

# MÜHENDİS VE MAKİNA

## ENGINEER AND MACHINERY

ISSN 1300-3402 E-ISSN 2667-7520



tmmob makina mühendisleri odası yayın organı

[www.mmo.org.tr/muhendismakina](http://www.mmo.org.tr/muhendismakina)



Cilt/Vol 64 Sayı/No 713

Ekim-Aralık / October-December 2023



TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI MÜHENDİS VE MAKİNA DERGİSİ  
UCTEA CHAMBER OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF ENGINEER AND MACHINERY  
ISSN:1300-3402, E-ISSN:2667-7520



# Mühendis ve Makina

## Engineer and Machinery

YIL/YEAR : 2023

CİLT/VOLUME : 64

SAYI/ ISSUE : 713



**İMTİYAZ SAHİBİ / PRIVILEGE OWNER**

Yunus YENER

TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI / UCTEA CHAMBER OF MECHANICAL ENGINEERS

**SORUMLU YAZI İŞLERİ MÜDÜRÜ / PRODUCTION DIRECTOR**

Yunus YENER

**EDİTÖR / EDITOR IN CHIEF**

Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK

Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University

**EDİTÖR YARDIMCILARI / ASSOCIATE EDITORS**

Prof. Dr. L. Berrin ERBAY, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi /Eskisehir Osmangazi University

Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ, Çankaya Üniversitesi/Cankaya University

**ALAN EDİTÖRLERİ / AREA EDITORS**

Prof. Dr. Metin AKKÖK, Orta Doğu Teknik Üniversitesi/Middle East Technical University

Prof. Dr. Cemal MERAN, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA, Trakya Üniversitesi/Trakya University

Dr. Öğr. Üye. Gurbet ÖRÇEN, Dicle Üniversitesi/Dicle University

**YAYIN SEKRETERİ / EDITORIAL SECRETARY**

Ceren YILMAZ ARAS

**KAPAK VE SAYFA TASARIMI/ COVER AND PAGE DESIGN**

Muazzez POLAT

**TEKNİK SORUMLU / TECHNICAL ASSISTANT**

Mehmet AYDIN

**BASKI/PRINTED BY**

Ankamat Matbaacılık Sanayi Ltd. Şti.

30. Cadde 538. Sokak No: 60 İvedik Organize Sanayi- Ankara

Tel: (0312) 394 54 94

**BASKI SAYISI / CIRCULATION**

1000

**BASKI TARİHİ / PUBLISHING DATE**

30 Aralık 2023



#### YAYIN KURULU / EDITORIAL BOARD

- Prof. Dr. Metin AKKÖK, Orta Doğu Teknik Üniversitesi/Middle East Technical University, Ankara  
Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ, Çankaya Üniversitesi/Çankaya University, Ankara  
Prof. Dr. L. Berrin ERBAY, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi/Eskisehir Osmangazi University, Eskişehir  
Prof. Dr. Cemal MERAN, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University, Denizli  
Prof. Dr. Harun Kemal ÖZTÜRK, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University, Denizli  
Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA, Trakya Üniversitesi/Trakya University, Edirne  
Dr. Öğr. Üye. Gurbet ÖRÇEN, Dicle Üniversitesi/Dicle University, Diyarbakır

#### EDİTÖRLER KURULU / EDITORIAL BOARD

- Prof. Dr. C. Erdem İMRAK, İstanbul Teknik Üniversitesi/Istanbul Technical University, İstanbul  
Prof. Dr. Erdiñç KALUÇ, Kocaeli Üniversitesi/Kocaeli University, Kocaeli  
Prof. Dr. Ali GÜNGÖR, Ege Üniversitesi/Ege University  
Prof. Dr. Hikmet RENDE, Akdeniz Üniversitesi/Akdeniz University, Antalya  
Prof. Dr. Ali PINARBAŞI, Yıldız Teknik Üniversitesi/Yıldız Technical University,  
Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ, Gaziantep Üniversitesi/Gaziantep University  
Prof. Dr. E. İlhan KONUKSEVEN, Orta Doğu Teknik Üniversitesi/Middle East Technical University, Ankara  
Prof. Dr. Erol KILIÇKAP, Dicle Üniversitesi Dicle University, Diyarbakır  
Prof. Dr. Mustafa YURDAKUL, Gazi Üniversitesi/Gazi University, Ankara  
Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU, Gazi Üniversitesi/Gazi University, Ankara  
Prof. Dr. Miroslaw BONEK, Silesian University of Technology, Poland  
Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU, Karadeniz Teknik Üniversitesi/Karadeniz Technical University, Trabzon  
Prof. Dr. Leszek A. DOBRZANSKI, Silesian University of Technology, Poland  
Prof. Dr. Ö. Altan DOMBAYCI, Pamukkale Üniversitesi/Pamukkale University, Denizli  
Prof. Dr. Halim GÜRGENCI, Queensland Üniversitesi/The University of Queensland, Australia  
Prof. Dr. Hyung-MAN KIM, Power System and Sustainable Energy Laboratory (PSSEL), South Korea  
Prof. Dr. Basim AL-NAJJAR, Linnaeus University, Sweden  
Prof. Dr. Barış ÖZERDEM, İzmir Ekonomi Üniversitesi/Izmir University of Economics, İzmir  
Prof. Dr. Melih Cemal KUŞHAN, ESOGÜ/Eskişehir Osmangazi University, Eskişehir  
Doç. Dr. Tunç APATAY, Gazi Üniversitesi/Gazi University, Ankara  
Doç. Dr. Yiğit TAŞÇIOĞLU, TED Üniversitesi/TED University, Ankara  
Dr. Öğr. Üye. Nurdan BİLGİN, Ondokuz Mayıs Üniversitesi/Ondokuz Mayıs University, Samsun  
Dr. Öğr. Üye. Kutluk Bilge ARIKAN, TED Üniversitesi/TED University, Ankara  
Dr. Varlık ÖZERCİYES, AIRBUS, UK



*TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın Organı olan Mühendis ve Makina dergisi TMMOB Makina Mühendisleri Odası üyelerine ücretsiz olarak gönderilir. 1957 yılından beri yayımlanan dergimiz, **hakemli** bir dergidir. Dergimizle ilgili detaylı bilgi almak için [www.mmo.org.tr](http://www.mmo.org.tr) genel ağ adresinden yararlanabilirsiniz. Telefon, faks veya e-posta aracılığıyla da bize ulaşabilirsiniz.*

#### *Dergimizin yer aldığı veritabanları*



## İÇİNDEKİLER/ CONTENTS

### Araştırma Makaleleri / Research Articles

	Sayfalar
<b>Triz Etkiler Veri Tabanı Kullanımı ile Yenilikçi İplik Kurutma Ünitesinin Geliştirilmesi</b> Development of Innovative Yarn Drying Unit Using Triz Effects Database Ali KILIÇ, Mehmet Erkan KÜTÜK, Orhan ERSÜRMEİ, Bahattin DABANIYASTI, Kemal DABANIYASTI, Sadettin KAPUCU	576-591
<b>Kaynak Çalışanlarının Termal Konfor Düzeylerinin Belirlenmesine Yönelik Bir İnceleme</b> An Investigation On Determining The Thermal Comfort Exposure Levels of Welding Workers Uğur BAYAR, Uğur ARABACI	592-614
<b>A Design of 3 Piece Run Flat Mobile Tire Changer For 22.5" Rims</b> 22,5 İnch Jantlar İçin 3 Parça Run Flat Mobil Sökme Takma Makinesi Tasarımı Fatih KARAMAN, Ruhi YEŞİLDAL	615-632
<b>Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Ramberg-Osgood Parametrelerinin Tahmin Edilmesi: Girdi Parametreleri ve Nöron Sayılarının Tahminleme Doğruluğu Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi</b> Estimation of Ramberg-Osgood Parameters Using Artificial Neural Networks: Investigating The Effects of Input Parameters and Hidden Neuron Numbers on Estimation Accuracy Mehmet Alperen SOYER, Özler KARAKAŞ	633-651
<b>Dış ve İç Dişli Çarklarda Girişim</b> Interference in External and Internal Gears Mahmut Cüneyt FETVACI	652-669
<b>Biyogaz Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorun NSGA-II Algoritmasıyla Optimizasyonu</b> Optimization Of A Biogas Fueled Reactivity Controlled Compression Ignition Engine Using NSGA-II Algorithm Tülay ÇELİK, Ramazan ŞENER	670-695
<b>Elektrikli Araçların Menzil Sorunu Çözümünde Önemli Bir Tasarım: Elektromekanik Rejeneratif Süspansiyon Sistemi</b> A Crucial Design For Solving The Range Issue In Electric Vehicles: Electromechanical Regenerative Suspension System Doğukan TUNCER, Eylem YILMAZ ULU	696-724



## TRİZ ETKİLER VERİ TABANI KULLANIMI İLE YENİLİKÇİ İPLİK KURUTMA ÜNİTESİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Ali KILIÇ<sup>1\*</sup>, Mehmet Erkan KÜTÜK<sup>2</sup>, Orhan ERSÜRME<sup>3</sup>,  
Bahattin DABANIYASTI<sup>4</sup>, Kemal DABANIYASTI<sup>5</sup>, Sadettin KAPUCU<sup>6</sup>

<sup>1</sup> Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
Şehitkamil/Gaziantep, ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-3241-9944>

<sup>2</sup> Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
Şehitkamil/Gaziantep, ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-3001-2788>

<sup>3</sup> Örnek Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş. 27600 Şehitkamil/Gaziantep  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-3560-9794>

<sup>4</sup> Örnek Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş. 27600 Şehitkamil/Gaziantep  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0001-9682-874X>

<sup>5</sup> Örnek Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş. 27600 Şehitkamil/Gaziantep  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0003-2969-8003>

<sup>6</sup> Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,  
Şehitkamil/Gaziantep  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-7061-9672>

### Anahtar kelimeler

### Öz

*İdeallik, iplik kurutma sistemi, TRIZ etkiler veri tabanı, ultrasonik kurutma*

*Günümüzde mühendislik tasarımında en önemli unsurlardan biri yaratıcılık ve karmaşık problemlerin etkili bir şekilde çözümüdür. Bu bağlamda, TRIZ, sistematik yaratıcılık ve yenilikçilik için en etkili yöntemlerden biri olarak kabul edilir. TRIZ'in bir aracı olan "ideallik" kavramı, teknik sistemlerin çalışma ömrü boyunca basit, etkili ve güvenli olması gerektiğini vurgular. Bu makalede, bilimsel etkilerin kullanımıyla ideal sonuca yakın, yenilikçi çözümlerin elde edilmesi üzerine odaklanılmıştır. Özellikle iplik üretiminde boya sonrasında*

\* [akilic@gantep.edu.tr](mailto:akilic@gantep.edu.tr)

doi : 10.46399/muhendismakina.1001511

"sabitlememiş boyanın" temizlenmesi için yapılan yıkama işlemi sonrasında karşılaşılan kurutma problemlerinin çözümü üzerinde durulmuştur. Çalışmada, bilimsel veri tabanlarının ve bu veri tabanlarının nasıl kullanılacağı yöntemlerin açıklaması yapılmış ve ardından problem detaylı bir şekilde tanıtılmıştır. Etkiler veri tabanı kullanımına yönelik öngörülen algoritma, çözüm sürecinde nasıl uygulandığı anlatılmış ve önerilen bilimsel etkilerin kavramsal tasarımı nasıl dönüştürüldüğü açıklanmıştır. Daha sonra ise elde edilen çözüm için bir prototip oluşturularak testlerin nasıl yapıldığı üzerinde durulmuştur. Bu çalışma, TRIZ'in etkili bir şekilde kullanılmasıyla yenilikçi iplik kurutma ünitesinin geliştirilmesine yönelik kapsamlı bir örnek sunmaktadır. Bilimsel etkiler veri tabanının mühendislik tasarımında nasıl kullanılabilceği konusunda yol gösterici bilgiler sunmakta ve karmaşık problemlerin çözümü için güçlü bir metodoloji sağlamaktadır. Çalışma kapsamında geliştirilen prototip ön denemeleri sonucunda, geliştirilen yenilikçi iplik kurutma ünitesinin diğer ön kurutma sistemleri ile karşılaştırıldığında, ultrasonik titreşim kullanarak ön kurutma işlemi gerçekleştiren sistemin tek bir ultrasonik korna kullanıldığında enerji kullanım açısından %20 daha etkili olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, üniteye üç adet peş peşe ultrasonik korna konumlandırıldığında enerji verimliliğinin %30'a çıktığı gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, geliştirilen yenilikçi iplik kurutma ünitesinin daha az enerji tüketerek daha verimli bir şekilde çalıştığını göstermektedir.

---

## DEVELOPMENT OF INNOVATIVE YARN DRYING UNIT USING TRIZ EFFECTS DATABASE

---

---

### Keywords

*Ideality, yarn drying system, TRIZ effects database, ultrasonic drying*

---

### Abstract

*Creativity and effective problem-solving are essential qualities in engineering design today. In this context, TRIZ is recognized as one of the most effective methods for systematic creativity and innovation. The concept of "ideality," a tool within TRIZ, emphasizes the need for technical systems to be simple, effective, and safe throughout their operational life. This article focuses on the utilization of scientific effects to achieve*

---

### Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 18.10.2021

Kabul Tarihi : 31.05.2022

---

### Research Article

Submission Date : 18.10.2021

Accepted Date : 31.05.2022

---



*innovative solutions that are close to ideal. Specifically, it addresses the drying issues encountered after the washing process to remove "excess dye" in yarn production. The study begins by explaining the application of scientific effects databases and the methods of their use. Subsequently, the problem of drying after the washing process is introduced in detail. The envisioned algorithm for the use of effects database is described, along with the transformation of proposed scientific effects into conceptual designs. Moreover, the process of creating a prototype solution and conducting tests for evaluation are elucidated. The research exemplifies a comprehensive approach to the development of an innovative yarn drying unit by effectively utilizing TRIZ. It offers guiding insights into the practical implementation of scientific effects databases in engineering design and provides a robust methodology for solving complex problems. The results of prototyping experiments show that the proposed yarn drying unit, utilizing ultrasonic vibrations for pre-drying, is 20% more efficient in energy consumption compared to other pre-drying systems using a single ultrasonic horn. Furthermore, when three consecutive ultrasonic horns are employed, the energy efficiency increases to 30%. These findings demonstrate that the developed innovative yarn drying unit operates with reduced energy consumption and improved efficiency.*

---

## **Extended Abstract**

### **Introduction**

TRIZ is a unique and powerful tool that guides engineers to understand and solve their problems in the light of past engineering and scientific knowledge. One of TRIZ's tools, the law of ideality, or in other words, the law of perfection, states that any technical system should be simple, effective, and safe throughout its working life. The ideality of a system is expressed as the ratio of useful effects to harmful effects. The useful effects encompass all valuable results of system functions. Harmful effects are such as pollution, potential hazards, energy consumption and price. The ideal situation describes a system where there are no harmful effects at least reduced as much as it is only usefulness and/or functionality is increased. It refers to the final state in which the system needs to be developed. From a design standpoint, they should continue to improve the system in a way that will provide the most benefit, while reducing labor costs, materials, energy consumption and harmful effects. Normally, detrimental effects increase as the beneficial effect increases, but the ideality rule directs the designer to resolve or eliminate those design contradictions.

In general, for an effective drying process, water is removed from yarn by mechanical squeezing, centrifugation or suction as a pre-treatment in existing systems. Afterwards,

in order to remove the remaining water and reach the desired level, combinations or one of the heat drying methods which can be used forced hot air (convection) drying, hot surface contact (contact) drying, infrared rays (IR) drying, high frequency (microwaves) drying ovens. Minimizing the water on the yarn while entering the secondary processes is necessary for energy saving, shortening the heat chamber lengths, reducing the machine installation space and drying time. Therefore, it is desired to develop an alternative drying method to the existing methods for drying the washed yarns after the dyeing process. In order to achieve this aim, the scientific effects, which is the last approach among the innovative solution finding methods close to the ideal result, are used for the solution of drying problems after washing for the removal of "waste dye" after dyeing, and the solution achieved is analyzed.

### **Effects Database**

To use the effects database, it is an essential step to state function to achieve for the product/system and then simply match the effects of a function defined closest to the desired function. If the problem is defined as "HOW to do something?" to seek an answer to the question of scientific and engineering effects, it can be used as a preliminary filter for the solution before starting the analysis of all the information produced in the world. The effect database has been created from the analysis of patents in the last century and is available in the Triz books and on the internet. These databases contain thousands of physical, chemical, geometrical phenomena, etc., or applications of them.

### **Description of the Problem**

In the yarn production process, after the dyeing process applied to the yarns, the unfixed dye on the yarns must be washed away. After washing, the yarns must be dried and brought to a certain moisture level before they become the final product. In the machine to be developed, the yarns to be dried are first passed over an air suction unit and as much water as possible is tried to be taken from it. Afterwards, these yarns are passed through the hot air tunnel and the remaining water on the yarn is evaporated and it is tried to be thrown away. This process takes a lot of time and causes high energy costs the solution needed is to remove the water from the yarn in a shorter time and with less energy.

### **Transition from Problem Definition to Dialectical Inference**

In the problem definition, "drying the yarn" directly leads the problem solver to "evaporate the water". Although "drying the yarn" in this sentence seems logical in the ordinary flow of life, it makes no sense in TRIZ problem solving language. In fact, "evaporating water" also directs the problem solver towards some solutions; It can limit the number of alternative solutions, as the solution of the problem imposes only the phase change of water or method suggestions that will accelerate or facilitate the phase change. Instead, it is necessary to focus on the core of the problem and be uncolored it and simplify as much as possible. In the most general sense, what is defined here is the "liquid removal" that is desired to be solved in the problem. In that case:

- How to remove the liquid from the yarn?
- We are looking for a function for this problem. The basic function here is to "remove water".

- Searching for the keywords "liquid evaporation" in the version of Oxford Creativity at [www.triz.co.uk](http://www.triz.co.uk) will find 67 suggestions for this function. Likewise, when a search is made for "liquid move", it is seen that there are 205 suggestions. Due to the nature of the problem, some of these suggestions can be used while others may not. Among the recommendations, removal of water by "vibration" or "ultrasonic vibration" for pre-drying seems like a promising method.

### **Converting Conceptual Design to Prototype**

As a result of the examinations, it has been understood that there is no system in which "ultrasonic vibration" is used for the removal of water from the yarns. The ultrasonic booster used for different purposes providing ultrasonic pre-drying is positioned between the suction unit and the drying tunnel.

### **Conclusion**

As a result of prototype preliminary trials, when comparing similar systems in terms of energy use, it was understood that the system using ultrasonic was 20% more effective. In the carpet yarn sector, it is seen that dyed yarns are clearly superior in comparison with similar systems in terms of fastness, and there is almost no unfixed dye left.

## 1. Giriş ve Amaç

TRIZ, mühendislere geçmiş mühendislik ve bilimsel bilginin ışığında problemlerini anlamaları ve çözmeleri için rehberlik eden benzersiz ve güçlü bir araçtır. Geçmiş 40 yıldan beri, TRIZ, çeşitli karmaşık teknik problemlerin çözümü ve yenilikçiliğine yönelik pratik araçlar olarak geliştirilmiştir. Sistematik yaratıcılık gerektiren tasarım problemlerinin çözümü için kullanılan TRIZ, Altshuller'i izleyenler ve öğrencileri günümüzde de bu mevcut tekniklere ve yöntemlere yenilerini eklemektedirler (Terninko, Zusman ve Zlotin, 1996; Zlotin ve ark., 1994; Danilovsky ve ark., 2023; Royzen, 1999; Al'tshuller, 1999)

Herhangi bir teknik sistemin birincil amacı bazı fonksiyonları yerine getirebilmesidir. Genel mühendislik düşüncesinin ilk aşaması, diğer bir deyişle öncelik istenilen fonksiyonun yerine getirilmesidir. Diğer aşamalarda ise fonksiyonu yerine getirirken, daha hızlı olması, daha verimli olması, daha az enerji harcaması, ucuza imal edilmesi ve sistemi oluşturan elemanların azaltılmasını içermektedir. Diğer bir deyişle sistemin istenilen fonksiyonunu ya da daha fazla fonksiyonu yerine getirmesi gibi yararlı olanları artırılırken, zararlı olanların azaltılması veya yok edilmesidir. TRIZ'de ise bu durum "mükemmellik" ya da "ideallik" kanunu olarak bilinir (Hipple, 2012).

İdeallik veya başka bir deyişle mükemmellik kanunu herhangi bir teknik sistemin çalışma ömrü boyunca basit, etkili ve güvenli olması gerektiğini ifade eder. Bir teknik sistem her zaman yeniliğe açıktır. Sistemi mükemmelliğe maliyetini düşürerek, daha az yer kaplamasını sağlayarak, enerji kullanımını azaltarak veya bunların benzeri operasyonlar ile taşıyabiliriz. Bir sistemin ideallığı, yararlı etkilerin, zararlı etkilere oranı olarak ifade edilmektedir. Yararlı etkiler, sistem fonksiyonlarının tüm değerli sonuçlarını kapsamaktadır. Zararlı etkiler ise kirlenme, tehlikeli risk faktörleri, enerji tüketimi, fiyatı gibi istenilmeyen girdileri içermektedir. İdeal durum zararlı etkilerin olmadığı sadece faydaların olduğu bir sistemi tanımlar. Sistemin geliştirilmesi gereken nihai durumu ifade eder. Tasarım açısından bu duruma bakıldığında, en çok faydayı sağlayacak bununla birlikte işçilik masrafları, malzeme, enerji ve zararlı etkileri azaltacak şekilde sistemi geliştirmeye devam edilmelidir. Normalde, yararlı etkiyi artırırken zararlı etkiler de artar fakat ideallik kuralı tasarımcıyı tasarım çelişkilerini çözülmesine veya yok edilmesine yönlendirir. İdeal Nihai Sonuç bir ürünün yararlı fonksiyonları yerine getiriliyor olmasına rağmen sistemin kendisinin olmamasıdır.

İdeal nihai sonuç kavramının tanımından da anlaşılacağı üzere bir paradoks söz konusudur. Birçok durumda, ideal nihai sonuca ulaşmak mümkün olmayabilir. Bu durumda ise ideale yakın çözüm bulma yöntemleri kullanılır. Bunlar;

- Yararlı fonksiyonların artırılması,
- Sistemdeki eleman ya da işlevin budanması,

- Mevcut kaynakların kullanılması
- Bilimsel etkilerin (fiziksel, geometrik, kimyasal, vb.) kullanılmasıdır (Hipple, 2012; Gadd, 2011).

Genel olarak etkili bir kurutma işlemi için mevcut sistemlerde ön işlem olarak mekanik sıkma, santrifüjlüme veya emme ile suyu uzaklaştırma yapılmaktadır. Daha sonrasında da kalan suyun giderilerek istenilen seviyeye gelmesi için ısıyla kurutma yöntemlerinden; zorlanmış sıcak hava ile (konveksiyon) kurutma, sıcak yüzey temaslı (kontaklı) kurutma, kızıl ötesi ışınlarla (IR) kurutma, yüksek frekansla (mikrodalgalarla) kurutma fırınları kullanılmaktadır İkincil işlemlere girerken iplik üzerindeki suyun en aza indirilmesi enerji tasarrufu, kazan boylarının kısıtılarak makine kurulum alanının ve kurutma süresinin azaltılması için gereklidir. Dolayısıyla, boyama işlemi sonrasında yıkanan ipliklerin kurutulması için mevcut yöntemlere alternatif kurutma yöntemi geliştirilmesi istenilmektedir. Çalışmada bu amaca erişmek için yukarıda bahsedilen ideal sonuca yakın yenilikçi çözüm bulma yöntemlerinden sonuncu yaklaşım olan bilimsel etkilerin, boya sonrasında “Ölü boya” temizlenmesine yönelik olarak yıkanması sonrasında kurutma problemlerinin çözümünü için nasıl kullanıldığı ve erişilen çözüm analiz edilmiştir. Bu çalışmada ayrıca kısaca bilimsel veri tabanları ve kullanım yönteminden bahsedildikten sonra, problem detaylı olarak tanımlanmıştır. Yine bu çalışmada etkiler veri tabanı kullanımına yönelik öngörülen algoritmanın kullanılması süreci, önerilen bilimsel etkilerden kavramsal tasarıma geçiş ve daha sonrasında da prototip oluşturularak ön testlerinin yapılmasından bahsedilmiştir.

## 2. Bilimsel Etkiler

Etkiler veri tabanı, patent kayıtlarının uzun yıllarca araştırılması üzerine geliştirilmiştir. Altshuller, dünyadaki şimdiye kadar belirlenen (patent ve bilimsel dergilerde elde edilen) bilimsel etkileri ve fiziksel olayları alıp, uygulamalarına ve kullanımlarına göre yaratıcı problemlerin çözümünde kullanılacak bir şekilde yeniden listelemiştir. Buna örnek olarak geliştirilen etkiler tablosunun bir kısmı aşağıda verilmiştir (Al'tshuller, 1984).

Gerekli etki (fonksiyon) veya özellik	Gerekli özellik/ etki sağlayan fiziksel olay
6. Bir nesneyi taşıma/hareketlendirme	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bir nesneyi etkilemek için manyetik alan uygulanması veya nesneye bağlı mıknatıs kullanmak</li> <li>• İçinden akım geçen bir iletkeni etkilemek için manyetik alan uygulamak</li> <li>• Elektrik yüklü nesneyi etkilemek için elektrik alan uygulamak</li> <li>• Bir sıvı ya da gazda basınç aktarımı</li> <li>• Mekanik titreşimler</li> <li>• Savurma kuvveti</li> <li>• Termal genleşme</li> <li>• Işığın basıncı</li> </ul>
10. Karışımları ayırmak	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elektrik ve manyetik ayırma</li> <li>• Elektrik veya manyetik alanı kullanarak bir sıvının viskozitesini değiştirmek</li> <li>• Savurma kuvveti</li> <li>• Soğurma</li> <li>• Difüzyon</li> <li>• Osmosis</li> <li>• Elektro-osmosis</li> <li>• Elektro-phoresis</li> </ul>

TRIZ için veri tabanı, Altshuller ile beraber birçok bilim adamı ve mühendisin araştırmaları ve çalışmaları sonucu geliştirilmiştir ve birçok sürümü mevcuttur. Basılı sürümleri çeşitli TRIZ kitaplarında (Gadd, 2011; Al'tshuller, 1984; Orloff, 2003; Darrell, 2002; Savransky, 2000) ve dijital tabanlı sürümleri de (Oxford Creativity Effect Database, 2022; Production Inspiration, 2023) internette mevcuttur. Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

Sistemde hali hazırda fiziksel, kimyasal veya geometrik bir etki kullanılıyorsa, genellikle karmaşık bir sistem yerine daha basit bir sistem konabilir. Dolayısıyla, çözmeniz gereken bir probleminiz olduğunda bilimsel etkiler veri tabanına gidebilir ve geçmişte hangi bilimsel etkilerin kullanıldığını görebilir, uygun ve farklı olanlarını kendi probleminize uygulayabilirsiniz.

## 2.1 Bilimsel Etkiler Veri Tabanı Kullanma Yöntemi

Etkiler veri tabanının kullanmak için, ürün veya sistemimiz için elde etmek istediği-

niz fonksiyonu tanımlamalı ve daha sonra tanımlanan arzuladığımız fonksiyona en yakın olan bir fonksiyonun etkileriyle ile basitçe eşleşmelidir. Eğer problemi-  
miz bir şeyler “NASIL yapılır?” sorusuna cevap aramak ise bilimsel ve mühendis-  
lik etkilerini, dünyada üretilen tüm bilgilerin analizine başlamadan önce çözüm  
için öncül bir filtre olarak kullanabiliriz. Etkiler veri tabanı, son yüzyılda patent-  
lerin ilk analizinin sonucunda oluşturulmuştur. Bu veri tabanı patentlerde kulla-  
nılan binlerce ilgili bilimsel ve mühendislik etkilerini içermektedir.

Etkiler veri tabanı kullanılırken şu adımları izlenebilir (Gadd, 2011).

1. Probleminizi 'Nasıl' sorusu olarak yazın.
2. Ne yapmak istediğinizi açıklayın. Ya bir fonksiyon arıyorsunuzdur ya bir pa-  
rametre değiştirmeye ya da enerji dönüşümüne ihtiyacınız vardır.
3. Etkiler veri tabanına gidin ve istediğiniz fonksiyon, parametre veya enerji dö-  
nüşümü arayın.
4. Önerilen uygun kavramsal çözümleri gerçek çözümlere çevirin.

### 3. Problemin Tanımı

Tekstil sektöründe, halı, el örgü, triko gibi ürünlerin imalatında bir veya birden  
çok ipliğin istenilen uzunlukta renk ya da renklere boyanması işleminde, boyama  
işlemi sonrasında yıkanan ipliklerin kurutulması için mevcut yöntemlere alter-  
natif kurutma yöntemi geliştirilmesi istenilmektedir.

İplik üretim işleminde, ipliklere uygulanmakta olan boyama işlemi sonrası, ip-  
likler üzerindeki emilmeyen fazla boyanın yıkanarak atılması gerekmektedir.  
Yıkama işlemi Şekil 1’de görüldüğü üzere iplik demeti ya bir şelale şeklinde su  
altından geçirilmekte ya da üzerine su püskürtülerek yapılmaktadır. Bu yıkama  
işlemi üretim kalitesini ve verimi doğrudan etkilemektedir. Yıkama sonrası, iplik-  
lerin nihai ürün olmadan önce kurutularak belirli bir nem seviyesine getirilmesi  
gerekmektedir. Aynı zamanda, üretilen ipliklerde azami ve asgari nem değerleri  
standartlar ile tespit edilmiş olup, bu değerlerin dışına çıkılmaması zorunludur.  
Nihai ürün elde edilmeden önce ipliklerin standart nem değerlerinin dışında ol-  
ması durumunda, hatalı ürün olarak kabul edilmektedirler. Bu nedenle, yıkama  
sonrası kurutma işlemi büyük önem arz etmektedir. Kurutma işlemi doğrudan  
kalite, üretim hızı ve üretim maliyetini etkilemektedir. Genel olarak etkili bir ku-  
rutma işlemi için mevcut sistemlerde sıkma, santrifüjlüme veya emme ile suyu  
uzaklaştırma yapıldıktan sonra kalan suyun giderilerek istenilen seviyeye gel-  
mesi için ısıyla kurutma yöntemlerinden olan zorlanmış sıcak hava ile (konvek-  
siyon) kurutma, sıcak yüzey temaslı (kontaklı) kurutma, kızıl ötesi ışınlarla (IR)  
kurutma ve yüksek frekansla (mikrodalga) kurutma yöntemlerinden biri kulla-  
nılmaktadır.



Şekil 1. İplik Demetlerinin Su Şelalesi Altından Geçiş

Geliştirilmesi istenilen makinede ise kurutulmak istenilen iplikler ilk önce bir hava emme ünitesi üzerinden geçirilerek üzerinden mümkün mertebe su alınmaya çalışılmaktadır. Daha sonra bu iplikler, sıcak hava tüneline geçirilerek iplik üzerinde kalan su buharlaştırılarak atılmaya çalışılmaktadır. Özellikle, viskon gibi yüksek su emme özelliğine sahip iplik türlerinin bu yöntem ile kurutulması için oldukça uzun kurutma tünelleri kullanılmaktadır. Bu kurutma tünelleri, ısıtılan havanın kurutulmak istenilen ipliklerin üzerinde oluşturulan hava akımı ile iplik üzerindeki suyun buharlaştırılması amacıyla geliştirilmiştir. Bahsedilen kurutma tünellerinin ısıtılması için harcanan enerji bundan dolayı oldukça fazladır ve üretim maliyetini doğrudan olumsuz etkilemektedir. Bu kurutma tünellerinin uzunluğunun artması, doğru orantılı olarak ısıtma için ihtiyaç duyulan enerji miktarının ve dolayısıyla üretim maliyetinin de artmasına neden olmaktadır. Diğer taraftan, ıslak iplik üzerindeki suyun ısıtılarak buharlaştırılması için belirli bir süre gerekmektedir. Özellikle, yüksek su emiciliğine sahip ipliklerin istenilen nem değerine düşmesi için gereken süreyi sağlamak üretim hızını da belirlemektedir. Dolayısıyla etkili bir kurutma daha fazla üretim ve enerji tasarrufu anlamını taşımaktadır.

### 3.1 Problem Tanımından Diyalaktik Çıkarıma Geçiş

İyi tanımlanmış bir problemin yarı yarıya çözülmüş olduğu problem çözümler arasında genel kabul görmüş bir çıkarım olarak bilinmektedir. Sistematik TRIZ de bu kavrama odaklanır. Genel anlamıyla mühendislik, kullanıcının istediği fonksiyonları ürünlerde ve süreçlerde sağlamasıdır. Belirli bir işlemin veya ürü-



nün çalışması için genellikle birçok işlevi yerine getirmesi gerekir. Karmaşık sistem tasarımıyla uğraşan mühendisler tarafından ürünün veya sürecin işlevlerini anlamak, üstlenilen çalışmanın kilit bir yönüdür.

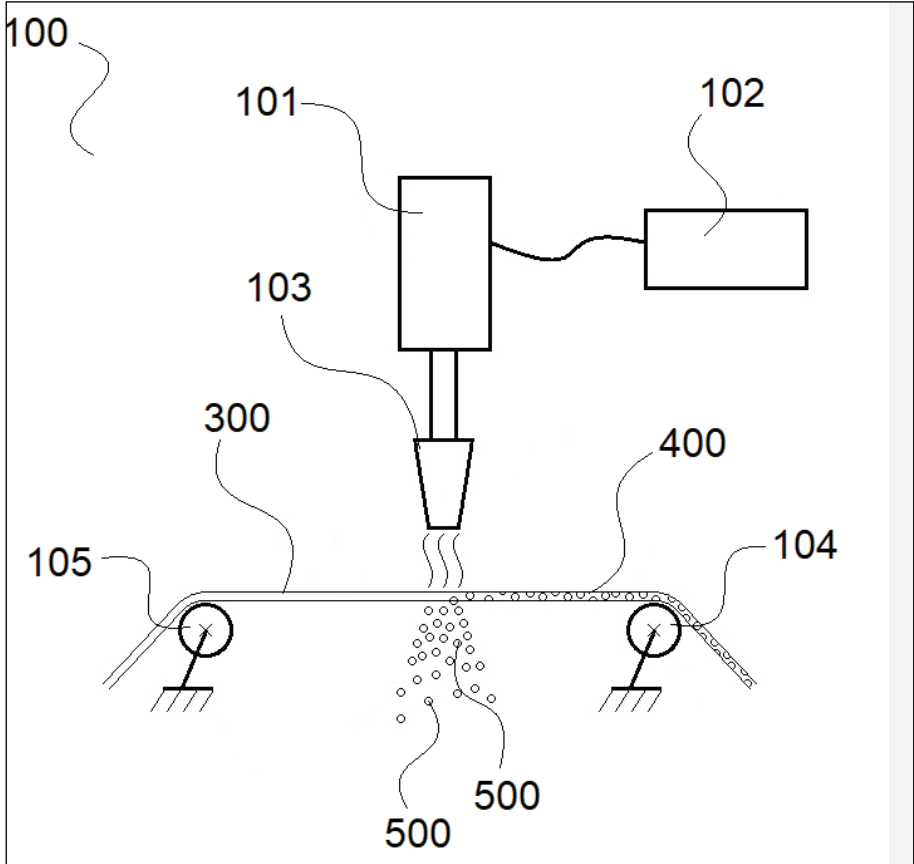
Problem tanımında “ipliği kurutmak” doğrudan doğruya problem çözücüyü “suyu buharlaştırmaya” yönlendirir. Her ne kadar bu cümledeki “ipliği kurutmak” hayatın olağan akışı içerisinde mantıklı gibi görünse de TRIZ dili olarak hiçbir anlam ifade etmez. Hatta “suyu buharlaştırmak” da sizi belirli çözümlere doğru yönlendirerek problemin çözümünün sadece suyun faz değişimi veya faz değişimini hızlandıracak ya da kolaylaştıracak yöntem önerileri dayatmasıyla, alternatif çözüm sayılarını kısıtlayabilir. Bunun yerine problemin özüne odaklanıp, mümkün olduğunca renksizleştirmek ve basitleştirmek gereklidir. En genel manasıyla burada tanımlanan problemde çözülmek istenilen “sıvının uzaklaştırılması”dır. O halde:

- İpliğin üzerinden sıvıyı nasıl uzaklaştırırım?
- Bu problem için bir fonksiyon aranmaktadır. Burada temel fonksiyon “suyu uzaklaştırmak”tır.
- <https://www.triz.co.uk/triz-effects-database> adresinde Oxford Creativity'in sürümünde İngilizce olarak “sıvı buharlaştırma” anahtar kelimeleri ile arama yapılırsa, bu işlev için 67 önerinin olduğu görülecektir. Aynı şekilde “sıvı hareketlendirme” için arama yapıldığında da 205 önerinin olduğu görülmektedir. Problemin yapısı gereği bu önerilerden bazıları kullanılabilirken diğerleri kullanılamayabilir.
- Bu önerilerin içerisinde uygun olanlardan birkaçı seçilip uygulamaya konulabilir. Mevcut duruma bakıldığında ön kurutma için zaten, önerilerin içerisinde olan emme (hava emme ünitesi) ve ısıtılan zorlanmış hava akımı (sıcak hava tünelleri) kullanılmaktadır. Öneriler içerisinde ön kurutma için “titreşim” veya “ultrasonik titreşim” ile suyun uzaklaştırılması ümit vaat eden bir yöntem gibi durmaktadır.

### 3.2 Kavramsal Tasarımın Prototipe Dönüştürülmesi

Suyun iplikler üzerinden uzaklaştırılmasına yönelik olarak, yapılan incelemeler sonucunda “ultrasonik titreşim” in kullanıldığı bir sistemin mevcut olmadığı anlaşılmıştır. Önerilen kavramsal tasarımın detaylandırılması Şekil.2’de gösterilmiştir. Ultrasonik ön kurutma sistemi (100), emme ünitesi ile kurutma tüneli arasında konumlandırılmıştır. Ultrasonik kurutma sisteminde (100), vakumlama ünitesinden çıkan ve halen istenildiğinden fazla nem içeren ıslak ipliklerin (300) üzerindeki su, ultrasonik ses dalgaları ile atılarak uzaklaştırılması hedeflenmiştir. Bahsedilen ultrasonik kurutma sisteminin (100), ıslak ipliklerin (300) üzerin-

de bulunan suyu yüksek bir yüzde ile uzaklaştırması beklenmektedir. Polyester gibi düşük emiciliğe sahip ipliklerde bu oran yüksek olurken, viskon gibi daha yüksek emiciliğe sahip doğal lifli ipliklerde daha düşük olabilir. Bu oran işlenen ipliklere göre farklılık gösterebilmektedir. Ultrasonik kurutma sistemi (100) ile ıslak ipliklerin (300) çok yüksek oranda ıslaklığı giderildiğinden nihai nem oranına düşürülmesi için mevcut yöntemlerdekinden çok daha kısa olarak zorlanmış hava ile kurutma tüneline geçirilecektir. Bahsedilen ultrasonik kurutma sisteminde (100) ıslak ipliklere (300) verilecek ses dalgalarını oluşturan ultrasonik booster (101) bulunacaktır. Bahsedilen ultrasonik booster'a (101), verilecek ses dalgalarının frekansının ayarlanması için kontrol paneli (102) bağlanacaktır. Bahsedilen ultrasonik booster (101) ile ıslak iplik (300) arasında konumlandırılmış olan korna (horn) (103), ses dalgalarının ıslak iplik (300) demetine ak-



Şekil 2. Ultrasonik Kurutma Sisteminin (100) Şematik Genel Görünümüdür. Şekil Üzerindeki Rakamlar Bileşenleri Göstermektedir: Ultrasonik Booster (101), Kontrol Paneli (102), Korna (103), Giriş Avare Silindiri (104), Çıkış Avare Silindiri (105), Islak İplik (300), Suyu Atılmış İplik (400), Su Taneleri (500)

tarılmasını sağlamaktadır. Bahsedilen ultrasonik kurutma sistemine (100) ıslak ipliklerin (300) alındığı bölümde konumlandırılmış giriş avare silindiri (104), suyu atılmış ipliklerin (400) çıkış bölümde konumlandırılmış çıkış avare silindiri (105) ile birlikte çalışarak iplik demetinin gergin şekilde tutulmasını sağlayacaktır. Kavramsal tasarımın detaylandırılmasından daha sonra gerçekleştirilen sistemin prototip resmi Şekil 3'te görülmektedir. Ayrıca yine bu resimde bulutsu su taneleri net bir şekilde görülmektedir.

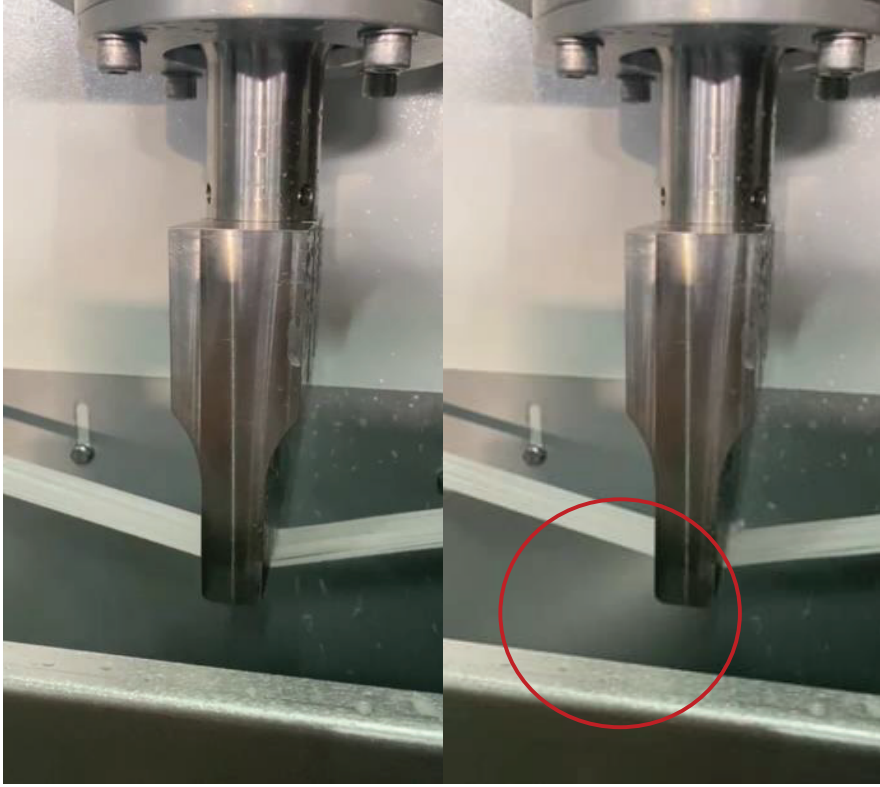


Şekil 3. Ultrasonik Kurutma Sisteminin Öncül Denemeleri

#### 4. Sonuçlar

İpliklerin, daha önce de bahsedildiği gibi ön kurutma olan emme ünitesinden geçirilmiş olmasına rağmen hala yüksek oranda su içerdiği görülmektedir. İpliklerin üzerindeki su büyük oranda ön kurutma ünitesinde alınmış olmasına rağmen ipliği oluşturan elyaflar arasına hapsedilmiş suyun istenilen düzeye kadar azal-

tilamadığı anlaşılmaktadır. Şekil 4 (a)'da geliştirilen ve makine üzerine bağlanan ultrasonik kurutma sistemi aktif değilken görülmektedir. Bu elyaflar arasındaki suyun atılmasına yönelik olarak ise yine ön kurutma işlemi olan ultrasonik titreşim uygulanmıştır ve öngörüldüğü üzere elyaflar arasındaki suyun büyük bir kısmının su zerrecikleri olarak uzaklaştırılabildiği ve bulutsu hali, Şekil 4 (b)'de belirgin bir biçimde görülmektedir. Böylelikle, daha küçük bir sıcak hava fırını ile daha etkili bir biçimde istenilen nem düzeyine getirilmektedir.



(a)

(b)

Şekil 4. (a) Ultrasonik Aktif Değil, (b) Ultrasonik Aktif. Su Zerreciklerinin Bulutsu Hali Belirgin Bir Biçimde Daire İçinde Görülmektedir

İlk denemelerde tek bir korna ile el marifeti ile yapılan denemelerde sistemin çalışabilirliği test edilmiştir. Ardından prototip geliştirme aşamasındaki çalışmalarda 3 adet peş peşe bağlanan ultrasonik korna konumlandırılarak yapılmıştır. Boyama sonrası 60 °C sıcaklığındaki su ile yıkanan, emme ünitesinden geçirilen ve üzerindeki fazla su alınmış sürekli iplik demeti 200 metre / dakika hızındaki 3 adet peş peşe konumlandırılan ultrasonik korna üzerinden geçirilmiştir. Yapılan farklı denemelerde halı iplik demetinin üzerindeki suyu %30 oranında ultraso-

nik titreşim marifetiyle attığı görülmüştür. Çalışma 20 kHz titreşim frekansında ve 20 µm ile 40 µm arasında ayarlanabilir titreşim genliğinde yapılmıştır. Prototip ön denemeleri sonucunda diğer ön kurutma sistemleri ile enerji kullanım açısından karşılaştırma yapıldığında ultrasonik titreşim kullanarak ön kurutma kullanan sistemin tek bir ultrasonik korna kullanıldığında %20 daha etkili olduğu 3 adet peş peşe ultrasonik korna konumlandırıldığı durumda ise enerji verimliliğinin %30'a çıktığı görülmektedir. Detaylı çalışmalar, ölçümler ve testler devam etmektedir.

Halı iplik sektöründe boyalı ipliklerin yine benzer sistemler ile haslık konusunda yapılan karşılaştırma da belirgin biçimde üstün olduğu ve hemen hemen hiç ölü boya kalmadığı görülmektedir. Ayrıca kurutma performansını iyileştirmek için farklı korna tasarımları üzerine çalışmalar yürütülmektedir.

### Kaynakça

- Al'tshuller, G.S. (1984). *Creativity as an exact science: The theory of the solution of inventive problems*. London, UK: CRC Press.
- Al'tshuller, G. S. (1999). *The innovation algorithm: TRIZ, systematic innovation and technical creativity*. Worcester, USA: Technical innovation center, Inc.
- Danilovsky, Y., Ikovenko, S., Jung, K.J., Lee, M.G., Kim, S., & Kim, S. FOS electronic database as training in RTV (Develop Creative Imagination). Erişim adresi <http://triz-solver.com/index.php/izmerenie-kreativnosti/186-fos-electronic-database-as-training-in-rtv-develop-creative-imagination>, Son Erişim Tarihi: 24.10.2023.
- Darrell, L. M. (2002). *Hands-on systematic innovation*. Ieper, Belgium: CREAX Press.
- Gadd, K. (2011). *TRIZ for engineers: enabling inventive problem solving*. Chichester, UK: John wiley & sons,
- Hipple, J. (2012). *The Ideal Result: What It Is and How to Achieve It*. New York, USA: Springer.
- Orloff, M. A. (2003). *Inventive thinking through TRIZ, A practical guide*. New York, USA: Springer.
- Oxford Creativity Effect Database. (2022). Erişim adresi <http://wbam2244.dns-systems.net/EDB/>, Son Erişim Tarihi: 24.10.2023.
- Production Inspiration. Erişim adresi <http://www.productioninspiration.com>, Son Erişim Tarihi 24.10.2023.
- Royzen, Z. (1999). Tool, object, product (TOP) function analysis, *TRIZCON99, The*

*First Symposium on TRIZ Methodology and Application of Altshuller Institute for TRIZ Studies, Mart 7-9,1999, Novi, Michigan.*

Savransky, S. D. (2000). *Engineering of creativity*. Florida, USA: CRC Press.

Terninko, J., Zusman, A., & Zlotin, B. (1996). *Step by Step TRIZ: Creating Innovative Solution Concepts*. Nottingham, UK: Responsible Management Inc.

Zlotin, B., Bushuev, D., Haimov, E., Malkin, S., Zusman, A., Tikhonov, A. & Pevnev, V. (1994). Automated problem formulator and solver, Patent no: US 5,581,663.



## KAYNAK ÇALIŞANLARININ TERMAL KONFOR DÜZEYLERİNİN BELİRLENMESİNE YÖNELİK BİR İNCELEME

Uğur BAYAR<sup>1\*</sup>, Uğur ARABACI<sup>2</sup>

<sup>1</sup> T.C. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı İş Sağlığı ve Güvenliği Genel Müdürlüğü, Ankara  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0001-7746-6552>

<sup>2</sup> Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü,  
Ankara, ORCID No : <https://orcid.org/0000-0003-4850-3275>

### Anahtar kelimeler

### Öz

*Kaynak işi, iş hijyeni,  
termal konfor*

*Bu çalışmada Ankara ilinde metal sektöründe faaliyet gösteren ve gaz altı, toz altı ve/veya örtülü elektrot ark kaynak işi ile çalışma yürüten 15 farklı işyerinde iş sağlığı ve güvenliği koşullarının belirlenmesi adına iş hijyeni fiziksel etkenlerinden termal konfor maruziyeti ölçülmüştür. Ölçümler, ilgili mevzuat kapsamında yetkilendirilmiş ve akredite edilmiş bir laboratuvar tarafından gerçekleştirilmiş, kalibrasyonu bulunan cihazlarla yapılmıştır. Ulusal mevzuatta ve uluslararası standartlarda belirtilen ölçüm kriterlerine uyulmuş, ölçüm sonucunda elde edilen veriler yine bu kriterler doğrultusunda analiz edilmiştir. İşyerlerinde kaynak çalışanlarına yönelik olarak ayrıca termal konfor maruziyetleri konusunda rahatsızlık durumları da sorulmuş, elde edilen çalışan beyanları ile ölçüm sonuçlarının birlikte değerlendirilmesi sağlanmıştır. İşyerlerinin termal konfor ölçüm sonuçlarının ve çalışan beyanlarının değerlendirmesini kolaylaştırmak adına benzer büyüklükteki işyerleri gruplandırılmıştır. Böylece işyerleri büyük, orta, küçük ve mikro sınıf olmak üzere dört farklı kategoriye bölünmüş ve yapılan değerlendirmeler bu sınıflandırma kapsamında gerçekleşmiştir. Yapılan çalışmada; kaynak işi ve metal sektöründe ortaya çıkan termal konfor maruziyetinin nedenleri ve düzeyleri, bu maruziyetin azaltılması ve önlenmesine yönelik tedbirler, ölçümlerin yapılış yöntemleri, ölçümlerin öncesi, sırası ve sonrasında ortaya çıkan durumlar ile ölçüm sonuçları ve bu sonuçların genel değerlendirmesi ortaya konulmuştur.*

\* ugur-bayar88@hotmail.com  
doi : 10.46399/muhendismakina.1258929

---

## AN INVESTIGATION ON DETERMINING THE THERMAL COMFORT EXPOSURE LEVELS OF WELDING WORKERS

---

---

### Keywords

*Welding process, occupational hygiene, thermal comfort*

---

### Abstract

*In this study, thermal comfort exposure, one of the physical factors of occupational hygiene, was measured in order to determine the occupational health and safety conditions in 15 different workplaces operating in the metal sector and working with gas, submerged and/or covered electrode arc welding in Ankara. Measurements were made with devices that were calibrated and carried out by a laboratory authorized and accredited within the scope of the relevant legislation. The measurement criteria specified in the national legislation and international standards were complied with, and the data obtained as a result of the measurement were analyzed in line with these criteria. In addition, they were asked about their discomfort in terms of thermal comfort exposures for the welding workers in the workplaces, and the obtained employee statements and the measurement results were evaluated together. In order to facilitate the evaluation of thermal comfort measurement results and employee statements of workplaces, similar sized workplaces are grouped. Thus, workplaces were divided into four different categories as large, medium, small and micro classes, and the evaluations were made within the scope of this classification. In the study; The causes and levels of thermal comfort exposure in the welding work and metal sector, the measures to reduce and prevent this exposure, the methods of making the measurements, the situations before, during and after the measurements, the measurement results and the general evaluation of these results are presented.*

---

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 02.03.2023

Kabul Tarihi : 24.07.2023

Research Article

Submission Date : 02.03.2023

Accepted Date : 24.07.2023

---



## Extended Abstract

### Introduction

Welding, which is a manufacturing method that enables the joining of materials, is widely used in many fields, especially in the metal industry. Since welding is not a singular industry and is used in almost every field as a manufacturing method, it does not have its own NACE code. Welding work included in the code "25.62.02: Machining of metals (turning, grinding, drilling, milling, planing, polishing, chamfering, finishing, joining, welding, etc. activities of metal parts) (excluding laser cutting of metals)", It is included in the dangerous work class, which is defined as medium-hazardous from three different hazard classes applied for workplaces in our country. The most important physical exposure factors in welding works; noise, vibration, thermal comfort, lighting and radiation.

In this study, the most commonly used welding methods in manufacturing, covered electrode arc welding, gas metal arc welding (MIG, MAG and TIG) and submerged arc welding are discussed. In this context, field work was carried out by visiting 15 different companies operating in different fields of metal industry in Ankara and the information and data obtained in this way were evaluated. The thermal comfort levels that employees are exposed to were determined through occupational hygiene measurements carried out in the workplaces. In addition, the welders were asked about their discomfort regarding thermal comfort exposures, the values determined in the occupational hygiene measurements and the workers' own statements were examined together and their consistency was questioned.

### 2. Literature Research

Tagurum, Gwomson, Yakubu, Igbita, Chingle, and Chirdan (2018), Tadesse, Bezabih, Destaw and Yalemzewod (2016), İzgi (2006), Gebrezgiabher, Tetemke and Yetum (2019); a questionnaire was applied to the employees in order to determine the exposure status of the welding workers. By evaluating the data obtained from the questionnaires, the exposure of the employees to physical and chemical factors was interpreted and personal protective use cases were reached. Tagurum et al. (2018), thermal stress caused 45,8% discomfort, while in the study conducted by İzgi (2006), 24,2% of the employees declared that they were not satisfied with thermal radiation.

### 3. Materials and Method

Thermal comfort; it means keeping the climatic conditions in the environment at a certain comfort level while maintaining the physical and mental activities of people. As stated in the study conducted by Çınar (2016), four environmental and two personal factors are used to determine thermal comfort:

- Air temperature
- Relative humidity
- Radiant heat
- Airflow velocity
- Metabolic rate
- Garment insulation

In addition to the factors listed above, the wet bulb temperature (wet bulb globe temperature - WBGT) value is also measured and used in the evaluation of thermal comfort.

When the studies conducted in our country are examined, it is seen that "TS EN ISO 7730:

2006; Ergonomics of the thermal environment - PMV (Predicted Mean Vote) and PPD (Predicted Percentage Dissatisfied - Predicted Dissatisfaction Percentage) indices and regional thermal comfort criteria are evaluated. Analytical determination and interpretation of thermal comfort using the standard "TS EN ISO 7243: 2017; Thermal environment ergonomics - WBGT (wet bulb temperature globe - wet chamber)" It has been seen that the standard of "Evaluation of heat stress by using the sphere temperature) index" can be benefited from.

#### **4. Research Findings**

Within the scope of the study, measurements regarding the PMV and PPD values and thermal comfort ergonomics included in the TS EN ISO 7730 standard were carried out in the workplaces. It is stated in the relevant standard that the PMV value should be between (+2) (warm) and (-2) (cool) and the PPD value should be below 75,7%, since it is not appropriate for the employees to work in hot or cold environments.

In areas where the PMV value is above the warm level, WBGT measurement was made in accordance with the TS EN ISO 7243 standard and the thermal comfort status was evaluated according to this value. 30°C WBGT limit value is accepted for welding workers.

All measurements were carried out between July 2021 and October 2021 in 15 different workplaces located in industrial sites in Ankara. The workplaces where measurements were taken were classified as large, medium, small and micro according to the number of employees in order to ensure a more homogeneous distribution. Those employing 100 or more employees are considered to be large, those employing 30 to 100 employees are considered medium, businesses employing 10 to 30 employees are small, and enterprises with less than 10 employees are considered to be in the micro class. In addition, thermal comfort satisfaction levels were asked to the welding workers at the workplaces where measurements were taken. A total of 131 welding workers were reached, and 65 welding workers in the large class, 35 in the middle class, 21 in the small class and 10 in the micro class commented on thermal comfort.

#### **5. Discussion and Conclusion**

Thermal comfort measurements include seasonal and seasonal differences. Since this study was mostly carried out in the summer months, thermal comfort dissatisfaction was highly reflected in the survey results of the employees. However, although some of the measurements were found to be at the hot level, no wet bulb sphere temperature measurement exceeded the limit value. Measurements carried out towards the autumn months, on the other hand, were determined as thermal ergonomics due to the fact that the outside air temperature is at more average levels. The main problem created by this situation is that although the thermal comfort measurements made are to determine the working environment temperature, it gives the impression of having ergonomic working conditions in terms of thermal during the periods when the outside temperature is high, the measurement results are higher, average or lower.

The biggest disadvantage regarding occupational hygiene measurements is that measurements are not made at regular intervals in the workplace. Therefore, the available data relate to the noise level created by the work done in the workplace at the time of measurement. In order to achieve more accurate results related to workplaces, it is of great importance to measure noise exposure in different months or periods, especially for variable work areas where a fixed process is not available.

## 1. Giriş

Malzemelerin kalıcı şekilde birleştirilmesini sağlayan bir imalat yöntemi olan kaynak işlemi, başta metal sanayi olmak üzere birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Kaynak işinin tekil bir sektör olmayışı ve bir imalat yöntemi olarak hemen her alanda kullanılıyor olması nedeniyle kendine ait NACE kodu mevcut değildir. 26/12/2012 tarihli ve 28509 sayılı Resmi Gazete’de yayımlanan İş Sağlığı ve Güvenliğine İlişkin İşyeri Tehlike Sınıfları Tebliği uyarınca “25.62.02: Metallerin makinede işlenmesi (torna tesfiye işleri, metal parçaları delme tornalama, frezeleme, rendeleme, parlatma, oluk açma, perdahlama, birleştirme, kaynak yapma vb. faaliyetler) (metallerin lazerle kesilmesi hariç)” kodunda yer alan kaynak işi, ülkemizdeki işyerleri için uygulanmakta olan üç farklı tehlike sınıfından orta tehlikeli olarak tarif edilen tehlikeli işler sınıfında yer almaktadır. Kaynak işlerinde en önemli fiziksel maruziyet etkenleri; gürültü, titreşim, termal konfor, aydınlatma ve ışıma olarak sınıflandırılmaktadır.

Uluslararası Çalışma Örgütü (ILO) ve Dünya Sağlık Örgütü (WHO) tarafından yapılan tanımlamaya göre iş sağlığı ve güvenliği; bütün mesleklerde, çalışanların bedensel, ruhsal ve sosyal yönden iyilik hallerinin en üstün düzeyde tutulması, sürdürülmesi, geliştirilmesine yönelik faaliyetler ile işyerlerinde ortaya çıkabilecek her türlü tehlikeye karşı alınması gereken tüm tedbirlere ilişkin uygulamaları kapsayan sistemli ve bilimsel çalışmalar bütünüdür. Bu kavram, 13/1/2004 tarihinde kabul edilen İş Sağlığı ve Güvenliği ve Çalışma Ortamına İlişkin 155 Sayılı Sözleşmenin Onaylanmasının Uygun Bulunduğu Hakkında Kanun ile İş Sağlığı Hizmetlerine İlişkin 161 Sayılı Sözleşmenin Onaylanmasının Uygun Bulunduğu Hakkında Kanun vasıtasıyla ulusal mevzuatımıza kazandırılmıştır. Çalışanların sağlığını korumak adına işyerindeki tehlikeler belirlenerek riskler analiz edilmektedir. İşyerlerinde gerçekleştirilen risk analizlerinin en önemli aşamalarından biri de iş hijyeni ölçümleridir. 27/1/2023 tarihli ve 32086 sayılı Resmi Gazete’de yayımlanan İş Hijyeni Ölçüm, Test ve Analizleri Hakkında Yönetmelik kapsamında gerçekleştirilmekte olan iş hijyeni ölçümleri ile çalışanların maruz kaldığı fiziksel, kimyasal ve biyolojik etkenler belirlenmekte ve bu etkenlerin yasal sınırlar dahilinde olup olmadığı izlenebilmektedir.

Bu çalışmada kaynak yöntemleri arasında imalatta en sık kullanılan örtülü elektrot ark kaynağı, gaz altı kaynağı (MIG, MAG ve TIG) ve toz altı kaynak türleri ele alınmıştır. Bu kapsamda, Ankara ilinde bulunan ve metal sanayinin farklı alanlarında faaliyet gösteren 15 farklı firmaya gidilerek saha çalışması gerçekleştirilmiş ve bu yolla elde edilen bilgi ve veriler değerlendirilmiştir. İşyerlerinde gerçekleştirilen iş hijyeni ölçümleri yoluyla çalışanların maruz kaldığı termal konfor düzeyleri tespit edilmiştir. Ayrıca kaynak çalışanlarına termal konfor maruziyetlerine yönelik rahatsızlık durumları sorulmuş, iş hijyeni ölçümlerinde tespit edi-

len değerler ile çalışanların kendi beyanları birlikte incelenmiş ve tutarlılıkları sorgulanmıştır.

## 2. Literatür Araştırması

Tagurum, Gwomson, Yakubu, Igbita, Chingle ve Chirdan (2018), tarafından yapılan çalışmada kaynakçıların mesleki tehlikelere ilişkin farkındalık düzeyleri ölçülmeye çalışılmıştır. 295 kişiye uyguladıkları ankete göre kaynakçıların %99,3'ü mesleki tehlikelerin farkında olduklarını beyan etmişlerdir. Bu tehlikeler arasında en yüksek oranı %93,2 ile gürültü ve titreşim alırken termal stres %45,8 oranı ile dördüncü sırada kendine yer bulmuştur. Çalışanların %98'i koruyucu gözlük, %92,2'si koruyucu eldiven, %75,6'sı yüz maskesi ve %50,2'si kulak koruyucu kullandıklarını belirtmiştir. Çalışma neticesinde, en az bir kişisel koruyucu donanım kullanımının yüksek olmasına ve işyerindeki tehlike algısının tatmin edici düzeyde olarak ölçülmesine rağmen çalışanların meslekle alakalı sağlık sorunlarını yoğun olarak yaşamaya devam ettiği ortaya konulmuştur.

Tadesse, Bezabih, Destaw ve Yalemzewod (2016), tarafından gerçekleştirilen çalışmada 555 kaynakçıya anket uygulanmıştır. Ankete katılan kaynakçıların %86,5'inin yaptıkları işteki mesleki tehlikelerden haberdar oldukları belirlenmiştir. Bu kesimde yer alan katılımcılar özellikle, kaynak esnasında duman ve gazlar, toz, yoğun ve parlak ışık, aşırı gürültü, titreşim, elektrik, aşırı sıcaklık ve ergonomik olmayan çalışma koşullarına maruz kaldıklarını beyan etmişlerdir.

İzgi (2006) tarafından yapılan çalışmada Ankara'da faaliyet gösteren üç büyük işletme seçilerek kaynak ve kesme işinde çalışanlara bir anket uygulanmıştır. Toplam 62 kişiye yapılan anket neticesinde kaynakçı olarak çalışmakta iken meslek hastalığına yakalandığını beyan eden 4 kişi olmuş, iş kazası yaşayan ise 13 kişi tespit edilmiştir. Ankete göre işçilerin %24,2'si termal radyasyondan, %46,7'si titreşimden ve %82,2'sinin de gürültüden rahatsızlık duyduğu görülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda, gürültülü çalışmaların ayrı bir bölüme alınarak gürültünün izole edilmesi ve mümkün olduğunca daha az kişinin etkilenmesi ile gürültü yaratan makine veya işlerde çalışanların istisnasız kulak koruyucu kullanması gerektiği vurgulanmıştır. Ayrıca termal rahatsızlığı önlemek için ise kaynak yapılan yerlerin bölmelerle birbirinden ayrılması ile ısı yükünü daha aza indirileceği izah edilmiştir.

Yılmaz (2009) tarafından yapılan çalışmada kaynak işi sırasında meydana gelen fiziksel tehlikelere karşı kaynakçının baş ve vücut bölgesini koruması gerektiği açıklanmıştır. Özellikle ortaya çıkan ışınlar karşı el, kol gibi açıkta kalan bölgelerin eldiven, tozluk ve önlük gibi ekipmanlarla muhafaza edilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Bu ekipmanların pamuklu veya sentetik olması halinde ultraviyole ışınlarına karşı geçirgenliğinin %30 seviyelerini bulması nedeniyle koruma

düzeylerinin zayıf olduğu ve yüksek ısıya dayanıklı olmadıkları izah edilmiştir. Bu sebeple yün, flanel veya deri malzemelerin tercih edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Gebrezgiabher, Tetemke ve Yetum (2019), tarafından yürütülen çalışmada kaynak çalışanlarının iş sağlığı ve güvenliği farkındalığı ile iş güvenliği önlemlerine uyumu konusu irdelenmiştir. Katılımcılardan %51,9'unun mesleki tehlikelere karşı bilgisinin olduğu belirlenirken katılımcıların %86,5'i kişisel koruyucu donanım kullandığını beyan etmiştir. Çalışanların en bilinçli olduğu alanlar, %84,6 oranı ile iş kazası yaşanmasını önleme konusu ve %77,7 oranı ile elektrik tehlikeleri konusu olarak gözlemlenmiştir. Kişisel koruyucu donanım hakkında sorulan sorulara verilen yanıtlar değerlendirildiğinde; %80,8 ile göz koruyucunun ilk sırada yer aldığı, onu takiben %76,9 oranında önlük kullanımının mevcut olduğu görülmüştür. En az kullanılan ise %34,2 ile kulak koruyucu olduğu anlaşılmıştır.

### 3. Materyal ve Yöntem

Termal konfor; insanların bedensel ve zihinsel faaliyetlerini sürdürürken bulunan ortamdaki iklim koşullarının belirli bir rahatlık seviyesinde tutulmasını ifade eder. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)'in tanımına göre termal konfor, zihnin termal çevre ile etkileşimi sonucu oluşan memnuniyet durumu olup öznel olarak değerlendirilir. Bu sebeple termal konfor incelenirken yalnızca çevresel faktörlerle ilişkilendirilmekte olup kişisel özellikler de dikkate alınmaktadır. Kişinin sıcaklık veya soğukluk algısı, bedeninin termal dengesi ile ilişkilidir. Bu durum her kişide farklılık göstereceğinden genel ekseriyet göz önünde bulundurularak optimal değerler üzerinden çalışılmaktadır. Çınar (2016), tarafından yürütülen çalışmada da belirtildiği üzere termal konforun belirlenmesinde kullanılan dört farklı çevresel faktörün tamamı ölçülerek tespit edilirken iki adet kişisel faktör ise sınıflandırılmış değerler ile belirlenmektedir:

- ✓ Hava sıcaklığı (kuru termometre ile ölçülür.)
- ✓ Bağıl nem (kuru ve ıslak termometre yardımı ile ölçülür.)
- ✓ Radyant ısı (siyah hazneli küre probu yardımı ile ölçülür.)
- ✓ Hava akım hızı (anemometre ile ölçülür.)
- ✓ Metabolik hız
- ✓ Giysi yalıtımı

Yukarıda sayılan faktörlere ek olarak yaş termometre sıcaklığı (yaş hazne küre sıcaklığı – wet bulb globe temperature – WBGT) değeri de ölçülerek termal konforun değerlendirilmesinde kullanılmaktadır.

İşyeri Bina ve Eklentilerinde Alınacak Sağlık ve Güvenlik Önlemlerine İlişkin Yönetmelik uyarınca, işyerlerinde termal konfor şartlarının çalışanları rahatsız etmeyecek, çalışanların fiziksel ve psikolojik durumlarını olumsuz etkilemeyecek şekilde olması gerekmektedir. Çalışılan ortamın sıcaklığının çalışma şekline ve çalışanların harcadıkları güce uygun olması işveren tarafından temin edilir. İlgili Yönetmelik uyarınca işyerlerinde termal konfor şartlarının ölçülmesi ve değerlendirilmesinde “TS EN ISO 7243: 2017; Isıl ortam ergonomisi - WBGT (wet bulb globe temperature – yaş hazne küre sıcaklığı) indeksi kullanılarak ısı stresinin değerlendirilmesi” standardından faydalanılabileceği belirtilmiştir. Ülkemizde yapılan çalışmalar incelendiğinde, kişisel termal memnuniyeti ön plana alan, “TS EN ISO 7730: 2006; Isıl çevrenin ergonomisi – PMV (Predicted Mean Vote - Öngörülen Ortalama Oy) ve PPD (Predicted Percentage Dissatisfied - Öngörülen Memnuniyetsizlik Yüzdesi) indislerinin hesabını ve bölgesel ısı konfor kriterlerini kullanarak ısı konforun analitik olarak belirlenmesi ve yorumu” standardının kullanılarak termal ortam koşulları hakkında yorum yapıldığı, bu standartta verilen sınır değer aşıldığında yani standardın yetersiz kaldığının düşünüldüğü durumlarda ise TS EN ISO 7243 standardından yararlandığı görülmüştür. Şekil 1’de termal konfor ölçüm cihazına yer verilmiştir.

Ölçüm metodolojisine aşağıda yer verilmiştir:

- Cihazın işlem doğrulaması yapılır. Doğrulama sonrası ölçüm sensörü cihaza takılır ve yaş hazne siyah küresine saf su doldurulur.
- Cihazın yerden yüksekliği 1 m olacak şekilde ayarlanır. Sensörlerin ortama adapte olabilmesi için 10 dakika kadar beklenildikten sonra bir saat boyunca ölçüm alınması yeterlidir.
- Ölçüm cihazının tespit edeceği sıcaklık, hava akışı veya nemi etkileyecek hiçbir engel (balkon, ağaç, düşey yüzey veya duvarlar vb.) ile kısıtlanmadığından emin olunmalıdır.



Şekil 1. Termal Konfor Ölçüm Cihazı

### 3.1 TS EN ISO 7730 Standardına Göre Termal Konforun Belirlenmesi

TS EN ISO 7730 standardı iki kavram ortaya koymuş olup bunlardan ilki PMV yani öngörülen ortalama oy, diğeri ise PPD yani öngörülen memnuniyetsizlik yüzdesi olarak izah edilmiştir. Standarda göre PMV, aynı çevreye maruz bırakılmış geniş bir grup insanın ısı oylarının ortalama değerini ifade etmektedir. PPD ise, çok serin ya da çok ılık hisseden, ısı olarak memnun olmamış insanların nicel öngörüsünün yüzdesini sağlayan bir indekstir. PMV, insan vücudunun ısı dengesini göz önünde bulundurarak yedi nokta ısı algı ölçeğinde belirlenmiş bir indekstir. Vücutta üretilen ısı enerjisi ile vücudun ortama yayarak kaybettiği ısı enerjisinin denk olduğu durumda oluşan insan bedeninin ısı dengesini temel alan ortalama bir karar değerini öngörmektedir. PMV indeksi; hava sıcaklığı, radyant ısı, nem, hava akım hızı, giysi ve aktivite değişkenleri dikkate alınarak hesaplanan ve bireyin ortamın termal koşullarından etkilenme düzeyini belirlemeyi amaçlar. Tablo 1 ve 2’de ise PMV’nin hesaplanmasında kullanılan metabolizma hızı ve giysi faktörüne ilişkin değerler gösterilmiştir.

Tablo 1. Yapılan Aktiviteye Göre Metabolik Hız Değerleri

Aktivite	Metabolik hız	
	W/m <sup>2</sup>	Metabolik birim (met)
Yaslanma	46	0,8
Oturma (rahat)	58	1,0
Durgun aktivite (ofis, ev, okul, laboratuvar)	70	1,2
Ayakta durma, hafif aktivite (alış veriş, laboratuvar, hafif sanayi)	93	1,6
Ayakta durma, orta seviye aktivite (tezgahtar, ev işi, makine işi)	116	2,0
Yer seviyesinde yürüme		
2 km/h	110	1,9
3 km/h	140	2,4
4 km/h	165	2,8
5 km/h	200	3,4

Tablo 2. Kullanılan Kıyafetlere Göre Belirlenen Giysi Faktörü

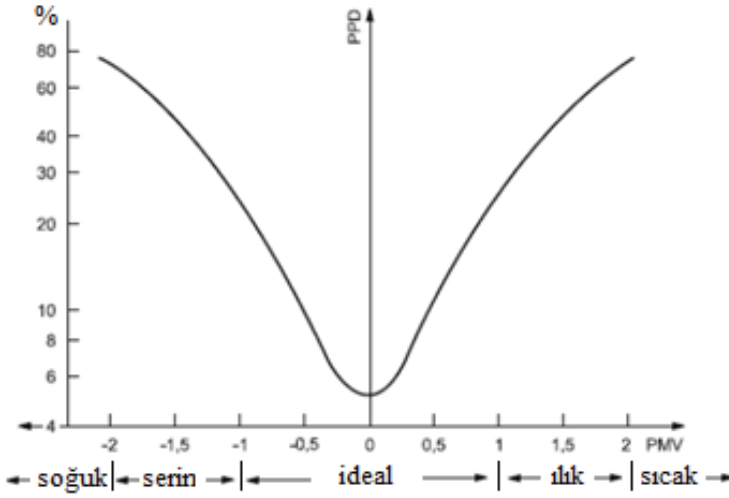
İş kıyafeti	$I_{ct}$		Günlük kıyafet	$I_{ct}$	
	Giysi birimi (clo)	m <sup>2</sup> -K/W		Giysi birimi (clo)	m <sup>2</sup> -K/W
Külot, tulum, çoraplar, ayakkabılar	0,70	0,110	Külot, tişört, şort, ince çoraplar, sandaletler	0,30	0,050
Külot, gömlek, tulum, çoraplar, ayakkabılar	0,80	0,125	Külot, kısa kollu gömlek, ince pantolon, ince çorap, ayakkabılar	0,50	0,080
Külot, gömlek, pantolon, iş önlüğü, çoraplar, ayakkabılar	0,90	0,140	Külot, iç etek, külotlu çorap, elbise, ayakkabılar	0,70	0,105
Kısa kollu ve bacaklı iç çamaşırı, gömlek, pantolon, ceket, çoraplar, ayakkabılar	1,00	0,155	İç çamaşırı, gömlek, pantolon, çoraplar, ayakkabılar	0,70	0,110
Uzun kollu ve bacaklı iç çamaşırı, termal ceket, çoraplar, ayakkabılar	1,20	0,185	Külot, gömlek, pantolon, ceket, çoraplar, ayakkabılar	1,00	0,155
Kısa kollu ve bacaklı iç çamaşırı, gömlek, pantolon, ceket, kalın kapitone mont ve iş önlüğü, çoraplar, ayakkabılar, şapka, eldivenler	1,40	0,220	Külot, külotlu çorap, bluz, uzun etek, ceket, ayakkabılar	1,10	0,170
Kısa kollu ve bacaklı iç çamaşırı, gömlek, pantolon, ceket, kalın kapitone mont ve iş önlüğü, çoraplar, ayakkabılar	2,00	0,310	Uzun kollu ve bacaklı iç çamaşırı, gömlek, pantolon, V yaka süveter, ceket, çoraplar, ayakkabılar	1,30	0,200
Uzun kollu ve bacaklı iç çamaşırı, termal ceket ve pantolon, kalın kapitone parka kalın kapitone iş önlüğü, çoraplar, ayakkabılar, şapka, eldivenler	2,55	0,395	Kısa kollu ve bacaklı iç çamaşırı, gömlek, pantolon, yelek, ceket, palto, çoraplar, ayakkabılar	1,50	0,230

Yukarıda belirtilen tüm değerler göz önünde bulundurularak hesaplanan PMV indeksi, (-3) ile (+3) arasında değer almaktadır. (-1) – (0) – (1) aralıkları, termal olarak iyi veya kabul edilebilir termal çevre olarak nitelendirilmektedir. (-1) ile (1) aralığı termal koşulların ideal olduğunu tarif etmektedir. (1) ile (2) aralığı biraz ılık olarak adlandırılmakta, (-1) ile (-2) aralığı ise serin olarak nitelendirilmektedir. Bu aralıklarda biraz ılık veya serin olsa dahi çalışmaya elverişli olarak kabul edilmekte ancak termal konforun dikkatle izlenmesi ve gerektiğinde önlem alınması tavsiye edilmektedir. (-2)'den düşük değerler soğuk, (2)'den yüksek değerler ise sıcak olarak belirlenmekte olduğu için bu ortamların termal konfor açısından uygunsuz olduğu ifade edilmektedir.

PPD ise, PMV'ye bağlı bir değer olup bir ortamda bulunan termal açıdan memnuniyetsiz kişilerin sayısal yüzdesini veren bir indekstir. PMV ile PPD arasındaki fonksiyon Şekil 2'de gösterilmiştir.

Şekil 2'de görüldüğü üzere PMV değerinin optimal durumda olduğu sıfır noktasında dahi PPD indisi açısından tam anlamıyla memnuniyet sağlanamamaktadır. PPD indeksi, memnuniyetsizlik yüzdesi olarak belirlenmiş olduğu için hiçbir termal ortamda, o ortamda bulunan kişiler arasında %100 memnuniyete ulaşılamaz.





Şekil 2. PMV – PPD Eğrisi

yacağı öngörülerek hesaplanmıştır. PMV'yi gösteren yedi nokta ısıl algı indeksi ile PPD yüzdesinin eşleştirildiği ve bu iki indeksin termal açıdan değerlendirildiği Tablo 3'te yer verilmiştir.

Tablo 3. PMV ve PPD İndekslerinin Termal Çevre Değerlendirmesi

PMV	PPD%	TERMAL ÇEVRE DEĞERLENDİRMESİ
3	100	Sıcak
2	75,7	Ilık
1	26,4	Biraz Ilık
0,85	20	Kabul Edilebilir Termal Çevre
-0,5 < PMV < +0,5	< 10	Termal Olarak İyi
-0,85	20	Kabul Edilebilir Termal Çevre
-1	26,8	Serin
-2	76,4	Soğuk
-3	100	Çok Soğuk

### 3.2 TS EN ISO 7243 Standardına Göre Termal Konforun Belirlenmesi

PMV indeksinin +2 değerinin üstünde olduğu, diğer bir deyişle termal ortamın sıcak olarak hissedilmeye başladığı durumlarda termal şartları değerlendirmek için PMV indeksi yetersiz kalmakta ve ölçüm stratejisini değiştirmek gerek-

tedir. PMV indeksinin (2)'den yüksek olduğu sıcak ortamlar için değerlendirme yapabilmek adına TS EN ISO 7243 standardı kullanılmaktadır. PMV indeksinin (-2) değerinin altında kaldığı yani termal ortamın soğuk hissedildiği durumlarda ise "TS EN ISO 11079 - Isıl çevrenin ergonomisi - Giydirilmiş yalıtım ve yerel soğutma etkilerinin kullanıldığı soğuk gerilmenin tayini ve yorumlanması" standardından faydalanılmakla beraber bu çalışma kapsamında negatif değerlere sahip PMV indeksi tespit edilmemiş olduğu için bu standarttan faydalanılmamıştır.

TS EN ISO 7243 standardı, *WBGT* yani ıslak hazne küre sıcaklığı indeksine göre ısının çalışan üzerindeki baskısını belirlemeye yardım eder. Isı baskısını belirlemek için kullanılan *WBGT* indeksinin sınır değerleri; yapılan işe, harcanan enerjiye ve mesai süresi boyunca işin başında geçirilen süreye göre farklılık arz etmektedir. *WBGT* indeksi hesaplanırken ıslak termometre sıcaklığı ( $T_{nw}$ ), küre sıcaklığı ( $T_g$ ) ve kuru termometre sıcaklığı ( $T_a$ ) kullanılır. *WBGT* indeksi, güneş yükü alan dış ortamlar ve güneş yükü almayan iç ve dış ortamlar için ayrı şekilde hesaplanmaktadır.

Güneş yükü olan dış ortamlar için denklem (1) kullanılır.

$$WBGT=0,7 T_{nw}+0,2 T_g+0,1 T_a \quad (1)$$

Güneş yükü olmayan dış ortamlar için denklem (2) kullanılır.

$$WBGT=0,7 T_{nw} + 0,3 T_g \quad (2)$$

*WBGT* değerinin tespiti yapılırken de metabolizma hızı ile giysi faktörü hesaba katılır. Metabolizma hızına göre *WBGT* referans değeri seçilirken giysi ayarlama değeri olarak kullanılan *CAV* katsayısı *WBGT* değerine eklenir. *CAV* katsayısı, standart iş giysisinden farklı ısı özelliklere sahip giysilerin etkisini *WBGT* değerinin tespitindeki hesaba katmak için kullanılır. Böylelikle  $WBGT_{eff}$  değeri elde edilir ve bu değer *WBGT* sınır değeri ile karşılaştırılarak termal konfor yorumlanır.  $WBGT_{eff}$  hesaplama yöntemi denklem (3)'te verilmiştir. Çizelge 4'te metabolizma hızı ve bunlara karşılık gelen sınır değerler, Tablo 5'te ise farklı giysi tasarımları için *CAV* katsayıları belirtilmiştir.

$$WBGT_{eff}= WBGT+ CAV \quad (3)$$

Tablo 4. Metabolizma Hızına Göre WBGT Referans Değerleri

Metabolik Hız Sınıfı	Meta-bolik Hız (Watt)	Örnekler	Isıya Alıştırılmış Kişiler İçin WBGT Referans Sınırı °C	Isıya Alıştırılmamış Kişiler İçin WBGT Referans Sınırı °C
Sınıf 0 Dinlenme durumunda metabolik hız	115 (100 ila 125)	Dinlenme, rahat şekilde oturma	33	32
Sınıf 1 Düşük eforlu metabolik hız	180 (125 ila 235)	Rahat Oturma: Elle yapılan hafif işler (elle yazma, makineyle yazma, dikiş dikmek, muhasebe defteri tutma); el ve kolla yapılan işler (küçük tezgah aletleri, hafif malzemelerin kontrolü, montajı veya tasnifi); kol ve bacakla yapılan işler (normal şartlarda araç kullanma, ayakla basılan düğme ve pedal kullanma)	30	29
Sınıf 2 Orta eforlu metabolik hız	300 (235 ila 360)	Ayakta: Matkapla delik açma (küçük parçalar); freze makinası (küçük parçalar); bobin sarma; küçük armatür sarma; düşük güçlü aletlerle şekil verme; hafif yürüme (saatte 3,5 km'ye kadar bir hızla) El ve kolla yapılan sürekli işler (çekiçle çivi çakmak, dolgu yapmak); kol ve bacakla yapılan işler (kamyon, traktör veya yapı ekipmanlarıyla yapılan arazi işleri); kol ve bedenle yapılan işler (havalı çekiçle çalışma, traktör montajı, sıva yapma, nispeten ağır malzemenin zaman zaman durarak taşınması, ot temizleme, çapalama, meyve ve sebze toplama); hafif iki tekerlekli yük arabası veya tekerlekli el arabasının itilmesi veya çekilmesi; saatte 3,5 km ile 5,5 km arası bir hızda yürüme, demir dögme	28	26

Sınıf 3	415	Kol ve bedenle yapılan ağır işler; ağır malzeme taşıma; kürek işleri; balyoz işleri; sert ahşabın testereyle kesilmesi, rendelenmesi veya keskiyle oyulması; elle çim biçme; kazı yapma; saatte 5,5 km ile 7,0 km arası hızda yürüme; ağır yüklenmiş çek çek veya iki tekerlekli el arabasının itilmesi veya çekilmesi; döküm çapak temizleme; beton blok yatırma	26	23
Yüksek eforlu metabolik hız	(360 ila 465)			
Sınıf 4	415	Azami tempoya dayanıklı ağır işler; baltayla çalışma; kürek ve kazı ile yapılan ağır işler; merdiven, rampa veya el merdivenine tırmanma; küçük adımlarla hızlı yürüme, koşma, saatte 7 km'den büyük bir hızla yürüme	25	20
Çok yüksek eforlu metabolik hız	(360 ila 465)			

Tablo 5. Farklı Giysi Takımları için WBGT CAVs, °C Biriminde – WBGT

Takım	Açıklama	CAV [°C-WBGT]
İş kıyafetleri	Dokuma kumaştan yapılmış iş kıyafetleri referans takım olarak alınmıştır.	0
Kumaş tulumlar	İşlenmiş pamuk içeren dokuma kumaş.	0
Tek katmanlı dokunmamış SMS tulumları	Polipropilenden, dokunmamış kumaşlar yapmak için tescilli olmayan süreç.	0
Tek katmanlı dokunmamış polyolefin tulumlar	Polietilenden yapılmış tescilli kumaş.	2
Kumaş tulumların üzerine uzun kollu ve uzun boylu buhar bariyerli önlük	Çepeçevre saran önlük konfigürasyonu, kimyasal madde dökülmelerine karşı vücudun ön ve yan kısımlarının korunması için tasarlanmıştır.	4
Çift katmanlı dokuma giysi	Genellikle iş kıyafetleri üzerine tulum giydirilmesi.	3
Başlıksız tek katmanlı buhar bariyerli tulumlar	Gerçek etki nem seviyesine bağlıdır ve çoğu durumda etki azdır.	10
Başlıklı tek katmanlı buhar bariyerli tulumlar	Gerçek etki nem seviyesine bağlıdır ve çoğu durumda etki azdır.	11
Başlıksız kumaş tulumlar üzerine buhar bariyeri	—	12
Başlık <sup>a</sup>	Her türlü giysi takımıyla birlikte giyilen her türlü kumaştan yapılmış başlık	+1

WBGT<sub>eff</sub> değerinin elde edilmesi için ölçülen WBGT'ye, CAVs eklenir.  
NOT Yüksek buhar dirençli giysi için bağıl neme bağımlılık söz konusudur. CAVs en olası yüksek değeri verir.  
<sup>a</sup> Bu değer, başlıksız veya solunum cihazsız takımın CAV değerine eklenir.

Bu çalışma esnasında araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

#### 4. Araştırma Bulguları

Çalışma kapsamında işyerlerinde TS EN ISO 7730 standardında yer verilen PMV ve PPD değerleri ile termal konfor ergonomisine ilişkin ölçümler gerçekleştirilmiştir. Çalışanların sıcak veya soğuk ortamda çalışmalarının sağlık açısından uygun olmaması nedeniyle PMV değerinin (+2) (ılık) ile (-2) (serin) aralığında ve PPD değerinin ise %75,7 düzeyinin altında olması gerektiği ilgili standartta belirtilmiştir. Yapılan aktivite kaynak işi olduğu için TS EN ISO 7730 standardına göre metabolizma birimi 2,00 met olarak belirlenmiştir. İşyerlerinde kullanılan kıyafetler ise birbirinden farklılık gösterdiği için iş elbisesi kullanılan işyerlerinde giysi birimi olarak 0,7 clo, günlük kıyafet kullanılan işyerlerinde ise 0,5 clo tercih edilmiştir. Ölçüm sonuçlarında, cihazdaki belirsizlik de göz önünde bulundurulmuştur.

PMV değerinin ılık düzeyin üzerinde olduğu alanlarda TS EN ISO 7243 standardına uygun olarak WBGT ölçümü yapılmış ve bu değere göre termal konfor durumu değerlendirilmiştir. Standartta göre WBGT referans değeri tablosunda, kaynak işi sınıf 1'de yer almakta, ayakta yapılan ve düşük efor sarf edilen metabolik oran kategorisinde bulunmaktadır. Bu kategoride ortalama metabolik hız 180 W olarak kabul edilse dahi değer aralığının 125 ila 235 W arasında değişmesi ve metal sektöründeki çalışmaların daha yüksek efor sarf edilmesine sebebiyet vermesi nedenleriyle metabolik hız olarak 200 W değeri tercih edilmiştir. Bu sınıftaki ısıya alıştırmış kişiler için verilen sınır değer olan 30 °C WBGT sınır değeri olarak kabul edilmiştir. Ölçülen WBGT değerinin üzerine eklenen giysi faktörü CAV değeri ise iş kıyafetleri ve ince tek katmanlı giysiler için sıfır olarak görülmektedir. Bu sebeple ölçülen değere herhangi bir CAV katsayısı eklenmeksizin doğrudan WBGT sınır değeri ile mukayese edilmiştir. Sonuç olarak PMV sınır değerini aşan işyerlerinde 30 °C'nin altında kalan çalışma alanlarının termal açıdan uygun, 30 °C'nin üzerinde olanların ise uygun olmadığı ve müdahaleye ihtiyaç duyduğu şeklinde ön kabul yapılmıştır.

Ölçümler esnasında işyerinin büyüklüğü ve çalışanların dağılımı göz önünde tutulmuş ve termal konfor ölçüm cihazı işyerinin tüm çalışma alanlarındaki durumu gösterecek şekilde yerleştirilmiştir. Termal konfor cihazına ortam değerleri girilerek cihaz şartlandırılmış ve bir noktadan asgari bir saat sürecek şekilde ölçüm alınmıştır.

Tüm ölçümler, Temmuz 2021-Ekim 2021 tarihleri arasında ve Ankara'da bulunan sanayi sitelerinde yer alan 15 farklı işyerinde gerçekleştirilmiştir. Ölçüm alınan işyerleri, daha homojen bir dağılım sağlanması adına çalışan sayılarına göre büyük, orta, küçük ve mikro olarak sınıflandırılmıştır. 100 ve üzeri çalışan istih-

Tablo 6. İşyerlerinin Termal Konfor Ölçüm Sonuçları

İşyeri No ve İşyeri Büyüklük Sınıfı	Ölçüm Tarihi, Çalışma Alanının Ortalama Sıcaklığı (°C) ve İşyerinde Kullanılan Kaynak Türleri	Ölçüm Alanı	MET - Clo Değerleri	PMV	PMV Belirsizliği (+/-)	PPD (%)	PMV-PPD'nin Sınır Değerleri Üzerinde Olması Durumunda WBGT <sub>art</sub> (°C) ve (+/-) Belirsizliği
1 (ORTA)	5 - 6 Temmuz 2021 (25 °C) (MIG - MAG ve Toz Altı)	Çelik bölümü kaynak alanı	Met: 2 - Clo: 0,7	1,09	0,31719	30,15	-
2 (ORTA)	31 Ağustos - 1 Eylül 2021 (27-28 °C) (MIG - MAG ve Örtülü Elektrot Ark)	Talaşlı imalat Taşlama Bölümü (Sanayi) Talaşlı İmalat Bölümü (Sanayi) Üretim Bölümü (Fabrika)	Met: 2 - Clo: 0,7 Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5	1,08 1,80 1,88 1,14	0,31428 0,524 0,547 0,332	29,53 66,96 71,26 32,44	- - - -
3 (BÜYÜK)	18 - 19 Ağustos 2021 (29-30 °C) (MIG - MAG ve TIG)	Hol 4 Kaynak Tezgâhı Hol 3 Taşlama Alanı	Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5	1,74 1,98	0,51 0,58	63,75 75,89	- 21,31 (+/-3,32)
4 (MİKRO)	12 Ekim 2021 (19 °C) (MIG - MAG)	Hol 2 Kaynak Bölümü Hol 1 Kesim Alanı	Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5	2,11 1,99	0,61 0,58	81,45 76,23	21,14 (+/-3,30) 20,63 (+/-3,22)
5 (BÜYÜK)	28 - 29 Temmuz 2021 (28-29 °C) (MIG - MAG ve TIG)	Üretim Bölümü Abkant bölümü Preshane bölümü Boyahane böl. Lazer kesim böl.	Met: 2 - Clo: 0,7 Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5 Met: 2 - Clo: 0,5	0,31 1,55 1,78 2,20 1,43	0,090 0,45 0,52 0,64 0,42	7,11 53,72 66,08 84,96 47,08	- - - 21,84 (+/-3,41) -



	Elektrot)	Üretim 2	Met: 2 - Clo: 0,5	1,53	0,45	52,63	-
11 (MİKRO)	3 Eylül 2021 (31 °C) (Toz Altı)	Üretim Bölümü	Met: 2 - Clo: 0,5	2,79	0,812	96,54	25,57 (+ / -3,99)
12 (KÜÇÜK)	13 Ekim 2021 (17 °C) (MIG - MAG)	Üretim Bölümü	Met: 2 - Clo: 0,7	0,02	0,006	5,19	-
13 (KÜÇÜK)	2 Eylül 2021 (27 °C) (TIG)	Üretim Bölümü	Met: 2 - Clo: 0,5	1,52	0,442	52,12	-
14 (KÜÇÜK)	14 Eylül 2021 (23 °C) (MIG - MAG)	Üretim bölümü (MIG-MAG kaynak)	Met: 2 - Clo: 0,5	0,85	0,247	20,44	-
15 (KÜÇÜK)	8 - 9 Temmuz 2021 (31-32 °C) (MIG - MAG ve Örtülü Elektrot)	Kaynak 1 Alanı  Torna Alanı	Met: 2 - Clo: 0,5	1,54	0,45	52,84	-
			Met: 2 - Clo: 0,5	1,59	0,46	56,06	-



dam edenler büyük, 30 ila 99 arasında orta, 10 ila 29 arasında küçük, 10'dan az çalışanı olan işletmelerin ise mikro sınıfta olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca, ölçüm alınan işyerlerinde kaynak çalışanlarına termal konfor memnuniyet durumları sorulmuştur. Toplam 131 kaynak çalışanına ulaşılmış olup büyük sınıfta 65, orta sınıfta 35, küçük sınıfta 21 ve mikro sınıfta 10 kaynak çalışanı termal konfora ilişkin yorum yapmıştır. İşyerlerinde gerçekleştirilen termal konfor ölçüm sonuçları aşağıda gösterilmiş olup ölçüm sonuçları çalışanların beyanları ile birlikte değerlendirilmiştir.

Büyük sınıftaki işyerlerinde kaynak çalışanlarının %75,4'ünün başka bir deyişle her dört kişiden üçünün termal ortamdan rahatsız olduğu anlaşılmıştır. Bu ortamlarda gerçekleştirilmiş olan 17 farklı termal konfor ölçümünden 9'unun sıcak olarak tespit edilmiş olması neticesinde WBGT ölçümüne de bakılmıştır. WBGT sınır değerini aşan herhangi bir çalışma ortamı tespit edilmemiştir. Geri kalan 8 ölçümün ise ılık olarak belirlenmiş olduğu görülmüştür. Ölçümlerden hiçbirinin termal ergonomik olarak değerlendirilen kabul edilebilir veya termal olarak iyi sınıfta yer almadığı tespit edilmiştir. Bu netice uyarınca işyerlerindeki çalışma alanlarının %53'ünün sıcak olduğu, geriye kalanların ise sığağa yakın ılık seviyede bulunduğu belirlenmiştir. Elde edilen veriler uyarınca çalışanların termal açıdan yaşadığı memnuniyetsizliğin ölçüm sonuçları ile paralellik arz ettiği sonucuna ulaşılmıştır.

Orta sınıfta yer alan işyerlerinde kaynak çalışanlarının %62,9'unun termal ortamdan rahatsız olduğu anket soruları vasıtasıyla elde edilmiştir. Orta işyeri sınıfında yer alan dört işletmenin tamamında termal konfor ölçümleri belirlenen sınır değer altında tespit edilmiştir. Birinci, ikinci ve onuncu işyerinde yapılan ölçümlerde işyerlerinin ılık olduğu, yedinci işyerinin ise termal açıdan ergonomik vaziyette bulunduğu anlaşılmıştır. Toplam 11 ölçümün 9'u ılık olarak 2'si termal ergonomik olarak belirlenmiştir. İdeal olan ölçümlere yalnızca yedinci işyerinde ulaşılması, bu işyerine eylül ayı ortasında gidilmiş olması, diğerlerinde ise temmuz ve ağustos aylarında ölçümlerin yapılmış olması neticesinde gerçekleşmiştir. Dolayısıyla özellikle birinci, ikinci ve onuncu işyerlerinde hem ankette görülen termal konfor memnuniyetsizliği hem de ölçümlerin sıcak ılık aralığında bulunuyor olması dış hava sıcaklığının oldukça yüksek oluşu ile izah edilmiştir.

Küçük sınıftaki işyerlerinde kaynak çalışanlarının %28,6'sının termal ortamdan memnun olmadığı sonucu belirlenmiştir. Küçük işyeri sınıfında yer alan dört işletmeden on üçüncü ile on beşincide gerçekleştirilen ikişer ölçümün ılık düzeyde olduğu, on ikinci ve on dördüncü işyerinde gerçekleştirilen birer ölçümün ise kabul edilebilir veya termal olarak iyi olan koşullarda bulunduğu gözlemlenmiştir. On üçüncü ve on beşinci işyerinde yapılan ölçümlerin sıcak seviyesine daha yakın olacak şekilde ılık olarak belirlenmiş olması nedeniyle kısmi düzeyde termal

memnuniyetsizliğin kabul edilebilir boyutlarda olduğu öngörülmüştür. On üçüncü ve on beşinci işyerlerinde yapılan termal konfor ölçümlerinin yaz aylarında yapılmış olması nedeniyle ılık seviyeden sıcak seviyeye doğru elde edilen sonuçlara rağmen ölçümlerin tamamının uygun düzeylerde bulunduğu anlaşıldığı için termal ortamdaki çalışanların büyük oranda memnun olmasının normal bir sonuç olduğu kabul edilmiştir.

Mikro sınıfta bulunan işyerlerinde kaynak çalışanlarının yarısının termal ortamdaki memnun olmadığı sonucu ortaya çıkmıştır. Mikro işyeri sınıfında yer alan dört işletmede de çalışma alanının dar ve tekil özellikte olması nedeniyle birer termal konfor ölçümü gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümlerden sadece on birinci işyerine ait olan ölçümün sınır değeri aşarak sıcak seviyede olduğu belirlenmiştir. Bu işyerinde WBGT ölçümü ise sınır değeri aşmamıştır. On birinci işyerinde yaz aylarında gerçekleştirilen ölçüm esnasında toz altı kaynak makinesinin çalışması nedeniyle çok yüksek ısı ortaya çıktığı gözlemlenmiş ve termal konfor ölçümünün bu nedenle sıcak seviyede kaldığı anlaşılmıştır. Diğer işyerlerinde ise termal ergonomik işyeri ortamının sağlandığı görülmüştür. Çalışanların termal memnuniyetsizliklerinin en önemli sebeplerinden birinin kişisel koruyucu giysiler ile yaz sıcaklığının yarattığı bunaltı olarak izah edilebileceği görülmüştür.

Kaynak çalışanlarının termal konfor ölçüm sonuçları ile işyeri büyüklükleri arasında bir bağıntı olup olmadığı Python programlama dili kullanılarak ANOVA tek yönlü varyans analizi kullanılarak incelenmiştir. Yapılan analizde  $H_0$  hipotezi, işyeri büyüklüklerine göre kaynak çalışanlarının termal konfor ölçüm sonuçlarında farklılık bulunmadığı şeklinde kurgulanmıştır. %95 güven aralığında ( $p > 0,05$  için) yapılan analizde  $p = 0,00096$  olarak belirlenmiş ve  $H_0$  hipotezi ret edilmiştir. Bu durum neticesinde işyeri büyüklüğü ile işyerlerinde çalışan kaynak çalışanlarının maruz kaldığı termal konfor düzeyi arasında bir bağıntının var olduğu ispatlanmıştır.

## 5. Tartışma ve Sonuç

Termal konfor ölçümleri, mevsimsel farklılıkları bünyesinde barındırmaktadır. Bu çalışmanın ekseriyetle yaz aylarında yapılmış olması nedeniyle termal konfor memnuniyetsizliği çalışanların anket sonuçlarına yüksek düzeyde yansımıştır. Ancak yapılan ölçümlerden bir kısmının sıcak seviyede bulunmuş olmasına rağmen hiçbir ıslak hazne küre sıcaklığı ölçümü sınır değeri aşmamıştır. Sonbahar aylarına doğru gerçekleştirilen ölçümler ise dış hava sıcaklığının daha ortalama düzeylerde olması nedeniyle termal ergonomik olarak tespit edilmiştir. Bu durumun yarattığı en temel problem, yapılan termal konfor ölçümlerinin çalışma ortamını termal ergonomisini belirlemek olmasına rağmen dış hava sıcaklığının yüksek olduğu dönemlerde ölçüm sonuçlarının daha yüksek, ortalama veya daha düşük olduğu dönemlerde ise termal açıdan ergonomik çalışma koşullarına sahip izle-

nimi vermesidir. Halbuki çalışma ortamlarında herhangi bir ısıtma veya soğutma tertibatı bulunmadığı gibi çalışanların giyimleri de genellikle mevsimsel koşullara uymamaktadır. Yaz ve kış mevsimlerine uygun şekilde yazlık ve kışlık iş kıyafetlerinin temininin yanında çalışanlar tarafından kullanımının sağlanması termal ergonomi adına en önemli faktörlerin başında gelmektedir. Ancak ölçüm alınan işyerlerinde bu hususun büyük oranda göz ardı edildiği anlaşılmıştır. Anılan bu durumlar nedeniyle işyerlerinde termal konfor düzeyinin belirlenmesi oldukça güçtür. Özellikle Ankara gibi karasal iklimin sert olduğu bir yerde kış aylarında bu çalışma esnasında termal ergonomik tespit edilmiş işyerleri için yaz aylarında gerçekleştirilecek ölçümlerde tam aksi neticelerin alınması kaçınılmazdır. Aynı şekilde yazın en sıcak günlerinde yapılacak ölçümlerde çıkacak sonuç, bu çalışmada elde edilen sonuçlara benzer şekilde yüksek seviyelerde seyredecektir. Bu sebeplerle özellikle metal sektöründe yer alan işyerlerinin tamamına yakınında dört mevsim boyunca endüstriyel kapıların açık şekilde çalışıldığı ve de hemen hemen hepsinde çalışma ortamındaki sıcaklığı dengeleyecek iklimlendirme sistemlerinin bulunmaması nedenleriyle işyerlerinde termal konforun belirlenmesi adına düzenli ölçümün yapılması şarttır. Aksi halde yapılan ölçümlerin dış hava sıcaklığını ölçmekten öteye gidemediği aşikârdır. Mevsimsel etkilerin yarattığı değişimlerin en aza indirilmesi ve ideal çalışma sıcaklıklarına uygun ortamların temin edilebilmesi adına faaliyet alanlarının termal durumunun mümkün olduğunca en doğru şekilde belirlenerek tedbirlerin bu sonuçlara göre alınması çalışanların sağlığı ve konforu açısından büyük önem arz etmektedir.

Yapılan çalışmada kaynak işi özelinde fiziksel etkenlerin tespit edilmesi amaçlanmış olsa da metal sektörünün doğası gereği salt kaynak işi yapan bir işletme olmadığı gibi sadece kaynak işlemi esnasındaki maruziyetin istenilen düzeyde tespiti de mümkün olamamıştır. Bu durumun en önemli nedeni; termal konfor ölçümü her ne kadar kişisel maruziyet düzeyi ölçümü sınıfında yer alıyor olsa da her çalışan özelinde uygulanamaması nedeniyle ortam ölçümü olarak kabul edilmiş ve kaynak çalışması dışında kalan işleri de kapsayacak şekilde termal konfor düzeyi incelenmiştir.

İş hijyeni ölçümleri ile alakalı olarak en büyük dezavantaj, işyerlerinde düzenli periyotlarla ölçüm yapılmamasıdır. Bu nedenle mevcut veriler, ölçüm anında işyerinde yapılan çalışmaların yarattığı termal konfor düzeyine ilişkindir. İşyerleriyle alakalı daha doğru sonuçlara ulaşılabilmesi adına özellikle sabit prosesin mevcut olmadığı değişken çalışma alanları için farklı ay veya dönemlerde de ölçüm yapılması termal konfor maruziyetinin tespitinde büyük önem arz etmektedir.

Bu çalışma ile hem kaynak çalışması esnasında ortaya çıkan termal konfor maruziyeti değerlendirilmiş hem de dolaylı olarak metal sektöründeki termal konfor maruziyet düzeylerine ayna tutulmuştur. İş hijyeni ölçümlerinin esas amacı, ça-

İşanların meslek hastalığına yakalanmasını önlemek ve güvenli bir çalışma ortamını temin etmek adına mevcut çalışma koşullarını bilimsel yöntemlerle göstermek ve analiz edilmesini sağlamaktır. Bu sebeple işverenler, iş hijyeni ölçüm, test ve analizlerini yaptırmakla mükelleftir. Buradan elde edilen veriler iş güvenliği uzmanı ve işyeri hekimi tarafından değerlendirilerek işverene sunulmakta ve işveren de yapılması gereken koruyucu faaliyetleri belirlemektedir. Bu çalışma neticesinde, metal sektöründeki termal konfor seviyesinin ulusal mevzuat ve uluslararası standartlara göre değerlendirilmesi yapılarak çalışan sağlığının korunması ve geliştirilmesi adına işyerlerindeki fiziksel tehlikelere karşı önlem alınabilmesi için yol gösterilmesi sağlanmıştır.

### **Araştırmacıların Katkısı**

Araştırma fikrinin oluşturulması ve tasarımı Uğur BAYAR ve Uğur ARABACI, veri toplanması ve analiz Uğur BAYAR, yorum ve makalenin raporlanması ise Uğur BAYAR tarafından yapılmıştır.

### **Destek**

Çalışmamızda, İş Sağlığı ve Güvenliği Genel Müdürlüğü tarafından yürütülen “Kaynak İşlerinde İş Sağlığı ve Güvenliğinin Geliştirilmesi Projesi” kapsamında yapılan faaliyetlerin bir kısmından elde edilen bilgi ve veriler kullanılmıştır.

### **Çıkar Çatışması**

Yazarlar herhangi bir çıkar çatışması olmadığını, makalede araştırma ve yayın etiğine uyulduğunu beyan ederler.

### **Kaynakça**

- Çınar, K. (2016). *Cam Üretim Sektöründe Termal Konfor Şartlarının Değerlendirilmesi* (İş Sağlığı ve Güvenliği Uzmanlık Tezi). T.C. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı İş Sağlığı ve Güvenliği Genel Müdürlüğü, Ankara, 24-84.
- Gebrezgiabher B. B., Tetemke, D., and Yetum, T. (2019). Awareness of Occupational Hazards and Utilization of Safety Measures among Welders in Aksum and Adwa Towns, Tigray Region, Ethiopia, 2013. *Journal of Environmental and Public Health*, 2019, 1-7.
- Isıl çevrenin ergonomisi – PMV (Predicted Mean Vote - Öngörülen Ortalama Oy) ve PPD (Predicted Percentage Dissatisfied - Öngörülen Memnuniyetsizlik Yüzdesi) indislerinin hesabını ve bölgesel ısı konfor kriterlerini kullanarak ısı konforun analitik olarak belirlenmesi ve yorumu. (2006). Türk Standartları Enstitüsü, Ankara: TS EN ISO 7730.

- Isıl ortam ergonomisi - WBGT (wet bulb globe temperature – yaş hazne küre sıcaklığı) indeksi kullanılarak ısı stresinin değerlendirilmesi. (2017). Türk Standartları Enstitüsü, Ankara: TSEN ISO 7243.
- İş Sağlığı Hizmetlerine İlişkin 161 Sayılı Sözleşmenin Onaylanmasının Uygun Bulunduğu Hakkında Kanun. (2004, 13 Ocak). Resmi Gazete (Sayı: 25345). Erişim adresi: [https://www.ilo.org/ankara/conventions-ratified-by-turkey/WCMS\\_377304/lang--tr/index.htm](https://www.ilo.org/ankara/conventions-ratified-by-turkey/WCMS_377304/lang--tr/index.htm)
- İş Sağlığı ve Güvenliğine İlişkin İşyeri Tehlike Sınıfları Tebliği. (2012, 26 Aralık). Resmi Gazete (Sayı: 28509). Erişim adresi: <https://www.mevzuat.gov.tr/mevzuat?MevzuatNo=16909&MevzuatTur=9&MevzuatTertip=5>
- İş Sağlığı ve Güvenliği ve Çalışma Ortamına İlişkin 155 Sayılı Sözleşmenin Onaylanmasının Uygun Bulunduğu Hakkında Kanun. (2004, 13 Ocak). Resmi Gazete (Sayı: 25345). Erişim adresi: [https://www.ilo.org/ankara/conventions-ratified-by-turkey/WCMS\\_377299/lang--tr/index.htm](https://www.ilo.org/ankara/conventions-ratified-by-turkey/WCMS_377299/lang--tr/index.htm)
- İşyeri Bina ve Eklentilerinde Alınacak Sağlık ve Güvenlik Önlemlerine İlişkin Yönetmelik. (2013, 17 Temmuz). Resmi Gazete (Sayı: 28710). Erişim adresi: <https://www.mevzuat.gov.tr/mevzuat?MevzuatNo=18592&MevzuatTur=7&MevzuatTertip=5>
- İzgi, A. (2006). *Kaynak Endüstrisinde Çalışanların Genel Profili ve İş Kazaları Üzerine Bir İnceleme* (Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 55-89.
- Tagurum, O. Y., Gwomson, D. M., Yakubu, M. P., Igbita, A. J., Chingle, P. M., and Chirdan, O. O. (2018). Awareness of occupational hazards and utilization of PPE amongst welders in Jos metropolis, Nigeria. *International Journal of Research in Medical Sciences*, 6(7), 2227-2233.
- Tadesse, S., Bezabih, K., Destaw, B., and Yalemzewod, A. (2016). Awareness of occupational hazards and associated factors among welders in Lideta Sub-City, Addis Ababa, Ethiopia. *Journal of Occupational Medicine and Toxicology*, 11(15).
- Termal konfor ölçüm cihazı. Erişim adresi: <https://www.pentaotomasyon.com.tr/tr-TR/catalogue/isg---ortam-olcum-cihazlari/8117>.
- Yılmaz, G. (2009). Kaynaklı İmalat Atölyelerinde Sağlık ve Güvenlik Önlemleri, *Mühendis ve Makina*, 50(599), 68-73.



## A DESIGN OF 3 PİECE RUN FLAT MOBILE TİRE CHANGER FOR 22.5" RİMS

Fatih KARAMAN<sup>1\*</sup>, Ruhi YEŞİLDAL<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Ataturk University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Erzurum, ORCID No : 0000-0002-1190-8271

<sup>2</sup>Ataturk University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Erzurum, ORCID No : 0000-0001-7677-1600

### Keywords

*Rim, run flat, static structural analysis, solidworks*

### Abstract

*As the usage of the Run Flat tires has prevailed in automotive industry, it has become a necessity to design a machine to mount-demount Run Flat tire safely. The reasons of that necessity can be explained as: unsafe and inefficient methods, immobile changer machines. In this study, it was aimed to design a mobile Run Flat tire changer for (3) piece Run Flat of the tires of Anti Riot Vehicle Solidworks, one of the CAD applications was used to analyze. Analysis processes were performed multiple times and the stress on the components of the design were checked. According to results, the last cross-sectional areas and dimensions were determined. At the first stage of study, rigid models of the equipment were set up. At the second stage, statistical analyses were executed. At the final stage, Von Mises Stress (MPa) and Ures Displacement (mm) values were calculated and the results were examined. Von Mises Stress (MPa) value of the arm mechanism was calculated as 222,4 MPa; Ures Displacement (mm) value of that was calculated as 0,407 mm; Coefficient of Safety was calculated as 1,57. As the size of the arm mechanism were increased, ergonomics of the model was affected negatively but Von Mises Stress (MPa) and Ures Displacement (mm) values were decreased. Maximum stresses and deformations were occurred on the surface of the tip. The design which provided workplace safety was achieved by maintaining the Coefficient of Safety high.*

\* fatihkaramann25@gmail.com.tr  
doi : 0.46399/muhendismakina.1268579

## 22,5 İNCH JANTLAR İÇİN 3 PARÇA RUN FLAT MOBİL SÖKME TAKMA MAKİNESİ TASARIMI

### Anahtar kelimeler

### Öz

*Jant, run flat, statik yapısal analiz, solidworks*

*Otomotiv sektöründe, Run Flat lastik kullanımının artması; Run Flat'ın verimli ve emniyetli bir şekilde sökülüp takılmasına yönelik uygun bir makine tasarımını ihtiyaç haline getirmiştir. Söz konusu ihtiyacın nedenleri olarak: mevcut yöntemlerin emniyetsiz ve verimsiz olması, değiştirme makinelerinin mobil olmaması sayılabilir.*

*Bu çalışmada Toplumsal Olaylara Müdahale Aracı (TOMA) lastiklerindeki (3) parçalı Run Flat'ın değişmesi için mobil Run Flat sökme takma makinesinin tasarlanması amaçlanmıştır. Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) uygulaması olan Solidworks programı kullanılmıştır. Analiz işlemleri birçok defa tekrarlanmış ve tasarım elemanları üzerinde oluşan gerilmeler kontrol edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ekipmana ait en son boyut ve kesit alanları belirlenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında ekipmanların katı modelleri oluşturulmuş, ikinci aşamasında statik analiz yapılmıştır. Son aşamada ise Von Mises Stress (MPa) ve Ures Displacement (mm) değerleri bulunmuş ve sonuçlar incelenmiştir. Kol mekanizması Von Mises Stress (MPa) değeri 222,4 MPa; Kol mekanizması Ures Displacement (mm) değeri 0,407 mm; Emniyet katsayısı 1,57 olarak bulunmuştur. Kol mekanizmasının boyutları artırıldıkça ergonomik yapı olumsuz etkilenmiş ancak Von Mises Stress (MPa) ile Ures Displacement (mm) değerleri azalmıştır. Maksimum gerilmeler ve deformasyon, kol mekanizması tırnak yüzeyinde meydana gelmiştir. Emniyet katsayısı yüksek tutularak iş güvenliği sağlayan bir tasarım elde edilmiştir.*

Araştırma Makalesi

Research Article

Başvuru Tarihi : 21.03.2023

Submission Date : 21.03.2023

Kabul Tarihi : 24.07.2023

Accepted Date : 24.07.2023

## 1. Introduction

One of those precautions is Road holding. Road holding in the different conditions such as rainy, snowy roads has great importance for the traffic safety. There is a very close relation between road holding and the tire. The tire is composed of rubber, cord, steel wires and it is the only component which contacts with the ground (Geredelioğlu, 2012).

A tire can be subjected to external-internal impacts such as crashing into hard surfaces, overheating etc. which bring into punctures. All the companies in the market have focused on the problem of puncture. Those focuses have brought about to make new designs called Run Flat.

A run-flat tire is a pneumatic vehicle tire that is designed to resist the effects of deflation when punctured, and to enable the vehicle to continue to be driven at reduced speeds (under 80 km/h), and for limited distances (up to 80 km), depending on the type of tire (Mohamed Ali, Seng, Din, Hakim, & Mohamed, 2016).

Driving without inflation pressure leads to high increase of rolling resistance (up to 500%) thus also to very high increase of tire temperature. The wheels with Run-Flat inserts provide safe vehicle driving after tire depressurization, but only for very limited distance and time. It is also difficult for driver to control the tire condition and assess distance that may be driven without total tire destruction (Ejsmont, Jackowski, Luty, Motrycz, Stryjek, & Zurek, 2014).

It is recommended that rubber Run Flat be inserted inside the tire for the strength and resistance improvement of the wheel in terms of blast loading (Baranowski and Malachowski, 2015).

One of the oldest companies which produce Run Flat is Hutchinson Industries Inc. It has provided runflat systems to the military and security markets since 1926 (Hutchinson Defense and Mobility Systems, 2023).

Even though the structural composition as well as the type of run-flat tire is different for different tire makers, nowadays the run-flat tire with the sidewall reinforced rubbers is a mainstream thanks to its superior riding comfort and durability (Cho, Lee, Jeong, Kim, 2011).

In 2001, the 4th generation of the BMW 7 Series launched the market, and was the first model of mass-produced vehicles to be equipped with run-flat tires, which represents that the run-flat tire has officially entered the original market (Liu, Pan, Bian, Wang, 2021).

Run Flat system has some advantages such as:

- enhanced passenger safety and comfort
- prevention of a system shutdown in the event of a tire deflation and allowing



the vehicle to continue operation at a reduced speed (Grimaldi, 1998).

There are some extra requirements (bulletproof etc.) especially for military vehicles on which Run Flat tires are used.

The bulletproof function is achieved generally by providing the runflat structure inside the tire, and the runflat structure is expected to support the vehicle to continue to move when the tire is shot or burst. To avoid the extra attacks, the tire should sustain a distance of 50 km at the speed of 30~40 km/h on various road conditions. Therefore, the design of the runflat structure has a crucial impact on the performance of the bulletproof tire (Zhou, Ma, Cheng, Li, & Huang, 2014).

As the usage of the Run Flat tires has prevailed in automotive industry, it has become a necessity to design a machine to mount-demount Run Flat tire safely. The reasons of that necessity can be explained as,

- Lack of standard operation procedures,
- Unsafe and inefficient methods,
- Heavy changer machines,
- Immobility of changer machines.

When the studies have been researched to date, it is very common to see the Run Flat tire changer especially in the Defense Industry.

The first study in Türkiye about Run Flat was carried out by Dr.Nihat GEMALMAYAN in 1998. His study was about changer machine of one-piece Run Flat tires.



Figure 1. Changer Machine of One-Piece Run Flat Tires

It was presented in Traffic and Road Safety Congress held by Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University in 2001.

In a study about Run Flat systems, Kestamid (PA06) was used to analyze. According to the results:

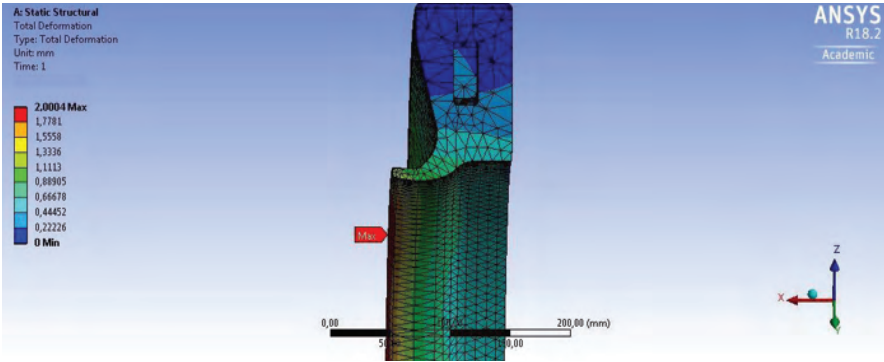


Figure 2. Total Deformation on the Thin Side

- Total Maximum Deformation was observed on the thin side of the Run Flat.
- Fishbolt and screw holes decreased the Coefficient of Safety.
- Durability and reliability of Run Flat system were supported by the finite element method (Pamuk 2018).



Figure 3. Run Flat Tire in the Event of Loss of Pressure



Figure 4. Non Run Flat Tire in the Event of Loss of Pressure

Every company produces Run Flat with materials it develops. The aim is to design new products which can go farther, slow down warming up and become more durable against the outside effects.

Run Flat generally is produced from polymer and composite materials. Thanks to those materials which lead to maximum output, high-tech products can be designed. Those designs are used especially in the space and defense industry increasingly.

### 1.1 Run Flat Mounting

- Firstly, deflate the tire.
- Separate the one side of the tire from the rim.
- Center the mobile Run Flat changer in the rim hole.
- Screw the top flange nut so that foot mechanism of the Run Flat grasps the tire.
- Use hydraulic jack, to set up an optimum working space between the tire and the rim.
- Insert the Run Flat into the tire piece by piece.
- After inserting the 3 piece Run Flat, tighten the first two pieces by screw.

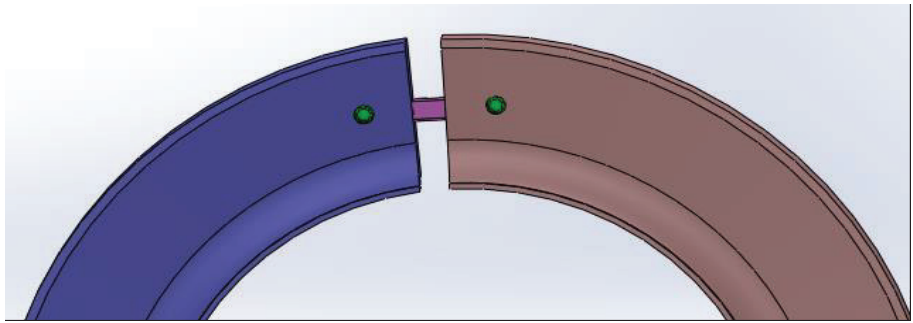


Figure 5. 3 Piece Run Flat Fishbolt

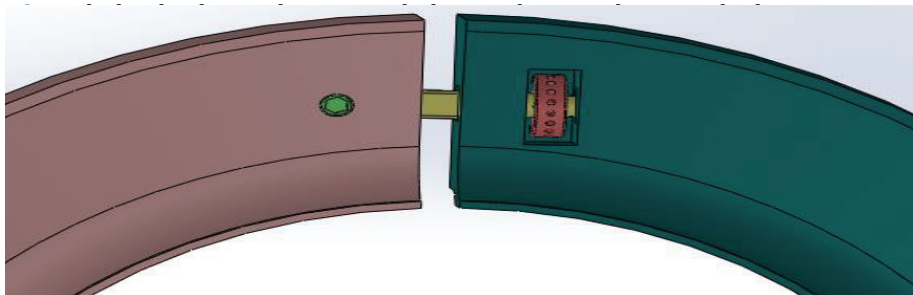


Figure 6. 3 Piece Run Flat Tension Bolt

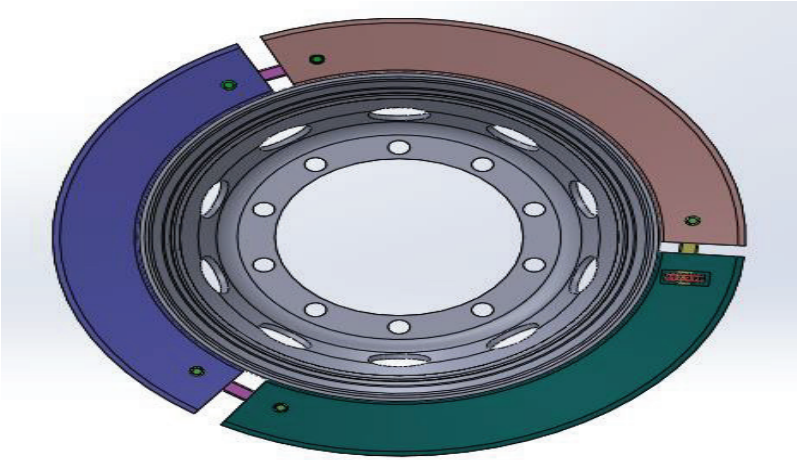


Figure 7. Mounting of 3 Piece Run Flat on the Rim

- Lastly, unscrew the top flange nut and remove Run Flat changer from the rim. Inflate the tire and complete the mounting process.

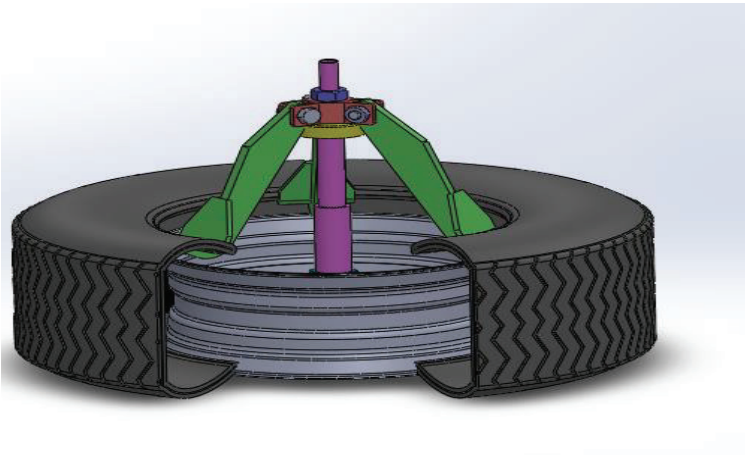


Figure 8. Non Run Flat Tire on the Rim

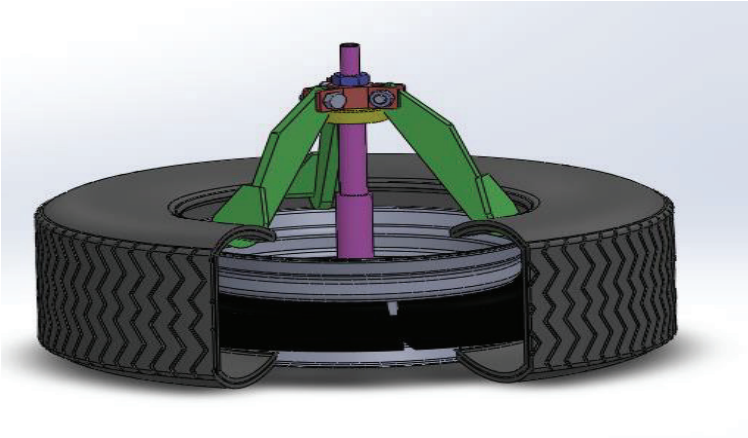


Figure 9. 3 Piece Run Flat on the Rim

### 1.2 Scope of Run Flat

Run Flat is used in police and military vehicles, engineering vehicles, ambulances, fire-fighter vehicles, armored money transport trucks, armored escort vehicles.



Figure 10. Panzer





Figure 11. Anti Riot Vehicle

## 2. Methodology

### 2.1 Types of Run Flat

Run Flat systems are generally named according to the number of the pieces they are composed of. There are 3 types of Run Flat.

**1 piece Run Flat:** It is used generally for the Panzer vehicles which have 20 inch rims. It is preferred for cleavable rims because it is easy to mount for separated parts. Nevertheless, it is not suitable and efficient for single piece rims, since the weight of the mounting machine is too heavy and its size is too large.



Figure 12. 1 Piece Run Flat

**2 piece Run Flat:** Generally it is preferred for Shortland type vehicles which have 16 inch rims because it is easy to mount.

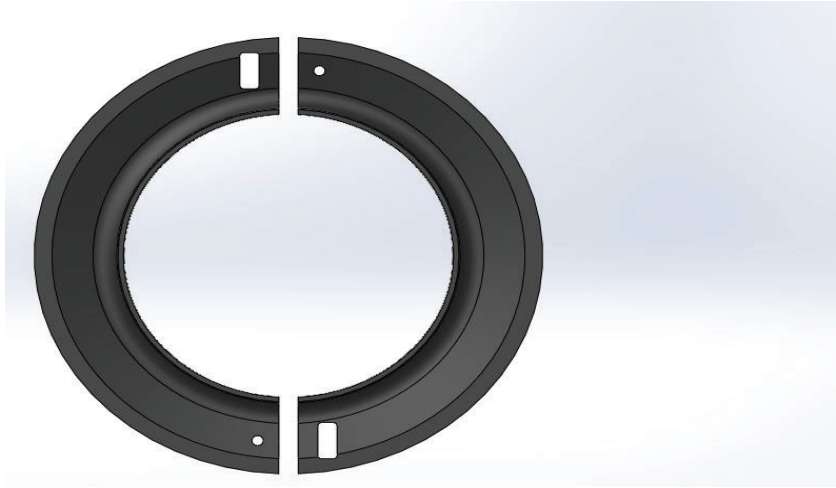


Figure 13. 2 Piece Run Flat

3 piece Run Flat: Generally it is preferred for Anti Riot Vehicles which have 20+ inch rims. It is easy to mount for single piece rims that is why it is commonly favored.

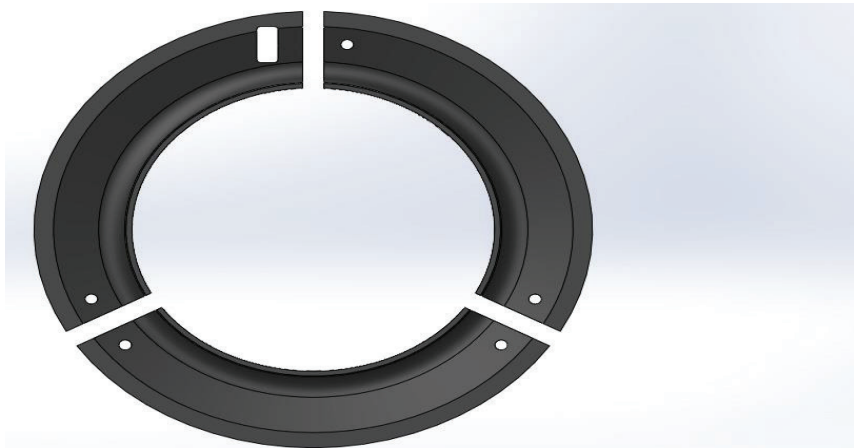


Figure 14. 3 Piece Run Flat

## 2.2 Material Selection

Material selection is very important for every product. Therefore, ideal material selection and design make the product safe, comfortable and cost-effective. Modern technology and applications help engineers and producers on that issue.

There are some factors in order to select ideal material. They are:

- Malleability
- Durability
- Strength
- Compatibility
- Cost-effectiveness
- Ductility
- Corrosion resistance
- Environment conditions.

Taking into consideration those factors, AISI 1020 steel was preferred in this study. That steel is generally used in the producing machines.

The technical specification of AISI 1020 is presented in Table 1 (Materials Informations Research, 2023).

Table 1. AISI 1020 Steel Mechanical Properties

Material	AISI 1020 Steel, Cold Rolled
Ultimate Strength	420 MPa
Yield Strength	350 MPa
Modulus of Elasticity	186 GPa
Poissons Ratio	0.29

### 2.3 Mobile Run Flat Tire Changer

Designed Run Flat Tire Changer is composed of;

- 3 Arm mechanism
- 1 Disc
- 1 Disc shaft
- 1 Arm equipment
- 1 Top flange nut
- Hydraulic jack 10 ton
- Jacking bed



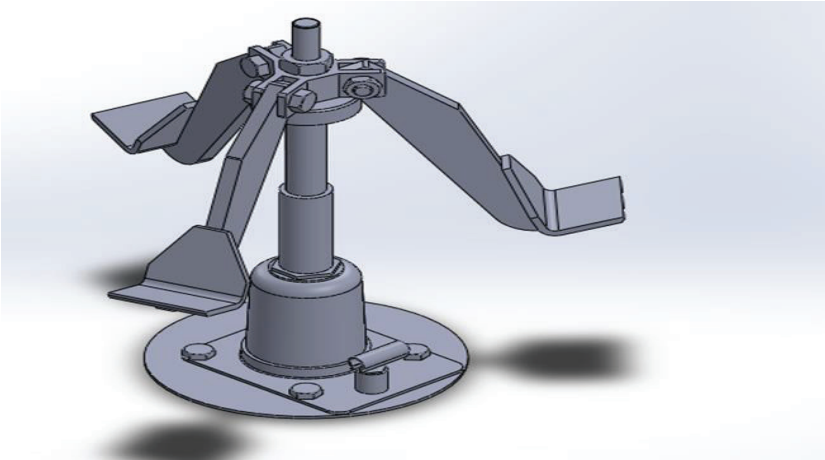


Figure 15. A Design of 3 Piece Run Flat Mobile Tire Changer for 22.5” Rims

#### 2.4 Parts Coloring

Nowadays it has been an important issue to present the design of products properly. With regard to presenting the designed product, visual of 3 piece Run Flat mobile changers is of great importance. According to that necessity, visual enrichment and parts coloring were carried out in the computing environment.

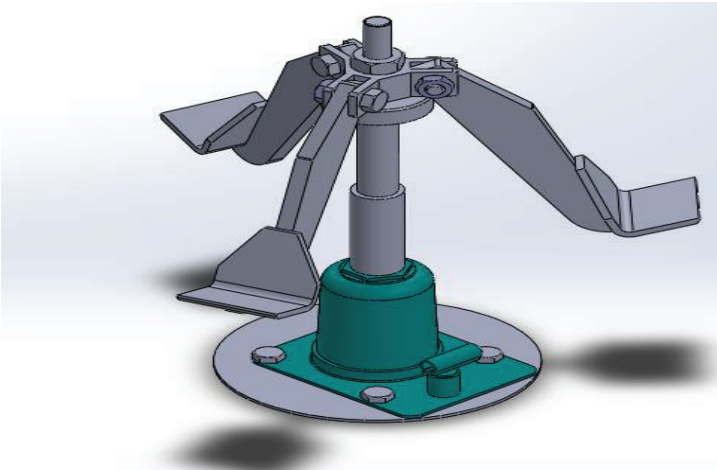


Figure 16. Coloring Parts Rigid Model-1

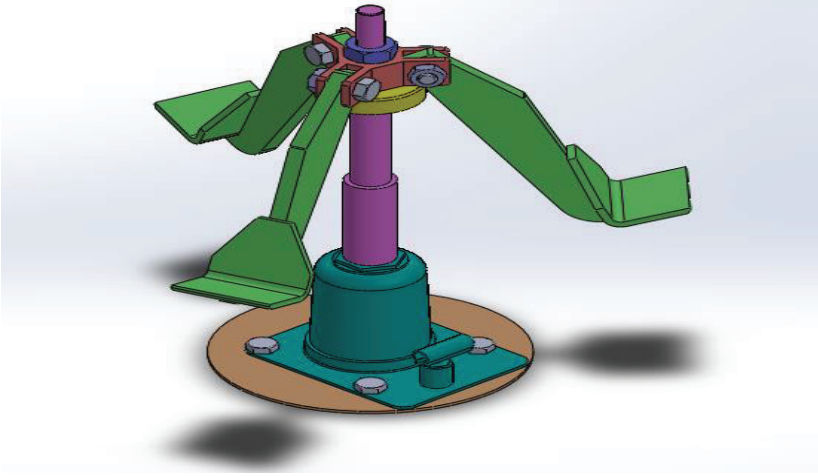


Figure 17. Coloring Parts Rigid Model-2

### 3. Results

#### 3.1 Estimated Cost Calculation

Design of 3 piece Run flat mobile changer for 22,5 inch rims was done according to meeting the necessities of Turkish National Police. The necessities are to have high operating speed on every environment but to need less space, to be portable and light, to place workplace safety to forefront.

To decrease the costs, parts of the system were designed as simple as possible. The system didn't include any complex or unnecessary parts. To meet the expectations of the market in a short time in case of too many demands, the easily producible and providable materials were chosen.

Estimated cost calculation was done according to dollar exchange rate at the end of May 2023 (1 USD = 19,25 TL)

Table 2. Estimated Cost Table

Part	Number	Unit Price	Total Amount
Hydraulic Jack 10 Ton	1	1.000 TL	1.000 TL
Arm Mechanism	3	500 TL	1.500 TL
Disc	1	300 TL	300 TL
Disc Shaft	1	250 TL	250 TL
Arm Equipment	1	500 TL	500 TL
Jacking Bed	1	300 TL	300 TL
Top Flange Nut	1	75 TL	75 TL
Joint Bolt	3	25 TL	75 TL
TOTAL			4.000 TL

There are approximately 150 tires which need to be repaired by this machine in a year. Since the cost of mounting and demounting Run Flat is 500 TL for each tire, average total cost will be 75.000 TL. According to Estimated Cost Table it is very clearly observed that the production cost of a machine equals to mounting cost of 8 Run Flat tires. As a consequence, it is obvious that designed machine is cost-effective. Besides, it is much cheaper to produce it in Türkiye.

### 3.2 Determining Analysis Modules

How to carry out force analyses by using Solidworks will be described in this section. There are different modules for different conditions. In this study, the most important part of the system, arm mechanism, was analyzed. The basic step of the analysis is to set up the rigid model.

### 3.3 Defining the Materials

Firstly, the arm mechanism is opened in the Static analysis module and a name is given to the part. Then, apply material is clicked and AISI 1020 steel is chosen. Hence, defining material gets finished.

### 3.4 Configuration of Analyses

Critical position is chosen for the arm mechanism. Getting the arm mechanism in the right angel, the mechanism is fixed by one of its components. To apply those fixtures, fixed geometry is chosen in the fixtures module. To select the size and

directions of the force against the surface, external loads is clicked. Then surface of the tip is chosen and the force value (16537,5 N) is defined.

Create mesh is clicked in the mesh module and standard mesh structure is chosen. Clicking the run this study on the screen, calculations are made. After completion of the process, the results can be viewed.

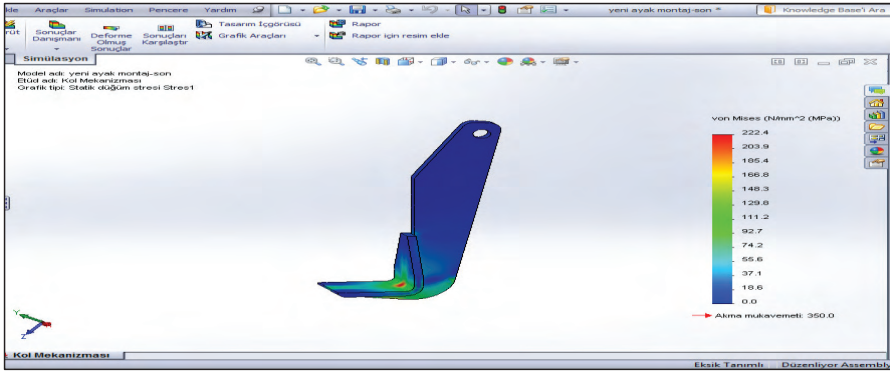


Figure 18. Result Screen of Von Mises Stress (MPa)-1

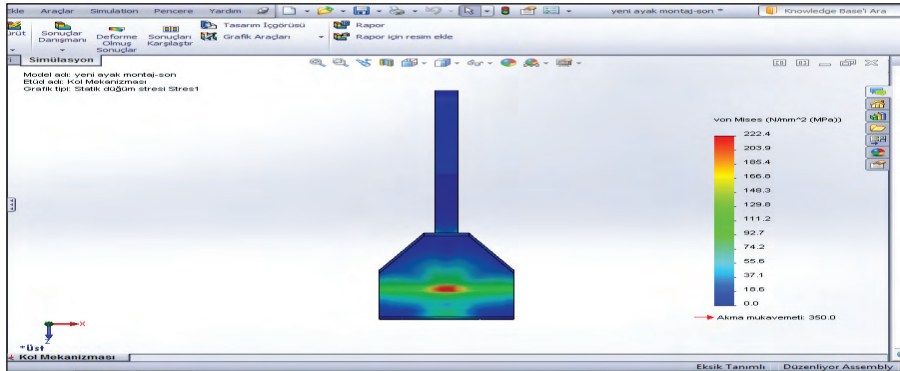


Figure 19. Result Screen of Von Mises Stress (MPa)-2

### 3.5 Arm Mechanism Von Mises Stress (MPa)

Maximum stresses were occurred on the surface of the tip as expected. Maximum Von Mises Stress (MPa) value was calculated as 222,4 MPa. Yield Strength of the selected material was 350 MPa. In this case, coefficient of Safety was calculated as 1,57. Those values were viable for the model.

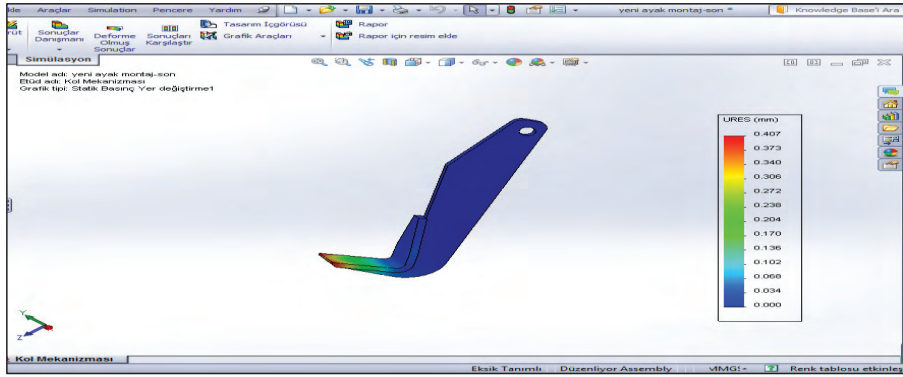


Figure 20. Result Screen of Ures Displacement (mm) -1

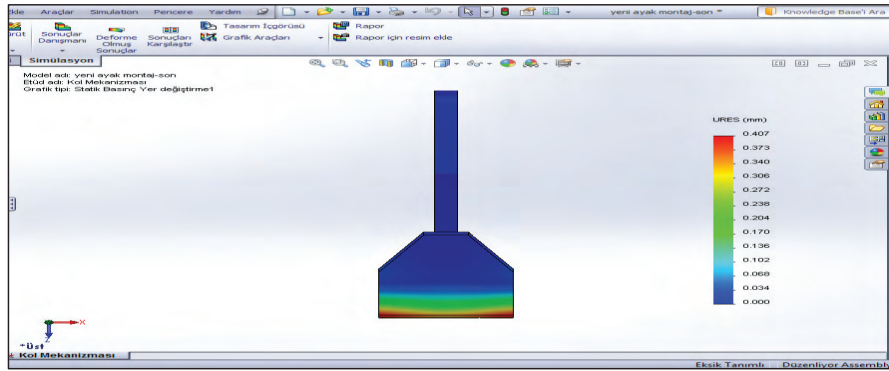


Figure 21. Result Screen of Ures Displacement (mm) -2

### 3.6 Arm Mechanism URES Displacement (mm)

Displacement values were increase on the surface of the tip as expected. Ures Displacement (mm) value was calculated as 0,407 mm.

## 4. Conclusion and Suggestions

In this study, a design of a 3 piece Run Flat tire changer which was used to make anti riot vehicles be ready to move in a shorter time in case of a puncture was made. When an anti riot vehicle is subjected to puncture because of any impact, the driver can bring it in a safe zone. In the safe zone, the puncture can be fixed very fast and efficiently thanks to new design which is mobile, light and small sized.

In the designing process, rigid model studies were performed by using Solid-

works. Safety was foregrounded in those and it was observed that stresses were within the acceptable limits.

A great effort was put into making Run Flat tire changer user-friendly as well as ergonomic because it was intended to present that machine in some platforms. The materials were designed as compatible with the geometry.

In order to perform static analysis on the arm mechanism, analysis steps were studied, the model was prepared, materials were defined. Calculating the given values, results of the statistic analysis were obtained.

It was observed that maximum stresses and deformations occurred on the surface of the tip. The maximum values were observed as 222.4 MPa and 0,407 mm respectively. Stresses and deformations were given by the figures.

As a result;

- Knowledge and experience were gained by this study. In the study, necessary forces were determined, analysis steps were scrutinized and the system was strengthened against the stresses.
- Costs were decreased, changing of 3 piece Run Flat was eased and probable work accidents were minimized by featuring workplace safety.
- A new successful approach was introduced to mount-demount Run Flat tires which were getting used on a large scale gradually.

Within the context of suggestion; dimensions of the materials (disc, disc shaft etc.) can be changed to perform new studies about the Run Flats which have different rims.

## References

- Baranowski, P., & Malachowski, J., (2015). "Numerical Study of Selected Military Vehicle Chassis Subjected to Blast Loading in Terms of Tire Strength Improving". *Bulletin of the polish academy of sciences Technical Sciences*, vol. 63, no. 4, p. 867-878. Doi: <https://doi.org/10.1515/bpasts-2015-0099>.
- Cho, J.R., Lee J.H., Jeong K.M., Kim K.W., (2011). "Optimum Design of Run-Flat Tire Insert Rubber by Genetic Algorithm". *Finite elements in analysis and design*, vol 52, p. 60-70.
- Ejsmont, J., Jackowski J., Luty W., Motrycz G., Stryjek P., & Zurek, B.S., (2014). "Analysis of Rolling Resistance of Tires with Run Flat Insert". *Key engineering materials*, vol. 597, p. 165-170. Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.597.165>.

- Geredelioğlu, O., (2012). Taşıt Lastikleri. [http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/ec629c5a05155f1\\_ek.pdf](http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/ec629c5a05155f1_ek.pdf) (Retrieved: 10.12.2022).
- Grimaldi, F.R., (1998). "Run-Flats for People Mover System". *Transactions on the built environment*, vol. 33, p. 511-520.
- "Hutchinson Defense and Mobility Systems". (2023). <https://www.hutchinsoninc.com/about-us/> (Retrieved: 18- December-2023).
- Liu, H., Pan, Y., Bian, H., Wang, C., (2021). Optimize Design of RunFlat Tires by Simulation and Experimental Research. *Materials*, vol 14, p. 474-487.
- "Materials Informations Research". (2023). <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb> (Retrieved: 31-January-2023).
- Mohamed Ali, N., Seng, C.H., Din, A.I., Hakim, A., & Mohamed, M.S., (2016). Design and Development of the Mechanism for Run Flat Tyre Part 1, Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Malaysia Pahang.
- Pamuk, C., (2018). Run Flat sistemlerinin analizi. (Yüksek Lisans Tezi). Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Zhou, G., Ma, Z.D., Cheng, A., Li, G., & Huang, J., (2014). "Design Optimization of a Run Flat Structure Based on Multi-Objectivegenetic Algorithm". *Struct multidisc optim*, vol. 51, p. 1363-1371. Doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-014-1217-5>.



## YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANILARAK RAMBERG-OSGOOD PARAMETRELERİNİN TAHMİN EDİLMESİ: GİRDİ PARAMETRELERİ VE NÖRON SAYILARININ TAHMİNLEME DOĞRULUĞU ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Mehmet Alperen SOYER<sup>1</sup>, Özler KARAKAŞ\*<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Denizli  
ORCID No : <https://orcid.org/0000-0002-7169-0956>

<sup>2</sup>Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Denizli  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-6648-7865>

### Anahtar Kelimeler

### Öz

*Ramberg-Osgood, yapay sinir ağları, tahminleme, makine öğrenmesi, yorulma*

*Bu çalışma kapsamında çeşitli çeliklere ait Ramberg-Osgood parametreleri olan çevrimsel dayanım katsayısı ( $K'$ ) ve çevrimsel uzama sertleşme üsteli ( $n'$ ) yapay sinir ağları (YSA) kullanılarak tahmin edilmiştir. Girdi parametrelerinin ve nöron sayılarının tahminleme doğruluğu üzerindeki etkileri incelenmiştir. YSA yapısında dokuz girdi parametresi, bir gizli katman ve iki çıktı parametresi içermektedir. Parametrelerin tahminleme doğruluğu üzerine etkisini gözlemlemek için önce dokuz girdi parametresine ait sonuçlar bulunmuş sonrasında sırasıyla her bir girdi parametresi tahminleme dışarısına çıkartılıp en sonunda sekiz girdi parametresi kalacak şekilde yeni sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlara etki eden diğer bir faktör olan nöron sayısı ise 1-30 aralığında değiştirilerek tahminleme sonuçlarına etkisi gözlemlenmiştir. Tahminleme sonuçlarının rastgeleliğini en aza indirmek için ise her bir parametre için 100 adet replikasyon yapılmıştır. Sonuç olarak çevrimsel dayanım katsayısı ( $K'$ ) tahmin edilirken en iyi nöron sayısı 1, sonuca en çok etki eden parametre akma dayanımı ( $\sigma_y$ ) ve en az etki eden parametre ise Brinell sertliği (BHN) olmuştur. Çevrimsel uzama sertleşme üsteli ( $n'$ ) tahmin edilirken en iyi nöron sayısı 17, sonuca en çok etki eden parametre yorulma dayanım üsteli ( $b$ ) ve en az etki eden parametre ise elastisite modülü ( $E$ ) olmuştur. Ayrıca, çıktı parametreleri yüksek tahminleme doğruluğu ile tahmin edilmiştir.*

\* [okarakas@pau.edu.tr](mailto:okarakas@pau.edu.tr)  
doi : 10.46399/muhendismakina.1292022



---

## ESTIMATION OF RAMBERG-OSGOOD PARAMETERS USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS: INVESTIGATING THE EFFECTS OF INPUT PARAMETERS AND HIDDEN NEURON NUMBERS ON ESTIMATION ACCURACY

---

---

### Keywords

*Ramberg-Osgood, artificial neural networks, estimation, machine learning, fatigue*

---

### Abstract

*In this study, Ramberg-Osgood parameters, which are the cyclic strength coefficient ( $K'$ ) and the cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ) belonging to various steels, are estimated by means of artificial neural networks (ANN). The effects of input parameters and hidden neuron numbers on estimation accuracy are investigated. The ANN structure consists of nine input parameters, one hidden layer, and two output parameters. In order to investigate the effect of the parameters on the estimation accuracy, first the results for nine input parameters were found, then each input parameter was excluded from the estimation, and finally new results were obtained with eight input parameters. The number of hidden neurons, which is another factor affecting the results was varied in the range of 1-30, and its effect on the estimation results was observed. To reduce the randomization of the estimation results, 100 replications made for each parameter. As a result, while estimating the cyclic strength coefficient ( $K'$ ), the best neuron number was 1, the most effective parameter on the result was yield strength ( $\sigma_y$ ), and the least effective parameter on the result was Brinell hardness (BHN). While estimating the cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ), the best neuron number was 17, the most effective parameter on the result was fatigue strength exponent ( $b$ ), and the least effective parameter on the result was Young's modulus ( $E$ ). Also, the output parameters were estimated with high estimation accuracy.*

---

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 03.05.2023

Kabul Tarihi : 31.07.2023

Research Article

Submission Date : 03.05.2023

Accepted Date : 31.07.2023

---

## Extended Abstract

### Introduction/ Background

Fatigue is a serious damage type and can change the material properties of machine components, transportation vehicles, and engineering structures under cyclic loading conditions. Fatigue fracture develops in the internal structure of the material and leaves no trace or evidence until the fatigue damage occurs. 80-85% of the fatigue damage in the machine components is caused by overloading conditions, surface roughness, and notches. Fatigue test requires at least 8-25 specimens and usually requires more than 60 specimens for the stress-strain curves. Plastic deformation is dominant in the low cycle fatigue and the number of cycles to failure is less than  $5 \times 10^4$ . Estimating the fatigue life and fatigue parameters is vital to prevent the accidents effecting the human life, changing the material before the fatigue failure, and high amount of cost issues.

Ramberg and Osgood (1943) found an equation in order to explain the nonlinear relationship between the stress and strain in materials near to yield strength points and define the stress-strain curves. Traditional equations are used to calculate the fatigue parameters for a long time, but they are inadequate comparing the machine learning methods like artificial neural networks, artificial bee colony, and particle swarm optimization. For these reasons, the Ramberg-Osgood parameters (cyclic strength coefficient and cyclic strain-hardening exponent) are estimated using artificial neural networks.

### Objectives/ Research Purpose

In this study, cyclic strength coefficient ( $K'$ ) and cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ) are estimated with the different combinations of input parameters and different number of hidden neurons. Used data in this study is consisted of 49 various steel types and obtained from the studies of Ghajar et al. (2011) and Genel (2004). Larger datasets are increasing the estimation accuracy and learning rate. There are not enough studies and data about the fatigue and fatigue parameters in the literature due to fatigue test is time consuming, knowledge required and high-cost process. Nine different input parameters (BHN,  $\sigma_u$ ,  $\sigma_y$ , RA%, E,  $\sigma'_f$ ,  $\epsilon'_f$ , b, and c) were used to estimate the cyclic strength exponent and the strain-hardening exponent. Input parameters were selected to be easily obtained parameters from the basic tensile tests.

### Methods/ Methodology

Nine different input parameters were used to estimate the cyclic strength coefficient ( $K'$ ) and cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ) using MATLAB 2022a software. Hyperbolic tangent sigmoid transfer function (tansig) was used in the input layer and output layer. Dataset was normalized with the "mapminmax" function within [-1,1] range. Dataset was divided into 85% learning and 15% testing using "dividerand" function. As a performance criterion, mean square error (MSE) was used. One hidden layer was used, and the hidden neuron numbers were selected within [1-30]. To make result more reliable and robust, replication (100 for this study) was made and average of these replications belonging the used input parameters and hidden neurons were considered. To observe the input parameter effects on the estimation accuracy, firstly all input parameters were used and named as General. Then, all input parameters were excluded from the estimation one by one, leaving eight input parameters, respectively. With excluding the input parameters one by one, their effects on the estimation accuracy will be observed.

## Results/ Findings

The best result for the cyclic strength coefficient ( $K'$ ) was obtained with 30 hidden neurons using all input parameters. The effects of the input parameters on estimation accuracy were  $\sigma_y$ ,  $\sigma_u$ ,  $b$ ,  $\sigma'_f$ ,  $c$ ,  $\epsilon'_f$ ,  $E$ ,  $RA\%$ , and BHN from the most to least, respectively. The highest decrease in the regression values and the highest dependence on the estimation accuracy value were observed when the yield strength parameter was not included situation. Brinell hardness was the least effective parameter on the estimation accuracy. The number of hidden neurons with the best average result was "1" and the worst was "4".

The best result for the cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ) was obtained with 17 hidden neurons and the structure in which the modulus of elasticity parameter was not included in the estimation. The effects of the input parameters on estimation accuracy were  $b$ ,  $\epsilon'_f$ ,  $c$ ,  $\sigma_u$ ,  $\sigma_y$ ,  $\%RA$ , BHN,  $\sigma'_f$ , and  $E$  from the most to least, respectively. The highest decrease in the regression values and the highest dependence on the estimation accuracy value were observed when the fatigue strength exponent ( $b$ ) parameter was not included situation. Young's modulus was the least effective parameter on the estimation accuracy. The number of hidden neurons with the best average result was "17" and the worst was "1".

As expected, the estimation results are much better when average regression results and replications are not taken into consideration. When looking the individual maximum regression values without the replication, the best structure for cyclic strength coefficient ( $K'$ ) was observed when the Young's modulus ( $E$ ) parameter was excluded in the estimation and the number of hidden neuron number was 10. For cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ), the best structure was observed when the reduction of area ( $RA\%$ ) was excluded in the estimation and the number of hidden neuron number was 7.

## Discussion and Conclusions

In this study, it is concluded that when estimating the Ramberg-Osgood parameters, a small dataset did not affect the results significantly. At the same time, it has been shown that larger and more complex deep learning structure than the single hidden layer structure is not required, and higher estimation accuracies can be obtained with low hidden neuron numbers without increasing the computational power. Effects of the input parameters on estimation accuracy of the cyclic strength coefficient and cyclic strain-hardening exponent were investigated. Cyclic strength coefficient ( $K'$ ) was highly dependent on yield strength ( $\sigma_y$ ) and cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ) was highly dependent on fatigue strength exponent ( $b$ ). The best hidden neuron number for the cyclic strength coefficient was the "1" and "17" for the cyclic strain-hardening exponent ( $n'$ ). Considering the maximum regression values without the replication, the best resulting structure for the cyclic strength exponent was 10 hidden neurons without the Young's modulus parameter ( $E$ ) and for the cyclic strain-hardening exponent was 7 hidden neuron numbers without the reduction of area ( $RA\%$ ).

## 1. Giriş

Yorulma, tekrarlı yüklemeye koşulları altında zorlanan çoğunlukla makine elemanları, ulaşım araçları ve mühendislik yapıları olmak üzere malzemenin genel yapısını değiştiren ve sonuçları ciddi boyutlara ulaşabilen bir hasar türüdür. Yorulma kırılması hiçbir iz ve belirti göstermeden malzemenin iç yapısında gelişip nihai çatlak oluşumuna kadar fark edilmeden ilerlemektedir ve bu da yorulma hasarını son derece etkili kılmaktadır. Günümüzde makine elemanlarında görülen hasarların %80-85'i aşırı yüklemeye, yüzey pürüzlülükleri ve çentikler sonucunda meydana gelen yorulma hasarından kaynaklanmaktadır. Yüklemeye türleri statik ve dinamik olmak üzere farklı koşullarda gerçekleşebilmektedir. Çevrimsel yüklemeye, statik yüklemeye göre daha tehlikeli ve malzemeyi daha çok hasara uğratabilecek bir yüklemeye türüdür. Yorulma deneyleri en az 8-15 olmak üzere ve genellikle daha doğru ve güvenilir gerilme-uzama eğrilerinin oluşturulması için 60'ın üzerinde numune ile yapılmaktadır. Literatürde düşük (kısa) çevrimli yorulma çevrim sayısının  $5 \times 10^4$ 'ten küçük olduğu durumlar için kullanılır ve burada plastik deformasyon daha hâkim olan bir büyüklüktür. Malzeme plastik deformasyona uğradıktan sonra deformasyonun geri döndürülmesi mümkün değildir. Malzemede oluşan deformasyonlar yüksek gerilme genliği ve düşük frekansta daha hızlı bir şekilde birikip, malzemenin yorulma ömrünü büyük ölçüde düşürmektedir. Tekrarlı gerilmeler sonucu malzemenin iç yapısında oluşan deformasyon sürekli artmakta ve malzemede bir süre sonra yorulma hasarı meydana gelir. Yorulma ömrü ve yorulma parametrelerinin tahmin edilmesi ile malzemede oluşabilecek olumsuz etkilerin önüne geçilmesi, insan sağlığını tehlikeye atacak kazaların önlenmesi, malzemenin nihai hasara uğramadan önce değiştirilmesi ve oluşabilecek yüksek maliyet sorunlarının önüne geçilip önceden önlem almak büyük önem arz etmektedir.

Akma dayanımı noktalarına yakın olan malzemelerdeki gerilme ve uzama arasındaki lineer olmayan ilişkiyi açıklamak ve gerilme-uzama eğrisini tanımlamak için Ramberg-Osgood (Ramberg ve Osgood, 1943) aşağıdaki Eşitlik (1)'i bulmuştur. Özellikle plastik deformasyon ile sertleşebilen ve elastik-plastik bölge arasında yumuşak bir geçişe sahip malzemelerde uygulanabilmektedir (Deolia ve Shaikh, 2016; Baird, Smith, Palermo ve Pampanin, 2014).

$$\epsilon_t = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (1)$$

Eşitlik (1)'de  $\epsilon_t$  toplam elastik ve plastik uzama,  $\sigma$  gerilme, E elastisite modülü,  $K'$  çevrimsel dayanım katsayısı ve  $n'$  çevrimsel uzama sertleşme üstelidir. Yorulma olgusuna ilişkin parametrelerin elde edilmesinde geleneksel yöntemler olarak adlandırılan ampirik bağıntılar (Morrow, 1965; Srivatsan, Soboyejo ve Lederich,

1995; Raske ve Morrow, 1969; Mitchell, 1996; Ong, 1993a ve Ong 1993b; Muralidharan ve Manson, 1988) uzun yıllar boyunca kullanılmıştır. Gerilme-uzama eğrilerini oluştururken gerekli parametreleri elde etmek için çok sayıda deney numunesi, farklı yükleme koşulları, maliyet, zaman ve bilgi birikimi gerekmektedir. Günümüzde formülasyon yöntemi ile elde edilen parametre değerleri, deney sonucunda elde edilen veriler ile karşılaştırıldığında yetersiz kalmaktadır. Bu yüzden makine öğrenmesi yöntemleri ile yorulma parametrelerin tahmin edilmesi günümüzde büyük önem kazanmıştır (Karakaş, Berto ve Hong, 2023). Makine öğrenmesi ve yapay zekâ ile kolaylıkla her türden problemlere ilişkin tahminleme algoritmaları uygulanabilmektedir. Makine öğrenmesi ile kaynaklı ve kaynaksız farklı türden malzemelerin yorulma dayanımı ve yorulma parametrelerinin tahmin edilmesine dair çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Soyer, Kalaycı ve Karakaş (2022), yüksek dayanımlı çeliklerin düşük çevrimli yorulma parametrelerini ve yorulma ömrünü YSA ile yüksek doğrulukta tahmin etmişlerdir. Aynı zamanda farklı öğrenme fonksiyonları, aktivasyon fonksiyonları ve nöron sayıları kullanarak bunların tahminleme üzerine etkilerini incelemişlerdir. Kalaycı, Karagöz ve Karakaş (2019), yapay arı kolonisi algoritması ile magnezyum alaşımlı kaynakların yorulma ömürlerini tahmin etmişlerdir. Ma, Chen ve Shan (2010), havacılık sektöründe kullanılan döndürme karıştırma kaynaklı alüminyum alaşımının yorulma ömrünü genetik algoritma ile yapay sinir ağlarını birlikte kullanarak tahmin etmişlerdir. Yang, Zou ve Deng (2015), gazaltı kaynak yöntemi ile birleştirilmiş çeşitli titanyum alaşımlarının yorulma ömürlerini yapay sinir ağları ve parçacık sürü optimizasyonu ile tahmin etmişlerdir. Karakaş ve Tomasella (2013), kaynaklı magnezyum ve alüminyum alaşımlarının yorulma ömürlerini ve S-N eğrilerini YSA ile tahmin etmişlerdir. Genel (2004), düşük çevrimli yorulma parametrelerini, çekme dayanımı testlerinden elde edilen parametreler ile YSA kullanarak tahmin edip geleneksel denklemler ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırmıştır. Ghajar, Naserifar, Sadati ve Alizadeh K. (2011), yaptıkları çalışmada çevrimsel dayanım katsayısı ve çevrimsel uzama sertleşme üsteli parametrelerini YSA ile tahmin etmişlerdir. Ponticelli, Guarino ve Giannini (2020), yaptıkları çalışmada lazerle sertleştirme yöntemi uygulanmış AISI 1040 çeliklerinde optimum işlem parametrelerini hesaplamış ve yorulma ömürlerini genetik algoritma destekli regresyon modeli ile tahmin etmişlerdir. Zhan ve Li (2021), çalışmalarında eklemeli imalat ile üretilmiş 316L paslanmaz çeliğinin üretim parametrelerini göz önüne alarak yorulma ömürlerini yapay sinir ağları, rastgele orman algoritması ve destek vektör makinesi ile eğitilmiş ve sürekli ortam hasar mekaniği ile üretilmiş sonuçlarla tahmin ederek deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Tomasella, Dsoki, Hanselka ve Kaufmann (2011), çevrimsel malzeme parametrelerini (Manson-Coffin-Basquin ve Ramberg-Osgood) yapay sinir ağları kullanarak tahmin etmişlerdir. Ayrıca ANSLC programı kullanarak yorulma ömürlerini 103-105 çevrim sayısı aralığında başarılı bir şekilde tahmin etmişlerdir. Janežič, Klemenc

ve Fajdiga (2010), yaptıkları çalışmada çevrimsel gerilme-uzama eğrilerini ve yorulma ömürlerini çok katmanlı yapay sinir ağları yaklaşımı kullanarak tahmin etmişlerdir. Ertas (2012), fiber ile güçlendirilmiş laminatlarda farklı lif açılarını optimize etmek için yorulma ömürlerini parçacık sürü optimizasyonu algoritması kullanarak tahmin etmiştir. Ek olarak Kalaycı, Karagöz ve Karakaş (2020), yaptıkları çalışmada yorulma ömürlerini tahmin etmede kullanılan yapay zekâ yöntemlerini araştırıp, yapay sinir ağlarının yorulma ömürlerini tahmin etmede kullanılması sıklığının ezici bir üstünlükte olduğunu vurgulamışlardır.

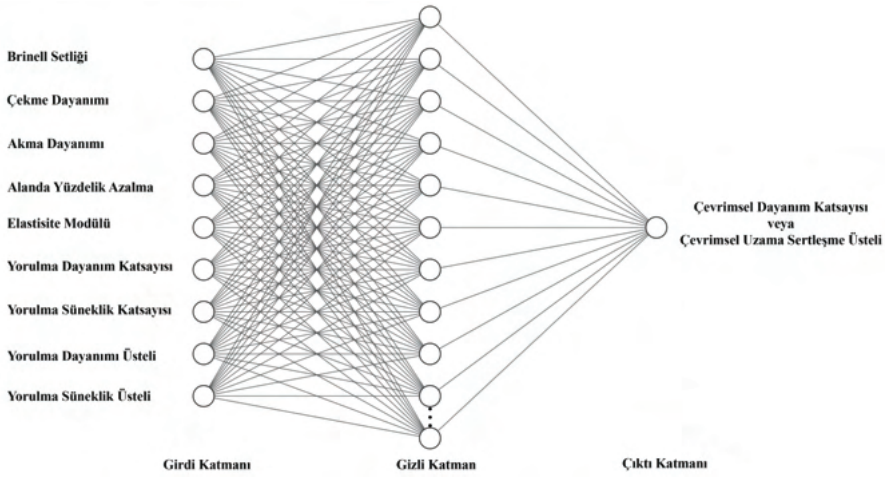
Bu çalışmada kapsamında çevrimsel dayanım katsayısı ve çevrimsel uzama sertleşme üsteli farklı girdi parametreleri kombinasyonları ve nöron sayıları kullanılarak yapay sinir ağları ile tahmin edilmiştir. Çalışmada kullanılan veriler Gharaj ve diğ. (2011) ve Genel (2004), çalışmalarından alınmıştır ve 49 adet çeşitli çelik gruplarından oluşmaktadır. Veri seti büyüdükçe algoritmanın öğrenme ve tahmin etme kabiliyeti gelişmektedir. Fakat literatürdeki eksiklikler ve yorulma konusunda yapılan çalışmaların uzun zaman alması, maliyetli olması, bilgi birikimi gerektirmesi ve test için gerekli deney numune sayısının fazla olmasından dolayı kullanılan veri seti küçük kalmıştır. Bu gibi durumlarda yapay sinir ağları parametrelerini iyi bilmek, kullanılan veri tipi ve büyüklüğüne göre uygun parametreler seçmek ve probleme göre özelleştirmek tahmin edilen sonuçların doğruluğunu büyük oranda etkileyip performans kriterlerini arttırmaktadır. Çevrimsel dayanım katsayısı ( $K'$ ) ve çevrimsel uzama sertleşme üstelini ( $n'$ ) tahmin etmek için dokuz farklı girdi parametresi kullanılmıştır. Bu parametreler; Brinell sertliği (BHN), çekme dayanımı ( $\sigma_u$ ), akma dayanımı ( $\sigma_y$ ), alanda yüzdelik azalma (%RA), elastisite modülü (E), yorulma dayanım katsayısı ( $\sigma'_f$ ), yorulma süneklik katsayısı ( $\epsilon'_f$ ), yorulma dayanım üsteli (b) ve yorulma süneklik üsteli (c) olarak dikkate alınmıştır. Girdi parametreleri özellikle basit çekme deneyinden elde edilen ve kolayca erişilebilen parametreler olarak seçilmiştir. Bu sayede tahminleme yaparken literatürde bulunması ve deneylerle elde etmesi zor parametreler olmadan da kolaylıkla yüksek regresyon değerleriyle tahminleme yapılabileceği gösterilmiş olacaktır.

## 2. Yapay Sinir Ağları ve Uygulanması

Yapay sinir ağları tıpkı insan beynindeki sinirler hücrelerine benzeyen yapay nöronlara sahip bir sistemdir. Bu yapay nöronlar birbirleriyle iletişim kurarak elde ettikleri bilgileri bir sonraki katmana aktarırlar. Yapay sinir ağlarında genel olarak üç adet katman vardır ve bu katmanlar sırasıyla girdi katmanı, gizli katman ve çıktı katmanıdır. Girdi ve çıktı katmanının sayısı her zaman birdir ve sadece girdi ve çıktı katmanındaki parametre sayıları artıp azalabilir. Gizli katmanın sayısı ise en az bir olmak şartıyla belirli bir üst sınırı yoktur. Gizli katman sayısının artışı ile yapay sinir ağlarının karmaşıklığı, işlem süresi, derinliği ve tahmin doğruluğu artmaktadır. Gizli katman sayısının artması ile derin yapay sinir ağları

yapısı oluşur. Girdi katmanındaki veriler nöronlar aracılığıyla iletildikten sonra ağırlık değerleri ile çarpılıp bias adı verilen aktivasyon fonksiyonunu sağa veya sola ötelemeye yarayan değerler eklenir. Sonuç olarak tahmin edilen parametre değerleri elde edilir.

Tüm testler MATLAB R2022a yazılımı ile i3-11154G 3.00 GHz CPU, 8 GB DDR4 RAM, 3500-2500 MB/s okuma ve yazma hızlarına sahip NVMe M.2 SSD ve Windows 11 işletim sistemine sahip dizüstü bilgisayarda yapılmıştır. Bu çalışmada kullanılan yapay sinir ağlarının genel yapısı, kullanılan girdi ve çıktı parametreleri ve katmanlar Şekil 1’de verilmiştir.



Şekil 1. Yapay Sinir Ağlarının Yapısı

Gizli katmanda ve çıktı katmanında daha önceki çalışmamızda (Soyer ve diğ., 2022) performansı doğrulanmış olan hiperbolik tanjant sigmoid transfer fonksiyonu “tansig” kullanılmıştır. Öğrenme fonksiyonu olarak Levenberg-Marquardt “trainlm” kullanılmıştır. Veri setinin normalize edilmesi için “mapminmax” fonksiyonu kullanılıp, veriler  $[-1,1]$  aralığında normalize edilmiştir. Veriler “diverand” fonksiyonu ile %85 öğrenme ve %15 test etme şeklinde ayrılmıştır. Yapay sinir ağlarında girdi parametreleri ilk önce gizli katmanlara iletilip ardından rastgele üretilmiş ağırlık değerleri ile çarpılıp, aktivasyon fonksiyonunu sağ veya sol yöne kaydırmaya yarayan bias değeri de eklendikten sonra toplam fonksiyonu elde edilmektedir. Toplam fonksiyonu, aktivasyon fonksiyona iletildikten sonra çıktı sonuçları elde edilmektedir. Performans kriteri olarak ortalama hata karesi “MSE” kullanılmıştır. Gizli katman nöron sayıları  $[1-30]$  aralığında değişmekte olup tek gizli katman kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar her çalıştırma sonrasında değiştiği için güvenilirliğini ve stabilitesini ölçmek için replikasyon

yöntemi kullanılmıştır. Replikasyon aynı çalıştırma kriterlerini belirlenen sayıda (bu çalışmada 100 olarak belirlendi) tekrarlı bir şekilde çalıştırmaktadır. Tahmin edilen verilerin gerçekteki değerleri ile ne kadar iyi uyum sağladığını belirlemek için regresyon parametresine bakılıp regresyon değeri “1” sayısına ne kadar yakınsa o kadar doğru sonuçlar, “0” sayısına ne kadar yakınsa da sonuçlarda o kadar kötü uyum elde edilmiş anlamına gelmektedir. Regresyon değerleri hem öğrenme hem de test parametrelerini içeren tüm regresyon değerleri dikkate alınmıştır. Çıktı parametreleri tahmin edilirken girdi parametrelerinin tahminlemeye etkilerini incelemek için önce tüm girdi parametreleri ile tahminleme yapılmıştır. Ardından sırasıyla sekiz girdi parametresi kalacak şekilde tüm girdi parametreleri tek tek tahminlemenin dışına alınmıştır. Bu sayede tüm parametreler ile elde edilen tahminleme sonuçları ile çıkartılan parametrenin tahmin etme doğruluğuna etkisi gözlemlenebilecektir.

Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

### 3. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışma kapsamında Ramberg-Osgood gerilme uzama parametreleri yapay sinir ağları yöntemiyle tahmin edilmiştir. Parametreler tahmin edilirken dokuz adet sırasıyla; Brinell sertliği (BHN), çekme dayanımı ( $\sigma_u$ ), akma dayanımı ( $\sigma_y$ ), alanda yüzdelik azalma (%RA), elastisite modülü (E), yorulma dayanım katsayısı ( $\sigma'_f$ ), yorulma süneklik katsayısı ( $\epsilon'_f$ ), yorulma dayanım üsteli (b) ve yorulma süneklik üsteli (c) girdi parametreleri kullanılarak, çevrimsel dayanım katsayısı (K') ve çevrimsel uzama sertleşme üsteli (n') tahmin edilmiştir. Çıktı parametreleri tahmin edilirken girdi parametrelerinin çıktı parametreleri arasındaki ilişki ve tahmin etme doğruluğuna etkileri incelenmiştir. Her iki çıktı parametresi için sırasıyla birinci girdi parametresinden başlayıp sonuncu girdi parametresine kadar tek tek girdi parametreleri, girdi katmanından çıkartılarak tahminlemeler yapılmıştır. Örnek olarak Brinell sertliği girdi katmanından çıkartılarak geri kalan sekiz girdi parametresi ile tahminleme yapılmıştır ve grafiklerde “BHN” olarak belirtilen değerler Brinell sertliğinin dikkate alınmadığı sonuçlardır. Son olarak dokuz girdi parametresi birlikte dikkate alınarak tahminleme yapılmıştır ve grafiklerde tüm girdi parametreleri dikkate alındığı için “Hepsi” olarak adlandırılmıştır.

Elde edilen regresyon sonuçları her bir nöron için 100 adet replikasyonla yapılmış olup 100 replikasyona ait regresyon değerlerinin ortalaması alınarak bulunmuştur. Yapay sinir ağlarının genel yapısında rastgelelik olduğu için her bir çalıştırmada farklı sonuçlar elde edilmektedir. Belirlenen yapıdaki algoritmanın doğruluğunu ve stabilitesini ölçmek için replikasyon yapılması düşük karmaşıklık ve değişken içeren yapılarda zorunludur. Kullanılan algoritmayı tek bir çalıştırma sonucunda 100 replikasyonda elde edilen sonuçlar en kötü sonuç ya da en iyi sonucu verebilmektedir. İşte bu rastgeleliği olabildiğince en aza indirerek

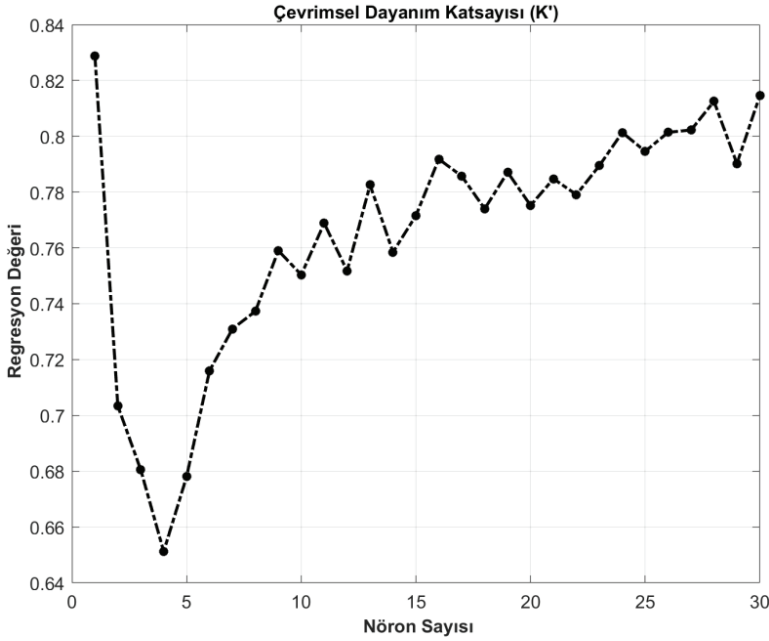


ortalama olarak en iyi sonuçları veren yapay sinir ağları yapısını belirlemek oldukça önemlidir. Çevrimsel dayanım katsayısı ( $K'$ ) için her bir nöron sayısı için elde edilen replikasyonların ortalama regresyon sonuçları Tablo 1'de, çevrimsel uzama sertleşme üsteli ( $n'$ ) için elde edilen sonuçlar ise Tablo 2'de verilmiştir.

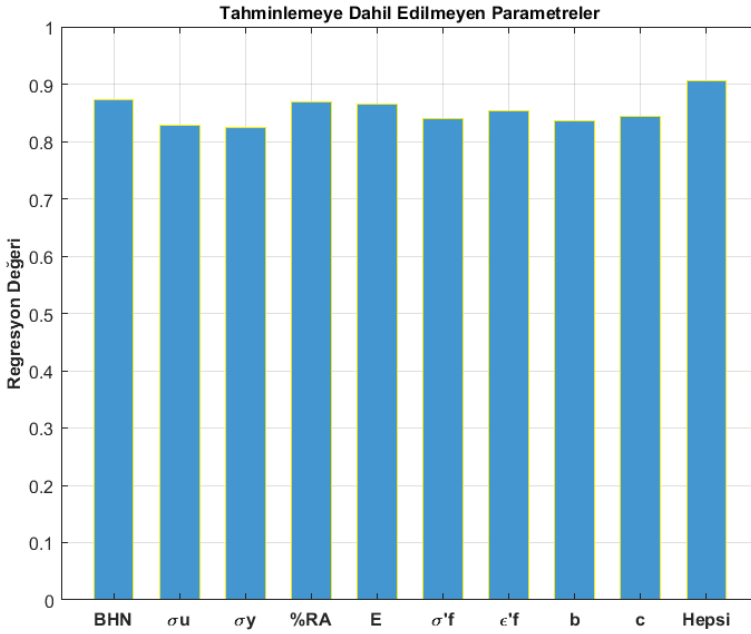
Tablo 1. Çevrimsel Dayanım Katsayısında Her Bir Nöron İçin Elde Edilen Ortalama Regresyon Değerleri

Nöron	Tahminlemeye Dahil Edilmeyen Parametreler									
	BHN	$\sigma_u$	$\sigma_y$	%RA	E	$\sigma'_f$	$\epsilon'_f$	b	c	Hepsi
1	0,8373	0,8275	0,7823	0,8685	0,8643	0,8377	0,8537	0,8056	0,7838	0,8278
2	0,7235	0,6775	0,6896	0,6989	0,7649	0,7163	0,7170	0,6991	0,6796	0,6676
3	0,7047	0,6313	0,6911	0,6880	0,7096	0,6639	0,7237	0,6628	0,6426	0,6869
4	0,6687	0,6725	0,6610	0,6760	0,6427	0,6350	0,6179	0,6562	0,6529	0,6293
5	0,6954	0,6963	0,6656	0,7019	0,6836	0,6364	0,7027	0,6482	0,6741	0,6764
6	0,7082	0,6546	0,6574	0,7225	0,7623	0,7299	0,7218	0,7364	0,7295	0,7373
7	0,7067	0,7262	0,6624	0,7245	0,7004	0,7930	0,7494	0,7757	0,7037	0,7681
8	0,7440	0,7778	0,7229	0,7311	0,7383	0,7334	0,7014	0,7445	0,7377	0,7419
9	0,7496	0,7876	0,7662	0,7840	0,7600	0,7623	0,7877	0,7409	0,7415	0,7106
10	0,7498	0,7522	0,7101	0,8020	0,7749	0,6959	0,7969	0,7089	0,7641	0,7489
11	0,8052	0,7248	0,7364	0,7507	0,7864	0,7261	0,8160	0,7728	0,7566	0,8135
12	0,7739	0,7479	0,6802	0,6882	0,8204	0,7960	0,7824	0,7401	0,7918	0,6968
13	0,7933	0,7819	0,7430	0,7653	0,7969	0,7808	0,8203	0,7551	0,7597	0,8295
14	0,7767	0,7668	0,7396	0,7738	0,7770	0,7456	0,8027	0,6887	0,7023	0,8118
15	0,7704	0,7549	0,7855	0,7878	0,7554	0,7514	0,7980	0,7677	0,7616	0,7829
16	0,8729	0,8060	0,8060	0,7539	0,7525	0,7417	0,7824	0,8236	0,7935	0,7859
17	0,7610	0,7500	0,7866	0,7549	0,7961	0,7713	0,8532	0,7728	0,7930	0,8182
18	0,7815	0,7853	0,7474	0,7212	0,7941	0,7908	0,8232	0,7824	0,7297	0,7846
19	0,8040	0,8206	0,7861	0,7401	0,7570	0,7602	0,8100	0,8331	0,7808	0,7794
20	0,7326	0,8054	0,7723	0,8108	0,7583	0,7617	0,8407	0,7613	0,7362	0,7730
21	0,7320	0,7716	0,7424	0,8258	0,8590	0,8043	0,7951	0,7296	0,7754	0,8123
22	0,7835	0,8060	0,6911	0,8459	0,7909	0,7850	0,8239	0,7589	0,7619	0,7440
23	0,7130	0,8178	0,7880	0,7566	0,8253	0,7864	0,8069	0,8231	0,7550	0,8225
24	0,7867	0,8139	0,8242	0,7838	0,8150	0,7492	0,8265	0,7599	0,8439	0,8105
25	0,8158	0,8057	0,7949	0,7863	0,8289	0,7562	0,7956	0,7848	0,7659	0,8120
26	0,8262	0,7995	0,7810	0,8076	0,8193	0,8398	0,8222	0,7631	0,7886	0,7669
27	0,8216	0,8096	0,7989	0,8022	0,8093	0,8116	0,8190	0,7930	0,7757	0,7816
28	0,7990	0,7954	0,7750	0,7937	0,8337	0,8187	0,8541	0,8310	0,8033	0,8213
29	0,8073	0,7571	0,7774	0,7823	0,7881	0,7689	0,7834	0,7930	0,8224	0,8224
30	0,8019	0,8218	0,7796	0,7616	0,8142	0,7683	0,8294	0,8356	0,8266	0,9066

Çevrimsel dayanım katsayısı ( $K'$ ) için en iyi sonuç 30 nöron ve tüm girdi parametrelerinin birlikte kullanıldığı yapıda elde edilmiştir. Girdi parametrelerinin tahminleme sonuçları üzerine etkileri en çoktan en aza doğru sırasıyla;  $\sigma_y$ ,  $\sigma_u$ ,  $b$ ,  $\sigma'_f$ ,  $c$ ,  $\varepsilon'_f$ ,  $E$ , %RA ve BHN olmuştur. Tahminleme sonucu regresyon değerlerinde en çok azalma ve tahminleme değerine en çok bağımlılık akma dayanımı parametresinin dahil edilmediği durumda gerçekleşmiştir. Tahminlemeye en az etkisi olan parametre ise Brinell sertliği olmuştur. Tüm girdi parametre kombinasyonlarında (dahil edilmeyen ve hepsinin dahil edildiği) Şekil 2'de gösterildiği gibi en iyi ortalama sonuç veren nöron sayısı 1 olup en kötü sonuç veren nöron sayısı ise 4 olmuştur. Aynı zamanda tahminlemeye dahil edilmeyen parametreler ve tüm parametrelerin birlikte kullanıldığı yapılara ait en iyi regresyon sonucu değerleri ise Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 2. Çevrimsel Dayanım Katsayısı ( $K'$ ) İçin Farklı Girdi Kombinasyonlarında Her Bir Nöron Sayısı İçin Elde Edilen Ortalama Regresyon Değerleri



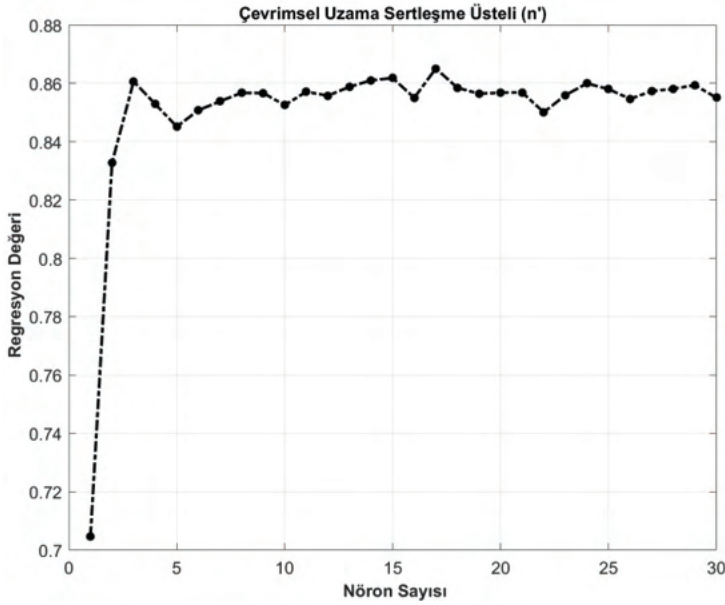
Şekil 3. Çevrimsel Dayanım Katsayısı ( $K'$ ) İçin Tahminlemeye Dahil Edilmeyen Parametreler ve Tüm Parametrelerin Birlikte Kullanıldığı Yapılara Ait En İyi Regresyon Sonuçları

Tablo 2. Çevrimsel Uzama Sertleşme Üstelinde Her Bir Nöron İçin Elde Edilen Ortalama Regresyon Değerleri

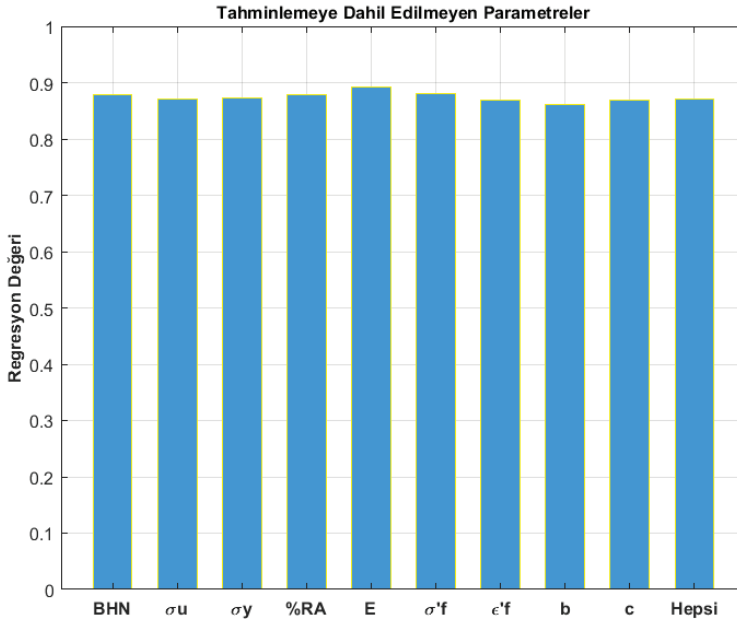
Nöron	Tahminlemeye Dahil Edilmeyen Parametreler									
	BHN	$\sigma_u$	$\sigma_y$	%RA	E	$\sigma'_f$	$\epsilon'_f$	b	c	Hepsi
1	0,7123	0,7034	0,7133	0,7056	0,7155	0,7084	0,7168	0,6632	0,6949	0,7122
2	0,8313	0,8379	0,8211	0,8228	0,8351	0,8416	0,8435	0,8183	0,8320	0,8442
3	0,8529	0,8641	0,8529	0,8626	0,8762	0,8635	0,8684	0,8484	0,8691	0,8485
4	0,8461	0,8527	0,8504	0,8624	0,8619	0,8511	0,8456	0,8504	0,8560	0,8525
5	0,8411	0,8401	0,8460	0,8579	0,8533	0,8506	0,8508	0,8328	0,8335	0,8456
6	0,8473	0,8475	0,8572	0,8474	0,8571	0,8643	0,8490	0,8395	0,8559	0,8425
7	0,8513	0,8649	0,8516	0,8646	0,8724	0,8694	0,8336	0,8478	0,8440	0,8388
8	0,8626	0,8644	0,8430	0,8679	0,8600	0,8572	0,8504	0,8394	0,8579	0,8645
9	0,8631	0,8559	0,8547	0,8727	0,8637	0,8705	0,8361	0,8407	0,8457	0,8638
10	0,8600	0,8495	0,8478	0,8604	0,8630	0,8590	0,8500	0,8476	0,8436	0,8444

11	0,8514	0,8647	0,8427	0,8642	0,8695	0,8627	0,8664	0,8421	0,8582	0,8493
12	0,8617	0,8462	0,8572	0,8593	0,8651	0,8637	0,8588	0,8382	0,8475	0,8599
13	0,8569	0,8603	0,8625	0,8691	0,8684	0,8674	0,8450	0,8479	0,8523	0,8583
14	0,8687	0,8542	0,8647	0,8732	0,8749	0,8605	0,8579	0,8420	0,8538	0,8603
15	0,8611	0,8582	0,8632	0,8779	0,8918	0,8550	0,8582	0,8453	0,8426	0,8647
16	0,8587	0,8595	0,8569	0,8614	0,8820	0,8480	0,8537	0,8392	0,8442	0,8470
17	0,8690	0,8637	0,8651	0,8728	0,8823	0,8751	0,8631	0,8611	0,8404	0,8581
18	0,8558	0,8546	0,8497	0,8716	0,8673	0,8660	0,8600	0,8514	0,8488	0,8596
19	0,8642	0,8467	0,8694	0,8637	0,8669	0,8675	0,8427	0,8508	0,8447	0,8478
20	0,8656	0,8628	0,8555	0,8562	0,8539	0,8526	0,8399	0,8586	0,8518	0,8713
21	0,8590	0,8610	0,8488	0,8688	0,8575	0,8705	0,8513	0,8409	0,8535	0,8574
22	0,8646	0,8394	0,8529	0,8680	0,8539	0,8554	0,8405	0,8358	0,8494	0,8410
23	0,8605	0,8571	0,8468	0,8659	0,8582	0,8657	0,8421	0,8431	0,8613	0,8584
24	0,8792	0,8601	0,8604	0,8704	0,8727	0,8801	0,8401	0,8390	0,8386	0,8593
25	0,8583	0,8627	0,8544	0,8598	0,8637	0,8630	0,8472	0,8613	0,8541	0,8557
26	0,8589	0,8360	0,8635	0,8665	0,8749	0,8640	0,8491	0,8436	0,8370	0,8532
27	0,8695	0,8707	0,8589	0,8521	0,8746	0,8560	0,8524	0,8439	0,8423	0,8529
28	0,8624	0,8576	0,8726	0,8661	0,8840	0,8590	0,8409	0,8329	0,8432	0,8625
29	0,8556	0,8709	0,8708	0,8691	0,8759	0,8618	0,8398	0,8552	0,8566	0,8381
30	0,8487	0,8538	0,8541	0,8531	0,8658	0,8633	0,8597	0,8528	0,8444	0,8551

Çevrimsel uzama sertleşme üsteli ( $n'$ ) için en iyi sonuç 17 nöron ve elastisite modülü parametresinin tahminlemeye dahil edilmediği yapıda elde edilmiştir. Girdi parametrelerin tahminleme sonuçları üzerine etkileri en çoktan en aza doğru sırasıyla;  $b$ ,  $\epsilon'_f$ ,  $c$ ,  $\sigma_w$ ,  $\sigma_y$ , %RA, BHN,  $\sigma'_f$  ve  $E$  olmuştur. Tüm parametrelerin birlikte tahmin edildiği koşul ise ortalama bir sonuç vermiştir. Tahminleme sonucu regresyon değerlerinde en çok azalma ve tahminleme değerine en çok bağımlılık yorulma dayanım üsteli ( $b$ ) parametresi dahil edilmediği durumda gerçekleşmiştir. Tahminlemeye en az etkisi olan parametre ise elastisite modülü ( $E$ ) olmuştur. Tüm girdi parametre kombinasyonlarında (dahil edilmeyen ve hepsinin dahil edildiği) Şekil 4'te gösterildiği gibi en iyi ortalama sonuç veren nöron sayısı 17 olup en kötü sonuç veren nöron sayısı ise 1 olmuştur. Tahminlemeye dahil edilmeyen parametreler ve tüm parametrelerin birlikte kullanıldığı yapılara ait en iyi regresyon sonucu değerleri ise Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 4. Çevrimsel Uzama Sertleşme Üsteli ( $n'$ ) İçin Farklı Girdi Kombinasyonlarında Her Bir Nöron Sayısı İçin Elde Edilen Ortalama Regresyon Değerleri



Şekil 5. Çevrimsel Uzama Sertleşme Üsteli ( $n'$ ) İçin Tahminlemeye Dahil Edilmeyen Parametreler ve Tüm Parametrelerin Birlikte Kullanıldığı Yapılara Ait En İyi Regresyon Sonuçları

Ortalama regresyon sonuçları ve replikasyonlar dikkate alınmadığı zaman beklediği gibi sonuçlar çok daha yüksek çıkmaktadır. Ortalama regresyon sonuçlarının da alınmasının nedeni çalışılan parametrelerin yazılan kodun verimliliğine ne derece etki ettiğini ve dahil edilip edilmediğinde nasıl sonuçlar verdiğini gözlemlemek içindir. Tek başına replikasyonların ortalaması dahil edilmediğinde çevrimsel dayanım katsayısı ve çevrimsel uzama sertleşme üstelini tahmin ederken dahil edilmeyen parametreler ve tüm parametrelerin dahil edildiği durumlarda elde edilen en yüksek regresyon değerleri ve ortalama kare hataları Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Çevrimsel Dayanım Katsayısı ve Çevrimsel Uzama Sertleşme Üsteli İçin Bulunan En Yüksek Regresyon Değerleri ve Ortalama Kare Hataları

Parametre Yapısı	Çevrimsel Dayanım Katsayısı (K')			Çevrimsel Uzama Sertleşme Üsteli (n')			
	Ortalama Hata Karesi	Regresyon Değeri	Nöron Sayısı	Parametre Yapısı	Ortalama Hata Karesi	Regresyon Değeri	Nöron Sayısı
BHN'siz	9,50E-06	0,9982	25	BHN'siz	1,79E-05	0,9949	21
$\sigma_u$ 'suz	4,88E-03	0,9981	10	$\sigma_u$ 'suz	1,92E-05	0,9947	16
$\sigma_y$ 'suz	4,44E-09	0,9982	30	$\sigma_y$ 'suz	2,40E-05	0,9948	24
%RA'sız	1,30E-02	0,9880	26	%RA'sız	7,78E-06	0,9977	7
E'siz	1,62E-02	0,9990	10	E'siz	2,11E-05	0,9940	9
$\sigma_f$ 'suz	8,56E-07	0,9982	29	$\sigma_f$ 'suz	1,63E-05	0,9953	15
$\epsilon_f$ 'suz	1,37E-03	0,9988	14	$\epsilon_f$ 'suz	2,75E-05	0,9924	6
b'siz	1,02E-10	0,9979	20	b'siz	4,54E-05	0,9873	18
c'siz	7,31E-04	0,9976	25	c'siz	2,16E-05	0,9937	12
Hepsi	2,27E-02	0,9989	20	Hepsi	3,20E-05	0,9908	18

Tekil maksimum regresyon değerlerine bakıldığında çevrimsel dayanım katsayısı için en iyi sonuç veren yapı, elastisite modülü (E) parametresinin hesaplamaya dahil edilmediği ve 10 nöron sayısı durumunda gözlemlenmiştir. Çevrimsel uzama sertleşme üsteli için ise en iyi sonuç veren yapı, alanda yüzdelik azalma (%RA) parametresinin hesaplamaya dahil edilmediği ve 7 nöron sayısı durumunda gözlemlenmiştir.

Genel olarak yapay sinir ağlarında tahminleme yapılırken kullanılan girdi parametrelerin çokluğundan ziyade niteliği önem taşımaktadır. Yapay sinir ağlarının yapısı kompleks hale gelip daha büyük veri setlerinin kullanılması ile tahminleme doğruluğu artmaktadır. Gelişen teknoloji koşulları ile zamanın verimli kullanılmasının önemi arttıkça yapılan işleri minimum maliyet ve maksimum verimlilik

ile gerçekleştirmek büyük önem taşımaktadır. Bu yüzden yapısal karmaşıklığı en aza indirip araştırmacıların çalışma yapabilmek için gerekli bilgi gereksinimlerini hafifleterek gelecekteki çalışmalar için de büyük kolaylık sağlanmış olacaktır.

#### 4. Sonuç

Bu çalışma kapsamında  $\epsilon$  -N Wöhler Eğrilerinin oluşturulmasında etkili olan Ramberg-Osgood parametrelerinin ( $K'$  ve  $n'$ ) yapay sinir ağları ile tahmin edilmesi ve girdi parametreleri ile nöron sayılarının tahminleme sonuçları üzerine etkileri araştırılmıştır. Dokuz farklı girdi parametresi, tek gizli katman ve iki farklı çıktı parametresi ile YSA yapısı oluşturulmuştur. Girdi parametreleri sekiz adet kalacak şekilde her bir parametre tahminleme dışarısına çıkartılarak tahminleme üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Ayrıca her bir çıkartılan parametre için 1'den 30'a kadar farklı nöron sayıları kullanılmıştır. Yapay sinir ağları ile tahminleme yapılırken her bir çalıştırmada farklı sonuçlar elde edilmektedir. Bu rastgeleliği azaltmak ve daha stabil sonuçlar elde etmek adına her bir parametre değeri için 100 adet replikasyon yapılmıştır. Sonuç olarak;

Çevrimsel dayanım katsayısının ( $K'$ ) tahmin edilmesinde en etkili parametre akma dayanımı ( $\sigma_y$ ) ve en az etkili parametre ise Brinell sertliği (BHN) olmuştur. En iyi sonuçlar ise tüm parametrelerin dikkate alındığı durumda elde edilmiştir. En iyi tahminlemeyi veren nöron sayısı ise 1 olmuştur. Replikasyonsuz regresyon değerlerinde en iyi sonuç elastisite modülünün ( $E$ ) dahil edilmediği ve 10 nöron sayısında elde edilmiştir.

Çevrimsel uzama sertleşme üstelinin ( $n'$ ) tahmin edilmesinde en etkili parametre yorulma dayanım üsteli ( $b$ ) ve en az etkili parametre ise elastisite modülü ( $E$ ) olmuştur. En iyi tahminlemeyi veren nöron sayısı ise 17 olmuştur. Replikasyonsuz regresyon değerlerinde en iyi sonuç alanda yüzdellik azalma (%RA) parametresinin dahil edilmediği durumda ve 7 nöron sayısında elde edilmiştir.

Tablo 3'ten de görüleceği üzere Ramberg-Osgood parametreleri tahmin edilirken veri seti büyüklüğünün fazla olmaması tahminleme sonuçlarına önemli ölçüde etki etmemiştir. Aynı zamanda tek gizli katmanlı yapıdan daha büyük ve kompleks derin öğrenme yapılarına ihtiyaç duyulmayıp düşük nöron sayıları ile de işlem gücünü arttırmadan yüksek doğrulukta tahminlemelerin yapılabileceği gösterilmiştir.

#### Simgeler ve Kısaltmalar

%RA Alanda yüzdellik azalma

b Yorulma dayanım üsteli

BHN Brinell Setliği

c	Yorulma süneklik üsteli
E	Elastisite Modülü
K'	Çevrimsel dayanım katsayısı
MSE	Ortalama hata karesi
n'	Çevrimsel uzama sertleşme üsteli
YSA	Yapay sinir ağı
$\varepsilon'_f$	Yorulma süneklik katsayısı
$\sigma'_f$	Yorulma dayanım katsayısı
$\sigma_u$	Çekme dayanımı
$\sigma_y$	Akma dayanımı

### Kaynakça

- Baird, A., Smith, T., Palermo, A., & Pampanin, S. (2014, March). Experimental and numerical study of U-shape flexural plate (UFP) dissipators. *In New Zealand Society for Earthquake Engineering 2014 Technical Conference and AGM*. New Zealand Society for Earthquake Engineering Auckland, New Zealand.
- Deolia, P., & Shaikh, F. A. (2016). Finite element analysis to estimate burst pressure of mild steel pressure vessel using Ramberg–Oslo model. *Perspectives in Science*, 8, 733-735. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.pisc.2016.06.073>
- Ertas, A. H. (2012). Optimization of fiber reinforced laminates for maximum fatigue life using particle swarm optimization. *Procedia engineering*, 38, 473-478. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.06.058>
- Genel, K. (2004). Application of artificial neural network for predicting strain-life fatigue properties of steels on the basis of tensile tests. *International Journal of Fatigue*, 26(10), 1027-1035. Doi: [doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.03.009](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.03.009)
- Ghajar, R., Naserifar, N., Sadati, H., & Alizadeh K, J. (2011). A neural network approach for predicting steel properties characterizing cyclic Ramberg–Oslo equation. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 34(7), 534-544. Doi: <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2010.01545.x>
- Janežič, M., Klemenc, J., & Fajdiga, M. (2010). A neural-network approach to describe the scatter of cyclic stress–strain curves. *Materials & Design*, 31(1), 438-448. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2009.05.044>
- Kalayci, C. B., Karagoz, S., & Karakas, Ö. (2020). Soft computing methods for fati-



- gue life estimation: A review of the current state and future trends. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 43(12), 2763-2785. Doi: <https://doi.org/10.1111/ffe.13343>
- Kalayci, C. B., Karagöz, S., & Karakaş, Ö. (2019). Bee colony intelligence in fatigue life estimation of simulated magnesium alloy welds. *International Journal of Fatigue*, 127, 36-44. Doi: [doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.05.032](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.05.032)
- Karakaş, Ö., & Tomasella, A. (2013). Fatigue life estimation of non-penetrated butt weldments in light metals by artificial neural network approach. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 44(10), 847-855. Doi: <https://doi.org/10.1002/mawe.201300025>
- Karakaş, Ö., Berto, F., & Hong, Y. (2023). Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures Virtual Special Issue: Data science and machine learning for fatigue and fracture assessment. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. Doi: <https://doi.org/10.1111/ffe.14002>
- Ma, D., Chen, Z. Q., & Shan, X. L. (2010). Forecasting of the fatigue life of metal weld joints based on combined genetic neural network. In *Key Engineering Materials* (Vol. 439, pp. 195-201). Trans Tech Publications Ltd. Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.439-440.195>
- Mitchell, M. R. (1996). Fundamentals of modern fatigue analysis for design.
- Morrow, J. (1965, July). Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals. In *Internal friction, damping, and cyclic plasticity* (pp. 45-87). ASTM International. Doi: <https://doi.org/10.1520/STP43764S>
- Muralidharan, U., & Manson, S. S. (1988). A modified universal slopes equation for estimation of fatigue characteristics of metals. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.3226010>
- Ong, J. H. (1993). An evaluation of existing methods for the prediction of axial fatigue life from tensile data. *International journal of fatigue*, 15(1), 13-19. Doi: [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(93\)90071-W](https://doi.org/10.1016/0142-1123(93)90071-W)
- Ong, J. H. (1993). An improved technique for the prediction of axial fatigue life from tensile data. *International journal of fatigue*, 15(3), 213-219. Doi: [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(93\)90179-T](https://doi.org/10.1016/0142-1123(93)90179-T)
- Ponticelli, G. S., Guarino, S., & Giannini, O. (2020). An optimal genetic algorithm for fatigue life control of medium carbon steel in laser hardening process. *Applied Sciences*, 10(4), 1401. Doi: <https://doi.org/10.3390/app10041401>
- Ramberg, W., & Osgood, W. R. (1943). *Description of stress-strain curves by three parameters* (No. NACA-TN-902).

- Raske, D. T., & Morrow, J. (1969). Mechanics of materials in low cycle fatigue testing. In *Manual on low cycle fatigue testing*. ASTM International.
- Soyer, M. A., Kalaycı, C. B., & Karakaş, Ö. (2022). Low-cycle fatigue parameters and fatigue life estimation of high-strength steels with artificial neural networks. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 45(12), 3764-3785. Doi: <https://doi.org/10.1111/ffe.13847>
- Srivatsan, T. S., Soboyejo, W. O., & Lederich, R. J. (1995). The cyclic fatigue and fracture behavior of a titanium alloy metal matrix composite. *Engineering fracture mechanics*, 52(3), 467-491. Doi: [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(95\)00014-M](https://doi.org/10.1016/0013-7944(95)00014-M)
- Tomasella, A., El Dsoki, C., Hanselka, H., & Kaufmann, H. (2011). A computational estimation of cyclic material properties using artificial neural networks. *Procedia Engineering*, 10, 439-445. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.pro-eng.2011.04.075>
- Yang, X., Zou, L., & Deng, W. (2015). Fatigue life prediction for welding components based on hybrid intelligent technique. *Materials Science and Engineering: A*, 642, 253-261. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2015.07.006>
- Zhan, Z., & Li, H. (2021). Machine learning based fatigue life prediction with effects of additive manufacturing process parameters for printed SS 316L. *International Journal of Fatigue*, 142, 105941. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2020.105941>



## DIŞ VE İÇ DİŞLİ ÇARKLARDA GİRİŞİM

Mahmut Cüneyt FETVACI\*

<sup>1</sup> Prof.Dr. (emekli öğretim üyesi) Yakacık Tarihi Ayazma Cad. No 27 D:14 Kartal/İstanbul  
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-1622-1583>

### Anahtar kelimeler

### Öz

*Evolvent dişliler, girişim, alttan kesme*

*Bu makalede iç ve dış dişlilerdeki girişimi belirleyen analitik yaklaşımlar araştırılmıştır. Dış helisel dişliler için fonksiyonel ve imalat tipi girişimler dikkate alınmıştır. İç düz dişliler için evolvent ve takılma girişimleri ele alınmıştır. Girişim limitleri için literatürde bulunan denklemler incelenmiştir. Ayrıca iç düz dişlilerde evolvent girişimi önlemek için verilmesi gereken profil kaydırma miktarını tayin eden bir denklem önerilmiştir. Tasarım parametrelerinin etkisini araştırmak için hem kremayer tipi hem de pinyon tipi dişli imalatı için BASIC programlama dili kullanılarak programlar geliştirilmiştir. Geliştirilen programlara dayalı olarak sayısal örnekler verilmiştir. Bu çalışma dişli tasarım sürecinin ilk aşamalarında girişim olup olmadığını belirlemek için kullanılabilir.*

## INTERFERENCE IN EXTERNAL AND INTERNAL GEARS

### Keywords

### Abstract

*Involute gears, interference, undercutting*

*In this paper analytical approaches that determine interference in internal and external gears are investigated. For external helical gears, functional and production-type interferences are taken into consideration. Involute interference and fouling for internal spur gears are investigated. Equations in the literature for interference limits are examined. In addition, an equation is proposed that determines amount of profile shift to prevent involute interference in internal spur gears. Computer programs written in BASIC have been developed for the both rack-type and pinion-type gear generation to investigate the effect of design parameters. Numerical examples are given based on the developed programs. This study can be used to check interference in the early stages of the gear design process.*

Araştırma Makalesi

Research Article

Başvuru Tarihi : 17.05.2023

Submission Date : 17.05.2023

Kabul Tarihi : 02.08.2023

Accepted Date : 02.08.2023

\* [fetvacic@gmail.com](mailto:fetvacic@gmail.com)

doi : [10.46399/muhendismakina.1298006](https://doi.org/10.46399/muhendismakina.1298006)

## Extended Abstract

Among the various ways of transmitting mechanical power between two shafts, gear wheels are not only the oldest solution, but also the more satisfying, robust, reliable and durable solution. Standardization in size and shape ensures widespread use of gear wheels in a wide range of applications from food processors to wind turbines, from precision instrumentation to the defense industry.

Gears are classified according to the positions of the shaft axes and the position of the teeth relative to the shaft axis. Commonly used type are spur and helical gear wheels with involute profile that transmit power between parallel shafts. These mechanisms can be arranged as external-external, external-internal and rack-and-pinion.

The ratio of the input speed to the output speed in a power transmission mechanism is called the transmission ratio. In general terms, this ratio, which is defined by the ratio of the diameters of the pulleys connected to the shafts of the work and power machines, is also defined by the ratio of the number of teeth in the gear wheels. The number of teeth is chosen to provide strength and functional calculations. However, another issue that limits the number of teeth is the tooth interference.

Interference is an undesirable event as it causes wear, vibration and locking in the mechanism. The locus of the contact points of the involute gear pairs is the pressure line, which is the common tangent of the base circles. As long as the gear contact is between two tangential points, there is no danger of interference. In other words, the tip circles of both gears should intersect the pressure line between two tangent points. In case of contact outside of these two boundary points, interference occurs. This type of interference can be called functional interference. Functional interference depends on the method of manufacture of the gear.

The root fillet of the gear manufactured with form milling cutter is a radial line. In case of interference, the tooth tip of the wheel contacts the root area of the pinion. There is locking and wear because of the material belonging to the pinion where the tooth tip of the gear wheel should be. For this reason, the number of teeth of the pinion and wheel is chosen so that interference does not occur. If there is a similar interference between the generating-type tool (rack-type, pinion-type) and the gear wheel to be manufactured, the tool tip removes the excess material from the bottom of the gear wheel. This type of interference is called a production-type of interference. In this case, interference are eliminated in the manufactured gears, but undercutting occurs. It is undesirable as gear tooth root strength decreases. It is possible to prevent both functional and manufacturing-based interference with various methods. Addendum modification, higher pressure angle or reducing addendum height can be used to prevent interference in external gears.

In internal gears there are several types of interference. If the contact of the mating gears occurs inside the two tangents points on the pressure line then there is involute interference (primary interference). This type of interference is same as functional

nal interference in external gears. It can be checked with an analytical equation that gives limit number of pinion teeth for a given pressure angle, internal gear addendum and gear ratio. To prevent primary interference addendum is reduced or profile shift is applied. Based on an analytical equation available in literature that checks interference the author proposed an equation that gives minimum addendum modification (profile shift) to prevent primary interference. This equation is valid for long and short addendum modification system.

Secondary interference (fouling) refers to an interference occurring at the addendum of the external gear and at the addendum of the internal gear during recess tooth action. Fouling tends to happen when the difference between the numbers of teeth of the two gears is small. Mathematical model for detecting secondary interference is simplified by diagrams that give minimum difference of the numbers of teeth for a given pressure angle and average addendum of internal gear mechanism. Other types of internal gear interference are beyond the scope of this study.

In this study analytical equations that check interference in external and internal gear mechanisms are investigated. Computer programs that generate gear tooth surfaces and tool surfaces are developed. Numerical examples are illustrated to display interference in gear mechanisms. The effect of design parameters on the tooth interference are studied. Also methods of avoiding interference are given. Computerised gear tooth generation approach presented in this study can be used to check some types of interference at the earlier stages of gear mechanism design.

## 1. Giriş ve Amaç

İki mil arasında mekanik gücü iletmenin çeşitli yolları arasında, dişli çarklar sadece en eski çözüm değil, aynı zamanda daha tatmin edici, sağlam, güvenilir ve dayanıklı çözüm sunmaktadır. Boyut ve şekillerindeki standartlaştırma dişli çarkların mutfak robotlarından rüzgar türbinlerine, hassas cihaz tekniğinden savunma sanayisine geniş bir uygulama alanında yaygın kullanımlarını sağlamaktadır (Vullo, 2021).

Dişli çarkların sınıflandırılması mil eksenlerinin konumlarına ve dişlerin mil eksenine ile olan konumuna göre yapılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan tip paralel miller arasında güç ileten evolvent profilli düz ve helisel dişli çarklardır. Bu mekanizmalar dış-dış, dış-iç ve kremayer-çark olarak tertiplenebilir (Çakır, 1989).

Bir güç iletim mekanizmasında giriş devrinin çıkış devrine oranı, çevrim oranı olarak adlandırılır. Genel anlatımla iş ve tahrik makinalarının millerine bağlı kasnakların çaplarının oranı ile tanımlanan bu oran dişli çarklarda aynı zamanda diş sayılarının oranı ile de tanımlanır. Diş sayıları mukavemet ve fonksiyonel hesapları sağlayacak şekilde seçilir. Bununla birlikte diş sayılarını sınırlandıran diğer bir husus girişimdir.

Girişim mekanizmada aşınma, titreşim ve kilitlenmeye sebep olduğundan istenmeyen bir olaydır. Evolvent dişli çiftlerinin temas noktalarının geometrik yeri temel dairelerinin müşterek teğeti olan kavrama doğrusudur. Dişlilerin sadece evolvent yanaklarının temas etmesi istenir. Yanakların temas noktası kavrama doğrusunun sınırlandırılmış bölgesindedir. Sınır noktalar dışında temas durumunda ise girişim söz konusudur. Bu tip girişim fonksiyonel girişim olarak adlandırılabilir. Fonksiyonel girişim dişli çarkın imalat yöntemine bağlıdır.

Modül freze ile imal edilen dişlinin kök eğrisi radyal bir doğrudur. Girişim durumunda çarkın diş başı pinyonun kök bölgesine temas etmektedir. Çarkın diş başının olması gereken yerde pinyona ait malzeme bulunduğu kilitlenme ve aşınma söz konusudur. Bu nedenle pinyon ve çarkın diş sayıları girişim meydana gelmeyecek şekilde seçilir. Yuvarlanma metoduna göre imal eden takım (kremayer-tipi, pinyon-tipi) ile imal edilecek dişli çark arasında benzer girişim varsa takım ucu dişli çarkın dibinden fazla malzemeyi kaldırır. Bu tip girişim imalat (takım) girişimi olarak adlandırılır. Bu durumda imal edilen dişlilerde girişim giderilmiş fakat alttan kesilme olayı meydana gelmiştir. Kök mukavemeti azaldığından istenmeyen bir durumdur. Gerek fonksiyonel ve gerekse imalata dayalı girişimi çeşitli yöntemlerle önlemek mümkündür.

İç dişli çarkların yuvarlanma metoduyla imalatı pinyon-tipi takımlarla yapılmaktadır. İç dişli çarklarda çeşitli girişim tipleri vardır. Birincil girişimde iç dişlinin baş dairesi kavrama doğrusunu sınır noktasının gerisinde kesmektedir. İkinci gi-

rişimde temasın ilerisinde ve gerisinde pinyon ve çarkın (iç dişli) dişleri üstüste binmiştir. Bu fonksiyonel girişimleri çeşitli yöntemler ile önlemek mümkündür.

Budynas ve Nisbett, modül freze ile imal edilen dişli mekanizmalarda girişim önlemek için seçilmesi gereken diş sayılarını tayin eden ifadeleri sunmuşlardır (Budynas ve Nisbett, 2008). Linke, Börner ve Heß, pinyon-tipi takımla imal edilen dış dişlilerde alt kesilmesiz minimum diş sayısını veren ifadeyi sunmuştur (Linke ve diğ., 2016). Yu, iç dişli çarklarda birincil, ikincil, aksenal ve radyal girişimleri önlemek için sağlanması gereken matematik ifadeleri sunmuştur. Çalışmada bu girişimler fonksiyonel ve imalata dayalı olarak gruplandırılmıştır (Yu, 1989). Fonksiyonel girişimler eş çalışan dişlilerin boyutlarına ve takıma, imalat girişimleri ise doğrudan takıma bağlıdır. Vullo, iç ve dış dişli çark mekanizmalarında fonksiyonel ve imalata dayalı girişimleri detaylı incelemiştir. Çalışmada literatüre katkı sağlayan yeni denklemlerde sunulmuştur (Vullo, 2021). Pedrero, Pleguezuelos ve Sanchez, iç dişli mekanizmalarında birincil ve ikincil girişimi önlemek için yeni bir metodoloji geliştirmişlerdir. Çalışmada kavrama oranını düşürmeden diş yüksekliklerinin, merkezlerarası mesafelerinin, profil kaydırma faktörlerinin ve uç düzeltmelerin (tip reliefs) optimum değerlerinin bulunması gerçekleştirilmiştir (Pedrero ve diğ., 2023).

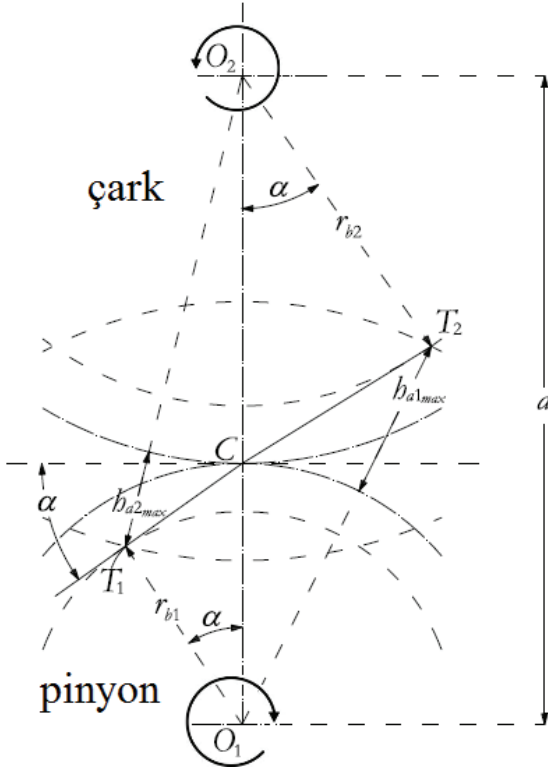
Bu çalışmada evolvent iç ve dış dişli çarklarda girişim ele alınmıştır. Çalışmanın ikinci bölümünde dış ve iç dişli çark mekanizmalarında çeşitli tipten girişim için sınır diş sayılarını tayin eden ifadeler verilmiştir. Üçüncü bölümde sayısal örnekler görselleştirilerek iç ve dış dişli çarklarda girişim incelenmiştir. Dördüncü bölümde sonuçlar değerlendirilmiştir.

## 2. Girişimin Matematik Modeli

Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

### 2.1 Dış Dişli Çark Mekanizmaları

Evolvent dış dişli çarklarda fonksiyonel girişimin matematik modeli Şekil 1'de gösterilen kavrama şemasından kolaylıkla elde edilir. Dişlilerin maksimum diş başı yarıçapları merkezlerden sınır noktalara indirilen  $\overline{O_2 T_1}$  ve  $\overline{O_1 T_2}$  doğruları ile sınırlı olduğundan geometrik bağıntılar düzenlenirse pratik önemi olan ifadeler elde edilir.



Şekil 1. Eş Çalışmada Sınır Noktalar (Vullo, 2021)

Verilen bir çevrim oranı için modül freze ile imal edilen alın dişli mekanizmalarında minimum pinyon diş sayısı  $T_{p\_min}$  Denklem (1) ile belirlenir (Budynas ve Nisbett, 2008). Burada  $i$  çevrim oranını,  $\alpha_s$  alın kavrama açısını,  $\beta$  helis açısını ve  $h_a^*$  dişlilerin baş yüksekliği katsayısını ifade eder.

$$T_{p\_min} = \frac{2 \cdot h_a^* \cdot \cos \beta \cdot \left[ i + \sqrt{i^2 + (1+2 \cdot i) \cdot \sin^2 \alpha_s} \right]}{(1+2 \cdot i) \cdot \sin^2 \alpha_s} \quad (1)$$

Verilen bir pinyon diş sayısı için maksimum çark diş sayısı  $T_{g\_max}$  Denklem (2) ile hesaplanır (Budynas ve Nisbett, 2008).

$$T_{g\_max} = \frac{T_p^2 \cdot \sin^2 \alpha_s - 4 \cdot h_a^{*2} \cdot \cos^2 \beta}{4 \cdot h_a^* \cdot \cos \beta - 2 \cdot T_p \cdot \sin^2 \alpha_s} \quad (2)$$

Diş dişlilerin pinyon-tipi takımla imalatında girişim (alttan kesme) olmadan

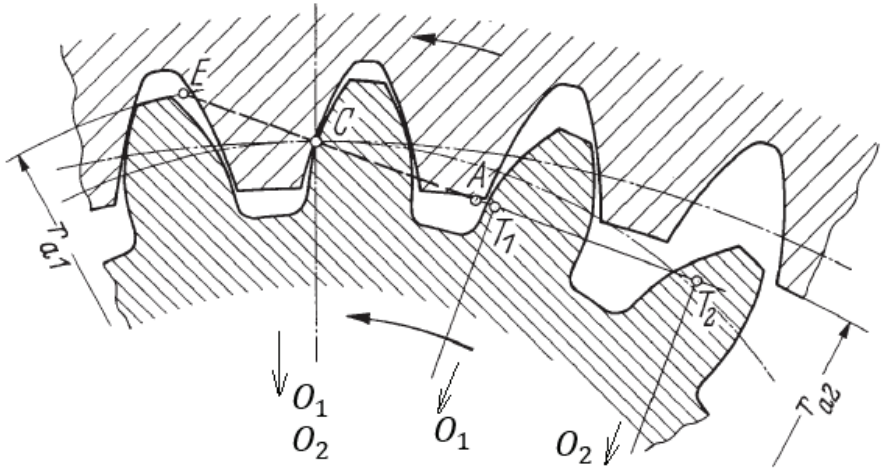


imal edilebilecek minimum diş sayısı  $T_{p,min}$  Denklem (3) ile hesaplanır. Bu ifade-  
de  $h_{ac}^*$  taksimat dairesinden maksimum evolvent noktasına olan radyal me-  
safenin normal modüle oranıdır (Linke, Börner ve Heß, 2016). Sivri uçlu takımda  
 $h_{ac}^* = 1,25$  dir. Takımın diş sayısı  $T_c$  sembolü ile gösterilmektedir.

$$T_{p,min} = \sqrt{\frac{(T_c + 2 \cdot h_{ac}^* \cdot \cos \beta)^2 - T_c^2 \cdot \cos^2 \alpha_s}{\sin^2 \alpha_s}} - T_c \quad (3)$$

## 2.2 İç Dişli Çark Mekanizmaları

İç dişli çark mekanizmalarında farklı girişim çeşitleri vardır. Dış dişlilerdeki fonk-  
siyonel girişime benzer şekilde modellenen evolvent girişim ilk kontrol edilmesi  
gerekindir. Bu nedenle birincil girişim olarak da adlandırılır (Vullo, 2021). Te-  
masın başlangıcının pinyon girişim sınır noktası ile yuvarlanma noktası arasın-  
da olması istenir. Şekil 2'de görüldüğü üzere iç dişlinin dişbaşı dairesi kavrama  
doğrusunu A noktasında pinyonun dişbaşı dairesi ise E noktasında kesmektedir  
(Haberhauer ve Bodenstein, 2011).  $\overline{AE}$  kavrama uzunluğudur ve A noktasının  
 $T_1 T_2$  hattında olması istenmez.  $T_1$  noktası girişim sınır noktasıdır. İç düz dişli  
çark mekanizmasında verilen çevrim oranı için girişim olmadan kullanılabilir  
minimum pinyon diş sayısı  $T_{p,min}$  Denklem (4) ile hesaplanır (Vullo, 2021). Bu  
ifadede  $h_a^*$  iç dişlinin baş yükseklik katsayısıdır. Kavrama açısı  $\alpha_n$  sembolü ile  
gösterilmektedir.



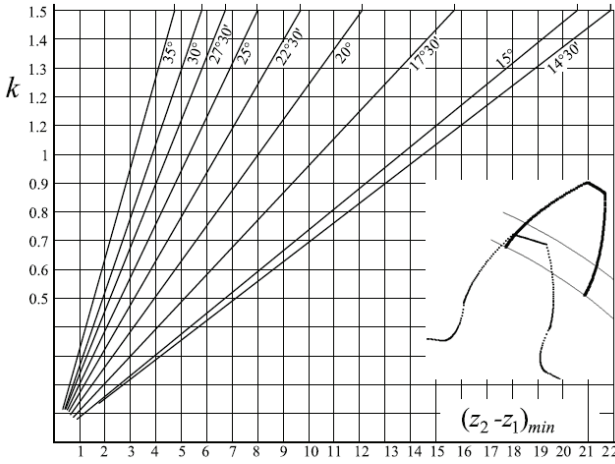
Şekil 2. İç Dişli Çark Mekanizması (Haberhauer ve Bodenstein, 2011)

$$T_{p.min} = \frac{2 \cdot h_a^*}{i - \sqrt{i^2 - (2 \cdot i - 1) \sin^2 \alpha_n}} \quad (4)$$

Girişimi önlemek için çark baş yüksekliği kısaltılabilir. Alternatif yöntem profil kaydırmadır. (4) numaralı denklemden hareketle verilen çevrim oranı ve pinyon diş sayısı için girişimi önlemek için uygulanması gereken profil kaydırma faktörü  $x_{min}$  Denklem (5) ile hesaplanır. Her iki dişliye aynı değer uygulanır. Mekanizma da eksenler arası mesafe değişmez.

$$x_{min} = \frac{2 \cdot h_a^* - T_p \cdot [i - \sqrt{i^2 - (2 \cdot i - 1) \sin^2 \alpha_n}]}{2} \quad (5)$$

İç dişli çark mekanizmalarında ikincil girişim olarak adlandırılan takılma durumunda temas hattının gerisinde veya ilerisinde olan dişli çiftlerinde pinyon iç dişlideki yerine konumlanamamıştır. Bu durum diş sayıları arasındaki fark az olan mekanizmalarda görülür. Detaylı incelemeyi gerektirmekle birlikte pratikte  $(T_g - T_p)_{min} = 8$  durumunda ikincil girişim tehlikesi önlenir. Şekil 3'de çeşitli kavrama açıları ve baş yükseklikleri için diş sayıları arasındaki farkın minimum değerini tayin eden grafik gösterilmiştir (Vullo, 2021).



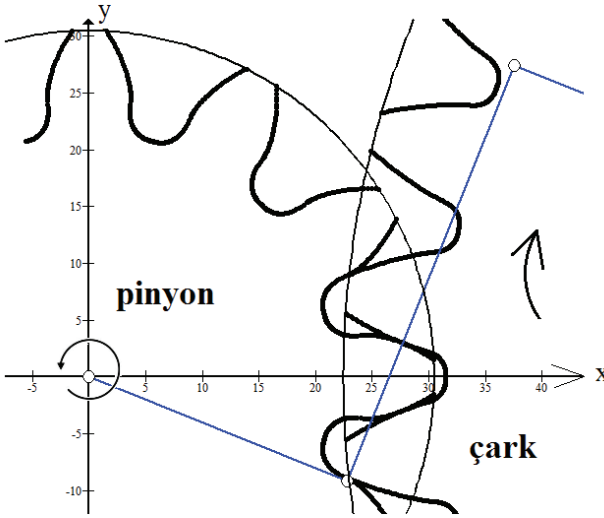
Şekil 3. İkincil Girişim Sınırının Belirlenmesi (Vullo, 2021)

### 3. Sayısal Uygulamalar

Gerek kremayer-tipi ve gerekse pinyon-tipi takımlarla imal edilen dişlilerin matematik modellenmesini ele alan çok sayıda çalışma mevcuttur (Brauer, 2004;

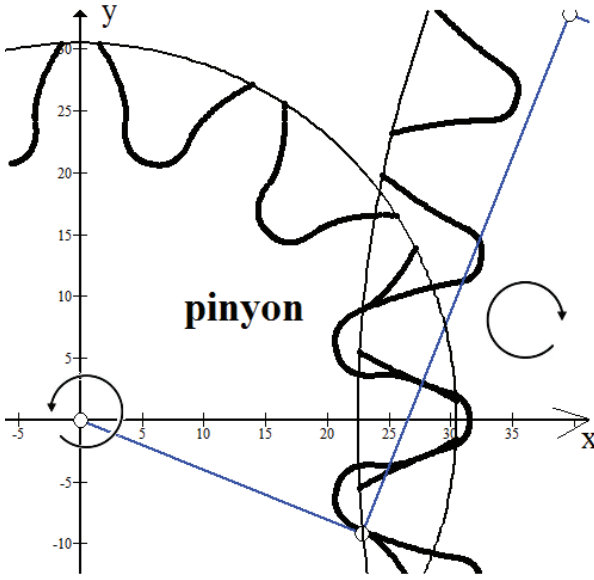
Chang ve Tsay, 1998; Chen, Song, Zhu, Du ve Ni, 2017; Fetvacı, 2018; Fetvacı, 2019; Litvin ve Fuentes, 2004; Liu ve Tsay, 2001; Şentürk ve Fetvacı, 2020; Yang, 2005). Literatürden hareketle bu çalışmada BASIC programlama dili ile PC-BASIC editöründe programlar hazırlanmıştır. Sonuçları görselleştirmek için GRAPH matematik fonksiyon çizim programı kullanılmıştır.

Şekil 4'de gösterilen uygulamada normal modül  $m_n=4mm$ , normal kesitte kavrama açısı  $\alpha_n=20^\circ$ , helis açısı  $\beta=25^\circ$  ve çevrim oranı  $i=3$  alınmıştır. (1) numaralı eşitlikten pinyonun girişim sınır diş sayısı  $T_{p,min}=12$  hesaplanır. Çark diş sayısı  $T_g=i \cdot T_p=36$  dır.



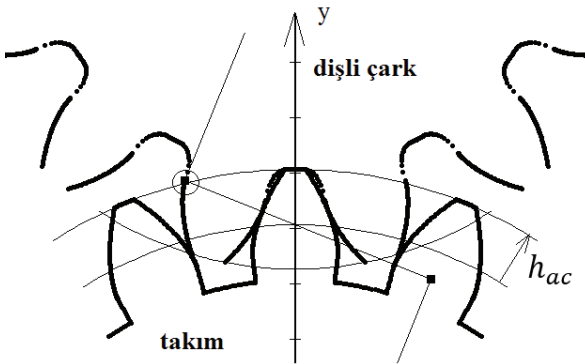
Şekil 4. Girişim Sınırında Dişli Mekanizması-1

Şekil 5'de gösterilen uygulamada normal modül  $m_n=4mm$ , normal kesitte kavrama açısı  $\alpha_n=20^\circ$ , helis açısı  $\beta=25^\circ$  ve pinyon diş sayısı  $T_p=12$  alınmıştır. (2) numaralı eşitlikten girişim olmaksızın maksimum çark diş sayısı  $T_{g,max}=43$  olarak hesaplanır. Bu mekanizmada çevrim oranı  $i=T_g/T_p=3,58$  dir.



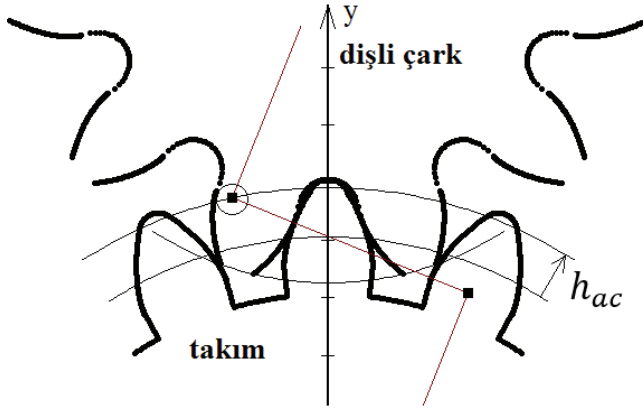
Şekil 5. Girişim Sınırında Dişli Mekanizması-2

Şekil 6'da sivri uçlu pinyon-tipi takım ile helisel dişli imalatı uygulamasında normal modül  $m_n=4mm$ , normal kesitte kavrama açısı  $\alpha=20^\circ$ , takımın diş sayısı  $T_c=16$  ve helis açısı  $\beta=25^\circ$  alınmıştır. Takımın taksimat dairesi ile evolvent bölgesinin üst sınırı arasındaki radyal mesafe katsayısı  $h_{ac}^*=1,25$  dir. Girişim olmadan imal edilebilecek minimum diş sayısı Denklem (3) kullanılarak  $T_g=13$  olarak hesaplanır.



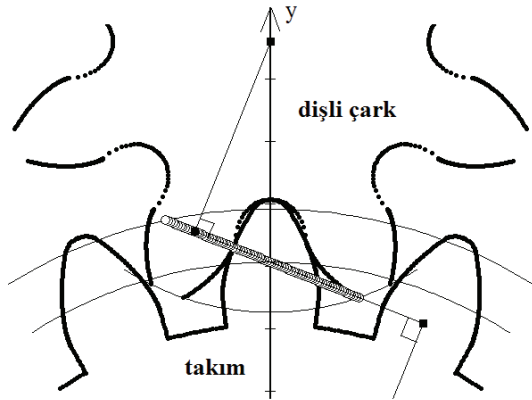
Şekil 6. Helisel Pinyon-Tipi Takımla Dişli İmalatı

Şekil 7’de yuvarlatılmış uçlu pinyon-tipi takımıla helisel dişli imalatı uygulamasında normal modül  $m_n=4mm$ , normal kesitte kavrama açısı  $\alpha=20^\circ$ , takımın diş sayısı  $T_c=16$  ve helis açısı  $\beta=25^\circ$  alınmıştır. Takım uç yuvarlatma yarıçapı  $\rho = 0,4 \cdot m_n$  olarak alınmıştır ve böylece takımın taksimat dairesi ile evolvent bölgesinin üst sınırı arasındaki radyal mesafe katsayısı  $h_{ac}^* = 1,068772$  dir. Denklem (3) kullanılarak girişim olmadan imal edilebilecek minimum diş sayısı  $T_g=11$  olarak hesaplanır.



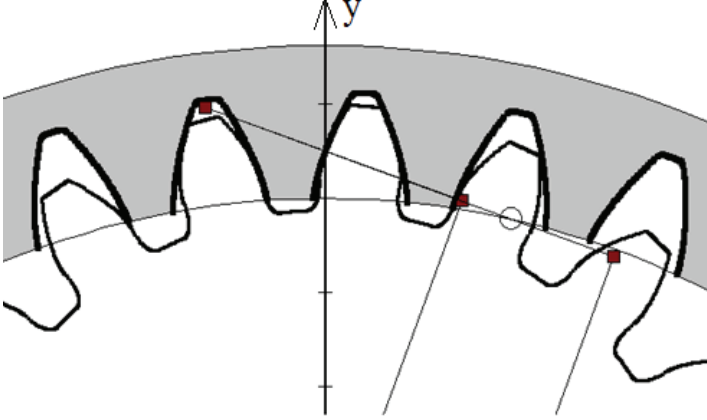
Şekil 7. Yuvarlatılmış Uçlu Takımla Helisel Dişli İmalatı

Şekil 7’de verilen parametrelere göre alt kesilmeli olarak imal edilen dişli çark Şekil 8’de gösterilmiştir.  $T_g=8$  alınmıştır. Bu uygulamada takımın maksimum evolvent dairesi kavrama doğrusunu temel noktanın gerisinde kesmektedir. Şekilde ayrıca temas noktalarının geometrik yeri de gösterilmiştir.



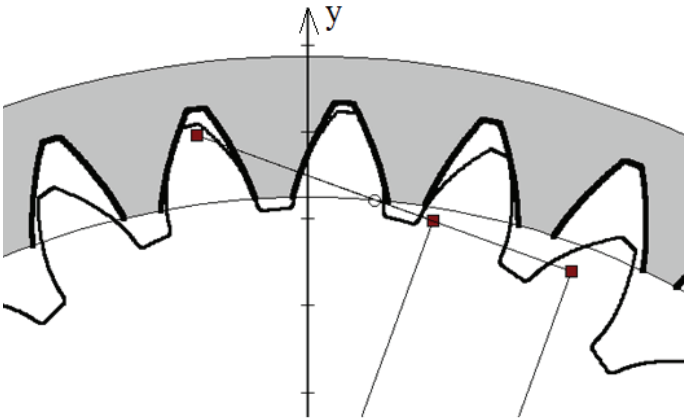
Şekil 8. Pinyon-Tipi Takımla Alt Kesilmeli Dişli Çark İmalatı

Şekil 9'da gösterilen iç düz dişli çark mekanizmasında  $m=5mm$ , kavrama açısı  $\alpha=20^\circ$ , pinyon diş sayısı  $T_p=18$  ve çark diş sayısı  $T_g=38$  alınmıştır. Hesaplanan çevrim oranı  $i = \frac{38}{18} = 2,11$ 'dir. (4) numaralı denkleme göre  $T_{p,min}=22$  olduğundan girişim vardır. Şekil 9'da birincil (evolvent) girişim durumu gösterilmiştir. İç dişlinin dişbaşı dairesi kavrama doğrusunu iki temel noktanın arasında kesmektedir.



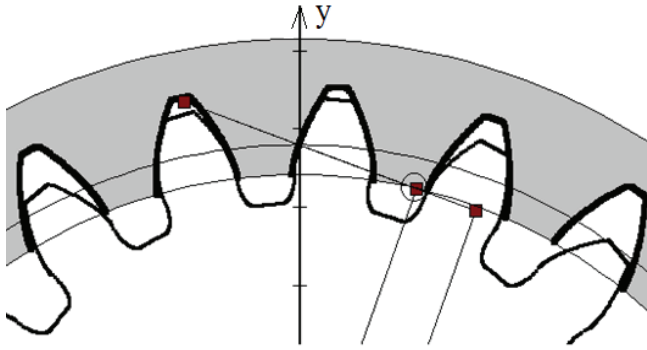
Şekil 9. Birincil Girişimli İç Dişli Çark Mekanizması

Girişimi önlemek için profil kaydırma yapılabilir. (5) numaralı denklem kullanılarak Şekil 9'da görselleştirilen mekanizmada iç dişli çarka  $x_p=x_g=0,1788$  profil kaydırma uygulanarak girişim sınırda önlenebilir. Bu mekanizmaya  $x_p=x_g=0,5$  profil kaydırma uygulanarak birincil girişim önlenmiştir. Şekil 10'da görüldüğü üzere çark dişbaşı dairesi kavrama doğrusunu yuvarlanma noktası ile temel nokta arasında kesmektedir.

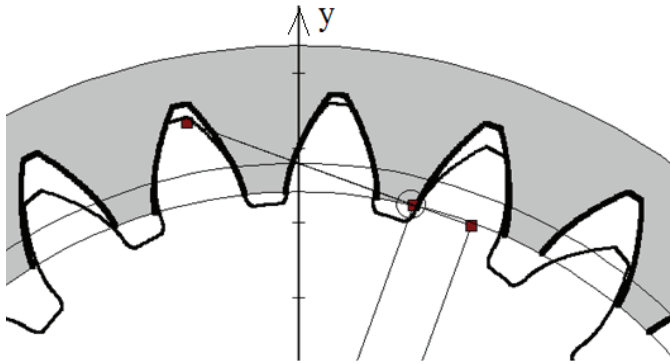


Şekil 10. Profil Kaydırmalı İç Dişli Çark Mekanizması

Şekil 11'de gösterilen iç düz dişli çark mekanizmasında  $m=3mm$ , kavrama açısı  $\alpha=20^\circ$ , pinyon diş sayısı  $T_p=16$  ve çark diş sayısı  $T_g=24$  alınmıştır. Hesaplanan çevrim oranı  $i = \frac{24}{16} = 1,5$  dir. (4) numaralı denkleme göre girişim olmaması için  $h_{a,max}^* \leq 0,64$  alınmalıdır. Böylece profil kaydırma gerektirmeden birincil girişim önlenebilir. Bu uygulamada iç dişli çarkın baş yüksekliği  $h_a^*=0,64$  alınarak girişim sınıra yakın önlenmiştir. Alternatif yöntem olarak Şekil 12'de  $h_a^*=1$  alınmış fakat mekanizmaya (5) numaralı denklemden hesaplanan  $x_p=x_g=0,36$  profil kaydırma uygulanarak girişim sınıra yakın önlenmiştir.



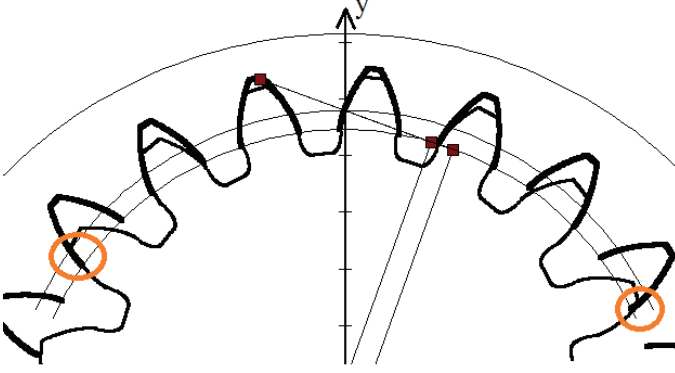
Şekil 11. Baş Yüksekliğinin Azaltılarak Girişimin Önlenmesi



Şekil 12. Profil Kaydırma ile Girişimin Önlenmesi

İç dişli çarklarda ikincil girişimi görselleştirmek için hazırlanan bir uygulamada  $m=3mm$ , kavrama açısı  $\alpha=20^\circ$ , pinyon diş sayısı  $T_p=16$  ve çark diş sayısı  $T_g=20$  alınmıştır. Hesaplanan çevrim oranı  $i=20/16=1,25$  dir. (4) numaralı denkleme göre birincil girişim olmaması için  $h_{a,max}^* \leq 0,578$  alınmalıdır. İç dişli çarkın baş yüksekliği  $h_a^*=0,57$  alınarak girişim sınıra yakın önlenmiştir. Ancak diş sayıları birbirine çok yakın olduğundan bu mekanizmada ikincil girişim (takılma)

söz konudur. Mekanizmanın ortalama baş yüksekliği  $k \cong 0,8$  için girişim sınırı  $(T_g - T_p)_{min} \cong 6$  dir (Vullo, 2021). Şekil 13’de ikincil girişimli mekanizma görülmektedir. Temasın ilerisinde ve gerisindeki bazı dişli çiftlerinde profiller üstüste binmiştir.



Şekil 13. İkincil Girişimli Mekanizma

#### 4. Sonuçlar

Dişli çarklarda girişim ve alttan kesme mekanizmanın fonksiyonunu ve mukavemetini etkileyen önemli husustur. Dış dişli çarklarda eğer imalat modül freze ile yapılmışsa (1) ve (2) numaralı denklemlere göre kontrol yapılmalıdır. Girişimin olduğu pinyon-çark mekanizmalarda çarkın dış başı pinyonun evolvent olmayan bölgesine temas ederek kilitlenmeye yol açar. Kremayer-çark mekanizmasında ise girişim sınırı diş sayısı (2) numaralı denklemin paydası sıfıra eşitlenerek bulunur.

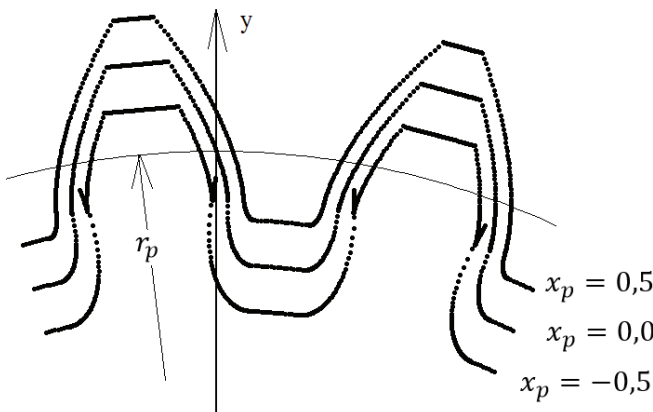
Dış dişli çark mekanizmalarında fonksiyonel girişim dişliler modül freze ile imal edilmişse söz konusudur. Şekil 4 ve Şekil 5’de gösterilen girişim durumu (1-2) numaralı denklemlerin uygulamasıdır. Yuvarlanma metodu ile imalatta ise taslakta girişim bölgesi alt kesilmeli şekillendirilir.

Gerek kremayer takımın gerekse pinyon takımın çoğunlukla uç köşeleri yuvarlatılmıştır. Böylece hem takımın ömrü artar hemde imal edilen dişlinin kök mukavemeti daha yüksek olur. Yuvarlak uç sivri uca göre aynı parametreler için daha düşük sayılarda alt kesilmemiş dişli imalatını sağlar. Şekil 6’da sivri uçlu pinyon takımla ve Şekil 7’de yuvarlatılmış uçlu takımla imalat karşılaştırılmıştır. Aynı parametrelerde yuvarlatılmış uçlu takımla sınır diş sayısı 13’den 11’e düşmüştür. Böylece tasarımda hacimden ve ağırlıktan tasarruf sağlanabilir. Şekil 8’de takımın maksimum evolvent noktası kavrama doğrusunu sınır noktasının dışında kestiği için imal edilen dişli alt kesilmelidir.



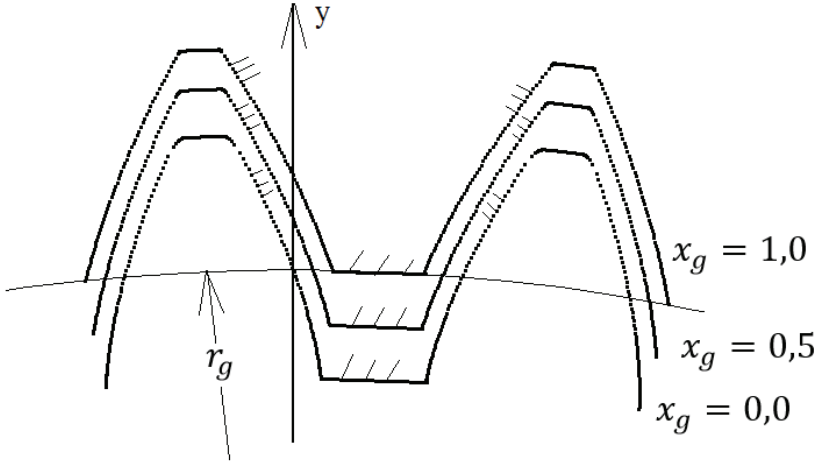
İç dişli çark mekanizmalarında montaj genellikle profil kaydırmayı gerektirir. İç dişli çarklarda çeşitli girişim tipleri vardır. Fonksiyonel girişim haricindeki tipler dış dişlilerde yoktur. (4) numaralı eşitlikle girişim olmaksızın minimum pinyon diş sayısı hesaplanır. Profil kaydırma yöntemi ile tehlike önlenir. Şekil 11 ve Şekil 12’de birincil girişimi önlemek için baş yüksekliğinin azaltılması ve alternatif olarak profil kaydırma yöntemi karşılaştırılmıştır. Şekil 12’de görüldüğü üzere profil kaydırma nedeniyle iç dişli çarkın taksimat dairesindeki diş kalınlığı azalmış ve dış dişlinin taksimat dairesindeki diş kalınlığı artmıştır. İkincil girişim için pratik yöntem çarkların diş sayılarını yakın tutmaktır. Şekil 13’te görselleştirilen uygulamada diş sayıları çok yakındır. Ayrıca verilen parametrelere göre iç dişli baş yüksekliği standart değerinin altında alınmalıdır. Böylece birincil girişim önlenmiş fakat ikincil girişim önlenememiştir. Diğer girişim tipleri grafik analitik yöntemler ve nonlinear çözümlere gerektirmektedir (Litvin ve Fuentes, 2004; Vullo, 2021). Bu çalışmanın kapsamı dışında tutulmuştur.

Yuvarlanma yöntemi ile imalatta profil kaydırma yöntemiyle küçük diş sayılarında alttan kesmeyi önleme, dişlilerin mukavemetini arttırma, mekanizmanın eksenlerarası mesafesini değiştirme, iç dişli çarklarda girişimi önleme gibi faydalar sağlanır. Profil kaydırılmış dişlilerin ölçüleri ve kalınlıkları değişir. Profil kaydırmanın üst sınırını sivri tepe alt sınırını alttan kesme tayin eder. Şekil 14’de kremayer takımla imal edilen dış dişli çarkta profil kaydırmanın geometriye etkisi gösterilmiştir. Pozitif profil kaydırmada taksimat dairesindeki diş kalınlığı artmış, diş dibi mukavemeti artmış ve diş ucu sivrilemiştir. Negatif profil kaydırmada taksimat dairesindeki diş kalınlığı azalmış ve diş başındaki kalınlık artmıştır. Alt kesilme sınırı ihlal edildiğinden dişdibi kesiti zayıflamış ve mukavemet düşmüştür.



Şekil 14. Dış Dişlilerde Profil Kaydırmanın Geometriye Etkisi

Şekil 15'te pinyon-tipi takımla imal edilen iç dişli çarkta profil kaydırmanın etkisi gösterilmiştir. İç dişlilerde profil kaydırma arttıkça taksimat dairesindeki diş kalınlığı azalır ve dişbaşındaki diş kalınlığı azalır. Diş kök mukavemeti artmaktadır. Negatif profil kaydırmada taksimat dairesindeki diş kalınlığı ve dişbaşındaki diş kalınlığı artar. Diş kök mukavemeti azalmaktadır. Ancak negatif profil kaydırma girişim tehlikesini arttırmaktadır. İç dişli çark mekanizmalarında  $x_g - x_p = 0$  durumunda eksenler arası mesafe değişmez. Uygulaması Şekil 10'da gösterilmiştir.



Şekil 15. İç Dişlilerde Profil Kaydırmanın Geometriye Etkisi

### Semboller

- $h_a$  : dişli çark baş yüksekliği
- $h_{ac}$  : takım baş yüksekliği
- $i$  : çevrim oranı
- $k$  : pinyon-çark ortalama baş yüksekliği
- $m_n$  : normal kesitte modül
- $r_{a1}$  : pinyon dişbaşı yarıçapı
- $r_{a2}$  : çark dişbaşı yarıçapı
- $r_{b1}$  : pinyon temel dairesi yarıçapı
- $r_{b2}$  : çark temel dairesi yarıçapı
- $r_g$  : çark taksimat yarıçapı
- $r_p$  : pinyon taksimat yarıçapı
- $T_c$  : takım diş sayısı

- $T_g$  : çark diş sayısı  
 $T_p$  : pinyon diş sayısı  
 $x_g$  : çark profil kaydırma katsayısı  
 $x_p$  : pinyon profil kaydırma katsayısı  
 $\alpha_n$  : normal kesitte kavrama açısı  
 $\alpha_s$  : alın kesitte kavrama açısı  
 $\beta$  : helis açısı

### Kaynakça

- Brauer, J. (2004). A General Finite Element Model Of Involute Gears. *Finite Elements in Analysis and Design*, 40(13-14), 1857-1872. doi:10.1016/j.finel.2004.02.002
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. India: Tata McGraw-Hill.
- Chang, S., & Tsay, C. (1998). Computerized Tooth Profile Generation and Undercut Analysis of Noncircular Gears Manufactured with Shaper Cutters. *Journal of Mechanical Design*, 120(1), 92-99. doi:10.1115/1.2826682
- Chen, Q., Song, C., Zhu, C., Du, X., & Ni, G. (2017). Manufacturing And Contact Characteristics Analysis Of Internal Straight Beveloid Gear Pair. *Mechanism and Machine Theory*, 114, 60-73. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2017.04.002
- Çakır, A. (1989). *Dişli Çark Kinematığı*. İstanbul: İTÜ Makina Fakültesi.
- Fetvacı, M. (2018). Pinyon-Tipi Takımla İmal Edilen Standart Olmayan Dişlilerin Bilgisayar Simülasyonu. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(1), 51-61. doi:10.17341/gazimmfd.406779
- Fetvacı, M. (2019). Pinyon-Tipi Takımla İmal Edilen Evolvent Düz Dişlilerinin Matematiksel Modellerinin Karşılaştırılması. *Mühendis ve Makina*, 60 (696), 178-191.
- Haberhauer, H., & Bodenstern, F. (2011). *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*. Heidelberg: Springer Verlag.
- Linke, H., Börner, J., & Heß, R. (2016). *Cylindrical Gears: Calculation-Materials-Manufacturing*. Nordersted: Carl Hanser Verlag.
- Litvin, F., & Fuentes, A. (2004). *Gear Geometry and Applied Theory*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Liu, C., & Tsay, C. (2001). Tooth Undercutting of Beveloid Gears. *Journal of Mechanical Design*, 123(4), 569-576. doi:10.1115/DETC2000/PTG-14460

- Pedrero, J. I., Pleguezuelos, M., & Sánchez, M. B. (2023). Analysis of the Tip Interference in Low Gear Ratio Internal Spur Gears with Profile Modification. *Forschung im Ingenieurwesen*, 1-10. <https://doi.org/10.1007/s10010-023-00683-6>
- Şentürk, B. ve Fetvacı, M. (2020). Beveloid Dişli Çarkların Modellenmesi ve Altan Kesme Analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 35(2), 901-916. doi:10.17341/gazimmfd.544038
- Vullo, V. (2021). *Gears: Volume 1: Geometric and Kinematic Design*. Cham: Springer.
- Yang, S. (2005). Mathematical Model Of A Helical Gear With Asymmetric Involute Teeth And Its Analysis. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 26(5-6), 448-456. doi:10.1007/s00170-003-2033-z
- Yu, D. D. (1989). On the Interference of Internal Gearing. *Gear Technology*. July/August, 12-44.



## BİYOGAZ YAKITLI REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN NSGA-II ALGORİTMASIYLA OPTİMİZASYONU

Tülay ÇELİK<sup>1</sup>, Ramazan ŞENER<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup> Batman Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yenilenebilir Enerji Sist. Bölümü,  
Batman, ORCID No : <http://orcid.org/0000-0003-3530-9991>

<sup>2</sup> Bandırma Onyedü Eylül Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mü-  
hendisliği Bölümü, Bandırma/Balıkesir  
ORCID No : <https://orcid.org/0000-0001-6108-8673>

### Anahtar kelimeler

### Öz

*Biyogaz, reaktivite  
kontrollü sıkıştırma  
ateşlemeli, sanki-  
boyutlu, optimizasyon*

*Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) motorlar, yüksek verime ve düşük emisyon değerlerine sahip olan yenilikçi bir yöntemdir. RCCI motorlarda, diğer içten yanmalı motorlardan farklı olarak hem emme hattına hem de silindir içine enjekte edilen farklı reaktivite dereceli yakıtlarla yanma kontrol altına alınabilmektedir. Bu çalışmada, yenilenebilir bir kaynak olarak biyogazın, RCCI bir motorda yakıt olarak kullanılma potansiyeli araştırılmıştır. Düşük reaktiviteli yakıt olarak emme hattına biyogaz enjeksiyonunun etkileri değerlendirilmiştir. Biyogaz yakıtlı bir RCCI motorun deneysel olarak doğrulanmış sanki-boyutlu modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Test motoru, farklı çalışma parametreleri için, biyogaz kullanıma uygunluğu araştırılmış ve optimum parametreler belirlenmiştir. Biyogazın lambda sayısı, motor devri, sıkıştırma oranı, emme basıncı ve supap zamanlamalarına göre yanma ve motor performansına etkileri incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, sanki-boyutlu motor modeli ve NSGA-II yöntemi kullanılarak optimum değerler tespit edilmiştir. Elde edilen değerlerle RCCI motor, minimum özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve maksimum verim ile çalışabileceği belirlenmiştir.*

\* [rsener@bandirma.edu.tr](mailto:rsener@bandirma.edu.tr)  
doi : 10.46399/muhendismakina.1244334

---

## OPTIMIZATION OF A BIOGAS FUELED REACTIVITY CONTROLLED COMPRESSION IGNITION ENGINE USING NSGA-II ALGORITHM

---

---

### Keywords

*Biogas, reactivity controlled compression ignition, quasi-dimensional, optimization*

---

### Abstract

*Reactivity-controlled compression ignition (RCCI) engine is an innovative method with high efficiency and low emissions. In the RCCI engine, unlike other types of internal combustion engine (ICE), the combustion can be controlled with fuels of different reactivity degrees injected both into the intake and into the cylinder. In this study, the potential of biogas as a renewable resource to be used as a fuel in an RCCI engine was investigated. The effects of biogas injection into the intake as a low-reactivity fuel were evaluated. An experimentally validated quasi-dimensional modeling of a biogas-fueled RCCI engine has been carried out. The test engine fueled with biogas was investigated for different operating parameters, thus, the optimal parameters were determined. The influence of biogas on combustion and engine performance characteristics according to lambda, engine speed, compression ratio, intake pressure, and valve timings were investigated. As a result of the studies, optimum values were determined using the quasi-dimensional (QD) engine model and NSGA-II method. With these optimum values, it has been determined that the RCCI engine can operate with minimum specific fuel consumption (SFC) and maximum efficiency.*

---

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 30.01.2023

Kabul Tarihi : 04.09.2023

Research Article

Submission Date : 30.01.2023

Accepted Date : 04.09.2023

---

## Extended Abstract

### Introduction

Biogas is a promising renewable energy source obtained from biomass via anaerobic digestion. Biogas is a final product resulting from the decomposition of organic wastes under the influence of appropriate microorganisms in an anaerobic (oxygen-free) environment. Biogas consists of methane (60-70%) and carbon dioxide (30-40%), besides, a low amount of water vapor and hydrogen sulfide. Biogas can be a good alternative fuel for internal combustion engines. Especially, biogas can be used as low reactivity fuel in reactivity-controlled compression ignition (RCCI) engine. RCCI is an innovative method, which utilizes two different reactivity fuels in the combustion system. In RCCI strategy, the combustion is controlled with two fuels with different reactivities injected into the intake port and into the cylinder. RCCI emits ultra-low  $\text{NO}_x$  and soot emissions with a very high efficiency.

### Objectives/ Research Purpose

In this study, the effects of the biogas injection, which is a renewable resource, as a low-reactivity fuel into the intake port were evaluated on combustion and performance characteristics of RCCI. Using the experimental validated quasi-dimensional (QD) model, the engine operating parameters were optimized by the non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II) algorithm. Hundreds of different combinations, which would not be possible with experimental work and would take a lot of time, were simulated, and the most optimal operating parameters were determined among the results. The potential of biogas usage as a renewable resource was evaluated in RCCI engine.

### Materials and Method

Caterpillar® 3401 single-cylinder compression-ignition engine was used as test engine. The engine works with different reactivity fuels, using both direct injection (diesel) and port injection (biogas). The test engine is modeled using GT-Suite commercial code with all its parameters including the valves, injectors and cylinder. Optimization work was carried out with a QD model of the test engine. The genetic algorithm method is one of the best methods for solving problems that have medium and high complexity, have multiple independent variables. NSGA-II method was used in the optimization.

### Results and Discussions

The biogas fueled reactivity-controlled compression ignition engine is modeled and validated with the experimental results. The influence of lambda, engine speed, compression ratio, intake pressure, and valve timings on combustion and engine performance of RCCI engine were evaluated with QD model. The intake and exhaust timings were optimized using the NSGA-II method according to the characteristics of the biogas fueled RCCI engine. The engine power and torque increased by 15.1%. While the BSFC decreased by 11.3%, the brake efficiency increased by 12.7%.

### Conclusions

The test engine produces the maximum power and torque with a compression ratio of 17. On the other hand, the maximum efficiency was obtained with intake pressure of 2.6 bar. However, at this value, the maximum in-cylinder pressure increases considerably. The minimum brake specific fuel consumption (BSFC) was obtained with the lambda of the biogas is around 4. For engine speed, the maximum power with minimum BSFC was produced with speed of 1500 rpm. The higher the methane content in the biogas composition results the higher the engine power. According to the parametric and optimization studies, the optimal operating parameters were determined for biogas fueled RCCI engine in this study.

## 1. Giriş

Dünyada enerjiye duyulan ihtiyaç giderek artmaktadır (Aghahosseini ve diğ., 2023). Bunun nedenleri arasında teknolojik gelişmeler, nüfus artışı, sanayileşme ve insanların yaşam konforu beklentisinin yükselmesi bulunmaktadır. Enerji öncelikli bir konudur ve genellikle fosil kaynaklar kullanılarak ihtiyaç karşılanır (Wang, Fan ve Zhou, 2022). Fosil kaynakların başında kömür, petrol ve doğalgaz gelmektedir. Piyasa da bulunan birçok sistem fosil yakıtlar ile çalışacak şekilde tasarlanmıştır (Karaca, 2017). Çevresel sorunların birçoğu da fosil kaynakların tüketimi nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, bilim insanları alternatif enerji kaynaklarına yönelmişlerdir (Alptekin, Şanlı ve Çanakçı, 2022; Atılğan ve Yılmaz, 2021). Ayrıca, içten yanmalı motorların emisyonlarını azaltmaya yönelik birçok çalışma yapılmıştır (Savcı, Şener ve Duman, 2022; Şener, 2022).

Küresel enerji talebine karşı artış ve çevrenin korunmasına karşı artan endişeler, bilim adamlarını güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, biyogaz vb. gibi yenilenebilir enerji kaynaklarına yönlendirmiştir (Koç ve Kaya, 2015). Fosil yakıtlara alternatif olarak biyogaz, alkoller ve biyodizel gibi yakıtlar da gösterilebilir. Motorlu taşıtlarda kullanılan fosil yakıtların çevreye verdikleri zararlı emisyonları azaltmak için farklı yakıt türlerine yönelim başlamıştır. Özellikle fosil yakıt yanmasından dolayı salınan karbondioksit, azotoksitler ve kükürt dioksit gibi çevreye zararlı bileşenleri ortadan kaldırmak için daha temiz enerji kaynakları tercih edilmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları net karbondioksit emisyonlarını azaltma konusundaki doğal potansiyelleri sayesinde araştırmacıların dikkatini çekmektedir. Üretilen makinelerin yenilenebilir enerji kaynaklarına uyum sağlayacak şekilde tasarlanması hedeflenmektedir.

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında önemli alternatiflerden birisi organik atıklardan biyogaz üretimidir. Biyogaz, biyokütleden anaerobik sindirim yoluyla elde edilen umut verici bir yenilenebilir enerji kaynağı olarak görülmektedir. Biyogaz, anaerobik (oksijensiz) ortamda organik atıkların uygun mikroorganizmaların etkisiyle parçalanması sonucu ortaya çıkan bir nihai üründür. Biyogaz metandan (%60 ila 70) ve karbondioksitten (%30 ila 40) oluşmaktadır. Bunların yanında biyogaz düşük miktarda su buharı ve hidrojen sülfid içermektedir (Alrbai ve diğ., 2022). Biyogaz uygun bir şekilde kullanıldığında, içten yanmalı motorlar için iyi bir alternatif yakıt olabileceği düşünülmektedir.

Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI, Reactivity Controlled Compression Ignition) motor, iki farklı yakıtın kullanılmasıyla ortaya çıkan oldukça yenilikçi bir yöntemdir (Walker, Wissink, DelVescovo ve Reitz, 2015). RCCI motorlarda emme hattına ve silindir içine enjekte edilen farklı reaktivasyon dereceli yakıtlarla yanma kontrol altına alınabilmektedir. Böylelikle motor verimi ve performans olarak oldukça iyi sonuçlar elde edilmektedir. RCCI sistemde ısı salınımı



üç ayrı aşamada gerçekleşir (Işık ve Aydın, 2016). İlk aşamada soğuk alev reaksiyonları (dizel enjeksiyonu), ikinci aşamada her iki yakıtın karıştırıldığı yerlerde (ilk ısı salınımı) ve son olarak üçüncü aşamada nihai ısı salınımı (ikincil yakıtın bulunduğu yerler)'dir (Reitz ve Duraisamy, 2015).

Dalha, Said, Abdulkarim ve El-Adawy, (2021) RCCI motorda farklı kompozisyonlarda biyogazın ve farklı port karışım mesafelerinin etkilerini araştırmışlardır. Yüksek karbondioksit oranının yanmaya olumsuz etkidiğini tespit etmişlerdir. Mahmoodi, Yari, Ghafouri ve Poorghasemi, (2021) biyogaz bileşenlerini sabitlemek için temizleme ve ıslah işlemi uygulamışlardır ve elde edilen biyogazı bir RCCI motorunda kullanarak yanma, performans ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Ortalama yanma sıcaklığı %3,5 ila 7,9 arasında düşerken, motor gücü ise %2,3 ila 14,5 düştüğünü gözlemlemişlerdir.  $NO_x$  emisyonları ise %50 civarında düştüğü gözlemlenmiştir. Chaudhari ve Deshmukh (2022) RCCI motorda düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin, etanol, metanol ve doğalgaz kullanırken, yüksek reaktiviteli yakıt olarak biyodizel ve dizel kullanmışlardır. Çalışmalarında sifıra yakın  $NO_x$  ve is emisyonu elde edilmesi ve performansın iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Wang, Qian, Zhou ve Lu (2016) biyogaz/dizel RCCI modunda yanma fazını kontrol etmek için ana enjeksiyon zamanlamasını kontrol etmişlerdir. Böylelikle  $NO_x$  ve is emisyonunun düştüğünü tespit etmişlerdir. Mahla ve diğ. (2021) motor yükü, n-bütanol oranı ve biyogaz miktarının emisyon ve performans üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Response surface metoduna göre, emisyonları düşürecek ve termal verimi arttıracak, optimal değerleri tespit etmişlerdir.

Daha önce yapılan çalışmalarından da anlaşılacağı üzere, RCCI motorlar yüksek verimleri ve düşük emisyon değerleri dolayısıyla büyük gelecek vaat etmektedirler (Çelik, 2022). Özellikle düşük sıcaklıklı yanma sebebiyle,  $NO_x$  emisyonları oldukça azalmaktadır. Bu çalışmada, düşük reaktiviteli yakıt olarak emme hattına biyogaz enjeksiyonunun yanma ve performans etkileri değerlendirilmiştir. Biyogaz yakıtlı RCCI motorun sanki-boyutlu (quasi-dimensional, QD) olarak modellenmesi yapılmıştır. Sanki-boyutlu yaklaşımı, alev cephesi gelişimini basitleştirilmiş bir küresel geometri varsayımıyla ve sonsuz küçük kalınlık olarak modellemektedir. Deneysel doğrulanmış model ile çalışma parametrelerinin etkileri incelenerek, baskın olmayan sıralama genetik algoritması (non-dominated sorting genetic algorithm, NSGA-II) yöntemiyle motor çalışma parametreleri optimize edilmiştir. Bu yöntem ile deneysel çalışma ile mümkün olmayacak ve oldukça zaman alacak, yüzlerce farklı kombinasyon üretilip, simüle edilerek, sonuçlar arasından en uygunları tespit edilmiştir. Bu çalışma ile yenilenebilir bir kaynak olarak biyogazın, içten yanmalı bir motorda yakıt olarak kullanılma potansiyeli değerlendirilmiştir. Ayrıca motorun birçok çalışma parametresinin motor performansına etkileri kapsamlı olarak irdelenmiştir. Motor çalışma parametreleri için optimum değerler elde edilmiştir.

## 2. Materyal ve Yöntem

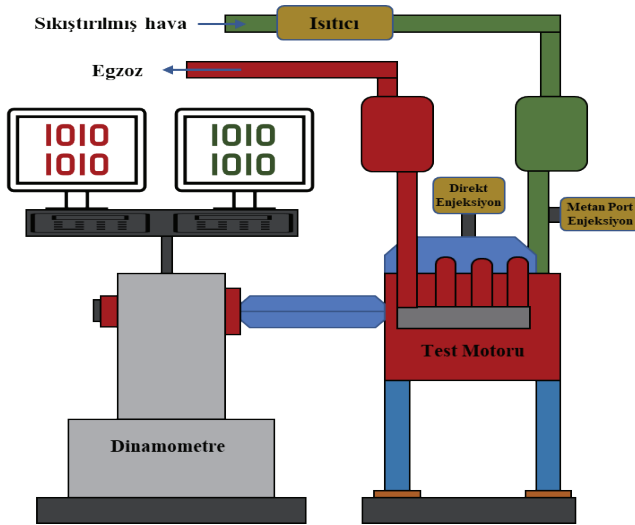
### 2.1 Test motoru

Caterpillar® 3401 tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli motor test amaçlı kullanılmıştır. Test motorunun önemli özellikleri Tablo 1’de belirtilmiştir. Motorun test edildiği laboratuvarın düzeni Şekil 1’de sunulmuştur (Walker ve diğ., 2015). Motor hem direkt enjeksiyon hem de emme manifoldu üzerinden yakıt enjeksiyonu yaparak çalışmaktadır. Port enjeksiyonunda biyogaz yakıtı kullanılırken, direkt enjeksiyon yönteminde dizel yakıtı kullanılmaktadır.

Motorun tüm parametreleri dikkate alınarak, supaplar, enjektör ve silindir bütün olarak modellenmiştir. Motor toplam 4 adet supap içermektedir: 2 emme ve 2 egzoz. Model kurulmasının ardından deneysel olarak doğrulanması gerçekleştirilmiştir.

Tablo 1. Motorunun başlıca özellikleri

Silindir hacmi	2,44 litre
Piston çapı	137,2 mm
Strok	165,1 mm
Biyel kolu uzunluğu	261,6 mm
Sıkıştırma oranı	14,88:1
Enjeksiyon basıncı	50 MPa
Emme supabı kapanma	-143°
Emme supabı açılma	-415°
Egzoz supabı açılma	+130°
Egzoz supabı kapanma	+402°



Şekil 1. Test Motoru Laboratuvar Düzeni

Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

## 2.2 Motorun Modellemesi

Performansa etkisi incelenen reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşleme tipi motorun gerçekçi bir boyutlu modeli kurulmuştur. GT-Suite ticari yazılımı kullanılarak motor modellemesi yapılmıştır (Gamma Technologies, 2016). Silindirdeki yanma, iki bölgeyi bir modelle çözülmüştür. Yanma odası yanmış ve yanmamış bölgelere ayrılarak yanma modellemesi yapılmıştır (Medina ve diğ., 2014; Şener, 2021). Aşağıdaki enerji denklemleri her iki bölge için de çözülmüştür.

Yanmamış Bölge:

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} + \left( \frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (1)$$

Yanmış Bölge:

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - \frac{dQ_b}{dt} + \left( \frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (2)$$

Yukarıdaki denklemlerde;  $e$  enerji,  $p$  silindir içi basınç,  $m$  kütle,  $m_f$  yakıt kütlesi,  $m_a$  hava kütlesi,  $m_{f,i}$  enjekte edilen yakıt kütlesi,  $Q$  ısı transfer hızı,  $V$  hacim,  $h_f$  yakıt kütle entalpisidir. Alt simge "b" yanmış anlamına gelirken, "u" alt simgesi ise yanmamış bölge anlamına gelmektedir.

Yanma modellemesi için Wiebe fonksiyonu kullanılmıştır ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$x_b = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right) \quad (3)$$

Burada  $\theta$  krank açısını,  $x_b$  yanan kütle oranını,  $\theta_0$  yanma başlangıç krank açısını,  $\Delta_0$  ve  $a$  yanma süresini ve  $m$  yanma eğrisinin şeklini belirlemektedir.  $\Delta_0$ ,  $a$  ve  $m$  ayarlanabilir sabitlerdir.

Isı yayılım hızı (Apparent heat release rate, AHRR), tek bölge enerji denklemi çözülerek hesaplanmıştır (Gamma Technologies, 2016). Silindir içindeki basınca göre her bir zaman adımı için aşağıdaki denklem hesaplanmaktadır (Yoon ve Park, 2019).

$$AHRR = \left(-p \frac{dV}{dt} - \frac{dQ}{dt} - \frac{d(me)}{dt}\right) \quad (4)$$

Woschni modelinde tanımlanan ısı taşınım katsayısı (Nabi, Rasul ve Brown, 2019):

$$h_{c, \text{Woschni}} = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{B^{0.2} T^{K_2}} \quad (5)$$

Burada,  $B$  piston çapı,  $K_1$  ve  $K_2$  ise Woschni GT modeli için sırasıyla 3,01426 ve 0,5 sabitleridir,  $p$  silindir içi basınç ve  $T$  silindir içi sıcaklıktır.

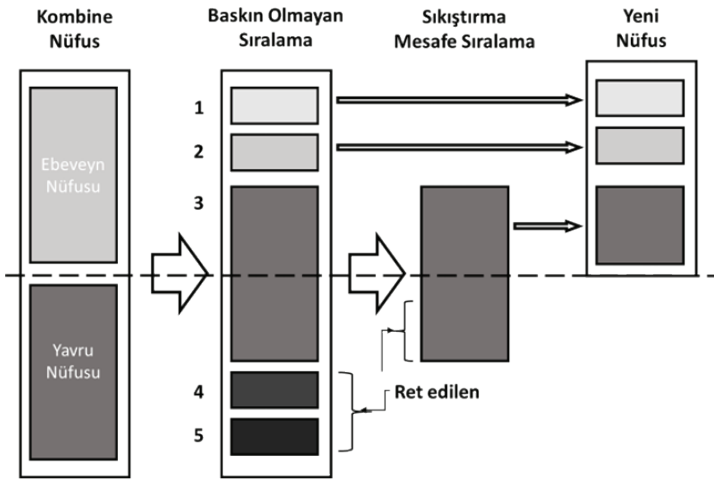
Port ve manifoldlar içindeki akışkan akışını hesaplamak için tek boyutlu Navier-Stokes ve ısı transfer denklemleri kullanılır. Hangi yöne doğru akış olduğunu belirleyen korunum denklemleri vardır. Kütle korunumu, sistemdeki değişim hızına göre tanımlanır:

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dv}{dt} + \sum_i \dot{m}_i H - \sum_e \dot{m}_e H - h_g A (T_{gas} - T_{wall}) \quad (6)$$

Burada  $e$  iç enerji,  $H$  toplam entalpi,  $T_{gas}$  akışkan sıcaklığı,  $h_g$  ısı transfer katsayısı ve  $T_{wall}$  duvar sıcaklıklarıdır. Cidarlarla akışkanlar arasındaki ısı geçişi, ısı transfer katsayısı, cidar ve akışkan sıcaklıklarına bağlıdır. Her adımda, duvar yüzeyinin pürüzlülüğü, akışkan hızı ve termal-fiziksel özelliklerin bir fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısı belirlenir.

### 2.3 Çalışma Parametrelerinin Optimizasyonu

Gerçekçi bir boyutlu model kullanarak, motor performansını optimizasyon çalışması yapılmıştır. RCCI yanması için emme ve egzoz supapları en iyi duruma getirilmesi amaçlanmıştır. Bunun için çalışmada, NSGA-II türü genetik algoritma kullanıldı (Şekil 2). Bu yöntem, doğrusal olmayan birden çok kısıtlama olan ve birçok bağımsız değişkeni olan problemlerin çözümü için uygundur. NSGA-II, baskın olmayan sıralama genetik algoritması (non-dominated sorting genetic algorithm) olarak bilinen bir optimizasyon yöntemidir (Deb, Pratap, Agarwal ve Meyarivan, 2002). Bu yöntem, birden çok amaç fonksiyonu olan, doğrusal olmayan ve birden çok kısıtlamalı problemlerin çözümü için kullanılır.



Şekil 2. NSGA-II genetik algoritma yönteminin şematik gösterimi.

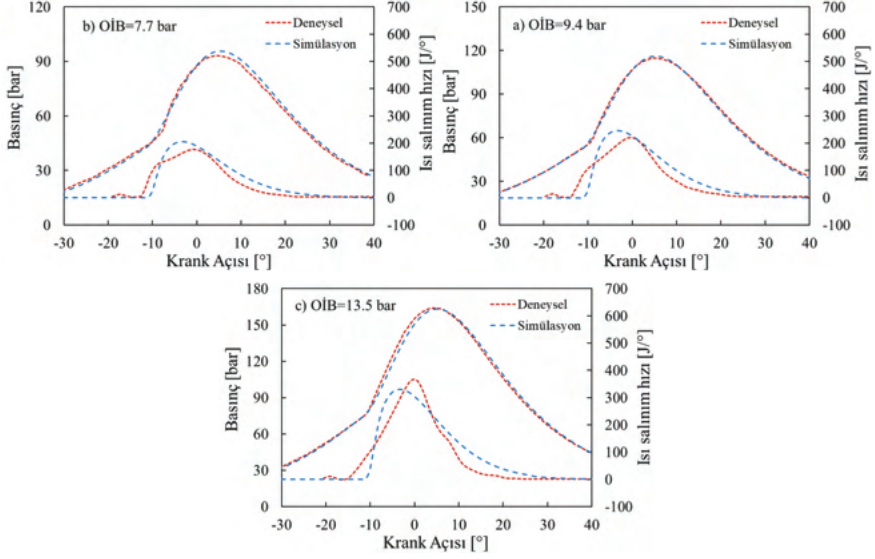
Genetik algoritma yöntemi, 20 popülasyon ve 10 nesil çerçevesinde uygulanmıştır. Toplam 200 iterasyon gerçekleştirilmiştir. Her bir parametre, iterasyon çözümlenirken, ortalama indike basınç (OİB), güç ve özgül yakıt tüketimi (ÖYT) gibi motor özelliklerinin istenilen değerin altına düşmediği kontrol edilmiştir.

## 3. Bulgular ve Tartışma

### 3.1 Modelin Doğrulanması

Motorun modeli hazırlandıktan sonra, deneysel sonuçlarla uyumluluğu test edilmiştir. Ortalama indike basınç (OİB) değeri 7,7; 9,4 ve 13,5 bar olan üç farklı deneysel sonuçla karşılaştırılmıştır (Ebrahimi, Najafi, Jazayeri ve Mohammadzadeh, 2018; Koç ve Şener, 2021). Deneysel çalışmadaki motor parametreleri

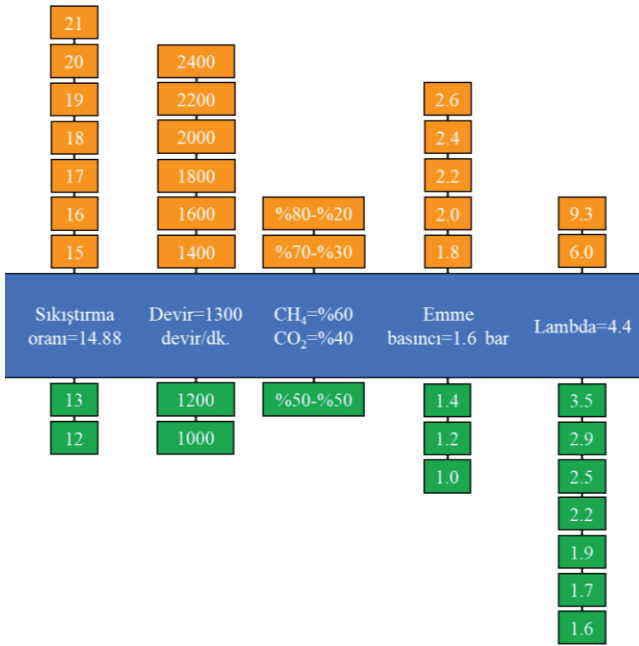
modele tanımlanmıştır. Şekil 3'te görüldüğü gibi modelin silindir içi basınç ve ısı salınım değerleri deneysel sonuçlarla uyumludur. Motor modeli, deneysel ve simülasyon ile elde edilen sonuçların silindir içi basınç ve ısı salınım hızı değerleriyle karşılaştırılarak kalibre edilmiştir.



Şekil 3. Modelin a) 7,7 Bar b) 9,4 Bar ve c) 13,5 bar ÖlB'de Deneysel Doğrulanması

### 3.2 Parametrik Simülasyon Çalışması

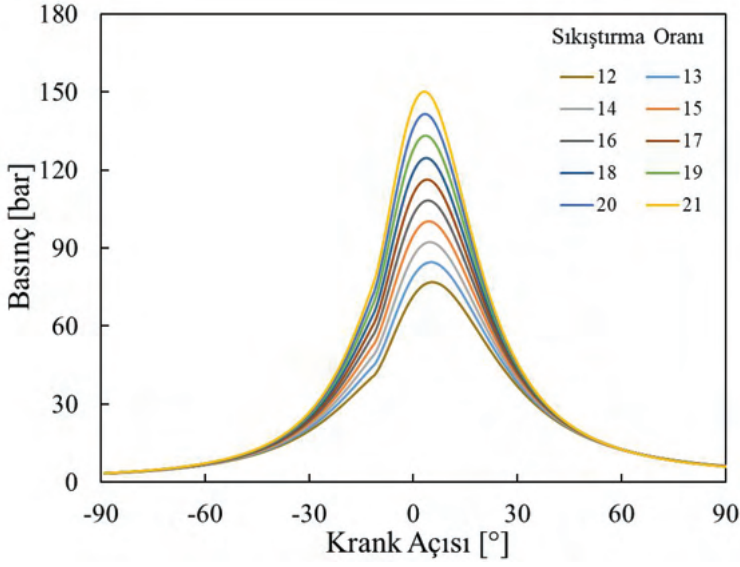
Motor modelinin doğrulama çalışması ardından, motor parametrelerinin yanma ve performansa etkisi incelenmiştir. Şekil 4, yapılan simülasyon çalışmalarının test matrisini göstermektedir. Şeklin ortasındaki mavi kısımdaki değerler mevcut (baseline) durumu ifade etmektedir. Yeşil ve turuncu kısımlar ise parametrik çalışmada kullanılan değerleri ifade etmektedir. Parametrik çalışmalarda, yalnızca bir değer değiştirilerek, bu değerlerin etkisi incelenirken, diğer bütün parametreler sabit tutulmuştur.



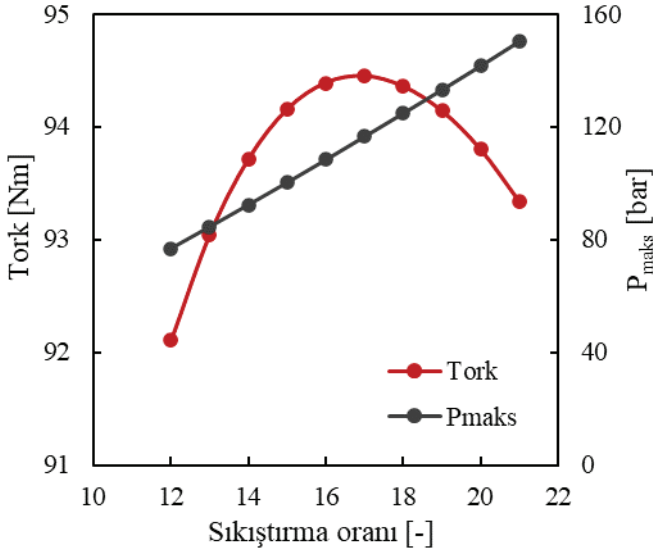
Şekil 4. Simülasyon Çalışmaları İçin Test Matrisi

### 3.2.1 Sıkıştırma Oranının Etkisi

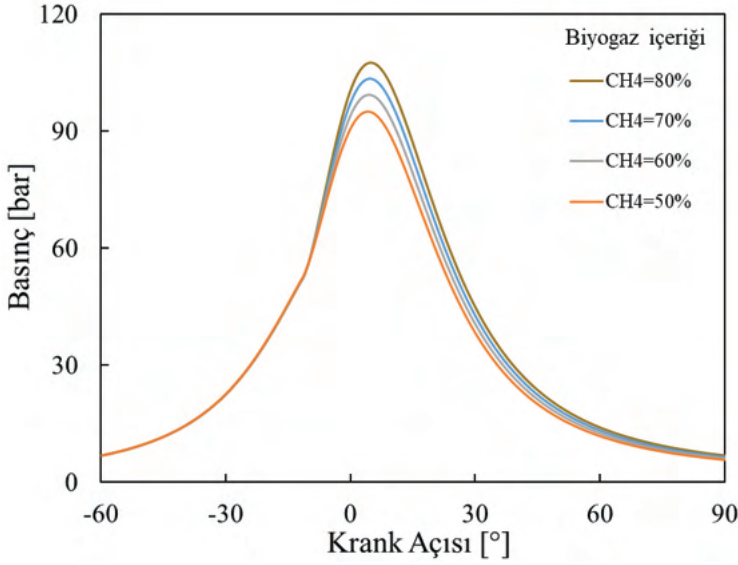
Motor performansının ve yanma etkinliğinin sıkıştırma oranına göre nasıl değiştiği incelendi. Diğer motor parametrelerinin sabit kalırken, sıkıştırma oranı değiştirildi. Motor, 1300 devir/dk hızda çalışırken, yakıt eşdeğerlik oranı 0,3 olarak belirlendi. Şekil 5'te görüldüğü gibi, sıkıştırma oranı arttıkça, silindir içi basınç değeri de yükselmeye başlamaktadır. Sıkıştırma oranı 12 iken maksimum basınç 76,8 bar iken, sıkıştırma oranı 20'ye çıkartıldığında 150,2 bar olmaktadır. Motor gücü, sıkıştırma oranıyla birlikte artarken, bir değerden sonra azalmaya başlamıştır. Bunun en önemli sebebi ise sıkıştırmaya harcanan işin artmasıdır. Tork değeri için de benzer bir karakter ortaya çıkmaktadır. Maksimum tork ise 17 sıkıştırma oranıyla 94,45 Nm olarak elde edilmektedir (Şekil 6). Sıkıştırma oranı 17 iken, güç ve BSFC değeri sırasıyla 17,24 hp ve 182,64 g/kWh'tir (Şekil 7).



Şekil 5. Farklı Sıkıştırma Oranlarına Göre Silindir İçi Basıncın Değişimi

Şekil 6. Farklı Sıkıştırma Oranlarında Tork ve  $P_{maks}$  Değerleri

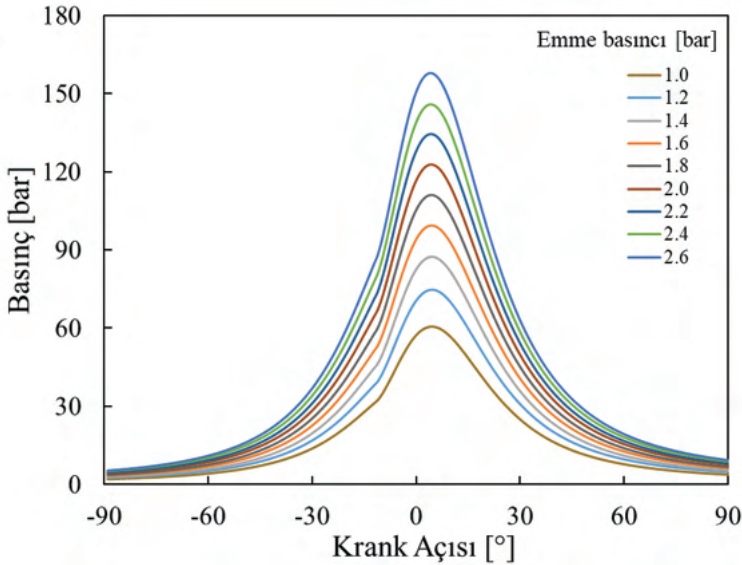




Şekil 7. Farklı Sıkıştırma Oranlarında Güç ve ÖYT Değerleri

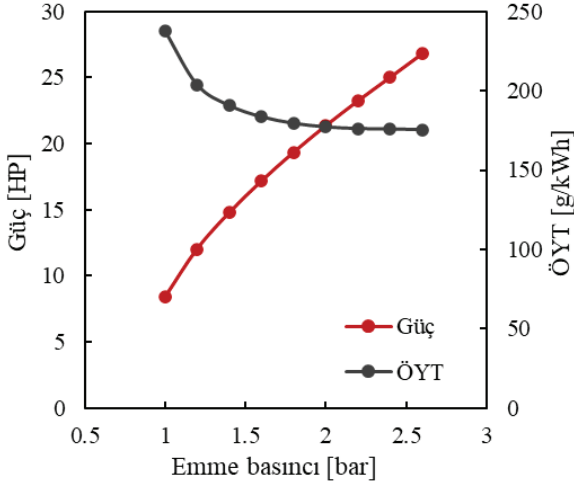
### 3.2.2 Emme Basıncının Etkisi

RCCI motorda emme basıncının etkisi incelenmiştir. Diğer parametreler sabit tutularak, eş değerlik oranı 0,3 olarak belirlenmiştir. Farklı emme basınçların-

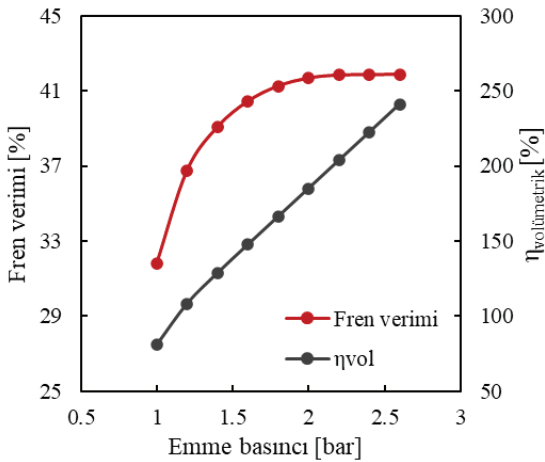


Şekil 8. Farklı Emme Basınçlarına Göre Silindir İçi Basıncın Değişimi

da silindir içi basınç değerinin krank açısıyla değişimi Şekil 8'de verilmektedir. Emme basıncının artmasıyla, silindir içi basınç değerinin arttığı görülmektedir. Şekil 9 ise ÖYT değeri 2,2 ile 2,6 bar arasında 175 g/kWh olarak minimum değerini almaktadır. BTE ise maksimum %41,9 değerine ulaşırken, minimum %31,8 değerine kadar da düşmektedir (Şekil 10). Maksimum BTE 1.8 bar emme basıncından sonra çok fazla artmamaktadır. Buna karşılık silindir içi basınç değeri çok artış göstermektedir.



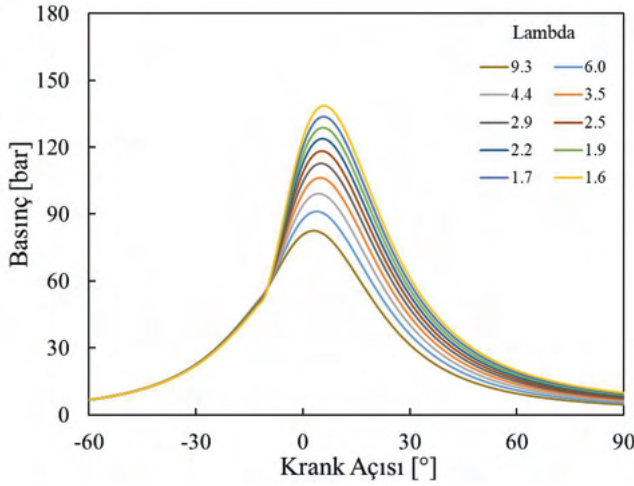
Şekil 9. Farklı Emme Basınçlarında Güç ve ÖYT Değerleri



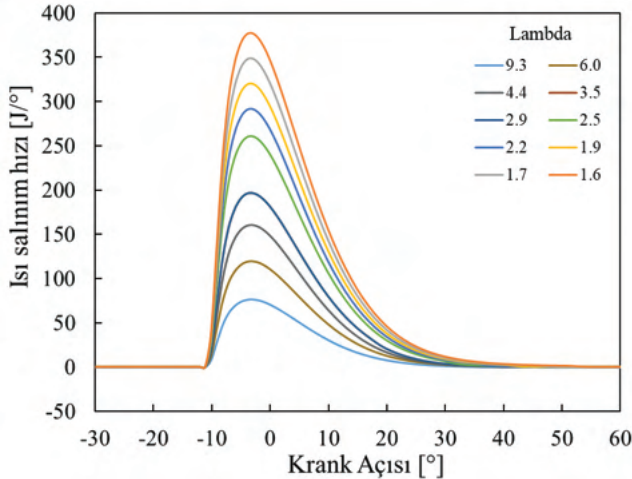
Şekil 10. Farklı Emme Basınçlarında Fren Verimi Ve Volümetrik Verim Değerleri

### 3.2.3 Lambda Sayısının Etkisi

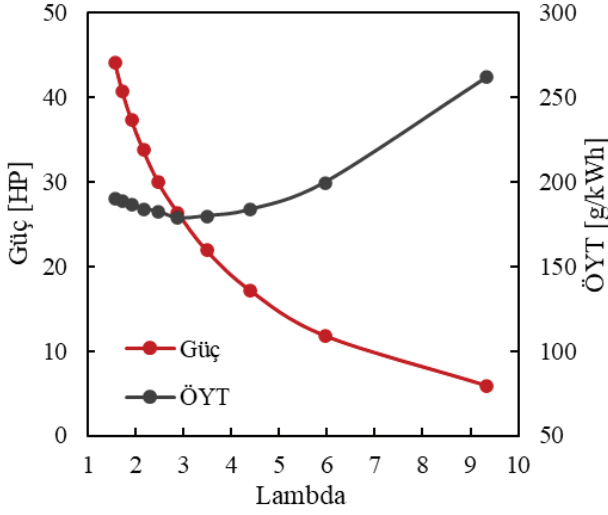
Lambda değeri arttıkça, güç ve tork değerleri de azalmaktadır. Silindir içi basınç ve ısı salınım hızının krank açısına bağlı değişimi Şekil 11 ve 12’de verilmiştir. Lambda değeri azaldıkça silindir içi basınç ve ısı salınım hızı artmaktadır. Şekil 13’te ÖYT değeri, lambda değeri artışıyla bir miktar azalırken, daha sonra artış göstermiştir. ÖYT değerinin en düşük olduğu, lambda değeri 2’dir. Bu lambda değerinde, ÖYT, 178,7 g/kWh’e kadar düşmektedir. Fren verimi değeri ise lambda 2,0-2,5 değerlerinde %41,05 olarak maksimum değerini almaktadır (Şekil 14). Güç ve tork değeri lambda artışıyla düşmektedir.



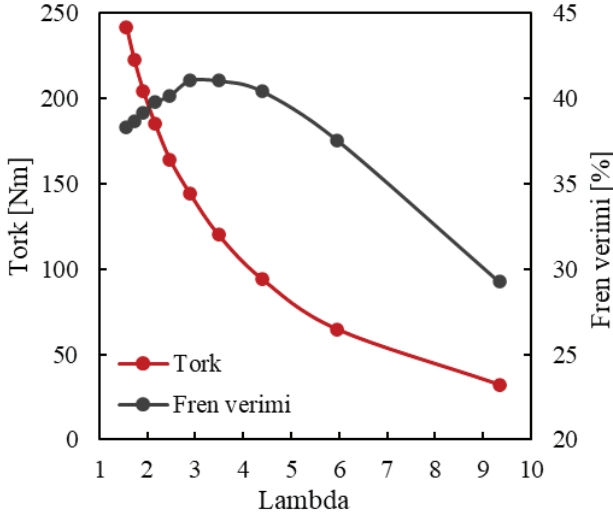
Şekil 11. Farklı Lambdaya Göre Silindir İçi Basıncın Değişimi



Şekil 12. Farklı Lambdaya Göre Isı Salınım Hızının Değişimi



Şekil 13. Farklı Lambda Sayılarında Güç ve ÖYT Değerleri

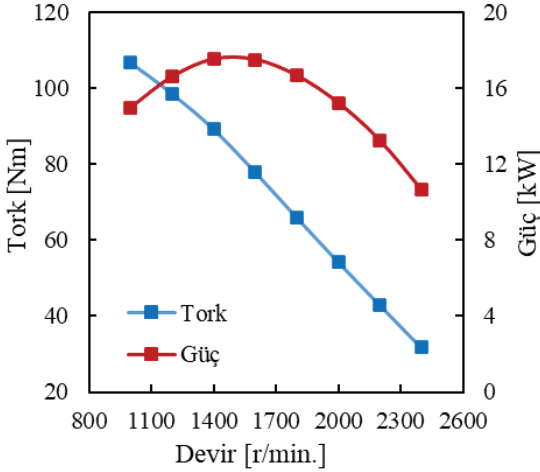


Şekil 14. Farklı lambda Sayılarında Tork Ve Fren Verimi Değerleri

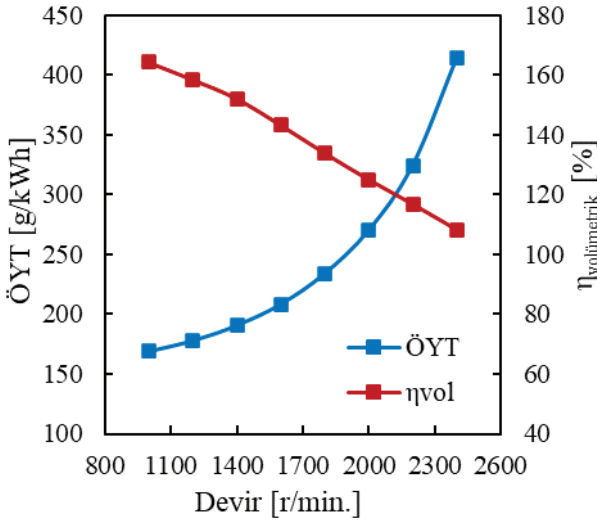
### 3.2.4 Devir Sayısının Etkisi

Farklı devir aralıklarında motorun çalışma performansı incelenmiştir. Motor, 1000 ila 2400 devir/dk. aralığındaki devir sayılarında simüle edilmiştir. Sıkıştırma oranı 14,88 ve yakıt eşdeğerlik oranı 0,3 olarak belirlenirken, maksimum güç 1500 devir/dk.'da alınmıştır. Tork, devir sayısı ile beraber düşmektedir (Şe-

kil 15). ÖYT değeri en düşük değerini 1000 ila 1500 devir/dk. aralığında alır ve yüksek devirlerde artar (Şekil 16).



Şekil 15. Farklı Motor Devirlerinde Tork ve ÖYT Değerleri

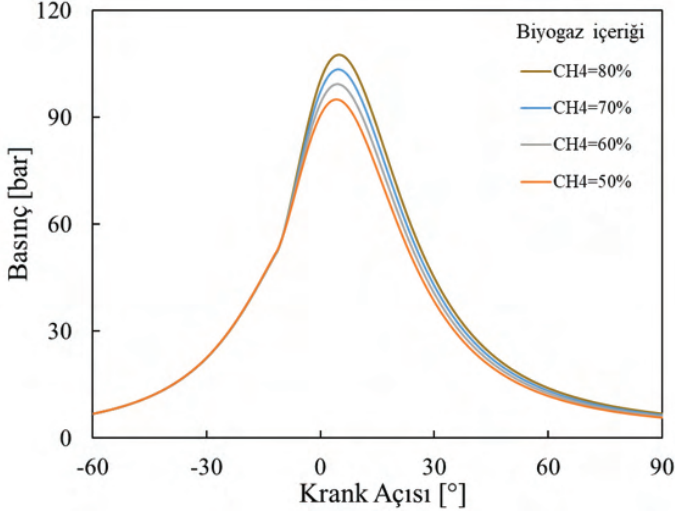


Şekil 16. Farklı Motor Devirlerinde ÖYT ve Volümetrik Verim Değerleri

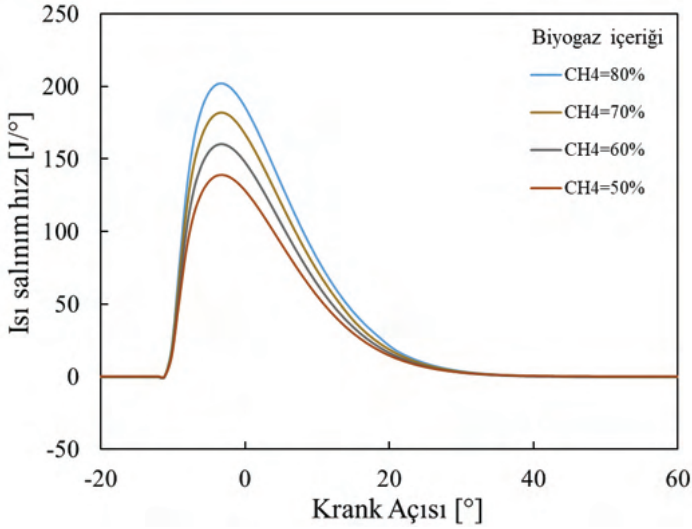
### 3.2.5 Biyogaz Bileşiminin Etkisi

Biyogaz, büyük oranda metan ve karbondioksitten oluşmaktadır. Metan oranı, artması, biyogazın ısıl değerinin artması anlamına gelmektedir. Buna göre, biyo-

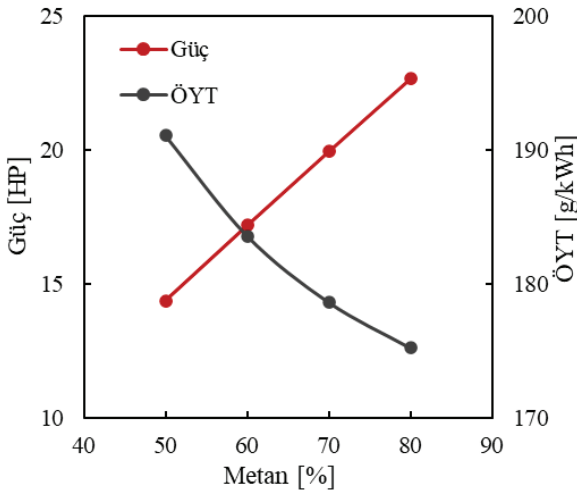
gazdaki metan oranının artması, güç ve torkun artmasına, ÖYT değerinin de azalmasına sebep olmaktadır. Şekil 17'de yüksek metan oranıyla, daha yüksek silindir içi basınç değeri oluşturmaktadır. Metan oranının artmasıyla ısı salınım hızı da artmaktadır (Şekil 18). Metan oranının artışıyla, güç artarken, ÖYT düşmektedir (Şekil 19).



Şekil 17. Farklı Biyogaz Oranlarında Silindir İçi Basıncın Değişimi



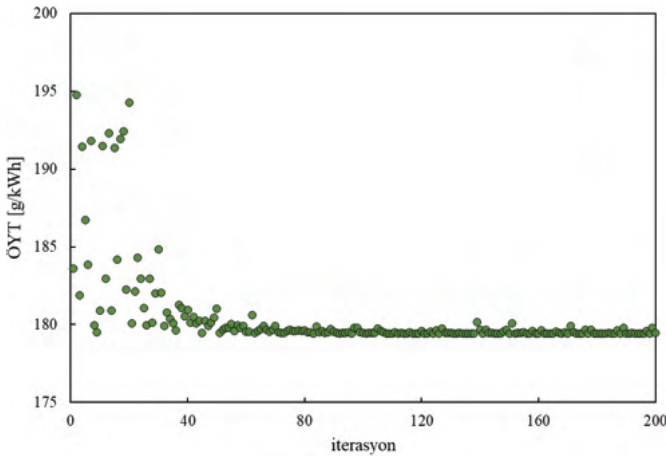
Şekil 18. Farklı Biyogaz Oranlarında Isı Salınım Hızının Değişimi



Şekil 19. Farklı Metan Oranlarında Güç ve ÖYT Değerleri

### 3.3 Supap Zamanlamalarının Optimizasyonu

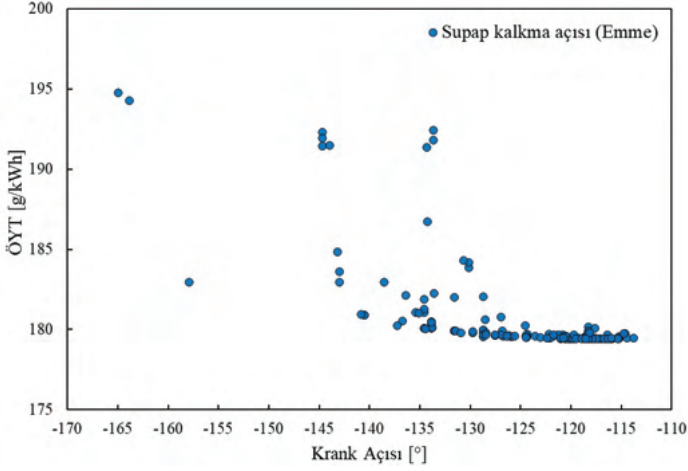
Supap zamanlamalarının motor karakteristiğine uygun olarak tasarlanması, bir motorun verimliliği için kritik öneme sahiptir. Bu amaçla, NSGA-II yöntemi kullanılarak supapların açılma ve kapanma zamanları en yüksek verimi ve en düşük ÖYT değerini elde etmek için optimize edilmiştir. Toplamda 200 farklı senaryo çözülmüştür ve sonuçlar 80. iterasyondan sonra minimum ÖYT değerini elde etmiş, 200. iterasyona kadar çok fazla değişim göstermemiştir (Şekil 20).



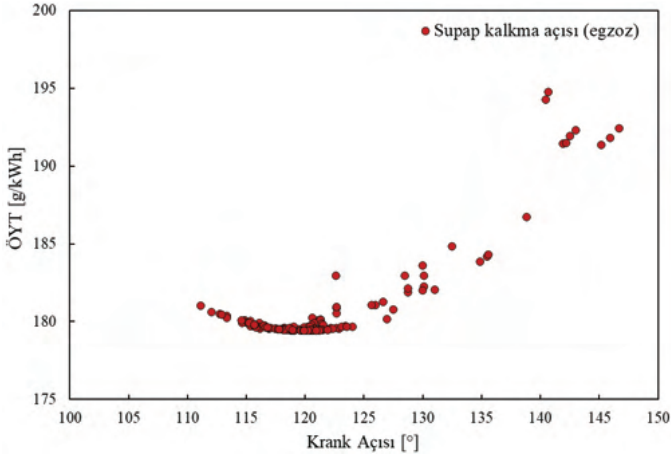
Şekil 20. Yapılan İterasyonlar Boyunca Özgül Yakıt Tüketimi Değerinin Değişimi

Emme ve egzoz supabının farklı değerlerine göre, özgül yakıt tüketiminin değişimi

mi, Şekil 21 ve 22’de görülmektedir. Yapılan optimizasyon çalışmasında, genetik algoritma emme supabı için  $60^\circ$  krank açılık aralığı tararken, egzoz supabı için  $40^\circ$  krank açılık aralık tarayarak, optimum değeri bulmayı hedeflemiştir. Emme ve egzoz supabının zamanlamalarına bağlı olarak, ÖYT değeri  $180 \text{ g/kWh}$  ile  $195 \text{ g/kWh}$  arasında değişmektedir. Emme supabının kapanma açısı üst ölü noktadan önce  $125^\circ$  ile  $115^\circ$  krank açısı değerinde, ÖYT değeri minimum değerini almaktadır. Egzoz supabının açılma açısı üst ölü noktadan sonra  $115^\circ$  ile  $120^\circ$  krank açısında, ÖYT değeri minimum değeri almaktadır.



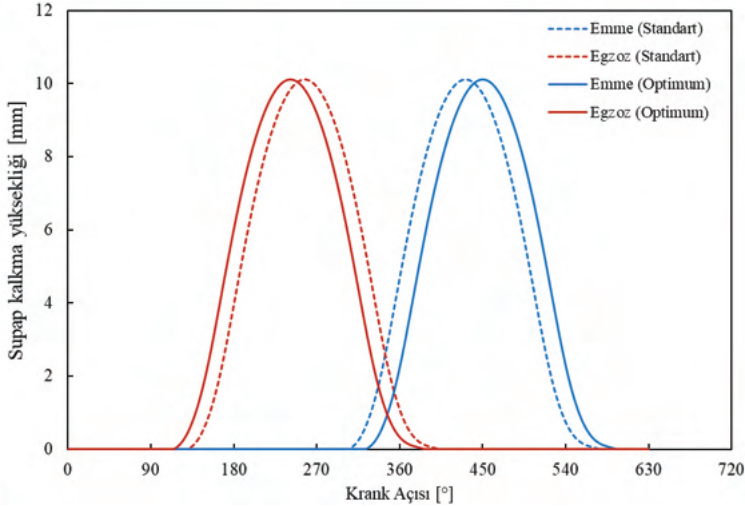
Şekil 21. Özgül Yakıt Tüketimi Değerinin Emme Supabı Kapanma Açısına Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 22. Özgül Yakıt Tüketimi Değerinin Egzoz Supabı Açılma Açısına Bağlı Olarak Değişimi



Emme supabı kapanma açısı, üst ölü noktadan  $124,4^\circ$  önce olarak ayarlandığında ve egzoz supabı açılma açısı, üst ölü noktadan  $114,5^\circ$  sonra olarak ayarlandığında optimum zamanlamalar olmaktadır. Mevcut ve Optimum durumlarda krank açısına bağlı supap kalkma yüksekliği değerleri Şekil 23'te gösterilmiştir.

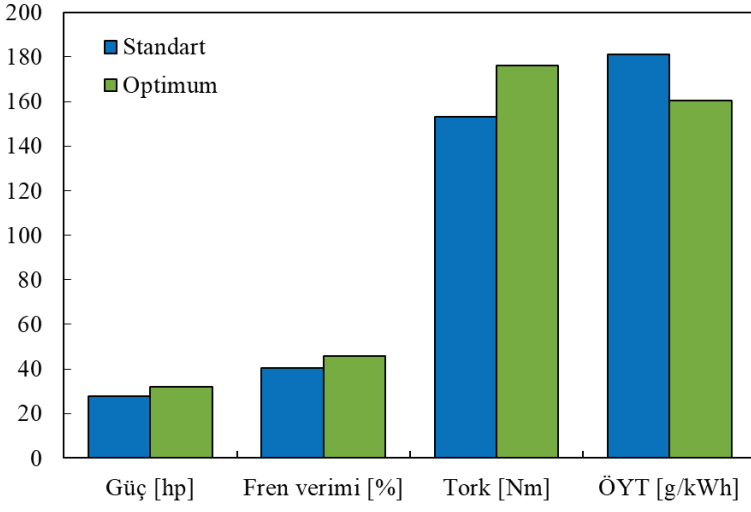


Şekil 23. Mevcut ve Optimum Durumlarda Krank Açısına Bağlı Supap Kalkma Yüksekliği Değerleri

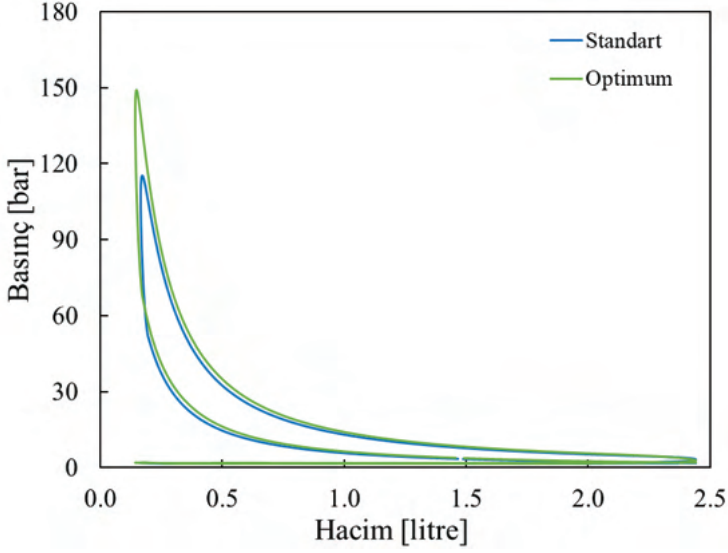
### 3.4 Optimize Edilmiş Motorun Nihai Simülasyon Sonuçları

Yapılan çalışmalara göre, supap zamanlamaları optimize edilmiştir. Sıkıştırma oranı 17 değeri seçilmiştir. Emme basıncı 1,8 bar olarak ayarlanmıştır. Optimum ve standart durumun güç, BTE, tork ve ÖYT değerleri Şekil 24'te karşılaştırılmıştır. Yapılan bu çalışmalara göre, optimum durumda, motor güç ve tork değeri %15,1 oranında artmıştır. Fren verimi değeri ise %12,7 oranında artmış ve ÖYT değeri %11,3 oranında azalmıştır.

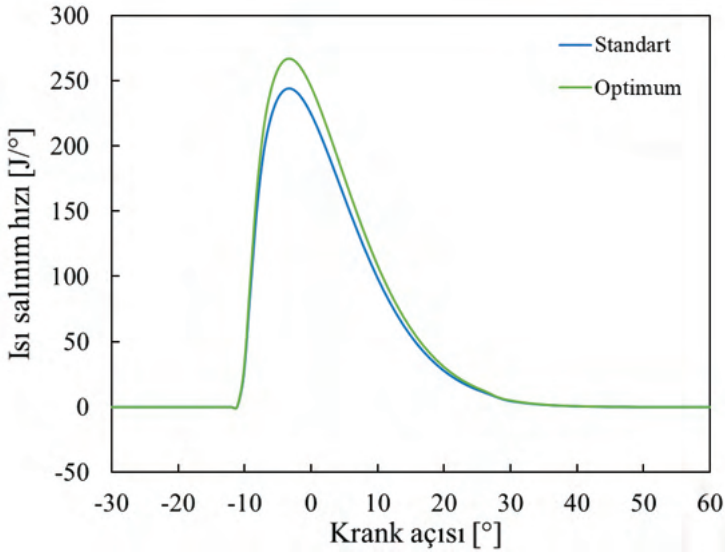
Optimum ve standart durumunun silindir içi basınç, hacim grafiği Şekil 25'te görülmektedir. Maksimum basıncın yükselmesiyle birlikte, güç değerine olumlu etki yapmıştır. Buna göre, yanmanın iyileşmesiyle, ısı yayılma hızının arttığı görülmektedir (Şekil 26).



Şekil 24. Mevcut ve Optimum Durumun Güç, Verim, Tork ve ÖYT Değerlerinin Karşılaştırılması



Şekil 25. Mevcut ve Optimum Durumun Silindir İçi Basınc Karşılaştırılması



Şekil 26. Mevcut ve Optimum Durumun Isı Salınım Hızının Karşılaştırılması

#### 4. Sonuçlar ve Öneriler

Bu çalışmada, biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorun performansı, sanki boyutlu model kullanarak değerlendirildi. Bu model deneysel verilerle doğrulandı. Simülasyon sonuçlarına göre biyogazın lambda sayısı, motor devir sayısı, sıkıştırma oranı ve emme basıncı gibi faktörlerin motor performansına etkisi araştırıldı. Biyogazın bileşimi de motor performansına etkileri incelendi. Supapların açılma ve kapanma açıları NSGA-II yöntemiyle, reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motor kavramına uygun olarak optimize edildi. Simülasyon çalışmalarının sonuçlarına göre:

- Test motorunda maksimum güç ve tork, sıkıştırma oranı 17 ile elde edildi. Bu değer motorun maksimum verimle çalıştığı değerdir.
- Maksimum verim, emme basıncı 2,6 bar ile sağlandı ancak bu değerde silindir içi maksimum basınç oldukça artmaktadır.
- Biyogazın lambda değeri 4 civarında minimum ÖYT değeri elde edildi.
- 1500 devir/dk civarında maksimum güç ve minimum ÖYT değeri elde edildi.
- Yakıt bileşeninde metan oranı arttıkça motor gücü artmaktadır.
- Optimizasyon çalışmaları sonucunda optimum motor parametreleri belirlendi ve motor güç ve tork değeri %15,1 arttı.
- ÖYT değeri %11,3 azaldı ve fren verimi değeri %12,7 arttı.

Biyogaz reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorlar, düşük emisyon ve yüksek verim potansiyeli ile umut vericidir. Biyogaz, yenilenebilir enerji kaynağı olarak, reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılabilir.

Gelecek çalışmalarda, elde edilen optimum parametreler hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri ile irdelenebilir ve daha yüksek verimli ve daha düşük emisyonlu motor geliştirilmesi sağlanabilir. Bu tür motorlar, ayrıca, jeneratör ve yol dışı amaçlar için kullanılabilir.

### Kaynakça

- Aghahosseini, A., Solomon, A.A., Breyer, C., Pregger, T., Simon, S., Strachan, P. ve Jäger-Waldau, A. (2023). Energy system transition pathways to meet the global electricity demand for ambitious climate targets and cost competitiveness. *Applied Energy*, 331, 120401. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120401>
- Alptekin, E., Şanlı, H. ve Çanakçı, M. (2022). Effects of Biodiesel Fuels Produced from Vegetable Oil and Waste Animal Fat on the Characteristics of a TDI Diesel Engine. *European Journal of Technic*. 12(1) 36–42 Doi: <https://doi.org/10.36222/ejt.1013758>
- Alrbai, M., Ahmad, A. D., Al-Dahidi, S., Abubaker, A. M., Al-Ghussain, L., Hayajneh, H. S. ve Akafuah, N. K. (2022). Effect of hydrogen sulfide content on the combustion characteristics of biogas fuel in homogenous charge compression ignition engines. *Case Studies in Thermal Engineering*, 40, 102509. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102509>
- Atılğan, S. ve Yılmaz, A. (2021). Mardin İlinin Hayvansal Gübre Kaynaklı Biyogaz Potansiyelinin Belirlenmesi. *Mühendis ve Makina*. 62 (704), 429–445 Doi: <https://doi.org/10.46399/muhendismakina.874857>
- Çelik, T. (2022). *Biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motorun modellenmesi ve çalışma parametrelerinin optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi). Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Batman.
- Chaudhari, V.D. ve Deshmukh, D. (2022). Fuel flexibility study of various fuels with charge dilution and high compression ratio for medium-load operating RCCI engine. *Fuel*, 310, 122163. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122163>
- Dalha, I. B., Said, M. A., Abdul Karim, Z. A. ve El-Adawy, M. (2021). Effects of port mixing and high carbon dioxide contents on power generation and emission characteristics of biogas-diesel RCCI combustion. *Applied Thermal Engineering*, 198, 117449. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaling.2021.117449>

- Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S. ve Meyarivan, T. (2002). A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. Doi: <https://doi.org/10.1109/4235.996017>
- Ebrahimi, M., Najafi, M., Jazayeri, S. A. ve Mohammadzadeh, A. R. (2018). A detail simulation of reactivity controlled compression ignition combustion strategy in a heavy-duty diesel engine run on natural gas/diesel fuel. *International Journal of Engine Research*, 19(7), 774–789. Doi: <https://doi.org/10.1177/1468087417730486>
- Gamma Technologies. (2016). GT-Suite Engine Performance Application Manual. Westmont, USA: Gamma Technologies: [www.gtisoft.com](http://www.gtisoft.com)
- Işık, M. Z. ve Aydın, H. (2016). Analysis of ethanol RCCI application with safflower biodiesel blends in a high load diesel power generator. *Fuel*, 184, 248–260. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.07.017>
- Karaca, C. (2017). Hatay İlinin Hayvansal Gübre Kaynağından Üretilen Biyogaz Potansiyelinin Belirlenmesi. *Mustafa Kemal Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, 22(1), 34–39.
- Koç, E. ve Kaya, K. (2015). Enerji Kaynakları–Yenilenebilir Enerji Durumu. *Mühendis ve Makina*, 56(668), 36–47. Doi: <https://dergipark.org.tr/en/doi/10.36222/ejt.823439>
- Koç, M. A. ve Şener, R. (2021). Prediction of emission and performance characteristics of reactivity-controlled compression ignition engine with the intelligent software based on adaptive neural-fuzzy and neural-network. *Journal of Cleaner Production*, 318, 128642. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.128642>
- Mahla, S. K., Ardebili, S. M. S., Sharma, H., Dhir, A., Goga, G. ve Solmaz, H. (2021). Determination and utilization of optimal diesel/n-butanol/biogas derivation for small utility dual fuel diesel engine. *Fuel*, 289, 119913. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119913>
- Mahmoodi, R., Yari, M., Ghafouri, J. ve Poorghasemi, K. (2021). Effect of reformed biogas as a low reactivity fuel on performance and emissions of a RCCI engine with reformed biogas/diesel dual-fuel combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(30), 16494–16512. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.09.183>
- Medina, A., Curto-Risso, P. L., Hernández, A. C., Guzmán-Vargas, L., Angulo-Brown, F. ve Sen, A. K. (2014). Thermodynamic Optimization to Cyclic Variability: *Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines*. Londra: Springer Nature.

- Nabi, M. N., Rasul, M. G. ve Brown, R. J. (2019). Influence of diglyme addition to diesel-biodiesel blends on notable reductions of particulate matter and number emissions. *Fuel*, 253, 811–822. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.05.072>
- Reitz, R. D. ve Duraisamy, G. (2015). Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 12–71. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2014.05.003>
- Savcı, İ. H., Şener, R. ve Duman, İ. (2022). A study of signal noise reduction of the mass air flow sensor using the flow conditioner on the air induction system of heavy-duty truck. *Flow Measurement and Instrumentation*, 83(1), 102121. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2022.102121>
- Şener, R. (2022). Numerical Investigation of Ducted Fuel Injection Strategy for Soot Reduction in Compression Ignition Engine. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 15(2), 475–489. Doi: <https://doi.org/10.47176/jafm.15.02.33088>
- Şener, R. (2021). Homojen Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorda Supap Profili Optimizasyonu. *International Journal of Advances in Engineering and Pure Sciences*, 33(3), 478–486. Doi: <https://doi.org/10.7240/jeps.895951>
- Şener, R. (2022). Ducted fuel injection: Numerical study of soot formation and oxidation using detailed soot modeling approach in a compression ignition engine at different loads. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44(1), 45. Doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-021-03356-z>
- Walker, N. R., Wissink, M. L., DelVescovo, D. A. ve Reitz, R. D. (2015). Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME*, 137(4), 1–7. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.4030110>
- Wang, W., Fan, L. W. ve Zhou, P. (2022). Evolution of global fossil fuel trade dependencies. *Energy*, 238, 121924. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121924>
- Wang, X., Qian, Y., Zhou, Q. ve Lu, X. (2016). Modulated diesel fuel injection strategy for efficient-clean utilization of low-grade biogas. *Applied Thermal Engineering*, 107, 844–852. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.appltherm.2016.07.057>
- Yoon, W. ve Park, J. (2019). Parametric study on combustion characteristics of virtual HCCI engine fueled with methane–hydrogen blends under low load conditions. *International Journal of Hydrogen Energy*. 44(29) 15511–15522 Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.137>



## ELEKTRİKLİ ARAÇLARIN MENZİL SORUNU ÇÖZÜMÜNDE ÖNEMLİ BİR TASARIM: ELEKTROMEKANİK REJENERATİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Doğukan TUNCER<sup>1</sup>, Eylem YILMAZ ULU<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup> Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Denizli,  
ORCID No : <http://orcid.org/00000-0001-8860-1377>

<sup>2</sup> Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Denizli  
ORCID No : <https://orcid.org/0000-0001-6257-9845>

### Anahtar kelimeler

### Öz

*Rejeneratif, süspansiyon, enerji, menzil, elektrikli araç, hibrit, batarya*

*Binek otomobillerde kullanılan pasif süspansiyon sistemleri eski bir teknoloji olmasına karşın maliyet, hafiflik, basitlik ve verimlilik faktörleri göz önüne alındığında tercih edilmeye devam etmektedir. Elektrikli ve hibrit araçların teknolojileri, batarya ve şarj teknolojileriyle doğrudan bağlantılı olan menzil parametresi odaklı geliştirilmektedir. Rejeneratif fren sistemleri ile, menzil az da olsa artırılabilirken süspansiyon sistemini rejeneratif sisteme dönüştürerek menzil artışına daha fazla katkı sağlanabilmektedir. Bu makalede pasif süspansiyon sistemine ek olarak monte edilecek bir elektromekanik rejeneratif mekanizma ile motordan rejeneratif DC (doğru akım) elektrik enerjisi elde edebilen bir modül tasarlanmış ve hazırlanan prototip teorik olarak incelenmiştir. Tasarlanan süspansiyon modülü; lineer hareketi, mekanik tip dönüşüm ve hız artırma mekanizmaları ile tek yönlü dönel harekete dönüştürerek bir kaplin vasıtasıyla 12V 72W DC motora aktarma yoluyla motordan rejeneratif DC elektrik enerjisi elde edilmesini sağlamıştır. Prototip için ABS 740 High Impact malzeme tercih edilmiş ve 3D yazıcı ile üretimi gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma, taşıt süspansiyon sistemlerini daha verimli ve sürdürülebilir hale getirmeye yönelik inovatif bir yaklaşım sunarak, ulaşım ihtiyaçlarını daha uzun menzille ve enerji verimliliği ile karşılamayı amaçlamaktadır.*

\* [eyilmaz@pau.edu.tr](mailto:eyilmaz@pau.edu.tr)  
doi : 10.46399/muhendismakina.1343067

---

## A CRUCIAL DESIGN FOR SOLVING THE RANGE ISSUE IN ELECTRIC VEHICLES: ELECTROMECHANICAL REGENERATIVE SUSPENSION SYSTEM

---

---

### Keywords

*Regenerative, suspension, energy, range, electric vehicle, hybrid, battery*

### Abstract

*Despite being based on older technology, passive suspension systems used in passenger cars continue to be preferred due to factors such as cost, lightweight design, simplicity, and efficiency. The technologies of electric and hybrid vehicles are being developed with a direct focus on battery and charging technologies, specifically centered around the parameter of range. While regenerative braking systems can contribute to a minor increase in range, the conversion of the suspension system into a regenerative system can provide even greater contributions to extending the range. In this article, a module has been designed that can obtain regenerative DC (direct current) electrical energy from a motor through the integration of an electromechanical regenerative mechanism, in addition to the passive suspension system. The designed suspension module converts the linear motion into unidirectional rotary motion with mechanical type conversion and speed increase mechanisms and transfers it to a 12V 72W DC motor via a coupling to obtain regenerative DC electrical energy from the motor. ABS 740 High Impact material was preferred for the prototype and production was carried out with a 3D printer. A prototype has been prepared and theoretically examined. This study presents an innovative approach to making vehicle suspension systems more efficient and sustainable, aiming to meet transportation needs with an extended range and improved energy efficiency.*

---

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 14.08.2023

Kabul Tarihi : 15.09.2023

Research Article

Submission Date : 14.08.2023

Accepted Date : 15.09.2023

---



## **Extended Abstract**

### **Introduction/Background**

In today's automotive industry, passive suspension systems, despite being based on older technology, are still preferred and considered successful structures due to factors such as cost, lightweight design, simplicity, and efficiency. These systems have gained significance in the context of the development of electric and hybrid vehicles, as they play a crucial role in the parameter of range, which is closely tied to battery and charging technologies. Regenerative braking systems contribute to range improvement, and there is potential in converting the suspension system into a regenerative structure to achieve greater energy recovery. In this context, the article aims to design a regenerative mechanism to convert the kinetic energy of the suspension system into electrical energy from mechanical energy. This approach offers the potential to enhance range and energy efficiency by effectively utilizing energy obtained from vehicles. The research's objective is to explore this important aspect of vehicle technology as a means to promote sustainable transportation. This innovative approach stands out as a promising step towards enhancing the performance and sustainability of electric and hybrid vehicles.

### **Objectives/Research Purpose**

The conducted study encompasses the integration of a regenerative suspension module into passive suspension systems, followed by an exploration of its advantages and disadvantages, and subsequently delves into the theoretical and practical investigation of the conversion of mechanical energy to electrical energy. Additionally, the study examines critical factors such as the range and charging efficiency of electric and hybrid vehicles to assess the contributions of regenerative systems in this realm. Supported by theoretical calculations and equations, as well as a review of relevant literature, the design provides insights into the effects of the regenerative module components on the system. In this context, this research presents an innovative approach to making vehicle suspension systems more efficient and sustainable, with the aim of addressing the transportation needs of the future.

### **Methods/Methodology**

The methodology employed in this article commences with a comprehensive design and production process of an electromechanical regenerative suspension module, grounded in a literature review and an examination of existing designs. In the design phase, a novel approach is adopted, utilizing gear mechanisms for motion-type conversion. The linear motion of the suspension is converted into rotary motion using a rack-and-pinion mechanism, and this motion is further transformed through a circular mechanism to obtain electrical power from a motor. To assess the design's physical feasibility and performance, a prototype is manufactured using 3D printing technology. Material selection and weight measurements provide crucial insights into the structural integrity and efficiency of the prototype. Furthermore, regenerative power generation is achieved by employing the motor as a generator. This study comprehensively covers the process from the theoretical design of the electromechanical regenerative suspension module to prototype production. The obtained results illuminate how the design functions in the real world and shed light on potential application areas.

## Results/Findings

This study comprehensively addresses the design of a regenerative suspension module developed based on the commonly used MacPherson suspension structure in the modern automotive industry. Nowadays, vehicle suspension systems are designed to adapt to road surfaces, enhance driving comfort, and optimize road grip. According to the results of the literature review, such suspension systems typically operate within the frequency range of 0-12 Hz and displacement range of 0-25 mm. The assembly during the prototype phase confirmed that the forward and backward movement of the rack-and-pinion gear smoothly corresponds to the same direction of movement of the motor connection coupling. However, when the DC motor is used as a generator, it was found that energy production based on bidirectional motor movement reduces efficiency.

Through literature review and theoretical calculations, it was concluded that unidirectional and constant-speed movement provides higher efficiency in terms of electricity generation. The motor chosen in the design theoretically generates 72W of electrical power based on calculations under maximum operating conditions. The designed regenerative suspension module is aimed at maximizing the mechanical efficiency of the DC motor by providing continuous unidirectional movement. This approach enhances energy production efficiency of the motor while minimizing the energy loss caused by bidirectional movement. Unlike other studies in the literature, this design supports continuous energy generation and utilization.

In conclusion, this study stands out by emphasizing the provision of unique unidirectional movement specific to the suspension module, highlighting the transformation of traditional automotive suspension systems into an innovative approach that contributes to energy conversion and utilization. The design can be seen as an important step in achieving energy efficiency and sustainability goals in the future of the automotive industry.

## Discussion and Conclusions

To accurately calculate the real electrical power generated by the design and the actual system efficiency values, an experimental setup should be established for conducting measurements and tests on a physical quarter-scale vehicle model. Mechanical analyses and experiments are necessary to ensure the system's strength and its ability to operate under maximum conditions with an appropriate safety factor. Additionally, conducting mechanical analyses and experiments is essential for the system's strength and its ability to function effectively under maximum conditions while maintaining an appropriate safety factor.

## 1. Giriş

Küresel ısınma problemi her geçen gün tüm dünyada artmakta olan büyük bir sorun halindedir. Bu sorunun kaynağının araştırılması ve çözüm önerileri her geçen gün yoğunlaşmaktadır. Küresel ısınmanın başlıca sebeplerinden birisi olarak enerji üretimi ve kara taşıtlarının kullanılmasından kaynaklı karbondioksit emisyonları gösterilmektedir. Her geçen gün artan insan nüfusu dolayısıyla enerji ihtiyacı artmakta ve ulaşım sorunları oluşmaktadır. Ulaşım sektöründe karayolu taşımacılığı, en yoğun karbondioksit emisyonunun olduğu sektör olarak belirlenmiştir (Soruşbay, 2007).

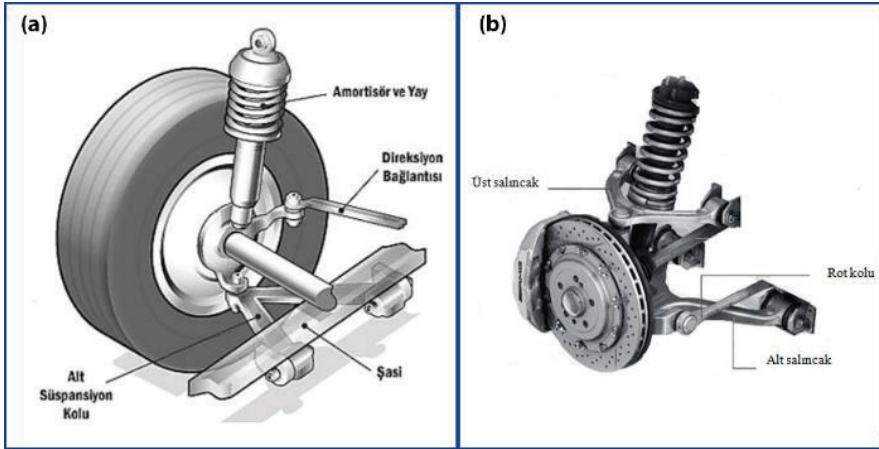
Giderek artan küresel ısınma, fosil yakıt rezervlerinin tükenmesi ve iklim değişikliklerinin gözle görülür şekilde yaşanmasından dolayı tüm gelişmiş dünya ülkeleri elektrikli ve hibrit araçların üretimine büyük yatırımlar yaparak 2025 hedefi belirlemişlerdir. Belirlenen hedefe ulaşılabilirse, 2025 yılında tüm otomobil segmentlerinde en az bir adet elektrikli veya hibrit araç üretiminin gerçekleştirilmiş olması ve piyasaya sürülmüş olması sağlanacaktır. İçten yanmalı motora sahip taşıtların gün geçtikçe yasaklanması ve elektrikli veya hibrit sistemli taşıtların üretiminin artması sayesinde kara ulaşımındaki karbondioksit emisyonları hatırı sayılır şekilde azalma göstermiştir (Singh S., Kulshrestha, M.J., Rani, N., Kumar, K., Sharma, C. & Aswal, D.K., 2023) (Uçarol ve diğ., 2007).

“Enerji yoktan var edilemez varken yok edilemez, ancak bir formdan başka bir forma dönüştürülebilir.” yasası, Termodinamiğin 1’inci yasasıdır. Buradan hareketle bir sistemde harcanan enerji, bazı yardımcı sistemlerle geri kazanılabilmektedir. Bu sistemlere rejeneratif, enerji geri kazanım sistemleri veya enerji hasadı sistemleri isimlendirmeleri yapılmaktadır. Taşıtlarda rejeneratif enerji üretim sistemi olarak en popüler, rejeneratif fren sistemi örnek olarak gösterilebilmektedir (Çengel ve Boles, 2014; Mehta ve Sukhadia, 2020).

Gelişen teknoloji ile atık enerjilerin dönüştürülerek verimli halde kullanılmasına yönelik sistemler geliştirilmektedir. Bu sistemlerden bir tanesi de rejeneratif süspansiyon sistemidir. Taşıt tekerleği yol durumundan kaynaklı sürekli kinetik enerjiye sahiptir. Bu kinetik enerji frekans ile ilişkilendirilerek Hz cinsinden ifade edilmekte ve süspansiyon sistemine aktarılmaktadır. Süspansiyon sistemine aktarılan enerji damper ve yay üzerinde absorbe edilerek (süspansiyon parçaları üzerinde ısı enerjisine dönüştürülerek) taşıt şasesine azaltılmış kinetik enerji olarak iletilmektedir. Kinetik enerji azaltma işlemi asıl olarak enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi sayesinde gerçekleşmektedir. Termodinamiğin 1’inci yasasında belirtildiği gibi, söz konusu sistemde enerji yok edilmemekte, dönüştürülmektedir. Fakat süspansiyon sistemi parçaları üzerinde ısıya dönüştürülen ve taşıt veriminde olumsuz etki yapan ısı enerjisi, faydalı kinetik enerji olarak dönüştürüldüğünde rejeneratif enerji olarak kullanılabilir (Okuturlar, 2018).

Süspansiyon sistemine ek bir modül ile veya direkt olarak süspansiyon sistemi olarak kullanılacak şekilde tasarlanan rejeneratif süspansiyon sistemleri mevcuttur. Otomotiv mühendisliğinin zor aşılacak kısımlarından olan ağırlık sorunu bu sistemde de karşımıza çıkmaktadır (Cao, Song ve Ahmadian, 2011).

Şekil 1.1'de yapısını gördüğümüz süspansiyon sistemi, taşıtlar için vazgeçilmez bir sistemdir. Özellikle firmalar arası rekabetin arttığı ve konfor parametresinin her geçen gün daha önemli hale geldiği otomotiv sektöründe süspansiyon sistemleri büyük rol oynamaktadır. Ayrıca yol tutuşu, tekerleklerin zemin ile araç şasesi arasında mükemmel bir dengede çalışabilmesi, yol durumundan kaynaklı titreşimlerin hızlı cevaplanarak ve absorbe edilerek yolculara ve taşıt askı donanım sistemlerine aktarılmaması süspansiyon sisteminin en önemli görevlerindedir (Okuturlar, 2018).



Şekil 1.1. Macpherson Süspansiyon Yapısı (a) (Okuturlar, 2018). Çift Salıncaklı (Double Wishbone) Süspansiyon Yapısı (b) (Putgül ve Altıparmak, 2015)

Yapılan araştırmalara göre, elektrikli araçlar için menzil ve şarj verimliliği önemli parametrelerdir. Günümüz teknolojisi ile üretilebilen bataryalar ve sistemler ile belli bir menzil ve şarj verimliliği değeri elde edilmekte, fakat alışılmış trafik kültürüne adaptasyonu sağlanamamaktadır. Bunun için rejeneratif sistemler üzerinde yapılan çalışmalar yoğunlaşmıştır. Bu makaledeki sistem, harici bir modül ile konvansiyonel süspansiyonlara takılabilecek şekilde tasarlanan rejeneratif süspansiyon modülüdür ve yol durumundan kaynaklı tekerleğe ve oradan da süspansiyona aktarılan kinetik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesini amaçlamaktadır. Bu sayede, rejeneratif süspansiyon modülü ile menzil ve şarj verimliliğinin artırılması, tasarımın çeyrek taşıt modeli üzerinde hesaplama ve analizlerinin yapılması ve test düzenekleri ile doğrulanması amaçlanmaktadır.

Elektromekanik rejeneratif süspansiyon modülü tasarımı çalışması (araştırma ve yayın etiğine uygun olarak); menzil ve şarj verimliliği parametrelerini arttırmaya yönelik A segment, B ve HB Hatchback, sedan, lüks spor, SUV, minivan ve hafif ticari segmentlerindeki elektrikli ve hibrit otomobil modelleri üzerinde kullanılmak üzere tasarım yapılmasını kapsamaktadır.

Rejeneratif süspansiyon sistemleri ile ilgili olarak yapılan birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların birçoğu elektromekanik bazlı sistemler olup elektrohidrolik ve elektro pnömatik olarak tasarlanan sistemler de bulunmaktadır.

Elektromanyetik motorlar öncelikle sönümleyici olarak kullanılmış daha sonra elektromanyetik damperler üzerine birçok çalışma ve araştırma yapılmıştır. Temel prensipte lineer hareket eden mıknatıs veya bobinden oluşan bir milin etrafında indükleme sağlayacak sabit bobin veya mıknatıs çiftinden oluşan elektromanyetik damperler, mekanik kayıpların az olması sebebiyle yüksek verimli sistemler olarak görülmüştür. Fakat daha sonra ağırlık parametresi göz önünde bulundurulduğunda, sistem veriminin düşük olduğu keşfedilmiştir. Lineer elektromanyetik motorlar, titreşimden kaynaklı kinetik enerjiyi indükleme yoluyla elektrik enerjisine dönüştüren basit ve etkili sistemlerdir (Abdelkareem ve diğ., 2018).

Suda ve Shiiba (2007), lineer hareketi döner harekete çevirerek DC motoru tahrik eden ve DC motordaki manyetik alan zorlanmasını kullanarak aktif bir süspansiyon sistemi üzerinde çalışmışlardır.

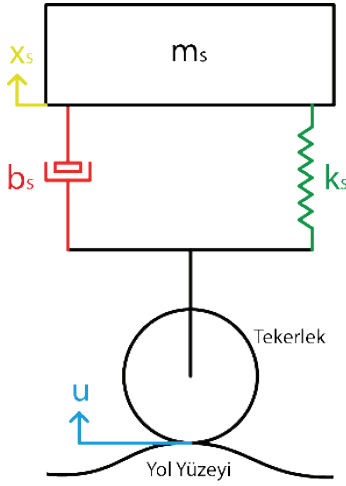
Zuo ve diğ. (2010) lineer elektromanyetik rejeneratif süspansiyon sistemi prototipi geliştirerek test sonuçlarını yayınlamışlardır. Çalışma sonuçlarına göre sabit bobinden 0,25-0,5m/s süspansiyon hızlarında 16-64W güç değeri elde edilmiştir.

Sapinski ve Krupa'nın (2013) yaptığı bir çalışmada, doğrusal bir manyetik sönümleyici tasarımı görülmektedir. Zuo ve diğ.(2010)'nin yaptığı tasarıma benzer bir tasarım mevcut olup, 3 fazlı bobin yapısı ile rejeneratif enerji kazanımı sağlanmaktadır. Daha çok teorik analizlere yer verilen çalışmada neodyum mıknatıslar kullanılmış ve indüksiyon verimi arttırılmıştır.

Yüksek frekanslarda çalışma verimi düşük olan vidalı mil mekanizmasına sahip elektromekanik rejeneratif sistemlerin verimini arttırmak amacıyla bir model geliştiren Zhang ve diğ.(2016), tek yönlü rulmanlar, kremayer dişli ve mil grupları ile 2 Hz frekansta 6 mm'lik bir strokta yaklaşık %55,5 verim değeri hesaplamışlar ve bu değer verimde büyük ölçüde artış sağlamıştır. Yapılmış olan çalışma tren raylarındaki titreşimden rejeneratif enerji elde etmek amacıyla tasarlanan bir sistem olmasına karşın, boyutları binek otomobillerde kullanıma uygun olmaya yakındır.

### 1.1 Çeyrek Taşıt Modeli

Süspansiyon sistemleri tasarımı genel olarak çeyrek taşıt modeli üzerinden yapılarak, yarım taşıt modeli ve tam taşıt modeline adapte edilmektedir. Çeyrek taşıt modeli, süspansiyon karakteristiğinin matematiksel olarak ifade edilebileceği en basit ve efektif modeldir (Ulukapı 2005; Khoshnoud ve diğ., 2013). Makaledeki yapılan çalışmaların tümü çeyrek taşıt modeli üzerinden yapılmıştır. Şekil 2'de basit konvansiyonel süspansiyon sistemlerinin bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli görülmektedir.



Şekil 2. Bir Serbestlik Dereceli Çeyrek Taşıt Modeli

- $m_s$  : Çeyrek taşıt modeli için araç asılı kütlelerinin çeyrek noktadaki kütlesi (kg)
- $x_s$  : Çeyrek taşıt modeli için araç asılı kütlelerinin yer değişimi (m)
- $k_s$  : Süspansiyon yay katsayısı (N/m)
- $b_s$  : Damper katsayısı (N\*s/m)
- $u$  : Yol girişi (m)

Bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için aşağıdaki denklem oluşturulmuştur:

$$m_s \ddot{x}_s + b_s (\dot{x}_s - \dot{u}) + k_s (x_s - u) = 0 \quad (1)$$

Bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinden yola çıkarak iki serbestlik dereceli taşıt modeli oluşturulacak ve model üzerine rejeneratif modül elemanı eklenecektir. Sistem matematik modellerinin rejeneratif modül ile birlikte oluş-

turulabilmesi için bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli denklemi üzerinde değişiklik yapılması gerekmektedir ve yol düzgünlüğüne  $u$  bağlı olarak taşıt asılı kütlelerinin  $x_s$  yer değiştirme miktarının hesaplanması gerekmektedir. Denklem (1)'de zamana göre laplace fonksiyonu uygulanırsa Denklem (2) ve (3) elde edilmektedir (Ulukapı, 2005);

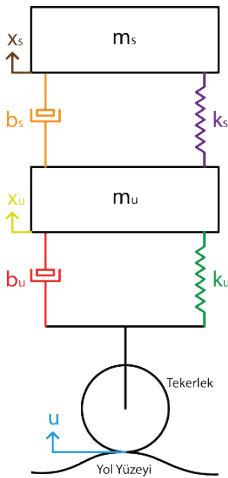
$$m_s s^2 X_s(s) + b_s s X_s(s) + k_s X_s(s) = b_s s U(s) + k_s U(s) \quad (2)$$

$$\frac{X_s(s)}{U(s)} = \frac{b_s s + k_s}{m_s s^2 + b_s s + k_s} \quad (3)$$

(3)'de elde edilen denklemin ifade ettiği durum;  $u$  yol girişine bağlı yol durum frekansına göre yer değiştirme değerinin,  $x_s$  çeyrek araç asılı olmayan kütlelerinin frekansa bağlı yer değiştirmesine olan oranıdır.  $s$  değişkeni yol durum frekansını (Hz) belirtmektedir.

Bir serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinden hareketle türetilen denklemler, iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinde geliştirilecektir. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinde taşıt kütlesi ve süspansiyon katsayılarına ek olarak tekerlek değişkenleri de ele alınmaktadır. Taşıt asılı kütlelerini temsil etmekte olan kısım asılı kütle olarak isimlendirilmektedir. Tekerlek ve aks kütlelerini temsil eden kısım ise asılı olmayan kütle olarak isimlendirilmektedir (Ulukapı 2005).

Şekil 3 üzerinden çıkarılan (1), (2) ve (3) denklemlerinden hareketle Şekil 4 için iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinin denklemleri çıkartılabilmektedir:



Şekil 3 İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Taşıt Modeli

- $m_s$  : Çeyrek taşıt modeli için araç asılı kütle (kg)
- $x_s$  : Çeyrek taşıt modeli için araç asılı kütle yer değiştirmesi (m)
- $x_u$  : Asılı olmayan kütle konumu (m)
- $k_s$  : Süspansiyon yay katsayısı (N/m)
- $b_s$  : Damper katsayısı (N\*s/m)
- $u$  : Yol girişi (m)
- $m_u$  : Asılı olmayan kütle (kg)
- $b_u$  : Tekerlek damper katsayısı (N\*s/m)
- $k_u$  : Tekerlek yay katsayısı (N/m)

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (4)$$

$$m_s \ddot{x}_s + b_s \dot{x}_s + k_s x_s = b_s \dot{x}_u + k_s x_u \quad (5)$$

$$m_u \ddot{x}_u - k_s(x_s - x_u) - b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) = -k_u(x_u - u) - b_u(\dot{x}_u - \dot{u}) \quad (6)$$

$$m_u \ddot{x}_u + (b_s + b_u)\dot{x}_u + (k_u + k_s)x_u = k_u u + b_u \dot{u} + b_s \dot{x}_s + k_s x_s \quad (7)$$

Başlangıç şartları sıfır kabul edilerek Denklem (5) ve (7) için zamana bağlı laplace dönüşümü uygulanırsa;

$$L\{(2.5)\} \rightarrow X_s(s)(m_s s^2 + b_s s + k_s) = X_u(s)(b_s s + k_s) \quad (8)$$

$$L\{(2.7)\} \rightarrow X_u(s)(m_u s^2 + (b_u + b_s)s + (k_u + k_s)) = X_s(s)(b_s s + k_s) + U(s)(b_u s + k_u) \quad (9)$$

Denklem (8) ve (9)'dan hareketle araç asılı kütle yer değiştirmesinin yol düzgünlüğüne (frekansa bağlı) oranı olacak şekilde transfer fonksiyonu yazılırsa;

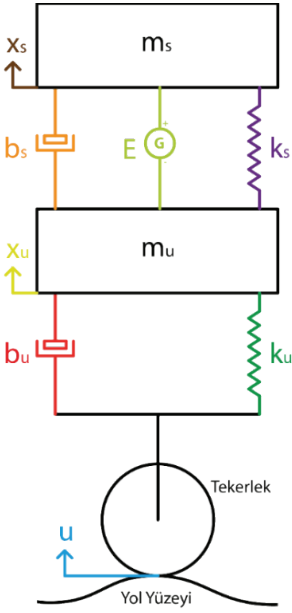
$$\frac{X_s(s)}{U(s)} = \frac{b_u b_s s^2 + b_s k_u s + k_s k_u}{m_u m_s s^4 + (m_u b_s + m_s b_u + m_s b_s) s^3 + (m_u k_s + m_s k_u + m_s k_s + b_s b_u) s^2 + (k_s b_u + b_s k_u) s + k_s k_u} \quad (10)$$

Denklem (9) da; frekansa bağlı yol durumu yer değiştirmesi ile araç asılı kütle yer değiştirmesi oranı elde edilmektedir. Buna göre yol durumu giriş parametresi ve araç asılı kütle çıkış parametresi olacak şekilde sisteme rejeneratif modül parametreleri de dahil edilecektir.

İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinden hareketle çıkartılan denklemler



sayesinde yol durumuna göre çeyrek araç asılı kütesinin yer değiştirmesi bulunabilmektedir. Oluşturulan modelde elektromekanik rejeneratif süspansiyon modülü sisteme dahil edilerek; giriş parametresi yol düzgünlüğü ve çıkış parametresi rejeneratif modülden üretilen enerji miktarı olacak şekilde transfer fonksiyonu yazılacaktır.

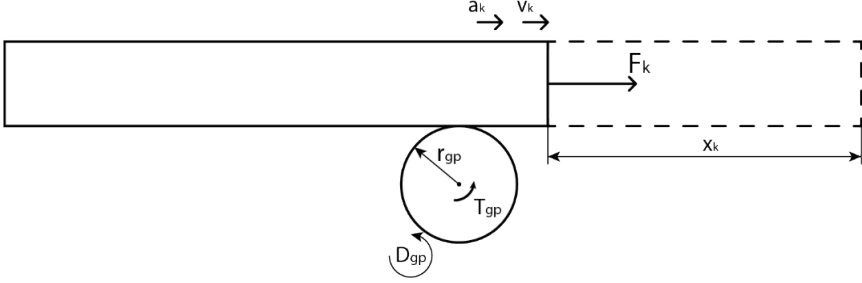


Şekil 4. İki Serbestlik Dereceli Rejeneratif Süspansiyon Modülüne Sahip Çeyrek Taşıtlar Modeli

Şekil 3'te asılı olmayan kütle ile asılı kütle arasındaki "G" ile sembolize edilmiş kısım rejeneratif süspansiyon modülüdür ve elektrik jeneratörünü ifade etmektedir. + ve - sembolleri ise bu jeneratörün DC bir jeneratör olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda diğer bölümlerde bahsedilecek olan rejeneratif süspansiyon modülünün damper katsayısında artışa sebep olacağı faktörü de göz önünde bulundurulursa "G" ile ifade edilen kısım damper olarak hesaplamalara dahil edilmelidir.

Araç asılı olmayan kütle ile araç asılı kütle arasındaki lineer hareket girişi; rejeneratif süspansiyon modülü iç mekanizmasına aktarılarak DC elektrik motoru döndürülmektedir. Akabinde ise DC elektrik motoru jeneratör görevi görerek DC elektrik enerjisi üretmektedir. Dolayısıyla rejeneratif süspansiyon modülünde, lineer hareketin hızı ve kuvveti giriş parametresi olarak ve DC elektrik motorundan üretilen elektrik enerjisi çıkış parametresi olarak değerlendirilirse; Watt cinsinden elektrik enerjisi gücü elde edilebilecektir.

Rejeneratif süspansiyon modülünün giriş elemanı kremayer dişlidir. Kremayer dişli lineer hareketini, giriş pinyon dişlisine aktarmaktadır. Şekil 4'te görüldüğü gibi kremayer dişlisine etki eden  $F_k$  kuvveti ile, giriş pinyon dişlisine  $T_{gp}$  torku etkimektedir. Sistemdeki kuvvetler, kremayer dişlinin  $v_k$  hızı ve ak ivmesiyle birlikte etkimektedir.



Şekil 5. Kremayer Dişli Pinyon İkili Durum Görseli

- $a_k$  : Kremayer dişlinin hareket ivmesi ( $m/s^2$ )
- $v_k$  : Kremayer dişlinin hareket hızı ( $m/s$ )
- $F_k$  : Kremayer dişliye uygulanan kuvvet (N)
- $x_k$  : Kremayer dişlinin yer değiştirmesi (m)
- $r_{gp}$  : Giriş pinyon dişlisinin bölüm dairesi yarıçapı (m)
- $T_{gp}$  : Giriş pinyon dişlisine etkiyen tork (Nm)
- $D_{gp}$  : Giriş pinyon dişlisinin dakikadaki devir sayısı (dev/dk)

Zhang ve diğ.nin (2007) yaptığı araştırmaya göre, taşıt süspansiyonlarına yol durumuna bağlı olarak 3-12 Hz frekans bandında zamana bağlı yer değiştirme uygulanmaktadır. Süspansiyon üreticilerinin belirlediği nominal çalışma frekans aralığı da 0-10 Hz bandında olmaktadır. Buradan hareketle; Denklem (10) dan frekansa bağlı bir sonuç elde edilmekle birlikte, 3-12 Hz aralığındaki frekanstaki lineer hareket hızı sistemin fiziksel boyutlarına ve tasarımına göre yüksek seviyelerdedir.

Sistem fiziksel boyutlarına göre yüksek seviyelerde olan hız değişimleri; ihmal edilebilecek süre aralıklarında ivmeler oluşturacaktır. Sistemin maksimum çalışma sınır değerleri ele alınarak analiz yapılacağından dolayı 12 Hz maksimum çalışma frekansındaki değerler dikkate alındığında; 12 Hz aralığındaki lineer hızlarda oluşan ivmeler ihmal edilecektir. Bununla birlikte, sistem davranışları analizinde de frekansa (dolayısıyla hıza) bağlı teorik analiz gerçekleştirilmiştir. Sistem parçalarının mukavemet hesaplamaları ise hız-yer değiştirme analizi pa-

raleinde yapılmıştır. Şekil 3.4 incelendiğinde Denklem (11) - (14) yazılabilmektedir.

$$T_{gp} = F_k * r_{gp} \quad (11)$$

Giriş pinyon dişlisi modülü 1mm olacak şekilde seçilmiştir. Ayrıca diş sayısı da 16'dır. Bu değerler göz önünde bulundurularak giriş pinyon dişlisi bölüm dairesi çapı 16 mm olmaktadır. Bölüm dairesi yarıçapı ise 8 mm olacak şekilde Denklem (11) de yerine yazılırsa;

$$T_{gp} = F_k * 0,008 \quad (12)$$

Kremayer dişlinin hareket hızı değeri (ivme ihmal edilerek) incelendiğinde Denklem (13) yazılabilmektedir.

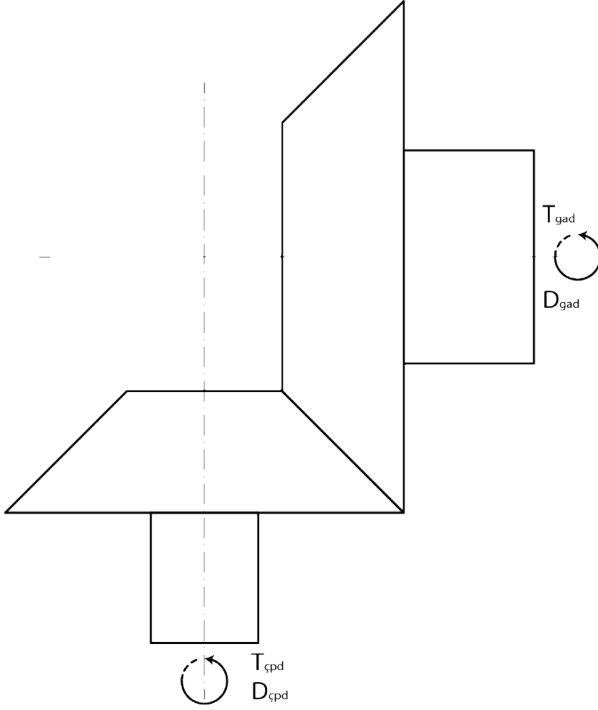
$$D_{gp} = \frac{v_k}{2 * \pi * r_{gp}} * 60 \quad (13)$$

Denklem (13) de  $D_{gp}$  değişkeninin birimi (dev/dk)'dır. Fakat hız değişkeninin birimi (m/s)'dir. Kesrin 60 ile çarpılmasının sebebi saniyeyi dakikaya çevirme işleminin gerekliliğinden dolayıdır. Denklem (13) ün sadeleştirilmiş hali Denklem (14)'de ifade edilmiştir.

$$D_{gp} = v_k * 1193,66 \quad (14)$$

Rejeneratif süspansiyon modülü tasarımında; Şekil 3.4'te görülen pinyon dişlisi, bir shaft yardımıyla Şekil 3.5'teki ayna dişlisine tek yönlü rulmanlar vasıtasıyla bağlanmıştır. Dolayısıyla rejeneratif süspansiyon modülü giriş shaftına ve shafta mesnetlenmiş elemanlara etkiyen tork, Şekil 3.4'teki pinyon dişlisine etkiyen giriş tork değerine eşittir. Denklem (15) de söz konusu durum matematiksel olarak ifade edilmiştir.

- $T_{gad}$  : Giriş ayna dişlisine etkiyen tork değeri (Nm)
- $D_{gad}$  : Giriş ayna dişlisinin dakikadaki devir sayısı (dev/dk)
- $T_{cpd}$  : Çıkış pinyon dişlisine etkiyen tork değeri (Nm)
- $D_{cpd}$  : Çıkış pinyon dişlisinin dakikadaki devir sayısı (dev/dk)



Şekil 3.5. Giriş Ayna Dişlisi Ve Çıkış Pinyon Dişlisi İkili Durum Görseli

$$T_{gad} = T_{gp} = F_k * 0,008 \quad (15)$$

Birbirine mesnetleniş eş merkezli şafta bağlı güç aktarma elemanlarının devir sayıları eşit olacağından dolayı Denklem (16) ile ifade edilmiş olan durumda; rejeneratif süspansiyon modülü giriş şaftı ve şafta mesnetlenmiş elemanların dakikadaki devir sayıları, Şekil 3.4'teki pinyon dişlisinin dakikadaki devir sayısına eşittir:

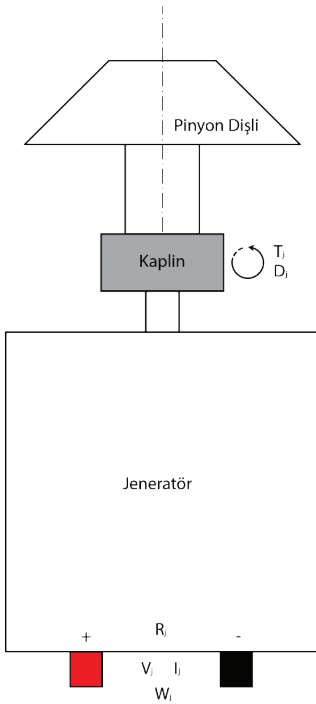
$$D_{gad} = D_{gp} = v_k * 1193,66 \quad (16)$$

Rejeneratif süspansiyon modülü tasarımındaki ayna-pinyon güç aktarma mekanizmasında dişli modülleri 1,5 mm olarak seçilmiştir. Giriş ayna dişlisinin diş sayısı, çıkış pinyon dişlisinin diş sayısının 2 katı kadardır. Dolayısıyla giriş ve çıkış arasında 1:2 redüksiyon oranı vardır. Denklem (17) de ifade edilen durumda; giriş ayna dişlisine etkiyen tork değeri, çıkış pinyon dişlisinde yarıya düşmektedir, buna karşın dakikadaki devir sayısı da iki kat artmaktadır. Hız ve tork ters orantılı kavramlar olduğu için çıkış pinyon dişlisindeki tork azalırken dakikadaki devir sayısı (veya açılal hız değeri) artmaktadır.

$$T_{\text{çpd}} = T_{\text{gad}} / 2 \quad (17)$$

$$D_{\text{çpd}} = D_{\text{gad}} * 2 = v_k * 2387,32 \quad (18)$$

Kremayer dişli giriş hızına bağlı olarak çıkış pinyon dişlisinin dakikadaki devir sayısı Denklem (16) dan hareketle, Denklem (18) elde edilmiştir. Çıkış pinyon dişlisi ise Şekil 3.6'da görüldüğü gibi bir kaplin vasıtasıyla rejeneratif elektrik üreten motorun miline bağlanmıştır. Böylece çıkış pinyon dişlisinin devir sayısı direk olarak motorun giriş devir sayısına eşittir.



Şekil 3.6. Jeneratör (DC Motor) ve Kaplin Pinyon Dişli Bağlantısı Görseli

Rejeneratif süspansiyon modülü içerisinde bulunan ve rejeneratif enerjiyi üreten elektrik motoru, üzerinden akım çekilmesi esnasında zorlanma torku üretmektedir. Üretilen zorlanma torku Denklem (19) ile ifade edilmektedir. Zorlanma torku, sisteme ters yönde etki etmektedir ve Kremayer dişliye uygulanan giriş torkunu azaltıcı etki göstermektedir. Dolayısıyla çeyrek taşıt modelindeki G ile sembolize edilmiş kısımda damper etkisi oluşturmaktadır. Oluşacak olan damper kuvveti asılı olmayan kütle ile asılı kütle arasında bulunan damper kuvvetine eklenecektir.

$$T_{mz} = \frac{W}{D_{\text{çpd}}} * 9,55 \quad (19)$$

$$T_{gadz} = T_{mz} * 2 \quad (20)$$

$$F_m = \frac{T_{gadz}}{0,008} \quad (21)$$

Denklem (19)'da elde edilen zorlanma torku, çıkış pinyon dişlisine 1:1 oranında etki etmektedir. Çıkış pinyon dişlisine etki eden tork, Denklem (20) de ifade edildiği gibi giriş ayna dişlisine (diş sayısından dolayı) 2 kat etki etmektedir. Giriş ayna dişlisine etki eden tork Denklem (21) de görüldüğü gibi giriş pinyon dişlisine, oradan da direk olarak kremayer dişliye etki etmektedir.

Elektrik motorunda çekilen akıma göre, kremayer dişliye ters bir zorlanma kuvveti etki etmektedir. Etki eden bu zorlanma kuvveti de asılı olmayan kütle ile asılı kütle arasında damper etkisi yapmaktadır.

Şekil 3.3'te asılı olmayan kütle ile asılı kütle arasındaki "G" ile sembolize edilmiş rejeneratif süspansiyon modülü kısmı içerisinde bulunan mekanizmanın kuvvet ve tork aktarım analizleri (11)-(21) arasındaki denklemler ile yapılmıştır. Çeyrek taşıt modeline rejeneratif süspansiyon modülü dahil edildiğinde, rejeneratif süspansiyon modülü mekanizmalarının kuvvet ve tork denklemleri Denklem (10) a eklenerek; asılı ve asılı olmayan kütle yer değişimlerine göre rejeneratif süspansiyon modülünün ürettiği rejeneratif elektrik enerjisinin gücü (Watt) elde edilebilecektir.

Şekil 3.2'den tekrar yola çıkarak sistem iki parçada incelenmiştir. Yol ve asılı olmayan kütle arasındaki kuvvet dengesi denklemleriyle, yol durumuna göre asılı olmayan kütlelerin yer değişim denklemi; asılı kütle ve asılı olmayan kütle arasındaki kuvvet denklemleriyle, asılı olmayan kütle yer değişimine göre asılı kütle yer değişimi denklemi çıkarılacaktır. Asılı olmayan kütle ile asılı kütle arasında yazılacak olan kuvvet dengesi denkleminde rejeneratif süspansiyon modülü kuvvet denklemleri eklenerek, asılı olmayan kütle ve asılı kütle arasında Şekil 3.3'te "G" ile sembolize edilmiş rejeneratif süspansiyon modülü damper kuvvetleri dahil edilmiş olacaktır. Denklemler birleştirilerek; yol durumuna göre asılı kütlelerin yer değişimi ve aynı zamanda yol durumunun frekansına göre asılı kütle yer değiştirme hızına bağlı olarak rejeneratif süspansiyon modülünden elde edilecek olan elektrik enerjisi gücü (Watt) genel sistem denklemi olarak elde edilecektir.

$$m_u * \ddot{x}_u = [k_u * (x_u - u)] + [b_u * (\dot{x}_u - \dot{u})] \quad (22)$$

$$m_u * a_u = [k_u * (x_u - u)] + [b_u * (v_{xu} - v_u)] \quad (23)$$

Sistem teorik hesaplamalarında, hız değişimleri sistem fiziksel ölçülerine göre çok kısa zaman aralıklarında meydana geleceğinden, oluşacak olan ivmeler ihmal edilebilir zaman aralıklarında meydana gelecektir. İhmal edilecek olan hız değişimi zamanından sonra yer değiştirme hızları sabit kabul edilecektir. Dolayısıyla sabit hızlarda ivme değeri sıfır olacaktır. Bu durumda Denklem (23) den hareketle yol durumu değişimine göre asılı olmayan kütle yer değişimi denklemi elde edilebilecektir.

$$x_u = u + \frac{b_u * (v_{xu} - v_u)}{k_u} \quad (24)$$

Denklem (23) de ivme sıfır olacak şekilde düzenleme yapıldığında Denklem (24) elde edilmiştir. Şekil 3.3'te tekerlek ve asılı olmayan kütle arasında yer değişim denklemi Denklem (24) de elde edilmiştir. Asılı olmayan kütle ve asılı kütle arasında, rejeneratif süspansiyon modülü eklenerek yer değişim denklemi yazılacak olursa;

$$m_s * \ddot{x}_s = [k_s * (x_s - x_u)] + [b_s * (\dot{x}_s - \dot{x}_u)] + F_m \quad (25)$$

Bu durumda Denklem (25) den hareketle asılı olmayan kütle yer değişimine göre asılı kütle yer değişimi denklemi elde edilebilecektir. Rejeneratif süspansiyon modülünün damper kuvveti  $F_m$  ile ifade edilmiştir. Denklem (21) de  $F_m$  değeri elde edilmiştir.

Rejeneratif elektrik enerjisini üreten elektrik motorundan elde edilecek olan elektrik enerjisi gücü ile  $F_m$  arasında bağlantı kurulursa, asılı olmayan kütle ile asılı kütle arasındaki yer değiştirme miktarına bağlı olarak üretilecek olan rejeneratif elektrik enerjisi gücü (Watt) hesaplanabilecektir. (14)-(21) arasındaki denklemler ele alındığında;

$$F_m = \frac{W_{m*} * 9,55 * 2}{D_{cpd} * 0,008} \quad (26)$$

$$F_m = \frac{V * I * 2387,5}{2400 * v_k} \quad (27)$$

Denklemler, birleştirilerek sadeleştirildiğinde Denklem (27) elde edilmektedir. Bu denklemde kremayer dişli giriş hızına ve üretilecek rejeneratif elektrik enerjisi gücüne göre, rejeneratif süspansiyon modülünün üreteceği damper kuvveti hesaplanabilmektedir. Elde edilen  $F_m$  damper kuvveti Denklem (25) de yerine yazılarak sadeleştirilirse Denklem (28) elde edilmektedir.

$$x_s = \frac{[b_s*(v_{xs}-v_{xu})]+[\frac{V*I*0,995}{v_k}]}{k_s} + x_u \quad (28)$$

Asılı olmayan kütle yer değiştirmesi ve yer değiştirme hızıyla birlikte, Asılı ve asılı olmayan kütle arasındaki yer değiştirme miktarına bağlı olarak rejeneratif süspansiyon modülünden elde edilen rejeneratif elektrik enerjisi gücü arasındaki bağıntı Denklem (28) de elde edilmiştir.

Yol durumuna göre asılı olmayan kütle yer değişim denklemi Denklem (24) ve asılı ve asılı olmayan kütle arasındaki yer değiştirmeyi veren Denklem (28) birleştirildiğinde, rejeneratif süspansiyon modülüne sahip çeyrek taşıt süspansiyon modeli sistem Denklem (29)'da elde edilmiştir.

$$x_s = \frac{[b_s*(v_{xs}-v_{xu})]+[\frac{V*I*0,995}{v_k}]}{k_s} + \frac{b_u*(v_{xu}-v_u)}{k_u} + u \quad (29)$$

Rejeneratif süspansiyon modülüne sahip çeyrek taşıt modelinin genel sistem denklemi (29)'da elde edilmiştir. Sistemin kinematik değerlerinin bilinmesi durumunda elde edilecek olan teorik rejeneratif elektrik enerjisi gücü  $V*I$  değeri olup birimi Watt'dır.

Frekans, birim zamandaki titreşim sayısı olarak tanımlanmaktadır ve birimi Hz'dir. Süspansiyon sistemleri de yol düzgünlüğünden dolayı belirli frekanslarda titreşim kuvvetleri etkisi altında çalışmaktadır. Yol düzgünlüğünün süspansiyon ve askı donanım parçaları için önemi büyüktür. Bağlantı parçalarının tasarımı ve malzeme seçimi, sistem üzerine gelen titreşim kuvvetleri doğrultusunda şekillendirilmektedir. Rejeneratif süspansiyon modülünün tasarımında süspansiyon sisteminin hangi frekans aralığında çalıştığı araştırılması da büyük önem arz etmektedir.

Rejeneratif süspansiyon modülü içerisindeki mekanizmanın mukavemet ve dinamik yük altındaki cevabının analizinde giriş parametresi frekansa bağlı değişkenler olmaktadır. Frekans değerlerine ve mekanizma üzerine gelen kuvvetlere göre dinamik analizler gerçekleştirilmiş, bu kriterlere göre malzeme seçimleri yapılmıştır.

Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

## 1.2 Elektromekanik Rejeneratif Süspansiyon Modülü Parametreleri

Tasarımı yapılan rejeneratif süspansiyon modülünün enerji dönüşümünü sağlayan parçası fırçalı tip DC Motordur. DC Motorlar elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren sistemler olduğu gibi aynı zamanda mekanik enerjiyi de elektrik enerjisine dönüştürebilen enerji makineleridir. Bu karakteristiklerinden



dolayı DC elektrik motorunu, süspansiyon sisteminin yol durumundan kaynaklı titreşimlerini (mekanik enerjiyi) doğru tasarlanmış ara mekanik dönüşüm sistemleriyle rejeneratif enerji kazanım sistemi olarak kullanmak oldukça verimli sonuçlar doğurabilmektedir.

Literatürde yapılan çalışmalar göstermiştir ki, binek otomobillerde kullanılan konvansiyonel pasif süspansiyonlar genellikle (yol durumuna göre değişiklik göstermekle birlikte) 0-12 Hz aralığındaki frekanslarda 0-25 mm yer değiştirme ile çalışmaktadırlar.

Tasarlanan rejeneratif süspansiyon modülü, hız arttırma mekanizmasına sahiptir. Bunun sebebi, DC motordan yüksek verimlilikte enerji üretilmek istendiğinde, DC motor karakteristiğine göre motor milinin maksimum motor verim devrinde döndürülmesi zorunluluğudur. Genellikle 100-200 W enerji üreten DC motorların ortalama maksimum verim devirleri 1500-3000 devir/dk değerindedir. Bu sebeple rejeneratif süspansiyon modülü tasarımında hız arttırım sistemi kullanılmak zorundadır. Fakat hız arttırma mekanizmaları giriş torkunda düşüşe sebep olacağından, mekanizmada bulunan parçalar yüksek kuvvetlere maruz kalmaktadır. Süspansiyon sisteminin de 0-12 Hz aralığında çalıştığı göz önünde bulundurulduğunda, rejeneratif modül içerisindeki mekanik parçalar için mekanik yorgunluğun hızlı olması öngörülmektedir. Dolayısıyla tasarım kriterlerinin yorulma dayanımı yüksek malzemeler için tercih edilmesi ve mekanizmanın bu koşullara göre en uygun yapıda modellenmesi gerekmektedir.

Süspansiyon sistemi lineer hareketinin, DC motorun miline dönel hareket olarak aktarılması gerekmektedir. Ayrıca hız arttırma mekanizması ile (DC motor karakteristiğine göre değişmekle birlikte) DC motordan güç elde edebilmek için süspansiyonun lineer hareketinin en az 1:3 – 1:10 arasında redüksiyon oranıyla DC motor miline dönel hareket olarak aktarılması gerekmektedir. Rejeneratif modüldeki söz konusu sistemler süspansiyon üzerinde damperleme etkisi oluşturacaktır. Oluşacak olan etki ise süspansiyon damper katsayısında artışa sebep olacaktır.

Binek otomobil süspansiyonlarının strok tasarımında belirlenen damper ve yay katsayıları birbirleri arasında belirli bir orandadır. Fakat rejeneratif süspansiyon modülü pasif süspansiyona takıldığında damper katsayısı artacağından, yay ve damper katsayısı arasındaki oran değişecektir. Bu sebeple süspansiyon sertleşecek ve taşıtın konfor parametresinde azalma meydana gelecektir. Konfor parametresinin düşüşü akabinde aracın yol tutuş ve viraj alma performansı artacaktır. Tüm bu öngörüler matematiksel olarak ifade edilen denklemlerle ifade edilmiştir.

## **2. Tasarım, Analiz ve Metot**

Elektromekanik Rejeneratif süspansiyon modülü, adından da anlaşılacağı üze-

re mekanik bir sistemdir. Yapısal olarak, hareket tipi dönüşümü ve redüksiyon düşüşü ile hız artışı sağlayan mekanik dişli sisteminden ve elektrik motorundan oluşmaktadır. Sistem tasarımına başlarken literatür taraması detaylı olarak yapılmış ve mevcut yapılmış tüm çalışmaların tasarımları incelenerek çıktılar değerlendirilmiştir. Mevcut çalışmalarda tercih edilen (elektromekanik sistemlerde) mekanizmaların çoğunun vidalı mil ve bilyeli somun ikilisinden oluşan mekanizmalar olduğu gözlemlenmiştir. Fakat bu sistemlerin yorulma dayanımlarının düşük olduğu ve yüksek frekanslı titreşime sebep olan yol durumlarında düşük verimlerde çalıştıkları gözlemlenmiştir. Diğer tasarımların çoğunda çeyrek taşıt modelinde bir süspansiyondan 100-200W arası enerji elde edildiği gözlemlenmiştir. Fakat yapılmış olan tasarımlar mevcut konvansiyonel süspansiyonlara göre ağır ve verimsiz yapıdadır. Vidalı mil-bilyeli somun ikilisi, iki kollu mafsal dönüşüm mekanizması veya benzer tipteki mevcut çalışmaların aksine söz konusu çalışmada dişliler yardımıyla dönüşüm ve iletim mekanizmaları kullanılmıştır.

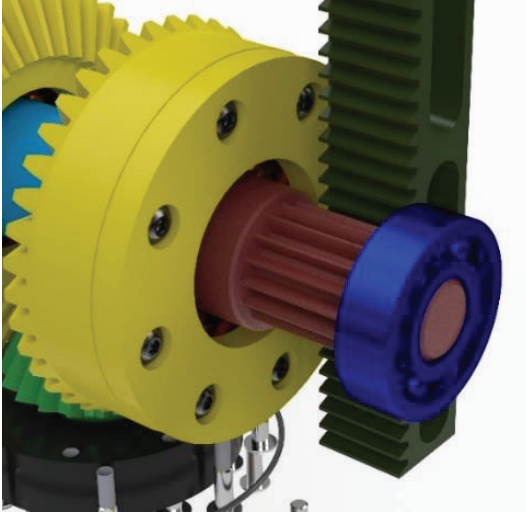
Rejeneratif süspansiyon modülü prototip tasarımı ve imalatı yapılarak prototipleme işlemleri 3D yazıcı vasıtasıyla yapılmıştır. Yapılmış olan çalışmada elektromekanik rejeneratif süspansiyon modülü prototip tasarımının izometrik görüntüsü Şekil 4.1'de görülmektedir.



Şekil 4.1 Elektromekanik Rejeneratif Süspansiyon Modülü Prototip Tasarımının İzometrik Görüntüsü

Yapılmış olan tasarımda ilk olarak süspansiyonun lineer hareketi kremayer dişli mekanizması ile dönel harekete çevrilmiştir. Pinyon dişlisi olabildiğince küçük ve yol durumundan kaynaklı oluşacak olan vuruntu kuvvetlerine göre mukavemetli diş yapısına sahip şekilde tasarlanmıştır. Yapılan tasarımda 16 diş sayısına sahip dişli tercih edilmiştir. Kremayer dişli ve pinyon dişli kısmının görüntüsü Şekil

4.2'de görülmektedir. Kremayer dişli sistemlerinde dişli oranı; döndüren dişli (kremayer) için lineer stroğa göre, döndürülen dişlinin tur sayısına eşit olmaktadır. Denklem (30) da; 1mm modül ile tasarlanmış 16mm diş sayısına sahip pinyon dişlisinin kremayer stroğuna göre tur sayısını veren formül görülmektedir.



Şekil 4.2 Elektromekanik Rejeneratif Süspansiyon Modülünün Hareket Tipi Dönüşüm Mekanizması Olan Kremayer-Pinyon İkilisinin Görüntüsü

Yapılan tasarımda 1mm modüle sahip kremayer-pinyon ikilisi arasındaki hareket ilişkileri Denklem (30) ile hesaplanabilmektedir. Dolayısıyla pinyon dişlisinin 1 tur dönebilmesi için kremayer dişlinin Denklem (31) de elde edildiği gibi 50,265 mm hareket etmesi gerekmektedir.

$$1 = \frac{x_1}{2\pi \cdot 8} \quad (30)$$

$$x_1 = 50,265 \text{ mm} \quad (31)$$

Formülde görüleceği üzere pinyon dişli yarıçapı ne kadar az olursa süspansiyonun pinyonu bir tur döndürebilmesi için gerek duyacağı lineer yer değiştirme miktarı o kadar az olacaktır. Kremayerin lineer hareket miktarının az olması, süspansiyonun düşük frekanslarda çalışırken pinyonda yüksek devir sayılarına ulaşmasını sağlayacaktır ve böylece jeneratöre yüksek hızlı hareket aktarılmış olacak akabinde de rejener edilen enerji miktarı artacaktır. Fakat dişli boyutları küçüldükçe taşıyabileceği maksimum kuvvet değerleri düşmektedir.

Kremayer-pinyon ikilisi ile hareket tipi lineerden dairesele çevrilmiştir. Fakat süspansiyon sistemi ileri ve geri yönlü olmak üzere çift yönde lineer hareket yaparak çalışmaktadır. Dolayısıyla hareket tipi dönüştürüldüğünde pinyonda saat yönünde ve saat yönünün tersi olacak şekilde dönel bir hareket elde edilmektedir. Literatürde yapılan çalışmalar göstermektedir ki, çift yönde elde edilen enerjinin; tek yönlü rulmanlar ile yapılan çalışmada çift yönlü hareketin tek yönlü harekete çevrilerek DC motora aktarılması işlemiyle elde edilen enerjiden daha düşük olduğudur (Eriksson ve Piroti, 2016). Motor verimi, mekanizma verimi, atalet kuvvetlerinin yoğunluğu gibi parametreler oldukça etkilidir. Fakat verim değerlerine bakıldığında, DC motorun tek yönde sürekli döndürülmesi çift yönlü döndürülmesinden daha verimli olduğunu kanıtlamaktadır (Eriksson ve Piroti, 2016).

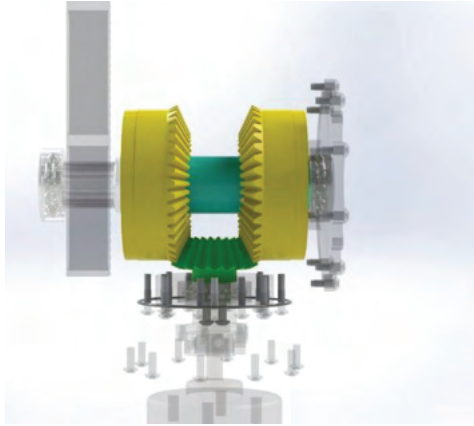
Belirli bir hareket yönünde sabit hızda yüksüz çalışan bir DC motor belirli bir zıt EMK(Elektromotor kuvveti) üreterek (motorun iletken tellerinde tork indükleyerek) motorun hareketinin devamlı olmasına yardımcı olmaktadır. Motor aniden yüke bindiğinde zıt EMK değeri düşerek motorun anma akımının artmasına sebep olmakta ve motorun güç üretmesini sağlamaktadır.

$$I_a = \frac{V_m - E_{EMK}}{R_a} \quad (32)$$

Motor yüksüz halde iken zıt EMK değeri motor gerilim değerine çok yakın bir değerdedir. Pratikte, motorun dönüş yönü anlık olarak değiştirilmek istendiğinde mekanik olarak motor milinin ivmesi ve mil üzerinde bulunan yüke bağlı olarak motorun çektiği akım anlık olarak yön değiştirecektir. Bu sebeple zıt EMK değeri de anlık olarak yön değiştirecektir. Motor sargılarındaki manyetik alan yönü anlık olarak yön değiştirdiğinde, yük direnci ve zıt EMK etkisinden dolayı ısı meydana gelecektir. Meydana gelen ısı sargılardaki iç direncin düşmesine sebep olacaktır. Dolayısıyla motorun anma akımı artacaktır ve akımın artması sonucunda sargılardaki ısı miktarı artmaya devam edecektir. Buradan hareketle anlık olarak sürekli yön değiştiren yük altındaki motor sürekli ısınarak veriminin düşmesine sebep olacaktır. Ayrıca motor kontrol devrelerindeki yarı iletken anahtarlama malzemeleri, zıt EMK'nın sürekli yön değiştirmesinden dolayı ters voltajlara maruz kalarak ısınacaktır. Sürekli yön değişimi; hem motorun hem de elektronik sistemlerin verimini azaltacak, sistemin çalışma verimine olumsuz etki edecektir (Damodharan ve Vasudevan. 2010). Bunu önlemek için Rejeneratif süspansiyon modülü tasarımı; motorun yön değiştirmeden çalışabilmesi için uygun mekanizmalarla donatılmıştır.

Süspansiyonun çift yönlü lineer hareketinin ve dolayısıyla Rejeneratif süspansiyon modülü içerisindeki giriş (kremayer) pinyonunun, çift yönlü dairesel ha-

reketini tek yönlü dairesel harekete dönüştürmek için tek yönlü rulmanlar ve ayna-pinyon dişlisi mekanizması tercih edilmiştir. Kremayer-pinyon ikilisinde pinyon dişlisinin bağlı olduğu shaft üzerine iki adet tek yönlü rulman ters şekilde bağlanarak ve tek yönlü rulmanların dış halkasına ayna dişlileri bağlanarak söz konusu yapı elde edilmiştir. Tek yönlü rulmanlar ve ayna dişlileri ile tasarlanmış yapı Şekil 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.3 Tek Yönlü Rulmanlar ve Ayna Dişlileri

Ayna-pinyon dişli sistemindeki pinyon dişli çıkışı, bir kaplin yardımıyla DC motorun miline bağlanmıştır. Bu sayede süspansiyonun çift yönlü lineer hareketi tek yönlü dönel harekete 2:1 oranında dönüştürülerek motora aktarılmıştır. Denklem (33) ile süspansiyonun lineer hareketinin teorik olarak DC motor milindeki eşdeğer tur sayısı hesaplanabilmektedir.

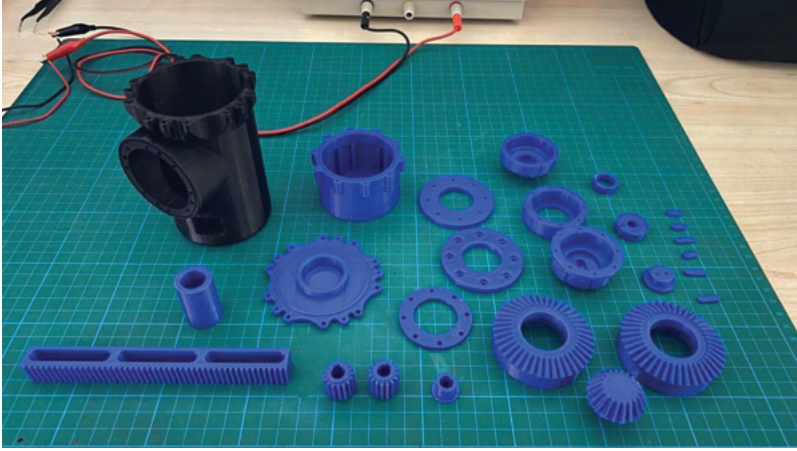
$$Devir_{dc\ motor} = \frac{x_1}{(2.\pi.r_1).2} \quad (33)$$

Tasarlanan mekanizma sayesinde hız artışı sağlanarak DC motorun dönüşü hızlandırılmış olmaktadır. Fakat aynı orana yakın değerlerde kremayer dişlinin lineer hareket etmesi zorlaşmaktadır. Bu durum süspansiyon üzerinde damper katsayısının artmasına yol açan durumdur. Dolayısıyla sistem parçaları üzerine gelecek olan kuvvetler damperlemeden dolayı artacaktır. Bunun için dişli diş profili ve yataklama elemanlarının boyutları seçilirken bu durumun göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Tasarımı tamamlanan rejeneratif süspansiyon modülünün prototiplenmesi için ABS 740 High Impact malzeme ile 3D yazıcı yardımıyla parçalar basılmıştır. Bası-

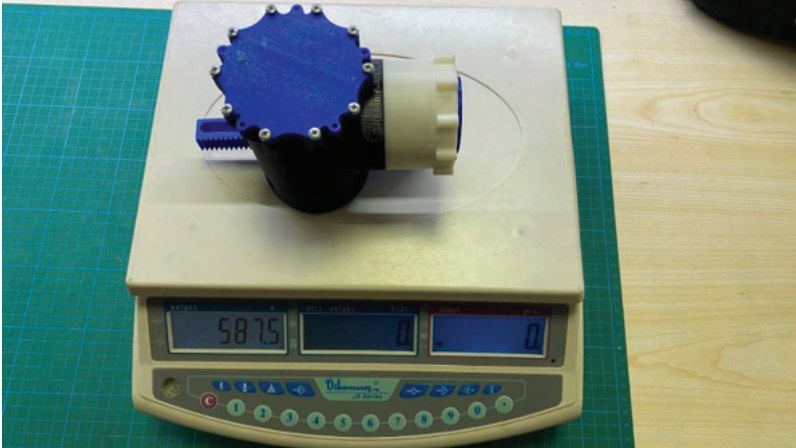
lan parçaların baskı kalitesini artırmak için katman yüksekliği ve parça yoğunluğu hassaslaştırılarak baskılar alınmıştır.

Rejeneratif süspansiyon modülü parçaları birleştirildikten sonra ağırlık ölçümü için hassas terazide ölçüm yapılmıştır. Parçalar montajlanmadan önce 3D yazıcıdan alınan baskının görseli Şekil 4.4'te görülmektedir.



Şekil 4.4. 3D Yazıcı İle ABS Malzemeden Basılmış Parçaların Görseli

DC elektrik motoru takılmadan, vidalar ve rulmanların da bulunduğu Rejeneratif süspansiyon modülünün toplam ağırlığı Şekil 4.5'te görüldüğü gibi 587,5g olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.5. Rejeneratif Süspansiyon Modülü Ağırlık Ölçümü

Tasarımda kullanılan DC elektrik motoru 467,2 g ağırlığında, 12 V 72 W Fırça-

lı tip motordur. Ölçümler sonucunda motor ve Rejeneratif süspansiyon modülü toplam ağırlığı vidalar ve rulmanlar dahil, 1054,7 g olarak ölçülmüştür.

DC motorun yüksüz durumda 12.3 V gerilim altında 2507 d/dk ile döndüğü takometre ile ölçülmüştür. Ölçüm sonucunda elde edilen bilgi, rejeneratif süspansiyon modülünün 2500 d/dk çıkış hızına ulaşması esnasında motorun tüm üretim kapasitesine ulaşılacağı bilgisidir. Burada elde edilmesi beklenen DC elektrik enerjisi gücü teorik olarak 72 W seviyesindedir.

Rejeneratif süspansiyon modülünde kullanılan motor, fırçalı tip DC motordur ve jeneratör olarak kullanılmaktadır. Motorun jeneratör olarak kullanılması, motora dışardan tahrik vererek elektrik enerjisi üretilmesini sağlamaktadır. Bunun etkisi olarak elektro motor kuvveti gerilimi üretilmektedir. Üretilen bu elektro motor kuvveti gerilimiyle motor bobinine bağlanacak olan yük sayesinde Rejeneratif elektrik enerjisi elde edilmektedir. Motor yüksüz durumdayken, miline verilen tahrik sonucunda elektro motor gerilimi oluşmakta ve bobin uçlarından akım çekilmediği için motor tarafından güç üretilmemektedir.

$$I = \frac{V_{uygulanan} - V_{Zıt EMK}}{R_{endüvi}} \quad (34)$$

Eğer motor jeneratör olarak kullanılınsaydı ve bobin uçlarına DC gerilim verilerek motor milinden mekanik tahrik kuvveti elde edilmiş olsaydı Denklem (34) deki eşitlik sağlanmış olacaktı ve motor yüksüz durumdayken elektro motor kuvveti maksimum seviyede olacaktı ve motor çok düşük akım çekerek çalışacaktı. Motor miline yüklenen yük arttıkça da elektro motor kuvveti gerilimi azalarak motorun güç üretmesi sağlanmış olacaktı. Dolayısıyla elektro motor kuvveti motorun dönüş yönüne vektörel olarak ters bir etki oluşturacaktır.

Motorun jeneratör olarak kullanılması durumunda, üretilen gerilim değeri sabit kalacaktır. Eğer motor sargıları üzerine herhangi bir yük bağlanmazsa  $R_{yük}$  direnci sıfır olduğundan dolayı motor sargıları üzerinden akım geçmeyecektir. Motor sargılarına yük bağlanması durumunda Denklem (35) deki  $R_{endüvi}$  ve  $R_{yük}$  dirençleri sisteme eklenmektedir. Devreyi tamamlayan endüvi bobini de bir iç dirence sahiptir. Dolayısıyla endüvi bobin direnci de sisteme eklenmektedir. Eklenen yük direnci, üretilen  $V_{EMK}$  değeri ile ohm kanununa göre devreden  $I$  akımının akmasını ve Rejeneratif elektrik enerjisinin üretilmesini sağlayacaktır.

$$I = \frac{V_{EMK}}{R_{endüvi} + R_{yük}} \quad (35)$$

Multimetre ölçümleri sonucunda  $R_{endüvi}$  direnci  $2 \Omega$  olarak ölçülmüştür. Dolayısıyla kısa devre durumunda ölçülen akım değeri Denklem (35) de hesaplandığında

Denklem (36) daki sonuca ulaşılmaktadır. Motorun teorik olarak 12 V gerilim ürettiği varsayılarak hesaplama yapıldığında 6 A akım akması gerektiği sonucu çıkmaktadır.

$$\frac{12}{2+0} \Rightarrow I = 6A \quad (36)$$

Denklem (37)'de teorik rejeneratif güç değeri 72W olarak hesaplanmıştır:

$$W_R = V_t * I_t \Rightarrow W_R = 12 * 6 = 72W \quad (37)$$

### 3. Sonuç ve Öneriler

İklim değişikliği, büyük ölçüde insan kaynaklı aktivitelerden kaynaklanan sera gazı emisyonlarının artması sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu aktivitelerden bir tanesi de ulaşımdır. Ulaşım sektöründe tercih edilen içten yanmalı motorlu taşıtlar, önemli bir sera gazı kaynağıdır. Sera gazı emisyonlarının azaltılması gerekliliği ve artan petrol fiyatlarının etkisi elektrikli/hibrit taşıtların tercih edilmesine neden olmuştur. Sürdürülebilir araçlar olarak da isimlendirilen elektrikli/hibrit araçlara olan talebi etkileyen en önemli kriter menzildir. Menzili artırmak için sürekli gelişen teknolojiden faydalanarak çözümler üretilmektedir. Bu makalede elektrikli araçlarda menzil artırmayı sağlayacak bir tasarım geliştirilmiştir.

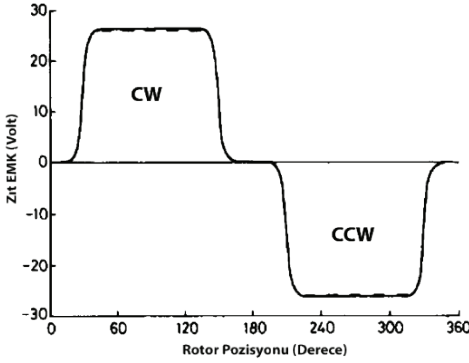
Rejeneratif süspansiyon modülü tasarımı, mevcut Macpherson yapıdaki binek otomobil süspansiyon boyutları baz alınarak tasarlanmıştır. Yapılan tasarımda teorik değerler ve denklemler ile hesaplamalar yapılarak sistem yorumlanmıştır. Süspansiyon sistemleri hakkında yapılan literatür taraması ve yapılmış çalışmalar incelendiğinde rejeneratif modül parçalarına etkiyecek olan kuvvetler hakkında bilgi edinilmiş ve bu kapsamda tasarım geliştirilmiştir.

Literatür taramasında elde edilen verilere göre taşıt süspansiyonları yol durumuna bağlı olarak genellikle 0-12 Hz frekans aralığında 0-25 mm yer değiştirmede çalışmaktadırlar. Yapılan çalışmada prototip montajı yapıldıktan sonra kremayer dişlinin ileri ve geri yönlü hareketi sonucunda motor bağlantı kaplininin (çıkış mili) sorunsuz şekilde aynı yönde hareket ettiği gözlemlenmiştir. Makalede anlatılmış olan zıt EMK prensiplerinden dolayı DC motorun jeneratör olarak kullanılması durumunda, motora uygulanan çift yönlü hareketin motor enerji üretim veriminin düşük olmasına sebep olmaktadır. Bu durumun önüne geçilmesi için, aynı hızda ve süreklilikte DC motora uygulanacak olan tek yönlü harekette üretilen elektrik enerjisi veriminin daha yüksek olacağı da yapılan literatür taraması ve teorik hesaplamalarda kanıtlanmıştır.

Denklem (35)'de bulunan  $V_{EMK}$  voltajı, motor hızına bağlı olarak değişen bir voltaj değeridir. Ayrıca vektörel olarak düşünüldüğünde motor yönüne göre işaret değiştirmektedir. Dolayısıyla çift yönlü uygulanan mekanik hareketin  $V_{EMK}$  değişke-



ninin, değerini zamana bağlı olarak negatif ve pozitif sınır değerleri arasında sıfır değerine uğrayarak değiştireceğinden dolayı sürekli kaybolan bir miktar elektrik enerjisinin olduğu Şekil 5.1'deki grafikte açıklanabilmektedir.



Şekil 5.1 DC Motor Zıt EMK Voltaj-Derece Grafiği

Tasarımı yapılan rejeneratif süspansiyon modülünde bu durum ortadan kaldırılmaktadır. DC motora uygulanan hareket her zaman aynı yönde olduğu için motor tarafından üretilen elektrik enerjisi sıfıra yaklaşmakta fakat sıfır olmamaktadır ve vektörel olarak yer değiştirmedeği için voltaj işareti her zaman pozitif olmaktadır.

Tasarlanan rejeneratif süspansiyon modülü, sürekli olarak tek yönlü hareket sağlayarak DC motordan maksimum mekanik verim elde edilmektedir. Bu yaklaşım, motorun enerji üretim verimini artırırken, çift yönlü hareketin yol açtığı enerji kaybını en aza indirmektedir. Literatürde yapılan diğer çalışmalardan farklı olarak, bu tasarım sürekli enerji üretimini ve enerji dönüşümünü destekleyerek menzil artışı sağlamaktadır.

### Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

### Kaynakça

- Soruşbay, C. (2007). Karayolu ulaşımından kaynaklanan karbondioksit emisyonlarının çevreye etkisi ve kontrolü. *Mühendis ve Makina*, 48(564), 23-25.
- Singh, S., Kulshrestha, M.J., Rani, N., Kumar, K., Sharma, C. & Aswal, D.K. (2023). An overview of vehicular emission standards. *Journal of Metrology Society of India*, MAPAN 38, 241-263. Doi: <https://doi.org/10.1007/s12647-022-00555-4>.

- Uçarol, H., Kural E., Bahar, M.D., Özsu, E., Elcik, E., Çimen, M.A., Demirci, M., Güler, M., Ararat, Ö., Bilirođlu, A.Ö., Kütük, O., Solak, Y., Ergin, C., ve Tırıs, M. (2007). Hibrid ve elektrikli araçlar ulaşımında enerji verimliliği için bir alternatif. *TÜ-BİTAK Marmara Araştırma Merkezi Enerji Enstitüsü*, 170-174. Erişim adresi: [https://www.emo.org.tr/ekler/29ffd3b980b5b35\\_ek.pdf](https://www.emo.org.tr/ekler/29ffd3b980b5b35_ek.pdf).
- Çengel, Y., Boles, M. (2014). *Thermodynamics: An Engineering Approach, 8<sup>th</sup> Edition*, McGraw-Hill Education:1024, ISBN 10 9780073398174.
- Mehta, H., Sukhadia, R. (2020). Regenerative system and it's application. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 07 (02), 1238-1243.
- Okuturlar, H. (2018). *Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi* (Yüksek Lisans Tezi). Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Cao, D., Song, X. and Ahmadian, M. (2011). Editors' perspectives: roadvehicle suspension design, dynamics, and control, *Vehicle System Dynamics. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 49 (1-2), 3-28. Doi: <https://doi.org/10.1080/00423114.2010.532223>.
- Putgöl, Y., Altıparmak, D. (2015). Taşıt süspansiyon sistemi çeşitleri ve ön düzen geometrisine etkileri. *Politeknik Dergisi*. 19 (2), 195-202. Doi: 10.2339/2016.19.2 195-202.
- Abdelkareem, A.A.M., Xu, L., Ali, M.K.A., Elagouz, A., Mi, J., Guo, S., Liu, Y. & Zuo, L. (2018). Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review. *Applied Energy. Taipei Taiwan*, 229, 672-699. doi: 10.1016/j.apenergy.2018.08.030,
- Suda, Y., Shiiba, T. (2007). A new hybrid suspension system with active control and energy regeneration. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 25, 641-654. Doi: <https://doi.org/10.1080/00423119608969226>.
- Zuo, L., Scully, B., Shestani, J., Zhou, Y. (2010). Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle suspensions. *Smart Materials and Structures*, 19, 4. Doi: 10.1088/0964-1726/19/4/045003.
- Sapinski, B., Krupa, S. (2013). Efficiency improvement in a vibration power generator for a linear MR damper: numerical study. *Smart Materials and Structures*. 22, 4. Doi: 10.1088/0964-1726/22/4/045011.
- Zhang, Z., Zhang, X., Chen, W., Rasim, Y., Salman, W., Pan, H., Yuan, Y. & Wang, C. (2016). A high-efficiency energy regenerative shock absorber using supercapacitors for renewable energy applications in range extended electric

vehicle. *Applied Energy*, 178, 177-188. Doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.054>.

Ulukapı, M. (2005). *Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simülasyon Ortamında İncelenmesi* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Khoshnoud, K., Sundar, D.B., Badi, M.N.M., Chen, K.Y., Calay, R.K. & Silva, C.W. (2013). Energy harvesting from suspension systems using regenerative force actuators. *Int. J. Vehicle Noise and Vibration*. 9, 294-311.

Eriksson, J., Piroti, S. (2016). *Review of Methods for Energy Harvesting from a Vehicle Suspension System*. (M.Sc. Thesis). Kandidatexamensarbete Med Inriktning Fordonsteknik, Stockholm.

Damodharan, P., Vasudevan, K. (2010). Sensorless brushless DC motor drive based on the zero-crossing detection of back electromotive force (EMF) from the line voltage difference. *IEEE Transactions On Energy Conversion*. 25, 661-668. Doi: 10.1109/TEC.2010.2041781.



## 2023 YILI MAKALE DİZİNİ

*TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından ülke sanayisinin, toplumun, Odamıza üye olan meslek disiplinlerinin ve meslektaşlarımızın ihtiyaçlarını karşılamak üzere 1957'den bugüne değin yayımlanan Mühendis ve Makina Dergisi'nde 2023 yılında yer alan makalelerin dizinini siz değerli okurlarımızla paylaşıyoruz. 3 aylık periyotlar ile yayımlanan, ülkemizin konusunda önde gelen dergilerinden olan Mühendis ve Makina, yeni teknolojileri, bilimsel araştırma ve inceleme konularını ve mühendisliğe ilişkin birikimleri sayfalarına taşıyarak Oda üyelerine ve ilgili kesimlere bu birikimlerini ulaştırma çabasıdadır. Dergimizde üniversiteler ve bilim-araştırma kurumlarından gelen makalelerin yanı sıra, çeşitli sektörlerden gelen uygulamaya yönelik makalelere de yer verilmektedir.*

*2023 yılında dergimize makale gönderen bütün yazarlara teşekkür eder, 2024 yılında da değerli katkılarını bekleriz.*

OCAK-MART 2023 710. SAYI

### **Sualtında Birleştirilen AH36 Gemi Sacının Mikro Yapı ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi**

*Investigation of The Microstructural and Mechanical Properties of AH36 Sheet Metal Joined By Underwater Welding*

**Nur Benüşe YILDIZ, Uğur GÜROL, Hakan BAYKAL, Mustafa KOÇAK**

### **Hidrolik Tahrikli Aks Mili Test Sisteminin Adaptif Bulanık PID ile Kontrolü**

*Adaptive Fuzzy PID Control Of Hydraulically Driven Axle Shaft Test System*

**Göktürk TAŞAĞIL, Muzaffer METİN, Timuçin BAYRAM**

### **Tork Konvertör Tasarımında Farklı İç Torus Geometrilerinin Hidrodinamik Performans Açısından İncelenmesi**

*Investigation Of Different Inner Torus Geometries in Terms of Hydrodynamic Performance For Torque Converter Design*

**Mehmet Can DURUKAN, Aydın TEKEREK, Şafak AKGÜNLÜ, Oğuzhan ÇİFTÇİ, Metin Kemal GÖKÇE, Alper ALTINIŞIK**



**Grafen Oksit (GO)-Su Nanoakışkanlı ve Kanatçıklı Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Isı Transferinin Araştırılması**

*Investigation of Heat Transfer in Combined Jet Flow Channels With Graphene Oxide (Go)-Water Nanofluid and Fin*

**Doğan Engin ALNAK, Koray KARABULUT**

**Carreau Akışkanının Dikey Germe Silindirindeki Akış Karakteristiklerinin Yapay Zeka Yaklaşımıyla Analizi**

*Analysis of Flow Characteristics of Carreau Fluid in a Vertical Stretching Cylinder with Artificial Intelligence Approach*

**Andaç Batur ÇOLAK**

**Bir Villanın Isı Pompası ile Isıtılmasının Performans ve Çevresel İncelenmesi**

*Performance and Environmental Investigation of Heating a Villa With a Heat Pump*

**Fatih YILMAZER, Arslan Çağlayan GÜREL, Özay AKDEMİR**

**Atmosferik Basıncılı Plazma ve Alevle Dağlama Yüzey Aktivasyon İşlemlerinin Karşılaştırılması, Astarsız Boyanabilirliğinin İncelenmesi**

*Comparison of Atmospheric Pressure Plasma and Flame Etching Surface Activation Processes, Investigation of Primerless Paintability*

Kadir AYAS, Adem KARACA, İsmail Hakan ÇETINKAYA,

Kadir ÇAVDAR

**Yenilikçi Uyarlanabilir Bir Zarf Koruma Sisteminin Farklı Rüzgar Türbinleri Üzerindeki Etkinliğinin İncelenmesi**

*Investigation of the Efficacy of a New Envelope Protection System on Different Wind Turbines*

**Mustafa ŞAHİN, İlkay YAVRUCUK**

**3-Years Energetic and Economic Analysis of a 30kWp Rooftop PV Power Plant**

*30kWp Çatı Tipi PV Santralinin 3 Yıllık Enerjik ve Ekonomik Analizi*

**Ali Murat ATEŞ**

**Araştırma Makaleleri / Research Articles**

**Eskişehir İlinde Karayolu Taşımacılığında Yakıt Tüketiminden Kaynaklanan CO<sub>2</sub> Emisyonlarının Tier 1 Yöntemine Göre Tespiti ve Değerlendirilmesi**

*Determination and Evaluation of CO<sub>2</sub> Emissions From Fuel Consumption In Road Transportation In Eskişehir According To Tier 1 Method*

**Çisil TİMURALP**

**AA5754-H22 VE AA2024-T3 Levhaların Zn Ara Tabaka Kullanarak Sürtünme Karıştırma Ekstrüzyon Lehimleme Yöntemiyle Birleştirilmesi**

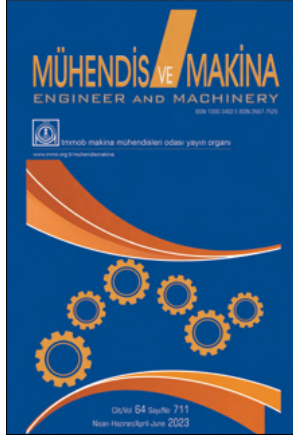
*Joining AA5754-H22 and AA2024-T3 Plates By Friction Stir Extrusion Brazing Method Using Zn Inter*

**Neslişah KURNAZ, Berna SALVAZLIOĞLU,  
Yahya BOZKURT**

**Tersanelerde İş Sağlığı ve Güvenliğinin Göstergeler Üzerinden İrdelenmesi**

*Examination of Occupational Health and Safety in Shipyards Based on Indicators*

**Tuncay AYVAZ, Osman Alpaslan ERGÖR**



**Dünyada ve Türkiye'de Yenilenebilir Enerji Durumu ve Kurulum Maliyetleri**

*Renewable Energy Status and Installation Costs in The World and Turkey*

**Seyda ÖZBEKTAŞ, Mahmut Can ŞENEL, Bilal SUNGUR**

**Makine İmalat Teknolojileri ve Eklemeli İmalat Literatürünün Görselleştirilmesine Dair Bibliyometrik Bir Analiz**

*A Bibliometric Analysis to Visualization of Machine Manufacturing Technologies and Additive Manufacturing Literature*

**Sabiha KILIÇ**

**Development and Verification of A Multiblock Structured Grid Solver For 3D Euler/Navier-Stokes Equations**

*Üç Boyutlu Euler/Navier-Stokes Denklemleri İçin Çok Bloklu Yapısal Ağılı Çözücü Geliştirilmesi ve Doğrulanması*

**Defne KIRAN, Ali Ruhşen ÇETE**

**Derleme Makaleleri / Review Articles**

**A Review On Laboratory Scale Machines Supporting R&D Studies Used İn Filament Yarn Technology**

*Filament İplik Teknolojisinde Kullanılan ve Ar-Ge Çalışmalarını Destekleyen Laboratuvar Ölçekli Makinalar Üzerine Bir İnceleme*

**Selcen ÖZKAN HACIOĞULLARI, Osman BABAARSLAN**

**Floropolimerlerin Geri Dönüşümü ve Sızdırmazlık Sektöründeki Uygulama Alanları**

*Recycling of Fluoropolymers and Applications in The Sealing Industry*

**Ezgi ÖZGÜNERGE FALAY, Burcu ÇALIŞKANELLİ,**

**Öz Erman ARUSAN, Lütfiye ALTAY, Mehmet SARIKANAT**

# MÜHENDİS VE MAKİNA

## ENGINEER AND MACHINERY

ISSN 1300-3403



MÜHENDİS VE MAKİNA  
ENGINEER AND MACHINERY



TMMOB makina mühendisleri odası yayın organı  
[www.tmmob.org.tr/muhendisler](http://www.tmmob.org.tr/muhendisler)

makina mühendisleri odası yayın organı  
ndismakina

64 Sayı No 712  
Temmuz Eylül/July-September 2023



**Araştırma Makaleleri / Research Articles**

**Uçak Performans Parametrelerinin Ağırlıklandırılmasında Swara Metodu**

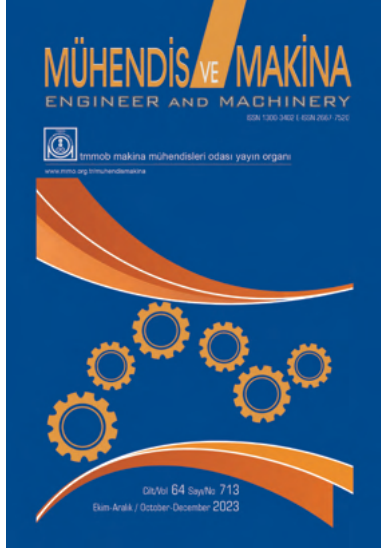
*Swara Method For Weighting Aircraft Performance Parameters*

**Azar GARAYEV, Ebru YAZGAN, Elif KORUYUCU**

**Triz Etkiler Veri Tabanı Kullanımı ile Yenilikçi İplik Kurutma Ünitesinin Geliştirilmesi**

*Development of Innovative Yarn Drying Unit Using Triz Effects Database*

**Ali KILIÇ, Mehmet Erkan KÜTÜK, Orhan ERSÜRMEİ, Bahattin DABANIYASTI, Kemal DABANIYASTI, Sadettin KAPUCU**



**Kaynak Çalışanlarının Termal Konfor Düzeylerinin Belirlenmesine Yönelik Bir İnceleme**

*An Investigation On Determining The Thermal Comfort Exposure Levels of Welding Workers*

**Uğur BAYAR, Uğur ARABACI**

**A Design of 3 Piece Run Flat Mobile Tire Changer For 22.5" Rims**

*22,5 Inch Jantlar İçin 3 Parça Run Flat Mobil Sökme Takma Makinesi Tasarımı*

**Fatih KARAMAN, Ruhi YEŞİLDAL**

**Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Ramberg-Osgood Parametrelerinin Tahmin**

**Edilmesi: Girdi Parametreleri ve Nöron**

**Sayılarının Tahminleme Doğruluğu**

**Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi**

*Estimation of Ramberg-Osgood Parameters Using Artificial Neural Networks: Investigating The Effects*

*of Input Parameters and Hidden Neuron Numbers on Estimation Accuracy*

**Mehmet Alperen SOYER, Özler KARAKAŞ**

**Dış ve İç Dişli Çarklarda Girişim**

*Interference in External and Internal Gears*

**Mahmut Cüneyt FETVACI**

**Biyogaz Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorun NSGA-II Algoritmasıyla Optimizasyonu**

*Optimization Of A Biogas Fueled Reactivity Controlled Compression Ignition Engine Using NSGA-II Algorithm*

**Tülay ÇELİK, Ramazan ŞENER**

**Elektrikli Araçların Menzil Sorunu Çözümünde Önemli Bir Tasarım: Elektromekanik Rejeneratif Süspansiyon Sistemi**

*A Crucial Design For Solving The Range Issue In Electric Vehicles: Electromechanical Regenerative Suspension System*

**Doğukan TUNCER, Eylem YILMAZ ULU**



## 2023 YILINDA DERGİMİZ İÇİN MAKALE DEĞERLENDİREN HAKEMLER

Abdullah Mevlüt MUTLUEL

Afşın Alper CERİT

Agah AYGAHOĞLU

Ahmet ÇAĞLAR

Ahmet MAVİ

Ahmet YILANCI

Ali Rıza MOTORCU

Arslan KAPTAN

Atilla Gencer DEVECİOĞLU

Aykut Fatih GÜVEN

Aytaç ONUR

Barış ÖZLÜ

Batıkan Erdem DEMİR

Berkant DİNDAR

Binnur GÖREN KIRAL

Birol ŞAHİN

Burak KİŞİN

Cem BOĞA

Cem ERTEK

Cengiz Görkem DENGİZ

Çağlar ÜÇLER

Çiğdem NAHYA

Dilek DURSUN

Doğan Engin ALNAK

Edip TAŞKESEN

Emir ESİM

Emrah KANTAROĞLU

Engin GEDİK

Erhan PULAT

Ertan ALPTEKİN

Eylem YILMAZ ULU

Fatih ULUKAYA

Fatin SÖNMEZ

Fatma Nazlı ÖZSOLAK

Fikri Erdem ŞEŞEN

Furkan PARMAKSIZ

Gökhan COŞKUN

Gülseren Serap ÇEKEROL

Doğuş Üniversitesi

Erciyes Üniversitesi

Dumlupınar Üniversitesi

Akdeniz Üniversitesi

Gazi Üniversitesi

Ege Üniversitesi

Çanakkale On Sekiz Mart Üniversitesi

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Dicle Üniversitesi

Yalova Üniversitesi

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Aksaray Üniversitesi

Karabük Üniversitesi

Gaziosmanpaşa Üniversitesi

Dokuz Eylül Üniversitesi

Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi

Bursa Uludağ Üniversitesi

Adana Alpaslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniv.

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Ondokuz Mayıs Üniversitesi

Özyeğin Üniversitesi

İstanbul Esenyurt Üniversitesi

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Şırnak Üniversitesi

Erciyes Üniversitesi

Kırıkkale Üniversitesi

Karabük Üniversitesi

Bursa Uludağ Üniversitesi

Kocaeli Üniversitesi

Pamukkale Üniversitesi

Kütahya Sağlık Bilimleri Üniversitesi

Artvin Çoruh Üniversitesi

Erciyes Üniversitesi

Kırıkkale Üniversitesi

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Sakarya Üniversitesi

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Gürcan ATAKÖK

Hakan ERSOY

Hakkı AKTAŞ

Hasan KÜÇÜK

Hüseyin Emre DOĞAN

Hüseyin Günhan ÖZCAN

Hüsnü ATAKÜL

İbrahim Çağrı BARUTÇU

İrem OTAY

Kadir GÖK

Levent BİLİR

M. Haluk AKSEL

Mahmut HEKİM

Mehmet Akif Akif KOÇ

Mehmet Şerif KAVSAOĞLU

Meksut ALEV

Muhammed İhsan ÖZGÜN

Muhammet AYDIN

Muhammet OYAN

Muhammet Vahittin KAÇMIŞ

Mustafa Zeki YILMAZOĞLU

Nergizhan ANAÇ

Öner ATALAY

Özge ALTUN

Seda HEZER

Serap Nur DUMAN

Serdar Başar KOYUNCU

Serhat YUDAR

Sertaç Samed SEYİTOĞLU

Şengül GÜVEN

Taha KADIOĞLU

Tamer SARAÇYAKUPOĞLU

Tevfik KÜÇÜKÖMEROĞLU

Tezcan ŞEKERCİOĞLU

Yaşar SERT

Yusuf ÖZBAKIŞ

Yusuf TEKİN

Zeki AZAKLI

Marmara Üniversitesi

Akdeniz Üniversitesi

İstanbul Üniversitesi

Sakarya Üniversitesi

Karamaoğlu Mehmetbey Üniversitesi

Bahçeşehir Üniversitesi

İstanbul Teknik Üniversitesi

Hakkari Üniversitesi

İstanbul Bilgi Üniversitesi

Bakırçay Üniversitesi

Yaşar Üniversitesi

Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi

Sakarya Üniversitesi

Eskişehir Teknik Üniversitesi

Necmettin Erbakan Üniversitesi

İstanbul Teknik Üniversitesi

Gazi Üniversitesi

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Pamukkale Üniversitesi

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Konya Teknik Üniversitesi

Kırıkkale Üniversitesi

İstanbul Aydın Üniversitesi

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Hitit Üniversitesi

Pamukkale Üniversitesi

İstanbul Gelişim Üniversitesi

Karadeniz Teknik Üniversitesi

Pamukkale Üniversitesi

Karadeniz Teknik Üniversitesi

Amasya Üniversitesi

Erciyes Üniversitesi

Gümüşhane Üniversitesi

2023 yılında Mühendis ve Makina dergisine katkılarından dolayı uzmanlarımıza teşekkür ederiz.

# ARAŞTIRMA MAKALELERİ

## Research Articles

- Triz Etkiler Veri Tabanı Kullanımı ile Yenilikçi İplik Kurutma Ünitesinin Geliştirilmesi** 576-591  
*Development of Innovative Yarn Drying Unit Using Triz Effects Database*  
Ali KILIÇ, Mehmet Erkan KÜTÜK, Orhan ERSÜRMELE, Bahattin DABANIYASTI,  
Kemal DABANIYASTI, Sadettin KAPUCU
- Kaynak Çalışanlarının Termal Konfor Düzeylerinin Belirlenmesine Yönelik Bir İnceleme** 592-614  
*An Investigation On Determining The Thermal Comfort Exposure Levels of Welding Workers*  
Uğur BAYAR, Uğur ARABACI
- A Design of 3 Piece Run Flat Mobile Tire Changer For 22.5" Rims** 615-632  
*22,5 Inch Jantlar İçin 3 Parça Run Flat Mobil Sökme Takma Makinesi Tasarımı*  
Fatih KARAMAN, Ruhi YEŞİLDAL
- Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Ramberg-Osgood Parametrelerinin Tahmin Edilmesi: Girdi Parametreleri ve Nöron Sayılarının Tahminleme Doğruluğu Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi** 633-651  
*Estimation of Ramberg-Osgood Parameters Using Artificial Neural Networks: Investigating The Effects of Input Parameters and Hidden Neuron Numbers on Estimation Accuracy*  
Mehmet Alperen SOYER, Özler KARAKAŞ
- Dış ve İç Dişli Çarklarda Girişim** 652-669  
*Interference in External and Internal Gears*  
Mahmut Cüneyt FETVACI
- Biyogaz Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorun NSGA-II Algoritmasıyla Optimizasyonu** 670-695  
*Optimization Of A Biogas Fueled Reactivity Controlled Compression Ignition Engine Using NSGA-II Algorithm*  
Tülay ÇELİK, Ramazan ŞENER
- Elektrikli Araçların Menzil Sorunu Çözümünde Önemli Bir Tasarım: Elektromekanik Rejeneratif Süspansiyon Sistemi** 696-724  
*A Crucial Design For Solving The Range Issue In Electric Vehicles: Electromechanical Regenerative Suspension System*  
Doğukan TUNCER, Eylem YILMAZ ULU