

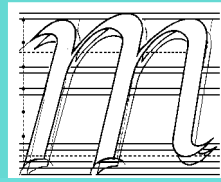
ISSN 2667-4297

MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 20

Sayı: 1

Mayıs 2022



m a t i m

**Metal Şekillendirme Mükemmeliyet Merkezi
ATILIM ÜNİVERSİTESİ - 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
TOFAŞ
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

Tuna BALKAN
Melik DÖLEN
O. Selçuk YAŞI
Yiğit YAZICIOĞLU
Orhan YILDIRIM

ODTÜ
ODTÜ
ENVY A.Ş.
ODTÜ
ODTÜ

Yazışma Adresi, Telefon ve Faks

Makina Tasarım ve İmalat Derneği
Metal Şekillendirme Mükemmeliyet Merkezi
ATILIM Üniversitesi
İncek, ANKARA
Tel : (312) 586 8860, 586 8368, Faks : (312) 586 8091
Web : <http://www.matim.org.tr>
e-mail : iletisim@matim.org.tr

MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 20 Sayı: 1

JOURNAL OF
MECHANICAL DESIGN
AND PRODUCTION

Vol: 20 No: 1

ISSN 2667-4297

TELİF HAKKI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde yayımlanan bütün yazıların telif hakkı MAKİNA TASARIM VE İMALAT Derneği'nindir. 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

Çok Fonksiyonlu Paralel Geçit ve Yüzme Merdiveni
Tasarımı ve Analizi 1

**Yavuz Sümer
Bekir Bediz**

Az Alaşımli Çelikten Üretilen Yatak Başlığının Kum
Kalıba Döküm Optimizasyonu 12

**Yücel Aydoğan
Özlem Karataş Ertan**

Elektrikli Araçlar İçin Bir Şasi Dinamometresi Tasarımı 17

**Haluk Altay
Haydar Livatyalı**

Influences of Cutting Strategies and Parameters
on Tool Wear in Threading Operation of 316L
Stainless Steel 29

**Nima Zoghipour
Akif Furkan Yaratan
Ferhat Çelik
Yusuf Kaynak**

Havada Görevlendirilebilen Tekerleksiz Araç Tasarımı –
Kişisel Hava Aracı 36

**Korcan Küçüköztaş
Furkan Taşcı
Hüseyin Varlı
Eren Gök
Bilgin Kaftanoğlu
Şakir Baytaroğlu**

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 (<http://matim.org.tr/>) Dergimiz ve Derneğimiz ile ilgili bilgiler bulunmaktadır. Dergimiz 2021 yılından beri tekrar TR Dizin tarafından da önceki yıllarda olduğu gibi taranmaya devam edilmiştir. (<https://app.trdizin.gov.tr/dergi/TWpreE1RPT0/makina-tasarim-ve-imalat-dergisi>)

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

Yavuz Sümer 

AKDENİZ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Programı
Antalya

Bekir Bediz 

SABANCI Üniversitesi
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Mekatronik Mühendisliği Programı
İstanbul

Çok Fonksiyonlu Paralel Geçit ve Yüzme Merdiveni Tasarımı ve Analizi

Deniz araçlarında kullanılan deniz ekipmanlarında istiflenmiş verimliliği artırmak adına çok fonksiyonlu sistemler önem kazanmaktadır. Yatlarda personelin iskele ile irtibatını sağlayan hareketli köprü sistemleri olarak geçit merdivenleri, denize iniş merdiveni olarak kullanılan yüzme merdivenleri ve küçük deniz araçlarının güverteden denize transferini sağlayan vinçler bulunmaktadır. Bu çalışmada çok fonksiyonlu paralel geçit merdiveni tasarımı, kinematik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Geliştirilen paralel mekanizma sayesinde geleneksel geçit merdivenlerine fonksiyonellik eklenerek hem denize inişi sağlayan yüzme merdiveni ve platformu olarak kullanılması hem de teknede bulunan deniz motoru gibi deniz araçlarının denize indirilmesi ve iskeledeki yüklerin tekneye transferi adına bir tür vinç olarak kullanılması sağlanmıştır. Sistemin ilk tasarımı çubuk mekanizmaları ile oluşturularak gerçekleştirilmiştir. Gerekli tasarım parametreleri kinematik analiz sonucu elde edilmiştir. Analiz çıktılarına göre mekanizmanın üç boyutlu (3B) modellenmesi SolidWorks bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı kullanılarak oluşturulmuştur. Modelin yük altındaki davranışını incelemek adına dinamik analizi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sağlanmıştır. Çoklu gövdelerden oluşan modellerde sistem hareketini sağlayan eyleyicilerdeki torku hassas bir şekilde hesaplamak için ANSYS programı kullanılmış ve analitik yolla elde edilen kinematik analiz sonuçları doğrulanmıştır. Tekne tasarım isteklerine ve ilgili güvenlik kurallarına (BUREAU VERITAS-NI629-DTR00E) göre nihai tasarımı yapılan geçit merdiveni üretime hazır hale getirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: geçit merdiveni, paralel mekanizma, sonlu elemanlar analizi, dinamik analiz, kinematik ve kuvvet analizleri

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 16-07-2021

Kabul: 04-10-2021

*Sorumlu Yazar: Yavuz SÜMER

Email: yavuzsumer@sabanciuniv.edu.tr

Atf şekli/How to cite: Sümer, Y., Bediz B., Çok Fonksiyonlu Paralel Geçit ve Yüzme Merdiveni Tasarımı ve Analizi, Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 20 (2022) 2, 1-11.

GİRİŞ

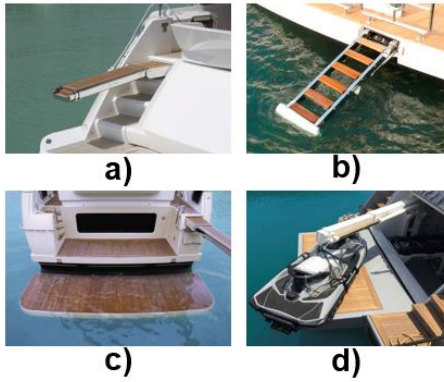
Günümüzde yat endüstrisi gelişen teknoloji ile birlikte gemi inşa sektöründe hızla gelişen dinamik bir alandır. Türkiye küresel çapta yüksek kaliteli süper yat üretiminde üçüncü sırada yer almaktadır. Yat üretiminde ve denizcilik sektöründe yer alan en önemli yapıtaşlarından birisi de deniz ekipmanlarıdır. Sevk, seyir ve aydınlatma sistemleri; elektrik, hidrolik ve mekanik sistemler; geçit merdivenleri, yüzme merdivenleri, platformları ve vinçler gibi geniş bir ürün yelpazesine sahiptir.

Geçit merdiveni deniz araçlarında yolcuların ve personelin tekne ile iskele arasında güvenli bir şekilde aktarımını sağlayan ve çoğunlukla hareketli mekanizmalarla açılarak geçici köprü görevi üstlenen sistemlerdir. Türleri uygulandıkları tekne tiplerine

göre değişmekte olan geçit merdivenlerinde özellikle yat kullanımları için fonksiyonellik ve estetik görünüm ön plana çıkan özelliklerdir. Estetik görünümü sağlamak için kullanılmadıkları durumda tekne gövdesi içinde katlanır veya teleskopik açılır mekanizmalı gizlenebilir ve kompakt geçit merdivenleri tercih edilmektedir. (Şekil 1.a) Şekilde gösterilen geleneksel geçit merdiveni, teknenin güvertelerini birbirine bağlayan sabit merdivenin üst basamağındaki boşluğa monte edilerek kullanım durumunda hidrolik sistemle teleskopik olarak lineer bir şekilde açılmaktadır.

Yüzme merdiveni yolcuların tekneden denize inişlerini sağlayan ve özellikle yatlarda estetikliği sağlamak adına teknedeki boşlukta gizlenebilir halde

bulunan hareketli sistemlerdir (Şekil 1.b). Yüzme platformları ise denize iniş ve dinlenme platformu olarak ve yatların arka bölümünde bulunan alt güverteye ek platform yapılarak kullanılan bir sistemdir (Şekil 1.c). Bu sistemler teknenin alt bölümünde ve su içinde bulunan kaldırma mekanizması sayesinde yatlarda kullanılmadığı durumda alt güverte ile aynı hizaya getirilerek estetikliği sağlayan ve kullanım durumunda ise su seviyesinin altına inerek işlevini yerine getirmektedir. Yatlarda kullanılan vinçler ise teknede bulunan küçük deniz araçlarının güverteden denize transferini sağlamak ve karadan tekneye yüklerin taşınmasını sağlamak adına kullanılmaktadır (Şekil 1.d).



Şekil 1 (a) Geçit merdiveni, (b) yüzme merdiveni, (c) yüzme platform ve (d) vinç

Deniz araçlarındaki istiflenme verimliliğinin artırılması ve genellikle yatlarda estetik görünümün sağlanması adına tekne içindeki boşluklarda konuşlandırılan gizlenebilir ve çok fonksiyonlu sistemler önem kazanmaktadır [1]. Geçit merdivenlerini kullanım alanlarına, mekanizmalarına, malzemelerine, uzunluklarına ve montaj konumlarına göre sınıflandırmak mümkündür; ancak literatürde geçit merdivenlerine fonksiyonelliklerine göre değinilmiştir.

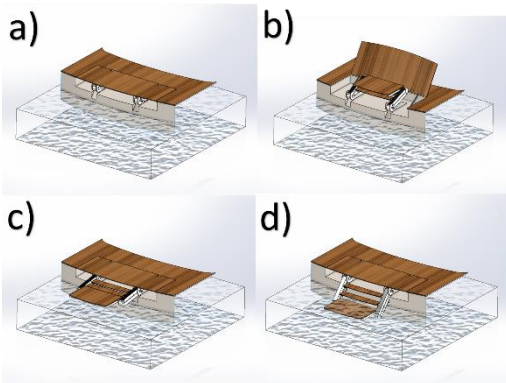
Franceschi ve arkadaşları [2] döner ve teleskopik geçit merdiveninin ucuna kablo taşıyıcı mekanizması ekleyerek kaldırma kabiliyetinden dolayı küçük bir vince çevirerek geçit merdivenine fonksiyonellik kazandırmıştır. Harici olarak monte edildiğinden dolayı yat uygulamalarında estetikliği sağlamayacağı için uygun değildir ve denize iniş merdiveni görevini yerine getirememektedir. Ivica [3] dişli ve çubuk mekanizmaları ile paralel geçit merdiveni, yüzme platformu ve yük kaldırma sistemi görevi de gören ve deniz suyuna tekneye karşı teknenin arka bölümünün sızdırmazlığını sağlayan hidrolik silindir tahrikli arka kapak geliştirmiştir. Dikey olarak kapanarak kapak vazifesi de görecek için istenilen yüksekliği sağlayamayan yat gövde formları için uygun değildir ve tam olarak sistem gizlenmediği için estetik açıdan da uygun değildir. Grimaldi [4] kasnak ve zincirden

oluşan mekanizma ile paralel geçit merdiveni, yüzme merdiveni ve kaldırma görevi gören hidrolik silindir tahrikli fonksiyonel hareketli platform geliştirmiştir. Merdiven paralellliğini sağlamak adına çubuk mekanizması yerine kullanılan kompleks mekanizma ve yüzme platformu kullanım için açıldığında tekne yüzeyinde oluşan boşluğun estetiği olumsuz etkilemesi dezavantajlarındandır. Ricci [5], kremayer ve dişli mekanizmalı denize iniş merdiveni olarak da kullanılabilecek taşınabilir geçit merdiveni geliştirmiştir. Her kullanım öncesi taşınması gerektiğinden ve eyleyici tahrikli olmadığından hareket kabiliyetinin kısıtlı olmasından dolayı yat uygulamaları için kullanışlı değildir. Mueller [6] sabit merdiven ve ucundaki yüzme platformundan oluşan ve kapalı durumda ters bir şekilde teknedeki boşlukta monte edilmiş ve konumuna göre dönerek açıldığında tekneden denize inişi sağlayan merdiven ve platform tipine dönüşen bir sistem geliştirmiştir. Ancak, tekne formuna göre belirli eklemlerden dönerek kapanması ve arka kapak görevi de görmesi gerekliliği ve paralel hareket sağlayamadığı için yük taşıyamaması başlıca eksiklikleridir. Grimaldi [7], teknenin arkasında ek olarak bulunan hareketli yüzme platformuna paralel merdiven mekanizması da ekleyerek, platform su hattının altına indiğinde otomatik denize iniş merdiveni olarak açılan bir sistem geliştirmiştir. Hareketli platform olarak yüksekliği en fazla teknenin yüzeyi ile aynı hizaya olacak şekilde sınırlandırıldığı ve merdiven mekanizması geçit merdiveni görevi de göremediği için kullanışlı değildir. Bröskamp ve Bergforth [8], kapalı halde U şeklinde bölünmüş ve teknenin sabit platformuna ek olarak duran ve açıldığında ortası boş ve yanlardan denize iniş merdiveni ve ucunda yüzme platformuna dönüşen paralel ve altında konuşlanan hidrolik silindirlerle hareket eden bir mekanizma geliştirmişlerdir. Ancak sistemin teknenin arka bölümüne ek olarak kullanılması gerekliliği teknenin form yapısını olumsuz etkileyebilmektedir. Son olarak, Sümer ve Bediz [9] teleskopik geçit merdivenine paralel çubuk mekanizması ekleyerek ve geleneksel geçit merdivenlerinin aksine platformda saklayarak hem güverteleri birbirine bağlayan sabit merdiven hem de kullanıldığında teleskopik geçit merdivenine dönüşen fonksiyonel paralel mekanizma geliştirmişlerdir. Ancak, teknedeki konumu itibari ile yüzme ve kaldırma platformu ve denize iniş merdiveni olarak kullanılamamaktadır.

Ayrıca, literatürde yeni geçit merdiveni tasarımlarında kinematik, statik ve kuvvet analizlerine sıklıkla başvurulmuştur. Zhiven ve arkadaşları [10], Merriau [11], Stuberger ve Amudsen [12], Li ve arkadaşları [13] ve Dong ve arkadaşları [14] geliştirdikleri geçit merdivenleri çalışmalarında kinematik analiz uygulamışlardır. Genç [15], Yunus [16] ve Kumar [17] tasarladıkları geçit merdivenlerinde statik analizden faydalanmışlardır.

Son olarak, Salzman [18], Yu [19] ve Sümer ve Bediz [9] paralel geçit merdiveni tasarımında sırasıyla mekanizmaların hareketini, eyleyicileri ve modelin yük altındaki davranışlarını incelemek amacıyla kinematik, kuvvet ve statik analiz uygulamışlardır.

Bu çalışmada deniz araçlarının istiflenme verimliliğinin artırılması için yatlarda kullanılan geçit merdivenlerinin fonksiyonelliğinin artırılarak, personelin iskeleyle erişimini sağlayan geçici köprü sistemine ek olarak hem denize inişi sağlayan yüzme merdiveni ve yüzme platformu hem de tekne ile deniz arasında küçük deniz araçlarının transferini ve tekne ile iskele arasında yüklerin transferini sağlayan bir tür vinç (kaldırma platformu) görevi gören ve estetik görünümü kapak ile koruyan çok fonksiyonlu paralel geçit ve yüzme merdiveni ve platformu mekanizması geliştirilmiştir (Şekil 2) Geçit merdiveni, Şekil 2.a'da gösterildiği üzere, yat hareket halinde iken kullanılmadığı durumda teknede açılan boşluğun içinde üstündeki kapak ile gizlenerek durmaktadır. Şekil 2.b'de gösterildiği üzere kapak açıldıktan sonra, paralel 4-çubuk mekanizması yüzme platformunu zemine paralel olacak şekilde hareket ettirmektedir. Bu aşamada platform üzerinde herhangi bir deniz aracı/yük taşınmayacağı durumda kapak açılı halde kalkıp geçit merdiveninin konumuna göre kapanabilmektedir. Şekil 2.c'de geçit merdiveninin paralel konumda yolcuların kara ile olan transferini sağlama durumu gösterilmektedir. Üstelik tekne ile iskele arasındaki yükseklik farkına göre istenilen açıda durması da sağlanabilir. Geçit merdiveni, Şekil 2.d ise suya batmış durumda denize iniş merdiveni vazifesi görebilmektedir.



Şekil 2 Çok fonksiyonlu paralel geçit ve yüzme merdiveni ve platformu mekanizması

Geliştirilen mekanizma sayesinde geçit merdiveni personelin tekne ve iskele arasında transfer amaçlı kullanılmadığı durumlarda, (i) denize iniş sağlayan ve dinlenme platformu gören bir denize iniş merdiveni görevi görmekte ve ayrıca (ii) güvertede bulunan küçük deniz motorlarının yüzme platformu üzerinde denize transferini ve tekneye geri alınmasını sağlayan bir tür kaldırma platformuna dönüşerek

fonksiyonellik kazanmıştır. Aynı zamanda yer kısıntısı olan teknelerde birçok görevi de üstlenerek istiflenme verimliliği de sağlanmıştır. Ayrıca, yüzme platformu diğer sistemlerde kapak görevini de üstelendiği için kullanıldığı durumda teknede boşluk oluşmaktadır; ancak bu eksiklik geliştirilen üst kapak sistemi sayesinde geçit merdiveni kullanıldığında veya kullanılmadığında güvertede açılan boşlukta güverte ile aynı seviyede yer alarak estetik bir görüntü sağlanarak giderilmiştir. Üstelik bu kapak sistemi ile yüzme platformunda tırtabzanların yerleştirmesini sağlayan yuvalar ve deniz aracının güvenli bir şekilde inmesini sağlayan kilit yuvalarına rahatlıkla erişilebilmektedir. Geliştirilen paralel çubuk mekanizması sayesinde merdiven ve platformunun geçit merdiveninin her açısında paralel kalması sağlanarak her açıda rahatlıkla kullanılabilmesi de sağlanmıştır. Yatlarda kullanılan geleneksel geçit merdivenlerinin montaj konumunun (Şekil 1.a: güverteler arası merdiven bölümü) yerine teknenin daha arka bölümünde yer alması sayesinde nispeten daha kısa geçit merdivenini kullanılabilmesi de sağlanmıştır. Son olarak, paralelliğin sağlanması adına diğer istemlerde kullanılan dişli-kremayer ve kasnak-zincir gibi daha karmaşık mekanizmalarının ve hidrolik silindirli eyleyicilerden oluşan döndürme mekanizmalarının yerine çubuk mekanizması kullanılması ve hidromotorlu eyleyicilerden oluşan döndürme mekanizması kullanılması ile mekanizmanın üretilmesi de kolaylaştırılmıştır. ,

TASARIM GEREKSİNİMLERİ

Geçit merdiveninin tasarım gereksinimleri denizde güvenlik kuralları ve standartlar (BUREAU VERITAS-NI629-DTR00E) (Bureau Veritas, 2016) ile kullanılabilmesi muhtemel 34 metre bir yatın karakteristik özellikleri [21] dikkate alınarak belirlenmiştir. İlgili kurallar ve standartlara göre:

- Tasarımda kullanılacak malzeme deniz korozyonuna karşı dayanıklı olmalıdır.
- Geçit merdiveninde tekne ile iskele arasında doğabilecek yükselti farklarını gidermek için bir dönme özelliği olmalıdır ve bu açı 15 derece ile (kaymaz yürüme yüzeyi sağlandığında 20 derece) sınırlandırılmalıdır.
- Normal kullanım ve acil tahliye koşullarında, kapasite sayısında (kişi başı 100 kg) ve bir kişi sedyede taşınma durumundaki yük kapasitesinde iken tasarımdaki güvenlik katsayısı sırasıyla en az 1,5 ve 1,1 olmalıdır.
- Merdivenin basamakları arasındaki mesafe sırasıyla en fazla 0,24 metre olmalıdır.
- Geçit merdiveninin emniyet uzunluğu yani teknenin karaya yanaştığı uç noktasından iskele ile arasındaki mesafesi 1,5 metreden az olmamalıdır.

Teknenin tasarım sınırlarına ve karakteristik özelliklerine göre:

- Geminin dengesinin sağlanması adına denge hesaplarına göre geçit merdiveninin ağırlığı 0.75 tonu geçmemelidir.
- Sistemin tamamen açılma süresi bir dakikadan fazla olmamalıdır.
- Geçit merdiveninin eni boyu ve yüksekliği Teknede açılacak en fazla boşluğun sınırlandırılmalarına göre 2x3x0.4 metreyi geçmemelidir.
- Tekneden en az 400 kg ağırlığındaki bir deniz motorunu taşıyabilecek kapasitede olmalıdır.
- Denize iniş merdiveni olarak kullanıldığı durumda yüzmeye platformu su hattının en az 20 cm aşağısında olmalıdır.
- Yüzmeye platformu denizde en az 4 kişiyi taşıyabilecek kapasiteye sahip olmalıdır.

TASARIM

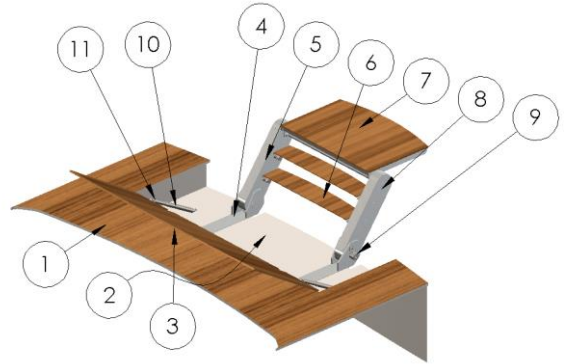
Tasarım geliştirilmesi aşamasında öncelikle mekanizmanın kavramsal tasarımı düzlemsel olarak çizilmiş ve uzunlukları, konumları değişken olarak ifade edilmiş ve tasarım isterilerine göre nihai uzunluklar analiz yardımı ile elde edilmiştir. Bu verilerden yola çıkarak da üç boyutlu (3B) tasarımı bilgisayar destekli tasarım programı (CAD) olan SolidWorks yardımı ile oluşturulmuştur. Ancak mekanizmaların ve kavramsal tasarımın daha kolay anlaşılması adına ilk önce nihai tasarım ve parçaları anlatılacaktır. Nihai tasarıma ulaşma aşamasında kavramsal tasarımdan yola çıkılarak elde edilen ilk tasarıma dinamik, statik ve kinematik analizler uygulanarak tasarımda gerekli iyileştirmeler yapılmıştır. Tasarım programında parçalar arasında montaj ilişkileri tanımlanarak mekanizmaların çalışması da kontrol edilmiştir.

Şekil 3'te geliştirilen geçit merdiveni tasarımının ana parçaları gösterilmektedir. Tekne güvertesi (1) içinde açılan boşluğa (2) yerleştirilen geçit merdiveni kapak (3) yardımı ile gizlenmektedir. Geçit merdiveni tekneye destek parçası (4) yardımı ile bağlanmaktadır. Destek parçasına eklenen paralel çubuklar (5) arada bulunan merdiven (6) ve uçta bulunan yüzmeye platformu (7) ile paralel merdiven oluşturulmuştur. Bu çubuk sistemleri kol kapakları (8) ile gizlenmiştir. Geçit merdiveni paralel alt çubuğun hidromotor eyleyici (9) tarafından döndürülmesi sayesinde hareket etmektedir. Ayrıca kapağı hareket ettiren hidrolik silindirlere (10) de kapağa bağlantı noktasından (11) eklenmiştir. Son olarak, personelin geçişi sırasında güvenliğini sağlamak adına her iki tarafta bulunan taşınabilir korkuluklar eklenmiştir. Basitçe sistemin ana bileşenleri 3 başlık altında anlatılacaktır: ana gövde, paralel çubuklar ve yürüme yolu.

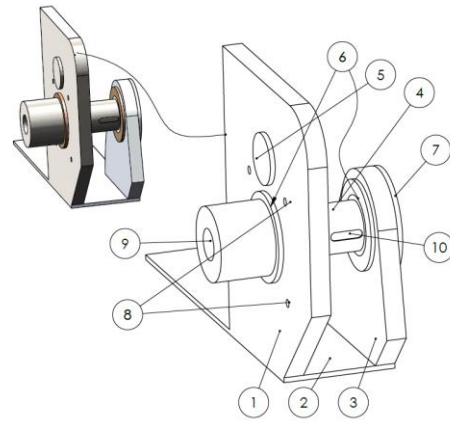
Ana Gövde

Ana gövde, tekne gövdesi içerisinde açılan boşluğa sabitlenerek geçit merdiveninin tekne ile bağlantısını paralel kolların millerini yataklayarak sağlayan bölümdür. Ayrıca hidromotor ana gövdeye bağlanarak geçit merdiveninin dönüşünü de sağlamaktadır.

Şekil 4'te gösterildiği üzere, üç adet plakadan (1,2 ve 3) oluşmuş yapı tekneye (2) numaralı plaka yardımıyla sabitlenmektedir. (4) numaralı mil ve (5) numaralı pimler paralel çubukların sırasıyla alt ve üst koldaki deliklerin bağlandığı parçalardır. Bu pim ve mil arasındaki mesafe paralel çubukların platforma bağlanan ucunda da korunarak paralel 4-çubuk mekanizması sağlamıştır.



Şekil 3 Geçit merdiveni tasarımı ana parçaları



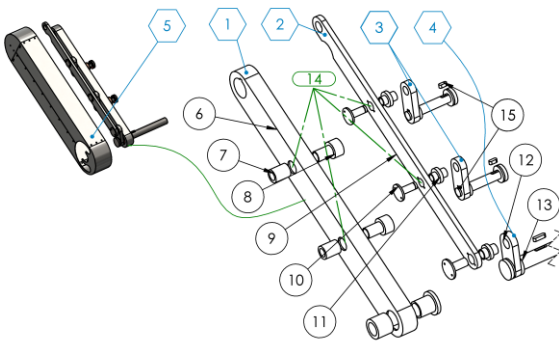
Şekil 4 Ana gövde parçaları

Ana gövdenin plakadan oluşan yapısında paslanmaz çelik kullanılmış olup, lazer yardımıyla kesilen plakaların kaynak ile birleştirilmesinden oluşturulmuştur. Milin hassas dönmesi adına açılan deliklere bronz burçlar (6) yerleştirilmiştir ve (7) numaralı flanş yardımı ile plakaya (3) açılan mil deliği kapatılmış ve mil yataklanmıştır. Ayrıca üst pim ucuna

açılan segman yuvası sayesinde üst kolun pimdeki doğrusal hareketini kısıtlamak adına segman takılmaktadır. Hidromotor plakadaki dişlere (8) üzerindeki deliklerden atılan cıvatalarla sabitlenecek olup alt mil üzerinde açılan kama yataklı deliğe (9) hidromotorun döner ucu eklenecektir. Bu motor sayesinde dönebilen milin dönme hareketini paralel çubuktaki kola aktarmak adına kama yatağı (10) da açılmıştır.

Paralel Çubuklar

Geçit merdiveninin ikinci bölümü olan paralel çubuk mekanizması Şekil 5'te gösterildiği üzere beş ana parçadan meydana gelmektedir: (1) alt kol, (2) üst kol, (3) basamak kolları, (4) platform kolu ve (5) kapak. Alt kolun yapısında (6) paslanmaz çelik dikdörtgen kesitli kutu profiller kullanılmış ve bu profillerdeki deliklere mukavemeti artırmak adına paslanmaz çelik borular (7) kaynak yolu ile eklenmiştir. Bu borular içerisine de pirinç burçlar (8) eklenerek ana gövdedeki mil ve pimlere direk olarak eklenmesi sağlanmıştır. Üst kol sac levhadan kesilerek elde edilen ince çubuktan (9) ve bu parçadaki deliklere vidalanarak sabitlenen pimlerden (10) oluşmaktadır. Ayrıca bu pimler basamak ve platform kollarına burç (11) yardımıyla bağlanmaktadır. Bir uçları ana gövdeye bağlanan çubukların (1 ve 2) diğer bir ucuna platform kolu bağlanmıştır. Ana gövde kısmında da değinildiği üzere, paralel 4-çubuk mekanizmasının sağlanması adına korunan delik mesafesi platform kolundaki delik (12) ve mil (13) arasındaki mesafe ile eşittir. Paralel çubuk mekanizmasının sağlandığı bu çubukların üzerinde yine eşit mesafede açılan ara deliklere (14) eklenen pim ve burç yataklara (3) numaralı merdiven bağlantıları eklenmiştir.



Şekil 5 Paralel merdiven parçaları

Tasarımın bu bölümünde dikkat edilmesi gereken en önemli husus paralel kolların dönerken ara çubuklardaki (3,4) bağlantılarla çarpışmamasıdır. Buna sağlamak adına kolların arasında boşluk bırakılarak aynı düzlemde dönmeleri ve bu boşlukta yer alarak yer alarak boşlukları sağlayarak 4-çubuk mekanizmasını tamamlayan özel platform ve

merdiven bağlantıları gereklidir. Görüldüğü üzere, alttaki pim (12) ile alt koldaki deliklerden geçerek üst koldaki pimlere deliklerinden (13) bağlanan bu ara bağlantılar üst kol ve alt kolun arasında kalacak şekilde yer almaktadır. Ayrıca montajın daha kolay yapılması ve arıza durumunda ilgili parçayı kolaylıkla sökmek adına merdiven ve platform bağlantıları kama yataklı olarak (15) ve pullarla ve tespit halkalarıyla sabitlenerek veya hareketleri belirli yönlere kısıtlanarak hazırlanmıştır. Örneğin, bağlantı parçası kaynak yolu ile yekpare de olabilirdi; ancak bağlantı parçaları kolların arasında olduğundan dolayı tekne üzerinde iken herhangi bir parça değişimi sırasında bağlantı parçasını veya merdiven ve platformu sökebilmek adına alt kol ve üst kolun ana gövdeden çıkarılması gerekirdi. Bunu önlemek adına parça bağlantılarında kama yataklı ve vidalı sistemler tercih edilmiştir. Üstelik burç ile pim ve mil bağlantılarında H7-j6 mil-delik geçme toleransları uygulanarak hassas bir şekilde paralel mekanizmanın çalışması amaçlanmıştır. Özetlemek gerekirse paralel kolları takılan ara merdiven ve platform bağlantı çubukları, paralel 4-çubuk mekanizması sayesinde her zaman dikey konumda kalacağından dolayı bu bağlantılara eklenecek merdiven ve platformlarında zemine paralel kalması sağlanacaktır.

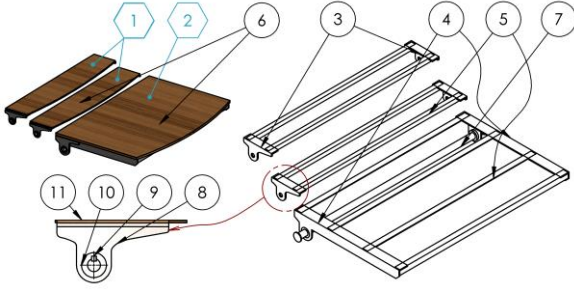
Yürüme yolu

Geçit merdiveni olarak kullanıldığında yürüme yolunu oluşturan merdiven ve yüzme platformu yüzme amaçlı kullanıldığında denize iniş merdiveni görevini görmektedir.

Şekil 6'da gösterildiği üzere merdiven ve platform kol bağlantılarına sırasıyla merdiven basamakları (1) ve yüzme platformu (2) bağlanmıştır. Simetrik platform (3) ve merdiven parçalarını (4) birleştirmek adına L kesitli profiller (5) eklenmiştir. Bu profiller üzerine ise tik ağacından elde edilen levhalar (6) eklenerek mekanizmalar gizlenmiş ve teknenin güvertesi ile aynı görünüme sahip olmaları sağlanmıştır. Yüzme platformunda kullanılan uzun pim (7) simetrik olarak çalışacak paralel kolların daha rahat dönmesini sağlamak ve aksel olarak merkezlenmeye yardımcı olmak üzere eklenmiştir. Modelde dikdörtgen kesitli lama kullanmak yerine L kesitli dolu profiller kullanılarak merdiven ve platformun esnemesi en aza indirilmesi amaçlanmıştır. Ancak bu durumun meydana getirdiği bir diğer husus da platformun kapandığı durumda L kesitli profillerin uçlarının merdiven yüzeyine çarpıp çarpmamasıdır ve bu yüzden sistem kapalı durumda iken profiller merdiven basamakları arasındaki boşluğa girecek şekilde tasarlanmıştır.

Ara bağlantı parçalarında bulunan kama yataklı pimlerin dönme hareketi merdivene bağlanan sac levhadan bükülmüş parçaya (8) kama (9) ile bağlanarak sağlanmıştır. Bu ince sac levhaya açılan

deliğe mukavemet kazandırmak adına kama yataklı boru (10) kaynatılmıştır. (11) numaralı yüzeye eklenen tik plakalar zemine paralel kalacak şekilde de vidalanmıştır.



Şekil 6 Yürüme yolu parçaları

MALZEME SEÇİMİ

Tasarımda kullanılacak malzeme seçiminde deniz ekipmanları için önemli faktörlerden birisi olan deniz suyu korozyon direnci başlıca etken olmuştur. Çünkü deniz korozyonunun özellikle tasarımda kullanılacak çelik malzeme üzerindeki kimyasal etkileri malzemenin mukavemetinin azalmasına ve pas görünümü de estetik görünüşün bozulmasına neden olmaktadır. Bu yüzden, AISI 316L paslanmaz çelik, modelin ana gövde, paralel merdiven çubukları, yürüme yolunda ve yüksek akma dayanımına sahip olduğu için de pimlerde kullanılmıştır. Döner parçaların yataklanması için burçlarda RG-7 bronz malzemesi de deniz korozyonuna ve aşınmaya karşı dirençli olması sebebiyle kullanılmıştır. Seçilen malzemelerin özellikleri Tablo 1’de verilmiştir:

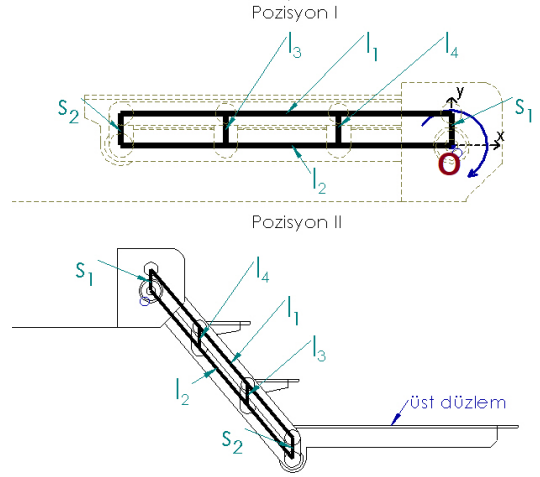
Tablo 1 Malzeme özellikleri

Malzemeler:	AISI 316L	RG-7 Bronz
Elastisite Modülü	200 GPa	115 GPa
Poisson Oranı	0.3	0.3
Özkütle	7850 kg/m ³	8800 kg/m ³
Kopma Dayanımı	600 MPa	300 MPa
Akma Dayanımı	400 MPa	150 MPa

MEKANİZMA

Bu bölümde mekanizmanın çalışma prensibi kavramsal tasarım üzerinden açıklanmıştır. Geçit merdiveninin personelin iskeleye olan transferini, yük kaldırma işlevini, denize iniş merdiveni ve dinlenme platformu görevlerini yaparken mekanizmanın her açıda güvenli bir şekilde çalışması için merdivenin ve platformun daima yere paralel kalması gereklidir. Bu

amaçla, geçit merdiveninde paralel 4-çubuk mekanizması uygulanmıştır (Şekil 7).



Şekil 7 Geçit merdiveni paralel 4-çubuk mekanizması

Paralel 4-çubuk mekanizması birbirlerine döner bağlantılarla bağlanmış ve karşılıklı olanlar eş dört ana uzuvdan oluşan bir çift-krank mekanizmasıdır. Bu mekanizmada iki adet kısa eş çubuk (l1 ve l2) bulunmaktadır. O noktadan bağlı olan dikey s1 çubuğu sabittir ve l1 ve l2 kranklarına bağlıdır. O noktada l2 krankının dönmelerini sağlayan motor, hareketi s2 biyel uzvu ile l1 krankına da aktarır. Paralel 4-çubuk mekanizması sayesinde, motor mekanizmayı başlangıç pozisyonundan (pozisyon I) en fazla döndüğü pozisyona (pozisyon II) saat yönünde veya tersi yönünde döndürdüğünde s2 uzvu daima dikey konumda veya bu uzva bağlı platformun üst düzlemi daima yere paralel kalmaktadır. Üstelik l3 ve l4 çubuklarının temsil ettiği merdiven basamakları da benzer şekilde paralel kalarak kişinin sistemi her açıda rahatlıkla kullanmasını sağlayacaktır. Ayrıca merdiven ve platformun aynı seviyede ve krankların yere paralel olduğu (yani krankların yarım tur döndüğü pozisyonda) geçit merdiveni formunda ise düz bir yürüyüş yolu da sağlamaktadır Öte yandan, paralel 4-çubuk mekanizmalarında tüm uzuvların aynı doğrultuda olduğu kritik konumlar oluştuğunda krankların dönüş yönleri belirsiz olmaktadır. Bu sorun bu mekanizmada, merdiven görevi gören l3 ve l4 ara çubukların, kritik konumda krankların ters yöne düşmesini önlemesi sayesinde çözülmüştür.

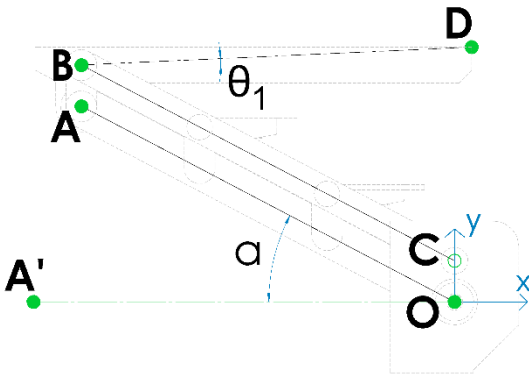
KİNEMATİK VE KUVVET ANALİZİ

Bu bölümde, sistemin kinematik ve kuvvet analizleri yapılarak geçit merdiveninin hareketinin analiz edilerek tasarım kriterlerine uygunluğu

denetlenmiş ve bu hareketi sağlayacak motor kuvvetleri belirlenmiştir. Bu amaçla öncelikle kinematik analiz gerçekleştirilmiş ve analitik yolla sistemin hareket denklemi elde edilmiş ve bu denklemden yola çıkılarak ilgili değişkenler yardımı ile 3B tasarım için gerekli veriler tasarım kriterlerine göre yineleme yöntemi ile bulunmuştur. Ardından, çoklu gövdeler içeren geçit merdiveninin motor kuvvetlerini hassas bir şekilde hesaplamak adına sonlu elemanlar analiz programı olan ANSYS Workbench programı kullanılmıştır. Ayrıca, analitik çözüm yoluyla hesaplanan veriler ise yine bu metotla doğrulanmıştır.

Analitik Yöntem

Bu analizde paralel mekanizmanın parçaları iki boyutlu olarak çubuklarla düzlemde çizilmiş ve çubukların uzunlukları, birbirleri ile olan mesafeleri ve açıları değişken olarak atanmıştır. Öncelikle, çubukların uzunlukları keyfi olarak seçilmiş ve elde edilen hareket denklemleri MATLAB programı ile çözülmüştür. Tasarım sınırlandırmalarına bağlı olarak tasarım gerekliliklerini karşılayacak 3B modelleme için gerekli tasarım parametrelerine yineleme yöntemi kullanılarak bu değişkenler yardımı ile ulaşılmıştır. Paralel geçit merdiveni mekanizması için analitik yaklaşım Şekil 8'de belirtilen açılar kullanılarak uygulanmıştır:



Şekil 8 Mekanizma hareketi

O noktası koordinat merkezine sahip sistemin paralel 4-çubuk mekanizmasını OABC dörtgeni oluşturmaktadır. OA ve BC uzunlukları alt ve üst kolu, OC sabit uzunluğunda ana gövdeyi AB uzunluğunda yüzme platformunun bağlantı çubuğunu ve D noktası ise yüzme platformunun uç noktasını (aynı zamanda sistemin en uç noktasını) temsil etmektedir. Başlangıçta A' noktasında yere paralel olan r_1 uzunluğundaki OA çubuğu O noktası etrafında a açısı ile hidromotor yardımıyla dönerek hareket etmektedir. Buna göre, A noktasının hareket denklemi şu şekilde ifade edilebilir:

$$A(x, y) = (r_1 \cos(-\pi + \alpha), r_1 \sin(-\pi + \alpha)) \quad (1)$$

A noktasından OA uzunluğuna bağlanan r_2 uzunluğundaki AB çubuğu daima dikey olarak hareket etmektedir. Buna göre, D noktasının konumu BD uzunluğu r_3 ve θ_1 açısı cinsinden şu şekilde bulunur:

$$D(x, y) = \begin{pmatrix} r_1 \cos(-\pi + \alpha) + r_3 \cos(\theta_1), \\ -r_1 \sin(-\pi + \alpha) + r_2 + r_3 \sin(\theta_1) \end{pmatrix} \quad (2)$$

Bu denklem sayesinde geçit merdiveninin uzunluğu elde edilerek ilgili değişkenler yardımı ile tasarım kriterlerini karşılayan uzunluklar seçilir ($r_1=820$, $r_2=80$, $r_3=760.8$, $\theta_1=2.64^\circ$ ve $\alpha=0:230^\circ$). Buna göre D noktasının hareket grafiği Şekil 9'da gösterilmiştir.

Bu hareket boyunca geçit merdiveninin operasyonel maksimum uzunluğu 1,58 metre olarak elde edilmektedir ve yolcu geçişi için istenen minimum 1,5 metre uzunluk kriterini sağlamaktadır. Üstelik denize iniş merdiveni olarak kullanıldığı durumda koordinat merkezine göre hareketin sonundaki konumu dikkate alındığında su hattının 20 cm aşağısında (veya koordinat ekseninden 50 cm aşağıda) yer olarak yüzme platformu tasarım isteri sağlanmış olmaktadır.

Sonlu Elemanlar Metodu

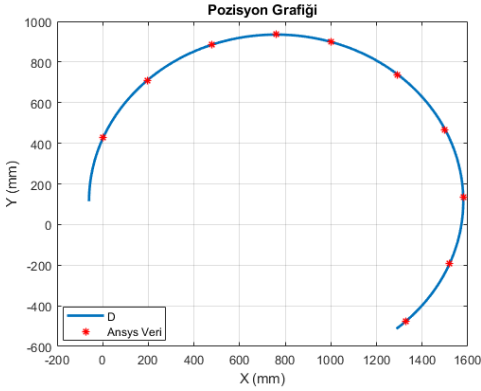
Bu analizde, analitik yöntemle elde edilmiş sonuçlara göre 3B tasarımı tamamlanmış ve modelin pozisyon ve kuvvet analizleri Ansys (Katı Cisimler Dinamiği Modülü) programı ile yürütülmüştür.

Geçit merdiveninin 3B CAD dosyası ANSYS'e aktarılmış ve mekanizmanın hareket simülasyonu için gerekli parçalara arasındaki hareket ilişkileri atanmıştır. Hareketi sağlayan motorun sabitlendiği döner millere 230 derece dönme hareketi atanarak görsel olarak mekanizmanın çalışması kontrol edilmiştir. Ardından analiz için gerekli sınır koşulları, malzeme özellikleri ve yükler eklenerek analiz yürütülmüş ve sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 9'da görüldüğü gibi analitik yöntem ve ANSYS simülasyonları ile aynı sonuçlar elde edilmiştir.

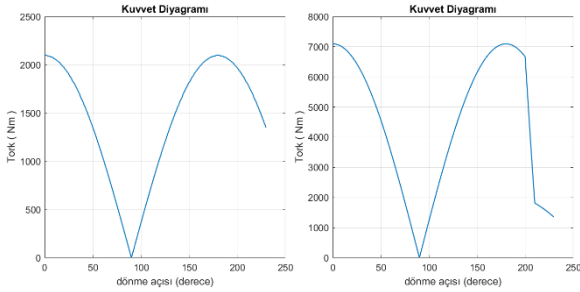
Son olarak, hidromotorların hidrolik güç hesaplamaları için gerekli tork grafiklerinin geçit merdiveninin açısına bağlı kuvvet diyagramları yüksüz (a) ve yüklü (b) durumlar için Şekil 10'de gösterilmiştir.

Geçit merdiveni, yolcu transferi ve denize iniş merdiveni olarak kullanıldığı durumda güvenlik gereği hareket halinde iken üzerinde insan bulunmadığı için ilk olarak yüksüz olarak analiz edilmiştir (Şekil 10.a). Ürün platform parçasının denize temas ettiği noktada açılma ve kapanma hareketlerinde yüzey alanına bağlı bir kuvvete maruz

kalınması gereklidir, bu yüzden su derinliğine bağlı kuvvet etkisi ($F=h\rho gA$; h: derinlik, ρ : özkütle, g: yerçekimi, A: yüzey alanı) de analizde yük olarak uygulanmıştır. Sonuç olarak, yüksüz durumda kullanılması gereken maksimum tork değeri 2102 Nm'dir. Geçit merdiveni, teknedeki yarım tonluk su aracını denize indirmek için vinç görevi göreceği durumda ise (Şekil 10.b) maksimum tork gereksinimi 7096 Nm olarak bulunur. Özetle, bu kuvvet gereksinimlerinden yola çıkılarak geçit merdiveni için gerekli hidromotor seçimi ve hidrolik devre tasarımı tamamlanabilir.



Şekil 9 Sistemin uç noktasının konumu. Mavi eğri analitik yöntem ile elde edilen sonuçları, kırmızı noktalar ise sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçları göstermektedir.

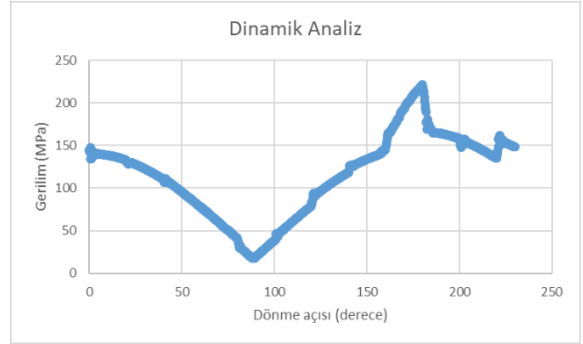


Şekil 10 Hidromotorlar için gerekli tork: a) yüksüz durumda ve b) yüklü durumda geçit merdiveni için analiz sonuçları.

STATİK ve DİNAMİK ANALİZ

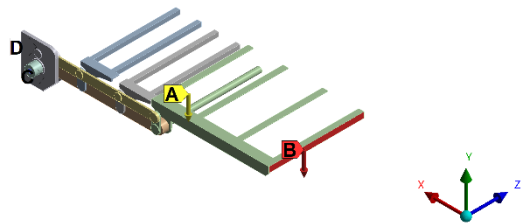
Statik analiz, modelin yük altındaki davranışını incelemek ve tasarımın güvenlik katsayısını analiz etmek için kullanılmıştır; ancak hareketli sistemlerde maksimum gerilmeyi hesaplamak için modelin farklı duruşlarında ayrı ayrı analiz etmek yerine öncelikle olarak hareket boyunca dinamik analiz uygulanmış ve ardından kritik konumlar belirlenerek statik analizleri ağ yakınsaması ile birlikte tamamlanmıştır. Bunun için ANSYS Katı Cisimler Dinamiği modülündeki analiz dosyası ANSYS Transient Structural Modülüne

entegre edilmiştir. Bu aşamada, ilgili parçaların davranışları değiştirilmiş (rigid-flexible) ve ağ yapısı uygulanmıştır. Son olarak, sınır koşulları ve yükler uygulanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 11'de görüldüğü üzere maksimum gerilme dönme açısı 180 derece iken yani geçit merdiveni yere paralel ve tam boyda iken alt koldaki milde oluşmuştur.



Şekil 11 Dinamik analiz sonuç grafiği

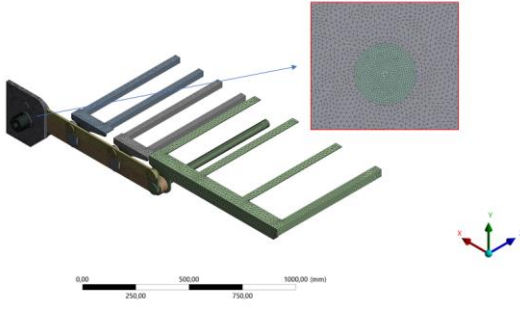
Üstelik geçit merdiveni hareket halinde iken güvenlik kuralları gereğince üzerinde insan taşımayacağından dolayı durağan ve yük altındaki durumda tasarım koşullarına göre statik analizleri de yapılmıştır. Buna göre üç kişi taşıma kapasitesine sahip geçit merdiveninin tasarım isterilerine göre normal kullanım koşullarında 300 kg ve acil tahliye durumunda 400 kg yük altında iken güvenlik katsayıları sırasıyla tasarım isterleri kısmında da bahsedildiği gibi en az 1.5 ve 1.1 olmalıdır. Modeldeki en fazla gerilme geçit merdiveni tam açılmış pozisyonda ve yük en uç noktadan uygulandığında olduğu için statik analizi bu koşul için gerçekleştirilmiştir. Hatırlatmak gerekirse, geçit merdiveni simetrik bir şekilde tasarlanmıştır ve bu yüzden analiz öncesinde programa aktarılan model geometrisine orta düzlemi seçilerek simetrik sınır koşulu atanarak yarı modele dönüştürülmüştür (Şekil 12):



Şekil 12 Yarı model geçit merdiveni

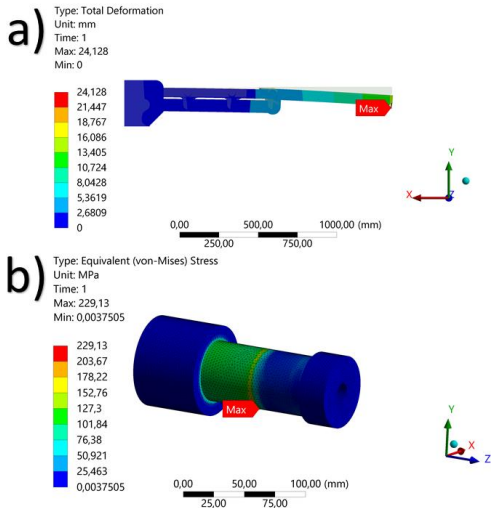
Yarı modele dönüştürülerek ağ eleman sayısı azaltılarak programın çözüm hızı da artmıştır. Ancak bu noktada unutulmamalıdır ki, yarı modelde uygulanacak yükler de yarısı kadar büyüklükte

uygulanmalıdır. Ağ yapısı oluşturulurken ANSYS SOLID 186/187 eleman tipi ile 654190 nokta ve 418381 eleman içeren bir yapı elde edilmiştir (Şekil 13):



Şekil 13 Ağ yapısı

Ardından modele ilgili malzemeler atanmış ve parçalar arası temas ilişkileri seçilmiştir. Sınır koşullarında konsol tipi kullanıma uygun olarak ana gövdeden sabit destek atanmış ve uç noktası serbest şekildedir. Yük olarak B yüzeyinden (Şekil 12) dikey -y yönünde sırasıyla 300 kg ve 400 kg koşulları için sırasıyla 1471,5 N ve 1962 N kuvvet uygulanmıştır. İlk olarak normal kullanım koşullarındaki geçit merdiveninin gerilme ve sehim sonuçları elde edilmiştir:



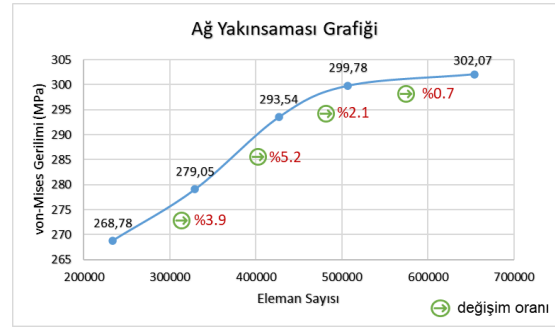
Şekil 14 Normal koşuldaki modelin ana milindeki (a) sehim ve (b) gerilme grafiği

Elde edilen sonuçlara göre normal kullanımda maksimum eğilme 24,128 mm olarak platformun ucunda (Şekil 14.a) ve maksimum von-Mises gerilimi 229,13 MPa olarak ana milde (Şekil 14.b) elde edilmiştir. Akma dayanımına göre (von-Mises kriteri) güvenlik faktörü, AISI 316L çelik malzemenin akma dayanımı 400 MPA olduğundan 1.75 olarak bulunur ve 1.5'den büyük olduğundan tasarım isterini karışılmaktadır. Ayrıca analiz acil taliye durumundaki koşul için de yinelenmiş olup maksimum eğilme ve gerilme değerleri 31,899 mm ve 302,07 MPa olarak

elde edilmiştir. Bu durumda iken güvenlik faktörü 1.32'dir ve tasarım isteri olan 1.1 değerinden büyük olarak geçit merdiveni güvenli bir şekilde kullanılabilir. Ayrıca 400 kg ağırlığındaki bir deniz aracını denize indirebilmekte ve yüzme platformu olarak kullanıldığında ise dört kişiyi taşıyabilmektedir.

Ağ Yakınsaması

Sonlu elemanlar analizinde sonuçları doğrulamak için ağ yakınsaması kullanılarak analizler farklı eleman sayılarında da yinelenmiştir. Öncelikle ağ yakınsaması yapılarak sonuçlar arasındaki farklılık %1 oranına düşerek daha hassas sonuçların elde edilmesi amaçlanmıştır ve bu eleman tipi ve sayısında analizler gerçekleştirilmiştir. ANSYS SOLID 186/187 eleman tipi kullanılarak oluşturulan ağ yapısı otomatik ağ kontrolü seçeneği ile çözünürlük değeri (1-5) artırılarak Şekil 15'de görüldüğü üzere analizler gerçekleştirilmiştir:



Şekil 15 Ağ yakınsaması grafiği

Şekilde görüldüğü üzere eleman sayısı artırıldığında simülasyon sonuçları %1 farkla yakınsamıştır. Bu analizde hassas doğrulukta sonuçların elde edilmesi amacıyla analizlerde son denemede eleman sayısı ve yapısı (Şekil 13) kullanılmıştır.

SONUÇ

Bu çalışmada, hareketli köprü sistemi görevi gören geçit merdiveni, denize inişi sağlayan yüzme merdiveni ve yüklerin denize transferini sağlayan vinç görevi gören çok fonksiyonlu paralel geçit merdiveni mekanizması geliştirilerek geçit merdiveninin fonksiyonelliğinin ve istiflenme verimliliğinin artırılması sağlanmıştır.

Yeni ürün geliştirilme sürecinde, geçit merdiveninin 3B model tasarımı, kinematik ve kuvvet analizi, statik ve dinamik analizleri yürütülmüştür. Tasarım aşamasında, deniz araçlarının tabii olduğu emniyet kuralları ve modelin uygulanabileceği yatın

tasarım sınırları dikkate alınmıştır. Mekanizmanın kavramsal tasarımı 2B olarak elde edilmiş ve parçaların uzunlukları, açıları ve mesafeleri değişken olarak atanarak hareket denklemleri elde edilmiştir. 3B tasarım için gerekli tasarım parametreleri hareket denklemleri ve ilgili değişkenlerin seçimleri ile analitik metotla kinematik analiz yardımıyla MATLAB programında elde edilmiştir. Boyutsal olarak tasarım kriterlerini karşılayan tasarımın 3B modeli SolidWorks yardımı ile elde edilmiş ve parçaları detaylıca açıklanmıştır.

Tasarımın 3B modeli ANSYS programına sonlu elemanlar yöntemi ile dinamik ve statik analiz için aktarılmıştır. Geçit merdiveninin deniz aracı taşıması durumu için dinamik analiz uygulanmış ve hareket boyunca davranışı incelenmiştir. Maksimum gerilmenin olduğu konumda ağ yakınsaması kullanılarak statik analizi tamamlanmıştır. Üstelik ilgili güvenlik kuralları gereğince geçit merdiveni hareket halinde iken üzerinde insan bulunmaması gerektiğinden tasarım gereksinimlerine göre durağan haldeki ve yük altında statik analizleri de yapılmıştır. Sonuç olarak: birincisi sistem yarım ton ağırlığındaki bir yükü denize indirebilmekte, ikincisi normal ve acil tahliye durumunda bir ve üç kişiyi güvenli bir şekilde taşıyabilmekte ve üçüncüsü dinlenme platformu olarak denizde iken altı kişiyi taşıyabilmektedir.

Modelin nihai tasarımı statik ve dinamik analiz sonuçlarına göre elde edildikten sonra, hareket sağlayıcı döner hidromotor için gerekli tork ANSYS kinematik analiz programında hesaplanmıştır. Ayrıca, analitik yolla elde edilen veriler de doğrulanmıştır. Geçit merdiveninin boyutları tekne içindeki boşluğa eklenecek şekilde 2x3x0.4 metreden düşüktür ve tam boydaki uzunluğu 1.58 metredir.

Malzeme olarak deniz korozyonuna karşı dayanıklı paslanmaz çelik hem yüksek mekanik dayanımı hem de parlatıldığında estetik görünümü için tercih edilmiştir. Kapak için de cam elyaf takviyeli kompozit malzeme hafifliği ve korozyon direnci için tercih edilmiştir. Gelecekteki çalışmalarda, çelik malzemeye alternatif olarak karbon fiber takviyeli malzemeler kullanılarak hafif, dayanıklı ve estetik geçit merdivenleri geliştirilebilir.

Sonuç olarak, bu çalışmada geliştirilen paralel 4-çubuk mekanizması sayesinde hem geçit ve yüzme merdiveni hem de yük taşıma platformu elde edilerek geçit merdivenine fonksiyonellik kazandırılmış ve montaj yeri dikkate alındığında teknenin gövdesinden bağımsız platforma eklenerek ve farklı ekipmanların görevlerini de üstelenerek istiflenme verimliliği artırılmıştır. Üst kapak sistemi sayesinde, geçit merdiveni kullanıldığı durumda güvertedeki boşluk da kapatılarak estetik görünüş sağlanmıştır. Son olarak, yer kısıntısı olan tekneler için çok fonksiyonlu geçit

merdiveni kullanılarak birden çok fonksiyonu yerine getirebilen kompakt bir sistem elde edilmiştir.

DESIGN AND ANALYSIS OF A MULTIFUNCTIONAL PARALLELOGRAM GANGWAY AND SWIMMING LADDER MECHANISM

Multifunctional systems have gain importance in marine equipment used in sea vehicles to increase stacking efficiency. In yachts, there are several equipment such as: (1) gangways (movable bridge access systems) which enables the transition of people within land and deck, (2) swimming ladder which is used as ladder access system to sea and (3) cranes which enables the transfer of small marine vessels from the deck to sea. In this study, design, kinematic and dynamic analysis of a multifunctional parallelogram gangway have been conducted. Thanks to the developed parallelogram mechanism, a functionality has been added to the traditional gangways, allowing it to be used as a swimming ladder and platform for access to sea, as well as to be used as a kind of crane for the purpose of launching marine vessels such as jet ski on the boat and transferring the loads from the pier to the boat. The first design of the system was carried out by using linkages. Ultimate design parameters are obtained from kinematic analysis results. Three-dimensional (3D) modeling of the mechanism was completed by using SolidWorks computer-aided design (CAD) program according to the analysis outputs. Dynamic analysis of the model was conducted by using the finite element method in order to examine the behavior of the model under load, ANSYS FEA program was used to precisely calculate the torque in the actuators providing the system motion in the models consisting of multiple bodies and the kinematic analysis results obtained by analytical method were verified. The gangway, whose final design was made according to the boat design requirements and related safety rules (BUREAU VERITAS-NI629-DTR00E), was made ready for manufacturing.

Keywords: gangway, parallelogram mechanism, finite element analysis (FEA), dynamic analysis, kinematic and force analyses

KAYNAKÇA

1. D. & B. R. & B. J. & F. R. & H. A. & J. H. & K. L. & M. P. & S. L. & Y. R. Boote, ISSC 2012 Committee V.8 YACHT DESIGN, 331-396, 2012.
2. G. Franceschi, A. Borzoni, M. Maracci, G. Besenzoni and G. Besenzoni, "Access gangway for boats made of titanium". European Patent 1,902,940 A3, 21 May 2014.

3. H. Custica, «Multifunctional aft door». Worldwide Patent: WO2016116771A1, 07 28 2016.
4. M. Grimaldi, «Movable platform unit for a boat particularly for hauling and launching tenders and the like». United States Patent: 2006/0075952 A1, 13 April 2006.
5. J. Patrick J. Ricci, "Portable gangway with leveling stairs". United States Patent 5,794,292, 18 August 1998.
6. P. Mueller, «Heckabsenkmittel». İsviçre Patent: CH703097A2, 15 11 2011.
7. M. Grimaldi, «Movable platform with pull-out step ladder». Avrupa Patent: EP3653483A1, 20 05 2020.
8. B. v. Bergforth, «Segmented platform for a watercraft». Almanya Patent: DE102018133044A1, 25 06 2020.
9. Y. Sümer ve B. Bediz, «Çok Fonksiyonlu Paralel Geçit Merdiveni Tasarımı, Analizi ve Üretimi,» *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, cilt 18, no. 2, 92-105, 2020.
10. Z. Le, L. Liang, S. Zhang and J. Li, "Modeling and controller design of an active motion compensated gangway based on inverse dynamics in joint space," *Ocean Engineering*, vol. 197, 2020.
11. P. Merriaux, R. Boutteau, P. Vasseur and X. Savatier, "IMU/LIDAR based positioning of a gangway for maintenance operations on wind farms," in *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Chicago, 2014.
12. P. Stuberg and C. J. Amundsen, "Optimized Offshore Gangway Operations on Monohull," in *MTS Dynamic Positioning Conference*, Houston, 2015.
13. W. Huang, B. Li, X. Chen and R. Araujo, "Numerical and experimental studies on dynamic gangway response between monohull flotel and FPSO in non-parallel side-by-side configuration," *Ocean Engineering*, vol. 149, 341-357, 2018.
14. Q. Dong, H. Lu, J. Yang and X. Guo, "Dynamic gangway responses between TLP and semi-submersible platform during tender-assisted drilling," *Marine Structures*, vol. 67, 2019.
15. İ. Genç, "Designing and Analysis Phases of Four Elements (Master's Thesis)," Atatürk University, 2007.
16. D. E. Yunus, "Design and Manufacturing of Carbon-Fiber-Reinforced Polymer Composite Gangway (Master's Thesis)," Ege University, 2011.
17. P. D. K. A. Panneerchelvam, Study on Telescopic Walkway Design of Jetty Gangway (B.S Thesis), Universiti Teknologi PETRONAS, TRONOH, 2009.
18. D. J. C. Salzmann, "Development of the Access System for Offshore Wind Turbines (PhD Thesis)," Delft University of Technology, 2010.
19. F. Yu, *Modeling, Simulation and Control of Motion Compensated Gangway in Offshore Operations (Master's degree)*, Norwegian university of science and technology, 2017.
20. Bureau Veritas, Certification of Offshore Access Systems, Bureau Veritas, 2016.
21. *Kando 110*. [Art]. Ava Yachts Co. Ltd., 2019.
22. M. Grimaldi, Manual gangway for a boat». United States Patent: 0,050,045 A1, 26 February 2009.
23. G. Besenzoni, Telescopic gangway for boats with a simplified construction». United States Patent: 6,748,895 B2, 15 June 2014.
24. P. Sacco, A movable gangway for a boat, having a rotating actuator. WIPO (PCT) Patent: WO2010013271A1, 4 February 2010.
25. Besenzoni SpA, Yacht Gangway,» [Çevrimiçi]. Available: <https://www.nauticexpo.com/prod/besenzoni-spa/product-21536-285492.html>.

Yücel Aydoğan 

Özlem Karataş Ertan 

Pınar Döküm A.Ş.
İzmir

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 05-04-2021

Kabul: 23-12-2021

*Sorumlu Yazar: Yücel AYDOĞAN

Email: aydoganyucel35@gmail.com

Az Alaşımlı Çelikten Üretilen Yatak Başlığının Kum Kalıba Döküm Optimizasyonu

Günümüzde çelik döküm endüstrisinde yüksek kalite ve minimum parça maliyeti ile üretim yapabilmek için teknolojik gelişmeleri yakından takip etmek diğer firmalarla rekabet edebilmek açısından büyük önem arz etmektedir. Özellikle parça verimliliğinde önemli rol oynayan besleyici ve yolluk tasarımlarını optimum seviyede tutarak rakip firmalardan bir adım öne geçmek için döküm simülasyon yazılımları kullanılmaktadır. Bu çalışmada MAGMASOFT® döküm simülasyon programına bütünlük olarak çalışan OPTİMİZASYON modülü ile besleyici tasarımı uygulamalı bir örnek parça üzerinde açıklanarak, optimizasyon çalışmasının avantajları paylaşılacaktır.

Anahtar Kelimeler: Döküm Simülasyonu, Besleyici Dizaynı, Çekinti, Deneysel Tasarım, Optimizasyon

Atf şekli/How to cite: Aydoğan, Y., Karataş Ertan, Ö., Az Alaşımlı Çelikten Üretilen Yatak Başlığının Kum Kalıba Döküm Optimizasyonu, Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 20 (2022) 2, 12-15.

GİRİŞ

Bir döküm metodunun modeli, kalıp sistemini geliştirmek için önemlidir. Kalıp, ayırma yüzeyi, maçalar, kalıptaki boşluk düzeni, besleyiciler ve yolluk sistemi ile ilişkilidir. Uygun olmayan bir yöntem metodu seçildiğinde, düşük kaliteye veya düşük verime yol açarak üretim maliyetlerini etkiler [1]. Döküm yöntemi kullanılarak model tasarımı, alaşım tasarımı, kalıbın sıvı metalle doldurulması ve katılaşmasıyla bir parça üretimi gerçekleşir. Her alaşımın farklı model çekmesi mevcuttur. İlk olarak alaşımın model çekmesi göz önünde bulundurularak gerekli pahlar, çıkma açıları ve işleme yüzeylerine işleme payları verilerek model geometrisi tasarlanır. İkinci olarak modeli tamamlanan parçada boşluksuz bir döküm elde etmek için gerekli besleyici ve yolluk tasarımının yapılmasıyla parçanın kalıplanması tamamlanır. Son olarak da doğrudan dökümcünün sorumluluğunda olan ergiyik metalin yolluktan kalıp boşluğunu eksiksiz doldurmasıyla son bulur [2-3]. Döküm yöntemi ile karşılaşılabilecek döküm hatalarını minimize etmek için bazı kuralları vardır. Öncelikle kalıba sıvı metali türbülans oluşturmayacak şekilde doldurmak ve kalıp içerisinde gazların ve havanın sıkışmamasını sağlamaktır. Döküm kalıbını tasarlarken karmaşık dizaynlardan kaçınılmalıdır. Döküm sonrası kesilerek atıl duruma düşecek olan yolluk, çıkıcı ve besleyici gibi döküm çapaklarının kolayca temizlenebilecek şekilde tasarlanmalıdır. Keskin kenar ve köşelerden uzak durulmalıdır.

Parçada sıcaklı dağılımı ve katılaşmanın düzgün olması gerekmektedir [4].

Metal döküm işlemlerinde her şey aynı anda gerçekleşir. Bir işlem parametresinin değiştirilmesi, son döküm kalitesi üzerinde birçok farklı etkiye neden olabilir. Bu, aynı anda kalite ve ekonomik hedeflerin peşinden giderken, nihai bileşenin kalitesini gerçek dünyadaki denemelere dayalı olarak değerlendirerek döküm sürecini manuel olarak optimize etmeyi zorlaştırır. Bu, özellikle metalürjiden döküm yoluyla, ısıl işlem, ve talaşlı imalata kadar gerekli kaliteyi elde etmek için mikroyapılar ve özellikleri ve çoklu üretim aşamaları ile elde edilen kalitelerin yenilmez çeşitliliği ile çelik dökümler için geçerlidir. Geliştirilen döküm simülasyon programları tüm parametreleri bir arada değerlendirmeye ve döküm gerçekleşmeden inceleme fırsatı tanımaktadır [5].

Dünya çapında kullanılan pek çok döküm simülasyon programı mevcuttur. P. Lan 3D FEM simülasyon programı ile dökümde oluşabilecek hataları ön görmeyi hedeflemiştir [6]. Ayrıca Chao L. MAGMASOFT® ile dolum ve katılaşma simülasyonları ile döküm hatalarını optimize etmiştir [7].

Bu çalışmada, malzemelerin model ve yolluk tasarımları Solidworks CAD programı ile çizimi gerçekleştirilmiş ve döküm simülasyon programı olan MAGMASOFT® programına aktarılmıştır. Parçaya

önce katılma simülasyonu yapılarak yapılabilecek dizaynlar belirlenmiştir. Bu dizaynlar parçada minimum hata ve maksimum verim sağlanacak şekilde optimize edilmiştir. Daha sonrada optimize edilmiş tasarım reelde uygulanarak ortaya çıkan kalite test sonuçları paylaşılmıştır.

MATERYAL VE METOD

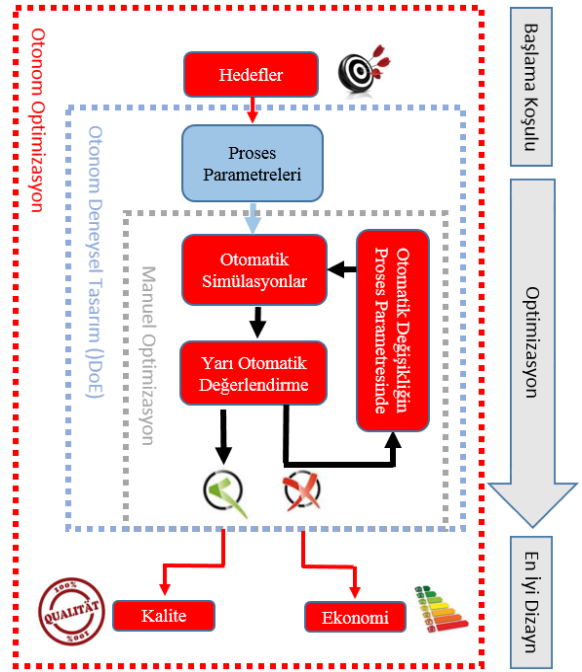
Bu çalışmada önceden kararlaştırılmış bir dizi proses koşulu ve belirli bir döküm düzeni için beklenen kaliteyi teyit etmek için MAGMASOFT® simülasyon programını kullanılmıştır. Solidwork CAD programı ile çizilmiş 3 boyutlu parça STL formatında simülasyon programına aktarılmıştır. Mesh yapılandırma otomatik olarak uygulanarak sonlu elemanlar çözümü için gerekli kontrol elemanları elde edilmiştir. Döküm sıcaklığı, süresi ve kalıp kumu sisteme kullanıcı tarafından girilmiş olup diğer malzeme verileri veri tabanından direkt okutulmuştur. MAGMASOFT® yazılımı sisteme girilen veriler kullanılarak parça dolunu ve daha sonra katılmasını yaparak bize sonuçlar kısmında çekinti, sıcak bölge ve Niyama kriteri gibi bir takım sonuçlar vermektedir.

Döküm çalışmaları 2,5 ton kapasiteli indüksiyon ergitme ocakları ve reçneli kum kalıplama yöntemiyle gerçekleştirilmiştir.

Bugüne kadar, döküm prosesi simülasyon araçları seçilen bir dizi işlem parametresini onaylamak ve belirli bir döküm düzenini değerlendirmek için uzmanlar tarafından kullanılmıştır. Daha sonra, akıllarındaki hedeflere ulaşmaya yaklaşmak için yolluklar, parçaya girilen memeler gibi proses parametrelerinde veya geometrilerde manuel olarak değişiklikler yaparlar ve kabul ettikleri bir çözüm bulana kadar bu işlemi tekrarlarlar. Bu adım adım yaklaşım manuel optimizasyon olarak tanımlanabilir (Şekil 1)

MAGMASOFT®'da bu dahili döngü (gri) artık tam otomatiktir. Değişken geometrinin ve proses parametrelerinin önceden tanımlandığı (mavi) özerk bir deney tasarımı (otonom DOE) kurarak genişletilebilir. Bu, örneğin besleyicilerin sayısının, konumunun ve boyutunun değiştirilmesi veya işlemle ilgili parametrelerin değiştirilmesi veya metal kimyasının değiştirilmesi gibi otomatik olarak çalıştırılabilen bir dizi tasarımlar oluşturur. Her sanal döküm denemesi veya tasarımı için program, tanımlanan kalite kriterlerini otomatik olarak değerlendirir. Hedefleri entegre etmek, simüle edilmiş tasarımların bazen çatışan hedeflere nasıl katkıda bulduklarına göre otomatik olarak değerlendirildiği tam bir otonom optimizasyona (kırmızı) yol açar. Tıpkı günlük işlerindeki metal dökümcü gibi, bu da programın döküm ve işlemdeki farklı talepler arasında

uzlaşmalar bulması gerektiği anlamına gelir (örneğin, kabul edilebilir bir verimi korurken kritik gözeneklilikten kaçınmak). Program, genetik algoritmaları ve istatistiksel araçları kullanarak, çelişen hedefleri eşzamanlı olarak takip edebilir.



Şekil 1. En iyi sonucu elde edebilmek için çeşitli optimizasyon metodolojileri

Aşağıda DIN EN 10293'e göre GS20Mn5 malzemesiyle ürettiğimiz parçanın kimyasal analizini paylaşılmıştır (Tablo 1).

Tablo 1. GS20Mn5 Kimyasal Kompozisyonu [8]

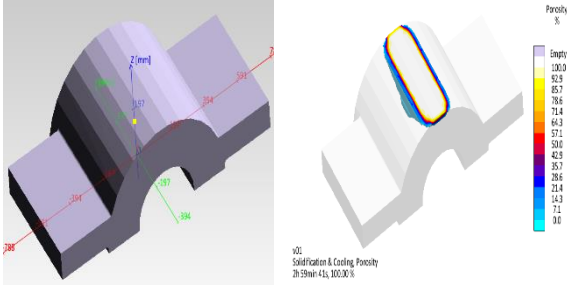
C%	Si%	Mn%	Cr%	Ni%	Mo%	P%	S%
0.21	0.45	1.22	0.18	0.10	0.02	0.02	0.03

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu örnekte, ham parça ağırlığı 875 kg olan bir yatak başlığı parçasının 20Mn5 malzemesiyle kum kalıba dökümü için MAGMASOFT®'da deneysel tasarım metodu kullanılarak besleyici ve soğutucu konfigürasyonlarının varyasyonu araştırılmıştır (şekil 2). Maksimize edilmiş bir verimi hedeflerken, minimuma indirilmiş çekinti kusurları arasında en iyi karşılaştırmayı sağlamak amacıyla bir dizi deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Uzmanlar, optimize edilmiş ve sağlam bir döküm için sistematik bir değerlendirme oluşturmak amacıyla MAGMA YAKLAŞIMI'ni kullandılar. Şekil 3, bu durumda uzmanların, tanımlanmış hedeflere ulaşmak için değişkenlerini, kalite kriterlerini ve aynı zamanda

yöntemi tanımlamak için MAGMA YAKLAŞIMI'ni nasıl uyguladıklarını göstermektedir.



Şekil 2. (a): Döküm parçasının tasarımı (b): Döküm parçasındaki çekintilerin yerini belirlemek için ham parçanın katılma simülasyonu.

Ürün geliştirme veya iyileştirme süreçlerinin herhangi bir aşamasında, MAGMA YAKLAŞIMI, MAGMASOFT® kullanıcısına aşağıdaki adımlar boyunca rehberlik edecektir:

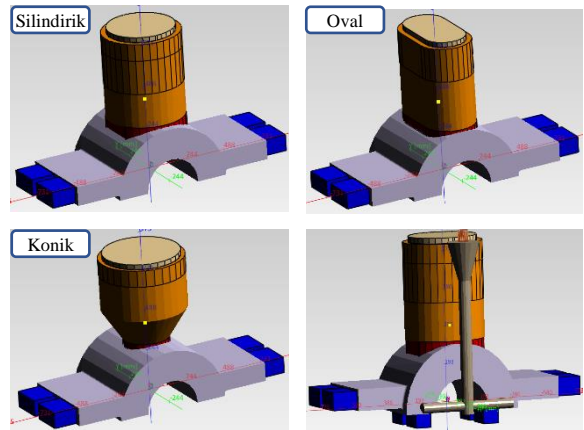
MAGMA YAKLAŞIMI'nın ilk evresi hedeflerin seçilmesidir. Bu hedefler; kalite, maliyet veya üretim odaklı en uygun tasarımı ve proses parametrelerini belirleme kriterleri olmaktadır. Bu seçilen hedefler arasında; birbirine zıt etkileyebilen hususlar da olabilmektedir, örneğin minimum çekinti porozitesi ve en küçük besleyici boyutu hedeflerinin aynı anda seçilmesi gibi. Verimli üretim için hedef kriterleri seçtikten sonraki aşama ise istenen kriterleri sağlamak için hangi değişkenlerin inceleneceğinin seçilmesidir. Bu değişkenler parça ve kalıp ölçülerini, proses parametrelerini veya malzeme türlerini içermektedir. MAGMA yazılımı, sonraki aşamada ise, kullanıcılara simülasyon sonuçlarının nicel olarak; bir veya daha fazla kalite kriterine/maliyetle ilişkili parametreye nasıl etki edeceğini görebilmek için bir seçim penceresi sunmaktadır. Hedefler, değişkenler ve incelenecek anahtar kriterler belirlenerek karmaşık teknik gereklilikler mümkün olduğu kadar basite indirgindikten sonra, mühendisler MAGMASOFT® bünyesinde bulunan farklı araçlar yardımıyla ilgili hesaplama süreçlerinin olabildiğince verimli şekilde ilerlemesini sağlayabilmektedir. Bu amaçla MAGMASOFT® içeriğinde hesaplama ve tahmini proje bitiş sürelerini minimuma indirmeyi sağlayan birçok özellik bulunmakta ve ayrıca tam otomatize simülasyon döngüleri ile bu süreçler ciddi derecede kısalmaktadır. MAGMASOFT® ile Otonom Mühendislik özelliği, kullanıcılara seçilen hedeflere ulaşmada birçok farklı strateji uygulayabilme imkanı veriyor. Aynı anda birden fazla simülasyon yapabilmek, görsel analiz ile farklı değişkenlerin prosese etkilerini ayrı ayrı inceleyebilme yada özel MAGMA algoritmaları ile çalışan otonom optimizasyon seçeneği bu stratejilerden sadece birkaçı. Mühendisler herhangi bir stratejiyi yada bir kombinasyonu belirleyerek parçanın teknik kriterlere uyumunu

kolaylıkla sağlayabiliyor. MAGMASOFT® ile birlikte proses için optimum koşulları belirlendikten sonra ise geriye karar alma ve uygulama adımları kalıyor. Bu adımlar çeşitli modüller ile optimum parça veya model tasarımını belirleme, ilgili personelini kritik kriterlerin prosese etkilerini öğrenmesini sağlama yada farklı proses değişkenleri için limitler koyarak standart operasyon prosedürünün ve dolayısıyla efektif üretim prosesinin tespiti olabilmektedir. Yerleşik değerlendirme ve raporlama araçları üretici ile döküm alıcısı arasında efektif bir iletişim kurulmasına büyük katkı sağlıyor.

Amacıma Belirle	Değişkenleri Tanımla	Kriterleri Tanımla	Görevli Verimli Tutun	Yöntemi Belirle	İyileştirmelerinizi Düzenle ve Kontrol Et
Porozitesiz	Besleyici Boyutları	Poroziteyi azaltmak	Sadece katılma simülasyonu	Deney Tasarımını Kullan	3D-Sonuçları
Yüksek Verim	Ekzotermik Gömlek Çeşitleri	Yüksek Verim	Sadece İstenen Sonuçları Hesapla		Değerlendirme Arayüzündeki Grafikler Ve Listeleri Kullan
Mikro poroziteleri Azaltmak		Mikro poroziteleri Azaltmak	Paralel Dezaynı Kullan		

Şekil 3. MAGMA YAKLAŞIMI kullanılarak sanal optimizasyon

Kullanıcılar, MAGMASOFT®'daki geometri değişim özelliğini kullanarak çelik dökümde besleyicilerin tipini, sayısını ve konumunu değiştirebildiler. Değişken olarak silindirik, oval ve konik olmak üzere üç çeşit besleyici tasarımı, iki tip besleyici gömlek malzemesi ve son olaraksoğutucu değişken olarak seçilmiştir (şekil 3). Bu yazılım tarafından bağımsız olarak çalıştırılan 12 tasarıma yol açmıştır.

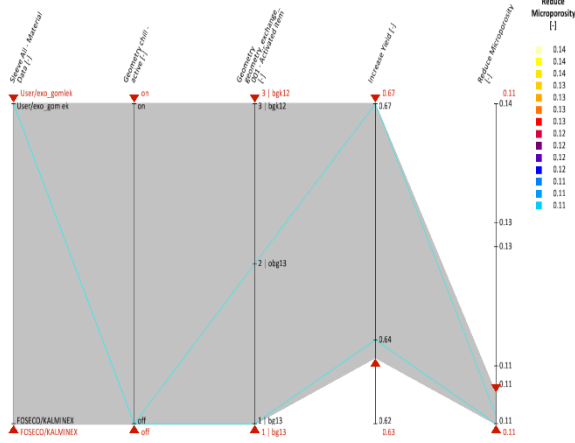


Şekil 4. Döküm tasarımdaki değişimler

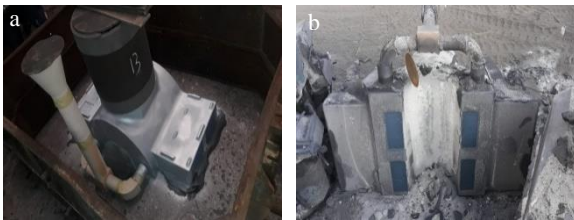
MAGMASOFT® programında optimizasyon değerlendirme kısmında görebileceğimiz paralel koordinat diyagramı sonuçları, uzmanların daha önceden belirlemiş olduğu kalite kriterlerini göz

önünde bulundurarak çekinti hatalarının ve döküm veriminin değerlendirilmesine yardımcı olmuştur. Paralel koordinat diyagramı kullanıcıya birden fazla kriteri istenildiğinde değişik aralıklarda anlık skala yapmasına izin verdiği için kullanıcıya farklı sonuçların aynı anda değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır, şekil 4.

Paralel dizayn grafiği incelendiğinde, döküm verimini arttırmak ve porozite hatalarını azaltmak için, silindirik besleyici tasarımının en iyi sonuçları verirken, alt kısımdaki soğutucularında kullanılması sağlıklı döküm parça elde edebilmek gerekli olduğunu açıkça görülmektedir (şekil 5.a). En iyi tasarımı optimizasyon çalışmamızda 12 tasarım arasında belirledikten sonra üretim birimiyle paylaşılmıştır. Simülasyonda belirlenen optimum tasarım reçineli kum kalıba alınıp ve belirlenen sıcaklık ve sürede dökümü gerçekleştirilmiştir (şekil 6.a ve 6.b). Uygulanan tasarım kararının doğru olduğu ham ve işlenmiş parçaya uygulamış olduğumuz Penetrasyon Testi (PT) sonuçlarının temiz olması sebebiyle açıkça görülmektedir, Şekil 7.a ve 7.b.



Şekil 5. Yüksek kalite ve ağırlık tasarrufu elde etmek için paralel dizayn grafiği incelenerek en iyi tasarımın değerlendirilmesi



Şekil 6. a) Döküm tasarımını ve b) Döküm sonrası kum kalıbın açılmasıyla ortaya çıkan çelik parça



Şekil 7. a) Talaşlı imalat öncesi ve b) Talaşlı imalat sonrası dökümün kalite kontrol sonuçları

SONUÇ

Kalıplama tasarımı MAGMASOFT® ile optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Belirlenen sınır değerlerine göre istenen hedeflere uygun olarak yapılan optimizasyon çalışması pratik ve otomatik olarak yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Program tarafından belirlenen optimum değerlere ulaşmak için optimizasyonun başlatılmasının akabinde 12 simülasyon tasarımı otomatik olarak yapılmıştır. Sonuç olarak besleyici boyutunu ve soğutucu kullanılıp kullanılmaması gerektiğini MAGMASOFT® programında deney tasarımı optimizasyonu ile çok kısa bir zamanda elde edilmiştir.

Yatak başlığı parçasının %64 lük verimle kum kalıba dökülmesiyle ve ilk numunede %100 lük sağlamlığın yakalanmasıyla oluşabilecek gereksiz hurda kullanımının önüne geçilmiştir (şekil 5). Deneme yanılma yöntemiyle kaybedilen zaman ve iş gücü, yükselen maliyetlerin önüne geçilmekte, prototip dökümler bilgisayar ortamında gerçekleştirilmektedir.

Bu özel döküm için, uzmanlar, döküm kalitesini, verimini artırırken ve üretim maliyetlerini düşürürken en uygun üretim koşullarını hızlı ve bağımsız bir şekilde belirleyebildiler. Uzmanlar, bu metodolojiyi, yüksek bütünlüklü çelik dökümler yapan tüm proses rotasının optimizasyonu için uygulama tutkusuyla uygulamaya koymuştur.

SAND CASTING OPTIMIZATION OF BEARING CAP MADE OF LOW- ALLOY STEEL

In today's, it is important to follow technological developments closely in order to be able to produce with high quality and minimum part cost in the steel casting industry in order to compete with other companies. Casting simulation software are used to keep the feeder and gating designs, which play an important role in part efficiency, at an optimum level and to get one step ahead of the competitors. In this study, the Optimization module, which is integrated with the MAGMASOFT® casting simulation program, will explain the feeder design on an applied sample piece, and share the advantages of the optimization study.

Keywords: Casting Simulation, Riser Design, Shrinkage, Design of Experiment (DEO), Optimization

TEŞEKKÜR

Yazarlar, Pınar Döküm A.Ş. Genel Müdürü Nadir Çoban ve Ürün Planlama Departmanı Müdürü Dilek Yalçın'a bu çalışmaya verdiği sonsuz destek için teşekkür ederler.

KAYNAKÇA

1. Ravi B, Metal Casting: *Computer-Aided Design and Analysis*, Prentice-Hall India, New Delhi, 2005, ISBN 81 203 2726 8.
2. Çolak, M. ve. Kayıkcı, R., 2009. Döküm Simülasyon Programları Üzerine Genel Bir Değerlendirme. Metal Dünyası. 189, 2-4
3. Franssman, H., 2007. Hızlı ve Doğru Yolluk ve Besleyici Dizaynı için Döküm Simülasyon Programlarının Pratik Kullanımı. Metal Dünyası. 164, 30-31.
4. Akar, M., 2018. Döküm Hatalarının Önlenmesi için Tasarım Yöntemleri. Tezsiz Yüksek Lisans
5. Sachin L. Nimbalkar, Dr. Rajendra S. Dalu 2016, Design Optimization of Gating and Feeding System through Simulation Technique for Sand Casting of Wear Plate
6. P. Lan, J. Q. Zhang, Numerical analysis of macrosegregation and shrinkage porosity in large steel ingot, Ironmaking and Steelmaking, 41 (2014) 598-606.
7. Chao Leia, Yi Yanga*, Gang Yanga, Yuan Huang, Magma software simulation assisted optimization of the casting system of turbocharger castings, (2019)
8. DIN EN 10293, Steel castings - Steel castings for general engineering uses, 2015-April edition

Elektrikli Araçlar İçin Bir Şasi Dinamometresi Tasarımı

Haluk Altay 

Türk Havacılık ve Uzay Sanayii, Teknopark
İstanbul, 34906 Pendik İstanbul

Haydar Livatyalı 

Yıldız Teknik Üniversitesi, Mekatronik
Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş
İstanbul

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 03-01-2021

Kabul: 23-12-2021

*Sorumlu Yazar: Haluk ALTAY

Email: halukalty@gmail.com

Bu makalede, hafif elektrikli araçların performansının ve enerji tüketimlerinin ölçülmesi için geliştirilen bir şasi dinamometresi tasarımı sunulmuştur. Dinamometre taşınabilir bir mekanik platform üzerinde kurulmuş ve öncelikle bu platformu oluşturan parçaların analizleri ve optimizasyonları yapılmıştır. Ardından dinamometrede test edilecek araç için matematiksel model oluşturulmuş, sürüş senaryoları planlanmış ve bu sürüş senaryolarının şasi dinamometresi modelinde benzetimleri yapılarak başarımları elde edilmiştir. Bu sistem sayesinde ölçüm verileri kullanılarak motor tarafından üretilip sisteme aktarılan devir ve tork değerleri elde edilmiş, aracın belirlenen sürüş senaryolarında ne kadar enerji tükettiği ve performansı bulunmuştur. Geliştirilen sistem ile azami 800 kg ağırlığında ve 100 N-m tork üretebilen ve 150 km/sa hıza çıkabilen elektrikli araçların yol testi yapılabilmektedir.

Anahtar kelimeler: Şasi Dinamometresi, Elektrikli Araç Performans Analizleri, Araç Matematiksel Modeli, Sürüş Senaryosu, Pist Verisi

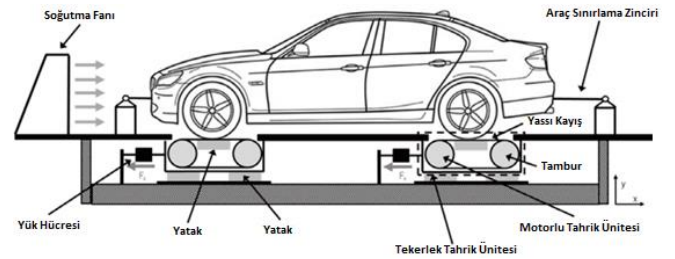
Atıf şekli/How to cite: Altay, H., Livatyalı, H., Elektrikli Araçlar İçin Bir Şasi Dinamometresi Tasarımı, Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 20 (2022) 2, 17-28.

1. GİRİŞ

Elektrikli araçlar enerji tasarrufu, çevreyi koruması ve teknoloji sayesinde otomobillerin gelişim eğilimlerine yön veren, yeni ulaşım araçları haline geldi. Elektrikli araç araştırmalarının derinleşmesiyle birlikte, bazı temel teknolojiler önemli hale geldi. Araç teknolojisinin gelişmesinde en önemli etmenlerden biri araç üzerinde yapılan testlerdir. Araçların laboratuvar ortamında test edilmesi ile enerji tüketimleri ve başarımları değerlendirilmeleri yola çıkmadan yapılabilmektedir. Test sonuçlarının güvenilirliği çok fazla sayıda parametrenin ölçülmesi ve deneysel verilerin doğru bir şekilde kaydedilip işlenmesine bağlıdır. Bunun için birçok donanıma sahip araç test stantlarına ihtiyaç duyulmaktadır [1]. Araştırmalarla araçların laboratuvar ortamında test edilmeleri ile hedeflenen amaca ulaşım ulaşılmadıkları kontrol edilmektedir. Bu testler yeni geliştirilen prototipler üzerinde yapılabileceği gibi üretim aşamasında kalite denetimi için de yapılabilir [2]. Örnek bir şasi dinamometresi Şekil 1'de gösterilmektedir.

Şasi dinamometreleri araçların belirlenen sürüş çevrimindeki fiziksel benzetimleri için tercih edilir. Maliyet olarak diğer ölçüm yöntemlerine göre oldukça yüksektir. Fakat özellikle elektrikli araçların enerji tüketimi testleri için en sağlıklı yöntemdir. Şasi dinamometresi sayesinde araç üzerine etkiyen yükler dinamik olarak uygulanarak aracın ne kadar tahrik

üretmesi gerektiği bulunmaktadır. Elektrikli araçların başarımları testlerinde SAE, EVAmerica, JEVS ve KS'in farklı standartları mevcuttur [4]. Bu standartlardaki ana hedef dinamometrede araç hızına ve zamana bağlı sürüş çevrimlerinin direnç kuvvetlerini simüle ederek aracın enerji tüketimine, batarya durumuna ve performansına yönelik verilerin elde edilmesine dayanmaktadır.



Şekil 1: Şasi Dinamometresi Örneği [3]

Bu çalışmada Yıldız Teknik Üniversitesi Alternatif Enerjili Sistemler Kulübü'nün yurtiçi ve yurtdışındaki verimlilik yarışları için ürettiği Şekil 2'de gösterilen elektrikli prototip araç, geliştirilen şasi dinamometresi için test aracı olarak kullanılmıştır. Aracın yarıştığı pist koşullarının simülasyonu yapılarak buradan çıkan enerji tüketimi ve performans sonuçlarına göre enerji optimizasyonu için yarış stratejisi belirlenmiştir.



Şekil 2: YTÜ AESK tarafından tasarlanan ve testlerde kullanılan elektrikli araç

2. LİTERATÖR TARAMASI

Günümüzde araçların yakıt tüketimi, verimliliği ve performansı üreticiler arasında en önemli tasarım ölçütleri haline gelmiştir. Araçların tasarım yaşam çevriminde ilk aşama olan kavramsal tasarım sürecinden başlayıp üretime kadar olan tüm aşamalarında uygulanan testler ile istenilen başarımlar ve yakıt tüketimi değerlerine ulaşılması şasi dinamoetreleri ile sağlanmaktadır. Şasi dinamoetrelerinin tasarımında birçok varyasyon vardır fakat hepsi ortak bazı temel özelliklere sahiptir [5]. En kolay ölçme yöntemi tambur üzerinde döndürülen tekerleklerden iletilen güç ile yapılandır. Bu sistem en yaygın kullanılmaktadır ve taşınabilir özelliktedir. Hafif tip araç testleri çoğunlukla bir şasi dinamoetresi üzerinde önceden tanımlanmış bir test çevrimine göre yapılır. Bu test aynı zamanda gerçek sürüş koşullarının da bir benzetimidir [6].

Literatürde özellikle elektrikli ve hibrit elektrikli araçların benzetim modellerinin doğrulanmasında dinamoetre yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Benzetim modellerinde kullanılan parametrelerin doğru bir şekilde tahmin edilmesi oldukça kritiktir. Örneğin batarya modelindeki kapasite ve tüketim parametrelerinin yüksek doğrulukla tahmini şasi dinamoetresi üzerinde farklı test senaryoları ile elde edilir [7]. Hibrit güç aktarma sisteminin performansı araç donanımı döngüsü (VHIL) içerisinde olan şasi dinamoetresi ile model tabanlı testler ile bulunmuştur [8]. Bu yaklaşım ile araçların tasarım süreçleri ile eşzamanlı olarak testleri de gerçekleştirilmektedir. Elektrikli araçların model tabanlı tasarım ve test süreçlerinde şasi dinamoetreleri oldukça önemli bir yere sahiptir. Model döngüsü (MIL), yazılım döngüsü (SIL), donanım döngüsü (HIL) karmaşık bir sistemin geliştirme süresini önemli ölçüde azaltmak için etkili bir tasarım araçları olduklarını kanıtlamıştır ve bu nedenle vaz geçilmez kabul edilmektedir [9-11]. Literatürde son zamanlardaki Ar-Ge yaklaşımı çok sayıda optimal enerji yönetimi stratejisini içermektedir [12,13]. Enerji yönetimi stratejisinin kontrol yöntemleri arasında

genetik algoritma [14] ve model öngörülmesi kontrol [15] bulunmaktadır. Bu teknikler, bir benzetim ortamında değerlendirildiğinde bazı önemli enerji verimliliği iyileştirmelerini kanıtlaya da, şasi dinamoetresindeki gibi yol bilgilerini içeren gerçek zamanlı bir çözüm sunmamaktadır [16,17].

Şasi dinamoetresi hızlanma direnci, yol dirençleri, aerodinamik sürtünme ve atalet kayıpları dâhil olmak üzere gerçek ortamda aracın yaşadığı kayıpların tamamının benzetimini yapar [18]. Araç yola çıkmadan önce, “test yatağı” olarak adlandırılan şasi dinamoetresi ile araç geliştirme sürecinde kritik bir adım olarak testlerin kontrollü bir ortamda tekrar tekrar yapılmasını sağlar.

Şasi dinamoetresi testleri şu şekilde yapılmaktadır: Araca hareket veren tekerler cihazın tamburları üzerine bindirilir. Aracın motoru çalıştırılır ve yavaş yavaş hızlandırılır. Tekerlekler yerde sabit tamburlar üzerinde döner. Cihazın tamburlara bağlı fren tertibatı yardımıyla aracın tekerleklerini döndürmesi programlandığı seviyede zorlaştırılır. Bu şekilde araç motorunun istenilen devirlerde ve yüklerle zorlanması sağlanır. Şasi dinamoetresi testlerinde önemli bir diğer konu ise sürüş çevrimleridir. Bu çevrimler genel olarak araçların bir programa göre hız ve ivmelerde çalıştırılmasını temsil eder. Yakıt tüketimi ve çevre kirliliğinin kontrol altında tutmak amaçlı yapılır ve farklı araçların kıyaslanmasına imkân tanır.

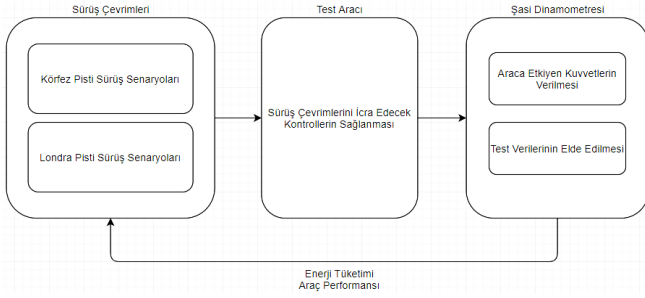
Sektörde yapılan araştırmalar sonucunda şasi dinamoetrelerinin genellikle yurtdışından ithal edildikleri gözlemlenmiştir. Türkiye’de dinamoetre test düzeneğini yapan ve bunu iç piyasaya satışını yapan çok az firma bulunmaktadır. Çoğu küçük ölçekli bu firmalar ithal sistemlerle rekabet edememektedirler.

3. SİSTEM TASARIMI

Şasi dinamoetresi sistemi üç temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlardan ilki aracın sürüşünün gerçekleştirileceği ortam olan sürüş çevrimleri, ikincisi aracın kendisi ve üçüncüsü ise dinamoetredir. Bu sistemin mimarisi Şekil 3’te gösterilmektedir.

Şasi dinamoetresi için sistem mimarisi ve çalışma prensibi şu şekilde tanımlanmaktadır: Aracın yarışacağı Körfez ve Londra pistleri için sürüş senaryoları pistlerin verilerine göre hazırlanmalıdır. Bu senaryoların icra edilmesi için araçta ve dinamoetrede gerekli düzenlemeler yapılmalıdır. Araçla test senaryoları güvenli bir şekilde icra edilmelidir. Test sırasında dinamoetre, araca etkileyen pistten kaynaklı yükleri doğru bir şekilde sağlamalıdır. Test boyunca çıktılar ve test koşulları kaydedilmelidir. Bu sürecin çıktılarını olan enerji tüketimi ve araç performansı, sürüş çevrimlerinde daha etkin

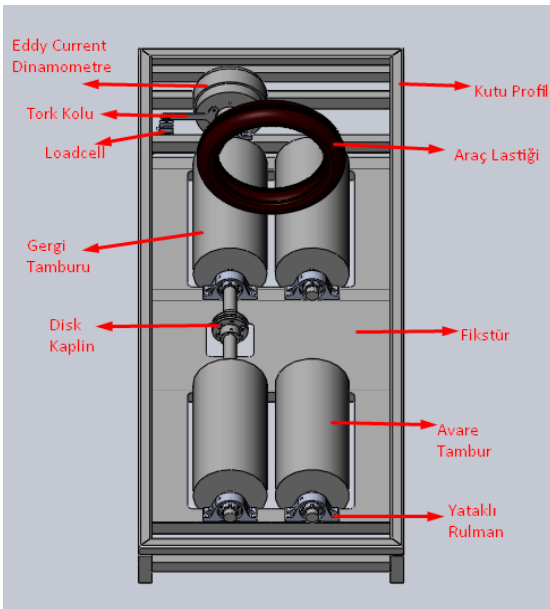
senaryolar üretebilmek için bir geri beslemeli olmalıdır. Bu çalışma yöntemi ile araç için enerji eniyilemesi ve araç performansının en üst seviyeye çıkartılması mümkün olmaktadır.



Şekil 3: Şasi Dinamometresi Sistem Mimarisi

4. MEKANİK TASARIM

Şasi dinamometresi için geliştirilen platform; ana taşıyıcı olan karkas, aracı üzerinde hareket ettiren tambur çifti, tamburlar arası aktarımı sağlayan kaplin, tamburların karkasa konumlandırması için gereken fikstür, tamburların dönmesini sağlayan rulmanlı yataklar, araca gereken yüklemeyi yapmak için girdap (Eddy) akımı esaslı elektrikli fren (dinamometre), dinamometrenin yükünü ölçmek için kullanılan yük hücresi ve dinamometre ile yük hücresi arasında bağlantıyı sağlayan tork kolunu içermektedir. Elektrikli araçlar için geliştirilen şasi dinamometresinin üç boyutlu yapısal tasarımı Şekil 4'te gösterilmektedir. Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen şasi dinamometresinin her bir alt parçasının tasarımı ve analizleri alt başlıklarda anlatılmaktadır.



Şekil 4: Şasi Dinamometresi 3-B Tasarımı

4.1. Yapı

Şasi dinamometresinin ana taşıyıcısı olan karkas yapı, elektrikli aracın üzerinde güvenilir bir şekilde test yapılabilmesi ve istenildiğinde taşınabilmesi düşünüldükçe tasarlanmıştır. Yapı 2,7 m uzunluğunda ve 1 m genişliğinde 60*60 mm kare çelik kutu profillerden oluşmaktadır. Yapının laboratuvar zemininde rahatlıkla hareket ettirilebilmesi için alt kısma 6 adet teker takılmıştır. Ayrıca sistemin çalışma esnasında titreşime karşı hareketsiz kalmasını sağlayan sabitleme elemanları kullanılmıştır.

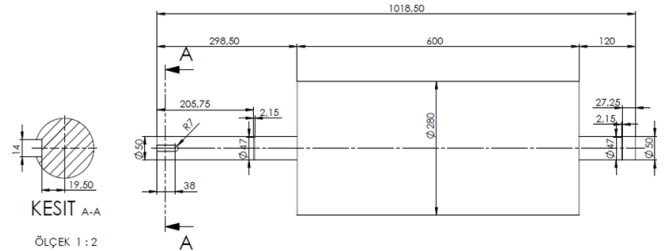
4.2. Tambur

Şasi dinamometresi üzerinde dönen tekerleri mesnetmek ve yüklemek için tasarlanan tamburlar dikışsiz çelik borudan imal edilmiştir. Tamburların rulmanlı yataklara yerleştirilip dönmesini sağlayan CK45 (~SAE 1045) çeliğinden millerinin tasarımı ise yapılan kontrol analizleri ile güvenli bulunmuştur. Sistemde sağda ve solda ikişerli takım halinde toplam dört adet tambur bulunmaktadır. Bunlardan ikisi tahrikli ve frenli iken diğer ikisi avare mesnet tamburlardır.

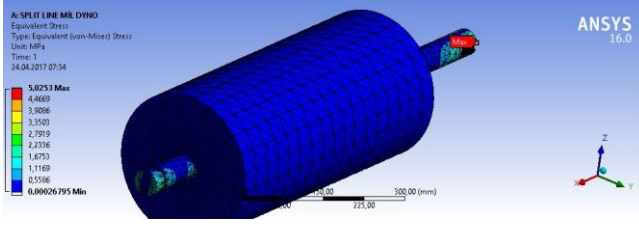
Tamburların çapı aracın hızı ve teker çapı ile ilişkilidir. Bu ilişki;

$$w = \frac{v}{r} = \frac{33,33}{0,239} = 139,45(Hz) = 876,19(rad/s) \quad (1)$$

Denklemlerde V aracın tambur üzerinde yapılacak testlerde ulaşacağı maksimum hızını, r araç tekerinin yarıçapını, w açısal hızı ifade etmektedir. Tekerlerin tamburlar üzerinde senkronize dönebilmesi için tamburların açısal hızı ile araç tekerlerinin açısal hızı eşit olmalıdır. Yukarıdaki hesaplama göre en uygun tambur çapı 0,28 m olarak bulunmuştur. Tasarımı yapılan tamburların diğer ölçüleri Şekil 5'te gösterilmektedir. Tamburun statik gerilme ve sehim analizleri sonlu elemanlar yöntemi ile ANSYS® v.16 programında doğrulanmış ve örnek eşdeğer Von Mises gerilme dağılımı Şekil 6'da gösterilmiştir. Analizlerin sonucuna göre tasarımı yapılan tamburların üzerine bineceği azami yüklere dayanabileceği görülmüştür.

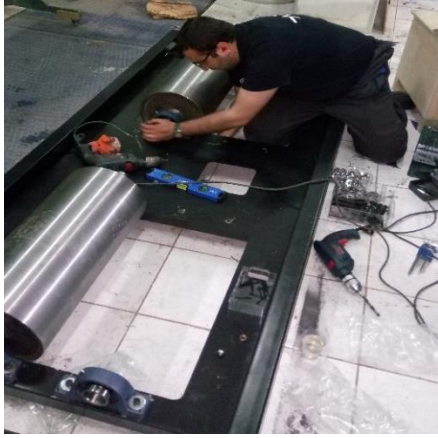


Şekil 5: Tamburun 2-B görünüşü



Şekil 6: Tambur Kuvvet Analizi

Tamburların çalışma esnasında yanal kuvvetlere karşı rulmanlı yataklarda etkin çalışabilmesi için tambur millerine segmanlar yerleştirilmiştir. Tamburların montajı Şekil 7’de gösterilmektedir.



Şekil 7: Tambur Montajı

4.3. Dinamometre

Motorların farklı devirlerde ürettiği torku ve efektif gücü işe ve elektrik enerjisine dönüştürerek yutan makinelere elektrikli dinamometre denmektedir. Test düzeneğinde 100 N-m reaktif anma torku üretebilen TJ-POD-10 girdap akımı dinamometresi modeli seçilmiştir.

4.4. Tork Kolu

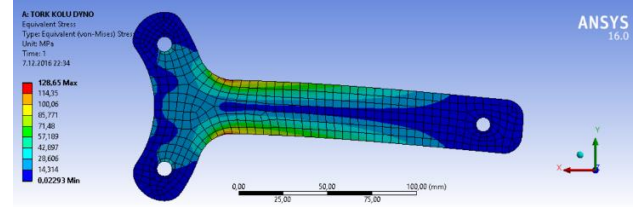
Dinamometre ile yük hücresi arasındaki bağlantıyı sağlayan parçadır. Tork kolunun uzunluğu aşağıdaki matematiksel bağıntı ile bulunmaktadır.

$$x = \frac{\tau}{F} = \frac{100}{550} = 0,18 \text{ m} \quad (2)$$

Denklem-2’de x tork kolunun uzunluğunu, τ dinamometrenin sahip olduğu azami torkunu ve F yük hücresinin kuvvet değerini ifade etmektedir.

CK45 çeliğinden kullanılan tork kolunun statik kuvvet altındaki gerilme analizi yine SEY ile kontrol edilmiş ve eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 8’de gösterilmiştir. Buna göre tasarımı yapılan tork kolunun dinamometreden gelen anlık ve azami

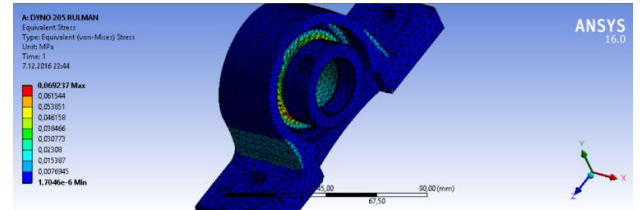
kuvvetlere dayanabildiği görülmektedir. Ayrıca analizlerde emniyet katsayısı literatürde önerildiği şekilde 3 ila 6 arasında alınmıştır.



Şekil 8: Tork kolu gerilme analizi sonuçları

4.5. Rulmanlı Yataklar

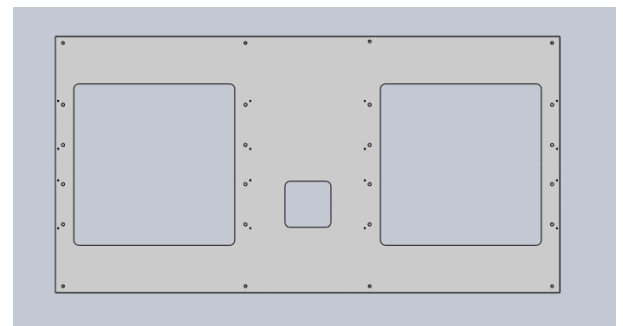
Rulmanlar yüklerin büyüklüğü, kaçıklığı tolere edebilmesi, hassasiyet, hız, sürtünme, rijitlik, eksenel hareket serbestliği gibi özelliklere bakılarak seçilmiştir. Şasi dinamometresindeki farklı tasarımlara göre SKF marka UCP 207 serisi 20, 30 ve 50 mm çapında rulmanlar kullanılmıştır. Rulmanlı yatak yuvası için yapılan statik gerilme analizi sonuçları Şekil 9’da gösterilmektedir. Seçilen rulmanlı yatakların tamburlardan gelen anlık ve azami kuvvetlere dayanabileceği hesaplanmıştır.



Şekil 9: Rulmanlı yatak Kuvvet Analizi

4.6. Fikstür

Profiller ve tamburların hizalaması için bir alüminyum sac fikstür tasarlanmıştır. Bu tasarımda rulmanlı yatakların hizalanmasına göre delik çapı ve yerleri belirlenmiştir. Fikstürün üç boyutlu tasarımı Şekil 10’da gösterilmektedir. Fikstür tasarımında tamburlar, tamburlar arasında tahrik aktarımı yapan kaplin konumları için hizalama göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 10: Fikstürün 2-B çizimi

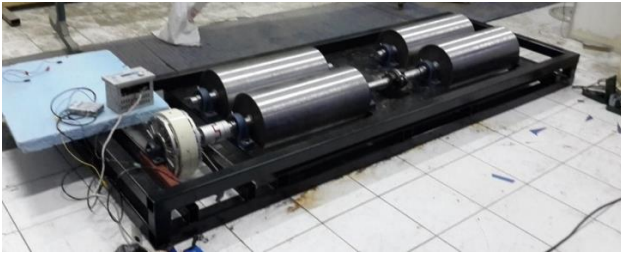
4.7. Disk Kaplin

Güç aktarma elemanı olan kaplinlerin özellikle bu çalışmada disk türünde seçilmesinin yüksek derecede sapıtma ayarlama, yüksek burulma katılığı, dönüş açısının iletim doğruluğu, yanlış ayarlamalarda meydana gelecek kuvvetleri sömürmesi ve geri tepmenin neredeyse sıfıra yakın olması gibi bazı sebepleri bulunmaktadır. Tambur millerinin çapı ve maksimum devir sayılarına göre Özgüleş marka CD76 modeli seçilmiştir [1].

4.8. Yük Hücresi

Yük hücresi (load cell), fiziksel bir kuvveti elektrik sinyaline dönüştüren bir algılayıcıdır. Yük hücresinde dönüşüm dolaylı ve iki aşamada olur. Mekanik bir düzenleme ile algılanan kuvvet bir genleme-ölçerin (strain gage) şeklini değiştirir. Genleme-ölçerde kuvvet sonucu ortaya çıkan birim şekil değişimi (genleme) ile ince telin etkin elektriksel direnci değişir ve bu direnç değişimi bir voltaj değişimi olarak ölçülür. Bu çalışmada dinamometreden tork koluyla iletilen kuvvetin dikey doluşu düşünülerek S tipi yük hücresi kullanılmasına karar verilmiştir.

Bu çalışmada tasarımı ve analizi yapılan parçaların tasarlanmış, imal edilmiş ve montajı yapılmış hali Şekil 11’de, detaylı teknik özellikleri ise Tablo 1’de gösterilmiştir.



Şekil 11: Şasi Dinamometresi Montajı

Tablo 1: Şasi Dinamometresinin Teknik Özellikleri

Teknik Özellikler	Açıklama
Dinamometre Boyutları (mm)	2700*1000*195
Tambur Genişliği (mm)	600
Tamburlar Arası Mesafe (mm)	600
Tambur Çapı (mm)	280
Ağırlık (kg)	550
Maksimum Tork (N-m)	100
Maksimum Hız (rpm)	1800
Soğutma akışkanı	Hava

5. ELEKTRONİK TASARIM

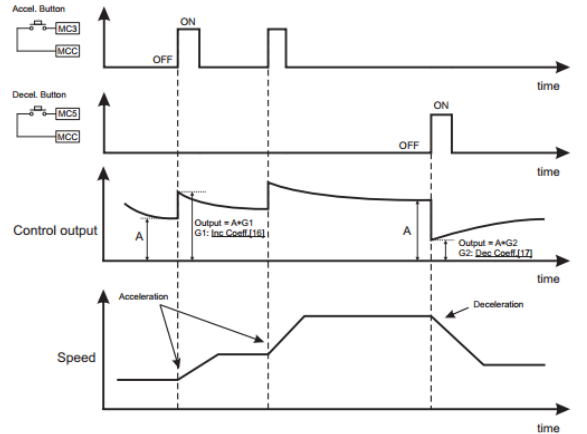
5.1. Kontrolcü

Elektronik alt-sistem ile ilgili olarak iki farklı çalışma yapılmıştır. Bunlardan ilki dinamometrenin kontrolcüsünün revize edilmesi, ikincisi yük hücresi kalibrasyonu ve verilerin okunmasıdır. Dinamometre kontrolcüsü doğru frenleme kuvveti sağlayabilmek için kritik önemdedir. Dinamometre kontrolcüsüne giriş olarak 220 V doğru akım verilmektedir. Çıkışında ise isteğe bağlı olarak akım, gerilim, doluluk oranında değerler verebilmektedir. Gerilim kontrolü yapmak daha sağlıklı ve ölçüm konusunda kolay olduğundan gerilim kontrolü yöntemi tercih edilmiştir. Gerilim çıkışı 0-24 V aralığındadır. Kontrolcüde gerilim (V) frenleme etkisi (N-m) kalibrasyonu kritiktir. Bu sebeple çok sayıda ölçüm denemesi gerçekleştirildi. Dinamometrenin gerilim kontrolcüsünün çalışma eğrileri Şekil 12’de gösterilmektedir. Sistemde aracın sürüş senaryoları ölçümler sonunda çıkan bu ilişkiye göre icra edilmekte, sürüşün gerçekleşeceği pistte araca etkimesi beklenen direnç yükleri dinamometre tarafından araç tekerlerine uygulanmıştır.

Test sırasında araca etkimesi istenen yükleri uygulayabilmek için hem potansiyometre hem de buton ile voltaj kontrolü gerçekleştirilmiştir. Gelecekteki çalışmalarda buton kontrolünün iptal edilmesi ve bir mikroişlemciyle bilgisayar üzerinden gerçek zamanlı kontrol hedeflenmektedir.

5.2. Yük Hücresinin Kalibrasyonu ve Veri Okuma

Yük hücresinin çalışması dirençler üzerindeki gerilim farkına dayanan Wheatstone köprüsü esasına dayanır. Bu sistemin yük hücrelerinde tercih edilme sebebi yüksek hassasiyetli direnç değişimi (birim şekil değiştirme) ölçümü yapabilmesidir. Yük hücresi kalibrasyonu Şekil 13’te gösterilen ESIT marka TR-3 transmitter cihazında yapılmaktadır.



Şekil 12: Dinamometre Kontrolcüsü Çalışma Eğrileri

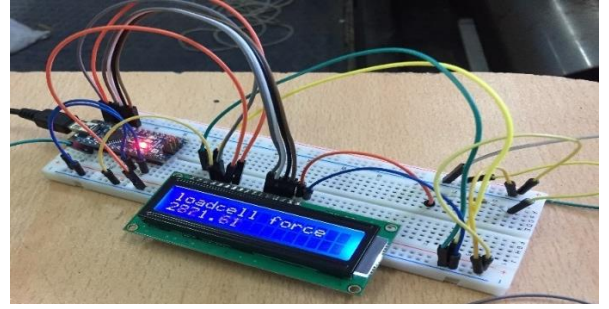


Şekil 13: TR-3 Transmitter Cihazı

Transmitter cihazı yük hücresinin mV seviyelerindeki çıkışını yükseltir ve aynı zamanda filtreleme yaparak doğru bir şekilde okuma sağlamaktadır. Doğru kalibrasyon ölçek katsayısı (scale factor) ve sapma (bias) gibi değerlerin bulunmasını içeren zor bir konudur. Yük hücresi kalibrasyonu için TR-3 transmitter cihazında izlenen yol aşağıdaki gibidir. Yük hücresine kalibrasyon yapılırken ağırlığı bilinen cisimler (kontrollü kuvvet ve gerilme değerleri) ile birim şekil değişimi sağlanmıştır.

- Adım mV seçimi için transmitter üzerinden 1-2 nolu anahtardan yük hücresi mV seçilir.
- Sviçler "offset" konumuna alınır. Kantarın üstü boşaltılır (herhangi bir yük olmamalıdır).
- "Fine" tuşuna 3 saniye basılı tutulur. "Run" ledinin daha yüksek frekansta yandığı görülür. Uygun klemenslere ölçü aleti bağlanır.
- Sistem 4-20 mA çalışacaksa + ve - tuşlarıyla 4 mA ayarlanır. 0-10 volt çalışacaksa 0 volta ayarlanır.
- "Gain" (kazanç) konumuna alınır. (3 on - 4 off olmalıdır.)
- Kantara kapasitesi kadar ya da kapasitesine yakın ağırlıklar konur. Olması gereken gerilim (V) veya akım (mA) değeri hesaplanır. Artı (+) ve eksi (-) tuşlarını kullanarak uygun değerlere ayarlanır.
- Transmitter besleme voltajı 5 saniyeliğine kesilir, sonra tekrar açılır. "Dip switch"lerin en son kaldığı konum önemli değildir.

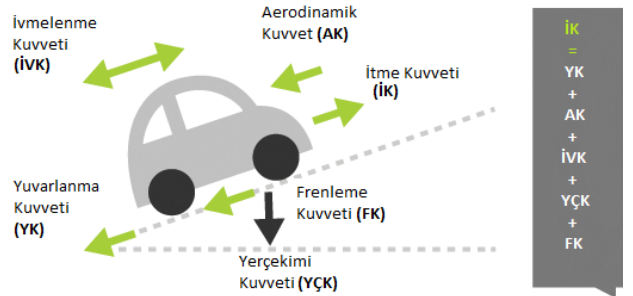
Yük hücresinin değerlerini anlamlı hale getirmek için işlemciye ADC üzerinde veri okuma yaptırmak gerekir. Bu çalışma kapsamında Arduino Pro Mini kullanılarak yük hücresinin kalibre edilmiş değerleri dönüşüm kodu üzerinden kuvvete çevrilmiştir. Şekil 14'te LCD ekran üzerine yük hücresine uygulanan kuvvet gösterilmektedir.



Şekil 14: Yük Hücresinden Veri Okuma

6. ELEKTRİKLİ ARACIN MATEMATİKSEL MODELİ

Şasi dinamometresi testleri için kullanılan Yıldız Teknik Üniversitesi Alternatif Enerjili Sistemler Kulübü'nün (YTÜ AESK) tasarlayıp imal ettiği prototip elektrikli araç MATLAB/SIMULINK programında modellenmiştir. Literatürde araç fiziksel modelleriyle ilgili çok daha ayrıntılı ve karmaşık örnekler olsa da bu sistemde tüm model bileşenleri olabildiğince basitleştirilmiştir. Seyir esnasında araç üzerine etkiyen kuvvetler Şekil 15'te gösterilmiştir ve aşağıdaki matematiksel bağıntı ile ifade edilir.

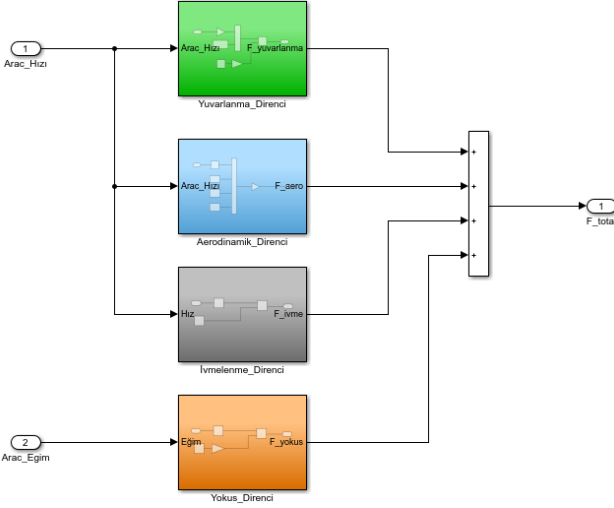


Şekil 15 16: Araç Üzerine Etkiyen Kuvvetler

$$F_{net} = ma$$

$$= F_{xf} + F_{xr} - F_{aero} - R_{xf} - R_{xr} - mgsin(\alpha) \quad (3)$$

Denklem-3'te F_{xf} ön lastiklerdeki boyamsal itici lastik kuvvetini, F_{xr} arka lastiklerdeki teğetsel (araca göre eksenel) itici lastik kuvvetini, F_{aero} aerodinamik sürüklenme kuvvetini, R_{xf} ön lastiklerdeki yuvarlanma direncini, R_{xr} arka lastiklerdeki yuvarlanma direncini, m aracın kütleini, g yerçekimi ivmesini ve α aracın seyahat ettiği yolun eğim açısını ifade etmektedir. Aracın üzerine etkiyen kuvvetlerin modeli Şekil 16'da gösterilmektedir. Şasi dinamometresinde frenleme kuvveti olarak verilen aracın üzerine etkiyen yuvarlanma, aerodinamik, ivmelenme ve yokuş direnci modellenmiştir. Aracın hızı ve eğimi bloklar için girdi olurken blokların çıktısı olarak kuvvet tanımlanmıştır.



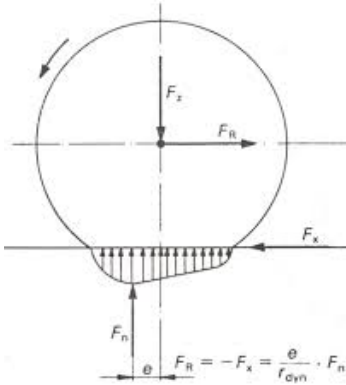
Şekil 16: Aracın Üzerine Etkiyen Kuvvet Modeli

6.1. Yuvarlanma Direnç Kuvveti

Araç tekerlerinin hareket halinde yuvarlanırken şekil değiştirmesinden kaynaklanan direnç kuvvetidir. Şekil 17’de araç hareket ederken yoldan kaynaklı sürtünme ile oluşan yuvarlanma kuvveti gösterilmektedir. Literatürde radyal X araç lastiklerinde f_R büyüklüğü aynı zamanda aşağıdaki matematiksel bağıntı ile ifade edilmektedir.

$$f_R = 0,0136 + 4 * 10^{-8} * v^2 \quad (4)$$

Denklem-4’te v aracın hızını, f_R yuvarlanma direnci katsayısını ifade etmektedir.



Şekil 17: Tekerlek yuvarlanma Direnç Kuvvetinin Gösterimi

Bu matematiksel bağıntı araç hızının azami 150 km/h olması durumunda geçerlidir. Bu çalışmada kullanılan aracın azami hızı 120 km/h olarak belirlendiğinden bu bağıntı geçerli olmaktadır. Örnek olarak aracın 60 km/h sabit hızda ilerlediği düşünülürse:

$$G = m * g = 270 * 9,81 = 2648,7 [N] \quad (5)$$

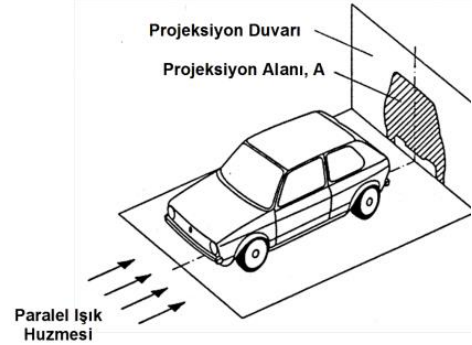
$$v = 60 \text{ km/h} = 16,66 \text{ m/sn}, f_R = 0.013611 \quad (6)$$

$$F_R = f_R * G = 0,013611 * 2648,7 = 36,051 [N] \quad (7)$$

olarak hesaplanmıştır. Yukarıdaki denklemlerde G aracın ağırlığını, m aracın kütesini ve g yerçekimi ivmesini, v araç hızını, f_R yuvarlanma direnci katsayısını ve F_R yuvarlanma direnç kuvvetini ifade etmektedir.

6.2. Aerodinamik Direnç Kuvveti

Aerodinamik direnç kuvveti aracın gövde tasarımından kaynaklanan ve seyir esnasında hava ile temasından oluşan sürüklenme direnç kuvvetidir. Şekil 18’de gösterilen kesit alanı YTÜ-AESK verilerine göre $1,205 \text{ m}^2$ olarak alınmıştır.



Şekil 18: Araç Kesit Alanının Gösterimi

Sürüklenme katsayısı C_d ise 0,18 olarak alınmıştır. Aracın aerodinamik direnç kuvveti aşağıdaki matematiksel bağıntıda belirtilmektedir.

$$\begin{aligned} F_{aero} &= \frac{1}{2} \times \rho_L \times v^2 \times A \times C_d \\ &= \frac{1}{2} \times 1,226 \times 16,66^2 \times 1,205 \times 0,18 \\ &= 49,24 [N] \end{aligned} \quad (8)$$

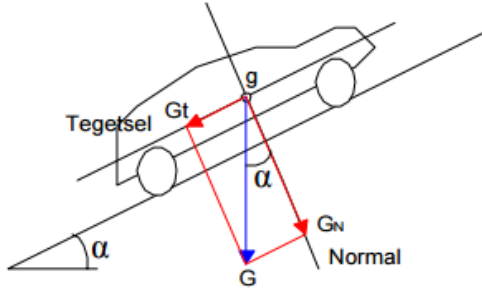
Denklem-8’de ρ_L havanın yoğunluğunu, v aracın hızını, A aracın izdüşüm alanını ve C_d aracın hava direnci katsayısını ifade etmektedir.

6.3. Yokuş Direnci

Yokuş direnci aracın sürüş esnasında yolun eğiminden kaynaklanan dirençtir (Şekil 19). Aracın sürüş çevrimlerinden olan Shell Eco Marathon Londra pisti verilerine bakarak azami eğimin 5° olduğu görülmektedir. Diğer sürüş çevrimi olan TÜBİTAK Efficiency Challenge Körfez Pisti verilerine göre herhangi bir eğim bulunmamaktadır. Bu verilere göre araca etkiyen yokuş direnci aşağıdaki matematiksel bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$G_t = G * \sin \alpha = 2648,7 * \sin 5^\circ = 230,85 [N] \quad (9)$$

Denklemler-9'da G_t yokuş direnci kuvvetini, G aracın ağırlığını, α yolun eğim açısını ifade etmektedir.



Şekil 19: Araç Yokuş Direnci Gösterimi

6.4. İvmelenme Direnç Kuvveti

Bir aracın ataletsel bileşenlerinden dolayı ivmelenmesi sırasında aşılması gereken bir dirençtir.

$$F_a = m * a = 270 * 0,55 = 148,5 [N] \quad (10)$$

Bu denklemde F_a aracın ivmelenme direnç kuvvetini, m aracın kütlesini ve a aracın ivmesini ifade etmektedir.

7. TEST VE DOĞRULAMA

Şasi dinamometresinde aracın test koşullarını belirleyen sürüş çevrimlerinin aracın kullanılacağı yolu tam temsil etmesi kritik derecede önemlidir. Sürüş çevrimleri genel olarak araçların zamana ve pistteki direnç yüklerine göre değişen hız ve ivmelerde çalıştırılmasını temsil eder. Farklı araçların veya tasarımların enerji tüketimi ve araç performansı açılarından kıyaslanmasına imkân tanır. Bu çalışmada araç için iki farklı sürüş çevrimi (senaryosu) tasarlanmıştır. Bunlar aracın yarıştığı Shell Eco Marathon Londra pisti ve TÜBİTAK Efficiency Challenge Körfez pisti verilerine göre hazırlanmıştır. Örnek olarak Körfez pisti verileri Şekil 20'de gösterilmektedir ve bu pistte aracın verileri 34 farklı noktada okunmaktadır.

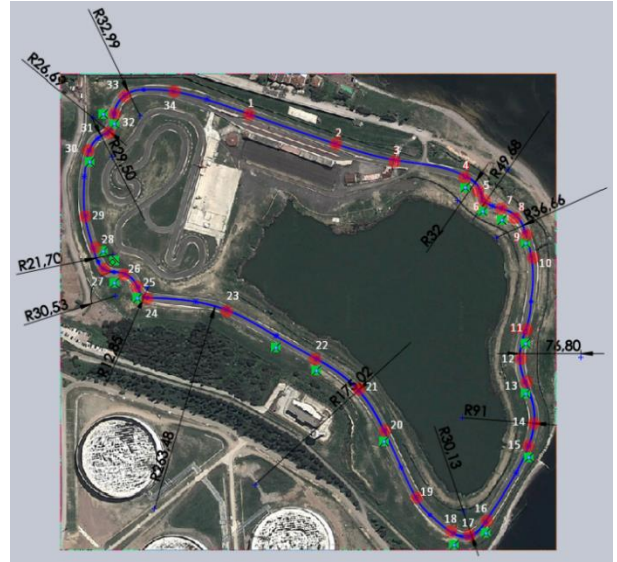
Şekil 21'de gösterildiği gibi sürüş çevrimleri modeli ve araca etkiyen kuvvetlerin modeli oluşturularak yapılacak olan test sonuçları izlenilmektedir. Körfez pisti verilerine göre sürüş çevrimi yapıldığında senaryolar arasında optimum hızın 60-65 km/h olduğu görülmüştür. Araç burada 60 km/h saat hızına ulaşıncaya kadar ivmelenmektedir ve daha sonra yarış kuralları gereği minimum enerji

harcama prensibiyle optimum hızı ulaştıktan sonra sabit 60 km/h hızla gitmektedir. Sürüş senaryolarının MATLAB/SIMULINK ortamındaki benzetim modeli Şekil 22'de gösterilmektedir.

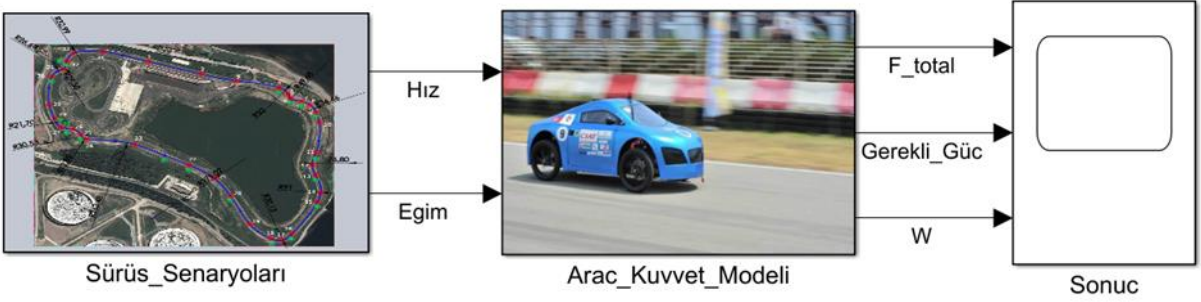
Sürüş senaryoları incelendiğinde,

- Körfez Senaryo-1'de araç 60 km/h hızla 32,5 sn'de ulaşmaktadır. Daha sonra ise 60 km/h hızın etrafında artış azalış gösteren bir çevrim test edilmiştir.
- Körfez Senaryo-2'de araç 56 km/h hızla 104 sn'de ulaşmaktadır. Daha sonra ise 56 km/h hızla devam edip toplam 3483 saniyede hız 45 km/h hızla doğru azalmaya başlar ve böylece tamamlanır.
- Körfez Senaryo-3'te araç 60 km/h hızla 62 sn'de ulaşmaktadır. Daha sonra ise 60 km/h hızın etrafında artış azalış gösteren bir çevrim test edilmiştir.
- Shell Eco Marathon yarışları için Londra pisti düşünülerek hazırlanan Londra Senaryo'da 30 km/h hızla 30 sn'de ulaşan araç daha sonra sabit hızla yarışa devam etmektedir.

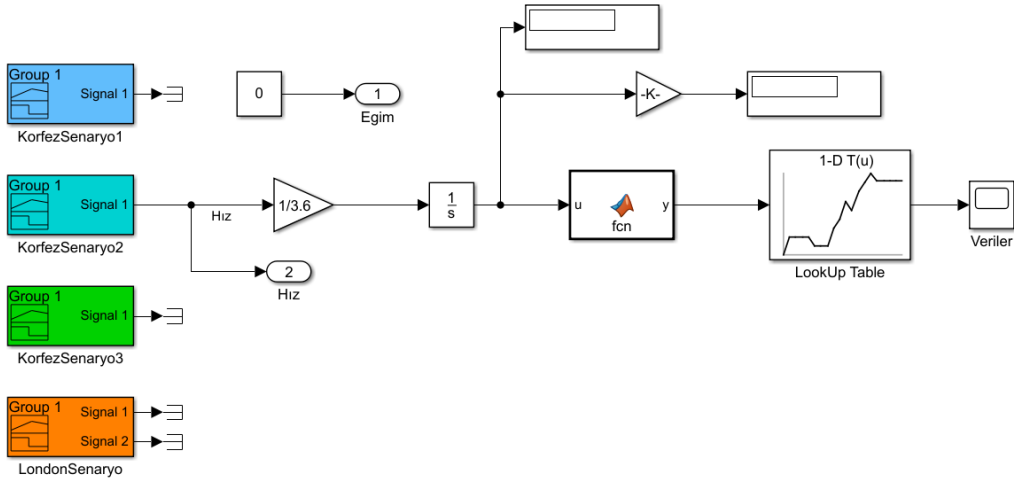
Şasi dinamometresi montajı gerçekleştirildikten sonra elektrikli prototip aracın sürüş çevrimlerindeki senaryolarını test etmek için platforma güvenli bir şekilde yerleştirilmiştir. Sistemin arkadan itişli prototip elektrikli aracı ile birlikte testleri Şekil 23'te gösterilmektedir.



Şekil 20: Körfez Pisti Sürüş Çevrimi



Şekil 21: Aracın Test Modeli



Şekil 22: Sürüş Senaryoları Modeli

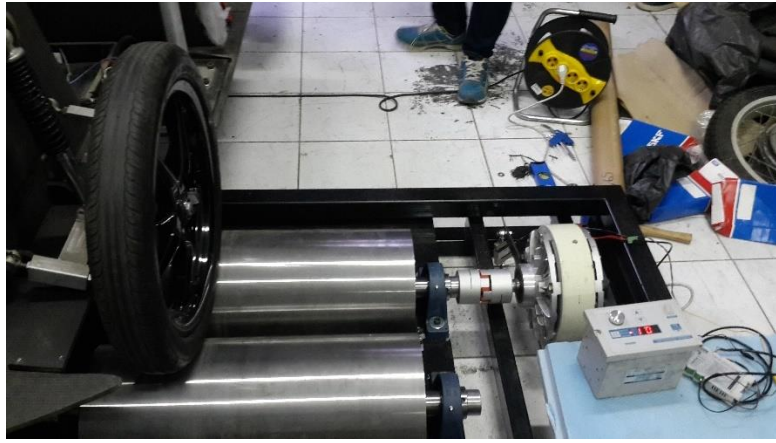
Çalışmada sonuç veri olarak lastiklerden aktarılan hız ve tork değerleri ölçülmüş, tüketilen güç hesaplanmıştır. Aracın performans grafiği Şekil 24'te gösterilmektedir. Buna göre araç düşük hızlarda %55 civarında bir verime sahip iken 60 km/h hızı çıkıp sabit hız ile devam ettiğinde %95 civarında bir verimliliğe sahiptir. Bu performans grafiğinden yola çıkarak pist üzerinde sürüş senaryoları güncellenmiştir.

Ek olarak çalışma sonucunda araca etkileyen direnç yükleri belirlenmiştir ve böylece sürüş boyunca gerçekleşmesi beklenen enerji tüketimi bulunmuştur. Uzun süren test ve sürüş senaryoları sonucunda pist üzerinde yol boyunca ortaya çıkan güç tüketimi Şekil 25'te gösterilmektedir. Bu eğrinin zamana göre integrasyonu ile elde edilen enerji tüketimi sonuçlarına göre araç kalkıştan 60 km/h hızı ulaşıncaya kadar harcanan toplam enerjinin sabit hızla giderken harcanan enerjiye göre oldukça fazla olduğu görülmüştür. Körfez pisti enerji tüketimi verilerine göre elektrikli araç pistte bir turda ortalama 22 W-h enerji tüketmektedir.

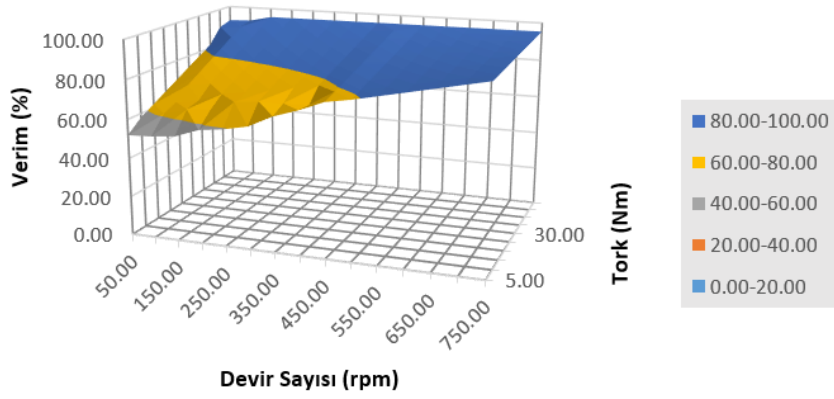
7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, elektrikli araç testlerinde performansın ve enerji tüketiminin belirlenebilmesi için hazırlanmış olan bir elektro-mekanik sistem, bir matematiksel model ve bu modelin verilerinin üzerinde çalıştığı donanım ile dinamometre kontrolü sağlanıp iki ayrı pist için tasarlanmış birkaç farklı sürüş senaryosu başarı ile gerçekleştirilmiştir. Sonuç verileri olarak araç performansı ve enerji tüketimi elde edilmiştir. Sistem testleri sonucunda araç kalkıştan 30 km/h hızı kadar ivmelenirken yaklaşık %55 verime sahip iken 60 km/h sabit hız ile devam ettiğinde verimliliğin %95'e kadar çıktığı görülmüştür. Buna ek olarak aracın yaklaşık 2 km'lik Körfez pistinde bir tur boyunca 22 W-h enerji tükettiği elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar ile araç tasarımında ve sürüş senaryolarında iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır.

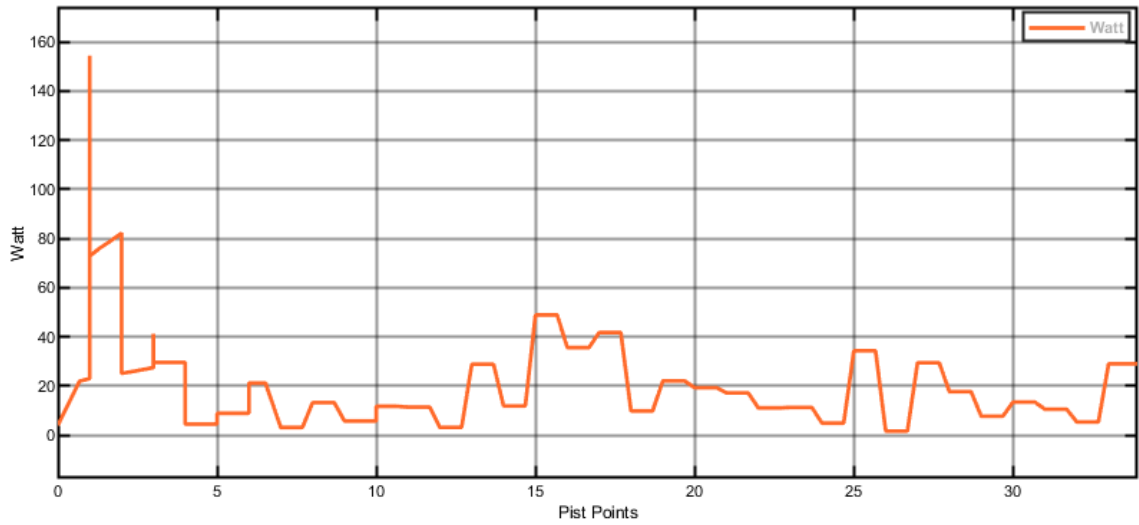
Yapılmış olan test düzeneği piyasada mevcut ünitelere göre kıyaslanamayacak kadar ucuza mal edilmiştir ve geliştirilmeye de oldukça müsaittir. Bu çalışmanın, elektrikli araçlar için geliştirilecek şasi dinamometrelerinin mekanik tasarımı, elektronik ve yazılımlarının yerli üretim çalışmalarına katkı sağlayacağı öngörülmektedir.



Şekil 23:Şasi Dinamometresi ile Elektrikli Araç Testleri



Şekil 24: Araç Performans Grafiği



Şekil 25: Körfez pisti boyunca yola göre güç değişimi

8. GELECEKTEKİ ÇALIŞMALAR

Bu çalışmanın devamında, test sırasında araca etkimesi hesaplanan toplam direnç kuvvetinin dinamometrenin kontrolcüsü ile bütünlük haberleşen anlık bir şekilde tüm pist simülasyonunu gerçekleyen bir düzeneğin yapılması planlanmaktadır. Bu sayede aracın tüm pist simülasyonuna karşılık aracın kontrolcüsü ile enerji optimizasyonu daha doğru bir şekilde yapılması hedeflenmektedir.

A CHASSIS DYNAMOMETER DESIGN FOR ELECTRIC VEHICLES

The design of a chassis dynamometer developed to measure the performance and energy consumption of light-weight electric vehicles is presented. Chassis dynamometer was designed on a mobile mechanical platform and it was analyzed and optimized in system and component levels. Subsequently, a mathematical model was developed for a prototype electric vehicle to be tested in the dynamometer. Driving scenarios to be conducted on the chassis dynamometer were planned. Realistic driving simulations were conducted and the output data was obtained using the chassis dynamometer. By means of this system, the speed and torque values produced by the motor and transmitted to the system were obtained using the measurement data. The energy consumed and vehicle performance in the specified driving scenarios were found. Using the developed system, electric vehicles with a maximum mass of 800 kg and a torque of 100 N-m can be road-tested up to 150 km/hr speed.

Keywords: Chassis Dynamometer, Electric Vehicle Performance Analysis, Vehicle Mathematical Model, Driving Scenario, Track Data.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, başta çalışmanın her aşamasında destek veren Yıldız Teknik Üniversitesi Alternatif Enerjili Sistemler Kulübü (YTÜ AESK) ekibine, çalışma kapsamında malzemelerin alımında ve sistemin imalatında destek veren GESK, SKF, YTÜ Demir İşleri Atölyesi'ne ve 2209/B Sanayi Odaklı Lisans Bitirme Tezi programı kapsamında destek veren TÜBİTAK BİDEB'e teşekkür ederler.

KAYNAKÇA

1. Akçakaya O. (2010). Tekerlekli Araçlar için Dijital Şasi Dinamometresinin Tasarımı ve Uygulaması, Y. Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi
2. Çelik, M. B., Bayır, R., Özdalyan, B. (2007). Bilgisayar Destekli Motor Test Standının Tasarımı ve İmalatı, Teknoloji, 10-2, 131-141.

3. Vogeler, I., Untermaierhofer, R., Petz, R. et al. Separation of Rolling Resistance and Drivetrain Losses at the Flat Belt Dynamometer. ATZ Worldw 122, 46-49 (2020).
4. TÜBİTAK MAM, Elektrikli Araçlar, Kocaeli, 2003.
5. French, M., Stark, A. (2000). Chassis Dynamometers, Experimental Techniques, 45-46.
6. Pelkmans, L., Debal, D. (2006). Comparison of on-road emissions with emissions measured on chassis dynamometer test cycles, Transportation Research Part D:Transport and Environment, 11-4, 233-241.
7. N. Kim, A. Rousseau and E. Rask, "Parameter Estimation for a Lithium-Ion Battery From Chassis Dynamometer Tests," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 65, no. 6, 4393-4400, June 2016.
8. A. Mayyas, S. Kumar, P. Pisu, J. Rios and P. Jethani, "Model-based design validation for advanced energy management strategies for electrified hybrid power trains using innovative vehicle hardware in the loop (VHIL) approach," in ELSEVIER Applied Energy, vol. 204, 287-302, July 2017.
9. M. Adrián, P.R. Alberto, "Vehicle modelling for real time systems application. The virtual rolling chassis," 2012.
10. WS. Harrison, DM. Tilbury, "A formal characterization and analysis for hardware-in-the-loop and hybrid process simulation during manufacturing system deployment," in International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM), vol.5, no.151, 2011.
11. B. Tabbache, Y. Aboub, K. Marouani, A. Kheloui and M. E. H. Benbouzid, "A simple and effective hardware-in-the-loop simulation platform for urban electric vehicles," 2012 First International Conference on Renewable Energies and Vehicular Technology, Hammamet, 251-255, 2012.
12. L. Serrao, S. Onori and G. Rizzoni, "A Comparative Analysis of Energy Management Strategies for Hybrid Electric Vehicles," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (ASME), May 2011.
13. N. Kim, S. Cha and H. Peng, "Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles Based on Pontryagin's Minimum Principle," in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 19, no. 5, 1279-1287, Sept. 2011.
14. [14] Y. Yalian, X. Hu, P. Huanxin and P. Zhiyuan, "Comparison of power-split and parallel hybrid powertrain architectures with a single electric machine: dynamic programming approach," in ELSEVIER Applied Energy, 2016.

15. S. Kermani, S. Delprat, T.M. Guerra, R. Trigui, B. Jeanneret, "Predictive energy management for hybrid vehicle," in Control Engineering Practice, vol. 20, 408-420, 2012.
16. L. Li, B. Yan, C. Yang, Y. Zhang, Z. Chen and G. Jiang, "Application-Oriented Stochastic Energy Management for Plug-in Hybrid Electric Bus With AMT," in IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 65, no. 6, 4459-4470, June 2016.
17. X. Zeng and J. Wang, "A Parallel Hybrid Electric Vehicle Energy Management Strategy Using Stochastic Model Predictive Control With Road Grade Preview," in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 23, no. 6, 2416-2423, Nov. 2015.
18. A. Mayyas, R. Prucka, I. Haque and P. Pisu, "Model-based automotive system integration: using vehicle hardware in-the-loop simulation for an integration of advanced hybrid electric powertrain," in International Journal of Electric and Hybrid Vehicles (IJEHV), vol.5 no.3, Nov. 2013.

Nima Zoghipour 

Akif Furkan Yaratana 

Ferhat Çelik 

Torun Bakır Alaşımları
Metal San. Ve Tic. A.Ş.
Kocaeli

Yusuf Kaynak 

Marmara Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü
İstanbul

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 23-02-2021

Kabul: 11-03-2022

*Sorumlu Yazar: Nima ZOGHIPOUR

Email: nima.zoghipour@gmail.com

Influences of Cutting Strategies and Parameters on Tool Wear in Threading Operation of 316L Stainless Steel

External threading is one of the most relevant operations in machining. Despite the development of new technologies and knowledge including tool geometries in micro scale, and new coating materials and grades, tool wear increases rapidly, and the tool life can be as short as just a few minutes in threading operation of hard-to-cut materials such as stainless steel. Moreover, tool wear influences the workpiece geometrical accuracy and surface quality of the machined specimens. Current work investigates the effects of various cutting strategies and parameters on the tool wear during external threading operation of AISI 316L stainless steel. The wear rate and mechanism have been evaluated on the nose, left and right sides of the cutting edges. The tool wear problem has been evaluated through desirability function optimization method. Furthermore, empirical models have been developed for prediction of the wear rate.

Keywords: Threading, stainless steel, cutting strategy, tool wear, optimization.

Atıf şekli/How to cite: Zoghipour, N., Yaratana, A. F., Çelik, F., Kaynak, Y., Influences of Cutting Strategies and Parameters on Tool Wear in Threading Operation of 316L Stainless Steel, Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 20 (2022) 2, 29-35.

INTRODUCTION

Austenitic stainless steels are well-known materials in various fields including aeronautical, biomedical and marine technology due to their high mechanical strength and corrosion resistance [1]. Several manufacturing processes are applied to those materials before delivery for the final use. Threading is divided into external and internal (tapping) categories. External threads can be manufactured by cutting or form rolling processes. External threading operation is one of the most important machining processes in order to manufacture and assemble parts with high accuracy and surface quality. Threading operation is generally executed on machining center or by turning machines in which cutting velocity and feed play the major roles in the process. The synchronism between spindle speed and feed rate is the most important relation in threading and tapping processes because when this relation is out of pattern, significant thread profile error occurs since the feed is equal to the pitch size and spindle speed completes the cutting form according to the standards of the thread [3]. Tool wear and surface quality are the main outputs which

should be taken into evaluation in the threading operation. Excessive wear during the operation can lead to tool breakage due to the change in the contact area of the cutting insert and workpiece or deterioration in the thread profile and geometry. Corruption of the thread is reliant on the threading tools geometry. Sharp cutting edges will in general deliver articulated feed imprints and more serious surface deterioration (e.g., tears, laps, pits, breaks, and so on) than honed edges because of increased stresses at the confined tool-chip and tool-workpiece contact areas [2].

Siqueira et al. [3] analyzed the tapping process with two types of taps in SAE 1020 steel considering the torque and thrust force. Their results demonstrated that torque and thrust force varies with the change in cutting speed, coating, and chip breaker type. Taps with higher helix angle, without chip breaker, and coated were the best option for tapping in threaded blind holes. Junior et al. [4] studied the tool wear and the thread profile during machining of metric threads in square plate stainless steel in dry and emulsion condition using optical microscope and scanning

electron microscopy. According to their results, considering the cooling system, tool wear demonstrated a significant variance. However, the tool wear had not proved to be a determining factor in defining tool life. Ondin et al. [5] studied the turning of the PH 13-8 Mo stainless steel. Their results showed that the adhesion mechanism is highly active in stainless steel. The adhesion mechanism leads to a change in the cutting-edge geometry, reduction in the tool cutting capacity, and increase in the cutting forces and chatter. Pierra et al. [6] investigated the process behavior regarding the secondary and uncontrollable characteristics, such as thread length, tool coating, feed rate, and hole's diameter for internal thread process with cut and form taps. Furthermore, they studied the behavior of a new type of floating system in terms of torque and axial force. Akyildiz et al. [7] predicted the thread cutting forces by dividing the thread chip into three parts, one thread root and two side faces. They studied the chip compression ratios for the V-shaped single piece and separately cut chip zones are measured and cutting forces are calculated and compared for precision metric thread cutting on a SAE 4340 steel bar. Astakhov et al. [8] studied the effects of the feed, edge, inclination, and rake angles; and calculated cutting forces using empirical models. Proper selection of tool orientation, geometry, coating type, cutting strategy, active cutting edge and cutter-workpiece engagement can lead to improvements in the machined workpiece surface quality and tool life besides to the substantial savings in machining time, and lastly leading to higher productivity rates and overall cost reduction. Consequently, most of the researchers have studied the cutting forces and thread profiles. However, there is no available research papers on the effects of the cutting strategies with different parameters until the execution of the current work.

In this work, it has been focused on the effects of different cutting strategies and parameters on the tool wear during external threading operation of AISI 316L stainless steel. EspritCam 2017 software has been taken advantage in order to study the effects of different thread cutting strategies. Furthermore, the problem has been evaluated through desirability function optimization method.

METHODOLOGY

EXPERIMENTAL PROCEDURE

In this study, the work material was X2CrNiMo17-12-2 (1.4404) AISI 316L with a diameter of 25 mm bar. The chemical composition and mechanical properties of the test material is given in Table 1. The machining tests were performed on 7 axis SR-32J/JN CNC Swiss-type Automatic Lathe. The cutting insert was PVD TiAlN coated 60° form type Sandvik 266RG-16MM01F100E 1135. M24×1 male thread was applied on the workpiece. The cutting speed and toolpath quantity were set to be 70 and 120 m/min, 4 and 8, respectively. Four cutting strategies; namely, off, left, right and zig-zag were utilized in order to generate G-codes. In off mode, the tool is positioned at the center of the thread. Both sides of the tool engage the material. In left mode, each cutting pass starts along the left edge of the thread. All cutting takes place on the right side of the tool. In right mode, each cutting pass starts along the right edge of the thread. All cutting takes place on the left side of the tool. In zig-zag mode, cutting passes alternate between left and right. The final pass is positioned at the center of the thread. Figure 1 demonstrates the difference in the mentioned cutting strategies [10]. The depth of cut was set to be even chip cross section. In this setting, the depths of cut are calculated to maintain a constant tool load, causing the incremental depth to become smaller as the tool goes deeper into the material [10].

Table 1 Chemical composition of the studied stainless steel [9]

AISI 316L			
Composition	Percentage	Technical Specifications	
C	0.016	Tensile Strength (MPa)	650
Mn	1.6		
P	0.038	Hardness HBW	192
S	0.030		
Si	0.36	Density (g/cm ³)	8
Cr	16.7		
Ni	10.7	Machinability	Medium
Mo	2.02		

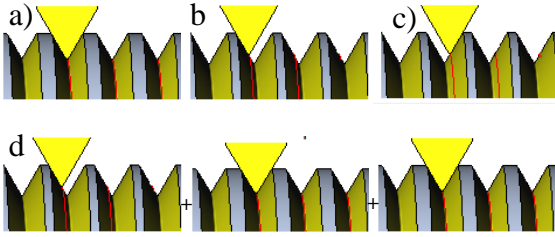


Figure 1. Different thread cutting strategies; a) off, b) left, c) right, d) zig-zag [10]

It is worthy to mention that the off mode generates G92 codes while the generated codes using other modes are at G32 format.

G92 X.. Z.. F..

G32 X.. Z.. F..

where;

X = Current diameter of the thread pass

Z = End position of the thread in Z-axis

F = Threading feed rate in in/rev (Thread Pitch)

Both coding methods are utilized in longitudinal, transverse, tapered threads, single and multiple start threads with a constant pitch, and lastly variable pitch and taper angles by chaining thread cutting blocks. G33/G32 is used for thread cutting, but with G33/G32 a single threading cut is performed. In other words, the positioning of the cutter is entered by the operator or CAM program. G76 is more used as the upgraded version of G33/G32 threading cycles [11].

RESULTS AND DISCUSSION

The nose and flank wear of two edges of the insert was inspected by using KEYENCE VHX-6000 digital optic microscope. Table 2 illustrates the measured wear results after threading operation of 60 mm. Figure 2 demonstrates the measured wear of the insert for the related experiment.

The highest nose wear has been observed as 57 μm in off mode, 120 m/min and 4 passes. However, the lowest was equal to 16 μm in left mode, 70 m/min and 8 passes. The highest flank wear on the right edge of the insert has been observed as 43 μm in off mode, 120 m/min and 4 passes consisting of 3 rough and one finishing passes. However, the lowest was equal to 14 μm in left mode, 70 m/min and 8 passes consisting of 6 rough and 2 finishing passes. The highest flank wear on the left edge of the insert has been observed as 39 μm in off mode, 120 m/min and 4 passes. However, the lowest was equal to 10 μm in left mode, 70 m/min and 8 passes. Increasing the cutting speed has concluded to a boost in the wear rate which can be attributed to the increase in temperature between tool face and the workpiece and occurring chemical reactions and diffusion. In contrary, increasing the pass quantity during threading operation has improved the tool life in terms of wear resistance which can be

attributed to the reduction in the contact area between tool face and workpiece due to the depth of cut.

As it seen in Figure 2 (2), using higher cutting speed and low pass quantity has resulted in the breakage of the insert nose since in off mode, the feeding of the tool is in radial direction. Therefore, the workpiece material is cut in both sides of the thread flanks and the chip breakability using this strategy is low. The high contact area of the insert nose and flank edges leads to higher temperatures and stresses and subsequently shorter tool life.

Table 2 The measured wear after of the insert threading operation

Run	Strategy	V _c (m/min)	Pass Quantity	Nose wear (μm)	Wear flank-right (μm)	Wear flank-left (μm)
1	Off	70	8	30	24	29
2	Off	120	4	57	43	39
3	Left	70	8	16	14	10
4	Left	120	4	42	33	21
5	Right	70	4	24	28	18
6	Right	120	8	49	38	27
7	Zig-zag	70	4	25	31	32
8	Zig-zag	120	8	54	42	33

Looking to the Figure 2 (3), (4), (5) and (6), using left cutting strategy has resulted in just a little bit lower wear rates compared to the right one considering nose, right and left flank edges wears. This can be attributed to the motion direction of the tool and workpiece. In left and right modes, the feed direction is parallel to one of the thread flanks. The chip breakability and flow from the cutting edge, leading to a convenient heat transformation/dissipation. The only disadvantage of this strategy is the low surface quality of the machined surface due to the smearing of the trailing edge along the flank edge instead of cutting. Moreover, built up edge has occurred on the insert cutting edges using right mode.

Another insert nose breakage has been observed in run #8. In zig-zag mode, the feed direction of the tool is along both sides of the thread flanks. Then, both sides of the flank edges cooperate in the cutting process. The lower chip flow and breakability is the disability resulting in low surface quality and cutting tool breakage due to the applied high stress of the chip stuck on the insert. Thus, machining of large pitches and for such thread forms as acme and trapeze using this cutting strategy is appropriate [12].

As it is seen form Figure 2, chips and material adhesions are observed on the rake surface in almost all runs resulting in fractures in the cutting tools. Figure 3 shows a detailed view of a tool that was affected by nose wear and build-up edge. In

experiments using low cutting speeds, the occurrence of the BUE (Build-up edge) phenomenon, which is the agglomeration of machined material on the rake face of the tool leading to seize of the tool tip, separating it from the chip, was expected at higher rates as compared to the experiments using high cutting speed. However, geometrical deterioration and deformation of the cutting tool due to the BUE phenomenon was greater at 120 m/min cutting speed than 70 m/min cutting speed. It was observed in all experiments that the BUE effect on this material could not be neglected at both cutting speeds. As shown in Figure 4, the cutting surface deteriorates after BUE formation, and then it causes fracture in the nose of the cutting tool that in cutting parameters that require high force (at $V_c=120$ m/min; $Nap=4$) and in cutting strategies which are defined as Off and Zigzag. After these fractures, it has been observed that the BUE phenomenon occurs on the cutting edge of the cutting tool, especially in runs No. 8 and 2.

DEVELOPMENT OF THE EMPIRICAL FIT MODELS FOR WEAR RATE

In this section empirical fit models have been developed for each cutting strategy as illustrated between Equation 1 and 9. The R^2 of the models are 0.9974, 0.9996, and 0.9733 for nose, right and left flank edges, respectively.

Strategy: Off

$$W_{nose} = -7.7000 + 0.5350V_c + 0.0625Nap \quad (1)$$

$$W_{right} = 11.8500 + 0.2950V_c - 1.0625Nap \quad (2)$$

$$W_{left} = 23.4000 + 0.1550V_c - 0.6875Nap \quad (3)$$

Strategy: Left

$$W_{nose} = -22.2000 + 0.5350V_c + 0.0625Nap \quad (4)$$

$$W_{right} = 1.8500 + 0.2950V_c - 1.0625Nap \quad (5)$$

$$W_{left} = 4.9000 + 0.1550V_c - 0.6875Nap \quad (6)$$

Strategy: Right

$$W_{nose} = -14.7000 + 0.5350V_c + 0.0625Nap \quad (7)$$

$$W_{right} = 11.3500 + 0.2950V_c - 1.0625Nap \quad (8)$$

$$W_{left} = 11.9000 + 0.1550V_c - 0.6875Nap \quad (9)$$

Strategy: Zig-zag

$$W_{nose} = -11.7000 + 0.5350V_c + 0.0625Nap \quad (10)$$

$$W_{right} = 14.8500 + 0.2950V_c - 1.0625Nap \quad (11)$$

$$W_{left} = 21.9000 + 0.1550V_c - 0.6875Nap \quad (12)$$



Figure 2. The wear images of the threading insert

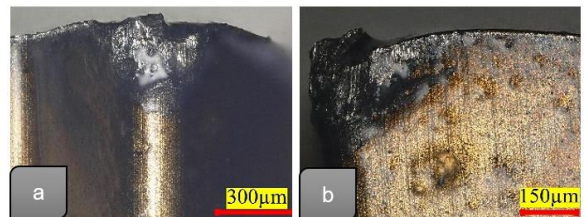


Figure 3. The wear images of the threading insert for run No. 2; a) View on tool nose, b) View on the flank

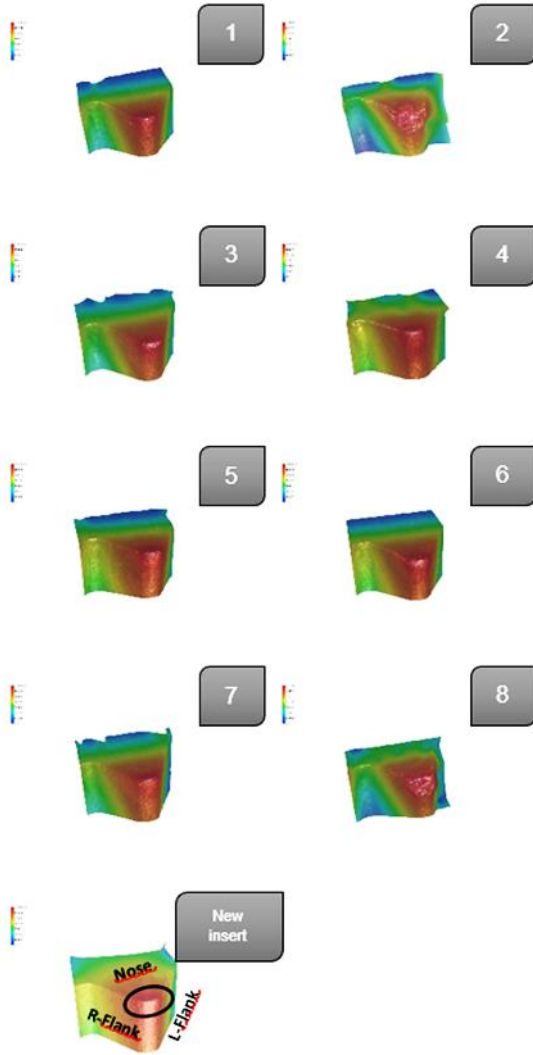


Figure 4. The wear 3D images of the threading insert

OPTIMIZATION OF THE WEAR RATE USING DESIRABILITY FUNCTION

In the desirability function approach, every reaction is changed into a desirability esteem (d) and the complete desirability function D, which is the mathematical mean of the individual desirability esteems, is processed and improved. The desirability is characterized with the end goal that on the off chance that a reaction is past as far as possible, at that point the relating desirability worth will be 0. On the off chance that the reaction is on track, at that point the desirability worth will be equivalent to 1. At the point when the reaction falls inside the resistance span yet not on the objective, the comparing desirability will lie somewhere in the range of 0 and 1. As the reaction moves toward the objective, the desirability esteem turns out to be ever closer to 1. Individual desirability functions $d_i(\hat{y}_i)$ for each response $\hat{y}_i(k)$ is created by the fitted model and establishing the optimization criteria. Afterwards, depending on the optimization

criteria, an acceptable range of response values is calculated by $U_i - L_i$, where U_i and L_i are the upper and lower values for the responses, respectively. In case of a minimization problem, $d_i(\hat{y}_i)$ is calculated by the following equation:

$$d_i(\hat{y}_i(x)) = \begin{cases} 1 & \text{if } \hat{y}_i(x) < L_i \\ \left(\frac{U_i - \hat{y}_i(x)}{U_i - L_i}\right)^n & \text{if } L_i \leq \hat{y}_i(x) \leq U_i \\ 0 & \text{if } \hat{y}_i(x) > U_i \end{cases} \quad (10)$$

where n is the weight to determine how important is it for \hat{y}_i to be close to the minimum.

$4 \leq Nap \leq 8$, $70 \leq V_c \leq 120$ and mentioned cutting strategies conditions have been subjected to the problem to minimize the nose, right and left flank wear rate simultaneously. An equal importance of 3+ is devoted for all the objectives. The optimum cutting conditions are $V_c=70$ m/min, $Nap=8$, and left cutting strategy. The corresponding responses are $W_{nose}=15.75$ μm , $W_{left}=10.25$ μm and $W_{right}=14$ μm with a desirability of 0.997. Figure 5 demonstrates the desirability and optimization result graphs for the mentioned cutting strategy.

CONCLUSION

In this paper, the wear of the cutting tool during external threading operation of AISI 316L stainless steel using different cutting strategies and parameters has been studied. The below mentioned results have been obtained.

The highest flank wear on the top, on the right edge and on the left edge has been observed as 57 μm , 43 μm and 39 μm , respectively.

The lowest tool nose wear, flank wear on the right and left edge has been observed as 16 μm , 14 μm and 10 μm , respectively.

In general, minimum flank wear has been observed in the opposite way against to the feed direction. Although the flank wear on the right edge which is in the same direction with feed and is lower than the flank wear on the top of tool insert. Also, the cutting speed and depth of cut have significant effects on flank wear. According to the equations obtained in all conditions, it was observed that the flank wear increased as the cutting speed increased. At the same time, it has been observed that the tool wear increases as the depth of cut increases, but depth of cut has a positive effect for flank wear on the nose of the tool. Empirical equations have been developed in order to predict the wear rate in the cutter for each strategy. The threading has been focused on through desirability optimization method. According to the optimization results, the lowest tool wear occurs in left mode, 70 m/min of cutting speed and 8 passes of cut.

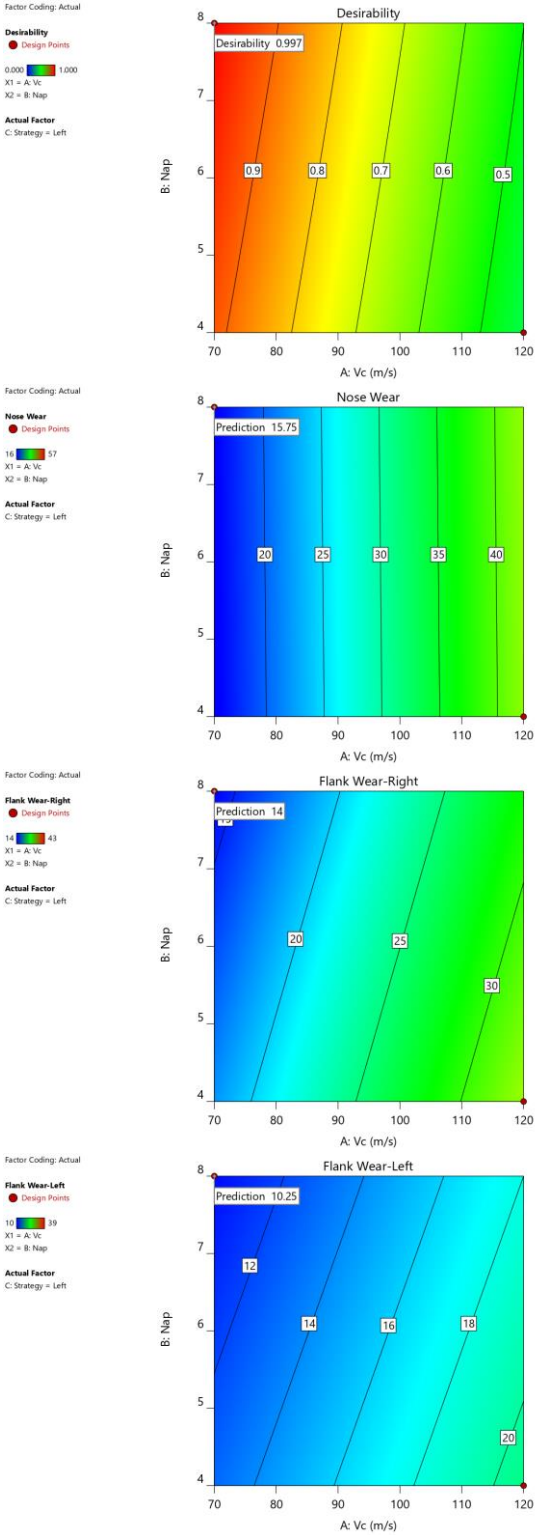


Figure 5. The desirability and optimization result graphs

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors thank TUBITAK (The Scientific and Technological Research Council of Turkey) for partially supporting this work under project number 118C069.

ÖZET

Erkek diş çekme, talaşlı imalat süreçlerinde en önemli operasyonlardan birisidir. Mikro ölçekte takım geometrileri, yeni kaplama malzemeleri ve kaliteleri dahil olmak üzere yeni teknolojilerin ve bilgilerin geliştirilmesine rağmen, paslanmaz çelik gibi işlenmesi zor malzemelerin diş çekme operasyonlarında, takım aşınması hızla artmaktadır ve takım ömrü birkaç dakika kadar kısa olabilmektedir. Ayrıca, takım aşınması, iş parçasının geometrik doğruluğunu ve yüzey kalitesini etkilemektedir. Mevcut çalışma, AISI 316L paslanmaz çeliğin erkek diş çekme işlemi sırasında farklı kesme stratejileri ve parametrelerinin takım aşınması üzerindeki etkilerini araştırmaktadır. Aşınma oranı ve mekanizması, kesici takımın burnunda, kesme kenarlarının solunda ve sağında olarak değerlendirilmiştir. Takım aşınma sorunu, istenebilirlik fonksiyonu optimizasyon yöntemi ile değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Diş çekme, kesme stratejileri, takım aşınması, optimizasyon.

REFERENCES

1. M. Yasir, T. L. Ginta, B. Ariwahjoedi, A. U. Alkali, M. Danish, Effect of cutting speed and feed rate on surface roughness of AISI 316L ss using end-milling, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 11, No. 4, 2016
2. Ezugwu, E.O.; Okeke, C.I.; Machado A.R. (1998) High speed threading of inclusion-modified steels with coated carbide tools. *Journal of Materials Processing Technology*, 86: 216–222.
3. B. Siqueira, S.A. Freitas, R. B. D. Pereira, C. H. Lauro, L. C. Brandão, Influence of chip breaker and helix angle on cutting efforts in the internal threading process, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2019
4. R. C. E. Júnior, R. B. D. Pereira, C. H. Lauro, L. C. Brandão, Research on the wear mechanisms during the high-speed tapping in 316L stainless steel, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020
5. Ondin O, Kıvık T, Sarıkaya M, Yıldırım V (2020) Investigation of the influence of MWCNTs mixed nanofluid on the machinability characteristics of PH 13-8 Mo stainless steel. *Tribol Int* 148:106323
6. I. C. Pereira, M. B. da Silva, Study of the internal thread process with cut and form taps according to secondary characteristics of the process, *Int J Adv Manuf Technol*, 2017

7. H. K. Akyildiz, H. Livatyali, Prediction and experimental analysis of cutting forces during machining of precision external threads, *Machining Science and Technology*, 2011, 15:485–506
8. Astakho, V.P. (2004) The assessment of plastic deformation in metal cutting. *Journal of Materials Processing Technology*, 146: 193–202.7. H. Kato, S. Nakata, N. Ikenaga, H. Improvement of chip evacuation in drilling of lead-free brass using micro drill, *International journal of automation technology*, 8; 2014.
9. https://www.viraj.com/admin/sites/default/files/Viraj-Profiles-Catalogue_0.pdf
10. Espricam 2017 commercial software help/DP Technology
11. <http://www.helmancnc.com/fanuc-31i-g-codes-machining-center-fanuc-30i-31i-32i/>
12. <https://www.mmsonline.com/articles/threading-on-a-lathe>
13. L. V. Candiotti, M. M. De Zan, M. S. Cámara, H. C. Goicoechea, Experimental design and multiple response optimization. Using the desirability function in analytical methods development, *Talanta Volume 124*, 15 June 2014, 123-138

Korcan Küçüköztaş* 

Furkan Taşçı 

Hüseyin Varlı 

Eren Gök 

Bilgin Kaftanoğlu 

ATILIM Üniversitesi
İmalat Mühendisliği Bölümü
Ankara

Şakir Baytaroğlu 

İ.D. BİLKENT Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Ankara

Havada Görevlendirilebilen Tekerleksiz Araç Tasarımı – Kişisel Hava Aracı

Bu çalışmada, asgari 100kg yük taşıma kapasitesi olan, hafif ve fonksiyonel bir araç tasarımı yapılmıştır. Bu araç, sahip olduğu sekiz pervane sayesinde havada görev görebilirken aynı zamanda yere ve suya dikey iniş de gerçekleştirebilme özelliğine sahiptir. Bu tasarım, kurtarma ekiplerinin ulaşımı, kargo taşımacılığı ve kısa mesafeler içinde, insanların özel ulaşım ihtiyaçlarını karşılayabilmeleri amacı ile tasarlanmıştır. Her pervane motoru tek başına 94kg taşıyabilmekle beraber, aracın toplam taşıyabileceği yük kendi ağırlığı ile birlikte 752kg olmuştur. Proje sürecinde, ön tasarım ve detaylı tasarım süreçleri yürütülmüştür. Tasarımlar, sonlu elemanlar analizleri ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarının sonuçları göz önünde tutularak yapılmıştır. Pervanelerin testi için iki deneysel düzenek tasarlanmıştır. İlki mekanik bir düzenek olmakla beraber iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısımda bir yük hücresi kullanılarak pervanenin itiş gücünün ölçülmesi hedeflenmiştir. İkinci kısımda ise pervanenin dakikada kaç tur attığını ölçmek adına bir fotodedektör veya Hall etkisi sensörü kullanılmıştır. İkinci düzende bir elektronik hız kontrolcüsü, motoru kontrol etmek için kullanılmıştır. Son olarak, kullanılan yük hücresinin ölçülmesi için deneysel düzenekler tasarlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Araç tasarımı, uçan araba, kişisel hava aracı, elektrikli araç, e-VTOL.

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 16-08-2021

Kabul: 11-03-2022

*Sorumlu Yazar: Korcan Küçüköztaş
Email: korcan.kucukoztas@gmail.com

Atıf şekli/How to cite: Küçüköztaş, K., Taşçı, F., Varlı, H., Gök, E., Kaftanoğlu, B., Baytaroğlu, Ş., Havada Görevlendirilebilen Tekerleksiz Araç Tasarımı – Kişisel Hava Aracı, Makina Tasarım ve İmalat Dergisi, 20 (2022) 2, 36-47.

1. GİRİŞ

Ulaşım, zaman geçtikçe insanlığın yüzleşmek zorunda kalacağı en zorlu sorunlardan biri olacaktır. Dünya üzerindeki insan nüfusu ve lojistiğe dayalı talep arttıkça, farklı alternatiflere ve daha kolay çözümlere olan talep de artmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmanın hedefi, insanlara hem toplam masraf açısından hem de farklı kullanım yolları açısından verimliliği en fazla olacak şekilde, yeterince esnek bir ulaşım çözümü sunmaktır. Bu aracın tasarımında sekiz tane pervane ikişerli dört set halinde kullanılmıştır. Tekerleksiz bir kişisel hava aracı tasarımı ortaya çıkarılabilmesi adına bu güne kadar kişisel hava aracı alanında yapılmış olan çalışmalar ve ortaya çıkan farklı araç tasarımları detaylı bir biçimde araştırılmıştır. Bütün bu araç tasarımlarının artıları ve eksileri göz önünde bulundurulmuş ve ortaya belirli kısıtlamalar doğrultusunda en uygun araç tasarımının çıkartılması hedeflenmiştir.

Kişisel hava araçlarının kullanım alanları günümüzde giderek yaygınlaşsa da toplumlar, kargo ve yolcu taşımaları için kullanılan insansız hava

araçlarında özellikle teknolojinin güvenilirliğine karşı ciddi bir risk algısı taşıdıklarını ve kendileri ve mallarını insan bir pilot ile daha güvende hissettiklerini ifade etti [1]. Kişisel hava aracı sınıfında yapılan pek çok girişim, doğumlarından bu yana ciddi ilerlemeler gördü ise bile özellikle tasarımların güvenlik, altyapı ve toplumlar tarafından almaları gereken kabulünün sağlanması ve artırılması için geliştiricilerden ve ilgili bütün taraflardan yoğun bir çaba sergilenmesi gerekmektedir [2]. Bu makalenin yazım amaçlarından bir diğeri ise insanlı veya insansız kişisel hava aracı sınıfındaki tasarımlara yönelik bir farkındalık yaratılması ve bu araç sınıfının geliştirilmesine katkı sağlanmasıdır.

Kişisel hava araçlarının ciddi bir şekilde tartışılmaya başlandığı ilk yıllarda bir takım araştırmacı tarafından, hali hazırda var olan sivil helikopterler, modelleri, kontrol sistemleri ve doğrulama işlemleri değiştirilerek kişisel hava aracı sınıfına ait araçların elde edilmesine dair çalışmalar yapılmıştır [3]. Bu çalışmalar, temel olarak helikopter

tasarımının özelliklerini arttırarak, kişisel hava aracı sınıfında tanımlanabilen tepki süreleri ve kullanım niteliklerine uygun bir tasarım elde edilmesi amaçlanmıştır. Aynı zamanda ortaya çıkmış olan bu yeni modelin, helikopterlerin aksine tecrübesiz pilotlar tarafından da uçurulabilmesi hedeflenmiştir. Çalışmada daha önce uçuş tecrübesi olmayan katılımcılar, geliştirilen pilotlu kapalı-döngü kontrol görevlerine tabi tutulmuştur ve deney sonuçları kişisel hava aracı referans modeli ile karşılaştırılmış olup sonuçlar birbirleri ile kıyaslanabilir bir şekilde elde edilmiştir. Bu da hali hazırda var olan ve sivil görevler için kullanılan helikopterlerin de kişisel hava aracı sınıfındaki bir araca dönüştürülebileceğini kanıtlamıştır.

Helikopter tasarımındaki tek motor ve kuyruk yapısına kıyasla bu çalışmada tasarlanan kişisel hava aracının sahip olduğu sekiz elektrikli motor, aracın dört yanından uzanan kollarda ikili setler halinde barındırılacak şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca herhangi bir kuyruk yapısına sahip değildir. Helikopterlere göre daha az menzile sahipken aynı zamanda kargo ve yolcu taşıma kapasitesi de daha düşüktür. Fakat helikopter tasarımlarına göre şehir hareketliliği için daha uygun olmakla birlikte kişisel amaçlar için kullanımın insanlar için daha cazip hale getirilmesi amaçlanmıştır.

Bir diğer çalışma ise koaksiyel motorlara sahip olan ve ağır-yük taşımacılığı ile görevlendirilmek üzere yapılan bir tasarımı ele almaktadır. Koaksiyel motorlar genellikle Rusya üretilmiş helikopter tasarımlarında sıklıkla kullanılmaktadırlar. Bu motor dizilimine ağır yük taşıyan helikopterlerde yer verilmekle beraber ortaya çıkardığı itiş gücü, yunuslama veya yuvarlanma hareketlerini koaksiyel bir biçimde gerçekleştirirken tek bir ana motora sahip olan modellere göre daha fazladır. Fakat bu koaksiyel motor dizinimi aynı zamanda araca daha az aerodinamik verimlilik sağlamaktadır. Bu nedenle çalışmada ortaya çıkarılmış tasarım anlayışı da bu dezavantajı karşılayacak şekilde olmuştur. Elde edilen tasarım aynı anda dört pakete kadar teslimat yapabilme kapasitesine sahiptir [4].

Koaksiyel motor dizilimi bu çalışmada da tasarlanan aracın yük taşıma kapasitesini arttırmak için kullanılmıştır. Araca e-VTOL sınıfının gereksinimlerini karşılaması ve dikey bir şekilde kalkış ve iniş gerçekleştirme kabiliyeti verilmesi için bu motor türüne başvurulmuştur.

Kişisel hava aracı sınıfının en yeni örneklerinden biri olan Vertical Aerospace isimli İngiltere temelli firmanın geliştirmekte olduğu VA-X4 isimli araç, ileri havacılık hareketliliği alanında tanıklık edeceğimiz devrimin bir parçası olmayı hedeflemektedir [5]. Aynı zamanda insanların

erişimine açık yolcu ve kargo taşıma kapasitesi olan araçların kullanımının da 2025 yılından itibaren başlaması beklenmektedir. Firmanın tasarlayacakları araçların elektrikli motorları, bataryalarla veya çeşitli yenilenebilir enerji kaynakları ile çalıştırılacaktır. Araçlar dikey kalkış ve iniş kabiliyetlerine sahip olurken kısa mesafeli uçuş pistlerinden de kalkış ve iniş gerçekleştirebileceklerdir. Firma, ilk nesil araçları için insan pilotları kullanacak olup sonraki modellerde yapay zekâ teknolojilerinin geliştirilmesine zaman tanıyıp araçlar otonom sürüş kabiliyetine erişebileceklerdir. Firma bu yeni araç sınıfı ile İngiltere'nin farklı şehirleri arasında testler gerçekleştirmiştir. Belfast ve Glasgow şehirleri arasında geniş su alanları üzerinde testler gerçekleştirirken, Aberdeen ve Edinburgh arasında hali hazırda var olan altyapı ile hız ve maliyet açısından bu yeni tasarımın karşılaştırılması yapılmıştır ve tren ve taksi yolculuklarına kıyasla neredeyse üçte iki oranında zamandan tasarruf edildiği görülmüştür. Yolcu başında düşen ücret taksi yolculuğunda 173£, tren yolculuğunda 40£ ve VA-X4 yolculuğunda ise 94£ olarak not edilmiştir. Firma, 2025 yılına kadar VA-X4 aracının kişi başına düşen karbon salınımının İngiltere'nin çeşitli bölgelerinde elektrikli arabalar dâhil pek çok aracın altına inmesini ön görmektedir. Son olarak yazı, aracın toplumlar tarafından kabul görebilmesi için ses düzeylerine dikkat çekmektedir. Araç seyir halinde, yerden 305 metre yükseklikte iken çıkardığı gürültü 43dBA olarak kayıt edilirken, araç yerden 100 metre yükseklikte asılı kalırken çıkardığı ses 70 dBA olarak kayıt edilmiştir. Ses oranları pervaneli uçaklar ile kıyaslandığında, yerden 305 metre yükseklikte araç, pervaneli bir uçağa göre 47 dBA daha sessiz bir uçuş sergilemiştir.

VA-X4 aracına kıyasla tasarlanan araç sadece aracın tabanına yerleştirilecek bir batarya düzeneği ile motorlara güç aktaracaktır ve başka yenilenebilir enerji çözümlerine başvurulması planlanmamaktadır.

2018 yılında yapılmış bir çalışmada [6] çoklu motor yapısı daha detaylı çalışılmış ve araca sağladığı avantajlar ele alınmıştır. Makalede yer alan çalışmada 18 motora sahip olan aracın motorları iki eşmerkezli daire içerisinde hizalanmıştır. Aracın boyutları x ve y eksenlerinde 9,15m olmakla beraber alışlagelmiş diğer şehir hava hareketliliği araçlarına kıyasla daha büyük bir alan kaplamaktadır. Fakat bu geniş alan araca daha iyi havada asılı kalma verimliliği sağlarken motorların da daha yavaş çalışmasını sağlamaktadır. Sonuç olarak tasarım, motor sesinin de azaltılmasını sağlamıştır.

Bu çalışmada tekil bir biçimde yerleştirilmiş on sekiz tane motor yerine koaksiyel bir biçimde

yerleştirilmiş 8 elektrikli motor vardır. Ayrıca tasarlanan aracın boyutları x ve y eksenlerinde sırası ile 2,7m ve 2,5m olmuştur. Sonuç olarak tasarlanan araç daha küçük bir alan kaplamaktadır.

Ele alınan araçların hepsi, operasyonlarının sorunsuz sürdürülebilmesi ve uzaktan izlenme mekanizmalarının doğru çalışabilmesi için yeni altyapı sistemlerinin şehirlere ve şehirlerarası rotalara ilave edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle araştırmacılar aynı zamanda hâlihazırda çeşitli kara araçlarının kullanabildiği yollarda da kullanılabilen yola elverişli kişisel hava aracı tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Bu tasarım süreci, ortaya çıkarılan modelin otoyol, otopark ve havalimanlarında kullanılabilmesini amaçlamıştır [7]. Kara yollarında kullanılabilen kişisel hava araçları aynı zamanda dikey kalkış ve iniş özelliğine sahip olan kişisel hava araçlarında göre daha uzun mesafelerde kullanılabilirdikleri gibi aynı zamanda sürüş kontrol mekanizmaları alışıl gelmiş arabalarda kullanılanlar ile benzerdir. Bu nedenler ile yazarlar kara yollarında da kullanılabilen kişisel hava araçlarının şu anda üzerinde daha çok çalışılan e-VTOL sınıfı araçlara göre daha avantajlı olabileceğini öne sürmüştür. Son olarak çalışmada sürüş hızı, sürüş mesafesi, , uçuş mesafesi, en yüksek hız, seyir hızı, seyir yüksekliği gibi tasarım değişkenleri belirlenerek bir deney tasarımı çizelgesi oluşturulmuş ve 4 motor tipi için testler yapılmıştır. Bu motor tipleri; benzinli, dizel, hibrit benzinli ve hibrit dizel olmuştur. Sonuçlara göre hibrit motorlara sahip olan kişisel hava araçları, içten yanma motorlara sahip olan kişisel hava araçlarında göre daha yüksek azami kalkış ağırlığına sahiptir. Hibrit motorlara sahip olan kişisel hava araçları aynı zamanda daha büyük kanat alanlarına sahip olmakla beraber daha fazla kanat açıklıklarına da sahip olmuşlardır ve bu da motor güçlerinin de daha fazla olmasına yol açmıştır. Bu nedenler ile de araçlar yakıt bütçeleri açısından dezavantajlı olmuştur. Sonuç olarak hibrit motorların kara araçlarında yakıt bütçesine sağladıkları avantajlar kişisel hava araçlarında görülememiştir ve gelecekteki araçlarda bataryalar veya yakıt hücreleri kullanılması gerektiğine dikkat çekilmiştir. Batarya ve yakıt hücreleri kullanan araçlar aynı zamanda da daha çevreci olacaklardır.

Araştırılan araç bu makalede tasarlanan özgün araca kıyasla kanatlı bir tasarıma sahiptir ve kara yollarında da kullanılabilmesi için tekerleklerle sahip olmakla birlikte alışıl gelmiş bir araba tasarımını andırmaktadır. Ayrıca yapılan araştırmalarda elektrikli motorlar ve bataryaların yerine benzinli ve dizel seçenekleri kullanılması not edilmiştir.

Çinli bir firma olan EHang tarafından tasarlanan ve üretilen kişisel hava araçları [8], günümüz ulaşım

sorunlarına büyük oranda çözüm bulabilecek gibi gözüküyor. Araç, dikey kalkış ve iniş özelliklerine sahiptir. Bu özellik araca daha rahat ve güvenli bir şekilde, iniş ve kalkış kabiliyeti kazandırmaktadır. Kanatlı hava araçlarına kıyasla, bireylerin bu tip araçları tercih edebilmesinde, ‘Şehir Hava Hareketliliği’ kavramını benimseyen özelliklere sahip araçlar önemli bir rol üstleniyor.

Aynı kategoride rekabet eden ve kişisel hava aracı endüstrisine önemli katkılar getiren bir diğer oluşum ise Volocopter’dır. Şehir Hava Hareketliliği kavramının önemli özelliklerini barındıran bu araç, elektrikli motorlara sahip olmakla birlikte dikey bir şekilde kalkış ve iniş kabiliyetine de sahiptir. Volocopter şirketi tarafından yayımlanan resmi raporda [9] 2050 yılında kadar dünya nüfusunun %68’inin kentlerde yaşayacak olduğu belirtiliyor ve aynı zamanda şehirlerdeki bu nüfus artışının ulaşım olan etkilerinin ancak yeni girişimler ile çözülebileceği belirtiliyor. Bu araçlar, insanlara ulaşım açısından kolaylık sağladıkları gibi aynı zamanda da karbon salımını en aza indirir ve aynı zamanda ses kirliliği açısından da pek çok avantajları vardır. Araç yerden 120m yüksekte iken zemin seviyesinden duyulan sesin şiddeti 65dB iken araç iniş sırasında, yerden sadece 30m yükseklikte iken 75dB şiddetinde bir ses üretir. Bu ses seviyelerini diğer araçlar ile kıyaslandığı takdirde ortaya çıkan avantaj daha iyi bir şekilde gözlemlenir. Volocopter’in yayımlanmış olduğu aynı raporda 50km-s hızında giden bir ağır yük taşıyan kamyonun açığa çıkarmış olduğu ses 85dB olarak belirtilirken zemin seviyesinden 120m yüksekte olan bir helikopter 84dB şiddetinde bir ses üretmektedir. Sonuç olarak, Şehir hava hareketliliği kavramlarını tasarımında kullanan araçlar açığa çıkardıkları ses şiddeti bakımından 4 ila 5 kat daha elverişlidir.

Havada görevlendirilmek üzere tasarlanmış olan bir başka araç [10] ise Almanya temelli bir şirket olan ‘Lilium’ tarafından gerçekleştirilmiştir. Ana hedefi yolcu taşımak olan bu araç yedi koltuk kapasitesine sahiptir. Aracın tasarımı üç ana prensibe dayanmaktadır ve ön kanatlara, bir ana kanata ve vektörel itme sağlayan dağıtılmış bir tahrik sistemine sahiptir. İtüş kaynağı olarak jet motorları araçta kullanılmaktadır.

Drone tasarımı göz önünde bulundurulurken Amazon adlı şirketin PrimeAir programı araştırılmıştır [11]. İlk defa 2013 yılında duyurulmuş olan bu program dâhilinde şirket, anında kullanıcılarına taşıma droneleri ile en az on beş mil mesafede ve en fazla beş pound ağırlığında olmak üzere kargo taşımacılığını sunmayı amaçlamıştır. Bu araç sınıfında aynı zamanda Güney Kore temelli araştırmacıların çalışması incelendi [12]. Bu çalışma 2016 yılında yayımlanmış olup otonom kullanım

için bir GPS'e sahip olan ve insan tarafından kontrol edilebilmesi için aynı zamanda bir kameraya da sahiptir. Araca aynı zamanda objeleri taşıyabilmesi için bir tutacak da yerleştirilmiştir.

Son olarak, ortaya çıkarılmış bu yeni tasarımda ise, kişisel hava aracı ilkelerine dayanılarak tasarlanmış olan araca, kurtarma ekiplerini, trafiğe maruz kalmadan, rahat ve hızlı bir şekilde bulunmaları gereken yerlere ulaştırabilme ve benzer bir şekilde, şehirlerden uzak ve kırsal kesimlere ilaç

vb. olmazsa olmaz malları ulaştırma kabiliyetleri verilmiştir. Aynı zamanda karaya veya suya dikey bir şekilde iniş yapabilme ve ardından kalkış gerçekleştirebilme kabiliyeti de verilmiştir. Araç 100kg'a kadar yük taşıyabilecek olup tek kişilik yolculuklara ve hafif kargo görevlerine elverişlidir.

2. TASARIM GEREKSİNİMLERİ

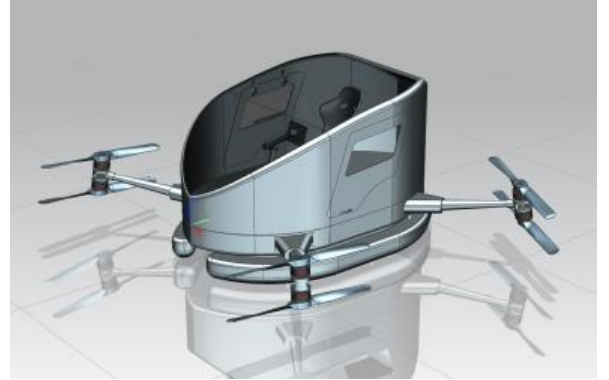
Bu aracın havada görevlendirilebilmesi için karbon fiber malzeme kullanılarak tasarlanan sekiz adet pervane ve her ilgili pervaneye, aracın kendi ağırlığı hariç en az 100kg taşıyabilmesini sağlayabilecek güçlü elektrik motorlar yerleştirildi. Karbon fiber malzeme, pervanelerin ve dolayısıyla aracın ağırlığını en aza indirirken mukavemetini de belirli bir seviyede korumuştur. Amaçlarımızdan biri olan, karbon emilimini en aza düşürmemizde elektrikli motorlar büyük bir rol oynamaktadır. Bu motorlar gücünü aracın iç tabanına yerleştirilmiş olan pillerden almaktadır. Günümüz pil teknolojisinin amaçlanan araç tipi için istenilen seviyede olmaması nedeni ile tasarımı kısıtlayan en büyük faktörlerden biri budur. Gelecekte pil teknolojisini daha da geliştirilmesi ile birlikte bu tür araçlarla çok daha sık karşılaşmış olacağız. Ağırlığı olabildiğince az tutabilmek için aracın operasyon süresi de sınırlı tutulmak zorunda kalmıştır. Aracın şasi tasarımı için ise pervane tasarımı için seçilen önceden empenye edilmiş epoksi karbon UD 395GPa fiber malzeme olmuştur.

3. MODELLEME, ANALİZ, ALT SİSTEMLERİN TASARIMI VE SÜRÜCÜ BİRİMLER

Aracın kullanım alanlarında havada görev görebilmesi olduğu için mümkün olduğunca hafif malzemelerin kullanılması amaçlanmıştır. Pervanelerin tasarımında karbon fiber malzemesi kullanılırken gövde ve şasi tasarımlarında da karbon fiber kullanılması uygun görülmüştür. Aracın ön tasarım hali ve son hallerinin genel tasarımları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 1. Ön tasarım halindeki aracın genel görünümü

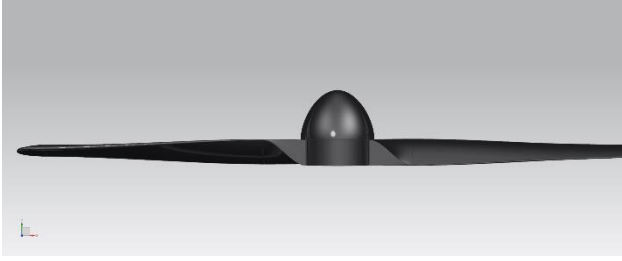


Şekil 2. Aracın son halinin genel görünümü

Pervane ve Motorlar

Aracın dört köşesinde konumlandırılan 1.290,9mm çapına ve 153,5mm yüksekliğe sahip, çift kanatla tasarlanmış sekiz tane pervane, ikiye bölünmüş halde mevcuttur. Malzeme olarak, toplam ağırlığın minimize edilmesi amaçlanarak, karbon fiber kullanıldı. Bu pervaneleri çalıştıran ana motorlar ise T-MOTOR adlı firmanın U15XL KV38 isimli ürünüdür. Tasarımda bu motorlardan sekiz tane bulunmakla beraber, bir tanesinin taşıyabileceği yük kapasitesi, maksimum güç kullanırken 94kg'dır. Bu da, bir pervanenin ürettiği itiş gücünü 922,14N yapar. Aynı zamanda maksimum güç kullanırken motorların her biri 23kW-h oranında enerji tüketmektedirler. Her biri 151,5mm çapına ve 96mm yüksekliğe sahiptir. Her biri, kabloları da dâhil olmak üzere, 4,408kg ağırlığına sahiptirler. Ayrıca aracın taşıma kapasitesini artırma amacı ile ana motorların alt kısımlarına aynı motorlardan ikiye bölünmüş bir set haline gelecek şekilde eklenmiştir. Sonuçta aracın toplam itiş kuvveti 7.377,12N olarak karşımıza çıkarken, aracın toplam ağırlığını ve taşıması gereken en az 100kg yükü göz önünde alarak 4.379,77N değerinde bir ağırlığı taşıması gerekmektedir.

Yapılan tasarım, iki pervane ve motorun birlikte kullanılmasını sağlamaktadır, böylelikle yerden kazanç sağlanırken itiş gücünün de eşit dağıtımı sağlanmıştır.



Şekil 3. Çift kanatlı pervane tasarımı



Şekil 4. Pervane ve motor seti

Batarya

Araçta kullanılan batarya her parçası 5,3kW-h ve 232Ah kapasitesinde olan beş tane parçadan oluşmaktadır. Bu parçalar her biri 25kg ağırlığa sahip olmakla birlikte batarya toplam 125kg ağırlığa sahiptir.

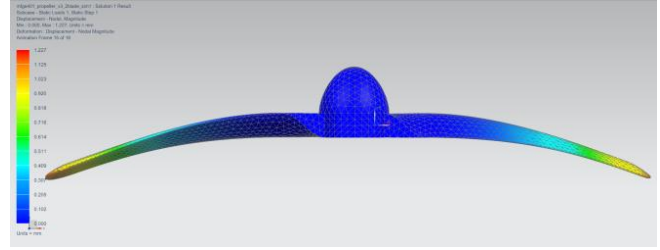
Alüminyum Pervanelerin Stres ve Deplasman Analizi

Malzeme ön tasarım aşamasında alüminyum 6061 olarak seçilmiştir. Aracın toplam sekiz tane pervaneye sahip olduğu göz önünde bulundurularak, toplam ağırlık olan $446,46\text{kg} * 9,8\text{m/s}^2 = 4.379,77\text{N}$ sekiz motor arasında eşit bir şekilde dağıtılmıştır. Bu da her bir pervanenin maruz kaldığı yük miktarının 547,47N olduğu anlamına gelir. Siemens NX CAD yazılımı aracılığı ile çizilen pervane modellerine sonlu elemanlar analizi bu değerler çerçevesinde yapılarak maruz kalınan en büyük deplasman 1,211mm olarak gözlemlenirken, maruz kalınan en büyük stres ise 10,94MPa olarak gözlemlenmiştir. Aşağıdaki şekiller bu süreci anlatmaktadır;

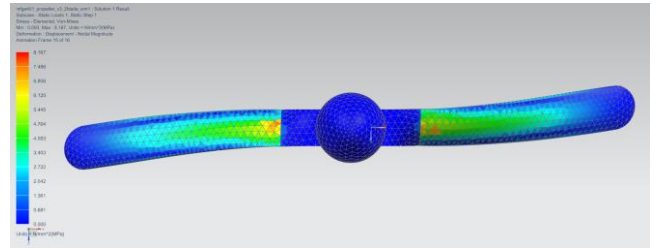
Alüminyum Şasi Tasarımının Stres ve Deplasman Analizleri

Aracın toplam ağırlığının taşınması gereken asgari 100kg değerindeki yük de göz önünde bulundurularak şasinin her bir köşesine toplam

1.250N değerinde bir yük şasinin uçlarından uygulanarak deplasman ve stres analizleri, Siemens NX yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekiller bu süreci göstermektedir;

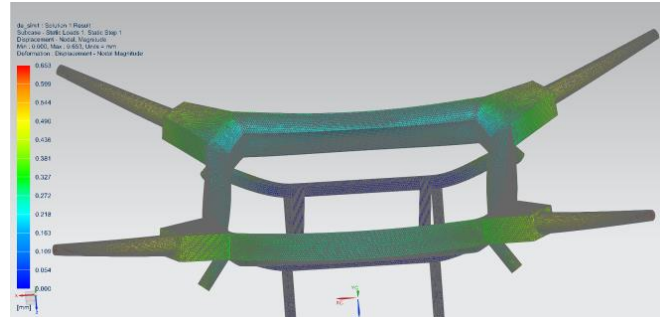


Şekil 5. Alüminyum pervane deplasman analizi

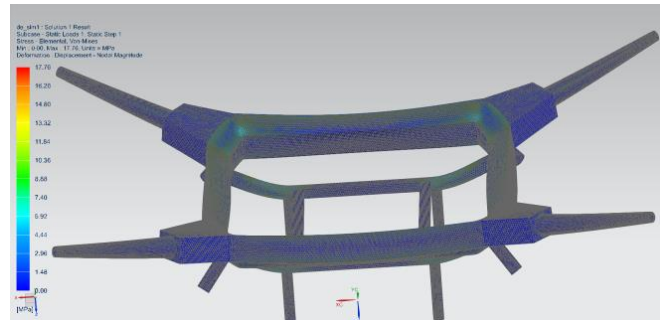


Şekil 6. Alüminyum pervane stres analizi

Analizlerin sonucunda maksimum deplasmanın 0,653mm olduğu hesaplanırken maruz kalınan maksimum stres ise 17,76MPa değerinde olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7. Ön şasi deplasman analizi



Şekil 8. Ön şasi stres analizi

Karbon Fiber Malzeme Seçimi

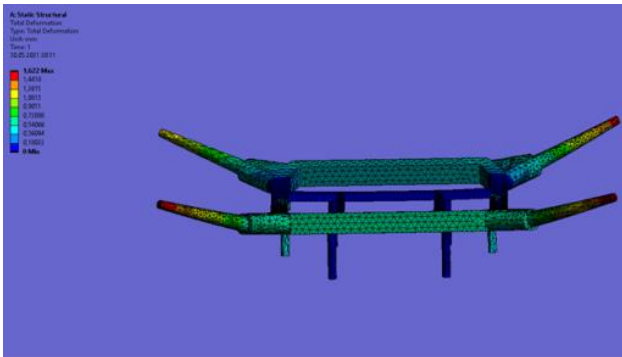
Ön tasarım sürecinde kullanılmış olan alüminyum 6061 malzemenin araca yeterince hafiflik katamayacağı sonlu elemanlar analizleri ve bilgisayar destekli tasarım araçları kullanılarak teyit edildikten sonra malzeme değişikliği yapılması uygun görülmüştür. Günümüzde tasarlanan ve üretilen araçlarda kullanılan malzemeler ve bu malzemelerin özellikleri detaylı bir biçimde araştırılmış, sonuç olarak karbon fiber malzeme kullanımı uygun görülmüştür.

Karbon fiber malzeme seçiminde yararlanılan makalede [13], insansız hava araçları için kullanılan epoksi karbon malzemeler, deplasman ve gerilme enerjileri bakımından karşılaştırılmışlardır. Yapılan karşılaştırmada 230GPa ve 396GPa karbon fiber kompozit malzemeler ıslak ve önceden emprenye edilmiş olarak ikiye ayrılmıştır. Bir test numunesi üzerinde sanal ortamda gerçekleştirilen deplasman karşılaştırması sonucunda en az deplasmana maruz kalan malzeme UD-395-önceden emprenye edilmiş karbon fiber kompozit malzeme olmuştur. Gerilme enerjisi karşılaştırmasında ise aynı malzeme en az gerilme enerjisine maruz kalan seçenek olmuştur. Bu neden ile araç tasarımında seçilen malzeme önceden emprenye edilmiş epoksi karbon UD 395GPa olmuştur.

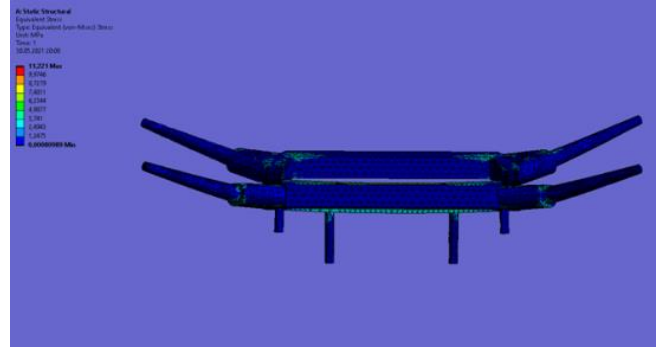
Karbon Fiber ve Alüminyum Şasi Tasarımların Karşılaştırması

Detaylı tasarım kısmında malzeme karbon fiber olarak revize edilmiş olup analizler tekrar yapılmıştır. Ayrıca alüminyum ve karbon fiber ağırlık farkları da karşılaştırılmıştır.

Karbon fiber malzeme ile tasarlanmış olan şasi tasarımının en büyük deplasman ve en büyük stres değerleri, sonlu elemanlar analizleri sonucu sırası ile; 1,6mm ve 11,2MPa olarak hesaplanmıştır. Bu değerler sonucu karbon fiber malzemenin alüminyum malzeme ile modellenen pervaneler ile benzer bir dayanıklılık gösterdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 9. Karbon fiber şasi deplasman analizi



Şekil 10. Karbon fiber şasi stres analizi

Karbon fiber malzemeye sahip olan şasi, alüminyum şasiye göre karşılaştırılabilir bir mukavemet gösterirken yaklaşık 20kg değerinde bir hafiflik sağlamaktadır. Alüminyum şasi 59,06kg ağırlığındayken karbon fiber şasi 39,18kg ağırlığına indirilmiştir.

Graphics Properties	
Definition	
Material	
Assignment	Aluminum alloy, wrought, 6061, T6
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Length X	2,8612 m
Length Y	2,4509 m
Length Z	0,41255 m
Properties	
Volume	2,177e-002 m ³
Mass	59,061 kg
Centroid X	-2,0398e-005 m
Centroid Y	1,25 m
Centroid Z	7,9549e-002 m
Moment of Inertia ...	24,937 kg·m ²
Moment of Inertia ...	25,923 kg·m ²
Moment of Inertia ...	50,5 kg·m ²
Statistics	

Şekil 11. Alüminyum şasi ağırlık bilgisi

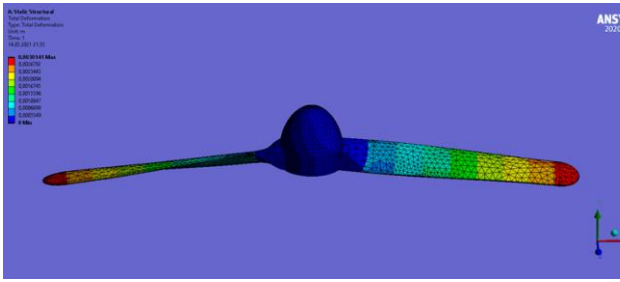
Karbon Fiber ve Alüminyum Pervane Tasarımların Karşılaştırması

Benzer bir şekilde, karbon fiber malzeme ile tasarlanmış pervaneler bize 2,8kg değerinde hafiflik sağlamaktadır. Alüminyum pervaneler 6,4kg ağırlığındayken karbon fiber olarak tekrar tasarlanan pervaneler 3,6kg ağırlığına indirilmiştir. Maksimum deplasman ve maksimum stres değerleri ise sonlu elemanlar analizleri sonucunda sırası ile 3,01mm ve 63,67MPa olarak hesaplanmıştır. Aşağıdaki görseller bu karşılaştırma sürecini detaylı olarak belirtmektedir.

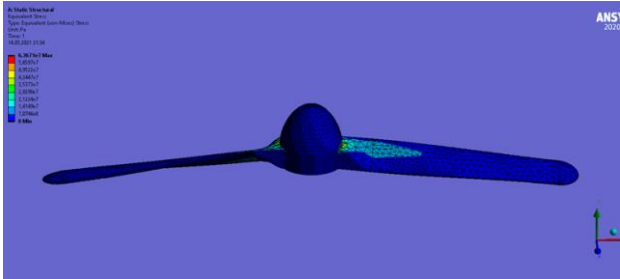
Bu analizler ve karşılaştırmalar sonucunda, aracın son tasarımında karbon fiber malzeme kullanımı uygun ve yararlı görülmüştür.

Reference Temperature	By Environment
Treatment	None
Material	
Assignment	Carbon Fiber (395 GPa)
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Length X	2,8612 m
Length Y	2,4509 m
Length Z	0,41255 m
Properties	
Volume	2,177e-002 m ³
Mass	39,185 kg
Centroid X	-2,0398e-005 m
Centroid Y	1,25 m
Centroid Z	7,9549e-002 m
Moment of Inertia Ip1	16,545 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	17,199 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	33,506 kg·m ²
Statistics	

Şekil 12. Karbon fiber şasi ağırlık bilgisi



Şekil 13. Karbon fiber pervane deplasman analizi



Şekil 14. Karbon fiber pervane stres analizi

Karbon Fiber Pervane Üretim Aşamaları

İçlerinde epoksi reçine barındıran karbon ve kevlar malzemeleri bir maça üzerine serilir ve bir kalıba yerleştirilmektedir. Bu kalıp saatlerce ısı ve basınca maruz bırakılır. Maruz bırakılan ısı sayesinde epoksi reçine malzemenin içinde akışkanlığını kazanmaktadır. Süreç bittiğinde reçine katılaşır kalıbın şeklini almaktadır. Katılaşma süresi sonrasında pervanelere zımparalama işlemi uygulanmaktadır. Bu işlemin nedeni boyama aşaması için temiz bir yüzey elde etmektir. Pervaneler boyandıktan sonra kanatlarına dengeleme işlemleri yapılır. Bu işlem için pervane

bir dengeleme düzeneğine yerleştirildikten sonra mutlak denge elde edilinceye kadar pervanenin ihtiyaç duyulan tarafına malzeme eklemesi yapılmaktadır.

Details of "mfge402_propeller_v4_2blade"	
+ Graphics Properties	
- Definition	
Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Treatment	None
- Material	
Assignment	Epoxy Carbon UD (395 GPa) Prepreg
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
- Bounding Box	
Length X	1309,7 mm
Length Y	59,633 mm
Length Z	109,41 mm
- Properties	
Volume	2,3529e+006 mm ³
Mass	3,6235 kg
Centroid X	-44,692 mm
Centroid Y	1,6197 mm
Centroid Z	-1,4825e-005 mm
Moment of Inertia Ip1	2628,7 kg·mm ²
Moment of Inertia Ip2	3,0227e+005 kg·mm ²
Moment of Inertia Ip3	3,0073e+005 kg·mm ²
+ Statistics	

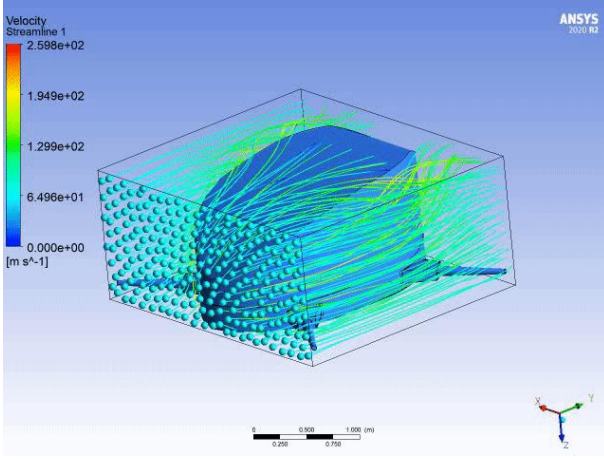
Şekil 15. Karbon fiber pervane ağırlık değeri

Detailed Mass Properties	
Analysis calculated using accuracy of	0.990000000
Information Units	kg - mm
Density	= 0.000002711
Volume	= 2354040.475336513
Area	= 293176.567412949
Mass	= 6.381803729

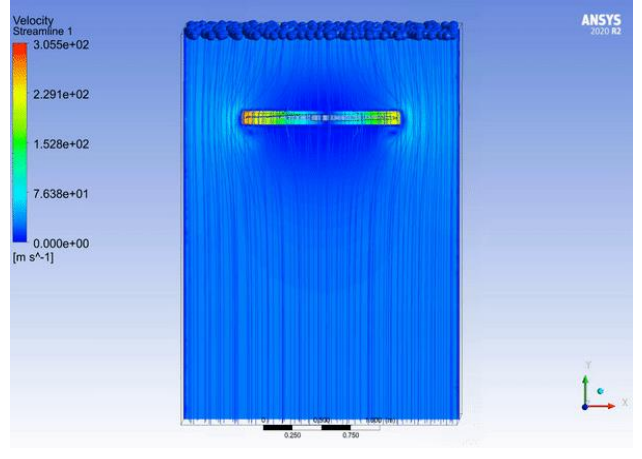
Şekil 16. Alüminyum pervane ağırlık değeri

Hesaplama Akışkanlar Dinamiği Simülasyonları Pervane tasarımına ve aracın kendisine ayrı ayrı hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonları yapılmıştır. Pervanelerin simülasyonları yapılırken önceden belirlenmiş olan olası uçuş senaryoları göz önünde bulundurulmuştur. Pervaneler 2.000 d/d hızda çalışırken rüzgârın hızı ise 15m/s olarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

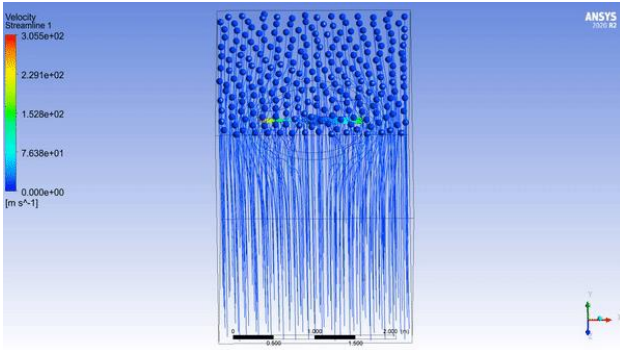
Aşağıdaki görsellerde bu simülasyon süreci detaylı bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 17. Araç hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu



Şekil 19. Pervane hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu



Şekil 18. Pervane hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu

Pervane Motorlarının İtiş Gücü / Ağırlık Oranı ve Pil Ömrü Hesaplamaları

İtiş gücü ve ağırlık oranını hesaplarken aracın kaldırması gereken yükün kendi ağırlığı dışında en az 100kg olarak belirlendi ve toplam ağırlık Newton cinsinden 4.379,77N olarak hesaplandı. Aracın sahip olduğu sekiz pervanenin gücü göz önünde bulundurularak maksimum yaratabileceği itme güç $752\text{kg} * 9,81\text{ m/s}^2 = 7.377,12\text{N}$ olarak hesaplandı. Bu iki veri itme gücü ve ağırlık oranını 1,68 olarak ortaya çıkardı. Bu oranın 1 in üzerinde olması halinde aracın bu yükü rahatlıkla kaldırabileceği anlaşılmıştır. Bu oran daha da artırılarak araca hız ve çeviklik sağlanabilir.

$$\frac{7.377,12\text{N}}{4.379,77\text{N}} = 1,68 = \text{İtiş Karşı Ağırlık Oranı}$$

Ayrıca bu değerler göz önünde bulunarak her bir pervanenin 100kg yük kaldırabilmek için çalışması gereken güç oranı ise %59,37 olarak hesaplanmıştır.

$$\frac{4.379,77 * 100}{7.377,12} = 59,37$$

Pil ömrü hesaplamaları için kullanılan formül aşağıdaki gibidir;

$$\text{Pil Ömrü} = \text{Pil Kapasitesi} / \text{Pil Tüketimi} * (1 - \text{pilin boşaltım güvenlik oranı})$$

$$\text{Pil Ömrü} = 1.160\text{Ah} / 521\text{A} * (1 - \%20) = 1,78 \text{ saat}$$

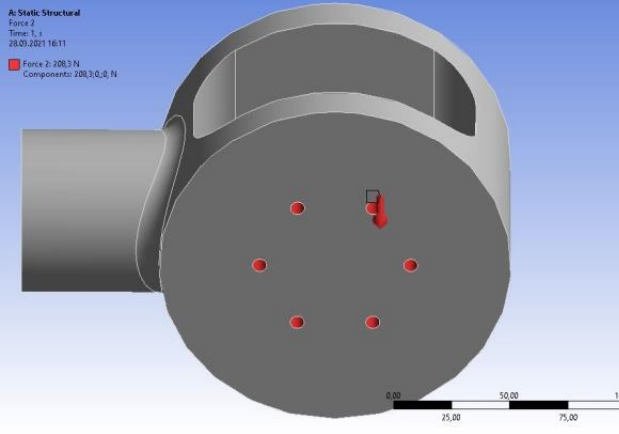
Güvenlik açısından pilin ömrünün %20'nin altına inmemesi hedeflenerek aracın pil ömrü hesaplamaları yapılırken bu güvenlik faktörü göz önünde bulundurulmuştur. Aracın, bataryası %20 seviyesine ulaşmadan geçirebileceği süre teorik olarak 1 saat 46 dakika olarak hesaplanmıştır. Bu süre gerçek şartlarda değişiklik gösterebilir.

Pervane ve Motor Bağlantı Birimi

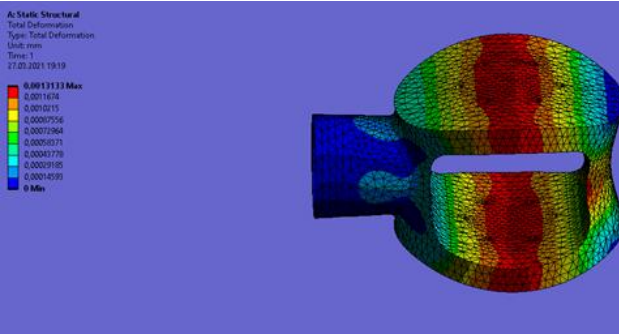
Pervanelerin bir set biçiminde birbirine bağlanabilmeleri için bir bağlantı birimi tasarlanıp üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerin sonucunda maksimum deplasmanın $1,3\mu\text{m}$ olduğunu görünürken maksimum stres $0,95\text{MPa}$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerler bize bağlantı birimimizin tasarımımız ve gereksinimlerimiz için yeterli olduğunu göstermektedir. Bu analizlerde kullanılan yük miktarı her bir bağlantı birimi için pervanelerin ortaya çıkardığı yük göz önünde tutularak 208N olarak belirlenmiştir.

Kapı Tasarımı ve Bağlantı Birimleri

Kapı tasarımı ve bireysel bağlantı birimleri için ayrı ayrı olası yük senaryoları göz önünde tutularak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler yapılırken kapının ağırlığı ve aracın havada uçuş yaparken maruz kaldığı yükler göz önünde tutulmuş ve yük değerleri uygun bir şekilde seçilmiştir.



Şekil 20. Pervane bağlantı birimi yük yönü



Şekil 21. Pervane bağlantı birimi sonlu elemanlar analizi

440N değerinde bir yük kapıya dik bir şekilde uygulandığı takdirde kapının maruz kaldığı deplasman değeri, sonlu elemanlar analizlerine göre en fazla 2,4mm olmuştur. Hesaplanan en yüksek stres değeri ise 18,06MPa olarak hesaplanmıştır.

Kapı tasarımının, aracın gövdesine bağlanabilmesi için kullanılan alt birimlerin ise sonlu elemanlar analizleri aynı şekilde olası yük senaryoları göz önünde tutularak gerçekleştirilmiştir.

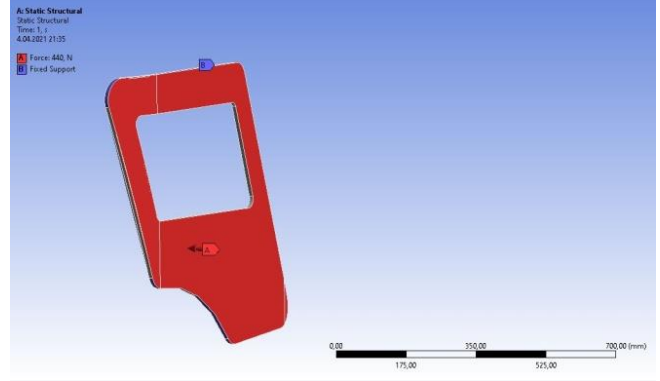
Ark bağlantı parçası üzerinde yapılan analizler sonucu en yüksek deplasman 4µm olarak hesaplanırken, parçanın maruz kaldığı en yüksek stres değeri 5,6MPa olarak hesaplanmıştır. Kullanılan yük miktarı 35N olmuştur.

Son olarak ara bağlantı tutacağı üzerinde sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan en büyük deplasman değeri 2µm olurken, parçanın maruz kaldığı en büyük stres değeri kapı bağlantısının olduğu en uç noktalarda 18,9MPa olarak hesaplanmıştır. Yük miktarı burada da 35N olarak seçilmiştir.

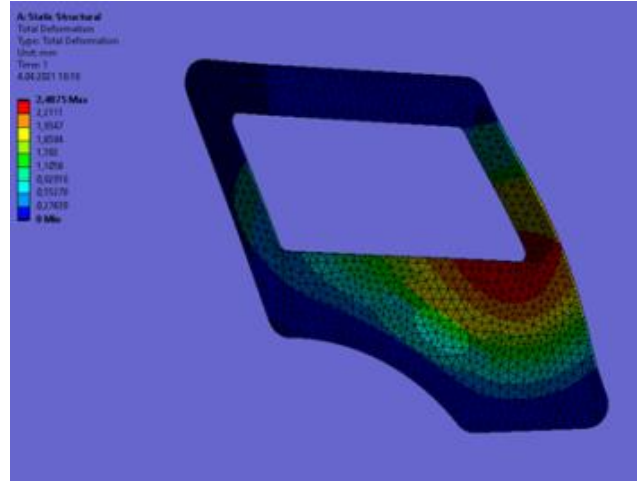
Bağlantının son montaj modellemesi aşağıdaki şekilde görüldüğü gibidir.

Gövde Tasarımı Sonlu Elemanlar Analizi

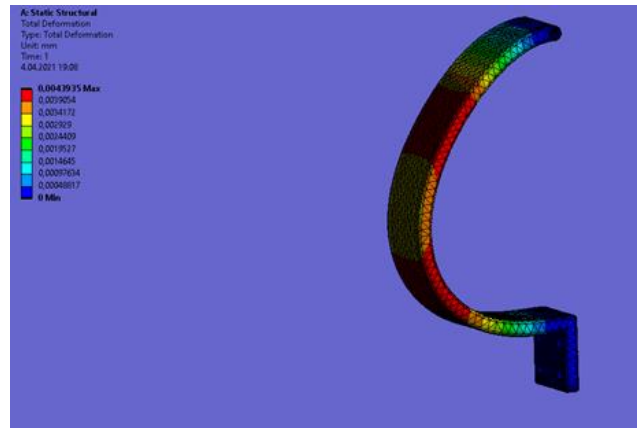
Gövde tasarımı için iki farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Birinci analiz kalkış anında gövdenin maruz kaldığı kuvvetleri göz önünde alır ve z-ekseninde yapılmıştır. 960Pa altında 2,6mm deplasman hesaplanmış, maksimum stres ise 10,8MPa olarak hesaplanmıştır.



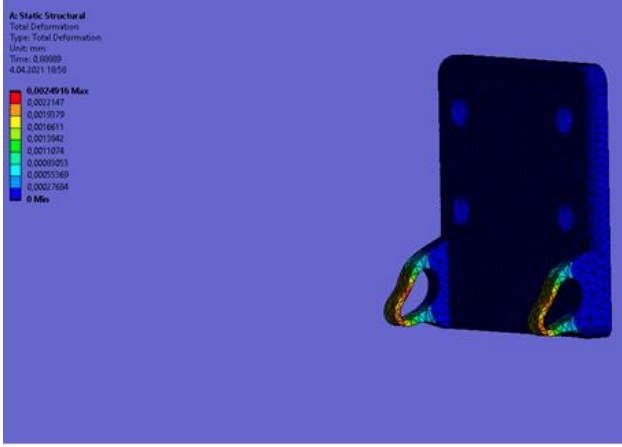
Şekil 22. Kapı tasarımı sonlu elemanlar analizi yük dağılımı



Şekil 23. Kapı tasarımı sonlu elemanlar analizi



Şekil 24. Ark bağlantı parçası sonlu elemanlar analizi

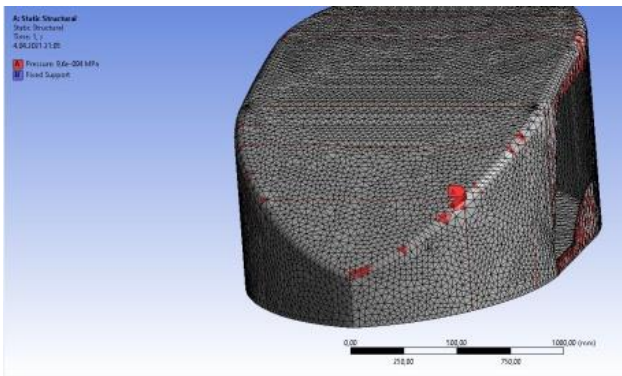


Şekil 25. Bağlantı tutacağı sonlu elemanlar analizi

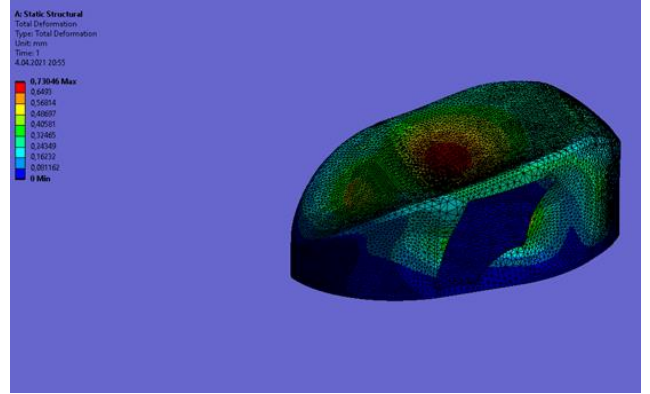
Y-ekseninde yapılmış olan analizde ise 0,7mm değerinde bir maksimum deplasman değeri gözlemlenirken, maruz kalınan maksimum stres 5,9MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 26. Kapı bağlantı birimi montaj modeli



Şekil 27. Gövdenin sonlu elemanlar analizi yük dağılımı



Şekil 28. Gövdenin sonlu elemanlar analizi

Yön Bulma Sistemi ve Komuta ve Kontrol Merkezi Görevleri

Görevlendirilen araçların her biri bir komuta ve kontrol merkezine bağlı olup 7/24 gözetim ve denetim altında olacaktırlar. Uçuş sırasında acil durumlarda komuta merkezi aracın kontrolünü geçici olarak alabilir veya araca gerekli olan rota bilgilerini aktarabilir. Komuta merkezleri pek çok sayıda aracı aynı anda koordine bir şekilde kontrol edebilir ve kurtarma faaliyetleri gerçekleştirebilir.

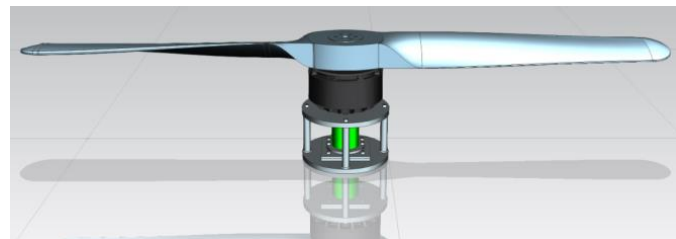
Gelecekte bu tip araçlar için bir ekosistem kurulurken komuta ve kontrol kuleleri veya merkezleri büyük bir önem arz edecektir.

4. PERVANE MOTORLARININ TESTLERİ VE YÜK HÜCRESİ ÖLÇÜMLEMESİ İÇİN DENEYSEL DÜZENEKLERİN TASARIMI

Pervane motorlarının test edilmesi için deneysel bir düzenek Siemens NX programı yardımı ile sanal ortamda tasarlanmıştır. Bu test düzeneği bir mekanik sistemden, bir tane de elektronik sistemden oluşmaktadır.

Pervane Motorlarının Testi İçin Deneysel Mekanik Test Düzeneği Tasarımı

Mekanik sistemde iki taraf bulunmaktadır. Birinci tarafta, yük hücresi kullanılarak pervanenin dik bir düzlemde ortaya çıkardığı itiş gücünün ölçülmesi açığa çıkan dönme kuvveti kaldırılarak hedeflenmiştir.



Şekil 29. Yük hücresi tarafı

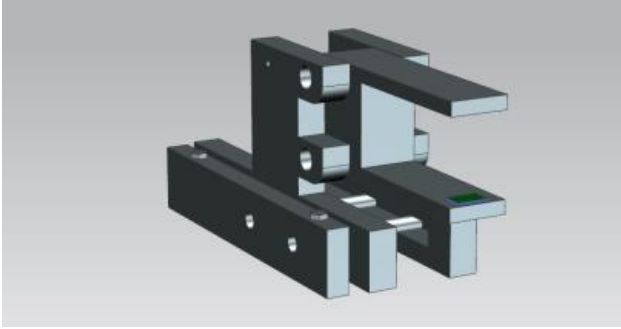
Mekanik sistemin ikinci tarafında ise pervanelerin dönüş hızı ölçümü için iki alternatif göz önünde bulundurulmuştur. İlk alternatif daha pahalı fakat güvenilir bir seçenek olan fotodedektördür. Pervanenin her dönüşünde tasarlanmış olan kapının ucunda yer alan fotodedektör her milisaniyede bir ölçüm kaydeder. Teorik en büyük d/d oranı için kullanılan formül aşağıda verilmiştir;

$$d/d_{maks} = \frac{2\pi}{n} * \frac{1}{10^{-3}} * \frac{60}{2\pi} = \frac{60000}{n}$$

İki kanatlı bir pervane kullanıldığı göz önünde bulundurulurken teorik olarak en büyük d/d değeri aşağıdaki gibidir;

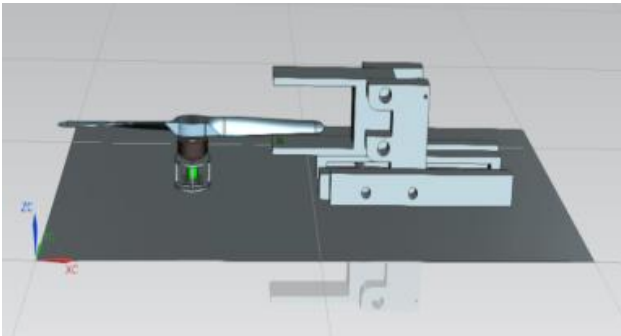
$$d/d_{maks} = 30000, n = \text{kanat sayısı} = 2$$

İkinci seçenek ise bir Arduino sistemi ile Hall etkisi sensörüdür. Bu seçenek bir fotodedektöre göre oldukça ucuz olmakla birlikte işlevsellik açısından benzerlerdir.



Şekil 30. Fotodedektör / Hall etkisi sensörü tarafı

İki taraf da aynı anda çalışarak iş yükünü azaltmak hedeflenmiştir. Mekanik test sisteminin son hali aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 31. Elektrikli motor testi için deneysel mekanik düzenek tasarımı

Pervane Motorlarının Testi İçin Deneysel Elektronik Test Düzenegi

Elektronik sistemde ise motorun kontrol edilebilmesi için bir elektronik hız kontrolcüsüne yer verilmiştir. Bu hız kontrolcüsü 200A sürekli akıma ve 240A üst akıma kadar çalışmaktadır. Hız kontrolcüsü ön tarafından üç kablo ile motora bağlanırken, arka tarafından ise kullanılan güç kaynağı olan lityum polimer pile ve alıcıya bağlanmaktadır. Yüksek voltajları düşük voltajlara dönüştürülebilmesi için bir UBEC kullanılmıştır. Düşük voltajlarda çalışmak, tasarımda tek bir pil kullanabilme imkânı vermektedir.

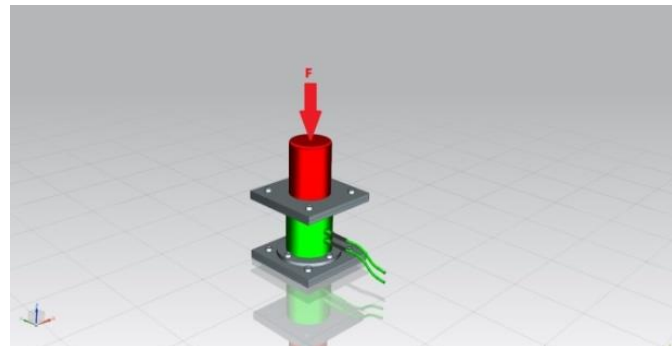
Yük Hücresinin Ölçümlemesi İçin Deneysel Düzeneklerin Tasarımı

Yük hücresi ölçümlemesi için iki deneysel düzenek sanal ortamda Siemens NX yazılımı kullanılarak tasarlanmıştır. İlk düzenek itme kuvvetlerini ölçümlerken, ikinci düzenek yük hücresi üzerindeki çekme kuvvetlerini ölçümlemesi için tasarlanmıştır.

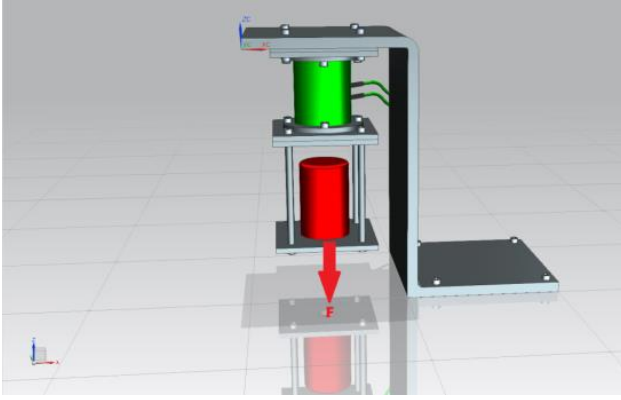
Yük hücresinden gelen sinyal, yüksüz konumdan sonra ağırlıktaki her 1kg artış yapıldığında kaydedilir ve yük hücresi ölçümlemesi gerçekleştirilir. Bu işlem hem itiş hem çekiş kuvvetleri için ayrı ayrı iki düzenekte gerçekleştirilir ve itiş gücü ölçüm işlemleri yük hücresi ölçümleme işlemi sonlandıktan sonra gerçekleştirilir.

Aşağıdaki şekillerde kırmızı ile gösterilen parça kullanılan yükü temsil ederken, yeşil ile gösterilen parça ise kullanılan yük hücresinin bilgisayar destekli tasarım modelidir.

İki deneysel düzeneğin de detaylı görünümü yüklerin yönleri ile birlikte aşağıdaki görsellerde verilmiştir.



Şekil 32. Deneysel yük hücresi ölçümleme düzenegi (itme)



Şekil 33. Deneysel yük hücresi ölçümlene düzeneği (çekme)

5. SONUÇ

Bu çalışmada, havada görevlendirilmek üzere bir araç tasarlanmıştır. Araç sekiz tane elektrikli motora sahip olmakla beraber, motorlar dört çift halinde aracın çevresine, itiş gücünü eşit dağıtacak bir şekilde yerleştirilmiştir. Aracın iniş takımları suya iniş kabiliyeti sağlarken, pervaneleri sayesinde karaya da dikey yönde rahatça iniş gerçekleştirebilmektedir. Aracın pervaneleri ve alt şasi tasarımının önceden hedeflenmiş koşullar altında deplasman verileri ve stres verileri sonlu elemanlar analizleri ve hesaplamalı akışkan dinamiği simülasyonu ile doğrulanmıştır. Ayrıca tasarlanmış olan pervaneleri test etmek için bir mekanik ve bir de elektronik deneysel düzenek de tasarlanmıştır. Mekanik düzenek iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım bir yük hücresi bulundurmakla birlikte pervanenin kaldırma gücünü test etmektedir. İkinci kısımda ise pervanenin dönüş hızını ölçmek için iki alternatifte yer verilmiştir. Fotodedektör sayesinde bu işlem kolayca yapılabilmektedir fakat fiyatı düşürmek için bir Arduino sistemi ve Hall etkisi sensörü birlikte kullanılarak da pervane hızını ölçmek bu tasarımda yer verilen bir işlemdir. Son olarak bu deneysel test düzeneklerinde kullanılan yük hücresinin ölçümlene işlemleri için iki ayrı düzenek tasarlanmıştır. Bir düzenek itme kuvvetleri için ölçümlene gerçekleştirirken ikinci düzenek çekme kuvvetleri için ölçümlene yapmaktadır.

THE DESIGN OF A VEHICLE WITHOUT WHEELS TO BE OPERATED ON AIR – PERSONAL AIR VEHICLE

In this article, the design of a lightweight and functional vehicle with a minimum payload carrying capacity of 100kg is discussed. While this vehicle can operate in the air thanks to its eight propellers, it also has the ability to land on the ground and on the water. This design is made for the transportation of rescue teams, cargo transportation and to meet the special transportation needs of people within short

distances. While each propeller can carry 94kg alone, the total load that the vehicle can carry is 752kg with its own weight. During the project process, preliminary design and detailed design processes were carried out. Design improvements have been made considering the results of finite element analysis and computational fluid dynamics simulations. Two experimental setups were designed to test the propellers. The first setup is a mechanical one, it consists of two sides. On the first side, it is aimed to measure the thrust force of the propeller by using a load cell. On the second side, a photodetector or Hall Effect sensor is used to measure how many revolutions per minute the propeller makes. In the second setup, an electronic speed controller is used to control the motor. Finally, experimental setups were designed for the calibration of the load cell that has been used, in both tension and compression loads.

Keywords: Vehicle design, flying car, personal air vehicle, electrical vehicle, e-VTOL.

KAYNAKÇA

1. Tam, A. (2011). Public perception of unmanned aerial vehicles.
2. Liu, Y., Kreimeier, M., Stumpf, E., Zhou, Y., & Liu, H. (2017). Overview of recent endeavors on personal aerial vehicles: A focus on the US and Europe led research activities. *Progress in Aerospace Sciences*, 91, 53-66.
3. Geluardi, S., Venrooij, J., Olivari, M., Bülthoff, H. H., & Pollini, L. (2017). Transforming civil helicopters into personal aerial vehicles: Modeling, control, and validation. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 40(10), 2481-2495.
4. Ong, W., Srigrarom, S., & Hesse, H. (2019). Design methodology for heavy-lift unmanned aerial vehicles with coaxial rotors. In *AIAA Scitech 2019 Forum* (p. 2095).
5. Vertical Aerospace. (2021). *The Future of Advanced Aerial Mobility* [White paper].
6. Shamiyeh, M., Rothfeld, R., & Hornung, M. (2018). A performance benchmark of recent personal air vehicle concepts for urban air mobility. In *Proceedings of the 31st Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, Belo Horizonte, Brazil (Vol. 14).
7. Cha, J., Yun, J., & Hwang, H. Y. (2021). Initial sizing of a roadable personal air vehicle using design of experiments for various engine types. *Aircraft Engineering*

- and Aerospace Technology.
8. EHang. (2020). The future of transportation: White paper on urban air mobility systems [White paper].
 9. Volocopter. (2021). The roadmap to scalable urban air mobility, 16 [White paper].
 10. P. Nathen (2021). Architectural performance assessment of an electric vertical take-off and landing (e-VTOL) aircraft based on a ducted vectored thrust concept.
 11. Arthur Holland Michel (2017). Amazon's drone patents, Center for the Study of the Drone at Bard College.
 12. Kim, S. H., Lee, D. K., Cheon, J. H., Kim, S. J., & Yu, K. H. (2016). Design and flight tests of a drone for delivery service. *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems*, 22(3), 204-209.
 13. Ramesh, M., Vijayanandh, R., Jagadeeshwaran, P., Deviparameswari, K., Meenakshi, S., Asher, P. K., ... & Antonitta, B. F. (2021). Impact behavioral studies on various composite materials using Fluid-Structure interaction (FSI). *Materials Today: Proceedings*, 5.

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 Makina Tasarım ve İmalat Derneği'ne aittir. Dergideki yazılar, yazılı izin almadan başka yerde yayımlanamaz ve çoğaltılamaz.

ÇALIŞMA İLKELERİ

Derginin yasal sahibi, MAKİNA TASARIM VE İMALAT (MATİM) DERNEĞİ'dir.

"Dergi Yayın Kurulu" dergi yönetimi ile ilgili organdır. Dergi Yayın Kurulu, MATİM Derneği Yönetim Kurulu tarafından bir yıl süre ile seçilir. Yayın Kurulu derginin yayın ilkelerine uygun yayımı ile yükümlüdür. Yayın Kurulu faaliyetleri konusunda MATİM Derneği 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 Turkish Mechanical Design and Production Society, Ankara, Turkey. It is one of the society's aims, to publish qualified research and review papers in Turkish. The published papers are strictly refereed to maintain a high scientific and engineering level at international standard.

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 tanıttığı yazılardır.

Örnek makale <http://www.matim.org.tr> 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 iletişime kurabilirsiniz. Yazarlar, yayımlanma 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 kullanmak 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 kelime
 - 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 satırdan 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 yazı ile 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 eşitliğinin 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, ODÜ, 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.