

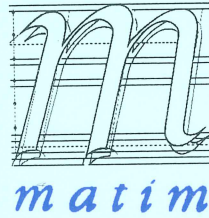
ISSN 1302-9487

# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt : 6

Sayı : 1

Mayıs 2004



Makina Mühendisliği Bölümü  
ODTÜ - ANKARA

## Sahibi

Makina Tasarım ve İmalat Derneği adına Yönetim Kurulu Başkanı  
Bilgin KAFTANOĞLU

ODTÜ

## Yayın Kurulu

Metin AKKÖK  
Can ÇOĞUN  
Serkan DAĞ  
İlhan KONUKSEVEN (Sorumlu Yayın Yönetmeni)

ODTÜ  
Gazi Ü  
ODTÜ  
ODTÜ

## Darüşane Kurulu

M.A. Sahir ARIKAN  
Tuna BALKAN  
Erhan BUDAK  
Melik DÖLEN  
Hüseyin FİLİZ  
Necdet GEREN  
Mustafa İ. GÖKLER  
Erk İNGER  
Suat KADIOĞLU  
Haydar LİVATYALI  
Ferruh ÖZTÜRK  
Levend PARNAS  
Ömer SAATÇIOĞLU  
O. Selçuk YAHŞI  
Orhan YILDIRIM

ODTÜ  
ODTÜ  
Sabancı Ü  
ODTÜ  
Gaziantep Ü  
Çukurova Ü  
ODTÜ  
Roketsan Gn. Md.  
ODTÜ  
İTÜ  
Uludağ Ü.  
ODTÜ  
ODTÜ  
ENVY A.Ş.  
ODTÜ

## Yazışma Adresi, Telefon ve Faks

Makina Tasarım ve İmalat Derneği  
Makina Mühendisliği Bölümü, E Blok, No. 101  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

Tel : (312) 210 52 12, Faks : (312) 210 12 75

Web : <http://www.me.metu.edu.tr/matim>

e-mail : [matim@metu.edu.tr](mailto:matim@metu.edu.tr)



# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 6 Sayı: 1 Mayıs 2004

JOURNAL OF  
MECHANICAL DESIGN  
AND PRODUCTION

Vol: 6 No: 1 May. 2004

ISSN 1302-9487

## TELİF HAKKI

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde yayımlanan bütün yazıların telif hakkı MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERNEĞİ'nindir. Yayımlanmış yazıların başka bir yerde tekrar yayımlanması, çoğaltılması ve dağıtılması, Yayın Kurulundan yazılı izin almak koşulu ile mümkündür. Makalelerdeki görüşlerden doğacak sorumluluk makale yazarına aittir.

## ABONE KOŞULLARI

Yıllık abone bedeli 2003 yılı içinde gerçek kişiler için 6.000.000 TL, firma ve kuruluşlar için 30.000.000 TL, öğrenciler için 3.000.000 TL'dir. Abone olmak için aşağıda verilen banka hesabına abone bedelinin yatırılması ve açık adresiniz ile banka makbuzunun adresimize gönderilmesi yeterlidir.

## TANITIM KOŞULLARI

Kuruluş ve ürünlerini tanıtmak isteyenler hazırlayacakları tanıtım yazı ve resim taslaklarını Derneğimiz'e göndererek saptanacak bir katkı karşılığında Dergi'de yayımlanmasını sağlayabilirler.

## BANKA HESAP NUMARASI

T. İş Bankası, ODTÜ Şubesi  
Hesap No: 4229 30441 235339

## DİZGİ

Hülya SEVER

## BASKI

ODTÜ Basım İşliği

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

## İÇİNDEKİLER

### ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

Çevrimsel Malzeme Deformasyonlarının Modellemesi  
Bölüm I: Plastisite Bünye Modelleri 1

Mehmet FIRAT

Deformasyonların Modellemesi  
Bölüm II: Lokp Bünye Denklemleri 12

Mehmet FIRAT

Sürtünme Karıştırma Kaynağı ile Birleştirilen Alüminyum  
Alaşımı Levhaların Mekanik Özellikleri 23

Mustafa Kemal KÜLEKÇİ

Yaklaşık Çembersel ve Yaklaşık Doğrusal Yörünge  
İzleyen Düzlemsel Mekanizmaların Tasarımına Yeni  
Bir Yaklaşım 29

Hüseyin MUTLU

Metal Tozu Üretiminde Yeni Bir Yöntem  
"Dondelark Yöntemi" 42

Necip Fazıl YILMAZ  
Yusuf FEDAİ

Tank Namlusunun Operasyonel Modal ve  
Deplasman Analizi 50

Mehmet Çelik  
Murat Aykan

YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE  
BİLİMSEL ETKİNLİKLER 58

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 dağıtımını 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.

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

# Çevrimsel Malzeme Deformasyonlarının Modellenmesi- Bölüm I: Plastisite Bünye Modelleri

**Mehmet Fırat**

Yardımcı Doçent

Makina Mühendisliği Bölümü  
Sakarya Üniversitesi  
Esentepe, 54040 SAKARYA

*Makina parçaları ve yapı elemanların tasarımında; temel mühendislik faaliyetleri, statik ve dinamik yüklemeler altında oluşan gerilme ve gerinimlerin hesaplanması, ve belli bir güvenlik kriterine göre malzeme seçiminden geometrik ölçümlendirmeye kadar olan bir dizi tasarım kararının alınması olarak ifade edilebilir. Gerek bilgisayar ortamında değişik sayısal yöntemler kullanılarak yapılan değerlendirmeler ve gerekse protiplendirme esnasında uygulanan değişik doğrulama testleri, yapısal deformasyonların gerinim ve gerilme değerleriyle ilişkilendirme gereksinimi mevcuttur. Bu amaçla yapılacak tüm mühendislik faaliyetleri değişen oranlarda malzeme bünye modellerinin kullanılması ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Bu sebeple tasarım araçlarını kullanan mühendisler açısından malzeme modelleme bilgisi giderek artan bir önem ifade etmektedir. Bu makalede, tipik mühendislik metallerinin çok-eksenli çevrimsel dinamik yüklemeler altında deformasyonlarının benzetimine yönelik literatürde önerilen bünye modelleri incelenecektir.*

*Anahtar Kelimeler: Çok Eksenli Çevrimsel Yükleme, Kinematik Pekleşme, Plastik Bünye Denklemi*

## SİMGELER LİSTESİ

$\underline{\underline{\sigma}}$	gerilme tensörü
$\underline{\underline{S}}$	deviatorik gerilme tensörü
$\sigma_m$	hidrostatik gerilme
$\underline{\underline{\alpha}}$	(akma yüzeyi) öteleme tensörü
$\underline{\underline{\epsilon}}$	gerinim tensörü
$\underline{\underline{\epsilon}}^p$	plastik gerinim tensörü
$\epsilon_m$	hidrostatik gerinim
$\underline{\underline{n}}$	(akma yüzeyi) birim normal tensörü
$\sigma_y$	akma gerilmesi
$R^{(i)}$	gerilme uzayında von Mises akma yüzeyinin yarıçapı

## GİRİŞ

Zamana bağlı yüklemeler altında gözlenen gerçek malzeme davranışı son derece karmaşıktır. Bununla birlikte, yapısal elemanlar ve makine parçalarının çoğu, servis koşullarında elastik deformasyonlar oluşacak şekilde tasarlanmaktadır, ve bu şartlar altında malzemede oluşan gerilme-gerinim bileşenleri arasında oransal bir ilişki söz konusudur [1]. Bu koşullarda metal malzemelerin elastik

gerilme ve gerinim değerleri lineer bünye denklemleri kullanılarak hesaplanabilir. Ancak gerilme ve gerinim bileşenleri arasındaki oransal ilişki bozulduğunda, nispeten daha karmaşık plastisite modellerinin kullanılması gereksinimi ortaya çıkmaktadır. Plastisite modelleri, çok-eksenli yükler altında malzeme gerilme-gerinim davranışının benzetimi amacıyla geliştirilen matematiksel bağıntılar ya da bünye denklemleridir. Literatürde, farklı kategorilerdeki malzemelerin deformasyon davranışı benzetimine yönelik bir çok plastisite modeli mevcuttur [1-6]. Bununla birlikte makro ölçekte çok-eksenli çevrimsel malzeme davranışının benzetimine uygun ve mühendislik uygulamaları açısından pratik bir plastisite modeli aşağıdaki karakteristik özelliklere sahip olmalıdır [7-9];

- Dengelenmiş orantısız yüklemelerde Bauschinger etkisini modelleyebilme yetisi.
- Değişken genlikli yükler altında malzeme davranışını modelleyebilme yetisi.
- Dengelenmemiş yüklemelerde yüklemeler için gerilme azalmasını modelleyebilme yetisi.
- Dengelenmemiş orantısız ve/veya orantısız olmayan yüklemelerde yüklemeler için elastik ya da plastik çevrimsel gerinim birikimini modelleyebilme yetisi.
- Çevrimsel pekleşme, yumuşama ve her iki durumun olduğu geçici malzeme davranışlarını modelleyebilme yetisi.

- Orantısız olmayan yüklem koşullarında gözlenen orantısız olmayan pekleşmeyi modelleyebilme yetisi.

Literatürde, çevrimsel yükler altında malzeme deformasyonlarını farklı pekleşme kanunlarıyla benzetimini yapan birçok plastisite bünye denklemi bulunmaktadır [9-11]. Bu modeller incelendiğinde temelde iki farklı termodinamik temele dayandıkları söylenebilir [5,9,12-14]. İlk grupta yer alan "Hereditary" teorilerde, malzemenin mevcut andaki gerilme-gerinim durumu sadece şimdiki ve geçmişte gözlemlenebilen değişkenlere bağlıdır. Bu sınıftan plastisite bünye modelleri arasında en çok bilineni Valanis tarafından geliştirilen endokronik teoridir [5,15,16]. Plastik gerinim tensörünü bir "öz zaman ölçütü" olarak kullanan endokronik teori, farklı çok-eksenli yüklem koşullarında çeşitli malzeme gerilme-gerinim davranışlarını açıklamak üzere geniş kapsamlı olarak kullanılmıştır [13,14,17-19]. İkinci gruptaki bünye modellerinde, malzemenin anlık durumu, söz konusu andaki gözlemlenebilen değişkenlerin değerlerine ve bir dizi iç değişkene bağlıdır ve bu özellikleri itibarıyla deformasyon hızından bağımsız plastisite modelleri için akma yüzeyi kavramı ağırlıklı olarak kullanılmaktadır [1,5,6]. Bu makalede gözden geçirilecek bünye modelleri ikinci grupta yer almaktadır ve iç bünye değişkenleri modelleri olarak adlandırılacaktır. Ayrıca bu modeller arasından, hızdan bağımsız metal malzeme deformasyonlarının izotermal koşullarda hesaplanmasına yönelik olanları üzerinde durulacaktır.

Makalenin bundan sonraki gelişimini sunmak için gerekli olan tensör notasyonu aşağıda verilen denklemlerle açıklanmıştır. Euclid tensör uzayında bir Kartezyen ortonormal eksen takım sistemi,  $X_i$ , gözönüne alınacaktır. Parametrelerin altına yerleştirilen tek ve çift alt çizgi sırasıyla bir Kartezyen vektörünü ve ikinci dereceden bir Kartezyen tensörünü ifade etmektedir.

Vektör uzayında baz vektörler arasında aşağıdaki eşitlik vardır:

$$\underline{e}_i \cdot \underline{e}_j = \delta_{ij} \quad (1)$$

Yukarıdaki eşitlikte  $\delta_{mn}$  Kronecker deltasıdır.

Bir  $\underline{a}$  vektörü ve  $\underline{A}$  tensörü aşağıdaki denklemlerle tanımlanır:

$$\underline{a} = a_i \underline{e}_i = \sum_{i=1}^3 a_i \underline{e}_i \quad (2)$$

$$\underline{A} = A_{ij} \underline{e}_i \underline{e}_j = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 A_{ij} \underline{e}_i \underline{e}_j \quad (3)$$

$\underline{A}$  ve  $\underline{B}$  tensörlerinin çarpımı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\underline{A} \cdot \underline{B} = (A_{ij} \underline{e}_i \underline{e}_j) \cdot (B_{mn} \underline{e}_m \underline{e}_n) = A_{im} B_{mn} \underline{e}_i \underline{e}_n \quad (4)$$

İki ikinci derece tensör  $\underline{A}$  ve  $\underline{B}$ 'nin skalar çarpımı aşağıdaki gibidir:

$$\underline{A} : \underline{B} = (A_{ij} \underline{e}_i \underline{e}_j) : (B_{mn} \underline{e}_m \underline{e}_n) = A_{im} B_{im} \quad (5)$$

İkinci derece tensör  $\underline{A}$ 'nın izi:

$$\text{tr} \underline{A} = \underline{A} : \underline{I} = (A_{ij} \underline{e}_i \underline{e}_j) : (\delta_{mn} \underline{e}_m \underline{e}_n) = A_{ii} \quad (6)$$

burada,  $\underline{I}$  birim tensördür. Bir ikinci derece tensörün normu aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\|\underline{A}\| = \sqrt{\underline{A} : \underline{A}} = \sqrt{(A_{ij} \underline{e}_i \underline{e}_j) : (A_{mn} \underline{e}_m \underline{e}_n)} = \sqrt{A_{im} A_{im}} \quad (7)$$

## İÇ BÜNYE DEĞİŞKENLERİ MODELLERİ

En genel durumda, metallerin gerilme-gerinim davranışı zamana, yüklem şekline, yüklemine geçmişine, ve sıcaklığa bağımlılık gösterir. Ancak oda sıcaklığı ve ona yakın sıcaklıklarda, birçok metal malzemenin çevrimsel yükler altında gösterdiği gerilme gerinim davranışının yüklem formu ve yüklem geçmişinden ağırlıklı olarak etkilendiği kabul edilmektedir. Ayrıca, malzeme iç yapısı makro düzeyde homojen ve başlangıçta izotrop kabul edilebilir [1-6]. Bununla birlikte, malzemenin bir ilk ve tek elastik gerilme limitine sahip olduğu kabul edilir, ve bu gerinim değeri basit çekme deneyinde elastik ve plastik deformasyonları ayırt edilmesinde kullanılabilir [1-6,8]. İç bünye değişkenleri plastisite modelleri üç temel kavram üzerine kurulmaktadır.

Bunlar gerilme uzayında elastik alanı tanımlayan akma yüzeyi, elastik ve plastik gerinim artışlarını gerilme artışlarına ilişkilendiren bir akma ya da deformasyon kuralı, ve plastik deformasyon sırasında akma yüzeyinin hareketini ve şeklini belirleyen bir pekleşme kuralı olarak sıralanabilir. Gerilme uzayındaki akma yüzeyi, her bir gerilme bileşeninin bir akma kriteri ile kurduğu özel kombinasyonu ifade eder. Buna ek olarak gerilme artışlarını elastik ve plastik gerinim artışlarına ilişkilendiren bir akma ya da deformasyon kuralına ve akma yüzeyinin hareketini ve şeklini belirleyen bir pekleşme kuralına ihtiyaç vardır. Dengelenmiş orantısız tam çevrimli deformasyonlar sırasında ortaya çıkan plastik anizotropi, ideal izotrop pekleşme kuralının yararını ortadan kaldırır ve gerilme uzayındaki akma yüzeyi hareketinin ifadesi için kinematik ya da birleşik izotrop-kinematik tipte pekleşme kurallarının kullanılması gerekir. Literatürde önerilen kinematik ve birleşik izotrop-kinematik bünye modelleri incelendiğinde üç ana gruba ayrılabilirler. Bunlar sırasıyla,

- Temel kinematik pekleşme modelleri
- Çoklu - Yüzey modelleri

- Lineer olmayan kinematik pekleşme modelleri olarak verilebilir.

### Temel kinematik pekleşme modelleri

Bauschinger etkisini modelleme amacıyla Prager [20], gerilme uzayındaki akma yüzeyi ötelemesini,  $d\underline{\alpha}$ , bir malzeme sabiti aracılığı ile plastik gerinim adımıyla,  $d\underline{\varepsilon}^p$ , ifade etmiştir. Prager tarafından önerilen kinematik pekleşme kuralı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$d\underline{\alpha} = a_p d\underline{\varepsilon}^p \quad (8)$$

Öteleme miktarı lineer olarak plastik artışla bağıntılı olduğundan, bu kural "lineer kinematik" pekleşme kuralı olarak adlandırılır. Daha sonra Ziegler [21], Prager tarafından önerilen kinematik kuralın gerilme alt-uzaylarında tutarsızlıklarını ortadan kaldırmak için, akma yüzeyi öteleme denklemini aşağıdaki eşitlikteki gibi değiştirmiştir.

$$d\underline{\alpha} = a_p (\underline{\sigma} - \underline{\alpha}) \quad (9)$$

Genel olarak lineer kinematik pekleşme kuralında, orantı faktörü  $a_p$ 'nin sabit olduğu varsayılır ve akma katı bir akma yüzeyinin varlığı kabul edilmektedir. Tek-eksenli çekme-basma testlerinde gözlemlenen, değişken pekleşme eğrisini modellemek amacıyla, Prager-Ziegler pekleşme kuralına dayalı çok-katmanlı plastisite modelleri önerilmiştir [22]. Klasik biçiminde Prager-Ziegler pekleşme kuralı dengelenmemiş orantısal yüklemelerde elastik deformasyon öngörürken, Drucker ve Palgen [7] orantısallık faktörünü ikinci deviatorik gerilme değişmezi ile değiştirmiş ve genel dengelenmemiş yüklemeler için gerinim birikimi modellemiştir. Ancak, orantısal olmayan çeşitli yüklemeler altında metaller için yapılan deneylerde gözlemlenen

akma yüzeyi öteleme yönü ve lineer kinematik pekleşme kuralına göre akma yüzeyi öteleme yönü arasındaki tutarsızlıkları rapor eden çalışmalar literatürde yayınlanmıştır [23-30].

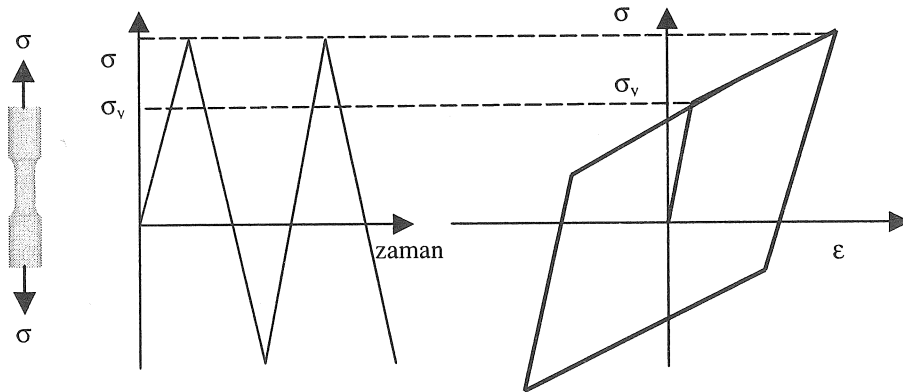
### Çoklu – Yüzey modelleri

Mroz [31] malzeme bellek davranışını modellemek amacıyla "Pekleşme Modülü alanı" kavramını ortaya atmıştır ve yeni bir kinematik pekleşme kuralı önermiştir. Mroz çevrimsel plastisite modeli, elastik ve plastik rejimleri temsil etmek için gerilme uzayında bir grup katı yüzey kullanır; bu nedenle literatürde bu bünye denklemleri Mroz çoklu-yüzey modeli olarak adlandırılmaktadır [1,5,6,8,9,32,33]. Çoklu-yüzey modeli, tek eksenli gerilme-gerinim eğrisinin tek bir nokta yerine bir kaç nokta ile genelleştirilmesidir, tek eksenli gerilme-gerinim eğrisinin her bir noktasına karşılık gelen lineer kinematik pekleşme kuralındaki elastik sınır örneğinde olduğu gibi; gerilme uzayındaki bir yüzey geometrik olarak başlangıçtaki akma yüzeyine benzer olarak sabit bir pekleşme modülü  $h$  ile tanımlanır (Şekil 2). Mroz, aktif akma yüzeyinin öteleme yönünün, aktif akma yüzeyi olan  $i$ . yüzeyi üzerindeki mevcut gerilme durumunu bir sonraki akma yüzeyi olan  $(i+1)$ . yüzeyi üzerindeki gerilme noktasına bağlayan ve normal ilk gerilme noktasıyla paralel olan bir vektör ile belirlenebileceğini iddia etmiştir (Şekil 3). Mroz pekleşme kuralına göre aktif akma yüzeyinin öteleme adımı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

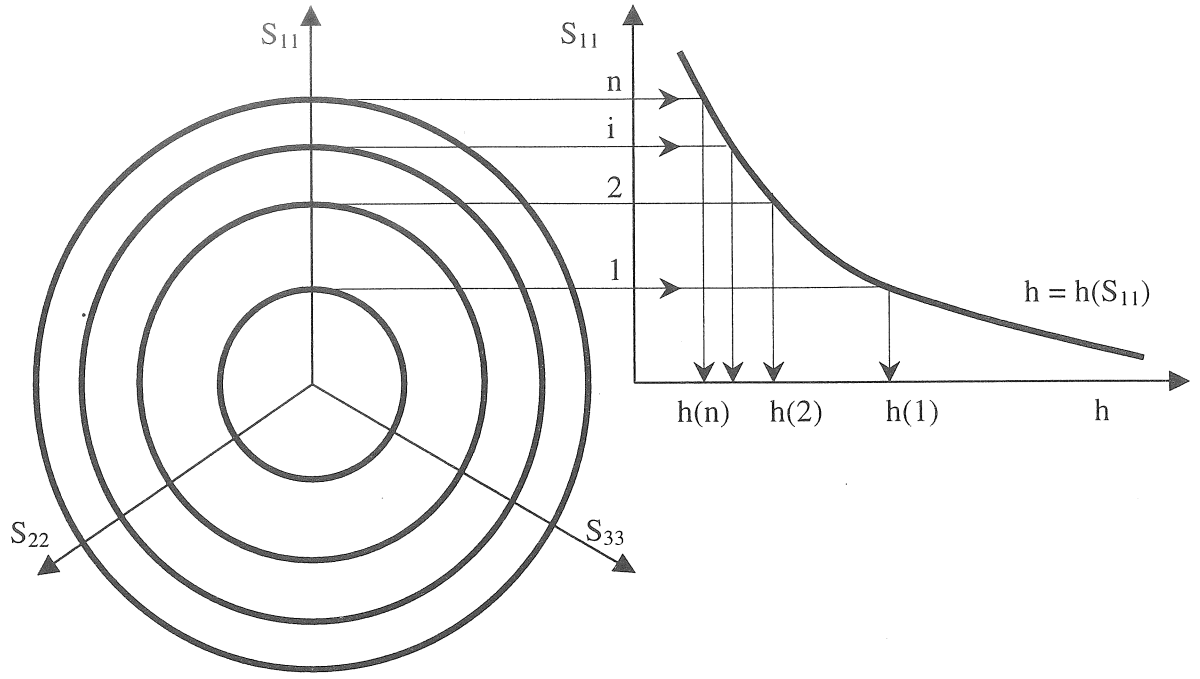
$$d\underline{\alpha}^{(i)} = \frac{d\underline{S} : \underline{n}}{\underline{v} : \underline{n}} \underline{v} \quad (10)$$

burada  $\underline{v}$  tensör niceliği aşağıdaki gibi tanımlanır:

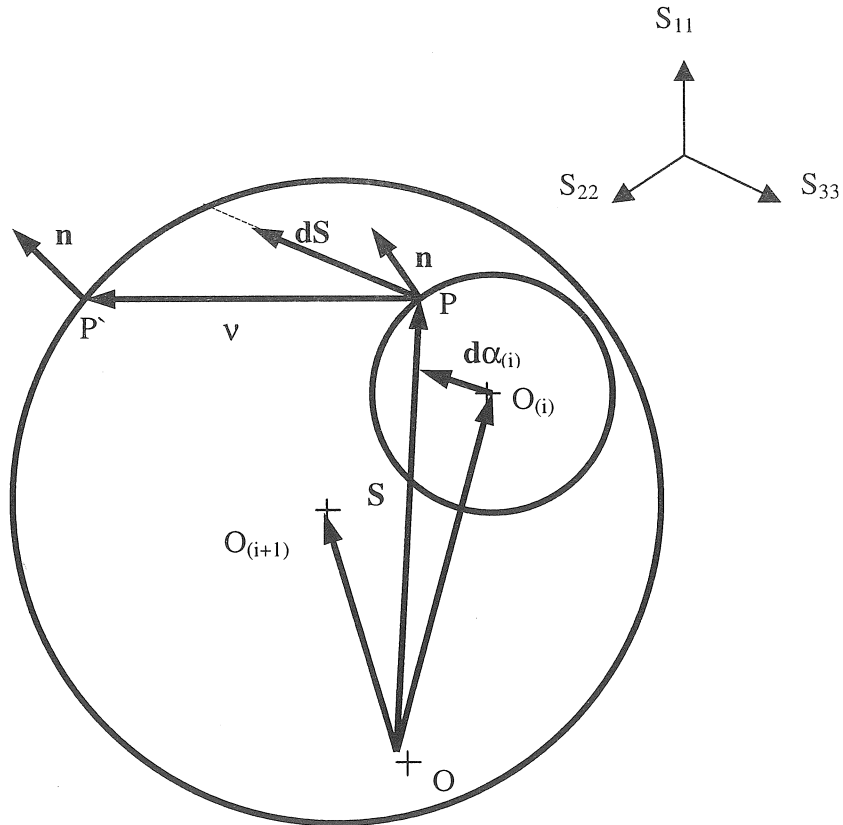
$$\underline{v} = \sqrt{\frac{2}{3}} (R^{(i+1)} - R^{(i)}) \underline{n} + \underline{\alpha}^{(i+1)} - \underline{\alpha}^{(i)} \quad (11)$$



Şekil 1. Lineer kinematik pekleşme modeliyle öngörülen dengelenmiş gerilme-gerinim döngüsü.



Şekil 2. Pekleşme Alanı Modülleri .



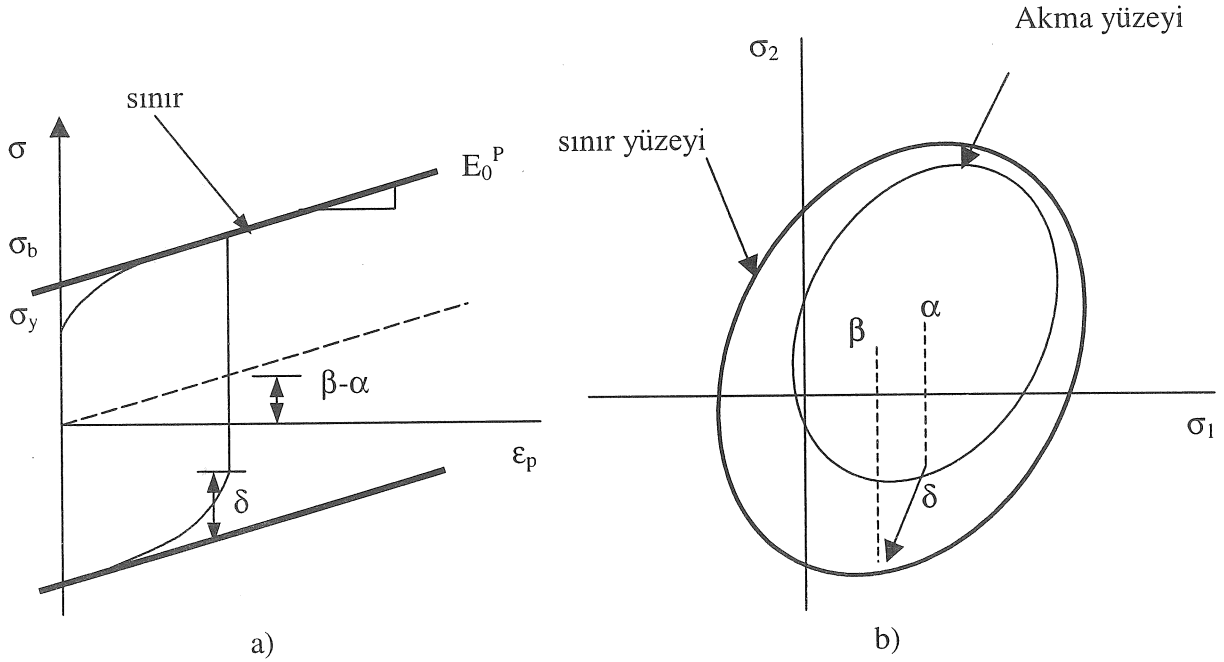
Şekil 3. Mroz modelinde öteleme yönünü şematik gösterilişi.



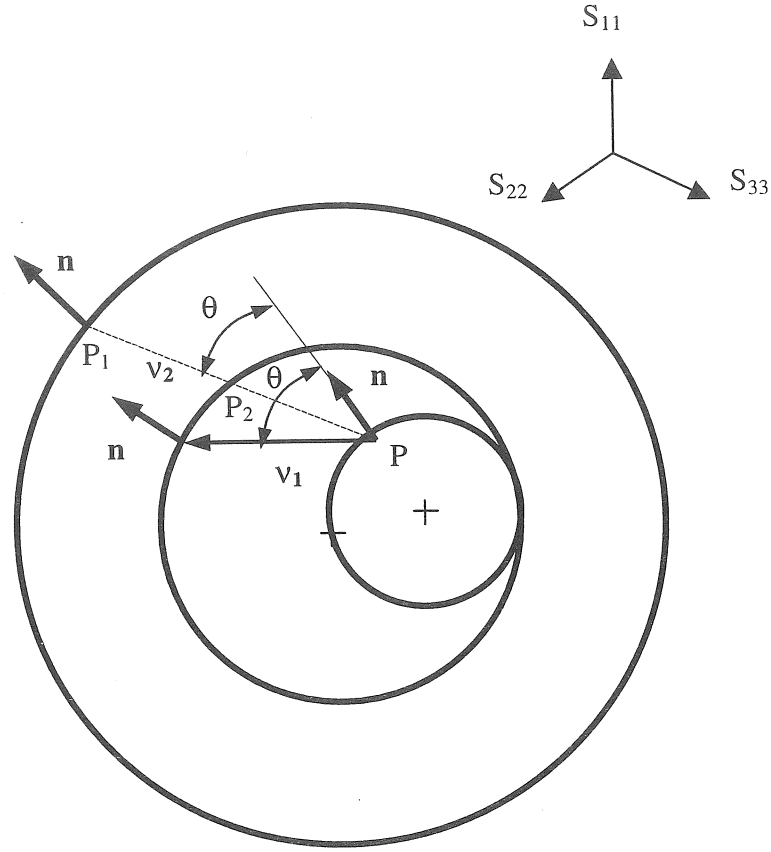
Yukarıdaki ifadede,  $R^{(i)}$  akma yüzeyinin yarıçapını temsil eder.  $\underline{\alpha}^{(i)}$  ise gerilme uzayında akma yüzeyi merkezini tanımlayan öteleme tensörünü göstermektedir. Garud [32], akma yüzeyinin öteleme yönünde, sonlu gerilme artımlı hesaplamalarda, akma yüzeylerinin kesişim problemlerinden dolayı bir tutarsızlık durumu olduğunu, ve öteleme denkleminin gerilme artışından bağımsız olduğuna işaret etmiştir. Yüzeyler arasındaki kesişme problemini gidermek amacıyla, Garud öteleme yönünü gerilme artışıyla ilişkilendiren alternatif bir pekleşme kuralı önermiştir. Hem Mroz hem de Garud pekleşme modelleri, çok eksenli orantısız gerilme ve gerinim kontrollü yükleme koşulları altında Bauschinger etkisini doğru bir şekilde tekrarlayabilmektedir [25,28,29,31-35]. Ancak her iki pekleşme kuralı dengelenmemiş orantısız yüklemeler için çevrimsel gerinim birikimi hesaplanmasında kullanılamaz [36,37]. Buna ek olarak, bu modeller orantısız gerilme-kontrollü yükleme koşulu altında ortalama gerilme azalmasını modelleyememektedir. Bununla birlikte, dengelenmemiş orantısız olmayan yükleme koşulları atındaki sabit çevrimsel gerinim birikmesi oranı metallerin çoğunda gözlemlenmemektedir ve tahmin edilen birikmiş

gerinimler deneysel sonuçlardan çok daha yüksektir [1,11,36-42]. Çevrimsel orantısız olmayan yükleme koşulları altında Mroz'un ve Garud'un pekleşme kurallarında kullanılan yüzey sayısının hesaplanan gerilme-gerinim değerleri üzerindeki etkisi birçok araştırmacı tarafından sorgulanmıştır (Şekil 4). Örneğin Jiang ve Sehitoglu [43] tarafından yapılan çevrimsel eksenel yükleme-burkma testlerinde gözlenen dengelenmiş davranış çoklu-yüzey pekleşme kurallarıyla modellenememiştir.

Dafalias ve Popov [44], çoklu-yüzey modellerinde hesaplama süresini azaltmak için iki-yüzey modeli önerdi. Dafalias ve Popov modelinde, yüzeylerden biri akma yüzeyi ve diğeri ise sınır yüzeyi olarak tanımlanmıştır. Sınır yüzeyi eşik plastik pekleşme modülünün aktif hale geldiği sınır plastisiteyi temsil eder. (Şekil 5). Bu kavramın ardından, Mroz ya da Garud pekleşme kuralını takip eden, farklı "görüntü noktası" tanımlarına dayalı pekleşme modülü fonksiyonuna sahip bir dizi iki-yüzey modeli geliştirilmiştir. Anlık gerilme noktasının görüntü noktasına olan mesafesini kullanan farklı pekleşme fonksiyonları kullanılarak orantısız ve orantısız olmayan yükleme koşullarında başarılı gerilme-gerinim modellemesi yapıldığı rapor edilmiştir [45-50].



Şekil 4. Akma yüzeyinin öteleme yönü üzerinde yüzey sayısının etkisini gösteren şematik.



Şekil 5. Dafalias ve Popov modeline göre akma yüzeyini ve akma sınır yüzeyini gösteren şematik. a) tek eksenli gösterim b) genel gerilme gösterim[50].

#### Lineer olmayan kinematik pekleşme modelleri

Armstrong ve Frederick [1] metal malzemelerde gözlenen "gerinim hafızası" etkisini, Prager ve Ziegler tarafından önerilen lineer kinematik pekleşme ifadesine anlık gerinim terimi ekleyerek yeni bir akma yüzeyi öteleme denklemi önermişlerdir.

$$d\underline{\underline{\alpha}} = a_p d\underline{\underline{\epsilon}}^p - c_a \underline{\underline{\alpha}} dp \quad (12)$$

burada  $a_p$  bir malzeme sabitidir.  $c_a$  ifadesi ise gerinim uzayında anlık plastik gerinim tensörünün gerinim adımı ile yapmış olduğu açının fonksiyonudur ve  $dp$  eşdeğer plastik gerinim adımı artışıdır. Akma yüzeyi ötelemesi  $d\underline{\underline{\alpha}}$ 'nin anlık akma yüzeyi merkezi  $\underline{\underline{\alpha}}$ 'ye olan örtülü bağımlılığı nedeniyle, pekleşme kuralı lineer olmayan bir hal alır ve bu sebeple literatürde bu pekleşme kuralı Lineer Olmayan Kinematik Pekleşme olarak adlandırılır. Lineer olmayan kinematik pekleşme modeli, dengelenmemiş orantısız yüklemde plastik gerinim birikiminin benzetimini gerçekleştirebilir.

Ancak, metallerin çoğunluğu için gerinim birikmesi, çevrim sayısının artmasıyla azalmaktadır. Bununla birlikte Mroz yada Garud tarafından önerilen pekleşme kuralları kullanan çoklu-yüzey modeline benzer şekilde, lineer olmayan kinematik pekleşme modelinin bu formu çevrimsel gerinim birikimini deneysel olarak gözlenen değerlerden daha fazladır [9,11-13, 26-29,39,40,51]. Bower [51] bir malzeme iç değişkenini öteleme denkleminde ekleyerek yeni bir lineer olmayan pekleşme kuralı önermiş ve akma yüzeyi ötelemesini aşağıdaki şekilde ifade etmiştir:

$$d\underline{\underline{\alpha}} = a d\underline{\underline{\epsilon}}^p - b(\underline{\underline{\alpha}} - \underline{\underline{\beta}}) dp \quad (13)$$

ve,

$$d\underline{\underline{\beta}} = c(\underline{\underline{\alpha}} - \underline{\underline{\beta}}) dp \quad (14)$$

Tek eksenli çekme-basma testlerinden türetilecek malzeme sabitleri  $a, b, ve c$  dir; ek iç değişken  $\underline{\underline{\beta}}$  çevrimsel gerinim birikimini modeller ve başlangıçta sıfır olarak alınır.  $d\underline{\underline{\beta}}$  ifadesi  $(\underline{\underline{\alpha}} - \underline{\underline{\beta}})$ 'ye orantılı olduğundan,  $c(\underline{\underline{\alpha}} - \underline{\underline{\beta}}) dp$  değeri dengelenmemiş

orantısal yükleme koşulunda artan yükleme çevrimleriyle birlikte azalır, bu da bakır ve çelik gibi malzemeler için deneysel olarak gözlemlenen çevrimsel gerinim birikimi bozunum hızını uygun olarak modelleyebilir [51].

Chaboche ve Rousselier [52-54] gerilme öteleme tensörünü toplamalı parçalara ayırmış ve toplam öteleme tensörü kavramını ortaya atmıştır. Bu yaklaşımda toplam akma yüzeyi öteleme tensörü, her biri aynı pekleşme kuralı yapısına sahip olan bir dizi öteleme tensörü bileşeninin seri açılımı olarak ifade edilir.

$$\underline{\underline{\alpha}} = \sum_{i=1}^m \underline{\underline{\alpha}}^{(i)} \quad (15)$$

$$d\underline{\underline{\alpha}}^{(i)} = \frac{2}{3} C d\underline{\underline{\epsilon}}^p - \gamma \underline{\underline{\alpha}} dp \quad (16)$$

Yukarıdaki ifadede,  $\underline{\underline{\alpha}}$  toplam öteleme tensörünü,  $\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}$  ise m adet öteleme tensörü bileşenin herhangi birini temsil eder. Chaboche ve Rousselier [52] C ve  $\gamma$  ifadelerini malzeme parametreleri olarak tanımlamışlardır. Bu noktada Armstrong ve Frederick tarafından önerilen pekleşme kuralındaki  $c_a$  parametresi ile yukarıdaki  $\gamma$  parametresinin arasındaki fark önemlidir.  $c_a$  bir skalar fonksiyondur ve toplam öteleme tensörünün artan plastik gerinimle doygunluk parametresi olarak tanımlanabilir. Toplam öteleme tensörü bileşenlerinin sayısı hakkındaki kararın belli bir malzemedeki gerilme-gerinim davranışı ile bağıntılı olduğu ifade edilmiştir ve üç ila beş bileşenin çoğu metal malzeme deformasyonunu benzetiminde "uygun" olduğu belirtilmektedir [26,27,53,54]. Malzeme sabitleri C ve  $\gamma$ 'nin belirlenmesinde, temel girdi olarak farklı gerinim genliklerindeki dengelenmiş çevrimsel gerinim-gerilme eğrisini kullanılarak, grafik ve sayısal yöntemler izlenebilir [1]. Chaboche tarafından önerilen toplam öteleme tensörünün toplamalı ifadesi dengelenmiş yükleme koşulları altında çevrimsel olarak giderek azalan bir gerinim birikimi hızı ortaya koymakla birlikte, "azalma" süresi deneysel gözlemlere göre oldukça kısadır ve çevrimsel dengelemeyi takip eden çevrimlerde sabit bir hız elde edilmektedir [29,41,49,50,55-57]. Gerinim birikimi hızındaki değişimi kontrol etmek amacıyla, Chaboche [58] her bir öteleme tensörü bileşeni değişim eşitliğine bir "gerinim belleği eşiği" terimi eklenmesini önerdi ve bu öneriyi tek eksenli testlerle doğruladı.

Öteleme tensörünün toplamalı ifadesi ve gerinim belleği eşiği kavramını kullanarak, Onno ve Wang [55-57], her bir öteleme tensörü bileşeni için gerinim belleği değişim sürecinde bir "kritik hal" kavramını ortaya atmışlardır;

$$d\underline{\underline{\alpha}}^{(i)} = \frac{2}{3} h^{(i)} d\underline{\underline{\epsilon}}^p - \zeta^{(i)} \underline{\underline{\alpha}} dp^{(i)} \quad (17)$$

öteleme tensörü bileşeni değişim eşitliğinde,  $h^{(i)}$  ve  $\zeta^{(i)}$  malzeme parametreleridir.  $dp^{(i)}$  ise çevrimsel yükleme sırasında gerinim bellek değişimine neden olan plastik gerinim adıdır ve aşağıdaki koşullar ile tanımlanır:

$$0 \leq dp^{(i)} \leq \left( \frac{2}{3} d\underline{\underline{\epsilon}}^p : d\underline{\underline{\epsilon}}^p \right)^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

Jiang [29] ve Jiang ve Sehitoglu [43] öteleme tensörü bileşenleri için sınırlayıcı "limit yüzey" kavramını geliştirmişlerdir (Şekil 6), ve lineer olmayan kinematik pekleşme modelinde öteleme denklemini genelleştirir. Buna göre,

$$d\underline{\underline{\alpha}}^{(i)} = c^{(i)} r^{(i)} (\underline{\underline{n}} - W^{(i)} \underline{\underline{L}}) dp \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (19)$$

ve,

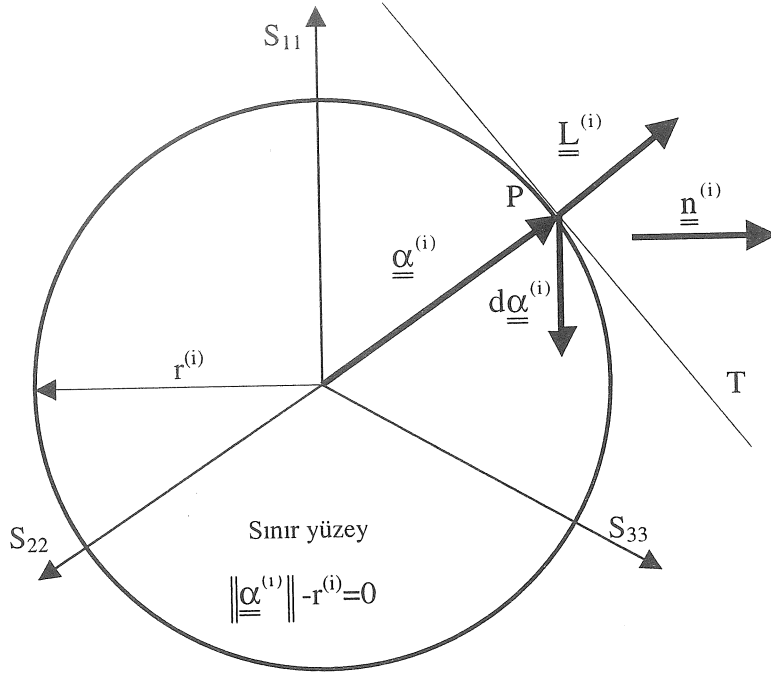
$$\underline{\underline{L}}^{(i)} = \frac{\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}}{\|\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}\|} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (20)$$

$c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$  malzeme parametreleridir,  $\underline{\underline{L}}^{(i)}$  niceliği i. öteleme tensörü bileşeninin birim tensörüdür.  $W^{(i)}$  sabiti ise, i. öteleme bileşeni için bir yön fonksiyonudur. Limit yüzey kavramı kullanılarak, Chaboche ve Onno ve Wang tarafından önerilmiş olan öteleme tensörü değişim denklemlerinin genellenmesi mümkündür. Jiang ve Kurath (1996a), (18) denklemindeki  $W^{(i)}$  skalar fonksiyonunun Chaboche modeli için 1'e eşit olduğuna, ve Onno ve

$$\text{Wang (1993a) modeli için } \left( \frac{\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}}{\|\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}\|} \right)^{\chi^{(i)+1}} \langle \underline{\underline{n}} : \underline{\underline{L}}^{(i)} \rangle$$

halini aldığına işaret eder.  $\chi^{(i)}$  malzeme çevrimsel gerinim birikimi parametresi olarak önerilmiştir.

Limit yüzey kavramını kullanarak, öteleme tensörü değişim denklemindeki malzeme parametrelerinin belirlenmesi, Chaboche ve Onno-Wang modelleriyle karşılaştırıldığında nispi olarak çok daha basittir. Akma yüzeyi toplam öteleme tensör bileşenlerinin her biri için tanımlanan parametreler, malzeme davranışını modellemede üstlendikleri farklı fonksiyonlar nedeniyle iki gruba ayrılır.  $\chi^{(i)}$  parametresi, dengelenmiş orantısal yükleme koşulu altında minimal etkiye sahiptir; ancak dengelenmemiş yükleme koşullarında çevrimsel gerinim birikimi davranışı belirleyen sayısal



Şekil 6. Öteleme tensörü bileşeninin sınır yüzeyinin geometrik yorumu [29].

parametre  $\chi^{(i)}$ 'dir. Bu nedenle bu parametreye "çevrimsel gerinim birikim üstü" adı verilir [43,59-62]. Metalik bileşenlerin yorulma hasar değerlendirmelerinde yük kontrolü altında çevrimsel gerinim birikimi ya da deformasyon kontrollü koşullarda ortalama gerilme azalması oldukça önemlidir ve birikim hızı oranındaki değişimin minimal etkiye sahip olduğu varsayılmaktadır. Bu nedenle de tüm öteleme tensörü bileşenleri için  $\chi^{(i)}$  katsayıları sıfır olarak alınabilir ve çok-eksenli yükler altında daha hızlı bir dengeleme elde edilmiş olur. Diğer taraftan, ikinci grup parametreler olan  $c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$ 'nin hesaplanması, tam çevrimli çekme-basma testleriyle belirlenen gerinim ve gerinim histerisiz döngüleri kullanılarak gerçekleştirilebilir. Burada temel kabul, dengeli orantısız yüklenme koşulları altında malzeme davranışının çevrimsel gerinim birikmesi göstermemesi ve her bir öteleme tensörü bileşeni için çevrimsel gerinim birikimi sabitinin gerilme-gerinim davranışı üzerinde hiç bir etkiye sahip olmamasıdır.

Son on yılda başka araştırmacılar tarafından, özellikle orantısız olmayan yüklenme koşulları altında çevrimsel malzeme davranışının benzetimine yönelik farklı iç bünye değişkenlerini kullanan çevrimsel plastisite modelleri önerilmiştir [63-67]. Fakat, bu modellerin çoğunda temel kabuller ya lineer olmayan kinematik pekleşme kuralı yada bunu temel olan ancak farklı pekleşme modülü hesaplama eşitlikleri öneren kabuller yapılmaktadır. Bu sebeple, bu

modeller incelenen literatür kapsamında farklı bir pekleşme kuralı türü olarak değerlendirilmeyecektir.

## DEĞERLENDİRME

Metaller genel imalat sanayiinde en yoğun kullanılan mühendislik malzemeleri olma özelliklerini sürdürmektedirler. Şekillendirmeli imalat işlemlerinden, parça dayanım hesaplamalarına kadar olan oldukça geniş bir alanda, plastisite bünye modellerinin mühendislik uygulamaları açısından anlaşılması giderek artan bir önem arz etmektedir. Çentiksiz malzeme numunelerinin basit çevrimsel testlerinden elde edilen gerilme-gerinim eğrileri temel veri alındığında; iç bünye değişkenleri plastisite modelleri arasında lineer olmayan kinematik pekleşme kuralını kullanan çevrimsel plastisite modellerinin nispi başarısı literatürde ağırlıklı olarak kabul edildiği ortaya çıkmaktadır.

## MODELING OF CYCLIC MATERIAL DEFORMATIONS PART I: PLASTICITY CONSTITUTIVE MODELS

Today, metals are still the dominant engineering materials used in the general machinery industries. From an industrial point of view, modeling material deformations under complex multiaxial loads have been an active area of engineering research, and the understanding and application of plasticity constitutive models became an important industrial

activity ranging from sheet metal forming to durability assessment of metallic components. Using the material cyclically stabilized stress-strain curves determined from completely reversed cyclic tests as the baseline data, it might be asserted that the rate-independent plasticity models based on nonlinear kinematic hardening rule show a comparably superior success in simulating multiaxial stress-strain response under complex cyclic loading conditions.

#### KAYNAKÇA

1. Lemaitre, J., Chaboche, J.L., "Mechanics of Solid Materials", Cambridge University Press, New York, 1990.
2. Drucker, D.C., "Introduction to Mechanics of Deformable Solids", McGraw-Hill Company, New York, 1967.
3. Mendelson, A., "Plasticity: Theory and Application", The Macmillan Company, New York, 1968.
4. Malvern, L.E., "Introduction to the Mechanics of a Continuous Medium", Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1969.
5. Lubliner, J., "Plasticity Theory", Macmillan Publishing Company, New York, 1990.
6. Khan, A.S., Huang, S., "Continuum Theory of Plasticity", John Wiley & Sons Inc., New York, 1995.
7. Drucker, D.C., Palgen, L., "On the Stress-Strain Relations Suitable for Cyclic and Other Loadings", Journal of Applied Mechanics, Vol. 48, pp. 479-485, 1981.
8. Suresh, S., "Fatigue of Materials", Cambridge University Press, New York, 1998.
9. Chaboche, J.L., "Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity", International Journal of Plasticity, Vol. 5, pp. 247-302, 1989.
10. Auricchio, F., Taylor, R.L., "Two Material Models for Cyclic Plasticity: Nonlinear Kinematic Hardening and Generalized Plasticity", International Journal of Plasticity, Vol. 11, No.1, pp.65-83, 1995.
11. Hashiguchi, K., "Mechanical Requirements and Structures of Cyclic Plasticity Models", International Journal of Plasticity, Vol. 9, pp.721-748, 1993.
12. Chaboche, J.L., Rousselier, G., "On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations, Part I: Rules Developed with Internal Variable Concept", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 105, pp. 153-158, 1983.
13. Watanabe, O., Atluri, S.N., "A New Endochronic Approach to Computational Elasto-plasticity: An Example of Cyclically Loaded Cracked Plate", J. Appl. Mech., Vol.52, pp. 857-864, 1985.
14. Watanabe, O., Atluri, S.N., "Constitutive Modeling of Cyclic Plasticity and Creep Using an Internal Time Concept", International Journal of Plasticity, Vol. 2, No.2, pp.107-134, 1986.
15. Valanis, K.C., "A Theory of Viscoplasticity without a Yield Surface. Part.I. General Theory", Archives of Mechanics, Vol.23, No.4, pp. 517-533, Warsaw, 1971.
16. Valanis, K.C., "A Theory of Viscoplasticity without a Yield Surface. Part.II. Application to Mechanical Behavior of Metals", Archives of Mechanics, Vol.23, No.4, pp. 535-551, Warsaw, 1971.
17. Valanis, K.C., "Fundamental Consequences of a New Intrinsic Time Measure Plasticity as a Limit of the Endochronic Theory", Archives of Mechanics, Vol.32, No.2, pp. 171-191, Warsaw, 1980.
18. Pan, W., Chen, C.H., "Endochronic Description for Viscoplastic Behavior of Metals under Multiaxial Loadings", International Journal of Solids and Structures, Vol. 34, No.17, pp.2131-2160, 1997.
19. Pan, W., Chiang, W., and Wang, C., "Endochronic Analysis for Rate-dependent Elasto-plastic Deformation", International Journal of Solids and Structures, Vol. 36, pp.3215-3237, 1999.
20. Prager, W., "A New Method of Analyzing Stresses and Strains in Work-Hardening Plastic Solids", Journal of Applied mechanics, Vol.23, pp. 493-496, 1956.
21. Ziegler, H., "A Modification of Prager's Hardening Rule", Quarterly of Applied Mathematics, Vol.17, pp. 55-65.
22. Besseling, J.F., "A Theory of Elastic, Plastic, and Creep Deformation of an Initially Isotropic Material Showing Anisotropic Strain-Hardening, Creep Recovery, and Secondary Creep", Journal of Applied Mechanics, Vol. 17, pp. 529-536, 1958.
23. Lamda, H.S., Sidebottom, O.M., "Cyclic Plasticity for Nonproportional Paths: Part I- Cyclic Hardening, Erasure of Memory, and Subsequent Strain Hardening Experiments", Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 100, pp. 96-104, 1978.
24. Lamda, H.S., Sidebottom, O.M., "Cyclic Plasticity for Nonproportional Paths: Part II- Comparisons with Predictions of Three Incremental Plasticity Models", Journal of Engineering Materials and Technology, Vol. 100, pp. 104-111, 1978.
25. McDowell, D.L., Socie, D.F, and Lamda, S.H., "Multiaxial Nonproportional Cyclic Deformation", Low-cycle Fatigue and Life Prediction, ASTM STP 770, C. Amzallag, B.N. Leis, and P.Rabbe, Eds, American Society for

- Testing and Materials, Philadelphia, pp. 500-518, 1980.
26. Chaboche, J.L., Nouailhas, D., "Constitutive Modeling of Ratcheting Effects, Part I: Experimental Facts and Properties of the Classical Models", *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 111, pp. 384-392, 1989.
  27. Chaboche, J.L., Nouailhas, D., "Constitutive Modeling of Ratcheting Effects, Part II: Possibilities of Some Additional Kinematic Rules", *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 111, pp. 409-416, 1989.
  28. Moosbrugger, J.C., McDowell, D.L., "On a Class of Kinematic Hardening Rules for Nonproportional Cyclic Plasticity", *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 111, pp. 87-98, 1989.
  29. Jiang, Y., "Cyclic Plasticity with an Emphasis on Ratcheting", Doktora Tezi, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1993.
  30. Langlais, T., "Computational Methods for Multiaxial Fatigue Analysis", Doktora Tezi, University of Minnesota, 1999.
  31. Mroz, Z., "An Attempt to Describe the Behavior of Metals under Cyclic Loads Using a More General Workhardening Model", *Acta Mechanica*, Vol.7, No. 2-3, pp. 199-212, 1969.
  32. Garud, Y.S., "Multiaxial Fatigue of Metals", Doktora Tezi, Stanford University, 1981.
  33. Chu, C., "A Three-Dimensional Model of Anisotropic Hardening in Metals and Its Application to the Sheet Metal Forming", *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, Vol. 32, No. 3, pp. 197-212, 1984.
  34. Hong, N., Shaobo, L., "Biaxial Stress Fatigue Life Prediction by Local Strain Method", *International Journal of Fatigue*, Vol. 19, No.6, pp.517-522, 1997.
  35. Shang, D., Wang, D., Yao, W., "A Simple Approach to the Description of Multiaxial Cyclic Stress - Strain Relationship", *International Journal of Fatigue*, Vol.22, pp. 251-256, 2000.
  36. Hassan, T., Kyriakides, S., "Ratcheting in Cyclic Plasticity, Part I: Uniaxial Behavior", *International Journal of Plasticity*, Vol. 8, pp.91-116, 1992.
  37. Hassan, T., Kyriakides, S., "Ratcheting in Cyclic Plasticity, Part II: Multiaxial Behavior", *International Journal of Plasticity*, Vol. 8, pp.11-146, 1992.
  38. Tipton, S.M, Bannantine J.A., "Inelastic Stress-Strain Predictions for Multiaxial Fatigue Evaluations", *Advances in Multiaxial Fatigue*, ASTM STP 1191, D.L. McDowell and R.Ellis, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp. 273-297, 1993.
  39. Jiang, Y., Kurath, P., "A Theoretical Evaluation of Plasticity Hardening Algorithms for Nonproportional Loading", *Acta Mechanica*, Vol.118, pp. 213-234, 1996.
  40. Jiang, Y., Kurath, P., "Characteristics of the Armstrong-Frederick Type Plasticity Models", *International Journal of Plasticity*, Vol.12, No.3, pp. 387-415, 1996.
  41. McDowell, D.L., "Stress State Dependence of Cyclic Ratcheting Behavior of two Railway Steels", *International Journal of Plasticity*, Vol. 11, No.4, pp.397-421, 1995.
  42. Bari, S, "Constitutive Modeling for Cyclic Plasticity and Ratcheting", Doktora Tezi, North Carolina State University, 2000.
  43. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Cyclic Ratcheting of 1070 Steel Under Multiaxial Stress States", *International Journal of Plasticity*, Vol.10, No.5, pp. 579-608, 1994.
  44. Dafalias, Y.F., Popov, E.P., "A Model of Nonlinearly Hardening Materials for Complex Loading", *Acta Mechanica*, Vol.21, No. 2-3, pp. 173-192, 1975.
  45. Krieg, R.D., "A Practical Two Surface Plasticity Theory", *Journal of Applied Mechanics*, 641-646, 1975.
  46. Tseng, N.T., Lee, G.C., "Simple Plasticity Model of the Two-Surface Type", *Journal of Engineering Mechanics*, Vol.109, No.3, pp. 795-810, 1983.
  47. McDowell, D.L., "A Two Surface Model for Transient Nonproportional Cyclic Plasticity, Part I: Development of Appropriate Equations", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 52, pp. 298-302, 1985.
  48. McDowell, D.L., "A Two Surface Model for Transient Nonproportional Cyclic Plasticity, Part II: Comparison of Theory with Experiments", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 52, pp. 303-308, 1985.
  49. Bari, S, Hassan, T., "Kinematic Hardening Rules in Uncoupled Modeling for Multiaxial Ratcheting Simulation", *International Journal of Plasticity*, Vol. 15, pp. 182-198, 1999.
  50. Bari, S, Hassan, T., "Anatomy of Coupled Constitutive Models for Ratcheting Simulation", *International Journal of Plasticity*, Vol. 16, pp. 381-409, 2000.
  51. Bower, A.F., "Cyclic Hardening Properties of Hard-Drawn Copper and Rail Steel", *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, Vol.37, No.4, pp.455-470, 1989.
  52. Chaboche, J.L., Rousselier, G., "On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations, Part I: Rules Developed with Internal Variable Concept", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 105, pp. 153-158, 1983.



53. Chaboche, J.L., Rousselier, G., "On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations, Part II: Application of Internal Variable Concepts to the 316 Stainless Steels", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 105, pp. 159-164, 1983.
54. Chaboche, J.L., "Time-Independent Constitutive Theories for Cyclic Plasticity", *International Journal of Plasticity*, Vol. 2, No.2, pp. 149-188, 1986.
55. Ohno, N., Wang, J.D., "Two Equivalent Forms of Nonlinear Kinematic Hardening: Application to Non- Isothermal Plasticity" *International Journal of Plasticity*, Vol. 7, pp. 637-650, 1991.
56. Ohno, N., Wang, J.D., "Kinematic Hardening Rules with Critical State of Dynamic Recovery, Part I: Formulation and Basic Features for Ratcheting Behavior", *International Journal of Plasticity*, Vol. 9, pp. 375-390-650, 1993.
57. Ohno, N., Wang, J.D., "Kinematic Hardening Rules with Critical State of Dynamic Recovery, Part II: Applications to Experiments of Ratcheting Behavior", *International Journal of Plasticity*, Vol. 9, pp. 391-403, 1993.
58. Chaboche, J.L., "On Some Modifications of Kinematic Hardening to Improve the Description of Ratcheting Effects", *International Journal of Plasticity*, Vol. 7, pp. 641-678, 1991.
59. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Multiaxial Cyclic Ratcheting Under Multiple Step Loading", *International Journal of Plasticity*, Vol.10, No.8, pp. 849-870, 1994.
60. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Comments on Mroz Multiple Surface Type Plasticity Models", *International Journal of Solids and Structures*, Vol.33, No.7, pp.1053-1068, 1996.
61. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratcheting Plasticity, Part I: Development of Constitutive Relations", *Journal of Applied Mechanics*, Vol.63, pp.720-725, 1996.
62. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratcheting Plasticity, Part II: Comparison of Model Simulations With Experiments", *Journal of Applied Mechanics*, Vol.63, pp.726-733, 1996.
63. Ristinmaa, M., "Cyclic Plasticity Model Using One Yield Surface Only", *International Journal of Plasticity*, Vol. 11, No.2, pp. 163-181, 1995.
64. Xia, Z., Ellyin, F., "A Constitutive Model with Capability to Simulate Complex Multiaxial Ratcheting Behavior of Materials", *International Journal of Plasticity*, Vol. 13, No.1-2, pp.127-142, 1997.
65. Chaboche, J.L., Jung, O., "Application of a Kinematic Hardening Viscoplasticity Model with Thresholds to the Residual Stress Relaxation", *International Journal of Plasticity*, Vol. 13, No.10, pp. 785-807, 1998.
66. Basuroy Chowdhury, I.N., Voyiadjis, G.Z., "A Multiaxial Cyclic Plasticity Model for Nonproportional Loading Cases", *International Journal of Plasticity*, Vol. 14, No.9, pp.854-870, 1998.
67. Wang, H., Barkey, M.E. "A Strain Space Nonlinear Kinematic Hardening/ Softening Plasticity Model" *International Journal of Plasticity*, Vol. 15, pp. 755-777, 1999.

# Deformasyonlarının Modellemesi-

## Bölüm II: LOKP Bünye Denklemleri

**Mehmet Fırat**

Yardımcı Doçent

Makina Mühendisliği Bölümü  
Sakarya Üniversitesi  
Esentepe, 54040 SAKARYA

*Bu makalede iç bünye değişkenleri termodinamik kuramına dayanan gözlemsel bünye modellerinden, Lineer Olmayan Kinematik Pekleşme (LOKP) plastisite modelleri incelenecektir. İlk olarak deformasyon hızından bağımsız gözlemsel bünye modellerin temel kabulleri ve ortak matematiksel bağıntılar üzerinde duruldu. Daha sonra, literatürde önerilen akma yüzeyi kavramına dayalı üç değişik kinematik pekleşme modeli incelendi. Son olarak gerilme kontrollü orantısal eksenel yükleme altında 1026 karbon çeliğinin çevrimsel deformasyonları her üç LOKP modeli kullanılarak hesaplandı ve deneysel sonuçlarla karşılaştırıldı. Üç farklı LOKP modeliyle hesaplanan eksenel gerinimlerin, niteliksel ve niceliksel olarak ölçülen gerinimlerle uyumluluğu olduğu görüldü.*

*Anahtar Kelimeler: Orantısal Olmayan Yükleme, Lineer Olmayan Kinematik Pekleşme, Sayısal Benzetim*

### SİMGELER LİSTESİ

$\underline{\underline{\sigma}}$	gerilme tensörü
$\underline{\underline{S}}$	deviatorik gerilme tensörü
$\sigma_m$	hidrostatik gerilme
$\underline{\underline{\alpha}}$	(akma yüzeyi) öteleme tensörü
$\underline{\underline{\epsilon}}$	gerinim tensörü
$\underline{\underline{\epsilon}}^p$	plastik gerinim tensörü
$\epsilon_m$	hidrostatik gerinim
$\underline{\underline{n}}$	(akma yüzeyi) birim normal tensörü
$\sigma_y$	akma gerilmesi
dp	eşdeğer plastik gerinim adımı
f	akma yüzeyi fonksiyonu
h	plastik pekleşme modülü fonksiyonu
$\underline{\underline{L}}^{(i)}$	(i) öteleme tensörü bileşeni birim tensörü
E	elastik modül
K	hacimsel elastiklik modülü
v	Poisson sabiti

### GİRİŞ

İç bünye değişkenleri termodinamik kuramına dayanan gözlemsel plastisite bünye modelleri incelendiğinde, bu modellerin tamamında ortak olan bir dizi kuramsal kabuller olduğu görülür. Bu bünye modellerinde, malzeme deformasyon davranışı anlık

gerinim ve sıcaklık durumu gibi gözlemlenebilen değişkenlerin değerlerine ve bir dizi hayali iç değişkene bağlı olarak kurulur. Oluşturulacak matematiksel modelin karmaşıklığı, gerek malzeme deformasyon özelliklerine ve gerekse benzetimi yapılacak koşulların gereksinimlerine bağlıdır. Bu makalede incelenen Lineer Olmayan Kinematik Pekleşme (LOKP) bünye modellerinde öngörülen temel kabuller aşağıdaki gibi açıklanabilir;

#### Malzeme iç yapısı

Malzeme iç yapısı başlangıçta izotrop ve makro düzeyde homojendir. Malzeme çentiksiz numunesinin değişik genliklerde gerinim kontrollü tam çevrimli çekme-basma testlerinden elde edilen ve Masing kuralına uyan/uymayan dengelenmiş histerisiz eğrileri kullanılarak çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi oluşturulur. Bu eğride doğrusallığın gözlemlendiği en yüksek gerilme, çevrimsel akma gerilmesi olarak alınır.

#### Deformasyon özellikleri

Deformasyonların oda sıcaklığı ve ona yakın sıcaklıklarda olduğu kabul edilecektir. Bu sıcaklık aralığında birçok metal malzeme, sıcaklık değişimi geçişinin çevrimsel deformasyonlara olan etkisi mekanik yükleme formu ve yükleme geçmişine göre ihmal edilebilir. Ayrıca malzeme deformasyonları yükleme hızından bağımsızdır.

#### Geometrik kabuller

Çevrimsel yüklemeler altında geometrik değişimler ihmal edilebilir ve gözlenen deformasyonlar "küçük gerinim" hipotezine

uygundur. Bu kabul çerçevesinde belli bir malzeme noktasındaki toplam gerinim tensörü elastik ve plastik bileşenlere toplamalı olarak ayrıştırılabilir.

#### Çevrimsel yükleme

Metal malzemeye uygulanan çevrimsel yüklerin uygulama frekanslarının deformasyonlara etkisi ihmal edilebilir. Bu çerçevede çok-eksenli yüklemelerin zaman formu, dinamik karakteristiklerine göre daha önemlidir.

Sonraki bölümlerde yukarıda verilen kabuller çerçevesinde deformasyon hızından bağımsız plastisite modellerinin dayandığı temel bünye denklemleri ve LOKP pekleşme kurallarının tanıtımı yapılacaktır. Daha sonra gerilme kontrollü orantısal eksenel yükleme altında 1026 karbon çeliğinin çevrimsel deformasyonları her üç LOKP modeli kullanılarak hesaplanacak ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılacaktır.

#### **HIZDAN BAĞIMSIZ PLASTİSİTE: TEMEL DENKLEMLER**

Deformasyon hızından bağımsız iç bünye değişkenleri termodinamik kurulumuna dayanan plastisite modellerinin tamamında ortak olan bir dizi temel matematiksel bağıntılar mevcuttur. Bunlar sırasıyla elastik gerilme-gerinim bağıntıları, akma fonksiyonu, akma kuralı ve tutarlılık şartı olarak verilebilir.

#### Elastik gerilme-gerinim bağıntıları

Toplam gerinim tensörü adımı elastik ve plastik bileşenlere ayrıştırılır:

$$d\underline{\underline{\varepsilon}} = d\underline{\underline{\varepsilon}}^e + d\underline{\underline{\varepsilon}}^p \quad (1)$$

burada  $d\underline{\underline{\varepsilon}}$  toplam gerinim tensörü adımını, ve  $d\underline{\underline{\varepsilon}}^e$  ile  $d\underline{\underline{\varepsilon}}^p$  de sırasıyla elastik ve plastik gerinim tensörü adımlarını göstermektedir. Aynı toplam gerinim tensörü adımı,  $d\underline{\underline{\varepsilon}}$ , aşağıdaki gibi deviatorik ve hidrostatik adımlara ayrıştırılabilir:

$$d\underline{\underline{\varepsilon}} = d\underline{\underline{\varepsilon}} + d\underline{\underline{\varepsilon}}_m I \quad (2)$$

burada  $d\underline{\underline{\varepsilon}}$  deviatorik gerinim adımını,  $d\underline{\underline{\varepsilon}}_m$  ise hidrostatik gerinim adımını ifade eder:

$$d\underline{\underline{\varepsilon}}_m = \frac{(d\underline{\underline{\varepsilon}} : I)}{(I : I)} \quad (3a)$$

veya,

$$d\underline{\underline{\varepsilon}}_m = \frac{1}{3} (d\underline{\underline{\varepsilon}} : I) \quad (3b)$$

burada deviatorik gerinim tensörü adımının birinci değişmezi sıfırdır.

$$tr (d\underline{\underline{\varepsilon}}) = d\underline{\underline{\varepsilon}} : I = 0 \quad (4)$$

Gerinim tensörü adımı ayrıca deviatorik elastik ve hidrostatik elastik ve deviatorik plastik ve hidrostatik plastik bileşenlere ayrılabilir:

$$d\underline{\underline{\varepsilon}} = d\underline{\underline{\varepsilon}}^e + d\underline{\underline{\varepsilon}}^p + (d\underline{\underline{\varepsilon}}_m^e + d\underline{\underline{\varepsilon}}_m^p) I \quad (5)$$

Metal malzemelerin plastik sıkıştırılmasızlığı kabulü kullanılarak, hidrostatik plastik gerinim,  $d\underline{\underline{\varepsilon}}_m^p$ , sıfır olarak alınır. Bununla birlikte, toplam hidrostatik gerinim elastik olduğu kabul edilir. Elastik hidrostatik gerinim ve plastik sıkıştırılmasızlık koşulları kullanılarak toplam gerinim tensörü adımını aşağıdaki gibi tekrar ifade edilir:

$$d\underline{\underline{\varepsilon}} = d\underline{\underline{\varepsilon}}^e + d\underline{\underline{\varepsilon}}^p + d\underline{\underline{\varepsilon}}_m I \quad (6)$$

Benzer şekilde gerilme tensörü adımı,  $d\underline{\underline{\sigma}}$  deviatorik ve hidrostatik adımlara ayrıştırılabilir:

$$d\underline{\underline{\sigma}} = d\underline{\underline{\sigma}} + d\underline{\underline{\sigma}}_m I \quad (7)$$

burada hidrostatik adım

$$d\underline{\underline{\sigma}}_m = \frac{(d\underline{\underline{\sigma}} : I)}{(I : I)} \quad (8a)$$

ya da,

$$d\underline{\underline{\sigma}}_m = \frac{1}{3} (d\underline{\underline{\sigma}} : I) = \frac{1}{3} tr(\underline{\underline{\sigma}}) \quad (8b)$$

olarak tanımlanır. Deviatorik gerilme tensörü adımının birinci değişmezi sıfırdır:

$$tr d\underline{\underline{\sigma}} = d\underline{\underline{\sigma}} : I = 0 \quad (9)$$

Bu aşamada malzeme gerilme tensörü adımı ve gerinim tensörü adımı arasındaki bağıntıların deviatorik ve hidrostatik kısımlar için bağımsız olarak yazılır ve ilgili bağıntılar aşağıdaki formdadır:

$$d\underline{\underline{\sigma}}_m = 3Kd\underline{\underline{\varepsilon}}_m \quad (10)$$

ve,

$$d\underline{\underline{\sigma}} = 2Gd\underline{\underline{\varepsilon}}^e \quad (11)$$

Burada K ve G sırasıyla malzeme hacim elastiklik ve elastik kayma modülleridir. Küçük deformasyonlar kabulü ve malzeme iç yapısında bozulma olmadığı varsayımı kullanılarak elastik malzeme parametrelerinin çevrimsel plastik deformasyonlardan etkilenmediği ve izotrop olarak kaldıkları varsayılacaktır. Ayrıca plastik deformasyonlar sırasında elastik yapı değişmez.

Eşitlik (5) kullanılarak deviatorik gerilme adımı ile toplam ve plastik deviatorik gerinim adımları arasındaki eşitlik kurulabilir.

$$d\underline{S} = 2G (d\underline{e} - d\underline{e}^p) \quad (12)$$

#### Akma fonksiyonu

Akma fonksiyonu, gerilme uzayında akma yüzeyi olarak adlandırılan elastik gerilme bölgesinin sınırlarını tanımlar ve çok-eksenli gerilme durumunda her bir gerilme bileşeninin bir akma kriteri ile kurduğu özel kombinasyonu ifade eder. Deformasyon hızından bağımsız bünye modellerinde anlık gerilme noktası akma yüzeyi içinde olduğu tüm hallerde malzemenin elastik davrandığı kabul edilir. Tüm elastik ve elastik-plastik deformasyonlar sırasında anlık gerilme tensörü akma yüzeyinin içerisinde veya akma yüzeyinin üzerinde olduğu varsayılır ve akma koşulu ile ifade edilir. Deneysel çalışmalar Von Mises akma fonksiyonunun metal malzemelerin orantılı yüklemeler altındaki davranışını oldukça hassas tanımlayabildiği göstermektedir. Von Mises akma fonksiyonu aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir:

$$f = \left\| \underline{S} - \underline{\alpha} \right\| - \sqrt{2}k \quad (13)$$

burada  $\underline{\alpha}$  tensörü akma yüzeyinin merkezini ifade eder ve toplam öteleme tensörü olarak adlandırılır (Şekil 1).  $k$  parametresi malzeme kayma akma gerilmedir ve başlangıçta tam çevrimli burkma veya çekme-basma testinden elde edilen elastiklik limiti olarak alınır. Von Mises akma fonksiyonu, çevrimsel deformasyonlar esnasında, deviatorik gerilme uzayında öteleme yapabilen ve genişleyebilen bir hiperküre yüzeyi ifade eder. Ancak akma yüzeyinin gerek dönmesine ve gerekse şekil değiştirmesine izin verilmez.

#### Akma kuralı

Akma yada deformasyon kuralı, malzemenin elastik ve plastik deformasyonları esnasında, plastik gerinim adımını gerilme artışlarına ilişkilendiren bir matematiksel bağıntı olarak ifade edilebilir. Metal malzemeler üzerinde yapılan deneysel çalışmalar, Drucker [1] tarafından önerilen Normal akma kuralının uygun bir eşitlik ifade ettiğini göstermektedir. Normal akma kuralına göre, deviatorik gerilme uzayı ile plastik gerinim uzayının üst üste bindirildiğinde; plastik gerinim tensörü adımının, akma yüzeyinin anlık gerinim noktasındaki yüzey normali ile paralel olduğunu kabul edilir. Normal akma kuralı matematiksel olarak aşağıdaki eşitlikle ifade edilebilir:

$$d\underline{e}^p = \frac{1}{h} \left\langle d\underline{S} : \underline{n} \right\rangle \underline{n} \quad (14)$$

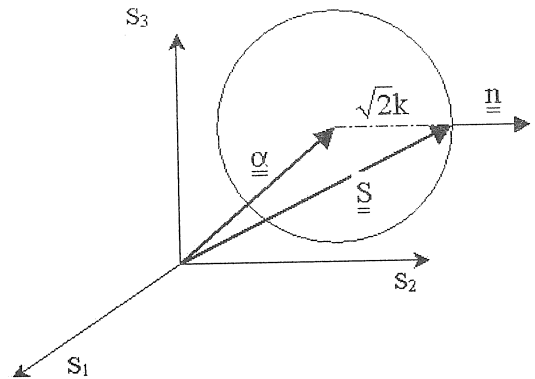
Burada  $h$  plastik pekleşme modülü olarak tanımlanır, ve  $\underline{n}$  gerilme uzayında anlık gerilme noktasında akma yüzeyi normalini ifade eden birim tensördür.  $\langle \rangle$  sembolü McCauley parantezidir.

$$\underline{n} = \frac{\partial f}{\partial \underline{\sigma}} = \frac{\partial f}{\partial \underline{\sigma}} \quad (15)$$

#### Tutarlılık şartı

Tutarlılık şartı; plastik deformasyonlar esnasında akma koşulunun sağlanmasının devamını ifade eder ve anlık gerilme noktasının akma yüzeyi üzerine kalması koşulu olarak tanımlanır [3]. Tutarlılık şartı matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$df(\underline{S}, \underline{\alpha}, k) = \frac{\partial f}{\partial \underline{S}} : d\underline{S} + \frac{\partial f}{\partial \underline{\alpha}} : d\underline{\alpha} + \frac{\partial f}{\partial k} : dk = 0 \quad (16)$$



Şekil 1. Deviatorik (asal) gerilme uzayında von Mises akma yüzeyinin gösterimi.

Akma yüzeyi von Mises fonksiyonu ile tanımlandığında tutarlılık şartı aşağıdaki eşitlikle verilir,

$$d\underline{S} : \underline{n} - d\underline{\alpha} : \underline{n} + \sqrt{2} dk = 0 \quad (17)$$

Sabit genlikli çevrimsel yükleme koşullarında, bir çok metal malzemede çevrimsel olarak dengelenmiş malzeme davranışı gözlenen bir durumdur, ve belli bir çevrim sonrasında akma yüzeyinin büyüklüğü

değişmez. Dengelenmiş deformasyon esnasında ve çevrimsel olarak dengelenmiş malzeme davranışının göz önüne alınarak tutarlılık şartı akma gerilmeden bağımsız hale gelir.

$$d\underline{S} : \underline{n} - d\underline{\alpha} : \underline{n} = 0 \quad (18)$$

Bu aşamada bir eşdeğer plastik gerinim adımı tanımlanabilir:

$$dp = \left\| d\underline{e}^p \right\| \quad (19)$$

ve normal akma kuralı kullanılarak plastik pekleşme modülü fonksiyonu aşağıdaki eşitlikle ifade edilir,

$$h = \frac{d\underline{S} : \underline{n}}{dp} \quad (20)$$

Von Mises akma fonksiyonu ve tutarlılık şartı kullanılarak, plastik pekleşme modülü fonksiyonu tekrar yazılabilir:

$$h = \frac{d\underline{\alpha} : \underline{n}}{dp} - \sqrt{2} \frac{dk}{dp} \quad (21)$$

## LİNEER OLMAYAN KİNEMATİK PEKLEŞME MODELLERİ

Önceki bölümde verilen temel bağıntılar ile birlikte, akma yüzeyinin gerilme uzayında ötelemesini ve büyüklük değişimini tanımlayan bir pekleşme kuralı tanımlanarak iç değişkenler plastisite bünye modellenmesi tamamlanır. Belli bir pekleşme kuralının tanımlanmasında iki farklı yaklaşım izlenmektedir. Birinci yaklaşımda akma yüzeyi öteleme miktarı ve yönü verilerek, plastik pekleşme modülü hesaplanabilir. Alternatif olarak akma yüzeyi öteleme yönü ve plastik pekleşme modülü eşitliği verilerek, öteleme miktarı hesaplanabilir. Akma yüzeyi öteleme tensörü ile pekleşme modülü arasındaki bağıntı, eşitlik (21) de açıkça görülmektedir.

Anlık gerinim tensörünün, akma yüzeyi öteleme denkleminde kullanıldığı pekleşme bünye modelleri literatürde Lineer Olmayan Kinematik Pekleşme (LOPK) modelleri olarak adlandırılmaktadır, ve Armstrong ve Frederick [14] tarafından önerilen akma yüzeyi öteleme denklemi sonraki yıllarda önerilen bir dizi pekleşme kuralına temel teşkil etmektedir (Şekil 2).

$$d\underline{\alpha} = a_p d\underline{\varepsilon}^p - c_a \underline{\alpha} dp \quad (22)$$

Yukarıdaki verilen akma yüzeyi öteleme eşitliğinde  $a_p$  bir malzeme sabitidir ve  $c_a$  plastik gerinim

geçmişinin bir skalar fonksiyonudur.  $c_a \underline{\alpha} dp$  terimi literatürde "gerinim hafızası" olarak adlandırılmaktadır. Chaboche [5,9,10] tarafından önerilen toplam öteleme tensörü  $\underline{\alpha}$  kavramı ve akma yüzeyi öteleme tensörünün  $m$  sayıda, eşitlik (22) verilen formda, tensör bileşeninden oluşması fikri lineer olmayan kinematik pekleşme modellerinin temel kabullerinden birini oluşturur.

$$\underline{\alpha} = \sum_{i=1}^m \underline{\alpha}^{(i)} \quad (23)$$

Metal malzemelerde; gerinim kontrollü yüklemelerde gözlenen gerilme rahatlaması ve gerilme kontrollü yüklemelerde gözlenen gerinim birikim oranının çevrim sayısına, yüklemeye genliğine bağlı olarak değişkenlik göstermesi, çevrimsel malzeme davranışının daha hassas modellenmesi gereksinimi doğurmuştur. Chaboche, Onno-Wang ve Jiang-Şehitoğlu çevrimsel gerinim birikiminde değişken oranların benzetimi için öteleme tensörü bileşenleri için "kritik gerinim durumu" şartları öne sürmüşlerdir. Jiang [14] toplam öteleme tensörü kavramına dayalı her üç model için limit yüzey kavramını ortaya atmış ve akma yüzeyi öteleme bileşenleri denklemleri için genel bir format önermişlerdir.

$$d\underline{\alpha}^{(i)} = c^{(i)} r^{(i)} \left( \underline{n} - W^{(i)} \underline{L}^{(i)} \right) dp \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (24)$$

$$\underline{n} = \frac{\underline{S} - \underline{\alpha}}{\left\| \underline{S} - \underline{\alpha} \right\|} \quad (25)$$

$$\underline{L}^{(i)} = \frac{\underline{\alpha}^{(i)}}{\left\| \underline{\alpha}^{(i)} \right\|} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (26)$$

Yukarıdaki pekleşme denkleminde,  $c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$  malzeme parametreleridir ve her bir öteleme tensörü bileşeni için hesaplanır.  $\underline{n}$  tensörü ise akma yüzeyinin anlık gerilme noktasındaki birim normali ifade eder.  $\underline{L}^{(i)}$  tensörü her bir öteleme tensörü bileşeni birim tensörünü göstermektedir.  $dp$  eşdeğer plastik gerinim adımıdır.  $W^{(i)}$  ise her bir öteleme tensörü bileşeni için tanımlanan bir tensör skalar fonksiyondur. Chaboche, Onno-Wang ve Jiang-Şehitoğlu tarafından önerilen "kritik gerinim durumu" tanımlamaları  $W^{(i)}$  fonksiyonları ile özetlenebilir:

Chaboche :

$$W^{(i)} = \left\langle 1 - \frac{\kappa^{(i)}}{\|\underline{\alpha}^{(i)}\|} \right\rangle \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (27)$$

Onno-Wang :

$$W^{(i)} = \left( \frac{\underline{\alpha}^{(i)}}{r^{(i)}} \right)^{\chi^{(i)}} \left\langle n : \underline{L}^{(i)} \right\rangle \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (28a)$$

$$g^{(i)} = \|\underline{\alpha}^{(i)}\| - r^{(i)} \leq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (28b)$$

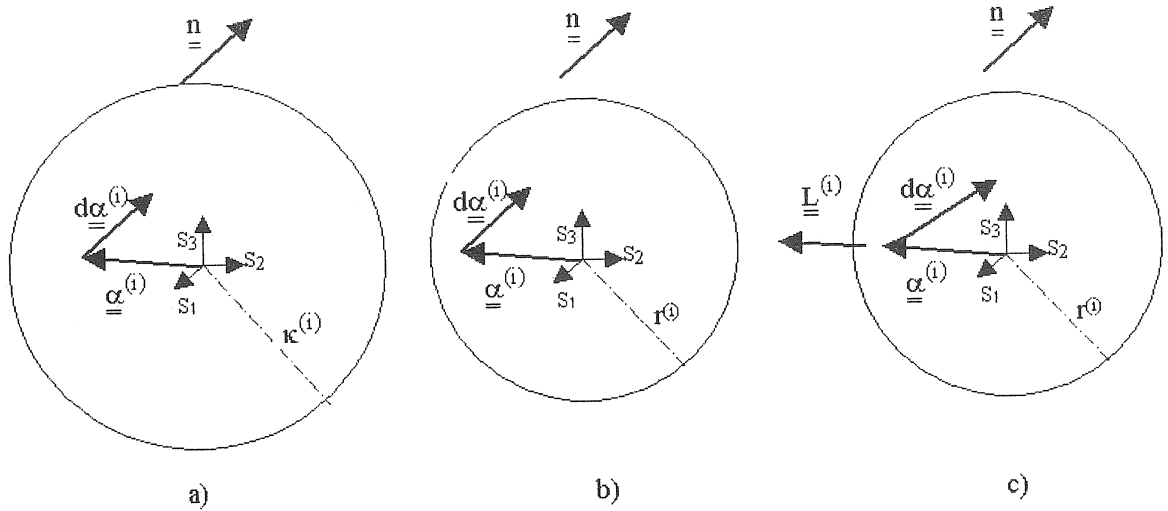
Jiang-Şehitoğlu:

$$W^{(i)} = \left( \frac{\|\underline{\alpha}^{(i)}\|}{r^{(i)}} \right)^{\chi^{(i)+1}} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (29)$$

Chaboche modelinde her bir öteleme tensörü bileşeni için tanımlanan  $\kappa^{(i)}$  sabitleri kritik gerilme

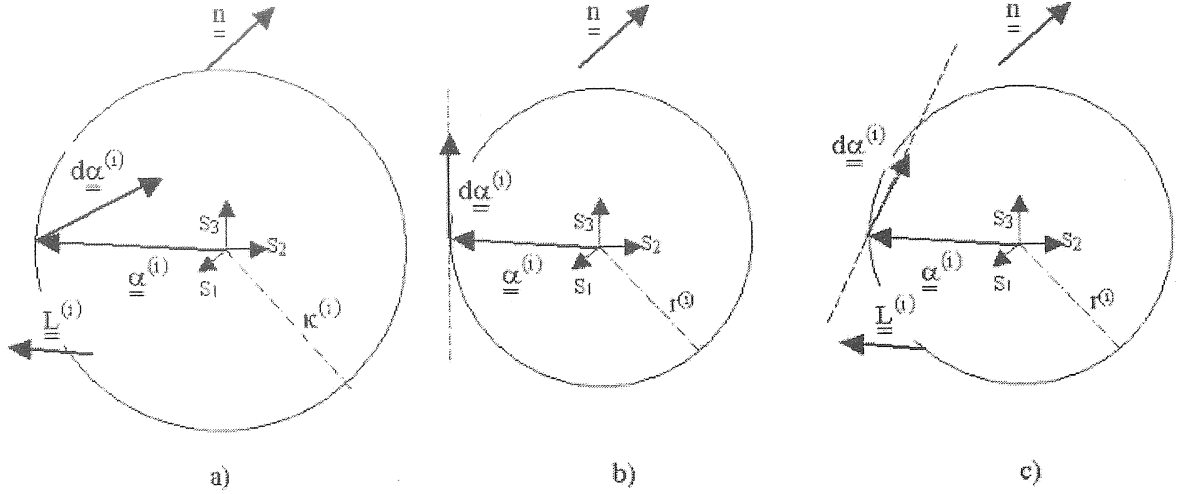
parametresi olarak ifade edilebilir. Belli bir öteleme tensörü bileşeni normu,  $\|\underline{\alpha}^{(i)}\|$ ,  $\kappa^{(i)}$  değerinden

küçükken pekleşme kuralı lineerdir, ve  $\kappa^{(i)}$  değerinden büyük olduğunda pekleşme kuralında gerinim belleği etkisi orantısız olarak etkin hale gelir. Onno-Wang tarafından önerilen pekleşme modelinde her bir öteleme tensörü bileşeni için tanımlanan sınırlama yüzeyi,  $g^{(i)}$ , lineer ve lineer olmayan pekleşme kurallarının etkinliğinde belirleyici olmakla birlikte yeterli değildir. Bununla birlikte gerinim belleği etkisinde belli bir öteleme tensörü bileşeninin yönüne göre aktif hale gelmektedir. Onno-Wang eşitliğinde  $H(x)$  fonksiyonu Heaviside adım fonksiyonudur. Chaboche ve Onno-Wang pekleşme modellerine göre gerinim bellek etkisi akma yüzeyi öteleme tensörü bileşeninin sınırlama yüzeyi,  $g^{(i)}$ , içinde olduğu durumlarda ortadan kalmaktadır. Diğer taraftan Jiang-Şehitoğlu modelinde süreklilik söz konusudur ve ancak birikim üst kat sayıları,  $\chi^{(i)}$ , sıfırdan farklı olduğunda lineer kural sınır yüzeyi içinde yaklaşık olarak sağlanmaktadır. Gerinim bellek etkisinin her üç modele göre akma yüzeyi öteleme tensörü bileşeninin sınırlama yüzeyi içinde ve üzerinde olduğu durumlarda pekleşmeye olan katkısı Şekil 2 ve Şekil 3'de şematik olarak verilmiştir.



Şekil 2. Öteleme tensörü bileşeninin sınırlama yüzeyi içinde değişimi; a)Chaboche modeli, b)Onno-Wang modeli, c)Jiang-Sehitoglu modeli.





Şekil 3. Öteleme tensörü bileşeninin sınırlama yüzeyi üzerinde değişimi; a) Chaboche modeli, b) Onno-Wang modeli, c) Jiang-Sehitoglu modeli.

Her üç modelde de akma yüzeyi toplam öteleme tensörünün yönü ve öteleme büyüklüğü tanımlanır ve tutarlılık şartı kullanılarak anlık plastik pekleşme modülü hesaplanır.

Chaboche :

$$h = \sum_{i=1}^m \frac{3}{2} c^{(i)} r^{(i)} \left( 1 - \left\langle 1 - \frac{\kappa^{(i)}}{\|\alpha^{(i)}\|} \right\rangle L^{(i)} : n \right) dp - \sqrt{2} \frac{dk}{dp} \quad (30)$$

(i = 1, 2, ..., m)

Onno-Wang :

$$h = \sum_{i=1}^m c^{(i)} r^{(i)} \left( 1 - H(g^{(i)}) \left( \frac{\alpha^{(i)}}{r^{(i)}} \right)^{\chi^{(i)}} \left\langle n : L^{(i)} \right\rangle \right) dp - \sqrt{2} \frac{dk}{dp} \quad (31)$$

(i = 1, 2, ..., m)

Jiang-Şehitoğlu :

$$h = \sum_{i=1}^m c^{(i)} r^{(i)} \left( 1 - \left( \frac{\|\alpha^{(i)}\|}{r^{(i)}} \right)^{\chi^{(i)+1}} L^{(i)} : n \right) dp - \sqrt{2} \frac{dk}{dp} \quad (32)$$

(i = 1, 2, ..., m)

Pekleşme modülü ifadelerinde; soldaki toplamı terim, deviatorik gerilme uzayında akma yüzeyi ötelemesinin ve sağdaki terimse akma yüzeyinin

büyüklik değişiminin pekleşmeye olan etkisini ifade

eder. Esitliklerdeki malzeme parametreleri, çevrimsel davranışını modellemede üstlendikleri farklı fonksiyonlar nedeniyle iki gruba ayrılır.  $\kappa^{(i)}$  ve  $\chi^{(i)}$  parametreleri, dengelenmiş orantısız yüklenme koşulu altında minimal etkiye sahiptir; ancak dengelenmemiş orantısız olmayan yüklenme koşullarında bu iki parametre grubu çevrimsel gerinim birikimi davranışı belirleyen sayısal parametrelerdir. Bu parametrelerinde hesaplanmasında, tek-eksenli dengelenmemiş orantısız ve çift-eksenli orantısız olmayan çevrimsel test verilerine ihtiyaç vardır. Bu testlerde malzemenin ince-cidarlı boru numunelerinin eksensel çekme-basma ve burkma yükleri uygulanır. Her iki parametre seti sıfır olarak alınabilir ve bu durumda dengelenmemiş yükler altında yüklenme genliğine bağlı olarak daha hızlı bir çevrimsel dengelenme elde edilmiş olur. Diğer taraftan,  $c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$  parametre setlerinin belirlenmesinde, tam çevrimli çekme-basma testleriyle farklı gerinim genliklerinde elde edilen çevrimsel olarak dengelenmiş malzeme histeresiz eğrisi kullanılır. Histeresis gerilme-gerinim eğrisinden, çevrimsel elastik limit ile maksimum gerilme arasındaki aralıkta m adet nokta seçilir (Şekil 4). Belli bir öteleme tensör bileşeni için  $c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$  parametreleri sırasıyla aşağıdaki iki denklem kullanılarak hesaplanır,

$$c^{(i)} = \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{1}{\underline{\varepsilon}_{a(i)}^p} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (33)$$

$$r^{(i)} = \frac{2}{3} \frac{H_{(i)} - H_{(i+1)}}{c^{(i)}} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (34)$$

burada (i-1) ile (i) noktaları arasındaki eğim  $H_{(i)}$  dır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

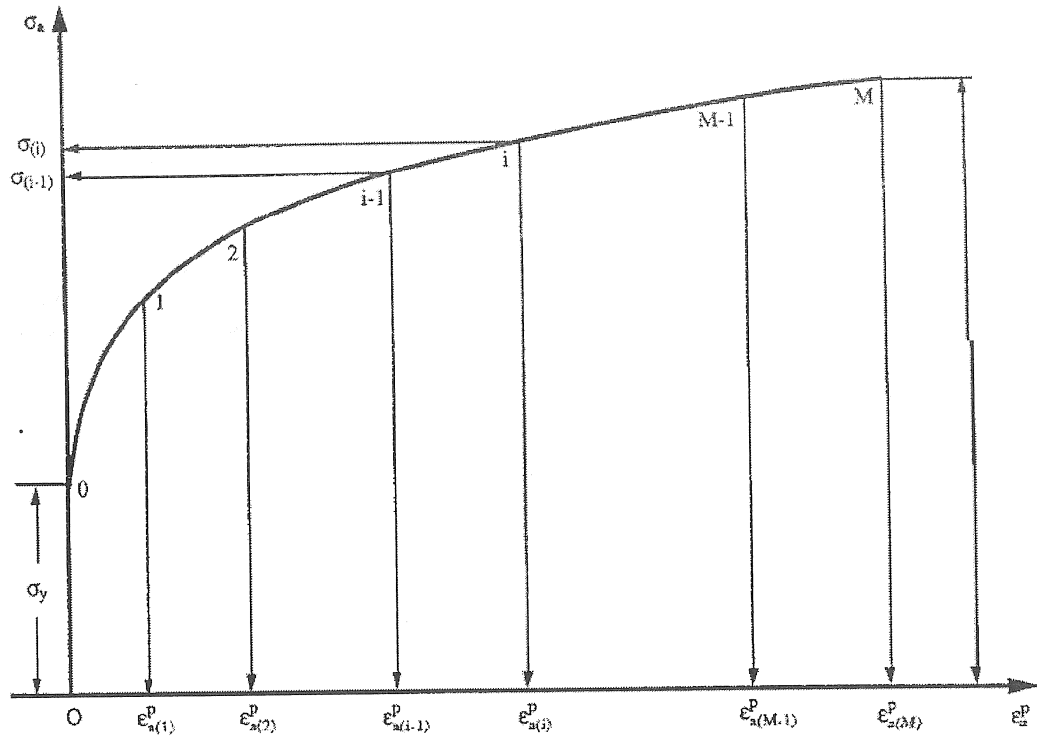
$$H_{(i)} = \frac{\sigma_{a(i)} - \sigma_{a(i-1)}}{\varepsilon_{a(i)}^p - \varepsilon_{a(i-1)}^p} \quad (i=1,2,\dots,m) \quad (35)$$

hesaplama aşağıda verilen koşullar geçerlidir:

$$\sigma_{a(0)} = \sigma_0 = \varepsilon_{a(0)} = 0 ; H_{(m+1)} = 0 \quad (36)$$

Literatürde, LOKP bünye denklemlerinin sayısal çözümüne yönelik temel iki yaklaşım önerilmiştir [18-20]. En çok uygulanan sayısal çözüm yöntemi; gerilme uzayında geometrik-trigonometrik bağıntılara dayanan ve önceki kısımlarda diferansiyel forma verilen bünye denklemlerinin, belli bir gerilme veya gerinim zaman değişiminin temel yüklemeye girdisi olarak alındığı eksplisit yaklaşımlardır. Ancak özellikle fazla sayıda cevrimden oluşan yüklemelerde, sayısal çözüm hatasının birikimi geometrik yaklaşımlarla belirlenmesi mümkün değildir. Diğer yaklaşım da ise, özellikle sonlu elemanlar yönteminde ağırlıklı olarak uygulanan ve belli bir gerilme veya gerinim zaman değişiminin

temel yüklemeye girdisi olarak alındığı, zaman adımlama yöntemleridir. Bu makalede diferansiyel formda verilen bünye denklemleri zaman adımlamalı çözümü, gerek uygulama basitliği gerekse adım büyüklüğünden bağımsız bir yakınsama nitelikleri nedeniyle kapalı(implicit) "Euler geri-adım ayrıklaştırması" yöntemiyle yapılmıştır [18]. Chaboche ve Cailletaud [19] tarafından önerilen adımlı çözüm algoritmasında belli bir zaman adımında gerçek çözüme yakınsama koşulu; Hartmann ve Haupt [20] tarafından eşdeğer gerilme adımı için önerilen bir lineer olmayan skalar fonksiyon kullanılarak tanımlanmıştır. Lineer olmayan skalar denklem, birbirini takip eden yerine koymalarla gerçekleştirilen yinelemelerle ve bu yinelemeler sırasında toplam öteleme tensörünü ve akma fonksiyonunu güncellenmesiyle çözülür, bu yaklaşım "tekrarlı hesaplama ve yerine koyma algoritması" olarak da adlandırılır. Verilen bir zaman adımı için birikmiş plastik gerinim adımının yakınsama değeri bulunduğu, zaman adımı sonundaki gerilme-gerinim tensörleri güncellenir. Bu yaklaşımın detayları [19]'da verilmiştir.



Şekil 4. Dengelenmiş çevrimsel gerilme-gerinim eğrisinden m noktanın seçimini gösteren şematik.

## UYGULAMA ÖRNEĞİ

Literatürde farklı mikro yapılarda metallere üzerinde yapılmış tek-eksenli ve çok-eksenli gerilme ve/veya gerinim kontrollü çevrimsel yüklemeye deneyleri yayınlanmıştır. Bu deneylerin bir kısmında kullanılan malzemeler çevrimsel sertleşme ve yumuşama özelliklerine sahiptir veya tek-eksenli çekme-basma davranışları simetrik değildir. Ayrıca çok-eksenli gerilme veya gerinim kontrollü yüklemeler altında, birçok malzemede gözlenen orantısız olmayan pekleşme davranışı belli bir çevrimsel bünye modelinin değerlendirmesinde belirsizliklere yol açabilir. Bu çerçevede, önceki bölümlerde açıklanan LOKP bünye modellerinin değerlendirilmesinde; Masing davranışı gösteren (tek-eksenli çekme-basma davranışları simetrik) ve çevrimsel dengelenmesi hızlı bir malzemenin, orantısız ve gerilme kontrollü, tek-eksenli çevrimsel yüklemeye deneyleri uygun olacaktır. Bu amaçla, Hassan ve Kyriakides [17] tarafından 1026 Karbon çeliği kullanılarak çentiksiz malzeme numunelerinin çevrimsel eksenel gerilme-kontrollü testleri, her üç LOKP modelinin değerlendirilmesinde kullanıldı. Gerek test edilen malzemenin genel imalat sektöründe sıkça kullanılan bir malzeme olması ve gerekse seçilen yüklemeye yollarının otomotiv sektöründe, yapısal elemanların mekanik yorulma testlerinde uygulanan servis yüklerinin genel formlarında olmaları endüstriyel önem taşımaktadır.

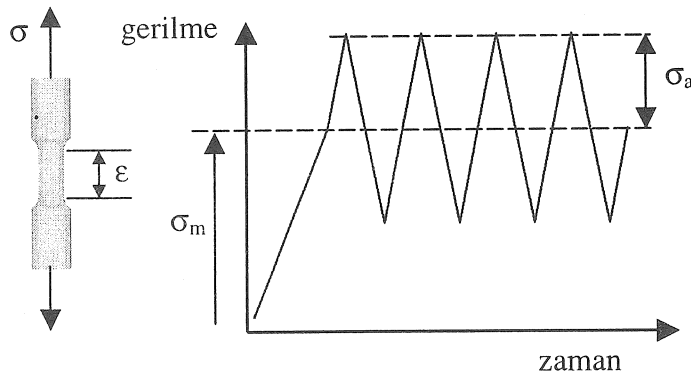
### Sabit Genlikli Eksenel Yüklemeye Testleri

Hassan ve Kyriakides [17], önerdikleri iki-yüzey plastisite bünye modelini doğruma amacıyla, 1026 karbon çeliğinden yapılmış silindirik çentiksiz malzeme numunelerinin çevrimsel eksenel gerilme-kontrollü testlerini yapmışlardır. Bu testlerde önce statik bir eksenel çekme gerilme malzemeye uygulanır ve sabit genlikli çevrimsel bir gerilme bu statik yüke eklenir (Şekil 5). Statik ve çevrimsel

gerilme değeri değiştirilerek, oluşan çevrimsel eksenel gerinim ölçülür. 1026 karbon çeliğinin çevrimsel gerilme-gerinim eğrisi adımli test ile elde edilmiştir ve çevrimsel olarak simetrik bir histeresis eğrisi rapor edilmiştir. Malzeme elastiklik limiti ve modülü sırasıyla 200 MPa ve 190 GPa'dır, ve Poisson's sabiti 0.28 olarak verilmiştir. Çevrimsel gerinim-gerinim eğrisi Ramberg-Osgood eşitliğiyle ifade edilebilir ve mukavemet katsayısı ve üst sabiti sırasıyla 1155 MPa ve 0.208 olarak belirlenmiştir. Burada, testlerden çevrimsel gerinim genliğinin sabit ve statik gerilme değerinin değiştirildiği tek bir set incelenecektir (Şekil 5). Seçilen sette statik gerinim değerleri elastiklik sınırları içindedir ve elastik-plastik gerinimler sadece çevrimsel yüklemeye bileşeni sebebiyle oluşmaktadır. Bu koşul, çevrimsel gerinim birikiminin hesaplanmasında her üç LOKP kuralında önerilen "kritik gerinim durumu",  $W^{(i)}$ , fonksiyonlarının direkt değerlendirilmesine imkan sağlamaktadır. Bu kısımda önceki bölümlerde açıklanan üç LOKP modeli kullanılarak bu testlerden bir setinin benzetimi yapıldı.

### Malzeme Davranışının Bilgisayar Benzetimi

Çevrimsel eksenel deformasyonun hesaplanmasında her üç modelde akma yüzeyi toplam öteleme tensörü 5 bileşenden oluşturuldu ve malzeme  $c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$  parametreleri önceki bölümde açıklanan prosedür göre gerilme-gerinim eğrisi kullanılarak hesaplandı. Chaboche modelinde belli bir öteleme tensör bileşeni için gerinim bellek parametresi,  $K^{(i)}$ , öteleme bileşeni limit yüzey büyüklük parametresi  $r^{(i)}$ 'ne eşit alınmıştır. Seçilen yüklemeye yolunun orantısız olmasından dolayı tüm öteleme tensör bileşenleri için  $\chi^{(i)}$  parametreleri sıfır olarak alındı.



Şekil 5. Hassan ve Kyriakides [17] testlerinde statik ve çevrimsel gerilme değeri gösteren şematik.

TESTLER	1	2
$\sigma_m$ (MPa)	100	200
$\sigma_a$ (MPa)	250	250

Bu yolla her üç LOKP modelinde tanımlanan "kritik gerilme durumu" şartlarının, dengelenmemiş orantısız yüklem koşullarında tutarlılıklarını karşılaştırılması ve değerlendirilmesi mümkün olacaktır. Hesaplanan  $c^{(i)}$  ve  $r^{(i)}$  parametreleri Tablo 1'de verilmiştir. Her iki test esnasında çevrimsel gerilim birikimini gözlenmektedir (Şekil 6a) ve bu sebeple belli bir çevrim için eksensel gerilme-gerinim döngüsü kapanmamaktadır (Şekil 6b). Gerek deneysel gerekse benzetim sonuçlarının değerlendirilmesi amacıyla tanımlanan çevrime bağlı gerilim birikimi,  $\Delta\epsilon^{(i)}$ , ve çevrimsel gerilim,  $\epsilon^{(i)}$ , Şekil 6 de verilmiştir.

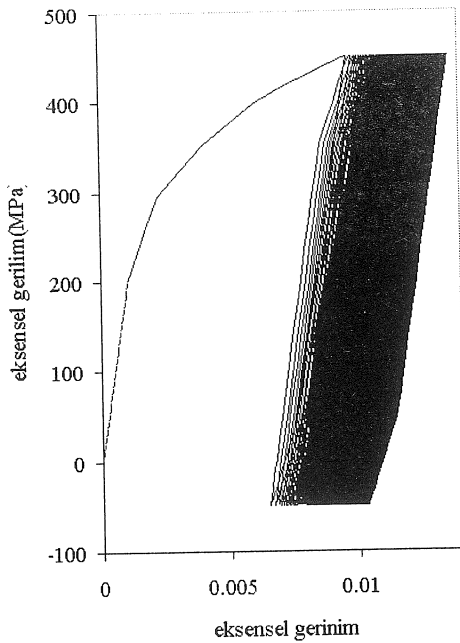
Tablo 1. LOKP modeli malzeme parametreleri

Tensör Bileşeni	C(i)	r(i)(MPa)
1	2367.0	17.8
2	794.2	23.8
3	363.3	26.2
4	191.4	27.3
5	110.2	84.6

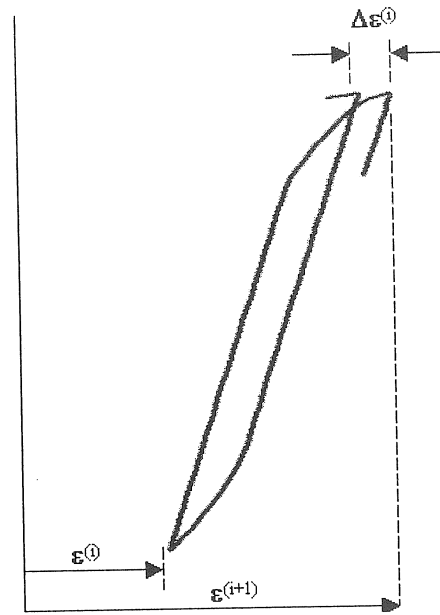
Test 1 ve test 2 benzetimleri, deneysel verilere paralel olarak, ilk 10,000 ve 6,000 çevrim için yapılmıştır. Üç LOKP modeliyle her iki test için

hesaplanan eksensel gerilim ve ölçülen gerilimlerin çevrimsel değişimi incelendiğinde, tüm modellerin niteliksel olarak uyumluluğu gözlenmektedir (Şekil 7). Deneysel gözlenen gerilim-çevrim eğrilerinin eğimi,  $d\epsilon/dN$ , statik gerilme büyüklüğüne bağlıdır.

İlk testte gözlenen gerilim-çevrim eğrilerinin eğimi, 0-10,000 çevrim bandı incelendiğinde sabit olarak alınabilir, diğer taraftan ikinci test için bu durum daha çok lineer bir nitelik taşımaktadır. Bu kapsamda deneysel gerilim değişimiyle en iyi korelasyon Onno-Wang ve Jiang-Sehitoglu modellerinde gözlenmektedir. Bununla birlikte Chaboche tarafından önerilen öteleme tensörü "kritik gerilme durumu" formunun ortalama gerilme değerinden etkilenmesinin, 1026 çeliğinin gözlenen davranışına uygun olmadığı söylenebilir. Ancak literatürde 316 paslanmaz çeliğiyle yapılan testlerde, bu etkileşimin daha tutarlı sonuçlar verdiği rapor edilmiştir [21]. Tek-eksenli sabit genlikli yüklemeler için çevrime bağlı gerilim birikiminde,  $\Delta\epsilon^{(i)}$ , ortalama gerilimin belirleyici parametre olarak öne çıkmaktadır, ayrıca mekanik yorulma değerlendirmesinde oldukça önemli olan bu olgunun LOKP modelleriyle niteliksel ve niceliksel olarak uygun benzetimi yapılabilmektedir.

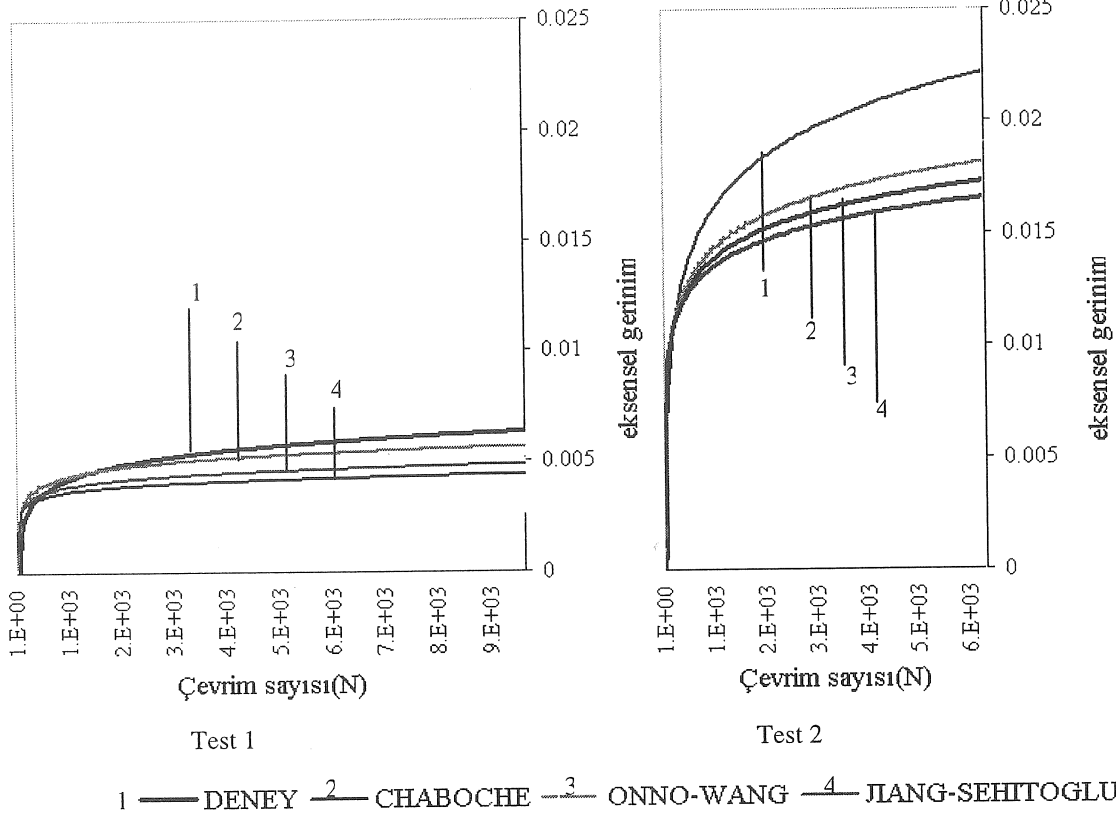


a)



b)

Şekil 6. a) Onno-Wang modeliyle test 2 benzetimi, b) tipik bir eksensel gerilme-gerinim döngüsünü gösteren şematik.



Şekil 7. Test 1 ve test 2 için deneysel ve hesaplanan çevrimsel gerinim değişimi.

## SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu makalede, tipik mühendislik metallerinin çevrimsel deformasyonlarının bilgisayar benzetimine yönelik gözlemsel plastisite modellerinin temel kabulleri ve ortak matematiksel bağıntılar incelendi. Deformasyon hızından bağımsız Lineer Olamayan Kinematik Pekleşme bünye modellerinin temel özellikleri ve literatürde önerilen toplam akma yüzeyi kavramına dayalı üç kinematik pekleşme modeli ve ilgili "kritik gerilme durumu" fonksiyonları incelendi. Daha sonra Hassan ve Kyriakides tarafından yapılan 1026 karbon çeliğinin gerilme-kontrollü orantısal eksensel yükleme testlerinde gözlenen çevrimsel deformasyonlar, her üç LOKP modeli kullanılarak hesaplandı. Çentiksiz malzeme numunesinin basit çevrimsel testlerinden elde edilen gerilme-gerinim eğrilerinin, her üç modelin "kritik gerilme durumu" belirlenmesinde yeteri hassasiyette sonuçlar verdiği görüldü. Üç LOKP modeliyle hesaplanan eksensel gerinimlerin, niteliksel ve niceliksel olarak ölçülen gerinimlerle uyumluluğu olduğu görüldü. Bununla birlikte Chaboche tarafından önerilen öteleme tensörü "kritik gerilme durumu" formunun ortalama gerilme

değerinden etkilenmesinin, 1026 çeliğinin gözlenen davranışına uygun olmadığı sonucuna varıldı. Mühendislik metallerinin yorulma dayanım hesaplamalarına ortalama gerilme etkilerinin LOKP modelleriyle uygun şekilde modellenebileceğine dikkat çekildi.

## MODELING OF CYCLIC MATERIAL DEFORMATIONS PART II: NONLINEAR KINEMATIC HARDENING MODELS

In this paper, the fundamental assumptions and mathematical relationships of phenomenological plasticity models used in the computer simulation of cyclic deformation of typical engineering metals are summarized. Firstly, the rate-independent plasticity models in conjunction with the kinematic hardening models and the corresponding "critical stress state" functions are investigated. Then, the stress-controlled tests of 1026 carbon steel performed by Hassan ve Kyriakides under cyclic uniaxial loading are simulated with the three nonlinear kinematic hardening models. The use of cyclically-stabilized

stress-strain curves of the material for the determination of "critical stress state" functions in each of three models is regarded as an appropriate approach from a practical point of view. Furthermore, the simulations of the cyclic deformations based on three kinematic models are observed to be in agreement with experimental results both qualitatively and quantitatively. However, the relatively poor-performance with the Chaboche model is observed to be the dependence of "critical stress state" function on the mean stress in the particular case considered here. Finally, the capability of nonlinear kinematic hardening models in the modeling of mean stress effects in the fatigue damage assessment of metallic structures under complex cyclic deformations is pointed out.

#### KAYNAKÇA

1. Lemaitre, J., Chaboche, J.L., "Mechanics of Solid Materials", Cambridge University Press, New York, 1990.
2. Lubliner, J., "Plasticity Theory", Macmillan Publishing Company, New York, 1990.
3. Khan, A.S., Huang, S., "Continuum Theory of Plasticity", John Wiley & Sons Inc., New York, 1995.
4. Drucker, D.C., Palgen, L., "On the Stress-Strain Relations Suitable for Cyclic and Other Loadings", Journal of Applied Mechanics, Vol. 48, pp. 479-485, 1981.
5. Chaboche, J.L., "Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity", International Journal of Plasticity, Vol. 5, pp. 247-302, 1989.
6. Hashiguchi, K., "Mechanical Requirements and Structures of Cyclic Plasticity Models", International Journal of Plasticity, Vol. 9, pp. 721-748, 1993.
7. Watanabe, O., Atluri, S.N., "Constitutive Modeling of Cyclic Plasticity and Creep Using an Internal Time Concept", International Journal of Plasticity, Vol. 2, No.2, pp. 107-134, 1986.
8. Valanis, K.C., "Fundamental Consequences of a New Intrinsic Time Measure Plasticity as a Limit of the Endochronic Theory", Archives of Mechanics, Vol.32, No.2, pp. 171-191, Warsaw, 1980.
9. Chaboche, J.L., "Time-Independent Constitutive Theories for Cyclic Plasticity", International Journal of Plasticity, Vol. 2, No.2, pp. 149-188, 1986.
10. Chaboche, J.L., "On Some Modifications of Kinematic Hardening to Improve the Description of Ratcheting Effects", International Journal of Plasticity, Vol. 7, pp. 641-678, 1991.
11. Ohno, N., Wang, J.D., "Two Equivalent Forms of Nonlinear Kinematic Hardening: Application to Non- Isothermal Plasticity" International Journal of Plasticity, Vol. 7, pp. 637-650, 1991.
12. Ohno, N., Wang, J.D., "Kinematic Hardening Rules with Critical State of Dynamic Recovery, Part I: Formulation and Basic Features for Ratcheting Behavior", International Journal of Plasticity, Vol. 9, pp. 375-390-650, 1993.
13. Ohno, N., Wang, J.D., "Kinematic Hardening Rules with Critical State of Dynamic Recovery, Part II: Applications to Experiments of Ratcheting Behavior", International Journal of Plasticity, Vol. 9, pp. 391-403, 1993.
14. Jiang, Y., "Cyclic Plasticity with an Emphasis on Ratcheting", Doktora Tezi, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1993.
15. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratcheting Plasticity, Part I: Development of Constitutive Relations", Journal of Applied Mechanics, Vol.63, pp.720-725, 1996.
16. Jiang, Y., Sehitoglu, H., "Modeling of Cyclic Ratcheting Plasticity, Part II: Comparison of Model Simulations With Experiments", Journal of Applied Mechanics, Vol.63, pp.726-733, 1996.
17. Hassan, T., Kyriakides, S., "Ratcheting in Cyclic Plasticity, Part I: Uniaxial Behavior", International Journal of Plasticity, Vol. 8, pp.91-116, 1992.
18. Simo, J.C., Hughes, T.J.R., "Computational Inelasticity", Springer-Verlag New York Inc., New York, 1998.
19. Chaboche, J.L., Cailletaud, G., "Integration Methods for Complex Plastic Constitutive Equations", Computer methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 133, pp. 125-155, 1996.
20. Hartmann, S., Haupth P., "Stress Computation and Consistent Tangent Operator Using Non-Linear Kinematic Hardening Models", International Journal For Numerical Methods in Engineering", Vol.36, 3801-3814, 1993.
21. Chaboche, J.L., Rousselier, G., "On the Plastic and Viscoplastic Constitutive Equations, Part II: Application of Internal Variable Concepts to the 316 Stainless Steels", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 105, pp. 159-164, 1983.



# Sürtünme Karıştırma Kaynağı ile Birleştirilen Alüminyum Alaşımı Levhaların Mekanik Özellikleri

**Mustafa Kemal Külekci**

Mersin Üniversitesi, Tarsus Teknik  
Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi  
Bölümü, Tarsus – MERSİN

*Bu çalışmada yeni geliştirilmiş bir katı hal birleştirme yöntemi olan sürtünme karıştırma kaynağı (SKK) kullanılarak, TS-EN AW-2014 (AlCu<sub>4</sub>SiMg) alüminyum alaşımı levhaların kaynak işleminde elde edilen kaynaklı bağlantıların mekanik özellikleri incelenmiştir. Sürtünme karıştırma kaynakları geleneksel yarı otomatik freze tezgahında gerçekleştirilmiştir. Kaynaklı bağlantıların mekanik özelliklerini değerlendirmede, çekme, Charpy çentikli darbe deneyleri ile Brinell sertlik testi kullanılmıştır. Yapılan çekme deneylerinde Sürtünme karıştırma kaynağı ile birleştirilen numunelerin çekme dayanımları esas metalin çekme değerlerine yakın çıkmıştır. Geleneksel MIG kaynağı ile birleştirilen numunelerin çekme testi sonuçları SKK tekniği ile elde edilen numunelerin çekme değerinin %50 daha altında olduğu tespit edilmiştir. Çekme test sonuçları değerlendirildiğinde; SKK numunelerinde % uzama değerleri, esas metal % uzama değerine yakın çıkmıştır. Çentikli darbe deneyinde SKK tekniği ile birleştirilen numunelerin kırılması için gerekli enerji miktarı 90 J olarak tespit edilmiştir. Geleneksel MIG yöntemi ile birleştirilen numunelerde ise söz konusu enerjinin 6 J civarında olduğu test edilmiştir. Kaynak bölgesinde yapılan sertlik değeri ölçümlerinde, kaynak bölgesindeki sertlik değerleri değişiminin SKK yönteminde, geleneksel MIG kaynağına nazaran daha düşük seviyelerde olduğu görülmüştür. Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar SKK yönteminde daha az ısı enerjisi kullanılması ve metallerde ergimenin olmaması birleştirmelerin mekanik özellikleri üzerinde olumlu yönde etkisi olmuştur.*

*Anahtar Kelimeler: Sürtünme karıştırma kaynağı, Sürtünme kaynağı, Yeni kaynak teknolojileri*

## GİRİŞ

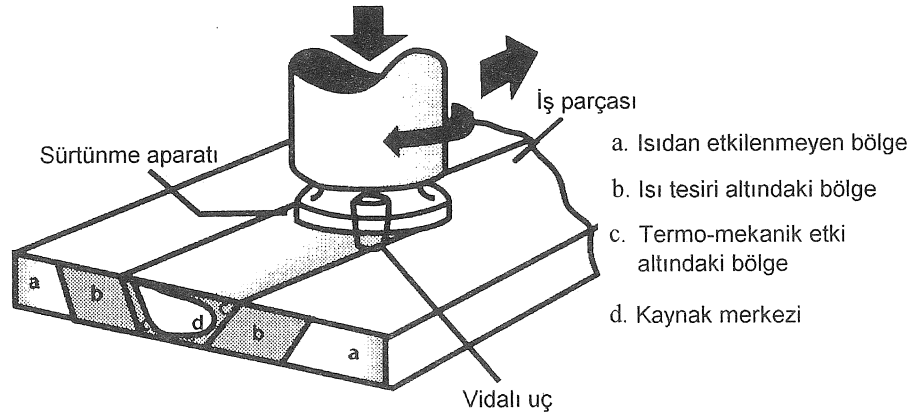
Günümüzde ülkeler malzeme bilimi ve malzeme işleme teknolojisi üzerinde oldukça büyük araştırmalar yapmakta ve bu alanda kullanılmak üzere kaynak yaratmaktadırlar [1,2,3]. Sürtünme karıştırma kaynağı (SKK) bu araştırmalar sonucunda geliştirilmiş, Amerika ve bazı Avrupa ülkelerinde henüz kullanılmaya başlanılmış olan ileri bir kaynaklı imalat yöntemidir [1]. Söz konusu yöntem, geleneksel ergitme kaynağına alternatif olarak geliştirilmiş oldukça ekonomik katı hal kaynak yöntemidir. Bu yöntemde koruyucu gaz, ilave kaynak metali ve kaynak edilecek parçalarda kaynak ağız hazırlamaya gerek duyulmamaktadır. Sürtünme karıştırma kaynağı ile yapılan kaynaklarda elde edilen kaynak kalitesi tekrarlanabilir niteliktedir [4,5]. Kaynak işlemi esnasında kaynağı yapan personeli olumsuz etkileyecek zararlı gazlar ve ışınlar oluşması gibi bir risk söz konusu değildir. Yöntemin en önemli uygulama alanı alüminyum ve alüminyum

alaşımının kaynaklı birleştirilmesi uygulamalarıdır [6]. Bilindiği üzere alüminyum alaşımlarının oldukça hafif olmasına karşılık, mukavemet özelliklerinin oldukça yüksek olması nedeniyle bu malzemeler günümüzde savunma sanayii, otomotiv, demiryolu vagonları imalatı, uçak sanayii ve makine imalat sanayisinde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak bu alaşımlarda karşılaşılan en önemli problem, alaşımların kaynaklı birleştirmelerinden karşılaşılan sorunlardır [7,8]. Bu malzemelerin geleneksel kaynak yöntemleriyle kaynaklı birleştirilmeleri oldukça zor olmakla beraber elde edilen mekaniksel özellikler istenilen değerlerden uzaktır [9]. Sıvı hal kaynak yöntemleri ile alüminyum alaşımlarının kaynağında yüksek miktarda çatlak ve gözenek (porozite) oluşumu söz konusudur. Alüminyum alaşımlarında meydana gelen çatlak oluşumunun nedeni, bu alaşımların katılma sıcaklık aralıklarının geniş olması ve ısıl genleşme katsayılarının yüksek olmasıdır [10]. Bir katı hal kaynağı olan sürtünme karıştırma kaynağında ise kaynak bölgesi ergime

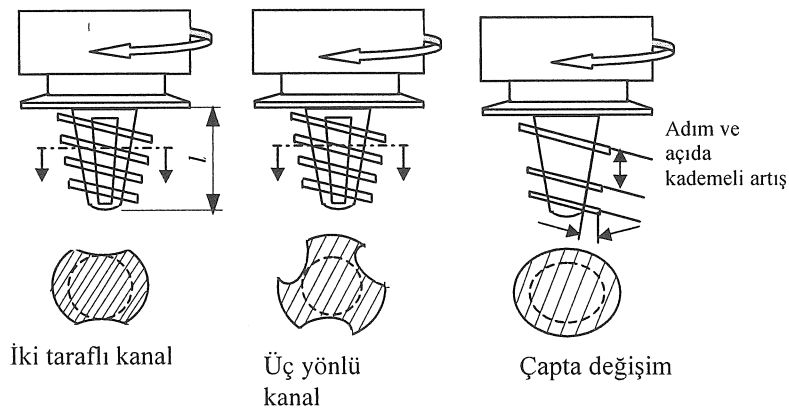
sıcaklıklarına kadar ısıtılmadığından bu olumsuzluklar önemli ölçüde giderilebilmektedir. Şekil 1. de sürtünme karıştırma kaynağı yönteminin uygulanış şekli şematik olarak verilmiştir. Şekil 2. de ise sürtünme ve karıştırma kaynak işleminde kullanılmakta olan sürtünme aparatlarının değişik tasarımları verilmiştir [1]. Sürtünme aparatlarının kaynak işlemi esnasında metal içerisinde kalan uç kısımları daha iyi bir karıştırma işlemi sağlayacak tarzda şekillendirilmektedirler. Aparatın kaynak esnasında metal içerisinde kalan uç kısmının  $l$  boyu (Şekil 2), tek taraflı alın birleştirme uygulamalarında yaklaşık olarak kaynak edilen levhaların kalınlıkları kadar alınmaktadır. İki taraflı yapılan alın birleştirmelerde ise aparatın metal malzeme içerisinde kalan uç kısmı malzeme kalınlığının yarısı kadardır [1].

Şekil 1 den de görüldüğü gibi SKK yöntemi geleneksel bir freze tezgahında uygulanabilecek

niteliktedir. Bu çalışmada yukarıda detayları açıklandığı gibi alüminyum alaşımı levhalar, geleneksel bir freze tezgahında, SKK yöntemi ile kaynak edilerek mekanik özellikleri incelenmiştir. SKK ile elde edilen kaynaklı bağlantıların mekanik özelliklerini araştırmak amacıyla, Brinell sertlik testi, çekme testi ve Charpy darbe deney testleri kullanılmıştır. Sürtünme karıştırma kaynağı işlemi, birim zamanda elde edilebilecek kaynak dikiş miktarı (verim), maliyet açısından geleneksel MIG yöntemi ile karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Burada yapılan kıyaslamada amaç: imalat sanayinde yaygın olarak kullanılan MIG kaynak yönteminin yerine SKK yönteminin kullanılmasını önermek değil, metal esaslı bir çok malzemeye uygulanabilen ancak çoğunlukla Alüminyum alaşımlarının kaynağında oldukça üstün mekaniksel özellikler sağlayan SKK nın sağlamış olduğu avantajları belirlemektir.



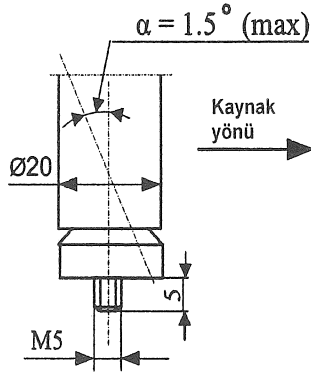
Şekil 1. Sürtünme karıştırma kaynağı ve kaynak mikro yapısı [4].



Şekil 2. Kaynak işlemlerinde kullanılan sürtünme karıştırma aparatları [2]

## DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışmada ticari TS-EN AW-2014 (AlCu<sub>4</sub>SiMg) alüminyum alaşımı levhalar kullanılmıştır. Sürtünme karıştırma kaynakları yarı otomatik bir freze yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Kaynak işleminde kullanılan aparat HSS malzemeden Şekil 3 de verilen boyutlarda imal edilerek kullanılmıştır. sürtünme aparatı freze miline düşey yönde monte edilerek, sürtünme karıştırma kaynağı alüminyum alaşımı levhalara uygulanmıştır. Sürtünme karıştırma kaynağı yöntemi ile birleştirilecek olan alüminyum alaşımı malzemelerden imal edilen iş parçaları, kaynak işlemi öncesinde 200x125x10mm boyutlarında hazırlanmıştır. SKK ile alın kaynağı formunda birleştirilecek olan alüminyum levhalar tezgah tablasına, kaynaklanacak kenarları temas edecek tarzda bağlama aparatları yardımı ile bağlanmıştır. Levhalar önce levha kalınlığının yarısı kadar kaynak derinliğinde SKK ile kaynak edilmiş, daha sonra tezgah tablasındaki levhalar sökülüp ters çevrilerle levha kalınlığının diğer yarısı kaynaklanmıştır. Böylece levhalar X formunda her iki taraftan SKK yöntemi ile alından birleştirilmiştir. Alüminyum alaşımı malzemelerden hazırlanan iş parçalarına SKK işlemi öncesinde herhangi bir oksit giderme işlemi yapılmamış, levhalara kaynak ağzı açılmamıştır.



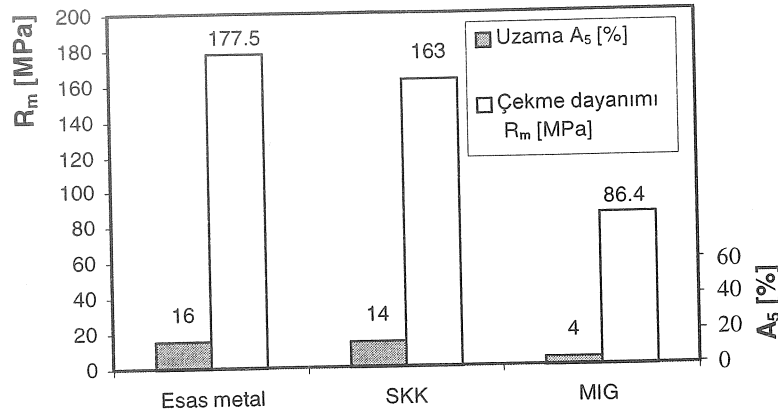
Şekil 3. Alüminyum levhaların alın birleştirme kaynağında kullanılan, sürtünme ve karıştırma kaynağı aparatı boyutları

Çalışmalar sırasında tezgahın devir sayısı 650 dev/dak ya ayarlanmıştır. İlk kaynağa başlama manuel olarak yapılmıştır. Kaynak bölgesinde sürtünme ile istenilen sıcaklık seviyesine ulaşıldıktan sonra tezgah otomatik olarak ilerleme durumuna

getirilerek kaynaklar tamamlanmıştır. SKK gerçekleştirilmesinde kullanılan ilerleme hızı 450 mm/dak olarak seçilmiştir. Yapılan kaynaklar görüntü ve yüzey pürüzlülüğü yönünden değerlendirildiğinde geleneksel MIG kaynaklarına nazaran oldukça üstün oldukları görülmüştür. Kaynakla birleştirilen levhalardan Ts – EN 10045-1 de tanımlanan tarzda alınan numunelere, Charpy darbe testi ve Ts – EN 485-2 de tanımlanan tarzda alınan numunelere çekme testleri uygulanmıştır. Kaynaklı birleştirilen parçaların mikro yapılarını değerlendirmek amacıyla, Brinell sertlik değerleri kaynak yüzeyinde ve kaynak kesitinde kaynak dikiş yönüne dik bir hat boyunca ölçülerek grafiklerde verilmiştir.

## BULGULAR ve TARTIŞMA

Çekme testi esas metal, SKK ve MIG kaynak yöntemleri ile birleştirilen alüminyum levhalarından alınan deney numunelerine uygulanmıştır. SKK ile birleştirilen levhalardan alınan deney numunelerinde çekme dayanımı esas metalin çekme dayanımına yakın değerde çıkmıştır (Şekil 4). Yapılan çekme testi sonuçları SKK ile birleştirilen numunelerde çekme dayanımının, MIG ile birleştirilenlere nazaran %50 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Çekme deneyinde esas metal, SKK ve MIG ile birleştirilen numunelerin % uzama değerleri Şekil 4 de görüldüğü gibi sırası ile %16, %14 ve %4 olarak ölçülmüştür. Şekilden açıkça görüldüğü gibi, sürtünme karıştırma kaynağı ile birleştirilen levhalardan alınan numuneler ile esas metalin % uzama değerleri birbirine yakın değerlerde çıkarken, MIG kaynağında ölçülen % uzama değeri esas metalin %25'i seviyesinde kalmıştır. Bu sonuçlar değerlendirildiğinde: katı bir birleştirme yöntemi olması nedeniyle SKK da kaynak bölgesindeki yapı esas metalin yapısına yakın özellikte olduğu anlaşılmaktadır. MIG kaynak yöntemi ile birleştirilen numunede ise kaynak bölgesi gözenekli bir yapı niteliğindedir. MIG kaynağı ile birleştirilen Alüminyum alaşımlarının kaynak bölgesindeki yapılarının gözenekli ve mekanik özelliklerinin düşük olması nedeniyle: statik veya dinamik yükleri taşımak durumunda olan birleştirmelerde kullanımı sınırlıdır [8]. Bu gibi durumlarda kaynaklı birleştirmeler yerine perçinli veya civatalı birleştirmeler tercih edilmekte idi [10]. Henüz geliştirilmesi amacıyla üzerinde araştırmaların yapılmakta olduğu SKK yönteminde, deneysel çalışmalardan elde edilen veriler, statik veya dinamik yük taşıyan alüminyum alaşımı malzemelerin birleştirmelerde SKK'nın oldukça iyi sonuçlar verdiğini göstermektedir [5,6].

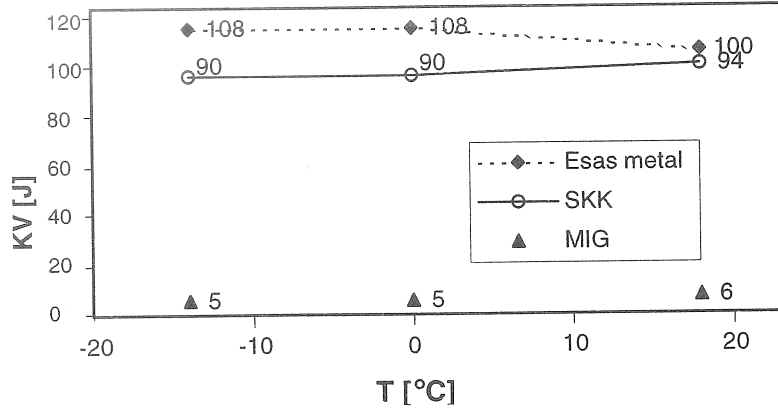


Şekil 4. Esas metal, SKK ve MIG ile birleştirilen levhalardan numunelerin çekme deneyi sonuçları (SKK: Sürtünme ve karıştırma kaynağı, MIG: metal inert gaz – metal gaz kaynağı, esas metal: (AlCu<sub>4</sub>SiMg) alüminyum alaşımı).

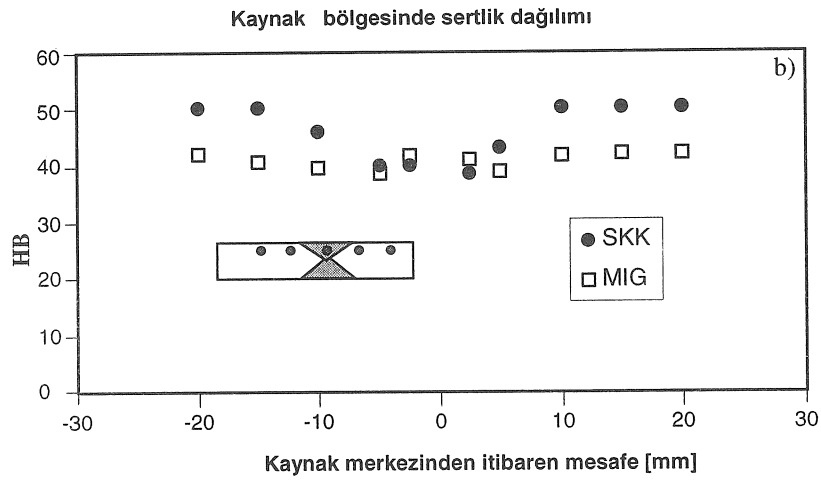
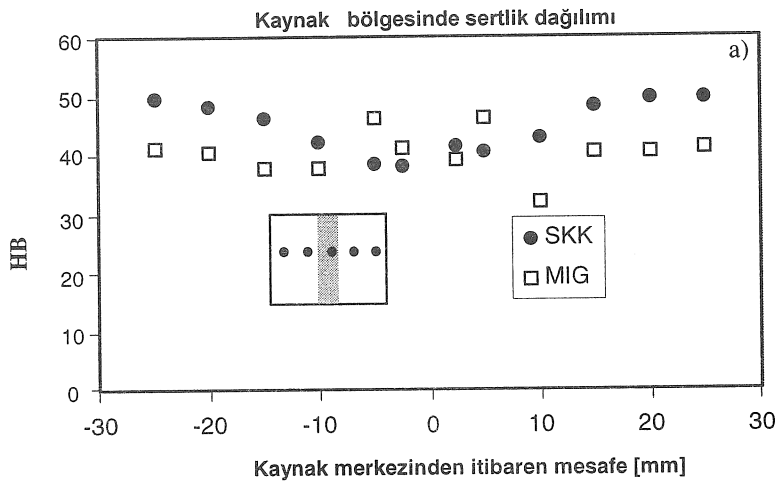
Yapılan kaynaklı birleştirmelerin darbe direncini belirlemek amacıyla, esas metale ve birleştirmelerden alınan numunelere, Charpy çentikli darbe deneyi uygulanmıştır. Darbe deneyi sonuçları Şekil 5 de verilmiştir. Deneyler oda sıcaklığı çevre şartlarında ve farklı sıcaklıktaki (-16 ile 20 °C arasındaki sıcaklıklarda) numunelere uygulanmıştır. SKK ile birleştirilen levhadan alınan numunelerde darbe direnci değeri esas metalden sadece %6 daha az çıkmıştır. SKK deney numunelerinin darbe dirençleri, şekilden de görüldüğü gibi MIG deney numunelerinden 16 kat da fazla olduğu test edilmiştir. SKK yönteminde kaynak bölgesindeki metalin karıştırılarak katılaşması nedeniyle, kaynak bölgesindeki metal yapısı esas metale yakın bir yapı vermektedir. MIG ile birleştirilen numunelerde ise kaynak bölgesi daha kaba bir yapı niteliğindedir. Bu nedenle SKK numunelerinde darbe direnci değerleri MIG ile birleştirilen numunelerden daha yüksek çıkmıştır.

Kaynak bölgesine ait sertlik profillerini değerlendirmek amacıyla Brinell sertlik ölçümü yapılmıştır. Sertlik ölçümlerinden elde edilen değerler Şekil 6 da verilmiştir. Esas metalin Brinell sertlik değeri 50 HB olarak ölçülmüştür. SKK ve MIG kaynak bölgelerinin her ikisinde de minimum sertlik değeri 40 HB olarak ölçülmüştür. Şekil 6.a' da kaynak yüzeyinde, kaynak dikişlerine dik yönde ölçülen sertlik profilleri, Şekil 6.b' de ise kaynak kesitindeki sertlik profilleri verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi sürtünme karıştırma kaynağındaki sertlik düşüşünün meydana geldiği bölgenin boyutları, MIG kaynak yönteminde ölçülen sertlik düşüş bölgesi boyutlarından daha küçüktür. Bu durum SKK ile yapılan kaynak işleminde kaynak sıcaklığının MIG'e göre daha az olması ile açıklanabilir. Sürtünme karıştırma kaynağı ile birleştirilen alüminyum levhalarında kaynak sıcaklığı 480 °C civarındadır. Bu sıcaklık değeri alüminyum

alaşımının ergime sıcaklığının altındadır. Bu nedenle SKK ile yapılan kaynak işleminde ısı tesiri altında kalan bölgenin (ITAB) MIG'e nazaran daha küçük olduğu, Şekil 6 da verilen sertlik ölçümü dağılımlarından anlaşılmaktadır. ITAB bölgesinin, kaynak ilerleme yönüne dik kesitteki boyutuna ait sınırları, SKK da kullanılmış olan sürtünme aparatı çapına bağlıdır. Şekil 6 incelendiğinde ITAB ın kaynak dikişine dik yöndeki kesit boyutunun kaynak merkezinden itibaren  $\pm 20$  mm (toplam 40mm) olduğu görülmektedir. MIG kaynağı ile gerçekleştirilen birleştirmelerde ise söz konusu ITAB uzunluğu  $\pm 80$  mm (toplam 160mm) olarak ölçülmüştür. ITAB bölgesinin büyüklüğü kaynak bölgesindeki yapı dönüşümlerinin meydana geldiği bölgeyi belirlemektedir. Bu yapı dönüşümleri ise malzemenin mekanik özelliklerini çoğunlukla olumsuz yönde etkilemektedir [5,6]. SKK da kullanılan sürtünme aparatının anma çapının küçültülmesi, bu yöntemde ITAB nin boyutunu düşürecek. Bu nedenle sürtünme aparatı boyutunun iyi seçilmesi elde edilecek mekanik özellikleri daha da geliştirebilecektir. Literatürde bu alanda yapılan çalışmaların bir kısmı da sürtünme aparatının boyutları ve geometrisi üzerinedir. SKK kaynak yönteminin uygulanış tarzı anlatılırken belirtildiği gibi, bu yöntemle birleştirilecek levha kalınlığı değiştikçe, sürtünme aparatı boyutu da değişmektedir. Tek taraflı alın kaynaklarında aparatın malzeme içerisinde kalan uç kısmın uzunluğu (h), kaynak edilecek levhaların kalınlığına yakındır ( $h^{0.2}$ ). Çift taraflı alın kaynaklarında ise uç kısmın uzunluğu (h), malzeme kalınlığının (t) yaklaşık yarısı kadar alınmaktadır [7]. Malzeme kalınlığına göre aparatın h değerinin değişmesi gerekmektedir. Sürtünme aparatı üzerinde yapılan çalışmalarda uç kısmının h değerinin aynı aparat üzerinde uç profilinin içeri ve dışarı doğru hareketi ile sağlayan takımlar geliştirilmektedir [8].



Şekil 5. Esas metal, SKK ve MIG kaynak yöntemleri ile birleştirilen alüminyum levhalardan alınan numunelerin dart dayanımı testi sonuçları (SKK: Sürtünme ve karıştırma kaynağı, MIG: metal inert gaz – metal gaz kaynağı, esas metal:  $AlCu_4SiMg$  alüminyum alaşımı).



Şekil 6. Sürtünme karıştırma kaynağı ve MIG kaynağı sertlik profilleri (SKK: sürtünme karıştırma kaynağı, MIG: metal aktif gaz kaynağı)

## MECHANICAL PROPERTIES OF FRICTION STIR WELDED ALUMINIUM ALLOY PLATES

In this article mechanical properties of joints of TS-EN AW-2014 (AlCu<sub>4</sub>SiMg) Aluminium alloy plates which are welded with a recently developed solid state welding technique, friction stir welding (FSW) are investigated. Joining applications of aluminium plates were performed on a standard semi-automatic conventional milling machine. Tensile, Charpy impact and Brinell hardness tests were used to investigate the mechanical properties of FSW welded joints of aluminium alloy plates. The ultimate tensile strength (UTS) of FSW welded specimens were measured as close as base metal. The UTS of specimens which were joined with conventional MIG welding processes are measured as 50% less than FSW. The results of tensile tests show that the elongation value of FSW joints is close to base metal. The measured impact toughness of FSW joints is about 90J. and 6J for MIG welded specimens. Hardness decrease for FSW in welding zone is smaller than MIG weld. The results of experimental studies show that low heat input and absence of melting results in better mechanical properties for FSW joints

Keywords: Friction stir welding, Friction welding, New welding technologies

### SONUÇ

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Yapılan mekanik testler sürtünme karıştırma kaynağı ile yapılan birleştirmelerin mekanik özelliklerinin esas metalin mekanik özelliklerine yakın olduğunu göstermektedir.
- SKK yöntemi takım tezgahı teknolojisi ile yarı ve tam otomatik olarak uygulanabilir.
- Kaynak dikişlerinin yüzey kalitesi, kaba talaş kaldırılarak elde edilen yüzey kalitesindedir.
- SKK yönteminin uygulanmasında koruyucu gaz ve ilave kaynak metalinin kullanımı gerekmemektedir.
- SKK yönteminde operatör için, geleneksel ark kaynak yöntemlerinde olduğu gibi sıçrıntı, zararlı gazlar ve ışınlamalar gibi sağlığı olumsuz etkileyecek riskler söz konusu değildir.
- Sürtünme karıştırma kaynağında ısı tesiri altındaki bölge (ITAB), geleneksel yöntemle

nazaran daha küçüktür. ITAB bölgesi sürtünme aparatının uygun geometrik boyutlandırılması ile küçültülebilmektedir.

- Sertlik ölçümleri kaynak merkezinde kaynak bölgesi sertliğinin esas metalden düşük düzeyde olduğunu göstermektedir.
- Sürtünme ve karıştırma kaynağında karşılaşılan sorunlar ise; kaynağın başladığı yer ile kaynağın bitirildiği kısımlarda (sürtünme aparatının kaynağa giriş ve çıkış kısımları) boşluk olmasıdır.
- Sürtünme karıştırma kaynağında, kaynak edilecek parçaların tezgah tablasına rijid bir şekilde bağlanması gerekmektedir.

### KAYNAKÇA

1. [Kulekci, M.K., Mechanical Properties of Friction Stir Welded Joints of AlCu<sub>4</sub>SiMg, *Kovove Materialy – Metallic Materials*, 41(2003) 2, 97-105.
2. Uygur, İ, ve Kulekci M.K., Low Fatigue Properties of 2124/SiC<sub>p</sub> Al-Alloy Composites, *Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences*, 26 (2002) 3, 265-274.
3. Kulekci, M.K., Processes and Apparatus Developments in Industrial Waterjet Cutting Applications, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 42 (2002)12, 1297-1306.
4. ÇAM, G., Al-Alaşımları İçin Geliştirilen Yeni Kaynak Yöntemleri, *Kaynak Teknolojileri III. Ulusal Kongresi Bildiri Kitabı*, İstanbul, 267-277, 2001.
5. Tomas, W.M., Threadgil, P.L and Nicholas, E.D, The Feasibility of Friction Stir Welding Steel, *Science and Technology of Welding and Joining*, 4 (1999), 365-772.
6. Sohoni, T and Kondoh, Y, Friction Stir Welding of Aluminium Plate, *Journal of the JFWA*, 2 (1995),124-127.
7. Thomas, W.M. and Andrews, R.E, High Performance Tools For Friction Stir Welding, *International Patent Application*, WO 99/52669.
8. Andrews, R.E and Mitchel, J.S, Underwater Repair by Friction Stir Welding, *Metals and Materials*, 27 (1990),796-797.
9. Searle, J, Friction Welding Non-circular Components Using Orbital Motion, *Welding & Metal Fabrication*, 39 (1971), 294-297.
10. MAHONEY, M.W, "Science Friction", *Welding & Joining*, January / February (1997), pp.7-12.3

# Yaklaşık Çembersel ve Yaklaşık Doğrusal Yörünge İzleyen Düzlemsel Mekanizmaların Tasarımına Yeni Bir Yaklaşım

Hüseyin Mutlu  
Yrd. Doç. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü  
Mersin Üniversitesi  
Mersin

*Bu çalışmada kinematik boyutları verilen bir mekanizmanın biyel uzvunun sonlu bir hareketi esnasında, bu uzuv üzerinde yaklaşık çembersel veya yaklaşık doğrusal yörüngeler izleyen bir biyel noktasının belirlenmesi yolu ile, istenilen çembersel veya doğrusal yörüngeyi izleyen bir mekanizmanın tasarımı gerçekleştirilmiştir. Biyel uzvu üzerindeki çembersel veya doğrusal yörünge izleyen bir noktanın belirlenmesi sürecinde ardışık yok etme metodu kullanılarak kapalı çözümler elde edilmiştir. Bu yolla mümkün olan tüm çözümlere ulaşılmıştır. Yöntemin etkinliği, boyutları verilen dört çubuk ve krank-biyel mekanizmasının biyel uzvu ele alınarak gösterilmiştir.*

*Anahtar Kelimeler: Çembersel ve doğrusal yörünge, yaklaşık sentez, biyel noktası, kapalı çözüm.*

## GİRİŞ

Sanayi, tarım, taşımacılık, iletim sistemleri, madencilik, petrol üretimi, yol yapımı ve buna benzer pek çok alanlarda kullanılan makina, alet, araç ve gereçlerdeki mekanizmaların pek çoğunda doğrusal veya çembersel yörüngeli mekanizmalar yaygın olarak kullanılır.

Yatay doğrusal yörüngeli kılavuz mekanizmaları çok sayıda uygulama bulmuştur. Limanlarda boşaltma-yükleme işlerinde çok sık karşılaşılan Demag tipi vinçler; şerit üzerine düzgün aralıklarla konmuş cisimleri beklemeli olarak ilerleten makineler; yol yapımında kullanılan ağır yük kamyonları; takım ve tezgahlarda kesici kalemi tutan ve iş parçasına fazla yer kaplamadan yaklaşma ve uzaklaşmayı sağlayan taşıyıcı yatay doğrusal yollar izleyen kılavuz mekanizmalarının yaygın örnekleri arasındadır [1-5].

Yukarıda verilen örnekler aynı zamanda hareket ettirilen cismin ağırlık merkezinin bir doğru üzerinde kalarak en az enerji ile gerekli işin yapılması gibi enerjinin verimli kullanılması düşüncesini içermektedir. Düşey doğrusal yörüngeli kılavuz mekanizmaları arasında ise laboratuvarlarda ve evlerde sıvı-sıvı, sıvı-katı karışımlarını gerçekleştiren karıştırma aleti; ağaç, fidan, bitki ya da elektrik, telefon, çit v.b. direklerini dikmek için taşınabilir, helezon çukur açıcı, delgi aleti; silindir

duvarlarında sürtünmesi en aza indirilmiş içten patlamalı motor; petrol üretiminin vazgeçilmez ağır pompalama sistemi uygulama çeşitliliğini sergileyen örnekler olarak sayılabilir [1-7].

Çembersel yörüngeli mekanizmaların daha çok beklemeli kol mekanizmaları için teknik bir anlamı vardır. Bu tür kılavuz mekanizmalara özellikle otomatik makinelerle, paketleme, basım, tekstil makinelerinde çok rastlanır [1,4,7,8].

Pek çok mekanizmanın biyel uzvunun mekanizmaya mafsallandığı noktalar genellikle çember yayları veya doğru parçaları üzerinde hareket eder. Hatasız çembersel ve ya doğrusal olan bu mafsalsal noktası yörüngeleri istenilen çembersel veya doğrusal yörünge olacak biçimde, ait olduğu mekanizmanın kinematik boyutları yardımıyla belirlenebilir. Belirlenen bu mekanizmanın biyel uzvu üzerinde, mafsalsal noktaları hariç, çembersel veya doğrusal yörüngeden sapması en az olan başka nokta veya noktalar bulunabilir. Bulunan bu noktalardan doğrusal yörüngeli olanına kayar elemanı uzuv, çembersel yörüngeli olanına da döner elemanlı uzuv eklenir ve orijinal mekanizmanın biyel uzvunun mafsallandığı uzuv sökülürse, farklı yapıda veya aynı yapıya sahip fakat kinematik boyutları farklı olan yeni mekanizma elde edilir. Bu durumda, orijinal mekanizmaya ait iken hatasız çembersel veya doğrusal yörünge izleyen mafsalsal noktası, yeni mekanizmanın bir biyel noktası olup yaklaşık





Burada gösterilen biyel uzvunun A noktasının t parametresine bağlı yatay , düşey ve açısız yer değiştirmesi sırası ile  $Z_1(t)$  ,  $Z_2(t)$  ve  $\delta(t)$  ile simgelenmiştir. t parametresi  $t_0 \leq t \leq t_n$  aralığında değişimine karşılık biyel uzvunun yatayla yaptığı  $\delta$  açısı  $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_n$  aralığında değişecektir. Bunlara bağlı olarak da biyel uzvuna ait bir C noktası, sabit bir oxy referans sistemine göre,  $x_0 \leq x \leq x_n$  aralığında bir doğru veya bir çember yayı üzerinde hareket edecek biçimde seçilebilir, Şekil-1. Eğer biyelin düzlemdeki sonlu hareketi aralığında, Şekil-1. referans alınarak, yaklaşık doğrusal veya çembersel eğri çizen bir D noktası belirlenir ve bu noktaya kayar veya döner bir uzuv eklenerek tam çembersel veya doğrusal yörünge izleyen C mafsal noktası serbest bırakılırsa, ortaya çıkan yeni mekanizmanın yeni biyel uzvuna ait olan ve artık bir mafsal noktası olmayan C noktasını izlediği yörünge de istenilen yaklaşık doğrusal veya çembersel eğri olacaktır.

Şekil-1 deki biyel uzvu üzerindeki çembersel veya doğrusal bir yörünge izleyen D noktasının, bu noktanın biyel uzvu üzerindeki bağlı yerini belirleyen ve birbirine dik olan  $x_4$  ve  $x_5$  uzunlukları yardımı ile, koordinatları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$x = Z_1(t) + k_1 x_4 - k_2 x_5 \quad (1)$$

$$y = Z_2(t) + k_2 x_4 + k_1 x_5 \quad (2)$$

Burada,

$$k_1 = \text{Cos} \delta(t) \quad ; \quad k_2 = \text{Sin} \delta(t) \quad (3)$$

dir.

### Çembersel Yörünge Hali

Şekil-1 deki biyelin sonlu düzlemsel hareketi halinde, üzerindeki bir D noktasının çembersel yörüngeyi izlemesi için, merkez koordinatları  $x_m, y_m$

$$\left. \begin{aligned} a_i &= 2 \int_{t_0}^{t_n} \text{Cos} \delta w_i dt; \quad b_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} \text{Sin} \delta w_i dt; \quad c_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} (Z_1 \text{Cos} \delta + Z_2 \text{Sin} \delta) w_i dt; \\ d_i &= 2 \int_{t_0}^{t_n} (Z_1 \text{Sin} \delta - Z_2 \text{Cos} \delta) w_i dt; \quad e_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} Z_1 w_i dt; \quad f_i = 2 \int_{t_0}^{t_n} Z_2 w_i dt; \\ g_i &= \int_{t_0}^{t_n} (Z_1^2 + Z_2^2) w_i dt; \quad u_i = \int_{t_0}^{t_n} w_i dt; \end{aligned} \right\} i = 1,2,3,4,5 \quad (8)$$

(6) nolu doğrusal olmayan denklem takımından  $(P, x_m, y_m)$  büyüklükleri sırası ile yok edilirse, aşağıdaki  $(x_4, x_5)$  e bağlı iki tane 3. dereceden polinom denkleme ulaşılır.

ve yarı çapı R olan aşağıdaki düzlemsel genel bir çemberin denklemini sağlaması gerekir.

$$(x - x_m)^2 + (y - y_m)^2 = R^2 \quad (4)$$

(1-3) bağıntıları (4) de yerine yazıldığında ,  $F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) = 0$  şeklinde bilinmeyen parametreleri  $(x_4, x_5, x_m, y_m, R)$  olan 5 bilinmeyenli t parametresine bağlı doğrusal olmayan bağıntı elde edilir.  $F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) = 0$  ifadesinden optimum tasarım denklem takımına ulaşmak amacıyla Galerkin [9] metodu uygulanmıştır. Galerkin adı verilen metodun  $F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) = 0$  denkleme uygulanması, bilinmeyen parametre sayısı kadar keyfi seçilen  $(w_i(t), i=1,2,3,4,5)$  ağırlık fonksiyonunun F denklemleri ile ortogonal olması koşulunu gerektirir ve yöntemin ağırlık fonksiyonlarının seçiminden etkilenmesi ihmal edilecek düzeydedir,[9]. Bu koşulundan hareketle aşağıdaki doğrusal olmayan denklem takımına ulaşılır

$$\int_{t_0}^{t_n} F(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) w_i(t) dt = 0, \quad i = 1,2,3,4,5 \quad (5)$$

(5) ifadesi aşağıdaki gibi yeniden yazılırsa,

$$\begin{aligned} F_i(x_4, x_5, x_m, y_m, R; t) &= u_i P - a_i x_4 x_m + b_i x_5 x_m - \\ &- b_i x_4 y_m - a_i x_5 y_m + c_i x_4 - d_i x_5 - \\ &e_i x_m - f_i y_m + g_i = 0, \quad i = 1,2,3,4,5 \end{aligned} \quad (6)$$

elde edilir.

Burada,

$$P = x_4^2 + x_5^2 + x_m^2 + y_m^2 - R^2 \quad (7)$$

(6) bağıntısındaki hesaplanabilen katsayılar aşağıda verilmiştir:

$$\left. \begin{aligned} a_{pk} x_4^3 + (b_{pk} x_5 + c_{pk}) x_4^2 + (a_{pk} x_5^2 + e_{pk} x_5 + \\ f_{pk}) x_4 + (b_{pk} x_5^3 + h_{pk} x_5^2 + m_{pk} x_5 + n_{pk}) = 0 \end{aligned} \right\} k = 1,2 \quad (9)$$

(9) ifadesinden  $x_4$  ün yok edilmesi sonucunda aşağıdaki 7. dereceden  $x_5$  e bağlı polinom elde edilir. Burada  $x_4$  ün yok edilmesi için [27] referansında verilen yöntem kullanılmıştır.

$$w_0 + w_1x_5 + w_2x_5^2 + w_3x_5^3 + w_4x_5^4 + w_5x_5^5 + w_6x_5^6 + w_7x_5^7 = 0 \quad (10)$$

9 ve 10 ifadelerindeki katsayılar 8 numaralı denklemde verilen sabitlerle bağlıdır.

(10) ifadesindeki polinomun ( $w_i, i=0,1,\dots,7$ ) katsayıları ekte sunulmuştur. (10) ifadesindeki polinomun tüm köklerinin bulunması sonucunda ( $x_{5i}, i=1,2,\dots,7$ ), gerçek veya sanal olmak üzere, 7 adet çözüm kümesi elde edilir. Bulunan bu çözüm kümesi (9) denkleminde yerine konur ve aynı ifadedeki iki denklemden  $x_4^3$  terimi yok edilirse, aşağıdaki ikinci dereceden polinom elde edilir.

$$(aa_1dd_2 - aa_2dd_1) + (aa_1cc_2 - aa_2cc_1)x_4 + (aa_1bb_2 - aa_2bb_1)x_4^2 = 0 \quad (11)$$

Burada,

$$\left. \begin{aligned} aa_k &= a_{pk} \\ bb_k &= b_{pk}x_{5i} + c_{pk} \\ cc_k &= a_{pk}x_{5i}^2 + e_{pk}x_{5i} + f_{pk} \\ dd_k &= b_{pk}x_{5i}^3 + h_{pk}x_{5i}^2 + m_{pk}x_{5i} + n_{pk} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} i=1,2,\dots,7 \\ k=1,2 \end{array} \quad (12)$$

(11) nolu ikinci dereceden polinomun iki tane kökü bulunduğundan, ( $x_{4i\pm}, i=1,2,\dots,7$ ) şeklinde 14 adet çözüm elde edilir.

(9) ifadesinde yer alan hesaplanabilir katsayılar aşağıda sunulmuştur.

Diğer parametreler olan ( $x_m, y_m, R$ ) büyüklükleri aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır.

$$y_{mi\pm} = \left. \begin{aligned} & \left\{ \begin{aligned} & e_k g_2 u_1 - e_2 g_k u_1 - e_k g_1 u_2 + e_1 g_k u_2 + e_2 g_1 u_k - e_1 g_2 u_k + \\ & x_{5i}^2 [b_k d_2 u_1 - b_2 d_k u_1 - b_k d_1 u_2 + b_1 d_k u_2 + b_2 d_1 u_k - b_1 d_2 u_k] + \\ & x_{5i} [d_k e_2 u_1 - d_2 e_k u_1 - b_k g_2 u_1 + b_2 g_k u_1 - d_k e_1 u_2 + d_1 e_k u_2 + \\ & b_k g_1 u_2 - b_1 g_k u_2 + d_2 e_1 u_k - d_1 e_2 u_k - b_2 g_1 u_k + b_1 g_2 u_k] + \\ & x_{4i\pm}^2 [a_k c_2 u_1 - a_2 c_k u_1 - a_k c_1 u_2 + a_1 c_k u_2 + a_2 c_1 u_k - a_1 c_2 u_k] + \\ & x_{4i\pm} \left\{ \begin{aligned} & -c_k e_2 u_1 + c_2 e_k u_1 + a_k g_2 u_1 - a_2 g_k u_1 + c_k e_1 u_2 - c_1 e_k u_2 - \\ & a_k g_1 u_2 + a_1 g_k u_2 - c_2 e_1 u_k + c_1 e_2 u_k + a_2 g_1 u_k - a_1 g_2 u_k + \\ & x_{5i} [-b_k c_2 u_1 + b_2 c_k u_1 - a_k d_2 u_1 + a_2 d_k u_1 + b_k c_1 u_2 - b_1 c_k u_2 + \\ & a_k d_1 u_2 - a_1 d_k u_2 - b_2 c_1 u_k + b_1 c_2 u_k - a_2 d_1 u_k + a_1 d_2 u_k] \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \quad \begin{array}{l} i=1,2,3,\dots,7 \\ k=3/4/5 \end{array} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Yukarıdaki bağıntıda ve bundan sonraki bağıntılarda yer alan ve alt indisin alabileceği değerleri göstermek için kullanılan “/” simgesi, alt indisin “/” arasındaki değerlerden sadece keyfi seçilen bir değeri alabileceği anlamına gelmektedir. Örneğin “k=3/4/5”

in anlamı, k'nın 3 veya 4 veya 5 değerleri arasında keyfi seçilen bir değeri alabilmesi anlamında kullanılmıştır.

$$x_{mi\pm} = \frac{u_1(a_k x_{5i} y_{mi\pm} + b_k x_{4i\pm} y_{mi\pm} - c_k x_{4i\pm} + d_k x_{5i} + f_k y_{mi\pm} - g_k) - u_k(a_1 x_{5i} y_{mi\pm} + b_1 x_{4i\pm} y_{mi\pm} - c_1 x_{4i\pm} + d_1 x_{5i} + f_1 y_{mi\pm} - g_1)}{u_1(a_k x_{4i\pm} - b_k x_{5i} + e_k) - u_k(a_1 x_{4i\pm} - b_1 x_{5i} + e_1)} \quad \left. \begin{array}{l} i = 1, 2, \dots, 7 \\ k = 2/3/4/5 \end{array} \right\} \quad (16)$$

$$P_{i\pm} = \frac{a_k(x_{4i\pm} x_{mi\pm} + x_{5i} y_{mi\pm}) + b_k(x_{4i\pm} y_{mi\pm} - x_{5i} x_{mi\pm}) - c_k x_{4i\pm} + d_k x_{5i} + e_k x_{mi\pm} + f_k y_{mi\pm} - g_k}{u_k} \quad \left. \begin{array}{l} i = 1, 2, \dots, 7 \\ k = 1/2/3/4/5 \end{array} \right\} \quad (17)$$

$$R_{i\pm} = \sqrt{x_{4i\pm}^2 + x_{5i}^2 + x_{mi\pm}^2 + y_{mi\pm}^2 - P_{i\pm}}$$

Elde edilen  $(x_{4j}, x_{5j}, x_{mj}, y_{mj}, R_j, j=1, 2, \dots, 14)$  çözüm kümesinin sadece 7 tanesi (6) ifadesinde yer alan denklem takımının ortak çözümüdür. Yukarıda sözü edilen ve keyfi seçilen (k) değerinin farklı değerler seçilmesi 7 tane ortak çözüm değerini değiştirmemektedir. Sadece (6) ifadesinin ortak çözüm olmayan değerlerde farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Bu ortak çözümler arasından gerçek olanlarının çembersel yörüngeyi üretme

### Doğrusal Yörünge Hali

Şekil-1. deki biyelin düzlemsel hareketi halinde, üzerindeki bir D noktasının doğrusal yörünge izlemesi için aşağıdaki koşulu sağlaması gerekir.

$$y = mx + n \quad (19)$$

(1-3) bağıntıları (19) de yerine yazılıp düzenlenirse aşağıdaki doğrusal olmayan denklem takımı elde edilir.

$$F(x_4, x_5, m, n; t) = a_i x_4 + b_i x_5 - b_i m x_4 + a_i m x_5 - c_i m - d_i n + e_i = 0, \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (20)$$

(20) bağıntısındaki hesaplanabilen katsayılar Galerkin metoduna göre aşağıda verilmiştir:

$$PPP = a_4 b_3 d_2 e_1 - a_3 b_4 d_2 e_1 - a_4 b_2 d_3 e_1 + a_2 b_4 d_3 e_1 + a_3 b_2 d_4 e_1 - a_2 b_3 d_4 e_1 - a_4 b_3 d_1 e_2 + a_3 b_4 d_1 e_2 + a_4 b_1 d_3 e_2 - a_1 b_4 d_3 e_2 - a_3 b_1 d_4 e_2 + a_1 b_3 d_4 e_2 + a_4 b_2 d_1 e_3 - a_2 b_4 d_1 e_3 - a_4 b_1 d_2 e_3 + a_1 b_4 d_2 e_3 + a_2 b_1 d_4 e_3 - a_1 b_2 d_4 e_3 - a_3 b_2 d_1 e_4 + a_2 b_3 d_1 e_4 + a_3 b_1 d_2 e_4 - a_1 b_3 d_2 e_4 - a_2 b_1 d_3 e_4 + a_1 b_2 d_3 e_4 \quad (23)$$

$$PYY = a_4 b_3 c_2 d_1 - a_3 b_4 c_2 d_1 - a_4 b_2 c_3 d_1 + a_2 b_4 c_3 d_1 + a_3 b_2 c_4 d_1 - a_2 b_3 c_4 d_1 - a_4 b_3 c_1 d_2 + a_3 b_4 c_1 d_2 + a_4 b_1 c_3 d_2 - a_1 b_4 c_3 d_2 - a_3 b_1 c_4 d_2 + a_1 b_3 c_4 d_2 + a_4 b_2 c_1 d_3 - a_2 b_4 c_1 d_3 - a_4 b_1 c_2 d_3 + a_1 b_4 c_2 d_3 + a_2 b_1 c_4 d_3 - a_1 b_2 c_4 d_3 - a_3 b_2 c_1 d_4 + a_2 b_3 c_1 d_4 + a_3 b_1 c_2 d_4 - a_1 b_3 c_2 d_4 - a_2 b_1 c_3 d_4 + a_1 b_2 c_3 d_4 \quad (24)$$

Diğer parametreler olan  $(x_4, y_5, n)$  büyüklükleri aşağıdaki bağıntılardan hesaplanır.

hassasiyetinin belirlenmesi amacıyla aşağıdaki yapısal hata (e) tanımlanabilir.

$$e(t) = R_{th} - R_{ac} \quad (18)$$

Burada,  $R_{th}$  (4) ifadesinden hesaplanan çemberin teorik yarıçapını,  $R_{ac}$  ise biyel uzvunun düzlemsel hareketi sonucu olarak (1) ve (2) bağıntısından hesaplanabilen gerçek yarıçap değerini simgelemektedir.

$$\left. \begin{array}{l} a_i = \int_{t_0}^{t_n} \sin \delta w_i dt; \quad b_i = \int_{t_0}^{t_n} \cos \delta w_i dt; \\ c_i = \int_{t_0}^{t_n} Z_1 w_i dt \\ d_i = \int_{t_0}^{t_n} w_i dt; \quad e_i = \int_{t_0}^{t_n} Z_2 w_i dt \end{array} \right\} i = 1, 2, 3, 4 \quad (21)$$

(20) nolu doğrusal olmayan denklem takımından  $(x_4, x_5, n)$  büyüklükleri yok edilirse, doğrunun eğimi (m) aşağıdaki gibi çözülür.

$$m = -\frac{PPP}{PYY} \quad (22)$$

Burada,

$$n = - \frac{\left\{ \begin{array}{l} m[-a_k b_2 c_1 + a_2 b_k c_1 + a_k b_1 c_2 - a_1 b_k c_2 - a_2 b_1 c_k + a_1 b_2 c_k] + \\ a_k b_2 e_1 - a_2 b_k e_1 - a_k b_1 e_2 + a_1 b_k e_2 + a_2 b_1 e_k - a_1 b_2 e_k \\ - a_k b_2 d_1 + a_2 b_k d_1 + a_k b_1 d_2 - a_1 b_k d_2 - a_2 b_1 d_k + a_1 b_2 d_k \end{array} \right\}}{k = 3/4} \quad (25)$$

$$x_5 = - \frac{\left\{ \begin{array}{l} m^2(b_1 c_k - b_k c_1) + m[n(b_1 d_k - b_k d_1) + a_k c_1 - a_1 c_k + b_k e_1 - b_1 e_k] + \\ n(a_k d_1 - a_1 d_k) - a_k e_1 - a_1 e_k \end{array} \right\}}{m^2(a_1 b_k - a_k b_1) - a_k b_1 + a_1 b} \quad k = 2/3/4 \quad (26)$$

$$x_4 = - \frac{b_i x_5 - b_i m x_4 + a_i m x_5 - c_i m - d_i n + e_i}{a_i}, \quad i = 1/2/3/4 \quad (27)$$

Elde edilen  $(x_4, x_5, m, n)$  çözüm kümesinin doğrusal yörüngeye olan yakınlığının tespiti için aşağıdaki yapısal hata (e) dan faydalanılabilir.

$$e(t) = y_{th} - y_{ac} \quad (28)$$

Burada,  $y_{th}$  (19) ifadesinden hesaplanan doğrunu teorik ordinat değerini,  $y_{ac}$  ise biyel uzvunun düzlemsel hareketi sonucu ortaya çıkan be (2) bağıntısından hesaplanabilen gerçek ordinat değerini simgelemektedir.

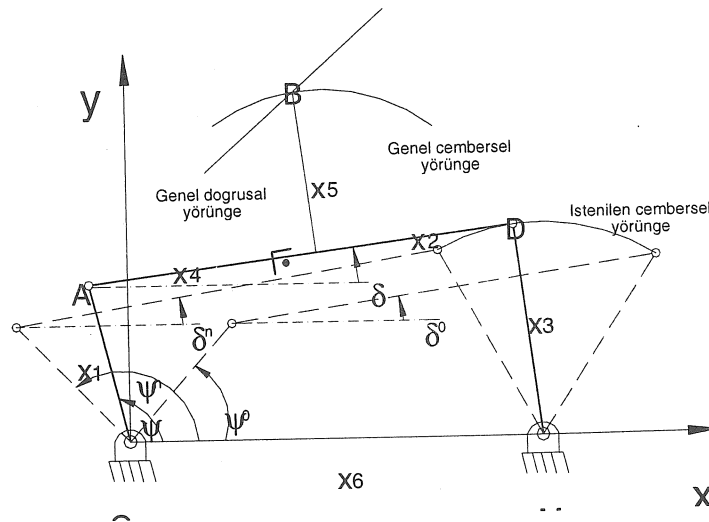
#### DÖRT ÇUBUK VE KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ BİYEL UZVU ÜZERİNDE GENEL ÇEMBERSSEL VE DOĞRUSAL YÖRÜNGE İZLEYEN NOKTANIN BULUNMASI

Dört çubuk mekanizmasının biyel uzvunun mafsal noktalarının izlediği yörüngeler tam çemberseldir. Bu yörüngelerin istenilen çembersel

yörüngeler olacak biçimde bir dört çubuk mekanizmasının kinematik boyutları çeşitli yöntemlerle belirlenebilir. Örneğin, Grashof kuralı ile beraber kol-sarkaç mekanizması tasarım denklemleri kullanılabilir. Buna göre Şekil-2. de görülen bir dört çubuk mekanizmasının D noktası istenilen çembersel yörüngeyi izleyecek biçimde seçilmiş olduğu varsayımından yola çıkarak, giriş uzvunun seçilen  $\psi_0 \leq \psi \leq \psi_n$  aralığındaki açısal hareketine bağlı olarak AD biyel uzvunun da  $\delta_0 \leq \delta \leq \delta_n$  arasında yer değiştirmesi esnasında biyel uzvu üzerindeki B noktasının yaklaşık bir çembersel yörünge izlemesi için (1-3) ifadesindeki  $Z_1, Z_2, \delta$  büyüklükleri Oxy referans sistemine göre aşağıdaki gibi yazılır.

$$Z_1 = x_1 \cos \psi \quad (29)$$

$$Z_2 = x_1 \sin \psi \quad (30)$$



Şekil-2. Dört Çubuk Mekanizmasının Biyel Uzvunun Genel Düzlemsel Hareketi

$$\delta_{\pm} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (31)$$

Burada,

$$A = x_1^2 + x_2^2 - x_3^2 + 2x_2x_6 + x_6^2 - (2x_1x_2 + 2x_1x_6)\cos\psi$$

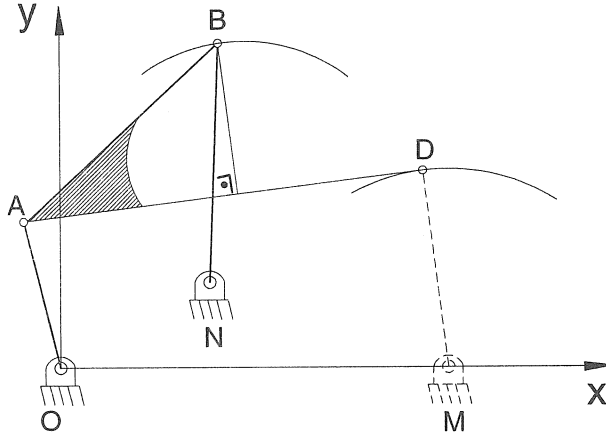
$$B = 4x_1x_2\sin\psi$$

$$C = x_1^2 + x_2^2 - x_3^2 - 2x_2x_6 + x_6^2 + (2x_1x_2 - 2x_1x_6)\cos\psi \quad (32)$$

Burada daha önce genel olarak yazılmış olan  $t$  parametresi yerine dört çubuk mekanizmasının giriş kolunun açısız dönmesi ( $t=\psi$ ) alınmıştır. (31) ifadesindeki biyel açılardan sadece bir tanesi verilen mekanizmanın istenilen montaj biçimini gösterir.

(29-32) eşitlikleri ile (12) nolu polinomun katsayılarının hesaplanması sonucunda elde edilen kökler yardımı ile (5) nolu ifadedeki bilinmeyen ( $x_4, x_5, x_m, y_m, R$ ) parametreler kümesi bulunur.

Şekil-3. de görüldüğü gibi, dört çubuk mekanizmasının biyel düzlemi üzerinde bulunan ve genel çembersel yörüngeyi yaklaşık izleyen ve orijinal OADN dört çubuk mekanizmasının AD biyeline ait olan B noktasına, çemberin yarıçapına eşit uzunluktaki bir uzvu çemberin merkez noktasında mafsalları DM uzvu ortadan kaldırılırsa istenilen çembersel yörüngeyi yaklaşık olarak izleyen yeni OABN dört çubuk mekanizması kolaylıkla elde edilir. D noktası da artık bir mafsal noktası olmayıp yeni OABN dört çubuk mekanizmasının AB biyeline ait bir nokta olur. Yaklaşık çembersel yörünge izleyen orijinal OADM dört çubuk mekanizmasının AD biyeline ait B noktası, oluşturulan yeni OABN dört çubuğunu bir mafsal noktası olması nedeniyle BN yarıçaplı çembersel yörüngeyi tam olarak izler. Ters olarak da orijinal 4 çubuk mekanizmasının bir mafsal noktası olan D noktası da yeni dört çubuk mekanizmasının bir biyel noktası olması sebebiyle yaklaşık çembersel yörünge izler. Buna göre, kurulan OABN yeni dört çubuk mekanizmasının boyutları, Şekil-2. referans alınarak, aşağıdaki gibi belirlenir.



Şekil-3. Çembersel Yörünge İzleyen Dört Çubuk Mekanizmasının Oluşturulması

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= x_1; & x'_2 &= \sqrt{x_4^2 + x_5^2}; & x'_3 &= R; & x'_4 &= x_2 \cos\gamma; & x'_5 &= x_2 \sin\gamma; \\ x'_6 &= x_m; & x'_9 &= y_m; & \psi'_0 &= \psi_0; & \gamma &= \tan^{-1} \frac{x_5}{x_4} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

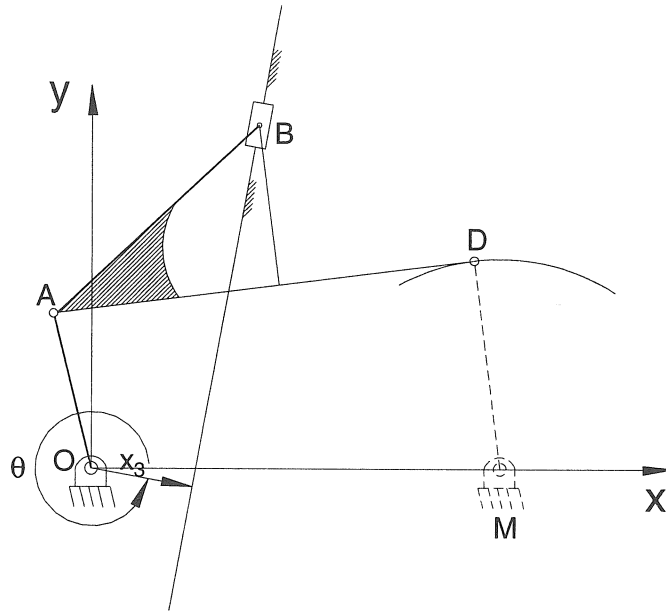
(33) ifadesinde  $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_9, \psi_0]$  parametreleri OADM dört çubuğuna ait kinematik büyüklükleri,  $[x_m, y_m, R]$  parametreleri biyel düzlemi üzerindeki genel çembersel yörünge tasarımı sonucunda elde edilen büyüklükleri,  $[x'_1, x'_2, x'_3, x'_4, x'_5, x'_6, x'_9, \psi'_0]$  parametreleri ise

OABN dört çubuk mekanizmasına ait büyüklükleri simgelemektedir. Ayrıca Şekil-2 de gösterilmeyen  $x_9$  uzunluğu dört çubuk mekanizmasının çıkış koluna ait sabit mafsalının giriş kolu sabit mafsalına göre düşey uzaklığını göstermektedir. Ayrıca, yeni OABN 4-çubuk mekanizmasının biyel uzvuna ait D noktasının istenilen çembersel yörüngeye olan yakınlığı (33)

ifadesindeki boyutlar kullanılarak (18) yardımı ile hesaplanır.

Şekil-2. deki dört çubuk biyeli üzerinde genel doğrusal bir yörünge için dört çubuk mekanizmasının biyel düzleminin hareketini ifade eden (29-32) ifadelerinin (20-27) de yerine konulması sonucunda doğrusal yörüngeye ait bilinmeyen  $[x_4, x_5, m, n]$  parametrelerinin hesaplanması gerekir. Hesaplanan parametrelerin doğrusal yörüngeye olan yakınlığı (28) ifadesindeki yapısal hata dağılımından belirlenebilir. Elde edilen bu doğrusal yörünge

$$\left. \begin{aligned} x'_1 &= x_1; & x'_2 &= \sqrt{x_4^2 + x_5^2}; & \theta &= \frac{\pi}{2} + \tan^{-1} m; & x'_3 &= \sqrt{\frac{n^2 + \tan^2 \theta}{(\tan \theta - m)^2}}; \\ x'_4 &= x_2 \cos \gamma; & x'_5 &= x_2 \sin \gamma; & \psi'_0 &= \psi_0; & \gamma &= \tan^{-1} \frac{x_5}{x_4} \end{aligned} \right\} \quad (34)$$



Şekil-4. Çembersel Yörünge İzleyen Krank-Biyel Mekanizmasının Oluşturulması

(34) ifadesinde  $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_9, \psi_0]$  parametreleri OADM dört çubuğuna ait kinematik büyüklükleri,  $[m, n]$  parametreleri biyel düzlemi üzerindeki genel doğrusal yörünge tasarımı sonucunda elde edilen büyüklükleri,  $[x'_1, x'_2, x'_3, x'_4, x'_5, \psi'_0]$  parametreleri ise OAB krank-biyel mekanizmasına ait büyüklükleri simgelemektedir.

#### SAYISAL SONUÇLAR

Yukarıda anlatılan yöntemlerle ilgili olarak geliştirilen bilgisayar yazılımı yardımı bazı tasarım örnekleri gösterilmiştir. Kullanılan yöntemin kapalı

üzerine bir kayar uzvun eklenmesi ve dört çubuk mekanizmasının çıkış uzvunun kaldırılması sonucunda Şekil-4 deki istenilen çembersel yörüngeyi izleyen bir krank-biyel mekanizması tasarımı gerçekleştirilir.

Genel doğrusal yörünge izleyen dört çubuk mekanizmasının istenilen çembersel yörüngeyi izleyen krank-biyel mekanizmasına dönüştürülmesiyle ortaya çıkan kinematik parametreler aşağıdaki gibi hesaplanır, Şekil-4.

çözümlere dayalı olması nedeniyle mümkün olan tüm çözümler, sanal veya gerçek, elde edilmiştir. Sayısal örneklerde bulunan bu çözümler arasından pratik amaçlar için (yapısal hata ve boyut oranları kriteri) en uygun olduğu düşünülen çözümle ilgili mekanizmanın kinematik diyagramları gösterilmiştir.

**Örnek 1:** Bu örnekte, kol uzunlukları  $x_1=0.6481$ ;  $x_2=0.9848$ ;  $x_3=0.6710$ ;  $x_6=1.0000$ ;  $x_9=0.0000$ ; olan, giriş kolu  $\psi_0=10.00^\circ$  den  $\psi_n=100.00^\circ$  ye kadar  $\Delta\psi=90.00^\circ$  miktar döner iken biyel uzvu da  $\delta_0=10.00^\circ$  ile  $\delta_n=1.19^\circ$  aralığında  $\Delta\delta=-8.81^\circ$  değişen ve giriş kolu tam dönü yapabilecek şekilde seçilen dört çubuk mekanizmasının biyel kolu düzlemi üzerinde genel bir çember çizen noktanın bulunması

ele alınmıştır. Söz konusu dört çubuk mekanizmasının boyutları geliştirilen bilgisayar yazılımında değerlendirilmesi sonucunda,  $x_5$  e göre 7. dereceden olan (10) nolu polinomun kökleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$(X_{5i}, i=1,\dots,7)= 10.3158; -75.1396-40.7582 i; -75.1396+40.7582 i; 0.3939; 5.0193; 0.0000; 0.0000;$$

Yukarıdaki kökler arasında iki tanesi sanal ve iki tanesi de  $x_5$  in sıfır olduğu ve biyel uzvu ile giriş ve çıkış uzuvların ortak bağlantı noktalarını temsil eden bilinen çözümlerdir. Geriye kalan üç adet çözüm değerleri arasında yapısal hata ve uzunluk oranları bakımından en uygun dördüncü çözüm seçilmiş ve buna bağlı diğer parametre değerleri ve yapısal hatanın en büyük değeri  $e_{max}$  aşağıda verilmiştir.

$$x_4=-1.0696; x_5=0.3939; x_m=-1.1040; y_m=0.3985; R=0.6212; e_{max}=0.0055;$$

Elde edilen 4. çözüme ait dört çubuk mekanizmasının sınır konumları, izlemesi gereken genel çemberin gerçek eğrisi ve mekanizmanın biyel uzvu üzerindeki genel çembersel yörünge izleyen noktanın çizdiği kapalı biyel eğrisinin tamamı Şekil-5. (a) da gösterilmiştir. Buna göre, dört çubuk mekanizmasının önceden belirlenen sınır konumları arasındaki biyel eğrisi genel çembersel yörüngeyi yakından izlerken, bu yakınlığın mekanizmanın sınır konumları dışında da, yaklaşık yarım çember kadar, devam ettiği Şekil-5. (a) dan görülebilir.

Giriş kolu tam dönü yapabilen dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu ortadan kaldırıp genel çembersel yörüngeyi merkez noktası üzerine çemberin yarı çapı uzunluğunda yeni bir çıkış uzvunun ilave edilmesi sonucunda elde edilen yeni dört çubuk mekanizmasının (33) ifadesine göre hesaplanan kinematik büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

$$x'_1 = 0.6481; x'_2 = 1.1414; x'_3 = 0.6212; x'_4 = -0.9229; \\ x'_5 = 0.3438; x'_6 = -1.1040; \\ x'_9 = 0.3985; \psi'_0 = 10.00^0; \psi'_n = 100.00^0; e_{max} = 0.0040;$$

Elde edilen bu yeni dört çubuk mekanizmasının izlediği çembersel yörünge önceden belirlenmiş çembersel yörüngeyi. Buna ait mekanizmanın kinematik diyagramı, sınır konumları ve yaklaşık çembersel yörünge olan biyel eğrisi Şekil-5 (b) de çizilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi, mekanizmanın sınır konumları dışında da çembersel yörünge bir miktar daha devam etmektedir. Ancak dört çubuk mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapamadığı için biyel eğrisi kapalı eğri olmamaktadır.

Bu defa da giriş kolu tam dönü yapabilen ve biyel eğrisi genel bir çembersel yörüngeyi yaklaşık

olarak izleyen dört çubuk mekanizmasının giriş kolu çıkarılıp, çembersel yörüngeye merkezine ilave edilen yeni uzuv giriş kolu yapılırsa aşağıda kinematik boyutları verilen yeni dört çubuk mekanizması elde edilir.

$$x'_1 = 0.6212; x'_2 = 2.0927; x'_3 = 0.6010; x'_4 = 1.1259; \\ x'_5 = -0.1875; x'_6 = 2.1040; \\ x'_9 = -0.3985; \psi'_0 = -7.31^0; \psi'_n = 99.27^0; e_{max} = 0.0031;$$

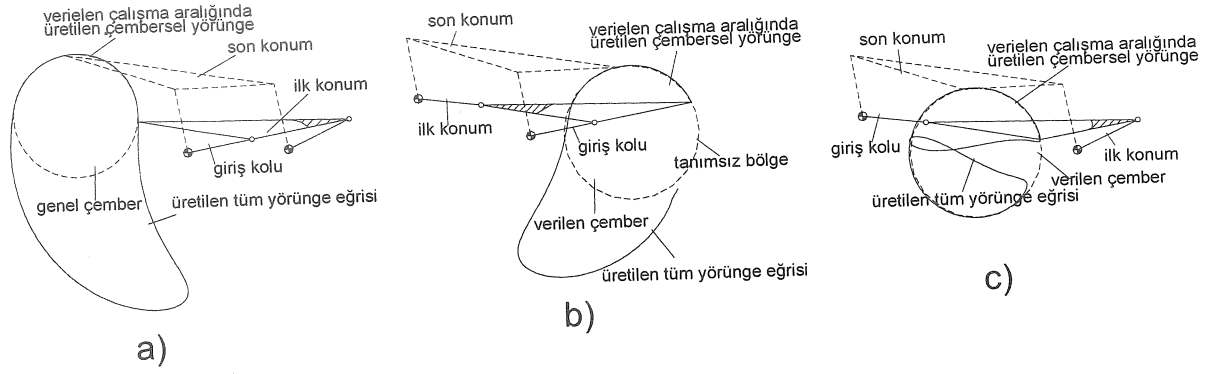
Yukarıda kinematik büyüklükleri verilen mekanizmanın kinematik diyagramı, sınır konumları ve yaklaşık çembersel yörünge olan biyel eğrisi Şekil-5 (c) de çizilmiştir. Daha önceki tasarımlara

benzer olarak burada da mekanizmanın sınır konumları dışında çembersel yörüngeye neredeyse verilen çemberin tamamına yakın olarak devam ettiği Şekil-5 (c) den görülebilir. Ayrıca istenilen çembersel yörüngeyi yaklaşık olarak üreten yeni dört çubuk mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapabilmesi nedeniyle söz konusu biyel eğrisi kapalı eğri olmaktadır.

**Örnek 2:** Bu örnekte, kol uzunlukları  $x_1=0.5250$ ;  $x_2=1.0858$ ;  $x_3=1.3505$ ;  $x_6=1.0000$ ;  $x_9=0.0000$ ; olan, giriş kolu  $\psi_0=110.00^0$  den  $\psi_n=230.00^0$  ye kadar  $\Delta\psi=120.00^0$  miktar döner iken biyel uzvu da  $\delta_0=46.42^0$  ile  $\delta_n=81.24^0$  aralığında  $\Delta\delta=34.82^0$  kadar değişen ve giriş kolu tam dönü yapabilen bir dört çubuk mekanizmasının biyel kolu düzlemi üzerinde genel bir doğrusal yörünge izleyen noktanın bulunması gösterilmiştir. Söz konusu dört çubuk mekanizmasının boyutları geliştirilen bilgisayar yazılımında değerlendirilmesi sonucunda, genel doğruya ait bilinmeyen parametreler aşağıda verilmiştir.

$$x_4= 1.9971; x_5 =0.0166; m=0.3102; n=1.5837; \\ e_{max}=0.0061;$$

Elde edilen bu genel doğruya ait dört çubuk mekanizmasının sınır konumları, izlemesi gereken genel doğrusal yörünge eğrisi ve mekanizmanın biyel uzvu üzerindeki genel doğrusal yörünge izleyen noktanın çizdiği kapalı biyel eğrisinin tamamı Şekil-6. (a) da gösterilmiştir. Buna göre, dört çubuk mekanizmasının önceden belirlenen sınır konumları arasındaki biyel eğrisi genel doğrusal yörüngeyi oldukça yakın izlerken, bu yakınlığın mekanizmanın sınır konumları dışında da bir miktar devam ettiği Şekil-5. (a) dan görülebilir.



Şekil-5. Verilen Çalışma Aralığında Dört Çubuk Mekanizması Biyel Uzvu Üzerinde Çembersel Yörüngeler.

Giriş kolu tam dönü yapabilen dört çubuk mekanizmasının çıkış kolu ortadan kaldırıp genel doğrusal yörünge üzerine bir kayar uzvunun ilave edilmesi sonucunda elde edilen krank-biyel mekanizmasının (34) ifadesine göre hesaplanan kinematik büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

$$x'_1 = 0.5250; x'_2 = 1.9971; x'_3 = 1.5126;$$

$$\theta = 107.23^\circ; x'_4 = 1.0858; x'_5 = -0.0090;$$

$$\psi'_0 = 110.00^\circ; \psi'_n = 230.00^\circ; e_{\max} = 0.0048$$

Verilen bir çembersel yörüngeyi yaklaşık olarak izleyecek biçimde yukarıda tasarımı gerçekleştirilen krank-biyel mekanizmasının izlediği yaklaşık çembersel olan yörünge ve mekanizmanın çalışma aralığını gösteren kinematik diyagram Şekil-6 (b) de gösterilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi, mekanizmanın sınır konumları dışında da çembersel yörünge az miktar daha devam etmektedir. Söz konusu krank-biyel mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapamadığı için mekanizmanın biyel eğrisi kapalı eğri olmamaktadır.

Şekil-6. (a) da gösterilen dört çubuk mekanizmasının giriş kolu ortadan kaldırılır ve bu mekanizmanın genel doğrusal yörünge izleyen biyel noktasına bir kayar uzuv ilave edildiğinde Şekil-6 (c) deki krank-biyel mekanizması elde edilir. Bu mekanizmaya ait kinematik boyutlar aşağıda gösterilmiştir.

$$x'_1 = 1.3505; x'_2 = 0.9114; x'_3 = 1.8089;$$

$$\theta = 107.23^\circ; x'_4 = -1.0856; x'_5 = 0.0198;$$

$$\psi'_0 = 108.61^\circ; \psi'_n = 150.21^\circ; e_{\max} = 0.0069;$$

**Örnek 3:** Birinci örnekte ele alınan dört çubuk mekanizmasının yerine bu kez de bir krank- biyel mekanizmasının biyel uzvunun düzlemsel hareketi esnasında genel çembersel yörünge izleyen biyel noktalarının araştırılması bu örnekte ele alınmıştır. Söz konusu krank-biyel mekanizmasının giriş kolu tam dönü yapacak biçimde ve boyutları keyfi olarak seçilmiştir. Buna göre, kinematik büyüklükleri  $x_1=1.3546; x_2=3.7011; x_3=0.0000; \theta=0.00^\circ$  ; olarak seçilmiş olan krank-biyel mekanizmasının giriş kolu  $\psi_0=65.00^\circ$  dan  $\psi_n=155.00^\circ$  ye kadar  $\Delta\psi=90.00^\circ$  miktar döner iken, biyel uzvu  $\delta_0=-19.37^\circ$  ile  $\delta_n=-8.90^\circ$  aralığında  $\Delta\delta=10.47^\circ$  döner. Ayrıca biyel uzvunun bu hareket aralığında piston uzvunun doğrusal yer değiştirme miktarı  $\Delta s=1.6352$  olur. Bu hareket aralığında ele alınan krank-biyel mekanizması geliştirilen bilgisayar yazılımında değerlendirildiğinde,  $x_5$  e göre 7. dereceden olan (10) nolu polinomun kökleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$(x_{5i}, i=1, \dots, 7) = 38.148; -8.3255-2.7548 i;$$

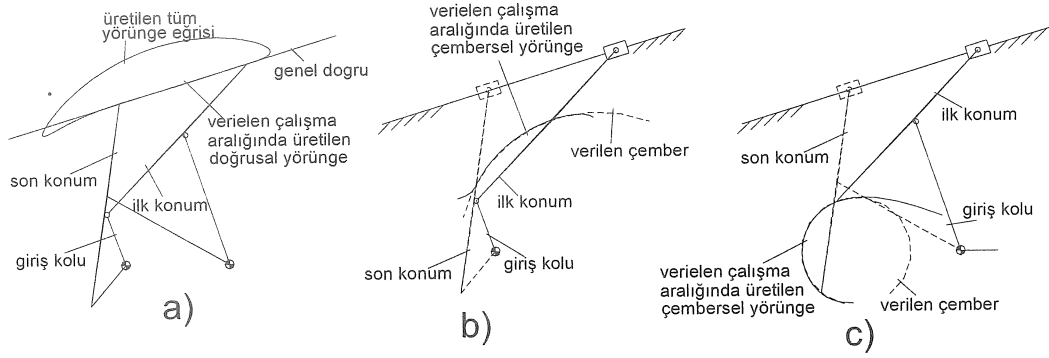
$$-8.3255+2.7548 i; 1.4570; 1.7788; 0.0000; 0.0000;$$

Yukarıdaki kökler arasında iki tanesi sanal ve iki tanesi de  $x_5$  in sıfır olduğu ve biyel uzvu ile giriş ve çıkış uzuvların ortak mafsal noktalarını temsil eden ve önceden bilinen çözümlerdir. Geriye kalan üç adet çözüm değerleri arasından yapısal hata ve boyut oranları bakımından en uygun olan üçüncü ve beşinci çözümlerdir. Bu iki çözüm arasından beşinci çözüm ele alınarak buna bağlı diğer parametre değerleri aşağıda gösterilmiştir.

$$x_4=4.9945; x_5=1.7788; x_m=5.3017; y_m=3.6556;$$

$$R=2.4738; e_{\max}=0.0051;$$





Şekil-6. Verilen Çalışma Aralığında Dört Çubuk Mekanizması Biyel Uzvu Üzerinde Doğrusal Yörüngeler.

Elde edilen beşinci çözüme ait krank-biyel mekanizmasının sınır konumları, teorik olarak izlemesi gereken genel çembersel yörünge eğrisi ve mekanizmanın biyel uzvu üzerindeki genel çembersel yörünge izleyen noktanın çizdiği gerçek biyel eğrisinin kapalı biçimi Şekil-7. (a) da gösterilmiştir. Çizilen kapalı biyel eğrisinin mekanizmanın sınır konumları arasında kalan parçası, bu çalışma kapsamında tasarımı gerçekleştirilen yaklaşık çember olan yörünge eğrisidir.

Şekil-7 (a) da gösterilen krank-biyel mekanizmasının genel çembersel yörünge izleyen biyel noktasına bir uzuv eklenerek piston uzvunun ortadan kaldırılması sonucunda elde edilen ve yaklaşık doğrusal yörünge izleyen dört çubuk mekanizmasının kinematik diyagramı Şekil-7(b) de, kinematik boyut değerleri de aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} x'_1 &= 1.3546; x'_2 = 5.3018; x'_3 = 2.4738; \\ x'_4 &= 3.4866; x'_5 = -1.2417; x'_6 = 5.3017; \\ x'_9 &= 3.6556; \psi'_0 = 65.00^0; \psi'_n = 155.00^0; e_{\max} = 0.0045; \end{aligned}$$

Eğer Şekil-7(a) yardımı ile elde edilen ve Şekil-7(b) de görülen mekanizmanın piston uzvu tekrar yerine konur ve bu kez de giriş uzvu çıkarılırsa Şekil-7 (c) deki yaklaşık çembersel yörünge izleyen yeni bir krank-biyel mekanizması elde edilir. Aşağıda kinematik boyutları verilen bu yeni krank-biyel mekanizmasının izlediği çembersel yörünge, tasarımcı tarafından önceden belirlenebilir.

$$\begin{aligned} x'_1 &= 2.4738; x'_2 = 2.1993; x'_3 = 3.6556; \\ \theta &= 270.00^0; x'_4 = 4.3758; x'_5 = 2.9934; \\ \psi'_0 &= -76.62^0; \psi'_n = -122.17^0; e_{\max} = 0.0078; \end{aligned}$$

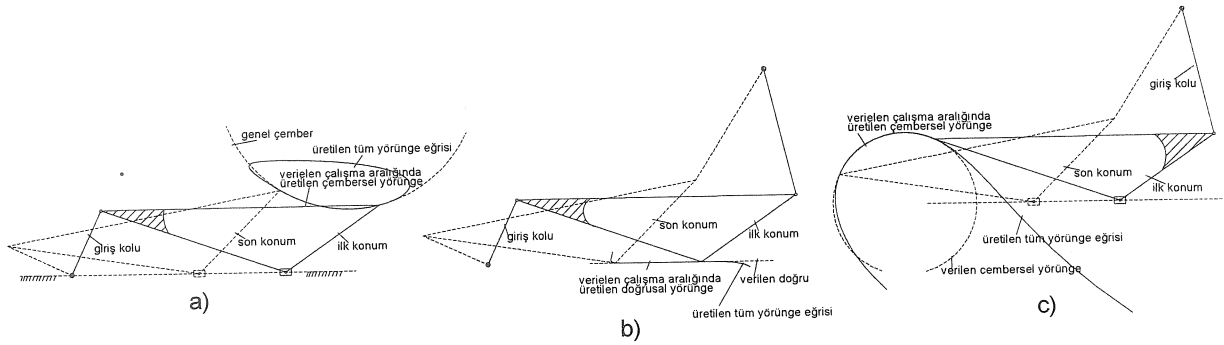
## SONUÇ

Bu çalışmada herhangi bir mekanizmanın biyel uzvu üzerinde çembersel ve doğrusal yörüngesi en az

hata ile izleyen bir noktanın bulunması için, kapalı çözüme dayalı Galerkin adı verilen bir metot gösterilmiştir. Söz konusu biyel noktasının izlediği çembersel veya doğrusal yörünge önceden tasarımcı tarafından belirlenmiş yörüngeler değildir. Bu yörüngeler kinematik boyutları önceden belirlenmiş olan herhangi bir mekanizmanın seçilen biyel uzvunun sonlu bir hareketi esnasında üzerindeki bir noktanın en az hata ile izleyebildiği kısmi çembersel veya doğrusal yörüngelerdir.

Geliştirilen yöntemin etkinliği, keyfi olarak seçilen krank-biyel ve dört çubuk mekanizmasının biyel uzuvları ele alınarak gösterilmiştir. Bu çalışmada gösterilen sayısal örneklerde seçilen mekanizmaların belirlenen çalışma aralıklarında tespit edilen biyel noktalarının ürettiği yörünge ile istenilen yörünge eğrileri arasındaki yapısal hata 1% den küçük olması sağlanmıştır. Bu durum seçilen mekanizmanın çalışma aralığının ve boyutlarının sistematik biçimde değiştirilmesi ile mümkün olmuştur. Çünkü mafsal noktaları arzu edilen çembersel veya doğrusal yörünge parçalarını izleyen biyel uzvuna sahip çok sayıda farklı kinematik boyutlara veya farklı çalışma aralıklarına sahip mekanizmalar belirlenebilir.

Biyel uzvu üzerinde yaklaşık çembersel yörünge izleyen noktaların bulunmasında kullanılan kinematik denklemler yedinci dereceden polinoma indirgenmiştir. Polinomun derecesinin tek olması, her zaman en az bir tane gerçek çözümün varlığının gösterir. Ayrıca dört-çubuk mekanizmasının biyel uzvunun tam çembersel yörünge izleyen her iki mafsal noktasının da yedinci dereceden polinomun bilinen çözümleri olması nedeniyle, amaca uygun çözüm sayısı en fazla beş olmaktadır. Bu durum krank-biyel mekanizmasının biyel uzvu için de geçerlidir. Çünkü tam doğrusal bir yörünge izleyen biyel piston mafsalı aynı zamanda yarı çapı sonsuza giden çembersel yörünge olarak düşünülebilir.



Şekil-7. Verilen Çalışma Aralığında Krank-Biyel Mekanizması Biyel Uzvu Üzerinde Çembersel Yörüngeler.

Bu çalışmada gösterilen yaklaşım sadece 4-çubuk ve krank biyel mekanizmasının biyel uzvu ile sınırlı olmayıp bunların dışındaki farklı mekanizma yapıları için de kullanılabilir.

#### A NOVEL APPROACH TO THE DESIGN OF PLANAR MECHANISMS TRACING APPROXIMATE CIRCULAR AND APPROXIMATE LINEAR COUPLER CURVES

In this work, the design of a mechanism tracing a desired circular or a linear trajectory is accomplished by determining a suitable coupler point supposed to generate approximate circular or linear paths during the finite displacement of a coupler link of a mechanism with known dimensions. Closed-form solutions have been obtained by using an elimination technique in the design process. So all the possible solutions resulting in this process are found out. Numerical examples are given to demonstrate the effectiveness of the method.

Keywords: Circular and linear paths, approximate synthesis, coupler point, closed-form solutions.

#### KAYNAKÇA

1. Dittrich, G., Braune, R., *Getriebetechnik in Beispielen*, R. Oldenbourg Verlag, München, 1978.
2. Volmer, J., *Getriebetechnik, Koppelgetriebe*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1979.
3. Norton, R.L., *Design of Machinery*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1992.
4. Volmer, J., *Getriebetechnik, Lehrbuch*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1972.
5. Martin, G.H., *Kinematics and Dynamics of Machines*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1969.
6. Hall, A.S., *Kinematics and Linkage Design*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, 1961.
7. Hirschhorn, J., *Kinematics and Dynamics of Plane Mechanisms*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1962.
8. Shigley, J.E., *Theory of Machines*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1961.
9. I.D.Akçalı, G.Dittrich, Function Generation By Galerkin's Method, *Mechanism and Machine Theory*, 24 (1989) No.1, 1989, 39-43.
10. A.K. Dhingra, A.N. Almadi, D.Kohli, Closed-Form Approach to Coupler-Curves of Multi-Loop Mechanisms, *ASME Journal of Mechanical Design*, 122 (2000), 464-471.
11. Hartenberg, R.S., Denavit, J., *Kinematics Synthesis of Linkages*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1964.
12. Nolle, H., Linkage Coupler Curve Synthesis: A Historical Review-III Spatial Synthesis and Optimization, *Mechanism and Machine Theory*, 10 (1997) 1, 41-55.
13. Almadi A.N., Dhingra A.K., Kohli D., Displacement analysis of ten-link kinematic chains using homotopy, *Proc. of 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms I*, 90-94, 1995.
14. Dhingra A.K., Cheng J.C., Kohli D., Synthesis of six-link, slider-crank and four-link mechanisms for function, path and motion generation using homotopy with m-homogenization, *ASME Journal of Mechanical Design*, 116 (1994), 1122-1131.
15. Raghavan M., The Stewart platform of general geometry has 40 configurations, *ASME Journal of Mechanical Design*, 115 (1993), 277-282.
16. Subbian T., Flugard D.R., Four-Bar path generation synthesis by a continuation method, *ASME Journal of Mechanical Design*, 113 (1991), 63-69.
17. Wampler C.W., A.P. Morgan, A.J. Sommese, Numerical continuation methods for solving polynomial systems arising in kinematics, *ASME Journal of Mechanical Design*, 112 (1990), 59-68.

18. Wampler C.W., Morgan A.P., Sommese A.J., Complete solutions of the nine-point path synthesis problem for four-bar linkages, *ASME Journal of Mechanical Design*, 114 (1992), 153-159.
19. Buchberger B., Grobner bases: an algorithmic method in polynomial ideal theory, in: N.K., Bose (Ed.), *Multidimensional Systems Theory*, 184-232, Reidel, Holland, 1985.
20. Salmon G., *Modern Higher Algebra*, Chelsea, New York, 1985.
21. Waldron K.J., Sreenivasan S.V., A study of the position problem for multi-circuit mechanisms, *Mechanism Synthesis and Analysis DE*, 70 (1994), 337-348.
22. Almadi A.N., Dhingra A.K., Kohli D., Closed-Form Displacement Analysis of SDOF 8-Link Mechanisms, in: *Proceedings of the ASME Design Engineering Technology Conference*, Irvine, CA, 1996.
23. Dhingra A.K., Almadi A.N., Kohli D., Closed-form displacement analysis of 10-link mechanisms:Part-I, *Mechanism and Machine Theory*, 36 (2001) 1, 29-56.
24. Dhingra A.K., Almadi A.N., Kohli D., Closed-form displacement analysis of 8,9 and 10-link mechanisms:Part-II: 9-link 2-DOF and 10-link 3-DOF mechanisms, *Mechanisms and Machine Theory*, 35 (2000) 1, 851-869.
25. Dhingra A.K., Almadi A.N., Kohli D., Closed-form displacement analysis of 10-link mechanisms:Part-II: polynomial solutions, *Mechanisms and Machine Theory*, 36 (2001), 57-75.
26. Akçali, İ.D., Mekanizma Tekniğinde Yörünge ve Fonksiyon Sentezine Çeşitli Yaklaşımların Gözden Geçirilmesi, *Doğa* 8, 1 (1984), 1-12.
27. Akçali, İ.D., Mutlu, H., A Novel Approach in the Direct Kinematics of Stewart Platform Mechanism, (Paper Under Review) Sent to *ASME, J. Mechanical Design*, Aug.2003.

# Metal Tozu Üretiminde Yeni Bir Yöntem "Dondelark Yöntemi"

**Necip Fazıl Yılmaz**

Y. Doç. Dr.

Gaziantep Üniversitesi  
Makina Mühendisliği Bölümü

**Yusuf Fedai**

Öğretim Görevlisi

Çukurova Üniversitesi  
Osmaniye Meslek Yüksekokulu  
Makine Programı,  
OSMANİYE

*Bu çalışmada, metal tozu elde etmek için temeli atomizasyon yöntemine dayanan yeni bir metot geliştirilmiştir. Tel elektrot, basınçlı hava ve döner diskten oluşan deney düzeneği, metal tozu tane büyüklüğünü etkileyen parametrelerin irdelenmesine imkan tanıyacak şekilde tasarlanmıştır. Bu deney düzeneğinde tel sürme mekanizması ile sürülen çelik teller, çubuk telin ucu ile döner diskin arasında meydana gelen ark sayesinde ergitilmektedir. Ark bölgesine tatbik edilen yüksek basınçlı hava yardımıyla da ergimiş metal atomize edilmektedir. Deneylerde 2mm, 2.5mm ve 3mm çaplarında çelik teller kullanılarak metal tozu elde edilmiştir.*

*Elde edilen metal tozları elek analizinden geçirilerek ortalama tane büyüklüğü ( $d_{50}$ ) belirlenmiş ve sonuçlar tablolar halinde sunulmuştur. Bu çalışma neticesinde üretilen çelik tozlar için en ince ortalama toz tane büyüklüğü 111  $\mu$ m bulunmuştur.*

*Anahtar Kelimeler: Atomizasyon, Metal Tozu, Elektrik Arki*

## GİRİŞ

Bu gün ülkemizde toz metalürjisi sanayiinde faaliyet gösteren 20'den fazla işletme bulunmakta ve bu sayı gün geçtikçe artmaktadır. Bu hızlı gelişmeye rağmen bu işletmeler halen kullandıkları tozun tamamına yakını yurt dışından ithal etmektedir.

Toz Metalürjisi üretim tekniği bütün dünyaya hızla yayılmaktadır. ABD'de, Japonya'da, Avrupa ve Avustralya'da Toz Metalürjisi üretimi sürekli olarak artmaktadır [1].

Toz metalürjisi, parça veya yarı mamul ürünlerin imali için kullanılan metal işleme yöntemlerinden birisidir [2]. Bazı metallerin ergime sıcaklıklarının yüksek olması ve bu sıcaklıklara ulaşamaması, bazı özelliklerin ancak toz metalürjisi ile sağlanabilmesi (kendinden yağlamalı yataklar gibi), süper alaşım ve sert metaller gibi önemli malzemelerin bu yöntem ile üretilmesi toz metalürjisini zorunlu kılan başlıca sebeplerdir [3].

Havacılık ve Savunma Sanayinde hafif ve daha dayanıklı malzemelere olan ihtiyaç Toz Metalürjisi ile üretilen metal matrisli kompozit malzemelere olan ilginin son yıllarda katlanarak artmasına sebep olmuştur [4]. Bugün imal edilen metal tozlarının %80'i atomizasyon yöntemi ile üretilmektedir. Eğer bir malzeme kolaylıkla ergitilebiliyorsa bu malzeme atomizasyon yöntemiyle de toz haline getirilebilir [11]. Atomizasyon yöntemi, iki akışkanlı (su ve gaz atomizasyonu), santrifuj, ultrasonik, vakum ve döner disk atomizasyonu olmak üzere beş gruba ayrılmaktadır [5]. Döner disk atomizasyonunda döner disk üzerine serbest olarak gelen sıvı metal, diskin hızlı bir şekilde dönerek santrifuj etkisi meydana getirmesiyle atomize olmaktadır. Bunun yanı sıra yine pek çok çalışmada [12-16] döner diskin konumu

ve soğutma yönteminde değişik uygulamalar yapılarak toz üretimi gerçekleştirilmektedir. Metal tozlarının üretiminin pahalı olması alternatif üretim yöntemlerini de beraberinde getirmektedir.

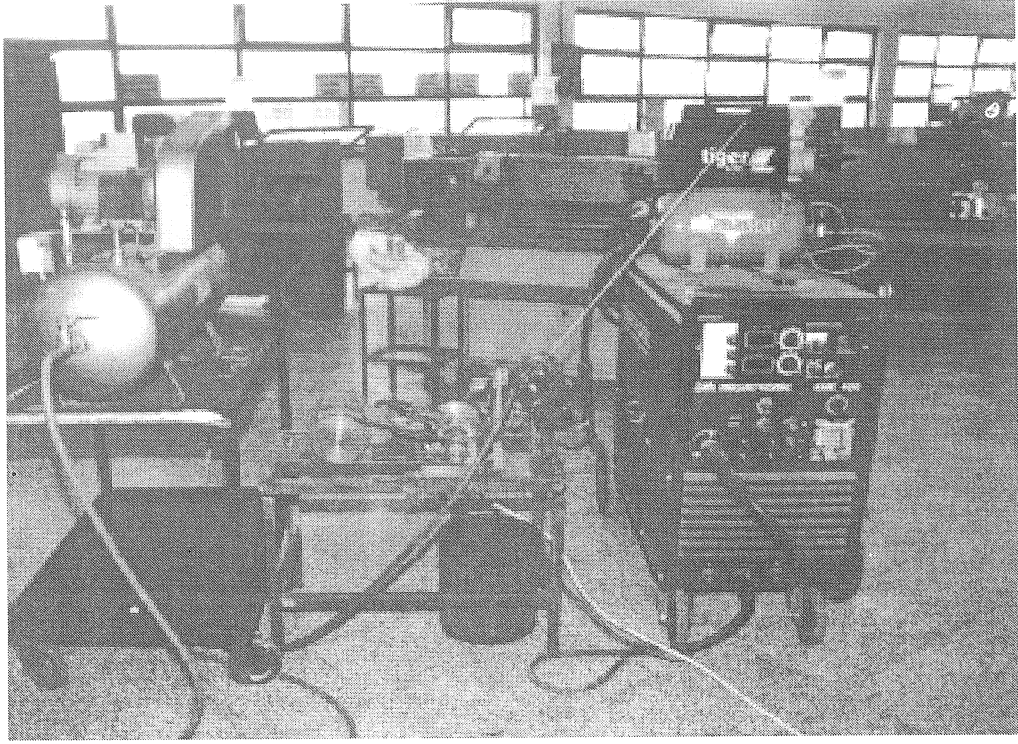
Bu çalışmada gaz atomizasyonu, döner disk atomizasyonu ve elektrik ark atomizasyonu yöntemleri tek bir mekanizmada birleştirilerek yeni bir metal tozu üretim tekniği geliştirilmeye çalışılmıştır. Deney düzeneğinin temeli, Doğan [6] ve Yılmaz [7,9] tarafından tasarlanıp geliştirilen elektrik ark atomizasyonu yöntemiyle metal tozu üretimine dayanmaktadır. Yapılan bu çalışmada, güç kaynağının farklı kutuplarına bağlanan çelik tel çubuk ile döner disk birbiriyle temas ettirilerek elektrik arkının meydana gelmesi sağlanmıştır. Ark esnasında ortaya çıkan yüksek sıcaklığın etkisiyle çubuk tel ergitilmekte ve bu ergiyik üzerine yüksek basınçlı hava püskürtülerek sıvı metal atomize edilmektedir. Atomize edilen damlacıkların katılaşması, içerisinde su bulunan bir kaptan toplanarak sağlanmıştır.

## DENEY DÜZENEGİ

Döner disk ve elektrik arki ile metal tozu üretiminde (DONDELARK yöntemi) kullanılan deney düzeneği altı ana kısımdan meydana gelmektedir. Bunlar:

- i) Doğru akım güç kaynağı
- ii) Voltaj ayarlayıcı (varyak)
- iii) Basınçlı hava
- iv) Tel sürme mekanizması
- v) Döner disk sistemi
- vi) Su kabı

Şekil 1'de deney düzeneğinin genel görünümü yer almaktadır.



Şekil 1. Deney Düzenine Genel Görünümü

#### Doğru Akım Güç Kaynağı

Deneylerde KME 400 tipi, MIG kaynağında kullanılan doğru akım kaynak makinası kullanılmıştır. Elektrik arkı uygulamalarında sabit voltajlı güç kaynakları kullanılması önerilmektedir [8]. Deneylerde kullanılan KME 400 tipi güç kaynağı hem doğru akımda çalışabilmekte, hem de sabit voltaj sağlayabildiğinden deney şartlarına tam uygunluk göstermiştir. Ayrıca, volt değerinin elle ayarlanabilmesi ve ark bölgesinde meydana gelen akım miktarının cihaz tarafından otomatik olarak ölçülerek dijital göstergede gösterilmesi, elde edilen sonuçların gerçekliği ve hassasiyeti açısından önem kazanmaktadır.

#### Voltaj Ayarlayıcı (Varyak)

Çubuk telin ilerleme ve diskin dönme hızları metal tozu tane büyüklüğüne etki etmektedir [9]. Kullanılan varyak, sisteme gelen voltajı istenilen oranda değiştirerek mekanizmada kullanılan çubuk tel ve döner diskin değişik ilerleme ve dönme hızlarında hareket etmesini sağlamaktadır.

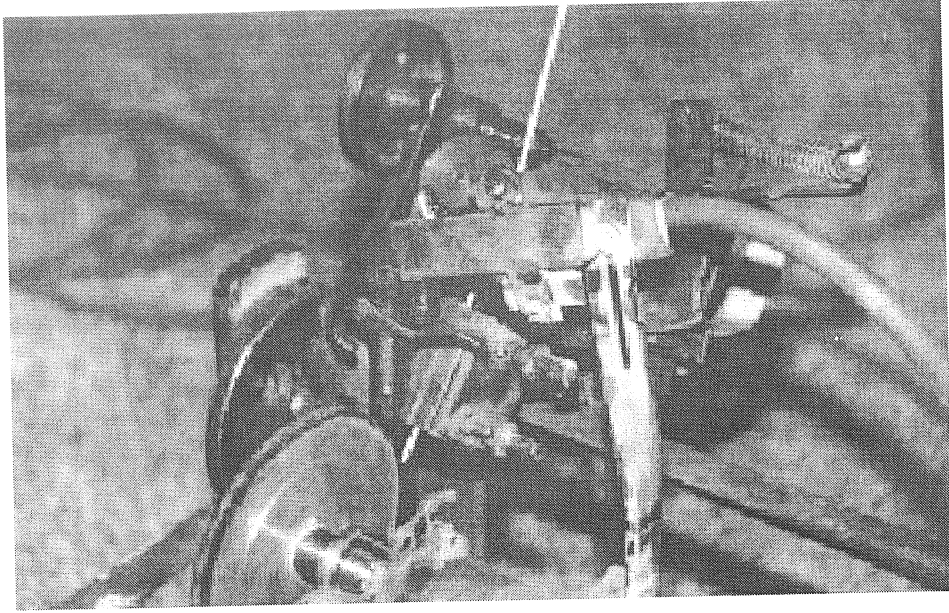
#### Basınçlı Hava

Deneylerde *Sarmak* marka havalı kompresör kullanılmıştır. Ark bölgesinin tam üzerine

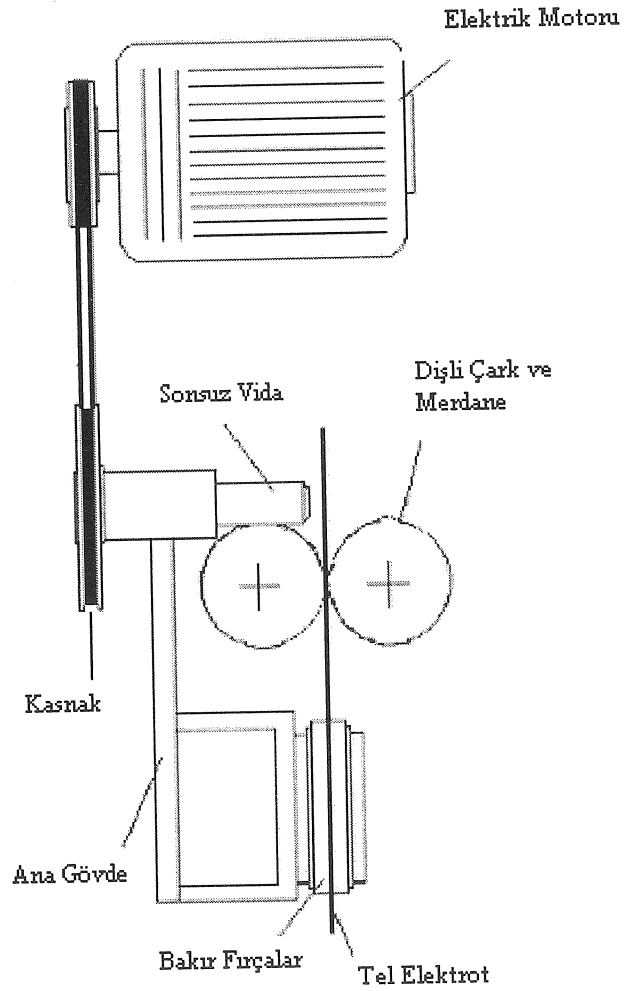
yerleştirilen hava tabancası ile deney şartlarında elde edilebilen maksimum 12 Bar basınçta hava püskürtülerek ergiyiğin atomize edilmesi sağlanmaktadır (Şekil 2).

#### Tel Sürme Mekanizması

Tel sürme mekanizması Şekil 3'te görüldüğü gibi, elektrik motoru, kayış kasnak, sonsuz vida ve çarkı ile bakır fırçalardan meydana gelmektedir. 1000 Watt gücündeki elektrik motorundan alınan hareket, bir kayış-kasnak yardımıyla sisteme aktarılmaktadır. Kasnağı üzerinde taşıyan milin uç kısmına açılan sonsuz vida ve çarkına bağlı merdaneler yardımıyla çubuk tel, doğrusal olarak sürülmektedir. Elektrik akımının çubuk tele iletilmesi için bakır fırçalar kullanılmıştır. Bakır fırçaların iç yüzeyinde bulunan V şeklindeki kanallar, değişik çaptaki tellerin buradan geçerken fırça ile tam temas etmesini sağlamaktadır. Elektrik iletiminin bakır fırçadan çubuk tele tam olarak iletilmesi için fırça iki adet yapılmıştır. Bu fırçalar üzerinde bulunan sıkıştırma yayı sayesinde fırçalar arasından geçen tele baskı uygulanmakta ve akım geçiş yüzeyi artırılmaktadır. Bakır fırçadan çıkan tel yaklaşık 10 mm sonra döner disk ile temas ederek ark oluşturmaktadır.



Şekil 2. Hava Tabancasının Sistemdeki Görünümü



Şekil 3. Tel Sürme mekanizması



## Döner Disk Sistemi

Çubuk tel elektrot ile ark oluşturmak ve oluşan sıvı metali dikey yönde aşağı doğru savurmak amacıyla döner disk kullanılmaktadır. Şekil 4'te döner disk sisteminin üstten görünüşü verilmektedir. Deneylerde 150 mm çapında, 10 mm et kalınlığına sahip ve alın yüzeyi V şeklinde açılmış, 4200 dev/dak ile döndürülen çelik disk kullanılmıştır. Döner diskin üzerinde bulunduğu mil, dairesel fırçalar sayesinde çepeçevre sarılarak elektrik akımının diske tam olarak geçmesi sağlanmıştır. Pirinç malzeme ile ana gövdeye yataklanan milin dönmesi yine ayrı bir kayış kasnak sistemi sayesinde gerçekleşmektedir. 1000 Watt gücündeki elektrik motoru, değişik çaplarda kasnak kullanarak farklı devirlerdeki hareketi mile iletilebilmektedir.

Deneyler sırasında meydana gelen yüksek sıcaklığın etkisiyle, çelik tel çubuğun döner disk üzerinde ergimesi, diske sarılması ve yapışması gibi olumsuzlukları önlemek için, çelik diskin alın yüzeyine yaklaşık 10 µm kalınlığında krom kaplama yapılmıştır.

## Su Kabı

Döner disk ve basınçlı hava yardımıyla atomize edilen metal tozları, hızlı soğutma için içi su dolu kaptan toplanmaktadır. Tozların havada kalma süresinin az olması ve su ile temasının çok kısa sürede sağlanması katılaştırmanın çabuk

gerçekleşmesine ve uçuş sırasında tozların birbirine yapışarak tane büyüklüğünün artmamasına yardımcı olmaktadır.

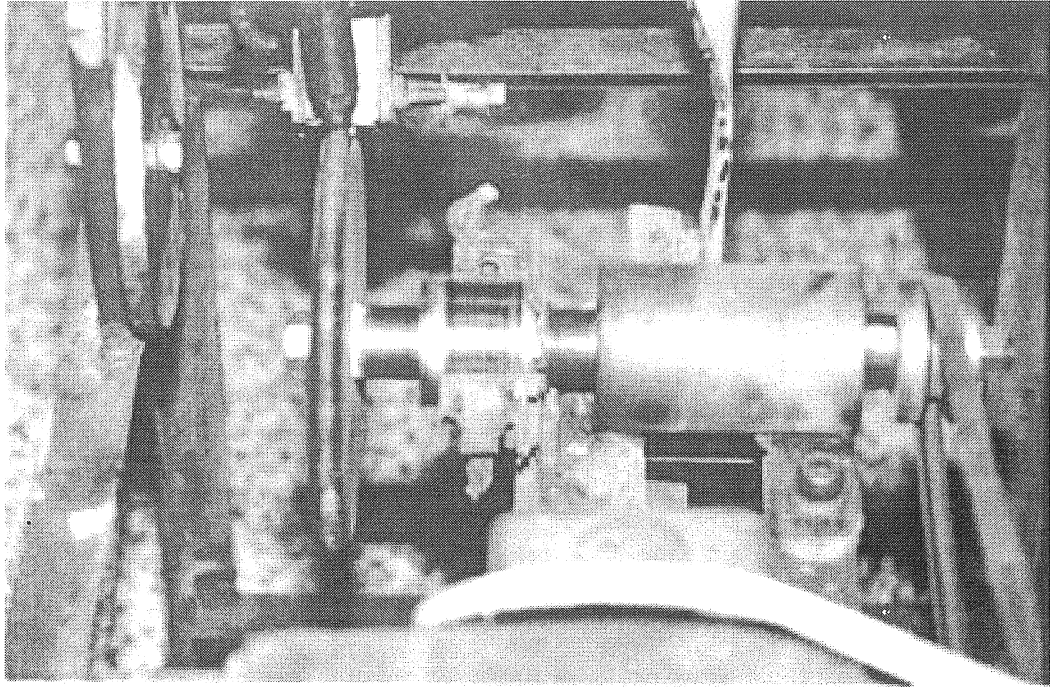
## DENEY DÜZENİĞİNİN ÇALIŞMASI

DONDELARK yöntemiyle metal tozu üretiminde metal tozu tane büyüklüğüne etki eden faktörleri incelemek için deney düzeneği şu parametreleri kontrol edecek şekilde düzenlenmiştir:

- i) Çubuk tel çapı
- ii) Çubuk tel sürme hızı
- iii) Voltaj değeri
- iv) Çubuk tel açısı
- v) Döner disk
- vi) Hava basıncı

Tel çapının metal tozu tane boyutuna etkisini görebilmek amacıyla 2, 2.5, 3mm çapında ve 100 cm boyunda çelik tel çubuklar kullanılmıştır. Çubukların düzgün ve oksitlenmemiş olması arkin kararlılığı açısından önem taşımaktadır.

Değişik hava basınçlarında ön deneyler yapılmış ve bu deneylerde hava basıncının artmasıyla metal tozu tane boyutunun küçüldüğü görülmüştür. Bu nedenle deney şartlarında elde edilebilen maksimum basınç olan 12 Bar'da basınç sabit tutulmaya çalışılmıştır. Hava basıncının deney sırasında değişiklik göstermesi, üretilen tozun tane boyutuna olumsuz yönde etki etmektedir.



Şekil 4. Döner Disk

Elektrik arkının oluşabilmesi için çubuk tel ve döner disk, güç kaynağının anot ve katot kutuplarına bağlanmıştır. Akımın kayıpsız olarak elektrotlara iletilmesi için, diske ve çubuk tele akım veren fırçaların temas yüzeyleri geniş tutulmuştur. Deneylerde çubuk tel ve döner disk değişik kutuplara bağlanarak sonuçlar gözlemlenmiştir. Ark sırasında elektronlar katottan anoda doğru hareket ettiğinden anodun daha çok ısınmasına, bu da anotta katoda göre daha fazla ergimenin meydana gelmesine neden olmaktadır [10].

Kullanılan güç kaynağının voltaj değeri 0-50 Volt arasında elle ayarlanabilmektedir. Deneylerde ark voltajı olarak 20-45 Volt arasında değişik gerilimler uygulanmıştır. Deney sonuçlarından en uygun gerilimin 25-35 Volt arasında olduğu gözlemlenmiştir. Akım şiddetinin ise tel çapına göre değiştiği görülmüştür. Akım şiddeti, 2mm tel için 100-150 Amper, 2.5mm tel için 130-180 Amper ve 3mm tel için 130-280 Amper aralığında gerçekleşmiştir.

Çubuk tellerin, ark bölgesine doğru sürülürken tel sürme mekanizmasının döndürülebilmesi sayesinde, değişik açılarda eritilebilmesine imkan tanınmıştır. Böylelikle ark bölgesine sürülen telin hangi açıda en iyi sonuçlar verdiği tespit edilebilmiştir.

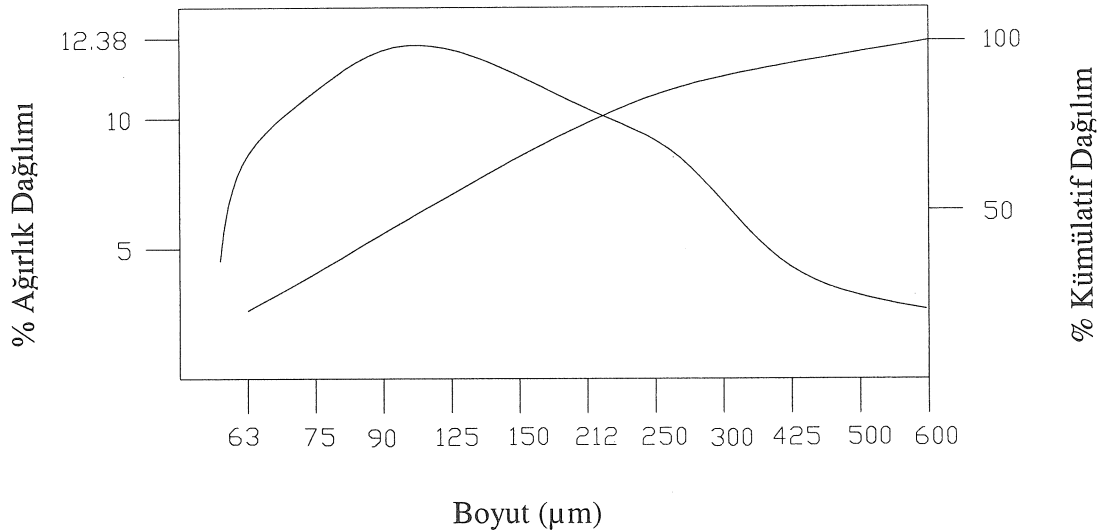
Su içerisinde toplanan metal tozları kurutularak elenmiş ve her bir elekte toplanan metal tozları ayrı ayrı tartılarak ortalama tane boyutu ve

ağırlık frekans dağılımı bulunmuştur. Üretilen metal tozunun kümülatif yüzde dağılımını bulmak için elek analizi yapılmıştır. Kullanılan elekler; 63, 75, 90, 125, 212, 250, 300, 425, 500 ve 600  $\mu\text{m}$  delik boyutundadır. Her bir deney için yaklaşık 50 gramlık numuneler kullanılmıştır. Elenen metal tozları hassasiyeti 0,01 gr. olan dijital bir teraziyle tartılmıştır. Her bir elekte kalan metal tozunun toplam ağırlığa bölünmesiyle, elekte toplanan metal tozunun yüzde oranı bulunmuştur.

Deneyler, çubuk telin çapına ve açısına göre gruplandırılmıştır. En ince ortalama toz tane boyutunun elde edildiği 52 derecelik açıda 2 mm'lik çelik tel çubuğa ait olan % kümülatif dağılımı ve % ağırlık dağılımı Şekil 5'te verilmiştir. Grafikte sol Y ekseninde % 50'ye karşılık gelen X eksenindeki değer, ortalama tane boyutunu ( $d_{50}$ ) vermektedir.

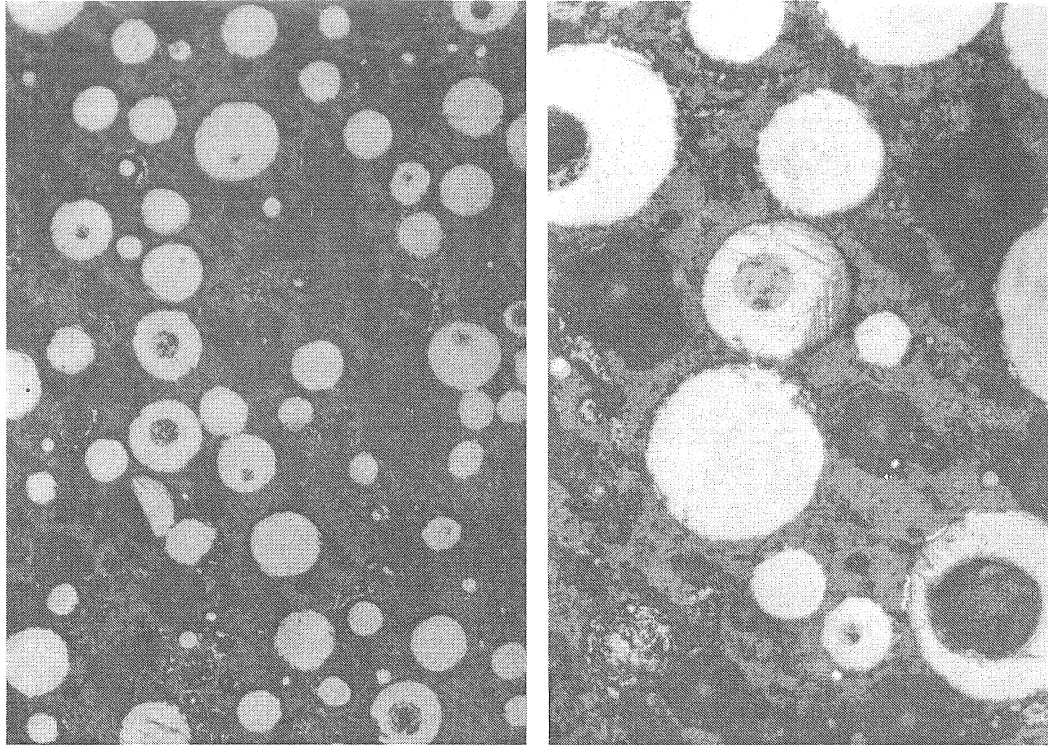
Metal tozları yapıştırıcı malzemeler kullanılarak bakalite alınmıştır. Hazırlanan numunelerin zımpara ve parlatma işlemlerinden sonra optik mikroskopla fotoğrafları çekilmiştir. Şekil 6'da 150 ve 300 defa büyütülerek çekilmiş metal tozları görülmektedir.

Bu çalışmada yaklaşık 200 kadar deney yapılmış, ancak bunların içerisinde sadece 2mm, 2.5mm. ve 3mm'lik çelik çubuk teller için elde edilen en iyi değerler sırasıyla Tablo 1, Tablo 2 ve Tablo 3'te sunulmuştur.



Şekil 5. Toz Dağılım Grafiği





(a)

(b)

Şekil 6. Üretilen Metal Tozlarının Mikroskopik Görüntüleri  
a) X150

Tablo 1. Çelik Çubuk 2mm

Açı	Voltaj	Akım (A)	Elektrot.hızı (cm/dk)	Ort. Tane Boyutu $\mu\text{m}$
45°	30	100-130	260	151
52°	28	100-110	310	111
60°	28	120-150	280	148

Tablo 2. Çelik Çubuk 2.5mm

Açı	Voltaj	Akım (A)	Elektrot.hızı (cm/dk)	Ort. Tane Boyutu $\mu\text{m}$
45°	35	140-180	245	175
52°	28	130-150	280	158
60°	29	140-170	285	161

Tablo 3. Çelik Çubuk 3mm

Açı	Voltaj	Akım (A)	Elektrot.hızı (cm/dk)	Ort. Tane Boyutu µm
45°	30	240-260	225	170
52°	27	130-250	270	163
60°	28	265-280	250	165

## TARTIŞMA

Deneylerde başlıca ark gerilimi, tel çubuk ilerleme hızı, ark voltajı, döner disk, tel çubuk çapı ve atomizasyon açısı gibi parametreleri göz önünde bulundurulmuştur. Bu parametreler değiştirilerek, bunların metal tozu tane büyüklüğü üzerine olan etkileri belirlenmeye çalışılmıştır.

Yapılan deneylerde döner diskin (-) kutba bağlanması durumunda daha iyi sonuçların elde edildiği görüldüğünden çalışmalar bu yönde yoğunlaşmıştır. Döner diskin (-), çubuk telin (+) kutba bağlanması durumunda ortalama toz tane boyutunun küçüldüğü görülmüştür. Ayrıca döner diskin dönme devrinin artması da toz tane boyutunun küçülmesi yönünde olumlu katkı yaptığında, çalışma şartlarında elde edilebilen maksimum devirde disk döndürülerek deneyler yapılmıştır.

Deneylerde, ark oluşumu sırasında akımının değişken olduğu gözlemlenmiştir. Zaman zaman ark kesilmelerinin meydana gelmesi, tel çubuğun arkın olduğu diskten ayrılması, tel çubuğun diske yapışması ve arkta kararlılığın sağlanamaması deneyde karşılaşılan zorluklar olarak tespit edilmiştir. Bu sorunların oluşmasında; kullanılan elektrotların üzerindeki oksit tabakası, ark bölgesindeki akımının gerekenden düşük olması, voltaj değerinin iyi ayarlanamaması, disk üzerine yapışan cüruf tabakası, çelik tel elektrotun ilerleme hızı gibi etkenler sayılabilir.

Metal tozu tane büyüklüğüne etki eden parametrelerden birisi olan çubuk telin ilerleme hızı çeşitli hızlarda değiştirilerek sonuçlara etkisi araştırılmıştır. İlerleme hızı özellikle elektrot çapı ve uygulanan akımla değişiklik göstermektedir. Elektrot çapı arttıkça, ilerleme hızının azalması gerektiği görülmüştür. İlerleme hızının en önemli özelliklerinden birisi de ark boyuna olan etkisidir. İlerleme hızı azaldığında ark boyu artmakta ve uygulanan akımın değeri azalmaktadır.

Ark esnasında gereken akım miktarı, güç kaynağı tarafından otomatik olarak ayarlanmakta ve

meydana gelen akımın değeri dijital bir göstergeden okunabilmektedir. Yapılan bütün deneyler göz önüne alındığında akım şiddetinin 20 ile 410 Amper arasında değiştiği görülmüştür. Her deneyde akım tek bir değerde sabit kalmamış ve değişiklik göstermiştir.

Mikroskopik incelemelerde çelik tozlarının küresel bir yapıya sahip olduğu ve bazı toz parçacıklarının içi boş bir görüntü arzettiği görülmüştür. Bu durumun ergiyik metal üzerine uygulanan basınçlı havadan kaynaklandığı düşünülmektedir.

## SONUÇ

Bu çalışmada, yeni bir metal tozu üretim yöntemi denenerek gaz atomizasyonu, döner disk atomizasyonu ve elektrik ark atomizasyon yöntemlerini tek bir mekanizmada birleştirilmiştir. Bu çalışma ile, metal eritme potasına olan ihtiyaç ortadan kaldırılarak toz üretiminin daha ekonomik olması sağlanmıştır. Elektrik arkı ile metal tozu üretiminde sadece basınçlı hava yardımı ile ergiyik atomize edilirken, bu sistemde döner diskin de kullanılması ergiyiğin daha iyi atomize edilmesini sağlamıştır.

Yapılan bu çalışmadan ortaya şu sonuçlar çıkmıştır:

- 1) Elde edilen en ince ortalama toz tane büyüklüğü, 2mm çelik telde 111 µm olarak bulunmuştur.
- 2) Metal tozu tane büyüklüğüne etki eden parametreler düzenekte kolaylıkla değiştirilebilmektedir.
- 3) Elektrot çapının küçülmesi, hava basıncının artması ve döner diskin hızının artırılması metal tozunun tane boyutunu küçültmektedir.
- 4) Tel sürme hızının artması veya tel çapının büyümesi akım şiddetini artırmaktadır.
- 5) Elektrot açısı olarak; 45 dereceden küçük ve 60 dereceden büyük açılarda sağlıklı sonuçlar elde edilememiştir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma Çukurova Üniversitesi Araştırma Fonu (OMYO-2000.1 kodlu proje) ile desteklenmiştir. Bu çalışmanın yapılabilmesi için gerekli her türlü kolaylığı sağlayan Sn. Prof. Dr. Kazım Tülücü'ye teşekkür ederiz.

## A NEW METHOD IN METAL POWDER PRODUCTION

In this study, a new metal powder production method has been constructed based on atomisation technique. The experimental set-up which is composed of wire electrode, compressed air and rotating disc, is designed to control factors that affect the metal powder size. Steel wire, which is fed by feeding mechanism, are melted by an arc initiated between the wire and rotating disc. Molten metal is atomised by compressed air and rotating disc. In the present work, 2 mm, 2.5 mm and 3 mm diameter steel wires were used. Metal powders were sieved and mean powder size ( $d_{50}$ ) was determined. The best mean powder size for this study is 111  $\mu\text{m}$ .

Keywords: Atomisation, Metal Powder, Electric Arc

## KAYNAKÇA

1. Uygur, M. E., Toz Metalurjisi Ekonomik Bir Üretim Tekniği, 1. Ulusal Toz Metalurjisi Konferansı, 1996, Ankara, 477-484.
2. Lawley, A., Atomization, The Production of Metal Powder, MPIF, Princeton, 1992.
3. Turan, H., Sarıtaş, S., Gaz Atomizasyonu ile Metal Tozu Üretimi, 6. Uluslararası Makine Tasarım ve İmalat Kongresi, 1994, ODTÜ, Ankara, 61-73.
4. Türker, M., Özdemir, T., Ögel, B., Yavuz, A., Al-SiC Tozlarının Mekanik Alaşımlama Değirmeninde Öğütme Zamanının Kompozit Toz Yapısına Etkisinin Araştırılması, Second National Powder Metallurgy Conference with International Participation, 1999, Ankara, 425-431.
5. German, R. M., Powder Metallurgy Science, Princeton, 1984.
6. Doğan, C., Elektrik Ark Yöntemi İle Metal Tozu İmalatı, 6. Uluslararası Makine Tasarım ve İmalat Kongresi, 1994, Ankara, 51-60.
7. Doğan, C., Yılmaz, N. F., Sarıtaş S., Investigation of the Factors Affecting Metal Powder Production by Electric Arc Atomisation, Powder Metallurgy World Congress, 1998, Granada, Spain, 135-140.
8. Fedai, Y., Metal Tozu Üretiminde Yeni Bir Yöntem, Y. Lisans Tezi, Afyon, 2000
9. Yılmaz, N. F., Production of Metal Powder by Gas Atomisation, Y. Lisans Tezi, Gaziantep, 1996
10. Gültekin, N., Kaynak Tekniği, YTÜ Yayınları, İstanbul, 1985
11. ASM, Metals Handbook, 9<sup>th</sup> Ed. Vol 7, Powder Metallurgy, OHIO, USA, 1984.
12. Sheichaliev, Sh.M., Production of Amorphous Metal Powders by Centrifugally Hydraulic Atomisation of Melt, Second National Powder Metallurgy Conference with International Participation, 1999, Ankara, 101-107. Lawley, A., Atomization, The Production of Metal Powder, MPIF, Princeton, 1992.
13. Doğan, C., Sarıtaş, S. Döner Disk Atomizasyon Yöntemiyle Kurşun Tozu Üretimi, 4. Ulusal Makine Tasarım ve İmalat Kongresi, 1990, Ankara.
14. Doğan, C., Sarıtaş, S. Metal Powder Production by Centrifugal Atomization, Int. Journal of Powder Metallurgy, V.30, 4, 1994, 419-427
15. Patterson, R.J., Rotating Disk Atomization, Metals Handbook, 9<sup>th</sup> Ed., Vol. 7, USA
16. Öztürk, S., Arslan F., Su Soğutmalı disk atomizasyonu yöntemiyle Hızlı Katılaştırılmış Metal Tozu Üretiminin İncelenmesi, Second National Powder Metallurgy Conference with International Participation, 1999, Ankara, 409-416.

# Tank Namlusunun Operasyonel Modal ve Deplasman Analizi

Mehmet Çelik

Doç. Dr.

Murat Aykan

ASELSAN A.Ş., MST/MTM-  
Mekanik Analiz ve Test Birimi,  
Yenimahalle 06172, ANKARA

*Tankların seyir halindeyken hareketli hedeflere, her türlü arazi şartlarında, yüksek bir ilk atımda vuruş ihtimaline (LAVİ) sahip olması, tank üreticilerinin en önemli hedeflerindedir. Bunun sağlanması için tankların atış kontrol sistemlerinin optimum tasarımı ve hassasiyeti önem taşımaktadır. Bu kapsamda mühimmatı hedefe doğru yönlendiren tank namlusunun iki eksendeki stabilizasyonu tank kulesinde bulunan beşikteki silah çayrosu ile sağlanmaktadır. Bununla birlikte, kontrol altında tutulan beşiğin, dışından itibaren yaklaşık 4 m daha uzun olan namlu, arazi ve sistemden gelen tahrikler sebebiyle yapısal olarak, doğal frekanslarda kontrolsüz salınım hareketi yapmaktadır. Bu makale, tank gibi ağır bir sistemin deneysel operasyonel modal analizi (OMA) ile doğal frekanslarının bulunmasını, stabilizasyon ve arazi şartları altında namlu ucu deplasmanlarının elde edilmesini ve salınımları azaltıcı önlemleri içermektedir*

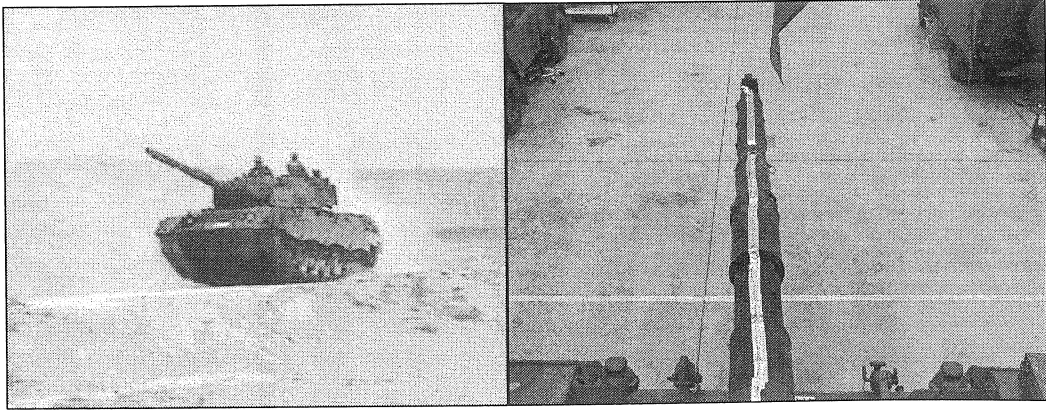
*Anahtar Kelimeler: İlk Atımda Vuruş İhtimali, Namlu Salınım, Operasyonel Modal Analiz, Modal Tasarım, Modern Tank*

## GİRİŞ

Makinalarda veya makinaların bağlı olduğu yapılarda ortaya çıkan titreşimler, makinanın hareketli parçalarının ürettikleri dinamik kuvvetlerden kaynaklanmaktadır. Makinanın farklı parçaları farklı frekanslarda ve genliklerde titreşim hareketi yapmaktadır. Titreşimler yapıların aşınmasına, yorulmasına ve salınımlara neden olmaktadır. Askeri platformlarda titreşim deneyleri, malzemenin taşınma ve çalışma ortamlarında maruz kalacağı titreşim sonucu meydana gelen etkinin ölçülmesi ve davranışının belirlenmesi amacıyla yapılmaktadır [1,2,3] (Şekil 1). Titreşimden meydana gelen problemlerin çözümünde öncelikle titreşim kaynağının belirlenmesi önem taşımaktadır. Titreşim sorunlarını tasarım aşamasında gidermek için;

titreşim kaynağının gücü azaltılmalı, sistemde iyileştirmeler yapılarak frekans bandı kaydırılmalı, rezonansa girmesi muhtemel kısımlar kaynaktan yalıtılmalı veya yapının enerji sarf etme yetenekleri artırılmalıdır. Titreşimi yalıtmanın veya tahrikleri ortadan kaldırmanın mümkün olmadığı bazı durumlarda, modal tasarım kaçınılmaz olmaktadır.

Titreşim kaynağı belirlendikten sonra kaynak ve alıcı arasındaki yapı-yolunun özellikleri genel sistemin yapısal dinamik karakteristiğini göstermektedir. Sistemlerin maruz kaldığı tahrik fonksiyonu her zaman bilinmemesi nedeniyle elde edilen tepkilerin yapısal veya tahrikin kendisinden mi oluştuğunun anlaşılması için ileri analizler yapılması gerekmektedir. Ayrıca analizlerde çakışan frekanslardaki toplam genlik seviyelerinin dikkate alınması gerekmektedir.



Şekil 1. Tank deneysel operasyonel modal analiz testleri.

## OPERASYONEL MODAL ANALİZ

Modal analiz, sistemlerin yapısal (doğal frekanslar, modal sönümlenme ve salınım şekilleri) özelliklerini belirlemek ve deneysel-matematiksel modelini oluşturmak için gerçekleştirilen titreşim analizidir. Yapının doğal frekansları ve salınım şekilleri serbest yapının (yapıya hiçbir yük etki etmemesi) dinamik özelliklerini vermektedir. Bunları elde etmek için sistemlerin belirli yükler ile tahrik edilerek sistemin tepki/yük oranının (transfer fonksiyonu, hassasiyeti) bulunması gerekmektedir.

Sistemlerin çalışma ortamlarında, yapıların doğal frekanslarıyla tahrik frekanslarının çakışması söz konusu olunca problemler çıkabilmektedir. Ayrıca ilgilenilen noktanın salınım üzerindeki yeri (düğüm, karın vb.) sonuçlarda etkili olmaktadır. Bu çıktılar değerlendirildikten sonra gerektiği durumlarda sisteme direnç eklenmesi veya çıkartılması ile çözüm elde edilmesi mümkün olmaktadır. Yapıda gerçekleştirilecek tasarım değişikliğiyle yapıyı uyarma sahası dışına çıkartılması gerekmektedir. Bu değişiklik, matematiksel model iterasyonlarıyla veya mühendislik yaklaşımlarının yapılması ile gerçekleştirilmektedir. Modal analiz; analitik, sayısal ve deneysel tekniklerle yapılmaktadır. Sayısal yöntemlerden bulunan modal parametreler ile deneysel yöntemlerden bulunan sonuçlar uyum halinde olmaz ise sayısal model düzeltilmekte ve uyumlu hale getirilmektedir. Sayısal modelin doğrulanması yapıldıktan sonra tasarımda gerçekleştirilecek iyileştirmeler model üzerinde daha kolay gerçekleştirilmektedir.

Bilinen deneysel modal analizlerde, test cihazının serbestlik derecesi kısıtlamalarını en aza indirecek şekilde (serbest-serbest) cihaz veya ölçüm yapılan platform lastiklerle asılmakta veya birim yerden tartıya alınmaktadır. Bazı durumlarda modal analiz çalışması yapabilmek için test birimini etkileyen kuvvetlerden ayırtmak, serbest olarak asmak veya yapıyı uyarmak için yeterli titreşim kuvvetinin verilmesi (tank, gemi, köprü, vb.) mümkün olmamaktadır. Böyle durumlarda işletim koşullarında yapılacak testlerle alınacak tepki bilgilerine bakılarak sistemin operasyonel modal analizi yapılabilmektedir [4]. Modal analiz yöntemi, hem cihazlara hem de sistemlere (platformlara) uygulanması nedeniyle titreşim analizinde önemli bir yaklaşımdır [5,6,7]. Bu analizde, tahrik noktasının/noktalarının, sistemin bütün veya incelenmesi istenen bölgelerinin salınım şekillerini tahrik edebilecek bir yerde ve büyüklükte olması sağlanmaktadır. Ayrıca ölçüm noktaları da bu salınım şekillerini yakalayabilecek sayıda ve yerlerde olması gerekmektedir.

OMA'da frekans cevap fonksiyonlarının yerine ilişkilendirme korelasyon fonksiyonları bulunmaktadır. Bu fonksiyonları elde etmek için bütün salınım şekillerini tahrik edebilecek noktalara ivmeölçerler yerleştirilmekte ve toplanan veriler sistem tepkilerine referans olarak gösterilmektedir. Elde edilen ilişkilendirme fonksiyonları, belli modal parametre tanımlama teknikleri kullanılarak işlenmekte ve sistemin çalışma koşullarında veya verilen tahrik altında aktif olan doğal frekansları, salınım şekilleri ve modal iç sönümlenmeleri bulunmaktadır. OMA analizlerinde her çalışma koşulunda yapının farklı doğal frekansları tahrik edilebilmektedir. Bir çalışma ortamında elde edilmeyen doğal frekanslar başka bir ortamda ortaya çıkabilmektedir. Sadece tepki sinyalleri mevcut olan OMA'da modal parametre bulma yöntemi olarak "Stochastic Subspace" metodu kullanılmıştır. Bu metotta tepki sinyallerinden bir veya birkaçı referans olarak seçilmekte ve diğer tepkiler ile aralarında korelasyon fonksiyonları oluşturulmaktadır. Bu analiz sırasında teorik olarak tahrik "White Noise" olarak kabul edilmektedir. Ancak pratikte sıklıkla karşılaşılan "Colored White Noise" inde tatmin edici sonuçlar verdiği bilinmektedir [4].

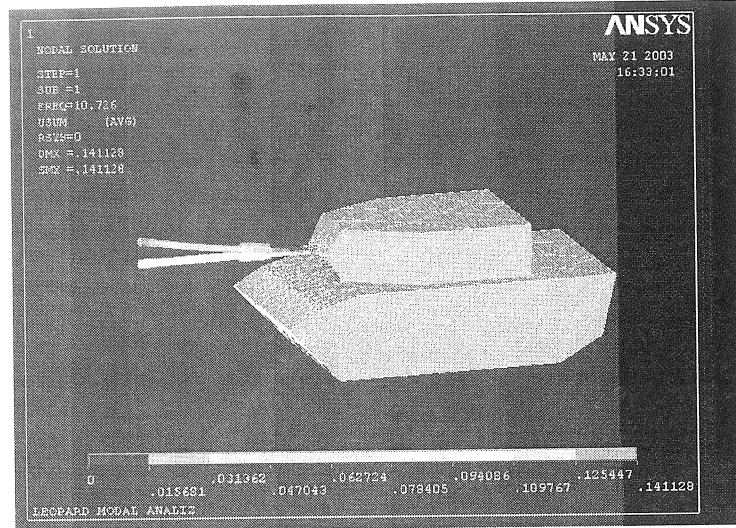
## TANK NAMLUSU OPERASYONEL MODAL ANALİZ TESTLERİ

Tankların seyir halinde ve her türlü arazi şartlarında, hareketli hedeflere, ilk atımda yüksek vuruş ihtimalinin olması tank üreticilerinin en önemli hedefleri arasındadır. Bu kapsamda mühimmatı hedefe doğru yönlendiren tank namlusunun, iki eksenindeki stabilizasyonu tank kulesinde bulunan beşikteki silah cayrosu ile sağlanmaktadır. Bununla birlikte, kontrolü yapılmakta olan namlu, arazi ve sistemden gelen tahrikler sebebiyle yapısal olarak doğal frekanslarda kontrolsüz salınım hareketi yapmaktadır.

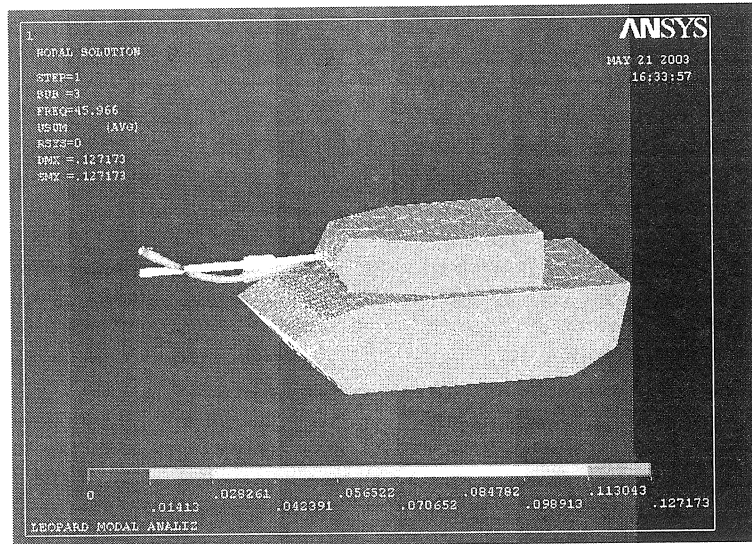
Tank namlusunun salınım frekansları, şekilleri ve namlu ucu deplasmanlarının tespit edilmesine yönelik testler yapılmıştır. Bu kapsamda yapılan ilk çalışmada bilgisayar ortamında IDEAS [8] yazılımı ile katı model olarak tasarlanan tank namlusunun, ANSYS [9] sonlu elemanlar analiz programı yardımıyla doğal frekansları ve salınım şekilleri alınmış ve ilk doğal frekans 10.73 Hz olarak bulunmuştur (Şekil 2).

Sayısal analiz yaklaşımında modelin (geometri, kütle vb.) hassasiyetine göre tüm doğal frekanslar görülememektedir. Ayrıca yapıların gerçek modal iç sönümünün sayısal yöntemlerde modellenmesi mümkün olmadığı için tanka modal testler uygulanmıştır. Bununla birlikte test ölçüm noktaları ANSYS'te yapılmış modal analiz çıktılarına göre belirlenmiştir.





Şekil 2. Tankın 10.73 Hz'deki salınım şekli ve yerdeğiştirme dağılımı.



Şekil 3. Tankın 45.97 Hz'deki salınım şekli ve yerdeğiştirme dağılımı.

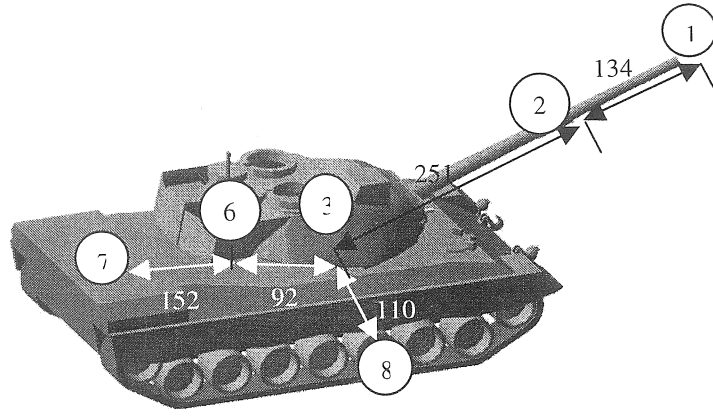
Tankın kullanım ortamında (asfalt, toprak, engel parkuru-Aberdeen Proven Ground vb.), değişken tank hızlarında, stabilizasyon açık ve kapalı, tank hareketsiz namlu yan ve yükseliş eksenlerinde hareketli üzer tekrarlı testler yapılmıştır. Deneysel

Traveller Plus [10] ölçüm sistemiyle tank üzerinde 8 ayrı noktadan 3 eksenli ICP ivmeölçerlerle (Şekil 4-5) gerçekleştirilmiştir.

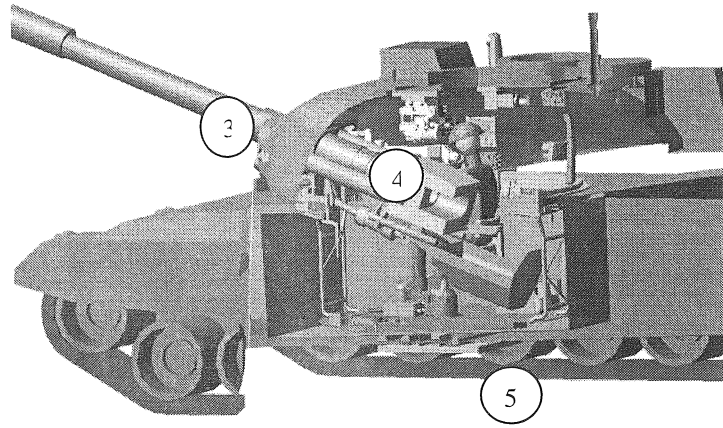
Deneysel titreşim analizinde, öncelikle sistemlerin maruz kaldığı tepe ivme değerlerine,

enerji seviyesine (güç spektrum yoğunluk-PSD) ve frekanslarına bakılmaktadır. Platformlarda oluşan titreşimler, tahrikler ve yapısal tepkilerden oluşmaktadır. Tank namlusunun uç kısmına ait değişik senaryolardaki (operasyonel koşullar) PSD grafiği Şekil 6'da incelendiğinde tüm frekanslardaki titreşimler görülmektedir.

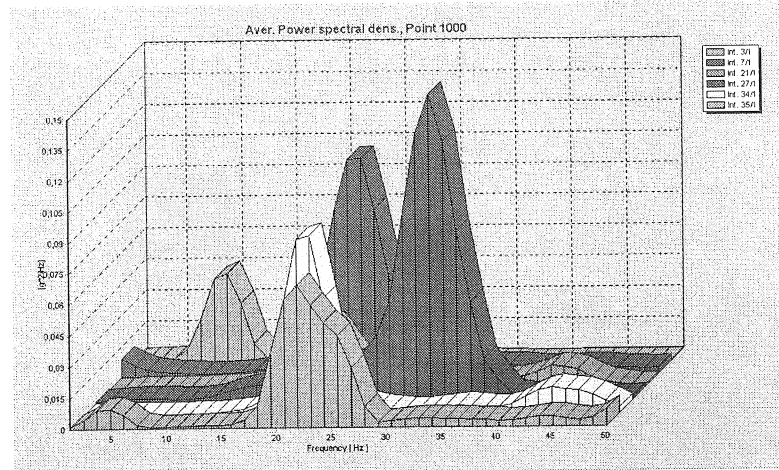
Tank hareketsiz iken namlunun yükseliş ekseninde aşağıya doğru stoplarına vurdurulması ile yapılan testin PSD grafiği ise Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 4. Tank üzerinde üç eksenli ivmeölçer yerleşim noktaları (ölçüler cm).



Şekil 5. Tank içerisinde üç eksenli ivmeölçer yerleşim noktaları.

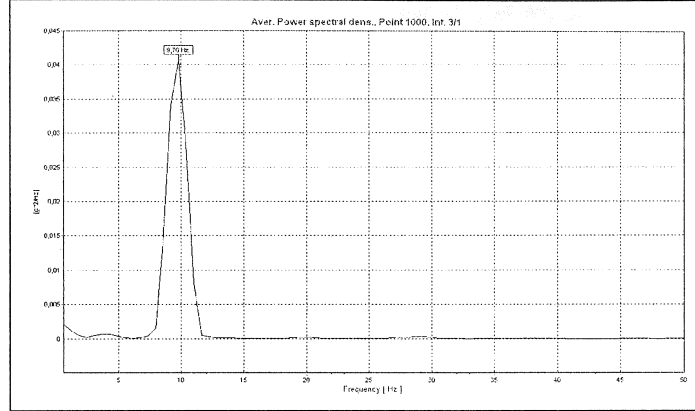


Şekil 6. Namlunun çeşitli operasyonlar altındaki titreşim profili.

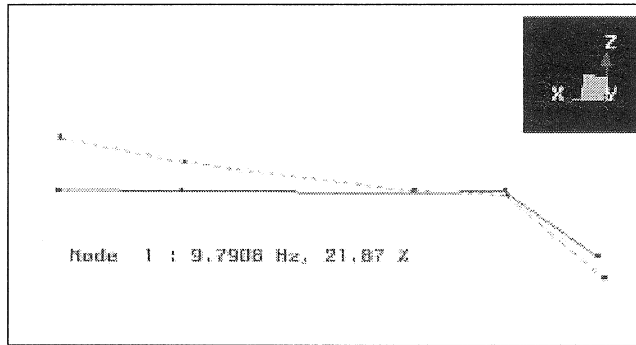
Modal analiz sonuçları ile uyumlu olan ilk doğal frekans da (9.76 Hz) yaklaşık olarak enerjinin büyük bir kısmını kapsamaktadır. Genellikle yüksek frekanslardaki titreşimlerde daha az enerji tutulmakta ve bu frekanslar sisteme yapısal olarak bir problem oluşturmamaktadır.

Test sonuçlarının operasyonel modal analizi, LMS Modal Analiz [4] yazılımı ile yapılmıştır. Bu çalışmada tankın engel parkurunda, stabilizasyon modu kapalı ve 10 km/h hızla giderken alınan verilerle titreşim analizi yapılmıştır. Tank namlusu için önemli olan ilk doğal frekansı 9.79 Hz olarak bulunmuştur.

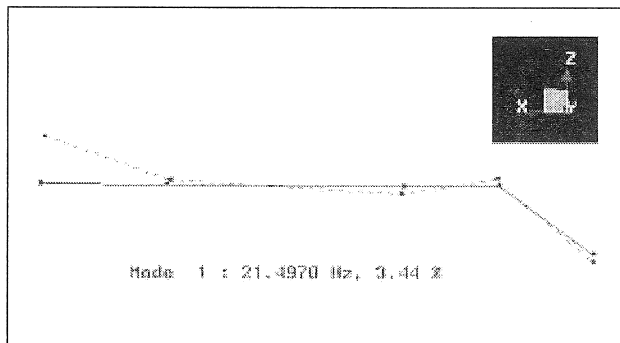
Sayısal modellemedeki varsayımlar ve problemler nedeniyle, modal parametrelerin doğruluğu deneysel modal analizler ile sağlanmaktadır. Sayısal analiz namlunun doğal frekanslarını 10-45 Hz (Şekil 2-3) civarında elde etmesine rağmen OMA'da 9-21 Hz vb. (Şekil 8-9) sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal analizde namlunun tank içindeki yapısı dahil edilmediği için, doğal frekanslar deneysel sonuçlara göre yüksek çıkmıştır. Her test ortamında değişik tahrikler geldiği için testlerde farklı doğal frekanslar tahrik edilmiştir. Testlerin verileri incelendiğinde tüm frekans ve şekiller elde edilmiştir.



Şekil 7. Namluya yükseliş ekseninde verilen tahrikin titreşim profili.



Şekil 8. Namlu aşağı indirilerek stoplara vurdurulmasıyla elde edilmiş birinci salınım şekli.



Şekil 9. Tank namlusu 21.49 Hz'deki salınım şekli.



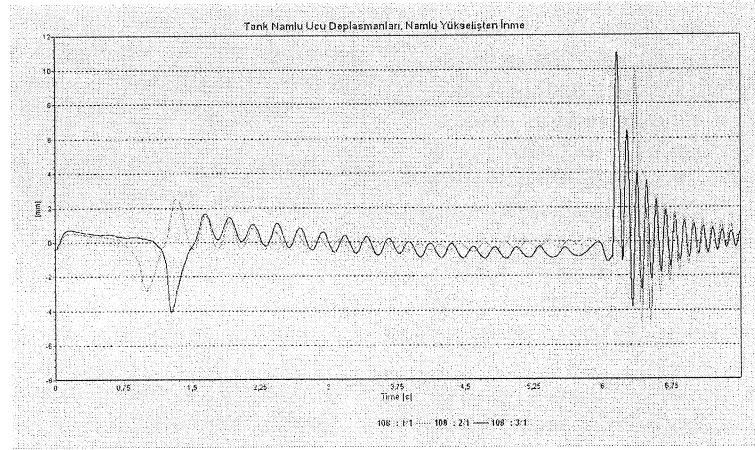
## TANK NAMLU DEPLASMANLARI

Tank namlu salınım şekilleri modal analiz ile elde edilmesine rağmen, deplasman büyüklüklerini vermemektedir. Tank namlu ucunun araca dik deplasman değerleri her bir senaryoya göre, özel sinyal işleme yöntemleri kullanılarak çıkartılmıştır. Yapılardaki deplasman ölçümleri genel olarak doğrusal değişken deplasman sensörleri (LVDT) ile yapılmaktadır. Bu algılayıcılar düşük frekansta çalışan sistemler için uygun olmaları nedeniyle yüksek frekanslardaki deplasman ölçümlerinde yeterli olmamaktadır. Geniş frekanslarda (5-2000 Hz) tepki veren sistemlerde, ivmeölçer vasıtasıyla ivme-zaman sinyalleri veri işleme adımlarından geçirilmekte ve deplasman bilgisine ulaşılmaktadır. Toplanan ivme verileri yapının katı cisim hareketlerini de içermektedir. Bu hareketler 2-3 Hz'in altındaki frekanslarda gerçekleşmektedir. Ayrıca bu frekanslar, ICP tipi ivmeölçerlerin etkili ölçüm aralığı dışında olması nedeniyle, sinyalin 4Hz'in altında

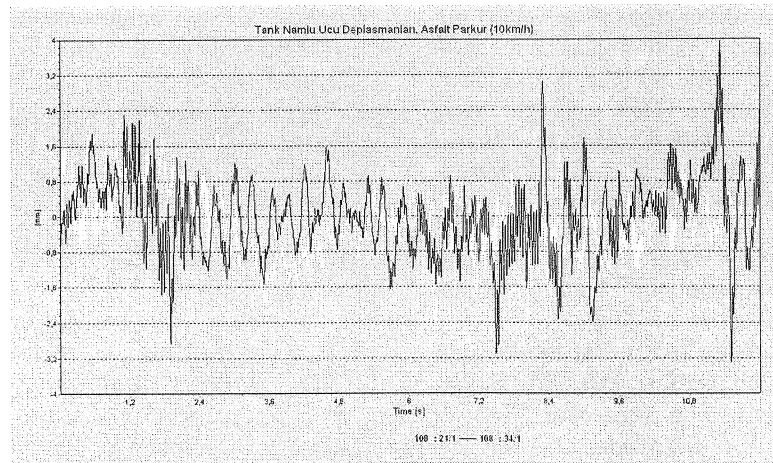
kalan kısmının filtrelenmesiyle katı cisim hareketlerine sahip olmayan bir sinyal elde edilmesi sağlanmaktadır. Daha sonra deplasman elde edilirken bu sinyalin entegralleri alınmakta, oluşan doğrusal eğilimler giderilmekte ve gerekirse "low-pass" filtreler kullanılmaktadır.

Sonuç olarak deplasman analiz çıktıları operasyonlar anında namlu ekseninin elastik deformasyonunu vermektedir. Tank hareketsizken namlu aşağı indirilirken limitlere vurdurularak elde edilmiş üç tekrarlı testler Şekil 10'da verilmiştir. Diğer şekillerde (Şekil 11-12) ise serbest salınımların tankın stabilizasyona olan etkisini gösteren namlu deplasmanları verilmiştir.

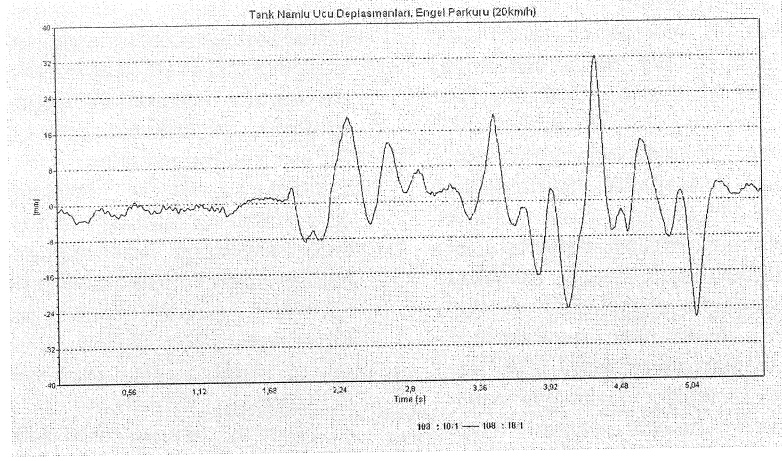
Tankın stabilizasyonu açık ve kapalı modunda, namluya yoldan gelen tahriklerin en az olduğu durum olan asfaltta yaklaşık aynı salınımlar elde edilmiştir. Testler esnasında namlunun en çok salınımı engel parkurunda elde edilmiştir. Yüksek hızla stabilizasyon açık testlerinde engellerin yerleşim durumuna göre önemli deplasman anları oluşmuştur.



Şekil 10. Tank hareketsiz namlu aşağı indirilirken darbe ile oluşan namlu ucu deplasmanı.



Şekil 11. Tank 10 km/h hızda, asfalt parkur, stabilizasyon açık (21) ve kapalı (34) namlu ucu deplasmanı.



Şekil 12. Tank 20 km/h hızda, engel parkuru, stabilizasyon açık (10) ve kapalı (18) namlu ucu deplasmanı.

## SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

Sistemlere çalışma ortamlarının neden olduğu titreşimlerin yanı sıra, kaynak frekanslarının (motor, pervane, transmisyon, balanssızlık vb.) etkileri yapının tasarımına göre değişmektedir. Bu nedenle, titreşim problemi oluşması durumunda gövdede bulunan ve cihazın monte edildiği yerlerin (braket, şase vb.) iyileştirilmesi, katılık eklenmesi veya çıkartılması ile doğal frekansların (>50Hz) operasyonel frekansların dışına kaydırılması ile sağlanmaktadır. Bağımsız ve riskli sistemlerde veya cihazların özgün tasarımlarında modal analiz tekniği kullanılmaktadır. Böylelikle sistemlerin varsa yetersizlikleri ortaya çıkmakta, çalışma aralık ve büyüklükleri netleşmiş olmaktadır.

Tank namlusunun yapısal analizleri sayısal ve deneysel yöntemlerle yapılmıştır. Namlunun tankın gövdesi ile birlikte gerçek ortamda modal analizi yapılarak sistemin yapısal davranışı ortaya çıkmıştır. Tankta yapılan atış kontrol çalışmalarında kullanılmakta olan kontrol döngüsü, filtre yerleri bu çalışmada ortaya çıkmış doğal frekanslara göre ayarlanması ve/veya namluya yapısal değişiklikler yapılması gündeme gelmiştir. Tank hareketli iken namlu beşikten itibaren serbest salınım yapması nedeniyle mühimmat atışlarında hedefte makul seviyelerde sapma olmaması için salınımı azaltıcı önlemler alınmalıdır. Namluda yapılacak modal tasarım ile doğal frekanslarının yüksek değerlere kaydırılarak namlu salınımların kontrol altına alınması mümkün olacaktır.

Namlunun özellikle ilk doğal frekansını yükseltmek için beşikten çıktığı yere kütle-katılık eklenmesi namluda iyileştirme yapacaktır. Sayısal modelin deneysel sonuçlarla doğrulanmasından sonra modele çok kolaylıkla iyileştirmelerin uygulanması mümkün olmaktadır. Bu doğrultuda ANSYS sonlu eleman modelinde namlu boynuna kalın cidarlı

silindir eklenmiş ve doğal frekanslar 15 Hz'lere çıkartılmıştır. Benzer şekilde modern tanklar incelendiğinde namlularının önceki modellerine göre daha katı olacak (salınımı azaltıcı) şekilde tasarım değişikliklerine gidildiği görülmektedir. Sonuç olarak mevcut tanklara yapılmakta olan analizler ve ortaya çıkan iyileştirmeler sonucunda tankların vuruş yetenekleri artırılmış olacaktır.

## OPERATIONAL MODAL AND DEFLECTION ANALYSIS OF THE TANK BARREL

One of the most important goals of tank manufacturers is to have a high on-the-move first round hit probability for stationary and moving targets in all possible battlefield conditions. This is achieved by optimum design and sensitivity of the firing control system. For this purpose two-axis gun stabilization is performed by the gun gyroscope, encoder etc. However approximately 4 m length of the gun exterior to the turret, deflects at its natural frequencies by an uncontrolled manner due to the excitations from the field. In this work; the natural frequencies of the gun using Operational Modal Analysis (OMA) and the displacements of the muzzle during stabilization and field conditions are determined. Furthermore improvements to reduce the deflections of the gun are discussed.

## KAYNAKLAR

1. Çelik, M., "Mekanik Şok ve Titreşim Tasarım Kılavuzu", Aselsan-MST/MTM, Şubat 2003.
2. Çelik, M., Çiğdemoğlu C. ve Çelikkol F., "Tank Projesi Şereflikoçhisar Atış, Titreşim, Şok, Stabilizasyon ve Sıcaklık Testleri Sonuç Raporu", 7450 Proje Teknik Raporu, MST-MTM Aselsan, 2000.

3. Çelik, M., "Tank Komuta Birimi Şok ve Titreşim Analizi", Aselsan Dergisi, Sayı 63, Ekim 2001.
4. LMS Intl. LMS Modal Analysis Software Manual, Belgium, 2003.
5. Rao, S. S., *Mechanical Vibrations*, Addison-Wesley Pub. Group, 1995.
6. Wowk, V., *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*, Mc Graw-Hill, 1991.
7. Ewins, D.J., *Modal Testing*, 2nd Edition, Research Studies Press Ltd, Baldock, 2000.
8. IDEAS, Tutorials of Simulation Projects, Rev.8, 2002.
9. Ansys Structural Analysis Guide, Static Analysis, Version 7.
10. Measurements Group Inc, Traveller Plus ESAM Software Manual, Munich, 2000.

## YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER

<u>KONGRE ADI</u>	<u>TARİH</u>	<u>YAZIŞMA ADRESİ</u>
7 <sup>th</sup> CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations	4-5 Mayıs, 2004 Cluny, France	CIRP Workshop Secretariat Nathalie Poulachon Laroche ENSAM Rue porte de Paris 71250 Cluny, France
4 <sup>th</sup> International Symposium on Fretting-Fatigue (ISFF4)	26-28 Mayıs 2004 Ecully, France	ISFF4, LTDS, Ecole Central de Lyon, 36 Avenue Guy de Collongue, 69 134 Ecully Cedex, France. Tel : +33 (0) 4 72 18 62 74 Fax : +33 (0) 4 78 43 33 83 E-mail : <a href="mailto:isff4@ec-lyon.fr">isff4@ec-lyon.fr</a>
ICTMP 2004 2 <sup>nd</sup> Int. Conference on Tribology in Manufacturing Processes	16-18 Haziran 2004 Nyborg, Denmark	Conference Secretariat, ICTMP2004 Att: Mrs. Pia Holst Nielsen, Department of Manufacturing Engineering and Management, Technical University of Denmark. Tel: +45 45 25 47 63; Fax: +45 45 93 01 90 E-mail: <a href="mailto:ICYMP2004@ipl.dtu.dk">ICYMP2004@ipl.dtu.dk</a> Website: <a href="http://www.ICTMP2004.dk">www.ICTMP2004.dk</a>
IMS Internatinoal Forum 2004 Global Challenges in Manufacturing	17-19 Mayıs 2004 Villa Erba, Cornobbio, Lake Como, Italy	Villa Erba, Cornobbio, Lake Como, Italy <a href="http://www.imsforum2004.org">www.imsforum2004.org</a>
III International Conference on Advances in Production Engineering (APE'04)	17-19 Haziran 2004 Warsaw, Poland	L. Dabrowski, Warsaw University of Technology, Narbutta 85, 02-524 Warsaw, Poland Fax: +48 22 8490 285 E-mail: <a href="mailto:ape2004@meil.pw.edu.pl">ape2004@meil.pw.edu.pl</a>
NORDTRIB 2004	23-27 Haziran 2004 Northern Norway	PROFESSOR Kristian Tonder, IMM, NTNU, N-7491 Trondhchim, Norway. Tel: +47-73592893 Fax: +47 -73594129 E-mail: <a href="mailto:kristian.tonder@immck.ntnu.no">kristian.tonder@immck.ntnu.no</a>
34 <sup>th</sup> International MATADOR Conference	7-9 Temmuz 2004 University of Manchester Institute of Science and Technology (UMIST) Machester United Kingdom	Mrs C Collins The Organisin Secretary Manufacturing Division University of Manchester Institute of Science and technology (UMIST) PO Box 88, Sackville Sreet, Manchester M60 1QD United Kingdom Tel: +44 (0) 161 200 3817 Fax: +44 (0) 161 200 4166/3803 E-mail: <a href="mailto:chris.collings@umist.ac.uk">chris.collings@umist.ac.uk</a> Web: <a href="http://www.me.umist.ac.uk/matador.htm">http://www.me.umist.ac.uk/matador.htm</a>

## KONGRE ADI

## TARİH

## YAZIŞMA ADRESİ

This is the First Announcement of CMES-04, An International Symposium

14-16 Temmuz 2004  
Nigde-Türkiye

Dr.Menderes Kalkat and Dr.Adnan MIDILLI  
On behalf of the Organizing Committee  
Corresponding E-addresses:  
[cmes-04@cmes.nigde.edu.tr](mailto:cmes-04@cmes.nigde.edu.tr)  
[cmes-04@nigde.edu.tr](mailto:cmes-04@nigde.edu.tr)

The First Cappadocia International Mechanical Engineering Symposium

14-16 Temmuz 2004  
Kapadokya  
Urgup/Perissia Hotel  
Türkiye

Dr. Menderes Kalkat and Dr. Adnan MIDILLI  
On behalf of the Organizing Committee  
[cmes-04@nigde.edu.tr](mailto:cmes-04@nigde.edu.tr) (also available)  
[cmes-04@cmes.nigde.edu.tr](mailto:cmes-04@cmes.nigde.edu.tr)  
[mkalkat@nigde.edu.tr](mailto:mkalkat@nigde.edu.tr) (for contact)  
[midilli@nigde.edu.tr](mailto:midilli@nigde.edu.tr) (for contact)  
[midillian@yahoo.com](mailto:midillian@yahoo.com) (for contact)  
[cmes\\_04@yahoo.com](mailto:cmes_04@yahoo.com) (also available)

The Second Announcement for CMES-04, An International Symposium.

14 -16 Temmuz 2004  
Kapadokya-Ürgüp-  
Göreme, Türkiye

Dr. Menderes Kalkat and Dr. Adnan MIDILLI  
On behalf of the Organizing Committee  
[cmes-04@cmes.nigde.edu.tr](mailto:cmes-04@cmes.nigde.edu.tr)  
[cmes-04@nigde.edu.tr](mailto:cmes-04@nigde.edu.tr)

The 17<sup>th</sup> International Congress & Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management (COMADEM 2004 International)

23-25 Ağustos 2004  
Robinson College,  
Cambridge

COMADEM 2004 Secretariat, 307 Tiverton Road, Selly Oak, Birmingham B29 6 DA, UK.  
Tel: +44 (0) 121 2338  
E-mail : [rajbnrao@btinternet.com](mailto:rajbnrao@btinternet.com)  
Website: [www.comadem.com](http://www.comadem.com)

Symposium on Virtual Tribology WCCMVI and Asia-Pacific Congress on Computational mechanics

5-10 Eylül 2004  
Beijing, China

Professor Jane Wang, Department of Mechanical Engineering, Northwestern University, 2145 Sheridan Road, Evanston, IL 60208, USA. +1-847-467-7150  
E-mail: [qwang@morthwestern.edu](mailto:qwang@morthwestern.edu)

Visrations in Rotating Machinery Conference

7-9 Eylül 2004  
University of Wales,  
Swansea, UK

Alison Payton, Tribology Group, Institution of Mechanical Engineer, 1 Birdcage Walk, London SW1H 9JJ, UK  
Tel: +44(0) 20 7304 68 29  
E-mail: [a\\_payton@imech.org.uk](mailto:a_payton@imech.org.uk)

Long Term Prediction and Modelling Corrosion (EUROCORR 2004)

12-18 Eylül 2004  
Nice, France

CEFRACOR, 28 rue Saint-Dominique. F-75007 PARIS, France.  
Tel : +33 (0) 1 47 05 39 26  
Fax : +33 (0) 1 45 55 90 74  
E-mail : [eurocorr2004@scifrance.org](mailto:eurocorr2004@scifrance.org).

EUROCORR 2004

12-18 Eylül 2004  
Nice, France

CEFRACOR, Commission Tribocorrosion – Eurocorr 2004, 28 rue Saint Dominique, F-75007 Paris, France.  
E-mail: [pponthia@ccp.fr](mailto:pponthia@ccp.fr)

4<sup>th</sup> LANE 2004  
Laser Assisted Net Shape Engineering

21-24 Eylül 2004  
Erlangen, Germany

LANE 2004  
Chair of Manufacturing Technology (LFT) Paul-Gordan-Str. 3  
91052 Erlangen Germany  
<http://www.lft.uni-erlangen.de/LANE/2004/index.shtml>  
[//www.lane-conference.info](http://www.lane-conference.info)

11<sup>th</sup> International Conference on Sheet Metal

5-8 Nisan 2005

SheMet Conference Office  
Chair of Manufacturing Technology (LFT) Egerlandstr. 11  
91058 Erlangen Germany  
Tel/Fax: +49 9131 85 -23234  
<http://www.lft.uni-erlangen.de/shemet/2005/>

## KONGRE ADI

## TARİH

## YAZIŞMA ADRESİ

15<sup>th</sup> International Conference on  
WEAR OF MATERIALS

24-28 Nisan 2005  
San Diego-USA

Gill Heaton, WOM 2005 Conference Secretariat, Hillside  
Cottages,  
Weheatley Road, Islip, Oxford OX5 2TF, UK  
Tel: +44 (0) 1865 373625  
Fax: +44 (0) 1865 375855  
E-mail: [wom-conference@elsevier.com](mailto:wom-conference@elsevier.com)  
Website: [www.wom-conference.elsevier.com](http://www.wom-conference.elsevier.com)

International Tribology  
Conference Kobe 2005

29 Mayıs 2 Haziran 2005  
Japan

Professor Y. Kimura, Vice President, Kagawa University, 1-1  
Saiwai-cho Takamatsu 760-8521. Japan.  
Tel/Fax: +81(0) 87 832 1669  
e-mail: [ykimura@ao.kagawa-u.ac.jp](mailto:ykimura@ao.kagawa-u.ac.jp)

First Announcement  
ICF 11  
11th International Conference on  
Fracture

20-25 Mart 2005  
Turin, ITALY,

For more detail information, please refer to the web site  
<http://www.icf11.com> or contact  
Professor Alberto Carpinteri ICF11 Chairman  
c/o Centro Congressi Internazionale s.r.l.  
Via Cervino, 60 - 10155 Torino, ITALY  
Tel. + 39 011 2446911 - Fax + 39 011 2446900  
E-mail: [info@congressiefiere.com](mailto:info@congressiefiere.com)

World Tribology Congress 2005

12-16 Eylül 2005  
Washington, DC, USA

Mr. Edward Selek, 840 Busse Highway, Park Ridge, IL 60068-  
2376, USA.  
Tel: +847 825 5536  
e-mail: [esalk@stle.org](mailto:esalk@stle.org)  
<http://www.stle.org>

## 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. Yayınlanan çalışmalar üzerinde teknik tartışma ortamı yaratmak.
4. Üniversite – endüstri arasındaki yakınlaşma ve işbirliğinin geliştirilmesine katkıda bulunmak.
5. Türkçe teknik bilgi birikimini arttırmak.

### Kapsam

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

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

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

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

### Makalelerin Değerlendirilmesi

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

### YAYIN HAKKI

Dergide yayımlanan makalelerin her türlü yayın hakkı Makina Tasarım ve İmalat Derneği'ne aittir. Dergideki yazılar, yazılı izin almadan başka yerde yayımlanamaz ve çoğaltılamaz.

### ÇALIŞMA İLKELERİ

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

"Dergi Yayın Kurulu" dergi yönetimi ile ilgili organdır. Dergi Yayın Kurulu, MATİM Derneği Yönetim Kurulu tarafından bir yıl süre ile seçilir. Yayın Kurulu derginin yayın ilkelerine uygun yayımı ile yükümlüdür. Yayın Kurulu faaliyetleri konusunda MATİM Derneği Yönetim Kuruluna bilgi verir ve onayını alır.

Journal of  
MECHANICAL  
DESIGN  
AND  
PRODUCTION

Journal of Mechanical Design and Production is a periodical, published by the Turkish Mechanical Design and Production Society, METU, Ankara, Turkey. It is one of the society's aims, to publish qualified research and review papers in Turkish. The published papers are strictly refereed to maintain a high scientific and engineering level at international standard.



## MAKALE GÖNDERME KOŞULLARI

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

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde aşağıdaki makaleler yayımlanabilir.

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

Hakem değerlendirmesi için makaleler, biri orijinal olmak üzere dört basılmış kopya ile birlikte bir de elektronik kopyası Makina Tasarım ve İmalat Derneği Yayın Kurulu'na bir başvuru formu ile gönderilmelidir. Bu başvuru formu <http://www.me.metu.edu.tr/matim> sayfasından bulunabilir.

Yazarlar, yayımlanma kabulünü takiben makalenin en son halini elektronik ve bir basılmış kopya olarak göndermelidir. Elektronik kopya makalenin basılmış halinin aynısı olmalıdır. Kelime-işlemci olarak Windows işletim sisteminde çalışan MS Word program paketi kullanılmalıdır. Makalenin kaydedildiği disket/CD veya e-mail kullanılan kelime-işlemci paket programı ve sürümü belirtilerek gönderilmelidir.

## MAKALE KABUL İLKELERİ

Makaleler içerik ve şekil olarak aşağıda belirtilen biçimde hazırlanmalıdır.

### Yazım Dili

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

### Makalenin Yapısı

Makaleler, aşağıda verilen yapıda olacak şekilde hazırlanmalıdır.

- Makalenin adı
- Yazar(lar) ad(lar)ı, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve kuruluşun bulunduğu il.
- Özet ve anahtar 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 kuruluşun bulunduğu il verilmelidir. Ayrıntılı görev ve adres ise ayrı bir kağıtta ve yazarların kısa özgeçmişleri ile birlikte belirtilmelidir.

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

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

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

### Başlıklar

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

- Ana Başlıklar,
- Ara Başlıklar,
- Alt Başlıklar.

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

Ara Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harfle yazılmalıdır.

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

### Matematiksel Bağlantılar

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

### Şekiller, Çizelgeler ve Resimler

Şekiller, küçültme ve basımda sorun yaratmamak için siyah mürekkep ile, düzgün ve yeterli çizgi kalınlığında aydın ve beyaz bir kağıda çizilmelidir. Her şekil A4 boyutunda ayrı bir sayfada olmalıdır. 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 parlak sert (yüksek kontrastlı) fotoğraf kağıdına basılmalıdır. Ayrıca şekiller için verilen kurallara uyulmalıdır. Özel koşullarda renkli resim baskısı yapılabilecektir.

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 bulunan) 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.

1. Dergi Makalesi  
Richie, G.S., Nonlinear Dynamic Characteristics of Finite Journal Bearings, *ASME, J. of Lub. Technology*, 105 (1983) 3, 375-376.
2. Kitap  
Shigley, J.E. ve Mitchell, L.P., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1983.
3. Rapor  
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.
4. Kongre Makalesi  
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 daktilo ile A4 kağıdının tek yüzüne, iki aralıklı olarak yazılmalı ve sayfa kenarlarında yeteri kadar boşluk bırakılmalıdır. Şekillerin orijinalleri de dahil olmak üzere makale üç kopya gönderilmelidir.

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.