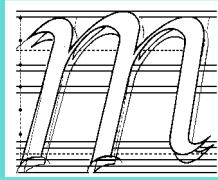


MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 22

Sayı: 2

Kasım 2024



matim

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

Yayın Kurulu

Editör: Erhan İlhan Konukseven
Yardımcı Editör: Hakan Kalkan
Yardımcı Editör: Oğuzhan Yılmaz
Yardımcı Editör: Bahram Lotfi

ODTÜ
Atılım Üniversitesi
Gazi Üniversitesi
TOBB ETÜ

Kurul Üyeleri

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

İTÜ
Atılım Üniversitesi
Sabancı Üniversitesi
ODTÜ Kuzey Kıbrıs
Sakarya Üniversitesi
Gaziantep Üniversitesi
Çukurova Üniversitesi
Bilkent Üniversitesi
Koç Üniversitesi
İYTE
Uludağ Üniversitesi
EGE Üniversitesi
FNSS
Marmara Üniversitesi
Balıkesir Üniversitesi
YTÜ

Danışma Kurulu

Bilgin KAFTANOĞLU
Tuna BALKAN
Melik DÖLEN
Yiğit YAZICIOĞLU
Orhan YILDIRIM

ATILIM Üniversitesi
ODTÜ
ODTÜ
ODTÜ
ODTÜ

Yazışma Adresi, Telefon ve Faks

Orta Doğu Teknik Üniversitesi Prof. Dr. Mustafa N. Parlar

Eğitim ve Araştırma Vakfı

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

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

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

e-mail : matim@parlar.org.tr

MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 22 Sayı: 2

JOURNAL OF
MECHANICAL DESIGN
AND PRODUCTION

Vol: 22 No: 2

ISSN 2667-4297

TELİF HAKKI

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

DİZGİ

Hülya SEVER

BASKI

DERGİPARK-Elektronik Yayın

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

İÇİNDEKİLER

ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

Mekanik Sistemlerin Titreşim Özelliklerinin Deneysel Olarak Elde Edilebileceği Bir Modal Analiz Yazılımı Geliştirilmesi

43

Onur Özgelen
Gökhan Osman Özgen

Proses Simülasyonuna Bağlı Olarak Lazer Toz Yatağı Füzyon Yöntemi ile Üretilen Ökzetik Latislerdeki Boyutsal Sapma Üzerinde Ökzetikliğin Etkisi

63

Orhan Gülcan
Kadir Günaydın
Uğur Şimşek

The Design of a Rotating Modular Upper Limb Prosthetic Wrist Unit

73

A. Ali Gürler
E. İlhan Konukseven

Enhancing Operational Efficiency in Crushers Through the Use of an Industry 4.0 Based Crusher Control System

84

Özge Güler
Mustafa Cemal Çakır

Diyaframla Sac Şekillendirme İşleminde 15-5PH Malzeme İçin Sayısal ve Deneysel Tasarım Yöntemleri Kullanılarak Geri Esnemenin İncelenmesi

93

Yusuf Tansel İç
İbrahim İlke
Yusuf Çelik
Mustafa Yurdakul

Sayın Okurlarımız,

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

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

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

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

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

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

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

Saygılarımızla,

Yayın Kurulu

Onur Özgelen Aselsan A.Ş.
HBT/MTD, Mekanik Tasarım Müdürlüğü,
Ankara, TürkiyeGökhan Osman Özgen* Ortadoğu Teknik Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Bölümü,
Ankara, Türkiye.**Makale Bilgisi:**

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 3 Eylül 2024

Kabul: 5 Kasım 2024

*Sorumlu Yazar: Gökhan Osman Özgen

Email: gozgen@metu.edu.tr

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1542920>

Mekanik Sistemlerin Titreşim Özelliklerinin Deneysel Olarak Elde Edilebileceği Bir Modal Analiz Yazılımı Geliştirilmesi

Bu makalede, mekanik sistemlerin modal parametrelerini deneysel olarak tanımlamak amacıyla geliştirilen bir yazılımın teorik altyapısı ve mimarisi anlatılmış ve doğrulama amaçlı olarak tanımlanan iki durum çalışması için yazılımdan elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Yazılımın geliştirilmesi kapsamında, literatürde mevcut olan modal parametre tanımlama teknikleri araştırılmış ve aralarından yaygın olarak kullanılanlar yazılımda kullanılmak üzere seçilmiştir. Tipik bir modal parametre tanımlama yazılımının ne tür özellikleri olduğunun belirlenmesi için mevcut ticari yazılımlar da incelenmiştir. Yazılım geliştirme ortamı olarak Labview seçilmiştir. Labview, diğer programlama tekniklerine göre sunduğu görsel avantajlar ve tam teşekküllü bir modal parametre tanımlama yazılımı geliştirmek için Labview kullanımının yenilikçi bir uygulama olması bakımından tercih edilmiştir. Geliştirilen yazılımın doğru çalıştığını göstermek için, iki farklı durum çalışmasında analitik (sonlu elemanlar analizleriyle) ve deneysel olarak elde edilen frekans tepki fonksiyonları geliştirilen yazılıma girdi olarak verilmiş ve yazılım ile tanımlanan modal parametreler referans modal parametre değerleriyle karşılaştırılarak doğrulama yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Deneysel Modal Analiz, Modal Parametre Kestirimi, ModalTanımlama Teknikleri, Eğri Uydurma, Mekanik Titreşimler

1. GİRİŞ

Modal analiz gerçek mühendislik uygulamalarında yapıların titreşim davranışını tanımlamak için kullanılan matematiksel bir yöntemdir. Modal parametreler (doğal frekanslar, mod şekilleri, sönümlenme oranları) matematiksel veya deneysel yollarla belirlenebilir. Matematiksel yöntemlerle titreşim davranışının incelenmesi ile ilgili bir çok temel kaynak mevcuttur. Deneysel modal analiz, mekanik sistemlerin titreşim davranışının modal frekanslar, sönümlenme oranları ve modal vektörlerinin deneysel olarak elde edilen frekans tepki fonksiyonlarından yararlanarak tespit edilmesidir. Bu konuyla ilgili temel kaynaklara literatürden ulaşmak mümkündür([1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8]). Modal parametreler, frekans veya

zaman tabanlı frekans tepki fonksiyonları kullanılarak bulunur. Modal parametreler temelde, deneysel olarak elde edilen karakteristik titreşim fonksiyonlarına (frekans tepki fonksiyonlarına) eğri uydurma tekniği kullanılarak bulunur. Oturtulan eğrilerin dayandığı matematiksel ilişkiler, çok serbestli sistemlerin titreşim davranışının modal parametreler cinsinden elde edildiği teorik ilişkilerden elde edilmektedir.

Bu çalışmada, modal parametrelerin, deneysel olarak elde edilmiş frekans tepki fonksiyonları kullanarak elde edileceği bir yazılım geliştirmesi hedeflenmiştir. Ticari ürünler olarak farklı deneysel modal analiz yazılımları mevcuttur; fakat bu yazılımlar hem yüksek ücretlerle satılmaktadır hem

de Türkiye özelinde yabancı firmalardan ithal edilerek satın alınmaktadırlar.

Ticari yazılımlar arasında LMS, ME'scopeVES, ve Brüel & Kjaer Pulse bulunmaktadır. LMS yazılımı, deneysel modal analiz yöntemlerini uygulamak ve modal parametreleri elde etmek için kullanılabilecek çok gelişmiş araçlara ve özelliklere sahiptir. Literatürde sadece kendine ait olan PolyMAX isimli tahminci algoritmasından da yararlanmaktadır. PolyMAX algoritması çok temiz kararlılık diyagramları elde etme ve yüksek sönümlenmeli sistemleri de tespit edebilme özelliklerine sahiptir. Yazılım, kullanıcı tecrübesine ihtiyaç olmadan otomatik olarak modal frekansları tanımlayıp seçebilme kabiliyetine sahiptir. Bir diğer yazılım ME'scopeVES, mekanik yapıların titreşim problemlerini analiz edebilme özelliklerine sahiptir. ME'scopeVES frekans tepki fonksiyonu (FRF) bazlı ve operasyonel modal analiz gerçekleştirebilme kabiliyetlerine sahiptir. Aynı zamanda titreşim-akustik analizleri ve dinamik modelleme/simülasyonlar gerçekleştirilebilmektedir. Diğer ticari yazılımlarda da olduğu gibi birbirine yakın modlar (çoklu modlar) çoklu referanslı modal analiz yöntemleri kullanılarak tespit edilebilmektedir. İncelenen bir diğer gelişmiş yazılım Brüel & Kjaer tarafından geliştirilen Pulse analiz platformudur. Brüel & Kjaer, LMS yazılımı gibi otomatik mod seçici opsiyonuna sahiptir. Yazılım çok çeşitli tekli veya çoklu serbestlik dereceli tek giriş-tek çıkışlı, tek giriş-çoklu çıkışlı ve çoklu giriş-çoklu çıkışlı eğri uydurma algoritmaları seçeneklerine sahiptir. Aynı zamanda gelişmiş ölçüm doğrulama ve raporlama özelliklerine de sahiptir. Son olarak, ticari yazılımların çoğunda modal analiz kapsamında incelenen yapıların geometrilerinin oluşturulması ve düzenlenmesi konusunda gelişmiş araçların ve özelliklerinin de mevcut olduğunu da belirtmek gerekir.

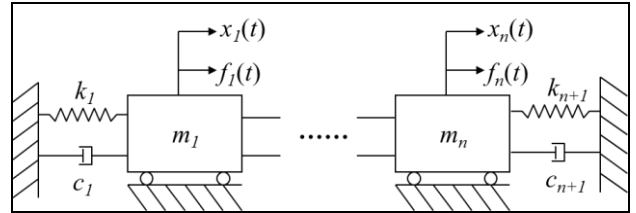
Ulusal literatürde, mekanik yapıların titreşim özelliklerinin karakterizasyonuna yönelik çalışmalar bulunsun da [9], deneysel modal analiz gerektiren durumlarda çoğunlukla ticari yazılımların kullanıldığı görülmektedir ([10],[11],[12],[13]). Deneysel modal analiz uygulamalarının özel veya genel amaçlı yapılabilmesi konusunda tecrübe kazanmak ve yakın gelecekte ulusal kaynaklarla geliştirilebilecek modal analiz yazılımları üzerine çalışmalara yönlendirici olması açısından bu makalede sunulan yazılım geliştirme ve doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Makalenin devamında önce modal analiz teorisi ve deneysel modal analizin temelini oluşturulan modal parametre tanımlama yöntemleri verilmiş ve bunu takiben geliştirilen yazılımın mimarisi ve işlevsel özellikleri örnek sonuçlar ve görseller üzerinden verilmiştir. Makalenin son kısmında, geliştirilen deneysel modal

analiz yazılımının doğrulaması iki durum çalışması (senaryosu) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Birinci senaryoda, basit bir mekanik sistemin modal parametreleri (mod şekilleri ve modal frekans ve sönümlenme oranları) sonlu elemanlar analizleri ile elde edilmiş, yine aynı model kullanılan analizlerden elde edilmiş frekans tepki fonksiyonları geliştirilen deneysel modal analiz yazılımına girildi olarak girilmiş ve son aşamada geliştirilen yazılımda bulunan tüm modal parametre tanımlama yöntemleri ile modal parametreler elde edilmiştir. Yazılım sonuçları ve sonlu elemanlar sonuçları daha sonra karşılaştırılmıştır. İkinci senaryoda ise ilk senaryodan farklı bir mekanik yapının - bu sefer - gerçek deneylerden elde edilen frekans tepki fonksiyonları kullanılarak modal parametreler geliştirilen yazılımla elde edilmiş ve bu sonuçlar incelenen hazır ticari yazılımlardan bir tanesi kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak geliştirilen deneysel modal analiz yazılımının nihai doğrulaması yapılmıştır.

2. MODAL ANALİZ TEORİSİ

Çok serbestlik dereceli sistemlerin mekanik titreşimlerinin incelenmesinde Şekil 1'de verilen model kullanılabilir. Bu model için hareket denklemleri aşağıda verilen matris denklemleri ile ifade edilebilir.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (1)$$



Şekil 1. Çok serbestlik dereceli sistem modeli

Burada $[M]$ atalet matrisini, $[C]$ viskoz sönümlenme matrisini, $[K]$ direngenlik matrisini ifade etmektedir. $\{x\}$ ve $\{f\}$ yer değiştirme tepkisi ve kuvvet vektörleridir. Denklem 1'in homojen (serbest titreşim) çözümü için aşağıdaki çözümün var olduğu kabul edilebilir:

$$\{x\} = \{B\}e^{st} \quad (2)$$

Burada $\{B\}$ ve s homojen sonucun bulunması işlemi sonunda elde edilmesi gereken parametrelerdir. Hareket denklemleri için varsayılan çözüm kullanıldığında, karmaşık özdeğer problemi olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$[s^2[M] + s[C] + [K]]\{x\} = \{0\} \quad (3)$$

Denklem 3'ün çözülmesi sonrasında özdeğerler ve özvektörler aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_N$$

$$\left\{ \begin{matrix} \psi_1 \\ \vdots \\ \psi_N \end{matrix} \right\}_1, \dots, \left\{ \begin{matrix} \psi_1 \\ \vdots \\ \psi_N \end{matrix} \right\}_N \quad (4)$$

Burada λ_r , r numaralı mod için karmaşık sönümlü doğal frekanstır; N sistem serbestlik derecesidir. Mod numarası r için karmaşık sönümlü doğal frekansı aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\lambda_r = \sigma_r + j\omega_r \quad (5)$$

Burada σ_r , r numaralı mod için sönüleme katsayısını; ω_r , r numaralı mod için sönümlü doğal frekansı, ve j , sanal birim sayısını ifade etmektedir. Frekans tepki fonksiyonu matrisi, özvektörler, özdeğerler ve frekans ω cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir ([2],[3],[8]):

$$[H(\omega)] = \sum_{r=1}^N \left(\frac{Q_r \{\psi\}_r \{\psi\}_r^T}{(j\omega - \lambda_r)} + \frac{Q_r \{\psi\}_r^* \{\psi\}_r^{*T}}{(j\omega - \lambda_r^*)} \right) \quad (6)$$

Burada Q_r , r numaralı mod için ölçek katsayısını; $\{\psi\}_r$, r numaralı mod için özvektörü ifade etmektedir. Denklem 6, çok serbestlik dereceli sistemlerin titreşim davranışının modal parametreler cinsinden ifade edilmesine imkan vermektedir ve modal analiz teorisinin temel ilişkilerinden biridir. Deneysel modal analiz yöntemleri bu denklemin fonksiyonel formu üzerinden geliştirilebilir.

3. DENEYSEL MODAL ANALİZ: MODAL PARAMETRE TANIMLAMA YÖNTEMLERİ

Deneysel modal analiz, fiziksel sistemlerin modal frekanslarının, modal vektörlerinin, modal sönüleme oranlarının, modal atalet ve modal direngenliklerinin deneysel olarak elde edilmiş frekans tepki fonksiyonlarına Denklem 6'daki matematiksel ifadelerin eğri oturtma yöntemi ile uygulanmasıyla elde edilmesi işlemine verilen genel isimdir. Deneysel modal analiz farklı amaçlar için gerçekleştirilir. Bunlar:

- 1) Matematiksel modellerin doğrulanması
- 2) Deneysel parametreler cinsinden model oluşturulması
- 3) Titreşim problemlerinin teşhis ve çözümüne yönelik çalışmalar

Deneysel modal analiz iki aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar frekans tepki fonksiyonlarının deneysel veriler kullanılarak hesaplanması (bu işleme modal veri toplama da denilmektedir) ve modal parametrelerin kestirimidir. Bu makalede sunulan çalışmada, modal parametrelerin kestirimine yönelik yaygın olarak kullanılan yöntemler seçilerek, özel hazırlanmış bir yazılım üzerinden bu yöntemlerin uygulanacağı bir platform geliştirilmiştir. Frekans tepki fonksiyonlarının deneysel olarak elde edilmesine yönelik yöntemler ve teorik altyapı bu makalede verilmemiştir ama istenilirse bu konuda bir çok kaynak literatürde mevcuttur ([14],[15],[16],[17],[18],[19],[20],[21]).

Modal parametrelerin kestirimi, temelde iki tip karakteristik fonksiyon kullanılarak yapılır. Bunlar frekans tepki fonksiyonları ve dürtü tepki fonksiyonlarıdır. Dürtü tepki fonksiyonları, frekans tepki fonksiyonlarının ters Fourier dönüşümü ile edilmektedir. Bu fonksiyonların aşağıda verilmiş matematiksel formları modal parametre kestirim yöntemlerinin temel çıkış noktalarını oluşturur([3],[8],[14]):

$$[H(\omega)] = \sum_{r=1}^N \frac{[A]_r}{(j\omega - \lambda_r)} + \frac{[A^*]_r}{(j\omega - \lambda_r^*)} \quad (7)$$

$$[h(t)] = \sum_{r=1}^N [A]_r e^{\lambda_r t} + [A^*]_r e^{\lambda_r^* t} \quad (8)$$

Burada N , mod sayısını; $[A]_r$, r numaralı mod için artık matrisi; λ_r , r numaralı mod için kutup noktasını (veya karmaşık sönümlü doğal frekansı) ifade etmektedir. Bir çok modal parametre kestirim yöntemi, frekans tepki fonksiyonlarının frekansa bağlı polinomlar cinsinden ifade edildiği denklemlerdeki bilinmeyen katsayıların eğri oturtma yöntemleri ile elde edilmesi temeline dayanır. Örneğin, tek bir girdi ve tek bir tepki serbestlik derecesi arasında ölçülen frekans tepki fonksiyonu için bu tarz bir matematiksel form aşağıda verilmiştir([14]):

$$H_{pq}(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{\beta_{2N-2}(j\omega)^{2N-2} + \beta_{2N-1}(j\omega)^{2N-1} + \dots + \beta_1(j\omega)^1 + \beta_0(j\omega)^0}{\alpha_{2N}(j\omega)^{2N} + \alpha_{2N-1}(j\omega)^{2N-1} + \dots + \alpha_1(j\omega)^1 + \alpha_0(j\omega)^0} \quad (9)$$

Burada p girdi serbestlik derecesinin indisi, q tepki serbestlik derecesinin indisi, N kestirimi yapılması hedeflenen mod sayısı, β ve α da polinom katsayılarıdır. Çok girdili ve çok tepkili frekans tepki fonksiyonu formülizasyonu aşağıdaki gibidir ([14]):

$$\sum_{k=0}^{2N} [\alpha_k] (j\omega)^k [H(\omega)] = \sum_{k=0}^{2N-2} [\beta_k] (j\omega)^k [I]_0$$

Burada $[I]$ birim matrisidir. Denklem 9 veya Denklem 10 kullanılarak elde edilen polinom katsayılarından frekans tepki fonksiyonlarının orjinal denklemlerindeki (Denklem 7) modal parametreler elde edilerek modal parametre kestirimi yapılabilmektedir. Farklı yöntemler, bu işlemi farklı şekilde gerçekleştirmektedir. Benzer bir prosedür dürtü (impulse) tepki fonksiyonu tabanlı yöntemler için de tanımlanabilir. Bu çalışma kapsamında seçilen algoritmaların karşılaştırma tablosu Tablo 1'de verilmiştir. Tablo 1'de verilen p terimi girdi serbestlik derecesinin indisi, q terimi ise tepki serbestlik derecesinin indisidir.

3.1. Rasyonel Kesirli Polinom Yöntemi (Rational Fractional Polynomial-RFP)

Popüler ve en sık kullanılan frekans ve zaman tabanlı yöntemler geliştirilecek yazılımda uygulanmak üzere seçilmiştir. İlk seçilen yöntem frekans tabanlı tek girdi-tek çıktılı çok serbest dereceli sistemleri çözen Rasyonel Kesirli Polinom (Rational Fractional Polynomial - RFP)

yöntemidir([15]). Bu yöntem temelde, rasyonel kesirle ifade edilen frekans tepki fonksiyonu (oturtulan eğri ve ölçülen frekans tepki fonksiyonları arasındaki farkı ifade etmek) için bir hata fonksiyonu tanımlanması ve bu hata fonksiyonunun en aza indirgenmesi prensibine dayanmaktadır. Aşağıda verilen hata fonksiyonunu en düşük değere indiren polinom katsayıları modal parametreleri bulmamızı sağlamaktadır ([15]):

$$[H(s)] = \frac{\sum_{k=0}^{2N-1} \alpha_k (s)^k}{\sum_{k=0}^{2N} \beta_k (s)^k} \quad (11)$$

Burada $[H(s)]$, frekans sonuç tepki fonksiyonunu; α ve β , pay ve payda polinom katsayılarını; s Laplace değişkenini ifade etmektedir.

3.2. Global Rasyonel Kesirli Polinom Yöntemi (The Global Rational Fractional Polynomial Method-GRFP)

RFP yönteminin The Global Rational Fractional Polynomial Method (GRFP) adı verilen çoklu çıktı sistemleri çözen versiyonu da mevcuttur. Yöntemin tüm aşamaları [16] ve [17] numaralı kaynaklarda verilmiştir. Yöntemin RFP'den ana farkı birden fazla frekans sonuç tepki fonksiyonu kullanması ve sistemin tüm verisini kullanarak modal parametreleri bulmasıdır.

Tablo 1. Seçilen modal parametre kestirim yöntemlerinin karşılaştırma tablosu

Algoritma	Taban		Çalıştığı Frekans Tepki Fonksiyon Sayısı	
	Frekans	Zaman	Skalar	Matriks
Rasyonel Kesirli Polinom (Rational Fractional Polynomial-RFP) ([15])	•		•	
Global Rasyonel Kesirli Polinom (The Global Rational Fractional Polynomial Method-GRFP)([16], [17])	•		•	
Çoklu Referans Frekans Taban Yöntemi (The Polyreference Frequency Domain Method-PFD)([18])	•			$p \times p$
Kompleks Üstel Yöntemi (Complex Exponential-CE) ([19])		•	•	
En Az Kare Kompleks Üstel Yöntemi (Least Squares Complex Exponential-LSCE) ([6])		•	•	
Ibrahim Zaman Taban Yöntemi (Ibrahim's Time domain-ITD) ([20])		•		$p \times p$
Çoklu Referans Zaman Taban Yöntemi (Polyreference Time Domain-PTD)([22],[23],[24])		•		$q \times q$
Özsistem Gerçekleşme Algoritması (Eigensystem Realization Algorithm-ERA) ([21])		•		$p \times p$

3.3. Çoklu Referans Frekans Taban Yöntemi (The Polyreference Frequency Domain Method-PFD)

GRFP yöntemine ek olarak çoklu giriş-çıkışlı sistemleri çözebilen frekans tabanlı Çoklu Referans Frekans Taban Yöntemi (The Polyreference Frequency Domain Method (PFD)) yöntemi mevcuttur ([18]).Yöntem hareketli mekanik bir sistemin ikinci dereceden differansiyel denkleminin durum uzay versiyonundan türetilmiştir.

3.4. Kompleks Üstel Yöntemi (Complex Exponential-CE)

Zaman tabanlı tek giriş-tek çıkışlı sistemleri çözen ve geliştirilen yazılım için seçilen ilk yöntem kompleks üstel(Complex Exponential (CE)) yöntemidir ([19]). Aynı yöntemin tek giriş-çok çıkışlı sistemleri çözen versiyonu En Az Kare Kompleks Üstel Yöntemi (Least Squares Complex Exponential (LSCE)) da mevcuttur ([6]). İki metodun tek farkı çözümde ikincide birden fazla zaman sonuç fonksiyonundan yararlanılmasıdır. Çok girişli-çok çıkışlı sistemleri çözen versiyonu da Çoklu Referans Zaman Taban Yöntemi(Polyreference Time Domain (PTD))'dir([22],[23],[24]).

3.5. İbrahim Zaman Taban Yöntemi (İbrahim's Time domain-ITD)

İbrahim Zaman Tabanı Yöntemi (İbrahim's Time domain (ITD)) ([20]), hareketli mekanik bir sistemin ikinci dereceden differansiyel denkleminin durum uzay versiyonunun kütle matrisinin tersiyle çarpılmasından türetilmiştir. Serbest bozunma durumu düşünüldüğünde, denklem özdeğer probleminde dönüşmektedir. Denklem özdeğer ve özvektörleri sistemin modal parametrelerini vermektedir.

3.6. Özsistem Gerçekleşme Algoritması (Eigensystem Realization Algorithm-ERA)

Son olarak çoklu giriş-çoklu çıkışlı sistemler için zaman tabanlı yöntem olarak Özsistem Gerçekleşme Algoritması (Eigensystem Realization Algorithm (ERA)) seçilmiştir ([21]).Yöntem, temelde tekil değer ayrıştırma prensibine dayanmaktadır. Tekil değer ayrıştırmaya sokulan matrisler Hankel matrisinden elde edilmektedir. Modal parametreler, realize edilmiş matrislerin özdeğer denkleminde elde edilmektedir.

4. YAZILIM MİMARİSİ

Geliştirilen yazılımın mimarisini ve sahip olduğu özellikleri ve işlevleri oluşturmak ve

belirlemek için yaygın olarak kullanılan ticari yazılımlar incelenmiştir. Bu yazılımlar LMS, ME'scopeVES, Brüel & Kjaer ve STAR Modal yazılımlarıdır. Bunlara ek olarak Cincinnati Üniversitesi Yapısal Dinamik Laboratuvarı tarafından geliştirilen X-Modal II yazılımı da incelenmiştir. Bu ticari yazılımlarda testlerden elde edilen ham verilerin işlenmesiyle de ilgili araçlar mevcuttur.

Ticari yazılımların sahip olduğu özellikler ışığında bu çalışma kapsamında geliştirilecek yazılımın ana özellikleri belirlenmiştir. İncelenen yazılımlar ve ortak özellikleri değerlendirildiğinde, bir modal analiz yazılımının asgari olarak sahip olması gereken özellikler aşağıdaki gibi listenebilir:

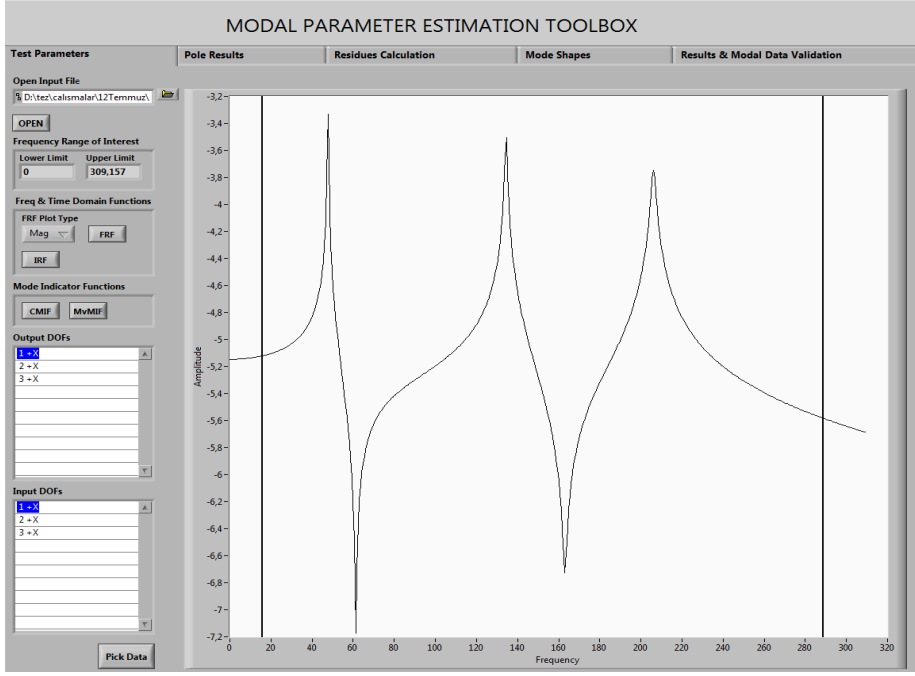
- Mod gösterici fonksiyonlar (Mode Indicator Function) çizme
- Tek veya çoklu serbestlik dereceli tek giriş-tek çıkışlı, tek giriş-çoklu çıkışlı ve çoklu giriş-çoklu çıkışlı eğri uydurma algoritmaları içermesi
- Mod seçimi için kararlılık diyagramı (Stability Diagram) çizme
- Seçilen modun doğruluğuna karar veren analiz yöntemleri barındırma

Labview kullanılarak geliştirilen yazılım beş sekmeden oluşmaktadır. Her sekme modal analiz sürecinin aşamalarından meydana gelmektedir. Bu bölümün devamında, her sekmenin kullanımı ve işlevi tanıtılacaktır.

4.1. Test Parametreleri Sekmesi

Yazılım, modal analiz uygulamalarında modal analizlerde kullanılacak titreşim testi verileri için ortak bir dil olarak geliştirilen evrensel dosya formatını okuyabilmektedir ([25]). Bu sekmede kullanıcı öncelikle evrensel dosya formatı dilindeki giriş dosyasını açmalıdır. Kullanıcı bu dosyayı açtığında yapının giriş-çıkış serbestlik derecelerinin frekans sonuç fonksiyonlarını görecektir.

Bu sekmenin konulmasının amacı titreşim testinden elde edilen frekans sonuç fonksiyonlarıyla ilgili kullanıcıya görsel aşinalık kazandırmaktır. Kullanıcı bu sekmede, analizde kullanmak istediği frekans aralığını ve hangi frekans tepki fonksiyonlarını tanımlamaya dahil etmek istediğini seçebilmektedir. Kullanıcı bu sekmede ek olarak,yapıdaki mod sayısı ile ilgili kullanıcıya ön bilgi veren mod gösterici fonksiyonlarını çizdirebilmektedir. Şekil 2'de, bahsedilen özelliklerin nasıl bir menüyle sunulduğu görülebilmektedir.



Şekil 2. Test parametreleri sekmesi

4.1.1. Mod Gösterici Fonksiyonlar (Mode Indicator Functions)

Mod gösterici fonksiyonlar sistemin içerdiği bütün modal frekansları lokal maksimum veya minimum noktalarla işaret eden fonksiyonlardır. Genellikle kolaylıkla teşhis edilemeyen yakın tekrarlı modları tanımlamak için kullanılırlar. Sistemden deneysel olarak elde edilen bütün frekans tepki fonksiyonları bu fonksiyonların hesaplamalarında kullanılırlar çünkü deneysel olarak elde edilen her bir frekans tepki fonksiyonunda mekanik bir sisteme ait bütün modların bilgisi her zaman açık olarak görülememektedir.

4.1.1.1. Çok Değişkenli Mod Gösterici Fonksiyonu (Multivariate Mode Indicator Function-MvMIF)

Çok Değişkenli Mod Gösterici Fonksiyonu doğal frekansları lokal minimum noktaları olarak göstermektedir. Çok Değişkenli Mod Gösterici Fonksiyonu, frekans tepki fonksiyonunun rezonans noktalarında gerçek (reel) kısmı değerleri sıfıra çok yakın olduğunda verimli bir şekilde çalışmaktadır. Sistemde kompleks modlar mevcutsa çok doğru sonuçlar vermeyebilir çünkü Çok Değişkenli Mod Gösterici Fonksiyonu ilgilenilen frekans aralığında modları tahrik edebilecek bir kuvvet vektörü bulma prensibine dayanmaktadır. Rezonans noktalarında frekans tepki fonksiyonlarının gerçek kısmının sanal kısmına oranla çok küçük bir değer olduğu kabul edildiği için, bu olgu bizi aşağıda formülasyonu

verilen özdeğer ve özvektörleri bulmamızı sağlayan minimizasyon problemine götürmektedir [26]:

$$\begin{aligned} [H_{real}]^T [H_{real}] \{F\} = \\ \lambda \left([H_{real}]^T [H_{real}] + [H_{imag}]^T [H_{imag}] \right) \{F\} \end{aligned} \quad (12)$$

Burada H_{real} ve H_{imag} , frekans tepki fonksiyonunun gerçek ve sanal kısımlarını; F , kuvvet vektörünü; λ , özdeğerleri ifade etmektedir. Şekil 3 örnek bir senaryo için Çok Değişkenli Mod Gösterici grafiğini göstermektedir.

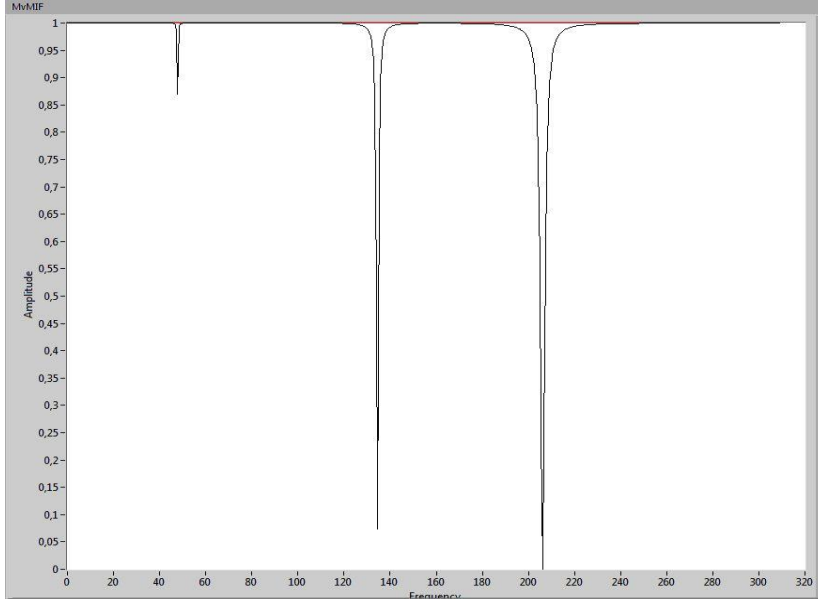
4.1.1.2. Kompleks Mod Gösterici Fonksiyonu (Complex Mode Indicator Function-CMIF)

Kompleks Mod Gösterici Fonksiyonu grafiğinin tepe noktaları, sönümlü doğal frekans noktalarını göstermektedir. Kompleks Mod Gösterici Fonksiyonu sistemin mod şeklini bulmada da kullanılabilir. Kompleks Mod Gösterici Fonksiyonu, modları bulmada tekil değerleri ayrıştırma prensibine dayanmaktadır([27]). Kompleks Mod Gösterici Fonksiyonları birbirine çok yakın tekrarlı modları tanımlayabilme özelliğine de sahiptir ve aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$[H(\omega)] = [U(\omega)] [S(\omega)] [V(\omega)]^T \quad (13)$$

$(N_o \times N_i) \quad (N_o \times N_e) \quad (N_e \times N_i)$

$$CMIF_k(\omega) = \mu_k(\omega) = S_k(\omega)^2 \quad (14)$$



Şekil 3. Çok Değişkenli Mod Gösterici grafiği örneği

Burada N_o , tepki serbestlik derecesi sayısını; N_i , girdi serbestlik derecesi sayısını; N_e , etkili mod sayısını; $U(\omega)$, mod şekil vektörlerinin sol tekil matriksini; $S(\omega)$, tekil değer matriksini; $V(\omega)$, mod şekil vektörlerinin sağ tekil matriksini; $CMIF_k(\omega)$, frekansa bağlı fonksiyon olarak k numaralı CMIF fonksiyon değerini; $\mu_k(\omega)$, k numaralı özdeğeri; $S_k(\omega)$, frekansa bağlı k numaralı tekil değeri ifade etmektedir. Şekil 4 örnek bir durum için Kompleks Mod Gösterici Fonksiyonu grafiğini göstermektedir.

4.2. Kutup Sonuçları Sekmesi

Kullanıcı bu sekmede, kullanacağı yöntemi seçmekte ve o yöntemle ilgili gerekli parametreleri girmektedir. Kullanıcı daha sonra kararlılık diyagramını çizdirmektedir. Çizdirilen kararlılık diyagramı üstündeki kutup belirleyici imlecinden yararlanarak modlara ait frekansları seçebilmektedir. Yanlışlıkla seçilen veya istemediği sonuçları silebilmektedir(Şekil 5).

Kararlılık diyagramı sonuçları bir önceki iterasyonlardan gelen modal parametre sonuçlarının bir sonraki iterasyon sonuçlarıyla kıyaslanmasından elde edilmektedir. Kullanıcı açılır-pencere kullanarak parametrelerin kıyaslanma kriterlerini de değiştirebilmektedir(Şekil 6).

4.3. Artık (Residue) Terimleri Hesaplama Sekmesi

Mod frekansları tespiti sonrası frekans sonuç fonksiyonlarını yeniden sentezlerken tanımlanan mod

frekanslarından uzakta kalan düşük ve yüksek frekanslar tarafından domine edilen artık terimler de hesaba katılır. Kullanıcı bu sekmede, kullandığı yöntemi seçmekte ve yöntemden elde edilen sonuçlara göre ilgili frekans sonuç fonksiyonlarını yeniden sentezleyebilmektedir. Bu sentezlemeyi yaparken kalan terimleri dahil edip etmemek istediğini seçmektedir (Şekil 7).

4.4. Mod Şekilleri Sekmesi

Kullanıcı bu sekmede, yapının mod şekillerini ilgili yöntemin sonuçlarına göre çizdirebilmektedir. Kullanıcı ayrıca mod şekillerinin animasyonunu da oynatabilmektedir (bkz. Şekil 8).

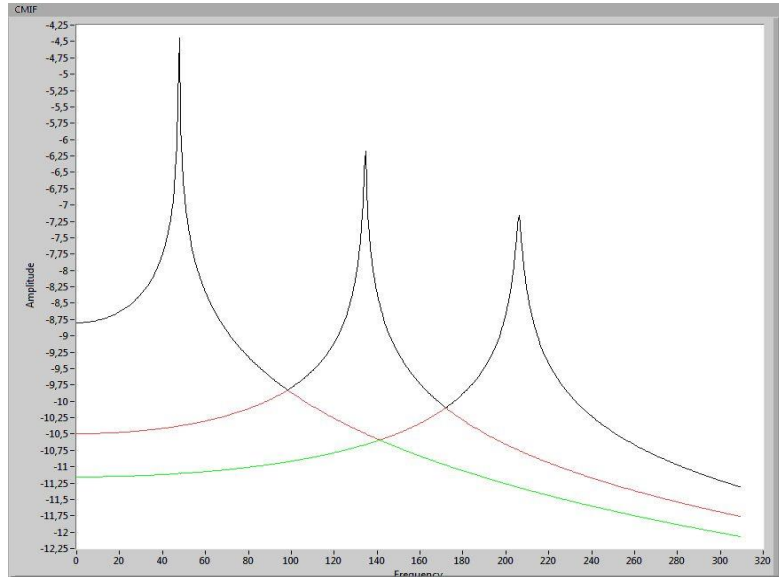
4.5. Sonuçlar & Modal Veri Doğrulama Sekmesi

Kullanıcı bu sekmede, bütün yöntemlerden elde ettiği modal frekans ve sönümlenme katsayısı sonuçlarını tablo halinde listeyebilmekte ve sonuçları arasında Mod Güvence Kriteri (Modal Assurance Criterion-MAC) grafiği çizdirip sonuçların doğruluğunu (elde edilen modların birbirinden farklı bağımsız modlar olup olmadığını) değerlendirmektedir (bkz. Şekil 9). Mod Güvence Kriteri (Modal Assurance Criterion-MAC) iki mod vektörü arasındaki benzerlik derecesini belirlemektedir. Bu kriter aşağıdaki gibi formülize edilmiştir ([3]):

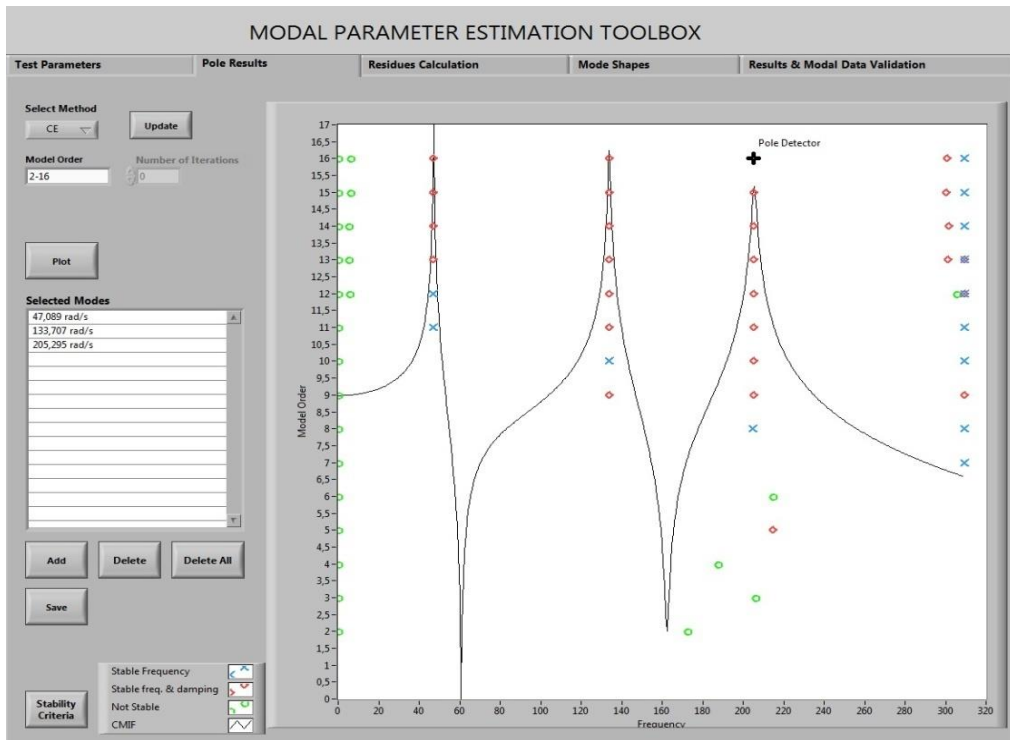
$$MAC = \frac{\left| \left\{ \psi_1^{*r} \right\} \left\{ \psi_2 \right\} \right|^2}{\left| \left\{ \psi_1^{*r} \right\} \left\{ \psi_1 \right\} \right| \left| \left\{ \psi_2^{*r} \right\} \left\{ \psi_2 \right\} \right|} \quad (15)$$

MAC değeri her zaman 0 ve 1 değerleri aralığında çıkar. MAC değerinin bire yakın olması, değişik yöntemlerle elde edilmiş mod şekil vektörlerinin

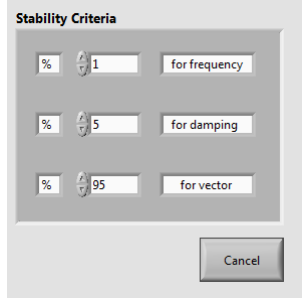
birbirleriyle ilişkili olduğunu göstermektedir. Bu değerın sıfıra yakın olması bu ilişkinin azaldığı anlamına gelmektedir.



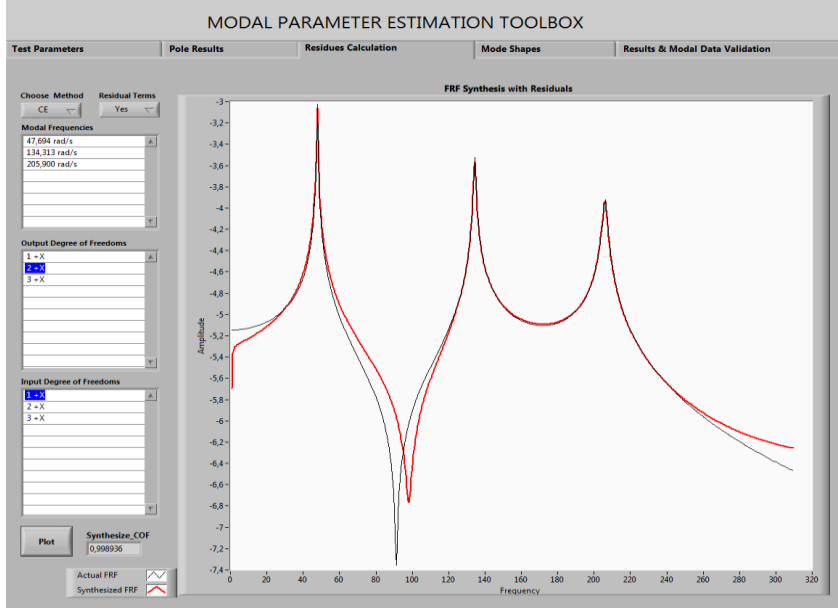
Şekil 4. Kompleks Mod Gösterici Fonksiyon grafiği örneği



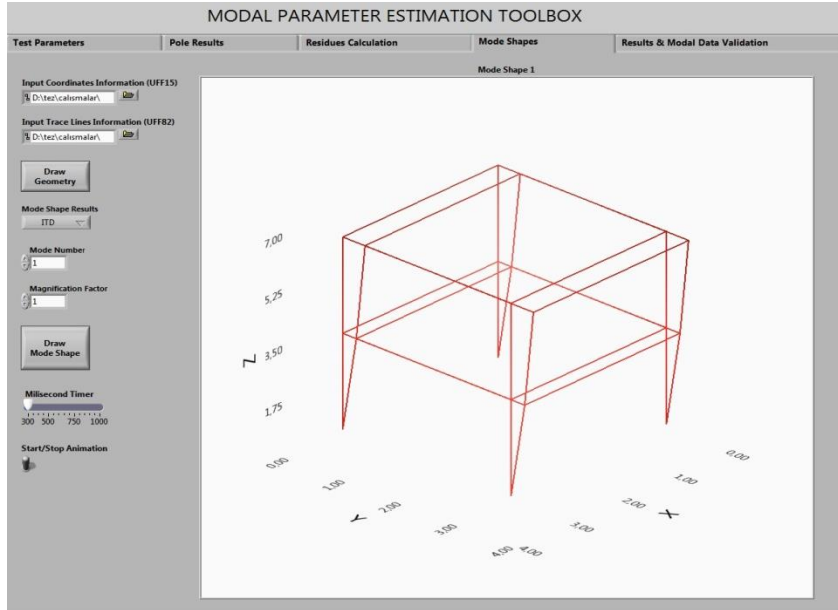
Şekil 5. Kutup sonuçları sekmesi



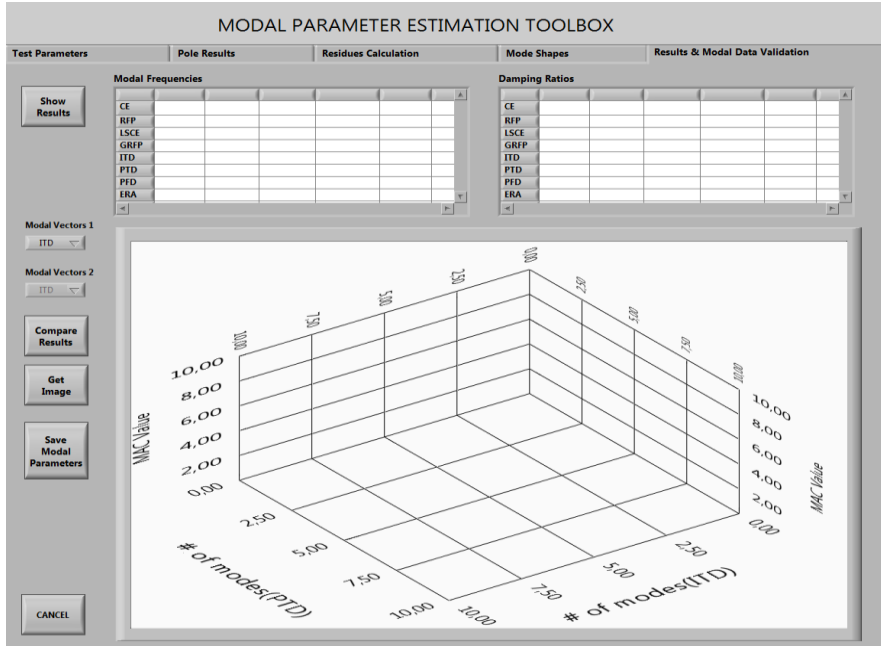
Şekil 6. Kutup sonuçları sekmesinin açılır penceresi



Şekil 7. Artık (residue)terimleri hesaplama sekmesi



Şekil 8. Mod şekilleri sekmesi



Şekil 9. Sonuçlar & modal veri doğrulama sekmesi

5. YAZILIMIN DOĞRULANMASI

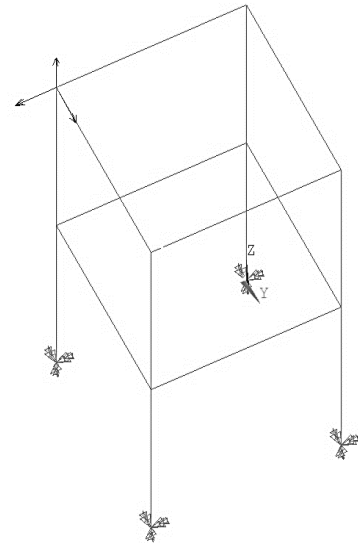
Bu bölümün amacı, geliştirilen yazılımın verdiği sonuçların doğru olup olmadığını göstermektir. Bu amaçla analitik ve deneysel olmak üzere iki durum çalışması gerçekleştirilmiştir. Sonuçlarının doğruluğundan emin olunan analitik ve deneysel yolla elde edilen frekans tepki fonksiyonlarından elde edilen modal parametre sonuçları (mod frekansı, sönümlenme katsayısı, mod şekilleri) geliştirilen yazılımdan elde edilen sonuçlarla kıyaslanmış ve yakın sonuçlar bulunduğu gözlemlenmiştir. Analitik durum çalışmasında basit bir model üzerinden ANSYS yazılımıyla sonlu elemanlar analizi ile elde edilen frekans tepki fonksiyonları kullanılmıştır. Deneysel durum çalışmasında ise Cincinnati Üniversitesi Yapısal Dinamik Laboratuvarında geliştirilen X-Modal II yazılımına girdi sağlamak üzere dairesel bir plakadan elde edilen deneysel frekans tepki fonksiyonları sonuçları kullanılmıştır.

5.1. Analitik Durum Çalışması

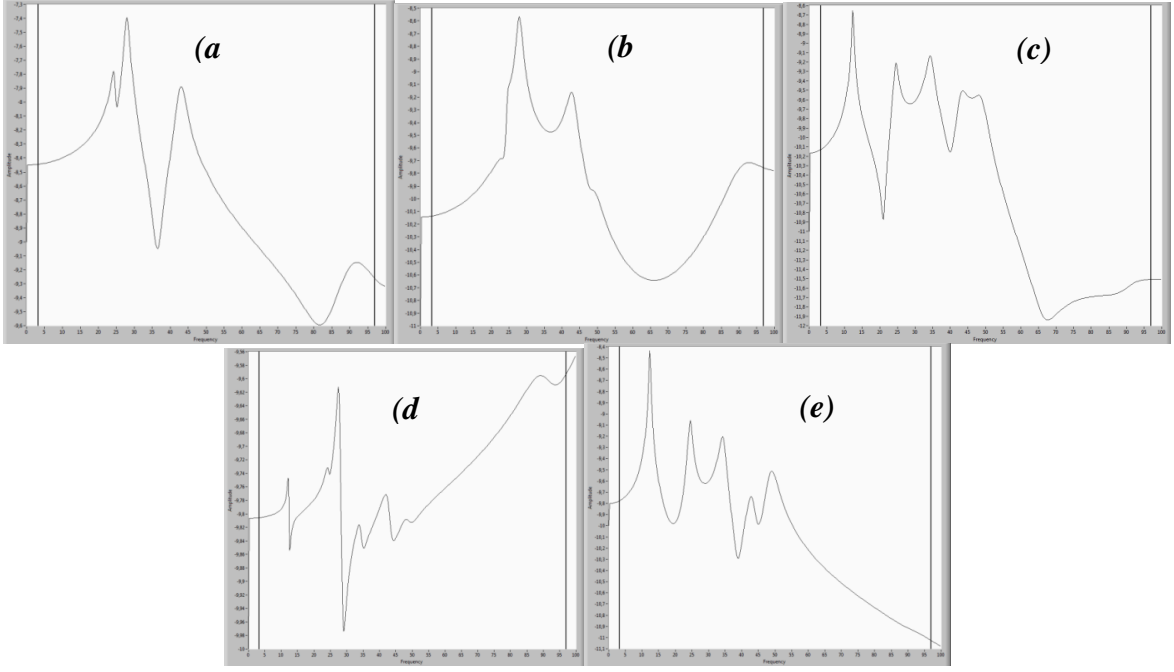
Bu çalışmanın temel göstergesi yazılımın x, y , ve z yönlerinde tanımlanan frekans sonuç fonksiyonlarıyla aynı anda çalışabildiğini göstermektir. ANSYS kullanılarak Şekil 10'daki yapı modellenmiştir. Modelde toplam 12 düğüm noktası bulunmaktadır. Bunların 4 tanesinin bütün yer değiştirmeleri sabitlenmiştir. Bütün yönlerde birim kuvvetler tanımlanmış, 8 düğüm noktası için x, y , ve z yönlerinde yer değiştirme ve kuvvetler için toplamda $72(8 \times 3 \times 3)$ frekans tepki fonksiyonu elde edilmiştir. 0-100 rad/s arasındaki frekanslar için sırasıyla modal

ve harmonik analizler ANSYS'te koşturulmuştur. Şekil 11'de değişik düğüm noktaları ve serbestlik dereceleri için elde edilen frekans tepki fonksiyonları geliştirilen yazılımdan alınmış görseller olarak olarak verilmiştir.

İkinci aşamada, analitik olarak oluşturulan frekans tepki fonksiyonları, geliştirilen yazılıma yüklenmiştir. İlk olarak var olan tüm modları tespit edebilmek için mod gösterici fonksiyonlar çizdirilmiştir. Şekil 12 (CMIF) ve Şekil 13 (MvMIF) bu mod gösterici fonksiyonların grafiklerini göstermektedir. Bu grafiklerden, yapıda 0-100 rad/s arasında toplam 7 mod olduğu görülmektedir.



Şekil 10. Model geometrisi



Şekil 11. Örnek frekans tepki fonksiyonları – (a) 11Z-9X, (b) 9X-9X, (c) 8Y-9Z, (d) 4Z-9Z, (e) 9Z-9Y

Geliştirilen yazılımdaki bulunan bütün yöntemler kullanılarak ilgilenilen frekans aralığındaki tüm modal frekanslar bulunmuştur. Şekil 14 bütün yöntemlerle elde edilen kararlılık diyagramı sonuçlarını vermektedir. CE ve LSCE yöntemlerinin RFP ve GRFP yöntemlerine göre daha etkin çalıştığı görülmektedir. Daha düşük dereceli polinomlarla kararlı kutuplara ulaşılmıştır. ITD ve PFD yöntemleri uzay durum modelleriyle çalışmaktadır. Bu yöntemler büyük miktarlarda mekansal bilgi kullandığı için, daha az iterasyonla kararlı kutuplara ulaşabilmiş ama çok fazla hesaplama eforu istemektedir. Tablo 2 ve Tablo 3’de bütün yöntemler ve ANSYS ile bulunan modal frekanslar ve sönümlenme oranları değerleri verilmiştir. Elde edilen sonuçların tatmin edici düzeyde yakın olduğu görülmektedir.

Modal frekanslar ve sönümlenme oranları bulunduktan sonra rastgele seçilen frekans tepki fonksiyonları sentezlenmiş ve sonuçlar Şekil 15’de verilmiştir. Son olarak, her yöntemle bulunan modal vektörler MAC grafiğiyle kıyaslanmıştır. Tek giriş-tek çıkışlı sistemlerle çalışan yöntemlerle modal vektörler bulunamamaktadır. Bu yüzden sadece modal vektör tanımlaması yapabilen yöntemlerin sonuçları verilmiştir (bkz. Şekil 16). Şekil 17’de ise ANSYS ve geliştirilen yazılımdan elde edilen mod şekilleri görseller olarak verilmiştir. PFD yöntemi, modal vektörü doğru bir şekilde bulamamıştır. Çünkü PFD yönteminin dahil edildiği bütün kıyaslamalarda MAC değerleri 1’in altında kalmıştır. Gerek MAC grafiğinde, gerekse mod şekil sonuçlarında, 7.mod sonuçlarında bir tutarsızlık olduğu görülmüştür. Bu

yüzden ANSYS yazılımıyla yapılan analizlerin frekans aralığı 8’inci modu da içerecek şekilde genişletilmiştir. 8’inci mod frekansının 7’inci moda çok yakın olduğu görülmüştür (Tablo 4). ANSYS tarafından bulunan 8’nci modun şekil sonuçları karşılaştırıldığında, sonuçların uyduğu gözlenmiştir (Şekil 18). Kararlılık diyagramları incelendiğinde, PTD yöntemi dışında birbirine çok yakın olan modların tespit edilemediği görülmüştür. PTD yönteminin, çoklu giriş-çoklu çıkışlı sistemlerle çalıştığı için birbirine yakın modları tanımlama konusunda diğer yöntemlerden üstün olduğu görülmüştür.

5.2. Deneysel Durum Çalışması

Bu durum çalışmasının amacı geliştirilen yazılımın titreşim testiyle elde edilen gerçek deneysel veriler ile de doğru çalışabildiğini gösterebilmektir. Test yapısı esnek yaylar üzerinde konumlandırılmış serbest sınır koşullarına sahip olduğu varsayılan daire şeklinde bir alüminyum plakadır. Üstünde 2 tahrik (force input), 30 tepki (response output) noktası mevcuttur (bkz. Şekil 19). Tepki serbestlik dereceleri 1 ile 30 arasında etiketlenmiş noktalarda tanımlanmıştır. Her nokta için tahrik ve tepkiler plaka yüzeyine dik yönde (z yönünde) ölçülmüştür. Testlerde kullanılan tahrik noktaları 14 ve 19 nolu noktalar ve tahrikler z yönünde plaka yüzeyine dik olarak uygulanmıştır. Toplamda 60 adet frekans tepki fonksiyonu ölçülmüştür. Modal analize girdi sağlayacak test sonuçları çoklu referanslı sarsıcı testi yöntemi ile elde edilmiştir ([2],[5]). Test sonuçları yazarlardan birinin doktora çalışmaları sırasında

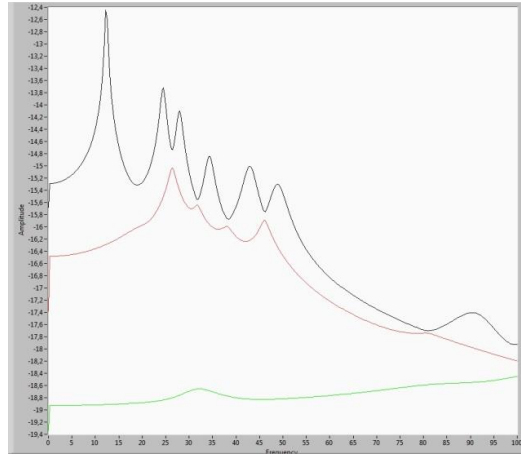
Cincinnati Üniversitesi'nin Yapısal Dinamik Araştırma Laboratuvarında (Structural Dynamics Research Laboratory) eğitim amaçlı gerçekleştirmiş olduğu bir testten alınmıştır. Ayrıca, geliştirilen yazılımdan elde edilen modal parametreler de yine aynı laboratuvarda geliştirilen X-Modal II yazılımıyla elde edilen modal parametre sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Analize başlarken test yapılan frekans aralığındaki mod sayısını doğru belirleyebilmek için CMIF (bkz. Şekil 20) eğrilerinden yararlanılmıştır. Testte kullanılan tahrik sayısı kadar CMIF eğrisi hesaplanabilir. Aynı frekansta birden fazla görülen zirve noktaları yapıda tekrarlanan kökler – aynı mod frekansında birden fazla bağımsız mod bulunması durumu - (repeated roots –multiple modes at the same frequency) olduğunu ifade etmektedir. MvMIF eğrisi de çizdirilmiştir; fakat tekrarlanan kökler bulunmasına rağmen bu eğriden çok net anlaşılacaktır (bkz. Şekil 21).Şekil 20'den yararlanılarak sistemdeki kök sayısı ile ilgili çıkarımda bulunulmuştur (bkz. Tablo 5).

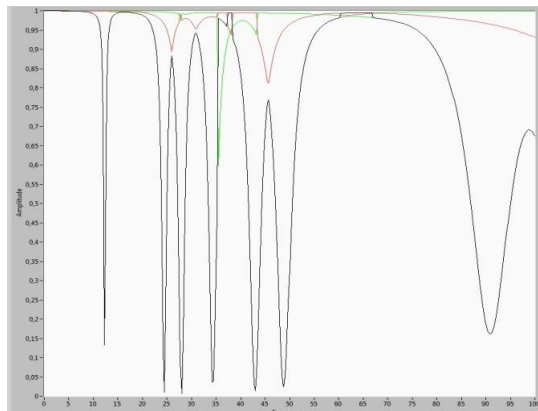
ITD, PTD & ERA yöntemleriyle elde edilen kararlılık diyagramları Şekil 22'de verilmiştir. Bu

durum çalışmasında sadece çoklu tahrik- çoklu tepkili frekans tepki fonksiyonu veri setiyle çalışabilen yöntemlerin sonuçları verilmiştir (bkz. Tablo 6). Şekil 22 ve Tablo 6 incelendiğinde, PTD yönteminin tekrarlanan kökleri bulmada en başarılı yöntem olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, modal frekans sonuçları metotlar karşılaştırıldığında iyi bir şekilde eşleşmekle beraber, sönümlenme katsayıları değerlerinde tutarsızlıklar görülmektedir. Mod şekil sonuçları karşılaştırıldığında sonuçların eşleştiği görülmektedir (bkz. Şekil 23).

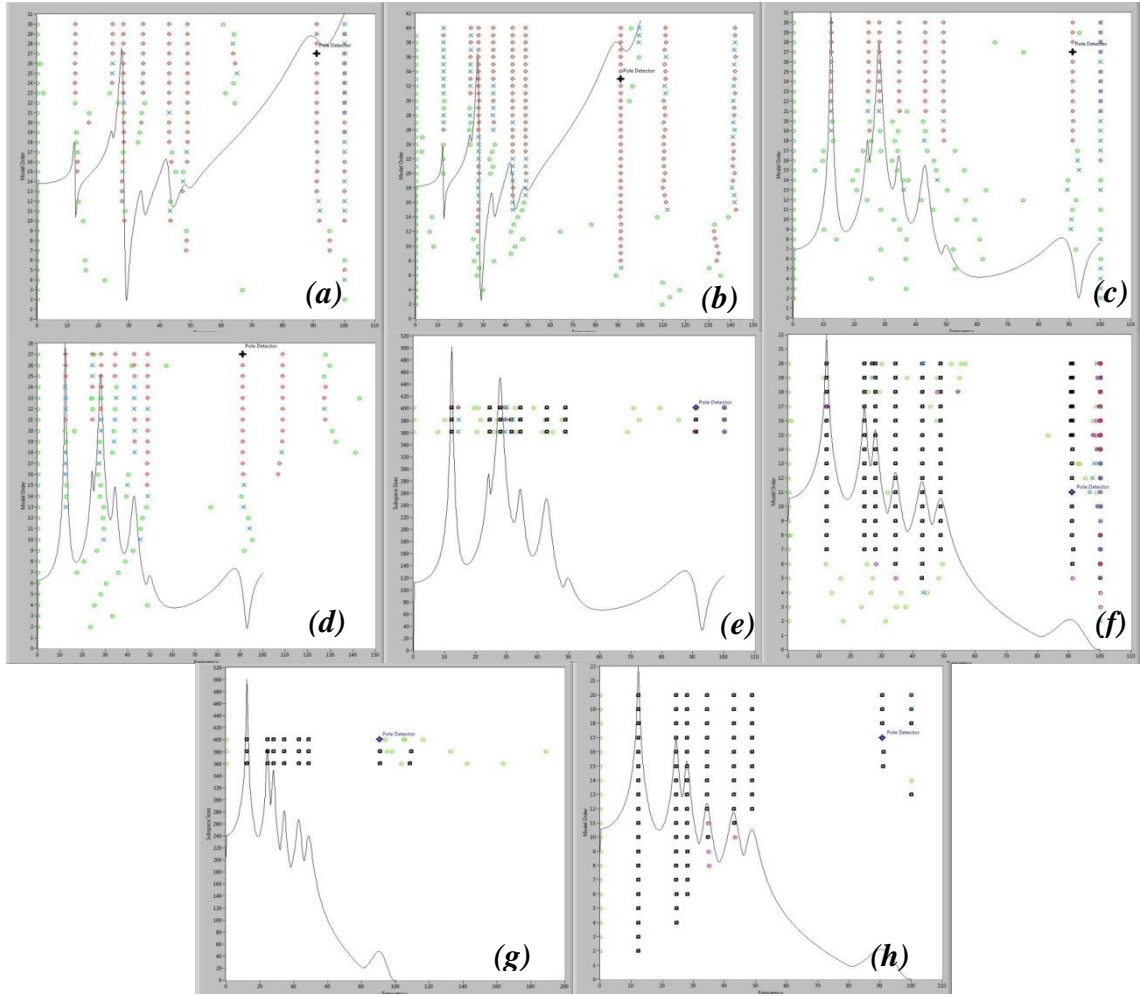
Son olarak, modal analizde kullanılan frekans tepki fonksiyonları sentezlenmiştir. Gösterim amaçlı olarak seçilen tepki-tahrik konum kombinasyonları 4Z-19Z, 19Z-19Z, 20Z-14Z ve 22Z-14Z için frekans tepki fonksiyonu karşılaştırmaları Şekil 24'te görülebilir. Test verileri 0-800 Hz arasında alınmış olmasına rağmen, modal parametreler 0-500 Hz arasında tespit edilmiştir. Frekans tepki fonksiyonlarında sentezleme sonuçları ve gerçek deney verileri arasında 500 Hz üzerinde Şekil 24'teki örnek frekans tepki fonksiyonlarında da görülen farklılıklar bu yüzden kaynaklanmaktadır.



Şekil 12. Tüm frekans tepki fonksiyonları kullanılarak elde edilen CMIF grafikleri



Şekil 13. Tüm frekans tepki fonksiyonları kullanılarak elde edilen MvMIF grafikleri



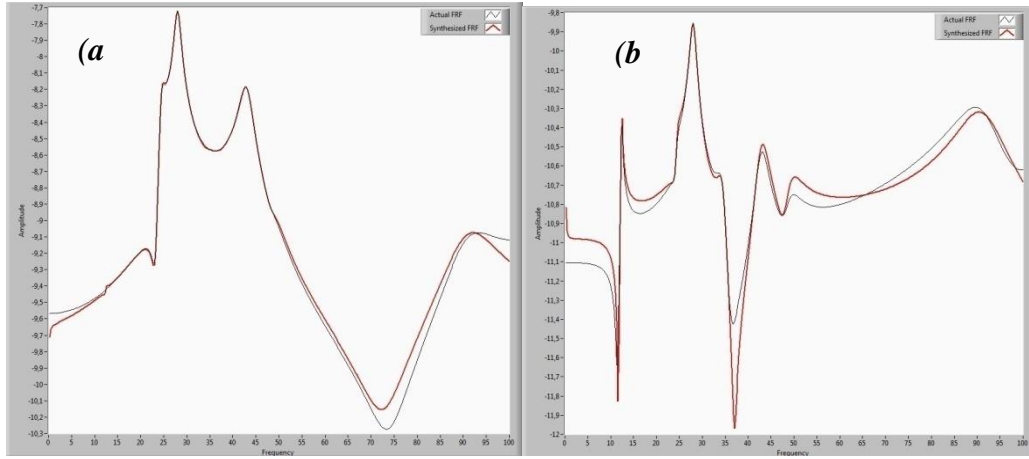
Şekil 14. Kararlılık diyagramları – (a) CE, (b) RFP, (c) LSCE, (d) GRFP, (e) ITD, (f) PTD, (g) PFD, (h) ERA

Tablo 2. Yazılımdan elde edilen & ANSYS'den elde edilen (referans)modal frekans sonuçları

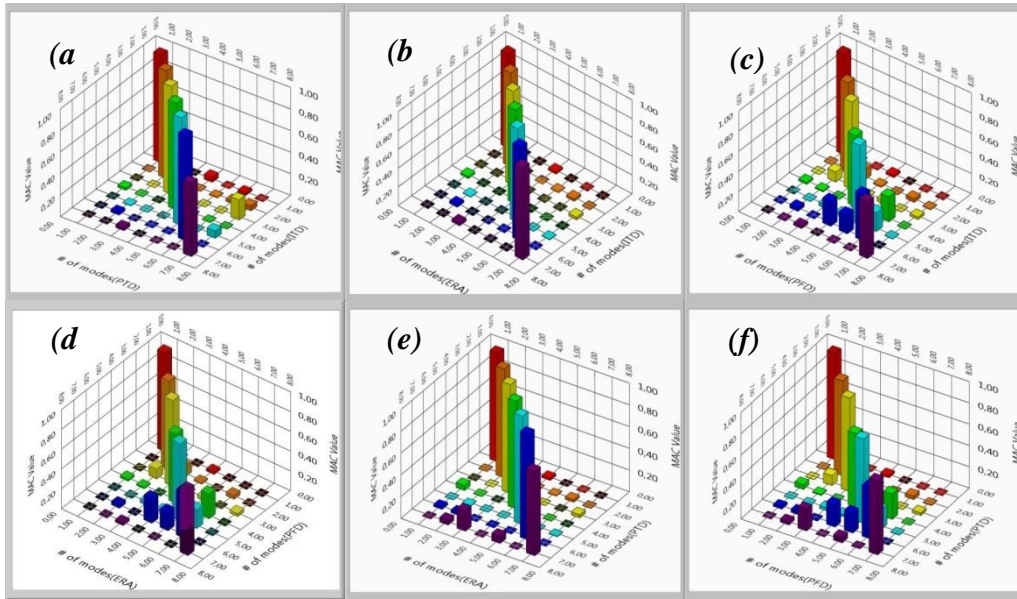
Mod	Modal Frekanslar (rad/s)								ANSYS
	CE	RFP	LSCE	GRFP	ITD	PTD	PFD	ERA	
1	12.341	12.332	12.346	12.299	12.345	12.345	12.332	12.345	12.329
2	24.488	24.420	24.475	24.318	24.484	24.484	24.455	24.485	24.453
3	27.996	27.970	28.000	28.189	27.996	27.996	27.959	27.997	27.960
4	34.411	34.381	34.414	34.253	34.412	34.412	34.378	34.414	34.367
5	42.996	42.943	42.996	42.940	42.995	42.995	42.939	43.001	42.940
6	48.888	48.830	48.890	48.838	48.889	48.889	48.838	48.900	48.826
7	91.066	90.951	91.058	90.949	91.068	91.053	90.937	91.029	90.531

Tablo 3. Yazılımdan elde edilen & ANSYS'den elde edilen (referans)sönümleme oranları sonuçları

Mod	Sönümleme Oranları (%)								ANSYS
	CE	RFP	LSCE	GRFP	ITD	PTD	PFD	ERA	
1	1.640	1.683	1.683	1.584	1.658	1.658	1.649	1.658	1.665
2	2.278	1.666	2.331	2.395	2.305	2.306	2.309	2.305	2.306
3	2.496	2.498	2.504	2.396	2.493	2.493	2.496	2.493	2.493
4	2.839	2.850	2.836	2.712	2.835	2.835	2.818	2.832	2.835
5	3.295	3.291	3.293	3.173	3.293	3.293	3.308	3.281	3.293
6	3.611	3.610	3.608	3.606	3.608	3.608	3.555	3.586	3.608
7	5.873	5.862	5.868	5.860	5.859	5.887	5.856	6.451	5.840



Şekil 15. Belirtilen düğüm noktalarının sentezlenen frekans sonuç fonksiyonları (Geliştirilen yazılım & ANSYS karşılaştırması) – (a) 6X-9X, (b) 6Z-9Z



Şekil 16. Belirtilen yöntemlerin sonuçları arasındaki MAC grafikleri - (a) ITD-PTD, (b) ITD-ERA, (c) ITD-PFD, (d) PFD-ERA, (e) PTD-ERA, (f) PTD-PFD

6. SONUÇ

Bu çalışmada, özgün olarak geliştirilen bir deneysel modal analiz yazılımının teorik altyapısı ve yazılımsal mimarisi verilmiş ve yazılımın doğrulanması için gerçekleştirilen biri analitik ve biri deneysel durum çalışmalarının detayları ve sonuçları sunulmuştur. Bazı durumlar dışında genelde yazılımdan tatmin edici sonuçlar (referans modal parametrelerle örtüşen tanımlama sonuçları) elde edilmiştir. Analitik durum çalışmasında ANSYS yazılımından sonlu elemanlar analizi ile elde edilen modal parametre sonuçları, deneysel durum çalışması için ise Cincinatti Üniversitesi Yapısal Dinamik Laboratuvarında geliştirilen X-Modal II yazılımından elde modal parametre sonuçları,

geliştirilen modal analiz yazılımının sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Durum çalışmalarının sonuçları tatmin edici yakınlıkta olmasına rağmen yazılımın ticari yazılımlara göre halen eksikleri mevcuttur. Ticari yazılımlarda modal parametrelere değer biçme kısmı dışında elde edilen test verisini düzgün bir frekans sonuç fonksiyonuna dönüştürmek için özellikler de mevcuttur. Geliştirilen yazılımda, modal frekans belirlemek için etkili bir yöntem olan kararlılık diyagramından kullanıcı manuel bir şekilde frekansları belirlemektedir. Bununla ilgili ticari yazılımlarda prosesi otomatize eden özellikler mevcuttur. Benzer yöntemlerin geliştirilen yazılıma da kazandırılması düşünülebilir. Literatürde var olup, yazılıma eklenemeyen başka etkin modal parametreleri tanımlayan algoritmalar mevcuttur. Bu

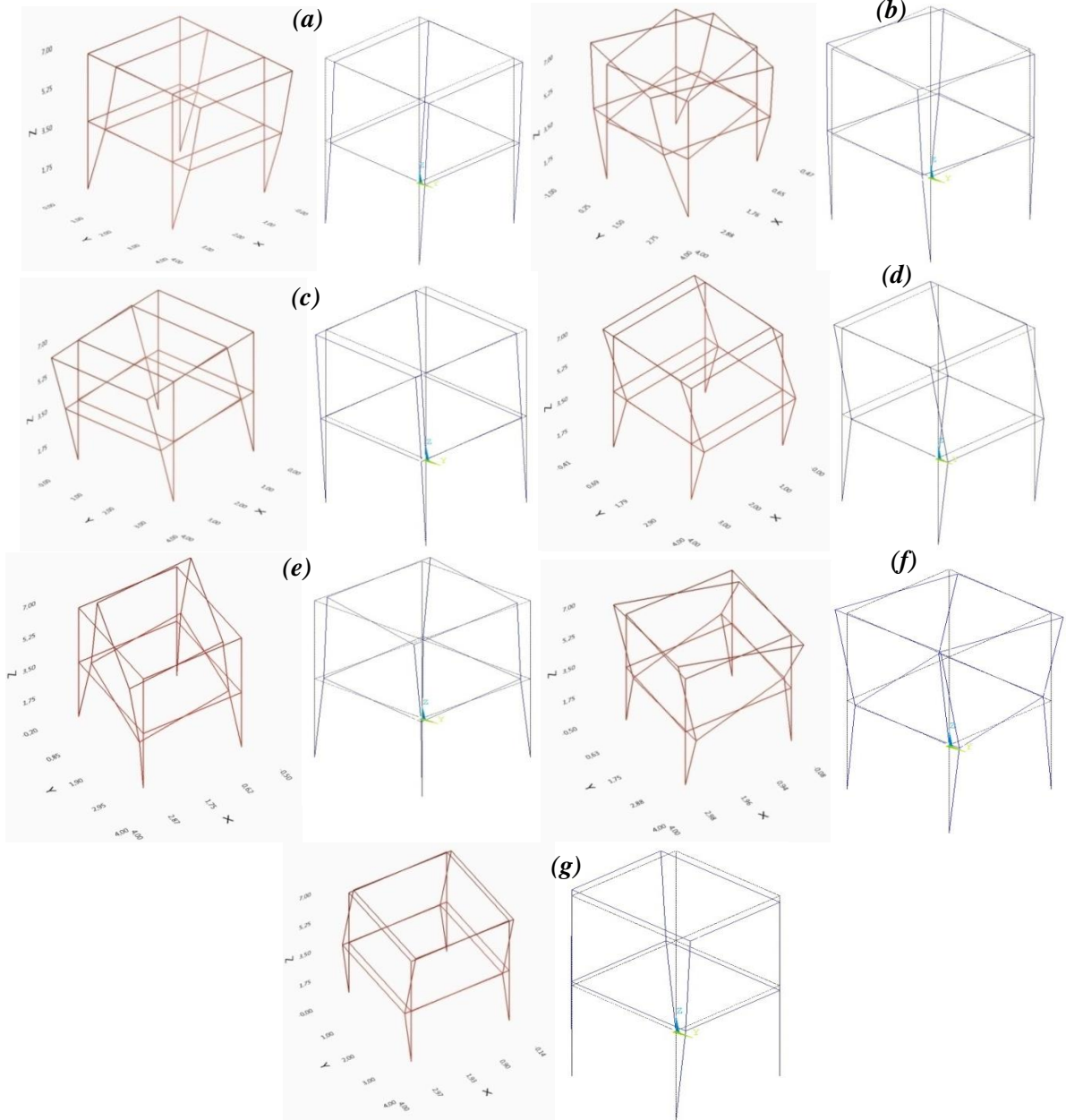
yöntemler de yazılıma kazandırılabilir. Ulusal kaynaklarla kullanıma açılacak modal analiz öncesi ve sonrası bütün işlemlere haiz bir yazılım geliştirilebilmesi için yukarıda bahsedilen özelliklerin yazılıma kazandırılması gerekmektedir.

Teşekkür

Yazarlar tarafından herhangi bir destek beyan edilmemiştir.

Çıkar Çatışması

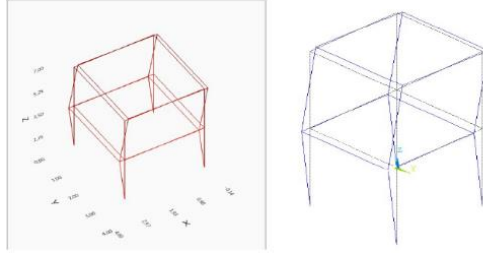
Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.



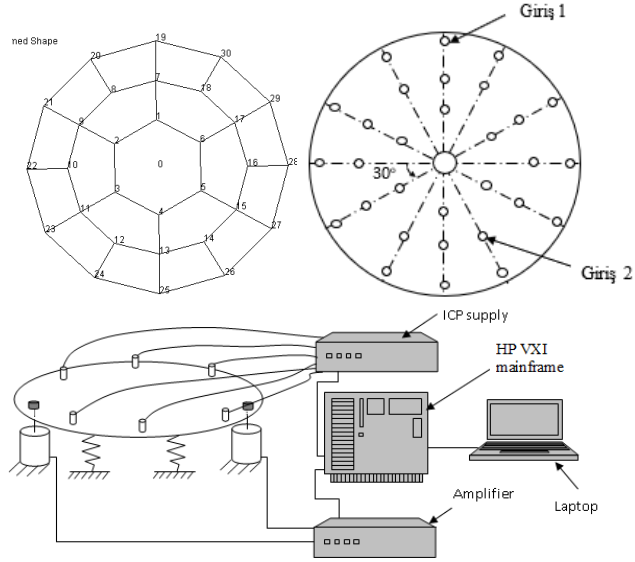
Şekil 17. Geliştirilen yazılım & ANSYS mod şekli sonuçları – (a) 1. mod, (b) 2. mod, (c) 3. mod, (d) 4. mod, (e) 5. mod, (f) 6. mod, (g) 7. Mod

Tablo 4. Modal frekanslar (ANSYS)

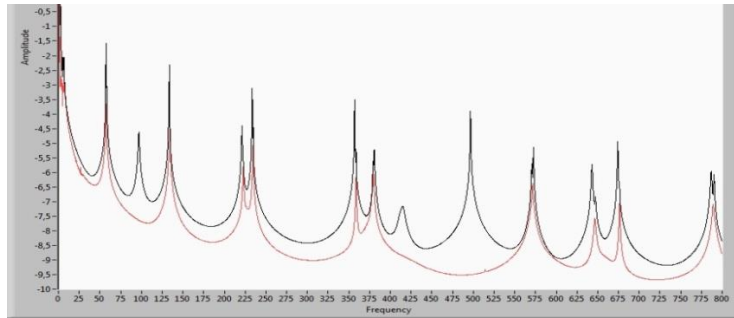
Mod	Modal Frekanslar (rad/s)
7	90.531
8	90.945



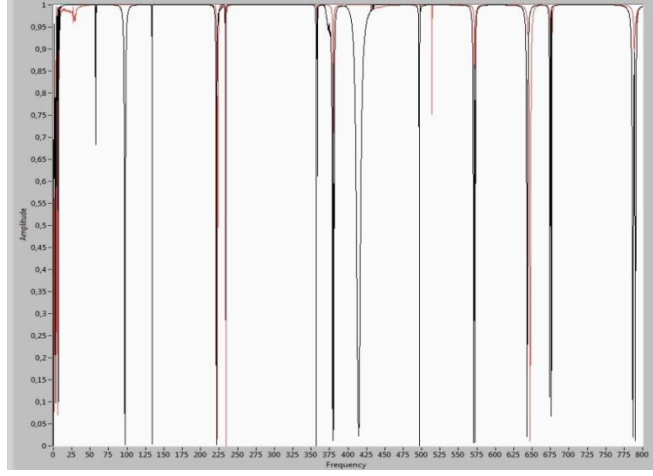
Şekil 18. Geliştirilen yazılım 7. mod & ANSYS 8. mod şekli sonuçları



Şekil 19. Test yapısı – alüminyum dairesel plaka



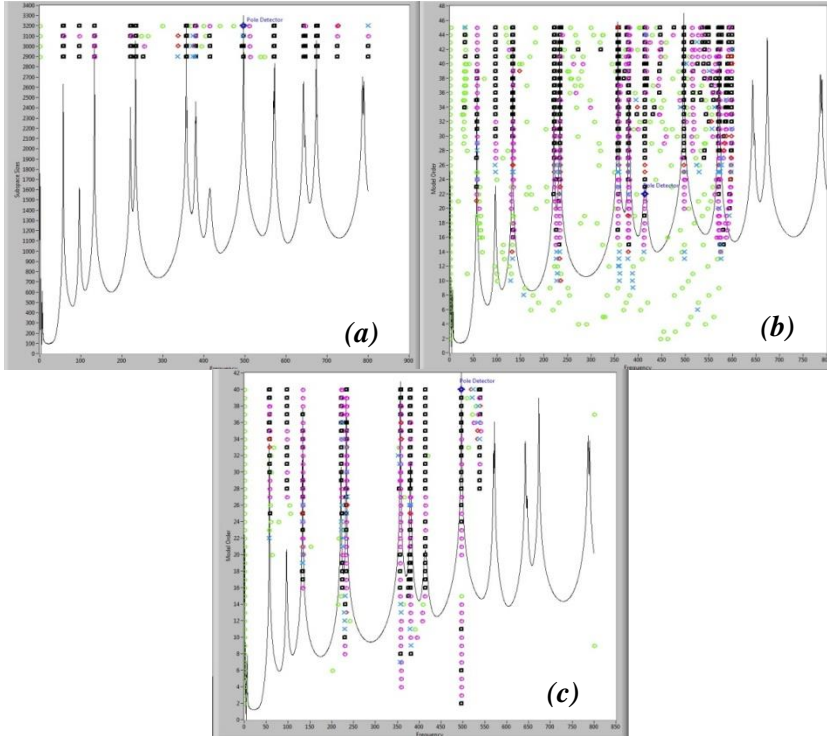
Şekil 20. CMIF eğrileri



Şekil 21. MvMIF eğrileri

Tablo 5. CMIF eğrilerinden yapılan çıkarımlar

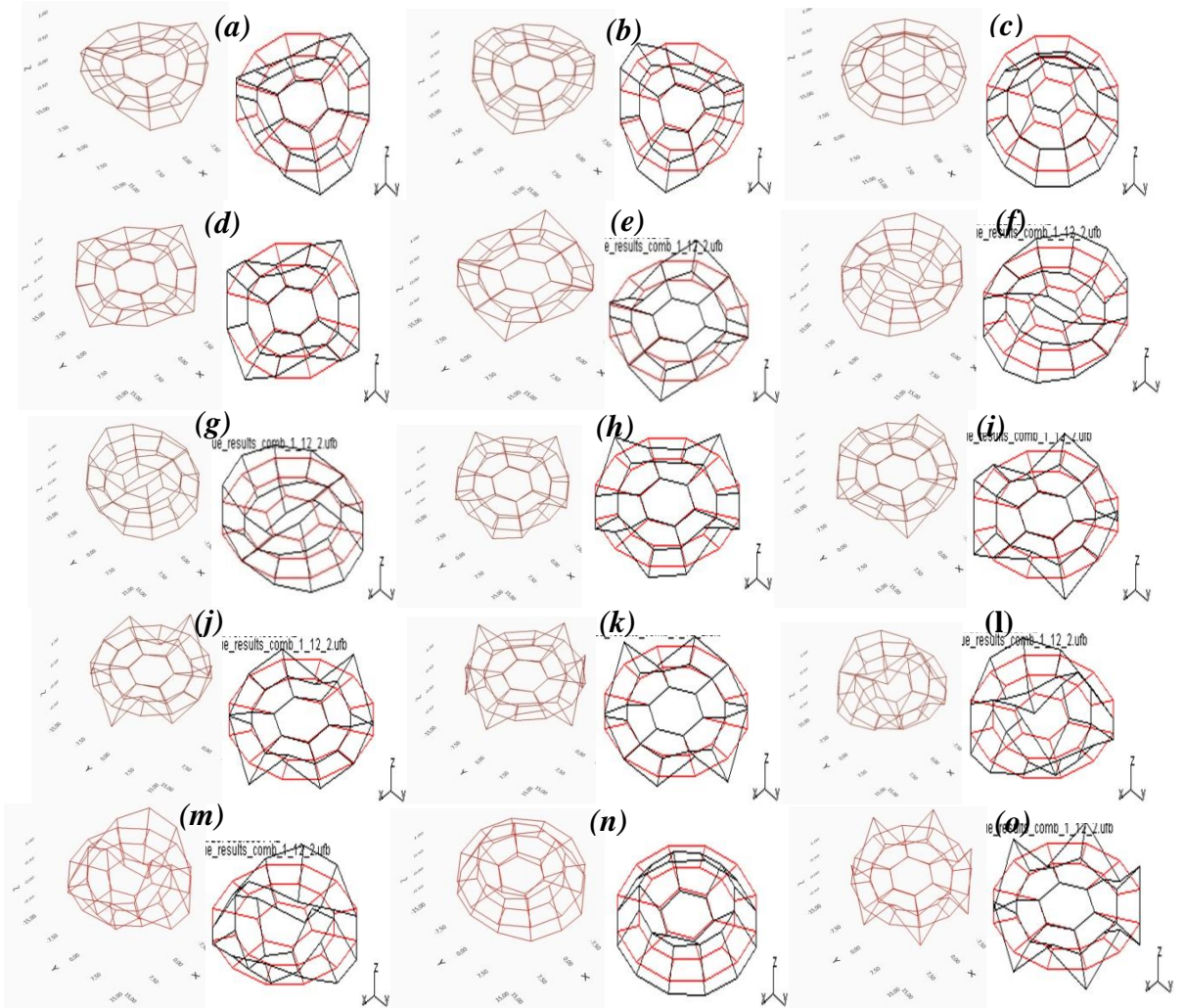
Değer Biçilen Frekans	Kök Sayısı (aynı moda frekansında bulunan bağımsız mod sayısı)
≈ 60	2
≈ 100	1
≈ 135	2
≈ 225	2
≈ 230	2
≈ 350	2
≈ 375	2
≈ 420	1
≈ 500	1



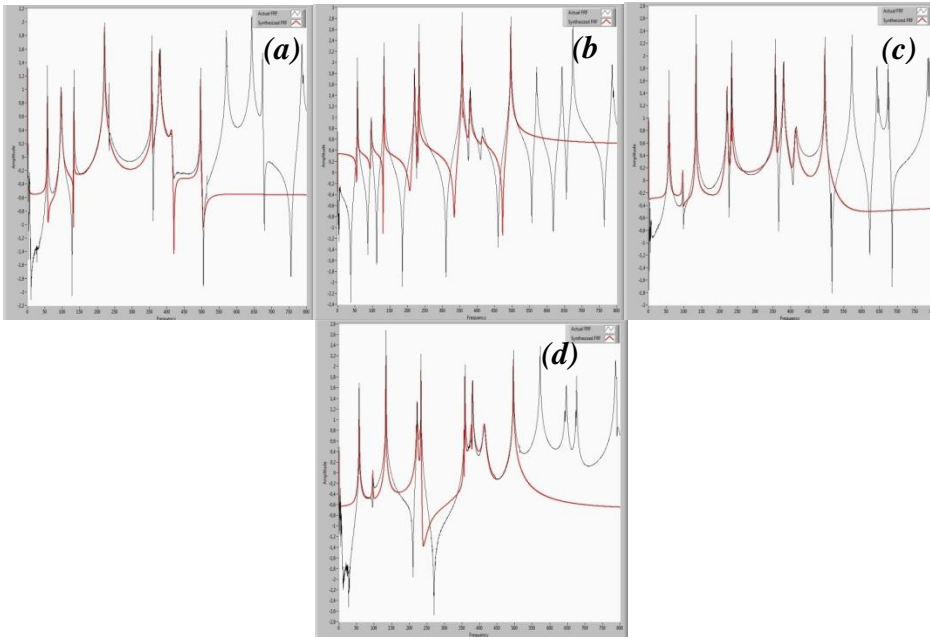
Şekil 22. Kararlılık diyagramları – (a) ITD, (b) PTD, (c) ERA

Tablo 6. Modal parametre sonuçları

Mod	X-Modal II		Geliştirilen Yazılım					
	RFP		ITD		PTD		ERA	
	Frekans(Hz)	ξ (%)	Frekans(Hz)	ξ (%)	Frekans(Hz)	ξ (%)	Frekans(Hz)	ξ (%)
1	57.229	0.034	56.963	0.042	56.802	0.032	56.919	0.151
2	57.861	0.030	57.577	0.058	57.531	0.179	57.628	0.253
3	97.062	0.560	96.736	0.709	96.724	0.589	96.949	1.212
4	133.373	0.024	133.090	0.025	133.077	0.024	-	-
5	134.013	0.025	-	-	133.729	0.022	133.720	0.035
6	221.273	0.148	220.961	0.156	221.009	0.161	221.050	0.127
7	222.992	0.115	222.442	0.139	222.487	0.140	222.445	0.404
8	233.560	0.034	233.262	0.032	233.252	0.033	233.318	0.039
9	234.531	0.031	234.209	0.039	234.221	0.035	234.270	0.047
10	357.000	0.032	356.692	0.032	356.695	0.033	356.683	0.031
11	358.974	0.025	358.558	0.027	358.547	0.023	358.572	0.034
12	379.203	0.116	378.954	0.109	378.753	0.176	378.690	0.183
13	380.603	0.130	380.323	0.124	380.119	0.159	380.126	0.138
14	414.344	0.668	414.318	0.770	413.960	0.605	413.900	0.618
15	496.754	0.034	496.424	0.034	496.422	0.035	496.459	0.034



Şekil 23. Deneysel modal analizle elde mod şekilleri (Geliştirilen yazılım sonuçları sağda ve X-Modal II sonuçları solda): (a) 1. mod, (b) 2. mod, (c) 3. mod, (d) 4. mod, (e) 5. mod, (f) 6. mod, (g) 7. mod, (h) 8. mod, (i) 9. mod, (j) 10. mod, (k) 11. mod, (l) 12. mod, (m) 13. mod, (n) 14. mod, (o) 15. Mod



Şekil 24. Gösterim amaçlı olarak seçilen tepki-tahrik konum kombinasyonları için frekans tepkifonksiyonları. (Geliştirilen yazılımdan elde edilen modal parametrelerle sentezlenen ve deneysel olarak ölçülen frekans tepki fonksiyonları karşılaştırması): (a) 4Z-19Z, (b) 19Z-19Z, (c) 20Z-14Z, (d) 22Z-14Z

DEVELOPMENT OF A MODAL ANALYSIS SOFTWARE IN WHICH VIBRATION PROPERTIES OF MECHANICAL SYSTEMS OBTAINED EXPERIMENTALLY

In this paper, the theoretical framework and architecture of a software developed to experimentally identify modal parameters of mechanical systems is given and the results obtained from the software for two case studies defined for verification purposes are presented. As part of the development work of the software, modal identification techniques available in the literature are investigated and commonly used ones are selected to be used in the software. Commercially available modal analysis softwares are also investigated in order to identify for what a typical modal analysis software should have as features. Labview is chosen as the environment to develop the software. Labview is preferred for its graphical advantages over other programming techniques and for the fact that Labview use for development of full fledged modal analysis software is a novel application. In order to validate the software, analytically (via finite element analysis) and experimentally obtained frequency response functions of two separate case studies are given as inputs to the developed software and verification is done by comparing modal parameters identified by the developed software reference modal parameter values.

Keywords: Experimental Modal Analysis, Modal Parameter Estimation, Modal Identification Techniques, Curve Fitting, Mechanical Vibrations

KAYNAKÇA

1. Brown, D., Allemang, R.J., Zimmerman, R., Mergey, M. (1979) Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis. SAE Technical Paper Series, No.790221.
2. Ewins, D.J. (1984) Modal Testing, Theory and Practice. Research Studies Press, Ltd., Taunton, UK.
3. Allemang R.J. 1999. Experimental Modal Analysis. UC-SDRL-RJA-CN-20-263-663/664, Class Notes, Revision: June 7,1999+.
4. Schwarz, B.J., Richardson, M.H. (1999) Experimental Modal Analysis. Vibrant Tech. Inc., Orlando FL.
5. Fundamentals of Modal Testing Application Note 243-3. (2000) Agilent Technologies
6. Jimin, H., Fu Z.-F., (2001) Modal Analysis. Butterworth–Heinemann, Oxford/Boston.
7. Maia, N.M.M., Silva, J.M.M. (2001) Modal Analysis Identification Techniques. Phil. Trans. R. Soc. Lond. A. 359: 29-40. <https://doi.org/10.1098/rsta.2000.0712>.
8. Allemang, R.J., Brown, D.L. (2022). Experimental Modal Analysis Methods. In: Allemang, R., Avitabile, P. (eds) Handbook of Experimental Structural Dynamics. Springer,

- New York, NY. https://doi.org/10.1007/978-1-4614-4547-0_36
9. Altunışık A.C., Kalkan E., Başağa H.B. (2017) Kemer barajların yapısal davranışlarını belirlemek amacıyla geliştirilen mühendislik yazılımı. DSİ Teknik Bülteni (126).
 10. Kılıç, İ., Bozdoğan K.B. , Aydın, S., Gök, S.G., Gündoğan S. (2020) Kule tipi yapıların dinamik davranışının belirlenmesi: Kırklareli Hızırbey Camii minaresi örneği. Pteknik Dergisi 23(1): 19-26.
 11. Okuyucu D. (2020) Tek katlı betonarme bir yapı üzerinde operasyonel modal analiz uygulaması. DÜMF Mühendislik Dergisi 11(3): 1407-1419.
 12. Öztürkoğlu, O., Taner, Y., Yurtseven, V., Özçelik, Ö., Günel, S. (2023) Kullanımda Olan 2,5 MW Kapasiteli Bir Rüzgâr Türbininden Veri Toplanması, Sistem Tanımlama ve Model Güncelleme. DEÜ FMD 25(75): 611-622.
 13. Aydın, Y.N., Korkut, T.B.,3 , Özaydın, O., Armakan, E., Sarı, G., Aytaç, G. (2021) Numerical and experimental modal analysis of wheels of Solaris 10 solar car and parametric design of lightweight EV wheel. DEÜ FMD 23(68): 689-699.
 14. Allemang, R.J., Brown, D.L. (1998) A unified matrix polynomial approach to modal identification. Journal of Sound and Vibration. 211(3):301-322.
 15. Richardson, M. H. & Formenti D. L. (1982) Parameter Estimation From Frequency Response Measurements Using Rational Fraction Polynomials. , Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference (IMAC), Orlando, Florida.
 16. Richardson, M. H. & Formenti, D.L. (1985) Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements using the Rational Fraction Polynomial Method. Proceedings of the 3rd International Modal Analysis Conference (IMAC), Orlando, Florida.
 17. Richardson, M. H. (1986) Global Frequency & Damping Estimates From Frequency Response Measurements. Proceedings of 4th International Modal Analysis Conference (IMAC), Los Angeles, CA.
 18. Lembregts, F., Leuridan, J., Van Brussel H. (1990) Frequency Domain Direct Parameter Identification for Modal Analysis: State Space Formulation. Mechanical Systems and Signal Processing. 4(1): 65-75.
 19. Maia, N. M. M. & Silva, J. M. M. (1997) Theoretical and experimental modal analysis. Baldock, UK: Research Studies Press (distributed by Wiley, Chichester).
 20. Ibrahim, S.R. & Mikulcik, E.C. (1977) A Method for the Direct Identification of Vibration Parameters from the Free Response. The Shock and Vibration Bulletin. 47(4): 183-198.
 21. Juang, J.N., Pappa, R.S. (1985) An Eigensystem Realization Algorithm for Modal Parameter Identification and Model Reduction. Journal of Guidance, Control, and Dynamics. 8(5):620-627.
 22. Vold, H., Kundrat, J., Rocklin, G.T., Russel, R. (1982) A Multi-Input Modal Estimation Algorithm for Mini-Computers. SAE Transactions, 91, 815-821. <http://www.jstor.org/stable/44631984>
 23. Vold, H. & Rocklin G.T. (1982) The Numerical Implementation of a Multi-Input Modal Estimation Method for Mini-Computers, Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference (IMAC), Orlando, Florida.
 24. Zhang, L., Yao, Y., Lu, M. (1987) An Improved Time Domain Polyreference Method for Modal Identification. Mechanical Systems and Signal Processing. 1(4): 399-413.
 25. Structural Dynamics Research Lab at the University of Cincinnati. Universal File Formats for Modal Testing. Available at https://www.ceas3.uc.edu/sdrluff/all_files.php
 26. Williams, R., Crowley, J. & Vold, H. (1985) Multivariate Mode Indicator Function in Modal Analysis. Proceedings of the 3rd International Modal Analysis Conference (IMAC), Orlando, Florida.
 27. Shih C.Y., Tsue Y.G., Allemang R.J., Brown D.L. (1989) Complex Mode Indication Function and its Applications to Spatial Domain Parameter Estimation. Proceedings of the 7th International Modal Analysis Conference (IMAC) Las Vegas, Nevada.

Orhan Gülcan* 

General Electric Aerospace
Kartal / İstanbul

Kadir Günaydın 

General Electric Aerospace
Kartal / İstanbul

Uğur Şimşek 

Michigan Üniversitesi
Michigan / ABD

Proses Simülasyonuna Bağlı Olarak Lazer Toz Yatağı Füzyon Yöntemi ile Üretilen Ökzetik Latislerdeki Boyutsal Sapma Üzerinde Ökzetikliğin Etkisi

Negatif Poisson oranına sahip olan ve özellikle enerji absorbe etme özelliğine ihtiyaç duyulan endüstriyel uygulamalarda kullanım imkanı bulan ökzetik yapıların basma, çekme ya da bükme yüklemeleri altındaki mekanik davranışları literatürde incelenmiştir. Fakat bu yapıların, bir eklemeli imalat prosesi olan lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretilmeleri neticesinde meydana gelen boyutsal sapmaları üzerinde, ökzetik özelliklerinin ne kadar etki ettiği konusunda herhangi bir çalışma literatürde bulunmamaktadır. Bu boşluğun doldurulmasına katkı sağlamak amacıyla, bu çalışmada beş farklı ökzetik yapı (re-entrant, trichiral, anti-trichiral, tetrachiral, anti-tetrachiral ve hexachiral) ve bir adet ökzetik olmayan yapının (bal peteği), Inconel 718 malzemedeki lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretimi sırasında meydana gelen, katmanlar arası yüksek sıcaklık farklı ve bunun neticesinde oluşan kalıntı gerilmeler ve boyutsal sapma miktarları, termomekanik simülasyon kullanılarak incelenmiştir. Her bir geometriye ait Poisson oranları da hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, ökzetik yapıların lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretilmeleri sırasında da ökzetik özellik gösterdiklerini göstermiştir. Çalışma sonucunda re-entrant yapının en yüksek, hexachiral yapının ise en düşük ökzetik özellik gösterdiği görülmüştür. Bir düğüm noktasına teğet olan duvarlardan oluşan chiral yapılar arasında, hexachiral yapı en fazla boyutsal sapma göstermiştir. Ökzetik olmayan bal peteği yapısı ise, ökzetik yapılara göre daha fazla boyutsal sapma göstermiştir.

Keywords: ökzetik latis, boyutsal sapma tahmini, proses simülasyonu

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 14 Mart 2024

Kabul: 31 Ekim 2024

*Sorumlu yazar: Orhan Gülcan

E-mail: orhan.gulcan@ge.com

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1452797>

GİRİŞ

Ökzetik yapılar negatif Poisson oranına sahip yapılardır. Yani doğadaki yapıların hemen hemen tamamı basma yükleri altında yükleme yönünde sıkışır, yanıl yönde ise genişlerken, ökzetik yapılar bunun tam tersi davranış gösterir: yükleme yönünde genişlerken yanıl yönde sıkışır [1]. Ökzetik yapıların bu üstün özellikleri onlara doğadaki diğer yapılara göre daha fazla enerji absorbe edebilme özelliği verir. Bu ayırt edici özelliklerinden dolayı ökzetik yapılar, havacılık ve uzay uygulamalarından otomotiv sanayiine kadar farklı endüstriyel uygulamalarda kullanım alanı bulabilmektedir [2].

Ökzetik yapılar farklı üretim metodları ile üretilebiliyor iken, eklemeli imalat alanında son yıllarda yaşanan teknik ilerlemeler ve farklı endüstrilerin eklemeli imalata karşı artan ilgilerinden dolayı, ökzetik yapıların farklı eklemeli imalat yöntemleri ile de üretilebilmeleri mümkün olmuştur. Lazer toz yatağı füzyon yöntemi metal eklemeli imalat yöntemlerinden birisidir. Bu yöntemde makine içindeki basım plakasının üzerine serilen metal tozları lazer enerji kaynağı ile ergitilir. Bir toz katmanının, üretilecek parçanın ilgili katmanına uygun olacak şekilde ergitilmesinden sonra basım plakası bir katman kalınlığı kadar aşağı iner. Ergitilen

toz katmanının üzerine yeni bir toz tabakası serilir ve lazer tarama ve ergitme işlemi devam eder. İlgili prosesin katman katman ilerlemesi neticesinde nihai parça elde edilmiş olur [3].

Lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile her ne kadar neredeyse sıfır atık malzeme ile çok karmaşık parçalar üretilebiliyor iken, üretim sırasında her bir katmanda meydana gelen yüksek sıcaklıklar ve katmanlar arasındaki ısı farklarından dolayı oluşan kalıntı gerilmeler nihai parçada deformasyonlara ve boyutsal sapmalara sebebiyet verebilmektedir. Bu da üretilen parçanın istenilen kalite gereksinimlerini sağlayamama problemine yol açabilmektedir [4]. Üretilen parçaların üç boyutlu ölçümlerinin yapılar, ölçülen boyutsal sapmalara göre tasarım değişikliklerine gidilmesi ve tekrar üretim yapılması her ne kadar uygun bir yöntem gibi görünse de, zaman ve maliyet artışı farklı yöntemlerin denenmesini zorunlu kılmaktadır. Bu amaçla üretimden önce eklemeli imalat prosesinin mekanik ve termal olarak simüle edilmesi ve simülasyon sonucuna göre tasarım değişikliklerinin yapılması zaman ve maliyet açısından en uygun yöntem olarak görülmektedir [5]. Farklı eklemeli imalat proseslerinin simülasyonu için ticari olarak geliştirilen ve endüstride kullanılan yazılımlar bulunmaktadır [6].

Re-entrant, trichiral, anti-thrichiral, tetrachiral, anti-tetrachiral ve hexachiral literatürde en çok araştırılan ökzetik yapılarıdır. Re-entrant yapı balpeteği yapısının değiştirilmiş halidir. Bal peteği yapısının üst ve alt duvarları içe doğru büküldüğünde elde edilen papyon benzeri yapı re-entrant yapıdır [7]. Chiral tipi ökzetik yapılar ise merkezdeki bir silindir ve buna teğet olan duvarlardan oluşan yapılarıdır [8]. Her bir silindirdeki duvar adedine göre ilgili chiral yapı isimlendirilmektedir. Her bir silindire teğet olan üç adet duvar yapıya trichiral, dört adet duvar yapıya tetrachiral ve beş adet duvar yapıya ise hexachiral yapı denmektedir [9]. Bu yapılar merkezdeki silindir kendisine teğet olan duvarın iki karşıt yüzeyindedir. Eğer aynı yüzeyinde olur ise ilgili yapılara anti-chiral yapılar denmektedir (anti-trichiral, anti-tetrachiral gibi) [10]. Hem re-entrant yapılar hem de chiral yapılar sahip oldukları geometrik şekillerinden dolayı farklı mekanik özellikler göstermektedirler. Literatürde bu yapıların ökzetikliğinin mekanik özellikler üzerindeki etkisi farklı çalışmalarda incelenmiştir. Jiang ve ark. re-entrant yapıların ökzetikliği üzerine yaptıkları çalışmada, bu yapıların basma yükleri altında %3-4 gerinime kadar ökzetikliğini koruduğunu göstermişlerdir [11]. Zhang ve ark. ise re-entrant yapıların çekme yükleri altında ökzetik özelliklerini 0.7 gerinim değerine kadar koruduğunu belirtmişlerdir [12]. Hu ve ark. re-entrant yapıların ökzetikliğinin duvar açılarının artması ile arttığını

belirtmişlerdir [13]. Alderson ve ark. hexachiral, tetrachiral ve anti-tetrachiral yapıların silindir duvar kalınlığı/silindir radyusu değerinin düşük olduğu durumlarda ökzetik özellik gösterdiklerini belirtmiştir [14]. Anti-trichiral yapılarda ise duvar uzunluğu/silindir radyusu değerinin 5.5'ten düşük olduğu durumlarda, yapının ökzetik özellikler gösterdiği fakat özellikle bu değerin 10'un üzerine çıktığı durumlarda ilgili yapının ökzetikliğini kaybettiği belirtilmiştir [15]. Tetrachiral yapıların yüksek basma yükleri altında ökzetik özellikler gösterdikleri [16], anti-tetrachiral yapıların ise ufak deformasyonlar altında ökzetik özellikler gösterdikleri [17] literatürde belirtilmiştir.

Literatürde lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretilen ökzetik yapıların mekanik davranışları incelenmiştir. Gülcan, yaptığı deneysel çalışmada re-entrant, anti-tetrachiral ve balpeteği yapısını lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretmiş ve mekanik testlere tabi tutmuştur. Testler sonucunda anti-tetrachiral yapının en yüksek enerji absorbe edebilme özelliği gösterdiğini belirtmiştir [18]. Shao ve ark. re-entrant yapı ve anti-trichiral yapının birleşiminden oluşan yeni bir yapı tasarlamış ve AlSi10Mg malzemeden lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretmişlerdir. Elde edilen tasarım sayesinde basma geriliminde artış ve ökzetik özellikte iyileşme sağlanmıştır [19].

Literatürden görüldüğü kadarıyla, eklemeli imalat yöntemleri ile üretilen ökzetik yapılar üzerine yapılan çalışmalar, "üretim sonrasında" odaklanmaktadır. Yani üretilen parçaların basma, çekme ya da bükme yüklemeleri altındaki mekanik özellikleri ve bu yapıların ökzetikliğinin mekanik özellikler üzerindeki etkisi, literatürdeki çalışmaların ana eksenini oluşturmaktadır. Lazer toz yatağı füzyon yönteminde "üretim sırasında" meydana gelen, katmanlar arasındaki yüksek sıcaklık farkları ve bunun neticesinde oluşan kalıntı gerilmeler kaynaklı deformasyonlar üzerinde ökzetikliğinin etkisi var mıdır? Literatür incelendiğinde bu kapsamda yapılan herhangi bir çalışma ile karşılaşılmamıştır.

Bu çalışmanın amacı literatürdeki bu açığa odaklanmak ve re-entrant, trichiral, anti-thrichiral, tetrachiral, anti-tetrachiral ve hexachiral ökzetik yapıların, lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretilmeleri neticesinde meydana gelen boyutsal sapmaları üzerinde, ilgili geometrilerin ökzetikliğinin etkisini incelemektir. Bu amaçla proses simülasyonu kullanılmış ve parçalarda meydana gelen boyutsal sapmalar ölçülmüş ve Poisson oranları hesaplanmıştır. Ökzetik yapıların ökzetik olmayan yapılardan farkını gösterebilmek için, çalışmada bal peteği yapısı da incelenmiştir. Yapılan bu çalışma neticesinde, ökzetik yapılar kullanılarak tasarlanan ve lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretilmesi düşünülen endüstriyel uygulamalarda, sadece üretim

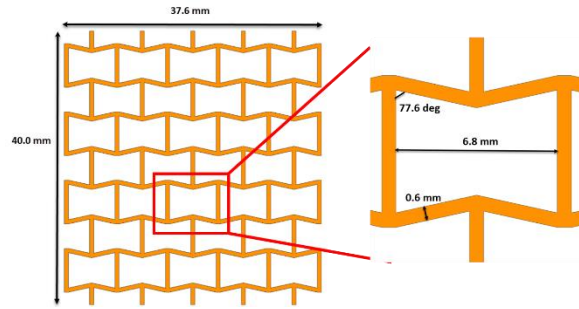
sonrası oluşan boyutsal sapma değil, üretim sırasında özetik yapıların negatif Poisson oranı özelliklerinden kaynaklanan boyutsal sapmanın da dikkate alınması gerektiğinin gösterilmesi amaçlanmıştır. Bu sayede, yapılacak analizlerde, üretim sırasında oluşacak olan boyutsal sapma miktarları da dikkate alınacak olup, gerçek uygulamayı en doğru şekilde yansıtacak analizler/simülasyonlar yapılabilecektir.

Çalışmanın bundan sonraki kısımları şu bölümleri kapsamaktadır. İkinci bölümde ilgili özetik yapıların modellenmesi ve simülasyon detaylarından bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde, simülasyon sonucu elde edilen boyutsal sapma miktarları ve Poisson oranları karşılaştırılmış ve farklı yapıların özetikliği irdelenmiştir. Sonuç bölümünde çalışmada elde edilen ana bulgular özetlenmiş ve ileride yapılması planlanan çalışmalardan bahsedilmiştir.

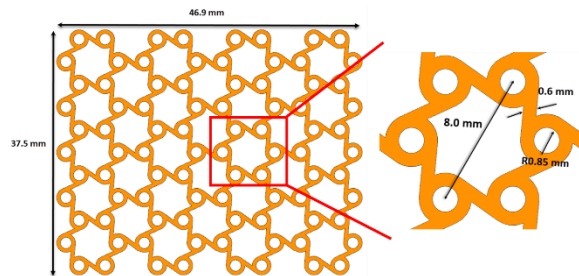
MALZEME VE METOD

Özetik Yapıların Modellenmesi Ve Deney Tasarımı

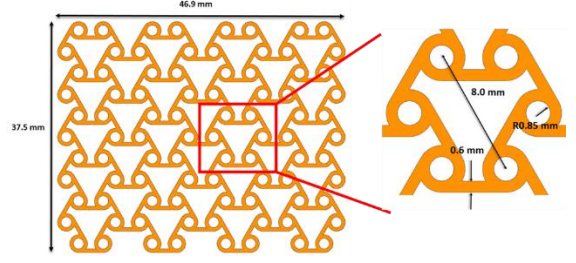
Re-entrant, trichiral, anti-trichiral, tetrachiral, anti-tetrachiral ve hexachiral özetik yapılar ve bal peteği yapısı Siemens NX 12 yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Her bir geometriye ait detay ölçüler Şekil 1-7 arasında gösterilmiştir.



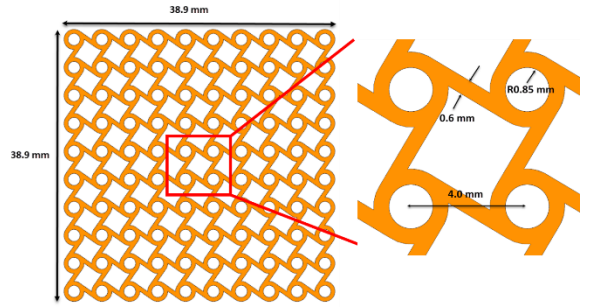
Şekil 1. Re-entrant geometri ve genel ölçüler. Özetik yapı kalınlığı 10 mm.



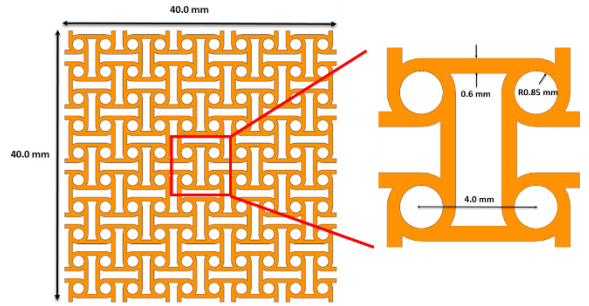
Şekil 2. Trichiral geometri ve genel ölçüler. Özetik yapı kalınlığı 10 mm.



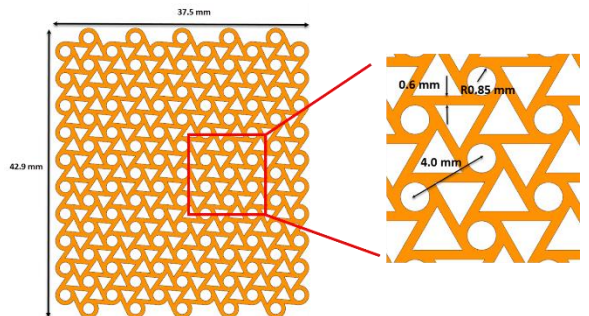
Şekil 3. Anti-trichiral geometri ve genel ölçüler. Özetik yapı kalınlığı 10 mm.



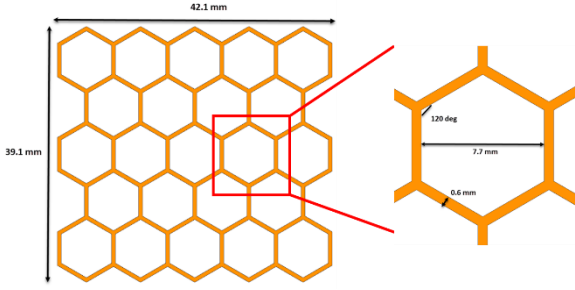
Şekil 4. Tetrachiral geometri ve genel ölçüler. Özetik yapı kalınlığı 10 mm.



Şekil 5. Anti-tetrachiral geometri ve genel ölçüler. Özetik yapı kalınlığı 10 mm.



Şekil 6. Hexachiral geometri ve genel ölçüler. Özetik yapı kalınlığı 10 mm.



Şekil 7. Balpeteği geometri ve genel ölçüler. Geometri kalınlığı 10 mm.

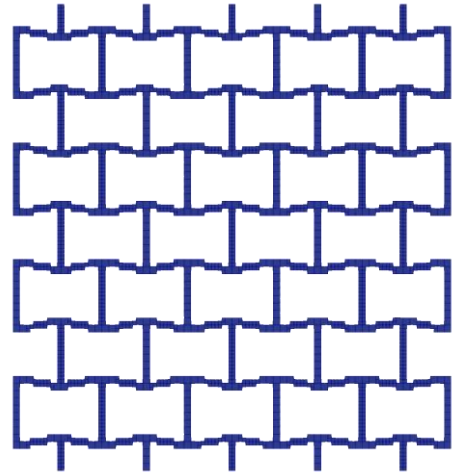
Termomekanik Simülasyon

Bu çalışmada Simufact Additive 4.1 simülasyon yazılımı kullanılmıştır. Malzeme olarak lazer toz yatağı füzyon yönteminde sıkça kullanılan Inconel 718 malzemesi seçilmiştir. Simülasyon sırasında kullanılan malzeme ve proses parametreleri Tablo 1’de verilmiştir. Bir sonraki çalışmada numunelerin üretilip test edilmesi amaçlandığı için, üretim sırasında kullanılacak olan process parametreleri simülasyon sırasında kullanılmıştır. Farklı parametrelerin kullanılması, gerçek üretimi yansıtmayacağı için yanlış boyutsal sapma sonuçlarının elde edilmesine yol açacaktır.

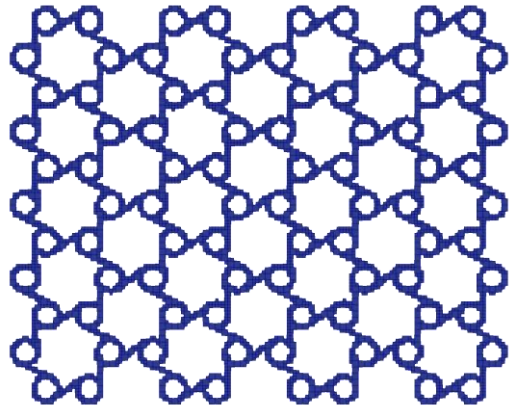
Simülasyon sonucu elde edilen sonuçların gerçeği mümkün olduğu kadar doğru yansıması için en önemli girdilerden birisi mesh boyutunun belirlenmesidir. Mesh boyutu belirlenirken dikkat edilmesi gereken en önemli etken ise parçadaki en ince cidar kalınlığıdır. Bu çalışmada kullanılan özketik yapıların cidar kalınlıkları 0.6 mm’dir. Çalışmanın başlangıcında 0.1, 0.2, 0.3, 0.4 ve 0.5 mm mesh boyutları ile yapılan ön çalışmalar, boyutsal sapma değerinin 0.2 mm mesh boyutunda yakınsadığını göstermektedir. Bundan dolayı 0.2 mm voxel mesh elemanlar kullanılarak simülasyonlar yapılmıştır. Kullanılan mesh boyutu, en ince cidar kalınlığından küçük olduğu için, geometriyi uygun bir şekilde örmeyi sağlamıştır. Daha ince mesh boyutu kullanılması, simülasyon süresini uzatacak ama elde edilen sonuçların hassasiyetini değiştirmeyecektir. Simülasyon öncesi voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan geometriler Şekil 8-14 arasında gösterilmiştir.

Tablo 1. Malzeme ve proses parametreleri [20]

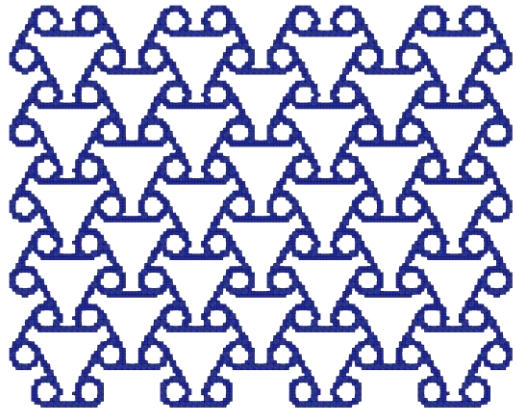
Parametre	Değer
Lazer gücü	285 W
Tarama hızı	960 mm/s
Tarama aralığı, yanal sapma	0.1 mm
Toz katman kalınlığı	0.04 mm
Tarama şekli	Meander
Basım ortamı	Argon
Basım plakası ilk sıcaklık	110 °C
Malzeme standardı	UNS N07718
Toz tanecik büyüklüğü	0.01-0.04 mm



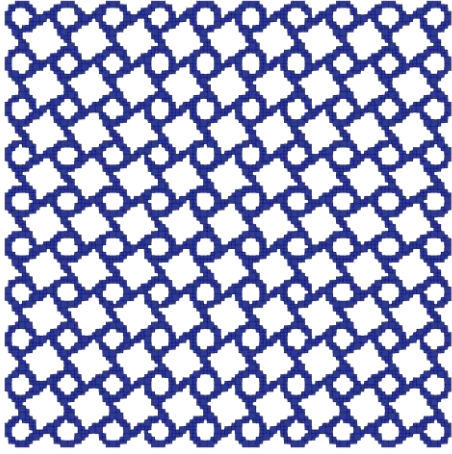
Şekil 8. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan re-entrant geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.



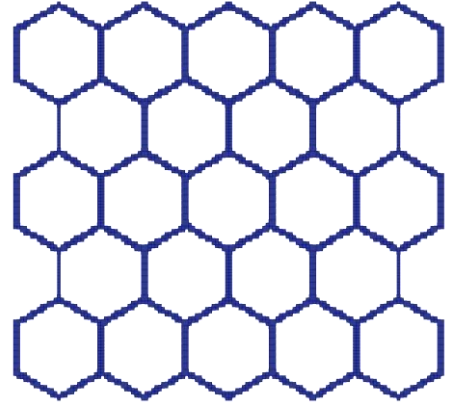
Şekil 9. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan trichiral geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.



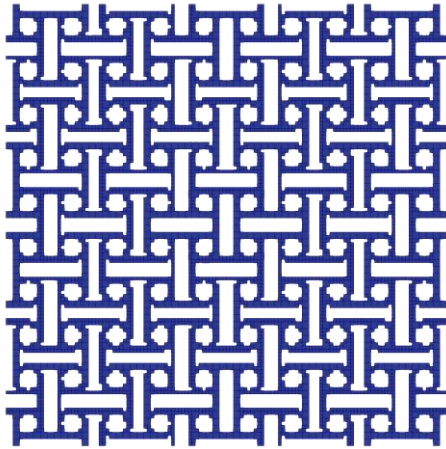
Şekil 10. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan anti-trichiral geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.



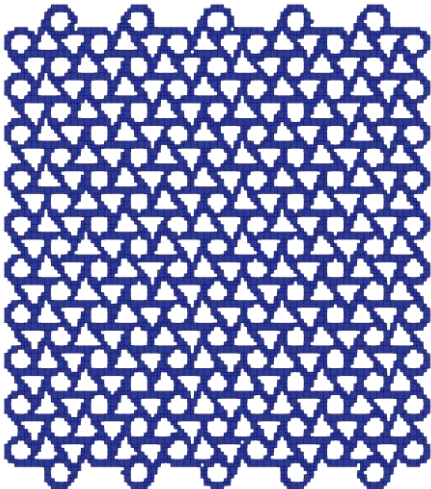
Şekil 11. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan tetrachiral geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.



Şekil 14. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan balpeteği geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.



Şekil 12. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan anti-tetrachiral geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.



Şekil 13. Voxel elemanlar ile yeniden oluşturulan hexachiral geometri. Voxel elemanların yapıyı tamamen ördüğü görülmektedir. Mesh boyutu 0.2 mm.

Boyutsal Sapmaların Ölçülmesi ve Poisson Oranlarının Hesaplanması

Simülasyon sonucu elde edilen deforme olmuş geometriler, orjinal geometriler ile GOM Inspect yazılımı kullanılarak üst üste çakıştırılmış ve simülasyon sonucu elde edilen deforme geometrinin orjinal geometriden boyutsal olarak ne kadar saptığı yine aynı yazılım içinde ölçülmüştür. Her bir geometri için birbirine dik iki eksendeki boyutsal sapmaların orjinal uzunluklara oranları ile elde edilen gerinim değerlerinin oranı hesaplanarak Poisson oranları bulunmuştur.

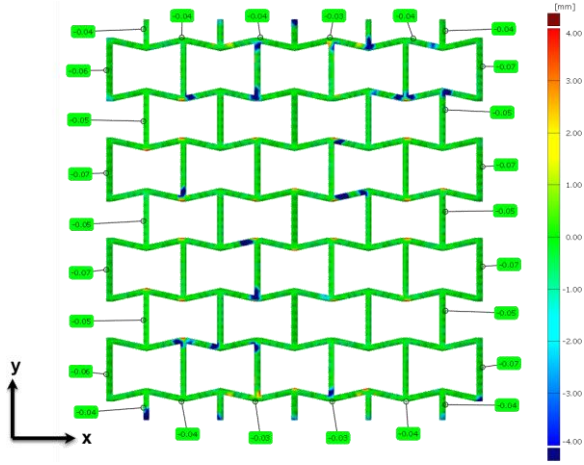
SONUÇ VE TARTIŞMA

Boyutsal Sapma Sonuçları

Re-entrant geometriye ait boyutsal sapma sonuçları Şekil 8'de gösterilmiştir. Re-entrant geometri, üretim sırasında oluşan yüksek sıcaklık farkı ve kalıntı gerilmeler neticesinde, bütün dış yüzeylerde içe doğru küçülmüştür. +x yönünde ortalama 0.06 mm, -x yönünde ortalama 0.05 mm, +y yönünde ortalama 0.04 mm ve -y yönünde ortalama 0.03 mm küçülme gözlemlenmiştir. Re-entrant yapının özketik özelliğinden dolayı bütün yüzeylerde boyutsal olarak farklı küçülme miktarları gözlemlenmiştir.

Trichiral ve anti-trichiral geometriler için boyutsal sapma sonuçları sırasıyla Şekil 9 ve 10'da gösterilmiştir. Trichiral geometri +x yönünde ortalama 0.07 mm, -x yönünde ortalama 0.07 mm, +y yönünde ortalama 0.06 mm ve -y yönünde ortalama 0.06 mm küçülmüştür. Anti-trichiral geometride ise +x yönünde ortalama 0.06 mm, -x yönünde ortalama 0.05 mm, +y yönünde ortalama 0.06 mm ve -y yönünde ortalama 0.06 mm küçülme gözlemlenmiştir. Re-entrant yapıdan farklı olarak

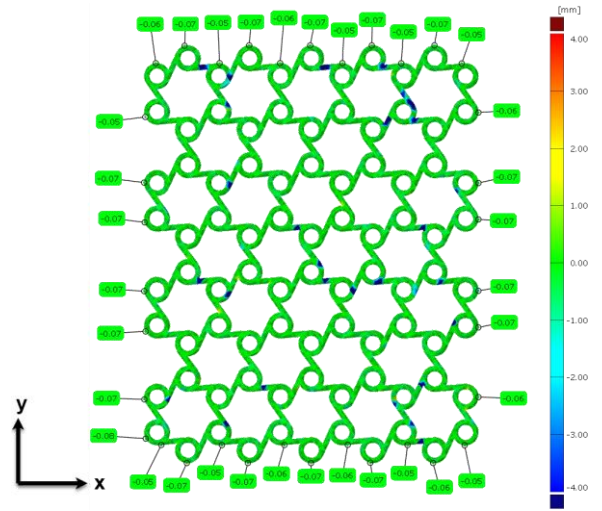
trichiral ve anti-trichiral yapılar da bütün yüzeylerde hemen hemen aynı miktarda küçülme gözlemlenmiştir. x ve y eksenlerindeki boyutsal sapmalarda ufak farklar olmasına rağmen, bu fark re-entrant geometrideki ile benzer değildir. Bu da trichiral ve anti-trichiral yapıların re-entrant yapılara nazaran, üretim sırasında daha az özetik özellik gösterdiğini göstermektedir.



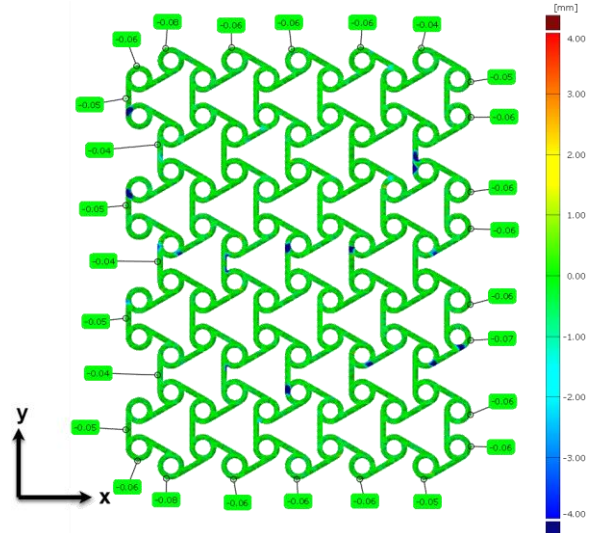
Şekil 8. Re-entrant geometri için boyutsal sapma sonuçları. "+", geometriden dışarı doğru, "-" geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.

Tetrachiral ve anti-tetrachiral geometrilere ait boyutsal sapma sonuçları sırasıyla Şekil 11 ve 12'de gösterilmiştir. Tetrachiral geometri +x yönünde ortalama 0.07 mm, -x yönünde ortalama 0.07 mm, +y yönünde ortalama 0.08 mm ve -y yönünde ortalama 0.08 mm küçülmüştür. Anti-tetrachiral geometride ise +x yönünde ortalama 0.06 mm, -x yönünde ortalama 0.06 mm, +y yönünde ortalama 0.05 mm ve -y yönünde ortalama 0.05 mm küçülme gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar tetra yapıların x ve y eksenlerinde farklı miktarda deformasyon gösterdiğini göstermektedir. Fakat bu deformasyon farkları, re-entrant geometriden farklı, trichiral yapılara benzerdir. Bu da re-entrant yapıya göre tetra yapıların üretim sırasında daha az özetik özellik gösterdiğini göstermektedir.

Hexachiral geometriye ait boyutsal sapma sonuçları Şekil 13'te gösterilmiştir. Hexachiral geometri +x yönünde ortalama 0.08 mm, -x yönünde ortalama 0.08 mm, +y yönünde ortalama 0.08 mm ve -y yönünde ortalama 0.07 mm küçülmüştür. Hexachiral yapı x ve y eksenlerinde hemen hemen eşit miktarda deformasyon göstermiştir. Bu da hexachiral yapının, üretim sırasında sadece re-entrant yapıya göre değil, diğer chiral yapılara göre de daha az özetik özellik gösterdiğini göstermiştir.

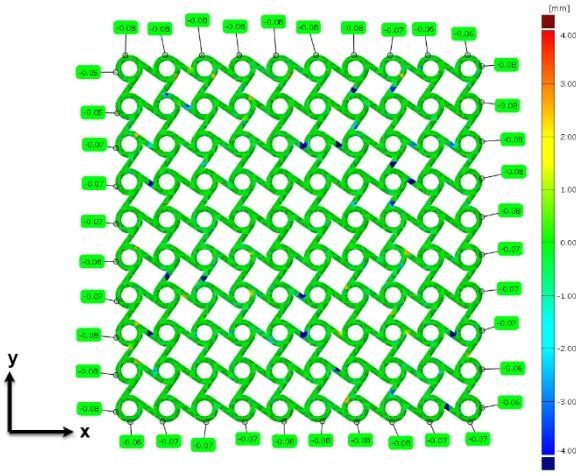


Şekil 9. Trichiral geometri için boyutsal sapma sonuçları. "+", geometriden dışarı doğru, "-" geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.

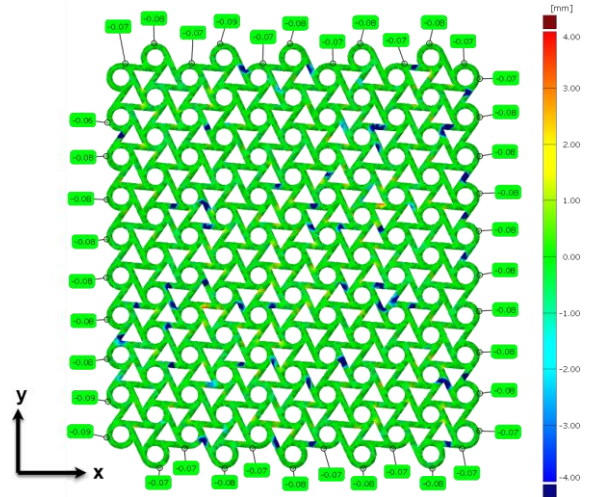


Şekil 10. Anti-trichiral geometri için boyutsal sapma sonuçları. "+", geometriden dışarı doğru, "-" geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.

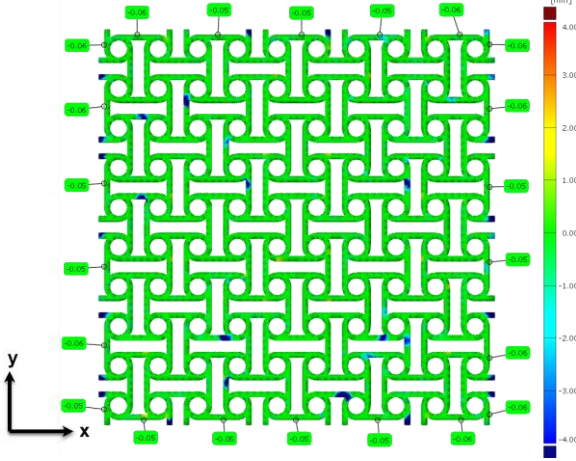
Chiral yapılar kendi içlerinde karşılaştırıldığında, hexachiral yapının en yüksek, trichiral yapıların ise en düşük boyutsal sapma gösterdiği görülmektedir. Bu da her bir düğüm noktasına teğet olan duvar miktarı artıkça, geometrinin daha katı hale geldiğini, hacim oranının arttığını, bu da üretim sırasında daha yüksek sıcaklık farkları ve dolayısıyla kalıntı gerilmeler oluştuğunu ve nihayetinde parçadaki deformasyon miktarının arttığını göstermektedir.



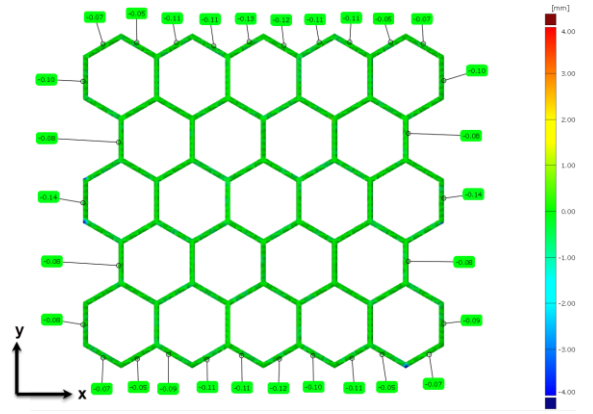
Şekil 11. Tetrachiral geometri için boyutsal sapma sonuçları. “+”, geometriden dışarı doğru, “-” geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.



Şekil 13. Hexachiral geometri için boyutsal sapma sonuçları. “+”, geometriden dışarı doğru, “-” geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.



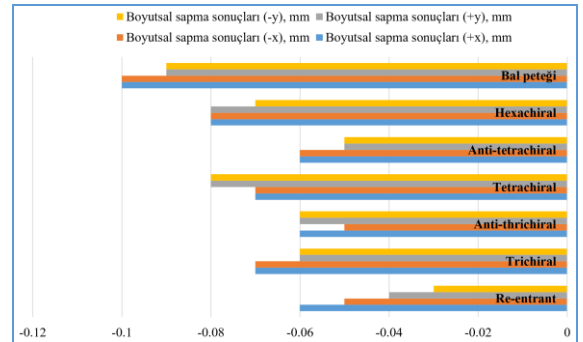
Şekil 12. Anti-tetrachiral geometri için boyutsal sapma sonuçları. “+”, geometriden dışarı doğru, “-” geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.



Şekil 14. Balpeteği geometri için boyutsal sapma sonuçları. “+”, geometriden dışarı doğru, “-” geometriden içeri doğru boyutsal değişimi göstermektedir.

Re-entrant ve chiral gibi ökzetik yapıların üretimi sırasındaki boyutsal sapmaları, ökzetik olmayan yapılarla karşılaştırmak için bal peteği yapısının da termomekanik simülasyonu yapılmış ve boyutsal sapma sonuçları Şekil 14’te gösterilmiştir. Bal peteği geometrisi +x yönünde ortalama 0.10 mm, -x yönünde ortalama 0.10 mm, +y yönünde ortalama 0.09 mm ve -y yönünde ortalama 0.09 mm küçülmüştür. Dikkat edilirse, bal peteği yapısı ökzetik yapılara göre daha fazla deformasyon göstermiştir. Ökzetik yapılardaki ökzetik etkiden dolayı parçalar bal peteği yapısına nazaran daha az boyutsal sapma göstermiştir.

Farklı ökzetik yapılara ait +x, -x, +y ve -y yönlerindeki boyutsal sapma sonuçları grafiksel olarak Şekil 15’te gösterilmiştir. Şekil 15’ten de görülebileceği gibi farklı yönlerde, ökzetik yapılar, ökzetik olmayan balpeteği yapısına göre daha az boyutsal sapma göstermiştir.

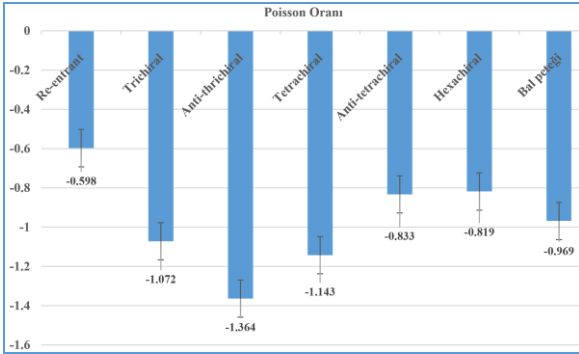


Şekil 15. Farklı eksenlerdeki boyutsal sapma sonuçları

Poisson Oranları

x ve y eksenlerdeki gerinimlerinin oranları sonucu elde edilen Poisson oranları Şekil 16'da gösterilmiştir. Burada elde edilen Poisson oranları parçalardaki basma ya da çekme yüklemeleri altında elde edilen Poisson oranlarından ziyade üretim sırasındaki katmanlar arasındaki yüksek sıcaklık farkları ve bunun neticende oluşan kalıntı gerilmeler ve boyutsal sapmalara ait olan Poisson oranlarıdır.

Poisson oranları incelendiğinde re-entrant yapının en yüksek orana (-0.598), anti-trichiral yapının ise en düşük orana (-1.364) sahip olduğu görülmektedir. Chiral yapılar kendi aralarında karşılaştırıldığında ise en yoğun ve düğüm noktasına en fazla teğet duvara sahip olan hexachiral yapının en yüksek Poisson oranına (-0.833) sahip olduğu görülmektedir. Düğüm noktasına teğet olan üç duvara sahip trichiral yapılarda, merkezdeki silindirin kendisine teğet olan duvarların iki karşıt yüzeyinde olduğu durumlarda (trichiral yapı), Poisson oranının (-1.072), merkezdeki silindirin kendisine teğet olan duvarların aynı yüzeyinde olduğu durumdaki (anti-trichiral yapı) Poisson oranından (-1.364) yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum düğüm noktasına teğet olan dört duvara sahip tetrachiral yapılarda tam tersidir: tetrachiral yapı -1.143 Poisson oranına sahipken, anti-tetrachiral yapı -0.833 Poisson oranına sahiptir.



Şekil 16. Farklı geometrilere ait Poisson oranları

Literatürde ökzetik yapıların ve özellikle re-entrant yapının biomedikal uygulamalarda kullanıldığı belirtilmiştir [21]. Lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretim sırasında ökzetik yapılardaki boyutsal sapmalar ve buna bağlı olarak Poisson oranlarının değişmesi ilgili biomedikal uygulamalarda (implant, kalça protezi vs.) uyumsuzluklara sebep olabilecektir. Hem re-entrant hem de chiral tipi ökzetik yapılar çimento harçlarında da kullanılabilir [22]. Daha fazla mukavemet ve enerji absorbe edebilme özelliği elde edebilmek için eklenen bu yapılarda meydana gelen boyutsal sapmalar, mekanik hesaplamalar ile elde edilen

sonuçlardan farklılıklara yol açacaktır. Farklı ökzetik yapılar otomotiv sanayinde, özellikle çarpışma kutusu tasarımlarında kullanılabilir [23]. Çarpma testlerinde doğru sonuçlar elde edebilmek için üretilen parçaların tasarıma mümkün olduğu kadar boyutsal olarak yakınsaması önem arz etmektedir. Uçak kanat yapılarında da kullanım imkanı bulan ökzetik yapılardaki boyutsal sapma ve farklı Poisson oranları, kanattan elde edilecek itme ve sürüklenme performansını doğrudan etkileyecektir [24].

SONUÇ

Bu çalışmada beş farklı ökzetik yapı (re-entrant, trichiral, anti-trichiral, tetrachiral, anti-tetrachiral ve hexachiral) ve bir adet ökzetik olmayan yapının (bal peteği), In718 malzemeden lazer toz yatağı füzyon yöntemi ile üretimi sırasında meydana gelen, katmanlar arası yüksek sıcaklık farkları ve bunun neticesinde oluşan kalıntı gerilmeler ve boyutsal sapma miktarları, termomekanik simülasyon kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen boyutsal sapma sonuçları kullanılarak her bir geometriye ait Poisson oranları hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Elde edilen temel bulgular şu şekilde özetlenebilir:

- Re-entrant yapı ökzetik özelliğinden dolayı bütün yüzeylerde boyutsal olarak farklı küçülme miktarları göstermiştir. Trichiral, anti-trichiral, tetrachiral ve anti-tetrachiral yapılar ise re-entrant yapı ile kıyaslandığında, üretim sırasında daha az ökzetik özellik göstermişlerdir.
- Hexachiral yapı, bu çalışmada incelenen bütün ökzetik yapılar arasında, üretim sırasında en az ökzetik özellik gösteren yapı olmuştur.
- Boyutsal sapma miktarları, chiral yapılar özelinde karşılaştırıldığında, hexachiral yapı en yüksek, trichiral yapı en düşük boyutsal sapma göstermiştir.
- Ökzetik olmayan bal peteği yapısı, ökzetik yapılara göre daha fazla boyutsal sapma göstermiştir.
- Üretim sırasında en yüksek ökzetik özellik gösteren re-entrant yapı en yüksek Poisson oranına sahipken, anti-trichiral en düşük Poisson oranına sahiptir.

Bu çalışmanın devamı olarak, ilgili parçaların üretim ve basma testlerinin yapılması ve üretim sırasındaki ökzetik etki ile basma yüklemeleri altında, ilgili geometrilerin gösterdikleri ökzetik etkilerin karşılaştırması planlanmaktadır. Ayrıca sadece ökzetik tipi değil, et kalınlığı ve birim hücre sayısı gibi değişkenler de tasarıma eklenerek istatistiksel analiz çalışması yapılacaktır.

THE EFFECT OF AUXETICITY ON DIMENSIONAL DEVIATIONS FOR LASER POWDER BED FUSION PRODUCED AUXETIC LATTICES BASED ON PROCESS SIMULATION

The mechanical behavior of auxetic structures, which have a negative Poisson's ratio and can be used in industrial applications where energy absorption properties are needed, under compressive, tensile or bending loading, has been examined in the literature. However, there is no study in the literature on how much the auxetic properties affect the dimensional deviations of these structures as a result of their production by laser powder bed fusion method, an additive manufacturing process. In order to contribute to filling this gap, in this study, the high temperature difference between the layers and the resulting residual stresses and dimensional deviations that occurred during production of five different auxetic structures (re-entrant, trichiral, anti-trichiral, tetrachiral, anti-tetrachiral and hexachiral) and one non-auxetic structure (honeycomb) with laser powder bed fusion method from Inconel 718 material were investigated by using thermomechanical simulation. Poisson's ratios for each geometry were also calculated and compared. The results showed that auxetic structures also showed auxetic properties when produced by laser powder bed fusion method. As a result of the study, it was observed that re-entrant structure showed the highest and hexachiral structure showed the lowest auxetic properties. Among chiral structures consisting of walls tangent to a node, hexachiral structure showed the largest dimensional deviation. The non-auxetic honeycomb structure showed more dimensional deviations than the auxetic structures.

Keywords: auxetic lattice, dimensional deviation prediction, process simulation

KAYNAKÇA

- Gao, J., Cao, X., Xiao, M., Yang, Z., Zhou, X., Li, Y., Gao, L., Yan, W., Rabczuk, T. and Mai, Y., Rational designs of mechanical metamaterials: Formulations, architectures, tessellations and prospects, *Mater. Sci. Eng. R.*, 156 (2023) 100755. <https://doi.org/10.1016/j.mser.2023.100755>.
- Xue, X., Lin, C., Wu, F., Li, Z. and Liao, J., Lattice structures with negative Poisson's ratio: A review, *Mater. Today Commun.* 34 (2023) 105132. <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2022.105132>.
- Volpato, G. M., Tetzlaff, U. and Fredel, M. C., A comprehensive literature review on laser powder bed fusion of Inconel superalloys, *Addit. Manuf.*, 55 (2022) 102871. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2022.102871>.
- Taghian, M., Mosallanejad, M. H., Lannunziata, E., Del Greco, G., Iuliano, L. and Saboori, A., Laser powder bed fusion of metallic components: Latest progress in productivity, quality, and cost perspectives, *J. Mater. Res. Technol.*, 27 (2023) 6484-6500. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2023.11.049>.
- Li, C., Snarr, S. E., Denlinger, E. R., Irwin, J. E., Gouge, M. F., Michaleris, P. and Beaman, J. J., Experimental parameter identification for part-scale thermal modeling of selective laser sintering of PA12, *Addit. Manuf.*, 48 (2021) 102362. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2021.102362>.
- Jia, Y., Naceur, H., Saadlaoui, Y., Dubar, L. and Bergheau, J. M., A comprehensive comparison of modeling strategies and simulation techniques applied in powder-based metallic additive manufacturing processes, *J. Manuf. Process.*, 110 (2024) 1-29. <https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2023.12.048>.
- Evans, K. E. and Alderson, A., Auxetic materials: functional materials and structures from lateral thinking!, *Adv. Mater.*, 12 (2000) 617-628. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1521-4095\(200005\)12:9<617::AID-ADMA617>3.0.CO;2-3](https://doi.org/10.1002/(SICI)1521-4095(200005)12:9<617::AID-ADMA617>3.0.CO;2-3).
- Yu, X., Zhou, J., Liang, H., Jiang, Z. and Wu, L., Mechanical metamaterials associated with stiffness, rigidity and compressibility: A brief review, *Prog. Mater. Sci.*, 94 (2018) 114-173. <https://doi.org/10.1016/j.pmatsci.2017.12.003>.
- Lorato, A., Innocenti, P., Scarpa, F., Alderson, A., Alderson, K. L., Zied, K. M., Ravirala, N., Miller, W., Smith, C. W. and Evans, K. E., The transverse elastic properties of chiral honeycombs, *Compos. Sci. Technol.*, 70 (2010) 1057-1063. <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2009.07.008>.
- Grima, J. N., Gatt, R. and Farrugia, P-S., On the properties of auxetic meta-tetrachiral structures. *Phys. Status Solidi B*, 245 (2008) 511-520. <https://doi.org/10.1002/pssb.200777704>.
- Jiang, Y., Rudra, B., Shim, J. and Li, Y., Limiting strain for auxeticity under large compressive deformation: chiral vs. re-entrant cellular solids, *Int. J. Solids Struct.*, 162 (2019) 87-95. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2018.11.035>

12. Zhang, J., Lu, G., Wang, Z., Ruan, D., Alomarah, A. and Durandet, Y., Large deformation of an auxetic structure in tension: Experiments and finite element analysis, *Compos. Struct.*, 184 (2018) 92-101. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2017.09.076>.
13. Hu, L. L., Zhou, M. Zh. and Deng, H., Dynamic crushing response of auxetic honeycombs under large deformation: Theoretical analysis and numerical simulation, *Thin-Walled Struct.*, 131 (2018) 373-384. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2018.04.020>.
14. Alderson, A., Alderson, K. L., Attard, D., Evans, K. E., Gatt, R., Grima, J. N., Miller, W., Ravirala, N., Smith, C. W. and Zied, K., Elastic constants of 3-, 4- and 6-connected chiral and anti-chiral honeycombs subject to uniaxial in-plane loading, *Compos. Sci. Technol.*, 70 (2010) 1042-1048. <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2009.07.009>.
15. Hu, L. L., Ye, W. K. and Wu, Z. J. Mechanical property of anti-trichiral honeycombs under large deformation along the x-direction, *Thin-Walled Struct.*, 145 (2019) 106415. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.106415>.
16. Zhong, R., Fu, M., Yin, Q., Xu, Q. and Hu, L., Special characteristics of tetrachiral honeycombs under large deformation, *Int. J. Solids Struct.*, 169 (2019) 166-176. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2019.04.020>
17. Mousanezhad, D., Haghpanah, B., Ghosh, R., Hamouda, A. M., Nayeb-Hashemi, H. and Vaziri, A., Elastic properties of chiral, anti-chiral, and hierarchical honeycombs: A simple energy-based approach, *Theor. Appl. Mech. Lett.*, 6 (2016) 81-96. <https://doi.org/10.1016/j.taml.2016.02.004>.
18. Gülcan, O., Crashworthiness of laser powder bed fusion processed In718 auxetic metamaterials, *J Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, 46 (2024) 414. <https://doi.org/10.1007/s40430-024-04927-6>.
19. Shao, Q., Ding, C., Ji, X., Mu, J., Wang, X., Xue, Y., Fabrication, microstructure and mechanical properties of a 3D re-entrant anti-trichiral honeycomb structure with excellent auxeticity and mechanical performance, *J. Mater. Res. Technol.*, 32 (2024) 841-859. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2024.07.098>.
20. Yavari, R., Smoqi, Z., Riensche, A., Bevans, B., Kobir, H., Mendoza, H., Song, H., Cole, K., Rao, P., Part-scale thermal simulation of laser powder bed fusion using graph theory: Effect of thermal history on porosity, microstructure evolution, and recoater crash, *Mater. Des.*, 204 (2021) 109685. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2021.109685>.
21. Jiang, D., Thissen, H., Hughes, T. C., Yang, K., Wilson, R., Murphy, A. B., Nguyen, V., Advances in additive manufacturing of auxetic structures for biomedical applications, *Mater. Today. Comm.*, 40 (2024) 110045. <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2024.110045>.
22. Momoh, E. O., Jayasinghe, A., Hajsadeghi, M., Vinai, R., Evans, K. E., Kripakaran, P., Orr, J., A state-of-the-art review on the application of auxetic materials in cementitious composites, *Thin-Walled Struct.*, 196 (2024) 111447. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2023.111447>.
23. Gomes, R. A., de Oliveira, L. A., Francisco, M. B., Gomes, G. F., Tubular auxetic structures: A review, *Thin-Walled Structures*, 188 (2023) 110850. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2023.110850>.
24. Madhu, B. P., Johnney, M. A., Bahubalendruni, M. V. A. R., Auxetic mechanical metamaterials and their futuristic developments: A state-of-art review, *Mater. Today Comm.*, 34 (2023) 105285. <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2022.105285>.

The Design of a Rotating Modular Upper Limb Prosthetic Wrist Unit

A. Ali Gürler* 

Proted Prosthetic & Orthotics INC, 06378,
Ankara, Turkey

E. İlhan Konukseven 

Middle East Technical University, 06800,
Ankara, Turkey

This design study investigates a Prosthetic Wrist Unit for upper limb amputations using the Design Thinking methodology. It covers Problem Definition, Information Gathering, Concept Generation and Evaluation, Product Architecture, Configuration Design, Parametric Design, Detail Design, and Production. The study aims to create a small prosthetic wrist unit (50 mm diameter, 50 mm length, less than 125 gr), provides 360° rotation, connects easily with prosthetic hands, enables electric and data transfer, and is controllable via EMG sensors. This research contributes to prosthetic product design, enhancing the quality of life for amputees.

Keywords: Prosthetics, Wrist Unit, Amputation

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 4 Eylül 2024

Kabul: 12 Kasım 2024

*Sorumlu Yazar: Aykut Ali Gürler

Email: gurler.aykut.ali@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1543386>

INTRODUCTION

Prosthetic hands without wrist rotation struggle to mimic natural hand movements, hindering tasks that need precise hand and object orientation. This limitation affects the prosthetic's usefulness and can frustrate users. The work presented in this article incorporates a motor-controlled wrist unit in the prosthetic hand to address this, allowing for finer hand direction control and more intuitive item handling. The work presented in this article aims to enhance the adaptability and functionality of prosthetic hands through wrist rotation, improving users' quality of life. Details of some of the works that tried to solve these problems can be found in these articles that are given in the references list: Lorenzo et al. [1], Aydoğan et al. [2], Aydoğan et al. [3], Aydoğan et al. [16], Aydoğan et al. [17], Aydoğan et al. [18], Dange [19], Luczak and Rajewski [20], Reyes [21].

Key goals include ensuring the wrist unit can rotate fully and continuously, carry weight, withstand moment and rotational inertia, and remain compact and energy-efficient under various conditions.

Additionally, the unit must lock securely, rotate precisely, and integrate with existing prosthetic hand.

The report will cover market and patent search, literature review, problem definition, project planning, conceptual design, and selection of the best concept based on evaluation criteria. The final design stage will detail the properties, calculations, software analysis, manufacturing, and testing plans. The report concludes with a summary of achievements and future improvement suggestions.

PROBLEM DEFINITION

Prosthetic hands without wrist rotation struggle to replicate natural movements and gestures, limiting tasks requiring precise positioning. This deficiency hampers adaptability and functionality, causing user frustration. To address this, the work presented in this article integrates a motor-controlled wrist unit into prosthetic hands, enabling fine hand orientation adjustments for a more natural grip. The goals include ensuring the wrist unit allows full, continuous rotation, locks securely, operates quietly,

and is compact, rigid, lightweight, smooth, and affordable. It must be suitable for men, women, and children, allow electricity and data transfer, consume low energy, and handle daily activities. It should withstand various forces and thermal conditions without lubricant leakage. Commercial product information that helps identify wrist unit needs is given below. Table 1: Goals and requirements

STATE OF ART-INFORMATION GATHERING

Commercial Products

Three main prosthetic wrist rotators are easily accessible: Ottobock Electric Wrist Rotator, Fillauer MC ProWrist Rotator, and Ossur i-Limb Powered Wrist Rotator. These products have similar specifications and features with minor differences.

Ottobock Electric Wrist Rotator: The most well-known product due to the company's reputation. Specific details on its working principle, systems, and design are unavailable, but some specifications are known.

Fillauer MC ProWrist Rotator: An alternative to Ottobock, with limited information on its working principle and systems, but some specifications are known.

Ossur i-Limb Powered Wrist Rotator: Another alternative, which has been removed from the company's site, indicating potential discontinuation. Limited specifications are available, without details on its working principle or systems.

Comparison

Due to limited documentation, we could only compare some specifications of the three products, which are similar overall. Fillauer: Faster than the

other two, but the speed of the others is sufficient. Ottobock: Approximately 2/3 lighter than the other two, though their weights are also acceptable. Other comparisons are not possible due to limited information. Key specifications include noise level (38.5 dB), operating temperature range (0-40°C), and dimensions. Price information, crucial for affordability, is unavailable. Specifications and product images are shown below.

State-of-the-Art on Related Technologies

In this section, detailed information related to the literature survey is provided. The goal is to offer a comprehensive understanding of various aspects of the project topic. The state of the art on related technologies and mechanisms is examined. The intricacies of different driving and locking mechanisms, as well as the electric transfer mechanism, are explored to highlight their unique characteristics and operational details.

Locking-Transmission Subsystem:

- Gear Mechanisms:
 1. Kapelevich et al. [7]: Developed self-locking gears that don't rely on clutch or brake systems, with higher efficiency and less heat generation than worm gears. However, they are costly to manufacture due to specialized tools and new gear profiles.
 2. Takayama and Hisamatsu [15]: Created a system using small vibrations to reduce friction in worm gears, enhancing back drivability with minimal force.
 3. Popper and Wessen [12]: Designed a meshing system for worm gears allowing almost any reduction ratio, where the driver gear can drive in both directions but not be back driven.

Table 1: Goals and requirements

Goals	Requirement
Full Continues Rotation	360 Degree Endless Rotation
Quiet Operation	< 45 dB
Compact	Diameter < 50 mm, Length < 50 mm
Lightweight	< 150 gr
Fast Working	< 5 s Full Rotation Time
Low Energy Consumption	< 5 W
*Axial Weightlifting Capacity	> 30 kg
Moment Carriage	> 2 Nm
Torque Capacity	> 2 Nm

*Axial Weightlifting Capacity: The maximum weight an individual can lift or support with their arm fully extended in line with the direction of gravity.

Specifications-Products	Ottobock	Fillauer	Ossur
Weight	96 g	168 g	150 g
Speed	17 rpm	28 rpm	15 rpm
Voltage	7.2 V	7.2 V	6-8.4 V
Current	1 A	?	6 A
Length	? mm	70 mm	56 mm
Diameter	? mm	47 mm	? mm
Torque	? in-lb	15 in-lb	? in-lb
Static Load	? kg	22.7 kg (from all ways)	90 kg (axially)
Temperature	? degree C	0-44 degree C	0-40 degree C
Decibel	? dB	38.5 dB (1 m)	? dB
Price	?	?	?

Figure 1: Commercial product information

- Brake Systems:
 1. Electro-Mechanical Brake Systems: Despite many patents and designs, no marketed EMB systems exist. They save space and are faster than hydraulic brakes but require a DC motor, making them complex and less favorable, according to Congcong Li et al. [8].
 2. Mechanical Brake Systems: These brakes don't need an actuator but are manually activated, like hand tools. A similar locking mechanism is noted in the patents section.
 3. Hydraulic Brake Systems: Unsuitable for our design due to maintenance needs and weight issues.
- Pin Lock Mechanism:
 1. Designed by Cappello et al. [5], this mechanism uses a cylindrical pin and a step motor to lock the wrist in the pronation/supination axis, adaptable to our design.
- Ball Lock Mechanism:
 1. Utilized in micro-switching valves, this system uses steel balls to lock components precisely. However, it requires additional space for solenoids and can cause heating issues, limiting rotation options.
- Multi-Function Myoelectric Hand:
 1. A novel self-locking mechanism using a cam-ball clutch, enabling unidirectional power transmission and stability, with four distinct operating modes for driving and locking.

Turning Subsystem:

- Transmission System I: Gill [6] describes a single-degree-of-freedom wrist unit with an

actuator module that rotates various components and transmits rotation to the prosthetic hand. The module includes a motor, gears, and bearings, with a planet gear system to minimize backlash.

- Transmission System II: Lorenzo et al. [1] detail a prosthetic wrist with a drive motor and a two-stage cycloidal reduction mechanism. The first stage involves satellite wheels and a central wheel with a reduction ratio of 8:1. The second stage has a cycloidal mechanism with a reduction ratio of 33:1, resulting in a total reduction ratio of 264:1.

Actuator Types: According to Binda (2018) [4], the key criteria for choosing an actuator for a prosthetic wrist are torque, size, and weight. The three main motor types are:

- DC Motors: High RPM, small size, easy to control, high torque at low speeds, and available in brushed (low cost) and brushless (quiet, efficient) variants.
- Step Motors: Low RPM, high torque, precise positioning, but noisy and less efficient than DC motors.
- Servo Motors: High RPM, high torque, larger and heavier, complex control.

Based on literature and commercial products, brushless DC motors are recommended, but all motor types will be considered as the project progresses.

Electrical Transfer Technologies:

Various electrical transfer technologies for rotating interfaces include cable-wrap, goose-neck, twist capsule, slip ring, and rolling contact connector (RCC).

- Cable-wrap and Twist Capsule: Compatible with twisted shielded pairs and have high angular ranges, but they cannot rotate continuously.
- Goose-necks: Can rotate more than 360° but are not suitable due to angular limitations. Detailed information and images are in [9].
- Slip Rings: Widely used for continuous rotation without restrictions, consisting of brush blocks, rotor, and stator. MOFLON's MFS Series [10] is an example of a waterproof slip ring. Slip rings require precise alignment and lubrication to reduce friction and wear.
- Rolling Contact Connector (RCC): Also known as a brushless slip ring, transfers electrical signals across a rolling contact interface, composed of an inner ring, flexible planets, and an outer ring.

Housing & Shielding:

For protection, the wrist unit should have durable, customizable, lightweight housing, ideally made from carbon fiber, which is light yet strong. Epoxy-impregnated carbon fiber sheets allow for customization to meet the different needs of amputees. For moisture protection, the contacts on the wrist coupler should be internally located and shielded by a plastic casing.

CONCEPT GENERATION

This section covers the conceptual design processes, including concept development and evaluation. Literature, patents, academic papers, and commercial products are reviewed to identify suitable concepts. This investigation expanded our state of art, with findings shared here. Concepts were then evaluated against project requirements using decision matrices. Ultimately, the best concept is presented based on these evaluations.

Concept Development and Presentation

In this section, the work presented in this article is split into subfunctions, and concepts are developed for each subfunction. The functional decomposition method is used for this purpose. Various concepts are created according to functional decomposition. Then, a morphological chart is created with these concepts. Explanations for each concept are also provided.

Explanation of Concepts

Providing Rotation:

- Internal Gear Mechanism: Internal gears have teeth cut into their inner surfaces, engaging with external gears to transmit motion and power. They feature a self-locking mechanism that resists motion under external forces, making them suitable for applications requiring fixed positions and efficient rotational motion.
- Planetary Gear System: This system includes fixed outer and sun gears with multiple planetary gears rotating freely. Motion from the sun gear transfers through the planetary gears and coupling mechanism, providing versatile motion transmission.
- Planetary Gear System with Ball Bearing: Incorporates fixed planetary gears and stationary sun gear, with a ball bearing in the outer part facilitating rotational motion. This system includes a self-locking mechanism, enhancing stability without additional components.

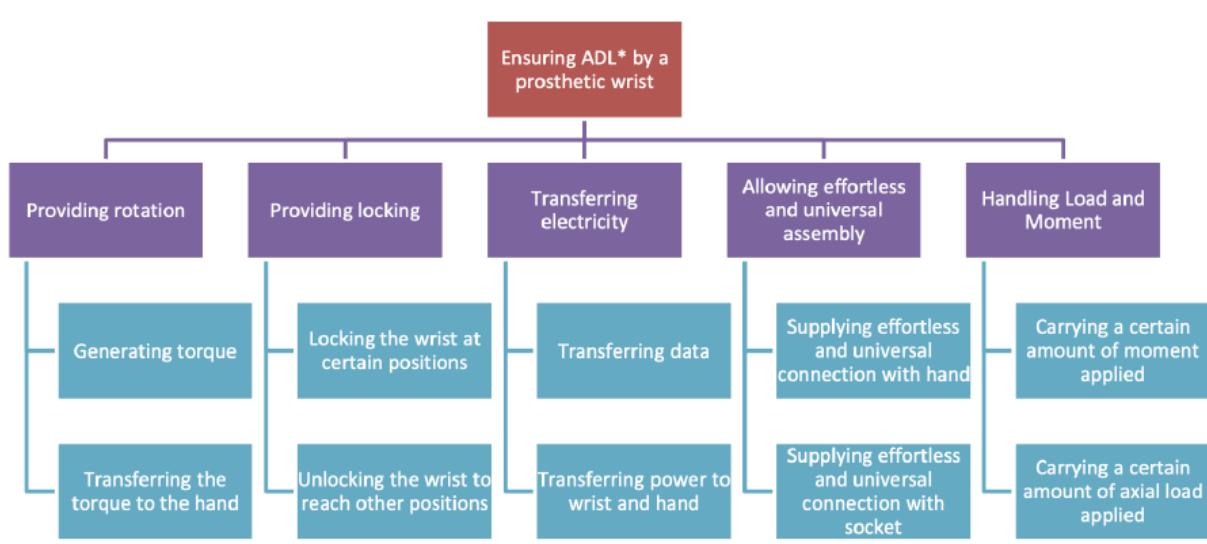


Figure 2: Functional decomposition

- **Harmonic Drive System with Ball Bearings:** Utilizes an elliptical rotating gear and a circular outer gear to create a rotational drive. Ball bearings rotate to sustain the motion of the elliptical gear, providing efficient and self-locking operation.
- **Harmonic Drive System with Frictional Contact:** Rotational energy from the motor transfers to an elliptical gear through frictional contact. This system features a harmonic drive between the elliptical and circular gears, offering self-locking capabilities.
- **Cycloidal Drive:** Composed of an input shaft, eccentric bearing, two cycloidal disks, and a housing with pins and rollers. Eccentric motion drives the cycloidal disks, producing reverse rotation at reduced speeds. It includes a self-locking mechanism for stability [11].
- **BLDC Motor:** Brushless DC motors are commonly used for their high efficiency and precise control in prosthetic applications.
- **Servo Motor:** Servo motors are favored for position control due to their accuracy and ability to maintain set positions, details are in [13].

These mechanisms vary in design and application, offering different advantages for achieving rotational motion and stability in prosthetic designs.

Locking Mechanisms:

- **Ball Locking Mechanism:** This mechanism uses balls and holes in a rigid body. When the motor rotates, the balls move into place within the rotating part, locking the system. Solenoids and springs control the ball motion: the solenoid helps balls enter holes during rotation, and the spring locks them in place afterward. Disadvantages include increased energy consumption and potential damage to components due to solenoid heat.
- **Pin Locking Mechanism:** This system employs a pin-to-lock gear mechanism controlled by a solenoid. The pin disengages from the gear gap when the solenoid activates, allowing easy rotation. After rotation, the solenoid deactivates, and the pin locks the mechanism in place. Compared to ball locking, it offers more precise locking locations but shares the drawbacks of energy consumption and solenoid heating.
- **Worm Gear Lock Mechanism:** Worm gears prevent back driving, enabling them to lock when external force is applied. Positioning the worm gear perpendicular to the turning table can complicate design due to space requirements, while positioning it parallel

resolve some issues but may necessitate specially manufactured components.

- **Harmonic Drive Lock Mechanism:** Harmonic drives transmit torque through a pure couple, allowing for torque sensor integration without radial force interference. This feature enables back-drivability for compliant movements in robotic applications, though high-ratio harmonic drives lack back drivability.
- **Pad Brake Lock Mechanism:** Like car disk brakes, a pad brake can be applied to the turning table or gears. This requires an actuator and significant space. To conserve energy, it should only be released when turning the wrist, posing design challenges.

These mechanisms offer various locking solutions with specific advantages and challenges in prosthetic applications.

Transferring Electricity:

- **Slip Ring:** A slip ring facilitates continuous rotation in machinery by transmitting power and signals between stationary and rotating parts. It comprises a rotor (rotates with the machinery) and a stator (stationary structure), forming band-pass circuits for independent electrical transmission. Key components like connectors ensure reliable operation, according to Santoro et al. (2009) [14].
- **Capsulated:** Protects wires by enclosing them, preventing damage—a common method for wire protection.
- **Pancake Slip Rings:** Organizes conductors in concentric rings on a flat disc aligned with the shaft, compact but prone to wear and debris accumulation along its axis.
- **Through Bore:** Features a central opening allowing cables to pass through, ideal for applications needing uninterrupted 360-degree rotation, ensuring low electrical noise and reliable connections.
- **Mercury-Wetted:** Uses liquid mercury for stable, low-resistance connections, though safety concerns due to toxicity require careful handling.
- **Rotating Contact Connector (RCC):** Utilizes rolling contact for electrical signal transmission, reducing parasitic torque and ensuring stable operation with low inter-contact resistance. Materials like beryllium copper and aluminum alloys optimize endurance and conductivity.
- **Cable Wrap:** Clock-spring configuration compatible with twisted pairs, offering a significant angular range (100°-700°) for rotational applications.

These technologies offer diverse solutions for continuous rotational applications, each with specific advantages and considerations.

Allowing Effortless and Universal Assembly:

- **Commercial and Magno Flex Connectors:** Commercial products typically use standard modules for wrist-to-hand connection, involving a push and small turn for coupling. Magnetic locks automatically connect by aligning the wrist tip with a conical shape using magnetic fields, suitable mainly for lower body prosthetics due to space requirements.
- **Rotary-Pin Type Connection:** This mechanism employs a spring plunger lock housed in a cylindrical body. It ensures secure locking with a spring-loaded plunger that can be easily engaged or disengaged, offering simplicity and functionality for securing components in wrist and hand applications.
- **Push-and-Turn Locking Mechanism:** Like those on medication containers, this mechanism requires downward pressure and simultaneous rotation to open. It provides secure access while incorporating child-resistant features, suitable for ensuring safe and easy assembly in wrist systems.

CONCEPT EVALUATION

In this section, evaluation criteria and weighting factors are created according to the problem definition and project requirements. More specific criteria for each subfunction are also established. Four decision matrices for each subfunction are made based on these criteria, and unsatisfactory solutions are eliminated. With the satisfactory solutions, complete design concepts are created. The best concept is then chosen from these according to the decision matrix.

Evaluation Criteria

Design Criteria for General Concept:

- **Locking Capability:** Essential for daily activities like handling objects such as glasses, forks, or spoons.
- **Full Rotation:** Overcomes the limitation of typical prosthetic arms by providing complete wrist rotation.
- **Rotation Time Limit:** Rotation speed must be optimal for practical use.
- **Energy Consumption:** Must be efficient to ensure suitable battery life without adding excessive weight.

- **Noiseless Running:** Operation should be quiet to avoid disturbing the user.
- **Load Carriage:** Capable of handling up to 30 kg, meeting user needs and requirements.
- **Ease of Assembly:** Easy to assemble and disassemble, ensuring user-friendly application.
- **Operating Under Different Thermal Conditions:** Should function reliably in various climates and temperatures.
- **Cost:** Affordable pricing to make the product accessible.
- **Manufacturing:** Production should be straightforward and align with company capabilities.
- **Angular Precision:** Stops accurately in desired positions during rotation.
- **Compact and Lightweight Design:** Must be lightweight and compact for user comfort and practicality.
- **Lifetime:** Expected to be durable, with a minimum operational lifespan of 2 years.
- **Rigidity:** Ensures structural integrity throughout its lifespan.

Design Criteria for Sub-Functions:

- **Turning Sub-Function Criteria:**
 1. **Angular Precision:** Ensure precise positioning capability for daily life activities.
 2. **Rotation Time Limit:** Rotation speed should be efficient for practical use.
 3. **Full Rotation:** Provide unrestricted rotation like a human arm.
 4. **Ease of Production and Cost:** Ensure cost-effective and easy manufacturing.
 5. **Noiseless Running:** Operation should be within acceptable noise limits.
 6. **Providing Enough Torque:** Capable of handling tasks like turning while holding objects.
 7. **Compact and Lightweight:** Design should meet size and weight restrictions.
- **Locking Sub-Function Criteria:**
 1. **Locking Time Limit:** Ensure quick and efficient locking/unlocking.
 2. **Noiseless Locking:** Operation should be quiet to meet noise limits.
 3. **Need for More Actuator:** Minimize additional space and weight for extra mechanisms.
 4. **Self-Locking Capability:** Provide reliable self-locking without additional components.
 5. **Compact and Lightweight Design:** Ensure the design meets size and weight constraints.
 6. **Ease of Production and Cost:** Focus on easy production and affordability.

7. Angular Precision: Precise locking for user convenience.
- Electric and Data Transfer Sub-Function Criteria:
 1. Continuous Full Rotation: Ensure cables and transfer elements allow unrestricted movement.
 2. Transferring Data and Electricity: Enable seamless transfer of power and data to prosthetic hand components.
 3. Assembly: Facilitate convenient assembly of electrical and mechanical components.
 4. Cost: Ensure affordability of electronic components for commercial viability.
 5. Compact: Design should be compact to fit limited space requirements.
- Assembly Sub-Function Criteria:
 1. Universal: Compatible with various prosthetic hand brands without modification.
 2. Ease of Assembly: Designed for easy assembly to accommodate users with disabilities.

Best Concept

The decision of the best concept is chosen by the given below method. According to the created sub-function design criteria, the best sub-function mechanisms are decided. Then, with these chosen sub-function mechanisms, 12 concepts are created. According to the created concept design criteria, the best concept is decided. The decided mechanisms and concepts given below. The assembly mechanism has 2 different mechanisms. The decided assembly mechanism is a standard commercial mechanism, however, to achieve a unique mechanism, a second assembly mechanism was created inspired by a quick hydraulic coupling mechanism.

Hypocycloid Mechanism: The design enables a 360-degree rotation through an elliptical object in the center engaging with internal gears, which push against stationary external gears. This interaction provides a natural and comprehensive range of motion, ensuring seamless and precise control.

Self-Locking Gear Ratio: The gear ratio ensures the prosthetic wrist locks securely in position without external mechanisms, enhancing precision, safety, and stability.

Pancake Slip Ring Mechanism: A flat, disk-shaped pancake slip ring enables continuous electrical power and data transfer between stationary and moving

parts, ensuring uninterrupted flow of electrical signals and data for the prosthetic's components.

Commercial Assembly Mechanism: To enhance durability and user-friendliness, a commercially available assembly mechanism is combined with the self-locking hypocycloid mechanism, minimizing wear and tear and ensuring long-term reliability.

Renewed Assembly Mechanism: A mechanism inspired by the hydraulic quick connect (HQC) system has been designed with a key difference: the balls are located inside the mechanism, unlike the external placement in traditional HQC systems. This mechanism operates by pushing the balls through a channel that restricts their axial movement. The balls secure hand unit and wrist unit in place, ensuring a stable connection.

PRODUCT ARCHITECTURE AND DETAIL DESIGN

After the concept decision, the product design details are determined. Then, according to determined architecture, configurations and parameters, detailed design is made. Initially, the physical elements are arranged to carry out the intended functions, forming the architectural design. Following this, the first complete design is created, known as the configuration design. Subsequently, final dimensions, materials, and tolerances are determined during the parametric design phase. Finally, detailed drawings and specifications are produced in the detail design stage. Each phase builds on the previous one, refining the product design until it is ready for production.

Properties of Designed System

To start with, the product features a unique and innovative coupling design. This concept was adopted from hydraulic systems known for their high safety factors. It is believed that a similar approach could be implemented in this design. Additionally, a different drive system for the wrist unit was utilized, specifically a hypocycloidal drive system, unlike the commonly used harmonic drive in other products on the market. The hypocycloidal drive system offers potential advantages in terms of backlash level and lifespan. Furthermore, a different method for electric and data transfer was implemented using a pancake slip ring. These changes were necessary due to the design layout in the casing. The combination of these sub-mechanisms can be seen in the figures below.

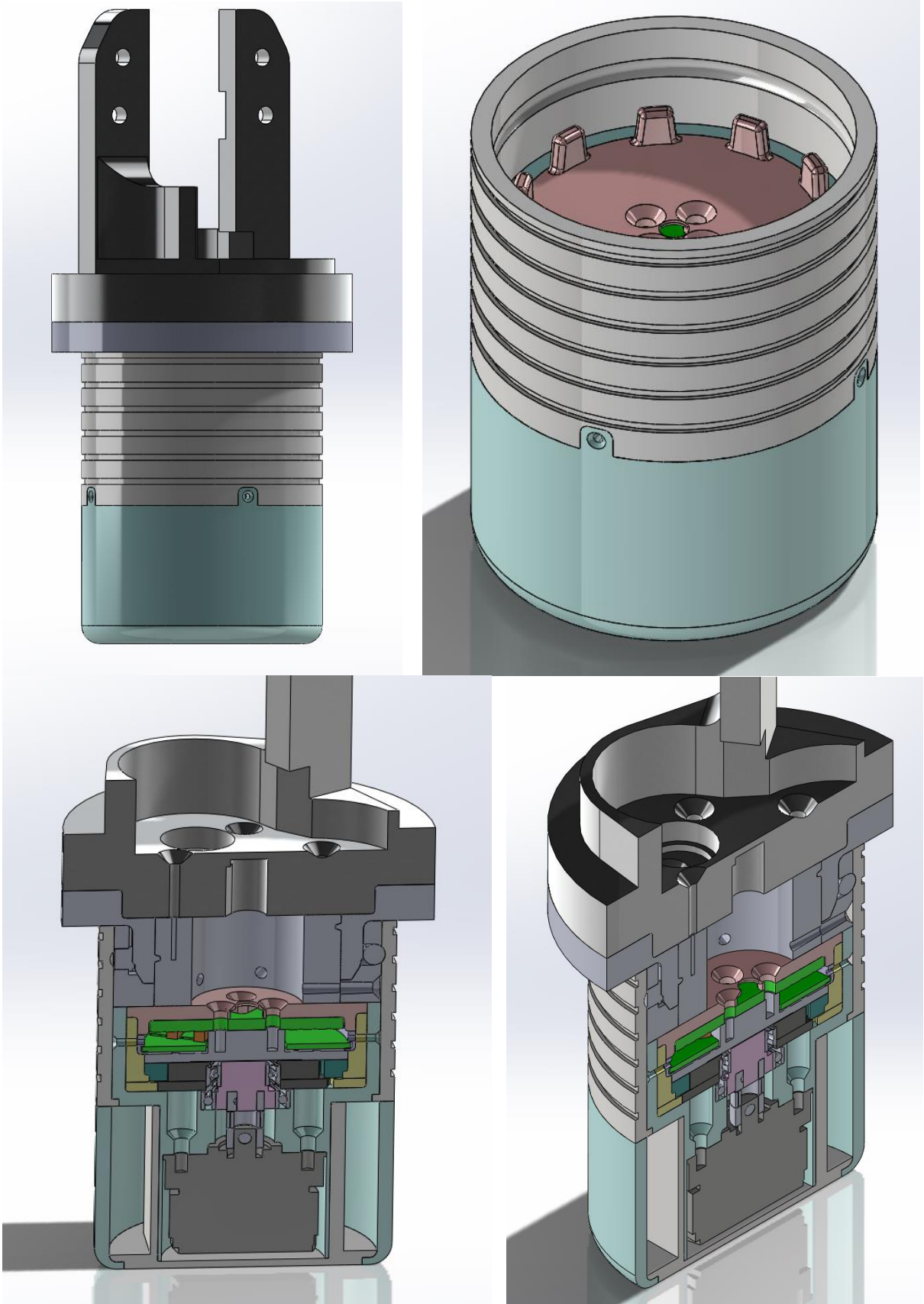


Figure 3: Model views

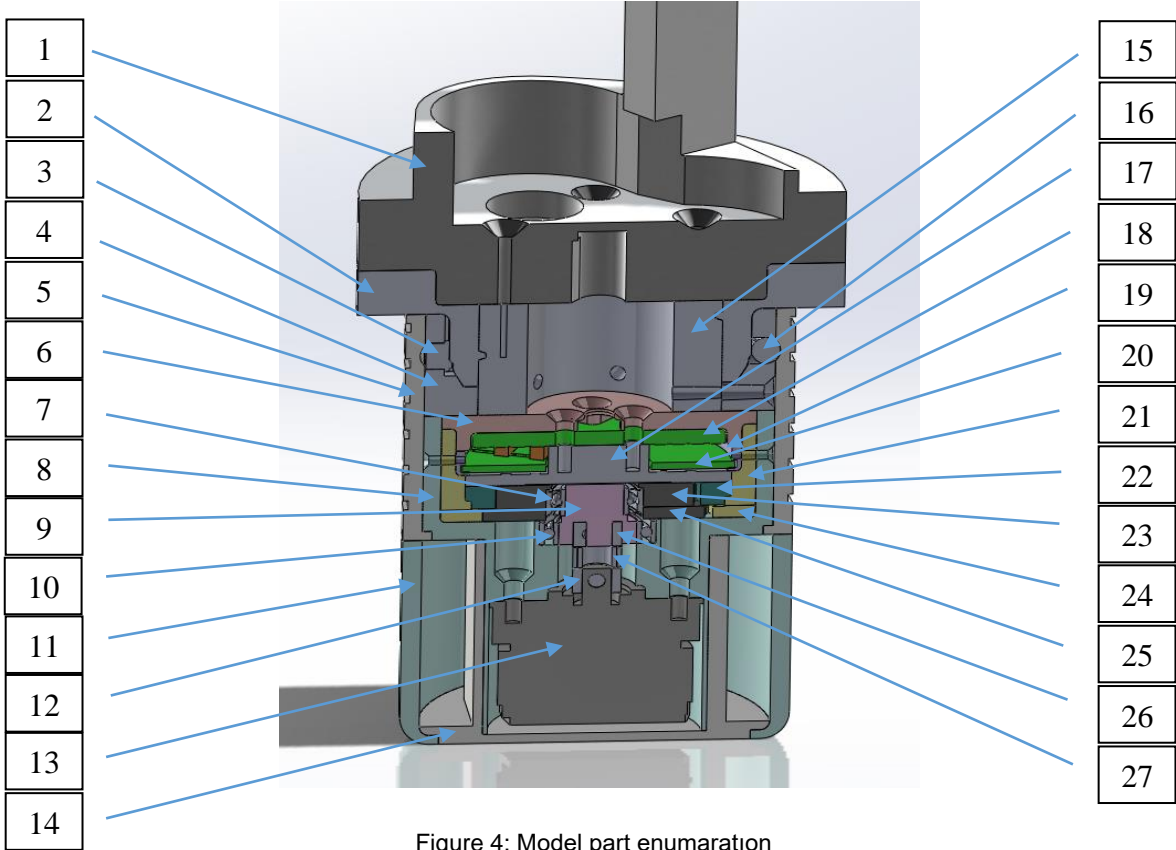


Figure 4: Model part enumeration

Table 2: Part names and numbers

Part Number	Part Name	Part Number	Part Name
1	MYO Hand Body	15	Slipping Socket
2	Bearing Balls Trigger	16	Bearing Balls
3	Balls Trigger Holder	17	Turning Transfer
4	Bearing Balls Holder	18	Turning Circular Circuit
5	Arm Connector	19	Stationary Circuit Holder
6	Turning Transferer for Hand	20	Stationary Circular Circuit
7	Bearing 1	21	Gear Bed
8	Main Body	22	Outside Top Gear
9	Excentric Rotation Trigger	23	Inside Top Gear
10	Bearing 2	24	Outside Bottom Gear
11	Body Cover	25	Inside Bottom Gear
12	Coupling Part 1	26	Coupling Part 2
13	BLDC Motor	27	Flexible Coupling Part
14	Flexible Circuit Bed		

Engineering Calculations

The detailed design of the system is completed before starting the manufacturing of the prototype system. In the engineering calculation, weight and dimension of the system; used as optimization criteria. The optimization process is realized, according to BLDC motor parameters, to achieve the necessary speed, torque, angular precision and energy consumption values, needed reduction ratio is determined; also, this optimization process consists

of the determination of the gear mechanism's gear teeth values to achieve this reduction ratio. According to calculations, the necessary reduction ratio comes around 300. Thanks to hypocycloidal gear mechanism, in the place of 35 mm diameter and 6 mm height, design achieved this reduction ratio. This gear mechanism's 4 gears have around 30 teeth per gear, according to optimization and working principle, some has a little mor some have a little less tooth.

Analysis Results

To validate the design, some analyses are conducted. These analyses are made for force and momentum carriages, and capacity of torque that the wrist unit can apply, strength of the gear mechanism and gear teeth. Also, some tests are conducted which are made for turning speed, energy consumption values, noise decibel values, etc. According to results of these analyses and tests, future works are determined. Most of the results are satisfactory, but since this product is a prototype, some of the design parameters must be improved. These are decibel values, energy consumption values and torque capacity. The result can be seen in the Discussion-Conclusion Part, Table 3.

PRODUCTION

The final system has nearly 50 parts. Most of these parts can be produced by machining operations. Some of these parts need to be metal and some others plastic. According to system criteria Aluminum 7075 T5 was chosen as metal material, and POM-C was chosen as plastic. Another material is used for slider bearing and the material is iglidur. With machining of these materials, most of the parts produced thanks to facilities of Protod Prosthetics & Orthotics INC. Some other parts like bearings, screws, pancake PCB, pancake connectors, BLDC motor, etc. purchased. Also, some parts are manufactured by 3D printing with the use of TPU 85A, PLA, etc. One of the most important aspects of the production is that the hypocycloidal gears are produced by wire erosion with Titanium.

DISCUSSION-CONCLUSION

As a result of the studies conducted, a prototype at the product level has been developed.

While the prototype meets most of the expected requirements, some deficiencies have been identified. The most critical issues affecting the system's functionality are the insufficient torque transmitted to the hand unit and the high noise and vibration occurring when the wrist unit is operating. To address these critical issues, special lubrication preferences, gear material preferences, mechanism tolerance preferences, mechanism dimension preferences, and some design preferences will be modified. You can see the outputs obtained in the table below.

ACKNOWLEDGEMENT

This study was supported by TÜBİTAK TEYDEB (3231106) "Döner Modüler Üst Ekstremité Bilek Tasarımı", Protod Prosthetics & Orthotics project.

ÖZET

Bu tasarım çalışması, Üst Ekstremité Amputasyonları için Protez Bilek Ünitesini araştırmaktadır ve Tasarım Odaklı Düşünme metodolojisini kullanmaktadır. Problem Tanımı, Bilgi Toplama, Kavram Oluşturma ve Değerlendirme, Ürün Mimarisi, Konfigürasyon Tasarımı, Parametrik Tasarım, Detay Tasarımı ve Üretim adımlarını kapsamaktadır. Çalışma, küçük (50 mm çap, 50 mm uzunluk, 150 gr'dan az), 360° dönebilen, protez ellere kolayca bağlanabilen, elektrik ve veri transferi yapabilen, EMG sensörleri sayesinde kas hareketleriyle kontrol edilebilen bir protez bilek ünitesi yaratmayı amaçlamaktadır. Bu araştırma, amputelerin yaşam kalitesini artırarak protez ürün tasarımına katkıda bulunmaktadır.

Table 3: Output

Goals	Requirement	Output
Full Continues Rotation	360 Degree Endless Rotation	360 Degree Endless Rotation
Quiet Operation	< 45 dB	Not satisfied
Compact	Diameter < 50 mm Length < 50 mm	Diameter = 40mm Length = 37 mm
Lightweight	< 150 gr	Around 100 gr
Fast Working	< 5 s Full Rotation Time	2-4 s
Low Energy Consumption	< 5 W	Around 4 W
Axial Carriage	> 30 kg	> 45 kg
Moment Carriage	> 2 Nm	Around 4 Nm
Torque Capacity	> 2 Nm	Not satisfied

REFERENCES

1. Fondazione Si Italiano Tecnologia, Istituto Naz Per Iassicurazione Contro Gli Infortuni Sul Lavoro, Lince, A., Traverso, S., Gruppioni, E., Laffranchi, M., De Michieli, L. (2021), "Prosthetic Wrist Unit", URL: <https://patents.google.com/patent/US20210259856A1/en?q=US2021259856A1>.
2. Aydoğan, F. et al. (2023), "R1-Literature Survey", October.
3. Aydoğan, F. et al. (2023), "R2-Problem Definition and Design Specifications", November.
4. Binda, J. (2018), "Multiple degrees of freedom wrist prostheses: Design of an electrically powered two DoF wrist prosthesis".
5. Cappello, L. et al. (2022), "A 2-Degree-of-Freedom Quasi-Passive Prosthetic Wrist With Two Levels of Compliance", IEEE Robotics and Automation Letters, Vol. 8, No. 3. doi: 10.1109/lra.2022.3208692. URL: <https://doi.org/10.1109%2Flra.2022.3208692>.
6. Gill, H. (2019), "System for Control of a Prosthetic Device", URL: <https://patents.google.com/patent/US10369024B2/en>.
7. Kapelevich, A.L., Taye, E. (2010), "Self-locking gears: Design and potential applications", American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting, pp. 212-219.
8. Li, C. et al. (2023), "A Review of Electro-Mechanical Brake (EMB) System: Structure, Control and Application", Sustainability, Vol. 15, p. 4514. doi: 10.3390/su15054514.
9. M'ausli, P.-A., Feusier, G., Gass, V. (2003), "Rotating electrical joints with continuous metallic connections", 10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, Vol. 524, pp. 33-38.
10. MOFLON TECHNOLOGY Inc. (2023), "MOFLON: Provide High Performance 360° Rotary Solutions for Worldwide", URL: <https://www.moflon.com/> [Accessed: 21/10/2023].
11. Park, S. (2005), "Fundamental development of hypocycloidal gear transmissions", PhD thesis, University of Texas at Austin. URL: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:109131227>.
12. Popper, B., Pessen, D.W. (1960), "The Twinworm Drive: A Self-Locking Worm-Gear Transmission of High Efficiency", Journal of Engineering for Industry, Vol. 82, No. 3, pp. 191-198. doi: 10.1115/1.3663030. URL: https://asmedigitalcollection.asme.org/manufacturingscience/article-pdf/82/3/191/6494453/191_1.pdf.
13. robocraze. (2023), "What is the Difference Between Servo Motor vs DC Motor", URL: <https://robocraze.com/blogs/post/what-is-the-difference-between-servo-motor-vs-dc-motor>.
14. Santoro, C., Hayes, R., Herman, J. (2009), "Brushless Slip Ring for High Power Transmission", September. doi: 10.2514/6.2009-6673.
15. Takayama, T., & Hisamatsu, N. (2019). Worm gear mechanism with switchable backdrivability. ROBOMECH Journal, 6(1), 1–10.
16. Aydoğan, F. et al. (2024), "FR-Final Report", January.
17. Aydoğan, F. et al. (2023), "R4-Conceptual Design", December.
18. Aydoğan, F. et al. (2023), "R5-Detail Design", December.
19. Dange, S.V. (2017), "Design of a Working Model of an Upper Limb Prosthesis: Wrist Mechanism".
20. LUCZAK, A., RAJEWSKI, B. (2020), "Active Prosthetic Wrist", URL: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/069315488/publication/EP3695813A1>.
21. Reyes, M. (2021), "Prosthetic Wrist", URL: <https://patents.google.com/patent/US2021330479A1>.

Enhancing Operational Efficiency in Crushers Through the Use of an Industry 4.0 Based Crusher Control System

Özge Güler* 

Burçelik Bursa Çelik Döküm San. A.Ş., 16159
Bursa, Turkey.

Mustafa Cemal Çakır 

Uludağ Üniversitesi, 16150, Bursa, Turkey

In the aggregate and mining industry, an excessive flow rate of raw material from the feeder, caused by irregularities in the raw material being processed by crushers, can lead to blockages or excessive strain on the crusher. Conversely, a low flow rate of raw material can result in high energy consumption by the crusher, despite operating at a low capacity. The issues encountered in the first group result in excessive energy usage in the secondary and tertiary groups. The study focuses on a system that utilizes artificial intelligence and is based on industry 4.0 principles. The system aims to maintain production in the crusher within a specific range by controlling the flow rates of the feeders using an algorithm. This control is done automatically without the need for user intervention. The system optimizes energy consumption while maximizing production capacity and ensures uninterrupted operation.

The system was developed during the installation phase at an aggregate pilot plant in the Kahramanmaraş Evri region. It assesses the material capacity data using a belt scale on the crusher, feeder, and output conveyor. This data is then compared to the limit values stored in the database, and the system generates an information signal to initiate the required control actions. Based on this matching result, it sends information to the inverter, coordinates the production cycle, manages and documents the process stages using a structured learning system and artificial intelligence logic. The installation procedure was conducted using two distinct density gradation inputs. As a consequence of the reporting, the records in the report were compared during both the active and inactive states of the system. The project achieved an efficiency of 22% in terms of energy consumption per unit capacity. Based on the whole yearly energy usage, a total of 368609.7 kg of carbon emissions were averted. The facility's aggregate crushing capacity was increased by 40%.

Keywords; Aggregate Production, Process Monitoring, Process Control, Artificial Intelligent, Industry 4.0

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 17 Eylül 2024

Kabul: 13 Kasım 2024

*Sorumlu Yazar: Özge Güler

Email: ozge.guler@burcelik.com.tr

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1551615>

1. INTRODUCTION

The crushing-screening sector plays a significant role in processing inorganic chemicals obtained from nature and bringing them to the industry. In 2021, our country's raw ore output amounted to around 814 million tons, representing a 15% growth compared to the previous year. The production comprises 561 million tons, which accounts for 69% of the overall output. This includes cement and building raw materials (561 million tons), industrial raw materials (103 million tons), coal (94 million tons), metallic minerals (38 million tons), and natural stones (18 million tons). Turkey has

consistently ranked among the top three countries globally in terms of total exports for a significant period of time. In the aggregate and mining business, the primary focus in recent years has been on boosting production capacity and decreasing energy costs in facilities due to the steady increase in productivity demands.

As a part of our project, data from certain sensors are used to automate the primary crushing process. This algorithmic approach allows for control and correction steps to be executed continuously

within a predetermined limit range without any need for user intervention. The research is intended to assist the "Twin Transformation in Industry" by increasing output and product capacity per unit time while also reducing energy costs. It focused on integrating green and digital transformation into the mining and aggregate industries.

Aso et al. [1] developed a computerized aggregate plant (CAP) employing microcomputers and communication technologies to break and separate rocks in an aggregate plant using crushers and screens. The implementation of machine control involved the use of operation control and feedback control, both of which were based on the quantity control technique. This approach successfully accomplished economic optimization and labor savings, aligning with the key objectives. Hulthen et al. [2] devised a monitoring and control system for a cone crusher. This system incorporates a two-variable online algorithm that determines the eccentric speed and set point based on real-time CSS (closed side setting) variable feed data. Arman [3] examined the fundamental operational principles, selection criteria, and factors to be considered in the use of crushing, screening, and conveying machinery. The study involves calculating the energy needed to break materials at specific capacities for different types of stones using the work index. Legendre et al. [4] investigated the factors that contribute to jaw crushers' low efficiency. They measured and reported electrical power values during the experimental crushing process, which involved roughly 600 g of aggregate. The results demonstrated a 10% decrease in energy efficiency due to crumbling. Salhaoui et al. [5] enhanced productivity in an industrial concrete production facility by implementing a drone-based monitoring system. This system is capable of seamlessly connecting with industrial sensors, PLCs, and the cloud in real time. It uses an IoT gateway as a middleware to securely exchange data across various systems. and successfully implemented cost-reduction measures. In their study, K. Bhadani et al. [6] looked at a full-scale tertiary crushing process in an aggregate production plant. They used both standard band-cut samples and design of experiments (DoE) to do this. The focus was on quantifying the interaction between crusher and screen performance, as well as overall process performance. Additionally, continuous process monitoring was carried out using band-cut samples.

The notion that the Industry 4.0 paradigm would eliminate errors and losses in production entirely, coupled with the assertion that the circular economy will enhance firms through environmental, social, and economic metrics, underscores the significance of both concepts as essential frameworks for sustainable corporate performance [7]. The

literature review revealed a favorable and strong correlation between circular economy and sustainable company performance [8, 9, 10, 11, 12, 13]. Furthermore, the impact of Industry 4.0 technologies on sustainable business performance indicates that they facilitate the circular economy and enhance sustainability [9]. Agrawal et al. emphasize the necessity of Industry 4.0 technologies in advancing the circular economy's contribution to sustainable business performance [14].

When doing research, the examination includes both national and foreign patents. The patent [CN 2022/115445694A] describes an image recognition-based jaw crusher that utilizes automated control to regulate the gap between the movable and fixed jaw plates in real-time. Additionally, it provides feedback on whether the crushed material meets the necessary grain size requirements [15]. The patent [CN 2019/110193396A] describes a sophisticated control system that autonomously regulates the distance between the moving jaw and the stationary jaw [16]. [CN2019/209866306U] discloses an automated control system designed to prevent the jaw crusher from ceasing operation as a result of excessive load [17]. [EP 2004/1433531A1] pertains to a system designed to halt the operation of units only after a specific amount of time has elapsed. This method, as compared to traditional crushing systems, effectively prevents crushed material from remaining on the distribution conveyor [18]. The patent application [KR2023/0017556A] describes a system that utilizes an artificial intelligence-powered data analysis unit to assess the connectivity and operational status of various facilities. A data acquisition unit gathers the information for this analysis. The system then uses this analysis to determine the production period and production rate, taking into account the facility's connectivity and operational status [19]. [CN 2021/112264178A] pertains to an adaptive control technique for jaw crushers that acquires real-time data on material level, pressure, and speed of the mobile jaw crusher and subsequently compares this data with device-specific information [20]. The patent [CN 2021/112973841A] pertains to the technological domain of automated control of cone crushers, specifically focusing on a constant power controller and adaptive feeding [21].

The company conducted capacity and energy efficiency studies and filed a patent application in 2021 for the "A Crusher Supported by Artificial Intelligence" [22]. The application was granted a patent certificate on October 23, 2023. The present study developed an energy-efficient, value-added, sustainable, and cyclical production-oriented ecosystem. The ecosystem implements a smart production methodology by utilizing Industry 4.0

infrastructure and an algorithm that incorporates artificial intelligence production technology.

2. MATERIAL AND METHOD

The operating system of crusher plants consists of three distinct crushing processes: primary, secondary, and tertiary, which are determined based on stone gradation (Figure 1).

The primary group reduces rock sizes up to 1500 mm to a ratio of 5:1. Initially, a storage area known as a bunker moves rocks obtained by blasting from nature to a device known as a feeder. The feeder then delivers the rocks to the crushers for the crushing process. Once the product is crushed to the proper gradation, it undergoes sieving using intermediate sieves and is then kept in piles. If not, it is sent to the next crushing group via conveyors in order to be reduced to the necessary gradation.

The aggregate manufacturing process may detect irregularities in the raw material flow rate from the feeder, requiring user intervention. The crusher becomes overloaded with surplus raw material if the raw material flow rate surpasses the production requirement limit. This has a negative impact on the quality of the final product and may result in a temporary halt in production. Superfluous halts have

a negative impact on the facility's capacity and diminish the expected efficiency of its operation. The crusher cannot operate at its maximum output capacity if the feeder introduces the raw material at a low rate of flow. This scenario results in a decline in production efficiency, and superfluous energy consumption takes place as if the entire facility were operating at maximum capacity, despite production being below the predetermined capacity. This study aims to maintain production in the crusher within a predetermined upper limit range without human intervention using an artificial intelligence-supported algorithm. This is achieved by utilizing information gathered from sensors regarding the flow rates of feeders and crushers.

An algorithm is used to compute the flow rates (in tons per hour) of the crushed product on the belt conveyor below the crusher. This calculation is based on the engine data (current and power) received from the crusher engine (30) and the feed data (speed) received from the feeder engine (40). A belt scale (80) will be installed on the belt conveyor to facilitate this calculation. An AI-assisted controller (10) is used to convert feed flow rate data and verify if these three data points fall within the limits stored in the database (20). It then generates a confirmation signal and a warning signal and sends a signal to the frequency converter (50) to adjust the feed flow rate accordingly (Figure 2)

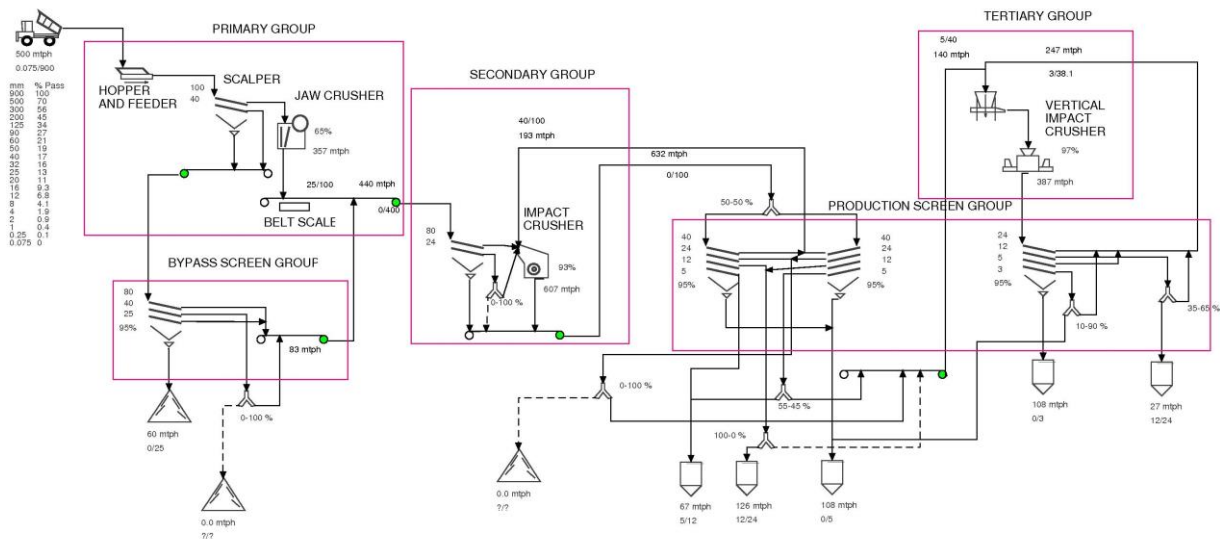


Figure 1. The layout of a crushing plant

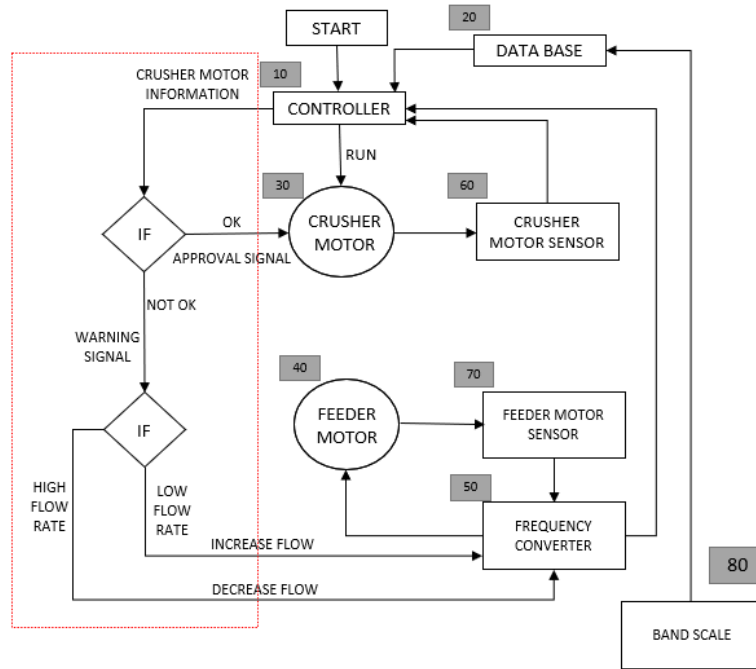


Figure 2. Algorithm

The implementation stages outlined in the work plan are below.

- The crusher group is initiated by sequentially activating the discharge conveyor motor, followed by the crusher motor, and finally the feeder motor, utilizing a programmable logic controller (PLC), provided that the sensor data is accurate and there are no safety switch emergencies.
- The panel displays information on warnings from level sensors, an open rope switch, a warning signal for a damaged motor, and the emergency stop button.
- The database stores information on the ampere (A) and power (kWh) ranges for breakers and feeder motors, as well as the range of values for belt scale (t/s).
- During operation, the breaker's motor sensor averages the amperage values over a period of 5–10 seconds.
- The belt scale calculates the value (t/h) as an average over the same time period.
- The user's text appears as a series of bullet points. If the mean current value obtained from the crusher motor and the mean value obtained from the belt scale fall outside the predetermined range in the database, the feeder speed is adjusted using a frequency converter. The feeder speed increases if the value falls below the limit. If the value surpasses the limit, the feeder speed reduces, thereby lowering the upper limit value. The feeder engine stops operating if the level surpasses a certain threshold.

- The research concludes with the reporting of energy consumption over time (in kilowatt-hours), production amount (in metric tons), hourly production rate (in metric tons per hour), and energy consumption per unit of output (in kilowatt-hours per metric ton). This approach enables the calculation of the mean capacity and energy consumption per unit of time.

An exemplar report about the topic will be incorporated into the field studies section. Implementation phases of the project were conducted at a pilot plant located in the Evri area of Kahramanmaraş (Figure 3.1- Figure 3.2).

3. RESULTS AND DISCUSSION

During the project's testing, we observed the current and energy consumption of each crusher in the system, as well as the total energy consumption of the entire system, when it was in idle operation without any material being fed into it. During the idle research, it was noted that the primary group jaw crusher functioned within the range of 80-90 amperes, the secondary impact crusher operated within the range of 190-200 amperes, and the tertiary vertical shaft crusher operated within the range of 180-185 amperes. The crushers utilize 61.40% of the total energy used by the plant while they are not in operation.

Under identical input conditions, including aggregate material, gradation, and volume, two separate tests were conducted comparing the existing

situation with the algorithm management established as part of the project.

The initial test involved determining the distribution of aggregate gradation. This was done by considering the existing conditions and using the project algorithm. The results showed that 32% of the grain size was over 120 mm, while 68% was below 120 mm.

During the conventional crushing procedure, the energy consumption was measured to be 658.3

kWh while processing a crushing capacity of 540 tons per hour. Upon the project's installation, the hourly crushing capacity reached 720 tons, while the power consumption was recorded at 659.61 kWh. Upon comparing the data from Table 1 and Table 2, it was found that the use of unmanned industry 4.0 artificial intelligence technology management resulted in a 25% increase in energy efficiency per unit capacity. The test yielded a capacity increase of 33%.



Figure 3.1 Implementation field of the project



Figure 3.2 Implementation phases of the project

The second test involved doing an analysis of the overall distribution of particle sizes, taking into account the existing conditions and the approach used for the project. Specifically, 90% of the particles had a size more than 120 mm, while the remaining 10% had a size smaller than 120 mm.

During the conventional crushing procedure, the energy consumption was measured to be 624 kWh at a crushing capacity of 450 tons per hour.

Upon the project's installation, the hourly crushing capacity reached 675 tons, while the energy consumption was assessed at 761 kWh. Upon comparing the data from Table 3 and Table 4, it was observed that the implementation of unmanned industry 4.0 artificial intelligence technology management resulted in a 20% increase in energy efficiency per unit capacity. The test resulted in a capacity increase of 50%.

Table1: Existing conditions of the plant

Facility's Operation/Production and Energy Report "Test Measurement"							
Gradation rate	KR01 Crusher Motor's Current (A)	KR02 Crusher Motor's Current (A)	KR03 Crusher Motor's Current (A)	Total energy consumption in the entire facility (Active) (kWh)	Total energy consumption in the entire facility (Active+ Reactive) (kWh)	Capacity (t/h)	Energy consumption per unit mass (kWh/t)
%68 under 120 mm %32 over 120 mm	88	396	242	358	660	546	1.208791
	87	204	230	355	658	540	1.218519
	91	343	244	352	650	535	1.214953

Table2: When Industry 4.0 artificial intelligence technology management is active

Facility's Operation/Production and Energy Report "Test Measurement"							
Gradation rate	KR01 Crusher Motor's Current (A)	KR02 Crusher Motor's Current (A)	KR03 Crusher Motor's Current (A)	Total energy consumption in the entire facility (Active) (kWh)	Total energy consumption in the entire facility (Active+ Reactive) (kWh)	Capacity (t/h)	Energy consumption per unit mass (kWh/t)
%68 under 120 mm %32 over 120 mm	103	396	216	348	648	715	0.906294
	110	314	324	340	659	720	0.915278
	115	335	278	337	660	722	0.914127

Table 3: Existing conditions of the plant

Facility's Operation/Production and Energy Report "Test Measurement"							
Gradation rate	KR01 Crusher Motor's Current (A)	KR02 Crusher Motor's Current (A)	KR03 Crusher Motor's Current (A)	Total energy consumption in the entire facility (Active) (kWh)	Total energy consumption in the entire facility (Active+ Reactive) (kWh)	Capacity (t/h)	Energy consumption per unit mass (kWh/t)
%90 under 120 mm %10 over 120 mm	91	343	232	345	615	440	1.397727
	96	343	270	409	624	450	1.386667
	102	323	296	360	650	468	1.388889

Table 4: When Industry 4.0 artificial intelligence technology management is active

Facility's Operation/Production and Energy Report "Test Measurement"							
Gradation rate	KR01 Crusher Motor's Current (A)	KR02 Crusher Motor's Current (A)	KR03 Crusher Motor's Current (A)	Total energy consumption in the entire facility (Active) (kWh)	Total energy consumption in the entire facility (Active+ Reactive) (kWh)	Capacity (t/h)	Energy consumption per unit mass (kWh/t)
%90 under 120 mm %10 over 120 mm	132	322	254	348	756	680	1.111765
	140	372	236	495	761	675	1.127407
	143	391	220	495	773	685	1.128467

Table 5: Comparative Results

Project Results Report					
Grading rate	Condition	Average Capacity (t/h)	Results	Energy consumed per unit (kWh/t)	Results
%68 120mm under %32 120 mm over	Existing conditions of the plant	540	%33 capacity increase	1,218518	%25 efficiency increase
	After work	720		0,915277	
%90 120 mm over %10 120 mm under	Existing conditions of the plant	450	%50 capacity increase	1,386666	%20 efficiency increase
	After work	675		1,127407	

The calculation of facility energy consumption is determined by the apparent power.

The rock utilized as input in aggregate crushing and screening facilities is acquired through the process of blasting from natural sources and encompasses a diverse range of inorganic compounds within its composition. As you venture further into the blasting zone, you will notice alterations in the composition of the materials and their physical characteristics. However, the size distributions that are initiated in the facility differ as a result of the dimensions caused by blasting. In order to assess plant performance, field tests were conducted using various gradation densities. The average results of these tests were used to evaluate the overall performance. In addition to nutritional variety, there of the initiative, a single facility was able to achieve an annual energy efficiency of 771.150 kWh and avoid emitting 368609.7 kg of CO₂ (Figure 4).

4. CONCLUSIONS

A research was conducted to optimize the feeder flow rate during crushing using an algorithm powered by artificial intelligence. The program used

may also be variations in main plant arrangement. For instance, in a primary group, it is possible to strategically install an extra front sieve (scalper) in front of the crusher to facilitate the cleaning process of the bunker, feeder, and crusher. Moreover, many orientations may be implemented if necessary. The method is designed to incorporate all these differences, allowing the user to modify the average crusher reference current value and filtering time as desired. Therefore, the algorithm may be readily adjusted to accommodate various types of mines and changes in primary group systems.

By comparing the data, it was discovered that unmanned Industry 4.0 artificial intelligence technology management reduced energy consumption per unit capacity by 22%. As a result production data from crusher facilities to keep the flow rate under continual control. The end result is an improved product quality because of this. The elimination of non-value-added activity and needless downtime caused by material anomalies is achieved.

The aggregate and mining sector has looked up to sector 4.0 as a model of best practices due to its smart production technology development and ease

of application to the field. The initial step in incorporating natural resources into the industry is to execute energy-saving and maximally productive work using a widely applicable algorithm in the aggregate and mining industries.

On a nationwide scale, the project is anticipated to enhance capacity by more than 40% and improve energy consumption efficiency by 22% per unit tonnage. Based on the data from 2021, the mine production value is projected to rise from 814 million tons to 1017 million tons in 2022, thanks to the output of the 2915 crusher plant. As a result of this project, Turkey will be the leading exporter of aggregates and minerals.

Operator involvement is null and void in the AI-supported, totally autonomous system. The operator can now participate in procedures that are more productive.

In addition to incorporating digital transformation into the mining industry, the study's implementation offers a greener approach by reducing energy consumption, making better use of

resources, and minimizing production-related environmental impacts. There has been a significant decrease in environmental effects in the mining and aggregate industry after implementing the twin transformation approach. Annually, 368609.7 kg of CO₂ emissions were avoided at only one plant.

This research has been an innovative study for the patents 2022/019220, " A system and method supported by artificial intelligence algorithms for use in mineral and aggregate crushing plants," [23] and 2023/019650, " An Algorithm Designed for the Total Optimization for Power Saving, Production Quantity and Quality by Modelling Operational Parameters in Aggregate Production Systems " [24].

The study seeks to enhance production efficiency and reduce investment costs by removing all procedures reliant on operator initiative in facility management and utilizing completely autonomous systems in the aggregate and mining sectors in the future. Consequently, it is anticipated that it will provide a working environment that will enhance resource efficiency and promote sustainability.



Figure 4. Monitoring of process parameters

REFERENCES

1. Aso, K., Wakiyama, I., and Kita, Y., "Concrete dam construction using computerized aggregate plant (CAP). ; Automatic production control using image processing. Jidoka kotsuzai plant (CAP) ni yoru concrete dam seko. ; Gazo shori wo chushinnishita seisanryo no jido seigyō." , *Kensetsu No Kikaika* , Japan, 512 (1992), 47-51
2. Hulthen, E., Evertsson, C., M., "Real-time algorithm for cone crusher control with two variables" *Minerals Engineering*, Department of Product and Production Development, Chalmers University of Technology, SE 41296 Göteborg, Sweden, 24 (2011), 987-994
3. Arman, Y. Kirma-Elleme ve Taşıma Makinaları Seminer Notları, (2014), Ankara
4. D. Legendre, R. Zevenhoven, "Assessing the Energy Efficiency of a Jaw Crusher", *Elsevier*, 30 (2014), 1-12,
5. Salhaoui M., Gonzalez A.G., Arioua M., Ortiz F.J., Oualkadi A.E., Torregrosa C.L. , "Smart Industrial IoT Monitoring and Control System Based on UAV and Cloud Computing Applied to a Concrete Plant" *Sensors*, 19 (2019), 3316
6. Bhadani K., Asbjörnsson G., Hofling K., Hulthén E., Evertsson M., "Application of design of experiments (DoE) in evaluating crushing-screening performance for aggregates production" (2024)
7. Bag, S. ve Pretorius, J.H.C. (2020). "Relationships Between Industry 4.0, Sustainable Manufacturing and Circular Economy: Proposal of A Research Framework", *International Journal of Organizational Analysis*, 30(4), 864-898.
8. Yavuz, O. (2021). "Döngüsel Ekonomi ve Endüstri 4.0", *Sonçağ Yayıncılık*, Ankara
9. Latan, H., Izeppi, C.W., Fiorini, C.P., Jugend, D., Jabbour, S.L.B.A., Seuring, S. ve Jabbour, C.J.C. (2020). "Stakeholders, Innovative Business Models for The Circular Economy and Sustainable Performance of Firms in An Emerging Economy Facing Institutional Voids", *Journal of Environmental Management*, 264, 1-12
10. Alonso-Martinez, D., Marchi, V. ve Maria, E. (2021). "The Sustainability Performances of Sustainable Business Models", *Journal of Cleaner Production*, 323, 1-11.
11. Gupta ve diğerleri (2021) Gupta, H., Kumar, A. ve Wasan, P. (2021). "Industry 4.0, Cleaner Production and Circular Economy: An Integrative Framework for Evaluating Ethical and Sustainable Business Performance of Manufacturing Organizations", *Journal of Cleaner Production*, 295, 1-18.
12. Hadi, S. ve Baskaran, S. (2021). "Examining Sustainable Business Performance Determinants In Malaysia Upstream Petroleum Industry", *Journal of Cleaner Production*, 294, 1-12.
13. Fernando, Y., Jabbour, C.J.C. ve Wah, W. (2019). "Pursuing Green Growth in Technology Firms through the Connections between Environmental Innovation and Sustainable Business Performance: Does Service Capability Matter?", *Resources, Conservation & Recycling*, 141, 8-20.14. Agrawal, R.W.V.A., Kumar, A., Upadhyay, A. ve Garza-Reyes, J.A. (2021). "Nexus of Circular Economy and Sustainable Business Performance in the Era of Digitalization", *International Journal of Productivity and Performance Management*, 71(3), 748-774
14. Agrawal, R.W.V.A., Kumar, A., Upadhyay, A. ve Garza-Reyes, J.A. (2021). "Nexus of Circular Economy and Sustainable Business Performance in the Era of Digitalization", *International Journal of Productivity and Performance Management*, 71(3), 748-774.
15. Dayong N., Junjun L., Liang Y., (2022). Jaw crusher based on image recognition automatic control. China, CN115445694A
16. Bichao C., (2019). Efficient and intelligent jaw type crusher. China, CN110193396A
17. Qihui C., Jingjing L., Jiebin L., Siming P., (2019). Automatic control system for preventing overload shutdown of jaw crusher. China, CN209866306U
18. Katsuhiko I., Kamoshida Y., (2004). Crushing system. Japan, EP 1433531A1
19. Keun P. S. (2023). System and operational methods for manufacturing execution based on artificial intelligence and bigdata. Korea, KR20230017556A
20. Tao, F., Min F., Xueyong F., Xingsen Q., Sifang Z., Rongdu S., (2021). Jaw crusher self-adaptive control method. China, CN112264178A
21. Tao, F., Min F., Xueyong F., Xingsen Q., Rengdu S., Jichao Z., (2021). Constant-power control device and method for cone crusher through self-adaptive feeding. China, CN112973841A
22. Serdaroglu R. E., (2021). A Crusher Supported by Artificial Intelligence. Turkey, 2021/014961
23. Serdaroglu R. E., (2022). A system and method supported by artificial intelligence algorithms for use in mineral and aggregate crushing plants. Turkey, 2022/019220
24. Serdaroglu R. E., (2023). An Algorithm Designed for the Total Optimization for Power Saving, Production Quantity and Quality by Modelling Operational Parameters in Aggregate Production Systems. Turkey, 2023/19650

Yusuf Tansel İç* 
Başkent Üniversitesi
Ankara

İbrahim Ülke 
Gazi Üniversitesi
Ankara

Yusuf Çelik 
Gazi Üniversitesi
Ankara

Mustafa Yurdakul 
Gazi Üniversitesi
Ankara

Diyaframla Sac Şekillendirme İşleminde 15-5PH Malzeme İçin Sayısal ve Deneysel Tasarım Yöntemleri Kullanılarak Geri Esnemenin İncelenmesi

Diyaframla sac şekillendirme havacılıkta yaygın olarak kullanılan bir şekillendirme yöntemidir. Bu işlemde sac kalıba tutturulur, form makinesine yerleştirilir ve gaz basıncı uygulanır. Gazın etkisiyle şişen diyafram, basıncı sac yüzeyine ileterek kalıbın şeklini almasını sağlar. Bu yöntemde işlem sonunda sac metalde ortaya çıkan davranışlardan biri de geri esnemedir. Kalıp tasarımı bu esneme miktarı dikkate alınarak gerçekleştirilir. Geri esneme miktarında öne çıkan parametrelerden bazıları büküm yarıçapı, büküm açısı, malzeme kalınlığı ve malzeme türüdür. Çalışmamızda havacılık sektöründe yaygın olarak kullanılan 15-5PH paslanmaz çeliğin diyaframla şekillendirilmesinde geri esneme davranışı incelenmiştir. Deneysel çalışmalar için malzeme kalınlığı 0,813 mm, 1,27 mm, 1,6 mm ve 2 mm olarak belirlenmiştir. Çalışma sonunda 15-5PH malzemede proses parametrelerine bağlı olarak geri esneme oranını %90'ın üzerinde doğrulukla veren matematiksel bir ifade elde edilmiştir. Ayrıca çalışma parametrelerinin geri esneme davranışı üzerindeki temel etkileri Taguchi'nin L32 tasarımı temelinde ANOVA ile belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Geri esneme, 15-5PH paslanmaz çelik, Deneysel tasarım, Taguchi Metodu.

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 4 Eylül 2024

Kabul: 17 Kasım 2024

*Sorumlu Yazar: Yusuf Tansel İç

Email: yustanic@baskent.edu.tr

DOI: <https://doi.org/10.56193/matim.1543433>

1. GİRİŞ

Teknolojideki ilerlemeyle birlikte farklı malzemeler ve bu malzemelere şekil verebilmek için farklı imalat yöntemleri ortaya çıkmıştır. Havacılık, mühendislik ve tasarımın çeşitli alanlarında kullanılan birçok gelişmiş teknikle donatılmış bir sektördür. Bu tekniklerden biri de diyaframla şekil verme yöntemidir. Bu yöntem uçak parçalarının üretiminde, özellikle ince metal levhaların şekillendirilmesinde sıklıkla kullanılmaktadır.

Diyaframla şekil verme, yüksek hassasiyet gerektiren havacılık endüstrisi için ideal bir çözüm sunan gelişmiş bir tekniktir [1]. Havacılık sektöründe alüminyum alaşımlar, kompozitler ve pek çok çelik çeşidi kullanılmaktadır. Bunun yanında özellikle korozyon dayanımı ve yüksek sıcaklık direnci gibi her geçen gün artan talepleri karşılamak için yeni malzemeler üzerinde araştırmalar yapılmaktadır. Bu malzemelerden biri de 15-5PH paslanmaz çeliğidir.

15-5PH paslanmaz çeliği alternatifleri olan AISI301 çeliğine göre mukavemet açısından, AISI4140 çeliğine göre ise korozyon dayanımı

açısından ön plana çıkmaktadır. Bunun yanında AISI 301 çeliği soğuk şekillendirme işlemleri sırasında yüksek sertleşme potansiyeli gösterir; bu durum, elastik deformasyonun kalıcı plastik deformasyona göre daha büyük bir rol oynamasına ve geri esneme miktarının artmasına neden olmaktadır [2]. AISI 4140, orta karbonlu çeliği ise Cr-Mo alaşımı bir çelik olup, yüksek mukavemet ve sertlik değerleriyle bilinmektedir. AISI 4140'ın yüksek akma dayanımı (≥ 655 MPa) şekillendirme işlemleri sırasında elastik deformasyonun ön planda olmasına neden olur.

Özellikle sertleştirilmiş veya temperlenmiş durumlarda, elastik davranış baskın hale gelir ve geri esneme etkisi daha belirgin bir hal alır [3]. Diyaframla şekil vermede de meydana gelen geri esneme temel olarak malzemenin akma dayanımına, kalınlığına ve büküm yarıçapına bağlıdır [4]. Büküm işlemi için kalıp tasarlanırken geri esneme miktarının öngörülerek tasarımın yapılması gerekir. Bu sebepten dolayı büküm parametrelerine bağlı olarak geri esneme miktarının tahmin edilebilmesi kritik öneme sahiptir. Codolini vd. yaptıkları çalışmada diyaframla şekil verme işleminin malzeme kırışması üzerindeki

etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Bunun yanında büküme giren malzemenin kontur yarıçapı ile flanş uzunluğu ve malzeme türünü dikkate alarak potansiyel kırılma ve deforme durumunun bağlı olduğu parametreler araştırılmıştır [5].

Literatürde diyaframla şekil vermede geri esneme davranışı incelenen bir başka malzeme çeşidi ise titanyum alaşımlarıdır. Yanagimoto ve arkadaşları yaptıkları çalışmada sıcak ve soğuk şekillendirme ile üretilen yüksek dayanımlı çelik için geri esneme analizi yapmıştır. Bu çalışmada şekil verme sıcaklığının geri esneme ile ilişkisi incelenmiş ve 750 °K üzeri sıcaklıklarda geri esnemenin büyük ölçüde azaldığı belirlenmiştir [6]. Bunun yanında yüksek dayanımlı DP780 [7] DP600 [8] çeliği gibi özel amaçlar için geliştirilmiş malzemeler üzerinde de yapılmış çalışmalar literatürde mevcuttur.

Chomienne vd. yapmış oldukları çalışmada, 980 MPa dayanıma sahip çelik sacın V ve U bükülmesinde geri esneme miktarını, oda sıcaklığından 973 °K'e kadar değişen sıcaklıklarda deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonunda hem V hem de U bükümde, geri esneme miktarının sıcaklık artışıyla ve şekillendirme hızının düşürülmesiyle azaldığı tespit edilmiştir [9]. Yüksek dayanımlı çelikler için geri esnemenin incelendiği bir başka çalışmada ise geri esneme etkisinin araştırılması için U-şeklinde şekillendirme testinin hem deneyleri hem de sonlu eleman analizleri yapılmış ve karşılaştırılmıştır. Çalışmada farklı dayanımlara sahip JSC590R ve JSC780Y çelikleri ile daha yumuşak bir çelik türü olan JSC270C çeliği incelenmiştir. Simülasyonlarda kullanılmak üzere gerekli olan malzeme parametrelerini belirlemek amacıyla hidrolik şişkinlik testi, disk sıkıştırma testi ve özellikle çekme ve basma yükü altında döngüsel test gibi çeşitli mekanik testler yapılmıştır. Çalışma sonunda yüksek akma ve çekme dayanımına sahip çeliklerin hem geri esneme hem de kıvrılma büyüklüklerinde belirgin bir artış görülmüştür [10].

Wahed vd. yaptıkları çalışmada titanyum alaşımlarının diyaframla form verme işleminden sonra geri esneme miktarlarını incelemiştir. Girdi parametreleri olarak kalınlık, büküm açısı ve büküm yarıçapını kullanmışlardır [11]. Mezeix vd. ise daha farklı bir malzeme türü olarak kompozit malzemelerdeki geri esnemeyi incelemiştir.

Çalışmada farklı boyut ve kalınlıktaki tek yönlü prepreg yerleştirme numunelerinin geri esnemesi deneysel bir bakış açısıyla analiz edilmiştir.

Bununla beraber çalışma kapsamında kat gerilmesi ve takım-laminat arayüz özellikleri gibi geri esnemenin fiziksel mekanizmasını hesaba katan

sayısal bir model hazırlanmıştır. Deneysel veriler ve sayısal sonuçlar arasındaki karşılaştırmalı çalışma, simülasyonun, bu çalışma sırasında test edilen numunenin boyut ve kalınlık aralığı dahilinde geri esneme deformasyonuna dair yeterince güçlü bir öngöründe bulunabildiğini göstermiştir [12]. Wang ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmada ise, karbon fiber takviyeli plastik laminatlar otoklavda sertleştirme yoluyla üretilmiştir. Laminatların bükme işlemindeki bozulmalarını ve fiber yönünün, metal kalınlık oranının ve sıcaklığın geri esneme üzerindeki etkilerini incelemek için üç noktalı bükme, damgalamayla bükme ve mikromorfoloji analizleri yapılmıştır. Sonuçlar, fiber yönünün laminatların bozulmaları ve geri esnemeleri üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir [13]. Hou ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada ise homojen alüminyum alaşım numuneleri kullanılarak farklı işlem sıcaklıkları, yükleme gerinim oranları ve gerinimler ile tek geçişli izotermal sıcak sıkıştırma ve yük atma testleri gerçekleştirilmiştir. Sıcak şekillendirilmiş alüminyum alaşımlarının gerinim, gerinim hızı ve şekillendirme sıcaklığına bağlı yük atma ve geri esneme davranışları incelenmiştir.

Gerinim sertleşmesinin, dinamik ve statik yumuşamanın alaşımların geri esneme davranışı üzerindeki etkileri belirlenmiştir [14]. Liu vd. ise soğuk ultra dayanıklı çeliklerin sonlu elemanlar yöntemiyle geri esneme analizini yapmışlardır.

Young modülü değişimini analiz çalışmalarına dahil ederek geri esneme tahmini yapılan çalışmada geliştirilen model, farklı şekillendirme parametrelerinin malzemenin geri esnemesi üzerindeki etkilerini karşılaştırmak için uygulanmıştır. Çalışma sonucunda flanş genişliği, yan duvar yüksekliği, hadde aralığı ve mesafe arttıkça geri esnemenin arttığı, şerit kalınlığı ve yüzey genişliği arttıkça geri esnemenin azaldığı görülmüştür [15].

Diyaframla şekil vermede geri esneme miktarının tahmin edilebilmesinde kullanılan bir başka teknik ise sayısal modeller ve deneysel doğrulama çalışmalarıdır. Thipprakmas ve Phanitwong ANOVA yaklaşımlarını sonlu elemanlar analizi ile birlikte kullanarak V-büküm prosesindeki bükülme açısı, malzeme kalınlığı, aşınma direnci ve baskı kalıp çapı gibi parametrelerin geri esneme üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmalarında sayısal analiz simülasyonları deneylerle doğrulamışlardır. Çalışma sonunda malzeme kalınlığının geri esneme miktarı üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir [16]. Bir diğer çalışmada ise araştırmacılar geri esnemenin etkilediği parametreleri incelemişler, kalınlıkla ters orantılı olduğunu tespit etmişler ve akma geriliminin

elastisite modülüne oranının artmasıyla beraber geri esnemenin azaldığını belirlemişlerdir [17].

Tekaslan vd. yaptıkları çalışmada V büküm yöntemiyle paslanmaz çelik malzeme üzerinde oluşan geri esnemeyi incelemişlerdir. Deneysel ve analitik olarak yürütülen bu çalışmada farklı kalınlık ve büküm açılarındaki malzemenin geri esneme davranışı incelenmiştir. Çalışmada açıyla beraber geri esnemenin arttığı sonucuna ulaşılmıştır [18]. Esat vd. ise çalışmalarında sonlu elemanlar yöntemi ile Al2014 ve Al6061 malzemeler için geri esneme analizi yapmışlardır. Matematiksel bir model ortaya konulan çalışmada geri esneme faktörünü ifade eden bir değer türetilerek önceki çalışmalara benzer olarak geri esneme miktarının kalınlık arttıkça azaldığını tespit etmişlerdir [19]. Panthi vd. sonlu elemanlar analizi ile yaptıkları çalışmada büküm açısının artmasıyla geri esnemenin arttığını, sürtünmenin geri esneme üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu ve geri esnemenin, akma gerilmesi arttıkça arttığı ancak elastisite modülünün artmasıyla azaldığını belirlemişlerdir [20].

Literatürde 15-5PH malzemelerin diyaframla şekillendirilmesinde geri esneme davranışının incelendiği çalışmalar ise oldukça kısıtlıdır. Bu çalışmalardan birinde araştırmacılar 15-5PH malzemesinin fiziksel özelliklerini, 900-1150 °C sıcaklık aralığında sıcak sıkıştırma testleri ve 0,001 ve 0,5 arasında değişen gerinim oranları kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada malzemenin gerinimi tüm deformasyon koşullarında değerlendirilmiş ve elde edilen değerler, aktivasyon enerjisini hesaplamak için kullanılmıştır [21]. Mevcut çalışmalar tarandığında 15-5PH paslanmaz çeliğin geri esneme davranışının incelendiği çalışmaların genel olarak 90° büküm açısı için yapılmış oldukları tespit edilmiştir. Havacılık alanında son derece önemli olan ve yaygın kullanıma sahip bu malzeme için literatürdeki bu açığın kapatılması açısından sunmuş olduğumuz çalışma büyük öneme sahiptir. Bunun yanında çalışmamız hem analiz ettiği malzeme tipi hem de büküm açısını dikkate alması açısından özgün bir yapıya sahiptir.

2. MATERYAL ve METOT

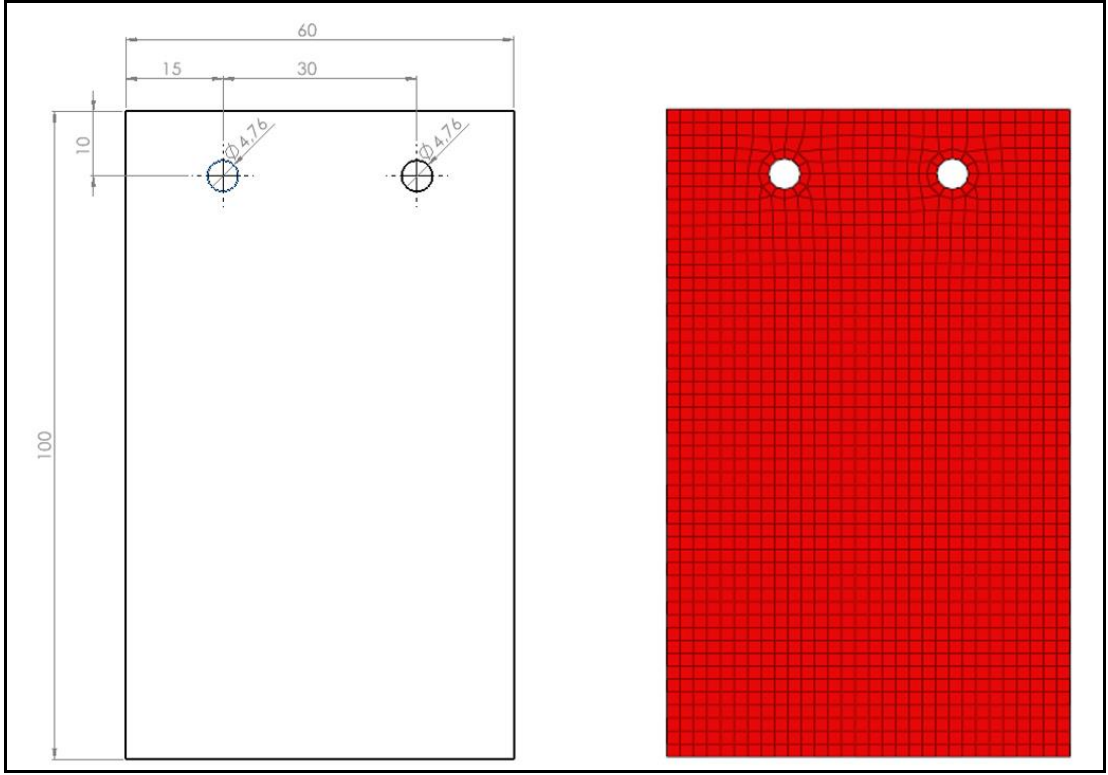
Deneysel çalışmalarda ABB Metallurgy firmasına ait Quintus markalı QFC 1.2X2-1400 model tezgâh kullanılmıştır. Tezgâhta yağ ile 140 MPa değerine kadar basınçlandırma yapılmakta ve 2,54 mm kalınlığa sahip poliüretan kauçuk malzemeli diyafram vasıtasıyla bu basınç kalıbın üzerine yerleştirilmiş olan uçak parçasına iletilmektedir. Bu işlemin sonucunda parça kalıbın üzerine sıvanarak istenilen forma gelmektedir. Kalıp tasarımı ise parçaların geometrilerine göre spesifik olarak yapılmıştır. Çalışmada mevcut koşullara göre parametreler belirlenerek Tablo 1'de sunulmuş ve bu parametreler dikkate alınarak sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan ağ yapısı LS DYNA üzerinden seçilmiş olup standart aralık değeri 2 mm olarak belirlenmiştir. Delik çevresinden tutma işlemi yapıp böyle bir kısıtlama atandığı için bu bölgelerde daha yoğun olarak 1,5 mm düzeylerinde bir ağ yoğunluğu tercih edilmiştir (Şekil 1). Kalıp daha geniş skalada Radyus ve açılar için tasarlanmıştır. Mevcut çalışmamız için gerekli olan kısım orta kısım olduğundan ağ yoğunluğu ve analiz süresi hesaba katılarak modelde kesme yapılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Kalıp ve numuneler CATIA V5 paket programı ile modellenmiş ve LS Prepost programı ile analiz işlemi yapılmıştır. Girdi değeri olarak 650 bar değerinde basınçlandırma işlemi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde farklı kalınlıklar için 4 katmanlı kabuk eleman modellenmiştir.

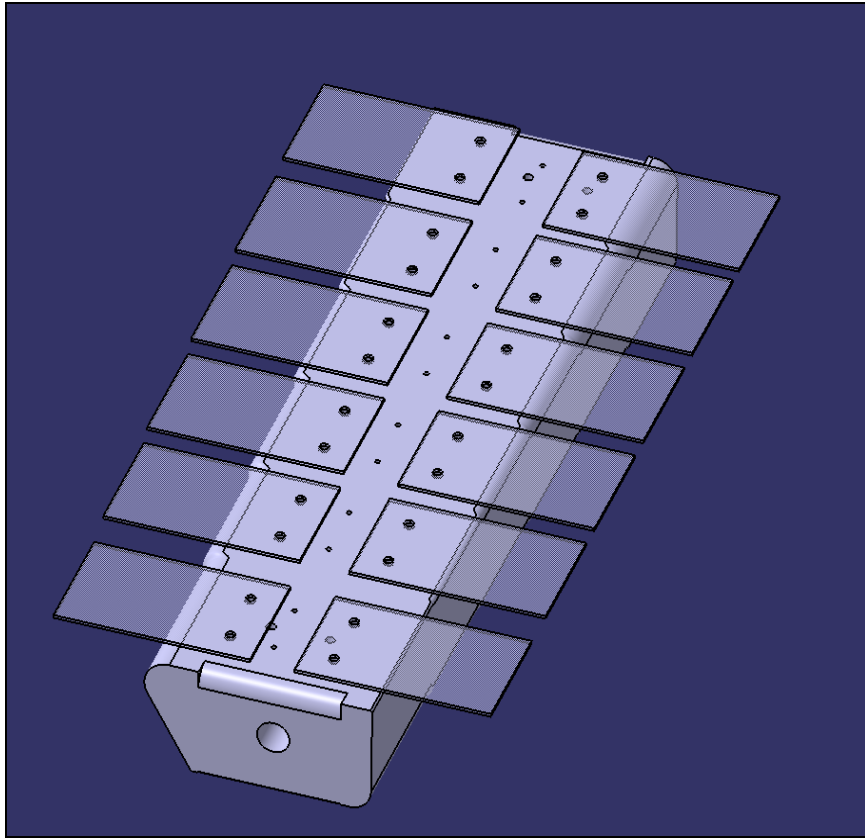
Analiz süreci iki kısımdan oluşacak şekilde tasarlanmıştır. İlk kısımda basınçla beraber sac numuneler kalıbın şeklini almaktadır. İkinci aşamada ise girdi olarak parçaların sıvanmış pozisyonda bulunduğu ve gerinim yüklediği hali alınıp malzeme özellikleri dahilinde serbest bırakma hareketi tanımlanmıştır. Bu iki aşamanın art arda gerçekleştirilmesi neticesinde geri yaylanma miktarları tespit edilmiştir.

Tablo 1. Sayısal ve deneysel çalışmalarda kullanılan parametreler

Parametreler	Seviyeler			
Kalınlık	0,813 mm	1,27 mm	1,60 mm	2,00 mm
Büküm radyusu	2,5 mm	5 mm	7,5 mm	10 mm
Büküm açısı	90°		120°	



Şekil 1. Deneysel çalışmalarda kullanılan numune (solda) ve analizdeki ağ yapısı (sağda)



Şekil 2. Sayısal analiz programında parçaların kalıba bağlanması

3. BULGULAR

Çalışma sonunda deneysel ve sayısal analiz sonuçları karşılaştırılarak Tablo 2’de sunulmuştur. İkili karşılaştırmalar için her biri üç tekrarlı olarak yapılan deneysel çalışmaların aritmetik ortalamaları dikkate alınmıştır. Sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla olan farkların elde edilmesinde bu ortalama değerler kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizi için deneysel çalışmalarda kullanılan kalıbın birebir ölçülerdeki hali çizilmiş ve Şekil 2’de

sunulmuştur. Sac malzemelerin elastisite modülünün, akma dayanımının ve poisson oranının belirlenebilmesi için beş tekrarlı çekme testleri yapılmış ve bu değerler sırasıyla 161 GPa, 911 MPa ve 0,27 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu değerler sayısal analiz çalışmalarında girdi olarak şekilde program arayüzüne tanımlanmıştır. Deneyleerin yapılması için gerekli olan kalıp 90° ve 120° büküm açılarını içeren, 2,5, 5, 7,5 ve 10 mm büküm radiuslarına sahip olarak tasarlanmıştır.

Tablo 2. Deneysel ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

No	Kalınlık (mm)	Radius (mm)	Büküm Açısı (°)	Deney 1. Tekrar (°)	Deney 2. Tekrar (°)	Deney 3. Tekrar (°)	Deney Ortalaması (°)	SEA Sonuç (°)	Deney-SEA Fark (°)
1	0,813	2,50	90	9,7	9,1	9,3	9,37	6,4	2,97
2	0,813	5,00	90	14,3	13,8	13,8	13,97	12,3	1,67
3	0,813	7,50	90	18,9	18,9	18,8	18,87	11,6	7,27
4	0,813	10,00	90	24,8	24,3	23,9	24,33	23,0	1,33
5	1,270	2,50	90	6,2	6,5	6,5	6,40	5,5	0,90
6	1,270	5,00	90	9	9,5	9,6	9,37	9,7	-0,33
7	1,270	7,50	90	13	12,3	12,3	12,53	12,2	0,33
8	1,270	10,00	90	16	16,1	15,6	15,90	15,5	0,40
9	1,600	2,50	90	5,7	5,2	5,2	5,37	4,8	0,57
10	1,600	5,00	90	9	7,9	7,9	8,27	7,6	0,67
11	1,600	7,50	90	9,9	10,2	10,5	10,20	10,3	-0,10
12	1,600	10,00	90	13	13	13	13,00	13,7	-0,70
13*	2,000	2,50	90	5,3	5,2	5	5,17	4,5	0,67
14	2,000	5,00	90	7,6	7,4	7,9	7,63	6,4	1,23
15	2,000	7,50	90	9,7	8,9	10	9,53	10,6	-1,07
16	2,000	10,00	90	10,9	11	10,3	10,73	9,5	1,23
17	0,813	2,50	120	11,3	9,3	9,6	10,07	7,4	2,67
18	0,813	5,00	120	14,9	15,2	15,3	15,13	14,5	0,63
19	0,813	7,50	120	23,8	23,9	23,1	23,60	17,7	5,90
20	0,813	10,00	120	29,5	30,2	29,7	29,80	26,5	3,30
21	1,270	2,50	120	5,8	6,2	7,5	6,50	6,5	0,00
22	1,270	5,00	120	10,6	10,3	10,6	10,50	10,2	0,30
23	1,270	7,50	120	15	14,7	15	14,90	14,6	0,30
24	1,270	10,00	120	17,8	18,7	19,1	18,53	18,1	0,43
25	1,600	2,50	120	7	9,8	4,9	7,23	7,6	-0,37
26	1,600	5,00	120	7,5	8	7,8	7,77	11,0	-3,23
27	1,600	7,50	120	13,9	12,3	12,3	12,83	12,5	0,33
28	1,600	10,00	120	16,8	16,4	16	16,40	14,8	1,60
29	2,000	2,50	120	4,4	5,4	4,1	4,63	5,6	-0,97
30	2,000	5,00	120	7,8	6,5	6	6,77	8,1	-1,33
31	2,000	7,50	120	12,8	11,8	11,6	12,07	10,4	1,67
32	2,000	10,00	120	13,2	12,3	12,5	12,67	12,55	0,12

* Optimal sonuç

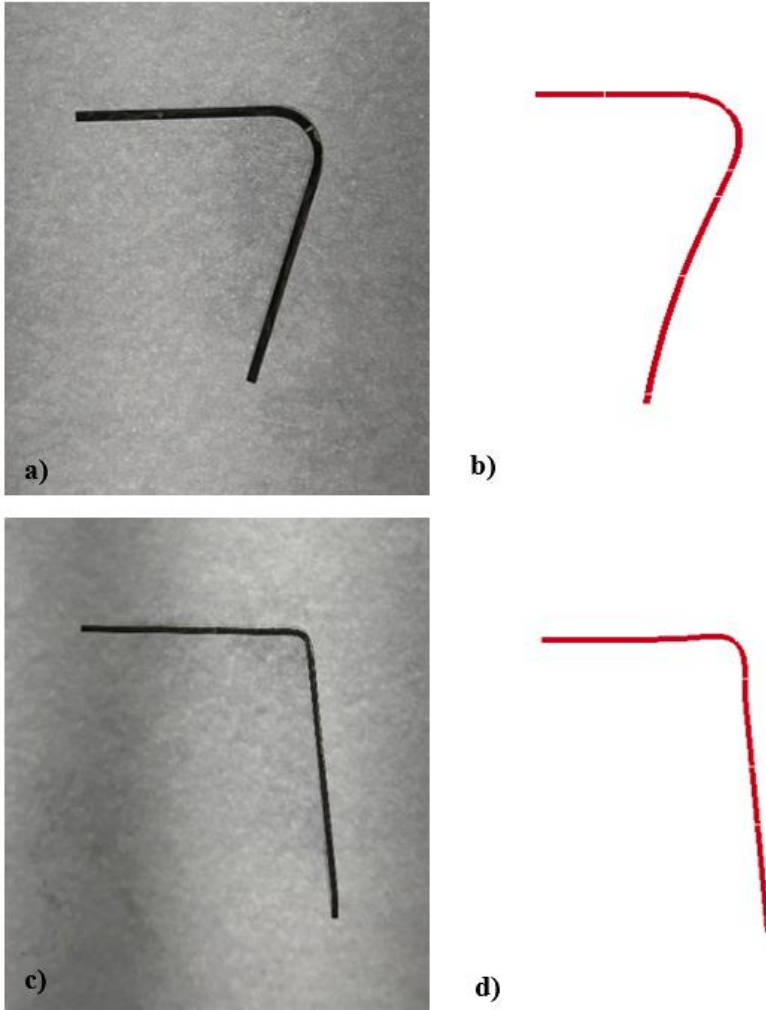
Deneysel çalışma sonuçları ile sonlu elemanlar analiz sonuçları beraber incelendiğinde açısıl farkların genellikle ihmal edilebilir oranda olduğu belirlenmiştir. Bununla beraber büküm radyusu arttıkça geri esneme miktarının diğer parametreler ne olursa olsun arttığı tespit edilmiştir.

Tablo 1'deki veriler ve Şekil 3'te sunulan görsellerden anlaşıldığı gibi 15-5PH malzemede sac kalınlığı azaldıkça geri esneme miktarının arttığı belirlenmiştir. Kalınlık açısından deneysel çalışma sonuçları ve sonlu elemanlar analiz (SEA) sonuçları incelenmiş ve şekil 6'da sunulmuştur. Çalışmada 1,270mm 1,600mm ve 2,000mm sac kalınlıklarında deneysel çalışma sonuçları ile SEA sonuçlarında birbirlerine çok yakın değerler elde edilmişken 0,813mm sac kalınlığında geri esneme değerinde analiz sonuçlarının deneysel değerlerden uzaklaştığı görülmüştür. Büküm açısı ve Radyus değerleri incelendiğinde bu durumun olmayışı sac kalınlığındaki azalmanın SEA çalışmalarında ele alınan eleman sayısının azalması neticesinde ortaya

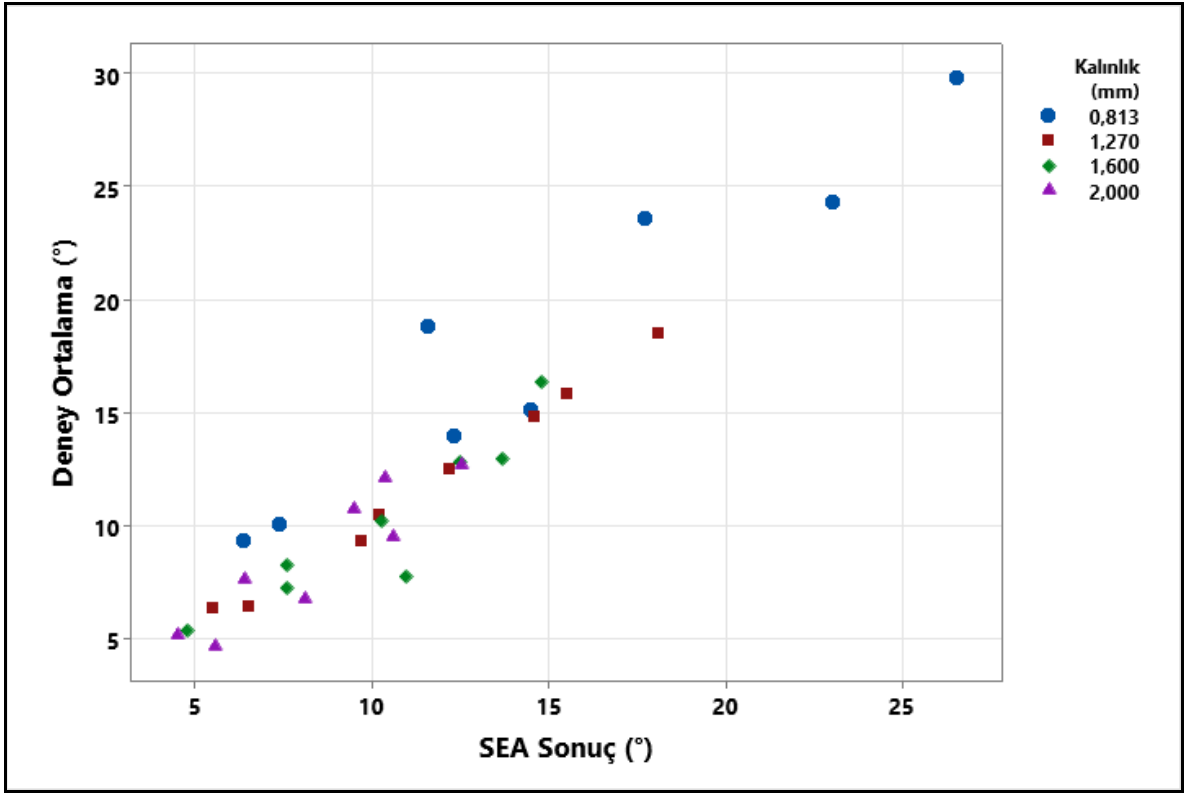
çıktığını düşündürmektedir. Bununla beraber aynı girdi parametreleri altında yapılan analizlerde hacimdeki azalma kaba ağı ile aynı etkiye sahip olduğu için hata miktarının artmasına sebep olmaktadır.

4. TAGUCHI METODU İLE ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde Taguchi'nin L32 tasarımı baz alınarak bir analiz gerçekleştirilmiş ve çalışmanın üçüncü bölümünde sunulan sonuçlar desteklenmiştir. Taguchi metodu analiz sonuçlarına göre kalınlık ve radyüs birlikte etkileşimlerinde sadece 0,813*2,5, 0,813*5, 0,813*7,5 ile 1,600*2,5, 1600*7,5 ikili etkilerinin geri yaylanma üzerinde etkin olduğu görülmektedir (Tablo 3). Diğer taraftan kalınlık ve açı faktörleri açısından durum incelendiğinde sadece 0,813*90 ikili etkisinin etkin olduğu ve radyus ile açı etkileşiminde tüm kombinasyonların sonuçlar üzerinde etkili olduğu görülmektedir ($p \leq 0,05$).



Şekil 3. Bazı karşılaştırmalı deneysel ve sayısal analiz sonuçları a) 31 numaralı deney b) 31 numaralı analiz c) 5 numaralı deney d) 5 numaralı analiz



Şekil 4. Kalınlık açısından deneysel ve sonlu elemanlar analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Tablo 3. Tahminlenen model katsayıları

Terim	Katsayı	SE Katsayı	T	P
Sabit	12,1885	0,1092	111,627	0,000
Kalınlık 0,813	5,9531	0,1891	31,478	0,000
Kalınlık 1,270	-0,3594	0,1891	-1,900	0,090
Kalınlık 1,600	-2,0552	0,1891	-10,867	0,000
Radyus 2,5	-5,3469	0,1891	-28,272	0,000
Radyus 5,0	-2,2635	0,1891	-11,969	0,000
Radyus 7,5	2,1281	0,1891	11,253	0,000
Açı (°) 90	-0,8990	0,1092	-8,233	0,000
Kalınlık*Radyus 0,813 2,5	-3,0781	0,3276	-9,397	0,000
Kalınlık*Radyus 0,813 5,0	-1,3281	0,3276	-4,054	0,003
Kalınlık*Radyus 0,813 7,5	0,9635	0,3276	2,941	0,016
Kalınlık*Radyus 1,270 2,5	-0,0323	0,3276	-0,099	0,924
Kalınlık*Radyus 1,270 5,0	0,3677	0,3276	1,123	0,291
Kalınlık*Radyus 1,270 7,5	-0,2406	0,3276	-0,735	0,481
Kalınlık*Radyus 1,600 2,5	1,5135	0,3276	4,621	0,001
Kalınlık*Radyus 1,600 5,0	0,1469	0,3276	0,448	0,664
Kalınlık*Radyus 1,600 7,5	-0,7448	0,3276	-2,274	0,049
Kalınlık*Açı (°) 0,813 90	-0,6094	0,1891	-3,222	0,010
Kalınlık*Açı (°) 1,270 90	0,1198	0,1891	0,633	0,542
Kalınlık*Açı (°) 1,600 90	-0,0260	0,1891	-0,138	0,894
Radyus*Açı (°) 2,5 90	0,6323	0,1891	3,343	0,009
Radyus*Açı (°) 5,0 90	0,7823	0,1891	4,136	0,003
Radyus*Açı (°) 7,5 90	-0,6344	0,1891	-3,354	0,008
S = 0,6177		R-Sq = %99,7		R-Sq(adj) = %98,9

Yine Tablo 3'te ANOVA tablosundan da izlenebileceği gibi ana ve ikili etkileşimlerin sonuç üzerinde etkin olduğu izlenmektedir. Tablo 4 ise optimal faktör seviyelerini göstermekte olup, kalınlık için 4. Seviye (2mm), Radyus (2,5mm) ve açı (90°) içine birinci seviyelerin optimal olduğu görülmektedir.

Bunun yanında Şekil 4'te sunulan ana etki grafikleri incelendiğinde de bu ilişki görülmektedir.

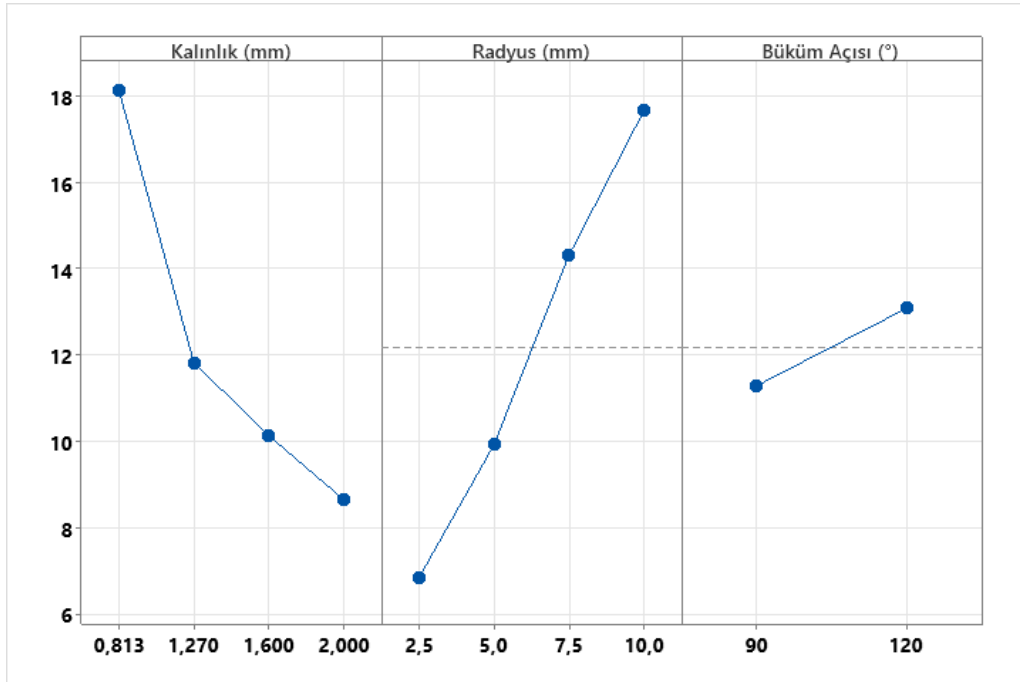
Radyus ile geri esneme arasında kalınlıkla olan ilişkiden tam ters bir durum söz konusudur. Radyus değeri veya büküm açısı arttıkça geri esnemenin de arttığı yapılan analizler sonunda tespit edilmiştir. Şekil 5'te sunulan ikili etki grafiklerinde de ana etkiye benzer ilişkiler görülmektedir. Çalışmada kalınlık, Radyus ve büküm açısı değişkenlerinin geri esneme üzerinde doğrudan artırıcı veya azaltıcı etkiye sahip oldukları görülmüştür.

Tablo 4. ANOVA tablosu

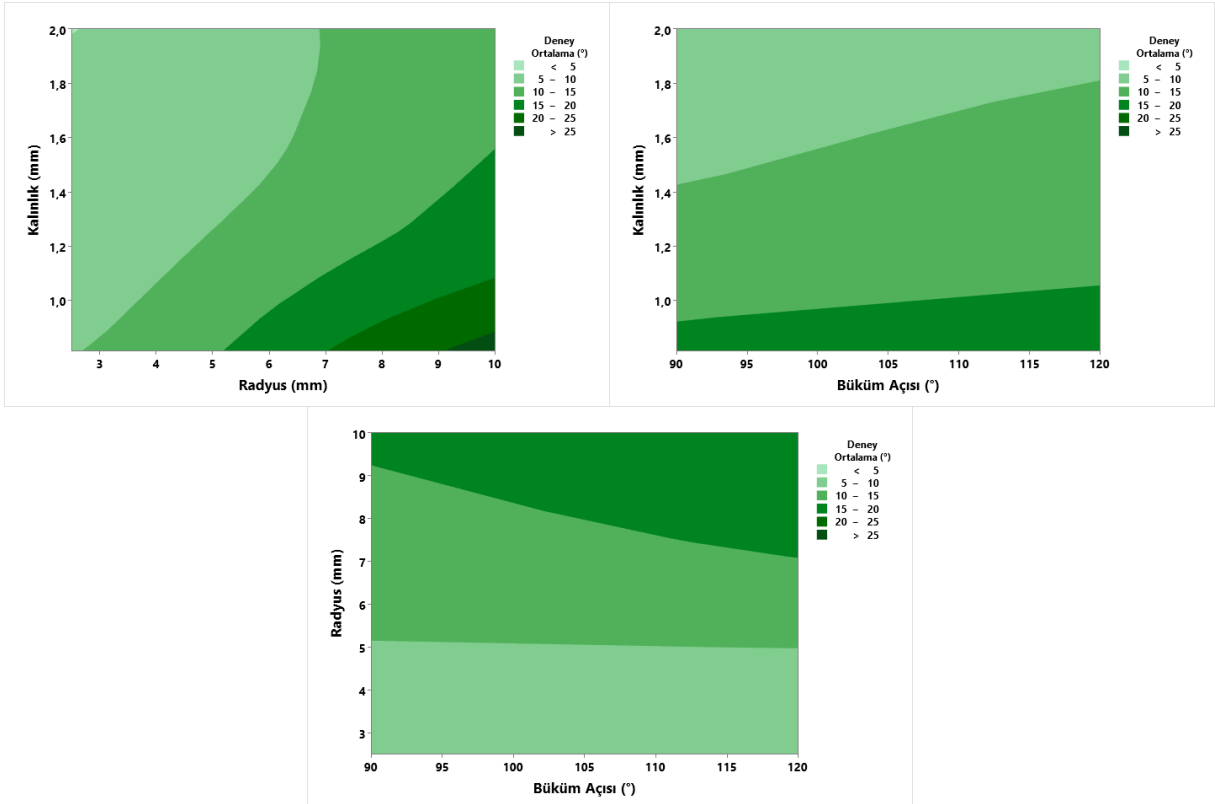
	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Kalınlık (mm)	3	418,51	418,512	139,504	365,66	0,000
Radyus (mm)	3	546,38	546,377	182,126	477,37	0,000
Açı (°)	1	25,86	25,860	25,860	67,78	0,000
Kalınlık (mm)*Radyus (mm)	9	74,11	74,113	8,235	21,58	0,000
Kalınlık (mm)*Açı (°)	3	5,22	5,218	1,739	4,56	0,033
Radyus (mm)*Açı (°)	3	16,18	16,183	5,394	14,14	0,001
Kalıntı Hata	9	3,43	3,434	0,382		
Toplam	31	1089,70				

Tablo 5. En iyi parametre seviyeleri

Seviye	Kalınlık (mm)*Radyus (mm)		Açı (°)
	(mm)	(mm)	
1	18,142	6,842	11,290
2	11,829	9,925	13,088
3	10,133	14,317	
4	8,650	17,671	
Delta	9,492	10,829	1,798
Rank	2	1	3



Şekil 5. Deney parametrelerinin ortalama geri esnemeye bireysel etkileri



Şekil 6. Ortalama geri esneme ile deney parametrelerinin ikili ilişkileri

Şekil 5'te kalınlık ve Radyus için 3 mm değerinde kalınlığın 1 mm'den az olduğu durumda 5 birimlik geri esnemenin altına düşülebilirken, Radyus değeri 8 mm olduğunda 5 birimlik geri esnemenin altına düşebilmek için 1,8 mm değerinin üzerinde olması gerekmektedir. Diğer yönden büküm açısı için 90 derece değerinde 5 birimlik değerin altında kalmak için kalınlık 1,4 mm üzerinde olması gerekirken, 120 derecede bu değer 1,8 mm olması gerekmektedir. Benzer şekilde tüm büküm açılarında geri esnemenin 5 biriminin altında olabilmesi için radyusun en fazla 5 mm olması gerekir.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada 15-5PH malzemenin diyaframla şekillendirilmesinde geri esneme davranışı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Literatürden elde edilen bilgiler doğrultusunda değişken olarak kalınlık, radyus ve büküm açısı değerleri ele alınarak analiz edilmiştir. Sonlu elemanlar analizlerinde daha doğru sonuçlar elde edebilmek için sac geometrisine uygun ağ yapısı tasarlanmış ve sunulmuştur.

Çalışmada 15-5PH malzemede sac kalınlığı arttıkça geri esneme miktarının azaldığı ancak radyus ve büküm açısı arttıkça arttığı tespit edilmiştir. Bununla beraber ana etkilerin ikili olarak da geçerli olduğu görülmüştür.

Sonlu elemanlar analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla genel itibarıyla uyumlu olduğu ancak

düşük sac kalınlıklarında her iki sonuç arasındaki farkın arttığı belirlenmiş ve olası nedenleri tartışılmıştır.

Taguchi yöntemi uygulama sonucunda optimal faktör seviyeleri kalınlık için 4. Seviye (2 mm), radyus (2.5 mm) ve açı (90°C) olarak belirlenmektedir.

Çalışma bulguları geri esneme davranışının belirli hata sınırları içerisinde deneysel çalışma yapmadan tahmin edilmesinde SEA yazılımlarının yardımcı olabileceğini açıkça ortaya koymuştur.

Investigation of Springback in Diaphragm Sheet Forming Process for 15-5PH Material Using Numerical and Experimental Design Methods

Diaphragm sheet metal forming is a widely used forming method in aviation. In this process, the sheet metal is attached to the mold, placed in the form machine, and gas pressure is applied. The diaphragm, which swells under the influence of the gas, transmits the pressure to the sheet surface and enables the mold to take its shape. In this method, one of the behaviors that occur in the sheet metal at the end of the process is springback. Mold design is carried out by taking this amount of springback into consideration. Some prominent parameters in the amount of springback are bend radius, bend angle, material thickness, and material type. Our study examined the springback behavior of diaphragm forming of 15-5PH stainless steel, widely used in the

aviation industry. For experimental studies, the material thickness was determined as 0.813 mm, 1.27 mm, 1.6 mm, and 2 mm. At the end of the study, a mathematical expression was obtained that gives the springback rate of 15-5PH material with an accuracy of over 90%, depending on the process parameters. In

KAYNAKÇA

1. Yu, F., et al., *Double diaphragm forming simulation using a global-to-local modelling strategy for detailed defect detection in large structures*. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2021. **147**: p. 106457.
2. Internet: Azo Materials. Stainless Steel - Grade 301. <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=960>, Access Date: November 17, 2024.
3. Kumat, S.S. and P.S. Shiakolas, *Design, Prototyping, and Characterization of a Micro-Force Sensor Intended for Tissue Assessment in Confined Spaces*. IEEE Sensors Journal, 2024.
4. Internet: Azo Materials. Editorial Feature AISI 4140 Alloy Steel. <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6769>. Access Date: November 17, 2024.
5. Codolini, A., et al., *Characterisation of process-induced variability in wrinkle defects during double diaphragm forming of non-crimp fabric*. Composites Part B: Engineering, 2024. **281**: p. 111549.
6. Yanagimoto, J., K. Oyamada, and T. Nakagawa, *Springback of high-strength steel after hot and warm sheet formings*. CIRP annals, 2005. **54**(1): p. 213-216.
7. Yang, X., et al., *Prediction of springback in air-bending of Advanced High Strength steel (DP780) considering Young's modulus variation and with a piecewise hardening function*. International Journal of Mechanical Sciences, 2016. **105**: p. 266-272.
8. Hassan, H.U., et al., *Accurate springback prediction in deep drawing using pre-strain based multiple cyclic stress-strain curves in finite element simulation*. International Journal of Mechanical Sciences, 2016. **110**: p. 229-241.
9. Chomienne, V., et al., *Influence of ball burnishing on residual stress profile of a 15-5PH stainless steel*. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2016. **13**: p. 90-96.
10. Chongthairungruang, B., et al., *Springback prediction in sheet metal forming of high strength steels*. Materials & Design, 2013. **50**: p. 253-266.
11. Wahed, M., et al., *Parameter optimisation in V-bending process at elevated temperatures to minimise spring back in Ti-6Al-4V alloy*. Advances in Materials and Processing Technologies, 2020. **6**(2): p. 350-364.
12. Mezeix, L., et al., *Spring-back simulation of unidirectional carbon/epoxy flat laminate composite manufactured through autoclave process*. Composite structures, 2015. **124**: p. 196-205.
13. Wang, J., et al., *Study on influencing factors of bending springback for metal fiber laminates*. Composite Structures, 2021. **261**: p. 113558.
14. Hou, H., et al., *Experimental studies and modeling of strain rate-and temperature-dependent springback behavior of hot-deformed aluminum alloys*. Journal of Materials Processing Technology, 2023. **318**: p. 118029.
15. Liu, X., et al., *Investigation of forming parameters on springback for ultra high strength steel considering Young's modulus variation in cold roll forming*. Journal of Manufacturing Processes, 2017. **29**: p. 289-297.
16. Thipprakmas, S. and W. Phanitwong, *Process parameter design of spring-back and spring-go in V-bending process using Taguchi technique*. Materials & Design, 2011. **32**(8-9): p. 4430-4436.
17. Patel, S.K., et al., *Springback Analysis in Sheet Metal Forming Using Modified Ludwik Stress-Strain Relation*. International Scholarly Research Notices, 2013. **2013**(1): p. 640958.
18. Tekaslan, Ö., N. Gerger, and U. Şeker, *Determination of spring-back of stainless steel sheet metal in "V" bending dies*. Materials & design, 2008. **29**(5): p. 1043-1050.
19. Esat, V., H. Darendeliler, and M.I. Gokler, *Finite element analysis of springback in bending of aluminium sheets*. Materials & design, 2002. **23**(2): p. 223-229.
20. Panthi, S., et al., *Finite element analysis of sheet metal bending process to predict the springback*. Materials & Design, 2010. **31**(2): p. 657-662.
21. Aghaie-Khafri, M. and F. Adhami, *Hot deformation of 15-5 PH stainless steel*. Materials Science and Engineering: A, 2010. **527**(4-5): p. 1052-1057.

addition, the main effects of the operating parameters on the springback behavior were determined by the Taguchi Method based ANOVA.

Key Words: Springback, 15-5PH stainless steel, Experimental design, Taguchi Method.

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 tanıttığı yazılar yayımlanabilir

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

Makalelerin Değerlendirilmesi

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

YAYIN HAKKI

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

ÇALIŞMA İLKELERİ

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

Journal of
**MECHANICAL
DESIGN
AND
PRODUCTION**

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

MAKALE GÖNDERME KOŞULLARI

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

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde aşağıdaki makaleler yayımlanabilir.

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

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

MAKALE KABUL İLKELERİ

Makaleler içerik ve şekil olarak aşağıda belirtilen biçimde hazırlanmalıdır.

Yazım Dili

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

Makalenin Yapısı

Makaleler, aşağıda verilen yapıda olacak şekilde hazırlanmalıdır.

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

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

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

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

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

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

Başlıklar

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

- Ana Başlıklar,
- Ara Başlıklar,

- Alt Başlıklar.

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

Ara Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harfle yazılmalıdır.

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

Matematiksel Bağıntılar

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

Şekiller, Çizelgeler ve Resimler

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

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

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

Dip Notu

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

Kaynakça

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

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

Makalenin Uzunluğu ve Yazımı

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

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

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

YAZIŞMALAR

Belirtilmemesi durumunda konuyla ilgili yazışmalar birinci yazarın adresine gönderilir.