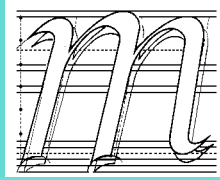


# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 22

Sayı: 1

Mayıs 2024



*m a t i m*

**ODTÜ Prof. Dr. Mustafa N. Parlar  
Eğitim ve Araştırma Vakfı - ANKARA**

## Yayın Kurulu

**Editör:** Erhan İlhan Konukseven  
**Yardımcı Editör:** Hakan Kalkan  
**Yardımcı Editör:** Oğuzhan Yılmaz  
**Yardımcı Editör:** Sezer Özerinç

ODTÜ  
Atılım Üniversitesi  
Gazi Üniversitesi  
ODTÜ

## Kurul Üyeleri

Metin Akkök  
Can Çoğun  
Mustafa Bakkal  
Cemal Merih Şengönül  
Erhan Budak  
İsmail Durgun  
Volkan Esat  
Mehmet Fırat  
Hüseyin Filiz  
Necdet Geren  
Mustafa İ. Gökler  
Yiğit Karpat  
İsmail Lazoğlu  
İzzet Özdemir  
Ferruh Öztürk  
Evren Yasa  
İ. Ethem Saklakoğlu  
Halim Meço  
Yusuf Kaynak  
Ali Oral  
Haydar Livatyalı

ODTÜ  
Çankaya Üniversitesi  
İTÜ  
Atılım Üniversitesi  
Sabancı Üniversitesi  
e- Danışman Bursa  
ODTÜ Kuzey Kıbrıs  
Sakarya Üniversitesi  
Gaziantep Üniversitesi  
Çukurova Üniversitesi  
ODTÜ  
Bilkent Üniversitesi  
Koç Üniversitesi  
İYTE  
Uludağ Üniversitesi  
Eskişehir  
EGE Üniversitesi  
FNSS  
Marmara Üniversitesi  
Balıkesir Üniversitesi  
YTÜ

## Danışma Kurulu

Bilgin KAFTANOĞLU  
Tuna BALKAN  
Melik DÖLEN  
Yiğit YAZICIOĞLU  
Orhan YILDIRIM

ATILIM Üniversitesi  
ODTÜ  
ODTÜ  
ODTÜ  
ODTÜ

## Yazışma Adresi, Telefon ve Faks

Orta Doğu Teknik Üniversitesi Prof. Dr. Mustafa N. Parlar  
Eğitim ve Araştırma Vakfı

Hacettepe Üniversitesi Beytepe Kampüsü 1661.Sk. No:12 Beytepe/Ankara

Tel : +90 312 227 02 73 , Faks : +90 312 227 02 75

Web : <https://parlar.org.tr/matim>

e-mail : [matim@parlar.org.tr](mailto:matim@parlar.org.tr)

# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 22 Sayı: 1

JOURNAL OF  
MECHANICAL DESIGN  
AND PRODUCTION

Vol: 22 No: 1

ISSN 2667-4297

## TELİF HAKKI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde yayımlanan bütün yazıların telif hakkı ODTÜ Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Eğitim ve Araştırma Vakfına aittir. Yayımlanmış yazıların başka bir yerde tekrar yayımlanması, çoğaltılması ve dağıtılması, Yayın Kurulundan yazılı izin almak koşulu ile mümkündür. Makalelerdeki görüşlerden doğacak sorumluluk makale yazarına aittir.

## DİZGİ

Hülya SEVER

## BASKI

DERGİPARK-Elektronik Yayın

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

## İÇİNDEKİLER

### ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

Parametrik Tasarım Yazılımının Üretim Öncesi Çalışmalar İçin Bir Tarım Makinesinde Geliştirilmesi 1

**Osman Bahadır Özden  
İbrahim Savrukoğlu**

A Numerical Investigation About Shrink Line Formation in TPMS Lattice Structures During LPBF Process 8

**Orhan Gülcan  
Kadir Günaydın  
Uğur Şimşek**

Sodyum Katkılı ve Mono Metalik Egzoz Supaplarının Sıcaklık Dağılımı Karşılaştırması 17

**Ulas Aytac Kılıçarpa**

Investigation of Bio-materials Used in Knee İmplant 22

**Bahadır Birecikli**

Design and Manufacturing of a Pin on Disk Tribometer 31

**Korcan Küçüköztaş  
İlker Talay  
Fatih Çalışkan  
Mustafa El Sakka  
Mohammed Nassar  
Bilgin Kaftanoğlu**

Sayın Okurlarımız,

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi 1986 yılından bu yana özgün araştırmaları yayımlayan hakemli bir dergi olarak süreklilik kazanmıştır. 2001 yılında dergimize ISBN (ISBN1302-9487) numarası verilmiş, TÜBİTAK tarafından ulusal veri tabanına alınmış ve dergi basım adedi artırılarak Türkiye’de daha yaygın dağıtımı sağlanmıştır.

Yayın kurulumuz dergiye özgün çalışma ürünü, derleme veya bir bilgi ve tecrübe aktarımını sağlayacak makaleler bulmak konusunda katılımlarınızı beklemektedir. Ayrıca kitap tanıtımı, konu taraması ve sanayi kuruluşlarının etkinliklerini içeren yazılara da geçmişte olduğu gibi yer verilmektedir.

Dergimiz, 2017 yılından beri TÜBİTAK DERGİPARK ortamında yayınlanmaktadır. (<http://dergipark.org.tr/tr/pub/matim>) 2019 yılından beri elektronik yayına dönmemiz nedeni ile dergi ISSN-No 2667-4297 olmuştur. Dergimizin eski sayılarına da (<http://dergipark.org.tr/tr/pub/matim/archive>) adresinden ulaşılmaktadır.

Ayrıca yeni web sayfamızda (<https://parlar.org.tr/matim>) Dergimiz ile ilgili bilgiler bulunmaktadır. Dergimiz 2021 yılındanberi tekrar TR Dizin tarafından da önceki yıllarda olduğu gibi taranmaya devam edilmiştir.

(<https://app.trdizin.gov.tr/dergi/TWpreE1RPT0/makina-tasarim-ve-imalat-dergisi>)

Dergimiz, 1986-2022 yılları arasında Makine Tasarım ve İmalat Derneği bünyesinde yayınlanmıştır. Ancak, Derneğin 2022 yılı sonu itibarı ile faaliyetlerini sonlandırması üzerine, dergimiz 2023 yılından itibaren Orta Doğu Teknik Üniversitesi Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Eğitim ve Araştırma Vakfı bünyesinde yayına devam etmektedir.

Dergimizi, endüstri ve akademik kuruluşlarımızın karşılıklı bilgi alışverişinde bulunduğu, teknik sorunları tartıştığı ortak bir forum haline getirmek için siz meslektaşlarımızın katkı ve önerilerini bekleriz.

Saygılarımızla,

Yayın Kurulu

Osman Bahadır Özden\* Necmettin Erbakan Üniversitesi  
Makine Mühendisliği  
Konyaİbrahim Savrukoğlu Savrukoğlu Ziraat Makinaları San. Ve Tic. Ltd.  
Şti.  
Afyonkarahisar

# Parametrik Tasarım Yazılımının Üretim Öncesi Çalışmalar İçin Bir Tarım Makinesinde Geliştirilmesi

Makine tasarımlarında ihtiyaçlar üzerine yapılan tasarım değişiklikleri konvansiyonel tasarım yöntemlerine göre uzun vakitler almakta ve mühendislik maliyetini artırmaktadır. Bilgisayar destekli tasarım programları (CAD) ve programlama dillerinin haberleşmesi ile makine tasarımlarına özgü ara yüzler hazırlanabilmekte olup kullanım kolaylığı ve zaman kazancı açısından yapılan yazılım uygulamaları günümüzde önem kazanmaktadır. Bu çalışmada tarım makinelerinde kullanılan kulaklı pullukların; tasarımı, montajı, parçaları, unsurları, ölçüleri ve teknik resimleri bir parametrik tasarım yazılımı vasıtası ile 522 adet değişken ile kontrol edilerek kulaklı pulluk tasarımı yapılmıştır. Uzun vakitler alan tasarımlar için bu yaklaşım ile kulaklı pulluklar için değişkenler tamamlandıktan sonra 92 saniye sürerek tasarımı tamamlamaktadır. Örnek bir çalışma için tanımlanan değişkenlere göre aracın analitik hesabı neticesinde 5,26 kN çeki kuvveti değerini sağlayacak güce ihtiyaç olduğu tespit edilmiştir. Çalışmanın sonucunda önerilen bu sistem ile literatür çalışmalarında bulunan küçük yapıların dışında büyük ve karmaşık yapılarda da uygulanabilirliğini göstermiştir. Kulaklı pulluk veya farklı karmaşık yapıları makine tasarımlarında yüksek tasarım bilgisi olmayan kişilerinde kullanılabilmesi, hızlı ve stabil 3D katı modellerin oluşturulabilmesi için imalat öncesi çalışmalarda bu yaklaşımlar önerilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Parametrik Tasarım, Makine Tasarımı, 3D Tasarım, Tasarım Otomasyonu

## Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 4 Şubat 2023

Kabul: 31 Aralık 2023

\*Sorumlu Yazar: Osman Bahadır Özden

Email:

osmanbahadirozden@ogr.erbakan.edu.tr

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1247474>

## GİRİŞ

Sürekli gelişen teknolojilerin yanında, tarım makineleri sektöründe oluşan rekabet ile birlikte, seri üretim, müşteri ihtiyaçlarına hızlı cevap verebilme gibi yeteneklerin geliştirilmesi açısından tarım sektöründe inovatif fikirler önem kazanmaktadır. Türkiye de tarım makineleri sektöründeki firmalar ihracatının artmasıyla beraber yurt dışı firmalarıyla rekabet içerisine girmektedir. Bu sebeple ürün ve hizmetler ile alakalı inovasyon yapmak firmalarda zorunlu ihtiyaç haline gelmektedir [1]. İnovasyon çalışmaları firmalar için pazar ağını artırmak ve rekabet açısından üstünlük kazandırmaktadır. Sadece maliyeti azaltmak amacıyla değil ürünün kalitesi,

üretim kabiliyetini, tasarım kalitesini artırmak amacıyla inovasyon çalışmaları önem arz etmektedir [2]. Bu çalışmaları yapabilmek için firmaların ihtiyaçların belirlenebilmesi, ihtiyaçların geliştirilebilmesi açısından alanında uzman kişiler tarafından eğitimde önem kazanmaktadır [3]. Tarım makineleri imalat sanayisinde çalışanların eğitim seviyesi arttıkça yapılan yenilikler, tarım sektörüyle ilgili literatür çalışmaları da artış göstermektedir [4].

Tarım makineleri sektöründe çiftçi ihtiyaçlarına binaen toprak işleme makineleri üretimi oldukça fazladır [5]. Artan yakıt fiyatları ile birlikte çiftçiler için toprak işleme makineleri tasarımı önem

arz etmektedir. Bölgelere ve traktör güçlerine göre farklı ölçülerde tasarım istenmektedir. Her modelin dikkate alınması maliyet üzerindeki yüksek baskılar, rekabet ve tarım makineleri üreticilerinden tasarımcılarına gelen acil tasarım isteklerine yönelik artan talepler nedeniyle yüksek çeşitlilikteki farklı tarım makine tasarımları minimum zaman ve emekle gerçekleştirilmelidir. Bu sebepten dolayı tarım makineleri tasarımlarında parametrik tasarım uygulamaları, bu sürecin verimli olması için önem kazanmaktadır.

Geleneksel makine tasarım süreçlerinde montajın ve parçaların değiştirilmesi, parçalara bağlı unsurların ve ölçülerin güncellenmesi, tasarımların mühendislik denklemleriyle analitik olarak kontrol edilmesi, teknik resimlerin hazırlanması ve üretime hazır hale getirilmesi için uzun bir süreç almaktadır. Bu tasarımın parametrik yapılması ve yazılım vasıtasıyla oluşturulması tasarım sürecini ve maliyetini minimize edebilmektedir [6]. Geliştirilen parametrik tasarım uygulamalarında, montajlarda ve parçalarda tüm özelliklerin birbiri ile ilişkisini tanımlanarak bilgi tabanlı mühendislik (knowledge based engineering) uygulanmaktadır [7, 8]. Parametrik tasarım uygulamaları farklı CAD programları ve yazılım algoritmalarını haberleştirerek farklı sektörlerde kullanılabilir [9, 10]. Dişli çark, rulman, otomotiv yedek parçaları gibi montajın alt parçaları oluşturan parçalar içinde algoritmalar ve yaklaşımlar geliştirilmektedir [11].

Bu çalışmada kulaklı pulluklar için hazırlanan parametrik tasarım yazılımının geliştirilmesi ve algoritması ile çalışmalar açıklanmıştır. Yapılan çalışmada geliştirilen yazılım, tasarımdaki sistematik düzen ile tarım makineleri ve diğer imalat sektöründeki üreticiler için hatasız ve pratik bir şekilde üretime hazır hale getirebilen tasarımlar elde edilebilmektedir.

## MATERYAL ve METOD

Kulaklı pulluk tasarımında Solidworks CAD (Computer aided design) programı kullanılmakta olup geliştirilen yazılımda ise CAD programının API (Application programming interface) kodları kullanılarak Vb.NET (Visual basic) programlama dili ile bir uygulama hazırlanmıştır. Bu uygulamada kulaklı pulluk makinesinin tüm parçalarının unsurları ve ölçüleri yazılımda nesne olarak tanımlanıp OOP (Object-oriented programming) nesne yönelimli programlama yapılmıştır. Kulak tasarımında ise eğimli yüzey olarak 2. Dereceden formülasyon ile tanımlanabilmektedir [12]. Bu tanımlamalara göre kulak tasarımında tüm ölçüler parametrik hale getirilerek yazılıma tanımlanmıştır.

## Önerilen Parametrik Tasarım Yazılım Algoritması

Kulaklı pulluk parametrik tasarım yazılımı algoritmasında belirlenen parametreler ile uygulama başlatılıp her bir parça, parçadaki tasarım unsurları, parçanın ölçüleri güncellenip tasarım montajı başlatılmaktadır. Traktörün gücüne ve makinenin genişliğine göre yazılım ara yüzünde kulak sayısı belirlenebilmektedir. Tasarım montajında belirlenen kulak sayısı ve güncellenen parçalara göre tekrar tasarım yapmakta ve değerlendirmelerin olumlu olması durumunda nihai tasarım elde edilmektedir. Nihai tasarım sonrasında teknik resimler ile birlikte üretim hazır hale getirilmektedir.

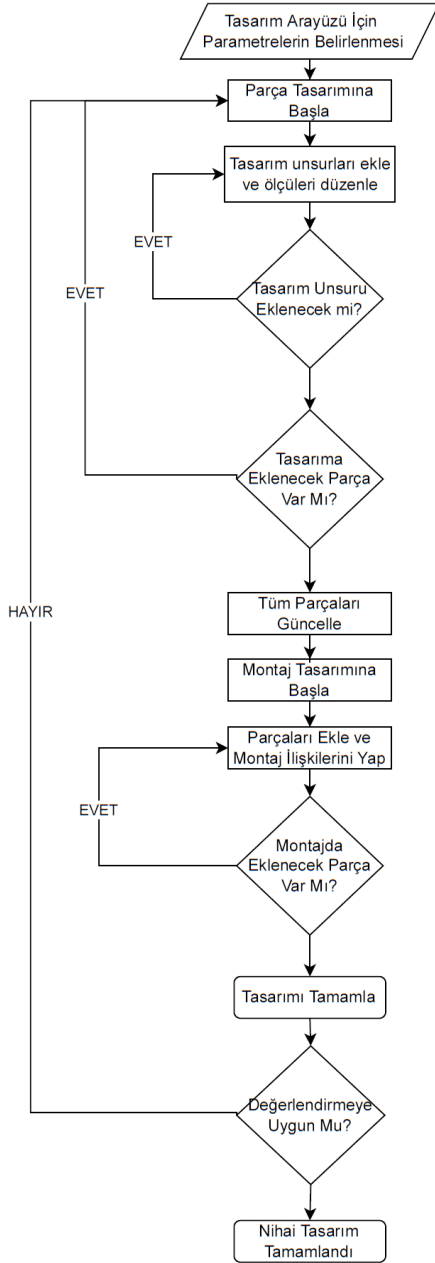
Programlama dili ile oluşturulan kodların kullanıcı arayüzü ile bağlantısı sağlanmış arayüzde tanımlanan parametrik değişkenler ile göre kontrol edilmekte ve tasarımlar oluşturulmaktadır. Tüm parametrik değişkenler tanımlandıktan sonra, parça ve montaj içerisinde tüm unsurlar, ölçüler, birbirleriyle ilişkileri, gövdeler kontrol edilmektedir. Sonrasında değerlendirme aşamasında geçmekte ve bu aşamada analitik denklemler ile hesaplamalar, yazılım vasıtası ile uygulanıp belirlenen kritere göre değerlendirilmektedir. CAD programı ile tasarlanan yapılar sonlu elemanlar yöntemi analizleri kriter olarak alınabilmektedir [13, 14]. Bu çalışmada, literatür de bulunan çalışmalarda çeki kuvveti için bulunan kriterler alınmıştır. Kriter sağlandıktan sonra ise teknik resimler yazılım vasıtası ile oluşturulup üretime hazır hale getirilmektedir. Ayrıca tasarımda bulunan tüm montaj, parça, unsur ve ölçüler birbiriyle ilişkilidir. Tasarımda 522 adet değişkenin arayüz ile kontrol edilmesiyle ilişkilerinin olması sebebiyle stabil tasarım çıktıları elde edilmektedir. Şekil 1 ve Şekil 2’de önerilen bu sistematik tasarım akışı ve algoritması gösterilmektedir.

## Algoritmanın Değerlendirme Aşaması

Kulaklı pulluk parametrik tasarım yazılımı algoritmasının değerlendirme aşamasında traktör veya çekme amacı olan aracın gücüne göre sonuçlar incelenmektedir. Talep edilen güç çeki kuvvet hesabı programına göre karşılaştırılmakta olup kriteri sağlama durumunda yazılım teknik resim aşamasına geçip güncellemede ve üretime hazır hale getirmektedir.

Çeki kuvveti hesabı yazılımında kulaklara gelen tepki kuvvetleri:  $H_s$  (Pulluk uç demirinde oluşan tepki kuvveti, kN),  $H_{mc}$  (Kulakta oluşan tepki kuvveti, kN),  $H_e$  (Kulakta potansiyel enerjiden oluşan tepki kuvveti, kN),  $H_{cs}$  (Uç demiri ile çizi duvarında yanal kuvvetin oluşturduğu sürtünmeden kaynaklanan tepki kuvveti, kN),  $H_{ms}$  (Kulak ile çizi duvarında yanal kuvvetin sürtünme etkisinden kaynaklanan tepki kuvveti, kN),  $H_{fs}$  (Kulağın yanal

hareketinden kaynaklı kulakta sürtünmelerin oluşturduğu tepki kuvveti, kN)'dir. Bu kuvvetlerin toplamı ile  $H_t$  (Çeki kuvveti, kN) elde edilerek çeki kuvveti için değerlendirmeler yapılmaktadır.



Şekil 1. Önerilen yazılım algoritması

$$H_t = H_p + H_s + H_{mc} + H_e + H_{cs} + H_{ms} + H_{fs} \quad (1)$$

Toprak tipine, çeki kuvvetini sağlayan aracın hızına, çelik ve toprak arasındaki sürtünme kuvvetine bağlı olarak yazılıma  $\gamma$  (Toprağın birim hacimdeki ağırlık değeri, kN/m<sup>3</sup>),  $d_p$  (Kulaklı pulluk uç demiri derinlik, m),  $c$  (Kohezyon, kN/m<sup>2</sup>),  $w_p$  (Uç demiri

genişlik, m),  $m$  (Bozulma oranı),  $v$  (Araç ilerleme hızı, m/s),  $g$  (Yerçekimi ivmesi, m/s<sup>2</sup>),  $a_p$  (Uç demiri kama açısı, °),  $a_s$  (Toprak kaldırma açısı, °),  $\delta$  (Toprak ile metal sürtünme katsayısı),  $\delta_s$  (Toprak-toprak sürtünme katsayısı),  $w_s$  (Pulluk uç demiri genişlik, m),  $\beta$  (Pulluk uç demiri açısı, °),  $\theta$  (Kulak açısı, °) değişkenleri girilerek, toplam çeki kuvvet  $H_t$  kuvveti bulunmaktadır [15]. Bu değişkenler deneysel ve sonlu elemanlar analiz çalışmaları neticesinde elde edilen değerlere göre çeki kuvvet hesabı için yazılıma tanımlanmıştır [16].

$$H_p = [(\gamma d_p N_y + c d_p N_c)(w_p + 0.55 d_p (m - \frac{m-1}{3})) + \left(\frac{\gamma N_a d_p}{g}\right)(w_p + 0.33 d_p)] \sin(a_p + \delta) \quad (2)$$

$$H_s = (\gamma d_s N_y + c d_s N_c + \frac{\gamma v^2 N_a d_s}{g}) w_s \sin(a_p + \delta) \sin \beta \quad (3)$$

$$H_{mc} = (\gamma/g)(w_p d_p + w_s d_s) v^2 (1 - (1 - \sin \theta \tan \delta) \cos \theta) \quad (4)$$

$$H_e = 2\gamma(w_p d_p + w_s d_s) d_s \quad (5)$$

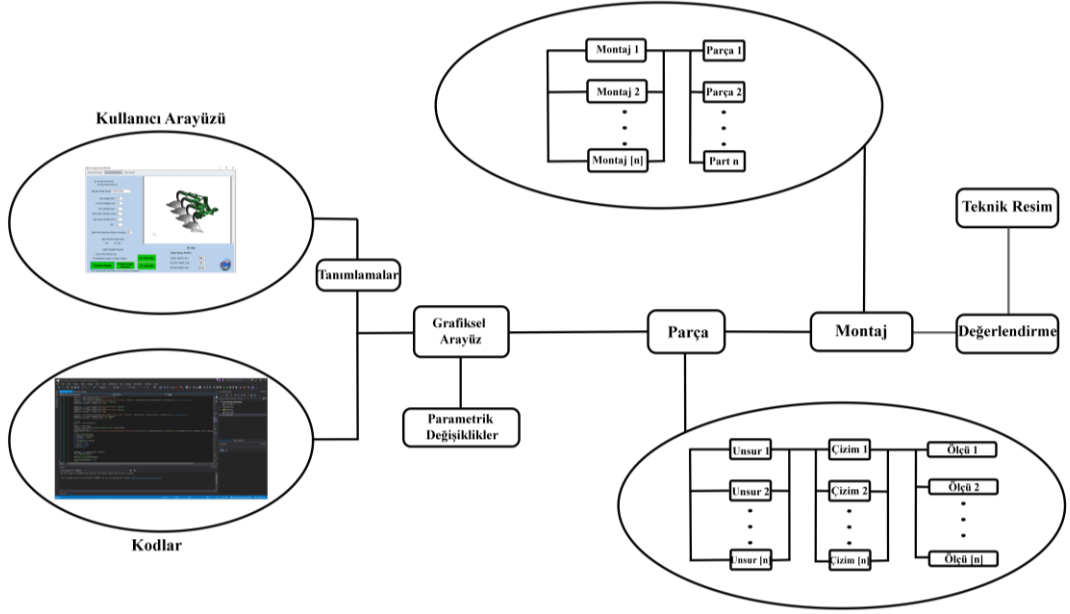
$$H_{cs} = (\gamma d_s N_y + c d_s N_c + \frac{\gamma v^2 N_a d_s}{g}) w_s \sin(a_p + \delta) \cos \beta \tan \delta \quad (6)$$

$$H_{ms} = (\gamma/g)(w_p d_p + w_s d_s) v^2 \sin \theta (1 - \sin \theta \tan \delta) \tan \delta \quad (7)$$

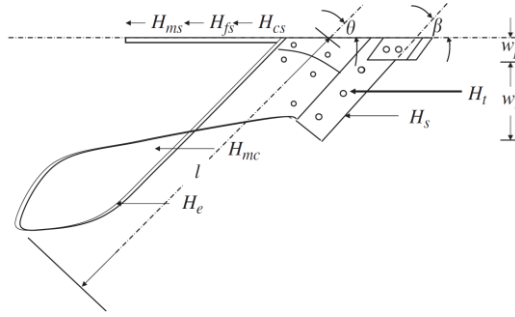
$$H_{fs} = 0.95 \gamma (w_p d_p + w_s d_s) \tan \delta \tan \delta_s \quad (8)$$

## BULGULAR

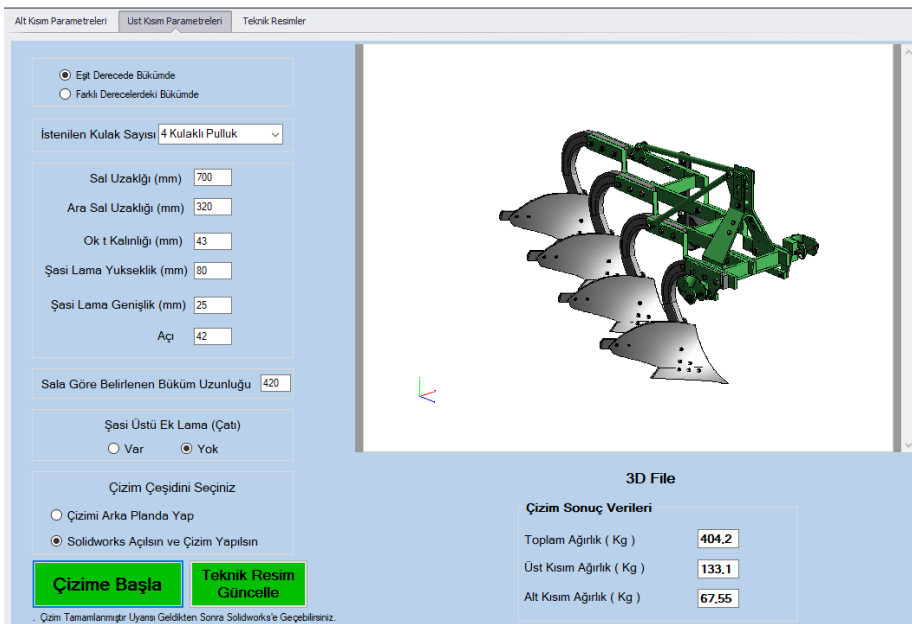
Parametrik pulluk tasarım yazılımında tüm parçaların ve montajların unsurları, ölçüleri kullanıcı ara yüzünde değiştirilebilmektedir. Uygulanan metod ve parametrik tasarım platformu yüksek tasarım bilgisine ve CAD programı bilgisine ihtiyaç duymamaktadır. Müşteri talebine göre değiştirilen tasarımın, kısa süreler içerisinde tüm aşamaları tamamladığı ve üretime hazır hale getirilmiştir. Yazılımın hazırladığı teknik resimler için birçok makine üretimi kalite kontroller ile doğrulanarak tasarım için hatasız ürünler elde edildiği belirlenmiştir. Şekil 4'de gösterilen kullanıcı arayüzünde 3D katı modelinde güncellenmesi, CAD programının arka planda çalışmasını sağlamaktadır.



Şekil 2. Oluşturulan tasarım otomasyon sistemi akış şeması



Şekil 3. Kulak üzerine gelen tepki kuvvetleri [15]

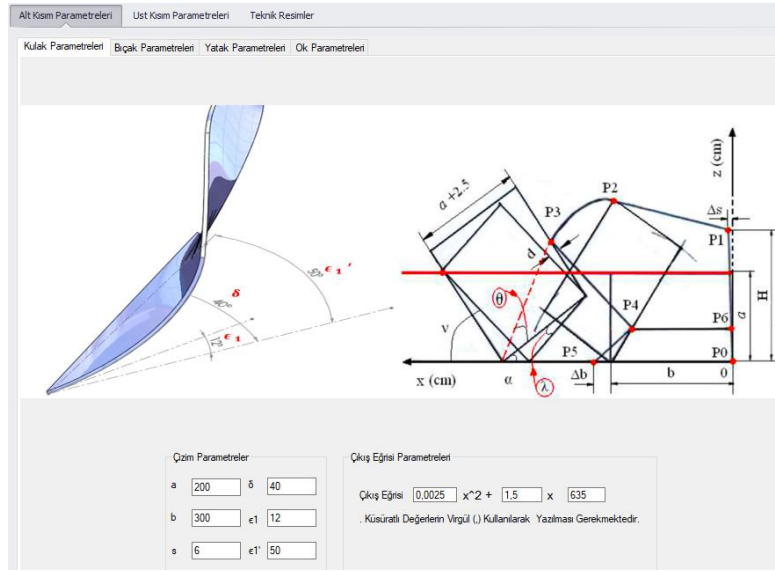


Şekil 4. Montajı ve değişkenlerini içeren kullanıcı arayüzü

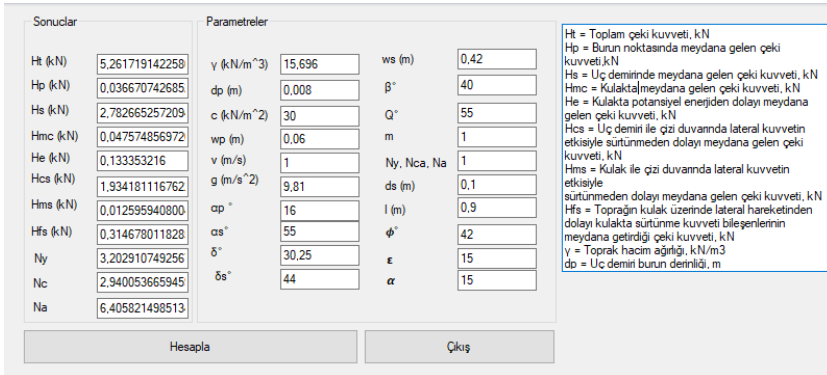


Yazılım algoritması ile sistematik bir düzen sağlanmakta olup tasarım maliyetini minimize etmektedir. Kulaklı pulluk makine tasarımını 92 saniye gibi kısa süre içerisinde tamamlamaktadır. Hatasız ve stabil tasarımların elde edilmesi ile birlikte sıklıkla kullanılabilir hale getirilmiştir. Kulaklı pulluk makinesi alt parçalarının da değişken olması ile tasarım yeteneği genişletilmiştir. Bununla birlikte müşterilerin talep edebileceği tüm değişkenler tanımlanmıştır. Tüm alt parçalarla beraber kulak tasarımlarının da parametrik olması zorlu tasarım sürecinde kolaylık sağlamıştır. Şekil 5'te kulak tasarımına ait tüm parametreler gösterilmekte olup gösterilen parametrelere göre kulak tasarımı yapılabilmektedir.

Kulaklı pulluk tasarımı yazılım tarafından hazır hale getirildikten sonra toprak ile temas eden yüzey alanlarına, toprak tipine ve özelliklerine bağlı olarak  $H_1$  çeki kuvveti hesabına göre değerlendirmeler yapılmaktadır. Aracın gücüne göre değerlendirmeler yapıp çeki kuvvetine göre uygun görüldüğü takdirde tasarım kabul edilmekte ve kriter oluşturulabilmektedir. Tasarımın seri bir şekilde değiştirilebilir olması ile birlikte hesaplamalar için Şekil 6'da gösterilen ara yüz hazırlanıp hesaplamalar neticesinde değerlendirme açısından pratik bir çözüm sağlanmıştır.

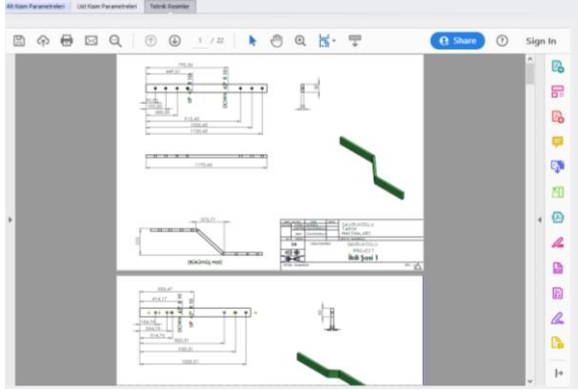


Şekil 5. Montaja bağlı parçaların parametrik tasarım kullanıcı arayüzü



Şekil 6. Değerlendirme aşaması için hazırlanan analitik hesap programı

Yazılım algoritmasında değerlendirme aşamasının bitmesi ile beraber üretim için Şekil 7’de gösterilen ara yüz ile teknik resimler tüm parçalar için elde edilmektedir. Tasarım otomasyonu amacıyla hazırlanan algoritmanın tamamlanması ile üretim için hazır hale gelmektedir. Gerçekleştirilen çalışma neticesinde analitik hesaplamalar gerçekleştirilmiş tasarım çıktısı olarak çeki kuvveti ve teknik resimler elde edilmiştir. Bu çalışmanın önerdiği sistemin kullanılabilirliği sadece kulaklı pulluklar için değil, akademik çalışmalar veya imalat sektöründe sıklıkla değişen tasarımların bu sistem ile daha stabil ve pratik çözümler sağlanacağına öngörülmüştür.



Şekil 7. Tasarım ve değerlendirme aşaması sonrası yazılım vasıtasıyla oluşan teknik resimler

İmalata yönelik hazırlanan bu uygulama ile imalat sürecinde hatasız üretim hedeflenmiş ve gerçekleştirilmiştir. Parametrik tasarım yazılımı vasıtası ile 92 saniye gibi kısa bir süre içerisinde tüm tasarım ve analitik hesaplamalar tamamlanmıştır. Bu uygulamanın karmaşık ve 522 değişken ile büyük bir yapıda bilgi tabanlı tasarım uygulanması ile literatürde bulunan diğer çalışmalara göre büyük yapılar da tarım sektöründe de uygulanabilirliğini göstermiştir [11, 17, 18]. Bir çalışma da analitik olarak dişli hesaba ile değerlendirmeler yapılmış olup bu çalışma da çeki kuvveti hesabı için yazılım hazırlanmış ve değerlendirilmiştir [11]. Ayrıca bazı çalışmalarda bulunan metotlar ile kulak tasarımı oldukça vakit almakta olup bu çalışmada gerçekleştirilen parametrik tasarım ile daha kısa süreler ile kulak tasarımı gerçekleştirilebilmektedir [19, 20]. Sadece üretim için değil literatürde kulak yapısı için ayrı elemanlar metodu gibi yöntemlerle gerçekleştirilen analizlerde tasarım girdisi olarak avantaj sağlayabilir ve optimizasyon çalışmalarında pratik tasarımlar için kullanılabilir [21]. Geleneksel tasarım yerine kompleks yapılarda bu tür parametrik tasarım arayüzleri oldukça verimli olmaktadır [22].

## SONUÇ

Parametrik tasarım yöntemleri ile makinelerde sıklıkla değişen ölçüler için yapılan tasarımları verimli hale getirmektedir. Parametrik tasarımın, bir algoritma ve sistematik bir düzen ile yazılım vasıtalarıyla kontrol edilmesi mühendislik maliyetini azaltmakta, hata oranı düşük ve stabil sonuçlar elde edilmektedir. Tarım makineleri sektöründe, çiftçilerin ölçü çeşitliliği fazla olan çeşitli tasarım taleplerinin olması parametrik tasarım uygulamalarının geliştirilmesi ihtiyacını doğurmaktadır. Bazı durumlarda kısa süre içerisinde çok sayıda tasarım ihtiyacı oluşabilmektedir. Otomotiv, iş makineleri imalatı ve diğer sektörlerde parametrik tasarım yöntemi sıklıkla kullanılmakta olup tarım makineleri sektörü için tasarım alanında bu tür uygulamaların kullanılmadığı görülmektedir. Bu çalışmada geliştirilen algoritmanın nesne yönelimli programlama ile tasarımdaki montajın, parçaların, unsurların ve ölçülerin kontrolü sağlanmıştır. Bir ara yüz hazırlanarak tüm değişkenler kontrol edilmiştir. Bu metot, yalnızca 3D CAD parçalarının otomatik boyutlandırılmasını ve montaj modellerinin düzenlenmesini değil, aynı zamanda farklı geometrileri, malzemeleri, farklı konfigürasyonları, parçaların varyasyon alternatiflerini ve bir montajda bunlar arasındaki etkileşimlerini kapsamaktadır. 522 adet parametreye bağlı olarak tasarım 92 saniye içerisinde tamamlanmıştır. Tasarım neticesinde 5.26 kN çeki kuvvetini sağlayacak güce bir araç olması gerektiği belirlenmiştir.

Parametrik tasarım yazılımlarının, literatürde bulunan küçük yapıli modeller dışında, büyük ve karmaşık makinelerde kullanılabileceği bu çalışma neticesinde görülmüştür. Önerilen bu yaklaşım ile akademik çalışmalarda veya makine imalatı sektöründe makine tasarımı gerçekleştiren, tasarım bilgisi az olan kişilerinde tasarım ihtiyacını karşılayan, sık tasarım değişikliği yapan tasarımcılar için pratik çözümler üreten bu tür algoritmalar ile yazılım vasıtasıyla oluşturulan tasarımların, üretim, tasarım süreci ve hataları minimize ederek daha verimli olacağı, mühendislik maliyetini azaltacağı bu çalışma neticesinde önerilmektedir.

## KAYNAKÇA

1. Güler, E.Ö. Kanber, S., İnovasyon Aktivitelerinin İnovasyon Performansı Üzerine Etkileri: İmalat Sanayii Uygulaması. *Çukurova Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*. 20 (2011) 1, 61-76.

2. Özoğul, G., Türk Tarım Makinaları İmalat Sanayinde Firma Performansı Üzerine Yenilik Türlerinin Etkileri. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*. 11 (2015) 1, 17-24.
3. Yurtlu, Y., Ekmekci, K., Bozoğlu, M., Demiryürek, K., and Ceyhan, V., Tarım Makineleri İmalatçıların Güvenli Tarım Makineleri İmalatı Açısından Mevcut Durumu ve Eğitim İhtiyaçları. (2012).
4. Ertekin, C. Akman, E., Tarım Makinaları ve Teknolojileri Alanında Yapılmış Olan Yayınların Değerlendirilmesi. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*. 15 (2019) 1, 7-18.
5. Üçgül, M., Saunders, C., and Aybek, A., Ayrık Elemanlar Metodunun Tarım Makineleri Tasarımında Kullanımı Üzerine Bir Araştırma. *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Tarım ve Doğa Dergisi*. 21 (2018) 3, 304-311.
6. Long, X., Li, H., Du, Y., Mao, E., and Tai, J., A knowledge-based automated design system for mechanical products based on a general knowledge framework. *Expert Systems with Applications*. 178 (2021), 114960.
7. Myung, S. Han, S., Knowledge-based parametric design of mechanical products based on configuration design method. *Expert Systems with applications*. 21 (2001) 2, 99-107.
8. Reddy, E.J., Venkatachalapathi, N., and Rangadu, V.P., Development of an approach for Knowledge-Based System for CAD modelling. *Materials Today: Proceedings*. 5 (2018) 5, 13375-13382.
9. Demoly, F. Roth, S., Knowledge-based parametric CAD models of configurable biomechanical structures using geometric skeletons. *Computers in Industry*. 92 (2017), 104-117.
10. Khan, M.T.H., Demoly, F., and Kim, K.-Y., Formal ontology and CAD integration with macro parametric approach. *Computer-Aided Design and Applications*. 14 (2017) sup1, 24-32.
11. Reddy, E.J. Rangadu, V.P., Development of knowledge based parametric CAD modeling system for spur gear: An approach. *Alexandria engineering journal*. 57 (2018) 4, 3139-3149.
12. Soltani, M. Taghinezhad, J., Computer aided design of moldboard plough surface. *Journal of Agricultural Technology* 2012. 8 (2012) 5, 1545-1553.
13. Sümer, Y. Bediz, B., Çok fonksiyonlu paralel geçit ve yüzme merdiveni tasarımı ve analizi. *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*. 20 (2022) 1, 1-11.
14. Sümer, Y. Bediz, B., Çok fonksiyonlu paralel geçit merdiveni tasarımı, analizi ve üretimi. *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*. 18 (2020) 2, 92-105.
15. Godwin, R., O'dogherty, M., Saunders, C., and Balafoutis, A., A force prediction model for mouldboard ploughs incorporating the effects of soil characteristic properties, plough geometric factors and ploughing speed. *Biosystems engineering*. 97 (2007) 1, 117-129.
16. Saunders, C., Ucgul, M., and Godwin, R.J., Discrete element method (DEM) simulation to improve performance of a mouldboard skimmer. *Soil and Tillage Research*. 205 (2021), 104764.
17. Geren, N., Akçalı, O.O., and Bayramoğlu, M., Parametric design of automotive ball joint based on variable design methodology using knowledge and feature-based computer assisted 3D modelling. *Engineering applications of artificial intelligence*. 66 (2017), 87-103.
18. Geren, N., Akçalı, O.O., Unver, E., and Allport, J., Automated sizing of automotive steering ball joints in parametric CAD environment using expert knowledge and feature-based computer-assisted 3D modelling. *Advanced Engineering Informatics*. 52 (2022), 101630.
19. de Rave, E.G., Jimenez-Hornero, F., Munoz-Piorno, J., and Giráldez, J.V., The geometric characterization of mouldboard plough surfaces by using splines. *Soil and Tillage Research*. 112 (2011) 1, 98-105.
20. Ibrahim, A., Bentaher, H., Hamza, E., Maalej, A., and Mouazen, A.M., Advanced analytical method of mouldboard plough's design. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 88 (2017), 781-788.
21. Azimi-Nejadian, H., Karparvarfard, S.H., and Naderi-Boldaji, M., Weed seed burial as affected by mouldboard design parameters, ploughing depth and speed: DEM simulations and experimental validation. *Biosystems Engineering*. 216 (2022), 79-92.
22. Tuljapurkar, N., Jamalpur, G., Agarwal, S., and Esanakula, J.R., *Development of a Preliminary Approach for Automatic CAD Model Generation of the IC Engine Piston*, in *Intelligent Manufacturing and Energy Sustainability: Proceedings of ICIMES 2021*. 2021, Springer. p. 227-237.

Orhan Gülcan\* 

General Electric Aerospace  
Gebze / Kocaeli

Kadir Günaydın 

General Electric Aerospace  
Gebze / Kocaeli

Uğur Şimşek 

General Electric Aerospace  
Gebze / Kocaeli

#### Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 2 Ekim 2023

Kabul: 6 Nisan 2024

\*Sorumlu Yazar: Orhan Gülcan

E-mail: ogulcan1981@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1370140>

# A Numerical Investigation About Shrink Line Formation in TPMS Lattice Structures During LPBF Process

*Thermal nature of laser powder bed fusion process (LPBF) causes residual stress formation on the part during printing which may cause penetration of some layers towards inside or outside of the nominal geometry called shrink line. Shrink line affects dimensional accuracy and fatigue life of produced parts. The prediction of shrink line formation via numerical methods is important to mitigate the high cost of trial-and-error printing. This study focused on shrink line formation prediction in triply periodic minimum surface (TPMS) lattices produced by LPBF process. The effect of TPMS type, volume fraction, unit cell size, inclination angle of the lattice with respect to build platform, functional grading and material on shrink line formation were investigated. Numerical results revealed that shrink lines were formed only on Primitive lattices and input or control parameters used in this study directly influence the shrink line penetration depth due to different thermally induced stress formation between successive layers.*

*Keywords: shrink line, laser powder bed fusion, process simulation, TPMS lattices*

## INTRODUCTION

Tripily periodic minimum surface (TPMS) structures are one type of the lattice structures expressed in mathematical equations, having repeating unit cells in three dimensions, and having zero mean curvature of surface [1]. Due to their light weight and enhanced mechanical properties, TPMS structures have been used in different industrial applications [2].

TPMS structures can be produced with some conventional manufacturing methods, however, due to the advancement in additive manufacturing (AM) modalities, they can also be manufactured with AM to reduce cost, lead time, mold or fixture needs [3]. Laser powder bed fusion (LPBF) process is one of the subcategories of AM technologies where laser energy is used to selectively melt metal powder laid on a build platform layer by layer [4].

Since LPBF method is based on layer-by-layer manufacturing in contrast to conventional manufacturing, it enables manufacturing of very

complex geometries like TPMS structures [5]. However, during LPBF process, high thermal gradients occurred between successive layers due to the high energy input of laser which causes some of the layers to penetrate towards the outside of the part boundary and form a notch. These notches are called shrink lines [6] and they have negative effects on dimensional accuracy [7] and fatigue life [8] of the printed parts.

It was observed that although there are studies related with shrinkage in LPBF produced parts, there are limited studies in literature that focuses on shrink line formation in LPBF process. It was stated in the literature that powder size distribution, powder density, the number of powder recycling, laser scan speed, laser power, laser spot size, layer thickness, hatch distance, scanning strategy, post processing etc. have some amount of effect of shrinkage and/or part distortion on LPBF produced parts [9-11]. It was shown that laser power increase and laser scan speed decrease [12], layer thickness decrease [13] and preheating the build platform [14] have positive

effects in reduction of shrinkage and part distortion. To the best of authors' knowledge, there are no study so far investigating the shrink line formation in TPMS lattice structures produced by LPBF method. To fill this gap, three different TPMS lattices were investigated in terms of shrink line formation in the present study. Gyroid, Diamond and Primitive structures are three most popular types of TPMS structures whose mathematical expressions are given in equations 1-3 below.

$$\text{Gyroid} = \sin \frac{2\pi X}{L_x} * \cos \frac{2\pi Y}{L_y} + \sin \frac{2\pi Y}{L_y} * \cos \frac{2\pi Z}{L_z} + \sin \frac{2\pi Z}{L_z} * \cos \frac{2\pi X}{L_x} = c \quad (1)$$

$$\text{Diamond} = \cos \frac{2\pi X}{L_x} * \cos \frac{2\pi Y}{L_y} * \cos \frac{2\pi Z}{L_z} - \sin \frac{2\pi X}{L_x} * \sin \frac{2\pi Y}{L_y} * \sin \frac{2\pi Z}{L_z} = c \quad (2)$$

$$\text{Primitive} = \cos \frac{2\pi X}{L_x} + \cos \frac{2\pi Y}{L_y} + \cos \frac{2\pi Z}{L_z} = c \quad (3)$$

where X, Y, and Z are the number of unit cells and Lx, Ly, and Lz are unit cell dimensions in x, y, and z directions, respectively, c is a constant [15].

It was stated in literature that fracture toughness of Primitive parts are directly affected by volume fraction, unit cell size and number of unit cells [16] which means that there is a direct correlation between these inputs and mechanical properties of TPMS lattices. To show the importance of these factor in terms of shrink line formation, volume fraction, unit cell size, inclination angle of the lattice with respect to build platform, functional grading and material were also selected as input parameters in the present study.

Since LPBF is a costly process, to reduce the cost and build time spent on trial and error printing, numerical methods are widely used to predict the anomalies during and after the build process [17]. Therefore, in this study, thermal and mechanical simulation based numerical methods were used to predict the shrink line formation.

The rest of the paper is organized as follows: in Material and Methods section, specimen design, numerical method, measurement and assessment details were given. In Results section, the result of TPMS type, volume fraction, unit cell size, inclination angle of the lattice with respect to build platform, functional grading and material on shrink line formation were presented and then they were discussed in Discussion section. Finally, summary and main findings were listed in Conclusion section.

## MATERIAL AND METHODS

### Specimen Design

MsLattice software was used to obtain computer aided (CAD) geometry of TPMS structures. Gyroid, Diamond and Primitive structures were used as TPMS types. Initially 4 mm unit cell size, 6 number of unit cells and 25% volume fraction (the volume percentage of the solid material/feature in TPMS structure) were selected for all TPMS structures (Figure 1). These structures have 0.5 mm wall thickness and 24x24x24 mm outer dimensions. The numerical study on these initial geometries revealed that shrink line were observed on only Primitive structure. Therefore, the rest of the studies were performed on Primitive structures. 35% and 45% volume fractions, 6 mm unit cell size, volumetric functional grading where volume fraction is 25% at the bottom and 45% at the top of the geometry and lastly Inconel 718 and CoCrMo materials were used during numerical investigations. The related design of experiment which contains a total of 11 specimens is shown in Table 1.

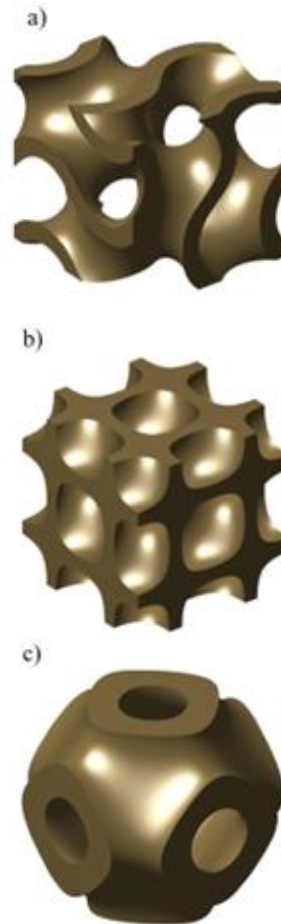


Figure 1. a) Gyroid specimen, b) Diamond specimen, c) Primitive specimen

## Numerical Study

For numerical study based on thermomechanical simulations, Simufact Additive 4.1 commercial software was used. For the material data of both CoCrMo and Inconel718, Simufact Material library was used.

The Simufact software uses voxel elements to fully represent the original CAD geometry. The finer voxel elements result in more accurate representation of the geometry but much higher run time. Therefore, a mesh convergence study needs to be performed to obtain the optimum voxel element size for both accuracy and run time. For this purpose, 0.7, 0.6, 0.5, 0.4, 0.3 and 0.2 mm voxel element sizes were used and the results were compared in terms of dimensional deviations. Figure 2 shows the comparison between dimensional deviation and voxel element size. Since dimensional deviation reaches a constant value after a voxel element size of 0.3 mm, this voxel element size value was used in all numerical studies. Each numerical study took nearly 14 hours to complete.

### Shrink Line Penetration Depth Measurements

Shrink line penetration depth is important since it affects stress concentration formation and fatigue life reduction. Therefore, this depth is the main performance output of the present study. The deviated geometry based on numerical study was aligned with original CAD geometry in GOM Inspect software and shrink line depths were measured. Shrink line depths were measured on five locations in four side surfaces, therefore, a total of twenty measurements were taken and average of them was used for assessments.

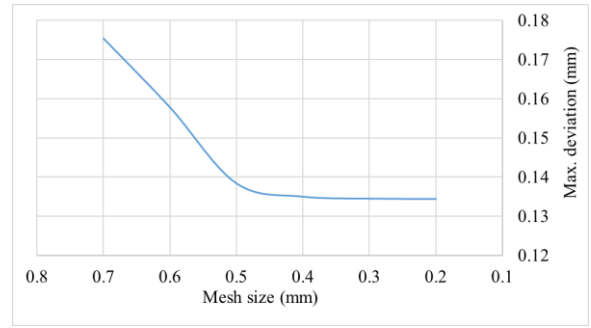


Figure 2. Mesh convergence study

## RESULTS

### The Effect of TPMS Type on Shrink Line Formation

The displacement of LPBF produced specimens from original CAD data for Gyroid, Diamond and Primitive specimens are shown in Figure 3. It is clear that no distinct shrink line formation was observed on Gyroid and Diamond specimens. However, three shrink lines are clearly visible in Primitive specimen shown with red arrows in Figure 3. Shrink line depths were measured on four surfaces of Primitive specimens and the average values was found as 0.10 mm. There is a shrink line near the top surface of the Primitive specimen, its depth was measured as 0.08 mm, however, it is not clearly visible, therefore, shrink line formation can not be accurately stated in this area.

Table 1. Design of experiment

Specimen No	Lattice type	Volume fraction	Inclination angle of the lattice with respect to build platform (deg.)	Unit cell size (mm)	Number of unit cell	Material
1	Gyroid	0.25	0	6	4	In718
2	Diamond	0.25	0	6	4	In718
3	Primitive	0.25	0	6	4	In718
4	Primitive	0.35	0	6	4	In718
5	Primitive	0.45	0	6	4	In718
6	Primitive	0.25	0	4	6	In718
7	Primitive	0.25-0.45	0	6	4	In718
8	Primitive	0.25	0	6	4	CoCr
9	Primitive	0.25	15	6	4	In718
10	Primitive	0.25	30	6	4	In718
11	Primitive	0.25	45	6	4	In718

### The Effect of Volume Fraction on Shrink Line Formation

The displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for different volume fractions are shown in Figure 4. For all the three volume fractions investigated in the present study, a total of four shrink lines were observed in each Primitive specimen. Shrink line depths were measured as 0.10 mm for the bottom three shrink lines and 0.08 mm for the top shrink line. Shrink line depth values for the bottom three shrink lines do not change considerably when volume fraction changes, however, it is clear that when volume fraction increased from 0.25 to 0.35 and then to 0.45, the top shrink line were more clearly visible which indicates a more probable shrink line formation in this region.

### The Effect of Unit Cell Size on Shrink Line Formation

The displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for two different unit cell sizes are shown in Figure 5. For Primitive specimen with 6 mm unit cell size and 4 unit cells, a total of four shrink lines were observed and as stated before shrink line depths were measured as 0.10 mm for the bottom three shrink lines and 0.08 mm for the top shrink line. On the other hand, for Primitive specimen with 4 mm unit cell size and 6 unit cells, a total of five shrink lines were observed and shrink line depths were measured as 0.10 mm for the top four shrink lines and 0.07 mm for the bottom shrink line.

### The Effect of Functional Grading on Shrink Line Formation

The displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for fixed and variable graded specimens in terms of volume fraction are shown in Figure 6. It is clear that adding functional grading did not change the number of shrink lines when compared with the fixed grading, however, shrink lines depth measurements revealed that bottom and top shrink lines have 0.09 mm depth, and two shrink lines at the middle have 0.10 mm depth in functionally graded specimen contrary to fixed graded specimen in which bottom three shrink lines have 0.10 mm depth and top shrink line has 0.08 mm depth.

### The Effect of Inclination Angle on Shrink Line Formation

The displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for different inclination angles with respect to build platform are shown in Figure 7. It is clear that for 0 degree

inclination angle, a full smooth shrink lines that pass all the four faces were observed. On the other hand, when inclination angles increased to 30, 45 or 60 degrees, local shrink lines parallel to the build platform (z direction) were observed. The shrink line depths of these local shrink lines are 0.08-0.09 mm. Therefore, it can be stated that tilting the Primitive specimens with respect build platform helps to mitigate shrink lines.

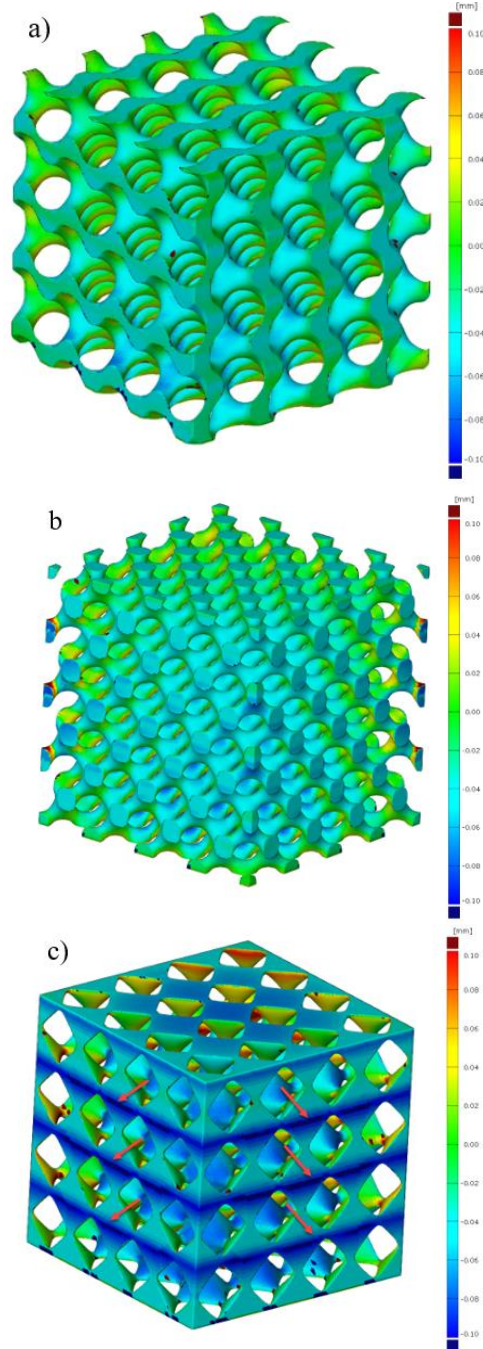


Figure 3. Displacement of LPBF produced specimens from original CAD data for a) Gyroid specimen, b) Diamond specimen, c) Primitive specimen

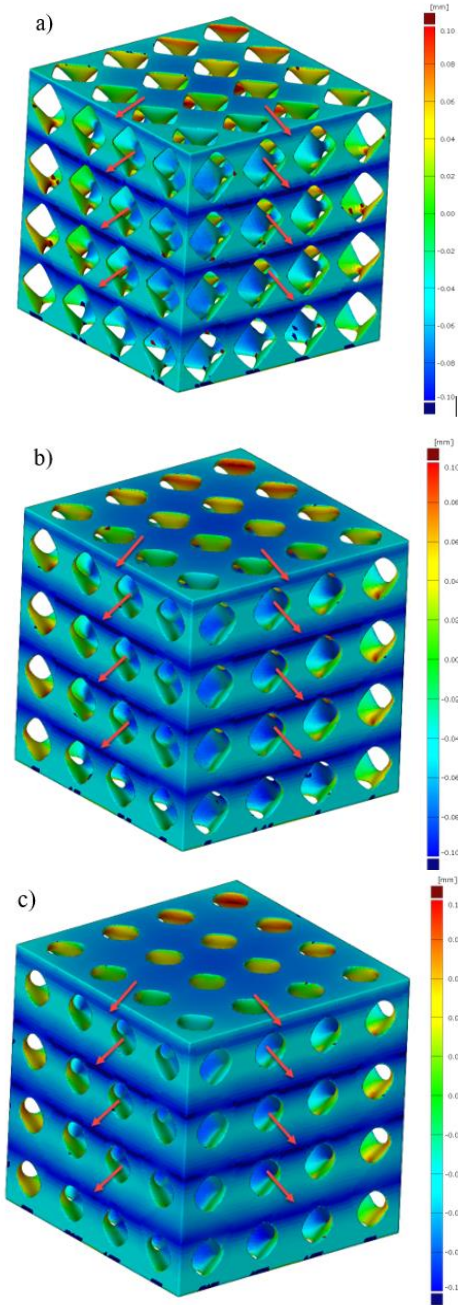


Figure 4. Displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for a) 0.25 volume fraction, b) 0.35 volume fraction, c) 0.45 volume fraction

### The Effect of Material on Shrink Line Formation

The displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for Inconel 718 and CoCrMo materials are shown in Figure 8. No distinct difference in terms of shrink line locations were observed between two specimens. However, in terms of shrink line depth 0.01-0.02 mm differences were observed in different locations between two specimens.

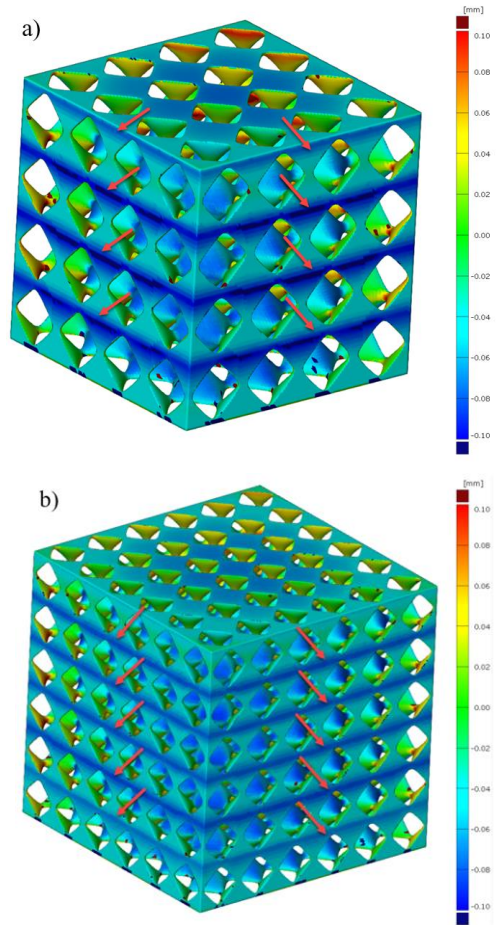


Figure 5. Displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for a) 6 mm unit cell size and 4 unit cells, b) 4 mm unit cell size and 6 unit cells

### DISCUSSIONS

LPBF process is a thermal process and due to the local metal powder melting, high thermal gradients occur. These thermal gradients result in local or global warpage of the produced parts. These warpings are more critical especially in cross sectional area changes. If the cross sectional areas between successive layers are somewhat smooth and do not change considerably, then heat dissipation during LPBF process is uniform. On the other hand, if abrupt cross sectional area changes occur between successive layers, then, the heat dissipation becomes variable which causes high tensile forces due to thermal contraction [7].

In the present study, shrink lines were observed only in Primitive specimens. The reason is that Gyroid and Diamond specimens have more uniform cross sectional area changes between successive layers which eliminates shrink line



formation. On the other hand, in Primitive specimens, cross sectional areas increase at the transition of empty pockets to solid walls, and it is clear from Figure 3-8 that shrink lines occurred at these transition areas.

It was observed that volume fraction changes do not change the number of shrink line formation, but it changes the shrink line dept values. The reason is the different thermal input given to each layer. When volume fraction increases, more material is introduced to the specimen and more energy input is needed to scan each layer [18].

Unit cell size directly affected the shrink line formation in terms of number of shrink lines and depth. When unit cell size changed, shrink lines were occurred again at the locations where cross sectional area changes. The depth of shrink lines were different for different unit cell sizes since thermal gradients occurred are different [19, 20]. Similarly, functional grading also affected the shrink line depths due to thermal input and the amount of tensile stress formation [21, 22].

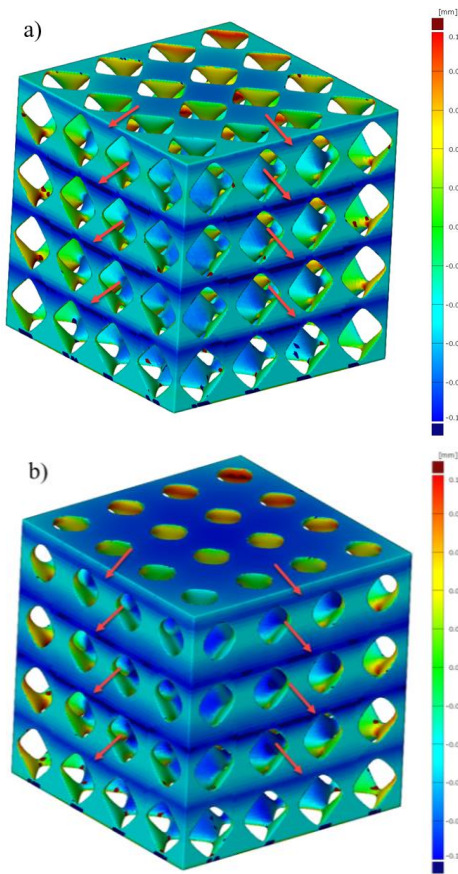


Figure 6. Displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data with a) fixed graded volume fraction, b) functionally graded volume fraction.

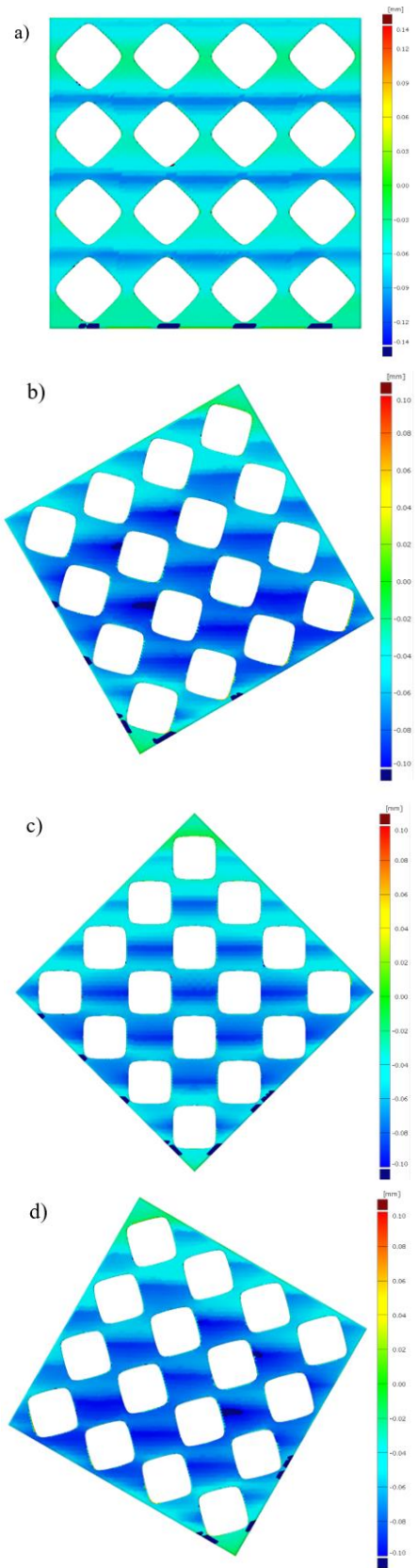


Figure 7. Displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for inclination angle of a) 0 degree, b) 30 degree, c) 45 degree, d) 60 degree

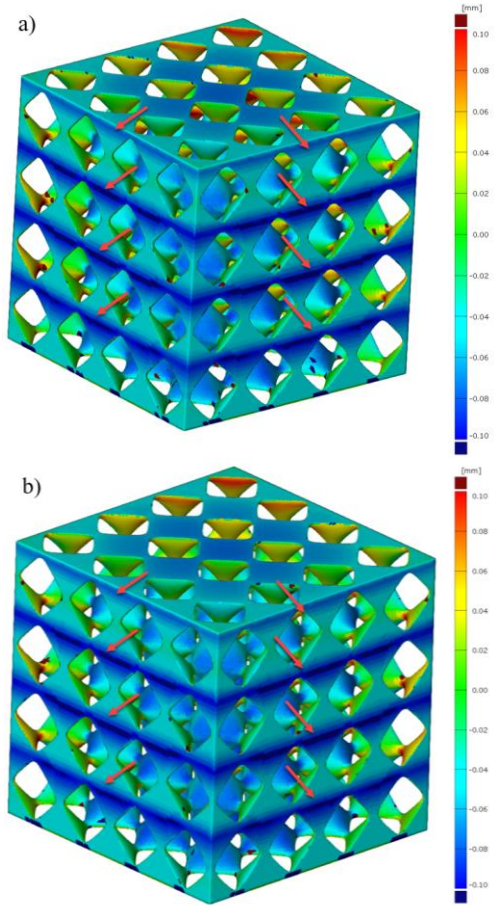


Figure 8. Displacement of LPBF produced Primitive specimens from original CAD data for a) Inconel 718 material, b) CoCrMo material

When inclination of Primitive specimen with respect to build platform changes, cross sectional areas along z direction changes. Therefore, the laser energy given to each layer changes which directly affects the shrink line depth [23].

In LPBF process, different materials can be used to produce end products. These materials have different melting point, therefore the power of laser energy used is different for different materials. Due to different laser power and process parameters, energy input and related thermally induced stresses are different. This is the main reason for different shrink line depths observed in Primitive specimens with Inconel 718 and CoCrMo materials [24].

## CONCLUSIONS

Shrink line formation is a very important phenomena in LPBF produced parts which directly affects global dimensional deviation and fatigue life of the part. The prediction of this phenomena before print by using numerical methods is important to decrease the cost and time spent on trial and error printing. In this study, shrink line formation

prediction with numerical methods were investigated on three most popular TPMS lattices: Gyroid, Diamond and Primitive. The effect of volume fraction, unit cell size, inclination angle of the lattice with respect to build platform, functional grading and material on shrink line formation were investigated numerically. The main findings can be summarized as follows:

- Due to the sharp cross sectional area changes, shrink line formation was observed only on Primitive specimens.
- Volume fraction, unit cell size, functional grading directly affects shrink line formation and its depth due to the different energy input and thermal induced stress formation.
- Material is one of the most important parameters affecting the shrink line formation due to different laser power and resulting thermal gradients occurred between successive layers.
- Instead of using 0 degree inclination, 30, 45 or 60 degree inclination of lattice structure with respect to build platform can be used to mitigate shrink line formation.

The present study focused on only numerical investigation of shrink line formation. Future studies will focus on experimental testing and verification.

## LAZER TOZ YATAĞI FÜZYON PROSESİ SIRASINDA, TPMS KAFES YAPILARINDA OLUŞAN BÜZÜLME ÇİZGİLERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Lazer toz yatağı füzyon işleminin (LTYF) termal doğası, üretim sırasında parça üzerinde artık gerilim oluşumuna neden olur ve bu da bazı katmanların büzülme çizgisi adı verilen nominal geometrinin içine veya dışına nüfuz etmesine neden olabilir. Büzülme çizgisi, üretilen parçaların boyutsal doğruluğunu ve yorulma ömrünü etkiler. Büzülme çizgisi oluşumunun sayısal yöntemlerle tahmin edilmesi, deneme yanılma üretiminin yüksek maliyetini azaltmak için önemlidir. Bu çalışma, LTYF yöntemi ile üretilen üçlü periyodik minimum yüzey (TPMS) kafeslerinde büzülme çizgisi oluşumunun tahmin edilmesine odaklanmıştır. TPMS tipinin, hacim oranının, birim hücre boyutunun, kafesin üretim platformuna göre eğim açısının, fonksiyonel derecelendirmenin ve malzemenin büzülme çizgisi oluşumuna etkisi araştırılmıştır. Sayısal sonuçlar, büzülme çizgilerinin yalnızca Primitif kafeslerde oluştuğunu ve bu çalışmada kullanılan kontrol parametrelerinin, ardışık katmanlar arasındaki, ısı kaynaklı gerilim oluşumu nedeniyle büzülme çizgisi penetrasyon derinliğini doğrudan etkilediğini ortaya çıkardı.

**Anahtar Kelimeler:** Büzülme çizgisi, lazer toz yatağı füzyon yöntemi, proses simülasyonu, TPMS kafes yapısı

## REFERENCES

1. Pan, C., Han, Y. and Lu, J., Design and optimization of lattice structures: A review, *Appl. Sci.*, 10 (2020) 6374. <https://doi.org/10.3390/app10186374>.
2. Yuan, Li, Ding, S. and Wen, C., Additive manufacturing technology for porous metal implant applications and triple minimal surface structures: A review, *Bioact. Mater.*, 4 (2019) 56-70. <https://doi.org/10.1016/j.bioactmat.2018.12.003>.
3. Sokollu, B., Gulcan, O. and Konukseven, E. I., Mechanical properties comparison of strut-based and triply periodic minimal surface lattice structures produced by electron beam melting, *Addit. Manuf.*, 60 (2022) A, 103199. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2022.103199>.
4. Sefene, E. M., State-of-the-art of selective laser melting process: A comprehensive review, *J. Manuf. Syst.*, 63 (2022) 250-274. <https://doi.org/10.1016/j.jmsy.2022.04.002>.
5. Gong, G., Ye, J., Chi, Y., Zhao, Z., Wang, Z., Xia, G., Du, X., Tian, H., Yu, H. and Chen, C., Research status of laser additive manufacturing for metal: a review, *J. Mater. Res. Technol.*, 15 (2021) 855-884. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.08.050>.
6. Adam, G. A. O. and Zimmer, D., Design for Additive Manufacturing—Element transitions and aggregated structures, *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, 7 (2014) 1, 20-28. <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2013.10.001>.
7. Goetz, D., Wolf, D., Lehmann, M. and Zaeh, M. F., A novel approach for the quantitative characterization of shrink lines in the Powder Bed Fusion of metals using a laser beam, *Procedia CIRP*, 111 (2022) 832-837. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2022.08.093>.
8. Richardsen, S., Crawford and G., Gockel, J., Effect of a build pause on the fatigue behavior of laser powder bed fusion 316L stainless steel with as-build surfaces, *Eng. Fail. Anal.*, 153 (2023) 107590. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107590>.
9. Sanchez, S., Smith, P., Xu, Z., Gaspard, G., Hyde, C. J., Wits, W. W., Ashcroft, I. A., Chen, H. and Clare, A. T., Powder Bed Fusion of nickel-based superalloys: A review, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 165 (2021) 103729. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2021.103729>.
10. Dowling, L., Kennedy, J., O'Shaughnessy, S. and Trimble, D, A review of critical repeatability and reproducibility issues in powder bed fusion, *Materi Des.* 186 (2020) 108346. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2019.108346>.
11. Avrampos, P. and Vosniakos, G. -C., A review of powder deposition in additive manufacturing by powder bed fusion, *J. Manuf. Proces.* 74 (2022) 332-352. <https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2021.12.021>.
12. Levkulich, N. C., Semiatin, S. L., Gockel, J. E., Middendorf, J. R., DeWald, A. T. and Klingbeil, N. W., The effect of process parameters on residual stress evolution and distortion in the laser powder bed fusion of Ti-6Al-4V, *Addit. Manuf.* 28 (2019) 475-484. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2019.05.015>.
13. Mukherjee, T., Zhang, W. and DebRoy, T., An improved prediction of residual stresses and distortion in additive manufacturing, *Comput. Mater. Sci.* 126 (2017) 360-372. <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2016.10.003>.
14. Buchbinder, D., Meiners, W., Pirch, N. and Wissnebach, K., Investigation on reducing distortion by preheating during manufacture of aluminum components using selective laser melting, *J. Laser Appl.* 26 (2014) 012004. <https://doi.org/10.2351/1.4828755>.
15. Zheng, N., Zhai, X. and Chen, F., Topology optimization of self-supporting porous structures based on triply periodic minimal surfaces, *Comput. Aided Des.*, 161 (2023) 103542. <https://doi.org/10.1016/j.cad.2023.103542>.
16. Almomani, A. and Mourad, A. I., The fracture toughness of Schwarz Primitive triply periodic minimal surface lattice, *Theor. App. Fract. Mech.*, 125 (2023) 103924. <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2023.103924>.
17. Denlinger, E. R., Gouge, M., Irwin, J. and Michaleris, P., Thermomechanical model development and in situ experimental validation of the Laser Powder-Bed Fusion process, *Addit. Manuf.*, 16 (2017) 73-80. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.05.001>.
18. Yan, C., Hao, L., Hussein, A., Bubb, S. L., Young, P. and Raymont, D., Evaluation of light-weight AlSi10Mg periodic cellular lattice structures fabricated via direct metal laser sintering, *J. Mater. Process. Technol.*, 214 (2014) 856-864. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2013.12.004>.
19. Yan, C., Hao, L., Hussein, A., Young, P., Huang, J. and Zhu, W., Microstructure and mechanical properties of aluminum alloy cellular lattice structures manufactured by direct metal laser sintering, *Mater. Sci. Eng. A*, 628 (2015) 238-246. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2015.01.063>.
20. Mishra, A. K., Chavan, H. and Kumar, A., Effect of cell size and wall thickness on the compression performance of triply periodic minimal surface based AlSi10Mg lattice

- structures, *Thin-Walled Struct.*, 193 (2023) 111214.  
<https://doi.org/10.1016/j.tws.2023.111214>.
21. Yang, L., Mertens, R., Ferrucci, M., Yan, C., Shi, Y. and Yang, Y., Continuous graded Gyroid cellular structures fabricated by selective laser melting: Design, manufacturing and mechanical properties, *Mater. Des.*, 162 (2019) 394-404.  
<https://doi.org/10.1016/j.matdes.2018.12.007>.
22. Qiu, N., Zhang, J., Li, C., Shen, Y. and Fang, J., Mechanical properties of three-dimensional functionally graded triply periodic minimum surface structures, *Int. J. Mech. Sci.*, 246 (2023) 108118.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108118>.
23. Weißmann, V., Drescher, P., Bader, R., Seitz, H., Hansmann, H. and Laufer, N., Comparison of single Ti6Al4V struts made using selective laser melting and electron beam melting subject to part orientation, *Metals*, 7 (2017) 3, 91.  
<https://doi.org/10.3390/met7030091>.
- Sing, S. L., Wiria, F. E. and Yeong, W. Y., Selective laser melting of lattice structures: A statistical approach to manufacturability and mechanical behavior, *Robot. Comput. Integr. Manuf.*, 49 (2018) 170-180.  
<https://doi.org/10.1016/j.rcim.2017.06.006>.

# Sodyum Katkılı ve Mono Metalik Egzoz Supaplarının Sıcaklık Dağılımı Karşılaştırması

*Egzoz supapları büyük mekanik ve termal yüklere, ayrıca motor ömrü boyunca yüksek çevrimli yorulmaya maruz kalan son derece önemli parçalardır. Emisyon normlarının her geçen gün daha sıkı hale gelmesi, daha yüksek yanma sıcaklıklarını ve basınçlarını beraberinde getirmektedir. Artan yanma sıcaklıkları ve basınçlarına ilk maruz kalan parçalardan biri egzoz supaplarıdır. Dolayısıyla supaplara aktarılan ısının daha kolay transfer edilmesi, supap üzerindeki sıcaklık dağılımının iyileştirilmesi ve supapların maruz kaldığı yüklerin azaltılması amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, sodyum katkı ve mono-metalik egzoz supaplarıyla ayrı ayrı termal testler yapılarak, bunların sonuçları karşılaştırılmış ve sodyum katkı supaplarda tabla ve boyun bölgesindeki sıcaklıkların 100-120 °C daha düşük olduğu ölçülmüştür.*

*Anahtar Kelimeler: Egzoz Supabı, Termal Test, İçten Yanmalı Motor, Sodyum Katkılı Supap, Sıcaklık Ölçümü*

## Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 2 Ekim 2023

Kabul: 6 Nisan 2024

\*Sorumlu Yazar: Ulas Aytac Kılıçarpa

E-mail: [aytackilicarpa@gmail.com](mailto:aytackilicarpa@gmail.com)

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1369821>

## GİRİŞ

Emme ve egzoz supapları, gaz akış portlarını engellemek ve içten yanmalı motorlarda gaz değişimini kontrol etmek için kullanılan hassas motor bileşenleridir. Supaplar, taze havanın veya karışımın bir silindire girmesini veya egzoz gazlarının silindirden çıkışını sağlamak için silindir kafasına yerleştirilmiştir.

Emme portu, havanın veya karışımın çekildiği periyotta; egzoz portu ise egzoz gazları tahliye edilirken açık olmalıdır, bunu da sağlayan sırasıyla emme ve egzoz supaplarıdır. Supaplar uygun zamanlarda mekanik olarak açılıp kapanabilen bir çalışma mekanizmasına sahiptir. Supaplar aşağıda sıralanan özelliklere sahip olmalıdır:

- Kapalı oldukları durumda, tamamen bir gaz sızdırmazlığı sağlamalıdır.
- Açık oldukları durumda, gaz akışına karşı dirençleri minimum olmalıdır.
- Minimum sürtünmeyle çalışmaları ve yüksek aşınma direncine sahip olmaları gerekir.

Supap tasarımında önemli olan parametreler, maksimum motor devri, çalışma sıcaklıkları ve motorun gücüdür. Bu faktörler, supap malzemesini, supap şeklini ve her bir silindir için gerekli olan supap sayısını etkilemektedir [1].

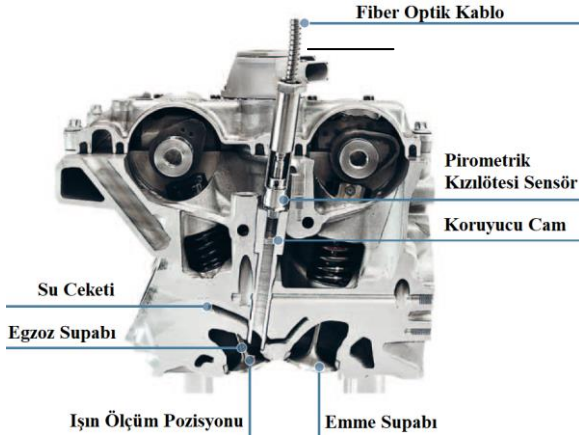
Egzoz supapları, üretildikleri malzemelerine göre tiplere ayrılabilir; bunlar mono-metalik ve sodyum katkı egzoz supaplarıdır. Mono metalik egzoz supapları, tek metalik malzemeden, sıcak ekstrüzyon ve presleme prosesleriyle üretilir. Sodyum katkı egzoz supapları ise, supapların üretimi esnasında, gövde kısmına açılan deliklere sıvı sodyum eklemesi yapılmış, ardından gövde ve tabla kısmı kaynak metoduyla birleştirilerek üretilmiş supaplardır. Bu çalışmada, bahsedilen iki farklı tipte egzoz supabının, aynı tipte motor üzerinde ve aynı koşullarda yapılan termal testler sonucunda, supapların yüzeyleri üzerinde yapılan sertlik ölçümüne dayanan bir metotla elde edilen sıcaklık dağılımları deneysel olarak ortaya koyulmuş ve karşılaştırılmıştır.

## LİTERATÜR TARAMASI

Literatürde, egzoz supaplarının üzerinde oluşan sıcaklık dağılımlarını belirlemeye yönelik oldukça sınırlı sayıda deneysel ölçüm metodunun mevcut olduğu tespit edilmiştir. Çünkü bu konuda yapılan önceki çalışmalar çoğunlukla supap sıcaklıklarının teorik olarak hesaplanmasına veya bilgisayar destekli simülasyonla sıcaklıkların tahmin edilmesi metodlarına dayanmaktadır. ,

Wüst ve Fischer, modern motor geliştirmenin esnek ve dinamik süreçler gerektirdiğini vurguladıkları çalışmalarında doğrudan motor test odasında veya araçta kullanılabilen, bileşen sıcaklıklarının temassız anlık çevrimiçi ölçümü için bir yöntem geliştirdiklerinden bahsetmişlerdir [2]. Temel hususlar, ölçüm yöntemlerinin hızı ve hassaslığıdır. Bu yapılan çalışmanın odak noktası, test mühendislerine gerçek zamanlı olarak test odasında bir ölçüm sinyalinin üretilmesidir. Böylece hem mekanik hem de uygulama açısından geliştirme sürecinin verimliliği önemli ölçüde artırılmaktadır.

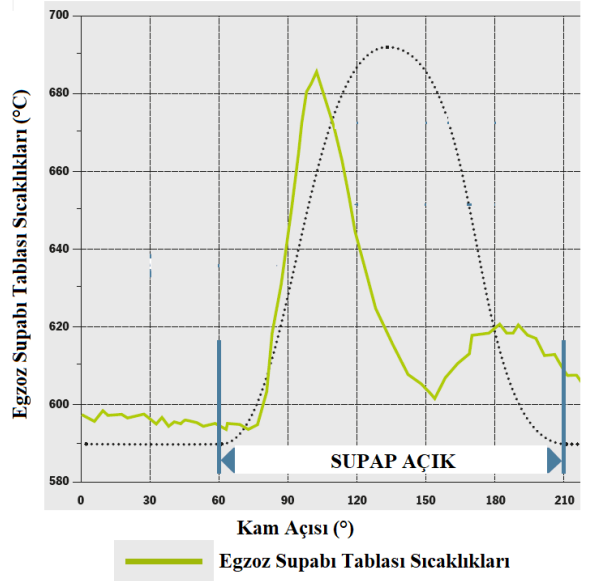
Supap sıcaklığı ölçümündeki merkezi bileşen bir pirometrik kızılötesi sensördür. Şekil 1, silindir kafasına sensör entegrasyonunu göstermektedir. Sıcaklık ölçümü pirometrik kızılötesi sensör ile yapılmaktadır. Sensör, fiber optik kablo ile bir kontrolöre, kontrolör de bir ölçüm bilgisayarına bağlıdır. Sensör, yüksek egzoz gazı sıcaklıklarına ve egzoz geri basıncına karşı safir koruyucu camla korunmaktadır.



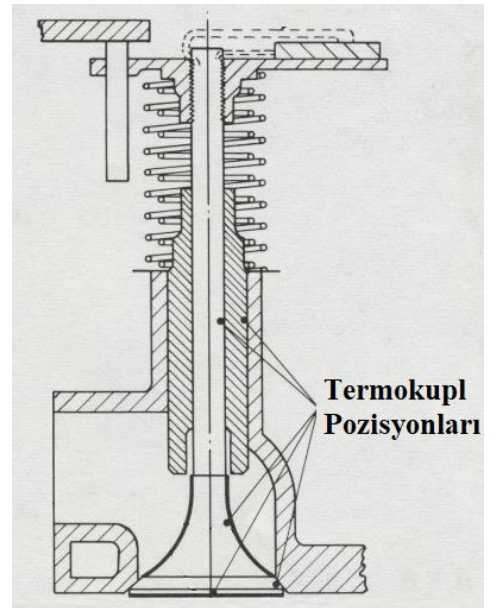
Şekil 1. Silindir kafasına sensör entegrasyonu [2]

Çalışmada test edilen egzoz supapları içi boşaltılmış sodyum dolu supaplardır. Motor 7000 rpm'de çalıştırılıp, kararlı hale geldikten sonra egzoz supabı tablası yüzeyinden alınan ölçüm sonuçları Şekil 2' de paylaşılmıştır. Sonuçlarda yüksek sıcaklık değerleri dikkat çekmektedir. Maksimum ölçülen sıcaklık değeri 685°C olmuştur.

Stotter ve arkadaşları, egzoz supapları üzerinde oluşan sıcaklıkları hem teorik olarak hesaplama yöntemiyle hem de deneysel olarak ölçüm yöntemiyle elde etmişler ve bunları karşılaştırmışlardır [3]. Bu çalışmada kullandıkları deneysel yöntem, termokupllarla supap yüzeyleri üzerinde anlık sıcaklık ölçümlerine dayanmaktadır. Termokupllar için seçilen konumlar Şekil 3 üzerinde gösterilmiştir: supap tablasının merkezi, supap yuvası yüzeyi, supap boyun yüzeyi ve supap sapının yüzeyi.



Şekil 2. 7000 rpm'de egzoz supap tablası sıcaklıkları [2]

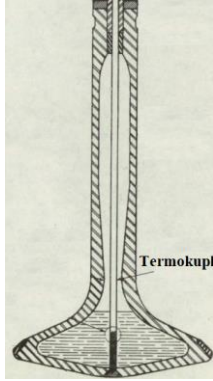


Şekil 3. Termokuplların konumları [3]

Çalışmada elde ettikleri deneysel supap yüzeyi sıcaklık ölçüm sonuçlarının, yine aynı çalışma içinde yaptıkları teorik olarak hesapladıkları supap yüzey sıcaklıklarıyla oldukça uyumlu olduğunu belirtmişlerdir.

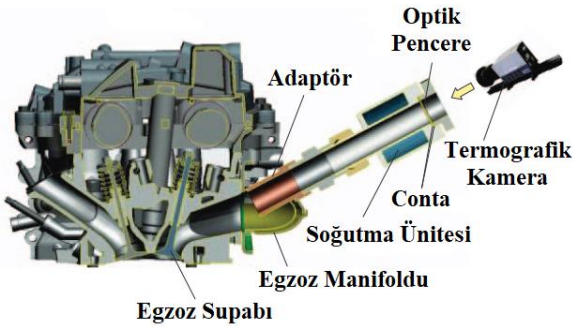
Sanders ve arkadaşları, sodyum katkılı supaplar üzerindeki sıcaklık dağılımını ölçmeye yönelik uyguladıkları bir metottan bahsetmişlerdir [4]. Sodyum katkılı egzoz supabının uç kısmı delerek, buradan bir termokupl yerleştirmişlerdir (Şekil 4). Daha sonra supabı, çeşitli motor çalışma

koşulları altında test ederek supabın çalışma (operasyon) sıcaklıklarını belirlemiştir. Supabın tabla bölgesinde maksimum sıcaklığı; 0,064 yakıt-hava oranında, 179 pound/inç<sup>2</sup> BMEP değerinde ve 2000 rpm motor devrinde, 1337°F (725°C) olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 4. Termokuplun supap içerisine yerleşimi [4]

Tanaka ve Kawata, egzoz supap sıcaklık dağılımını ölçmek için termografik kamera kullanımına dayanan bir metot sunmuşlardır [5]. Şekil 5, bahsedilen termografik kameralı sistemi göstermektedir. Bir supabı gözlemlmek için egzoz manifolduna açılan bir delik ile bir adaptör takılmıştır. Adaptöre bağlı olarak, bir optik pencere ve bir soğutma ünitesi vardır. Supabın termal görüntüsü ise cihazın önüne yerleştirilen termografik kamerasıyla tespit edilmiştir. Soğutma sıvısıyla doldurulmuş soğutma ünitesi, optik pencereyi sıcak egzoz gazı nedeniyle aşırı ısınmaya karşı korumak için kullanılmıştır. Termografik kamera yöntemiyle her ne kadar supabın tamamının termal görüntüsü yakalanamasa da, supap üzerindeki en sıcak nokta olan supap boynunun sıcaklığını incelemek mümkün olmuştur. 6 silindirli, 3.5 litre hacimli, 11.8 sıkıştırma oranına sahip, benzinli bir içten yanmalı araç motorunda yürüttükleri testlerde, 6400 motor devrinde kararlı hale ulaşıldığında egzoz supabı üzerinde ölçtükleri maksimum sıcaklık 741°C olmuştur.

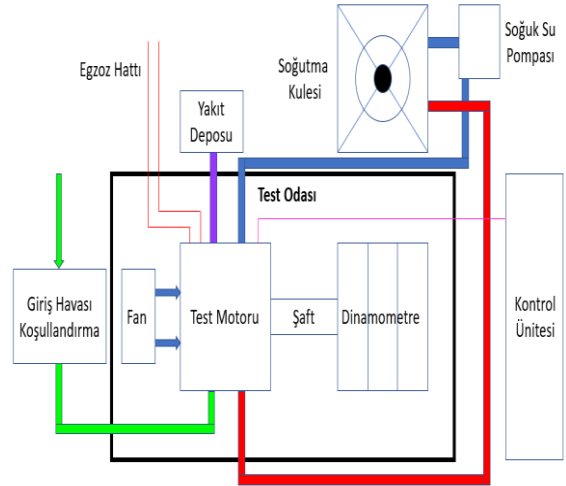


Şekil 5. Termografik kameralı ölçüm sistemi [5]

## MATERYAL VE METOT

Motor testleri gerçekleştirmek üzere kurulmuş olan bir motor test odasında, termal testlerin gerçekleştirilmesi için plan yapılmıştır.

Şekil 6' da motor test odasının yerleşim şeması gösterilmektedir. Motor, şaft aracılığıyla dinamometreye bağlıdır ve dinamometreyi döndürmektedir. Test odasının yakınında, motora yakıt beslemesini sağlayan yakıt deposu mevcuttur. Motorda yakıtın yakılmasını sağlayacak hava için, gerekli koşulları sağlayacak koşullandırma cihazı mevcuttur. Giriş havası bu cihaz üzerinden geçerek motora girmektedir. Diğer yandan, motor içinde soğutma suyunun dolaşmasına olanak tanıyacak, soğutma su devresi de motor test odasında düşünülmüştür. Bir soğuk su pompası, soğutma kulesinde soğutulmuş olan suyu basarak motora gönderir, motordan çıkan ısınmış su ise soğutma kulesine yönlendirilir. Bunların dışında motorun aşırı ısınmasını engellemek üzere, direkt olarak motor üzerine hava üflemesi yapan bir fan da mevcuttur. Test odasının içindeki gerekli sıcaklık ve nem şartlarını sağlamak üzere de test odasına konumlandırılmış iklimlendirme cihazları vardır. Yanma sonu egzoz gazlarının dışarıya atılmasını sağlayacak bir egzoz hattı bulunmaktadır. Ayrıca kontrol ünitesi sayesinde motorun ve diğer sistemlerin çalışma ayarları yapılırken, aynı zamanda sensörlerden gelen anlık veriler görüntülenmekte ve kaydedilmektedir.



Şekil 6. Motor test odası

Bu test odasında, aynı motor tipi üzerinde ve aynı test koşullarında, iki farklı egzoz supap tipi (mono-metalik ve sodyum katkılı) test edilerek, bunların yüzeyleri üzerinde oluşan sıcaklık dağılımları karşılaştırılmıştır. Testlerde kullanılan içten yanmalı dört zamanlı motor tipinin teknik özellikleri Tablo 1' de verilmiştir.

Tablo 1. Test motorunun teknik özellikleri

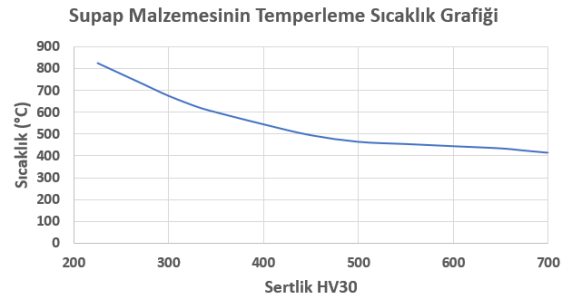
Silindir hacmi [cc]	1340
Maksimum motor gücü [kW]	97
Maksimum motor torku [Nm]	220
Silindir sayısı ve toplam egzoz supabı sayısı	4

Egzoz supapları hareketli parçalar olduğundan, yüzeyleri üzerindeki sıcaklık dağılımlarını belirlemeye yönelik özel bir test prosedürü uygulanmıştır. Öncelikle test motoruna monte edilmek üzere, motorun geometrisine uygun olarak hem mono-metalik hem de sodyum katkıli prototip supaplar üretilmiştir. Motor üzerine ilk olarak mono-metalik supaplar monte edilmiş ve testler gerçekleştirilmiş; ardından aynı motor üzerine sodyum katkıli supaplar monte edilmiş ve testler gerçekleştirilmiştir. Test prosedürü ise, motorda en yüksek egzoz gazı sıcaklıklarının oluştuğu maksimum güç devrinde, motorun 90 dakika boyunca (stabilizasyon için gerekli süre) test odasında çalıştırılması şeklindedir. Böylece supaplar için en zorlu çalışma koşulları olan en yüksek egzoz gazı sıcaklıklarına maruz kaldığı durum test edilmiştir.

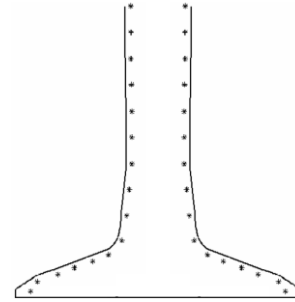
Her iki supap tipi (mono-metalik ve sodyum katkıli) üzerinde yapılan testlerin tamamlanmasının ardından, test motorundan sökülen supapların üzerinde sıcaklık dağılımlarının belirlenebilmesi için gerekli ölçümler yapılmıştır. Supapların üzerindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesindeki metot ise, malzemelerin temperleme sıcaklığı- sertlik ilişkisine dayanmaktadır. Çünkü motora test öncesinde takılmadan önce martenzitik yapıda olan prototip supaplar, test boyunca (90 dakika) adeta bir temperleme işlemine maruz kalmaktadır. Prototip supapların üretilmesinde kullanılan malzemenin temperleme sıcaklığı- sertlik eğrisi ise ilgili malzemenin teknik kataloğundan bilinmektedir. Bu eğri Şekil 7’de gösterilmiştir.

Dolayısıyla testten çıkan prototip supaplar üzerinde, Şekil 8’de gösterildiği gibi tüm supap yüzeyini tarayacak şekilde belirli aralıklarla sertlik ölçümü yapılmış ve böylece sertlik değerlerinin denk geldiği temperleme sıcaklıkları tespit edilmiştir. Tespit edilen temperleme sıcaklıkları, termal testler esnasında yani motorun çalışması esnasında supabın o noktasının ulaştığı sıcaklık değeridir.

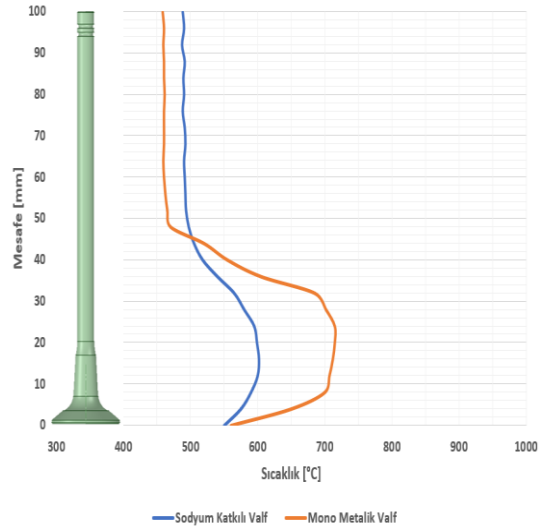
Bu sayede dört adet mono-metalik supabın üzerindeki sıcaklık dağılım ortalaması ve dört adet sodyum katkıli supabın üzerindeki sıcaklık dağılım ortalaması elde edilmiştir. Bu sıcaklık dağılımlarının karşılaştırması ise Şekil 9’da gösterilmiştir.



Şekil 7. Prototip supap malzemesinin temperleme sıcaklığı – sertlik eğrisi



Şekil 8. Prototip mono metalik ve prototip sodyum katkıli supaplar üzerindeki termal testler sonrası sertlik ölçüm noktalarının gösterimi



Şekil 9. Sodyum katkıli ve mono-metalik supapların termal testler sonucu elde edilen sıcaklık dağılımlarının karşılaştırılması

## TARTIŞMA

Bu makale çalışması kapsamında yapılan termal testlerde elde edilen sonuçlar ve bulgular şu şekilde özetlenebilir:



- Mono-metalik supabın sıcaklık dağılımı 460 °C ile 715 °C arasındadır. Sodyum katkıli supabın sıcaklık dağılımı ise 490 °C ve 600 °C arasındadır. Yani mono-metalik supaplarda minimum ve maksimum sıcaklık aralığı, sodyum katkıli supaplardakine göre daha fazladır. Sodyum katkıli supaplar, supap boyunca daha dengeli bir sıcaklık dağılımı sunmaktadır.

- İki supap tipi arasında tabla ve boyun bölgelerinde 100 – 120 °C sıcaklık farkı ölçülmüştür. (Mono-metalik supapta tabla ve boyun bölgesindeki sıcaklık daha yüksektir). Bu durum supap üzerindeki maksimum sıcaklıkların, sodyum tipi supaplarda daha düşük olduğunu kanıtlamaktadır. Yani sodyum katkıli supaplar daha başarılı bir soğutma performansı sağlamaktadır.

- Sodyum katkıli supapların sıcaklık dağılımlarının supap boyunca daha dengeli olması ve tabla bölgesinde oluşan maksimum sıcaklıkların bu supap tipinde daha düşük olması, sodyum katkıli supapların motorun çalışması esnasında daha düşük termomekanik yüklere ve gerilmelere maruz kalacağını göstermektedir. Bu sayede supabın hasar olasılığı düşecek ve daha uzun ömürlü olacaktır.

Bu çalışmada elde edilen supap tablası sıcaklık değerlerinin (sodyum katkıli supap için), “Literatür Taraması” kısmında bahsedilen Wüst ve Fischer’in çalışmasında elde edilen supap tablası sıcaklık değerleriyle (sodyum katkıli supap için) karşılaştırması ise Tablo 2’de verilmiştir. Supap tablası bölgesinde iki çalışma arasında oluşan sıcaklık farkının sebebinin, sıcaklık ölçüm metodundan değil motor performanslarının farklı olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Çünkü daha yüksek performansa sahip motorlarda sıcaklık seviyelerinin daha yüksek olması oldukça normaldir.

Tablo 2. Literatürdeki sonuçların bu çalışma ile karşılaştırılması

	Wüst ve Fischer	Bu Çalışma
<b>Sıcaklık ölçüm metodu</b>	Anlık ölçüm (kızılötesi sensör ile)	Sonradan ölçüm (sertlik ölçümü ile)
<b>Supap tablası sıcaklık değeri [°C]</b>	685 °C	550-600 °C
<b>Silindir hacmi [cc]</b>	2981	1340
<b>Motor gücü [kW]</b>	283	97
<b>Motor torku [Nm]</b>	450	220
<b>Silindir sayısı</b>	6	4

Bu çalışmanın devamı niteliğinde gerçekleştirilebilecek şu çalışmaların da yararlı olacağı düşünülmektedir:

- Farklı motor spesifikasyonları için benzer çalışmalar yapılabilir. Motorda kullanılan yakıt tipi

ve sıkıştırma oranına bağlı olarak egzoz gazlarının sıcaklıklarının değişimi, motor hacmi, bir silindirde kaç tane egzoz supabı olduğu, egzoz gazlarının debisi gibi birçok parametre, elde edilecek sonuçlar üzerinde bir etkiye sahip olabilir.

- Sodyum malzemesinin yerine alternatif farklı malzeme veya malzeme karışımları kullanarak daha iyi bir ısı transferi sağlayarak, egzoz supaplarının daha iyi soğutulup, egzoz supapları üzerinde özellikle tabla bölgesinde daha düşük sıcaklıklar elde edilip, supabın dayanımının ve kullanım ömrünün artırılmasına yönelik çalışmalar yapılabilir.

## COMPARISON OF THE TEMPERATURE DISTRIBUTION OF SODIUM FILLED AND MONO METALLIC EXHAUST VALVES

Exhaust valves are extremely important parts that are subjected to high mechanical and thermal loads and high cycle fatigue during engine life. The ever-stricter emission norms lead to higher combustion temperatures and pressures. One of the parts to be exposed to increased combustion temperatures and pressures is the exhaust valves. Therefore, it is aimed to transfer the heat from the valves more easily, to improve the temperature distribution on the valves and to reduce the loads that the valves are exposed to. In this paper, thermal tests were performed separately with sodium-filled and mono-metallic exhaust valves, their results were compared and it was measured that the temperature of sodium-filled valves’ head and throat are lower than the mono- metallic valves’ head and throat by 100-120 °C.

**Keywords:** Exhaust Valve, Thermal Test, Internal Combustion Engine, Sodium-Filled Valve, Temperature Measurement

## KAYNAKÇA

1. Hillier, V. A. W. ve Coombes, P., *Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology*, Nelson Thomes Ltd, Cheltenham, United Kingdom, 2004.
2. Wüst, Y. ve Fischer M., Optical Measurement of the Valve Temperature, *Porsche Engineering*, 1 (2015), 40-45.
3. Stotter, A., Woolley K. S. ve Ip E. S., Exhaust Valve Temperature – A Theoretical and Experimental Investigation, *SAE Transactions*, 74 (1966), 89-107.
4. Sanders, J. C., Wilsted, H. D. ve Mulcahy B. A., Operating Temperatures of a Sodium-Cooled Exhaust Valve as Measured by a Thermocouple, *NACA*, 1943.
5. Tanaka, N. ve Kawata, A., Measurement Technique of Exhaust Valve Temperature, *SAE Technical Paper*, 2015.

# Investigation of Bio-materials Used in Knee Implant

*Knee joint is formed one of the most serious parts of his body for human beings throughout history. An increase in young people, traffic accidents, walking, running, and other similar movements have led to increased proliferation of the knee orthopedic disorders. Rapid growth and diversification of knee diseases as well an accurate recognition of this region has created a need for treatment. Human knee in case of encountered pain, functional limitation and wear, in total knee arthroplasty due to knee replacement surgery performed on the initiative of medically normal and comfortable walking recovered.*

*In our country is like all over the world, degradation of the knee joint against deficiencies that adversely affect the daily life applications are made with increasing frequency. With the advancement of technological development, researches on this area have been continuing today as a result of producing implants more suitable for bone structure and connective tissue.*

*Anahtar Kelimeler: Knee Arthroplasty, Prosthesis, Implants, Biomechanics*

## Makale Bilgisi:

Derleme

Gönderilme: 8 Nisan 2023

Kabul: 16 Kasım 2023

\*Sorumlu Yazar: Bahadır Birecikli

E-mail: bahadir.birecikli@batman.edu.tr

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1279583>

## 1. INTRODUCTION

A knee joint is a joint that we use the most to maintain our daily lives and that is open to degenerative changes and also has very important functions. The knee joint, which is the largest joint in the human body, has been one of the most important parts of the human body throughout history [1].

Especially in the last century, the increase and diversification of sports activities have increased knee traumas. In falls, the knees are usually the first to touch the ground. The knee joint is the joint most frequently damaged by trauma in people sitting in passenger cars. The increase in the young population, traffic accidents, frequent participation of women in sports activities, and the increase in walking, running and similar movements have led to an increase in orthopedic disorders in the knee [2].

243,919 primary total knee arthroplasties were performed in the United States in 1995 [3]. The annual number of total knee arthroplasty performed in the United States is expected to double by 2030, reaching an estimated 454,000 procedures. Also, 19,138 revision total knee arthroplasties were performed in the United States in 1995 [4]. Using hospital discharge data in Ontario from 1989 to 1994, Coyte estimated an annual increase of 14.1% for

primary total knee arthroplasty and 19.3% for revision total knee arthroplasty [5].

The rapid increase and diversification of knee diseases has necessitated the need to know this region very well for a correct treatment. This can be achieved through anatomy. The anatomy examines not only macroscopic of the knee joint, but also its biomechanics, function, cross-section and many more aspects.

In cases of pain, wear and limitation of function in the human knee, mechanical limitation is relieved with the implants used with the surgical intervention of total knee arthroplasty and gait is made medically normal and comfortable [6].

Orthopedic implants are divided into two types as permanent and temporary. Permanent implants are designed for damaged joints. The duration of use is as long as the remaining life of the patients after the implant. Temporary implants are generally used for fracture fixation. Their job is to build a bridge between the broken bones until full union is achieved. The service period is usually up to several months.

The prostheses currently used are mostly of western origin and designed according to the needs of this society. However, the knee joint produced for today's Turkish people has some differences compared to the western people. In our country, knee sections suitable for prosthesis are being tried to be made. However, it is necessary to choose a prosthesis compatible with the knee. As a result, the durability of the implant and the longevity of the implant decrease, and thus the desired success rate in TKA (total knee arthroplasty) decreases by almost %50. Between 37% and 55% of patients who underwent TKA surgery reported that there was no significant functional improvement even 6 months after surgery, and 50% reported that they were not satisfied with the results [7]. Total knee arthroplasty applications in our country started in 1987 [8].

The most needed types of prostheses in the world today are knee prostheses and hip prostheses. [9]. Particularly orthopedically, the places where human movements are most affected are the body parts that encounter stress concentration. It is to consider the reproducibility and repair conditions by creating custom designs for high precision design criteria. For this, studies should be carried out by determining the criteria that take into account the orthopedic material design and material production that ensure possible long-term use.

Arthroplasty attempts aimed at regulating the function of the knee joint started in the 19th century, and in the last 20 years, a successful point has been reached with the understanding of the anatomical and biomechanical properties of the knee joint. Studies on knee surface replacement have a history of 130 years [10].

In order to gain a functional knee, first Barton in 1827 and Rodgers in 1840 tried to bring motion to the knee joint. In 1863, Verneuil proposed the first application of "interposition arthroplasty" by placing a joint capsule between the two resected surfaces of the joint. Due to infections in this period, this study was performed on developed knees and was unsuccessful [11].

Waldius produced hinged type prosthesis in 1950 that can replace both knee joint surfaces. In addition, these prostheses contain an intramedullary handle. In later times, he dealt with works like Guepar and Shiers. This type of prosthesis has been used in patients with deformities and severe joint disorders. Afterwards, it was observed that it caused limitation of movement and created inadequacy [12].

In the 1960s, McIntosh used two basic systems in knee arthroplasty. These are the non-mechanically assisted (non-limiting) "surface

replacement" arthroplasties of which it is the predecessor. Afterwards, Waldius, Shiers and Guepar applied the fully mechanical supported (full limiter) "hinge type" they developed. Shiers and Gunston took the foundations laid by McIntosh one step further and ushered in the modern era of knee arthroplasty in 1971 [13].

Gunston applied the first cemented knee "surface arthroplasty" by adapting Charnley's experience from low-friction total hip arthroplasty to McIntosh's design. In Gunston's thesis, the movement in the knee joint is not on a single axis; it is revealed that it takes place on variable rotation centers over time. In this design, Gunston aimed to identify metal components by applying bone cement and to minimize friction by placing high-density polyethylene between these components. Gunston and Freeman-Swanson developed total knee prostheses related to the use of titanium alloys and the use of metal insoles. They also contributed significantly to prosthesis design and surgical technique [14].

The modern era in knee arthroplasty began in 1971. In 1972, coventry produced a geometric prosthesis in which the cruciate ligament in both knees was preserved, based on the biomechanical principles of the knee joint. Freeman then produced an I.C.L.H (Imperial Collage/London Hospital) type prosthesis that was used partially cementless. Subsequently, press-fit and cementless TKA prostheses were developed. Freeman, Swanson and Samuelson have developed prostheses that are known by their own names by eliminating the deficiencies in I.C.L.H type prostheses. These prostheses have recently found widespread use [15].

In the golden age of TKA history, in the early 1980s, Hungerford et al. developed the precision instrumentation system. This system aims to minimize errors. With alloys such as ceramic, chromium-cobalt mixture and titanium to overcome wear problems in prostheses; they have developed prosthetic types in which UHMWPE (Ultra height molecular weight polyethylene) components are used together. In parallel with the new developments that emerged with the use of these new types of prosthetic materials, the distances covered by prosthesis designs as a result of clinical trials have led to the production of today's modern prostheses in which all three parts of the knee are replaced in arthroplasty [16].

By the 2000s, TKA has now found a wide range of applications as total hip prostheses. Prof. Dr. Orhan Aslanoğlu implemented the first hinged type total knee prosthesis application in our country. Hinge type total knee prosthesis was applied to a patient with rheumatoid arthritis at Ege University.

Total knee replacement now has a widespread application area all over the world and has achieved high success rates [17].

## 2. MECHANICAL AND BIOLOGICAL STRUCTURE OF THE KNEE JOINT

### 2.1. Anatomical Planes and Axes

The standing position with the heels together, head and shoulders upright, face and palms forward, arms at the sides, eyes facing forward is called the anatomical position. The human posture seen in Figure 1 is called anatomical posture and all plane and axis definitions are made according to this posture [18].

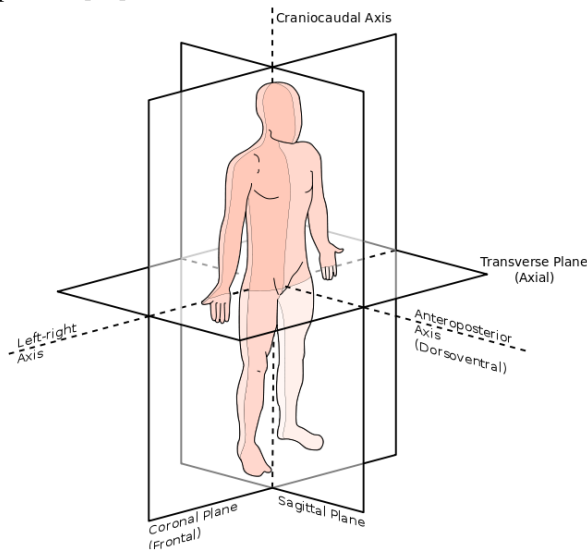


Figure 1. Anatomical planes and axis [18]

The parts and movements of the human body are studied and described in three axes and planes in space. Anatomical planes; consists of sagittal plane, transverse plane (horizontal) and frontal (coronal) planes. The plane perpendicular to the ground running from front to back and from top to bottom is the sagittal plane. It divides the body into two parts, right and left. If this plane crosses the midline and divides the body into two equal parts, it is called the midsagittal plane. The plane running parallel to the ground is defined by the transverse (horizontal) plane. The frontal (coronal) plane is the plane that runs perpendicular to the ground from right to left and from top to bottom. According to these planes, external for the part close to the body surface, internal for the deep part, intermediatus for the middle and extremities (represents the part of the body outside the head and trunk, that is, the arms and legs), proximal for the part close to the body, distal for the far part. The terms medial for the inner side and lateral for the outer side are used [19].

### 2.2. Knee Joint and Biomechanics

The knee joint, which is the biggest joint in our body, is a type of ginglymus, that is, a hinge type joint. The knee joint has the widest range of motion in the body in terms of range of motion. The major task of the knee joint is to carry the weight of our body and to provide walking shown in Figure 2 [20].

During the daily activities of human beings, an average of 4 MPa stretching occurs in bones and approximately 40-80 MPa tension in tendons. While a healthy knee carries a load of 2 to 5 times the body weight during walking, this load can be up to 8 times the weight during running. The amount of load on the human knee during walking is between 1300-3500 N (Newton) shown in Figure 3 [21].

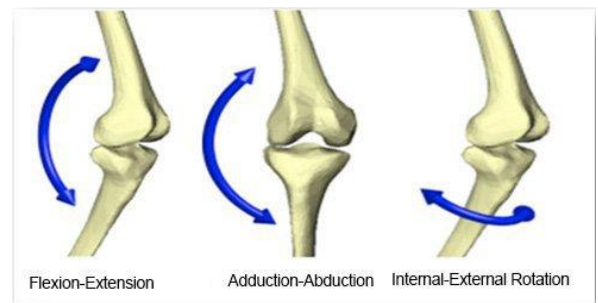


Figure 2. Joint movements of the knee in three planes [20]

We can list the movements of the knee joint as follows:

- In the sagittal plane----- extension – flexion
- In the transverse plane---- external rotation - internal rotation
- In the coronal plane-----abduction-adduction

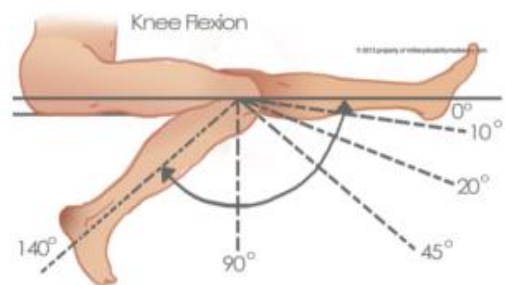


Figure 3. Flexion and rotation of the knee [21]

The average range of motion of the knee joint is between 0-140°. However, not all of this range of motion is used for everyday activities. It may vary according to the phase of walking. When the human knee is upright on the feet, the knee joints support the body above the knees. This event accounts for 86% of the total body weight on average. If a person stands on one leg; a load of 93% of the body weight

is placed on the knee joint. The plane in which the knee joint performs internal-external rotations is the transverse plane. While there is no sliding motion in the first 20° of flexion, sliding motion is added to the rolling motion after 20°. During this sliding and rolling motion, the contact point slides back approximately 14 mm until it reaches 90° of flexion.

### 2.3. The Bone Structure of the Knee

The knee joint consists of three bones namely the femur, patella (knee cap) and tibia shown in Figure 4 [22].

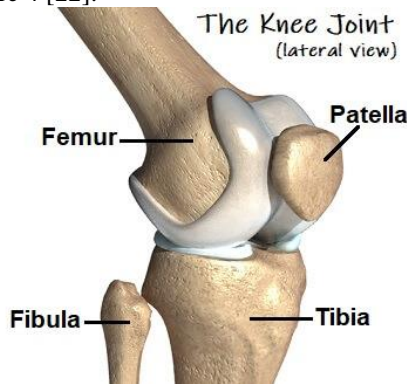


Figure 4. Bone structure in the knee joint [22]

**1) FEMUR:** It is the thickest and longest bone type in our body. In the anatomical position, the orientation of the femur bone is from bottom to top and from outside to inside. The femoral bone is the strongest and longest bone in the body, narrowing in the middle, expanding upwards and downwards, thus consisting of a long body with proximal and distal ends. The anterior surface is flat and convex in all directions.

**2) TIBIA:** It is located on the anterior inner side of the leg skeleton. The upper end of the bone is thick. It consists of two condyles (condyle medialis, condyle lateralis) projecting posteriorly and laterally. The tibia is the main body weight bearing bone and is on the anterior-inner side of the leg. It is the second largest bone in our skeleton.

**3) FIBULA:** It is a long and thin bone located on the outside and back of the leg. It is very thin compared to the tibia and has slipped a little lower.

**4) PATELLA:** The kneecap bone is the biggest sesamoid bone of the human body. It is a flat triangular bone in front of the knee joint.

Patella is the joint with the widest range of motion in the human body. This is ensured by joint stability and ligament integrity. In other words, it is provided by cruciate ligaments, internal-external

lateral ligaments and surrounding muscle tissue. While the bone structure of the knee provides dynamic stability in muscles and tendons; the meniscus, capsule and ligaments provide static stability in the knee joint. This structure of the knee joint allows six different types of freedom of movement.

The cruciate ligaments are of great importance in the functional anatomy of the knee. Bone is a connective tissue that connects certain structural elements of the body. In addition, bone is a composite material consisting of many solid and liquid phases in the mechanical field. It consists of an organic mineral matrix of bone fibers and cells with a substrate surrounded by collagen (insoluble protein) fibers. In addition, inorganic substances such as mineral salts are also present in the bone. The organic component of the bone provides healing and flexibility, the inorganic component makes the bone hard and solid. The components of bone vary according to the type of bone tissue, type of bone, sex, age, species, and presence of bone disease.

The mechanical behavior of the bone depends on the magnitude of the applied load, the speed of application and the direction of application. Compressive strength of bone is much higher than tensile strength. Bone has the property of a viscoelastic (time dependent) material. Bone has a harder and stronger structure at high elongation rates. Since there are so many variables that determine the components of human bone, the modulus of elasticity ranges from 17 to 24 GPa.

### 2.4. The Prosthesis and Implants

Although the knee joint is actually a hinge joint that allows flexion and extension. It is a polycentric (multiaxial) joint in terms of the function of rotation, sliding and swinging movements. The knee joint is known as one of the most complex joints in the entire body. The knee joint has become more exposed over time, allowing for the production of different prosthesis designs. An ideal prosthesis should provide anatomical integrity and allow normal range of motion by providing knee kinematics but should not alter joint stability.

Today, one of the most vital issues with prosthetics is loosening. As a result, independent components have been designed and friction between the designed components has been minimized.

Historical development of knee implants, from the late 1960s to the late 1970s, approximately 10 anatomical and 13 functional models were developed in Figure 5 [23].

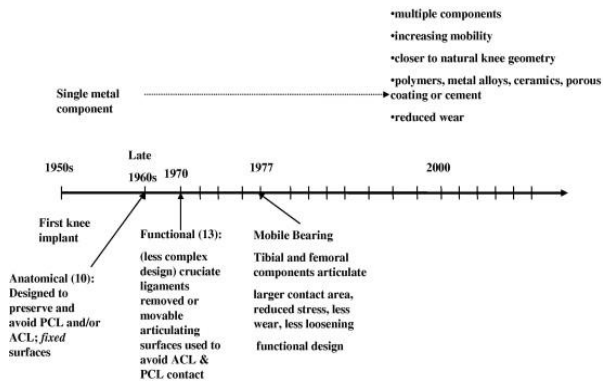


Figure 5. Implant development stages [23]

Implants and biomedical prosthetic devices are artificial devices that are used in biological systems and are intended to function as the original part. These artificial devices are made of metal, ceramic and polymer materials or combinations of these. Metals are primarily used in the human body for orthopedic purposes as surgical implants. These implant materials must meet chemical, biological and mechanical properties in order to fulfill the desired task.

**A. Chemical resistance:** It is the resistance of the biomaterial to corrosion.

**B. Biocompatibility:** It is the effect of the biomaterial on the body.

**C. Mechanical compatibility:** It is related to the material from which the prosthesis is manufactured. In addition, mechanical properties are measured by shear, uniaxial tensile and uniaxial compression tests.

A successful knee joint implant should not restrict mobility. The knee joint also includes the compatibility of the implant with the host tissue and removal of the implant with low wear rate and low friction torque as shown in Figure 6. Knee implants have many problems such as infection and loosening due to the area where they are placed as shown in Figure 7 [24].



Figure 6. Knee implant [24]



Figure 7. Knee radiography with total knee prosthesis [24]

## 2.5. Bio-Materials, Properties and Used in Making Implants

Implants are given the desired shapes without deteriorating their mechanical properties. Implants should not corrode in body fluids. Bio-materials should not poison the patient; therefore, they should not contain toxic substances. It should be easily purified from germs with pressurized steam and radiation. Implant material due to fatigue caused by loads should not break. To keep stresses within safe limits, strength and fatigue properties should be used together with the shape of the implant where stress concentrations cannot be avoided. This means that implants should be made of materials that can be replaced if damage occurs. Materials with which the body reacts may also make it difficult for the surgeon to remove the implant from its location.

Bio-materials must be placed in the tissue, taking into account the body's natural tendency, the immune system. It is not the right method to do this by removing the body's defense (immune system). It is most reasonable not to render the implant invisible by the body's chemical receptors. This is very difficult to do as materials such as nylon and polyethylene can be easily recognized as "foreign" in the body was given in Table 1. The nylon is more prone to degradation by cells of the immune system than polyethylene [25].

Metals are the main group of materials used in the healing of fractures due to their superior properties in their strength and ductility. According to Venable, Stuck, and Beach's 1937 report, metals generate electrical potential when deposited in the saline environment of soft tissue; this leads to local tissue death, corrosion of the metal and ultimately loosening of the implants.

All metals and their alloys corrode in a salty environment. This corrosion is greatly enhanced by fretting wear from movement between metal components (plates or nails and screws). Most knee

implants are passivized for corrosion resistance. To minimize the effect of corrosion, the use of dissimilar materials should be avoided, and care should be taken not to scratch the implant during placement.

Table 1. Natural and synthetic materials used in implants and devices [25]

FIELD OF APPLICATION	MATERIAL TYPE
<b>Skeletal System</b> Joints	Titanium, Titanium-Aluminum
Artificial tendons and ligaments	Teflon, poly (ethylene terephthalate)
Bone filler	Poly(methyl methacrylate) (PMMA)
Thin metal sheets used to fix broken bone ends	Stainless steel, cobalt- chromium alloys
Deformities in the bone	Hydroxyapatite
Dental implants	Titanium, alumina, calcium
<b>Cardiovascular System</b>	Poly(ethylene terephthalate), Teflon
Heart valves	Stainless steel, carbon
Blood vessel prosthesis	polyurethane
Catheters	Silicone rubber, Teflon, polyurethane
<b>Sense Organs</b> In the inner ear canal	Platinum electrodes
<b>Organs</b> Artificial heart	Polyurethane
Corneal bandage	Collagen, hydrogels
Contact lenses	Silicon-acrylate, hydrogels
Intraocular lenses	PMMA, Silicone rubber, hydrogel

Most knee implants today are commercial grade titanium (Ti and oxygen). Titanium is a metal with high resistance to corrosion, biological compatible and non-magnetic. Titanium alloys are more durable and 60% lighter than steel. Even though, titanium has the strong anti corrosion properties, it can cause inflammation and biofilm occurrence corresponding to application inside the body.

## 2.6. Polymeric Composites

The modulus of elasticity of metals and ceramics is 10-20 times greater than the modulus of elasticity of hard tissues of the human body. The incompatibility of the modulus of elasticity of the bone with the modulus of elasticity of the metal or ceramic implant is one of the most serious problems faced by orthopedic surgery. Sharing the amount of load on the bone and the implant is related to the durability of the implant materials. Adapting the

implant material so that its durability is the same in the tissues to which it is attached prevents deformations that may occur in the bone. This phenomenon is called the concept of stress shielding (SS). Stress shielding is known as the decrease in the strength of the bone in the areas where the bone comes into contact with the prosthesis. Because of this most knee implants today are manufactured from 316L stainless steel, Ti-6Al-4V alloy, or commercial grade titanium (Ti and oxygen).

As an alternative, fiber-reinforced polymeric materials, namely polymeric composites, have started to take place widely today in order to eliminate all these problems mentioned above. Polymeric composites can also be used as soft tissue implants in dentistry applications and orthopedics.

## 2.7. Polymeric Composites Knee Model and Custom Knee Prosthesis

The most important basic features of personalized knee prostheses are the shape and size characteristics that change depending on the age and gender of the patients. Considering that not all people have the same biological structure (height, weight, etc.), this result is quite natural. As a result of this diversity, the criterion in the selection of the prosthesis to be applied is to find the most suitable one among the standard prostheses.

Before the personalized knee prosthesis treatment, the femur, tibia and patella bone joints are examined with the images obtained by CT (Computerized Tomography) of the patient's knee joint. After this examination, the minimum amount of bone to be removed is determined. . Since the personalized knee prosthesis is mounted on the patient's knee joint and will remain inside the body, the material must be selected carefully. The knee prosthesis must be compatible with the area where it will be used. In addition, it must also have the characteristics and capacity to fulfill the duties of the place where it is located. For this purpose, various types of composite materials have been used in knee prosthesis.

A new hybrid knee implant has been developed that combines a polymer composite (CF/PA12) with an existing commercial implant system made of stainless steel. This hybrid implant reduces bone loss and stress shielding by transferring much more load to the femur compared to conventional metallic implants. Thanks to the compatibility of the carbon fiber material reinforced with polyamide 12 to the spongy structure of the bone, the load on the metal alloy component is prevented from being absorbed by the metal component and transferred to the bone. Thus, the

deterioration of the bone by taking normal loads is prevented. Another feature of CF/PA-12 is that it shows better biological compatibility than titanium alloy materials.

In addition, the life of CF/PA-12 for fatigue loads, which are very effective under normal life conditions, has been proven to be much better in studies shown in Figure 8. With this result, the hybrid implant has been found to provide significantly better osseointegration and longer implant life than conventional metallic implants. [26].

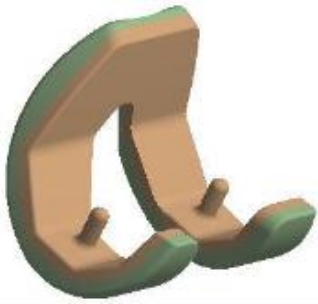


Figure 8. Hybrid femur component with CF/PA-12 inner surface [26]

Improvements that can be made in personalized prostheses can be listed as follows:

- Contact surfaces can be increased in order to reduce the stress values.
- Stress concentrations in sharp corners can be reduced by preparing circular transitional surfaces.
- The properties of bone structures (spongy and cortical) can be determined by cadaver studies and more precise results can be obtained.
- After the appropriate model is created, it may be possible to make a personalized implant.

### 3. DISCUSSION AND CONCLUSION

Estimated life expectancy for human beings is increasing day by day. In addition, the number of people in the older age group is increasing. As a result of the contribution of technology to modern life, the need for people to perform their daily activities without pain has arisen. Therefore, it is inevitable that they want to perform their physical activities without pain. This should only be achieved by providing sufficient range of motion in the knee joint without pain. The fact that the knee joint is in a mobile structure causes it to be exposed to the most wear over time as age progresses. Therefore, joint arthroplasty emerges as a solution for the treatment of knee joint damage in diseases that increase with joint

degeneration, which is frequently encountered in advanced ages.

The parts referred to as orthopedic implants, developed to prevent the loss of mechanical properties of the human body, are manufactured from materials that are as biocompatible with the body as possible, even if they are foreign bodies to the organism.

The human body; it is seen that various implant types and functions such as plates, nails, screws, joints used in various parts of the shoulder, spine, hip, knee, ankle, and their functions are increasing day by day. Total knee arthroplasty is one of the most frequently used methods and it is applied to regain the functions of the worn knee joint; it is a surgical intervention in which an artificial knee joint is inserted. Prosthesis designs and operative techniques are undergoing many changes with technological developments.

In the literature, basic criteria such as mechanical strength, fatigue life and most importantly biocompatibility should be considered in order to produce suitable prostheses. In order to design and develop orthopedic implants, vital and important criteria such as biocompatibility, elasticity close to bone elasticity, simple connectivity to bone tissue, susceptibility to specific design, corrosion resistance, lightness and cost should be considered.

Providing these basic criteria can be achieved with an excellent material choice. Along with experimental tests in the field of tissue engineering and materials engineering, rapid advances and positive developments in laboratory studies will also contribute to this process. However, if the right design factors are not formed, unexpected damage can be caused. For this reason, there is a need for an optimum design that will not impair the use of the structural properties of the material.

The following factors should be taken into account when designing implants:

- ❖ Properties of implant material
- ❖ General anatomy and deviations
- ❖ Effect of bone on implant
- ❖ Local bone amount
- ❖ Dynamic strain and weight bearing conditions
- ❖ Physiological and biomechanical conditions
- ❖ Local healing rates in bones
- ❖ Adequate space at the fracture site
- ❖ Variety of fracture types
- ❖ Surgical technique
- ❖ Possible complications



While 243.919 total knee prostheses were made in 1995 in the developed country of the world, USA, it is predicted that this number will be around 454,000 in 2030. As a natural consequence of this, the number of knee replacement complications has increased, and the number of knee replacement revisions has increased accordingly. Again, in the USA, the number of knee arthroplasty has increased by 14.1% in the last 5 years. In addition, the number of revision knee arthroplasty increased by 19.3%.

In the Biomechanics Meeting held by the European Union in 1990, 250,000 femoral head implants are used in a year in Europe and 500,000 in a year in the world. In Turkey, according to unofficial statistics, the use of femoral head implants reaches 20,000 in a year.

While the total market for orthopedic implants in the United States was \$2,098 million in 1991, it is reported that by 1998, 11 million Americans (5.1% of the total population) had at least one implant in each. The use of implants is not only in the knee joint, but also in areas other than orthopedics. It is also used in maxillofacial surgery, screws, skull plates and cardiovascular surgery.

The rapid development of technology, accordingly, the widespread use of composite materials in knee implants and ensuring their long-term use, making patient-specific designs, being renewable, that is, considering reproducibility or repair conditions, are the criteria to be considered in the design and production of orthopedic materials allows research to continue [27].

## REFERENCES

1. A. Aksoy, "Determination of blood loss after clamping drainpipe in total knee arthroplasty" Uzmanlık Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Afyonkarahisar, 2009.
2. ŞP. Akyer, "Morphologic and morphometric description of the bony structures that compose the knee joint with prospective effect to increase consistency between implants and bones in total knee arthroplasty" Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Sağlık Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2009.
3. "Future demands for orthopaedic skill to soar." AAOS Bulletin, 1999, 47(3):14.
4. S. Mendenhall. "Get the lowdown on orthopedic implants." Mater Manag Health Care, 1996, 5: 30-2.
5. P.C. Coyte, W. Young, J Williams. "Devolution on hip and knee replacement surgery?" Can J Surg, 1996, 39: 373-8.
6. C. Brandi, G. Tarun, "Knee implants-Review of models and biomechanics" Materials and Design, 2009, 30(1): 398-413.
7. C.D. Liao, T.H. Liou, Y.Y. Huang, Y.C. Huang. "Effects of balance training on functional outcome after total knee replacement in patients with knee osteoarthritis: a randomized controlled trial." Clin Rehabil, 2013, 27(8): 697-709.
8. B.C. Carr, T. Goswami, "Knee implants-Review of models and biomechanics" Materials and Design, 2008, 30(1): 0261-3069.
9. A. Berk. "Total diz protezi orta dönem sonuçları" Uzmanlık Tezi, Şişli Etfal Eğitim ve Araştırma Hastanesi Ortopedi ve Travmatoloji Kliniği, İstanbul, 2008.
10. M.B.Coventry, J.E. Upshaw, L.H. Riley, "Geometric total knee arthroplasty" I.Conception, design, indications, and surgical technic. Clin.Orthop, 1973, 94:171– 175.
11. M. Çelikleş, "Mid and long term two-step revision outcomes of patients with infected total knee arthroplasty" Uzmanlık Tezi, Çukurova Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Adana, 2007.
12. A. Erakar, "Revisions of total knee arthroplasty" Uzmanlık Tezi, Ankara Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Ankara, 2001.
13. B. Güçlü, "Knee arthroplasty on knees having severe deformity" Uzmanlık Tezi, Ankara Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Ankara, 2005.
14. J.N. Insall, "Surgery of the Knee" 3rd ed. New York: Churchill Livingstone, 2001, p. 1516–1547.
15. Y. Yıldız, "Total Diz Protezi Uygulamalarımız Ve Orta Dönem Sonuçları" Uzmanlık Tezi, Ankara Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Ankara, 1994.
16. D.S. Hungerford, K.A. Krackow, "Total joint arthro-plasty of the knee" Clin Ortho Relat Res., 1985,192:23-33.
17. A.I. Uslu, "Anthropometric measurements for the design of the knee joint prosthesis" Uzmanlık Tezi, Çukurova Üniversitesi Tıp Fakültesi Anatomi Anabilim Dalı, Adana, 2011.
18. Anatomical Planes and Axis [Internet]. Edoarado, own work; 2011. Available from: <https://commons>.

[wikimedia.org/wiki/File:Anatomical\\_Planes-en.svg](https://wikimedia.org/wiki/File:Anatomical_Planes-en.svg)

19. S. Özyürek, "Early results of our total knee arthroplasty" Uzmanlık Tezi, Gülhane Askeri Tıp Akademisi Haydarpaşa Eğitim Hastanesi Ortopedi Ve Travmatoloji Kliniği, İstanbul, 2007.
20. Amplitudes of knee movements. [Internet]. Liang-Hai Sie, own work; 2017. Available from: <https://www.quora.com/What-type-of-movement-does-the-knee-joint-allow>
21. Knee Range of Motion and Movements [Internet]. Dr. Arun Pal Singh, own work; Available from: <https://boneandspine.com/knee-range-of-motion/>
22. KPE Medical Review Board [Internet]. Chloe Wilson, BSc (Hons) Physiotherapy; Available from: <https://www.knee-pain-explained.com/kneebones.html>
23. C.C. Brandi, G. Tarun, "Knee implants-Review of models and biomechanics" Materials and Design, 2009, 30(1): 398-413.
24. U. Işıklar, "Total diz protezi uygulamalarımız ve erken sonuçları" Uzmanlık Tezi, Ankara Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Ankara, 1991.
25. F. Yanık, "Results of total knee arthroplasty" Uzmanlık Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Tıp Fakültesi Ortopedi Ve Travmatoloji Anabilim Dalı, Samsun, 2011.
26. H. Bougherara, Z. Mahboob, M. Miric and M. Youssef, "Finite element investigation of hybrid and conventional knee implants" International Journal of Engineering, 2009, 3(3): 257-266.
27. P.G. Sultan, E. Most, S. Schule, G. Li, H.E. Rubash. "Optimizing flexion after total knee arthroplasty: advances in prosthetic design." Clinical Orthopaedics and Related Research (1976-2007), 2003, 416:167-73.

**Korcan Küçüköztaş\***   
ATILIM University  
Metal Forming Center of Excellence  
Ankara

**İlker Talay** 

**Fatih Çalışkan** 

**Mustafa El Sakka** 

**Mohammed Nassar**   
ATILIM University  
Mechanical Engineering Department  
Ankara

**Bilgin Kaftanoğlu**   
ATILIM University  
Manufacturing Engineering Department  
Ankara

# Design and Manufacturing of a Pin on Disk Tribometer

*This paper presents the design and manufacturing of a pin on disk tribometer aimed at performing friction and wear testing as accurate as a professional tribometer at a lower cost. Since friction is an important part of our lives and its application varies greatly in size, environment and other factors, testing can be expensive. Tribometers are instruments where these conditions can be simulated experimentally. They are manufactured by various companies abroad and are imported to Turkey. For this reason, the cost of these instruments is very high. The design of the manufactured tribometer prioritizes portability and low cost of manufacturing. The manufacturing process of the various parts are discussed in detail. The tribometer was manufactured in the ATILIM University manufacturing laboratories within a tight budget using CNC machining. The instrument has the full capability to adjust the load, testing radius, motor speed, and the duration of the test before starting the experiments. To handle the electronics and data gathering within the instrument, Arduino boards and software are utilized. Real-time data streaming is made possible for data analysis tasks both during and after the experiments. The paper also provides the results of experiments that are obtained from the newly developed tribometer and comparisons with a mass produced, professional tribometer. The experiments are conducted with the same type of samples and with the same parameters. The manufactured tribometer provides researchers with easily accessible friction data that is within close range to what they would get from a professional tribometer.*

*Keywords: Tribometer Design, Manufacturing, Tribological Test, Coefficient of Friction Measurement, Surface Characterization*

## Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi  
Gönderilme: 31 Ağustos 2023  
Kabul: 16 Mayıs 2024

\*Sorumlu Yazar: Korcan Küçüköztaş  
Email: korcan.kucukoztas@atilim.edu.tr  
DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1353203>

## 1. INTRODUCTION

Tribology is the science behind friction, wear, and lubrication. Tribological tests are very important to observe the results of two surfaces interacting at many different variables like speed, temperature, time, and the presence of lubrication. The duration of the tribological experiments is a critical factor that affects the accuracy of the results. Longer test times can provide more accurate friction coefficient calculations, but the optimal test duration depends on the specific application. The test duration can usually be determined by time, laps taken during tests, or the amount of travel in meters.

Instruments used for tribological tests are tribometers. Different kinds of tribometers have been

used in research, mainly being pin-on-disk, sk, oscillating, and four-ball.

The tribometer has been used in many different fields of research. In 2016, researchers proposed the design of a completely computer-controlled pin-on-disk type tribometer that measures the coefficient of friction by utilizing a three-axis piezoelectric force sensor. The performance of the proposed tribometer is demonstrated with a case study that includes the measurement of friction and wear of a dry clutch [1].

In 2020, a tribometer was used in analysing dental composite materials [2]. An artificial oral environment has been created on a pin-on-disk

tribometer by using artificial saliva and adjusting the force, temperature, and speed accordingly.

There are some custom-built tribometers in universities as well. In 2021, a pin-on-disk tribometer was built at São Paulo State University [3]. The tribometer was used to measure the friction coefficient of different surfaces such as mild steel, 60-40 brass, and ferritic stainless steel. The instrument also utilizes Arduino boards for the electronic circuitry and data gathering. Some more detailed examples are further discussed.

A multi-function tribometer was designed at the University of Michigan in 2010. This tribometer was expected to perform the standard pin-on-disk, linear reciprocating test, and follow a custom 2D path for wear testing. For the linear reciprocating testing a DC servo motor was chosen and for the pin-on-disk test a DC stepper motor was chosen. An Arduino electronic interface was picked for use in the electrical components. The data collection and storage for this tribometer were done by utilizing a LabVIEW program [4].

In 2012, a custom tribometer was built with a different normal force application system. In this article, the rotation speed and the normal force are controlled with servo motors. A leaf suspension system is used in the application of the normal force to make sure the vertical axis stays stable during testing. The loading of the vertical axis was tested with and without the suspension system and the improvements of the suspension system were confirmed. After the implementation of the leaf suspension to the system, several experiments have been conducted to verify the effectiveness of the system [5].

In 2014, a tribometer was proposed to be used in research for blast furnaces off-dust. The tribometer was modified to simulate a blast furnace. The friction between the pellets and the wall/pellet friction was measured. This refinement significantly facilitated experimentation within a controlled laboratory setting [6].

A tribometer was developed to perform pin-on-disk and linear reciprocating tests at Yıldız Teknik University. An additional feature of this tribometer was that the temperature was supposed to be a controllable variable as well. This tribometer used load cells and thermocouples as sensors. The heating of the pin was done by an infrared lamp and the rotation in the system was provided by an AC servo motor [7].

In 2017, a professionally made tribometer was used to analyse the friction in a metal forming

process. The forming process was analysed by FEM to adjust the test for the tribometer. After that, testing with different surface enlargement, contact pressure, and temperature was done. To check if the adjustment was made correctly, the microstructures were compared with the actual samples from real applications. In conclusion, the lubricant used made the temperature the most important variable. The coefficient of friction was found to be higher in lower temperatures because the lubricant was more viscous at lower temperatures and less viscous at higher temperatures [8].

In 2018, a pin-on-disk tribometer was used in a paper that analysed hip implant materials. According to previous data, a large amount of hip implant surgeries result in reoperation. To combat this problem, researchers have been trying different methods to improve longevity of the materials. One of the ways to improve longevity is to manufacture spherical micro-texture features on the surface. In this article, friction and wear testing is done to observe the difference in longevity between normal materials and microtextured materials [9].

In an article written by Chen et al, a tribometer was built to investigate the bushing wear in aircraft engines. To simulate the conditions of the bushings in aircraft engines, a reciprocating tribometer with temperature control was designed. Validation tests were done to confirm the data acquisition system and fixtures were acting as expected. After confirmation that the tribometer was working as intended, high-temperature testing was done on three different polyamide bushing materials and the results from these tests showed that SP2515 was the most suitable material [10].

In 2023, an open-source pin-on-disk tribometer was made. A stepper motor was used for rotation of the disk, a force sensor was used for data collection and a unique graphical user interface was developed. All the progress was documented in detail to keep in line with the project being open-sourced. To confirm that the tribometer worked as intended testing was compared to literature data and the results were satisfactory [11].

A tribometer that was patented in 2017 is a pin-on-disk tribometer with on board wear testing. The force control is done by a pneumatic cylinder and the motor selected is a servo motor for precise velocity control. As the test is running, a laser displacement measurement apparatus is used to reflect the laser from a sample to measure the displacement of the test specimen [12].

Another tribometer was patented to solve unwanted motions and factors that can reduce the

accuracy of tribological measurements. The inventor claims that the instrument can accurately measure displacement while eliminating the waving motion on the disk, the thermal expansion of the device, and other factors that can badly affect the accuracy of the measurements. The patent focuses on solving some of the issues related to wear measuring with displacement sensors mounted at the base of the rotating part and removing the specimen and weighing it to get the wear data. The inventor claims that these methods are not reliable enough. This patent is about the solution to this problem and to solve this issue, the displacement sensor is mounted on the pin [13].

The manufactured tribometer in this paper utilizes the pin-on-disk method. A tribometer that is portable, light, and competitive in terms of price is designed and manufactured. It also uses software that allows researchers to get real-time coefficient of friction data that can be processed both during and after the test is done. During the test, a real time coefficient of friction time graph can be drawn and mean, minimum, and maximum values can be obtained. The tribometer that is proposed ultimately aims to provide researchers with a portable and price-competitive instrument for tribological tests while allowing them to access the most accurate data possible to output with minimal effort. There are few pin-on-disk tribometers in the literature that are truly portable. A benefit of the tribometer being portable is that it can be used in school/industry projects where people can use it by carrying it around in between tests. As the tribometer allows real-time data streaming, it also makes it possible to run data science projects on it as well. Students and researchers can further customize the parameters to conduct unique research. The developed prototype uses the same pin-on-disk principles as the professional tribometer taken as a reference. The main differences are portability, low cost, and capacity for future expansions. The manufactured tribometer additionally offers an easy to use and customizable interface thanks to the open-source platform of Arduino while the reference tribometer uses a proprietary software that has a certain learning curve.

The motivation of this project includes, designing and manufacturing of a new portable tribometer at low cost to serve industry and university. It can be expanded to conduct high temperature friction tests by only adding a heater. Software used does not require a license and is available on most computers. In the current design, a load cell is used instead of strain gauges to provide more accurate data. The motivation of the project can be summarized as to develop a low cost and a

portable pin-on-disk tribometer which can be used in educational/research environment.

## 2. DESIGN REQUIREMENTS

The manufactured tribometer can conduct experiments with 6mm Alumina ( $Al_2O_3$ ) or 100Cr6 steel balls integrated into the pin. Different external loads can also be used with the tribometer. A maximum of 10N and a minimum of 1N external loads can be used. The verifications of the manufactured loads are done using precise calibration weights. Finally, the linear speed of the motor should be a maximum of 1400 mm/s and the related design calculations are done considering these requirements. The table related to the design requirements of the manufactured tribometer is given in Table 1.

Table 1. Design requirements

Specification	Value
Alumina or Steel Ball Diameter [mm]	6
Normal Load [N]	1-10
Linear Speed [mm/s]	0-1400

The proposed instrument is designed to adhere to the ASTM G99 and G115 standards. The main points in G99 are that the motor needs to be able to adjust the speed while being able to maintain a constant one and the tolerance of the angle between the specimen and the pin needs to be  $\pm 1^\circ$  [14]. G115 generally talks about the test procedure and specimen preparation [15].

## 3. DESIGN & DRAWINGS

Since one of the aims of the instrument is to be light, the design is kept as small and portable as possible. The overall design and the cross section view of the pin-on-disk tribometer is shown in Figures 1 and 2 respectively. The design includes the upper part of the instrument where the main upper arm, external load, substrate, counterweight, linear bearing assembly, sample holder, and the leadscrew are located. The upper part sits on top of the top plate. The step motor is located in between the two plates and a motor sleeve is specifically manufactured to house it.

The upper arm is the most important piece in the design and the technical drawings of the upper arm can be seen in Figures 3, 4, and 5. This part is designed to be lightweight and accommodate all external parts attached to it. Since the loads involved in the project are relatively small, weight reduction is achieved by using aluminium 6061 material and a hollow square profile. The assembly of this part also posed some significance as well. However, the movement of the part could create friction and affect

the results. To counter this, the pin is fitted to the upper arm and also to two of the ball bearings mounted on the pin connection part.

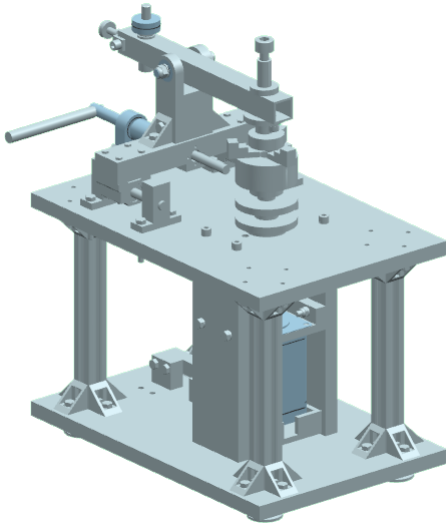


Figure 1. Isometric view of the manufactured tribometer

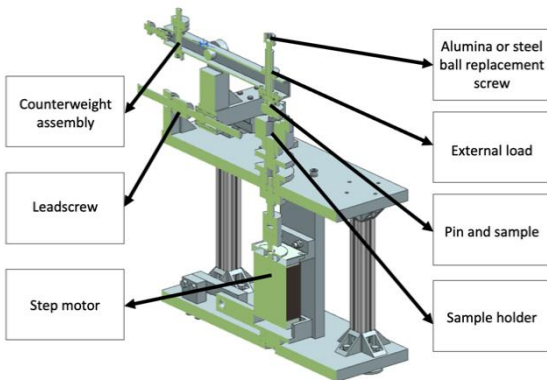


Figure 2. Cross section view of the manufactured tribometer

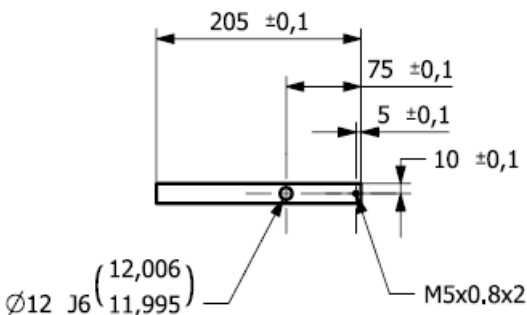


Figure 3. Upper arm top technical drawing

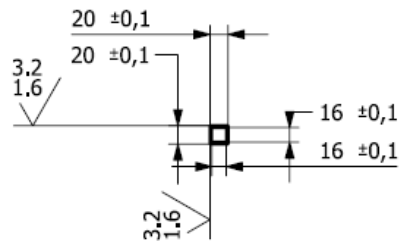


Figure 4. Upper arm side technical drawing

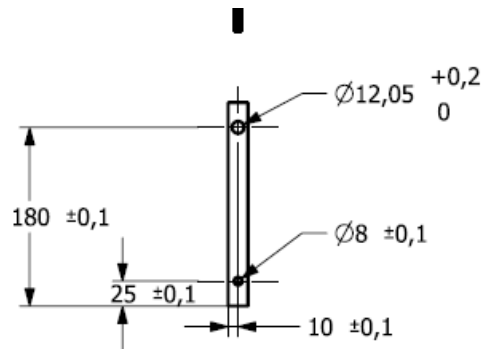


Figure 5. Upper arm bottom technical drawing

The sliding plate is designed to control the upper arm assembly's position. The purpose of this part is to be the connection for the upper arm assembly and the linear bearings to control the test radius. The design of this part is mainly affected by material availability at the time. Aluminium 6061 material is selected to reduce weight and the part is designed to be fitting with default linear bearings. The technical drawing of the part can be seen in Figure 6.

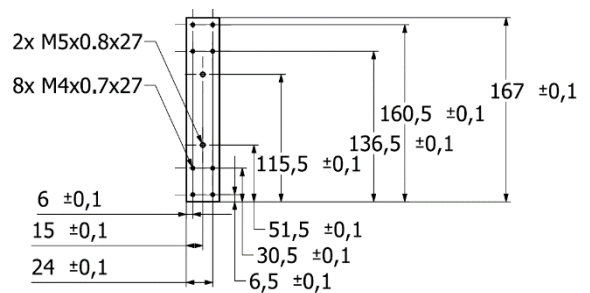


Figure 6. Sliding plate technical drawing

The third part featured is the plates. The plates are designed to carry the whole assembly. Calculations are done using Finite Element Method. The plate thickness is determined to provide the necessary stiffness as 30mm and the material is aluminium 6061 for both the upper and lower plates. All of the mounting holes for the other components that are bolted or fitted on the plate are manually

measured and integrated into the design. The technical drawing of the lower plate can be seen in Figure 7.

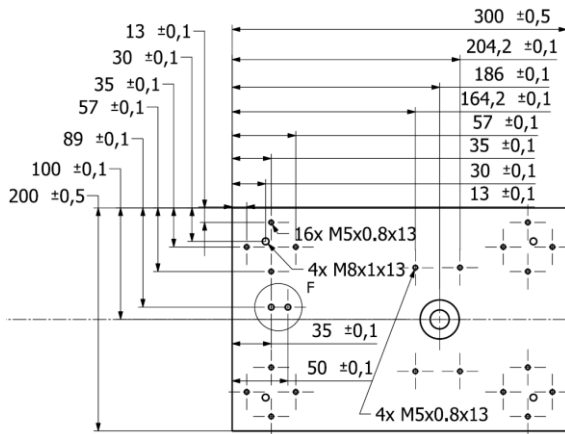


Figure 7. Lower plate technical drawing

Finally, the rotating part is designed to transfer the rotation from the step motor to the specimen holder. This part is also made longer than required to leave space for a temperature control system to be integrated in the future if desired. Since this part is under load during testing, stainless 304 steel is picked as the material of choice to assure structural integrity. The part can be seen in Figure 8.

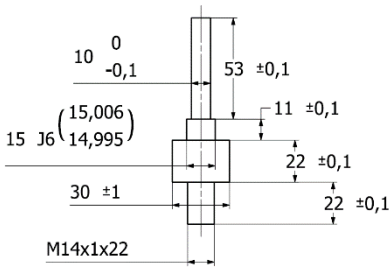


Figure 8. Rotating part technical drawing

## 4. DESIGN CALCULATIONS

### 4.1 Power calculation

Calculations according to a maximum of 1400 mm/s linear speed are done and the minimum power required for the motor selection is found.

$$\omega = 93.333 \text{ rad / s} \quad (1)$$

$$T = f x r = 10 x 15 = 0.15 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2)$$

$$P = T x \omega = 0.15 x 93.333 = 14 \text{ W} \quad (3)$$

$$\text{mm/s to rpm} = (1.4 x 60) / (2 x \pi x 0.015) = 891.267 \text{ rpm} \quad (4)$$

In equation (1),  $\omega$  represents angular velocity which is measured in radians per second. In the equation (2),  $T$  denotes torque which is calculated by multiplying force ( $f$ ) by the radius of the rotating part ( $r$ ). In equation (3),  $P$  represents the power of the motor which is calculated by multiplying torque and angular velocity. Finally in equation (4) linear speed is converted from millimeters per second to rounds per minute. Figure 8 shows the free body diagram of the rotating part.

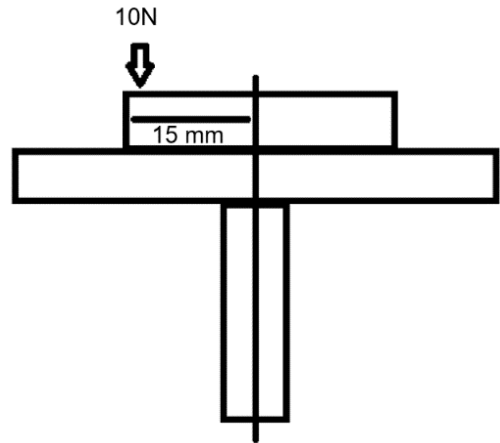


Figure 9. Free body diagram of the rotating part

### 4.2 Arm design

The arm design is done by checking how much the counterweight needs to be according to the dimensions already selected and whether the arm would yield or not. The free body diagram of the upper arm is shown in Figure 10. Using the values from the diagram, the largest moment in the system was found to be 32.3625 N·mm.

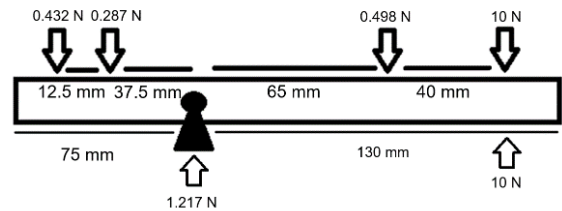


Figure 10. Free body diagram of the upper arm

$$I = ((b_o x h_o^3) - (b_i x h_i^3)) \div 12$$

$$I = ((20 x 20^3) - (16 x 16^3)) \div 12 \quad (5)$$

$$I = 7872 \text{ mm}^4$$

$$S = (M \times c) \div I = (32.3625 \times 10) / 7872 = 0.04 \text{ N / mm}^2 \text{ (MPa)} \quad (6)$$

In the equation (5),  $I$  denotes moment of inertia,  $b_o$  is the outer width of the arm,  $h_o$  is the outer height of the arm,  $b_i$  is the inner width of the arm,  $h_i$  is the inner height of the arm. In the equation (6),  $S$  is the section modulus,  $M$  is the applied moment and  $c$  is the distance from the neutral axis to the outermost part. Since  $S_y = 276 \text{ MPa}$  is larger than  $0.04 \text{ MPa}$ , it is known that the upper arm will stay in the elastic range.

## 5. ELECTRONICS COMPONENTS & MODULES

Since data needs to be collected and the speed of the motor needs to be adjusted, electrical components are added. A step motor, step driver, power supply, load cell and two Arduino cards are chosen to be added to the tribometer to satisfy these requirements.

The chosen step motor is a Nema 23 2.2 N.m Step motor, the driver is a tb6600 step motor driver, and the power supply is a 24 VDC power supply. These components are chosen to satisfy the speed requirements. The load cell is chosen as a 1kg load cell to collect the data. Two Arduino UNO's are used because the delay in the load cell code interrupts the step motor code which results in inconsistencies in the motor speed. Using two boards helps alleviate this issue.

The setup of the two circuits can be observed in Figure 11 and Figure 12.

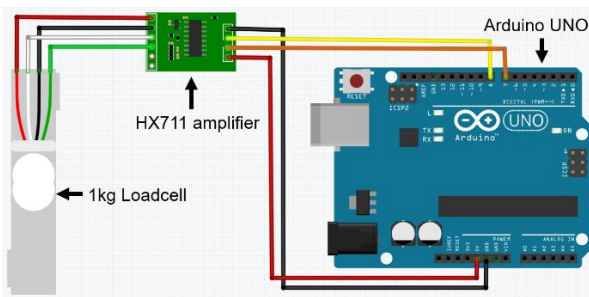


Figure 11. Wiring of the load cell circuit

The motor is used to control the speed and the load cell is used to get a force value to calculate the torque. Finally, the general setup of the two Arduino boards, power supply, amplifier and motor driver are presented in Figure 13.

## 6. WORKING PRINCIPLE

The tribometer design prioritizes ease of use. The tribometer aims to simulate sliding or rolling motions in an experimental way by conducting contact and relative motion between two surfaces being, a pin and a rotating disk. The sample is cleaned and prepared according to the researcher's needs. The top pin comes into contact vertically with the disk before applying an external load. The loads can be adjusted to suit the requirements of the experiment up to 10N. 6mm alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) or 100Cr6 steel balls can be integrated into the pin for conducting experiments. As the disk connected to the motor begins to rotate, friction forces are generated between the ball on the pin and the surface of the sample. These friction forces then lead to wear on top of the sample which can be seen by the naked eye. As the instrument is being operated, Arduino boards stream data to the connected computer to record force data from the load cell at the rate that is chosen beforehand. With this data, the researcher can draw the real-time coefficient of friction graph and manipulate the data according to their needs. After the test is finished, further data processing tasks can be handled or the sample can be further analysed using different methods such as optical microscopy, scanning electron microscopy, or surface profilometry. These analyses could be helpful in finding out more about how the wear mechanisms and surface changes caused by the tribological testing affected the surface of the sample. Additionally, these tasks done after the tests can help optimize the parameters of the tribological experiments as the researcher would gain deeper knowledge about the surface that they are working with and how each parameter affects it.

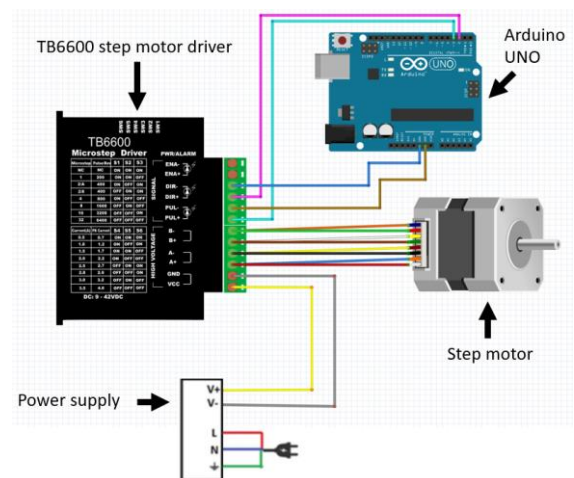


Figure 12. Wiring of the step motor circuit



The motor casing itself is not bolted down but centred with ball and conical bearings. In this setup, the motor is mounted in a motor sleeve and the arm of the motor sleeve contacts the load cell to output a force value. Since the distance from the centre of rotation is predetermined, the coefficient of friction is calculated from the force value.

The visualization of the process can be seen in Figure 14.

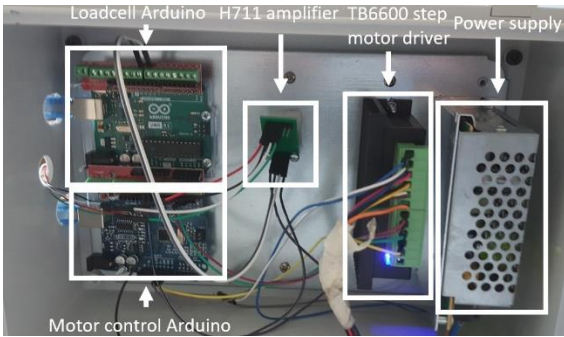


Figure 13. Final electronics assembly

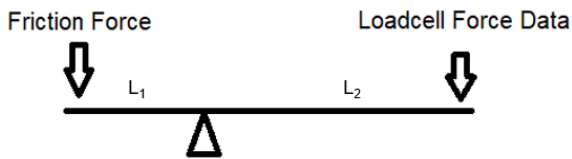


Figure 14. Working principle free body diagram

The centre of rotation is the pin connection in the free body diagram,  $L_1$  is the specimen test radius and  $L_2$  is the distance between the centre of rotation and the contact point of the load cell. The program starts by reading the load cell voltage. The load cell voltage is then converted to force which equals to the friction force. Since the applied external load is known before hand, it is entered by the user as the normal force. Finally, the coefficient of friction is found by dividing the friction force by the normal force. The equation of the coefficient of friction is given.

$$\mu = \frac{F_{friction}}{F_{normal}} \quad (7)$$

In the equation (7), the coefficient of friction is represented with  $\mu$ , friction force is represented with  $F_{friction}$  and finally the normal force is represented with  $F_{normal}$ .

## 7. MANUFACTURING

The parts were manufactured in ATILIM University manufacturing laboratories. A lathe and a CNC machine are used to manufacture most of the parts needed. The manufacturing steps taken, and the purpose of the key parts are discussed further.

The manufacturing of the top plate starts with the cutting of a long plate of material into a smaller plate with a horizontal bandsaw. After that, the CNC machine is used to get the measurements as close as possible to the actual measurements. Then, the marks for the holes are made and the bearing hole is formed. Finally, a vertical drill is used to manually drill the holes through the material and a tap is used to create the threads afterwards.

Since the motor sleeve is a crucial part of this instrument's working principle, the part design could not be changed as much as the other parts. This part is completely manufactured in the CNC machine because of part complexity and the lack of a manual milling machine. The motor sleeve can be observed in Figure 15.



Figure 15. Motor sleeve

The sliding part was designed to be an assembly part between the upper arm and the linear bearings. Since it must be assembled with many default parts, most of the manufacturing is done in the CNC machine to make sure the threaded holes line up. The sliding part can be observed in Figure 16.



Figure 16. Sliding part

The sample holder can house samples that are circular, and it allows a maximum diameter of 35mm. It can be adjusted to lock in smaller sized samples. The sample holder has a rotating locking mechanism where the holder gets tighter as it is rotated counterclockwise. This feature is essential for working with a variety of sample sizes. It is particularly important to make sure the sample is tightly locked in during experiments. An unlocked sample could lead to fluctuations during tests which can result in, damage to the sample and the pin, inconsistent friction results, safety concerns and potentially incomplete data. The 1050 steel sample holder can be observed in Figure 17.



Figure 17. Sample holder

The section that houses the main upper arm, load, sample, counterweight, linear bearing assembly, sample holder, the leadscrew, and the aluminium or steel ball replacement screw can be observed in Figure 18.

After manufacturing, assembly is done with all the default parts and the manufactured parts fitting together. The final assembly can be observed in Figure 19. The individual parts that make up the assembly are also labelled accordingly.

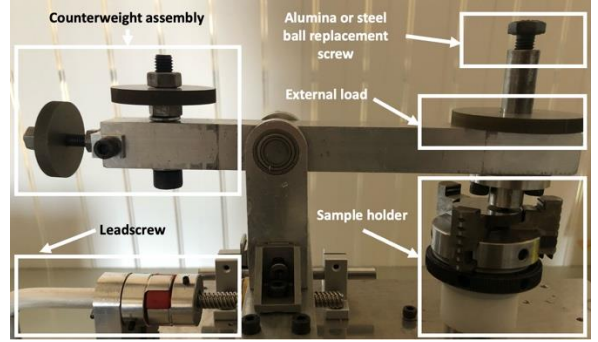


Figure 18. Upper part of the tribometer

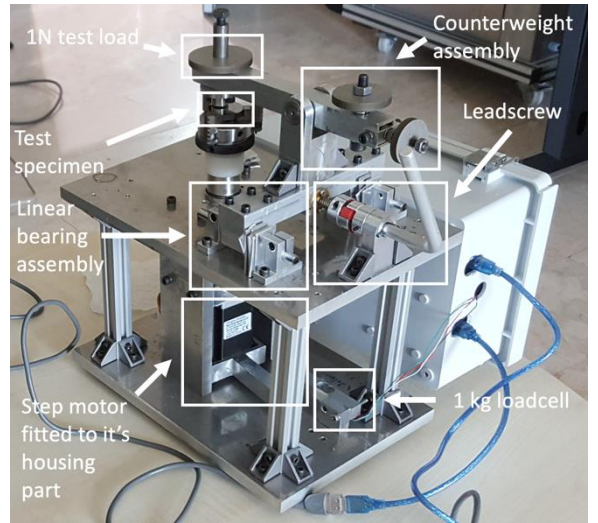


Figure 19. Isometric view of the final assembly

## 8. TESTING

Testing is done following the proper procedures being; cleaning the surface of the sample, making sure the upper arm is correctly operated and setting the correct parameters within the software. To confirm that the tribometer is working according to the set standards, a reference test is conducted with the CSM tribometer in the Metal Forming Center of Excellence. The parameters, including samples and pins used in all tests are the same among all the tests that are conducted. This reference test is used to evaluate the validity of the data outputted from the manufactured tribometer. The specifications of the CSM tribometer is presented in Table 2, while the general view can be observed in Figure 20.

The reference test is done on a CSM tribometer with a D2 steel substrate as the sample. Circular samples are cut from steel rods in dimensions of 30 mm radius and 5-7 mm thickness. Heat treatment is then applied to the circular samples before sanding, polishing and ultrasonic cleaning

sequentially. Finally, the surface of the sample is cleaned and prepared with precision wipes for optimal testing. D2 steel is a high carbon and high chromium tool steel with high wear resistance, toughness and hardness. This makes it especially good for tribological tests. The wear marks left on the samples after testing can be seen in Figure 21 for comparison. 6mm alumina ( $Al_2O_3$ ) or steel 100Cr6 balls can be used within the tribometer pin. Alumina or steel ball replacement screw is first unscrewed then the ball is placed into the pin before finally screwing the screw. The tests are done using steel 100Cr6 6mm balls integrated into the pin. Alumina balls are generally harder than steel balls with higher resistance to deformation and wear. That is why they are preferred while testing samples with harder surfaces. Steel balls are preferred in cases where cost is an important factor, as they are comparatively more affordable than their alumina counterparts. Because the samples are of D2 steel material, steel 100Cr6 balls are deemed suitable to be used for testing, as there are no compatibility issues between these two materials. These can also be seen in Figure 22.



Figure 21. Wear marks on the D2 steel sample after testing with the (a): manufactured tribometer, (b): CSM tribometer

Table 2. Specifications of the CSM tribometer

Sensors	
Type	Range
Normal Load [N]	Up to 10
Friction Load [N]	10
Pin-on-Disk: Speed [rpm]	500
Measurement Performance	
Type	Max
Linear: Speed [mm/s]	100
Linear: Stroke Length [mm]	60

The same test with the same sample, ball and parameters has been conducted using both tribometers and the results are plotted in the same graph in order to make a better comparison. The test parameters are as follows; The radius of track is 7.5 mm, the speed is 100 mm/s and the external load is 1

N. The test is run for 8 minutes and 20 seconds. The manufactured tribometer is designed for room temperature applications, so the temperature is not directly controlled. The manufactured tribometer does not possess a thermocouple to conduct temperature measurements and all experiments are conducted at room temperature. The CSM tribometer used as a reference did not come with a built in thermocouple but the authors have integrated a thermocouple in the recent years to take temperature measurements as needed using the CSM tribometer. Since the temperature fluctuations are low and insignificant during room temperature tests, the friction coefficient results are not affected. A thermocouple sensor could be added to the manufactured tribometer in future to improve the capabilities of the system. The results from the test can be seen in Figure 23. It is seen that the curves for coefficient of friction in both experiments are similar. The y axis shows the coefficient of friction value while the x axis shows the time in seconds. The minimum, maximum and mean coefficient of friction values outputted from each tribometer is shown in Table 3.

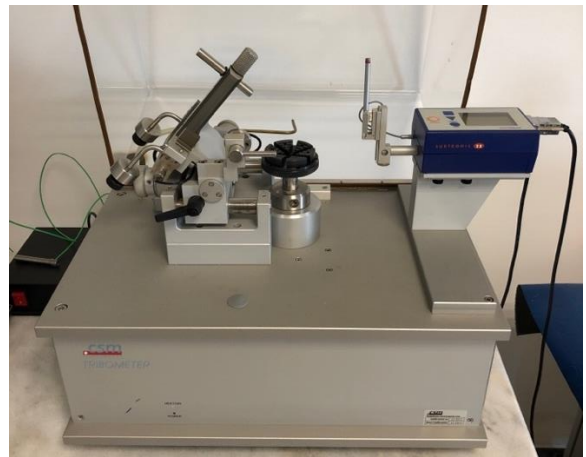


Figure 20. General view of the CSM tribometer



Figure 22. (a): Alumina ( $Al_2O_3$ ), (b): 100Cr6 steel 6mm balls

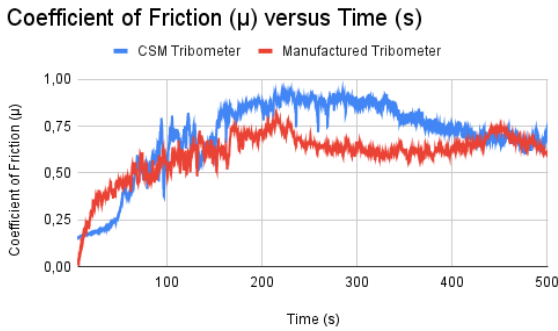


Figure 23. Coefficient of friction versus time comparison between the CSM tribometer and the manufactured tribometer

Table 3. Comparison test results

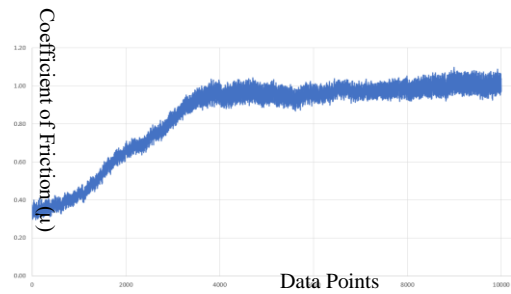
$\mu$	Min	Max	Mean
<b>CSM Tribometer</b>	0.129	0.924	0.686
<b>Manufactured Tribometer</b>	0.006	0.818	0.603

The CSM tribometer outputs a mean coefficient of friction value of 0.686 while the manufactured tribometer outputs a mean coefficient of friction value of 0.603. When compared, the similarities in the curve characteristics can be observed. While comparing the mean values, a less than  $\pm 0.1$  difference can be observed, which is deemed acceptable for friction results. The reliability of the manufactured tribometer is tested with around  $\pm 10\%$  variance when compared to the CSM tribometer.

In Figure 24 and Figure 25, the results of two tests outputted from the manufactured tribometer can be seen. The purpose of these two tests is to compare the effect of longer test times and different speeds using the manufactured tribometer. The sample is a D2 steel substrate in both tests. The first test is run with a radius of 10 mm, a speed of 100 mm/s, a load of 1 N and 15 minutes of run time. The y axis shows the coefficient of friction value calculated by the manufactured tribometer. The x axis shows the amount of data points that are recorded. A total of 10000 data points are recorded in both experiments during the 15 minutes of testing time. Each point of data is approximately recorded every 0.09 seconds. In the graphs, 10000<sup>th</sup> data point equals to the 900<sup>th</sup> second mark.

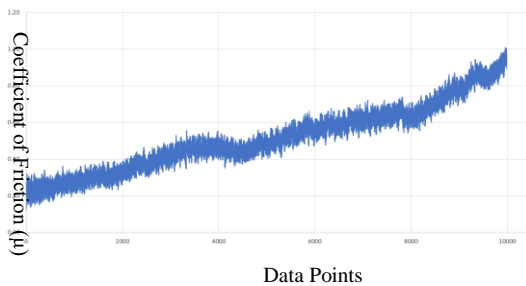
In Figure 25, the result of the last test conducted on the manufactured tribometer can be seen. This test is run on the same sample as the previous one. The main differences between the two tests were that this one is run on a 12 mm radius and

50 mm/s speed. Results show us that the friction coefficient does not exceed 1.01 and the mean is also lower than the faster test. The lower mean coefficient of friction results may be due to multiple factors. As the speed is lower than the previous tests, heat generated during the sliding process would be less. Excessive heat generated with higher speeds can lead to increased coefficient of friction results. Another reason could be that higher speeds could lead to more wear and abrasion between two surfaces. At lower speeds, lower wear and abrasion levels would cause less friction between two surfaces. In both experiments, the maximum coefficient of friction results observed were slightly above 1. The mean coefficient of friction value shown in the curve is under 1. However, the oscillations of force measurements show a variance. As can be seen in the literature, friction coefficients can even be higher than 1, depending on the surface conditions. It is important to note that finding the optimal testing parameters is crucial for conducting tribological experiments.



Min: 0.29	Max: 1.10	Mean: 0.84
-----------	-----------	------------

Figure 24. Coefficient of friction versus time via the manufactured device with longer test time and higher speed



Min: 0.12	Max: 1.01	Mean: 0.51
-----------	-----------	------------

Figure 25. Coefficient of friction versus time via the manufactured device with longer test time and lower speed

## 9. CONCLUSION

In this work, a pin-on-disk tribometer is designed and manufactured. The developed tribometer offers competitive specifications to the mass produced and professional tribometers. In the design process, the parts are made as light as possible, and the dimension and materials are changed according to material availability. Also, the electrical components are chosen according to the budget and requirements. To save on manufacturing cost, every part is made in the ATILIM University Manufacturing Laboratories using CNC machining. The total budget allocated for designing, manufacturing, and testing the manufactured tribometer is 10,000 Turkish Lira for a single unit. Comparatively, the CSM pin-on-disk tribometer costs 70,500 Swiss Franc, making it 22976% more expensive. Likewise, there are also significant differences in terms of weight between the two tribometers. The CSM tribometer weighs 50kg, making it hard to carry around if needed. The manufactured tribometer weighs just 10kg which is an 80% difference, making it portable enough to carry around when needed. Design and power calculations are done and the properties of the parts that are manufactured are determined according to these calculations. The tribometer is designed to adhere to the ASTM G99 and G115 standards. In the testing phase, the tribometer is compared to a CSM branded professional tribometer using similar tests. During the tests, the same parameters and the same samples are used to ensure the integrity of the comparisons. The manufactured tribometer has the capability of gathering real-time data as the tests run. Arduino boards allow the tribometer to stream real time data directly to the computer software. This makes it possible to draw a time graph of the coefficient of friction data and make comparisons. Data streaming also allows researchers to filter, manipulate or perform various data analysis tasks after the test is finished. When the results are observed, the curves for the coefficient of friction and the mean values between the professional tribometer and the tribometer made in this project are found very similar. Some other tests are run to confirm that the tribometer is outputting reasonable data with different parameters. After confirming all the results from the tests, the project was deemed a success. The manufactured tribometer could potentially be enhanced by integrating sensors to record temperature data during tests. Finally, the tribometer could be modified to enable testing with different kinds of lubricants. Current design is open to further development as needed.

## DİSK ÜSTÜNDE PİM TRIBOMETRE TASARIMI VE İMALATI

Bu makalenin ele almış olduğu projenin konusu, bir disk üstünde pim tribometre tasarımı ve imalatıdır. Tasarlanmış tribometrenin karşılaması gereken gereksinimler; 0-1400 mm/s arası hızda, 0-10 N arası normal yükte ve 6 mm 100 Cr6 çelik veya alümina ( $Al_2O_3$ ) top ile deney yapılabilmesidir. Tribometrenin gerekli parçaları ATILIM Üniversitesi İmalat Laboratuvarı'nda CNC tezgâh kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tribometre tasarlanırken, taşınabilirlik, hafiflik, düşük maliyet ve deney sırasında gerçek zamanlı bir şekilde veri akışı sağlanabilmesi en önemli öncelikler olarak belirlenmiştir. Aynı zamanda tasarım ve üretim süreçlerinde ASTM G99 ve G115 standartları göz önünde tutulmuştur. Düzenek kurulurken, sürtünme katsayısını hesaplamak amacıyla veri toplama işlemi için bir yük hücresi kullanılmıştır. Hız gereksinimini karşılayacak bir adım motoru seçilmiştir. "Arduino" aracılığı ile kontrol edilebilecek şekilde kod yazılıp, veri toplamak ve sürtünme katsayısının grafiğini gerçek zamanlı olarak elde etmek için Microsoft Excel'in "Data Streamer" eklentisi kullanılmıştır. Bu şekilde hem deney sırasında hem de deneyin tamamlanması ardından veri işleme görevleri yapılabilmektedir. Sunulan cihaz, CSM tarafından üretilmiş, profesyonel bir disk üstünde pim tribometre ile deneysel ortamda karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalarda aynı parametreler ve aynı şekilde hazırlanmış numuneler kullanılmıştır. Numune hazırlama süreçleri detaylı bir biçimde belirtilmiştir. Testler sırasında 100Cr6 çelik top kullanılmış olup, cihazın alümina ( $Al_2O_3$ ) topları ile de deney yapabileceği kabiliyeti vardır. Alümina ( $Al_2O_3$ ) topların kullanım alanları ve çelik toplardan farkları, nedenleri ile belirtilmiştir. Karşılaştırmalar sonucunda, sunulan tribometre ile CSM tribometreden alınan sürtünme katsayısı verileri karşılaştırılabilir bir oranda çıkmıştır. Proje, tanımlanan gereksinimleri karşılamış ve başarılı bir şekilde sonlandırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Tribometre Tasarımı, İmalat, Tribolojik Test, Sürtünme Katsayısı Ölçümü, Yüzey Karakterizasyonu

## ACKNOWLEDGEMENT

The authors are grateful to Dr. Şakir Baytaroğlu for their academic assistance and advice, ATILIM University Metal Forming Centre of Excellence for its help in providing test data and research guidance and additionally, sincere thanks goes to the staff of the ATILIM Manufacturing Laboratory for their help in manufacturing the parts of the instrument.

## REFERENCES

1. Hoic, M., & Hrgetic, M. & Deur, J., Design of a pin-on-disc-type CNC tribometer including an automotive dry clutch application, *Mechatronics*, 40 (2016), 220-232.
2. Suryawanshi, A. & Behera, N., A Review: In Vitro Investigation of Dental Composite Materials and Tooth Enamel by Using Pin-on-Disc Tribometer, *Proceedings of International Conference on Intelligent Manufacturing and Automation*, 483-490, Springer, 2020.
3. Galvão, C. F. F., Slavec, G. A., Menardi, P. L. D. A., Gonçalves, A. C., Chavarette, F. R., & Outa, R., Design and Construction of a Pin-On-Disk Experimental Bench to Determine the Friction Coefficient of Materials, 25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering COB-2019-1689, São Paulo State University, 2019.
4. Chlum, B., Hanson, K., Lindsay, S., Pascoe, B., Multi-Function Tribometer, University of Michigan, Project Report, April 2010.
5. Pavković, D., Kranjčević, N., Kostelac, M., Herold, Z. and Deur, J., Normal force control for a pin-on-disk tribometer including active or passive suppression of vertical vibrations, 2012 IEEE International Conference on Control Applications, 488-493, IEEE, 2012.
6. Wassie, Shimelis. Redesign of a pin-on-disc tribometer focusing on blast furnace off-gas dust. 2014.
7. Kaleli, H., New Universal Tribometer as Pin or Ball-on-Disc and Reciprocating Pin-on-Plate Types, *Tribology in Industry*, 38 (2016), 235-240.
8. Velkavrh, I., Lüchinger, M., Kern, K., Klien, S., Ausserer, F., Voyer, J., Diem, A., Schreiner, M., Tillmann, W., Using a standard pin-on-disc tribometer to analyse friction in a metal forming process, *Tribology International*, 114 (2017), 418-428.
9. Borjali, A., Monson, K., Raeymaekers, B., Friction between a polyethylene pin and a microtextured CoCrMo disc, and its correlation to polyethylene wear, as a function of sliding velocity and contact pressure, in the context of metal-on-polyethylene prosthetic hip implants, *Tribology International*, 127 (2018), 568-574.
10. Chen, S., Yin, N., Yu, Q., Zhang, Z., A novel tribometer for investigating bushing wear, *Wear*, 430 (2019), 263-271.
11. Zhou, Y., Tian, Y., Meng, S., Zhang, S., Xing, X., Yang, Q., & Li, D., Open-source tribometer with high repeatability: Development and performance assessment. *Tribology International*, 184 (2023).
12. Adams, R., "Tribometer", US Patent 9,581,534 B2, 28 Feb. 2011.
13. Kobayashi, T., Suzuki, E., Uchiyama, Y., "Pin-on-disk type wear testing device", US Patent 4,966,030, 30 Oct. 1990
14. American Society for Testing Materials Standard G99, 2005, "Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus", ASTM International, West Conshohocken, PA.
15. American Society for Testing Materials Standard G115, 2004, "Standard Guide for Measuring And Reporting Friction Coefficients", ASTM International, West Conshohocken, PA.

## YAYIN İLKELERİ

### Amaç

1. Makina tasarım ve imalatı alanında yerli teknoloji üretimine yönelik kuramsal ve uygulamalı çalışmaları duyurmak.
2. Bu alanda çalışan kişi ve kuruluşlar arasında bilgi alışverişini sağlamak.
3. Yayımlanan çalışmalar üzerinde teknik tartışma ortamı yaratmak.
4. Üniversite – endüstri arasındaki yakınlaşma ve işbirliğinin geliştirilmesine katkıda bulunmak.
5. Türkçe teknik bilgi birikimini arttırmak.

### Kapsam

- (a) Dergi amaçları doğrultusunda aşağıda belirtilen konularda veya bunlara yakın konulardaki yazıları yayımlar;

Makina Tasarımı, Mekanik Sistemlerin Tasarımı ve Analizi, Makina Teorisi ve Mekanizma Tekniği, Makina Elemanları, İmalat Yöntemleri, Bilgisayar Yardımı ile tasarım ve İmalat, Robotik ve Esnek İmalat Yöntemleri, Akışkanlar Mekaniği, Malzeme Seçimi ve Malzeme Sorunları, Kalite Kontrolü, Fabrika Organizasyonu ve Üretim Planlaması, Bakım ve Onarım, Derginin amacına uygun diğer konular.

- (b) Dergide yayımlanacak makaleler, bir yeniliği, ilerlemeyi, gelişmeyi, araştırma ya da uygulama sonuçlarını içermek üzere araştırma makaleleri, uygulama makaleleri, derleme makaleleri, çeviri makaleleri ve kısa makaleler olabilir.
- (c) Dergide üyelerimize faydalı olabilecek imalat ve teknoloji ile ilgili araştırma ve çalışmaların sunulduğu veya firma ve kuruluşların tanıtıldığı yazılar yayımlanabilir

- (d) Derginin kapsamına giren konularda düzenlenen yurtiçi ve yurtdışı konferans, seminer, vb. etkinliklere ve ayrıca bu konulardaki kitap, dergi vb. yayınlara ait duyurular yer alır.

### Makalelerin Değerlendirilmesi

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, yayın kalitesi olarak belirli bir düzeyin üstünde kalmayı amaçlamıştır. Türkiye koşullarını da gözönüne alarak, bu kalite düzeyinin sürdürülmesi için gerekli tüm çaba ve titizlik gösterilecektir. Dergi'ye gelen her makale kesinlikle incelemeden geçirilecek ve bu amaçla mümkün olduğu kadar Türkiye çapında ya da yurtdışında konunun uzmanı hakemler tarafından değerlendirilmesine özen gösterilecektir. İnceleme ve değerlendirme sonuçları hakkında makale yazarlarına bilgi verilecektir.

### YAYIN HAKKI

Dergide yayımlanan makalelerin her türlü yayın hakkı ODTÜ Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Eğitim ve Araştırma Vakfı'na aittir. Dergideki yazılar, yazılı izin almadan başka yerde yayımlanamaz ve çoğaltılamaz.

### ÇALIŞMA İLKELERİ

Derginin yasal sahibi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Eğitim ve Araştırma Vakfıdır. "Dergi Yayın Kurulu" dergi yönetimi ile ilgili organdır. Dergi Yayın Kurulları ODTÜ Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Eğitim ve Araştırma Vakfı tarafından seçilir. Yayın Kurulu derginin yayın ilkelerine uygun yayımı ile yükümlüdür. Yayın Kurulu faaliyetleri konusunda Orta Doğu Teknik Üniversitesi Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Eğitim ve Araştırma Vakfı Yönetim Kuruluna bilgi verir ve onayını alır.

Journal of  
MECHANICAL  
DESIGN  
AND  
PRODUCTION

Journal of Mechanical Design and Production is a periodical, published by the METU Prof. Dr. Mustafa N. Parlar Education and Research Foundation, Ankara, Turkey.

## MAKALE GÖNDERME KOŞULLARI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisi'ne yurt içinden ya da yurt dışından isteyen herkes yayımlanmak üzere makale gönderebilir. Gönderilen makalelerin dergi temel amaçlarına uygun ve dergi kapsamı içinde olması ve aşağıdaki makale kabul ilkelerini sağlaması gerekmektedir. Dergi Yayın Kuruluna gelen her makale en az iki hakem tarafından değerlendirilir ve sonuç olumlu ya da olumsuz olsa da, yazarına bildirilir.

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde aşağıdaki makaleler yayımlanabilir.

- Araştırma Makaleleri.
- Uygulama Makaleleri.
- Derleme Makaleleri: Belirli bir konu üzerinde bilimsel ve teknolojik son gelişmeleri zengin bir kaynakçaya dayanarak aktaran ve bunların değerlendirmesini yapacak nitelikte olmalıdır.
- Çeviri Makaleler: Yerli teknoloji ve bilgi birikimine önemli bir katkıda bulunacak nitelikte olmalıdır.
- Kısa Makaleler: Yapılan bir çalışmayı zaman geçirmeden duyuran veya bu dergide yayımlanan bir makaleyi tartışan yazılardır.
- Diğer: Yukarıda tanımlanan içerikte olmayan, ancak üyelerimize faydalı olabilecek, imalat ve teknoloji ile ilgili çalışma ve araştırmaların sunulduğu, firma ve kuruluşların teknik özelliklerinin tanıtıldığı yazılardır.

Örnek makale <https://parlar.org.tr/matim> sitesinde verilmiştir. Yazarlar, makalelerini TÜBİTAK ULAKBİM tarafından yürütülen <http://dergipark.org.tr/tr/pub/matim> sitesine yüklemelidirler. Bir sorun ile karşılaşırsanız İlhan Konukseven (konuk@metu.edu.tr) veya Hakan Kalkan (hakan.kalkan@atilim.edu.tr) ile iletişim kurabilirsiniz. Yazarlar, yayınlanma kabulünü takiben makalenin en son halini elektronik olarak aynı şekilde yüklemelidirler. Kelime-işlemci olarak Windows işletim sisteminde çalışan MS Word program paketi kullanılmalıdır.

## MAKALE KABUL İLKELERİ

Makaleler içerik ve şekil olarak aşağıda belirtilen biçimde hazırlanmalıdır.

### Yazım Dili

Kullanılan dilin olabildiğince basit, anlaşılır ve kesin olmasına özen gösterilmelidir. İleri düzeyde teknik ya da alışılmamış kavramlar kullanılmak gerektiğinde, bunlar uygun bir şekilde tanımlanmalı ve yeterince açıklanmalıdır.

### Makalenin Yapısı

Makaleler, aşağıda verilen yapıda olacak şekilde hazırlanmalıdır.

- Makalenin adı
- Yazar(lar) ad(lar)ı, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve kuruluşun bulunduğu il.
- Özet ve anahtar kelimeler
- Makalenin ana kısmı
- Teşekkür (gerekli ise)
- İngilizce başlık, özet ve anahtar kelimeler
- Kaynakça
- Ek(ler) varsa

Makalenin adı, olabildiğince kısa, gereksiz ayrıntıdan arınmış olmalı, ancak gerekli anahtar sözcükleri içermelidir.

Yazarların ad ve soyadları, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve bulunduğu il verilmelidir. Ayrıntılı görev ve adres ise ayrı bir kağıtta ve yazarların kısa özgeçmişleri ile birlikte belirtilmelidir.

Özette sadece sonuçlar değil makalenin tümü çok kısa ve öz şekilde açıklanmalıdır. Özet, makalenin konusu, kapsamı ve sonuçları hakkında fikir verebilmeli, ilgili anahtar sözcük ve deyimleri içermelidir. 100 kelimeyi geçmeyen Türkçe özetin ve anahtar sözcüklerin İngilizcesi de konulmalı ve makale başlığının İngilizcesi de mutlaka yazılmalıdır. Bu konuda istenirse dergi Yayın Kurulu yardımcı olabilir.

Makalenin ana kısmında makalenin amacından söz edildikten sonra bir mantık zinciri içinde sorun tanımlanmalı, çözüm yolları ve diğer bilgiler verilerek sonuçlar ve bunların değerlendirilmesi sunulmalıdır.

Teşekkür kısmında gerekiyorsa kişi, kuruluş ya da firmalara teşekkür edilebilir. Özellikle firma adlarının bu bölümünün dışında başka bir yerde verilmemesine özen gösterilmelidir.

### Başlıklar

Gerek makalenin yapısını belirlemek gerekse uzun bölümlerde düzenli bir bilgi aktarımı sağlamak için üç tür başlık kullanılabilir:

- Ana Başlıklar,
- Ara Başlıklar,

- Alt Başlıklar.

Ana Başlıklar: Bunlar, sıra ile, özet, makalenin ana kısmının bölümleri, teşekkür (varsa), kaynakça, ekler (varsa)'den oluşmaktadır. Ana başlıklar büyük harflerle yazılmalıdır.

Ara Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harfle yazılmalıdır.

Alt Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harflerle yazılmalı ve hemen başlık sonunda iki nokta üstüste konularak yazıya aynı satırda devam edilmelidir.

### Matematiksel Bağıntılar

Matematiksel bağıntılar, bilgisayar ile anlaşılır şekilde açık ve seçik olarak yazılmalı, Türkçe alfabenin dışındaki karakterleri sayfanın sol tarafındaki boşlukta ayrıca ne oldukları yazılı olarak belirtilmelidir. Üst ve alt harf veya rakamlar belirgin bir şekilde yazılmalıdır. Özellikle bilgisayar kullanımında "l" (le) harfi ile "1" (bir) sayısının, "O" harfi ile "0" (sıfır) sayısının karıştırılmamasına özen gösterilmelidir. Metin içindeki bağıntılar 1 (bir)'den başlayarak sıra ile numaralandırılmalı ve bu numaralar eşliğin bulunduğu satırın sağ kenarına parantez "( )" içinde verilmelidir.

### Şekiller, Çizelgeler ve Resimler

Şekiller, küçültme ve basımda sorun yaratmamak için bilgisayar ile, düzgün ve yeterli çizgi kalınlığında çizilmelidir. Şekiller 1 (bir)'den başlayarak ayrıca numaralandırılmalı ve her şeklin altına alt yazılarıyla birlikte yazılmalıdır. Çizelgeler de şekiller gibi, 1 (bir)'den başlayarak ayrıca numaralandırılmalı ve her çizelgenin üstüne başlığıyla birlikte yazılmalıdır.

Resimler yeterli çözünürlükte sağlanmalıdır. Ayrıca şekiller için verilen kurallara uyulmalıdır. Derginin elektronik ortamda renkli olarak yayınlanacağı dikkate alınmalıdır.

Çizelge başlıklarının sadece ilk kelimesinin baş harfi büyük harfle, diğer harfleri ve kelimeler küçük harfle yazılmalıdır. Çizelge başlıkları, ayrıca bir sayfada da sıra ile verilmelidir.

### Dip Notu

Dip notu gereken yerlerde bu bir üs numarası 1 ile belirtilmelidir. Buna karşılık gelen dip notu aynı sayfanın altında ara metinle bir çizgi ile ayrılmış olarak verilmelidir.

### Kaynakça

Makale içinde gönderme yapılan (atıfta bulunulan) her türlü basılı yayın makalede söz edildiği sırada ve köşeli parantez [ ] içinde verilmelidir. Dergilerde yayımlanan makaleler, kitaplar, raporlar, tezler, kongre ve sempozyumlarda sunulan makaleler aşağıdaki örneklerde verilen şekilde yazılmalıdır.

- Dergi Makalesi
1. Richie, G.S., Nonlinear Dynamic Characteristics of Finite Journal Bearings, *ASME, J. of Lub. Technology*, 105 (1983) 3, 375-376. Kitap
  2. Shigley, J.E. ve Mitchell, L.P., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1983. Rapor
  3. Arslan, A.V. ve Novoseletsky, L.A., *Mathematical Model to Predict the Dynamic Vertical Wheel/Rail Forces Associated with Low Rail Joint*, AAR Technical Center, Technical Report, No.R-462, October 1980. Kongre Makalesi
  4. Adalı, E. ve Tunali, F., Bilgisayar Denetimli Tezgaha Geçiş, *1. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı*, 287-293, ODTÜ, 1984.

### Makalenin Uzunluğu ve Yazımı

Dergide yayımlanacak makaleler 13 makale sayfasını geçmemelidir. Makaleler bilgisayar ile A4 formatında, iki aralıklı olarak yazılmalı ve sayfa kenarlarında yeteri kadar boşluk bırakılmalıdır.

Kabul edilen makaleler dergi için yapılan dizgi ve şekilsel düzenlemeden sonra kontrol için basımdan önce yazarına gönderilir.

Yayımlansın veya yayımlanmasın gönderilen makaleler yazarına geri gönderilmez. Yazılardaki fikir ve görüşler yazarına, çeviriden doğacak sorumluluk ise çevirene aittir.

### YAZIŞMALAR

Belirtilmemesi durumunda konuyla ilgili yazışmalar birinci yazarın adresine gönderilir.