



**REJENERATİF AMORTİSÖR DESTEKLİ  
TERMOELEKTRİK JENERATÖR İLE EGZOZ  
GAZLARINDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ**

**Ali AMİNİ**

**Doktora Tezi**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Enerji Bilim Dalı**

**Prof. Dr. Kenan YAKUT**

**Dr. Öğr. Üyesi Özgür EKİCİ**

**2019**

**Her hakkı saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DOKTORA TEZİ**

**REJENERATİF AMORTİSÖR DESTEKLİ TERMOELEKTRİK  
JENERATÖR İLE EGZOZ GAZLARINDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ**

**Ali AMİNİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM  
2019**

**Her hakkı salıdır**



T.C.  
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

**REJENERATİF AMORTİSÖR DESTEKLİ TERMOELEKTRİK  
JENERATÖR İLE EGZOZ GAZLARINDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ**

Prof. Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında ve Dr. Öğre. Üyesi Özgür EKİCİ ortak danışmanlığında, Ali AMİNİ tarafından hazırlanan bu çalışma 23/01/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Enerji Bilim Dalı'nda Doktora Tezi olarak **oybirliği (7/7)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kadir BİLEN  
Üye : Prof. Dr. Kenan YAKUT  
Üye : Prof. Dr. Köksal ERENTÜRK  
Üye : Prof. Dr. Kadir BAKIRCI  
Üye : Prof. Dr. Bayram ŞAHİN  
Üye : Dr. Öğre. Üyesi Eyüphan MANAY  
Üye : Dr. Öğre. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL

İmza :  
İmza :  
İmza :  
İmza :  
İmza :  
İmza :  
İmza :

*(Handwritten signatures of the jury members)*

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulunun 31.../ 01.../ 2019... tarih ve 05./ 24.....  
.. nolu kararı ile onaylanmıştır.

*(Handwritten signature of Prof. Dr. Mehmet KARAKAN)*  
Prof. Dr. Mehmet KARAKAN  
Enstitü Müdürü

Bu çalışma BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir.  
Proje No: FHD-2017-15058

**Not:** Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

## ÖZET

Doktora Tezi

### REJENERATİF AMORTİSÖR DESTEKLİ TERMOELEKTRİK JENERATÖR İLE EGZOZ GAZLARINDAN ELEKTRİK ÜRETİMİ

Ali AMİNİ

Atatürk Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT  
Ortak Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Özgür EKİCİ

Bu çalışmanın ilk kısmında, termoelektrik jeneratör kullanılarak araç egzoz gazı üzerinde enerji geri kazanımı yapılmıştır. Bu çalışmada, ısı değiştiricinin yapısına odaklanarak termoelektrik parçalar boyunca homojen bir sıcaklık dağılımının sağlanması amaçlanmıştır. Önerilen tasarım, sıcaklık dağılımının homojen ve istenen sıcaklık farkı seviyesinde tutulmasında anahtar bir rol oynayan sıvı bölge katmanı uygulamasını kapsamaktadır. Bu bölgede, sıvı sodyum, su ve nanoakışkan ( $Al_2O_3$ -su) maddeleri kullanılmıştır. Sıvı tabakanın dolaşımını ve sistemdeki ısıl davranışı analiz etmek için 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli geliştirilmiştir. Sonuçlara göre, bu uygulama ile termoelektrik parçaların soğuk tarafı ve özellikle sıcak tarafında, sıcaklık sapsmasında önemli bir düşüş görülmüştür. Önerilen tasarımda, sıvı sodyum kullanıldığında ısı transfer ve elektrik üretiminin oranlarının %19,95 ve % 11,71 arttığı görülmüştür. Bu değerler sırasıyla, su kullanıldığında %11,27 ve %6,96, nanoakışkan kullanıldığında, %8,46 ve %5,39 olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışmanın ikinci kısmı, rejeneratif açısız amortisör kullanılarak araç süspansiyonundan enerji geri kazanmaya odaklanmaktadır. Prototip cihazın tasarlanması, üretimi ve test edilmesi, araştırmacılar için kullanışlı bir kılavuz sağlamaktadır. Prototip damper özellikle düşük frekanslı uygulamalar için tasarlanmıştır. Prototip üzerinde uyarma titreşim hareketi sabit genlikte (25 mm) ve değişken düşük frekanslarda (0,16, 0,32 ve 0,48 Hz) olmuştur. Ek olarak, farklı dirençler elektrik jeneratörü için harici yük olarak test edilmiştir (0,66 – 10,4  $\Omega$ ). Maksimum güç 35 W ve elde edilen maksimum performans %34,36 olarak bulunmuştur. Hesaplanan sönümlenme katsayısı 4800 Ns/m ve 16000 Ns/m arasındadır. Bu değerler, yolcu ve ticari araçlar için uygundur.

**2019, 129 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** İYM egzoz gazı, Termoelectri jeneratör, sıvı bölge katmanı, sıcaklık dağılımı, enerji geri kazanım, rejeneratif açısız damper, düşük frekans

## ABSTRACT

Ph.D. Thesis

### **ELECTRICITY PRODUCTION FROM EXHAUST GASES BY THERMOELECTRIC GENERATOR WITH ASSIST OF REGENERATIVE AMORTISOR**

Ali AMİNİ

Atatürk University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT  
Co-Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Özgür EKİCİ

First part of this study focuses on energy harvesting from vehicle exhaust gas by employing a thermoelectric generator. In this study, it is aimed to attain a homogeneous temperature distribution along a number of thermoelectric pieces by focusing on the structure of heat exchanger. The proposed design includes an intermediate layer of liquid that plays a key role in keeping the temperature distribution homogeneous and at the desired temperature difference level. Liquid sodium, water and nanofluid ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ -water) are used as intermediate layer fluid. A 3-D computational fluid dynamics model was developed for analyzing the circulation of liquid layer and the thermal behavior in the system. Results show decreasing in temperature deviation both on cold and hot sides of TE modules, while decreasing level is more on the latter. It is illustrated that the heat transfer rate is increased by 19.95% and the electric power generation is enhanced by 11.71% by using liquid sodium in proposed heat exchanger design. These enhanced values are reached to %11.27 and %6.96 by using water and also %8.46 ve %5.39 by using nanofluid in intermediate layer.

Second part of this study focuses on energy harvesting from vehicle suspension by employing a regenerative rotational shock absorber. Designing, manufacturing and testing of a prototype device is done step by step to provide a useful manual for researchers. The prototype damper was especially designed for low frequency applications. Excitation vibration motion on prototype was in constant amplitude (25 mm) and at variable low frequencies (0.16, 0.32 and 0.48 Hz). Additionally, different resistances were tested as an external load for electric generator (0.66 - 10.4  $\Omega$ ). The maximum power was found to be 35 W and the maximum performance achieved was 34.36%. The range of calculated damping coefficient is in between 4800 Ns/m and 16000 Ns/m that is convenient for passenger and commercial vehicles.

**2019, 129 pages**

**Keywords:** ICE exhaust gas, Thermoelectric generator, liquid zone layer, temperature distribution, energy recovery, regenerative angular damper, low frequency

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın planlanıp yürütülmesinde bilgi birikimi ve engin tecrübelerini benimle paylaşan, yol gösteren, her konuda çalışma azmi veren, tez çalışmasında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, Atatürk Üniversitesinde birinci danışmanım Prof. Dr. Kenan YAKUT'a ve Hacettepe Üniversitesinde ortak danışmanım Dr. Özgür EKİCİ'ye teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Doktora eğitim sürecinde yardım, bilgi ve tecrübeleri ile bana destek olan başta Prof. Dr. Kadir BAKIRCI ve Prof. Dr. Köksal ERENTÜRK olmak üzere Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesindeki tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca yardımını hiç esirgemeyen değerli arkadaşım Can İNCE'ye, öğretim görevlisi Sayın Dr. Turgay ERGİN, Sayın teknisyen Hasan ÇELİKLİ, Selamet ÇÖÇÜ ve Mehmet ERKEN'e teşekkür ederim. Sunmuş olduğum bu çalışmanın gerçekleşmesine imkân sağlayan Hacettepe Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünün değerli öğretim üyelerine ve her türlü manevi desteği sağlayan arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca güzel namına yaptığım işlerin tamamına tüm gücüyle maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli annem ve babama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma BAP projesi kapsamında desteklenmiştir (Proje No:FHD-2017-15058). Hacettepe Üniversitesi BAP projeler birimine teşekkürlerimi sunarım.

**Ali AMİNİ**

**Ocak 2019**

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiii
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1. Egzoz Gazdaki Atık Isı ve Termoelektrik Jeneratör.....	1
1.2. Titreşim Hareketinde Enerji Dönüşümü.....	6
<b>2. KAYNAK ÖZETLERİ.....</b>	<b>9</b>
2.1. Termoelektrik Jeneratör (TEJ).....	9
2.2. Rejeneratif Amörtisör.....	19
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM.....</b>	<b>24</b>
3.1. Isı değiştirici modeli.....	24
3.1.1. Teori.....	24
3.1.2. Geometri.....	28
3.1.3. Çözüm.....	31
3.1.4. Hücrelendirme (Ağ Yapısı).....	37
3.2. Çalkalanan Kontrol Hacim Modeli.....	41
3.2.1. Hidrolik ram pompa.....	41
3.2.2. Çalkalanan kontrol hacim modeli.....	43
3.2.3. Kayar örgü ve dinamik örgü.....	47
3.2.4. Motor titreşim özelliği.....	49
3.3. Regeneratif Amortisör Prototipler.....	50
3.3.1. Birinci prototip.....	51
3.3.2. İkinci prototip.....	54
3.3.3. Üçüncü prototip.....	56
3.3.4. Belirsizlik analizi.....	60
<b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....</b>	<b>62</b>
4.1. Araç Egzoz Hattının Sıcaklık Ölçümleri.....	62

4.1.1. Araç tipi .....	62
4.1.2. Rölanti devrinde ölçülen sıcaklık değerleri .....	64
4.1.3. Yol sürüşünde ölçülen sıcaklık değerleri.....	65
4.2. Isı Değiştirici Modeli.....	66
4.3. Çalkalanan Kontrol Hacminin Modeli .....	78
4.3.1. Açık valf için yapılan benzetimler.....	78
4.3.2. Dinamik valf için yapılan benzetimler .....	81
4.3.3. Negatif hacim sorunu ve çözümü .....	86
4.3.4. Akış Benzetim Senaryoları .....	95
4.3.5. Bağlı hava yastıkları-birinci tip zamanlama.....	98
4.3.6. Bağlı hava yastıkları-ikinci tip zamanlama .....	102
4.3.7. Ayrılmış hava yastıkları-birinci tip zamanlama .....	104
4.3.8. Ayrılmış hava yastıkları- ikinci tip zamanlama.....	107
4.4. Rejeneratif Amortisör Deneylei .....	109
4.4.1. Birinci prototip .....	109
4.4.2. İkinci prototip .....	110
4.4.3. Üçüncü prototip .....	112
4.4.4. Belirsizlik analizin sonuçları .....	120
<b>5. SONUÇ ve ÖNERİLER .....</b>	<b>121</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>125</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>130</b>

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

$A$	Kesit alanı ( $m^2$ )
$a$	Titreşim fonksiyonun genliği (m)
$b_i$	Ağ yapısında komşu düğümlerin sayısı
$Cr$	Courant sayısı
$C$	Sönümlenme katsayısı (N.s/m)
$c_p$	Özgül ısı deyeri ( $\frac{J}{kg.k}$ )
$d$	Geometrinin boyut sayısı
$D$	İYM silindirin yerdeğişimi (m)
$f$	Titreşim fonksiyonun frekansı (Hz)
$F$	kuvvet (N)
$g$	Yerçekimi ( $m/s^2$ )
$k$	Isı iletkenliği ( $w/(m.K)$ )
$K$	Yay katsayısı (N/m)
$L$	Malzeme kalınlığı (m)
$m$	Kütle ağırlığı (kg)
$p$	TE parça p-tipi
$n$	TE parça n-tipi
$m$	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi ( $\frac{kg}{s}$ )
$N$	Devirsel hızı (dev/dk)
$P_{TE}$	TE parçanın ürettiği elektrik güç (W)
$p$	Akışkan basıncı (pa)
$Q_{TE}$	TE parçadan geçen ısı akışı (W)
$t$	Zaman (s)
$T$	Sıcaklık (K)
$x$	Yer değişimi (m)
$\ddot{x}$	Yer değişim ivmesi ( $m/s^2$ )
$\vec{U}$	Yer değişim hızı ( $m/s^2$ )

$u$	$x$ yönünde yer değişim hızı (m/s)
$v$	$y$ yönünde yer değişim hızı (m/s)
$\dot{V}$	Akışkan hacimsel debisi ( $\frac{m^3}{s}$ )
$V$	Akışkan hızı ( $\frac{m}{s}$ )
$w$	Titreşim fonksiyonun salınım açısal frekansı (rad/s)
$W$	Mekanik iş (J)
ZT	TE performansının boyutsuz değer katsayısı
$\Delta t$	Zaman aralığı (s)
$\alpha$	Seebeck katsayısı (V/K)
$\beta$	Elektrik direnç katsayısı ( $\Omega$ )
$\delta$	Nanoparçacık hacimsel konsantrasyonu (-)
$\Delta T$	Sıcaklık farkı (K)
$\Delta x$	Yer değişimi (m)
$\eta$	Termoelektrik güç üretim performansı
$\mu$	Akışkan dinamik viskozitesi (pa.s)
$\nu$	Akışkan kinematik viskozitesi ( $m^2/s$ )
$\rho$	Akışkan yoğunluğu ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	Yüzey gerilim katsayısı
$\vartheta$	Difüzyon katsayısı
$\omega$	Titreşim fonksiyonun frekansı (rad/s)
$\emptyset$	Bağımlı değişkenler
$\psi$	Kontrol hacimdeki sıvı akışkanın hacim payıdır

## İndisler

$c$	Soğuk
$c_r$	Seramik
$e$	Egzoz gaz
$h$	Sıcak
$i$	Emme havası

ort	Ortalama değer
s	Sodyum
w	Soğutucu akışkan

### **Kısaltmalar**

COP	Performansı katsayısı
CPU	Central Processing Unit, ana işlem birimi
DC	Direct Current, doğru akım
DNS	Direct Numerical Simulation
EGR	Egzoz Gaz Resirkülasyon
FVM	Finite Volume Method, Sonlu hacimler yöntemi
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
İYM	İçten Yanmalı Motor
PL	İYM'nin kısmi yük yüzdesi
rms	Root Mean Square
s.d	Standart Sapma
TE	Termoelektrik parça
TEJ	Termo Elektrik Jeneratör
UDF	User Defined Function, Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon
VOF	Volume Of Fluid, Akışkan Hacmi

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Bir araçta yakıttan alınan enerjinin dağılımı .....	3
Şekil 1.2. TEG sisteminin şematik yapısı .....	4
Şekil 2.1. TEJ ve katalizörün bütünleşik tasarımı.....	10
Şekil 2.2. EGR sisteminde kullanılan ısı değiştirici benzetimi.....	11
Şekil 2.3. Isı değiştirici üzerinde dizilen TE parça .....	12
Şekil 2.4. Akış yönünde sıcaklık değişiminin kızılötesi incelenmesi (a)balık kemiği şekli iç yapı(b) kaos şekli iç yapı.....	13
Şekil 2.5. Altıgen TEJ'in şematik görünümü .....	14
Şekil 2.6. Çok aşamalı TEJ'in yapısal diyagramı .....	14
Şekil 2.7. Kabuk ve boru tipi TEJ sistemi .....	15
Şekil 2.8. TEJ'in araç hızının bir fonksiyonu olarak güç çıkışı .....	16
Şekil 2.9. Yarı-Heusler TE parçanın güç çıkış eğrisi.....	17
Şekil 2.10. Farklı TE parçalar için performans eğrisi.....	18
Şekil 2.11. İYM supabında çalkalanma ile sıcaklık dağılımın artırılması.....	19
Şekil 2.12. Araç süspansiyonundan çeşitli sürüş koşullarında güç geri kazanımı.....	20
Şekil 2.13. Açısal rejeneratif damperin genel tasarımı .....	22
Şekil 3.1. Bismuth-telluride alaşımları için ZT değerleri A)Nanokompozit numunesi p-tipi TE (B)Bakır numunesi p-tipi TE (C)n-tipi TE.....	26
Şekil 3.2. Bu çalışmada tasarlanan TEJ sisteminin şematik görünümü.....	27
Şekil 3.3. TEJ sistemi, xy kesiti (a)Boyutları ile tüm model (b)Etiketli parçalara ile yarı model .....	29
Şekil 3.4. Sınır şartlarının uygulandığı konumlar .....	32
Şekil 3.5. Sıvı bölge katmanında dolaşan akış.....	35
Şekil 3.6. Modelin örgü yapısı .....	38
Şekil 3.7. Model üzerindeki veri ölçüm çizgilerin konumu.....	39
Şekil 3.8. Örgü bağımlılık analizi; sıcaklık ve hız değerleri için benzetim sonuçları (a)Soğutma bölgesi, L2 (b)Egzoz gazı bölgesi, L1.....	40
Şekil 3.9. Hidrolik ram pompanın şeması.....	42
Şekil 3.10. Çalkalanan kontrol hacmin geometrisi .....	46
Şekil 3.11. Çalkalanan kontrol hacmin hücre yapısı .....	46

<b>Şekil 3.12.</b> Kütle ve yay sistemi.....	52
<b>Şekil 3.13.</b> Kütle ve yay sistemin İYM titreşim fonksiyonu karşısındaki davranışı.....	53
<b>Şekil 3.14.</b> Birinci prototipin bileşenleri.....	53
<b>Şekil 3.15.</b> Birinci prototipin deney düzeneyi .....	54
<b>Şekil 3.16.</b> Araç süspansiyon sistemi.....	55
<b>Şekil 3.17.</b> İkinci prototipin deney düzeniği .....	55
<b>Şekil 3.18.</b> Üçüncü prototipin deney düzeneğinin şematik görünümü .....	56
<b>Şekil 3.19.</b> Laboratuvardaki deney düzeneğin ayrıntılı görünümü.....	57
<b>Şekil 3.20.</b> Deney düzeneğinde kullanılan harici dirençler .....	58
<b>Şekil 3.21.</b> Mekanik doğrultucunun ayrıntılı görünümü.....	59
<b>Şekil 3.22.</b> Dişli kutu montajının ayrıntılı görünümü .....	60
<b>Şekil 4.1.</b> Sıcaklık ölçümleri için kullanılan araç görünümü.....	63
<b>Şekil 4.2.</b> Araç egzoz gazı hattı .....	63
<b>Şekil 4.3.</b> Egzoz gazı hattı şematik çizimi .....	64
<b>Şekil 4.4.</b> Rölanti devrinde ölçülen sıcaklık değerleri .....	64
<b>Şekil 4.5.</b> Yol testi için seçilen sürüşün rotası .....	65
<b>Şekil 4.6.</b> Yol sürüşünden sonra ölçülen sıcaklık değerleri.....	66
<b>Şekil 4.7.</b> Isı değiştiricide hız konturları (a)Egzoz gazı bölgesi (b)Sıvı bölge katmanı (c)Soğutma bölgesi .....	67
<b>Şekil 4.8.</b> Standart ısı değiştirici-D1 ve modifiyeli ısı değiştirici-D2 durumlarda sıcaklık dağılımı karşılaştırılması (a)TE Soğuk yüzey (b)TE Sıcak yüzey .....	69
<b>Şekil 4.9.</b> Deney durumlarındaki TE yüzey sıcaklıkları .....	70
<b>Şekil 4.10.</b> Deney durumlarındaki TE yüzeylerinde sıcaklık farkı ve ortalama sıcaklık	71
<b>Şekil 4.11.</b> Deney durumlarında performansın boyutsuz değer katsayısı.....	72
<b>Şekil 4.12.</b> Deney durumların karşılaştırılması (a)TE Performans (b)Üretilen elektrik güç.....	76
<b>Şekil 4.13.</b> Kontrol hacmine uygulanan titreşim hızı .....	79
<b>Şekil 4.14.</b> Kontrol hacmin geometrisi ve ölçüm noktaları .....	80
<b>Şekil 4.15.</b> Kontrol hacim içinde dört konumda basınç değerleri.....	80
<b>Şekil 4.16.</b> Kontrol hacim içinde dört konumda x doğrultusunda hız değerleri .....	81
<b>Şekil 4.17.</b> Kontrol hacim içinde dört konumda y doğrultusunda hız değerleri .....	81
<b>Şekil 4.18.</b> Kontrol hacim içindeki valflerin açıp kapanma zamanlaması.....	82

<b>Şekil 4.19.</b> Dinamik valf için basınç değişmesi.....	83
<b>Şekil 4.20.</b> Dinamik valf için x doğrultusunda hız değişmesi .....	84
<b>Şekil 4.21.</b> Dinamik valf için y doğrultusunda hız değişmesi .....	84
<b>Şekil 4.22.</b> Çalkalanan kontrol hacmin benzetim süreleri .....	85
<b>Şekil 4.23.</b> Kontrol hacim benzetimlerinde kullanılan deney durumları .....	86
<b>Şekil 4.24.</b> Sağ valfin kapanmış konumundaki görüntüsü (a)1. periyod (b)30. Periyod	87
<b>Şekil 4.25.</b> Sol valfin kapanmış konumundaki görüntüsü (a)1. periyod (b)2. periyod (b)3. periyod.....	89
<b>Şekil 4.26.</b> Valflerin konum eğrileri (a)Sağ valf (b)Sol valf .....	90
<b>Şekil 4.27.</b> Birinci denemede sol valfin boşluk konumu (a)1. periyod (b)3. periyod (c)5. periyod .....	92
<b>Şekil 4.28.</b> İkinci denemede, sağ valfin sol valfe ait komutlarla zamanlama sonucu.....	93
<b>Şekil 4.29.</b> Üçüncü denemede valflerin zamanlaması (a)Sağ (b)Sol.....	95
<b>Şekil 4.30.</b> Senaryodaki geometriler (a)Bağlı hava yastıkları (b)Ayrılmış hava yastıkları.....	96
<b>Şekil 4.31.</b> Senaryodaki birinci tip zamanlama (a) Sağ valf (b) Sol valf.....	97
<b>Şekil 4.32.</b> Senaryodaki ikinci tip zamanlama (a)Sağ valf (b)Sol valf.....	98
<b>Şekil 4.33.</b> Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri .	99
<b>Şekil 4.34.</b> Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki kütle akışı (a)Zamana bağlı akış (b)Benzetme sonunda akışkan konumu .....	100
<b>Şekil 4.35.</b> Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri .....	101
<b>Şekil 4.36.</b> Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri (kısa sürede).....	101
<b>Şekil 4.37.</b> <i>Courant</i> sayısının artma durumundaki ağ yapısı .....	102
<b>Şekil 4.38.</b> Bağlı hava yastıkları-İkinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri .	103
<b>Şekil 4.39.</b> Bağlı hava yastıkları-İkinci tip zamanlama senaryosundaki kütle akışı.....	103
<b>Şekil 4.40.</b> Bağlı hava yastıklar-İkinci tip zamanlama senaryoda basınç değerleri.....	104
<b>Şekil 4.41.</b> Ayrılmış hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri (a)Tam zaman (b)Detaylı zaman .....	105
<b>Şekil 4.42.</b> Ayrılmış hava yastıklar-Birinci tip zamanlama senaryoda kütle akışı (a)Tam zaman (b)Detaylı zaman .....	106

<b>Şekil 4.43.</b> Ayrılmış hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri (a)Tam zaman (b)Detaylı zaman .....	107
<b>Şekil 4.44.</b> Ayrılmış hava yastıkları- İkinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri .....	108
<b>Şekil 4.45.</b> Ayrılmış hava yastıklar- İkinci tip zamanlama senaryoda kütle akışı.....	108
<b>Şekil 4.46.</b> Ayrılmış hava yastıklar-ı İkinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri .....	109
<b>Şekil 4.47.</b> Bobin ve manyetik sisteminden elde edilen deney sonuçları (a)N=40 rpm(b)N=60 rpm (c)N=80 rpm (d)N=100 rpm.....	111
<b>Şekil 4.48.</b> 0,66 $\Omega$ harici yük için farklı titreşim frekanslarında kuvvet-yer değiştirme eğrileri.....	113
<b>Şekil 4.49.</b> 0,66 $\Omega$ harici yük için farklı titreşim frekanslarında kuvvet-hız eğrileri....	114
<b>Şekil 4.50.</b> 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde kuvvet-yer değiştirme eğrileri.....	115
<b>Şekil 4.51.</b> Tüm deney durumları için sönümleme katsayısı .....	116
<b>Şekil 4.52.</b> 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde üretilen anlık değerler (a)Gerilim (b)Akım.....	117
<b>Şekil 4.53.</b> 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde üretilen anlık güç eğrileri	118
<b>Şekil 4.54.</b> Tüm deney durumlarında üretilen ortalama elektrik gücü .....	118
<b>Şekil 4.55.</b> Tüm deney durumlarında ortalama verimlilik.....	119

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge 2.1.</b> Literatürde bulunan bazı açısız rejeneratif damper çalışmalarının özellikleri .....	23
<b>Çizelge 3.1.</b> TEJ sistemindeki bölgeler ve boyutlar .....	29
<b>Çizelge 3.2.</b> Modelde kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri .....	30
<b>Çizelge 3.3.</b> Sınır koşul hesabında kullanılan İYM özellikleri .....	33
<b>Çizelge 3.4.</b> Sınır koşul değerleri .....	36
<b>Çizelge 3.5.</b> Örgü yapıların istatistik değerleri .....	38
<b>Çizelge 3.6.</b> Örgü bağımlılık çalışmasında giriş basıncının değişimi .....	41
<b>Çizelge 4.1.</b> Isı değiştirici modeli üzerinde uygulanan deney durumları .....	69
<b>Çizelge 4.2.</b> Deney durumlarında TE dizilerin istatistiksel karşılaştırması .....	74
<b>Çizelge 4.3.</b> D1 ve D3 deney durumlarındaki TE dizilerin istatistiksel karşılaştırması .....	75
<b>Çizelge 4.4.</b> Örnek çalışmalarda hesaplanan akış ve ısı transfer değerleri .....	78
<b>Çizelge 4.5.</b> Valflerin temel açılıp kapatmasında kullanılan UDF kodu .....	83
<b>Çizelge 4.6.</b> Birinci denemede sol valfin açılıp kapanması için UDF kodu .....	91
<b>Çizelge 4.7.</b> Üçüncü denemede valflerin açılıp kapanması .....	94
<b>Çizelge 4.8.</b> Deney düzeneğinde uygulanan deney durumları .....	112
<b>Çizelge 4.9.</b> Ölçülen değerlerin belirsizlik analiz sonuçları .....	120

## 1. GİRİŞ

### 1.1. Egzoz Gazdaki Atık Isı ve Termoelektrik Jeneratör

Dünyanın elektrik enerji ihtiyacının çoğu, %40-90 verimlilikle çalışan ve çok fazla atık ısı üreten fosil yakıtlı enerji dönüştürücüleri tarafından üretilmektedir (He *et al.* 2015). Son yıllarda taşımacılık sektöründe, hibrit ve elektrikli araçların gelişmesine rağmen, halen araçların büyük çoğunluğu fosil yakıtlı motorlardan faydalanmaktadır. Bu tip araçların yaydığı CO<sub>2</sub> gibi zararlı emisyonları, yakıt tüketimiyle doğru orantılıdır. Bu nedenle, ülkelerin sıkı gereksinimlerini ve düzenlemelerini karşılamak için araçların yakıt tüketimi azaltılmalıdır. Araçlarda kullanılan İçten Yanmalı Motorlar (İYM) gelişmiş teknolojilerine rağmen ortalama motor devirlerinde yaklaşık %20-25 verimlilikte çalışmaktadır ve çoğu yakıt enerjisini atık ısı olarak çevreye atmaktadır. Termoelektrik Jeneratörler (TEJ), bu atılan ısının bir kısmını geri kazanıp ve elektrik üretme kabiliyetindedir (Orr *et al.* 2016).

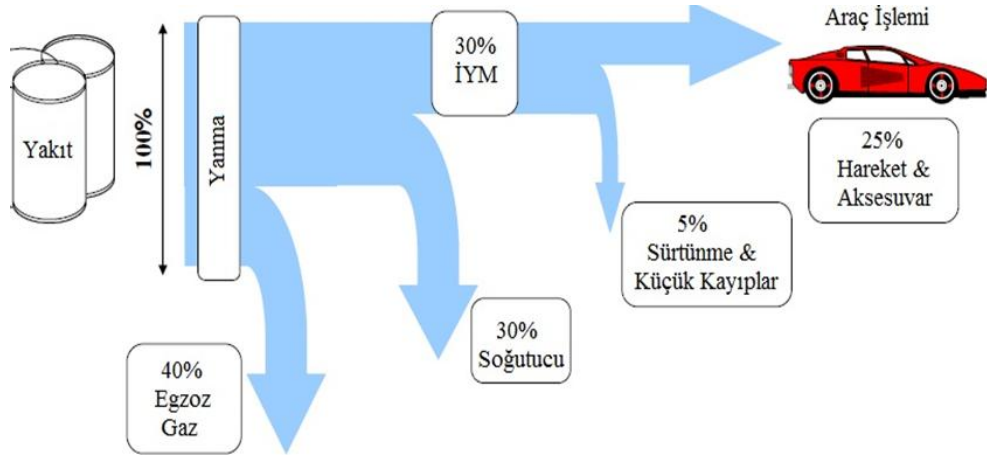
Son yıllarda otomobil endüstrisinde ısıtma, soğutma ve elektrik üretimi için termoelektrik (TE) parça uygulamaları yaygınlaşmıştır. Bu parçalar soğutma amacıyla kullanıldıklarında “*Peltier*” etki yasasına göre çalışırlar. Termoelektrik soğutucuların, hiçbir hareketli parça taşımaması ve kompakt boyutlara sahip olması gibi avantajları vardır, ayrıca çalışma akışkanı da yoktur. Bu parçalar aracın elektrik sistemi voltajıyla uyumludur ve ısıtma ile soğutma uygulamaları arasında geçiş yapmak kolaydır. Bu nedenle, termoelektrik soğutucunun otomotiv uygulamaları için uygun olduğu görülmektedir (Zhao and Tan 2014).

Araçlarda termoelektrik parça uygulamalarını inceleyen çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Qinghai ve arkadaşları, bir kamyon uygulamasında 30 - 46 °C ortam sıcaklığı için termoelektrik bir klima tasarlamışlardır. Elde edilen sistem performans katsayısının (COP), uygun koşullar altında 0,4-0,8 arasında olduğu görülmüştür (Qinghai *et al.* 2010). Araştırmacılar aracın klima sistemine ek olarak, otomobil

koltuğunun sıcaklığını kontrol etmek için de termoelektrik parçaları kullanılmışlardır. Choi ve arkadaşları, araç koltuğu sıcaklığını ısıtmak ve soğutmak için bir araba koltuğu sistemine sıcaklık kontrollü termoelektrik cihaz geliştirdiler. Tasarlanan sistemde tek yongalı bir mikro kontrolör bulunur; kontrol şemalı aparatların performansı deneyler ile teyit edilmiştir (Choi *et al.* 2007).

Elektrik üretim uygulamaları için kullanılan termoelektrik parçalar, “*Seebeck*” etkisine göre çalışır. Otomobillerde Termoelektrik Jeneratör (TEJ) kullanmanın en önemli nedeni, İçten Yanmalı Motorun (İYM) verimliliğini arttırmak ve egzoz emisyonlarını azaltmaktır. Sera gazları üreten kaynaklardan birinin araçlarda kullanılan İYM’ler olduğu açıktır. İYM’yi ortadan kaldırarak sera gazlarının azaltılmasına yönelik çok sayıda araştırma yapılmıştır. Ancak araştırmacılar henüz bu tip ısı motorlarında kullanılan fosil yakıtların yerini alabilecek uygun bir alternatif yakıt bulamamışlardır. Bu nedenle, ortak bir alternatif kaynak geliştirilinceye kadar, mevcut fosil yakıt teknolojisi ile motorun verimliliğini arttırmak önem taşımaktadır.

Bilindiği gibi, İYM ile donatılmış bir aracın verimliliği, normal bir sürüş çevrimi sırasında yaklaşık %30’dur. Motor ile üretilen enerji kayıplarının çoğu, soğutma suyu ve egzoz gazları tarafından taşınan atık ısıya aittir. Buna bağlı olarak, bir İYM’deki egzoz gazı ve soğutma suyu hattı atık ısı geri kazanımı için kullanılabilir. Soğutma suyunun maksimum çalışma sıcaklığı (90 °C), egzoz gazlarından (400 °C) daha düşüktür. Egzoz gazının ısı kaybı bazı uygulamalarda enerji geri kazanım için daha elverişlidir. Genellikle, yakıttan elde edilen enerjinin %40 ve %30’u sırasıyla, egzoz borusundan ve soğutucudan boşaltılır. Bu nedenle, egzoz gazlarındaki bu değerli ısının geri kazanılmasında büyük bir potansiyel bulunmaktadır (Yang and Stabler 2009).



**Şekil 1.1.** Bir araçta yakıttan alınan enerjinin dağılımı (Yang and Stabler 2009)

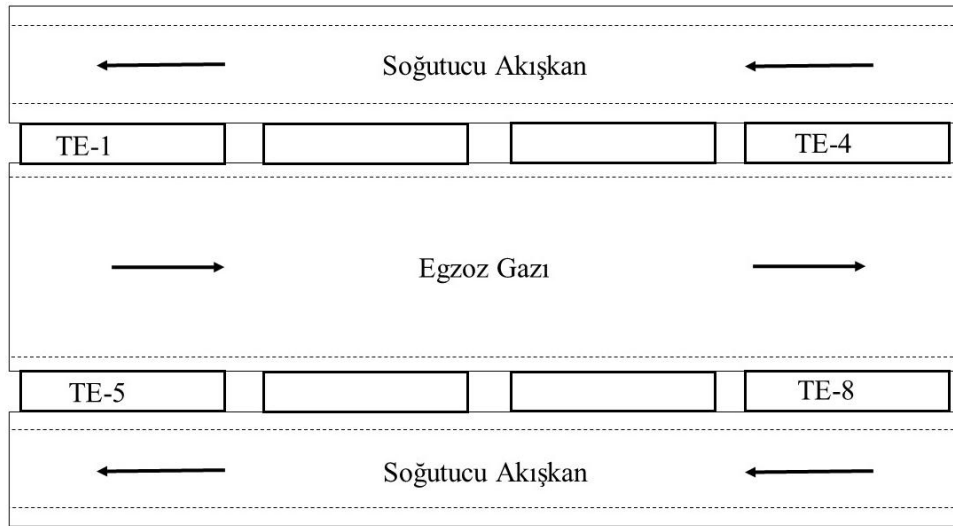
Termoelektrik jeneratörler egzoz gazlarından enerji toplama için önemli seçeneklerden biridir. TEJ'lerin doğası gereği, sıcaklık farkından elektrik üretim kapasitesi vardır. Bu yetenek onları bir ısı motoruna dönüştürür. Diğer ısı motorlarıyla karşılaştırıldığında sessiz olmak, küçük boyut, ölçeklenebilirlik ve dayanıklılığa sahip olmak TEJ'nin avantajlarından (Montecucco and Knox 2014). Diğerlerinin yanı sıra, bunların en önemli avantajı, hareketli parçaların olmaması ve kimyasal reaksiyon içermemesidir. Bu nedenle, örneğin aşınmayı önlemek için düzenli ve yoğun bir bakıma ihtiyaçları yoktur. Bu tür ısı motorlarının bir dezavantajı %5'lik düşük verimliliğidir (Wang *et al.* 2018). Öte yandan, küçük sıcaklık farkları dahi enerji üretimi için uygundur.

Isı motorunun sıcak ve soğuk yüzeylerinden gelen enerjiyi aktarmak için özel bir cihaza ihtiyaç duyulmaktadır. Egzoz borusunda yüksek sıcaklıktaki gazın avantajlarından yararlanmak için bir ısı değiştirici gereklidir. Isı değiştiricinin dış yüzeyinde temas halinde bulunan termoelektrik parçalar dizilmiştir. Böylece, parçalar iki ısı kaynağı arasında çalışarak elektrik üretmektedirler. Bir ısı değiştirici kullanarak, verimli bir şekilde enerjiyi aktarmak için enerji kaynaklarıyla temas halinde olan ortak bir yüzeydeki birkaç TE parça kullanmak mümkündür. Sonuç olarak, elektrik üretim verimliliği ısı değiştirici tasarımı ile ilgilidir.

Isı değiştiricilerinin verimliliğini artırmak için çeşitli tasarımlar yapılmıştır (Orr *et al.* 2016). Bu araştırmaların nihai amacı, termoelektrik yüzeyde homojen bir sıcaklık

dağılımını elde ederek ısı transferinde bir artış sağlamaktır. Akış yönü boyunca sıcaklık farkının sabit olmamasından dolayı, bir dizi TE parça boyunca homojen bir sıcaklık dağılımını sağlamak zor bir görevdir.

Otomotiv uygulamalarıyla ilgili bir TEJ sistemin şematik yapısı Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Geometrinin çekirdeğinde, egzoz gazı akışını geçirmek için bir kanal vardır ve kanalın dış tarafından soğutucu akışkan geçmektedir. Bu tasarım düzgün dikdörtgen plaka tipi egzoz ısı değiştiricisi adlandırılır. Egzoz gaz konveksiyon ısı transferini artırmak ve daha fazla enerji emmek için kanalın iç duvarlarına kanatçıklar eklenir. Kanatçıkların eklenmesi daha fazla ısı aktarımını mümkün kılarken, basınç kaybı da artar. İYM egzoz boru hattı atmosfer basıncının biraz üzerinde çalıştığı için, basınç kaybı kanal ve kanatçık tasarımında kritik bir parametredir. Bu nedenle, daha fazla enerji elde etmek için kanatçık sayısının sürekli olarak artırılması mümkün değildir (Thacher and Helenbrook 2007).



**Şekil 1.2.** TEG sisteminin şematik yapısı (Thacher and Helenbrook 2007)

Liu ve arkadaşları egzoz borusu hattı için TEG uygulamalarında kullanılan çeşitli ısı değiştiricilerinin termal performansını incelediler. Isı değiştiricide yüksek yüzey sıcaklığı elde etmek için homojen bir sıcaklık dağılımını elde etmenin yanı sıra, cihazın farklı yapısını ve malzemenin kalınlığını araştırdılar. Sıcaklık dağılımını ve motorun

çıkış gücünü incelemek için hesaplamalı akışkan dinamiği benzetimleri ve deneyleri yaptılar. Sonuçlar, kaos şeklindeki iç yapının ve 5 mm kalınlığa sahip plakalı bir ısı değiştiricinin nispeten ideal termal performans elde etmek için başarılı bir tasarım olduğunu göstermektedir (Liu *et al.* 2014).

Basınç kayıpları ile ısı transfer alanını arttırmak arasındaki dengeyi tutturabilmek için, sıcak sıvı kanalına metal köpüğün eklenmesi de önerilmiştir. Bu uygulama sonucunda, TE parçalarından daha fazla ısı akımı geçmekte ve TE sıcak tarafında ortalama sıcaklık artmaktadır. Bu çalışma, Nithayandandam ve Mahajan'ın yaptığı bir araştırmanın ana konusudur. 32 adet TE parçası ile donatılmış TEJ cihazı üzerindeki HAD analizlerine göre, metal köpükle geliştirilmiş cihazın maksimum net elektrik gücü, geleneksel cihaza göre 5.7 ila 7.8 kat daha fazladır (Nithyanandam and Mahajan 2018).

Tez çalışmanın birinci adımında TEJ ısı değiştirici için yeni bir tasarım sunulmuştur. Yeni tasarım, dolaşımda tutularak konveksiyon ısı transferinde önemli bir rol oynayan bir sıvı katmanı (faz değiştiren metal veya su) içermektedir. Yeni tasarımın amacı, sıcak yüzeyi mümkün olduğunca aynı sıcaklıkta tutmaktır. Buradaki yaklaşım, TEJ ısı değiştiricinin verimli tasarımına odaklanan benzer çalışmalardan tamamen farklıdır. Önceki çalışmalar, ısı değiştirici kanalından geçen üniform bir sıcak gaz akışını yönlendirmeye odaklıdır. Isı değiştiricinin verimliliğini arttırmak ve bu cihazın üzerindeki homojen sıcaklık dağılımını sağlamak için farklı şekillerde kanatçıklar eklenmiştir. Bu tip çalışmalar tüm optimum tasarımların sıcak gaz ve ısı değiştirici kanatlarının temas bölgesi üzerinde yoğunlaştığını göstermektedir. Mevcut çalışmaya, TE parçanın ve ısı değiştirici yüzeyinin temas bölgesi üzerine odaklanmaktadır. Bu yeni tasarımda, temas bölgesine yüksek iletkenliğe sahip bir sıvı eklenir ve kapalı bir sistemde düşük hızla dolaştırılır. Sıvı hareketinden doğan taşınım ısı transferi sonucunda tüm TE parçaları birbirlerine daha yakın bir sıcaklıkta tutulabilir. Tasarım parametrelerini ayarlayarak ve tüm TE parçalar için hedeflenen sıcaklık farkını sağlayarak, elektrik üretiminde maksimum verimi elde etmek mümkündür.

Çalışma metodu olarak, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ortamında TEJ ısı değiştirici modeli oluşturulmuştur. ANSYS yazılımı, FLUENT analizleri yanında geometri ve ağ örgüsü tasarımını gerçekleştirmek için kullanılmıştır. Tüm sınır koşulları, gerçek şartlar dikkate alınarak uygulanmıştır. Kapalı bir sistemdeki sıvı katmanın dolaşımı, kontrol hacminin iç kısmını fan sınır koşulu tanımlayarak basitleştirilmiştir. Bununla birlikte, bahsedilen sadeleştirme tezin ikinci adım çalışmalarında sunulan yöntemlerle çözülecektir.

## 1.2. Titreşim Hareketinde Enerji Dönüşümü

Binek araçlarda, süspansiyon sisteminde gerçekleşen titreşim nedeniyle kaybedilen enerjiyi geri kazanmak değerlendirilmeyi hak eden bir önem taşımaktadır. Örneğin, B ve C sınıfı yollarda 60 mil/saat hızla devam eden bir orta büyüklükte aracın süspansiyonlarında ortalama 100 ile 400 W arasında değişen bir güç mevcuttur (Zuo & Zhang, 2013). Bu tip araçlar, tüm opsiyonel elektrikli aksesuarlar kapatıldığında yaklaşık 250-300 W elektrik kullanır (Yang and Stabler 2009). Bu sayılar göz önüne alınırsa, süspansiyonlarda kaybedilen enerjiyi geri kazanarak, yakıt verimliliği artırılabilir. Bu şekilde emisyonlar açısından bir iyileşme sağlamak mümkün olabilir. Bu nedenle araç süspansiyonda kullanılan amortisörlerdeki enerji yenilenme potansiyeli araştırmacıların dikkatini çekmiştir ve rejeneratif amortisörler üzerinde giderek daha fazla araştırma çalışmaları yapılmaktadır (Zuo and Zhang 2013) ve (Yang and Stabler 2009).

Rejeneratif sönümleme ve kendinden güç alan sönümleme<sup>1</sup>, enerji geri kazanma alanında bağlantılı konulardır. Süspansiyonda kullanılan enerji geri kazanma cihazları, araç titreşim kontrolü için de kullanılabilir. Titreşim kaynaklı enerji toplama sistemleri, taşıt süspansiyonuna eklendiğinde, kontrol edilebilir amortisör veya rejeneratif amortisör olarak kullanılmaktadır (Wei and Jing 2017). Aracın süspansiyon titreşim enerjisini geri kazanmanın fizibilitesi hakkındaki teorik araştırmalar 1970'lerin

---

<sup>1</sup> Self-powered damping

sonlarında başlamıştır. Karnop (1992), süspansiyon gücünün geri kazanımı ve aktif süspansiyon sistemi konuları üzerinde önemli katkılarda bulunmuştur. Amortisörler tarafından kaybedilen enerji miktarı farklı araştırmacılar tarafından hesaplanmış ve denenmiştir. Khoshnoud ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmanın sonucunda, ortalama bir binek aracın amortisörlerinde farklı manevralarda yaklaşık 1 kW güç ortaya çıktığı görülmüştür (Khoshnoud *et al.* 2015). Hsu, orta büyüklükte bir binek araç üzerindeki aktif süspansiyon ile karayolu sürüş koşullarında tekerlek başına 100 W'a kadar güç üretme potansiyeli sağlanabileceğini belirtmiştir (Hsu 1996).

Literatürdeki çalışmalara göre, iki türlü rejeneratif süspansiyon mekanizması tanımlanmıştır. Bunlar mekanik ve elektromanyetik rejeneratif süspansiyon tipleridir. Mekanik tipi, titreşim enerjisini mekanik aktarımla hidrolik veya pnömatik enerjiye dönüştürür ve üretilen enerji akümülatörlerde depolanabilir. Elektromanyetik tiptyse, titreşim enerjisini elektrik enerjisine dönüştürmekte ve aracın elektrik güç talebinin bir kısmını karşılamaktadır.

Tez çalışmasının bu bölümdeki amacı düşük frekanslarda çalışan bir açısız elektromanyetik prototip damperin tasarlanmasıdır. Bölümün içeriği, rejeneratif damper prototiplerini tasarlamak isteyen araştırmacılara iyi bir kılavuz sunmayı da amaçlamaktadır. Sunulan alt bölümler, mekanizma tasarımı, deney düzeneğinin hazırlanması ve damperin çalışma performansını gösteren yararlı şekiller içermektedir. Tasarlanan prototipin güç geri kazanım potansiyeli ve otomotiv uygulamalarındaki fizibilitesi araştırılmıştır. Doğrusal mekanik hareketi açısız harekete dönüştürmek için kremayer-pinyon mekanizması önerilmiştir. Ayrıca tek yönlü rulmanlar ve dişli zincir mekanizması kullanılarak yeni bir mekanik doğrultucu tasarlanmıştır. Bu nedenle, pinyonun iki yönlü dönme hareketi, tek yönlü bir dönme hareketine dönüştürülmüştür. Elektrik jeneratör için hız girişini arttırmak amacıyla yüksek redüksiyon oranına sahip hafif plastik dişli kutusu seçilmiştir. Prototip damperin verimlilik haritasını çıkarmak için farklı frekanslarda ve harici elektrik yüklerde deneyler gerçekleştirilmiştir. Amortisör performansını incelerken, enerji dönüştürme verimliliğinin de önemli bir parametre olduğu unutulmamalıdır. Ancak bu parametre incelenen makalelerde

nadiren tartışılmıştır. Bu nedenle farklı deney sonuçları için bu parametrenin değerlendirilmesi, sunulan çalışmanın literatüre başka bir katkısı olacaktır.



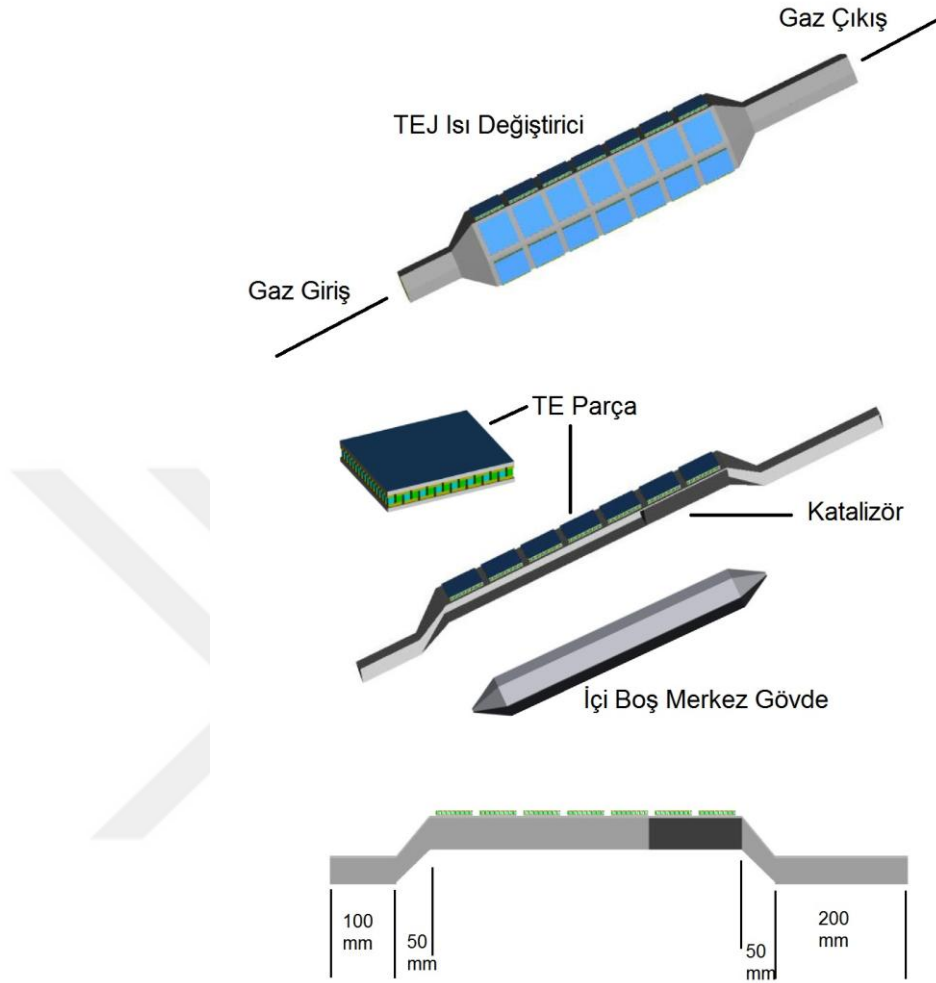
## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

TEJ'in güç üretim yeteneğini araştıran çok sayıda akademik çalışma bulunmaktadır. Bazı araştırmacılar, TE parçasını tek bir cihaz olarak görmüşler ve daha ayrıntılı bir analiz için bu parçayı aracın seyrüsefer koşulundan ayırmışlardır. Motor devri, araç hızı ve motor yükü gibi bazı parametrelerin bu çalışmalarda sabit olduğu düşünülmüştür. Başka bir grup araştırmacıysa TEJ'i araç kompleksinin bir parçası olarak görmüşlerdir. Bu bölümün ilk kısmında TEJ cihazla ilgili yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Bölümün ikinci kısmındaysa rejeneratif amortisörlerle ilgili çalışmalar sunulmuştur. Amörtisörlerin çalışma prensibi ve enerji dönüşümü verimliliğine göre detaylı çalışmalar karşılaştırılmıştır.

### 2.1. Termoelektrik Jeneratör (TEJ)

Literatürdeki çalışmalara bakıldığında, egzoz temelli TEJ cihazlarında farklı ısı değiştiricilerin termal performansı incelenmiştir. Bu çalışmalarda, TEJ cihazının egzoz hattındaki konumu, farklı içyapısı ve termal özellikleri tartışılmıştır. Genel olarak TEJ cihazı egzoz borusu hattında katalizör ve susturucu arasında konulması önerilmektedir.

Yang ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, TEJ ve katalizörün bütünleşik hali önerilmiştir. Yapılan simülasyon sonucunda, katalizörün TEJ cihazının arka kısmına yerleşmesinin uygun olduğunu tespit edilmiştir. Diğer dizilişlere göre, bu diziliş ile elde edilen homojen sıcaklık dağılımının daha olumlu olduğu ve buna bağlı olarak yüksek elektrik güç üretiminin yanında basınç düşüşünün daha az olduğu görülmüştür (Yang *et al.* 2018). Şekil 2.1'de önerilen tasarımın şematiği gösterilmiştir. TE parçaların boyutları 56mm×56mm×5mm ve malzemesi Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> seçilmiştir. Sonuçlara göre, TE sayısını artırmak her zaman TEJ'nin maksimum çıkış gücünü arttırmamakta ve egzoz gazından daha fazla ısı emildiği için katalizörün dönüşüm verimliliğini azaltabilmektedir.



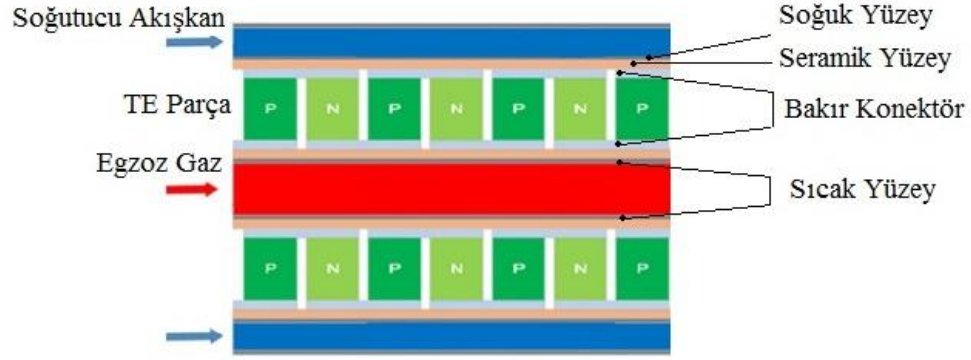
**Şekil 2.1.** TEJ ve katalizörün bütünlük tasarımı (Yang *et al.* 2018)

Termoelektrik parçayı otomobillerde kullanmak için en uygun ısı kaynağı, yüksek sıcaklıktaki egzoz gazıdır. Sürekli atık ısı akışından faydalanmak için uygun bir ısı değiştiriciye ihtiyaç vardır. ANSYS programının çözülmüş örnekleri arasında yer alan Egzoz Gaz Resirkülasyon (EGR)<sup>2</sup> cihazı incelenmesi, ısı değiştirici tasarımında çalışmak isteyen araştırmacılar için yararlı bir örnektir. Şekil 2.2’de adı geçen kabuk ve boru tipi ısı değiştiricinin geometrisi ve giriş çıkış kanallarındaki akışkan özellikleri gösterilmiştir. Küçük çaplı borulardan geçen egzoz gazının sıcaklığı, soğutucu suyun etkisiyle yeterince düşürülmüş EGR sistemine geri beslenmektedir. Önerilen model, sadece gaz soğutması için yararlıdır ve ısı transferi olayı, tamamen entropi artış

<sup>2</sup> Exhaust Gas Recirculation



egzoz gazının ısı kapasiteleri arasında büyük fark olmasından dolayı, TE serisinin soğuk tarafındaki sıcaklık dalgalanması sıcak tarafına göre göz ardı edilebilir.



**Şekil 2.3.** Isı değiştirici üzerinde dizilen TE parça

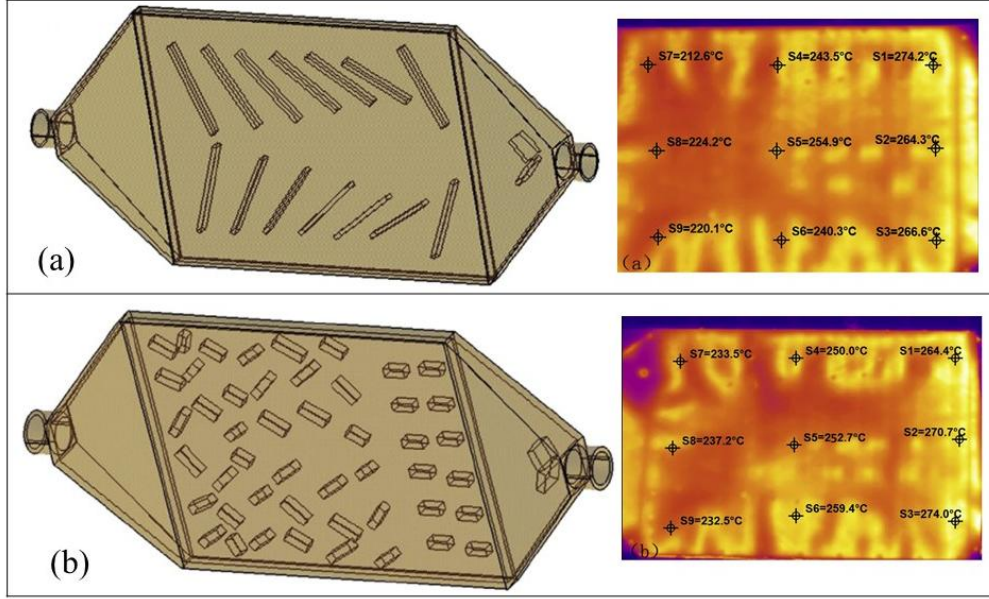
TE parçasının karşı tarafından soğuk bir sıvı geçer ve sıcaklığı daha düşük bir seviyede tutar. Su, soğutma uygulaması için ortak bir akışkandır ve egzoz gazı akışıyla karşılaştırıldığında taşınım ısı transfer katsayısı nispeten yüksektir. Bu nedenle, TE parçasının sıcak tarafından soğuk tarafa belirli bir miktarda enerji geçirerek, soğuk akışında göz ardı edilebilir bir sıcaklık değişimi ortaya çıkar. Soğutucunun yüksek ısı kapasitesi sebebiyle TE parçasının soğuk tarafının yaklaşık sabit sıcaklıkta kalacağı iddia edilebilir. Diğer bir deyişle, tüm TE birimleri soğuk tarafta yaklaşık aynı sıcaklığa sahiptir. Ancak, sıcak gaz akışından aynı miktarda enerjiyi emmek, sıcak akışında belirgin bir sıcaklık düşüşüne neden olur. TE parça tabakasındaki sıcak taraf sıcaklığının akış yönünde sabit kalmayacağı açıktır. Sonuç olarak, her bir TE biriminde sağlanan sıcaklık farkı eşit olmayacaktır.

Akış yönü boyunca oluşacak sıcaklık farkı, TEJ cihazında görülen kaçınılmaz bir gerçektir. Liu ve arkadaşlarının deneysel çalışmasına göre, bu durum açıkça görülmektedir. Bu çalışmada, 2 litre silindir hacmindeki İYM'nin egzoz boru hattı, 400 mm uzunluğunda ve 290 mm genişliğindeki boyutlarda dikdörtgen plaka tip bir ısı değiştiriciye bağlanmıştır (Liu *et al.* 2014). Şekil 2.4'te balık kemiği<sup>3</sup> ve kaos<sup>4</sup> şeklinde

<sup>3</sup> Fishbone Shaped

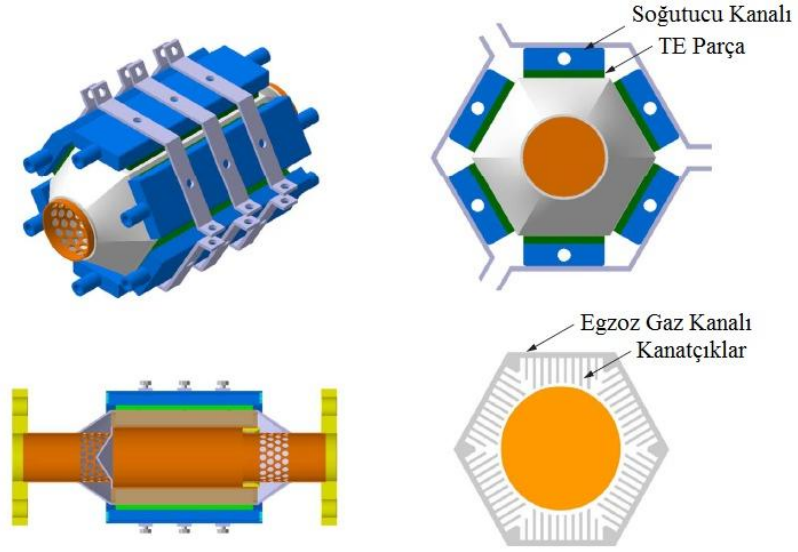
<sup>4</sup> Chaos Shaped

iç yapıya sahip ısı değiştiricinin kızılötesi sıcaklık ölçümleriyle elde edilen deney sonuçları gösterilmiştir. Kızılötesi ölçümlere göre balık kemiği ve kaos şekilli iç yapılarında, akış yönü boyunca sıcak yüzey sıcaklıklarında sırasıyla 62 °C ve 42 °C'lik düşüş gözlemlenmiştir.



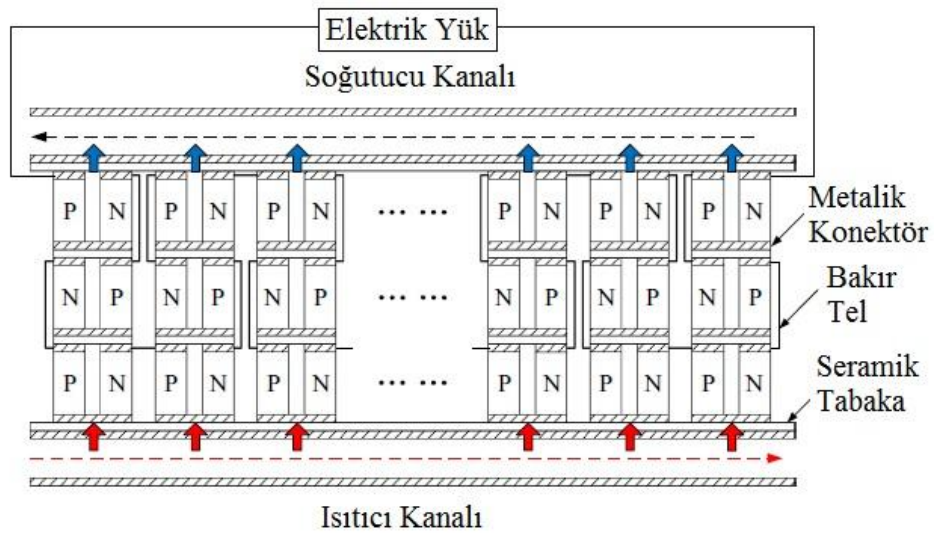
**şekil 2.4.** Akış yönünde sıcaklık değişiminin kızılötesi incelenmesi (a) balık kemiği şekli iç yapı (b) kaos şekli iç yapı (Liu *et al.* 2014).

Akış yönü boyunca azalan yüzey sıcaklıkları Kim ve arkadaşları tarafından incelenmiştir (Kim *et al.* 2018). Bu çalışma, deneysel olarak bir binek araçta altıgen TEJ sisteminin yapısını incelemektedir (şekil 2.5). Isı değiştiricinin enerji kazanma performansı, aracın en çok karşılaştığı sekiz farklı motor çalışma şartı dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Akış yönü boyunca üç seri TE parçaları kullanılmıştır. Ölçülen verilere göre, 1200 dv/dk çalışma koşulunda akış yönü boyunca sıcak yüzey sıcaklığında 50 °C düşüş gözlemlenmiştir.



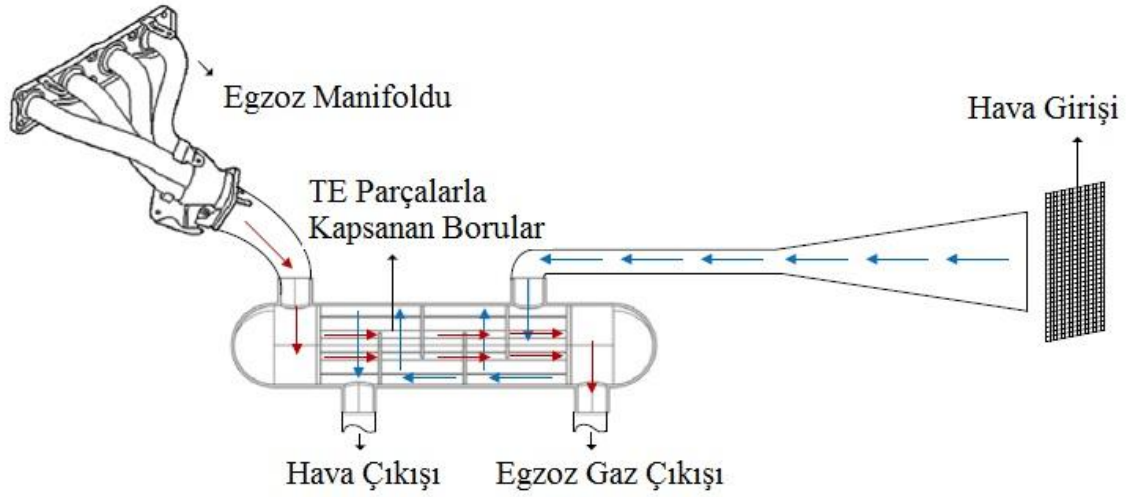
Şekil 2.5. Altıgen TEJ'in şematik görünümü (Kim *et al.* 2018)

Cheng ve arkadaşları hipersonik bir araç üzerinde TEJ sisteminin çok aşamalı yapısını sayısal olarak araştırmışlardır (Şekil 2.6). Elde ettikleri sonuçlara göre çok aşamalı yapı ile büyük sıcaklık farkının kademeli olarak kullanılması TEJ performansını yükseltmektedir. Ancak akış yönü boyunca azalan ara yüz sıcaklığı, TE verimini olumsuz olarak etkilemektedir. Bu nedenle TE parçaları, pozisyonlarına bağlı olarak farklı verimliliklerde çalışmaktadırlar (Cheng *et al.* 2018).



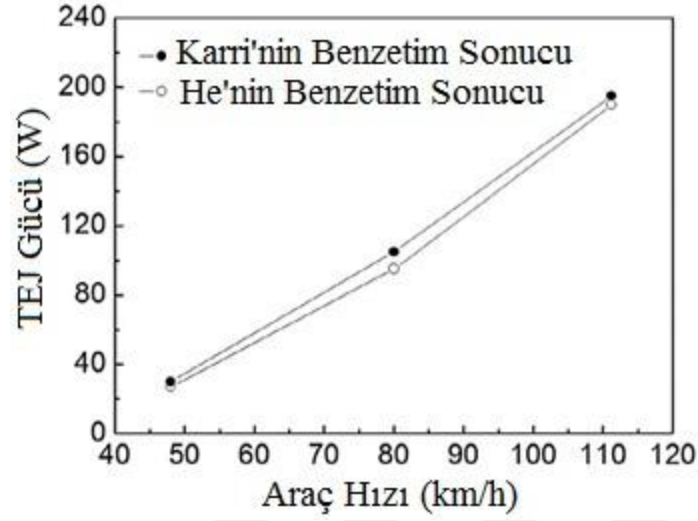
Şekil 2.6. Çok aşamalı TEJ'in yapısal diyagramı (Cheng vd 2018)

TEJ sistemlerinin güç üretim kapasitesi, tasarımın geometrisine, akışkanın akış sınır koşullarına ve TE parçalarının türüne göre değişmektedir. Demir ve Dincer tarafından iki farklı tasarımlı kabuk ve borulu ısı TEJ sisteminin ısı transfer işlemleri incelenmiştir. COMSOL yazılımı ile yapılan HAD analizi, 37 tüp ve 4 saptırmadan oluşan bir ısı değiştirici üzerinde yapılmıştır (Şekil 2.7). Bu çalışmada farklı türdeki TE parçaları incelenmiştir ve  $GdCo_{0.95}Ni_{0.05}O_3$  TE'nın aynı sınır koşulları için  $La_{1.98}Sr_{0.02}CuO_4$  parçadan daha iyi bir termoelektrik performansı sunduğu gösterilmiştir (Demir and Dincer 2017).



**Şekil 2.7.** Kabuk ve boru tipi TEJ sistemi (Demir and Dincer 2017)

Başka bir grup araştırmacı TEJ'i araç kompleksinin bir parçası olarak görmüşlerdir. He ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada araçta kullanılan TEJ için matematiksel bir model geliştirilmiştir. Model, akışkan akışı yönü boyunca sıcaklık farkı yanında akışkan ısı transferi ve akış direnci özelliklerini içerir. Yapısal boyut optimizasyonunu sağlamak için FORTRAN programı kullanılarak simülasyonlarla analizler gerçekleştirilmiştir (He *et al.* 2016). Şekil 2.8, TEJ'in güç çıkışları ile araç hızının bir fonksiyonu arasındaki korelasyonu göstermektedir. Bu model, Karri ve arkadaşlarının yaptığı benzetim sonuçlarıyla iyi bir uyum içindedir (Karri *et al.* 2011).



**Şekil 2.8.** TEJ'in araç hızının bir fonksiyonu olarak güç çıkışı

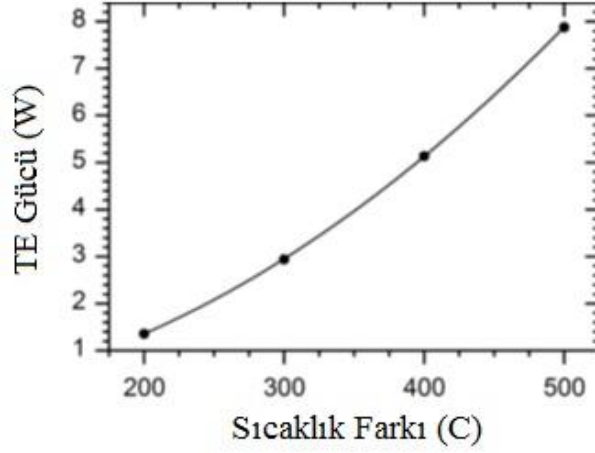
Sıcaklık farkı, TEJ'in enerji üretim kapasitesinde belirleyici parametrelerden birisidir. Eğer TE parçanın enerji dönüşüm verimliliği sıcaklık değeri ile doğrusal orantılıysa, yüksek sıcaklık farkı yüksek ısı transferi oranına ve ayrıca yüksek elektrik enerjisi üretimine neden olacaktır. Bu yaklaşımda, enerji üretimi için tek üst sınır, sistem içindeki diğer bileşenlerin ve TE parçasının yüksek sıcaklığa karşı dayanıklılığıdır.

Kempf ve arkadaşları, 95 derecede sabit sıcaklıktaki soğutucu ile sıcaklık farkının bir fonksiyonu olarak nanoyapılı Yarı-Heusler<sup>5</sup> TE parçanın güç çıkışını ölçmek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Elde ettikleri veriler sonucunda ikinci dereceden bir korelasyon önermişlerdir ( Kempf and Zhang 2016).

$$P_{TE} = 2.9(10^{-5})(\Delta T_{TE})^2 + 1.46(10^{-3})(\Delta T_{TE}) - 9.6(10^{-2}) \quad (2.1)$$

Bu korelasyon, deney verilerinin % 99,9'u ile örtüşmektedir ve 200 °C ile 500 °C arasındaki sıcaklık farkları için geçerlidir. Şekil 2.9 bu korelasyonu grafiksel olarak göstermektedir.

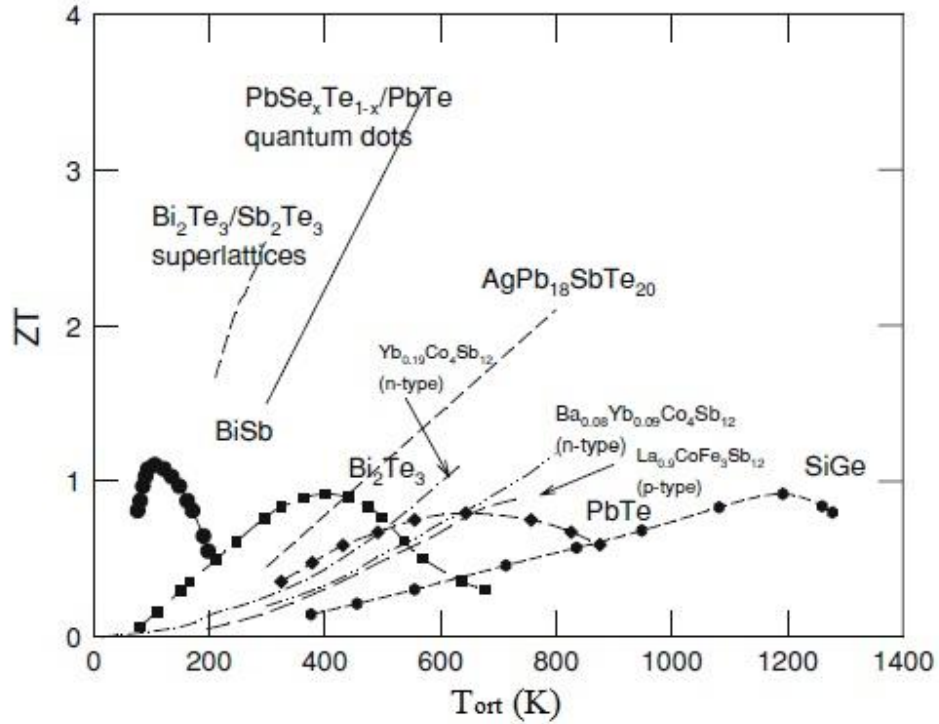
<sup>5</sup> Nanostructure Half-Heusler



**Şekil 2.9.** Yarı-Heusler TE parçanın güç çıkış eğrisi

Eğer TE parçanın enerji dönüşüm verimliliği sıcaklık değeri ile doğrusal orantılı değilse, TE parçanın malzeme özelliğine göre uygun çalışma sıcaklığı seçilmelidir. Şekil 2.10'da görüldüğü gibi,  $Bi_2Te_3$ ,  $PbTe$  ve  $SiGe$  TE parçalarının performansının boyutsuz değer katsayısı ( $ZT$ ) sırasıyla 400 K, 650 K ve 1200 K sıcaklıklarında maksimum değere ulaşmıştır. Bu tip TE parçaların ısı değiştirici tasarımında, bütün parçalar için uygun çalışma sıcaklığın sağlanması önem taşımaktadır (Yang and Stabler 2009).

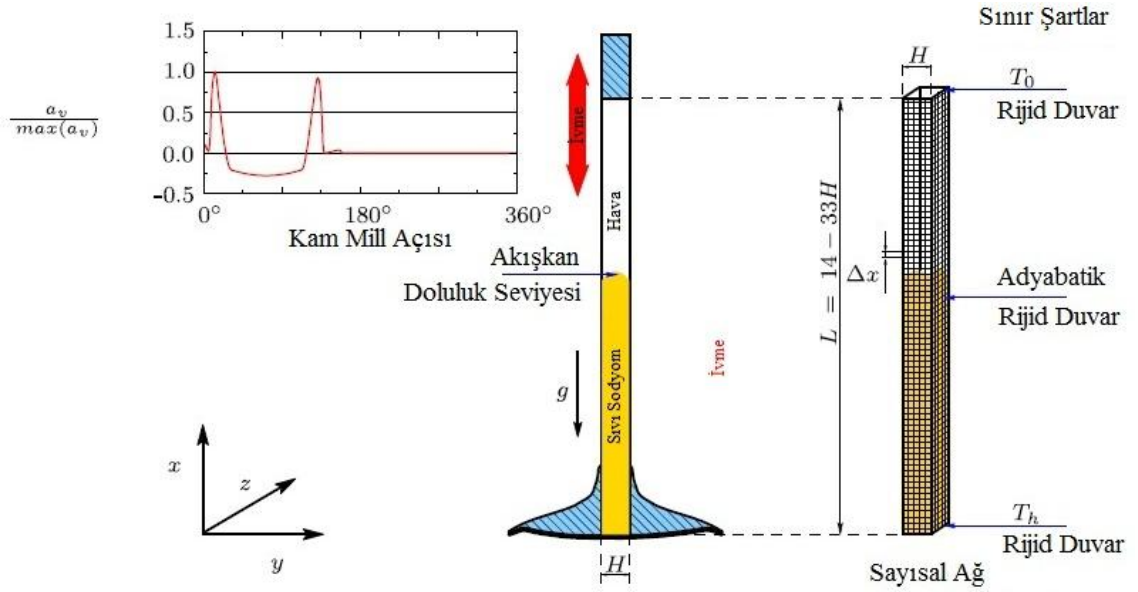
Performansın boyutsuz değer katsayısı ( $ZT$ ) daha detaylı şekilde bir sonraki bölümde anlatılacaktır.  $ZT$  değeri 2'den büyük olan bir termoelektrik malzemenin COP değeri, mekanik kompresörlü bir soğutucu klima ünitesinden daha yüksek olabilir. TEJ verimi için  $ZT$  değerinin 1 ve 2 arasında olması durumundansa 2 ve 3 arasında olması daha olumludur. Günümüz pratik uygulamalarında tüm termoelektrik soğutma veya elektrik üretim sektöründe kullanılan TE parçalarında  $ZT=1$  malzemeleri kullanılır.  $ZT=2$  olan malzemelerin yaygınlaşması ile termoelektrik uygulamaları daha da artacaktır (Snyder and Toberer 2008).



**Şekil 2.10.** Farklı TE parçalar için performans eğrisi (Yang and Stabler 2009)

Araştırmacılar tarafından ısı transferini arttırmak ve sıcaklık dağılımını iyileştirmek amacıyla farklı yöntemler önerilmiştir. Sander ve Weigand (2009) tarafından yapılan bir çalışmada motor supabında çalkalama ile soğutma tekniğini incelenmiş ve ısı transferinde artışlar görülmüştür. Aynı zamanda, geometri, hızlanma ve sıvı dolun seviyesi gibi çeşitli faktörlerin etkisi incelenmiş ve en uygun değerler elde edilmiştir. Supap içindeki iki fazlı akış, periyodik ivme kaynağından etkilenerek, taşınım ısı transferini gerçekleştirmiştir. İYM'nin ürettiği yüksek frekanslı çalkalanma, supap içinde sıvı sodyuma taşınım ısı transfer özelliğini kazandırmıştır. Bu durumda supabın alt kısmındaki yüksek sıcaklığa maruz kalan bölge, sıcaklığını hem iletim ve hem de taşınım yoluyla supabın üst kısmına iletmiştir (Şekil 2.11). Bu çalışma kapsamında, Doğrudan Sayısal Simülasyon<sup>6</sup> (DNS) yöntemi iki fazlı akış çözümü için kullanılmıştır (Sander and Weigand 2009).

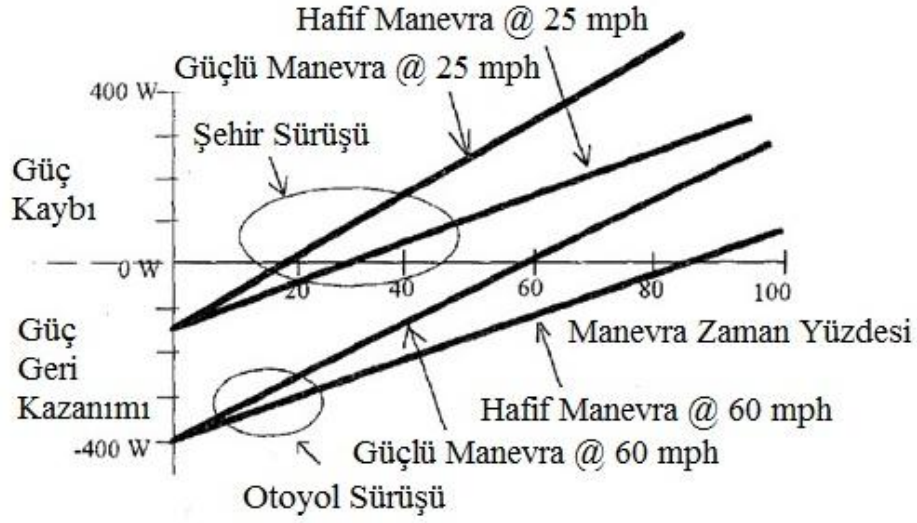
<sup>6</sup> Direct Numerical Simulation



Şekil 2.11. İYM supabında çalkalanma ile sıcaklık dağılımının artırılması

## 2.2. Rejeneratif Amörtisör

Şekil 2.12, bir binek aracın rejeneratif sönümlenme uygulamasının güç kaybı ve güç geri kazanım sonuçlarını göstermektedir. Bu araçtaki aktif süspansiyon sistemi, araç hızına ve manevra zaman yüzdesine bağlı olarak gücü kaybedebilir veya geri kazanabilir. Şehir içi sürüşünde (25 mph), manevra zaman yüzdesi yüksektir ve aktif süspansiyon kontrol görevinde daha fazla çaba harcanmaktadır. Bu nedenle toplam sistem, güç kaybetmektedir. Otoyol sürüşünde ise (60 mph), manevra zaman yüzdesi düşüktür, bu nedenle aktif sistem tarafından gücün geri kazanması mümkün olmuştur. Hsu'nun araştırmasına göre, orta boyuttaki bir binek aracın aktif süspansiyonu ile otoyol sürüş koşullarında, çekiş gücünün %5'inin geri kazanılabileceğini ispatlamıştır (Hsu, 1996).



**Şekil 2.12.** Araç süspansiyonundan çeşitli sürüş koşullarında güç geri kazanımı (Hsu 1996)

Literatürdeki çalışmalara göre, iki türlü rejeneratif süspansiyon mekanizması tanımlanmıştır. Bunlar mekanik ve elektromanyetik rejeneratif süspansiyon tipleridir. Mekanik tip, titreşim enerjisini mekanik, hidrolik veya pnömatik enerjiye dönüştürmektedir. Örneğin, bu kategoride elektro-hidrolik damper bulunmaktadır. Elektro-hidrolik damperde pistonun lineer titreşimini hidrolik enerjiye çevirebilen bir hidrolik devre mevcuttur ve elektrik dönüşümü için bir hidrolik motor kullanılmaktadır (Zhang *et al.* 2017) ve (Sapinski 2010).

Elektromanyetik tip amortisör, aracın elektrik talebinin bir kısmını karşılayabilmek için titreşim gücünü elektrik gücüne dönüştürmektedir. Elektromanyetik amortisör, titreşim enerjisinden yararlanmaktadır ve bobinin manyetik alan içerisindeki lineer veya açıl hareketi vasıtasıyla elektrik gücü üretmektedir. Elektromanyetik damperler pasif, aktif veya yarı aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Gupta ve arkadaşları, lineer ve açıl damperler arasında bir karşılaştırma yapmışlar ve açıl damperin lineer damperden daha yüksek güç yoğunluğuna sahip olduğunu bulmuşlardır. Doğrusal damper, elektromanyetik alanı yardımıyla, doğrusal hareket üzerinde herhangi bir değişiklik yapmadan enerji dönüşümü yapmaktadır. Bu cihaz, kalıcı mıknatıs ve etrafındaki tel bobinlerden oluşmaktadır. Tel bobiniyle manyetik akışın kesildiği anlar elektrik oluşmaktadır. Doğrusal rejeneratif damperde, tel bobinin

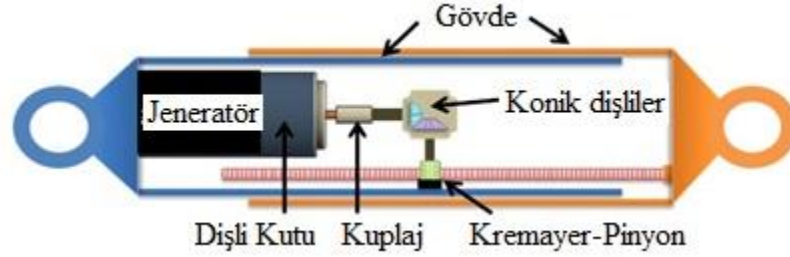
hızı, açısız damperden daha düşüktür; bu nedenle güçlü kalıcı mıknatıslar bobin etrafına monte edilmelidir (Gupta *et al.* 2006).

Zuo ve arkadaşları tarafından yapılan prototip çalışmalara göre süspansiyonun sinüzoidal titreşim hareketinde, 0,25-0,5 m/s RMS hızıyla, 16 W elektrik gücü üretilmektedir. Prototip damper, titreşim sisteminin rezonans frekansı etrafındaki frekansta maksimum gücü üretmiştir. Doğrusal sönümleyicilerde Tel ile mıknatıslar arasında temas olmadığından sürtünme kaybı çok düşüktür. Bununla birlikte, üretilen kuvvet değerleri, açısız sönümleyicilerle kıyasla küçüktür. Bu nedenle yüksek gücün geri kazanılması mümkün değildir (Zuo *et al.* 2010), (Zhu *et al.* 2012).

Açısız amortisörlerde doğrusal hareket ilk başta dönme hareketine dönüştürülür, sonrasında elektromanyetik alan yardımı ile enerji dönüşümü yapılmaktadır. Literatürdeki çalışmalara göre, mekanik hareketi doğrusaldan açısız çevirmek için kremayer-pinyon veya bilyeli vida mekanizmaları önerilmiştir. Şekil 2.13, açısız rejeneratif sönümleyicinin genel tasarımını ve tasarımdaki mekanik hareketi çeviren kremayer-pinyon mekanizmayı göstermektedir. Kremayer ve pinyon hareketini düz bir çizgide yönlendirmek için gövdeden yardım alınmıştır. Açısız hareketin yönü konik dişliler ile 90 derece değiştirilmiş ve jeneratöre bağlanmıştır. Genellikle dönme hareketin hızını arttırmak için bir dişli kutu kullanılmaktadır. Bu tasarımda jeneratör iki yönde dönerek pozitif ve negatif akım değerleri üretmektedir. Bu nedenle alternatif bir akımı doğrusal akıma dönüştürmek için elektrik hattında bir akım düzeltici<sup>7</sup> kullanılmalıdır. Li ve arkadaşları açısız damperde tek yönlü kavrama kullanarak bu genel tasarımı değiştirmişlerdir. Bu şekilde pinyonun iki yönlü dönme hareketi, tek yönlü dönme hareketine dönüştürülmüştür. Yeni tasarımda, jeneratör tek yönde dönmektedir ve dönme yönünün değişmesi nedeniyle güç kaybı sorunu ortadan kaldırılmıştır (Li *et al.* 2013).

---

<sup>7</sup> Rectifier



**Şekil 2.13.** Açısal rejeneratif damperin genel tasarımı (Li *et al.* 2013)

Literatürdeki teorik ve deneysel çalışmaları özetleyerek, farklı açısal damper tasarımlarının karşılaştırılması Çizelge 2.1'de sunulmuştur. Bu karşılaştırma, tasarımları enerji geri kazanma özellikleri açısından değerlendirmektedir. Parametre ismini kısaltmak için bazı kısaltmalar kullanılmıştır. ( $a$ ) ve ( $f$ ), damperin test altında olduğu titreşim frekansını ve genliğini temsil etmektedir. ( $\dot{x}$ ) lineer hızdır ve ( $F$ ) değeri damperin sönümlenme kuvvetini göstermektedir. ( $C$ ) değeri, damperin eşdeğer sönümlenme katsayısıdır. ( $R$ ), harici direncin değeridir ve ( $V$ ), dirençte ölçülen gerilim değeridir. Son olarak, üretilen gücü temsil etmek için ( $P$ ) değeri kullanılmıştır.

Çizelge 2.1'de sunulan değerlere göre, rejeneratör amortisörün deneyleri geniş bir genlik ( $\pm 5$  ila  $\pm 100$  mm) ve frekans (0,1 ila 11 Hz) değerleri aralığında yapılmıştır. Bu değerlerin çoğu, sürüş çevrimi koşullarında karşılaşılabilecek farklı araç süspansiyon uyarılarına göre seçilmiştir. Araştırmacılar tarafından bildirilen verilere göre, çıktı değerleri (üretilen güç ve gerilim, eşdeğer sönüm katsayısı vb.) ayrıntılı olarak veya genel olarak ele alınmıştır. Doğrusal hız sütununun incelenmesi, yüksek frekanslı titreşimlerde bile uyarma hızının 0,3 m/s'yi aşmadığını göstermektedir. Titreşim frekansı, elektrik jeneratörünün dönme hızını etkilemektedir. Bu nedenle, titreşim frekansı ayarlanarak, jeneratörün optimum dönüş hızında çalıştırmak mümkün olacaktır. Yüksek frekanslı uyarma ihtiyacı, yüksek redüksiyon faktörüne sahip bir dişli kutusu kullanılarak sağlanabilmektedir.

**Çizelge 2.1.** Literatürde bulunan bazı açısız rejeneratif damper çalışmalarının özellikleri

$a$ (mm)	$f$ (Hz)	$\dot{x}$ (m/s)	$F$ (N)	$C$ (Ns/m)	$V$ (v)	$R$ ( $\Omega$ )	$P$ (W)	Yıl	Kaynak
$\pm 20$	0,6 3,6	-0,15 0,15	-150 150	300 570	-10 10	10 40	max 32	2018	(Xie <i>et al.</i> 2018)
$\pm 2,5$	0,5 1,0	-	-10000 10000	30000	035	1 3	ort 12,1	2017	(Zhang <i>et al.</i> 2017)
-	-	-	-1000 1000	7200 9000	12 14	19	ort 31,6	2004	(Nakano and Suda 2004)
-	-	0 0,03	-	38,5	0 0,7	1	max 88	2006	(Gupta <i>et al.</i> 2006)
$\pm 100$	1,5 10	-	0 1800	-	-	356	max 125	2013	(Li <i>et al.</i> 2013)
rms 4,6	-	rms 0,086	-	1995	-	-	rms 14,7	2013	(Zuo and Zhang 2013)
-	1,5 10	0 0,3	-	1270	-	35	rms 42,4	2015	(Khoshnoud <i>et al.</i> 2015)
$\pm 5$	1, 5, 10	-	-250 250	1500 2800	-	356	ort 60	2013	(Li and Zuo 2013)
$\pm 30$	0,1 2,5	-0,02 0,02	-100 300	5000 1800	0 40	30 94	ort 4,8	2013	(Li <i>et al.</i> 2013)
$\pm 5$ $\pm 10$	3 11	-	-	-	0 15	5 10	ort 3,91	2007	(Zhang <i>et al.</i> 2007)

Benzer şekilde, eşdeğer sönümleme katsayısı sütununun incelenmesi, sunulan rejeneratif damperlerin 38,5-30000 Ns/m aralığında farklı sertlik değerleri gösterdiği görülmüştür. Binek ve ticari araçlardaki sönümleme katsayı değerleri 3000 ile 15000 Ns/m arasında değişmektedir (Abdelkareem, ve diğerleri, 2018), (Balkwill, 2018). Bu nedenle, tasarlanan rejeneratif sönümleyiciler, otomotiv uygulamalarını kısmen kapsayabilir. Bu uygulamalardaki kullanılabilirlik ve sürülebilirliğini göz önünde bulundurarak ayrıntılı araştırmalar yapılmalıdır. Çizelge 2.1'deki üretilen güç verilerine göre, tasarlanan damperlerin ortalama güç geri kazanma potansiyeli 4,8-60 W aralığındadır.

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölüm üç alt bölümden oluşmaktadır. Birinci alt bölümde TEJ modeli kurulmuş ve yapılan benzetim sonuçları üzerinden, eklenen sıvı bölge katmanının ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. İkinci alt bölümde, sıvı bölge katmanının titreşim hareketini dolaşımında tutmak için tasarımlar önerilmiş ve benzetim işlemleri yapılmıştır. Bu alt bölümün amacı, İYM titreşim kaynağı ile sirkülasyon pompa gücünü sağlamaktır. Üçüncü alt bölümdeyse, araç titreşiminin bir kaynak olarak elektrik üretiminde kullanılabilirliği araştırılmıştır. Bu alt bölümün amacı, araç titreşim enerjisini dönüştürmek ve sirkülasyon pompa gücünü sağlamaktır.

#### 3.1. Isı değiştirici modeli

TEJ cihazının geometri ve materyali göz önüne alınarak bir ısı değiştirici modeli oluşturulmuştur. Sıvı bölge katmanını sirkülasyonda tutmak için ısı değiştirici gövde bölgesinde akışkanın geçebileceği delikler açılmıştır. TE parçaların çalıştığı optimum sıcaklık aralığı araştırılmış ve sınır şartlarına göre uygun TE seçilmiştir.

##### 3.1.1. Teori

TEJ performansını elektrik enerjisi üretimi açısından denetlemek için her bir TE parçasına odaklanmak yararlıdır. TE parçası bir ısı motoru olarak kabul edilirse, güç üretimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$P_{TE} = \eta \cdot Q_{TE} \quad (3.1)$$

Elektrik güç üretiminde yer alan TE parçasının performansı, Denklem (3.2)'de gösterildiği gibi malzeme özelliklerine ve yüzey sıcaklıklarına bağlıdır (Goldsmid and Sharp 2015).

$$\eta_{TE} = \frac{(T_h - T_c)(\sqrt{1+ZT}-1)}{T_h(\sqrt{1+ZT} + \frac{T_h}{T_c})} \quad (3.2)$$

TE parça performansının malzeme özelliklerine bağımlılığı aşağıdaki gibi boyutsuz değer katsayısı<sup>8</sup> (ZT) ile tanımlanabilir:

$$ZT = \frac{(\alpha_p - \alpha_n)^2}{((k_p \beta_p)^{1/2} + (k_n \beta_n)^{1/2})^2} T_{ort} \quad (3.3)$$

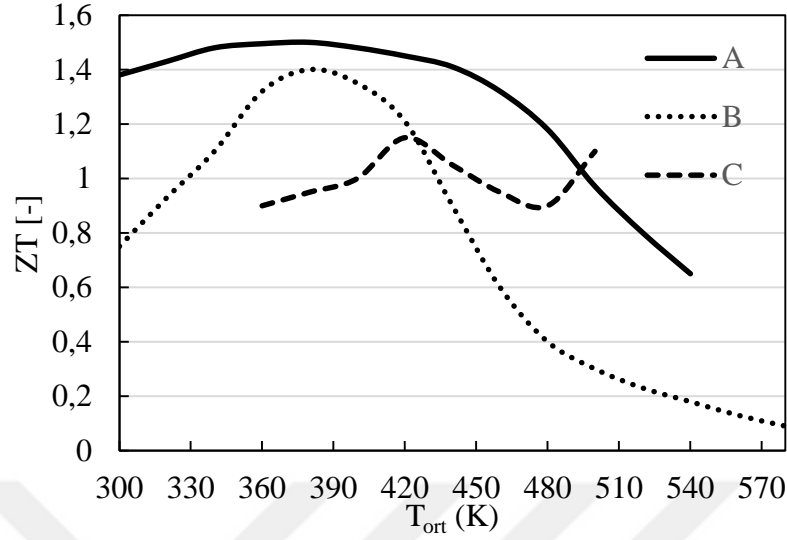
Denklem (3.3)'te görüldüğü gibi, ZT değeri, 'Seebeck' katsayısı ( $\alpha$ ), termal iletkenlik ( $k$ ), elektrik direnci ( $\beta$ ) ve ortalama sıcaklık ( $T_{ort}$ ) parametrelerine bağlıdır. p ve n indisleri, TE parçadaki p – n bağlantılarını gösterir. Şekil 3.1, 'Bismuth-telluride' alaşımlarından yapılan TE için ZT değerinin değişimini ortalama sıcaklığa göre eğrilerle göstermektedir. Eğrilerin değişimine göre, TE elektrik üretim verimliliğini en üst düzeye çıkarmak için uygun bir sıcaklık değeri olduğunu gösterilmektedir. Bu çalışmada, 'Bismuth-telluride' alaşımı TE parça (B), güç üretimi analizi için seçilmiştir. 'Bismuth-telluride' TE parçaları, piyasada rahatça bulunabilen yaygın tiplerdir.

Bu çalışmada önerilen TEJ sistemin şematiği, Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Sistemin z eksenine göre simetrik olması nedeniyle şekilde yalnızca yarı modeli gösterilmiştir. Bu tasarımda, egzoz gazı belli sıcaklık ve hız değerleri ile ısı değiştiricinin iç borusundan geçerken, soğutucu akışkan dış kısımdan zıt yönde akmaktadır. Egzoz gazından çekilen ve soğutucu akışkan tarafından emilen ısı miktarı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$Q_e = \rho_e V_e A_e \Delta T_e \quad , \quad Q_w = \rho_w V_w A_w \Delta T_w \quad (3.4)$$

---

<sup>8</sup> Figure of Merit

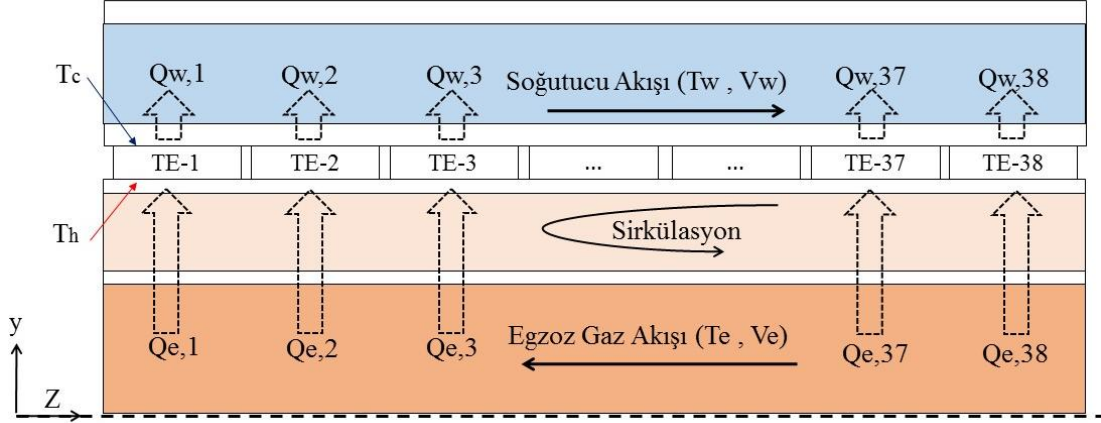


**Şekil 3.1.** Bismuth-telluride alaşımları için ZT değerleri A)Nanokompozit numunesi p-tipi TE, (Xie *et al.* 2013) (B)Bakır numunesi p-tipi TE, (li *et al.* 2013) (C)n-tipi TE, (Wu *et al.* 2013)

Isı kaybı göz ardı edilirse, egzoz gazı tarafından atılan enerji miktarı 38 TE parçadan geçmekte ve daha sonra soğutucu akışkan tarafından emilmektedir.

$$Q_e = \sum_{i=1}^{38} Q_{e,i} \quad , \quad Q_w = \sum_{i=1}^{38} Q_{w,i} \quad (3.5)$$

Çıkarılan ve emilen enerjiler arasındaki fark TE serileri tarafından üretilen elektrik gücüyle ( $P_{TE}$ ) eşittir. Literatürdeki benzer çalışmalara göre (Kempf and Zhang 2016) ve (Liu *et al.* 2014), soğutucu ve egzoz gazının artan ve azalan sıcaklıkları nedeniyle, TE parçalarının yüzeylerindeki sıcaklıkları  $z$  yönünde değişmektedir. Bu, TE parçaların farklı  $T_h$  ve  $T_c$  değerlerine maruz kalacağı anlamına gelmekte ve ayrıca egzoz gazının daha düşük ısı kapasitesinden dolayı  $T_h$  değerindeki akış yönündeki azalmanın  $T_c$  değerindeki değişime göre daha önemli olacağını göstermektedir. Sıcaklık değerlerindeki bu değişiklik, optimum ortalama sıcaklıktan uzaklaşma ile sonuçlanacağı için, Şekil 3.1'de gösterildiği gibi elektrik üretme verimliliğini negatif bir şekilde etkileyecektir.



**Şekil 3.2.** Bu çalışmada tasarlanan TEJ sisteminin şematik görünümü

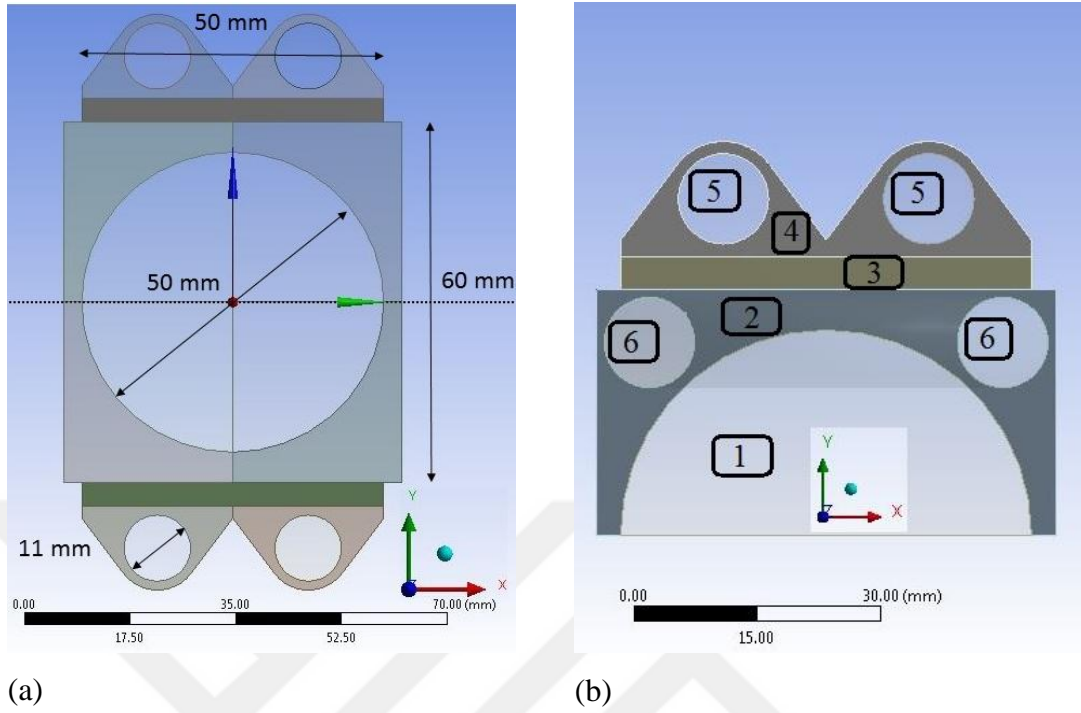
Paralel ve karşı akışlı su-soğutmalı konfigürasyonları arasında önemli bir fark bulunmamakla birlikte, He ve arkadaşları tarafından gösterildiği gibi hava-soğutmalı durumda karşı akışlı konfigürasyon paralel akışlı olana göre daha yüksek bir performans göstermiştir (He *et al.* 2016). İlgili çalışma, paralel ve karşı akışlı konfigürasyonlarda su ve hava soğutmalı uygulamalar için üç farklı uzunlukta (0,45, 0,9 ve 1,35 m) ve 0,45 m genişliğinde bir TEJ cihazının HAD analizine dayanmaktadır. Bu bulgular ışığında, bu çalışmada karşı akışlı bir ısı değiştirici tipi seçilip ve kullanılmıştır.

Bu çalışma, bir TEJ ısı değiştiricinin yeni tasarımının termal ve akış özelliklerini analiz etmek için üç boyutlu HAD yaklaşımı kullanmaktadır. Analizler sonucunda, TEJ'in enerji geri kazanma işleminin verimliliğinin artması beklenmektedir. Şekil 3.2, bir egzoz boru hattına kolayca monte edilebilecek ısı değiştirici tasarımının şemasını sunmaktadır. Isı değiştirici uzunluğu 2 metre alınmıştır ve egzoz gazı geçişi tek bir borudan oluşmaktadır. Bu tasarımda, TEJ cihaz kullanımı, İYM egzoz gazı akışında herhangi bir değişiklik getirmemektedir.

### 3.1.2. Geometri

Şekil 3.3 ANSYS yazılımının DESIGN-MODELER alt programında benzetim işlemi yapılan ısı değiştiricinin geometrisini göstermektedir. Isı değiştiricinin genişliği, yüksekliği ve uzunluğu sırasıyla  $60 \times 60 \times 2000$  mm'dir. Alüminyum gövde içindeki 50 mm çaplı delik yüksek sıcaklıkta egzoz gazının ısı değiştiriciden geçmesine izin verir. 76 adet TE parça alüminyum gövdenin üst ve alt yüzeyine yayılmıştır. Böylece, bir ısı akışı, gövdenin üst ve alt duvarlarından termoelektrik parçalara akar. Öte yandan, TE parçanın ikinci yüzeyi bir soğutucu tarafından düşük sıcaklıkta tutulur. Bu şekilde TE için bir sıcaklık farkı sağlanabilir. Geometri, xz düzlemine göre simetrik olduğundan, analizde sistemin yalnızca 38 TE parça içeren yarı modeli ele alınmıştır. Bu yaklaşım sonucunda, işlem yükü temel birimin yarısına düşmüş ve böylece zamandan tasarruf sağlanmıştır.

Numaralı kısımlarla yarı modelin ayrıntıları Şekil 3.3 (b)'de gösterilmiştir. Çizelge 3.1, numaralı kısımların adlarını ve boyutlarını sunmaktadır. Isı değiştiricinin geometrisine göre, yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı gövde içinde bulunan 50 mm çaplı boru bölgesinden geçer. Gövde içinde bulunan boru TEJ cihazı için enerji kaynağı sayılır. TE parçanın diğer tarafında, düşük sıcaklıktaki su akışı ısı emilimini sağlar. Bu şekilde 38 TE birimi için gereken sıcaklık farkı sağlanır. Sonuç olarak, sağlanan sıcaklık farkından dolayı parçalar tarafından gerilim oluşumu mümkün olacaktır. Isı değiştirici tasarımıyla ilgili literatürde yer alan benzer çalışmalara bakarak, tüm TE parçaların herhangi bir ara madde kullanmadan doğrudan gövde yüzeyine yerleştirildiği dikkat çekmektedir. Sıcaklık dağılımını homojenleştirmek ve sistem verimini arttırmak amacıyla ısı değiştirici gövdesi içinde bir sıvı bölge katmanı kullanmak, bu çalışmanın özgün bir katkısıdır (Şekil 3.3 (b) 'de bölüm No. 6).



**Şekil 3.3.** TEJ sistemi, xy kesiti (a)Boyutları ile tüm model (b)Etiketli parçalara ile yarı model

**Çizelge 3.1.** TEJ sistemindeki bölgeler ve boyutlar

No	Bölge Adı	Geometri	Malzeme
1	Egzoz gazı	2000 mm uzunluğunda 50 mm çaplı silindir	Hava
2	Isı değiştirici gövdesi (Sıcak taraf)	30 × 56 × 2000 mm dikdörtgen prizma, içinde 50 mm delik	Alüminyum
3	TE parça	40 × 50 × 4 mm dikdörtgen prizma	Seramik
4	Isı değiştirici gövdesi (Soğuk taraf)	50 × 16 × 2000 mm dikdörtgen prizma, içinde 11 mm delik	Alüminyum
5	Soğutma	11 mm çapında ve 2000 uzunluğunda silindir	Su
6	Sıvı bölge katmanı	4000 mm uzunluğunda 11 mm çapında silindir - U şekli	Sodyum / Hava

Isı değiştiricinin tasarımında kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir. Sıcaklık değişimlerinden önemli ölçüde etkilenen tüm termofiziksel

özellikler sıcaklığa bağlı olarak alınmıştır. Modeldeki katı malzemeler alüminyum ve seramik olup, akışkan maddeler su, hava ve sıvı sodyumdur.

**Çizelge 3.2.** Modelde kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri

Bölge adı	Malzeme	İletkenlik (W/m.K)	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Isıl Kapasite (J/kg.k)	Viskozite (kg/m.s)	Kaynakça
Isı değiştirici gövdesi	Alüminyum	202,4	2719	$C_{p,Al}(T)$	NA	Fluent Veritabanı, (Cengel and Ghajar 2015)
TE parça	Seramik	$k_{cr}(T)$	700	850	NA	(Zhang and Zhao 2015)
Soğutma	Su	$k_w(T)$	998,2	4182	$\mu_w(T)$	Fluent Veritabanı
Egzoz gazı	Hava	$k_e(T)$	$\rho_e(T)$	$C_{p,e}(T)$	$\mu_e(T)$	Fluent Veritabanı, (Cengel and Ghajar 2015)
Sıvı bölge katmanı	Sodyom	$k_s(T)$	$\rho_s(T)$	$C_{p,s}(T)$	$\mu_s(T)$	(Fink and Leibowitz 1995)
Sıvı bölge katmanı	Nano Akışan Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -Su	$k_{nan}$	$\rho_{nan}$	$C_{p,nan}$	$\mu_{nan}$	(Göktepe <i>et al.</i> 2014)

$$C_{p,Al} = 531,21 + 1,6217 T - 0,0014 T^2, \quad 200 (K) < T < 500 (K) \quad (3.6)$$

$$k_{cr} = 0,5785 + 0,0035 T - 1 \times 10^{-6} T^2, \quad 200 (K) < T < 1000 (K) \quad (3.7)$$

$$\gamma_w = -4,5078 \times 10^{-1} + 5,6683 \times 10^{-3} T - 7,0654 \times 10^{-6} T^2, \quad 275 (K) < T < 380 (K) \quad (3.8)$$

$$\mu_w = 2,2775 \times 10^{-2} - 1,2467 \times 10^{-4} T + 1,7261 \times 10^{-7} T^2, \quad 275 (K) < T < 380 (K) \quad (3.9)$$

$$\mu_e = 1,716 \times 10^{-5} \left( \frac{T}{273,11} \right)^{1,5} \left( \frac{273,11+110,56}{T+110,56} \right), \quad 200 (K) < T < 1000 (K) \quad (3.10)$$

$$C_{p,e} = 1006,4 - 0,0882 T + 0,0003 T^2, \quad 275 (K) < T < 700 (K) \quad (3.11)$$

$$\rho_e = \frac{P}{287 T} \quad (\text{Sıkıştırılmıaz ideal gaz}) \quad (3.12)$$

$$k_e = 7,4361 \times 10^{-3} + 6,5317 \times 10^{-5} T, \quad 275 (K) < T < 700 (K) \quad (3.13)$$

$$\mu_s = 0,0011 - 0,2252 T, \quad 371 (K) < T < 900 (K) \quad (3.14)$$

$$C_{p,s} = 1501 - 0,3273 T, \quad 371 (K) < T < 900 (K) \quad (3.15)$$

$$\rho_s = 1009,4 - 0,2252 T, \quad 371 (K) < T < 900 (K) \quad (3.16)$$

$$k_s = 113,18 - 0,0653 T, \quad 371 (K) < T < 900 (K) \quad (3.17)$$

$$\mu_{nan} = \mu_w(123\delta^2 + 7.36\delta + 1) \quad (3.18)$$

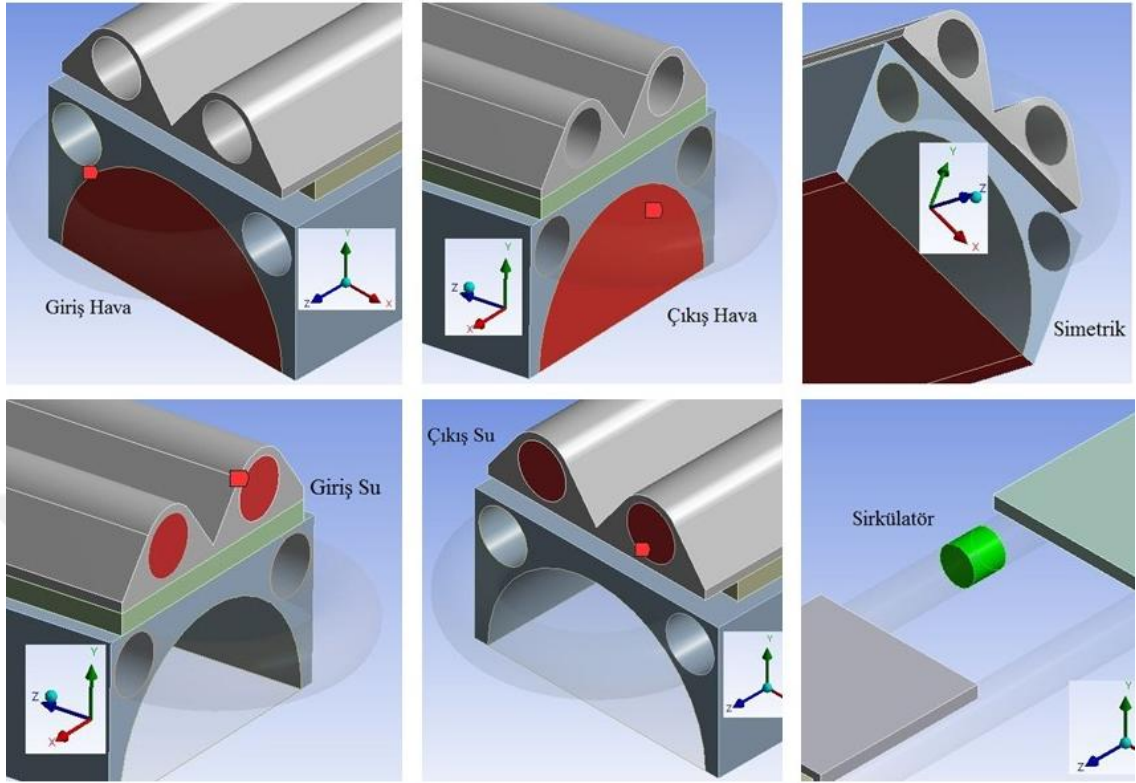
$$C_{p,nan} = \frac{(1-\delta)\rho_w C_{p,w} + (\delta)\rho_{Al} C_{p,Al}}{\rho_{nan}} \quad (3.19)$$

$$\rho_{nan} = (1 - \delta)\rho_w + (\delta)\rho_{Al} \quad (3.20)$$

$$k_{nan} = \gamma_w \frac{\gamma_{Al} + 2\gamma_w - 2(\gamma_w - \gamma_{Al})\delta}{\gamma_{Al} + 2\gamma_w + (\gamma_w - \gamma_{Al})\delta} \quad (3.21)$$

### 3.1.3. Çözüm

ANSYS yazılımının FLUENT alt programında, egzoz gazı, sıvı bölge katmanı ve soğutma bölgelerinde kütle akışı analizi ve tüm bölgelerde enerji analizi yapılmıştır. Türbülans modellerden biri olan k-ε modeli aynı anda enerji denklemi ile çözülebilecek şekilde seçilmiştir. Modelin katı malzemelerini, ısı değiştirici gövdesi için alüminyum ve TE parçalar için seramik oluşturmaktadır. Bu çalışmada ayrıca üç farklı çeşit sıvı manipüle edilmiştir; egzoz gazı bölgesinden geçen hava, sıvı bölge katmanında dolaşımda olan sodyum veya su, ve soğutma bölgesinden geçen su. Bahsedilen malzemelerin özellikleri Çizelge 3.2'de özetlenmiştir. Modeldeki sınır şartlarının uygulandığı konumlar Şekil 3.4'te gösterilmektedir.



**Şekil 3.4.** Sınır şartlarının uygulandığı konumlar

Önceki bölümde de belirtildiği gibi, bu çalışmanın amacı, gövde yüzeyinin ve TE parçalarının ara yüzüne sıvı bölge katmanı ekleyerek TEJ ısı değiştiricinin etkinliğinde meydana gelen değişikliklerin incelenmesidir. Isı değiştirici İYM egzoz gazı boru hattına bağlanacağı için motorun çalışma koşulları, sistemin sınır koşullarını doğrudan etkiler. Bu nedenle sistem tasarımında, belli bir motor kapasitesi ve çalışma noktasını göz önüne alarak, bazı varsayımlar ve yaklaşımlar yapılmıştır. Aracın İYM çalışma koşulları farklı sürüş çevrimleri sırasında geniş ölçüde değişebilmektedir. O yüzden, İYM'nin rölanti, kısmi yük ve tam yük bölgelerde çalışması karşılaşılabilecektir. Kısmi yük bölgesi, şehir içi sürüş çevrimlerinde çok karşılaşılan durum olduğundan, bu bölgeye ait bir çalışma noktası benzetim çalışmaları için seçilmiştir.

Egzoz gazı özellikleri, dört silindri, 1.8 litrelik, dört zamanlı bir benzinli motora göre hesaplanmıştır. Atatürk Üniversitesi, Enerji Bölümünde, İçten Yanmalı Motorlar laboratuvarında bulunan İYM özellikleri Çizelge 3.3'te sunulmuştur.

**Çizelge 3.3.** Sınır koşul hesabında kullanılan İYM özellikleri

Motor Tipi	Ford MVH418, 4 stroklu, Su soğutmalı, Enjeksiyonlu ve buji ateşlemeli
Silindir Sayısı	Sıra tipi 4, DOHC-16V
Ateşleme Sırası	1-3-4-2
Strok	88 mm
Silindir çapı	80,6 mm
Toplam strok hacmi	1796 cm <sup>3</sup>
Sıkıştırma oranı	10:1
Maksimum güç	6250 dev/dak'da 93 kw
Maksimum Moment	4500 dev/dak'da 157 kw

Motor testlerinden elde edilen deneysel verilere göre, 25 °C ortam sıcaklığında, 3000 dev/dk dönme hızında ve %30 tork yükü ile egzoz gaz sıcaklığı 415 °C ölçülmüştür. Egzoz gaz debisi doğrudan ölçülemediği için basit bir hesap yapılmıştır. Motorun yukarıdaki şartlarda çalıştığı varsayılırsa, belli dönme hızı ( $N$ ), kısmi yük yüzdesi ( $PL$ ) ve silindir yer değiştirmesi ( $D$ ) olan 4 zamanlı bir motorda, emme havasının hacimsel akış hızı ( $\dot{V}_i$ ) aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{V}_i = N \times \frac{D}{2} \times PL \times \frac{1}{60} \times \frac{1}{1000} \quad (3.22)$$

Daha sonra, egzoz gazının hacimsel akış hızı, ( $\dot{V}_e$ ), hava yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi göz önüne alınarak hesaplanabilir. Şekil 3.4'te belirtildiği gibi egzoz gazı 50 mm çapında bir borudan geçmektedir. Gaz akışı miktarı giriş kesit alanında ( $A_e$ ) eşit olarak dağıtılırsa, egzoz gazı ısı değiştirici girişindeki ortalama hızı ( $V_e$ ) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$V_e = \frac{\dot{V}_e}{A_e} \quad (3.23)$$

İYM çalışma aralığına göre Denklem (3.18) ve (3.19) uygulandığında, egzoz gazının ortalama hızı 48 m/s olarak hesaplanmıştır. Egzoz gazı debisi ve sıcaklığı motor yükü ve devrine bağlı olarak değişmektedir. Örneğin, egzoz gazı hızı 6000 dev/dk'ya

çıktığında bu hız yaklaşık olarak 100 m/s'ye çıkmaktadır. O yüzden hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlere yakın, temsili değerler kullanılmasına karar verilmiştir. Bu çalışmada, ısı değiştirici girişindeki egzoz gazı ortalama hızı ve sıcaklığı sırasıyla 80 m/s ve 600K olarak kabul edilmiştir. Karri ve arkadaşları tarafından yapılan araştırmaya göre, 21.1°C ortam sıcaklığına 48.3 km/s hızla giden bir SUV için, egzoz gazı bölgesi giriş sıcaklığı 686 K olarak alınmıştır (Karri *et al.* 2011).

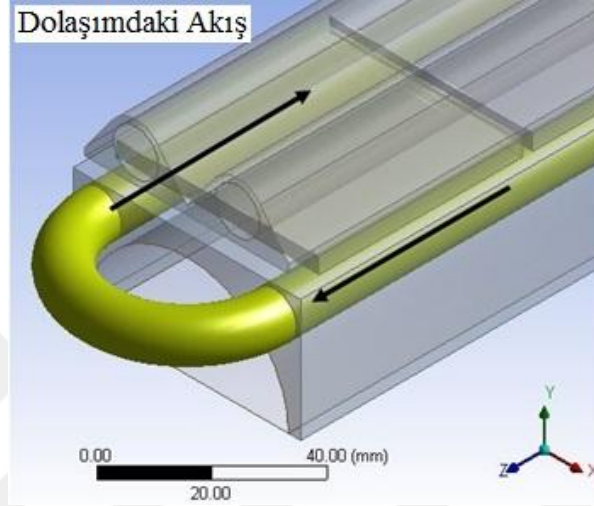
Motor testlerinden elde edilen deneysel verilere göre, 3000 dev/dak dönme hızında %30 tork yükü ile soğutma su debisi 10-50 l/dk arasında değiştiği görülmüştür. Bu veriler, termostatın açık durumuna ve motorun ısınma aşaması sonrasına aittir. Aynı zamanda soğutma sıvısı sıcaklığıninsa 51-81°C arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Radyatör çıkışındaki motor soğutucusunun ortalama sıcaklığı 60°C ve kütle akışı 25 l/dk olmuştur. Soğutma sıvısının egzoz gazı ile karşılaştırıldığında çok daha yüksek olan enerji kapasitesi dikkate alındığında, soğutma sıvı kütle akışının sadece küçük bir kısmı, örneğin %16'sı TEJ ısı değiştiricisinde kullanılabilir. Şekil 3.4'te bahsedilen giriş su sınır şartın 4 l/dk olacağını söylemek mantıklıdır. Isı değiştirici soğutma giriş kanalı kesitinden ( $A_w$ ) giren suyun ortalama hızı ( $V_w$ ) aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$V_w = \frac{\dot{V}_w}{A_w} \quad (3.24)$$

Üsteki hesaba göre, ısı değiştirici girişindeki soğutma suyun ortalama hızı ve sıcaklığı sırasıyla 0,35 m/s ve 333 K olarak kabul edilmiştir.

İletken sıvının bölgede dolaşımını sağlamak için içinde bulunduğu kanalın bir kısmı dilimlenmiş ve sirkülatör olarak adlandırılmıştır. Sirkülatör bölgesine fan sınır şartı uygulandığında sıvı bölge katmanında basınç farkı oluşturmak mümkündür. Sonuç olarak, kapalı devre içerisinde sıvı akışı mümkün olacaktır. Fan tipi bölgedeki basınç farkının değiştirilmesi, kapalı döngüde farklı hız profili ve kütle akışı sağlayabilir. Uygulama aşamasındaysa kapalı döngü içindeki sıvının dolaşımını mikro pompalar aracılığıyla mümkün kılınabilir. Bu tip pompalar, bu çalışmada gerekli olan küçük

basınç farkı ile zayıf akış üretebilmektedirler. Son olarak, farklı bölgeler arasındaki ısı geçişini sağlamak için akışkan/katı ve katı/katı bölgeler arasındaki tüm arayüzler birleştirilmiş duvar olarak modellenmiştir. Çizelge 3.4'te yüzeylerde uygulanan sınır koşullarının tip ve değerleri listelenmektedir.



**Şekil 3.5.** Sıvı bölge katmanında dolaşan akış

Mevcut çalışmada, akış alanını üç boyutta hesaplamak için süreklilik ve momentum denklemleri çözülmüştür. Çözümde yakınsama elde edildikten sonra, tüm alanlardaki sıcaklık dağılımını belirlemek için enerji denklemi çözülmüştür. Egzoz gazı bölgesinde sürekli durum akışı ve ideal gaz karışımı, sıvı bölgesindeyse sıkıştırılamaz akış kabulleri varsayılmıştır.

Problemin bağımlı değişkenleri ( $\phi$ ), sıcaklık skaler (T) ve x, y ve z yönlerindeki bileşenleri ile hız vektörüdür ( $V$ ). Bu kararlı haldeki<sup>9</sup> fiziksel problem, genel biçime sahip bir dizi diferansiyel denklem ile açıklanabilir:

$$\text{div}(\rho V \phi - r \gamma_{\phi} \nabla(\phi)) = S_{\phi} \quad (3.25)$$

<sup>9</sup> Steady-State

**Çizelge 3.4.** Sınır koşul değerleri

Sınır adı	Sınır tipi	Değer
Giriş Hava	Giriş Hız	V=80 m/s, T=600 K
Çıkış Hava	Çıkış Basınç	0 Pa
Giriş Su	Giriş Hız	V=0,35 m/s, T=333 K
Çıkış Su	Çıkış Basınç	0 Pa
Simetrik	Simetrik	
Sirkülâtör	Fan (Basınç farkı)	1000, 2000, 4000 Pa
Arayüzey Hava Arayüzey Su Arayüzey TE Arayüzey Sirkülâtör	Arayüzey (Birleştirilmiş duvar)	

Bu denklemde yer alan ( $\emptyset$ ) herhangi bir korunan<sup>10</sup> özelliştir, bu değeri 1'e eşit tutarak süreklilik denklemi, hız vektörüne (V) eşit tutarak momentum denklemi ve sıcaklık değerine (T) eşit tutarak enerji denklemi oluşmaktadır. Mevcut çalışmada, sayısal hesaplamanın, kütle ve hız bileşenleri için  $10^{-3}$  ve enerji bileşeni için  $10^{-6}$  değerleri, yakınsama şartları olarak belirlenmiştir. Çizelge 3.2'de sunulan akışkan özellikleri ve akış parametreleri göz önüne alınarak, Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Bu uygulamada kullanılan tüm kanallar için türbülanslı iç akış rejimi belirlenmiştir. Mevcut türbülans modeller arasında, pratik, uygulamaya yönelik çalışmalarda en çok kullanılan k- $\epsilon$  modeli seçilmiştir.

Mevcut çalışmada modelleme süreci iki adımda gerçekleştirilmektedir. İlk adımda, ANSYS-Fluent yazılımında süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülerek, her TE parçasının emilen ısı ( $Q_{TE}$ ) ve yüzey sıcaklıkları ( $T_c$  ve  $T_h$ ) belirlenmiştir. İkinci adımda, elektriksel iletim denklemlerini çözerek, TE'lerin güç üretme kabiliyeti hesaplanmıştır. Bu amaçla, her bir TE parça için (ZT) değeri Denklem (3.3)'ile hesaplanmıştır, daha sonra Denklem (3.2) ve (3.1) ile her TE için üretilen gücü ( $P_{TE}$ ) hesaplamak mümkün olmuştur.

---

<sup>10</sup> Conservative

Benzer modelleme yaklaşımı Meng ve arkadaşları tarafından da kullanılmıştır. İlgili çalışmada aynı anda momentum ve enerji denklemlerinin yanında elektriksel iletim denklemlerini çözen multi-fizik bir modelden faydalanılmıştır. Araştırmacılar soğutucu paternin etkilerini ve TE parçalarının sayısının genel sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, TE birimi artınca üniform olmayan sıcaklık dağılımı elde edildiğini ve buna bağlı olarak güç çıkışının bozulduğunu göstermişlerdir (Meng *et al.* 2016).

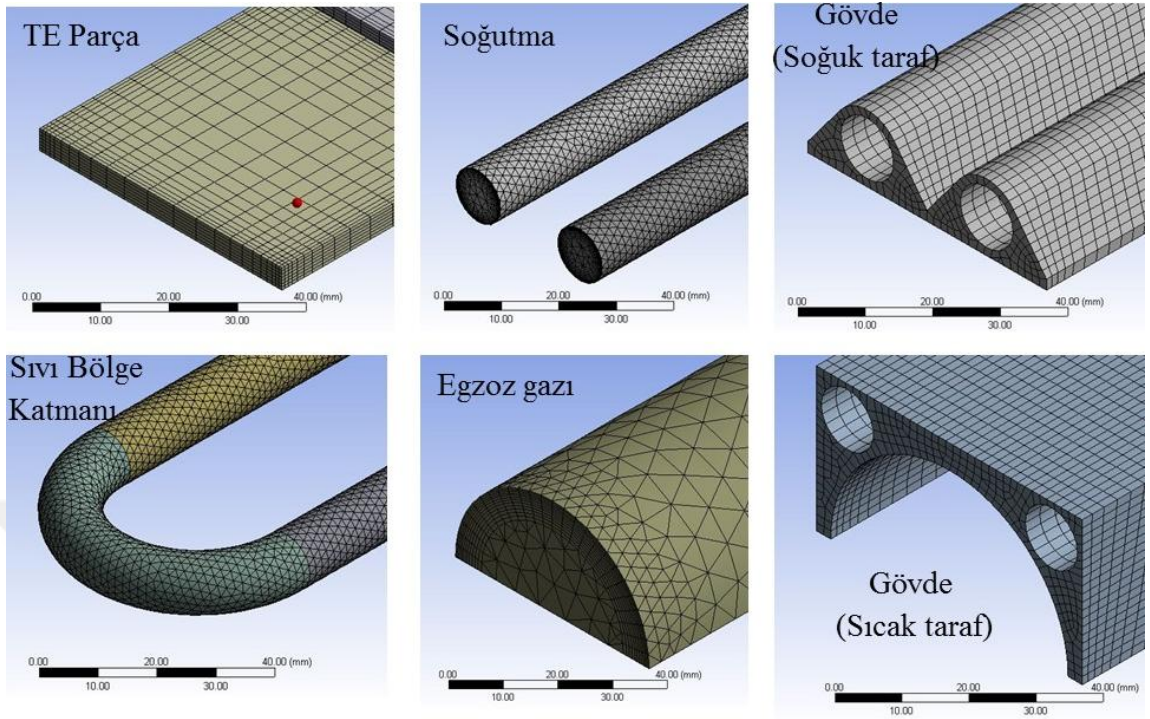
#### 3.1.4. Hücrelendirme (Ağ Yapısı)

Hücrelendirme işlemi ANSYS yazılımının MESH alt programında yapılmıştır. Alanların farklı boyutlandırma parametreleri, tüm bölgelerde akış karakteristikleriyle uyumlu yapısal bir örgü oluşturmak için uygulanmış, daha sonra, örgü bağımsızlığı çalışması ile boyutlandırma parametrelerinin optimum değeri elde edilmiştir. Modelin geometrisine ve buna bağlı olarak çözülecek korunum denklemleri dikkate alındığında, sıvı içeren bölgedeki örgü yoğunluğunun katı olan bölgelerden daha yüksek olması gerektiği iddia edilebilir.

Şekil 3.6, egzoz gazı, sıcak ve soğuk tarafta ısı değiştirici gövdesi, sıvı bölge katmanı, TE parça ve soğutma içeren altı bölgede örgü yapısının görünümünü sunmaktadır. Ağ yapısının maksimum ve minimum boyutlandırma için varsayılan değerleri sırasıyla 5 mm ve 0,3 mm olarak ayarlandı. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi, egzoz gazı, sıvı bölge katmanı ve soğutma bölgelerinde, duvar tarafındaki süreklilik denkleminin dikkatli çözülmesi için enflasyonlu boyutlandırma<sup>11</sup> uygulanmıştır. Isı değiştirici gövdesi yalnızca ısı iletimini gerçekleştiren katı alan olduğu için daha büyük ölçüde bölmeler kullanılmıştır (z yönünde 4 mm ve x, y yönlerinde 1,5 mm). TE parça bölgenin soğuk/sıcak tarafında sıcaklık dağılımı doğrudan elektrik üretimini etkilediğinden dolayı örgünün y-doğrultusunda 0,5 mm kalınlığında ince katmanlar seçilmiştir.

---

<sup>11</sup> Inflation sizing



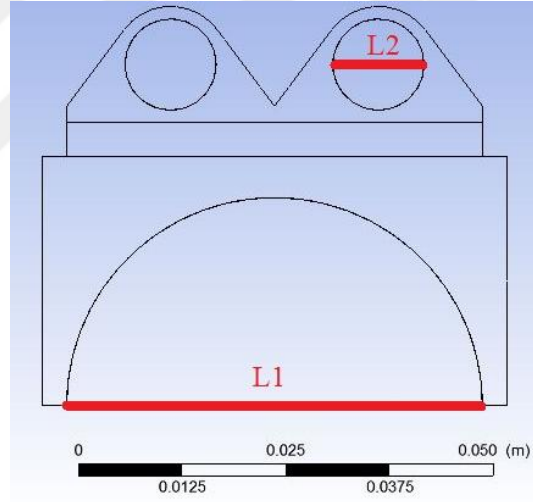
**Şekil 3.6.** Modelin örgü yapısı

Örgü bağımsızlığı çalışması kapsamında, sıvı içeren bölgelerde hücre bağımsızlığını doğrulamak için farklı boyutlandırma değerleri kullanılmıştır. Çizelge 3.5'te görülebileceği gibi, ilgili boyutlandırma değerlerine sahip akışkan bölgeleri için bir baz örgü yapısı (m1) bulunmaktadır. Boyutlandırma değerindeki değişimlerin örgü yapısı üzerindeki etkisi, bu temel duruma göre incelenmiştir. Akışkan içeren bölgelerdeki örgü boyu incelştirilmesi, bir kontrol hacminin eleman sayısında yaklaşık %30'luk artış sağlamak için yapılmıştır.

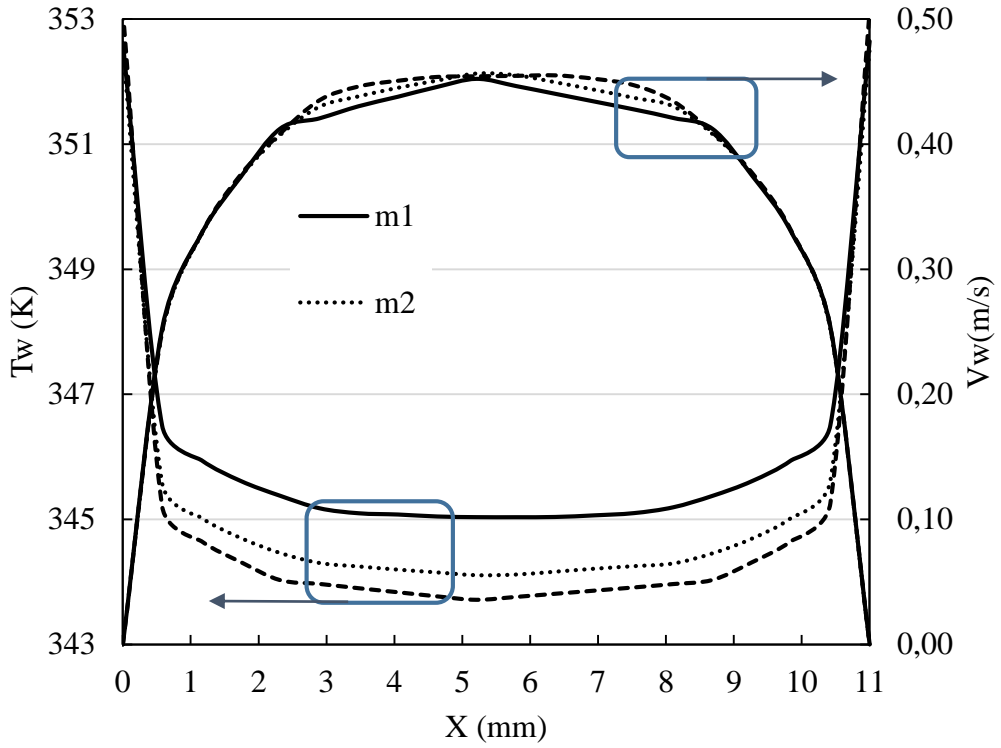
**Çizelge 3.5.** Örgü yapıların istatistik değerleri

No	Örgü Yapı	Düğüm	Eleman	Max. Skewness	Ortalama Skewness	Skewness standart sapma değeri
1	m1	1944200	2331800	0.9	0.16	0.13
2	m2	2163500	2640200	0.9	0.17	0.14
3	m3	2464000	3075900	0.9	0.18	0.16

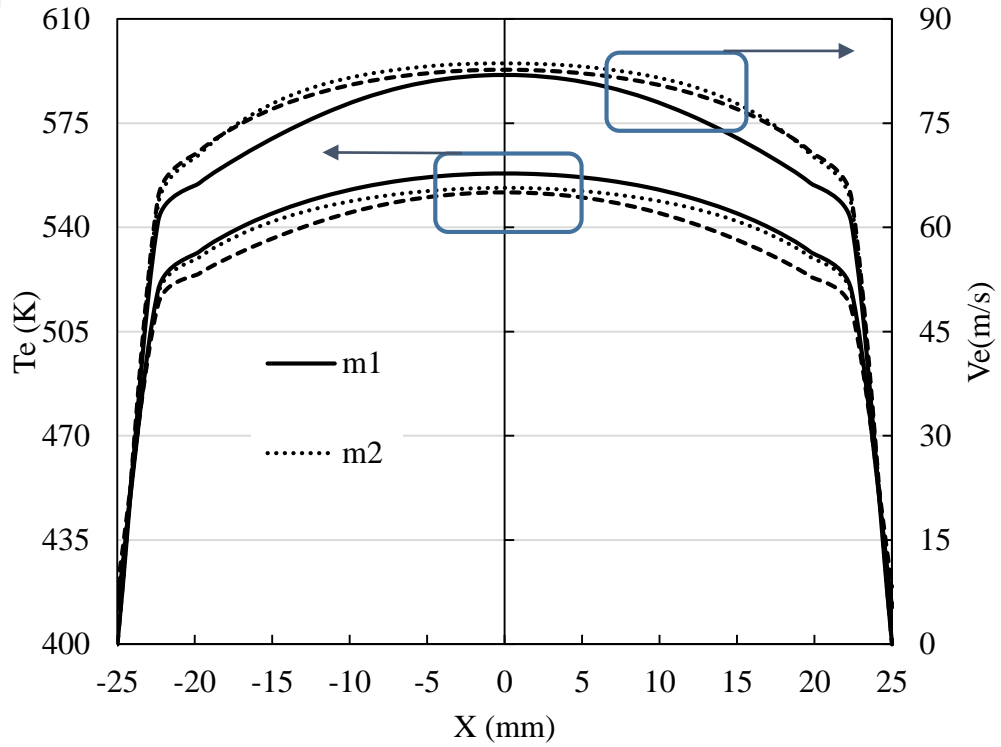
Çözüm sonucu üzerindeki örgü boyutlandırma etkisini araştırmak için, egzoz gaz ve soğutma bölgelerde sanal veri ölçüm çizgileri tanımlanmış ve daha sonra bu hatlarda hız ve sıcaklık ortalama değerleri tespit edilmiştir. Her bir ölçüm hattının konumu ve adı Şekil 3.7’de gösterilmiştir. L1 hattı egzoz gazı bölgesinin simetri yüzeyinden ve L2 hattıysa soğutucu bölgesinin orta kısmından geçmektedir. Her ikisi de x eksenine paraleldir ve z konumu olarak, akışkanın çıkış kesitinde çizilmiştir. Şekil 3.8’de, üç farklı örgü yapısı için hesaplanan hız ve sıcaklık sonuçları L2 ve L1 hatları üzerinde çizilmiştir. Tahmin edilen değerlerin her üç örgü yapısı için birbirine benzer olduğu görülürken, daha ince iki örgü yapısı sonuçları daha iyi bir eşleşme göstermektedir. Farklı örgü boyutlandırmanın bir sonucu olarak L1 ve L2 hatları boyunca ortalama giriş basınç değerlerindeki değişim, Çizelge 3.6’da gösterilmiştir.



**Şekil 3.7.** Model üzerindeki veri ölçüm çizgilerinin konumu



(a)



(b)

**Şekil 3.8.** Örgü bağımlılık analizi; sıcaklık ve hız değerleri için benzetim sonuçları (a)Soğutma bölgesi, L2 (b)Egzoz gazı bölgesi, L1

**Çizelge 3.6.** Örgü bağımlılık çalışmasında giriş basıncının değişimi

No	Örgü Yapı	Egzoz Gaz Giriş Basınç (pa)	Egzoz Gaz Giriş Basınç Değişimi(%)	Soğutma Giriş Basınç (pa)	Soğutma Giriş Basınç Değişimi (%)
1	m1	1021	-	806	-
2	m2	1272	24.58	862	6.95
3	m3	1281	0.71	881	2.20

Çizelge 3.6'da sunulan basınç değişimlerine göre, örgü yapısının m1'den m2'ye değişmesiyle, soğutma sıvısı ve egzoz gazı bölgelerindeki basınç değişimleri sırasıyla %24,58 ve %6,95 olarak bulunmuştur. Bir sonraki adımda, daha ince bir örgü yapısı, m3 kullanılarak, basınç değişimleri soğutma bölge için %2.20 ve egzoz gazı bölgesi için %0,71'e düşürülmüştür. Tüm bu değişimlerin miktarı, boyutlandırma işleminin örgü bağımsızlığını sağladığını ikna edebilecek ölçüde küçüktür. Örgü yapısı m3 seçilerek benzetim sonuçlarının kabul edilebilir bir hassasiyet ile örgü yapısından bağımsız olacağı sonucuna varılmıştır.

### 3.2. Çalkalanan Kontrol Hacim Modeli

Çalışmanın bir önceki alt bölümünde sıvı bölge katmanının etkisini inceleyen bir ısı değiştirici modeli kurulmuştur. Bu alt bölümdeyse, sıvı bölge katmanında sürekli akışı sağlamak için çalkalanan kontrol hacim modeli kurulmuştur. İYM titreşim özelliğini göz önüne alarak hareket fonksiyonu tespit edilmiştir. Akışkan maddesi su olarak kabul edilmiş ve titreşim sonucunda ortaya çıkan taşınım etkisini akışkan üzerinde göstermek amacıyla bir takım benzetim işlemleri yapılmıştır. Yapılan benzetimlerin amacı, sıvı hareketini devrede tutan bir mekanizma önermektir. Çalkalanan kontrol hacim modeli, sürekli titreşim hareketinde tutulan akışkanın davranışını izlemek için oluşturulmuştur.

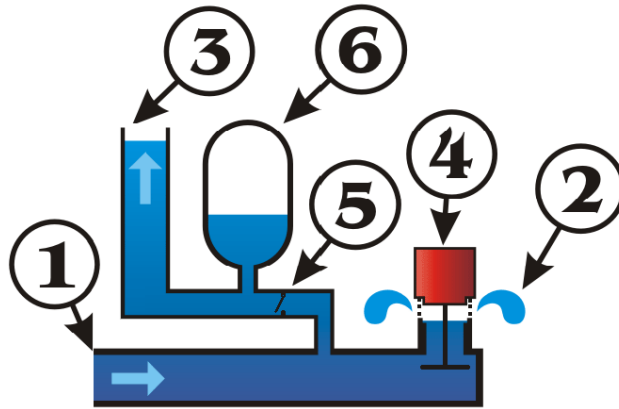
#### 3.2.1. Hidrolik ram pompa

Hidrolik ram veya HYDRAM, hidrolik gücüyle çalışan döngüsel bir su pompasıdır. Pompanın çalışma prensibi belli bir hidrolik yük (basınç) ve akış hızında su alıp ve

daha yüksek bir hidrolik yük ve daha düşük bir akış hızında su aktarmak olarak özetlenebilir. Bu cihaz, giriş suyunu başlangıç yüksekliğinden daha yüksek bir noktaya kaldırmak için su akışının bir kısmının dışarı sıçramasına izin vermekte ve su darbesi etkisini kullanarak çıkış basıncını yükseltmektedir. Akan suyun kinetik enerjisinden başka bir enerji kaynağı olmadığı durumlarda, hidrolik ram pompa, genellikle yararlıdır.

Hidrolik ram pompanın sadece iki hareketli parçası vardır. Tasarımı ucuz, bakımı kolay ve çok güvenilir olan birincisi “laklak” vanası olarak tanınan bir yay ya da ağırlık yüklenen valfi ve diğeri ise “akıtma” çek valfidir. Buna ek olarak, su kaynağını pompaya bağlayan ve daha yüksekte olan kuyuya su aktaran borular vardır.

Basitleştirilmiş bir hidrolik ram pompa, Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Başlangıçta, atık vanası (4) açıktır ve teslimat vanası (5) kapalıdır. Giriş borusunda yerçekimi kuvveti altında su akmaya başlar. Suyun artan hızı ve kinetik enerjisi, atık vanasında çekme kuvvetini artırır ve nihayet kapanmasına sebep olur.



**Şekil 3.9.** Hidrolik ram pompanın şeması

Su akışı kaynaklı momentum atık valfin ani kapanışıyla giriş borusunda su darbesine neden olur ve pompa basıncı yükselir ve teslim vanasını (5) açar. Bu nedenle dağıtım borusu (3) içine bir miktar su akar. Borulardaki suyun kaynaktan daha yukarı konuma

aktarılmamasından dolayı akış yavaşlar ve akış tersine döndüğü zaman, teslimat çek valfi (5) kapanır. Bu arada, atık vanasının kapatılmasıyla giriş borusunda oluşan su çekici etkisi, teslimat çek valfi kapandıktan sonra emme çarpıntısına dönüşür. Bu emme çarpıntısı, atık vana üzerindeki ağırlık veya yayı zorlar ve açık vana sürecin yeniden başlamasına olanak sağlar. Hava yastığıysa atık vanası kapandığında basınç şokunun emilmesinde işe yarar. Aynı zamanda teslim borusunda daha sabit bir akış sağlayarak pompalama verimliliğini artırır. Teorik olarak, hava yastığı olmadan pompa çalışır, ama verimliliği önemli ölçüde düşer ve pompanın ömrünü kısaltabilir, olağanüstü stresler ortaya çıkar (PracticalAction 2010).

Hidrolik ram pompanın çalışma mekanizmasının açıklanmasındaki amaç, çalkalanan kontrol hacim modelinin çalışma prensibini bu analogi yardımıyla daha anlaşılır kılmaktır.

### 3.2.2. Çalkalanan kontrol hacim modeli

Kontrol hacminin belirli bir sinüzoidal hareket kaynağı tarafından x-doğrultusunda titreildiği varsayılırsa, deplasmana denk gelen ivme, hareket denkleminde iki kere türevi alındığında elde edilecektir. Kontrol hacminin çalkalanmasında, Peric ve arkadaşları'nın varsayımlarına göre sıvı ve gaz fazları sıkıştırılmaz olursa ve kavitasyon etkisi ihmal edilirse, kontrol hacminin içinde oluşacak sıvı hızı kontrol hacminin titreşim hızına eşittir (Peric and Zorn 2005). Çalkalanan kontrol hacim içindeki sıvı hareketi ile ilişkili denklemler, süreklilik denklemi (3.26), momentum denklemi (3.27) ve enerji denklemi (3.28) sıkıştırılmaz akışlar için aşağıda verilmiştir (Ganuga *et al.* 2014):

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u + \sigma Hn + g + \ddot{x} \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho C_p u T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3.28)$$

Burada,  $u$  sıvı hızı,  $p$  akışkan basıncı,  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $\nu$  akışkanın kinematik viskozitesi,  $\sigma$  sıvılar arasındaki yüzey gerilim katsayısı,  $H$  arayüzün yerel eğriliğidir,  $g$  yerçekimi ve  $t$  zamanı temsil etmektedir. Yüzey geriliminden kaynaklanan kuvvet, arayüze normal yönde ( $n$ ) etki etmektedir. Kontrol hacmin bir kısmı sıvı ve diğer kısmı gaz ile dolu olarak düşünülürse, iki fazı birbirinden ayıran yeni değişkene ihtiyaç vardır. Hirt ve Nichols tarafından önerilen Akışkan Hacmi<sup>12</sup> (*VOF*) yöntemine ait denklem, sıvının serbest yüzeyini izlemek için verilmektedir (Hirt and Nichols 1981).

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} + \nabla \cdot (\psi u) = 0 \quad (3.29)$$

$$I = \frac{\nabla \psi}{|\nabla \psi|} \quad (3.30)$$

Yukarıdaki denklemde  $\psi$  hacim payıdır. İki fazlı bir akış için Denklem (3.29) ikincil hacim payı için çözümlenir ve birinci fazın hacim payı ise aşağıdaki denklem ile belirlenir:

$$\sum_{i=1}^2 \psi_i = 1 \quad (3.31)$$

İki karışmayan bileşenin hacim oranına göre özelliklerinin değiştiği varsayılarak etkin özelliklere sahip tek bir akışkan düşünülmektedir.

$$\rho = \rho_1(1 - \psi) + \rho_2\psi \quad (3.32)$$

$$\mu = \mu_1(1 - \psi) + \mu_2\psi \quad (3.33)$$

---

<sup>12</sup> Volume Of Fluid

Bu durumda kullanılan akışkanlar için birinci fazda hava ve ikinci fazda su yer almaktadır. Elde edilen sonuçlar, (Hinatsu *et al.* 2001) yaptıkları deneysel verilerle ve (Rezaei and Ketabdari, 2007) oluşturulan modellerle uyumludur.

Courant ve arkadaşlarının çalışmalarında vurguladığı Courant - Friedrichs - Lewy (*CFL*) parametresi sayısal yöntemin iyi çözülmesi doğrultusunda uygun zaman adımı tahmini için gereklidir. Gerekli olmasına rağmen, belirli sayısal analizlerde yakınsama sağlamak için yeterli bir koşul değildir. İdeal olarak, sayısal yöntemde iyi bir hassasiyet elde etmek için, zaman adımı *courant CFL* sayısının birden daha az olacak şekilde veya bir etrafında tutabilecek miktarda ayarlanması gerekmektedir (Courant *et al.* 1967).

$$Cr = \Delta t \sum_{i=1}^d \frac{u_{x_i}}{\Delta x_i} \quad (3.34)$$

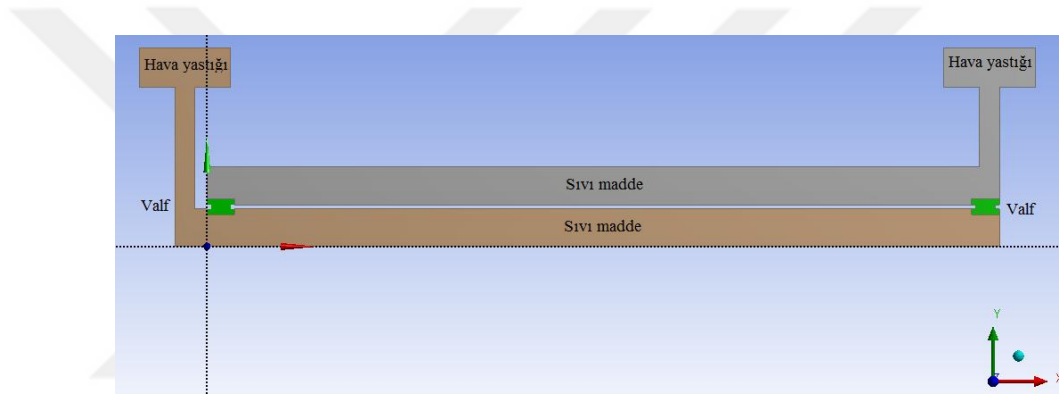
*Cr* 'Courant sayısı' hesaplamasında, *u* hücrenin yer değişim hızı,  $\Delta t$  zaman adımı ve  $\Delta x$  d-boyutlu bir durum için hücre uzunluğudur. Daha önce de belirtildiği gibi bu analizde, bir ivme kaynak yaklaşımı benimsenmiştir. Momentum kaynağı yaklaşımında, bir periyodik tahrik ile kontrol hacmi ivmelenmeye başlar ve momentum denklemi içinde yerçekimi kuvveti ile birlikte bir vücut kuvveti olarak tüm alanı etki altına alır.

Bu çalışmanın amacı, üsteki anlatılan VOF yöntemi ile kontrol hacim içindeki sıvının hareketini devrede tutan bir mekanizmanın modellenmesidir. Çalkalanan kontrol hacim modelinin iki boyutlu şeması Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Boyutları  $1 \times 4 \times 40$  cm olan bu tabakanın devamında yer alan su ve hava yastıklarında sıkıştırılabilir hava yerleştirilmiştir. Titreşim sonucunda sıvı çalkantısı ortaya çıkacak ve akış yönü iki valfin açılıp kapanması ile kontrol edilecektir.

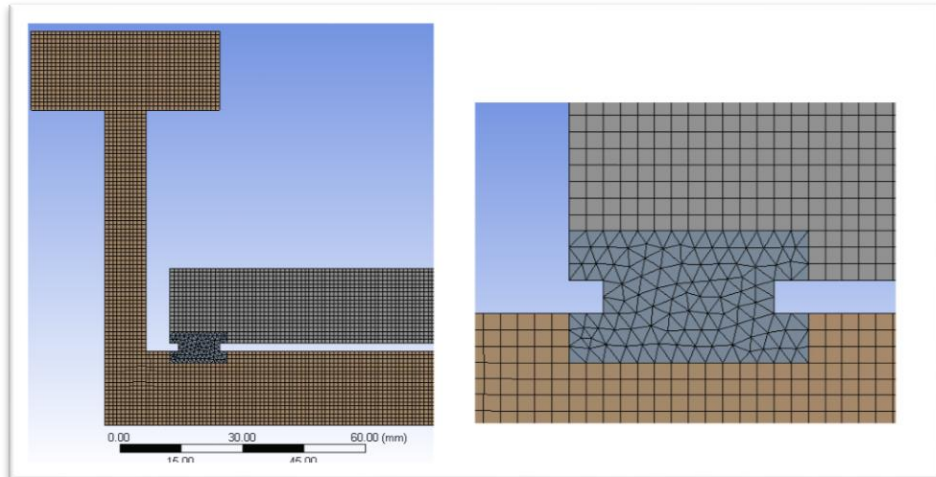
ANSYS programının DESIGN MODELER ortamında modelin iki boyutlu geometrisi oluşturulduktan sonra ağ yapısını oluşturma işlemleri programın MESHING modülü üzerinde yapılmıştır. Bir sonraki adımda FLUENT ortamında akış denklemleri,  $k - \varepsilon$

türbülans modeli kullanılarak zamana bağlı olarak çözülmüştür. Hücre yapısından bağımsızlığı denemek amacıyla momentum denklemleri sonuçları, 2 mm ve 1 mm hücre boyutları için ayrı ayrı elde edilmiştir ve 1 mm hücre boyutu optimum boyut olarak seçilmiştir.

Şekil 3.11’de kontrol hacminin ağ yapısının kesitleri görülmektedir. Simülasyon esnasında valflerin hareketinde kullanılacak ‘Dinamik hücre’ için, sınır şartları hareketli olan bölgede üçgen yapıya sahip ağ hücreleri kullanılmıştır.



Şekil 3.10. Çalkalanan kontrol hacmin geometrisi



Şekil 3.11. Çalkalanan kontrol hacmin hücre yapısı

### 3.2.3. Kayar örgü ve dinamik örgü

Kayar örgü<sup>13</sup> modeli ayrı sayısal hesaplama bölgelerini birbirlerine göre hareket ettirmekte kullanılır. Söz konusu hareket öteleme veya dönme olabilir. Sabit ve hareketli parçaların bağıl hareketi geçici etkileşimlerin ortaya çıkmasına neden olacaktır. Genellikle, bir kayar örgü benzetiminde aranan geçici çözüm periyodiktir. Bu geçici çözüm hareketli alanların hızları ile ilgili bir süre içinde tekrarlanır. Dinamik örgü<sup>14</sup> modeli bölge sınırlarının diğer sınırlara göre hareketini sağlar ve buna göre örgü ayarları yapılır. Bu sınırların her bir değerine göre katı hareketi (lineer veya dönme hareketi) veya deformasyon olabilir. Dinamik örgü veya kayar örgü kullanmaya karar verirken, aşağıdakiler dikkate alınmalıdır:

- Pek çok problem her iki yaklaşımla da çözülebilir
- Problemden örgü deformasyonu dâhil değilse daha basit ve daha etkili bir çözüm için kayar örgü modeli tavsiye edilir.
- Dinamik örgü yöntemi örgü deformasyonu halinde veya örgü hareketi çözümlerinin bir fonksiyonu olduğunda kullanılabilir (örneğin, çözümdeki özgürlük derecesi altı olduğunda)

Hacim örgüsünde sınırları tanımlanmış deforme bölgeleri güncellemek için ANSYS Fluent'te örgü hareket yöntemleri üç gruba ayrılır:

- Yumuşatma<sup>15</sup>
- Dinamik katmanlaşma<sup>16</sup>
- Yeniden hücrelendirme<sup>17</sup>

Yumuşatma: Dinamik bölgelerin hareketli veya deforme sınırlarını yumuşatmasında iç düğümlerin yeri değişir, ancak düğüm sayısı ve bunların bağlantısı değişmez. Bu

---

<sup>13</sup> Sliding Mesh

<sup>14</sup> Dynamic Mesh

<sup>15</sup> Smoothing Method

<sup>16</sup> Dynamic Layering

<sup>17</sup> Remeshing Method

şekilde, iç düğüm sınır hareketini bir yay gibi emer. Yumuşatma yöntemi iki kısma ayrılır:

- Yay tabanlı yumuşatma<sup>18</sup>
- Difüzyon tabanlı yumuşatma<sup>19</sup>

Yay tabanlı yumuşatma için, her iki ağ düğümü arasındaki kenarlar birbirine yaylar ağı olarak idealize edilir. Herhangi bir sınır hareketinin öncesinde kenarların başlangıç aralıkları örgü denge durumunu oluşturmaktadır. Belirli bir sınır düğümünün yer değiştirmesiyle, düğüme bağlı tüm yaylarda bu yer değiştirmeye orantılı kuvvet oluşturulur. Hooke yasasını kullanarak, bir ağ düğümündeki kuvvet aşağıdaki gibi yazılır:

$$\vec{F}_i = \sum_j^{b_i} K_{ij} (\Delta \vec{x}_j - \Delta \vec{x}_i) \quad (3.35)$$

Yukarıda denklemde  $\Delta \vec{x}_i$  ve  $\Delta \vec{x}_j$  düğüm ve komşusundaki düğümlerin yer değişimlerini göstermektedir.  $b_i$  sayısı komşu düğümlerin  $i$  düğüme bağlı olanlarının sayısıdır.  $k_{ij}$  sayısı  $i$  düğümü ve onun komşusu  $j$  düğümü arasındaki yay sabitidir. Difüzyon esaslı yumuşatma içinse, örgü hareketi difüzyon denklemi tarafından yönetilir.

$$\nabla \cdot (\vartheta \nabla \vec{U}) = 0 \quad (3.36)$$

Yukarıda denklemde  $\vec{U}$  örgü yer değişimi hızıdır ve  $\vartheta$  difüzyon katsayısıdır. Denklem (3.36) için sınır şartları altı derece özgürlüğü hesaplayan dinamik denklemlerinden elde edilir. Sınır şartları deforme olduğunda, örgü hareketi sınır koşullarına teğet olacak şekilde yeniden ayarlanır.

---

<sup>18</sup> Spring-based Smoothing

<sup>19</sup> Diffusion-Based Smoothing

Dinamik katmanlaşma: Prizmatik (hexahedral veya kama) örgü bölgelerinde, bir hareketli sınırına bitişik hücrelerin katmanlarında ekleme veya azaltma yapmak için hareketli yüzeyine bitişik tabakanın boyuna göre dinamik katmanlar kullanılabilir. Dinamik örgü modeli her hareketli sınır üzerinde ideal bir tabaka yüksekliğinin belirlenmesini sağlar. Hareketli sınıra bitişik hücrelerin tabakalarının bölünmesi veya birleştirilmesi, hücrelerin boyuna göre belirlenir.

Yeniden hücrelendirme: Bir üçgen veya tetrahedral örgü ile hücrelenmiş bölgeyi dinamik hale getirmek için yay-tabanlı yumuşatma yöntemi olarak kullanılır. Sınır yerdeğişimi, yerel hücre boyutları ile karşılaştırıldığında büyük olduğunda, hücre kalitesi bozulabilir veya hücreler yeniden oluşturulabilir. Bu işlem örgüyü geçersiz kılacaktır ve çözüm güncellenerek bir sonraki adıma ilerlediğinde yakınsama sorunlara yol açacaktır. Bu sorunu aşmak için, ANSYS Fluent çarpıklık<sup>20</sup> veya boyut kriterlerini ihlal eden hücreleri toplar. Yeni hücreler ya da yüzeyler çarpıklık kriterini karşılıyor ise, örgü alanı yerel yeni hücrelerle güncellenir, aksi takdirde, yeni hücreler atılır ve eski hücreler korunur. ANSYS Fluent çeşitli hücrelendirme yöntemlerini içerir. Lokal hücrelendirme, zon hücrelendirme, lokal yüzey hücrelendirme, yüzey bölge hücrelendirme, hücre kesen zon hücrelendirme ve 2.D yüzey hücrelendirme. Yeni hücrelendirme yöntemleri hücre tiplerinin çeşitlerine göre uygulanır.

### 3.2.4. Motor titreşim özelliği

Dört zamanlı İYM bir motorun titreşim özelliği, periyodik bir fonksiyon ile açıklanabilir

$$x = a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3.37)$$

Yukarıdaki denklemde  $a$  değeri, titreşim genliğidir ve motor titreşim deneylerinden elde edilir. Titreşim genliği, motor devir ve yüküne bağlı olarak değişir. Modellemenin

---

<sup>20</sup> Skewness

kolaylaştırması için 1200 (dev/dk) devirde ( $a=0,002$  m) varsayılmıştır. Titreşim frekansı  $\omega$  ile gösterilir ve yaklaşık miktarını bulmak için aşağıda açıklanan hesap yapılmıştır:

4 silindirli ve 4 zamanlı bir motorun 1000 (dev/dk) devirde çalıştığı düşünülürse, motor 2 devirde bir çevrim bitirmiş olur ve her çevrimde 4 patlama gerçekleşir. Bu hespla, 180 derece aralıklarda bir patlama olacaktır. Her patlamanın bir titreşim kaynağı olmasından dolayı, patlama sayısının motorun hızına bağlanması gerekecektir. Eğer patlama etkisi motor gövdesi üzerinde bir sinüs fonksiyonu kabul edilirse,  $\omega$  hesaplaması için patlama frekansın hesaplanması gerekecektir;

$$f = N \left( \frac{dev}{dk} \right) \times \frac{2\pi}{1} \left( \frac{rad}{\text{çevrim}} \right) \times \frac{1}{60} \left( \frac{dk}{s} \right) \times \frac{1}{\pi} \left( \frac{yanma}{rad} \right) \quad (3.38)$$

$$N=1000 \text{ (dev/dk)}$$

$$f = 1000 \times \frac{2\pi}{1} \times \frac{1}{60} \times \frac{1}{\pi} \left( \frac{yanma}{s} \right)$$

$$f = 33,3 \left( \frac{yanma}{s} \right)$$

$$\omega = 2\pi f = 2\pi \times 33,3 \left( \frac{rad}{sec} \right) = 209,44 \left( \frac{rad}{sec} \right)$$

### 3.3. Regeneratif Amortisör Prototipler

Bu alt bölümde titreşim hareketini toplayıp elektrik enerjisine dönüştürebilen üç alternatif yöntem sunulmuştur. Bu yöntemlerde, araç dinamiğinde mevcut olan titreşim kaynakları göz önüne alınmıştır. Bu kaynaklar, İYM ve süspansiyon titreşim hareketlerinden oluşmaktadır. Bu amaçla, üç farklı rejeneratif amortisörün enerji dönüşüm potansiyeli denenmiştir. Birinci prototip İYM titreşiminden faydalanabilmek amacıyla düşük genlik ve yüksek frekanslar için tasarlanmıştır. Bu sistemde bobin ve mıknatısın lineer hareketi ile elektrik üretimi hedeflenmiştir. İkinci prototip, araç süspansiyonundan gelen yüksek genlik ve düşük frekanslar için tasarlanmıştır. Bu tip amortisörde bobin ve mıknatısın lineer hareketi ile elektrik üretimi hedeflenmiştir.

Üçüncü prototipteyse yüksek genlik ve düşük frekanslı lineer hareketi açısal harekete çevirerek elektrik üretimi sağlanmıştır.

### 3.3.1. Birinci prototip

İYM'nin gövde titreşimi düşük genlik ve yüksek frekans özelliklerine sahipken, süspansiyona uygulanan titreşim hareketi, yüksek genlik ve düşük frekans değerlerine sahiptir. İYM titreşim fonksiyonu, aşağıdaki fonksiyonla modellenmiştir:

$$x = 0,002\cos(209,44t) \quad (3.39)$$

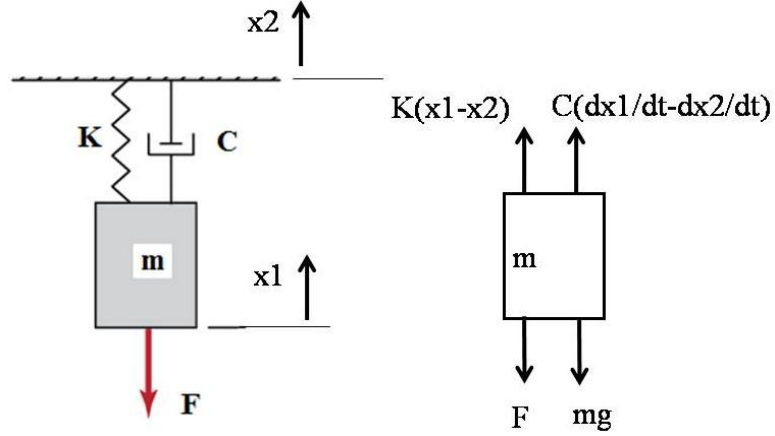
Bu periyodik hareketi elektrik gücüne dönüştürmek için hoparlör sistemi düşünülmüştür. Benzer bir çalışmada, yüksek frekanslı bir periyodik hareket, hoparlör bobinine uygulanmış ve elektrik gücü üretildiği gözlemlenmiştir. Sonuç olarak 100 adet LED ışığın yanmasını sağlamıştır (Mekanizmayı açıklayan video ektedir).

Aynı çalışmayı, İYM titreşim kaynağı üzerinde uygulamak için Şekil 3.12'de anlatılan kütle ve yay sistemi tasarlanmıştır. Bu tasarımda  $x_1$  değeri, İYM titreşim fonksiyonu göstermektedir.  $x_2$  değeri, hoparlörü bobinine bağlayan  $m$  kütlelerinin titreşim davranışını göstermektedir. Sistemin matematiksel modeli aşağıdaki denklemlerle açıklanabilir.

$$\sum F_y = m\ddot{x}_2 \quad (3.40)$$

$$K(x_1 - x_2) + C(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - F - mg = m\ddot{x}_2 \quad (3.41)$$

$$\ddot{x}_2 = g + \frac{F}{m} - \frac{K}{m}(x_1 - x_2) - \frac{C}{m}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.42)$$

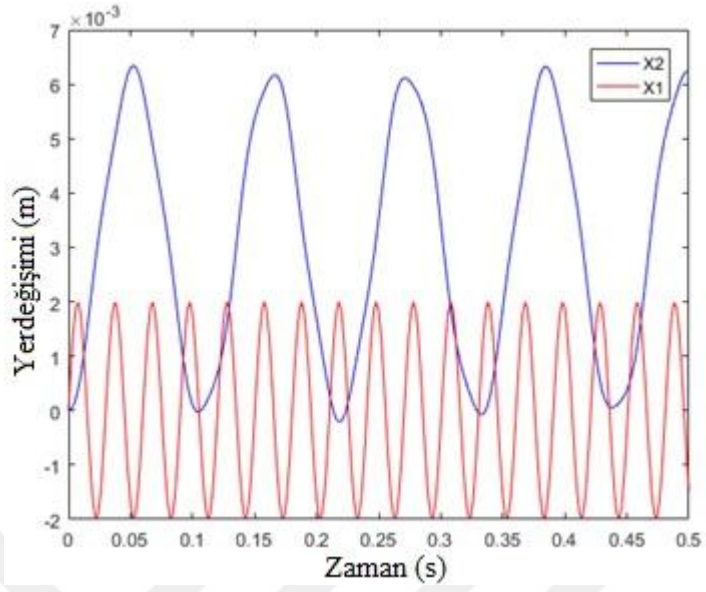


**Şekil 3.12.** Kütle ve yay sistemi

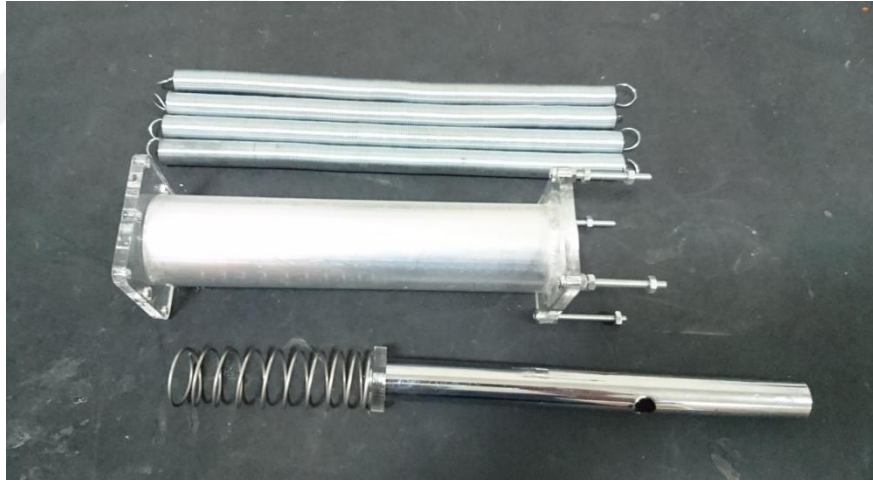
Aşağıdaki varsayımları denklem (3.17)'de uyguladıktan sonra elde edilen  $x_2$  çözümü Şekil 3.13'te gösterilmiştir.

$$K=1600 \text{ (N/m)}, m=0,5 \text{ (kg)}, C=0, F=0, x_1 = 0,002\cos(209,44t) \quad (3.43)$$

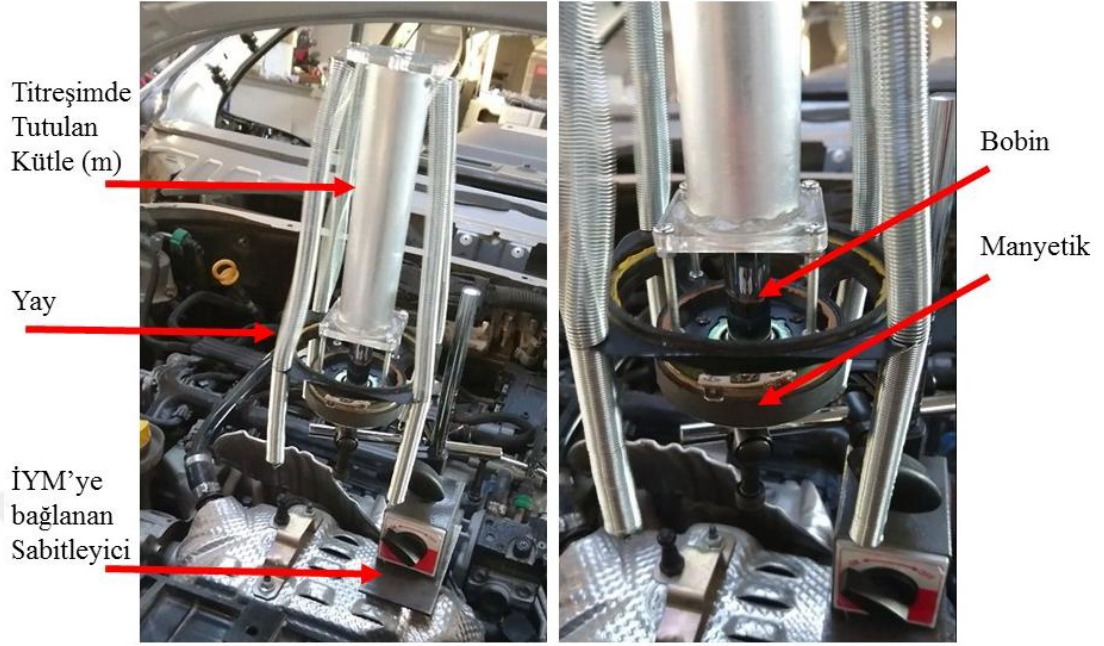
$x_1$  ve  $x_2$  sinyallerin karşılaştırılmasından, her zaman hoparlör gövdesi ve bobin arasında bağıl periyodik hareket olduğu sonuç alınmıştır. Elektrik gücü üretimi için bu periyodik harekete ihtiyaç vardır. Açıklanan teoriyi deneysel sonuca bağlamak için Şekil 3.14'te gösterilen parçalar kullanılmıştır. Bu tasarımda, 4 adet 400 (N/m) yay katsayısına sahip paralel uzun yaylar ve 1 adet 1600 (N/m) katsayısına sahip kısa yay ile, 0,5 (kg) kütlenin dengede tutulması sağlanmıştır. Mekanizmayı açıklayan video ektedir. Şekil 3.15'te birinci prototipin deney düzeneyi gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Kütle ve yay sistemin İYM titreşim fonksiyonu karşısındaki davranışı



Şekil 3.14. Birinci prototipin bileşenleri



Şekil 3.15. Birinci prototipin deney düzeneyi

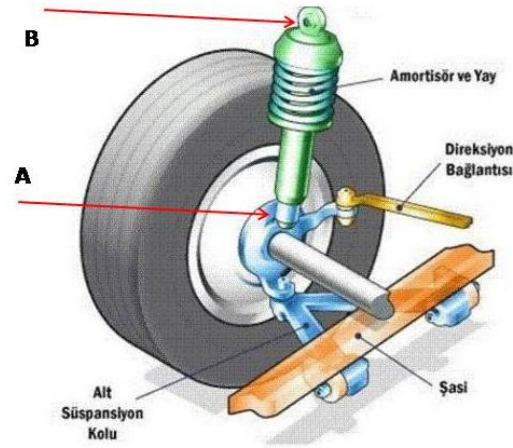
### 3.3.2. İkinci prototip

Bu alt bölümde, araç süspansiyon sisteminde oluşan periyodik hareketleri toplayabilen bir mekanizma tasarımı göz önüne alınmıştır. Şekil 3.16'da görüldüğü gibi, yoldan gelen değişken hareketler, A noktasına uygulanır ve amortisör ve yay vasıtasıyla sönümlenir. Süspansiyon sistemi aracılığıyla B noktasına aktarılan hareket etkisiz hale gelmiş olur ve kabin tarafındaki konfor şartları sağlanır.

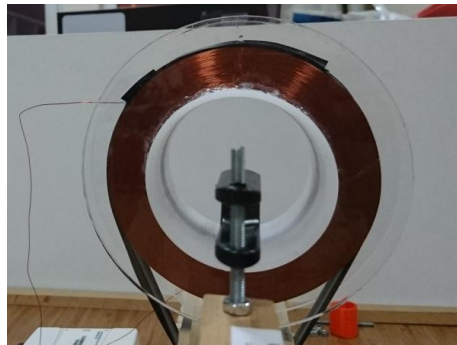
A ve B noktası arasında çalışabilen ve bağıl hareketten yararlanıp elektrik gücü üretebilen bobin ve manyetik mekanizması tasarlanmıştır. Şekil 3.17'de mekanizmanın görüntüleri verilmiştir. A ve B noktası arasındaki bağıl hareketi krank sistemi ile üretilmiş ve bunun sonucu olarak döngüsel bir hareket, lineer harekete dönüştürülmüştür. Farklı titreşim hareketleri aşağıdaki denklem ile açıklanabilir:

$$x_1 = a \cdot \cos\left(N \frac{2\pi}{60} t\right) \quad (3.44)$$

Süspansiyon hareketini oluşturan lineer ve periyodik hareketler manyetik ve bobin sistemi üzerinde uygulanmıştır. Bu deneyde 72 mm dış çaplı, 32 mm iç çaplı ve 50 mm uzunluğunda bir silindir manyetik kullanılmıştır. Bobin parçasını üretmek için, 72 mm iç çaplı bir silindir üzerine bakır tel sarımı yapılmıştır. Sarım uzunluğu ve kalınlığı 20 mm ve 30 mm olarak alınmıştır.



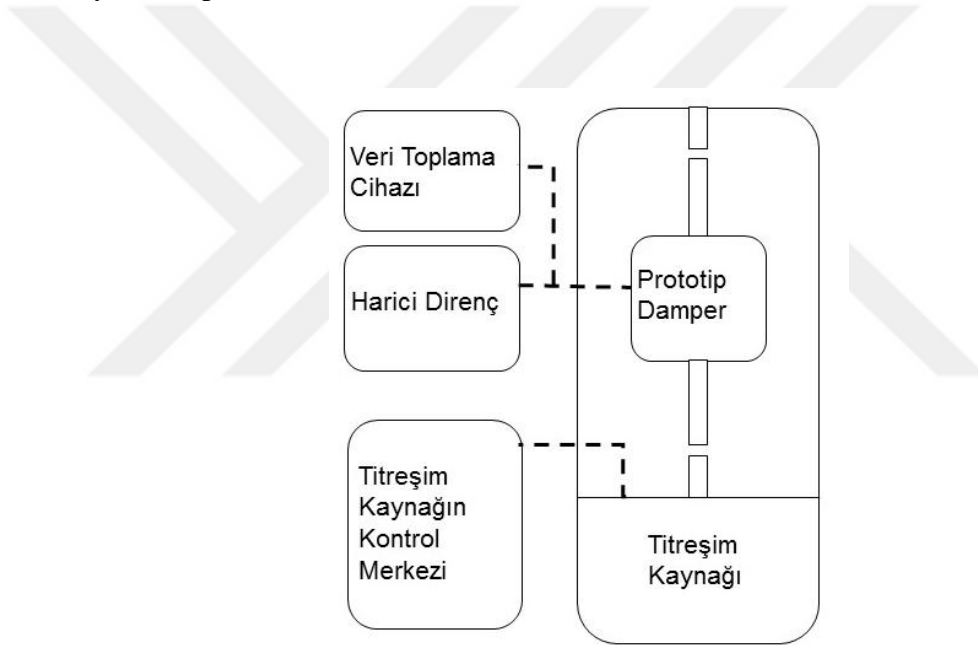
Şekil 3.16. Araç süspansiyon sistemi



Şekil 3.17. İkinci prototipin deney düzeniği

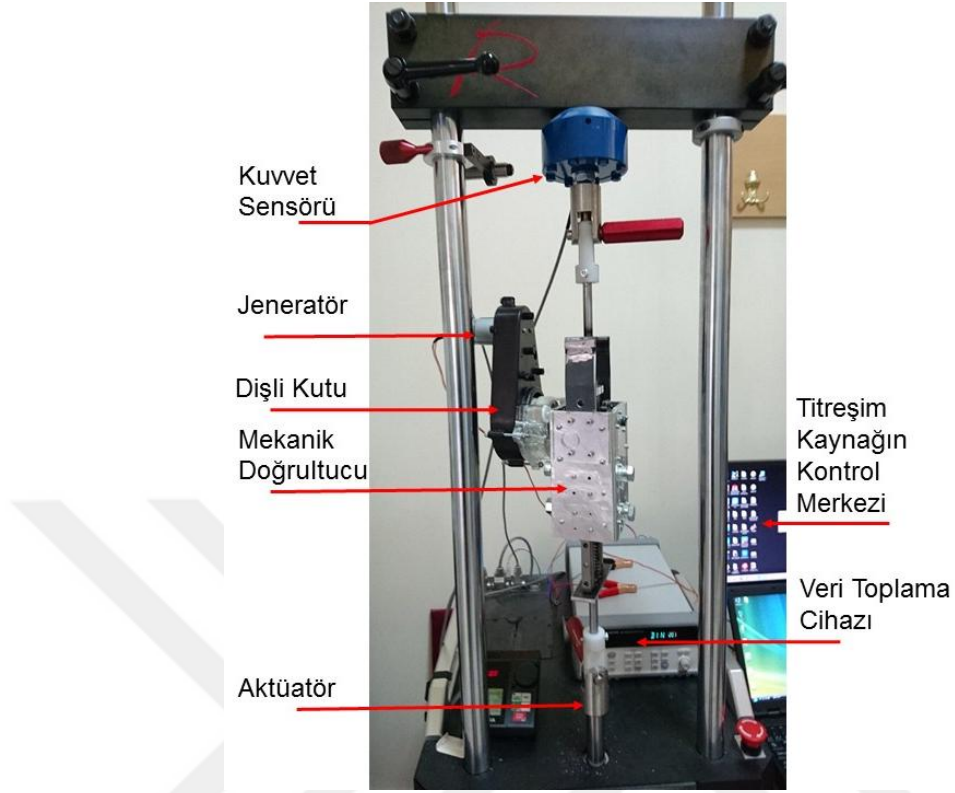
### 3.3.3. Üçüncü prototip

Deney düzeneğinin şeması, Şekil 3.18'de gösterilmiştir. Bu kurulumda, titreşim kaynağı tarafından üretilen periyodik hareket prototip damperin alt koluna uygulanmaktadır. Prototip içinde, doğrusal hareket açısıl harekete dönüştürülür ve bir dişli kutusu vasıtasıyla elektrik jeneratörüne aktarılır. Elektrik jeneratörü tarafından üretilen güç, harici bir yüke aktarılır. Harici yük, sabit bir dirence sahiptir ve direncin gerilim farkı bir veri toplama cihazı ile ölçülmektedir. Sonuç olarak, üretilen güç değeri kolayca hesaplanabilir.



**Şekil 3.18.** Üçüncü prototipin deney düzeneğinin şematik görünümü

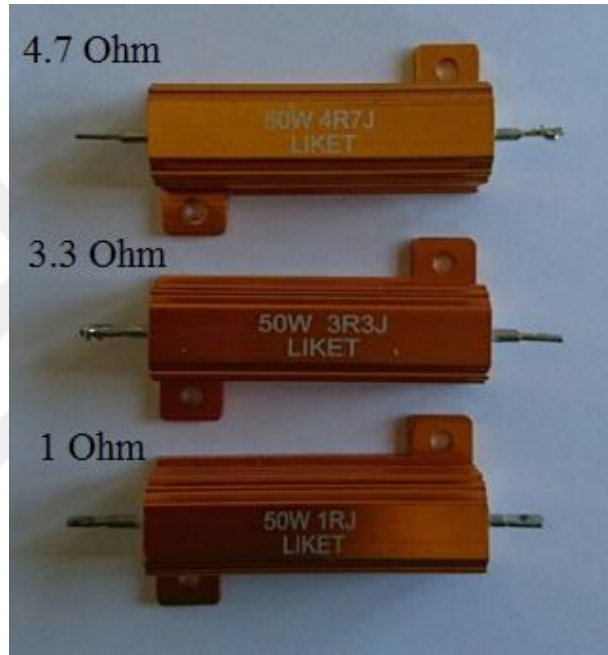
Laboratuvardaki deney düzeneğinin ayrıntılı görünümü Şekil 3.19'da gösterilmiştir. 'Roehrig' damper test cihazı, titreşim kaynağı olarak kullanılmıştır. Çeşitli frekanslarda ve genliklerde titreşim sinyalleri sağlanmıştır. Prototip damperi sabitlemek için cihazda iki adet bağlantı kolu bulunmaktadır. Sönümlenme kuvveti verilerini toplamak için üst kola bir kuvvet sensörü bağlanmıştır. Prototip üzerinde titreşim kuvvetini uygulamak için test cihazının aktüatörü alt kola bağlanmıştır. Aktüatörün pozisyonu ve hızı ile sönümlenme kuvveti değerleri, deneyler sırasında cihaz yazılımı tarafından kaydedilmektedir.



**Şekil 3.19.** Laboratuvardaki deney düzeneğinin ayrıntılı görünümü

Deney sırasında titreşim kaynağı tarafından doğrusal hareket sağlanmaktadır ve prototip dampere aktarılmaktadır. Tasarlanmış prototipin boyutları, dişli kutusu boyutları hesaba katılmadan, 80 mm x 100 mm x 500 mm'dir. Titreşim hareketinden kinetik enerjiyi yüksek verimle geri kazanmak için prototip yapısında üç alt bileşen kullanılmıştır. İlk olarak, titreşim hareketini absorbe etmek için bir yakalama mekanizması gereklidir. Bu amaçla mekanik bir doğrultucu ile kremayer-pinyon kullanılmıştır. Kremayere doğrusal hareketi iletmek için titreşim kaynağına monte edilecek bir sabitleyici tasarlanmıştır. İkinci olaraksa, dönme hızını arttırmak için bir aktarım mekanizmasına ihtiyaç vardır. Bu nedenle sert plastikten yapılmış bir vites kutusu kullanılmıştır. Üçüncü olarak, mekanik gücü elektriksel güce dönüştürmek için bir jeneratör gereklidir. Bu uygulama için maksimum 143 W gücünde 'Johnson HC613G-011' elektrik motoru kullanılmıştır.

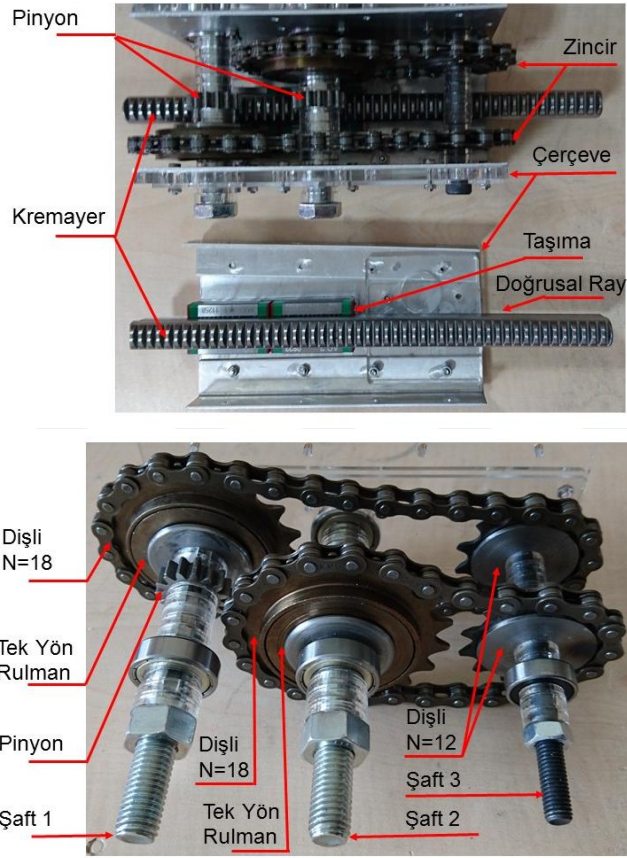
Üretilen elektrik gücü harici bir yüke yönlendirilmiş ve oluşan gerilim değeri 'Keysight 34970A' veri toplama cihazı ile ölçülmüştür. Üretilen gücü gerilim verileri üzerinden hesaplamak için, deney düzeneğinde paralel ve seri kombinasyona sahip bir dizi direnç kullanılmıştır. Bu amaçla, 50 W'lık ısı üretim kapasitesine sahip 1, 3,3 ve 4,7  $\Omega$  dirençlerin kombinasyonu kullanılmıştır (Şekil 3.20). Bununla birlikte, giriş ve çıkış gücü hesaplaması için gereken tüm parametreler deney sırasında kaydedilmiştir.



**Şekil 3.20.** Deney düzeneğinde kullanılan harici dirençler

Prototip yapısının içindeki kremayer-pinyon ve mekanik doğrultucu bileşenlerinin ayrıntılı görünümü Şekil 3.21'de gösterilmiştir. Bir doğrusal ray ve taşıyıcı ile kremayer çerçeveye sabitlenmiş ve hareketi tek yönde kısıtlanmıştır. Bu nedenle, test cihazın alt koluyla aynı frekans ve genlikte hareket etmektedir. Her iki yönde titreşim hareketini kullanmak için iki set kremayer-pinyon kullanılmıştır. Tek yönlü rulmanlar, şaftlar ('Şaft 1' veya 'Şaft 2') ve dişliler ('Dişli N = 18') arasında konumlandırılmıştır. Böylece tek yönlü rulmanların döndüğü süreçte dişliler üzerinden tork aktarılması gerçekleştirilmektedir. Damperin çalışma sırasında, tek yönlü rulmanların ikisi de aralıklı olarak çalışmaktadır, bir rulman devreye girdiği zaman diğeri daima devre dışı kalmaktadır. Tek yönlü rulman, 'Dişli N=18' ve pinyon bir şaft üzerine monte edilmiş

ve çerçeveye sabitlenmişlerdir. Pinyonun dönme hareketi şaft ile tek yönlü rulmana ve ayrıca 'Dişli N=18'e aktarılmaktadır. Daha sonra bir zincir üzerinden 'Dişli N=12' ile iletilmektedir. Bu bileşen sonucunda hız değerinde 1,5 katlık bir amplifikasyon oluşmaktadır. İki zincir seti kombinasyonu ile, 'Şaft 1' ve 'Şaft 2'deki iki yönlü hareketi, dişli kutusuna bağlı 'Şaft 3' üzerinden iletilmektedir.



**Şekil 3.21.** Mekanik doğrultucunun ayrıntılı görünümü

Şekil 3.22, dişli kutusu montajının ayrıntılı bir görünümünü sunmaktadır. Hız yükseltme işlemi, dişli kutusundaki sert plastik dişliler vasıtasıyla üç adımda gerçekleştirilmektedir. Metalden üretilmiş versiyonlarına göre daha hafif bir dişli kutusu oluşturmak amacıyla plastik dişliler seçilmiştir. Dişli ve diş sayısına göre, indirgeme oranları 66:11, 60:12 ve 56:13 olmuştur. Genel olarak, prototip damperin güç hattında 194:1 hız yükseltme oranı sağlanmıştır. Yüksek hızlı açısal hareketi



$W_R$ , farklı bağımsız değişkenlerden  $(x_1, x_2, \dots, x_n)$  dolayı oluşan belirsizlik değeridir.  $R$ , bağımsız değişkenlerin bir fonksiyonudur.  $w_1, w_2, \dots, w_n$  değerleri, bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir.



#### **4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA**

Bu bölümde yapılmış modelleme veya deneysel çalışmalarla ilgili bulgular sunulmuştur. İlk başta, binek aracın egzoz hattı üzerinde bazı sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Egzoz hattı için tasarlanan yeni ısı değiştiricinin akış ve ısı transfer sonuçları gösterilmiş ve yüzeylerin sıcaklık dağılımı üzerinde sıvı bölge katmanının yaptığı etki tartışılmıştır. Çalkalanan kontrol hacmi için oluşturulan model ile elde edilen bulgular sunulmuştur. Ek olarak kontrol hacminde kullanılan valflerin açılıp kapanma zamanlaması ve bunun akışkan hareketi üzerinde bıraktığı etkiler gösterilmiştir. Ayrıca, titreşim hareketinden faydalanmak için tasarlanan prototiplerin deneysel sonuçları sunulmuştur. Özellikle, üçüncü prototip (rejeneratif amortisör) ile ilgili yapılan deneysel çalışmaların önemli bulguları tartışılmıştır.

##### **4.1. Araç Egzoz Hattının Sıcaklık Ölçümleri**

###### **4.1.1. Araç tipi**

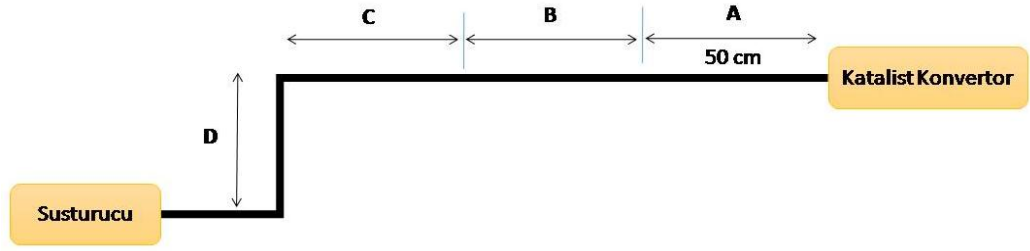
Araç egzoz hattı üzerinden gerçekçi veriler almak amacıyla, termal kamera ile bazı ölçümler yapılmıştır. Bu deneyde, Hacettepe Üniversitesi, Makina Mühendisliği bölümünde mevcut olan '*Fiat EGEA*' modeli kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri için kullanılan araç görünümü Şekil 4.1'de verilmiştir. Araç lift üzerine çıkarılmış ve egzoz hattı borusu incelenmiştir (Şekil 4.2). Termal kamera ile sıcaklık ölçümlerini daha detaylı inceleyebilmek için egzoz hattı üzerinde dört tane 50 cm'lik bölge belirlenmiştir. Ayrılmış bölgelerin şematığı Şekil 4.3'te verilmiştir. A bölgesi katalitik konvertörün yanında ve D bölgesi susturucuya yakın yerde seçilmiştir.



**Şekil 4.1.** Sıcaklık ölçümleri için kullanılan araç görünümü



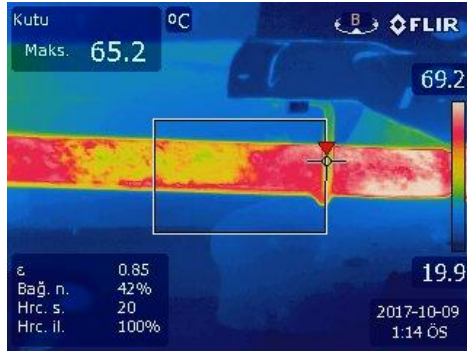
**Şekil 4.2.** Araç egzoz gazı hattı



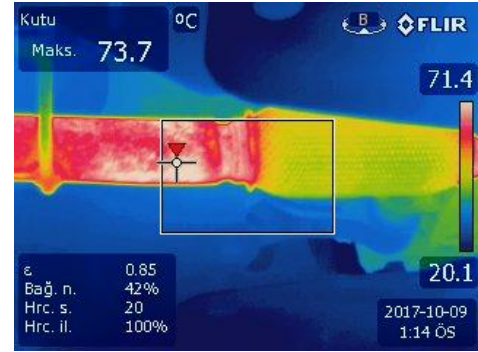
Şekil 4.3. Egzoz gazı hattı şematik çizimi

#### 4.1.2. Rölanti devrinde ölçülen sıcaklık değerleri

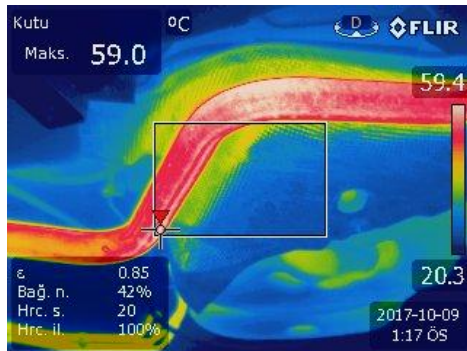
Araç egzoz gazı hattının sıcaklığını rölanti devrinde ölçmek için, motor çalıştırılmış ve 10 dakika rölanti devrinde bekletildikten sonra sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Tanımlanmış bölgelere ait sıcaklık değerleri Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Sonuçlara göre, en yüksek sıcaklık değeri ( $73,7^{\circ}\text{C}$ ) katalitik konvertörden sonra (A bölgesinde) ve en düşük sıcaklık değeri ( $59^{\circ}\text{C}$ ) susturucudan önce (D bölgesinde) kaydedilmiştir.



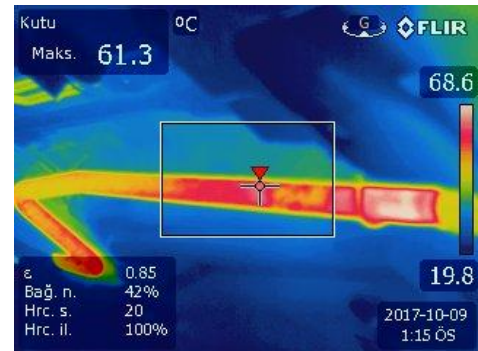
B bölge



A bölge



D bölge

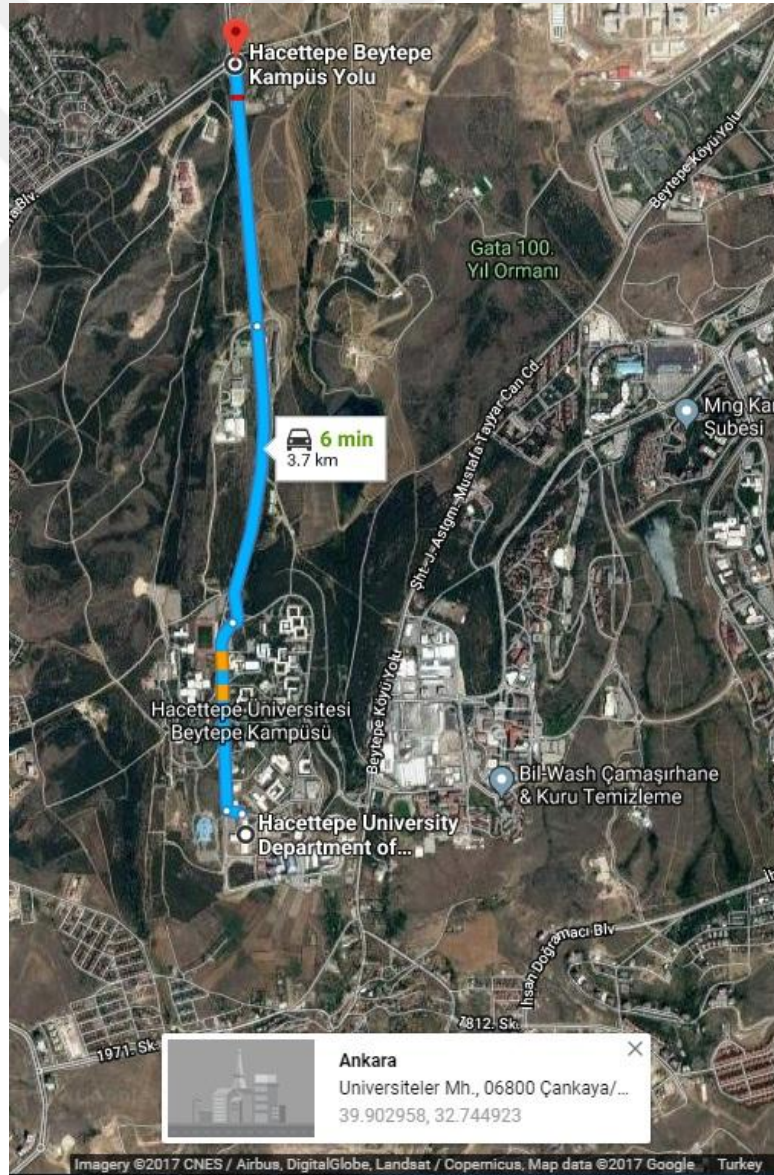


C bölge

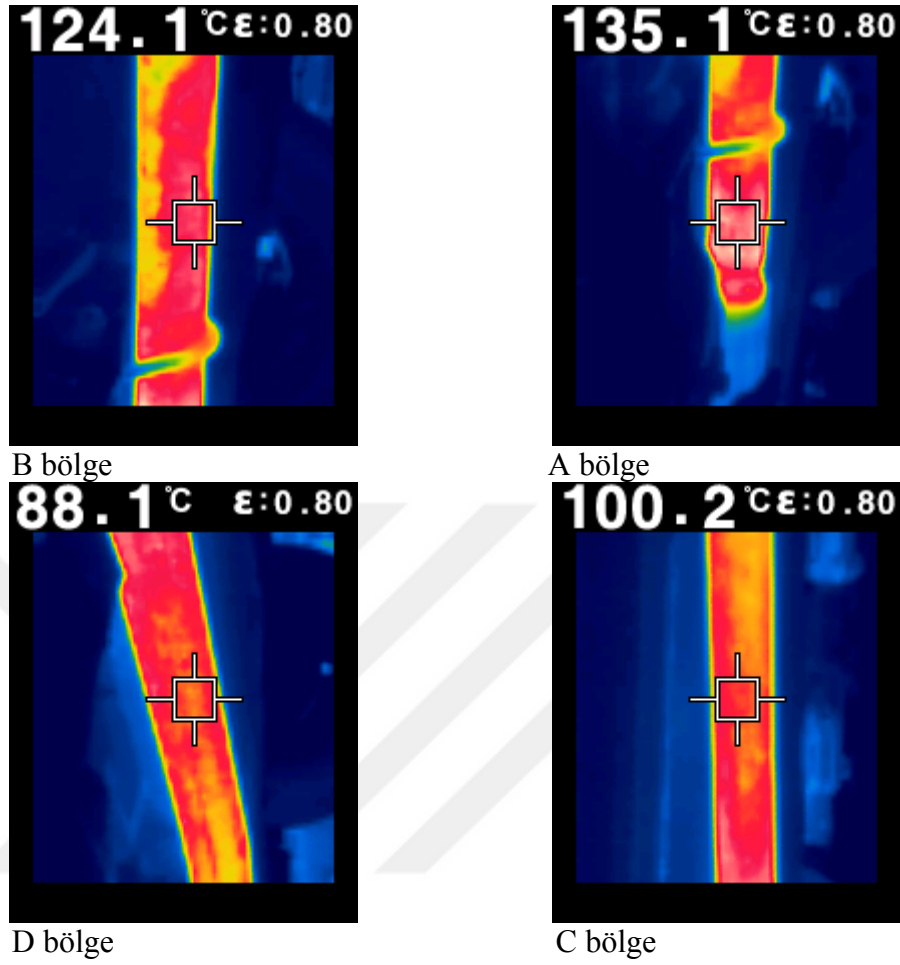
Şekil 4.4. Rölanti devrinde ölçülen sıcaklık değerleri

#### 4.1.3. Yol sürüşünde ölçülen sıcaklık değerleri

Araç egzoz hattının sıcaklığını yol sürüşünde ölçmek için, Hacettepe Beytepe kampüsünde 7,2 km uzunluğunda bir sürüş rotası seçilmiştir. Seçilen rotanın haritası Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Sürüş sonucunda tanımlanan bölgeler ait elde edilen sıcaklık değerleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Sonuçlara göre, en yüksek sıcaklık ( $135,1^{\circ}\text{C}$ ) katalitik konvertörden sonra (A bölgesinde) ve en düşük sıcaklık ( $88,1^{\circ}\text{C}$ ) susturucudan önce (D bölgesinde) kaydedilmiştir.



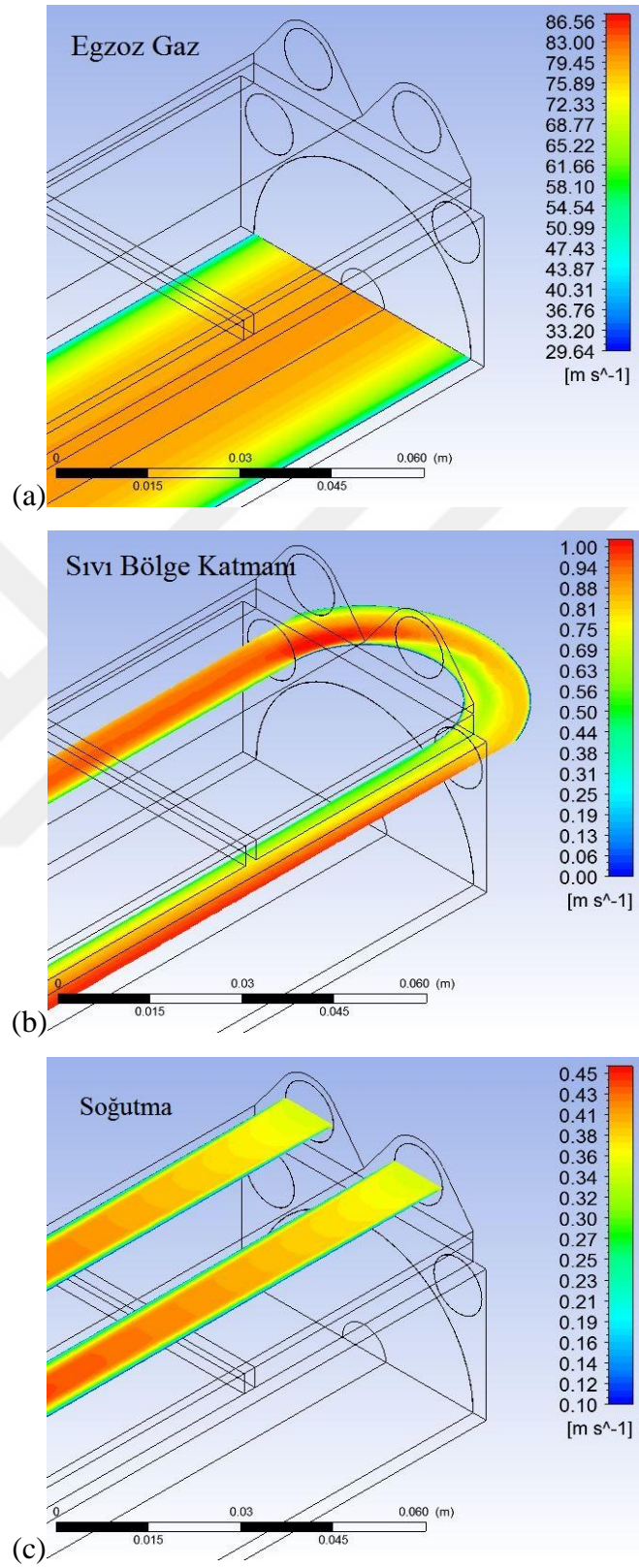
Şekil 4.5. Yol testi için seçilen sürüşün rotası



Şekil 4.6. Yol sürüşünden sonra ölçülen sıcaklık değerleri

#### 4.2. Isı Değiştirici Modeli

TEJ cihazı için kararlı hal çözümlerine ulaşıldıktan sonra, benzetim sonuçlarını değerlendirmek için her bir akışkan bölgesindeki basınç kayıpları ve hız dağılımları incelenmiştir. Şekil 4.7’de, egzoz gaz, sıvı bölge katmanı ve soğutma bölgeler için kesitsel hız konturları gösterilmiştir.



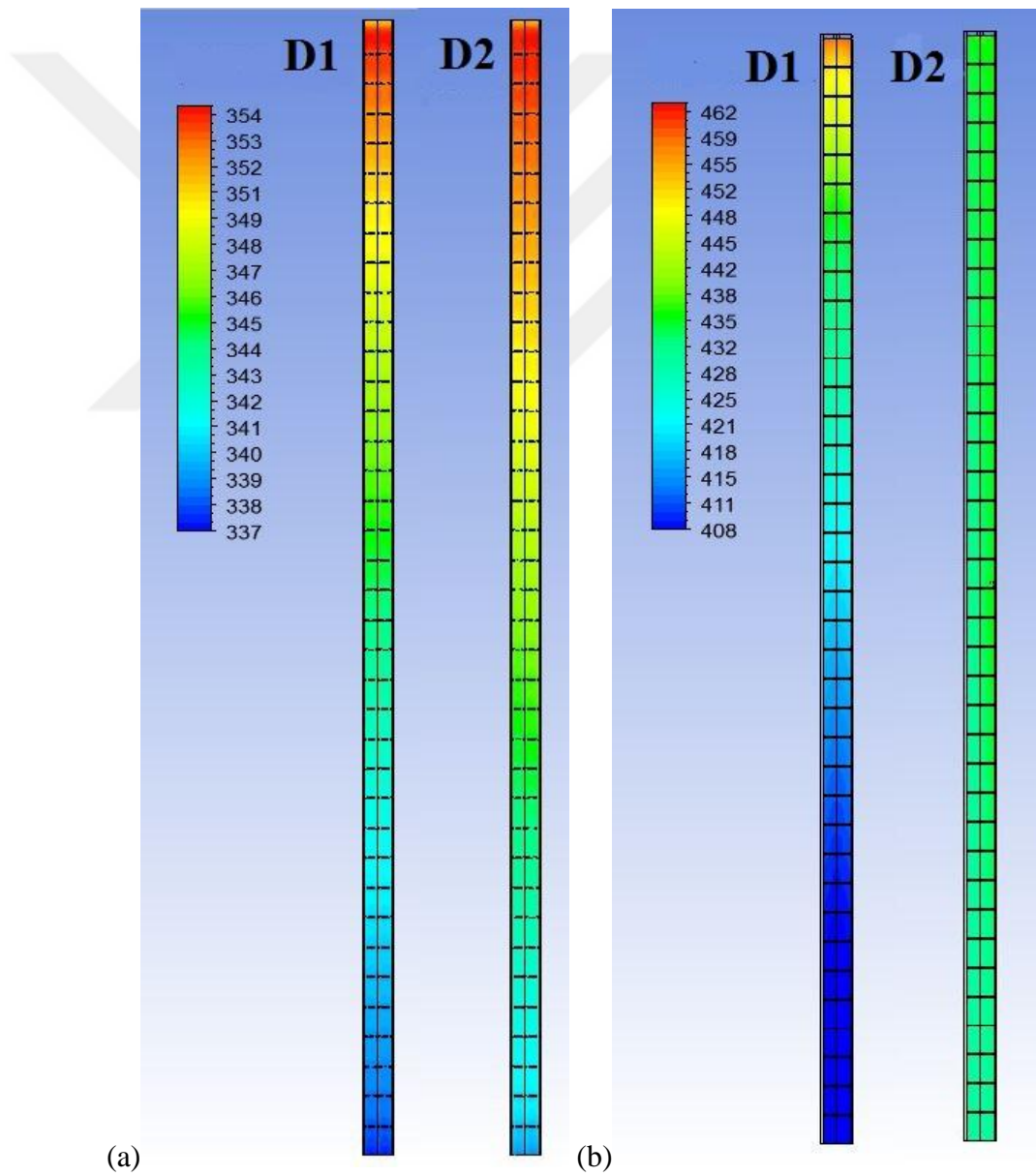
Şekil 4.7. Isı değiştiricide hız konturları (a)Egzoz gazı bölgesi (b)Sıvı bölge katmanı (c)Soğutma bölgesi

Sıvı bölge katmanının egzoz gazı ve TEJ yüzeyleri arasında yerleşmesinin etkisini gözlemlemek için tüm sistemin sıcaklık dağılımı analizi yapılmıştır. Sonuçlara göre, katmanın ısı değiştirici gövdesine eklenmesiyle yüzeylerdeki sıcaklık dağılımı değişmiştir. Şekil 4.8, soğuk ve sıcak yüzeyler için TE serisinde elde edilen sıcaklık konturlarını göstermektedir. Örnek olarak, iki durumun (D1, standart ısı değiştirici ve D2, önerilen tasarım) sonuçları sunulmuştur. D1 durumunda, TE dizisinin soğuk ve sıcak yüzeylerinde, sırasıyla 337 ila 354 K ve 408 ila 462 K sıcaklık aralıkları görülmüştür. Öte yandan, D2 durumunda, TE dizisinin soğuk ve sıcak yüzeyleri sırasıyla 340 ila 353 K ve 437 ila 441 K sıcaklık aralıklarına sahiptir. Sonuçlara göre D2 durumu D1 durumuna kıyasla çok daha homojen bir sıcaklık dağılımı göstermektedir.

Sıvı bölge katmanında farklı sıvılar ve akış debisi uygulanmasıyla, ısı transferi ve güç üretim potansiyeli üzerinde bunlara bağlı değişimler olduğu görülmüştür. Bu fenomeni incelemek için çeşitli deney durumları planlanmıştır. Bu deney durumlarında, egzoz gazı ve soğutucu bölgeleri ile ilgili sınır koşulları Çizelge 3.4'te gösterildiği gibi sabitlenmiştir ve sadece sıvı bölge katmanını etkileyen koşullar değiştirilmiştir. Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi, D1 ila D6 durumları, orta sıvı bölge katmanında farklı akışkan ve akış hızlarını denemek için uygulanmıştır. D1 durumunda, katman madde olmadan ısı transferi denenmiştir. Bu durum referans TEJ tasarımı olarak alınmıştır ve diğer tasarımlar/durumlar, D1 durumuna göre karşılaştırılmıştır. D2 durumunda, ısı değiştirici gövdesinde 11 mm çapında bir kanal açılmış ve katman bölgesinde sıvı sodyum akışı (yüksek ısı iletkenliğine sahip madde) sağlanmıştır. D3'ten D5'e kadar durumlardaysa, sıvı katman bölgesinde sodyuma göre daha düşük iletkenliğe sahip ve yaygın olarak kullanılan bir akışkan olan suyun farklı dolaşım debileri denenmiştir. D6 durumunda ise, ısı iletkenlik değeri suya göre biraz daha yüksek olan  $Al_2O_3$ -Su karışımı denenmiştir. Simülasyon ortamında,  $Al_2O_3$ -Su akışkanının modellenmesi tek fazlı akış olarak alınmıştır.

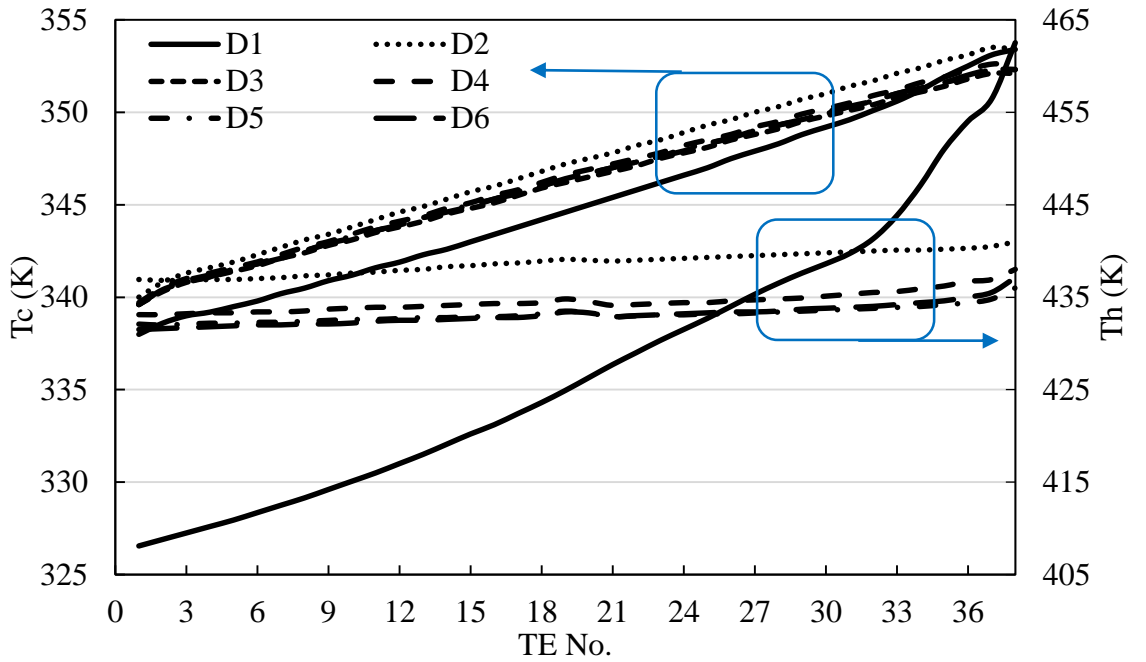
**Çizelge 4.1.** Isı değiştirici modeli üzerinde uygulanan deney durumları

Durum	Katman Madde	Basınç Farkı (Pa)	Dolaşım Debisi (Lit/dk)
D1	-	-	-
D2	Sodyum	2000	4,55
D3	Su	1000	4,46
D4	Su	2000	4,71
D5	Su	4000	6,45
D6	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -Su	2000	4,59



**Şekil 4.8.** Standart ısı değiştirici-D1 ve modifiyeli ısı değiştirici-D2 durumlarda sıcaklık dağılımı karşılaştırılması (a)TE Soğuk yüzey (b)TE Sıcak yüzey

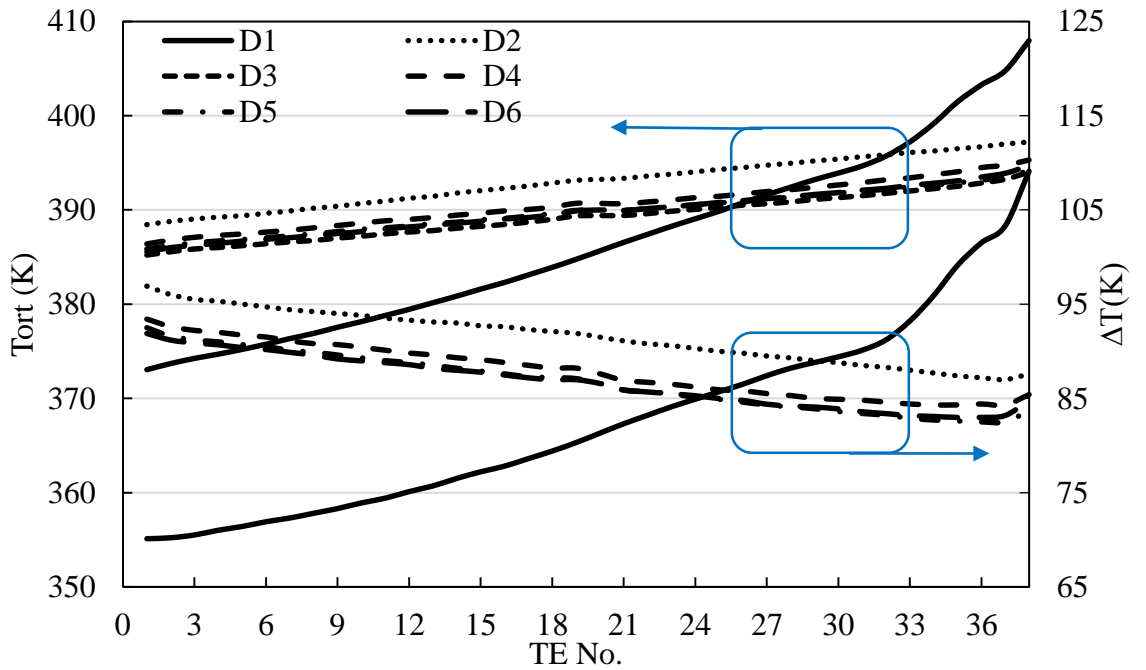
Çizelge 4.1'de listelenen durumlar için elde edilen TE yüzeylerinin sıcaklık dağılımları Şekil 4.9'da gösterilmektedir. Sıcaklık değerleri TE bölgesi ve ısı değiştirici gövdesi arasındaki ara yüzden geçen bir düzlem üzerinden okunmuştur. Bu değerler, TE parçalarının soğuk ve sıcak yüzeylerinin ortalama sıcaklığı olarak değerlendirilir. Şekil 4.9'da sunulduğu gibi, eklenen sıvı bölge katmanı, TE parçalarının soğuk yüzey sıcaklık ( $T_c$ ) dağılımında göreceli olarak küçük bir değişikliğe neden olmuştur. Diğer taraftan, sıcak yüzey sıcaklık ( $T_h$ ) dağılımındaysa sıvı bölge katmanının önemli bir etkisi bulunmaktadır. Ek olarak, Şekil 4.9'daki D3 ila D5 durumlarının incelenmesi, akışkan dolaşım debisinin, hem soğuk hem de sıcak taraflar için, sıcaklık dağılımları üzerinde minimal bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Önerilen ısı değiştirici tasarımında, sıvı bölge katmanının içindeki dolaşım sayesinde, TE parçaları yüzeyinde yaşanan sıcaklık dağılımı eğrileri, özellikle egzoz gazı tarafında, önemli ölçüde düzlenmiştir. Bu düzlenme sonucunda, 38 TE parça dizisi için daha homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanmıştır. Sıcaklık dağılımını gösteren eğrilerin konuma bağlı olarak düzlenmesinin nedeni, yeni sıvı bölge katmanı içindeki yüksek enerji kapasiteli sıvının yığın hareketiyle sağlanan konveksiyona dayalı ısı transfer etkileridir.



Şekil 4.9. Deney durumlarındaki TE yüzey sıcaklıkları

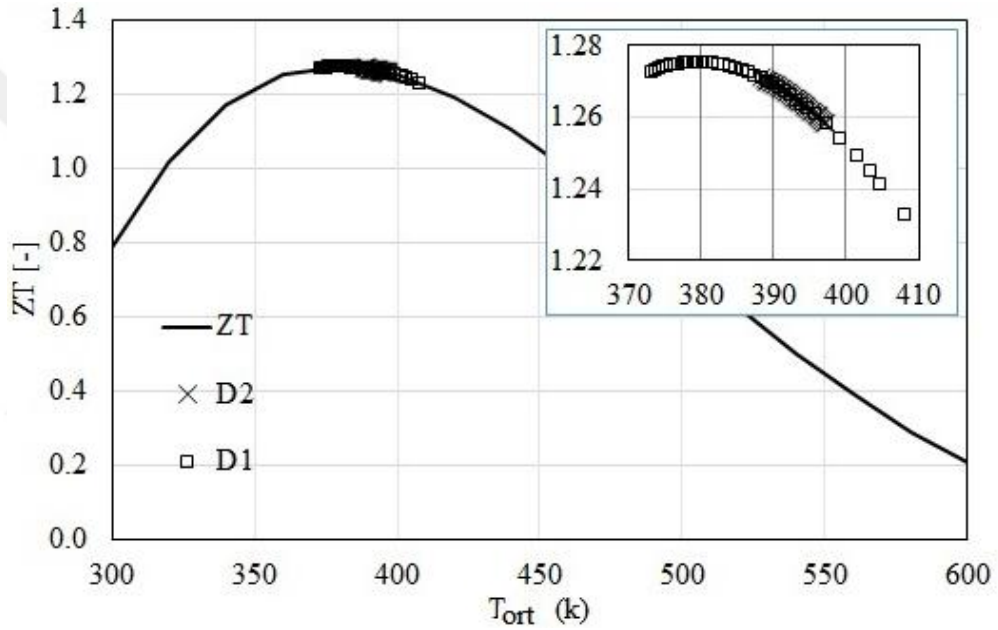
Şekil 4.10, TE parçalar için hesaplanan yüzey sıcaklık farkını ve ortalama yüzey sıcaklık değerlerini göstermektedir. Yüzey sıcaklık farkı, TE parçanın sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları arasındaki farktan hesaplanır ( $\Delta T = T_h - T_c$ ). D1 durumunda,  $\Delta T$  değeri TE parçaların konumuna göre 70 K ila 109 K arasında değişen önemli bir artış göstermektedir. Bununla birlikte, sıvı bölge katmanının eklenmesinin sıcaklık farkı dağılımına olumlu etkisi, D2 ile D6 durumlarında gözlemlenebilir. Eklenen sıvı bölge katmanı ile, z-ekseni boyunca  $\Delta T$ 'nin değişimi, daha homojen sıcaklık dağılımı elde etmek için önemli ölçüde azaltılmış ve 80 K ila 95 K arasında değişmiştir.

TE parça serinin ortalama sıcaklık ( $T_{ort}$ ) dağılımı Şekil 4.10'da da gösterilmiştir. D1 durumunda, TE parçaların  $T_{ort}$  değerlerinde 373 K ila 408 K arasında önemli bir artış gözlemlenirken, önerilen ısı değiştirici tasarımında ortalama sıcaklık değişimi 388 K'den 397 K'ye kadar sadece 11 K artış göstermiştir. Burada, Şekil 3.1'de sunulan ZT eğrilerini referans alarak, D2'den D6'ya kadar olan durumlarda elde edilen ortalama sıcaklık değerlerinin, maksimum verime yakın bölgede elektrik üretimi için iyi bir aday olduğunu belirtmek gerekmektedir.



Şekil 4.10. Deney durumlarındaki TE yüzeylerinde sıcaklık farkı ve ortalama sıcaklık

Şekil 4.11’de ortalama sıcaklıklara göre D1 ve D2 deney durumları için TE parçalarda hesaplanan ZT değerlerini göstermektedir. D1 durumunda, TE parçalarının nispeten geniş bir sıcaklık aralığında çalışmalarından dolayı, elde edilen ZT değerlerinin yaygın bir dağılım gösterdiği gözlenmiştir. D2 durumundaysa sıvı bölge katmanında dolaşan akışkandan dolayı, TE parçaların ortalama sıcaklığı maksimum ZT değerini elde etmek üzere bir yönde kaymıştır. Bu kayma, Şekil 4.11'deki detaylı görüntüler ile açıklanmaktadır.



**Şekil 4.11.** Deney durumlarında performansın boyutsuz değer katsayısı

İncelenen durumları daha ayrıntılı olarak karşılaştırmak için TE parçalarının sıcak ve soğuk taraflarındaki varyansının hesaplanması yararlı olacaktır. Bu parametre, temas yüzeylerinde sıcaklık dağılımı hakkında bir ölçek vermektedir. Genel olarak, varyans değeri TE dizisinde her bir parçanın yüzey sıcaklığının ( $T$ ) ortalama sıcaklıktan ( $T_{ort}$ ) ne kadar uzak olduğunu ölçmektedir. Varyans değerini hesaplamak için öncelikle TE dizisindeki her parçanın sıcaklığı ile ortalama sıcaklığı arasındaki farklar alınır, sonrasında bu farkların karesi alınarak (pozitif hale getirilmesi için), elde edilen değerlerin toplamının bir kümedeki TE parçalarının sayısına bölünmesi ve karekökünün alınması gerekmektedir (38 adet TE parça). Denklem (4.1)'i

uygulayarak, sıcaklığın standart sapması belirli bir sıcaklık veri dizisinde aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$s. d = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{38} (T - T_{ort})^2}{38}} \quad (4.1)$$

TE parçaların sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları ile ilgili bu istatistiksel parametreler hesaplanmış ve Çizelge 4.2'de özetlenmiştir. Bu parametreler TE dizisinin ortalama sıcaklığı ( $T_{ort}$ ), dizi sıcaklığında standart sapmayı ( $s.d$ ) ve maksimum ve minimum sıcaklık farkını ( $T_{max} - T_{min}$ ) içermektedir. Tüm deney durumlarında (D1-D5), soğuk taraf için standart sapma değerleri,  $s. d_c$ , 3,7 K ile 4,5 K arasında değişirken, sıcak taraf için ise,  $s. d_h$ 'nin 14,5 K ile 0,8 K arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Bu nedenle, sıvı bölge katmanı içindeki akış dolaşımının TE parçalarının soğuk tarafındaki sıcaklık standart sapması üzerinde yüksek bir etkisinin olmadığını göstermektedir. Bununla birlikte, sıcak yüzey için standart sapma değerlerinde görülen azalma, sıvı bölge katman ile önerilen ısı değiştirici tasarımının TE parçalarının sıcak tarafındaki sıcaklık dağılımında önemli bir role sahip olduğunu açıkça göstermektedir. Benzer şekilde, soğuk yüzeylerde görülen maksimum ve minimum sıcaklıklar arasındaki farklar, yeni tasarımla 15,4 K'den 12,5 K'ye azalırken, sıcak tarafta ise 54,4 K'den 4,1 K'ye düşmüştür.

Deney durumlarını detaylı olarak karşılaştırmak için D1 ve D3 sonuçlarından elde edilen veriler her TE parça için Çizelge 4.3'te verilmiştir. Bu veriler, sıcaklık farkı ( $\Delta T_{TE}$ ), ortalama sıcaklık ( $T_{ort}$ ), TE performansının boyutsuz değer katsayısı ( $ZT$ ), performans ( $\eta$ ) ve üretilen elektrik gücü ( $P_{TE}$ ) olarak seçilmiştir. D3 durumuna bakıldığında,  $\Delta T_{TE}$  verisinin maksimum ve minimum değerleri arasında sadece 9,1 K fark olduğu görülmektedir. Ayrıca TE parçaları tarafından üretilen maksimum ve minimum güç arasında 0,94 W fark izlenmiştir. D1 durumuna bakıldığında, yani sıvı bölge katmanı çıkartılarak standart ısı değiştirici kullanıldığında, TE parçaları tarafından üretilen sıcaklık ve güç farklarının heterojenliği artacak, sırasıyla 39 K ve 3,63 W'a yükselecektir. Denklem (3.1) ve (3.2) ile ilgili olarak, TE parçalarının çıkış gücünün  $\Delta T$  ve  $ZT$  değerlerinin bir fonksiyonu olduğu bilinmektedir. Sonuçlara göre, enerji geri kazanımı

için D1 durumundaki bir geleneksel ısı değiştirici üzerine TE dizisi monte edilirse, her bir TE parçadan farklı güç çıkışları oluşacak ve sistem daha düşük bir verimde çalışacaktır.

**Çizelge 4.2.** Deney durumlarında TE dizilerin istatistiksel karşılaştırması

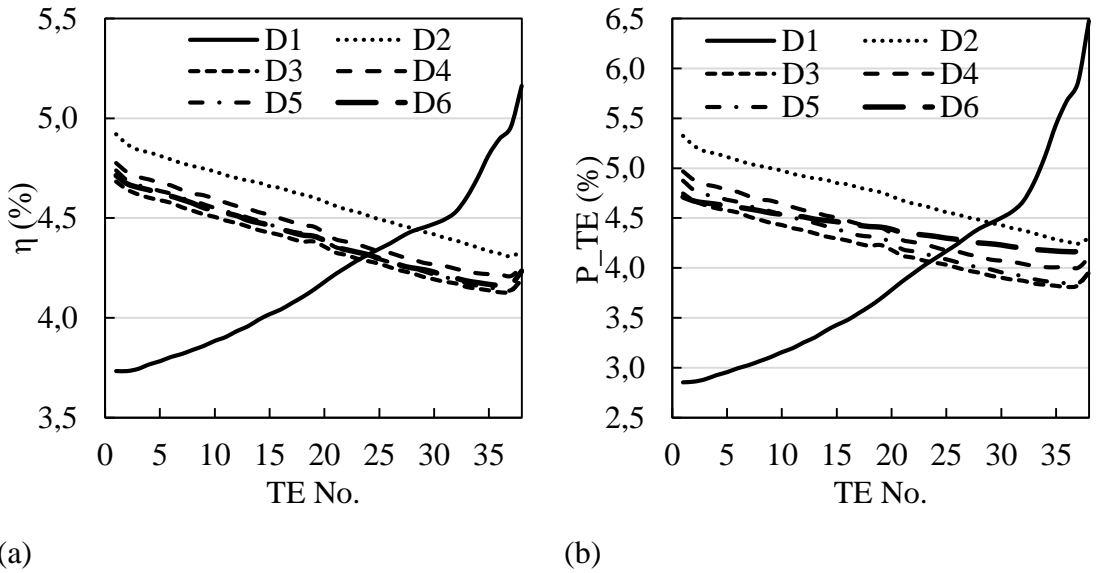
Deney Durumları	D1	D2	D3	D4	D5	D6
$\mu_c(\text{K})$	345,1	347,2	346,3	346,6	346,4	346,4
$s. d_c(\text{K})$	4,5	4,0	3,7	3,8	3,7	3,7
$T_{c,max} - T_{c,min}(\text{K})$	15,4	13,4	12,5	12,9	12,7	12,7
$\mu_h(\text{K})$	427,7	438,7	432,2	434,5	433,1	433,1
$s. d_h(\text{K})$	14,5	1,2	1,1	1,1	0,8	1,2
$T_{h,max} - T_{h,min}(\text{K})$	54,4	4,1	5,1	4,9	3,9	5,6

**Çizelge 4.3.** D1 ve D3 deney durumlarındaki TE dizilerin istatistiksel karşılaştırması

TE	D1					D3				
	$\Delta T_{TE}(K)$	$T_{ort}(K)$	ZT	$\eta(\%)$	$P_{TE}(w)$	$\Delta T_{TE}(K)$	$T_{ort}(K)$	ZT	$\eta(\%)$	$P_{TE}(w)$
1	70,1	373,1	1,273	3,73	2,85	91,2	385,2	1,274	4,68	4,75
2	70,2	373,7	1,273	3,73	2,86	90,5	385,6	1,273	4,64	4,67
3	70,5	374,3	1,274	3,74	2,88	90,1	385,9	1,273	4,62	4,63
4	71	374,7	1,274	3,77	2,92	89,8	386,0	1,273	4,60	4,60
5	71,4	375,2	1,274	3,78	2,96	89,6	386,2	1,273	4,59	4,58
6	71,9	375,8	1,275	3,80	3,00	89,4	386,4	1,273	4,58	4,56
7	72,3	376,4	1,275	3,82	3,03	89	386,6	1,273	4,55	4,51
8	72,8	376,9	1,275	3,84	3,07	88,7	386,8	1,273	4,54	4,48
9	73,3	377,6	1,275	3,86	3,11	88,4	387,0	1,272	4,52	4,45
10	73,9	378,2	1,275	3,88	3,16	88,2	387,2	1,272	4,51	4,43
11	74,4	378,8	1,275	3,90	3,20	87,9	387,5	1,272	4,49	4,40
12	75,1	379,5	1,276	3,93	3,25	87,7	387,7	1,272	4,47	4,38
13	75,7	380,2	1,275	3,96	3,30	87,4	387,8	1,272	4,46	4,35
14	76,5	380,9	1,275	3,99	3,37	87,1	388,1	1,271	4,44	4,32
15	77,2	381,6	1,275	4,02	3,43	86,9	388,3	1,271	4,43	4,30
16	77,8	382,3	1,275	4,04	3,48	86,7	388,5	1,271	4,41	4,27
17	78,6	383,1	1,275	4,07	3,55	86,4	388,7	1,271	4,40	4,24
18	79,4	383,9	1,274	4,10	3,61	86,2	389,0	1,270	4,38	4,22
19	80,3	384,8	1,274	4,14	3,69	86,3	389,4	1,270	4,38	4,23
20	81,3	385,7	1,273	4,18	3,78	85,8	389,4	1,270	4,36	4,18
21	82,3	386,6	1,273	4,22	3,87	85,2	389,4	1,270	4,33	4,12
22	83,2	387,4	1,272	4,25	3,95	85	389,6	1,270	4,31	4,10
23	84,1	388,3	1,271	4,29	4,03	84,7	389,9	1,269	4,30	4,07
24	84,9	389,1	1,270	4,32	4,10	84,5	390,1	1,269	4,28	4,05
25	85,7	389,9	1,269	4,35	4,17	84,3	390,3	1,269	4,27	4,03
26	86,5	390,8	1,268	4,37	4,24	84	390,5	1,269	4,25	4,00
27	87,4	391,6	1,267	4,41	4,32	83,7	390,7	1,268	4,24	3,97
28	88,2	392,4	1,266	4,43	4,39	83,5	390,9	1,268	4,22	3,95
29	88,8	393,2	1,265	4,45	4,45	83,2	391,1	1,268	4,20	3,92
30	89,4	393,9	1,264	4,47	4,50	83	391,3	1,268	4,19	3,90
31	90,1	394,7	1,263	4,49	4,57	82,8	391,5	1,267	4,18	3,88
32	91,2	395,7	1,261	4,53	4,67	82,7	391,8	1,267	4,17	3,87
33	93,2	397,2	1,258	4,60	4,86	82,4	392,0	1,267	4,15	3,84
34	95,9	399,2	1,254	4,70	5,12	82,3	392,3	1,266	4,15	3,83
35	99,1	401,5	1,249	4,82	5,44	82,2	392,5	1,266	4,14	3,82
36	101,5	403,3	1,245	4,90	5,68	82,1	392,9	1,266	4,13	3,81
37	103,3	404,8	1,241	4,95	5,86	82,3	393,3	1,265	4,13	3,83
38	109,1	408,0	1,233	5,16	6,48	83,8	394,0	1,264	4,20	3,96

Bu çalışmada seçilen TE parçası, Şekil 4.11'de gösterildiği gibi 380 K sıcaklık farkında maksimum ZT değerine sahiptir. D1 durumunda, sadece TE-13 ve TE-14 parçaları etkin bir şekilde çalışır, ancak diğer parçalar, optimum verimlilik noktası etrafında performans gösteremezler çünkü ortalama sıcaklıkları ( $T_{ave}$ ), en uygun sıcaklık olan 380 K, değerinden çok uzaktır. Bunun sonucunda TE parçaları tarafından üretilen güç, verimli ve üniform olmayacaktır. Isı değiştiricinin uzunluğu arttığında bu durumun önemi daha da artacak ve enerji geri kazanma işlemi daha verimsiz hale gelecektir. Isı değiştirici gövdesine egzoz gazı ile TE parçaları arasında sıvı bölge katmanı eklenmesiyle tüm TE parçaların en iyi verimlilik noktalarına yakın bir yerde çalışabileceği beyan edilebilir.

Deney durumları arasında, TE performansı ve üretilen elektrik güç üzerinde yapılan karşılaştırma, Şekil 4.12'de verilmiştir. Sonuçlara göre, enerji üretiminin bir sıvı bölge katmanı kullanılarak tüm TE modülleri için daha muntazam hale getirildiği ve sistem düzeyinde artırıldığı gözlemlenmiştir.



**Şekil 4.12.** Deney durumlarının karşılaştırılması (a)TE Performans (b)Üretilen elektrik güç

Son olarak, deney durumlarının genel bir karşılaştırması Çizelge 4.4'teki anahtar parametrelere odaklanarak sunulmuştur. D1 durumu referans olarak ısı değiştiricinin standart tasarımını temsil etmektedir. Farklı deney durumları arasındaki temel

farklılıklar, sıvı bölge katmanı ve bu katman içinde dolaşımda olan akışkanın özellikleridir. Dolaşım akış hızına bağlı olarak, Reynolds sayısı ve dolaşım için gereken güç hesaplanmıştır. Ayrıca, tüm durumlar için egzoz gazı ve soğutucu çıkış sıcaklıkları Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

D2 ila D6 durumları için elde edilen sonuçların değişimleri, ısı transfer oranı ve üretilen elektrik gücü, D1 durumundan elde edilen sonuçlara göre hesaplanmıştır. Örneğin, D1 ve D2 durumları karşılaştırıldığında, ilave edilen sıvı bölge katmanının bir sonucu olarak, elektrik iletiminde %19,95 ve ısı transferinde %11,71 oranında iyileşme tespit edilmiştir. D3 durumun benzetim sonuçlarını incelediğinde, sıvı sodyumun su ile değiştirilmesi ısı değiştiricinin performansını olumsuz etkilemiştir. Ancak yine de elde edilen performansın D1 durumundan daha verimli olduğu görülmektedir. Aynı zamanda, sıvı bölge katmanındaki akış debisinin arttırılması, D4 durumunun ısı transfer performansı üzerinde olumlu bir etki bırakmıştır. Bununla birlikte, akış hızındaki artışın D5 durumunun elektrik üretim performansı üzerinde etkisiz olduğu ve akış dolaşımını sağlamak için gereken gücün katlanarak arttığı bulunmuştur. Bu nedenle, D5 durumunda güç üretiminde iyileşme, D4 durumu ile kıyaslandığında önemli ölçüde düşmüştür. D6 durumunun performansınınsa D4 durumu ile benzerliği görülmüştür. D6 durumunda, suya %3 hacimsel oranda  $Al_2O_3$  nanoparçacık eklenerek ısı iletkenliğinin artırılması hedeflenmiştir. Bu durumda, ısı transferinde gelişme %5,39 olmuştur. D4 durumunun ısı transferinde gelişme değeri ile karşılaştırıldığında, D6 durumunun yararsız olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, nanoparçacık eklenince akışkan ısı değeri düşmesi ile açıklanabilir.

Özetle, önerilen ısı değiştirici tasarımında TE parçalarının ürettiği toplam gücün temel D1 durumu ile karşılaştırıldığında, incelenen duruma bağlı olarak yaklaşık %11,27 ila %19,95 oranında arttırıldığı görülmektedir.

**Çizelge 4.4.** Örnek çalışmalarda hesaplanan akış ve ısı transfer değerleri

Deney durumları	D1	D2	D3	D4	D5	D6
Sıvı bölge katmanda akışkanın ortalama hızı (m/s)	-	0,799	0,782	0,826	1,132	0,806
Reynolds sayısı (-)	-	14.542	24.533	25.913	35.513	25.286
Sirkülasyon için gereken güç(w)	-	0,61	0,30	0,63	1,72	0,61
Egzoz gaz çıkış sıcaklığı (K)	528,1	519,6	524,95	523,02	524,19	524,2
Soğutma suyun çıkış sıcaklığı (K)	345,74	347,24	346,3	346,64	346,43	346,43
$\sum_{i=1}^{38} \dot{Q}_{TE,i}(w)$	3.499	3.909	3.651	3.743	3.688	3.688
$\sum_{i=1}^{38} P_{TE,i}(w)$	149,2	179,5	159,5	166,6	162,4	162,39
Isı transferinde gelişme (%)	-	11,71	4,32	6,96	5,39	5,39
Güç üretiminde gelişme (%)	-	19,95	6,76	11,27	7,73	8,46

### 4.3. Çalkalanan Kontrol Hacminin Modeli

Tez çalışmasının bu kısmında, kontrol hacmi olarak adlandırılan bölgenin bir tasarımı önerilmiştir. Çalkalanan kontrol hacimde açılıp kapanan valfleri modellemek için dinamik örgü yapısı kullanılmıştır. Örgü yapısını dinamik bir şekilde değiştirmekle birlikte benzetim işleminin hesaplama yükü aşırı şekilde artmaktadır. Benzetim işlemlerini hızlandırmak amacıyla kontrol hacmi için iki boyutlu model seçilmiştir. Kontrol hacminin çalkalanma eğrisi bir sinüs denklemi olmuştur. Kontrol hacmine yerleştirilmiş valflerin açılıp kapanma zamanlamasının akış üzerindeki etkisinin, titreşim esnasında izlenmesi hedeflenmiştir. Birinci adımda, dört farklı ölçüm noktasında hız ve basınç değerlerin değişimi bir periyod boyunca (30 milisaniye) çizilmiştir. İkinci adımdaysa modelleme süresi 4000 ms'ye yükseltilmiş ve akışkan hareketi gözlemlenmiştir.

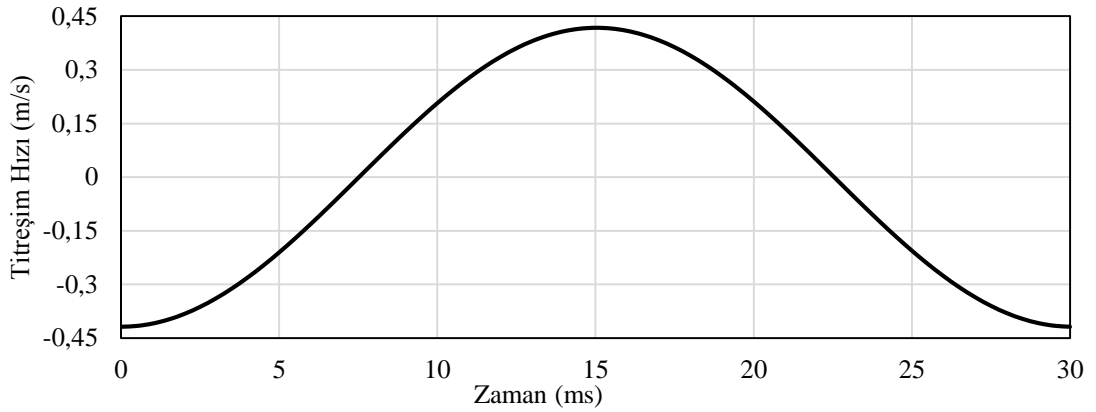
#### 4.3.1. Açık valf için yapılan benzetimler

Kontrol hacminin çalkalanma profilini izlemek için, İYM titreşim karakteristikleri göz önüne alınarak bir hareket fonksiyonu tespit edilmiştir. Akışkan madde olarak su,

kontrol hacminin hava yastıkları kısmı hariç, tam hacmini doldururken geri kalanı havayla doldurulmuştur. Kontrol hacminin  $x$  eksenindeki titreşim fonksiyonu aşağıdaki şekilde olmuştur.

$$x = -0,002 \times \sin(209,44t) \quad (4.2)$$

Şekil 4.13'te kontrol hacminin  $x$  yönündeki titreşim hızı zamana bağlı olarak gösterilmiştir. Yapılan ilk benzetimde, kontrol hacmine yerleştirilmiş iki valf açık durumda bırakılmış ve titreşime maruz kalan sıvının çalkalanması izlenmiştir.

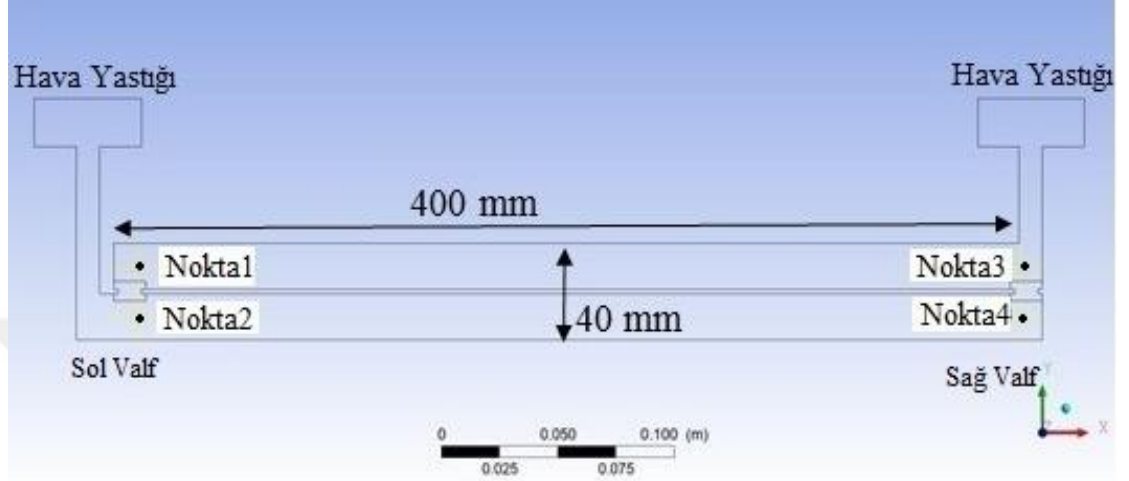


**Şekil 4.13.** Kontrol hacmine uygulanan titreşim hızı

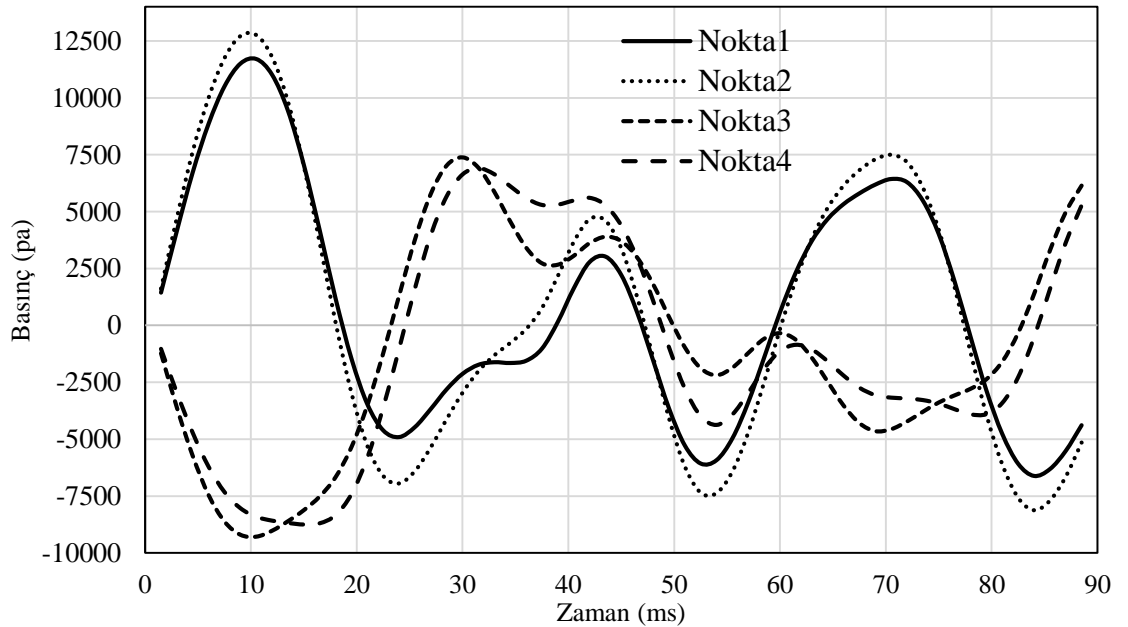
Titreşim esnasında kontrol hacmi içindeki değişimleri izlemek amacıyla bazı ölçüm noktalarının belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 4.14'te kontrol hacminin geometrisi ve dört noktadaki ölçüm konumları gösterilmiştir.

Kontrol hacminin modelleme sonuçları içerisinde önemli olan parametreler, akışkanın geçiş noktalarındaki basınç ve hız miktarlarıdır. Akışkanı sürekli devrede tutan kuvvetin basınç farkı olmasından dolayı, bu çalışmada noktalar üzerindeki basınç dağılımı dikkate alınmalıdır. Şekil 4.15'te görüldüğü gibi dört noktada ölçülen basınç değerleri titreşim sonucunda çok farklı değişimler göstermektedir. 30 milisaniye boyunca 13 kpa ve -10 kpa arasında değişen basınç miktarı söz konusudur. Başka bir

değişle kontrol hacminin içinde farklı basınç bölgelerinin oluşması titreten sıvının akışına neden olan göstergedir.



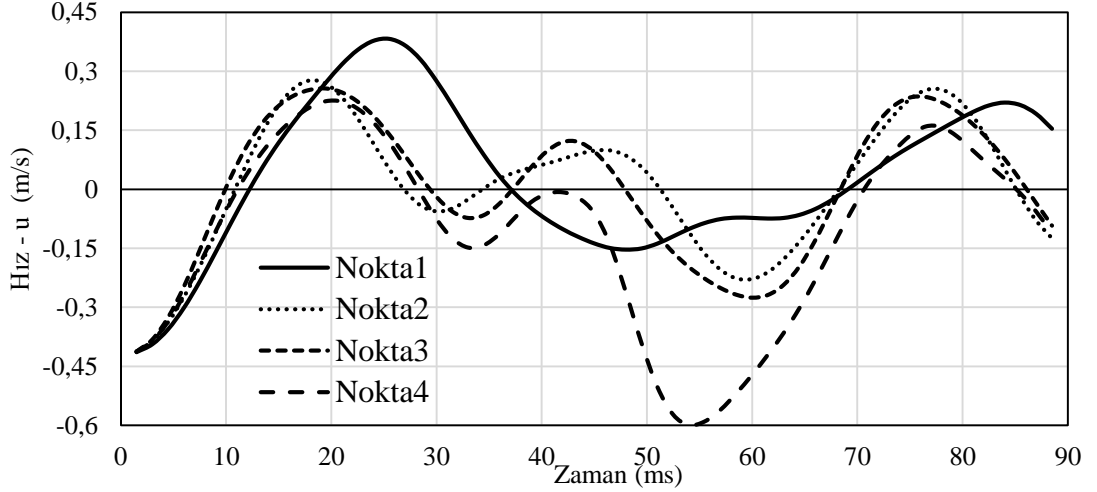
Şekil 4.14. Kontrol hacmin geometrisi ve ölçüm noktaları



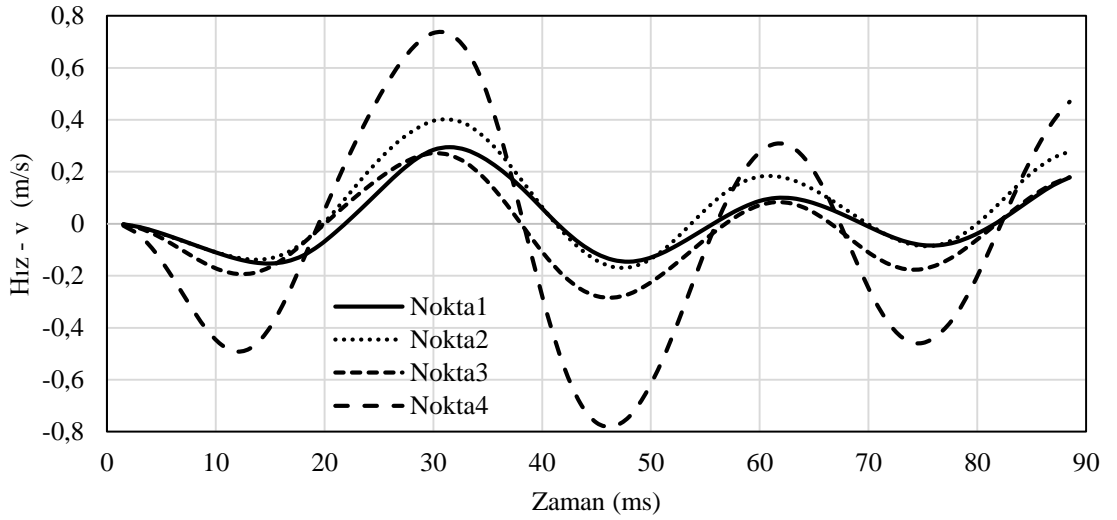
Şekil 4.15. Kontrol hacim içinde dört konumda basınç değerleri

Dikkat edilmesi gereken başka bir parametre, kontrol hacminin sağ ve sol tarafında olan akışkan hız değerleridir. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'de akışkanın kontrol hacmi içinde çalkalanırken hız değerleri gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi x eksenindeki

hız değerleri ( $u$ )  $-0,6$  ve  $0,4$  (m/s) ve  $y$  ekseninde hız değerleri ( $v$ )  $-0,8$  ve  $0,8$  (m/s) arasında değişmektedir.



Şekil 4.16. Kontrol hacim içinde dört konumda x doğrultusunda hız değerleri

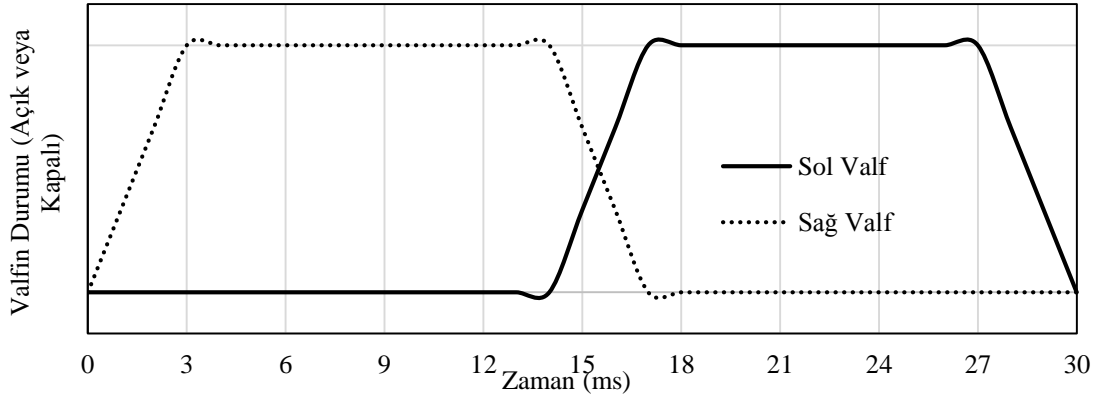


Şekil 4.17. Kontrol hacim içinde dört konumda y doğrultusunda hız değerleri

### 4.3.2. Dinamik valf için yapılan benzetimler

Bu aşamada, kontrol hacminin çalkalanması Denklem (4.2)'de anlatıldığı gibi olmuş ancak kontrol hacmine yerleştirilmiş iki valf sürekli açık bırakılmamış ve valflerin açılıp kapanma modeli Şekil 4.18'de gösterildiği gibi ayarlanmıştır. Kontrol hacminde

kullanılan sağ ve sol valflerin s¼rekli Şekilde açılıp kapanması iēin Çizelge 4.5'te g¼sterilen UDF kodu kullanılmıştır. Bu kodun ŐalıŐtırılmasıyla ilk başta açık olan soldaki valf, 14'¼nc¼ saniyede kapanmaya baŐlayacak ve iŐlemin s¼resi 3 milisaniye olacaktır. Titreşim periyodunun sonuna doğru, yani 27'inci milisaniyede, sol valf yeniden açık duruma getirilecektir. Aynı Şekilde ilk başta açık olan sağdaki valf, sıfırıncı saniye itibariyle kapanmağa baŐlayacak ve kapanma s¼resi 3 milisaniye olacaktır. Titreşim s¼resinin ortalarında, yani 13'¼nc¼ milisaniyede, valf yeniden açık duruma getirilecektir.

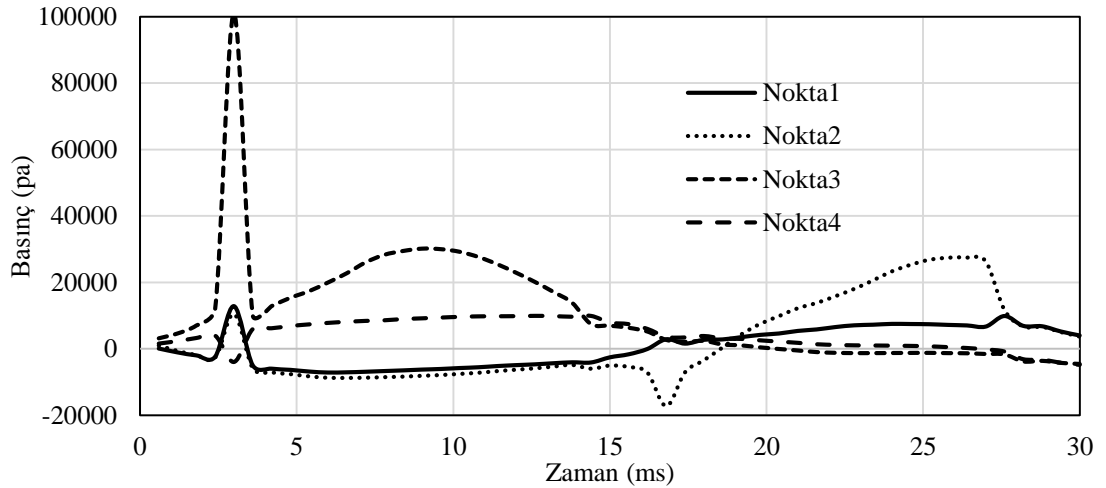


**Şekil 4.18.** Kontrol hacim iēindeki valflerin açıp kapanma zamanlaması

Şekil 4.19'da gör¼ld¼đ¼ gibi d¼rt noktada ölç¼len basınē değerleri valflerin açılıp kapanmasından dolayı bir öncekine göre Çok farklı değerler göstermektedir. Valflerin açıp kapanma zamanlamasından amaē, birinci ve ikinci noktaların veya üç¼nc¼ ve d¼rd¼nc¼ noktaların arasında farklı basınēlar oluşturmaktadır.

**Çizelge 4.5.** Valflerin temel açılıp kapatmasında kullanılan UDF kodu

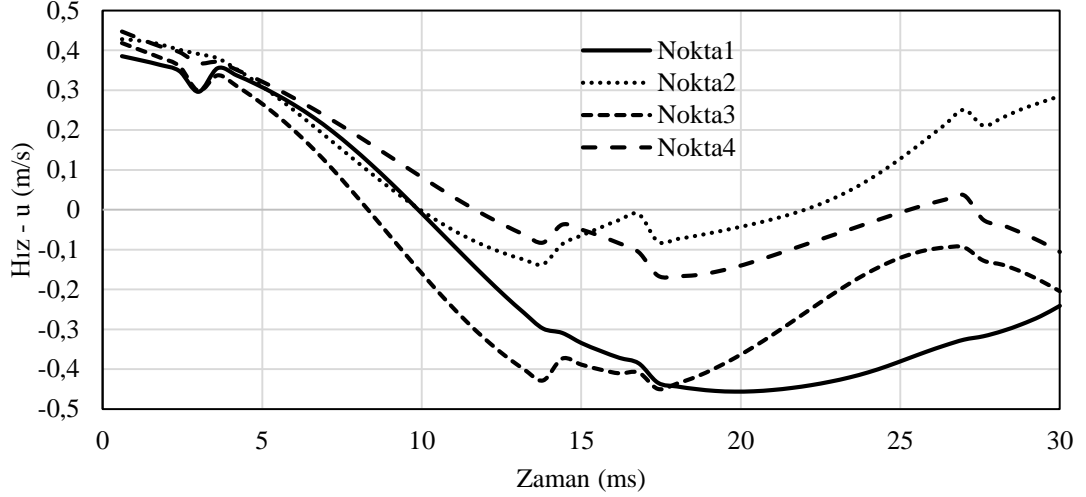
```
#include <udf.h>
DEFINE_CG_MOTION(VLL13, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
  int ttime=1000*time;
  int TimeMd=ttime%300;
  if ((TimeMd >=14)&&(TimeMd <=17))
    cg_vel[0]=1.5;
  else if ((TimeMd >=27)&&(TimeMd <=30))
    cg_vel[0]=-1.5;
  else
    cg_vel[0]=0;
}
DEFINE_CG_MOTION(VRL13, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
  int ttime=1000*time;
  int TimeMd=ttime%30;
  if ((TimeMd >= 0)&&(TimeMd <= 3))
    cg_vel[0]=1.5;
  else if ((TimeMd >= 13)&&(TimeMd <= 16))
    cg_vel[0]=-1.5;
  else
    cg_vel[0]=0;
}
```



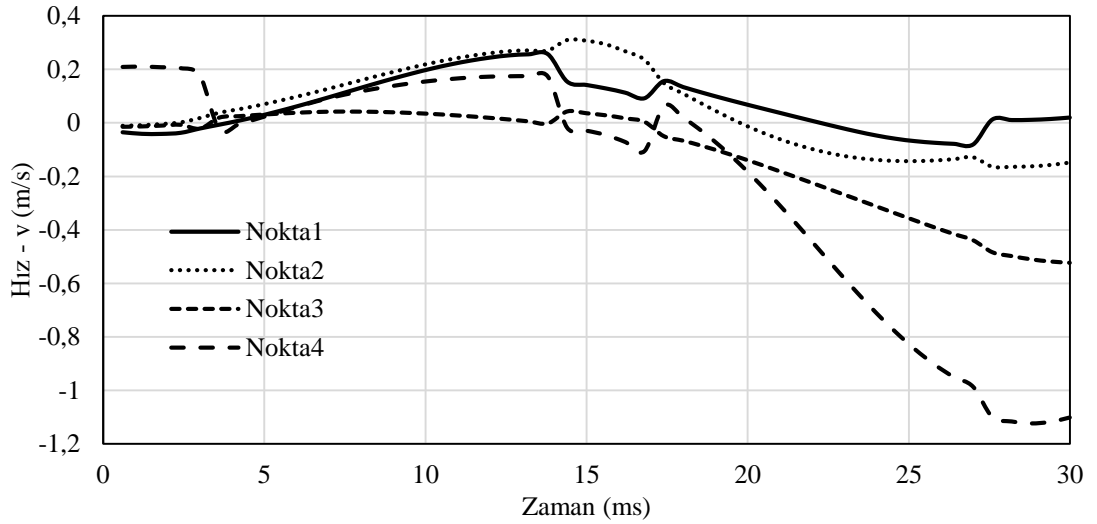
**Şekil 4.19.** Dinamik valf için basınç değişmesi

Basınç farkı oluşturulduğunda, hız değerlerinde değişim görünmesi beklenmektedir. Şekil 4.20 ve Şekil 4.21’de akışkanın kontrol hacim içinde valfler açılıp kapanırkenki hız değerleri gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi x ekseninde hız değerleri (u) -

0,45 ve 0,4 (m/s) ve y ekseninde hız değerleri (v) -1,1 ve 0,2 (m/s) arasında değişmektedir.



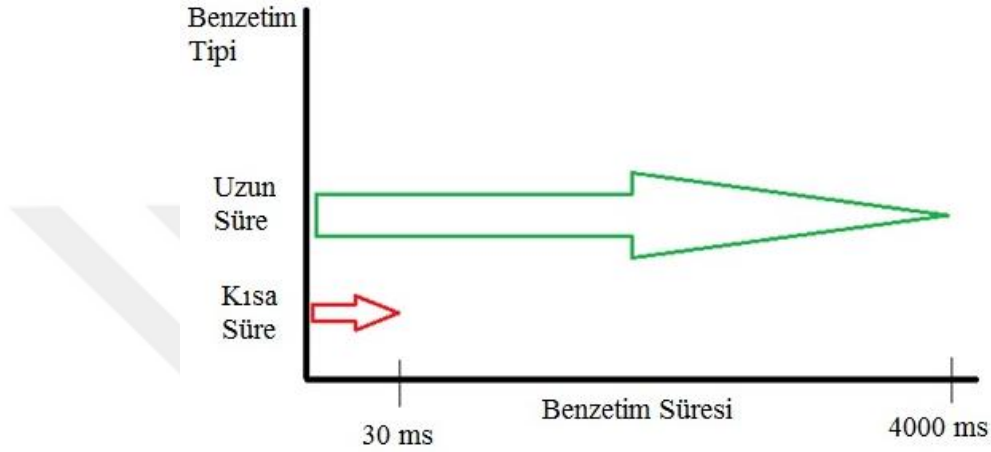
**Şekil 4.20.** Dinamik valf için x doğrultusunda hız değişimi



**Şekil 4.21.** Dinamik valf için y doğrultusunda hız değişimi

Şekil 4.19-Şekil 4.21'de görüldüğü gibi, benzetim işleminin tek bir çevrim için yapılmasından dolayı, akışkanın kütle hareketine sebep olan parametrelerin tanımlaması zor olmuştur. Bu nedenle, kütle akışının hangi yönde ve hangi miktarda gerçekleşeceğini hesaplamak mümkün olmamıştır. Bu sorunu çözümü, modellenecek kontrol hacmi, uzun süre titreşim altında tutmakla mümkün olacaktır. Bu nedenle,

kontrol hacminin sıvı hareketini uzun süreli benzetimlerle incelenmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, iki farklı kontrol hacim geometrisi, valflerin iki farklı açılıp kapanma zamanlamasıyla incelenmiştir. Şekil 4.22’de, çalkalanan kontrol hacminin benzetim süreleri karşılaştırılmıştır.

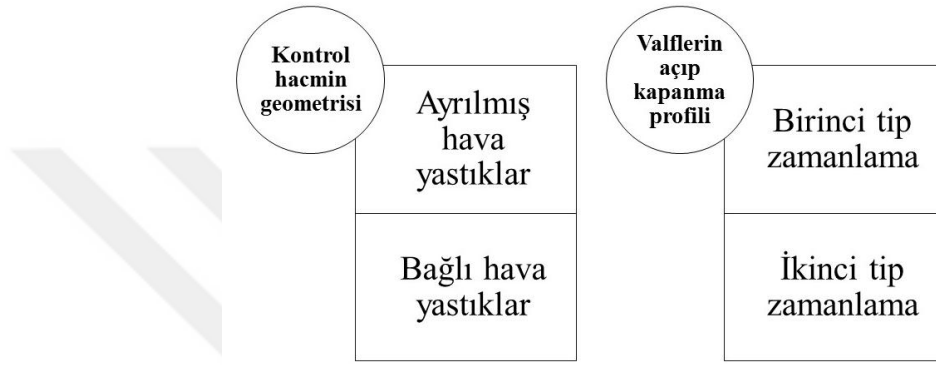


**Şekil 4.22.** Çalkalanan kontrol hacmin benzetim süreleri

Kontrol hacmindeki analizi uzun süre çalıştırmak için titreşim fonksiyonunun kontrol hacmini zamana bağlı olarak periyodik şekilde tahrikte tutması gerekecektir. Öte yandan, valflerin açılıp kapanma eğrisinin zamanla tekrar yapılması gereklidir. Bu sebeple, valflerin zamanlamasını sağlayan UDF kodu bir döngü içinde çalıştırılmıştır. Çalışmaların bu yönde devam etmesiyle yeni bir sorun ortaya çıkmıştır. Valflerin açılıp kapanma eğrisini gerçekleştiren '*Dinamik Hücre*' yöntemi, benzetmenin bir süre devam etmesinden sonra '*Negatif Hacim*' hatasıyla karşılaşmış ve benzetmenin durdurulmasına sebep olmuştur. Çalışmaların bir kısmında, '*Negatif Hacim*' denilen hatanın nerden kaynaklandığını ve hatanın çözüm yöntemini incelenmiştir.

'*Negatif Hacim*' hatasına bir çözüm yöntemi bulunduktan sonra, uzun süre (şimdiye kadar ulaşılabilen süre 4000 milisaniye olmuştur) benzetim işlemine imkân sağlanmıştır. Tez çalışmanın devamında kontrol hacminin iki farklı geometrisi ele alınmıştır. Şekil 4.14'te anlatılan sağ ve sol hava yastıklarında basınç değerlerini dengelemek için bir boru vasıtasıyla iki hava yastığı birbirine bağlanmıştır. Böylelikle kontrol hacminde bağlı yastıklar ve ayrılmış yastıklar olarak iki farklı geometri ortaya

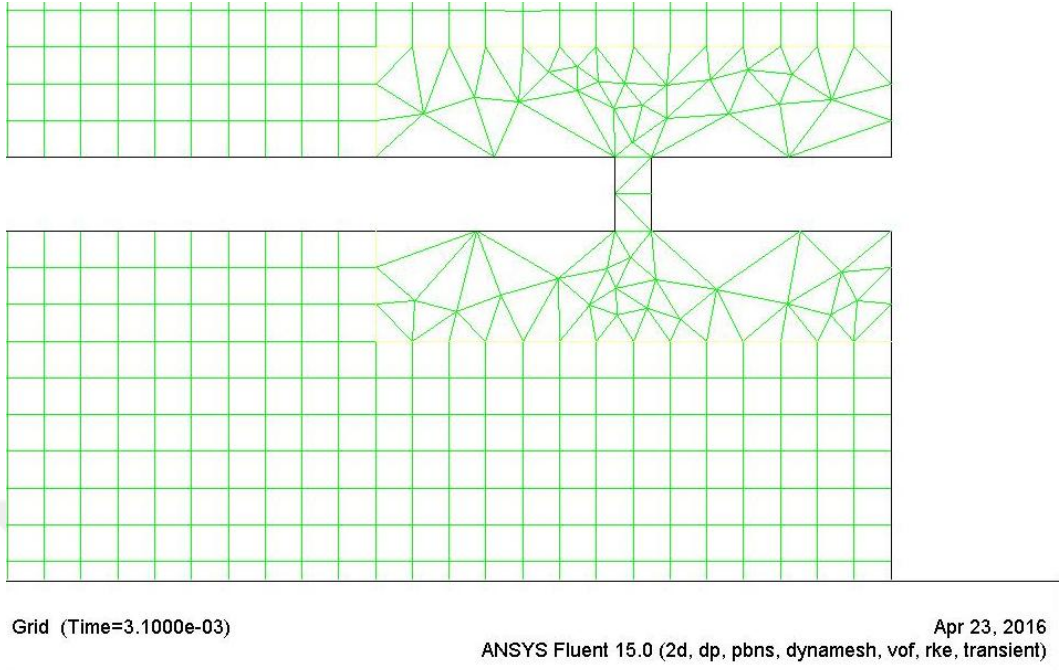
konmuştur. Öte yandan valflerin açılıp kapanmasında iki farklı eğri seçilmiştir. Böylelikle kontrol hacminde dört farklı senaryo oluşturulmuş, aynı titreşim fonksiyonu ile tahrik edilip, aynı ölçüm konumlarında basınç ve hız değerleri alınmıştır. Bu çalışmanın sonunda hangi senaryonun, akışkanın kütle akışına sebep olabileceği ortaya çıkmıştır.



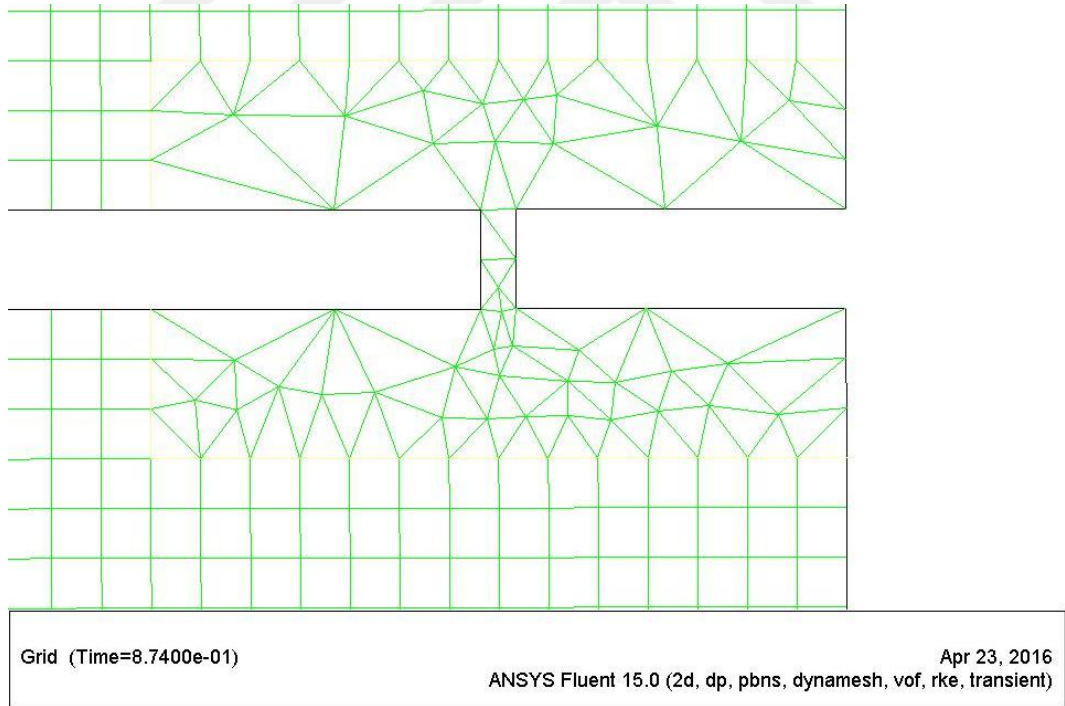
**Şekil 4.23.** Kontrol hacim benzetimlerinde kullanılan deney durumları

#### 4.3.3. Negatif hacim sorunu ve çözümü

Titreşim esnasında valflerin konumunu izlemek için bazı benzetimler yapılmıştır. Birinci adımda sadece sağ valfin eğrisi benzetimde aktifleştirilmiş ve sol valfin sabit durmasına karar verilmiştir. Bu yöntem ile sağ valfin zaman içindeki davranışının izlenme imkânı sağlanmıştır. Bazı kritik zamanlarda geometriden ekran görüntüsü alınmıştır. Şekil 4.24'te sağ valfin konumu bazı periyotlarda gösterilmiştir. Benzetime 900 milisaniye devam etmiş ve titreşim tam 30 periyodu tamamlarken birinci ve otuzuncu periyotta valfin kapanmış halinde valf boşluğunun korunması tespit edilmiştir.



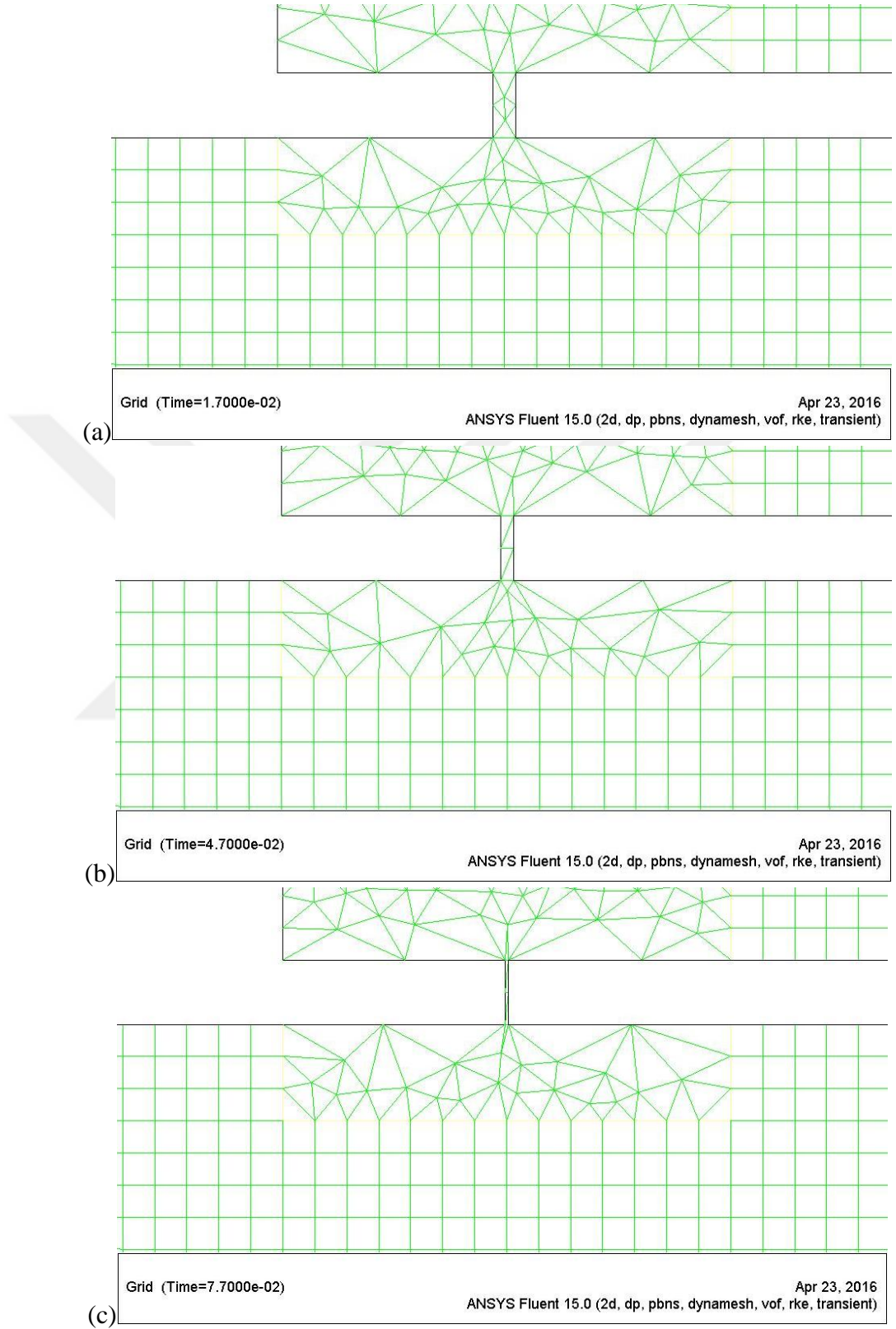
(a)



(b)

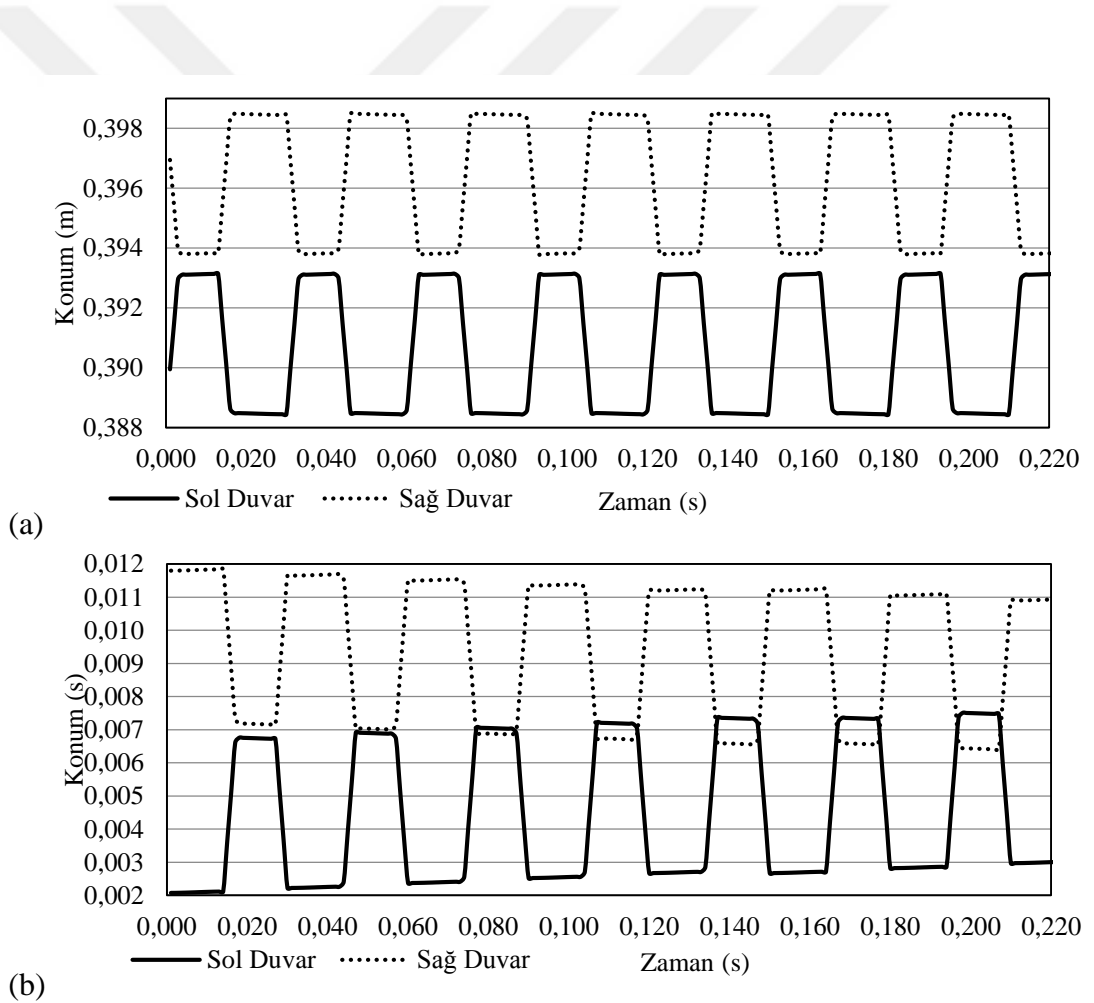
**Şekil 4.24.** Sağ valfin kapanmış konumundaki görüntüsü (a)1. periyod (b)30. Periyod

İkinci adımda sadece sol valfin eğrisi benzetimde aktifleştirilmiş ve sağ valfin sabit durmasına karar verilmiştir. Bu yöntem ile sol valfin zaman içindeki davranışının izlenme imkânı sağlanmıştır ve yine bazı kritik zamanlarda geometriden ekran görüntüsü alınmıştır. Şekil 4.25'te sol valfin konumu üç periyotta gösterilmiştir. Benzetim, sadece 85 milisaniye devam etmiş ve '*Negatif Hacim*' hatasıyla durdurulmuştur. Bu süreçte, titreşim benzetimi 3 periyodu dahi tamamlayamamıştır. Şekil 4.25'te görüldüğü gibi birinci, ikinci ve üçüncü periyotlarda valfin kapalı halinde valf boşluğunun korunamadığı tespit edilmiştir. Zaman ilerledikçe valf boşluğu azalmaya başlamış ve 3. periyodun sonuna doğru sol valfin iki parçasının çarpışmasına sebep olmuştur. Aradaki boşluğun hacminin sıfırlanmasından dolayı '*Negatif Hacim*' hatası ortaya çıkmıştır.



**Şekil 4.25.** Sol valfin kapanmış konumundaki görüntüsü (a)1. periyod (b)2. periyod (b)3. periyod

Sağ ve sol valflerin konumları zamana bağlı olarak çizilirse, Şekil 4.26 ortaya çıkacaktır. Bu şekilde sağ valfin çalıştığı, hiç çarpışma olmadan devam ettiği görülmektedir. Buna karşın, sol valfin üçüncü periyotta çarpışmaya uğradığı ve zaman ilerledikçe valfin iki yüzeyinde konum kayması olduğu görülmektedir. Yapılan iki adım benzetme sonucunda, oluşan sorunun nerden kaynaklandığı konusunda iki ihtimal ortaya çıkmıştır. Birinci ihtimal, sol valfin hücre oluşturmasında sorun olduğunu göstermekte, ikinci ihtimal ise sol valfin açılıp kapanmasına ait UDF kodunda bir yanlışlık olduğu iddiasıdır. İhtimallerin ne kadar gerçek olacağını ispatlamak için bir kaç deneme önerilmiştir.



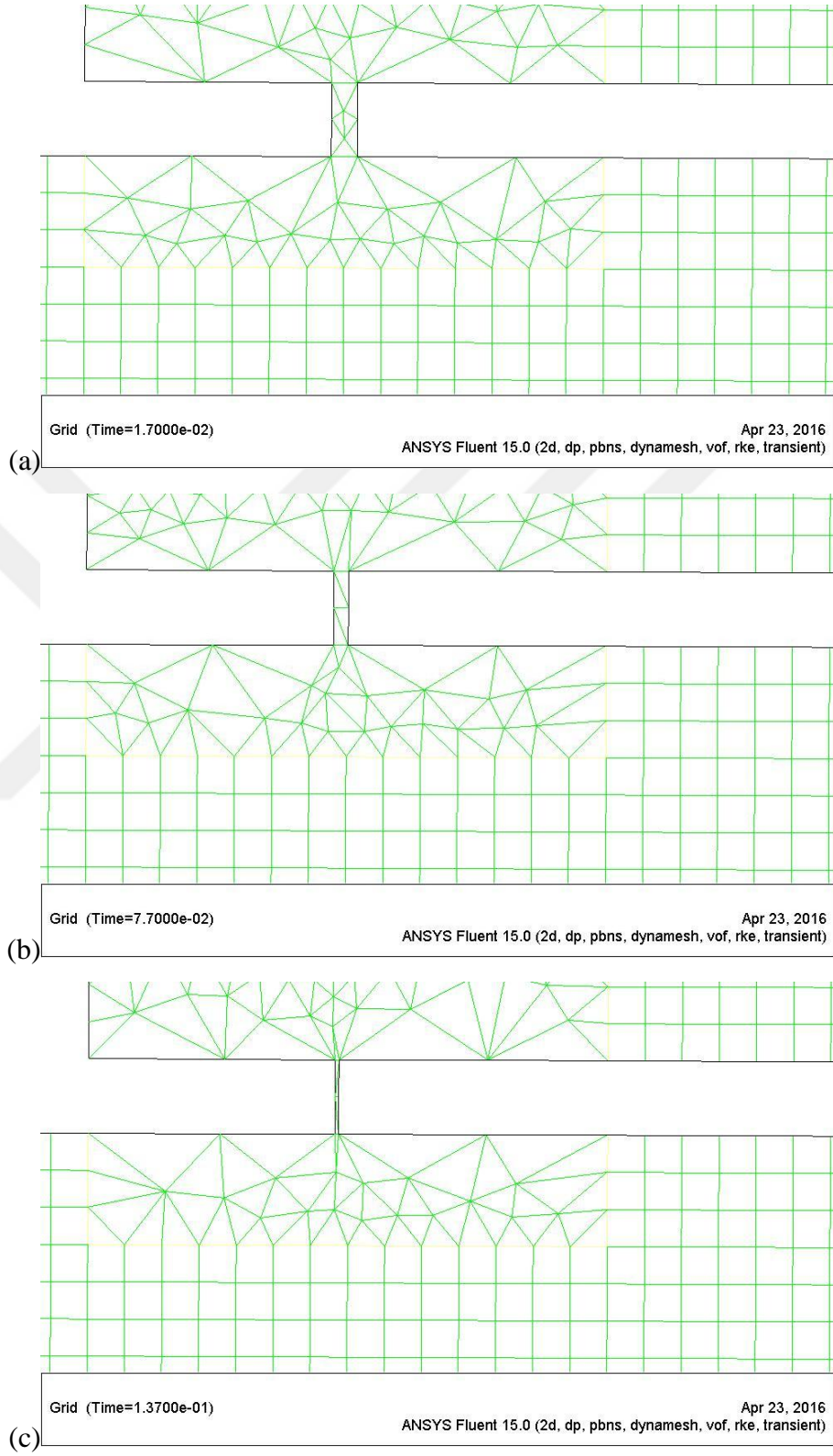
Şekil 4.26. Valflerin konum eğrileri (a)Sağ valf (b)Sol valf

Birinci deneme, sol valfin açılıp kapanmasına ait UDF kodunun incelenmesi yönündedir. Kontrol hacminde kullanılan sol valfin sürekli şekilde açılıp kapatması için Çizelge 4.6’da gösterilen UDF kodu kullanılmıştır. Bu kodun, Çizelge 4.5’te kullanılan kodla tek farkı, valfin kapanmaya başlama zamanınının 14. milisaniye değil, bir adım sonra olmasıdır. FLUENT’te kullanılan zaman adımı 0,1 milisaniye olduğu için, sol valfin kapanma süresi 0,1 milisaniye küçülmüştür.

Şekil 4.27’de sol valfin konumu üç periyotta gösterilmiştir. Benzetme sadece 166 milisaniye devam etmiş ve sonunda yine aynı şekilde ‘*Negatif Hacim*’ hatasıyla sona ermiştir. Önerilen yöntemle (birinci denemede), titreşim periyodu üçten beşe artmıştır. Şekil 4.27’de görüldüğü gibi valfin kapanmış konumundaki boşluk, birinci, üçüncü ve beşinci periyotlarda, ekran görüntüsü alınan durumlar için gittikçe azalmaktadır. Zaman ilerledikçe valf boşluğu azalmaya başlamış ve 6. periyodun sonuna doğru sol valfin iki duvarının çarpışmasına sebep olmuştur. Aradaki boşluğun hacminin sıfırlanmasından dolayı ‘*Negatif Hacim*’ hatası yeniden ortaya çıkmıştır.

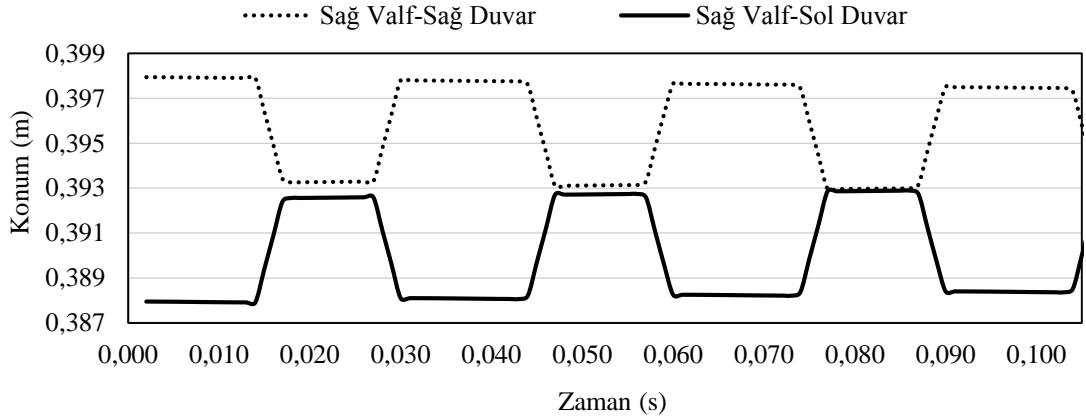
**Çizelge 4.6.** Birinci denemede sol valfin açılıp kapanması için UDF kodu

```
#include <udf.h>
DEFINE_CG_MOTION(VLL13, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
  int ttime=1000*time;
  int TimeMd=ttime%300;
  if ((TimeMd >14)&&(TimeMd <=17))
    cg_vel[0]=1.5;
  else if ((TimeMd >=27)&&(TimeMd <=30))
    cg_vel[0]=-1.5;
  else
    cg_vel[0]=0;
}
```



**Şekil 4.27.** Birinci denemede sol valfin boşluk konumu (a)1. periyod (b)3. periyod (c)5. periyod

İkinci denemede, sol valfin açılıp kapanmasına ait UDF kodunun sağ valfte uygulanması önerilmiştir. Şekil 4.28, sağ valfin açılıp kapanmasını, sol valften alınan komutlarla gerçekleştiğini göstermektedir. Görüldüğü gibi, 3. periyotta çarpışma olayı ortaya çıkmıştır. Bu çözüme ek olarak, sağ valfin açılıp kapanmasına ait UDF kodun sol valfte uygulanmasında hiçbir çarpışma görünmemiştir. Bu deneme sonucunda valflerin hücrelendirmesinde sorun olmadığı, sorunun sol valfin UDF kodunda olduğu tespit edilmiştir.



**Şekil 4.28.** İkinci denemede, sağ valfin sol valfe ait komutlarla zamanlama sonucu

Üçüncü denemede, valflerinin açılıp kapanmasında kullanılan farklı bir UDF, Çizelge 4.7'de verilmiştir. Çizelge 4.7'de kullanılan kodlamanın farkı Çizelge 4.5'e göre, zaman değerinin 10 000 ile çarpılmasıdır. Başka bir deyişle, önceki zamanlamada benzetme işlemi 1 milisaniye adımlarla yapılmış, ama bu çözümde önerilen zaman adımı 0,1 milisaniye olmuştur.

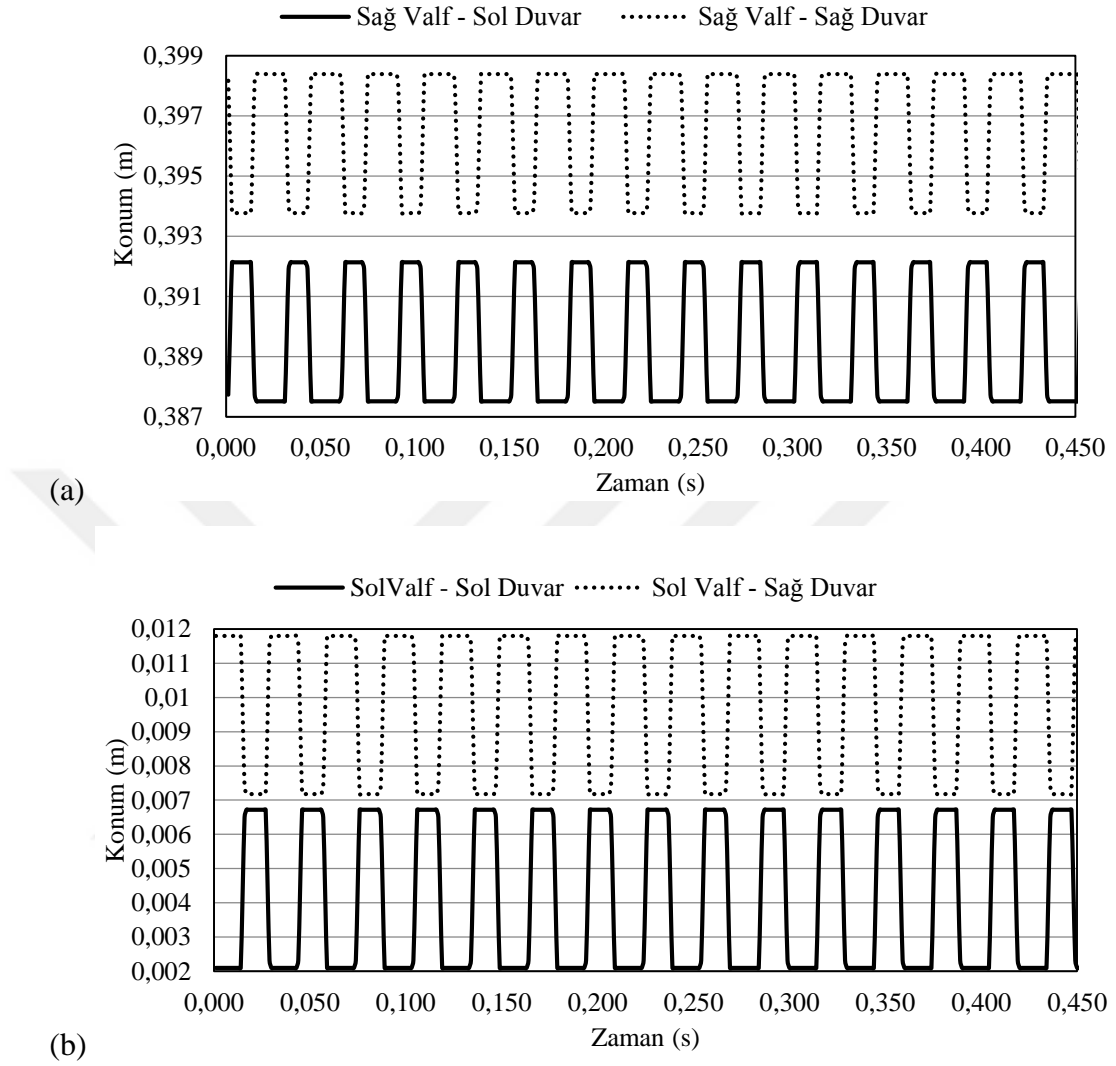
**Çizelge 4.7.** Üçüncü denemede valflerin açılıp kapanması

```

#include <udf.h>
DEFINE_CG_MOTION(VLL13, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
  int ttime=10000*time;
  int TimeMd=ttime%3000;
  if ((TimeMd >=140)&&(TimeMd <=170))
    cg_vel[0]=1.5;
  else if ((TimeMd >=270)&&(TimeMd <=300))
    cg_vel[0]=-1.5;
  else
    cg_vel[0]=0;
}
DEFINE_CG_MOTION(VRL13, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
  int ttime=10000*time;
  int TimeMd=ttime%300;
  if ((TimeMd >= 0)&&(TimeMd <= 30))
    cg_vel[0]=1.5;
  else if ((TimeMd >= 130)&&(TimeMd <= 160))
    cg_vel[0]=-1.5;
  else
    cg_vel[0]=0;
}

```

Şekil 4.29’da sağ ve sol valflerin zamanlaması, üçüncü çözüm yöntemine göre verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi valflerin hiçbir yüzeyinde konum kayması görünmemektedir. Başka bir deyişle, her iki valfte de çarpışma ihtimali görünmemektedir. Böylelikle, zaman adımın küçültülmesiyle, ‘*Negatif Hacim*’ sorununa bir çözüm yolu bulunmuştur.



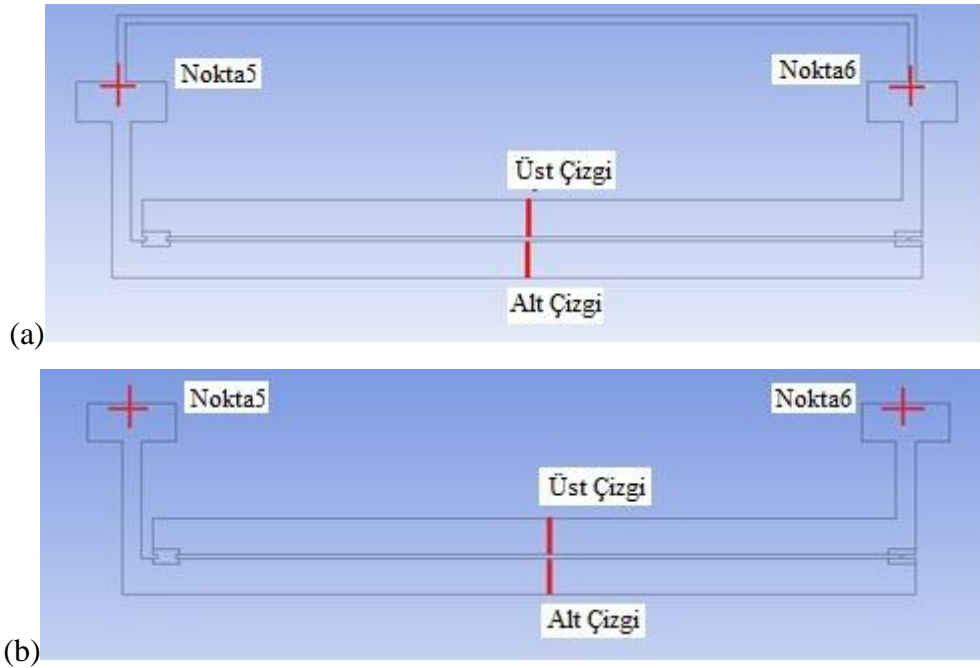
**Şekil 4.29.** Üçüncü denemede valflerin zamanlaması (a)Sağ (b)Sol

#### 4.3.4. Akış Benzetim Senaryoları

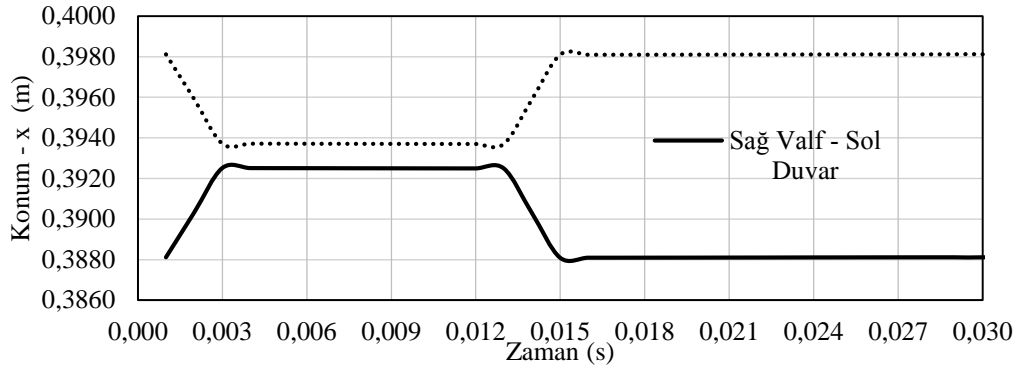
'*Negatif Hacim*' sorunu, benzetme zaman adımlarının küçültülmesiyle çözüldükten sonra, akışkan hareketini titreşim esnasında uzun süre incelemek için bir plan hazırlanmıştır. Bu çalışmanın devamında kontrol hacminin iki farklı geometrisi ele alınmıştır. Şekil 4.30'da iki farklı geometri görülmektedir. Şekil 4.30 (a)'da görülen geometride sağ ve sol hava yastıklarını birbirine bağlamak için bir boru kullanılmıştır. Boru vasıtasıyla iki hava yastığı arasında basınç dengesi korunacak, titreşim esnasında

sağ ve sol tarafta oluşan basınç artışını önleyecektir. Bu tasarım ‘*Bağlı hava yastıkları*’ olarak adlandırılmıştır. Şekil 4.30 (b)’de önceki benzetmeler gibi hava yastıklarının ayrı olduğu görülmektedir. Titreşim esnasında sağ ve sol hava yastıklarında oluşan basınç miktarları birbirinden bağımsız değişecektir. Bu tasarım ‘*Ayrılmış hava yastıkları*’ olarak adlandırılmıştır. Sonuç olarak, kontrol hacminde bağlı yastıklar ve ayrılmış yastıklar şeklinde iki farklı geometri ortaya koymuşlardır.

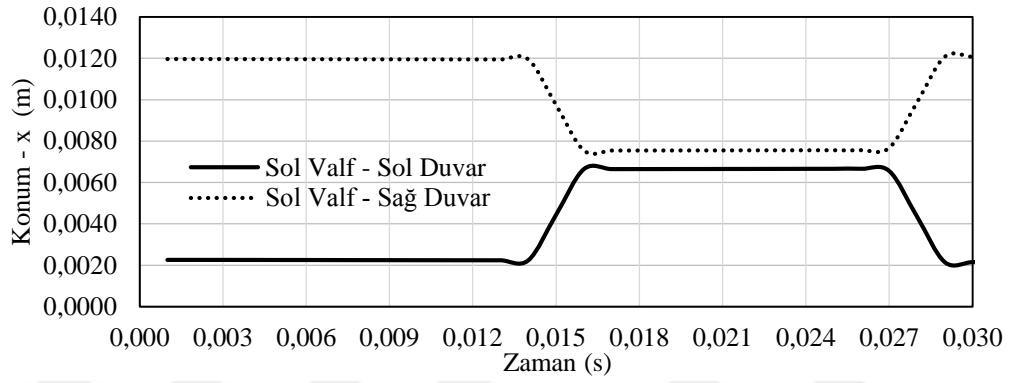
Öte yandan valflerin açılıp kapanmasında iki farklı eğri seçilmiştir. Şekil 4.31’de birinci tip zamanlama eğrisi ve Şekil 4.32’de ikinci tip zamanlama eğrisi gösterilmiştir. Böylelikle kontrol hacmi için dört farklı senaryo oluşturulmuş, aynı titreşim fonksiyonuyla tahrik edilip, aynı ölçüm konumlarında basınç ve hız değerleri alınmıştır. Benzetmede kullanılan zaman adımı 0,05 milisaniye olarak seçilmiş ve valflerin zamanlamasında kullanılan UDF kodların zaman adımı 0,01 milisaniye alınmıştır. Bu benzetmelerin sonucunda hangi senaryonun, akışkanın kütle akışında daha çok etkili olabileceği ortaya çıkmıştır.



**Şekil 4.30.** Senaryodaki geometriler (a)Bağlı hava yastıkları (b)Ayrılmış hava yastıkları

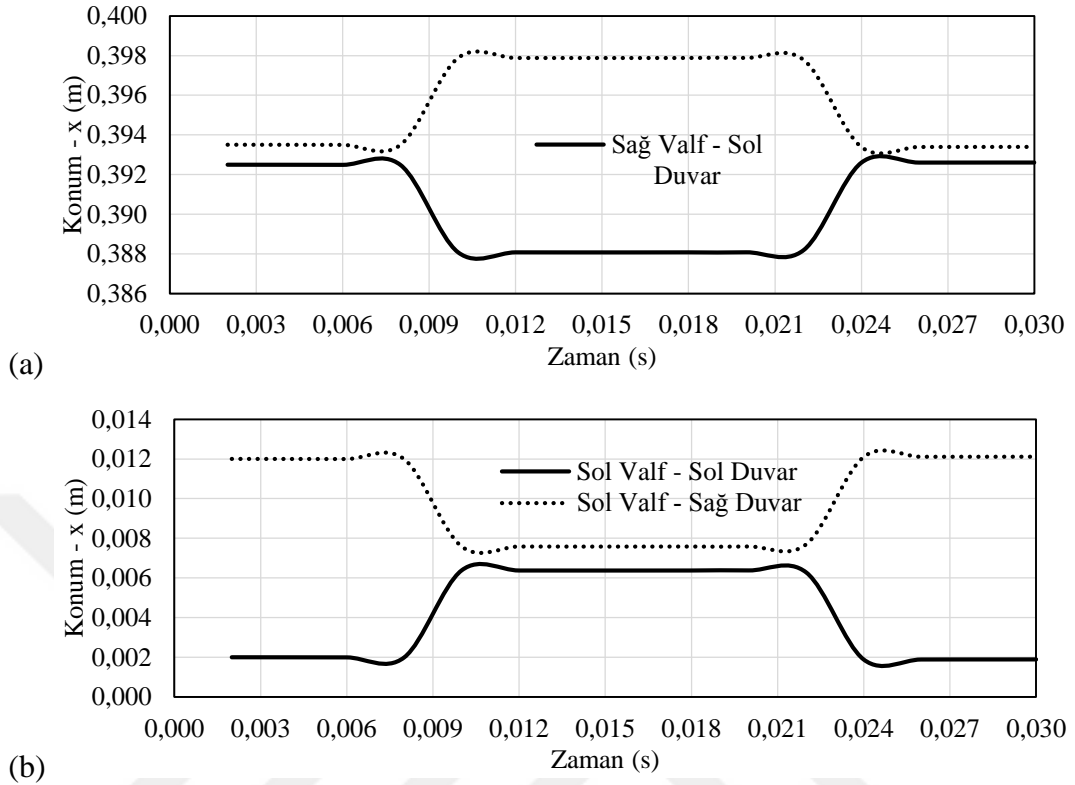


(a)



(b)

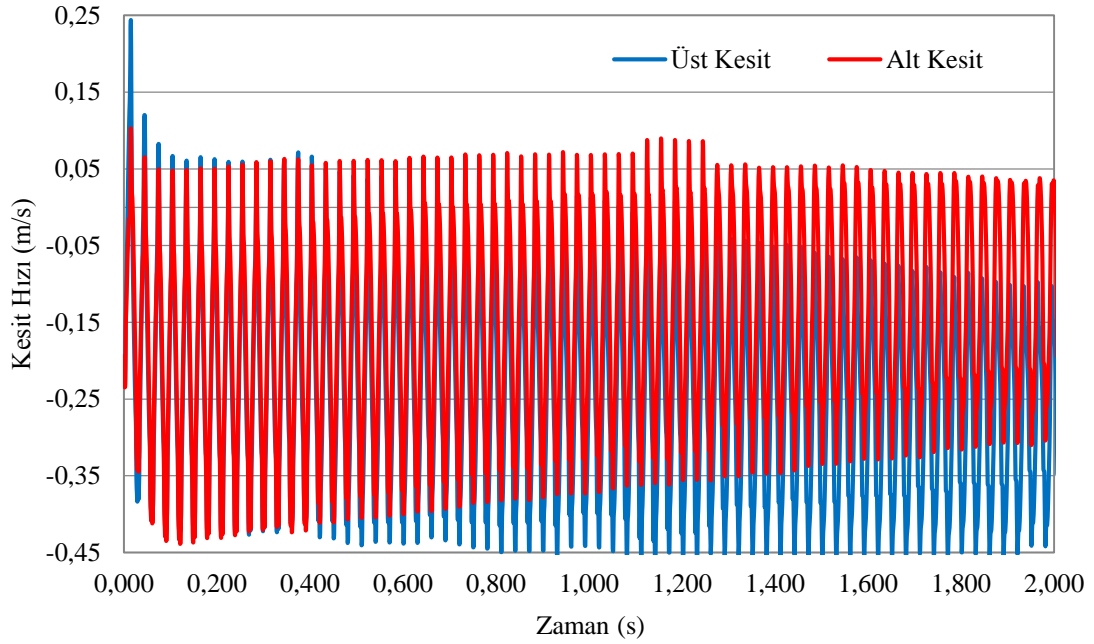
Şekil 4.31. Senaryodaki birinci tip zamanlama (a) Sağ valf (b) Sol valf



**Şekil 4.32.** Senaryodaki ikinci tip zamanlama (a)Sağ valf (b)Sol valf

#### 4.3.5. Bağlı hava yastıkları-birinci tip zamanlama

Bu senaryoda hava yastıkları bir boruyla birbirine bağlanmış ve valflerin hareketini kontrol etmek için birinci tip zamanlama kodu uygulanmıştır. Şekil 4.33'te kontrol hacminin üst kesit (çizgi) ve alt kesitinden geçen akışkanın ortalama hız değerleri görülmektedir. Benzetme işlemi 2000 milisaniye boyunca devam etmiş ve 'Courant' sayısının 250 değerini aşmasıyla durdurulmuştur. Zaman boyunca alt kesitten geçen ortalama hız değerleri pozitif sayılara yönelmiş, üst kesitten geçen ortalama hız değerleri negatif sayılara yönelmiştir.



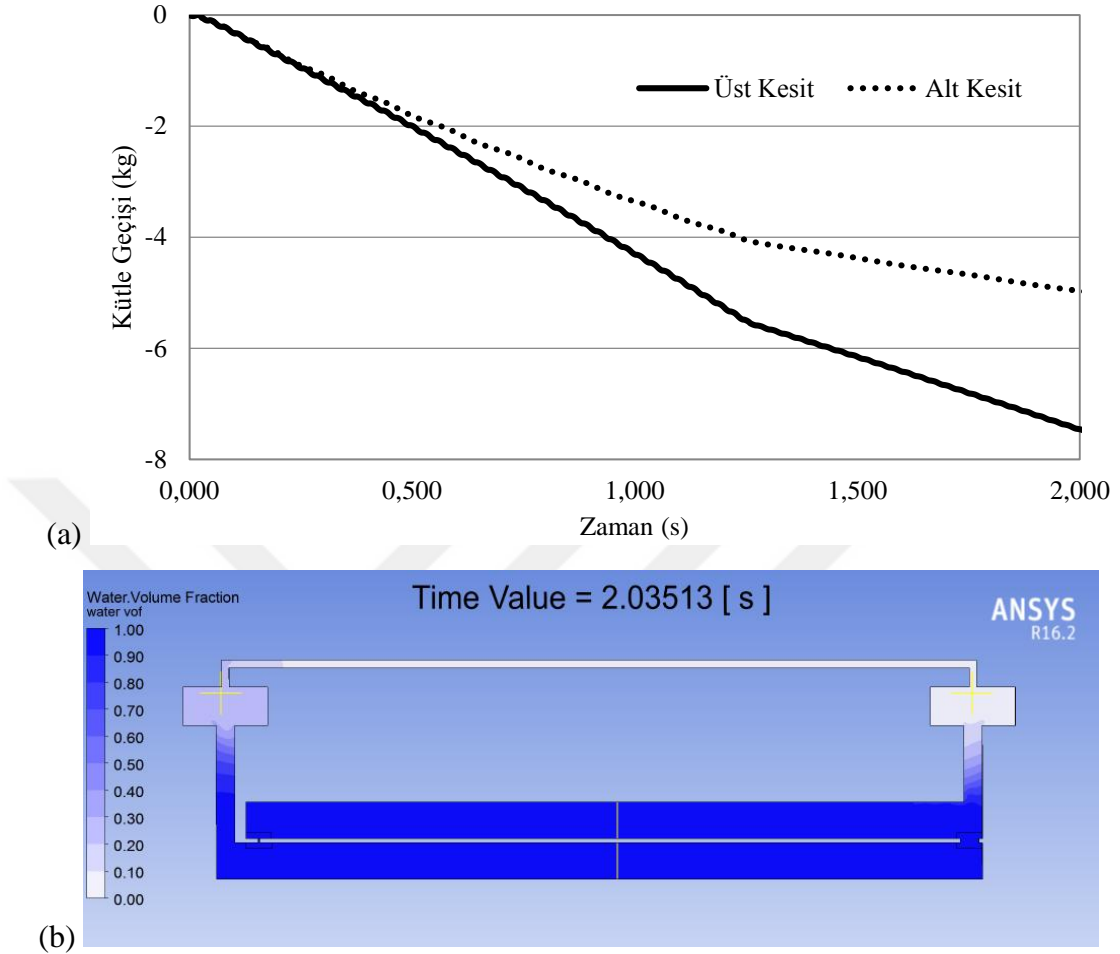
**Şekil 4.33.** Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri

Şekil 4.33'ü daha iyi anlamak için kütle akış değerlerinin hesaplanmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Ortalama hız değerlerinden, kütle akışını hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$m = \int_0^t \rho \cdot A \cdot V \cdot dt \quad (4.3)$$

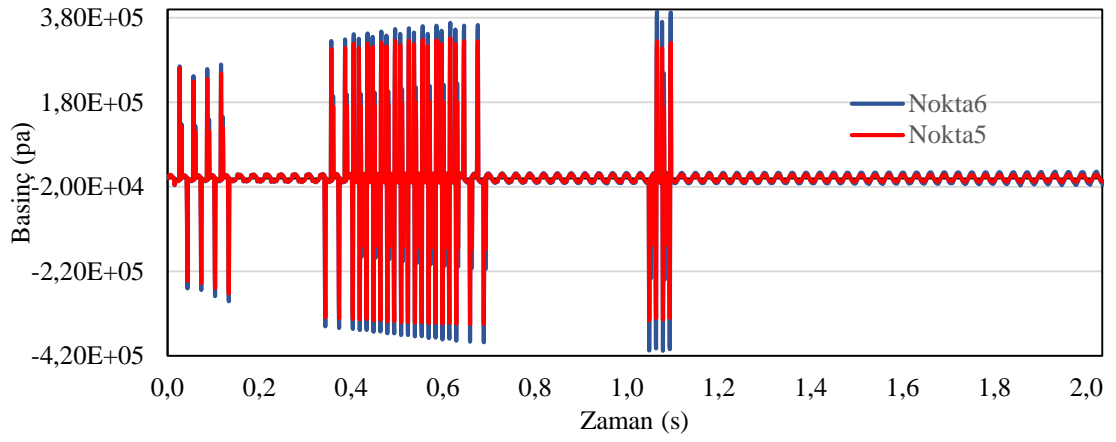
$$\rho = 1000 \left[ \frac{kg}{m^3} \right], A = \frac{19}{1000} * 1 [m^2]$$

Şekil 4.33'te görülen hız eğrisi Denklem (4.3)'e yerleştirildikten sonra, integral işlemi yapılmış ve Şekil 4.34'te görülen kütle akış eğrisi üretilmiştir.

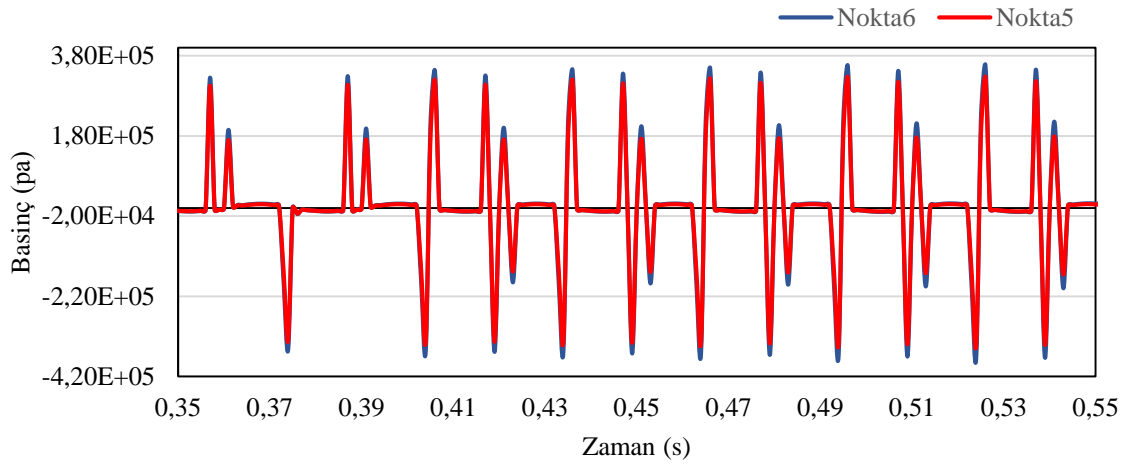


**Şekil 4.34.** Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki kütle akışı (a)Zamana bağlı akış (b)Benzetme sonunda akışkan konumu

Şekil 4.35'te basınç değerlerinin kontrol hacmi üzerinde 'Nokta5' ve 'Nokta6' olarak belirtilen yerlerdeki zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.36'da basınç değerlerinin değişmesini daha detaylı görmek için, zaman aralığı 350 ve 550 milisaniye değerleri arasında ayarlanmıştır.

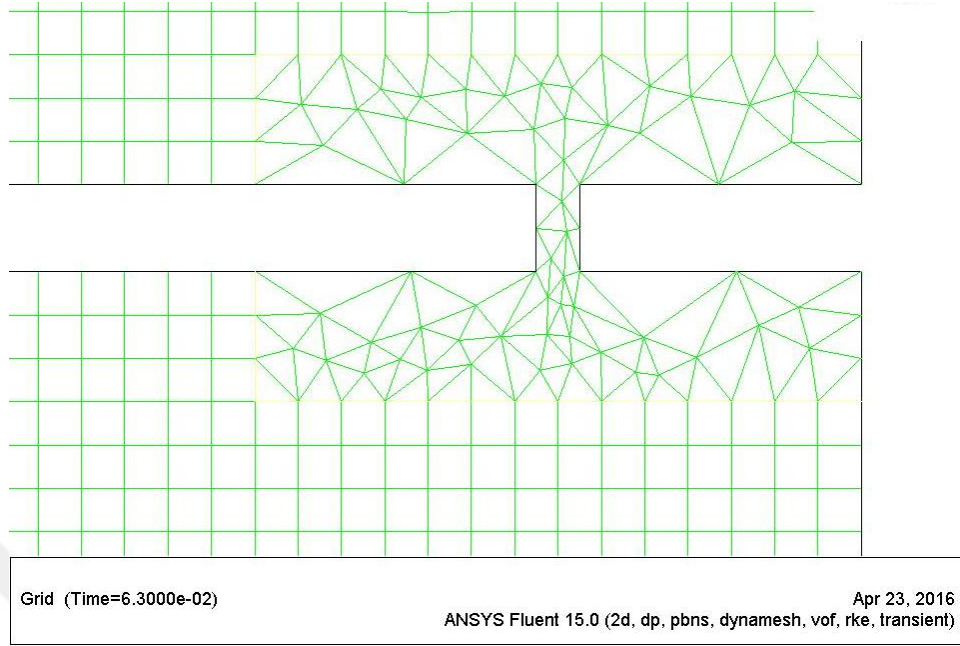


**Şekil 4.35.** Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri



**Şekil 4.36.** Bağlı hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri (kısa sürede)

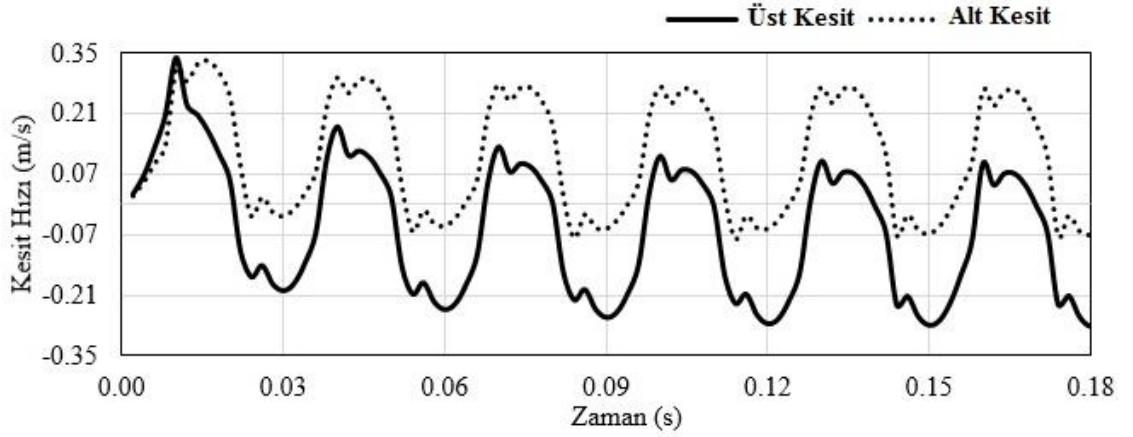
'*Courant*' sayısının hangi durumlarda arttığını göstermek için Şekil 4.37'de bir hücre ağı şeması verilmiştir. Valfin kapanması durumunda oluşan küçük hücreler ve akışın hızlı şekilde valfin boşluğundan geçmesi, '*Courant*' sayısının ani artışına sebep olmuştur. Denklem (3.18)'de anlatılan '*Courant*' sayısının tanımına göre, küçük hücreli ve yüksek hızlı akış durumlarında, bu sayının artma ihtimali yüksektir.



**Şekil 4.37.** *Courant* sayısının artma durumundaki ağ yapısı

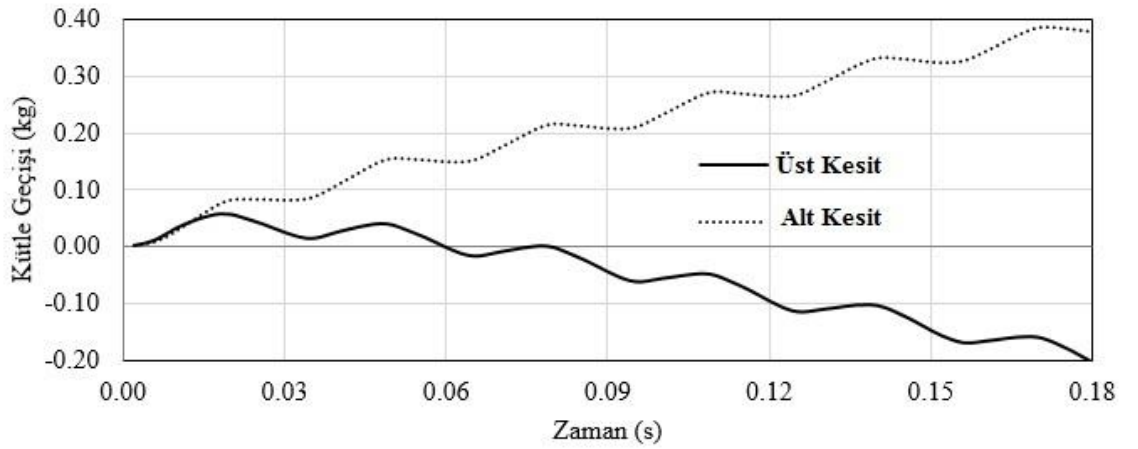
#### 4.3.6. Bağlı hava yastıkları-ikinci tip zamanlama

Bu senaryoda hava yastıkları bir boruyla birbirine bağlanmış ve valflerin hareketini kontrol etmek için ikinci tip zamanlama kodu uygulanmıştır. Şekil 4.38'de akışkanın üst kesit ve alt kesitten geçen ortalama hız değerleri görülmektedir. Benzetme işlemi 188 milisaniye devam etmiş ve '*Courant*' sayısının 250 değerini aşmasıyla durdurulmuştur. Zaman boyunca alt kesitten geçen ortalama hız değerleri pozitif sayılarda seyretmiş, üst kesitten geçen ortalama hız değerleriyse çoğunlukla negatif değerler almıştır.



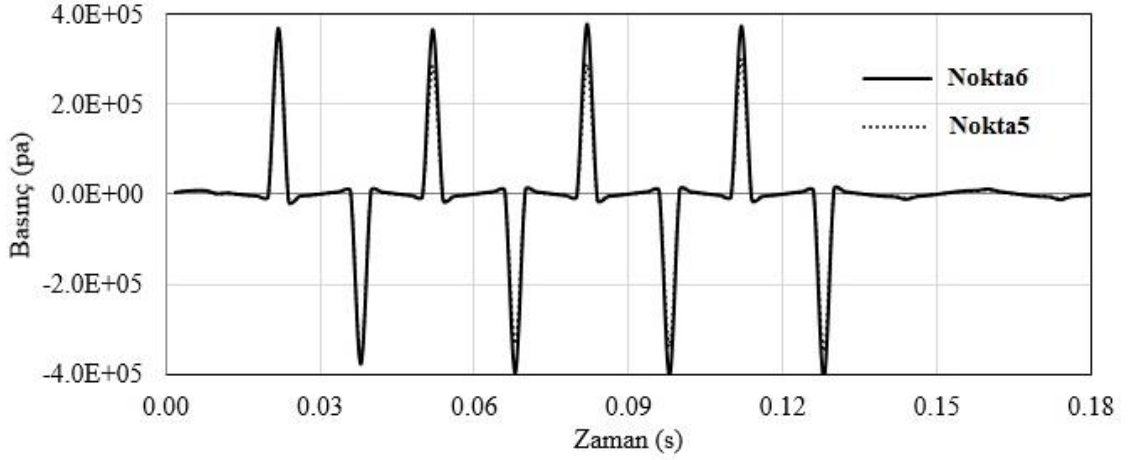
**Şekil 4.38.** Bağlı hava yastıkları-İkinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri

Şekil 4.38’de görülen hız eğrisi Denklem (4.3)’te yerleştirildikten sonra, integral işlemi gerçekleştirilmiş ve Şekil 4.39’da görülen kütle akış eğrisi üretilmiştir.



**Şekil 4.39.** Bağlı hava yastıkları-İkinci tip zamanlama senaryosundaki kütle akışı

Şekil 4.40’ta basınç değerlerinin kontrol hacim üzerinde belirtilen ‘Nokta5’ ve ‘Nokta6’ üzerindeki zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.

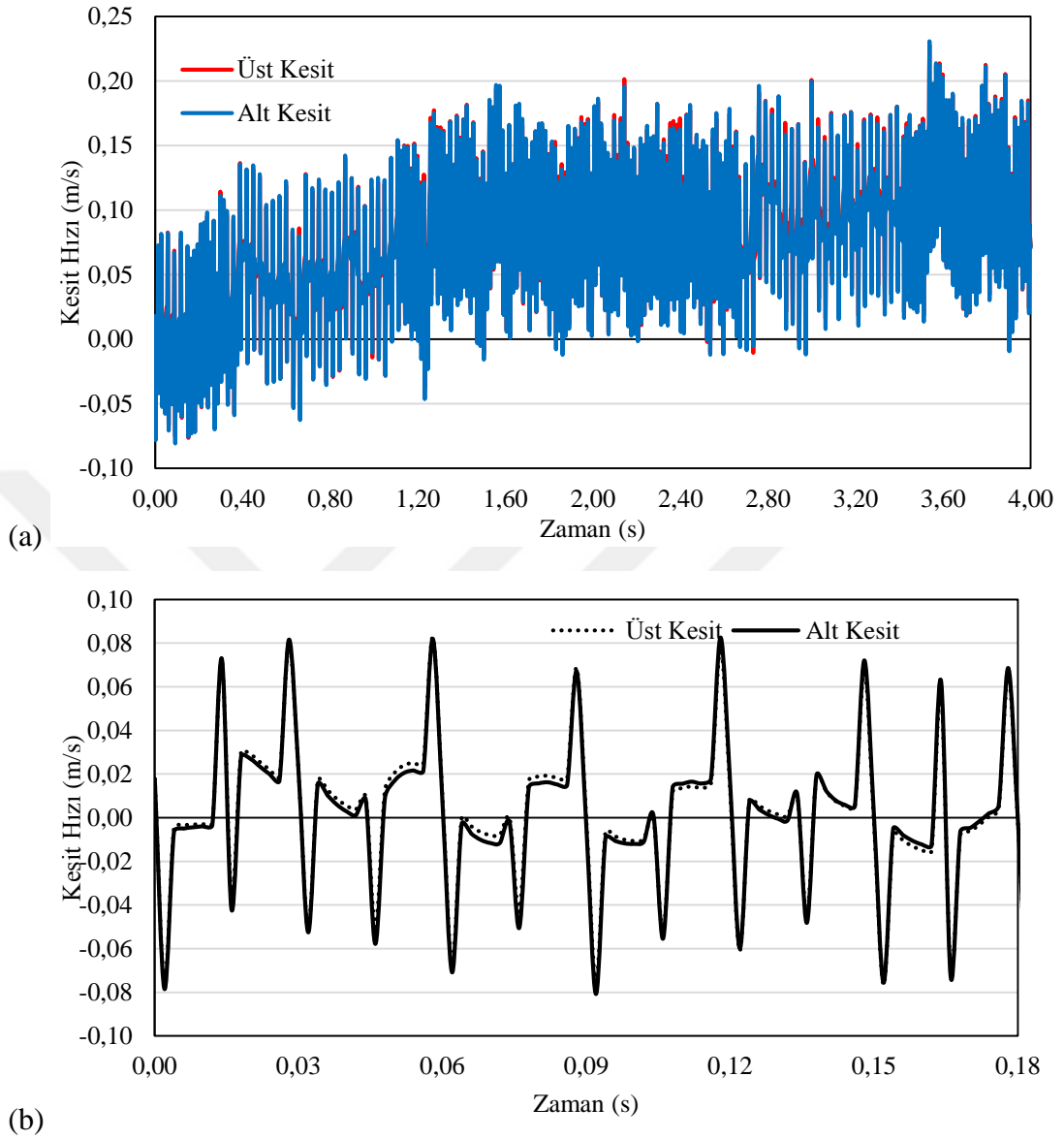


**Şekil 4.40.** Bağlı hava yastıklar-İkinci tip zamanlama senaryoda basınç değerleri

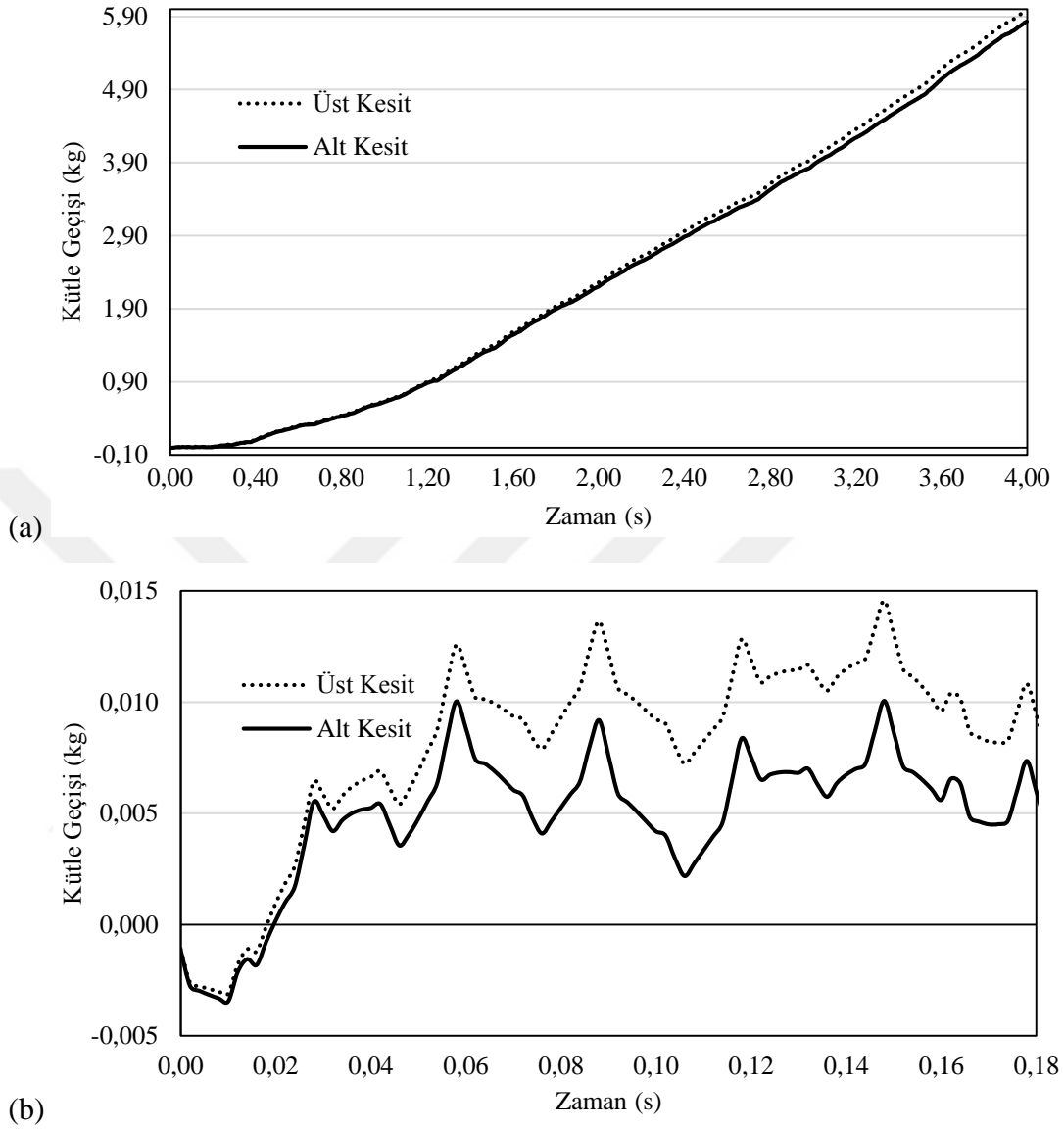
#### 4.3.7. Ayrılmış hava yastıkları-birinci tip zamanlama

Bu senaryoda hava yastıkları birbirinden ayrılmış durumda ve valflerin hareketini kontrol etmek için birinci tip zamanlama kodu uygulanmıştır. Şekil 4.41’de akışkanın üst kesit ve alt kesitten geçen ortalama hızl değerleri görülmektedir. Benzetme işlemi 4000 milisaniye devam etmiş ve ‘*Courant*’ sayısının 250 üzerine çıkmasıyla benzetim durdurulmuştur. Zaman boyunca alt kesitten ve üst kesitten geçen ortalama hız değerleri pozitif sayılarda seyretmiştir.

Şekil 4.41’de görülen hız eğrisi denklem (4.3)’te yerleştirildikten sonra, integral işlemi yapılmış ve Şekil 4.42’de görülen kütle akış eğrisi üretilmiştir.

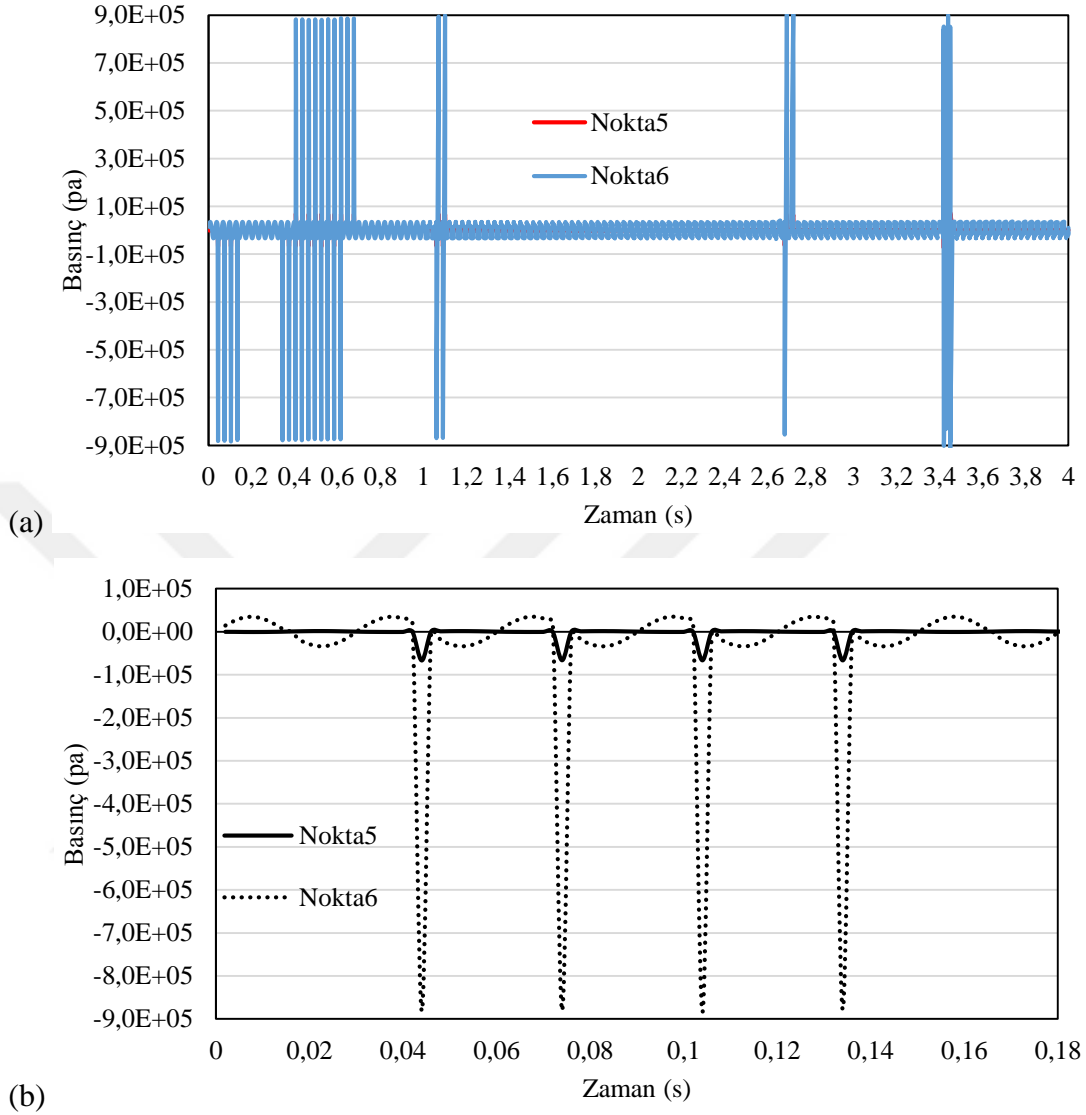


**Şekil 4.41.** Ayrılmış hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri (a)Tam zaman (b)Detaylı zaman



**Şekil 4.42.** Ayrılmış hava yastıklar-Birinci tip zamanlama senaryoda kütle akışı (a) Tam zaman (b) Detaylı zaman

Şekil 4.43.'te görüldüğü gibi, basınç değerlerinin kontrol hacim üzerinde belirtilen 'Nokta5' ve 'Nokta6' olarak gösterilmiştir.

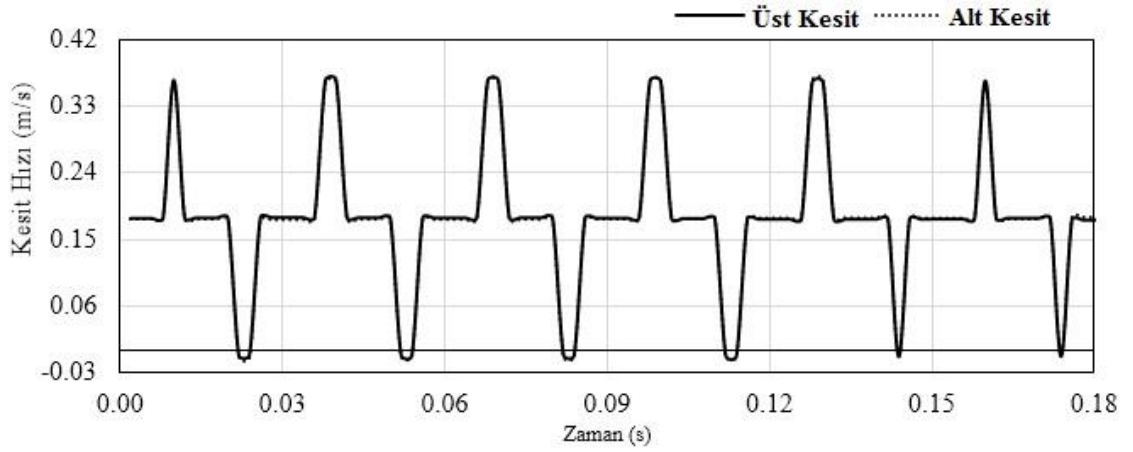


**Şekil 4.43.** Ayrılmış hava yastıkları-Birinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri (a)Tam zaman (b)Detaylı zaman

#### 4.3.8. Ayrılmış hava yastıkları- ikinci tip zamanlama

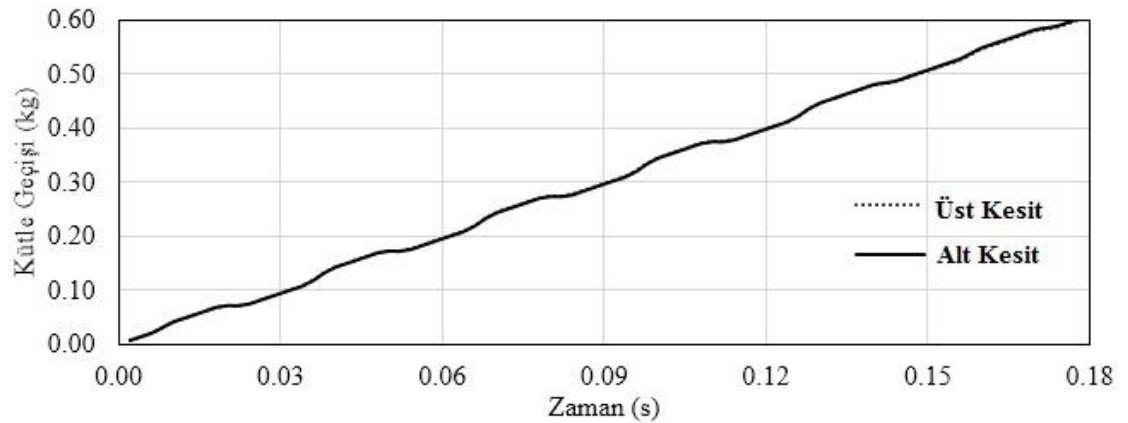
Bu senaryoda hava yastıkları birbirinden ayrılmış durumda ve valflerin hareketini kontrol etmek için ikinci tip zamanlama kodu uygulanmıştır. Şekil 4.44.'te akışkanın üst kesit ve alt kesitten geçen ortalama hız değerleri görülmektedir. Benzetme işlemi 188 milisaniye devam etmiş ve 'Courant' sayısının 250 üzerine çıkmasıyla

durdurulmuştur. Zaman boyunca alt kesitten ve üst kesitten geçen ortalama hız değerleri pozitif sayılarda seyretmiştir.



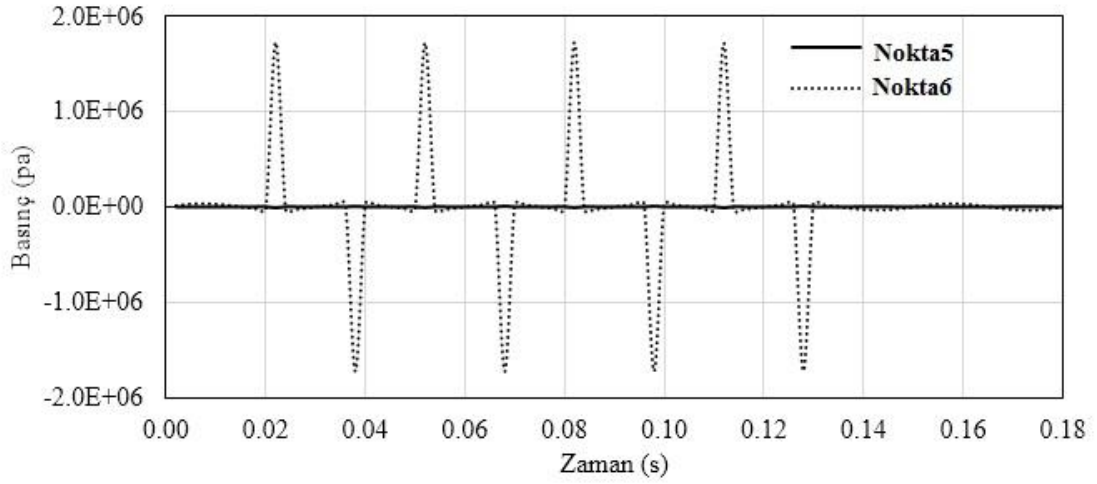
**Şekil 4.44.** Ayrılmış hava yastıkları- İkinci tip zamanlama senaryosundaki hız değerleri

Şekil 4.44.'te görülen hız eğrisi denklem (4.3)'te yerleştirildikten sonra, integral işlemi gerçekleştirilmiş ve Şekil 4.45.'te görülen kütle akış eğrisi üretilmiştir.



**Şekil 4.45.** Ayrılmış hava yastıkları- İkinci tip zamanlama senaryoda kütle akışı

Şekil 4.46.'da basınç değerlerinin kontrol hacim üzerinde belirtilen 'Nokta5' ve 'Nokta6' üzerinde zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.



**Şekil 4.46.** Ayrılmış hava yastıklar-ı İkinci tip zamanlama senaryosundaki basınç değerleri

Senaryolardan elde edilen sonuçlara göre, bağlı hava yastıkları-birinci tip zamanlama senaryosunda üst ve alt kesitlerde izlenen kütle akışı dikkat çekicidir. Bu senaryodaki akış değerleri iki karşıt yönde oluşmuştur. Üst ve alt kesitlerinde oluşan pozitif ve negatif akış değerleri, çalkalanan kontrol hacim içinde sirkülasyon oluştuğunu göstermektedir. Eğer titreşim hareketi ile kontrol hacim içindeki akışkanı devrede tutmak amaçlanıyorsa, bağlı hava yastıkları-birinci tip zamanlama senaryosu bu amaç için uygun görülmektedir.

#### 4.4. Rejeneratif Amortisör Deneyleri

Bu alt bölümde üç prototip deneyinden elde edilen araştırma sonuçları sunulmuştur. Birinci ve ikinci prototipten beklenen ölçüde iyi sonuçlar elde edilememiştir ama bu iki prototipin tasarımında edinilen tecrübeler, üçüncü prototipteki görülen iyi sonuçlar sağlamıştır.

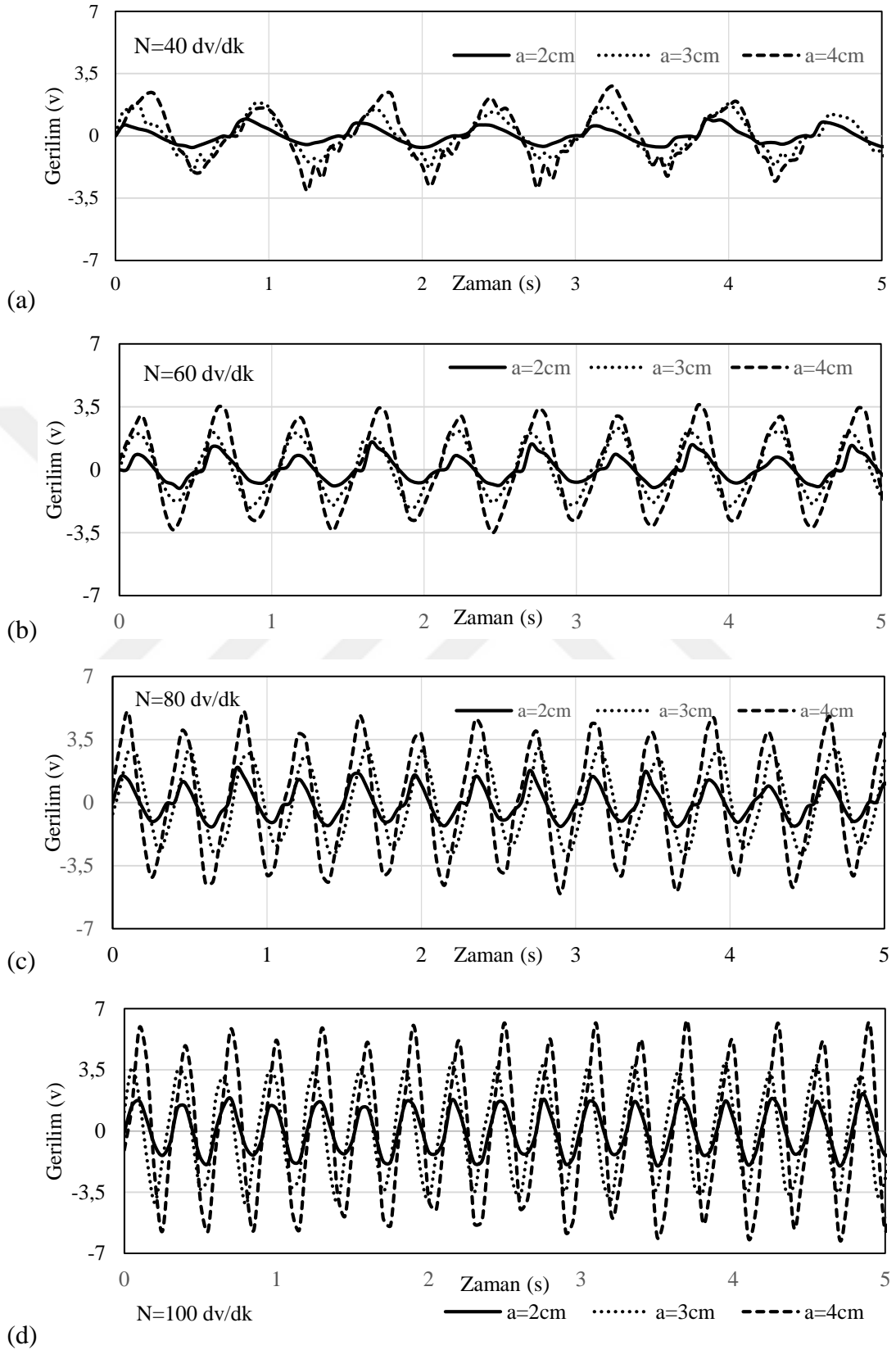
##### 4.4.1. Birinci prototip

Yapılan deneyler sonucunda, beklenen  $x_2$  hareketi elde edilememiştir. Sonuç olarak elektrik güç üretiminde başarı elde edilememiştir. İYM titreşim davranışının farklı

eksenler üzerinde yayılmasından dolayı, teoride beklenen sonuçlara erişmek mümkün olmamıştır.

#### **4.4.2. İkinci prototip**

Bobin ve manyetik sistemi üzerinde yapılan deney sonuçları Şekil 4.47'de gösterilmiştir. Deneyler üç farklı genlikte ( $a=2,3$  ve  $4$  cm) ve dört farklı frekansta ( $N=40, 60, 80$  ve  $100$  dv/dk) yapılmıştır. Üretilen gerilim değeri titreşim fonksiyonun frekansı ile orantılı olarak değişmektedir. Yüksek frekanslı ve yüksek genliğe sahip titreşim hareketleri, daha yüksek gerilim üretimini sağlamışlardır.



**Şekil 4.47.** Bobin ve manyetik sisteminden elde edilen deney sonuçları (a) $N=40$  rpm (b) $N=60$  rpm (c) $N=80$  rpm (d) $N=100$  rpm

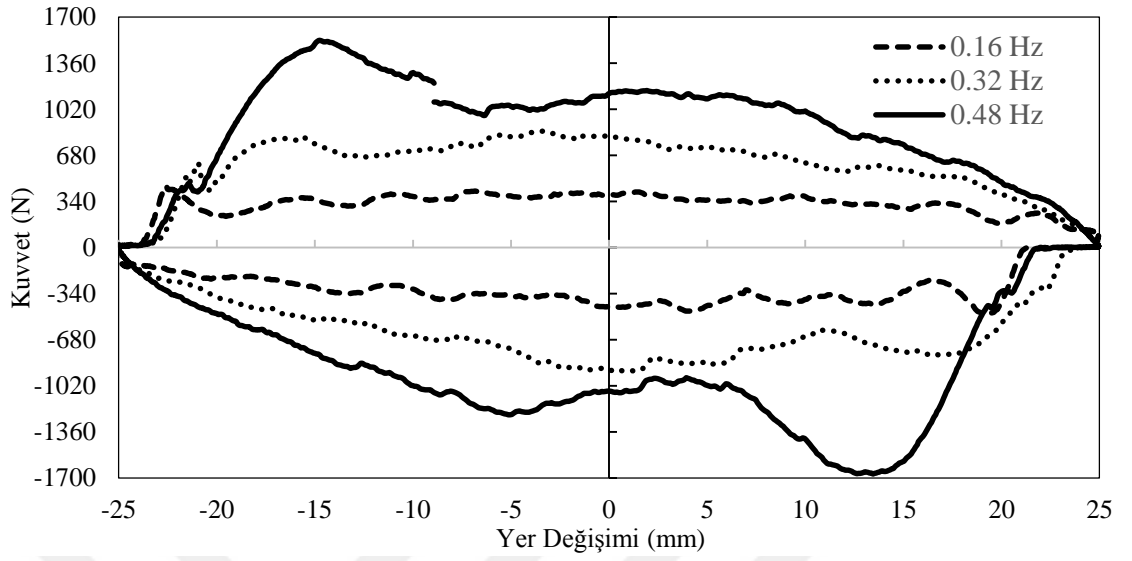
### 4.4.3. Üçüncü prototip

Tasarlanan prototip damperin sönümlenme kapasitesini ve güç üretim potansiyelini belirlemek için üç set deney yapılmıştır. Prototipin iki kolu deney cihazına bağlanmış ve ardından 25 mm'lik sabit genlikte ve farklı frekanslarda titreşim hareketi uygulanmıştır. Literatürdeki benzer çalışmalara göre, binek araçlardaki damperlerde 25 mm'lik titreşim genliği kabul edilebilir bir değerdir (Xie *et al.* 2018). Benzer şekilde, Li ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, orta büyüklükte bir aracın kampüs yolunda maksimum 25 mph hız ile seyahat ederken, süspansiyon yer değişimi  $\pm 20$  mm ölçülmüştür (Zuo and Zhang 2013). Çizelge 4.8, bu çalışma için seçilen deney matrisini göstermektedir. Toplam 21 deney durumu planlanmıştır, 3 farklı titreşim frekansı ve harici yük için 7 farklı direnç değeri seçilmiştir.

**Çizelge 4.8.** Deney düzeneğinde uygulanan deney durumları

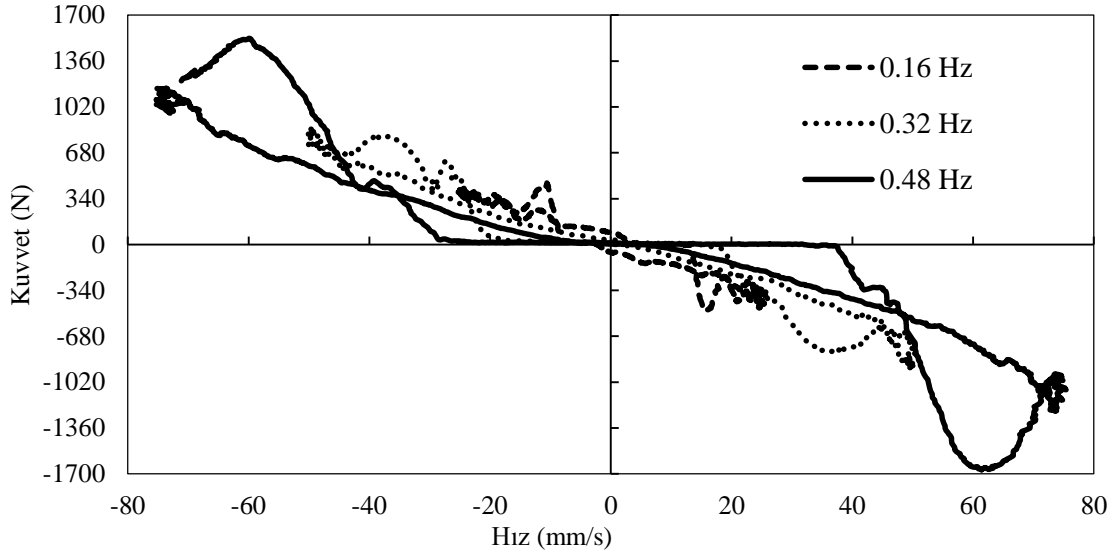
Direnç ( $\Omega$ ) \ Frekans (Hz)	0,66	1,0	1,57	3,3	4,7	8,0	10,4
0,16	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7
0,32	D8	D9	D10	D11	D12	D13	D14
0,48	D15	D16	D17	D18	D19	D20	D21

Şekil 4.48, 0,66  $\Omega$  harici yük için farklı titreşim frekanslarında kuvvet-yer değişimi eğrilerini göstermektedir. D1 (0,16 Hz), D8 (0,32 Hz) ve D15 (0,48 Hz) durum çalışmalarının sonuçları, titreşim frekansının değiştirilmesi ile damper tarafından üretilen sönümlenme kuvvetinin önemli ölçüde değiştirebileceğini göstermektedir. Yüksek titreşim frekansı daha büyük bir sönümlenme kuvveti oluşturmaktadır.



**Şekil 4.48.** 0,66 Ω harici yük için farklı titreşim frekanslarında kuvvet-yer değiştirme eğrileri

Şekil 4.49, 0,66 Ω harici yük için farklı titreşim frekanslarında kuvvet-hız eğrilerini göstermektedir. D1, D8 ve D15 vaka çalışmalarının sonuçları, kuvvet ve hız arasında neredeyse doğrusal bir ilişki olduğunu göstermektedir. Eğimler, sönüm katsayılarına karşılık gelmektedir. Ek olarak, frekans azaldığında eğimler azalmaktadır, bu da sönümleme katsayısının azaldığı anlamına gelmektedir. D1, D8 ve D15 için kuvvet-hız eğilim çizgilerinin karşılaştırılması, deney durumlarının eğimleri arasında anlamlı bir fark olmadığını göstermektedir. Bu nedenle, bu üç durumun sönümleme katsayısının benzer olduğu tahmin edilmektedir.



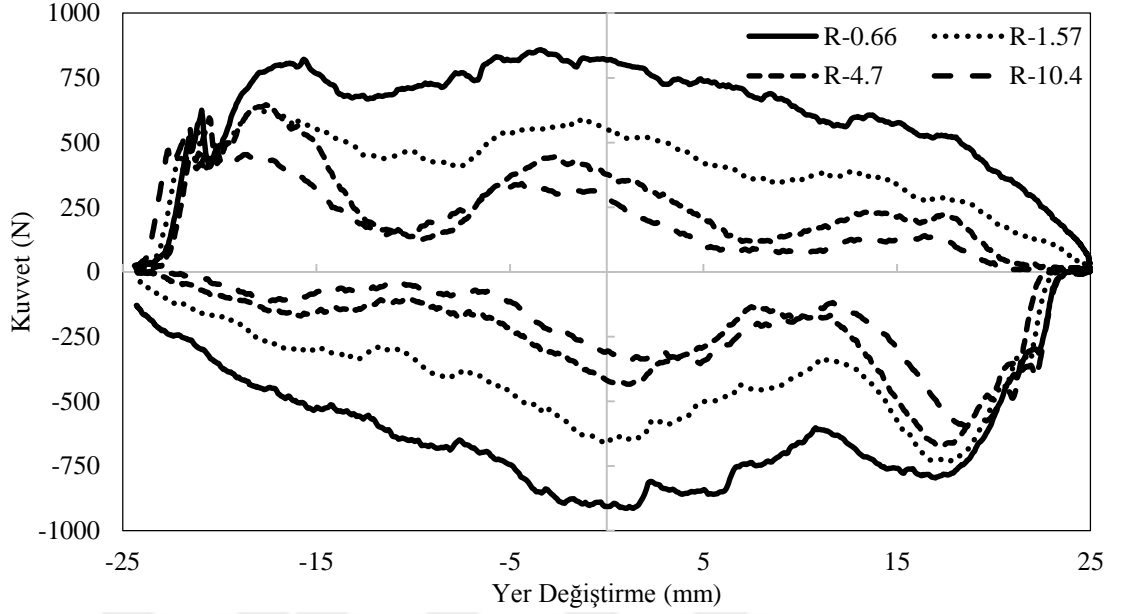
**Şekil 4.49.** 0,66  $\Omega$  harici yük için farklı titreşim frekanslarında kuvvet-hız eğrileri

Şekil 4.50, 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde kuvvet-yer değiştirme eğrilerini göstermektedir. D8-D14 deney durumlarının sonuçları, farklı harici direnç değerlerinin sönümlenme kuvvetini önemli ölçüde etkileyebileceğini göstermektedir. Harici yükün daha küçük değeri daha büyük bir mekanik iş çıkarmakta ve bu nedenle daha büyük bir sönümlenme katsayısı elde edilmektedir. Kuvvet eğrileri, prototip bileşenleri ile dişliler ve zincir arasındaki geri tepme etkileşimi nedeniyle pürüzsüz değildir. Bu sorun, daha hassas tasarımla ve dönen şaftların arasındaki mesafenin ayarlanması ile çözülebilir. Şekil 4.50'deki kapalı çevrimin alanı, damperin bir çevrimde  $\Delta W$  olarak işaretlenmiş mekanik iş girişini göstermektedir.

$$\Delta W = F \cdot \Delta x \quad (4.4)$$

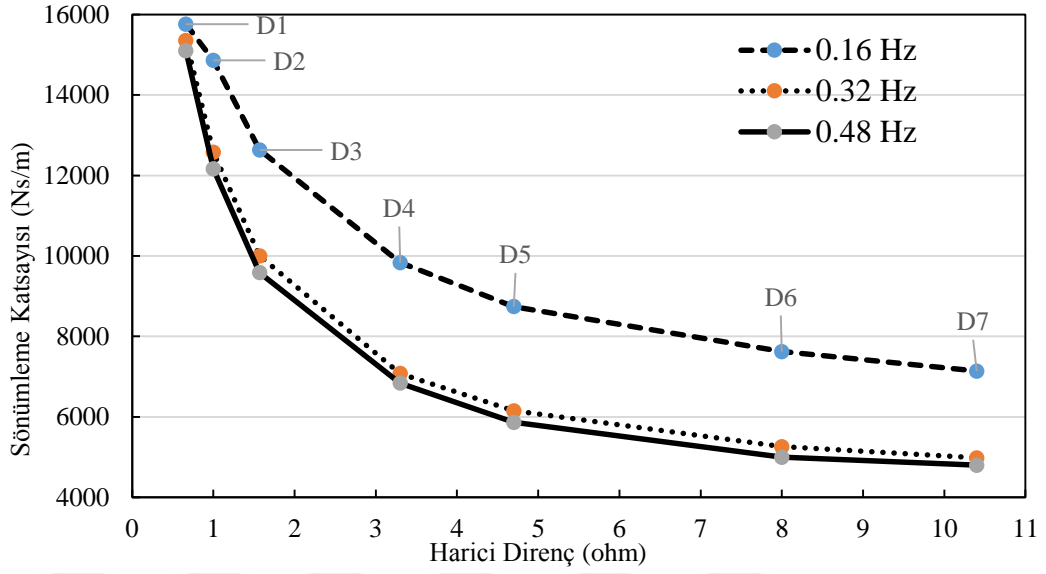
Bir titreşim hareketi ile damper uyarılırsa,  $x = a \cdot \sin(2\pi ft)$ , prototipin eşdeğer sönümlenme katsayısı aşağıdaki denklemle elde edilmektedir (Xie, Li, Li, Huang, & Cai, 2018).

$$C = \frac{\Delta W}{2\pi^2 f a^2} \quad (4.5)$$



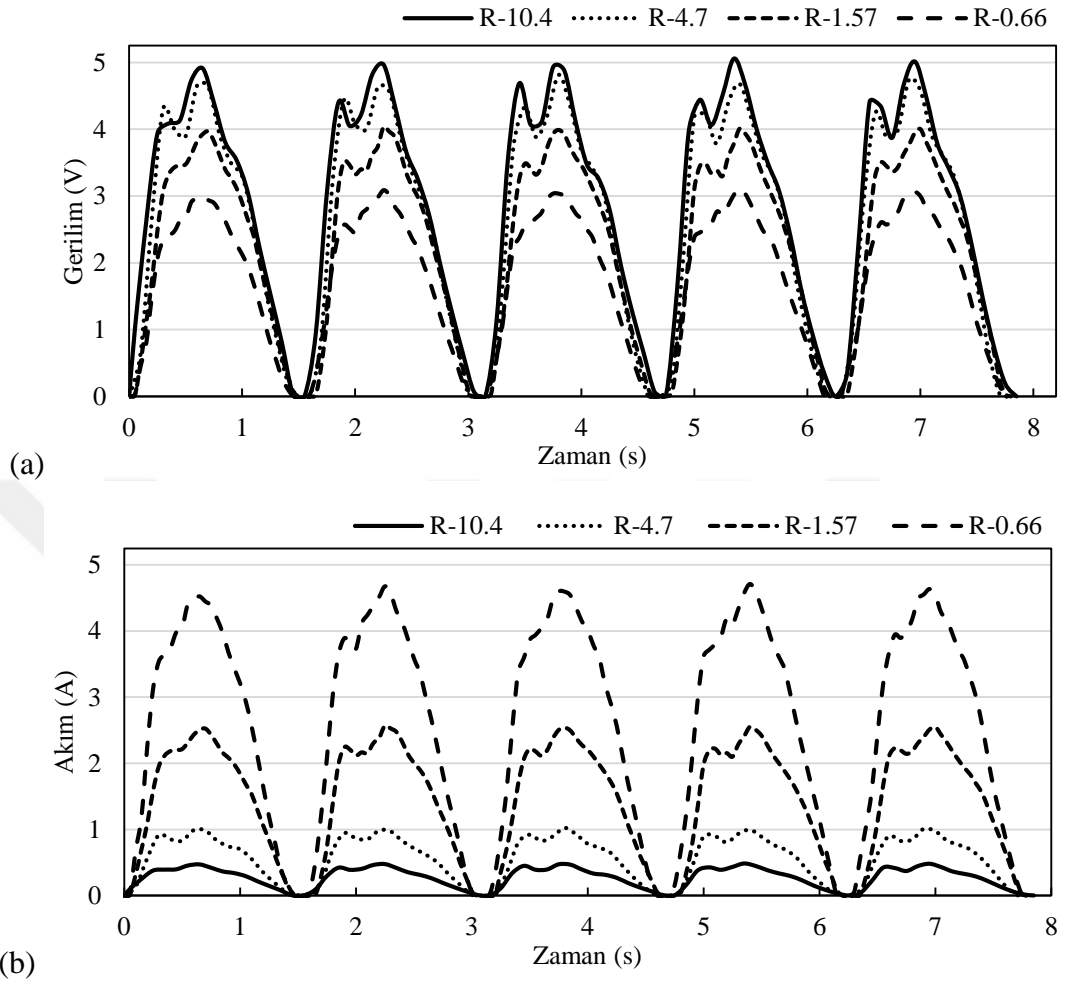
**Şekil 4.50.** 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde kuvvet-yer değiştirme eğrileri

Şekil 4.51, tüm deney durumları için sönümlenme katsayısını göstermektedir. Sonuçlara göre, en yüksek sönümlenme katsayısının en düşük dış dirence ait olduğu görülmektedir. D1-D7, D8-D14 ve D15-D21 deney durumlarının karşılaştırılması, 0,32 ve 0,48 Hz'lik uyarma frekansı ile yapılan durumların sonuçlarının 0,16 Hz uyarma frekansı ile elde edilen sonuçlara kıyasla birbirlerine daha yakın olduğunu göstermektedir. Bu, uyarma frekansının 0,32 Hz'in üzerinde artmasıyla, sönümlenme katsayısında önemli bir değişimin olmadığı anlamına gelmektedir. Başka bir deyişle, tasarlanan prototip damperin, 0,16-0,32 Hz frekans bölgesinde 0,32-0,48 Hz frekans bölgesine göre daha hassas olduğu gözlemlenmiştir. Birinci bölge frekans kontrollü işlemler için uygun alandır. Sabit yük eğrileri, harici yük değerlerinin artması karşısında benzer bir eğilim göstermektedir. Dış yükü arttırarak sönümlenme katsayısı azalmaktadır. Harici yük direnci ve eşdeğer sönümlenme katsayısı arasındaki benzer ilişki, farklı araştırmacılar tarafından rapor edilmiştir (Khoshnoud *et al.* 2015), (Li *et al.* 2013). Harici direncin ayarlanmasıyla yumuşak veya sert sönümlenme katsayısı ayarlanır bu da doğal olarak sürüş konforu ve araç kullanımını etkilemektedir.



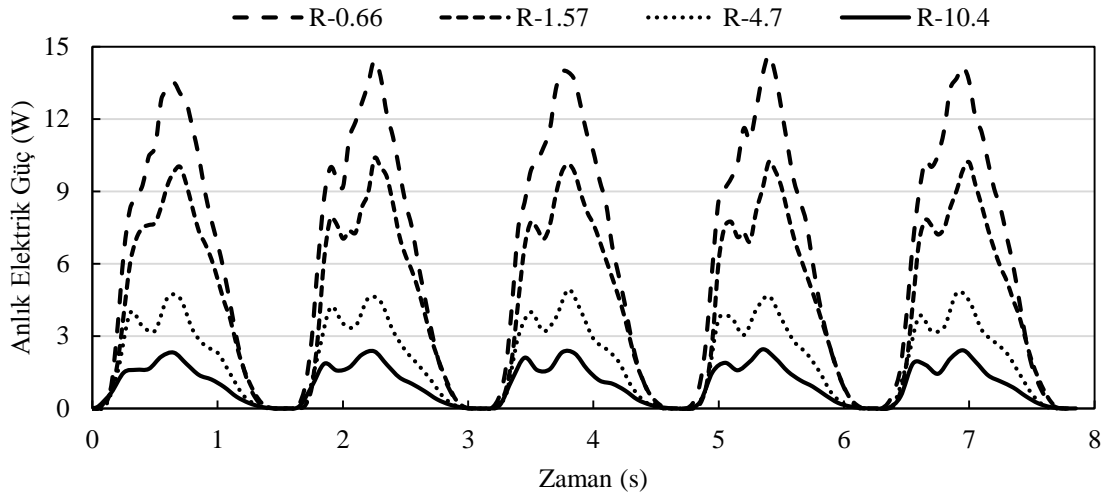
**Şekil 4.51.** Tüm deney durumları için sönümlenme katsayısı

Şekil 4.52, jeneratörün farklı harici dirençlere bağlandığında ürettiği anlık gerilimi ve akımı göstermektedir. Titreşim sinyali 0,32 Hz frekans ile sinüzoidaldir ve aynı frekansta gerilim sinyali üretilmiştir fakat negatif sinyal değerleri yansıtılmıştır. Bunun nedeni, kremayer kollarının iki yönlü hareketinin, tek yön rulman, dişli ve zincir sistemi vasıtasıyla tek yönlü harekete dönüştürülmesidir. D8 (R-0,66), D10 (R-1,57), D12 (R-4,7) ve D14 (R-10,4) deney durumlarının sonuçlarına göre, daha yüksek harici dirençler, jeneratörün gerilim üretim kapasitesini gözle görünür şekilde artırmaktadır. Jeneratörün iç direnci  $5,4 \Omega$  olduğuna göre, harici dirençlerin bu kritik değerden küçük olduğu şartıyla, harici direncin artmasıyla gerilimin artması beklenmektedir. Fakat, D14 (R-10,4) durumunda bile maksimum gerilim elde edilmiştir. Bunun nedeni, kablo bağlantıları ve jeneratör çalışma sürecinde sıcaklık yükselmesinden dolayı, iç direncin artması ile açıklanabilir.



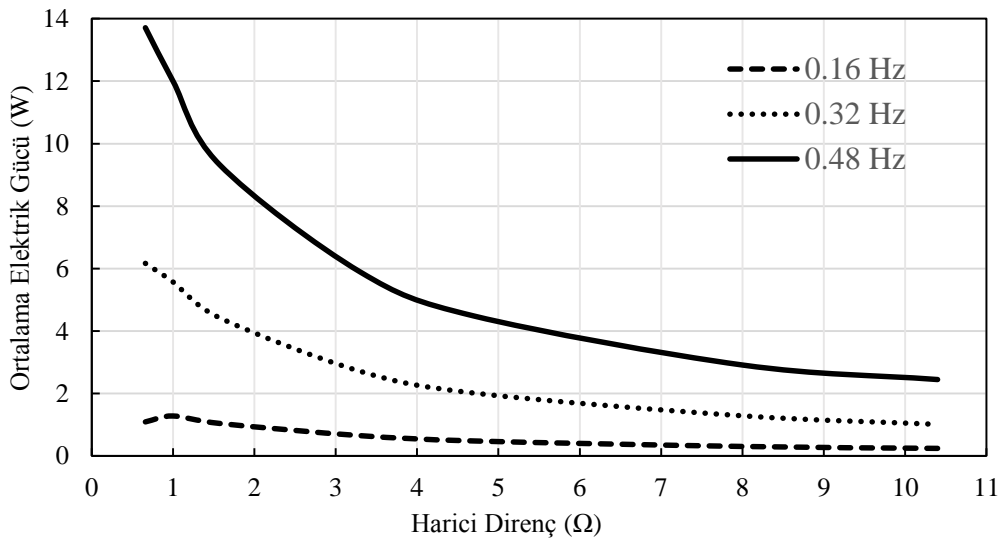
**Şekil 4.52.** 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde üretilen anlık değerler (a)Gerilim (b)Akım

Diğer taraftan, Şekil 4.53 aynı deney durumları için anlık elektrik gücünü vermektedir. Anlık gerilim ve sabit harici direnç değerlerine göre, anlık çıkış gücü hesaplanabilir. Sonuçlar, daha düşük harici direncin daha yüksek güç üretimi sağlayabildiğini göstermektedir. Gerilim ve elektrik güç eğrileri karşılaştırılırsa, daha yüksek voltaj değerleri daha yüksek direnç değerlerinde üretilmiştir, ancak daha yüksek direncin güç üretimi üzerinde ters etki yaptığını görülmektedir. Bu nedenle, daha yüksek güç değerleri daha düşük direnç değerleri ile elde edilmiştir.



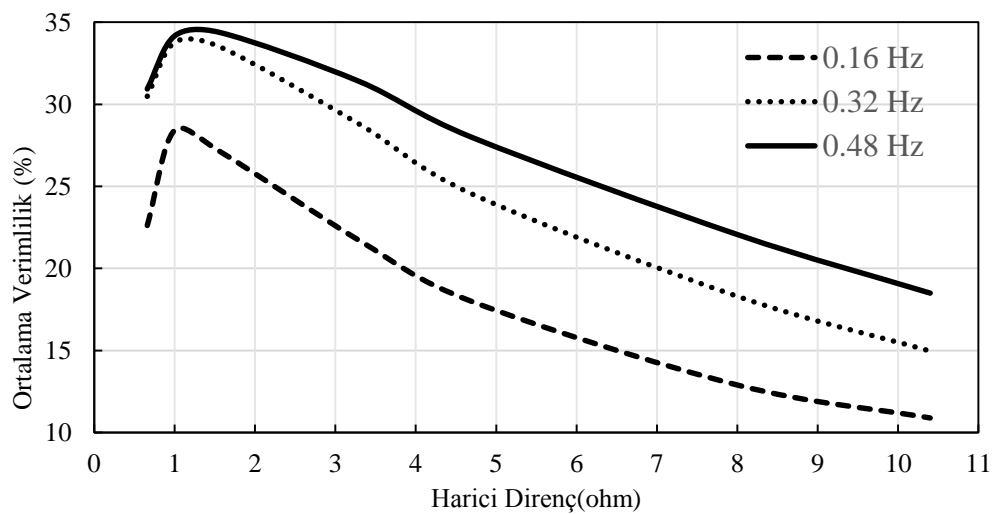
**Şekil 4.53.** 0,32 Hz titreşim frekansı için farklı dirençlerde üretilen anlık güç eğrileri

Şekil 4.54, tüm deney durumları için ortalama elektrik gücünü vermektedir. Ortalama gerilim ve sabit harici direnç değerine göre, ortalama elektrik gücü hesaplanabilmektedir. Sonuçlar, yüksek frekanslı titreşim hareketinin daha fazla elektrik gücü üretme eğilimine sahip olduğunu göstermektedir. Bunun yanı sıra, 0,16 Hz uyarma frekansı için,  $1 \Omega$  optimum direncinde elektrik jeneratörün maksimum güç ürettiği görülmektedir. Artan frekanslar için harici direnç azaltılarak daha yüksek elektrik güç değerleri elde edilebilir. Ek olarak, harici direncin ortalama elektrik gücü üzerindeki etkisi, frekans arttıkça daha belirgin hale gelmektedir.



**Şekil 4.54.** Tüm deney durumlarında üretilen ortalama elektrik gücü

Enerji dönüştürücünün verimlilik hesabının, sönümleyicinin performans değerlendirmesinde önemli bir parametre olduğuna dikkat edilmelidir. Ancak ilgili çalışmalarda böyle bir parametre nadiren görülmüştür. Şekil 4.55, tüm deney durumları için ortalama verimliliği vermektedir. Sonuçlar, yüksek frekanslı titreşim hareketinin daha fazla elektrik gücü üretme eğilimini göstermektedir. Ancak 0,32 ve 0,48 Hz titreşim frekansı altındaki durumlar için, özellikle düşük dış dirençlerde, verimler arasında önemli bir fark görülmemektedir. Bununla birlikte, 0,32 Hz'lik uyarma frekansı üst limitlere çok yakın verimlilik değerleri sunmaktadır. Frekans arttıkça, cihazın verimliliği önce artmıştır, ancak 0,48 Hz'de doygunluk değerine ulaşmıştır. Bu eğilim, elektrik jeneratörünün aşırı devirdeki verimsiz çalışmasıyla ve kremayer-pinyon dişlilerinin kaçırılmasıyla açıklanabilir. Sabit frekans ve değişken direnç eğrilerinde tekrarlanan bir eğilim görülmüştür. Ayrıca, belli bir direnç değerinin maksimum verime yol açabileceği gözlenmiştir. Örneğin 0,16 Hz titreşim frekansında maksimum verimi elde etmek için, 1  $\Omega$ 'luk optimum harici direncin en iyi sonucu verdiği görülmüştür. Bununla birlikte, 0,32 ve 0,48 Hz titreşim uyarımında, maksimum verim için optimum dış direncin değeri 1  $\Omega$  ile 1,57  $\Omega$  arasında olmalıdır. Bunun nedeni, elektrik jeneratörün ortalama dönme hızının artması ile birlikte iç direncinin de artıyor olmasıdır. Bu nedenle, maksimum verimi elde etmek için farklı bir dış direnç değeri gerekmektedir.



Şekil 4.55. Tüm deney durumlarında ortalama verimlilik

#### 4.4.4. Belirsizlik analizin sonuçları

Üçüncü prototip için yapılan deneylerde, ölçüm cihazlarından kaynaklanan belirsizlikler denklem (3.41) ile hesaplanmış ve Çizelge 4.9’da verilmiştir. Voltaj ölçümünde  $\pm 0.1$  V bağlantı hatası ve direnç ölçümünde  $\pm 5$  % okuma hatası eklenmiştir. Kuvvet ve yerdeğişimi değerleri amörtisör test cihazı üzerinden okunduğu için, bu değerlerin belirsizlik hesabında sadece cihaz doğruluğu dikkate alınmıştır.

**Çizelge 4.9.** Ölçülen değerlerin belirsizlik analiz sonuçları

No	Ölçülen Değer	Ölçme Cihazı	Doğruluk	Belirsizlik
1	Voltaj	Keysight 34970A veri toplama cihazı	$\pm 0,01$ V	$\pm 0.100$ V
2	Direnç	HS Aluminium House Resistor	$\pm 5$ %	$\pm 7,071$ %
3	Kuvvet	Interface Load Cell 1210AF-5K-B	$\pm 0,25$ %	$\pm 0,25$ %
4	Yer değişimi	Micro Epsilon LDR-50	$\pm 0,35$ mm	$\pm 0,35$ mm

## 5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Tez çalışmasının birinci bölümünde İYM egzoz gazı atık ısı geri kazanımında kullanılan TEJ'lerin verimliliğini artırmak için yeni bir ısı değiştirici tasarımı önerilmiştir. Farklı konfigürasyonlar için akış ve termal alanlarını incelemek amacıyla üç boyutlu HAD modeli geliştirilmiştir. Isı değiştirici yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı bilgisi ile TE parçaların bireysel performanslarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir. Yeni ısı değiştirici tasarımı, sıcak taraftaki ara yüzeyde dolaşan bir sıvı bölge katmanı içermektedir. Ek bir sıvı tabakası ve bunun dolaşımı sağlanarak elde edilen analizlerden, aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilmektedir:

- TEJ ısı değiştiricinin enerji toplama kapasitesinde artış sağlanmıştır. Sıvı bölge katmanında sırasıyla sodyum, su ve nanoakışkan kullanılarak, enerji dönüşümünde %19,95 , %11,27 ve %8,46 oranlarında iyileşme görülmüştür.
- Yeni tasarım ile daha homojen bir sıcaklık dağılımı sağlanmıştır. Akış yönünde güç üretiminin artmasına neden olan faktör sıcaklık dağılımıdır. Akış yönünde sıcaklık değişimi, sıvı bölge katmanında kullanılan madde ve dolaşım hızına göre değişmektedir. Sıvı sodyum kullanılan durumda (D2), bu değer 54,4 K'den 4,1 K'ye düşmüştür. Su kullanılan durumdaysa (D4), bu değer 4,9 K'ye ve nanoakışkan kullanılan durumda (D6), 5,6 K'ye düşmüştür. Böylece, TE parçalarını optimum sıcaklık farklılıklarında çalıştırmak için sistem sıcaklığını çalışma sınırlarında ayarlamak, mümkün hale gelmiştir.
- Daha homojen bir sıcaklık dağılımı sağlayarak TE parçaların elektrik üretimindeki dalgalanmalar yumuşatılmıştır. Örnek olarak, D3 durumunda TE parçaları tarafından üretilen maksimum ve minimum güç arasında 0,94 W fark izlenmiştir. D1 durumuna bakıldığında, yani sıvı bölge katmanı çıkartılarak standart ısı değiştirici kullanıldığında, TE parçaları tarafından üretilen güç farkı 3,63 W'a yükselmiştir.
- Bu çalışmadaki analizler 2 m uzunluğunda bir ısı değiştirici üzerinde yapılmıştır. Sirkülasyonlu yeni tasarım, uzun ısı değiştiriciler için uygun görülmüştür. Buna göre, önerilen ısı değiştirici tasarımı ile belirli akış karakteristikleri için, tüm TE parçaların optimum çalışma sıcaklığını sağlayacak şekilde bir TEJ geometrisi tasarlanmıştır.

Sıvı bölge katmanını titreşim hareketi ile sirkülasyonda tutabilmek ihtimalini denemek amacıyla çalkalanan kontrol hacmi modeli ele alınmıştır. Sıvıyı sürekli akışta tutmak için dört farklı senaryo düzenlenmiştir. Bu senaryolar aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

- Bağlı hava yastıkları – birinci tip zamanlama
- Bağlı hava yastıkları – ikinci tip zamanlama
- Ayrılmış hava yastıkları – birinci tip zamanlama
- Ayrılmış hava yastıkları – ikinci tip zamanlama

Bu aşamada, belli konumlarda hız ve basınç değerleri ölçülerek toplu kütle akış hesabı yapılmıştır. Sonuçlara bakıldığında ‘Bağlı hava yastıklar - ikinci tip zamanlama’ senaryosu, akışkanı sürekli devrede tutmaya daha uygun görülmektedir. Bu senaryoda, 0,18 saniye titreşim sonucunda, kontrol hacminin üst kesitinden 0,4 kg ve alt kesitinden 0,20 kg su karşıt yönlerde geçmiştir. Kontrol hacim içinde yer alan sıvı tabakanın devre hızını artırmak amacıyla valflerin uygun değer eğrilerinin benzetimine ihtiyaç vardır. Bunu gerçekleştirmek için ise benzetimi daha uzun zamanda çalıştırabilmek gereksinimi vardır.

Modelin uzun süre çalışmasını engelleyen parametreler, ‘*Negatif Hacim*’ ve ‘*Courant*’ sayısı artması hataları olmuştur. Bu sorunu aşmak için benzetme zaman adımı yeterince küçük alınmıştır. Bu çözüm sonucunda kontrol hacminin çalkalanma benzetim süresi 30 ms’den 4000 ms’ye arttırılmıştır. Zaman adımın küçük alınması, sorunu geçici bir süre için giderse de, uzun süreli bir çözüm sunmamaktadır.

Sıvı bölge katmanını dolaşımında tutmak için aracın titreşim kaynakları da göz önüne alınmıştır. İYM titreşimi ve süspansiyon titreşimi incelenmiştir ve her iki kaynağa göre enerji dönüştürücü mekanizmaların prototipleri geliştirilmiştir. Prototipler, aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

- Birinci prototip
- İkinci prototip
- Üçüncü prototip

Birinci prototip İYM titreşimi için, ikinci ve üçüncü prototipler süspansiyon titreşim hareketi için geliştirilmişlerdir. Sonuçlara göre, İYM titreşim kaynağından elektrik gücü üretmek, mevcut mekanizma vasıtasıyla (birinci prototip ile) mümkün olmamıştır. Yol tarafından süspansiyona uygulanan titreşim hareketinden gelen enerjiyi ikinci prototip ile dönüştürüldüğünde, üretilen maksimum açık devre gerilimi 6 V olmuştur.

Üçüncü prototip, titreşim hareketinden enerji geri kazanmakta başarılı olmuştur. Bunun için bir rejeneratif amortisör tasarlanmış ve üretilmiştir. Daha sonra enerji geri kazanma özellikleri bir dizi deneyler uygulanarak ele alınmıştır. Geliştirilmiş açılabilir rejeneratif damper, süspansiyon titreşiminden kinetik enerjiyi çıkarmak ve elektriği yeniden üretmek için bir jeneratör ve ona bağlı yüksek redüksiyon faktörüne (194:1) sahip bir dişli kutusu kullanmaktadır. Bu nedenle, düşük frekanslı hareketlerde amortisörü verimli bir şekilde kullanma yeteneği sağlanmıştır.

Tasarımda iki takım kremayer-pinyon mekanizması, zincir ve tek yönlü rulman kullanılmaktadır. Sonuç olarak, pinyonun iki yönlü dönme hareketi tek yönlü bir harekete dönüştürülmüştür. Prototip damper, 25 mm'lik sabit genlikte ve farklı frekanslarda (0,16, 0,32 ve 0,48 Hz) denenmiştir. Ayrıca, elektrik jeneratörü için farklı harici yükler (0,66, 1,0, 1,57, 3,3, 4,7, 8,0 ve 10,4  $\Omega$ ) denenmiştir. Toplam 21 deney durumu test edilmiş ve kuvvet, yer değişimi, gerilim ve elektrik gücü gibi farklı özellikler arasındaki ilişkiler araştırılmıştır.

Deney sonuçlarına göre, prototip damper üzerinde uygulanan kuvvet -1700 N ve 1700 N arasında değişmektedir. Bu arada, damperin eşdeğer sönümlenme katsayısı 5000 Ns/m ve 16000 Ns/m arasında değişmiştir.

Harici yük direnç değerlerine göre, hafif harici yükte jeneratörün verimli çalışması gözlemlenmiştir. Ortalama elektrik gücü eğrisine göre, 14 W ortalama güç 0,48 Hz frekans altında ve 0,66  $\Omega$  harici direnç ile elde edilmiştir (D15 deney durumu). Bu durumda üretilen maksimum güç 35 W olarak hesaplanmıştır.

Ortalama verim eğrisine göre, maksimum performans (% 34,36), 0,48 Hz frekans altında ve 1,57  $\Omega$  harici direnç ile elde edilmiştir (D17 deney durumu). Verimlilik hesaplamalarına göre, titreşim frekansı arttıkça, cihazın verimliliği ilk önce artmış, ancak 0,48 Hz'de doymuş bir değere ulaşmıştır. Bu eğilim, aşırı devirde elektrik jeneratörün verimsiz çalışması veya kremayer-pinyon dişlilerinin kaçırılması ile açıklanabilir.

### **Öneriler:**

1. Birinci bölümdeki çalışmanın devamı olarak gelecekte yapılacak çalışmalardan biri, mikro pompa benzeri cihazları kullanarak, minimum çaba ile sıvı bölge katmanının dolaşımını sağlamaktır.
2. Sıvı bölge katmanı yöntemi TEJ uygulaması ile sınırlı değildir. Önerilen tasarım ara yüzlerde sıcaklık bütünlüğü ve farklılıklarının önemli olduğu her türlü ısı değiştirici için uygulanabilir. Bu tasarımın verimliliği farklı ısı değiştiriciler üzerinde denenebilir.
3. Dinamik hücre işlemlerinde uygulanabilecek bazı esnek ayarlar ile uzun süre benzetim işlemi için 'Negatif Hacim' ve 'Courant' sayısının artması sorunlarının giderilmesinde daha temel çözümler ortaya koyabilmenin mümkün olacağı öngörülebilir.
4. Üçüncü prototip amortisörden elde edilen olumlu sonuçlar, araç üzerinde deneyler yapılmasının uygun olduğunu göstermektedir. Bu uygulamayı gerçekleştirmek için, cihazın mukavemet analizi yapılmalıdır. Yoldan gelen kuvvetlere göre dayanıklı olduğu tespit edildikten sonra yol testine başlanabilir.

**KAYNAKLAR**

- Abdelkareem, M. Xu, L. Guo, X. Ahmed, A. M. Elagouz, A. Hassan, M. Zou, J., 2018. Energy harvesting sensitivity analysis and assessment of the potential power and full car dynamics for different road modes. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 110(1), 307-332.
- Akpınar, E., 2005. Deneysel çalışmalardaki hata analizinde bir örnek: Kurutma deneylerindeki hata analizi. *Mühendis ve Makina*, 46(540), 41-48.
- ANSYS., 2015. ANSYS fluent tutorial guide. ANSYS Inc., 1140, Southpointe, USA.
- Balkwill, J., 2018. Performance vehicle dynamics, engineering and applications. Butterworth-Heineman, 360, Cambridge, USA.
- Cengel, Y. A. and Ghajar, A. J., 2015. Heat and mass Transfer, Fundamentals and applications. McGraw-Hill, 853, New York, USA.
- Cheng, K. Qin, J. Jiang, Y. Lv, C. Zhang, S. & Bao, W., 2018. Performance assessment of multi-stage thermoelectric generators on hypersonic vehicles at a large temperature difference. *Applied Thermal Engineering*, 130(1), 1598-1609.
- Choi, H. S. Yun, S. and Whang, K. I., 2007. Development of a temperature-controlled car-seat system utilizing thermoelectric device. *Applied Thermal Engineering*, 27(1), 2841-2849.
- Courant, R. Friedrichs, K. and Lewy, H., 1967. On the partial difference equations of mathematical physics. *IBM Journal of Research and Development*, 11(2), 215-234.
- Demir, M. and Dincer, I., 2017. Performance assessment of a thermoelectric generator applied to exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 120(1), 694-707.
- Fink, J. K. and Leibowitz, L., 1995. Thermodynamic and transport properties of sodium liquid and vapor: Reactor Engineering Division. Argonne National Laboratory, 217, Oak Ridge, USA.
- Ganuga, R. Viswanathan, H. Sonar, S. and Awasthi, A., 2014. Fluid-structure interaction modelling of internal structures in a sloshing tank subjected to resonance. *International Journal of Fluid Mechanics Research*, 41(2), 145-168.
- Göktepe, S. Atalık, K. and Ertürk, H., 2014. Comparison of single and two-phase models for nanofluid convection at the entrance of a uniformly heated tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 80(1), 83-92.
- Goldsmid, H. J. and Sharp, J., 2015. Extrapolation of transport properties and figure of merit of a thermoelectric material. *Energies*, 8(1), 6451-6467.
- Gupta, A. Jendrzeczyk, J. Mulcahy, T. and Hull, J., 2006. Design of electromagnetic shock absorbers. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 3(3), 285-591.

- He, R. Gahlawat, S. Guo, C. Chen, S. Dahal, T. Zhang, H. and Ren, Z., 2015. Studies on mechanical properties of thermoelectric materials by nanoindentation. *Phys. Status Solidi A*, 212(10), 2191-2195.
- He, W. Wang, S. Li, Y. and Zhao, Y., 2016. Structural size optimization on an exhaust exchanger based on the fluid heat transfer and flow resistance characteristics applied to an automotive thermoelectric generator. *Energy Conversion and Management*, 129(1), 240-249.
- Hinatsu, M. Tsukada, Y. Fukusawa, R. and Tanaka, Y., 2001. Experiments of two-phase flows for the joint research. Proc. SRI-TUHH Mini Workshop on Numerical Simulation of Two-Phase Flows, Tokyo, Japan.
- Hirt, C. and Nichols, B., 1981. Volume of Fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of computational physics*, 39(1), 201-225.
- Holman, J., 2012. *Experimental methods for engineers*, 5th edition. McGraw-Hill, 739, New York, USA.
- Hsu, P., 1996. Power recovery property of electrical active suspension systems. Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Washington, USA.
- Karnopp, D. 1992. Power Requirements for Vehicle Suspension Systems. *Vehicle System Dynamics*, 21(1), 65-71.
- Karri, M. Thacher, E. and Helenbrook, B., 2011. Exhaust energy conversion by thermoelectric generator: Two case studies. *Energy Conversion and Management*, 52(1), 1596-1611.
- Kempf, N. and Zhang, Y., 2016. Design and optimization of automotive thermoelectric generators for maximum fuel efficiency improvement. *Energy Conversion and Management*, 121(1), 224-231.
- Khoshnoud, F. Zhang, Y. Shimura, R. Shahba, A. Jin, G. Pissanidis, G. and Silva, C., 2015. Energy regeneration from suspension dynamic modes and self-powered actuation. *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 20(5), 2015-2024.
- Kim, T. Y. Kwak, J. and Kim, B. W., 2018. Energy harvesting performance of hexagonal shaped thermoelectric generator for passenger vehicle applications: An experimental approach. *Energy Conversion and Management*, 160(1), 14-21.
- Li, H. Jing, H. Han, Y. Xu, Y. Lu, G. Q. and Xu, L., 2013. Microstructure and transport properties of copper-doped p-type BiSbTe alloy prepared by mechanical alloying and subsequent spark plasma sintering. *Journal of Alloys and Compounds*, 576(1), 369-374.
- Li, P. and Zuo, L., 2013. Assessment of vehicle performances with energy harvesting shock absorbers. *SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical Systems*, 6(1), 18-27.
- Li, Z. Zuo, L. George, L. Lin, L. and Qin, Y. X., 2013. Electromagnetic energy-harvesting shock absorbers: Design, modeling, and road tests. *IEEE Transactions On Vehicular Technology*, 62(3), 1065-1074.

- Li, Z. Zuo, L. Kuang, J. and Luhrs, G., 2013. Energy harvesting shock absorber with a mechanical motion rectifier. *Smart Materials and Structures*, 22(2), 1-10.
- Liu, X. Deng, Y. Zhang, K. Xu, M. Xu, Y. and Su, C., 2014. Experiments and simulations on heat exchangers in thermoelectric. *Applied Thermal Engineering*, 71(1), 364-370.
- Meng, J. H. Wang, X. D. and Chen, W.H., 2016. Performance investigation and design optimization of a thermoelectric generator applied in automobile exhaust waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 120(1), 71-80.
- Montecucco, A. and Knox, A., 2014. Accurate simulation of thermoelectric power generating systems. *Applied Energy*, 118(1), 166-172.
- Nakano, K. and Suda, Y., 2004. Combined Type Self-Powered Active Vibration Control of Truck Cabins. *Vehicle System Dynamics*, 41(6), 449-473.
- Nithyanandam, K. and Mahajan, R., 2018. Evaluation of metal foam based thermoelectric generators for automobile waste heat recovery. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122(1), 877-883.
- Orr, B. Akbarzadeh, A. Mochizuki, M. and Singh, R., 2016. A review of car waste heat recovery systems utilising thermoelectric generators and heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 101(1), 490-495.
- Peric, M. and Zorn, T., 2005. Simulation of sloshing loads on moving tanks. *Proceeding of 24-th International Conference of offshore MMEch. Arct. Eng, Halkidiki, Greece.*
- PracticalAction., 2010. Hydraulic Ram Pumps. *Practical Actions*, <https://answers.practicalaction.org/our-resources/item/hydraulic-ram-pumps>, 2010, 08 12
- Qinghai, L. Yanjin, W. and Pengfei, Z., 2010. A Novel Thermoelectric Air-conditioner for a Truck Cab. *International Conference on Advances in Energy Engineering IEEE, Hengyang, China.*
- Rezaei, M. and Ketabdari, M., 2007. Numerical modeling of sloshing with Volume Of Fluid (VOF) method. *The 12'th International Conference of Fluidization, New Horizons in Fluidization Engineering, Vancouver, Canada.*
- Sander, W. and Weigand, B. 2009. Shaker-based heat and mass transfer in liquid metal cooled engine valves. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(1), 2552-2564.
- Sapinski, B., 2010. Vibration power generator for a linear MR damper. *Smart materials and structures*, 19(1), 1-12.
- Snyder, G. and Toberer, E., 2008. Complex thermoelectric materials. *nature materia*, 7(1), 105-114.
- Suda, Y. Nakadai, S. and Nakano, K., 1998. Hybrid Suspension System with Skyhook Control and Energy Regeneration. *Vehicle System Dynamics Supplement*, 29(1), 619-634.

- Thacher, E. and Helenbrook, B. T., 2007. Testing of an automobile exhaust thermoelectric generator in a light truck. *Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering*, 221(1), 95-107.
- Wang, J. Li, Y. Zhao, C. Cai, Y. Zhu, L. Zhanga, C. and Wang, J., 2018. An optimization study of structural size of parameterized thermoelectric generator module on performance. *Energy Conversion and Management*, 160(1), 176-181.
- Wei, C. and Jing, X., 2017. A comprehensive review on vibration energy harvesting: Modelling and realization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74(1), 1-18.
- Wu, F. Song, H. Gao, F. Shi, W. Jia, J. and Hu, X., 2013. Effects of Different Morphologies of Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> Nanopowders on Thermoelectric Properties. *Journal of Electronic Materials*, 42(6), 1140-1145.
- Xie, L. Li, J. Li, X. Huang, L. and Cai, S., 2018. Damping-tunable energy-harvesting vehicle damper with multiple controlled generators: Design, modeling and experiments. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 99(1), 859-872.
- Xie, W. Wang, S. Zhu, S. He, J. Tang, X. Zhang, Q. and Tritt, T. M., 2013. High performance Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> nanocomposites prepared by single-element-melt-spinning spark-plasma sintering. *Journal of Material Science*, 48(1), 2745-2760.
- Yang, H. Shu, G. Tian, H. Ma, X. Chen, T. and Liu, P., 2018. Optimization of thermoelectric generator (TEG) integrated with three-way catalytic converter (TWC) for harvesting engine's exhaust waste heat. *Applied Thermal Engineering*, 144(1), 628-638.
- Yang, J. and Stabler, F., 2009. Automotive Applications of Thermoelectric Materials. *Journal of Electronic Materials*, 38(7), 1245-1251.
- Zhang, X. and Zhao, L. D., 2015. Thermoelectric materials: Energy conversion between heat and electricity. *Journal of Materiomics*, 1(1), 92-105.
- Zhang, X. Pan, H. Qi, L. Zhang, Z. Yuan, Y. and Liu, Y., 2017. A renewable energy harvesting system using a mechanical vibration rectifier (MVR) for railroads. *Applied Energy*, 204(1), 1535-1543.
- Zhang, Y. Chen, H. Guo, K. Zhang, X. and Li, S., 2017. Electro-hydraulic damper for energy harvesting suspension: Modeling, prototyping and experimental validation. *Applied Energy*, 199(1), 1-12.
- Zhang, Y. Huang, K. Yu, F. Gu, Y. and Li, D., 2007. Experimental Verification of Energy-regenerative Feasibility for an Automotive Electrical Suspension System. *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, Beijing, China.
- Zhao, D., and Tan, G., 2014. A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications. *Applied Thermal Engineering*, 66(1), 15-24.

- Zhu, S. Shen, W. A. and Xu, Y. L., 2012. Linear electromagnetic devices for vibration damping and energy harvesting: Modeling and testing. *Engineering Structures*, 34(1), 198-212.
- Zuo, L. and Zhang, P., 2013. Energy harvesting, ride comfort, and road handling of regenerative vehicle suspensions. *Journal of Vibration and Acoustics*, 135(1), 48-65.
- Zuo, L. Scully, B. Shestani, J. and Zhou, Y., 2010. Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions. *Smart Materials and Structures*, 19(1), 1-10.



## ÖZGEÇMİŞ

1985 yılında İran'ın Doğu Azerbaycan eyaletindeki Melikkent şehrinde doğdu. İlk ve Ortaokul eğitimini bu şehirde tamamladı. Dört yıllık Lise dönemini Marağa şehrinde tamamladı. 2003 yılında Tebriz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. 2008 yılında bu bölümden mezun oldu ve yüksek lisans eğitimini Tebriz'in Sehend Teknik Üniversitesinde Makine Mühendisliği üzerinde başladı. 2010 yılında bu bölümden mezun oldu ve iki sene iş deneyiminden sonra 2012 yılında Türkiye'de Erzurum Atatürk Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü Enerji Bilim Dalı'nda doktora eğitimine başladı. 2019 yılı, Ocak ayında bu bölümden mezun oldu.