles. *Applied Energy*, 255.
- Singh, V., Rijpkema, J. J., Munch, K., Andersson, S. B., Verhelst, S. (2020). On the Effect of Increased Coolant Temperatures of Light Duty Engines on Waste Heat Recovery. *Applied Thermal Engineering*, 172.
- Thermo Fisher Scientific. (2009). *Safety data sheet: Ethanol* [PDF]. Thermo Fisher Scientific.
- Trabucchi, S., Servi, C. D., Casella, F., Colonna, P. (2017). Design, Modelling, and Control of a Waste Heat Recovery Unit for Heavy-Duty Truck Engines. *Energy Procedia*, 129.
- Xu, B., Rathod, D., Yebi, A., Filipi, Z., Onori, S., Hoffman, M. (2019). A Comprehensive Review of Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery Systems in Heavy-Duty Diesel Engine Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 107.
- Yang, F., Dong, X., Zhang, H., Wang, Z., Yang, K., Zhang J., Wang, E., Liu H., Zhao, G. (2014). Performance Analysis of Waste Heat Recovery with a Dual Loop Organic Rankine Cycle (ORC) System for Diesel Engine under Various Operating Conditions. *Energy Conversion and Management*, 80, 243-255.
- Yu, G., Shu, G., Tian, H., Wei, H., Liu, L. (2013). Simulation and Thermodynamic Analysis of a Bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of Diesel Engine (DE). *Energy*, 51, 281–290.
- Zhao, M., Wei, M., Song, P., Liu, Z., Tian, G. (2017). Performance Evaluation of a Diesel Engine Integrated with ORC System. *Applied Thermal Engineering*, 115, 221–228.
- Zhou, F., Joshi, S. N., Rhot-Vaney, R., & Dede, E. M. (2019). A review and future application of Rankine Cycle to passenger vehicles for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 114, 109334.

KABİN ISITMASI VE ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ YOLUYLA YAKIT HÜCRELİ HİBRİT ELEKTRİKLİ OTOBÜSLERİN ATIK ISI GERİ KAZANIM POTANSİYELİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Sılanur YILMAZ¹ , Özgür Berfin KÖYBAŞI², Şeref SOYLU³

¹Otokar Otomotiv Ve Savunma Sanayi A. Ş., Sakarya, Türkiye,

^{2,3}Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli, Türkiye,

silyilmaz@otokar.com.tr, berfin.koybasi@kocaeli.edu.tr, seref.soylu@kocaeli.edu.tr

ÖZET

Son yıllarda küresel ısınma ve çevre kirliliğinin artan etkileri, sıfır emisyonlu ulaşım teknolojilerinin geliştirilmesini hızlandırmıştır. Yakıt hücresel elektrikli araçlar, yüksek verimlilikleri ve zararlı emisyon üretmemeleri nedeniyle umut verici bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Ancak, yakıt hücreleri tarafından üretilen enerjinin yaklaşık %40–50’si atık ısı olarak kaybedilmektedir. Bu çalışmanın amacı, yakıt hücresi soğutma sisteminde oluşan atık ısının kabin ısıtması ve Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) yoluyla geri kazanımı sayesinde genel enerji verimliliğini artırılması hedeflenmektedir. Bu kapsamda Siemens Simcenter Amesim yazılımında oluşturulan bir boyutlu PEM yakıt hücresel otobüs modeli, FTP-72 ve EPA Highway sürüş çevrimleri altında analiz edilmiştir. Yapılan simülasyon analizleri, yakıt hücresi verimliliğinin %45–50 aralığında olduğunu göstermiştir. Şehir içi sürüş koşullarında yakıt hücresi ortalama 39 kW güç üreterek bataryayı beslemiş ve Şarj Durumu’nu (SOC) %19 artırmıştır. Otoyol sürüş koşullarında ise 59 kW ortalama güçte batarya ile paralel çalışmış ve SOC seviyesi %28,66 azalmıştır. Her iki senaryoda da ORÇ’ye aktarılan ısı miktarı benzer bulunmuş; çevrim verimleri sırasıyla %7.7 ve %6.8 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar, ORÇ entegrasyonunun sıfır emisyonlu şehir otobüslerinde enerji geri kazanımı ve ısıtma verimliliğini artırma potansiyelini ortaya koymaktadır. Kabin ısıtma senaryolarında, atık ısının kullanımı, ortam sıcaklığına bağlı olarak %40–50 enerji tasarrufu sağlamış ve bu durum elektrikli ısıtıcılara olan ihtiyacın önemli ölçüde azalmasına işaret etmektedir. FTP-72 sürüş çevriminde (1370 saniyelik çevrim yaklaşık 22.3 dakika) yakıt hücresi soğutma sistemi 10 kWh enerjiyi çevreye bırakmıştır. Bir otobüs kış şartlarında ısıtma için saatlik ortalama 12 kWh’lik enerjiye ihtiyaç duymaktadır ve soğutma yoluyla

çevreye bırakılan enerji bu koşullar altında kabin ısıtma ihtiyacının tamamını fazlasıyla karşılamaktadır. Sonuç olarak önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanabilmektedir .

Anahtar kelimeler: Yakıt Hücreli Elektrikli Otobüs, Organik Rankine Çevrimi, Atık Isı Geri Kazanımı, Enerji Verimliliği.

ABSTRACT

In recent years, the increasing impacts of global warming and environmental pollution have accelerated the development of zero-emission transportation technologies. Fuel Cell Electric Vehicles (FCEVs) are emerging as a promising alternative due to their high efficiency and lack of harmful emissions. However, approximately 40–50% of the energy produced by fuel cells is lost as waste heat. %. The aim of this study is to enhance overall energy efficiency by recovering waste heat generated in the fuel cell cooling system through cabin heating and Organic Rankine Cycle (ORC). In this study, a one-dimensional Proton Exchange Membrane (PEM) fuel cell bus model created using Siemens Simcenter Amesim software was analyzed under EPA Highway and FTP-72 (UDDS) driving cycles. Simulation analyses revealed that the fuel cell efficiency ranged between 45–50%. Under urban driving conditions, the fuel cell produced an average power of 39 kW, feeding the battery and increasing the State Of Charge (SOC) by 19%. In highway driving conditions, it operated in parallel with the battery at an average power of 59 kW, resulting in a SOC decrease of 28.66. In both scenarios, similar amounts of heat were transferred to ORC; cycle efficiencies were calculated as 7.7% and 6.8%, respectively. The results obtained demonstrate the potential for ORC integration to enhance energy recovery and heating efficiency in zero-emission city buses. In cabin heating scenarios, using waste heat resulted in 40–50% energy savings depending on ambient temperature, significantly reducing the need for electric heaters. During the FTP-72 driving cycle (a 1,370-second cycle corresponding to approximately 22.3 minutes), the fuel cell cooling system released 10 kWh of energy to the environment. Under winter operating conditions, this bus requires an average of 12 kWh of thermal energy per hour for cabin heating, and the energy discharged through cooling is more than sufficient to meet this heating demand. Consequently, substantial energy savings can be achieved.

Keywords: Fuel Cell Electric Bus, Organic Rankine Cycle, Waste Heat Recovery, Energy Efficiency.

GİRİŞ

Küresel ısınmanın artan etkileri, enerji verimliliği ve çevresel sürdürülebilirlik kavramlarını küresel araştırma ve politika gündemlerinin ön saflarına taşımıştır. Dünya genelinde toplam sera gazı emisyonlarının yaklaşık %25'inden sorumlu olan ulaştırma sektörü, iklim değişikliğiyle mücadelede kritik bir rol oynamaktadır (IEA, 2024). Avrupa Birliği'nin 2019 yılında açıkladığı Avrupa Yeşil Anlaşması çerçevesinde, 2050 yılına kadar karbon nötr ulaşım sistemlerine geçiş hedeflenmiştir (Avrupa Komisyonu, 2019). Benzer şekilde, Birleşmiş Milletler Sürdürülebilir Kalkınma Hedefleri (SKH), özellikle “Uygun Fiyatlı ve Temiz Enerji” (SKH 7) ve “İklim Eylemi” (SKH 13), alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesini stratejik bir öncelik haline getirmiştir (Birleşmiş Milletler, 2023). Avrupa'da yürütülen ZEMO Ortaklığı raporuna göre, sıfır emisyonlu ulaşım stratejileri kapsamında, yakıt hücreli otobüslerin 2030 yılına kadar toplam kentsel toplu taşıma filosunun %25'ini oluşturması hedeflenmektedir (ZEMO Ortaklığı, 2024). Bu tür girişimler, akademik araştırmaların pratik uygulamalarla entegre edilmesinin önemini vurgulamaktadır. Yakıt hücreli elektrikli araçlar, yüksek enerji dönüşüm verimliliği, sessiz çalışması ve sıfır emisyon özellikleri nedeniyle sürdürülebilir ulaşım için giderek daha umut verici bir çözüm olarak görülmektedir. Çeşitli yakıt hücresi türleri arasında, Proton Değişim Membranlı (PEM) yakıt hücreleri, düşük çalışma sıcaklığı, kompakt yapısı ve hızlı dinamik tepkisi nedeniyle araç uygulamalarında öne çıkmaktadır. Bununla birlikte PEM yakıt hücreleri, doğal olarak bir miktar enerji kaybı sergiler: üretilen enerjinin yaklaşık %30–50'si soğutucu devresi ve egzoz gazı akışı yoluyla atık ısı olarak salınır (Yakubu, 2024; Wu et al., 2025). Literatürde, bu atık ısının çoğunun soğutma devresi aracılığıyla dağıldığı ve toplam ısı kaybının %60–90'ını oluşturduğu belirtilmektedir (Yakubu, 2024). Egzoz akışının payı ise çalışma sıcaklığı, nem oranı ve ürün suyun buharlaşması gibi faktörlere bağlı olarak %3–30 arasında değişebilmektedir (Lan, 2023; Thiyagarajan et al., 2020). Bu farklılıklar, soğutma tasarımı (hava veya sıvı bazlı) ve analizde gizli ısının dikkate alınıp alınmaması gibi unsurlardan kaynaklanmaktadır.

Literatürde, soğutma sıvısı devresinin ısı gideriminde baskın bir ortam olduğu, egzoz akışının ise daha küçük ancak termodinamik açıdan anlamlı bir paya sahip olduğu sürekli olarak belirtilmektedir. Atık ısının uygun şekilde geri kazanılması, özellikle düşük sıcaklıklı kaynaklardan faydalanmak üzere geliştirilen Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) sistemleri sayesinde, araçların genel enerji verimliliğini artırmak için önemli fırsatlar sunmaktadır (Mousavi Ajarostaghi et al., 2018; Kim et al., 2021). Son yıllarda hibrit ısı pompası-ORÇ (HP-ORÇ) konfigürasyonları da

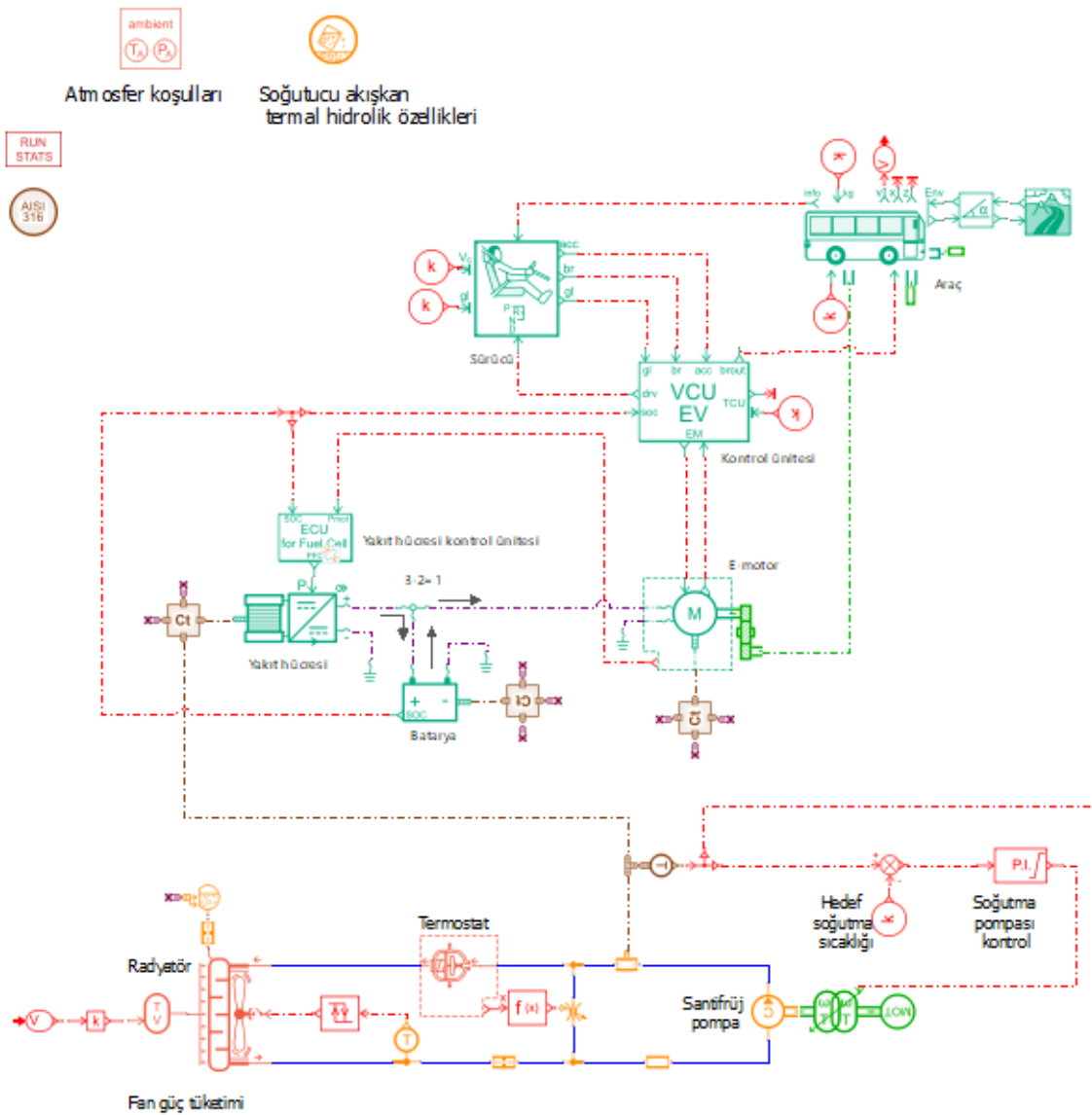
geliştirilmiş; bu sistemlerin kabin ısıtma enerji tüketimini önemli ölçüde azaltabileceği ve düşük sıcaklık kaynaklarında birkaç kW düzeyinde net elektrik üretimi sağlayabileceği gösterilmiştir (Gao & Chen, 2024; Alvi et al., 2024). Ayrıca, düşük küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip yeni nesil akışkanların (ör. R1234yf, R1233zd(E)) kullanımı, geleneksel R245fa akışkanına benzer termodinamik performans sağlarken çevresel etkiyi azaltmaktadır (Kim & Lee, 2024).

Türkiye’de yakıt hücresi sistemleri ve atık ısı geri kazanımı üzerine yapılan araştırmalar da son yıllarda ivme kazanmıştır. TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü tarafından yürütülen Hidrojen Yakıt Hücresi Şehir Otobüsü Projesi kapsamında, Siemens Simcenter Amesim tabanlı tek boyutlu modelleme çalışmaları, ORÇ sistemlerinin entegrasyonunun toplam verimliliği yaklaşık %10 oranında artırabileceğini göstermiştir (TÜBİTAK MAM Energy Institute, 2023). Benzer şekilde, yerli araştırmalarda düşük sıcaklıklı ORÇ sistemlerinin 70 °C kaynak sıcaklığında %4–5 çevrim verimi elde edebildiği bildirilmiştir (Kaya, Demir & Erden, 2024). Bu çalışmalar, Türkiye ve dünya çapında sıfır emisyonlu ulaşım araştırmalarının, sadece PEM yakıt hücresi tasarımının ötesine geçerek, enerji kayıplarını geri kazanıp yeniden kullanan yardımcı alt sistemleri de içerecek şekilde geliştiğini göstermektedir. Bu nedenle, atık ısı geri kazanımı, sadece araçların enerji verimliliğini artırmakla kalmayıp, özellikle ısıtma yüklerinin yüksek olduğu kış koşullarında yardımcı sistemler veya akü şarjı için ek elektrik gücü sağlama fırsatı da sunmaktadır. Bu bulgulara dayanarak, bu çalışma Siemens Simcenter Amesim yazılımını kullanarak PEM yakıt hücreli hibrit otobüsün tek boyutlu dinamik sistem modelini geliştirmeyi amaçlamaktadır. Model, iki temsili sürüş çevrimi altında; FTP-72 (UDDS) (şehiriçi) ve EPA Highway (şehirlerarası) aracın enerji dağılımını ve geri kazanılabilir atık ısı potansiyelini analiz etmek için kullanılacaktır. Ayrıca, bu çalışma, kış koşullarında kabin ısıtması için yüksek enerji tüketme eğiliminde olan elektrikli araçlarda, yakıt hücresi atık ısısının soğutma sistemi aracılığıyla kabin ısıtması için kullanılma potansiyelini ve yakıt hücresi soğutma sistemine ORÇ sistemini entegre ederek, bataryayı şarj etmek veya yardımcı sistemlere güç sağlamak için elektriğe dönüştürülebilen ek mekanik enerji üretme potansiyelini araştıracaktır. Nihai olarak, bu araştırma, kentsel yakıt hücreli otobüsler için uygun, yüksek verimli, maliyet açısından rekabetçi bir atık ısı geri kazanım yaklaşımı göstererek, sıfır emisyonlu toplu taşımanın daha yaygın olarak benimsenmesine katkıda bulunmayı amaçlamaktadır.

METODOLOJİ

Bu çalışmada, atık ısı geri kazanım potansiyelini araştırmak için Siemens Simcenter Amesim'de Şekil 1'de gösterilen tek boyutlu (1D) dinamik bir yakıt hücresi hibrit elektrikli otobüs modeli geliştirilmiştir. Analiz, önerilen konfigürasyonun sürüş çevrimleri ve sürüş koşullarının enerji dengesi, verimlilik artışı ve termal yönetim performansını değerlendirmeye odaklanmaktadır.

Alt modüller arasında yakıt hücresi yığını, akü paketi, elektrik motoru, güç elektroniği, araç dinamiği ve hem soğutma devresi hem de ORÇ entegrasyon yolunu içeren termal yönetim alt sistemi bulunmaktadır.



Şekil 1. Yakıt hücresi hibrit araç modeli

Modelleme çerçevesi dört ana aşamadan oluşmaktadır:

1. Yakıt hücresi hibrit otobüs için kapsamlı bir 1D sistem modelinin geliştirilmesi.
2. İki sürüş çevrimi altında sistem performansının simülasyonu FTP-72 (Şehir içi) ve EPA Highway (Şehirlerarası).
3. Kabin ısıtması için atık ısı kullanımının değerlendirilmesi.
4. ORÇ alt sisteminin entegrasyonu ve termodinamik davranışının değerlendirilmesi.

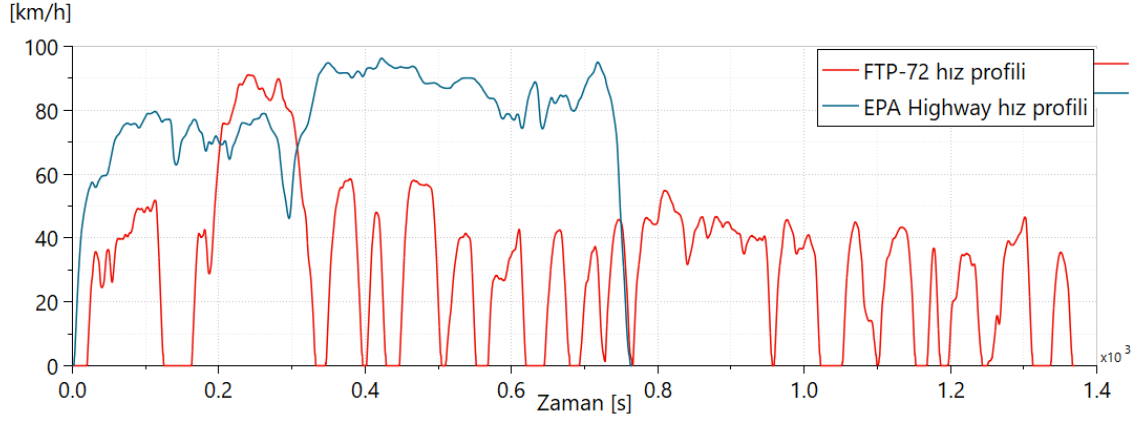
Referans araç olarak 12 metrelik bir şehir içi yakıt hücreli otobüs seçilmiştir. Teknik veriler ve bileşen parametreleri, ZEMO Ortaklığı'nın toplu taşıma çalışmalarından elde edilmiş ve literatür kaynakları aracılığıyla doğrulanmıştır. Aracın temel özellikleri Tablo 1'de sunulmuştur.

Tablo 1. Araç özellikleri

Parametre	Değer	Birim
Ağırlık	14210	Kg
C_D aerodinamik sürtünme katsayısı.	0.55	-
S_x ön alan	7.9	m ²
Tekerlek ataleti	9.5	Kgm ²
Coulomb sürtünme katsayısı (Yuvarlanma direnci katsayısı)	0.0098	-
Lastik boyutu	275x70x22.5	mm / % / in
Ön aksta maksimum frenleme torku	15950	Nm
Arka aksta maksimum frenleme torku	1000	Nm
Dişli oranı	9	-

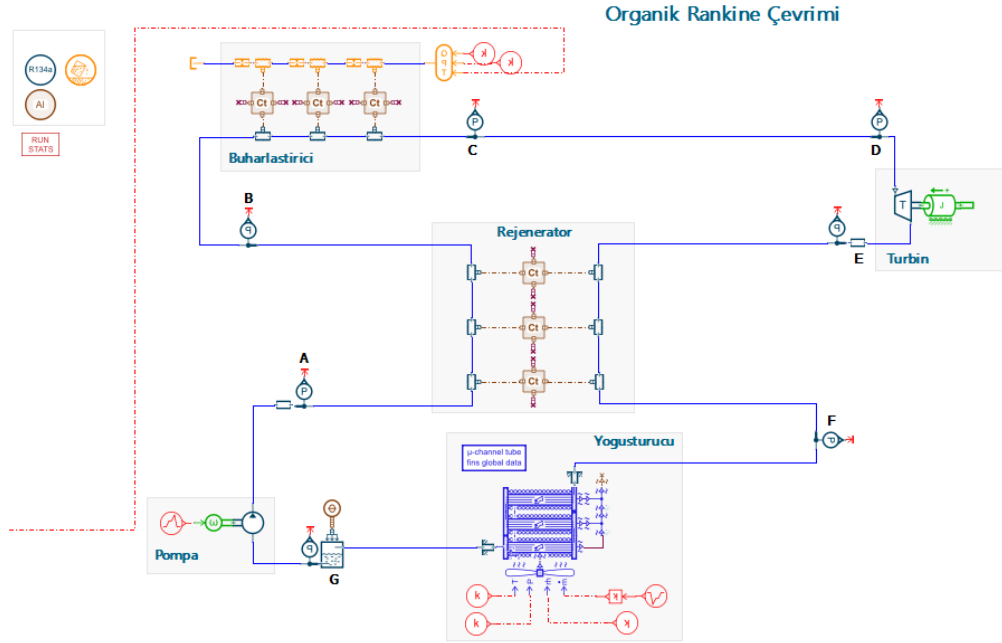
FTP-72 (Şehir İçi Dinamometre Sürüş Programı, UDDS) sürüş çevrimi Amesim kütüphanesinden elde edilmiştir ve Şekil 2.'de görüldüğü üzere sık sık hızlanma, yavaşlama ile karakterize edilen şehir içi dur-kalk trafik koşullarını temsil eder. Rejeneratif frenleme ve enerji yönetimi performansını değerlendirmek için yaygın olarak kullanılır. FTP-72 çevrimi, maksimum hızı 90 km/s olan yaklaşık 12 km'lik bir şehir içi rotayı temsil eden toplam 1307 saniyelik bir süreyi kapsar. Aynı grafikteki EPA Highway sürüş çevrimi de Amesim kütüphanesinden elde edilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere FTP-72'ye göre nispeten daha durgun sürüş koşullarını temsil eder ve daha yüksek ortalama hızlarda seyretmektedir. Bu çevrim otoyol rotasını ve FTP-72 şehir içi sürüş

çevriminden çok daha kararlı ve sabit hızlı bir sürüş çevrimini temsil eder. Toplam simülasyon süresi 765 saniye olup, 16,6 km'ye karşılık gelir ve azami hız 95 km/saattir.



Şekil 2. FT-72 ve EPA Highway sürüş çevrimi hız profilleri

Şekil 3.'te görüldüğü gibi bu çalışmada geliştirilen ORÇ alt sistemi, kompresör, kondansatör, türbin, evaporatör ve rejeneratif ısı eşanjöründen oluşmaktadır.



Şekil 3. ORÇ devre şeması

Çevrimde kullanılan çalışma akışkanı, yakıt hücresinin soğutma sıcaklığı aralığı ile termodinamik uyumluluğu ve düşük sıcaklıkta ısı geri kazanım sistemlerinde istikrarlı performansı nedeniyle

R134a'dır. Bu akışkan Amesim kütüphanesinden seçilmiştir ve akışkanın termodinamik özellikleri Tablo 2’de gösterilmektedir.

Tablo 2. Soğutucu akışkan özellikleri

Akışkan Karakteristikleri	
Tanım	R134a – HELMHOLTZ Korelasyonu
Kritik Basınç [barA]	40.59
Kritik Sıcaklık [degC]	101.06
Kritik Yoğunluk [kg/m3]	511.95
Maksimum Basınç [barA]	700
Maksimum Sıcaklık [degC]	181.85
Minimum Sıcaklık [degC]	-103
Maksimum Yoğunluk [kg/m3]	1591.7
Mol Kütlesi [g/mol]	102.03

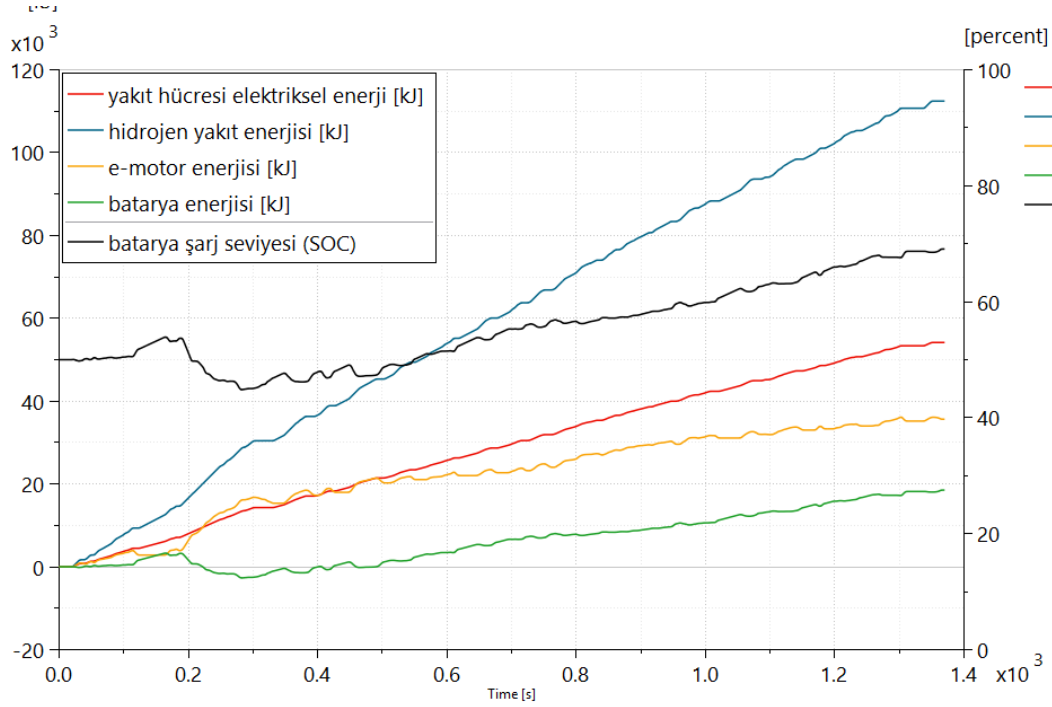
Mevcut konfigürasyonda, termal-hidrolik çevrim yakıt hücresi soğutma devresinden geri kazanılan atık ısıyı ORÇ evaporatörüne aktarır. Doğrudan ısı akışı bağlantısı yerine, sistem dinamik simülasyon ortamında geçici termal davranışı daha doğru bir şekilde temsil etmek için yakıt hücresinden gelen sıcaklık geri beslemesini kullanır.

ANALİZ VE TARTIŞMA

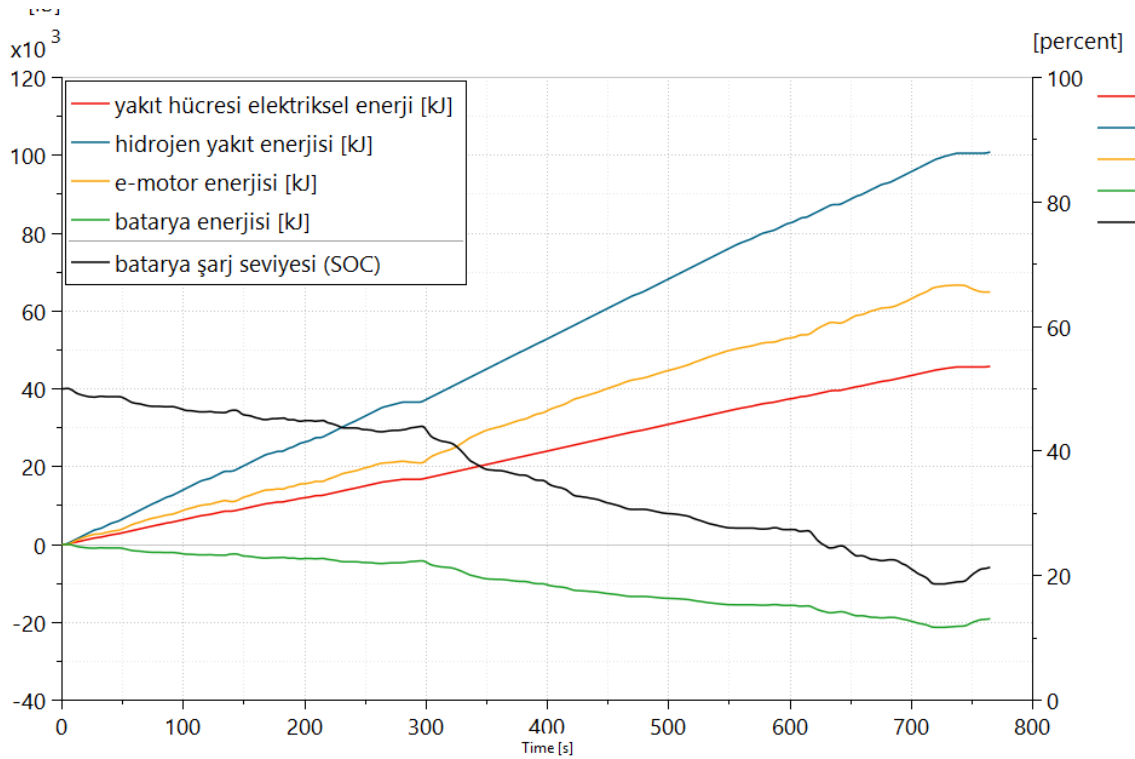
Bu çalışmada, yakıt hücreli hibrit elektrikli otobüsün FTP-72 ve EPA Highway sürüş çevrimleri altında enerji dağılımı incelenmiştir. Şekil 4.’te görüldüğü gibi 1370 sn’lik FTP-72 sürüş çevrimi için kullanılan 0.94 kg’lık hidrojenden toplam 112 MJ enerji sağlanmıştır ve bu enerjinin 54 MJ ‘ü elektrik enerjisine dönüşmüştür. Bu süreçte e-motor 35.6 MJ’lük elektrik enerjisi kullanmış ve yakıt hücresinin ürettiği enerjiden kalan 18.5 MJ’lük elektrik enerjisi bataryayı şarj etmekte kullanılmıştır. Batarya şarj seviyesindeki artış şekilden de görülmektedir.

Şekil 5.’te görüldüğü gibi 765 sn’lik EPA Highway sürüş çevrimi için kullanılan 0.84 kg’lık hidrojenden toplam 101 MJ enerji sağlanmıştır. Hidrojenin verdiği enerjinin 46 MJ’ü elektrik enerjisine dönüştürülmüştür ve bu enerjinin tamamı e-motorda kullanılmıştır. Fakat bu enerji sürüş çevrimi için yeterli olmamış geri kalan 18 MJ ‘lük enerji bataryadan sağlanmıştır. Batarya şarj seviyesindeki düşüş şekilden de görülmektedir. Sistemin ana enerji kaynağını oluşturan yakıt hücresi hidrojenden üretilen enerjiden kalan enerji soğutma devresi ve egzoz hattı aracılığıyla atık ısı olarak kaybedilir. Bu atık ısının sıcaklık aralığı simülasyon sonuçlarına göre 70–85 °C’dir ve

ORÇ sisteminin çalışması için uygun bir termal seviye sağlamaktadır. Bu süreçte PEM yakıt hücresinin verimi FTP-72 sürüş çevriminde yaklaşık %48 ve EPA Highway sürüş çevriminde ise yaklaşık %46 olarak hesaplanmıştır.

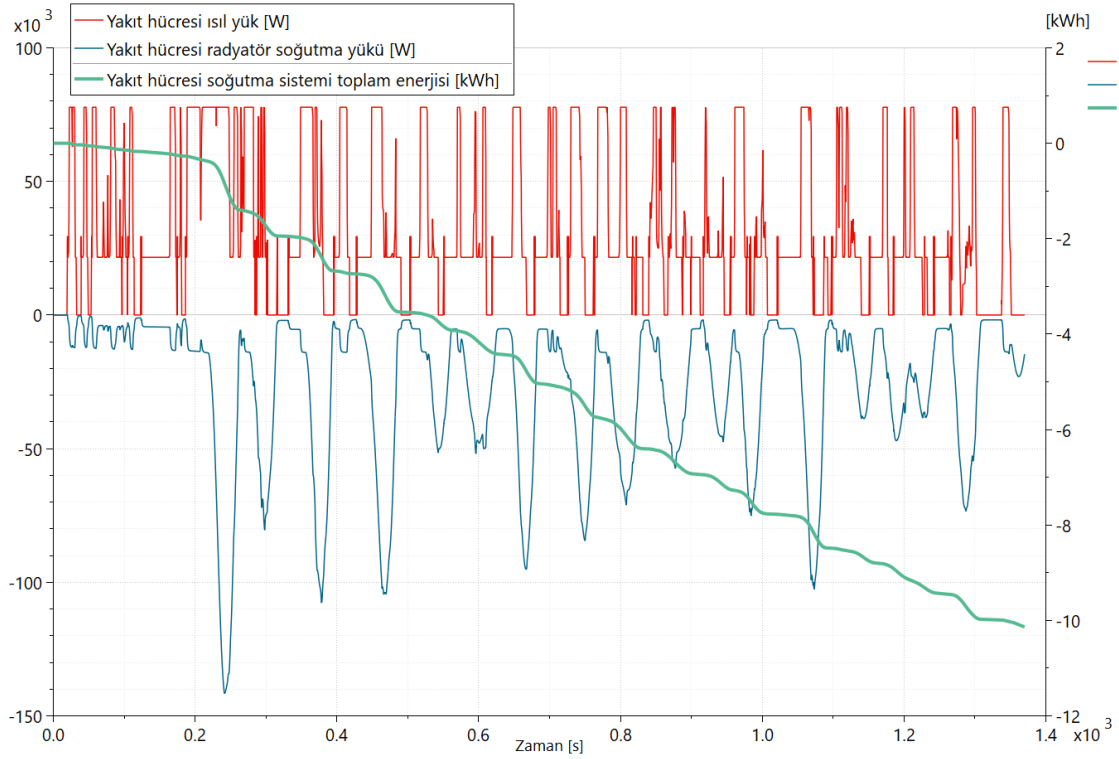


Şekil 4. FTP 72- Enerji dağılımı ve batarya şarj durumu



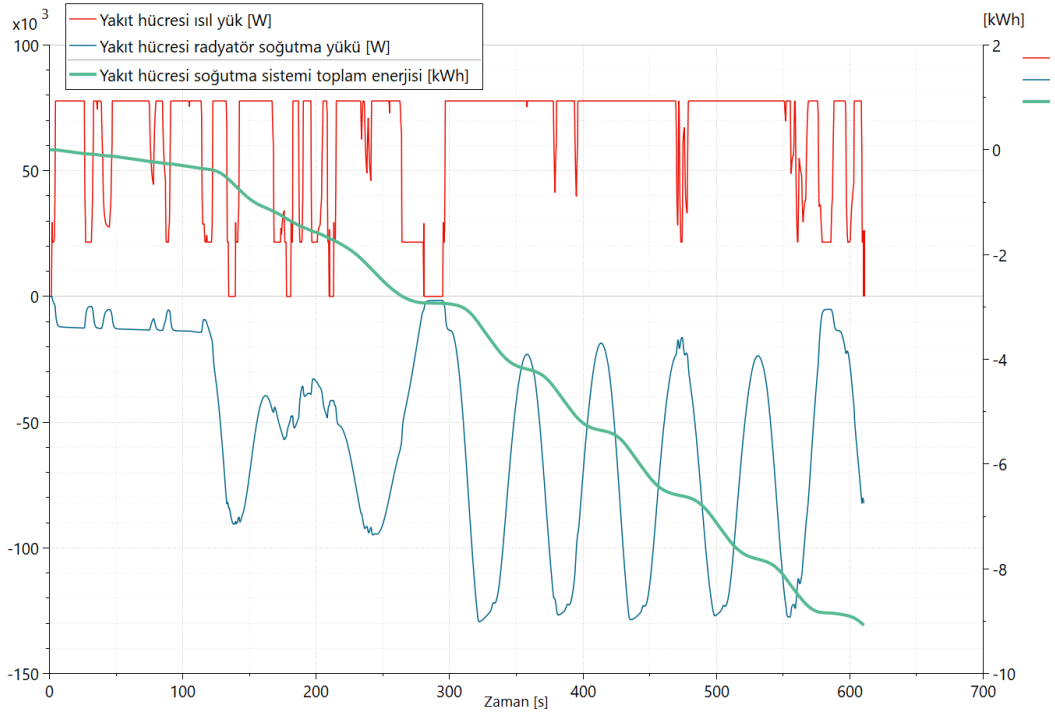
Şekil 5. EPA Highway- Enerji dağılımı ve batarya şarj durumu

Şekil 6. ve Şekil 7. FTP-72 ve EPA Highway sürüş çevrimi boyunca yakıt hücresi ve soğutma sistemi ısı yüklerini göstermektedir. Şekil 6.'dan görülebileceği üzere FTP-72 sürüş çevrimi boyunca yakıt hücresi ısı yükü 8 kW'a kadar yükselmekte fakat ortalama 4-5 kW mertebesindedir. Sürüş çevriminin ilk 400 saniyesinde yakıt hücresi kendini ısıtmakta olduğundan soğutma sistemi devreye girmemiş olup bu nedenle herhangi bir soğutma yükü oluşmamıştır. Soğutma sistemi yakıt hücresi sıcaklığını 80 °C'nin üzerine çıkarmamak üzerine tasarlanmıştır. Yakıt hücresinin her devreye girişi ve sıcaklık kontrolü nedeni ile ısıtma ve soğutma ısı yükleri dalgalı olarak seyretmektedir.



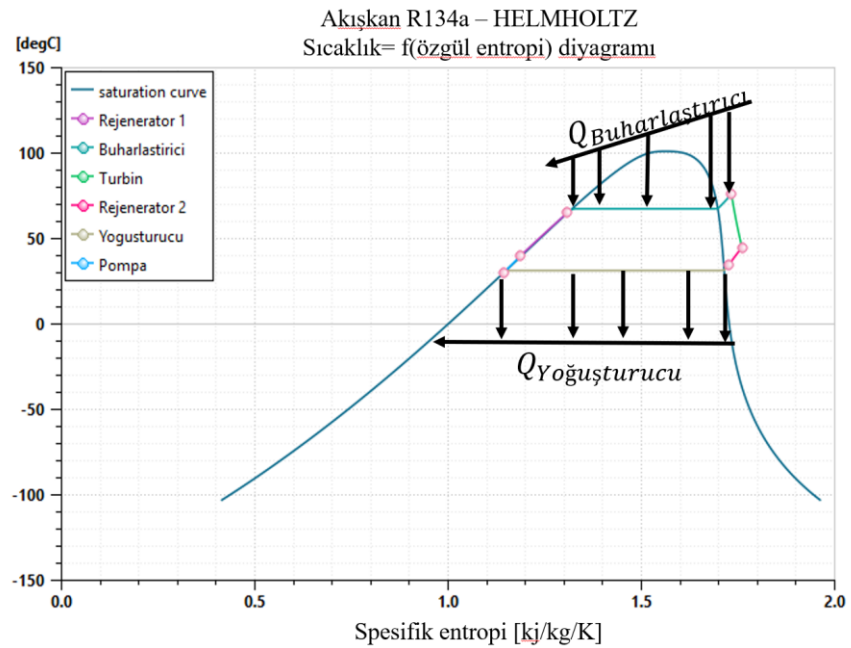
Şekil 6. FTP-72 Yakıt hücresi ısı atımı ve radyatör soğutma performansı

Şekil 7.'de EPA Highway sürüş çevriminde ise yakıt hücresi ısı yükü 8 kW'a kadar yükselmekte fakat ortalama 5-6 kW mertebesindedir. FTP-72'ye kıyasla sürüş çevriminin ilk 250 saniyesinde yakıt hücresi kendini ısıtmıştır ve sonrasında soğutma sistemi devreye girmiştir. EPA Highway sürüş çevriminde yakıt hücresi elektriksel gücü FTP-72'ye göre daha yüksek ve kararlı olduğu için soğutma yükü de benzer bir eğilim göstermektedir.

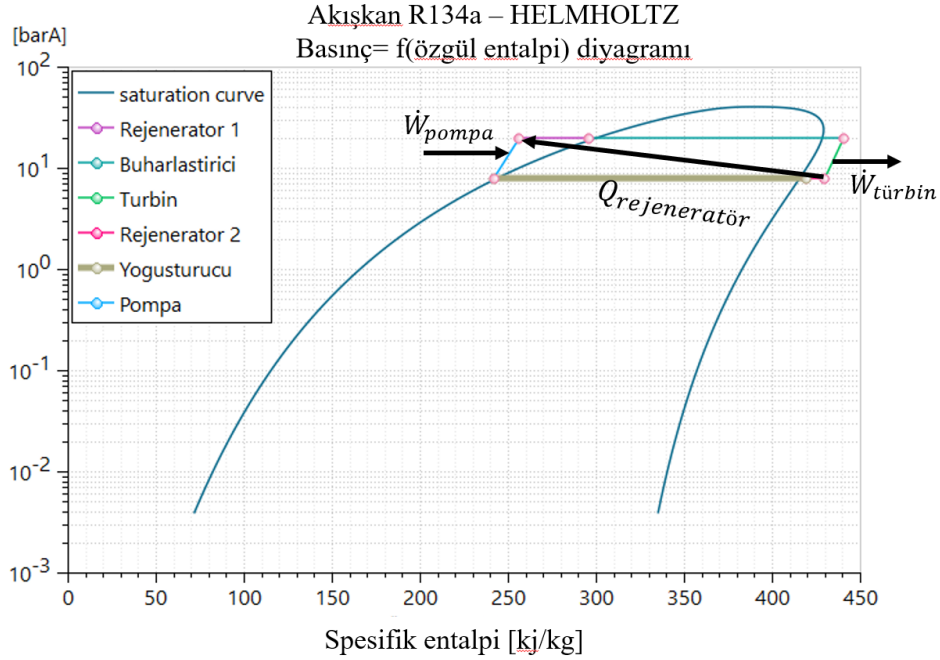


Şekil 7. EPA Highway Yakıt hücresi ısı atımı ve radyatör soğutma performansı

Şekil 8. ve Şekil 9. da ORÇ çevriminin T-s ve log(P-h) diyagramlarını içeren termodinamik analiz sonuçları gösterilmiştir ve bu sonuçlar R134a 'nın buharlaşma, genleşme ve yoğuşma süreçlerini göstermektedir.



Şekil 8. ORÇ sistemi T-s diyagramı



Şekil 9. ORÇ sistemi Log(P)-h diyagramı

Çevrimde kullanılan akışkanın kütleli debisi 250 g/s olup düşük basınçtan yüksek basınca pompalanmaktadır. Pompa çıkışında basınç artışı $\Delta P=12$ bar olarak hesaplanmıştır. Buharlastırıcıda, akışkan yaklaşık 11 °C sıcaklık artışıyla $\Delta h=170.4$ kJ/kg entalpi kazanmaktadır. Bu, sistemin atık ısı kaynağından aldığı toplam ısı enerjisiyi temsil etmektedir. Türbinde ise akışkan genişmekte ve sıcaklığı 31 °C azalırken, entalpisi de 13.2 kJ/kg azalmıştır. Türbinde FTP-72 sürüş çevriminde 3.3 kW ve EPA Highway sürüş çevriminde ise 3.2 kW mekanik iş üretilmektedir. Bu güç, sistemin net elektriksel üretimine katkı sağlayacak temel çıktı olarak değerlendirilebilir. Rejeneratif ısı değiştirici türbinden çıkan akışkandaki enerjinin bir kısmını pompadan sonra akışkana tekrar aktararak çevrimin ısı verimliliğini artırıp yoğusturucu yükünü azaltır. Yoğusturucuda akışkanın yoğunlaşması sırasında entalpide 177.65 kJ/kg azalma ve sıcaklıkta 10 °C düşüş gözlenmiştir. Türbin çıkışı ve pompa girişi dikkate alındığında, ORÇ net mekanik güç üretimi yaklaşık 3.3 kW, sistemin ortalama ısı verimi ise %6-8 aralığında hesaplanmıştır. Bu değer, düşük sıcaklıklı atık ısı geri kazanım uygulamaları için literatürde bildirilen aralıkla uyumludur. Sonuç olarak, analiz edilen ORÇ sistemi düşük sıcaklık seviyelerinde (yaklaşık 60–80 °C) çalışan PEM yakıt hücreli araçlarda atık ısı geri kazanılması açısından oldukça verimli bir çözüm sunmaktadır. İki kademeli rejeneratif yapı, buharlastırıcıdan sağlanan ısıyı daha etkin kullanmasını sağlayarak hem ısıtma sistemi yükünü azaltmakta hem de ek elektrik enerjisi üretimi potansiyelini artırmaktadır.

SONUÇLAR

Bu çalışmanın bulguları, kabin ısıtma amacıyla atık ısı geri kazanımının yakıt hücreli otobüs platformlarında enerji verimliliğini artırma ve işletme maliyetlerini azaltma potansiyelini desteklemektedir. ORÇ ile mekanik enerji üretimi ise sınırlı kalmasına rağmen gelişme potansiyeli bulunmaktadır.

Elde edilen başlıca sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Yakıt hücresi sistemi, ortalama %45–50 aralığında elektriksel verimlilik göstermiştir.
- Yakıt hücresi soğutma devresinden çıkan atık ısının sıcaklık profili 60–80 °C dir. Kabin ısıtması için uygun bir aralıktır fakat ORÇ uygulamaları için sınırlı bir uygulama imkanı sağlamaktadır.
- Kabin ısıtma senaryolarında örnek olarak FTP-72 sürüş çevriminde (1370 saniyelik yaklaşık 22.3 dakika) yakıt hücresi soğutma sisteminden 10 kWh enerji çevreye bırakılmaktadır. Bu enerji kabin ısıtma enerji ihtiyacı saatlik ortalama 12 kWh olan bir senaryoda tüm enerji ihtiyacını fazlasıyla karşılamaktadır.
- ORÇ entegrasyonu sayesinde ortalama 3.3 kW elektrik gücü üretilmiş, bu da atık ısı geri kazanımında %10–20 artışa ve genel sistem verimliliğinde yaklaşık %6-8 iyileşmeye katkıda bulunmuştur.

Bu bulgular literatürde bildirilen deneysel ve modelleme sonuçlarıyla tutarlıdır.

KAYNAKLAR

Alvi, J. Z., Guan, Z., & Imran, M. (2024). Thermoeconomic evaluation and sustainability insights of hybrid organic Rankine cycle systems. Aston University Publications.

European Commission. (2019, December 11). The European Green Deal (COM (2019) 640 final). Brussels: European Union Publications.

International Energy Agency (IEA). (2025). Global energy review 2025: CO₂ emissions from fuel combustion – overview. Paris: IEA Publications.

Kaya, B., Demir, Ö., & Erden, S. (2024). Düşük sıcaklıklı organik Rankine çevrimi (ORÇ) sistemlerinin atık ısı geri kazanımında kullanılabilirliğinin deneysel incelenmesi. *Enerji Teknolojileri Dergisi*, 17(1), 45–56.

Kim, Y.-M., Negash, A., Shamsi, S. S. M., Shin, D.-G., & Cho, G. (2021). Experimental study of a lab-scale organic Rankine cycle system for heat and water recovery from flue gas. *Energies*, 14(14), 4328.

Kim, S., & Lee, J. (2024). Comparative thermodynamic assessment of low-GWP working fluids for ORC-based fuel cell heat recovery. *Energy*, 298, 127482.

Lan, Y. (2023). Waste heat recovery from exhaust gas of a proton exchange membrane fuel cell. *Applied Energy*, 341, 120891.

Mousavi Ajarostaghi, S. S., Nazari, N., & Rashidi, R. (2018). Waste heat recovery from a 1180 kW PEMFC system by recuperative organic Rankine cycle. *Energy*, 157, 388–400.

TÜBİTAK MAM Energy Institute. (2023). Hydrogen fuel cell urban bus project: Final technical report (TÜBİTAK 1505). Gebze, Turkey.

United Nations (UN). (2023). The Sustainable Development Goals Report 2023. New York: United Nations Publications.

Wu, Q., Dong, Z., Zhang, X., Zhang, C., Iqbal, A., & Chen, J. (2025). Towards more efficient PEM fuel cells through advanced thermal management: From mechanisms to applications. *Sustainability*, 17(3), 943.

Yakubu, A. U. (2024). A comprehensive review of primary cooling techniques and thermal management strategies for polymer electrolyte membrane fuel cells (PEMFC). *Heliyon*, 12(3), e14587.

Zemo Partnership. (2024). Zero emission bus market monitoring report 2024. London: Zemo Partnership.