

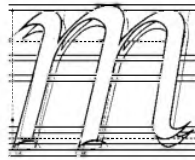
ISSN 1302-9487

# MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt : 8

Sayı : 2

Kasım 2006



*m a t i m*

**Makina Mühendisliği Bölümü  
ODTÜ - ANKARA**

## Sahibi

Makina Tasarım ve İmalat Derneği adına Yönetim Kurulu Başkanı  
Bilgin KAFTANOĞLU

ODTÜ

## Yayın Kurulu

Metin AKKÖK  
Can ÇOĞUN  
İlhan KONUKSEVEN (Sorumlu Yayın Yönetmeni)

ODTÜ  
Gazi Ü  
ODTÜ

## Danışma Kurulu

M.A. Sahir ARIKAN  
Tuna BALKAN  
Erhan BUDAK  
Serkan DAĞ  
Melik DÖLEN  
Hüseyin FILİZ  
Necdet GEREN  
Mustafa İ. GÖKLER  
Erk İNGER  
Haydar LİVATYALI  
Ferruh ÖZTÜRK  
Levend PARNAS  
O. Selçuk YAHŞI  
Yiğit YAZICIOĞLU  
Orhan YILDIRIM

ODTÜ  
ODTÜ  
Sabancı Ü  
ODTÜ  
ODTÜ  
Gaziantep Ü  
Çukurova Ü  
ODTÜ  
BOREN  
İTÜ  
Uludağ Ü.  
ODTÜ  
ENVY A.Ş.  
ODTÜ  
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: 8 Sayı: 2 Kasım 2006

JOURNAL OF  
MECHANICAL DESIGN  
AND PRODUCTION

Vol: 8 No: 2 Nov. 2006

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 2006 yılı içinde gerçek kişiler için 6 YTL, firma ve kuruluşlar için 30 YTL, öğrenciler için 3. YTL'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 Derneğimize göndererek saptanacak bir katkı karşılığında Dergi'de yayımlanmasını sağlayabilirler.

## BANKA HESAP NUMARASI

T. İş Bankası, ODTÜ Şubesi  
Hesap No: 4229 0235339

## DİZGİ

Hülya SEVER

## BASKI

ODTÜ Basım İşliği

Yılda 2 sayı Mayıs ve Kasım aylarında yayımlanır.

## İÇİNDEKİLER

### ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

İşleme Merkezlerinin Dinamik Analizi ve Süreçte Kararlılık: Yeni Bir Analitik Modelin Uygulamaları 55  
**Alper Ertürk**  
**H. Nevzat Özgüven**  
**Erhan Budak**

Beklemeli Hareket Yapan Uzaysal Mekanizmaların Tasarımı 67  
**Volkan Parlaktaş**  
**Eres Söylemez**

Değişken Stoklu Yedi Uzunlu Bir Mekanizma Tasarımı 76  
**Engin Tanık**  
**Eres Söylemez**

Ürün Tasarımında Bilgi Akışındaki Belirsizliklerin Sezgisel Bulanık Önermeler Yaklaşımı ile Modellenmesi 80  
**Zühal Erden**

Sürtünme Karıştırma Kaynak Parametrelerinin 6063-T4 Alüminyum Alışımının İç Yapı ve Mekanik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi 92  
**Alaaddin Toktaş**  
**Mustafa Tayanç**

YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER 104

Sayın Okurlarımız,

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

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

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

**Alper Ertürk**  
Araş. Gör.

Makina Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

**H. Nevzat Özgüven**  
Prof. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
06531 ANKARA

**Erhan Budak**  
Doç. Dr.

Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Sabancı Üniversitesi  
34956 Tuzla İSTANBUL

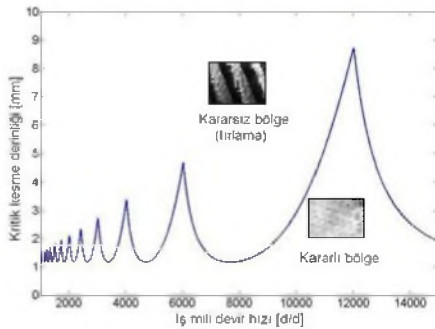
## İşleme Merkezlerinin Dinamik Analizi ve Süreçte Kararlılık: Yeni Bir Analitik Modelin Uygulamaları

*Talaşlı imalatta karşılaşılan ve süreç verimliliğini olumsuz yönde etkileyen kendinden kaynaklı titreşimler (tırlama), kullanılan sistemin kararlılık diyagramları sayesinde engellenebilmektedir. Kararlılık diyagramlarını oluşturmak için ana gereksinim, sistemin kesici takım ucundaki frekans tepki fonksiyonu (FTF) şeklindeki sistem dinamiği bilgisidir. Bu çalışmada, iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik modellemesi ve takım ucu FTF'sinin elde edilmesi için geliştirilen bir analitik modelin özeti ve uygulamaları sunulmuştur. Modelin teorik uygulamaları; rulman ve bağlantı dinamik özellikleriyle sistem kararlılığına etkilerinin analizini içermektedir. Sunulan model sayesinde bir sistemin kararlılık diyagramının oldukça hassas bir şekilde elde edilebileceği ve elde edilen diyagramın istenilen şekilde değiştirilerek kararlılığın artırılacağı, tezgâh üzerinde deneysel olarak gösterilmiştir.*

*Anahtar kelimeler: Tırlama, Tezgâh Dinamiği, Yüksek Performanslı İşleme, Rulman ve Bağlantı Dinamiği, İş Mili Tasarımı*

### GİRİŞ

Takım tezgâhlarında parça işleme süreci esnasında karşılaşılan ve tırlama olarak bilinen kendinden kaynaklı titreşimler, kararsız kesme süreci, düşük yüzey kalitesi, azalan talaş kaldırma oranı ve kesici takım ile takım tezgâhının kendinde hasarlarla sonuçlanmaktadır. Tırlamanın temel nedeni olarak bilinen talaş kalınlığı rejenerasyonu, kesme sürecinde iş parçası yüzeyinde oluşan ve birbirini takip eden titreşim dalgalarının arasındaki faz farkına bağlıdır. Kararlılık diyagramları (Şekil 1); bu faz farkının en aza indiği, kesme derinliği – iş mili devir hızı eşleşmelerini sunar ve bu diyagramlar sayesinde kararlı kesme süreçleri elde edilebilir.



Şekil 1. Tipik bir kararlılık diyagramı

Talaş kalınlığı rejenerasyonu, bundan yaklaşık eli yıl önce, Tobias ve Fishwick [1,2] tarafından tanımlanmıştır. Tlusty ve Polacek [3] dikey kesme koşulları ve sabit süreç faktörleri için tırlamasız kesme derinliği ile tezgâh – iş parçası dinamiğini ilişkilendiren bir kararlılık modeli oluşturmuşlardır. Merrit [4] ise Nyquist kararlılık ölçütünü kullanarak yine dikey kesme koşulları ve sabit süreç faktörleri için benzer sonuçlar elde etmiştir. Kesici takımın süreç boyunca dönüyor olması ve zamana bağlı değişen süreç parametreleri nedeniyle frezeleme sürecinin kararlılık analizi bu çalışmalarda ele alınan koşullara göre daha karmaşıktır. Koenisberger ve Tlusty [5] dikey kesme koşulları için sunulan kararlılık modelini [3] ortalama süreç faktörleri kullanarak frezelemeye uygulamışlardır. Tlusty ve diğerleri [6-8] frezelemede kararlılık tahmini için zaman boyutlu benzetimler sunmuşlardır. Minis ve Yanushevsky [9,10] frezeleme sürecinde kararlılık formülasyonu için Floquet teoremi ve Fourier serisini, sayısal çözüm için de Nyquist ölçütünü kullanmışlardır. Frezeleme sürecinin kararlılığı için analitik model Altintas ve Budak [11] tarafından sunulmuş olup, bu model ile, kararlılık diyagramlarının önceki sayısal modellere göre çok daha hızlı bir şekilde elde edilebildiği gösterilmiştir [12].

Sözü edilen sayısal ve analitik modellerde kararlılık diyagramlarını oluşturmak için gerekli olan en önemli sistem dinamiği bilgisi, sistemin takım ucundaki dinamik esneklik cinsinden ifade edilen Frekans Tepki Fonksiyonu'dur (FTF). Dikey kesme koşulla-

rında kritik kesme derinliğini ( $b_{im}$ ) veren ilişki şu şekildedir [13]:

$$b_{im} = \frac{-1}{2 \cdot K_f \cdot m \cdot \text{Re}[G(\omega)]}$$

Burada  $K_f$  talaş kalınlığı yönündeki kesme kuvveti katsayısı,  $m$  kesici takım ucundaki ortalama diş sayısı ve  $G(\omega)$  kesme noktasındaki FTF'dir. Denklemden de görüleceği gibi, takım ucu FTF'sinin gerçek kısmı paydada kullanılmaktadır. Kararlılık diyagramlarının hassas ve kolay olarak elde edilmesi için, takım ucu FTF'si  $G(\omega)$ 'nin hassas ve kolay olarak elde edilmesi gerekmektedir. Bu FTF'yi elde etmek için kullanılacak en genel yöntem, bir ivmeölçer, darbe çekici ve spektrum analizi yazılımıyla darbe testi yapmaktır. Ancak tezgâhtaki en ufak bir değişiklik sonucu (takım tutucu ya da takım değiştirilmesi gibi) takım ucu dinamiği değişeceğinden ve yeni bir test gerekeceğinden, bu yöntem, uygulamada pahalı olmasının yanı sıra zaman kaybına yol açmaktadır. Takım ucu FTF'sinin elde edilmesinde deneyselliği en aza indirmek için, Schmitz ve diğerleri [14-17] yarı analitik bir yaklaşım önermişlerdir. Buna göre, deneysel olarak elde edilen iş mili – takım tutucu sisteminin FTF'si, analitik bir Euler-Bernoulli çubuğu olarak modellenen kesici takımın FTF'leriyle bağlantı (temas) dinamik parametreleri yardımıyla birleştirilir ve sistemin takım ucu FTF'si elde edilir. Yapısal birleştirme yöntemi olarak dinamik esneklik birleştirilmesi yöntemi kullanılmıştır. Bu yaklaşım, Park ve diğerleri [18] tarafından, iş mili – takım tutucu arasındaki açısız serbestlik derecesi de ilave edilerek geliştirilmiştir. Kıvanç ve Budak [19] ise kesici takımın modellenmesinde eksenel yönde değişen alan atalet momentini de göz önünde bulundurmıştır. Schmitz ve Duncan [20] yöntemin uygulanmasını takım tutucu kademelerinin de birleştirilmesi için geliştirmiştir. Ertürk ve diğerleri [21] takım ucu FTF'sinin elde edilmesi için yapısal birleştirme ve değişiklik yöntemleri kullanan analitik bir model sunmuştur. Bu modelde iş mili – takım tutucu – takım sisteminin tüm bileşenleri analitik olarak modelendiğinden, istenilen FTF'ler, sonlu eleman modellerine göre çok daha hızlı olarak elde edilebilmektedir [21]. Sözü edilen ve bu makaledeki analizlerde de kullanılan analitik model, bir sonraki bölümde özetlenmiştir. Modelin formülasyon detaylarına ilgili kaynaktan [21] ulaşılabilir.

Bu makalede, yazarlar tarafından geliştirilen analitik modelin tipik iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik analizinde kullanılmasıyla elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Dinamik analiz, rulman ve bağlantı parametreleri [22] ile belirli tezgâh tassa-

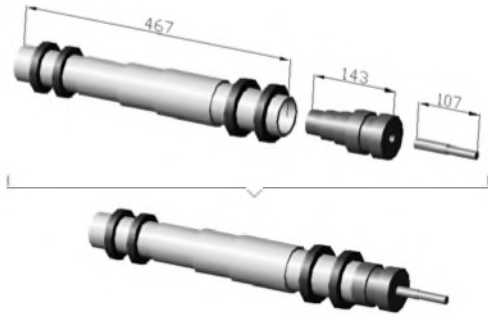
rım ve uygulama parametrelerinin [23] takım ucu FTF'sine ve dolayısıyla sistem kararlılığına etkilerini içermektedir. Geliştirilen modelin tezgâh üzerinde kararlılık tahmini uygulamasına örnekler de verilmiştir.

## MATEMATİKSEL MODEL

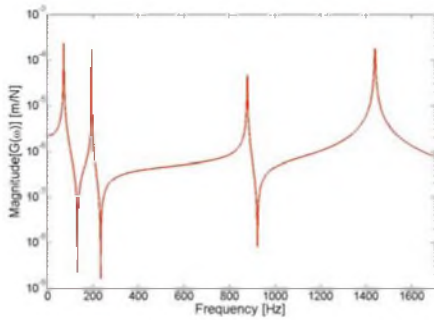
İş mili – takım tutucu – takım sisteminin bileşenleri çok kademeli çubuklar olarak modellenmiştir. Bileşenler, farklı çap ve uzunluktaki ve serbest sınır koşullarındaki düzgün çubukların sınır noktalarındaki dinamik bilgilerinin rijit olarak birleştirilmeleriyle oluşturulmuştur. Sistem bileşenlerinin tknaz yapısından dolayı modellemede kesme kuvveti ve dönel atalet etkileri önemli olabileceğinden [24], önceki çalışmalarda kullanılan Euler-Bernoulli çubuk teorisi yerine Timoshenko çubuk teorisi kullanılmış olup sonuçlarda iyileşmeler gözlenmiştir [21]. Timoshenko çubuk teorisi kullanmanın özellikle önem kazandığı durumlara ilgili kaynaktan [21] değinilmiştir. İş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki temas dinamiği nedeniyle bileşenler, bu bağlantı noktalarındaki temas direngenliği ve sönümünü ifade eden açısız ve doğrusal, yay ve sönümleyiciler ile elastik olarak birleştirilmiştir. İş milini, modelde rijit olarak kabul edilen tezgâh yatağına bağlayan rulmanlar yine yay ve sönümleyicilerle modellenerek sisteme Özgüven'in yapısal değişiklik yöntemiyle [25] ilave edilmiştir. Bileşen kademelerinin rijit olarak bir araya getirilerek bileşenlerin elde edilmesinde ve bileşenlerin elastik olarak bir araya getirilmesiyle tüm sistemin oluşturulmasında dinamik esneklik birleştirilmesi yöntemi kullanılmıştır [21]. Bu birleştirme işlemlerinde dinamik esneklik matrisleri yerine dinamik direngenlik matrislerini kullanmak, alternatif bir yöntem olarak yazarların farklı çalışmalarında sunulmuştur [26, 27]. İşlemlerde kullanılan matrislerin boyutları göz önünde bulundurulduğunda, dinamik esneklik matrislerini kullanmak daha uygundur [27].

## RULMAN VE BAĞLANTI DİNAMİK PARAMETRELERİNİN FTF ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Şekil 2'de tipik bir iş mili - takım tutucu - takım sistemi verilmiştir. Bu sistemin bileşenlerinin geometrik ve malzeme özellikleriyle rulman ve bağlantı dinamik özellikleri için literatürden alınan ortalama değerlere kaynak [21]'den ulaşılabilir. Şekil 3, bu sistemin geliştirilen model kullanılarak elde edilen takım ucu FTF'sini göstermektedir.



Şekil 2. İş mili – takım tutucu – takım sistemi

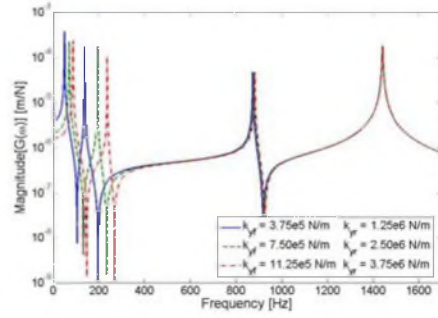


Şekil 3. Sistemin takım ucu FTF'sinin genlik diyagramı

Şekil 2'de verilen sistemin rulman dinamik özellikleriyle iş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki bağlantı dinamik özellikleri, nominal değerleri etrafında  $\pm 50\%$  oranında değiştirilerek bu parametrelerin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri çalışılmıştır. FTF'nin doğal frekansları, rulman ve bağlantı noktalarındaki sönüm değerlerinden ziyade dirençlik değerlerine karşı hassas olacağından, özellikle bu noktaların dirençlik değerleri üzerinde durulmuş olup sönüm değerlerinin etkilerinden de özet olarak bahsedilmiştir. Yapılan etki analizinin sonuçlarından yola çıkılarak, rulman ve özellikle bağlantı dinamik özelliklerinin deneysel FTF'lerden elde edilmesinde kullanılabilir hızlı ve hassas bir yöntem önerilmiştir.

### Rulman Dinamiği

İş millerinde genellikle kullanılan açısız temaslı rulmanlar moment taşımadığından, rulmanların dinamiğini ifade etmek için doğrusal yay ve sönüm kullanılması yeterlidir. Rulmanların doğrusal dirençlik değerleri nominal değerleri etrafında değiştirildiğinde, FTF'deki değişim, sistemin rijit modları olan ilk iki moda gözlenmekteyken, elastik modlarda rulman dinamiğinden bir etkilenme gözlenmemektedir (Şekil 4).

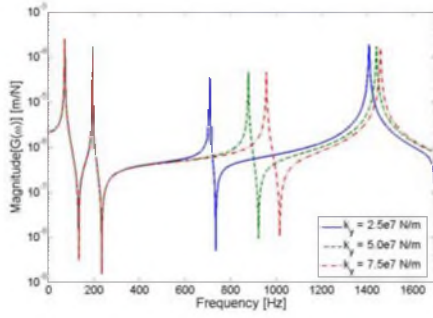


Şekil 4. Ön ve arka rulmanların takım ucu FTF'si üzerindeki ortak etkileri

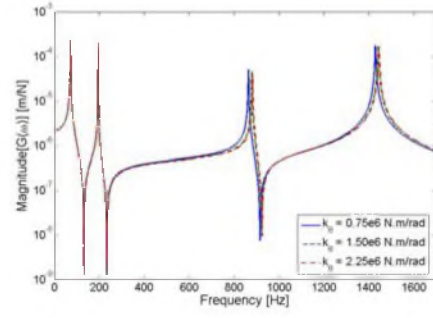
Ön ve arka rulman çiftlerinin FTF üzerindeki etkileri ayrı olarak incelendiğinde, daha az direngen olan çiftin ilk rijit modu, daha fazla direngen olan çiftin ise ikinci rijit modu etkilediği gözlenmiştir [22]. Bu sonuçlara göre, kullanılan sistemin FTF'sinde ilk iki modu belirleyen etkili parametreler iş mili geometrisi ve rulman dinamiğidir. Eğer tırlama bu iki moddan birinde oluşursa daha farklı bir takım tutucu ya da takım kullanmanın sistem kararlılığına bir faydası olmayabilir. Sözü edilen modlar rijit modlar olduğundan, daha farklı bir takım tutucu ya da takım, sistemin bükülme rijitliğindeki değişimden ziyade kütle değişimi etkisinden dolayı bu iki modun frekanslarını çok az değiştirebilir.

### İş Mili – Takım Tutucu Bağlantı Dinamiği

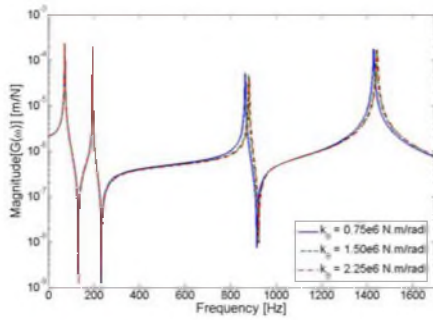
İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal dirençlik, Şekil 5'te görüldüğü gibi öncelikli olarak üçüncü modun, yani sistemin ilk elastik modunun frekansını kontrol etmektedir. Bu bağlantı noktasındaki açısız dirençlik değeri, nominal değeri etrafında değiştirildiğinde, takım ucu FTF'si Şekil 6'da verildiği şekilde değişmektedir. Görüldüğü gibi, açısız dirençlik değerindeki değişiklikler FTF'yi doğrusal dirençlikteki değişiklikler (Şekil 5) kadar etkilememektedir. Buradan çıkarılacak önemli bir sonuç, elde edilecek takım ucu FTF'sinin hassas olarak elde edilebilmesi için, iş mili – takım tutucu arasındaki açısız dirençliğin hassas olarak bilinmesinin çok önemli olmadığı ve literatürden alınacak ortalama değerlerin kararlılık diyagramlarını önemli ölçüde etkilemeyeceğidir.



Şekil 5. İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



Şekil 8. Takım tutucu – takım arasındaki açısıl direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



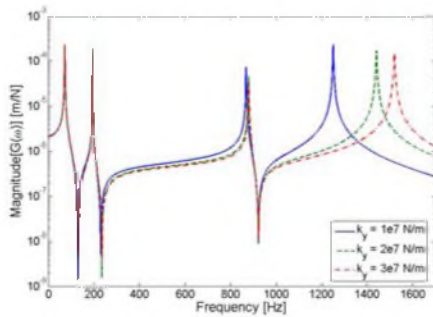
Şekil 6. İş mili – takım tutucu arasındaki açısıl direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi

### Rulman ve Bağlantı Sönüm Değerleri

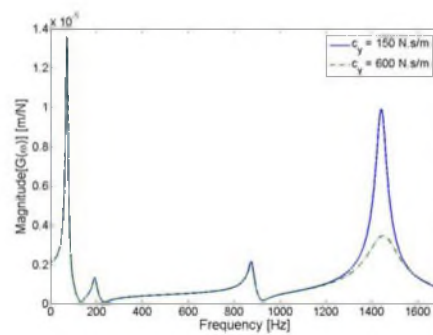
Takım ucu FTF'sinin doğal frekansları, direngenliklerle ilişkili olacağından ve sönüm sistemin doğal frekanslarını etkilemeyeceğinden, öncelikle rulman ve bağlantı direngenlikleri ele alınmıştır. Sözü edilen noktadaki sönüm değerleri için yapılan bir etki analizi, direngenlik değerleriyle yapılan etki analizine mod-bağlantı noktası ilişkisi bakımından son derece paralel sonuçlar vermektedir. Bir bağlantı noktasındaki doğrusal direngenlik ilgili modun frekansını kontrol ederken, aynı bağlantı noktasındaki doğrusal sönüm ise o modun titreşim genliğinin tepe noktasını kontrol etmektedir. Sönüm etki analizi sonucunda, FTF'nin açısıl dinamik parametrelere doğrusal dinamik parametrelere çok daha az hassas olduğu sönüm değerleri için de gözlenmiştir. Sönüm etki analizine örnek olarak Şekil 9 ve Şekil 10'da takım tutucu – takım arasındaki sönüm değerlerindeki değişimlerin, takım ucu FTF'sine yansımaları verilmiştir. Genlikteki değişimlerin daha iyi anlaşılması için bu iki grafik doğrusal ölçekte sunulmuştur. Görüldüğü gibi doğrusal sönümdeki değişim, açısıl sönümdeki aynı oransal değişime göre çok daha fazla etkilidir.

### Takım Tutucu – Takım Bağlantı Dinamiği

Aynı oransal değişiklik ( $\pm 50\%$ ) takım tutucu – takım arasındaki doğrusal direngenlik değerine uygulandığında, FTF'de etkilenen ana modun ikinci elastik mod olduğu gözlenmektedir (Şekil 7). Tıpkı bir öncekinde olduğu gibi, bu bağlantı noktasındaki açısıl direngenlik değerinin değişimi de FTF'yi önemsenmeyecek ölçüde etkilemektedir (Şekil 8).

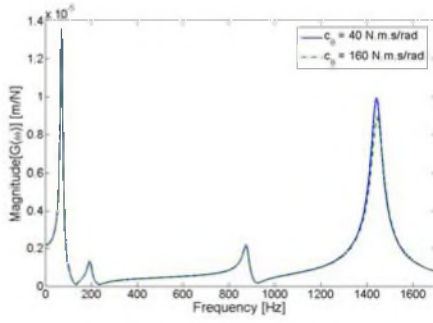


Şekil 7. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal direngenliğin takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi



Şekil 9. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal sönümün takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi





Şekil 10. Takım tutucu – takım arasındaki açısız sönümün takım ucu FTF'si üzerindeki etkisi

### Deneysel Ölçümlerden Rulman ve Bağlantı Dinamiğinin Elde Edilmesinde Yeni Bir Yaklaşım

Rulman dinamiğinin ve özellikle farklı bileşen kombinasyonları için bağlantı dinamiğinin sağlıklı olarak bilinmesi, takım ucu FTF'sinin ve kararlılık diyagramlarının hassas olarak elde edilmesi için önemlidir. Literatürdeki [14-17] temel yaklaşımda, iş mili – takım tutucu – takım sisteminin takım ucu FTF'si deneysel olarak elde edildikten sonra, takım tutucu – takım arasındaki bağlantı parametreleri, yarı analitik model ve deneyin verdiği FTF'ler aynı olacak şekilde eşitlenerek elde edilmektedir. Bu yaklaşımda, eldeki denklemlerin sayısı bilinmeyen bağlantı parametrelerinin sayısından çok daha fazla olduğu için, ilgili bağlantı noktasındaki dirençlik ve sönüm parametreleri, modelden bulunan FRF değerlerindeki hatayı, en küçük kareler yöntemiyle en aza indirerek elde edilir. Ortak çözülmesi gereken denklemlerin doğrulluktan çok uzak olması nedeniyle, parametrelerin bulunmasında kullanılan hatanın en küçük kareler yöntemiyle en aza indirilmesi yaklaşımı her zaman tek bir çözüm vermemektedir ve bu süreç çok fazla hesaplama zamanı gerektirmektedir. Bu nedenle bu yaklaşım kullanışlı olmamaktadır.

Bu çalışmada özetlenmiş olan etki analizinin sonuçları, deneysel ölçümlerden rulman ve bağlantı dinamik parametrelerinin hızlı ve hassas bir şekilde elde edilmesinde kullanılabilir. Geliştirilen yöntemle, ilgili iş mili – takım tutucu – takım sistemi modellenir ve bağlantı dinamik özelliklerinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri incelenebilir. Mod – bağlantı noktası ilişkileri elde edildikten sonra, dirençlik ve sönüm olarak ifade edilen bağlantı parametreleri ilgili modlardan elde edilebilir.

Örneğin, bu çalışmada kullanılan, tipik geometrik ve dinamik özelliklere sahip olan sistemin etki analizi sonucunda; iş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal bağlantı dinamiğinin takım ucu FTF'sinin birinci elastik modunu, takım tutucu – takım arasındaki doğrusal bağlantı dinamiğinin ise takım ucu FTF'sinin ikinci elastik modunu kontrol ettiği gözlemlenmiştir.

Ayrıca bağlantı noktalarındaki açısız dinamik özelliklerdeki değişimlerin, takım ucu FTF'sini önemli ölçüde etkilemediği görülmüştür. Dolayısıyla, deneysel olarak elde edilmiş olan takım ucu FTF'sinden iş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki bağlantı dinamik parametrelerini elde etmek için sistematik olarak izlenecek adımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Bağlantı noktalarındaki açısız dinamik parametreler (dirençlik ve sönüm) için literatürdeki benzer sistemlerden elde edilen ortalama değerler kullanılır.
2. İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal dirençlik için modele tahmini (ortalama) bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ilk elastik mod frekansları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde iş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal dirençlik değeri elde edilir.
3. İş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal sönüm için modele tahmini bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ilk elastik mod genliklerinin tepe noktaları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde iş mili – takım tutucu arasındaki doğrusal sönüm elde edilir.
4. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal dirençlik için modele yine tahmini bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ikinci elastik mod frekansları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde takım tutucu – takım arasındaki doğrusal dirençlik değeri elde edilir.
5. Takım tutucu – takım arasındaki doğrusal sönüm için modele yine tahmini bir ilk değer girilir. Bu değer, modelden ve deneysel olarak elde edilen FTF'lerin ikinci elastik mod genliklerinin tepe noktaları aynı olana kadar azaltılır ya da artırılır. Bu şekilde takım tutucu – takım arasındaki doğrusal sönüm elde edilir.

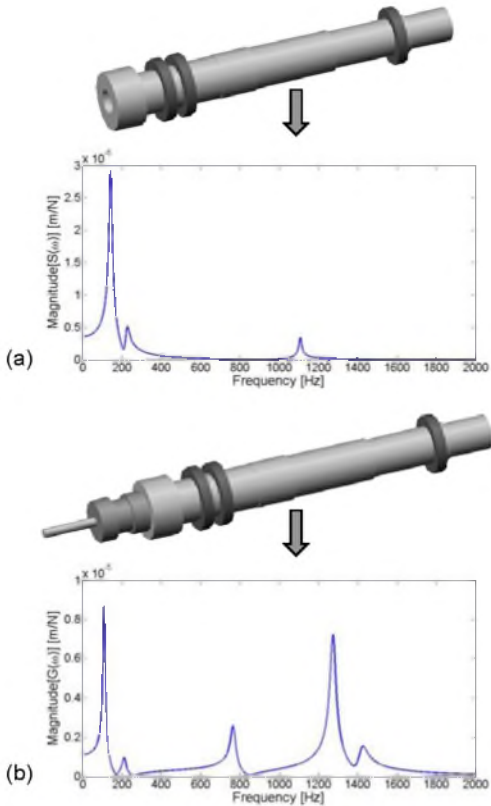
Yukarıdaki adımlar, bu çalışmada sunulan tipik iş mili – takım tutucu – takım sistemine benzer sistemlerde başarıyla kullanılabilir. Geometrik ve/veya dinamik olarak farklı olan sistemlerde yeni bir etki analizi uygulanarak mod – bağlantı noktası ilişkileri elde edilmeli ve bağlantı dinamik özelliklerinin deney sonuçlarından elde edilmesi için yukarıdaki benzer bir algoritma oluşturulmalıdır.

## TASARIM VE UYGULAMA PARAMETRELERİNİN FTF ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

Bu bölümde, takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri incelenen parametreler, tasarım ve uygulama parametreleri olarak ikiye ayrılmıştır. Tasarım parametreleri; iş mili geometrisi, rulman direngenliği gibi tezgâh tasarımı sürecinde belirlenen parametreleri içerirken, uygulama parametreleri ise takım / takım tutucu geometrisi, bağlama dinamiği gibi uygulamada kullanıcı tarafından değiştirilebilen parametreleri içermektedir.

### İş Mili Geometrisi ve Rulmanlar

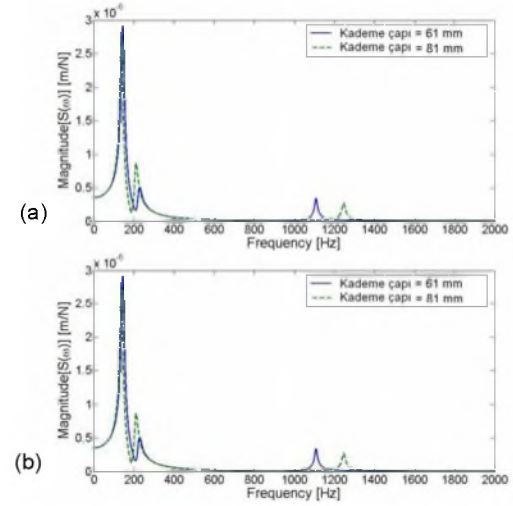
İş mili geometrisi, sistemin genel frekans cevabı açısından büyük önem taşımaktadır. İş mili kademelerinin çap ve uzunlukları iş milini eniyilemek için kullanılabilir. Şekil 11a'da bir iş milinin uç noktasındaki FTF verilmiştir. Şekil 11b, aynı iş milinin takım tutucu ve takım eklendikten sonraki takım ucu FTF'sini göstermektedir.



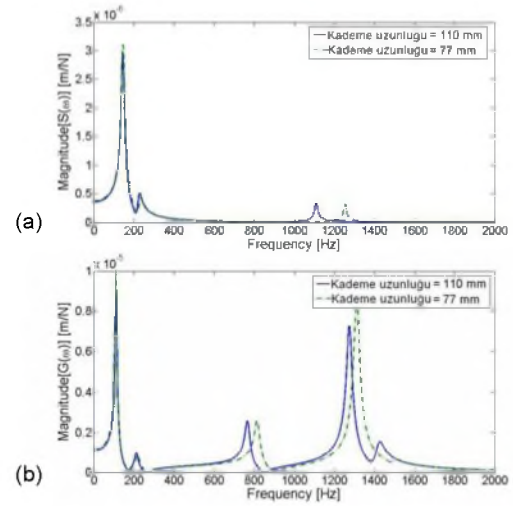
Şekil 11. (a) İş mili ve uç noktası FTF'si, (b) İş mili – takım tutucu – takım sistemi ve takım ucu FTF'si

Örneğin belirli bir süreç için, eniyileme amaçlı olarak, iş milinin Şekil 11a'da görülen birinci elastik

mod frekansını rulmanların ortasındaki kademenin geometrisini değiştirerek 1250 Hz değerine çıkarmak gerektiğinde, geliştirilen model [21] yardımıyla bu amaç için sözü edilen kademenin çapının 61 mm'den 81 mm'ye çıkarılması gerektiği kolaylıkla bulunabilir (Şekil 12a, Şekil 12b). Alternatif olarak, ilgili kademenin çapı değiştirilmeden, 110 mm olan boyu 77 mm'ye indirilerek de benzer bir sonuç elde edilebilir (Şekil 13a,13b).



Şekil 12. Kademe çapının değişmesi sonucu FTF'lerde oluşan değişiklikler; (a) İş mili ucundaki FTF ve (b) Takım ucundaki FTF



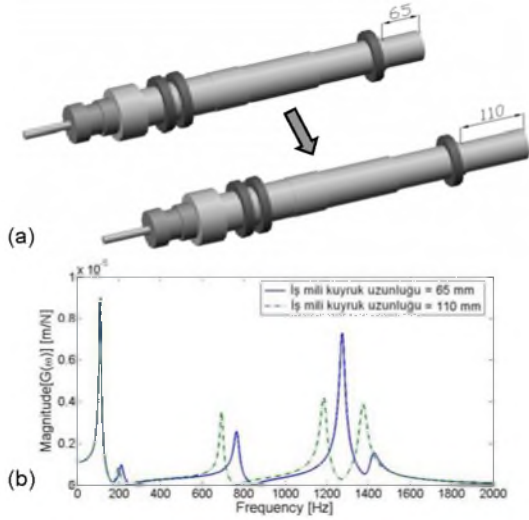
Şekil 13. Kademe uzunluğunun değişmesi sonucu FTF'lerde oluşan değişiklikler; (a) İş mili ucundaki FTF ve (b) Takım ucundaki FTF

İş milinin dinamik direngenliğini değiştirmek için kademelerin iç çapları da değiştirilebilir. Görüldüğü gibi, iş mili eniyilemesinde istenilen belirli bir sonuç birden fazla yolla elde edilebilir. Tezgâh üreticisi,

**MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ**

tasarım ve yer sınırlamalarına bağlı olarak iş milinin geometrik özelliklerine, kademe çap ve boylarından hangilerinin değiştirilebileceğine karar vermelidir.

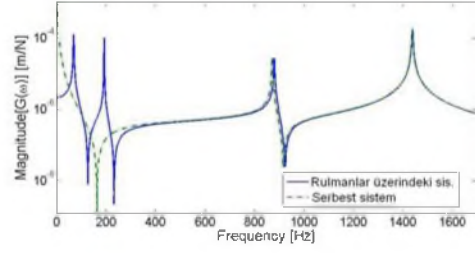
İş milinin *kuyruk uzunluğu* (arka rulmanların gerisinde kalan bölüm), iş milini eniyileme amaçlı kullanılacak ilginç bir parametredir. Bu uzunluk, kesici takım titreşim modunun<sup>1</sup> genliğini “dinamik titreşim sönümleyici” etkisiyle azaltmak amaçlı olarak, özellikle tezgâhın belirli takım tutucu ve takımlar için tasarlandığı uygulamalarda kullanılabilir (Şekil 14).



Şekil 14. (a) İş milinin kuyruk uzunluğundaki değişiklik ve (b) değişikliğin takım ucu FTF'sine etkisi

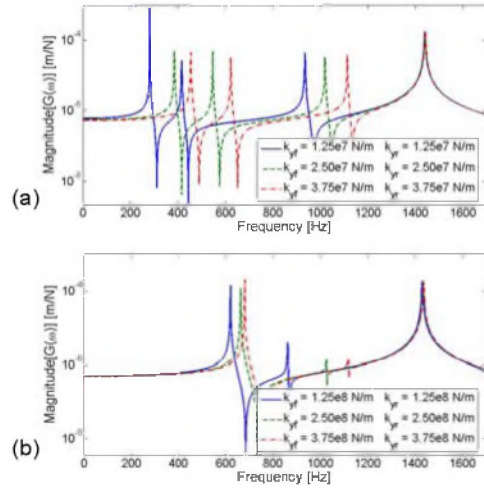
İş milini, bu modelde rijit olduğu varsayılan tezgâha bağlayan rulmanların dinamik özellikleri, iş mili dinamiğini büyük ölçüde etkileyen diğer bir parametredir. “Rulman ve Bağlantı Dinamiğinin FTF Üzerindeki Etkileri” bölümünde kullanılan sistemin rulman dinamik özellikleri (direngenlikleri) için, Araker ve diğerlerinin [28] yakın geçmişteki bir çalışmasındaki değerler kullanılmış olup, bu çalışmadaki direngenliklerin düzeyi  $10^5$ - $10^6$  N/m'dir. Şekil 4'te görülmüş olduğu gibi bu düzeydeki değerler için sistemin rijit elastik modları birbirlerinden bağımsız olduğundan, rulman dinamiğindeki değişimler FTF'nin elastik modlarını etkilememektedir. Öyle ki, rulmanlar tümüyle kaldırıldığında elastik mod frekanslarında önemli bir değişim gözlenmemektedir (Şekil 15). Eğer rulmanların direngenlikleri ve dolayısıyla üzerlerindeki önyükler bu denli düşükse, rulmanların iş mili ekseninde yerleri etkili tasarım parametreleri olmayacaktır.

<sup>1</sup> Verilen örnekte ikinci elastik modun kesici takım tarafından kontrol edildiği ilerde gösterilmiştir.



Şekil 15.  $10^5$ - $10^6$  N/m rulman direngenlik düzeyi için rulmanlarla desteklenmiş haldeki ve serbest haldeki sistemin takım ucu FTF'si

Literatürdeki rulman direngenlik değerleri bu düzeylerle kısıtlı değildir. Cao ve Altintas [29] geliştirdikleri rulman modeliyle  $10^7$ - $10^8$  N/m düzeyinde direngenlikler elde etmişlerdir. Dolayısıyla rijit ve elastik modlar arasındaki davranışı gözlemlemek için farklı rulman direngenlik düzeyleri için analizi tekrar etmek gerekmektedir. Bu incelemenin sonucunda, rulman dinamiğinin takım ucu FTF'sindeki elastik modları,  $10^7$  N/m düzeyinden sonra etkilemeye başladığı gözlenmiştir (Şekil 16a). Şekil 16b ise,  $10^8$  N/m düzeyi için FTF'deki değişimleri göstermektedir. Dikkat edilirse, ikinci elastik mod, rulman direngenliklerindeki değişimlerden etkilenmemektedir.



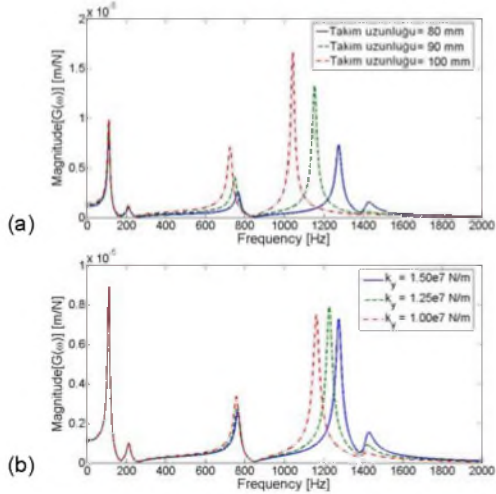
Şekil 16. (a)  $10^7$  N/m ve (b)  $10^8$  N/m değer düzeylerindeki rulman direngenliklerinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri

Buradan çıkarılacak önemli bir sonuç da şudur: Eğer rulmanların direngenlik değerleri bu düzeylerde ( $10^7$ - $10^8$  N/m) ise rulmanların yerleri ve sayıları, sistemin elastik modlarını (özellikle iş mili modlarını) etkiler ve bu parametreler, sistemin takım ucu frekans cevabını şekillendirmek için kullanılabilir.

## Kesici Takım Geometrisi ve Takım Tutucu – Takım Bağlantı Dinamiği

Kesici takımın takım tutucu dışında kalan 80 mm'lik orijinal uzunluğu önce 90 mm'ye, ardından da 100 mm'ye çıkarılmıştır ve sistemin takım ucu FTF'sinde Şekil 17a ile verilen değişim elde edilmiştir. Görüldüğü gibi takımın dışarıdaki uzunluğu sistemin ikinci elastik modunu baskın olarak kontrol etmektedir. İleriki bölümlerde de deneysel olarak doğrulanacağı gibi bu mod, sistemin takım modudur. Pratik uygulamalarda takımın dışarıda kalan boyu ya da takımın türü değiştirilerek bu modun frekansı ve sistemin kararlılık diyagramı istenildiği gibi değiştirilebilir.

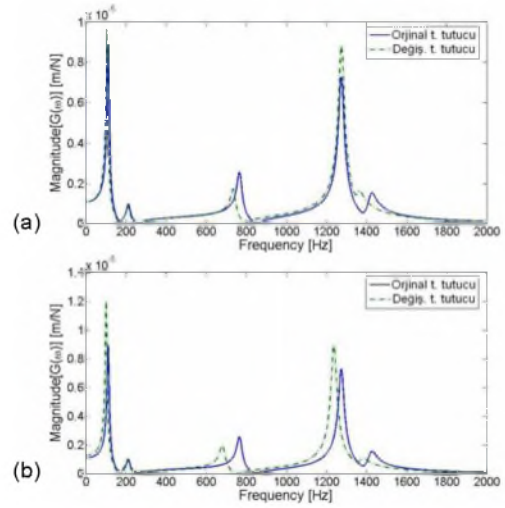
Şekil 7'den hatırlanacağı gibi, tipik bir iş mili – takım tutucu – takım sisteminde, takım tutucu – takım arasındaki doğrusal bağlantı direngeliği, sistemin takım modu olan ikinci elastik mod frekansını kontrol etmektedir. Bu bilgiyle, bu çalışmada odaklanılan örnek sistemin takım tutucu – takım bağlantı doğrusal direngeliği azaltılarak, takım modunun frekansı azaltılmak istenmiş ve Şekil 17b elde edilmiştir. Dolayısıyla, bu bağlantı noktasının doğrusal direngeliği, bağlama torkunun fonksiyonu olarak modellenebilir ve kontrollü olarak değiştirilebilirse takım modunun frekansı, takım uzunluğunu değiştirmek yerine bağlama torkunu değiştirerek artırılabilir ya da azaltılabilir.



Şekil 17. (a) Takım uzunluğunun ve (b) takım tutucu – takım bağlantı direngeliğinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri

Şekil 9'dan hatırlanacağı gibi bu bağlantı noktasının doğrusal sönümü aynı modun titreşim genliğini kontrol etmektedir ve bu bilgi de benzer bir yaklaşımla kullanılabilir.

Takım tutucuların iş mili içinde kalan konik yapıları farklı takım tutucu tipleri için genellikle aynıken, iş mili dışında kalan kademelerin geometrileri farklılaşmaktadır. Ele alınan örnekte, takım tutucunun iş mili dışında kalan kademelerinin her birinin çapı 10 mm artırılarak FTF'de, Şekil 18a ile verilen değişim elde edilmiştir. Takım tutucunun iş mili dışında kalan bölümü sistemde kütle görevi gören oldukça tıknaz bir yapı olduğundan, kademe çaplarındaki artış, kütle ilavesi nedeniyle iş mili mod frekanslarını daha düşük değerlere kaydırmaktadır. Dikkat edilirse, takım tutucu geometrisindeki bu değişimden takım modu yalnızca genlik bazında etkilenmiş olup, bu modun frekansında herhangi bir değişim gözlenmemiştir. Takım tutucunun orta kademesinin boyu 40 mm artırıldığında, kütle ilavesi nedeniyle iş mili mod frekansının azalmasının yanı sıra, Şekil 18b'de görüldüğü gibi, takım modunun frekansı da takım tutucudaki esnekliğin artışı nedeniyle azalmıştır.



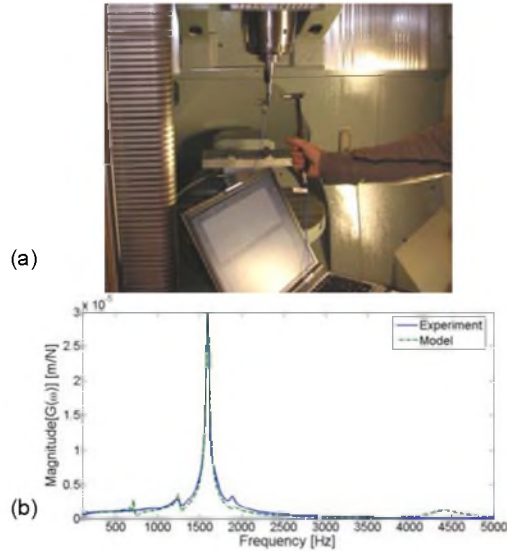
Şekil 18. Takım tutucunun (a) kademe çaplarındaki artışın ve (b) orta kademesindeki boy artışının takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri

## DENEYSEL DOĞRULAMALAR

Bu bölümde, 5 eksenli bir CNC tezgâhı (DMU 50evo, Şekil 19a) üzerinde modelin uygulamaları sunulmuştur. Belirli bir iş mili – takım tutucu – takım sistemi için öncelikle takım ucu FTF'si elde edilmiş, ardından da takımın takım tutucu dışında kalan boyu değiştirilerek sistemin frekans cevabındaki değişimler gözlenmiştir. Elde edilen FTF'ler kararlılık analizinde de kullanılarak sistemin kararlılık diyagramlarının model sayesinde farklı koşullar için başarıyla tahmin edildiği gösterilmiştir.

### Takım Ucu FTF'sinin Tahmini

Sözü edilen işleme merkezine, SK40 türü bir takım tutucu, içinde 4 dişli 12 mm çap ve 110.7 mm uzunluktaki HSS kesici takımınla birlikte bağlanmıştır. Takımın takım tutucu dışında kalan uzunluğu 60 mm'dir. Sistemin takım ucu FTF'si düşük kütleli bir ivmeölçer ve bir darbe çekici yardımıyla darbe testi yapılarak elde edilmiştir. 60 mm'lik ilk takım boyu için takım tutucu – takım arasındaki bağlantı parametreleri bu çalışmada özetlenen ve detayları kaynak [22]'de sunulan yaklaşım kullanılarak elde edilmiştir. Açısal bağlantı parametreleri için literatürden alınmış olan ortalama değerler kullanılmıştır. Bu ilk takım uzunluğu (60 mm) için deneysel olarak elde edilmiş olan takım ucu FTF'si ve model benzetim FTF'si Şekil 19b'de, sözü edilen yaklaşımla elde edilen bağlantı dinamik parametreleri ise Tablo 1'de verilmiştir.



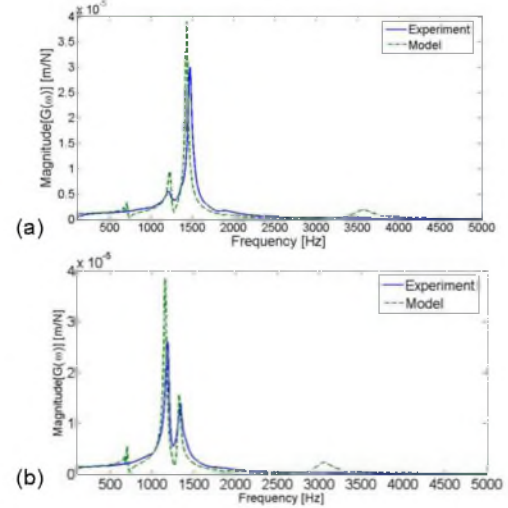
Şekil 19. (a) 5 Eksenli işleme merkezi ile modal analiz düzeneği; (b) 60 mm takım uzunluğu için deneysel olarak ve modelle elde edilen takım ucu FTF'leri

Tablo 1. İş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım arasındaki doğrusal ve açısal bağlantı dinamik parametreleri

Bağlantı noktası	İş mili – takım tutucu	Takım tutucu – takım
Doğrusal diren. [N/m]	$8.0 \times 10^7$	$1.5 \times 10^6$
Doğrusal sönüm [N.s/m]	250	32
Açısal diren. [N.m/rad]	$1.5 \times 10^6$	$1.5 \times 10^6$
Açısal sönüm [N.m.s/rad]	40	40

### FTF'nin Takım Boyu ile Değişimi

Şekil 19b'de verilen sistemin takım ucu FTF'sinde 1594 Hz'te görülen baskın mod, sistemin takım modudur ve önceden de bahsedildiği gibi bu modun frekansı, takımın takım tutucu dışında kalan boyu değiştirilerek kolaylıkla kaydırılabilir. Takımın takım tutucu dışında kalan boyu, 60 mm'den önce 70 mm'ye, sonra da 80 mm'ye çıkarılmıştır. Her üç takım uzunluğunda da takım, takım tutucuya aynı torkla (40 N.m) bağlanmıştır. Bağlantı dinamik özelliklerinin bu farklı koşullar için aynı olduğu kabul edilmiştir (Tablo 1). Şekil 20a ve Şekil 20b, sırasıyla 70 mm ve 80 mm'lik takım uzunlukları için sistemin, ölçülmüş ve modelden teorik olarak bulunmuş takım ucu FTF'lerini göstermektedir.



Şekil 20. (a) 70 mm ve (b) 80 mm takım uzunlukları için deneysel olarak ve modelle elde edilen takım ucu FTF'leri

Şekil 20a'da görüldüğü gibi takımın dışarıda kalan uzunluğu 70 mm'ye çıkarıldığında, takım modu, 1220 Hz civarındaki düşük genlikli iş mili moduna yaklaşmakta ve bu etkileşim, takım modunun titreşim genliğini düşürmektedir. Takımın dışarıda kalan boyundaki 10 mm'lik ilave bir artış, Şekil 20b'de gö-

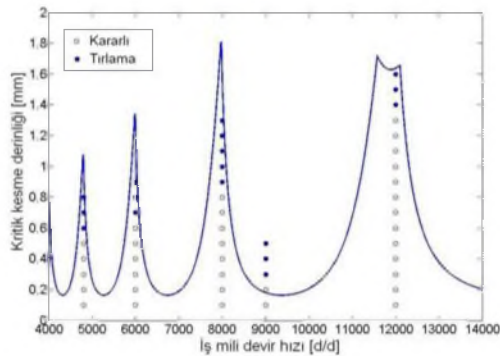
rüldüğü gibi takım modunu iş mili moduna daha da yaklaştırmakta ve takım modunun titreşim genliği, 80 mm'lik takım uzunluğu için daha da azalmaktadır.

Takım tutucu ve takım arasındaki bağlantı dinamik parametrelerinin (özellikle sönümün) hassas olarak bilinmesi model benzetimlerinin hassasiyetini arttıracaktır. Diğer bir deyişle, takım tutucu – takım arasındaki temas direngenliğinin ve sönümünün matematiksel bir modelle bulunması, ya da bu dinamik parametreleri, değişik bağlama koşulları ve sınırlı sayıda deney yaparak veren bir yöntemin olması, model FTF'lerinin daha hassas elde edilmelerini sağlayacaktır.

### Kararlılık Diyagramlarının Geliştirilen Model Yardımıyla Bulunması

Bu bölümde, sözü edilen sistemin, alüminyum bir iş parçasının işlenmesi durumundaki kararlılık diyagramlarının elde edilmesi gösterilmiş ve deneysel çalışmalarla karşılaştırmaları yapılmıştır. Ertürk ve diğerleri [21] tarafından sunulmuş olan modelle analitik olarak elde edilen FTF'ler, Altıntaş ve Budak [12] tarafından sunulmuş olan analitik frezeleme kararlılık modelinde kullanılarak sistemin kararlılık diyagramları elde edilmiştir. Kararlılık diyagramları için gerekli bazı parametrelerin (kesme kuvveti katsayıları vs.) elde edilmiş detaylarına ilgili kaynaktan [23] ulaşılabılır.

60 mm takım uzunluğu için elde edilen takım ucu FTF'si (Şekil 19a), frezeleme kararlılık modelinde kullanıldığında, sistemin kararlılık diyagramı Şekil 21'deki gibi elde edilmiştir.

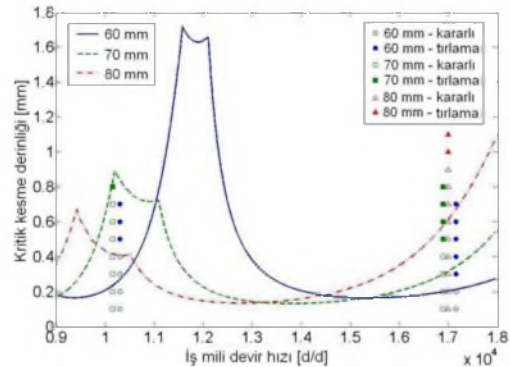


Şekil 21. 60 mm takım uzunluğu için analitik modelle tahmin edilen ve deneysel olarak elde edilen kararlılık sınırları

Diyagramdaki geniş hız aralığı göz önünde bulundurulduğunda (ki bu durum kuvvet katsayılarında değişikliklerle sonuçlanır) ve kararlılık ceplerinin düşük sönüm nedeniyle dar oluşuna dikkat edilirse, deneysel ve analitik sonuçların oldukça uyumlu olduğu söylenebilir.

İkinci olarak takımın, takım tutucu dışında kalan uzunluğunun kararlılık diyagramına etkisi incelenmiştir. Pratikte bu uzunluk, uygulama gereksinimleri nedeniyle değiştirilebileceği gibi, kararlılık diyagramında belirli hızlardaki kesme derinliklerini artırmak için de değiştirilebilir. 60, 70 ve 80 mm takım uzunlukları için elde edilen kararlılık diyagramları Şekil 22'de verilmiştir. Dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta, analitik FTF modeli sayesinde farklı takım uzunlukları için ilave testlerin gerekmediği ve FTF'lerin çok hızlı olarak elde edilebileceğidir.

Şekil 22'de görüldüğü gibi 60 mm'lik takım uzunluğu 12000 d/d civarında oldukça büyük bir kararlılık cebi oluşturmaktadır. Ancak kullanılan takım tezgâhındaki en yüksek hız bundan düşükse, örneğin 10000 d/d ise, bu kararlılık cebi kullanılmaz. Beklenenin aksine takım uzunluğunu 10 mm artırarak 70 mm'ye çıkarmak, bu hız (10000 d/d) civarında çok daha geniş bir kararlılık cebi oluşturmakta ve bu sayede 0.2 mm olan kesme derinliği, 0.8 mm'ye çıkarılarak talaş kaldırma oranında önemli bir artış sağlanmaktadır. Eğer tezgâhın hız sınırları dahilindeyse, benzer bir durum 17000 d/d civarında oluşmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, 60 mm'lik takım uzunluğu bu hız civarında oldukça küçük kesme derinlikleri ile sonuçlanmaktadır. Ancak 70 mm'lik takım uzunluğu da bu hız civarındaki kararlılık sınırlarında önemli bir artış sağlamamaktadır. Takım uzunluğu bir 10 mm daha artırılarak 80 mm'ye çıkarıldığında, 17000 d/d civarında geniş bir kararlılık cebi oluşmakta ve buradaki talaş kaldırma oranı 3 katına çıkabilmektedir. Sunulan analitik model sayesinde tahmin edilen bu sonuçlar tirlama testleri ile doğrulanmıştır ve Şekil 13'te görüldüğü gibi kesme deneyleri ile model tahminlerinin uyumu oldukça iyidir. Bütün bu uygulama örneklerinden çıkarılabilecek en önemli sonuç, analitik FTF ve kararlılık modellerinin birleştirilmesinin deney gereksinimini en aza indiren, sanal ortamda kararlı ve en iyi uygulama koşullarının elde edilmesinde kullanılabilir bir model oluşturduğudur.



Şekil 22. 60, 70 ve 80 mm takım uzunlukları için analitik modelde tahmin edilen kararlılık sınırları

## SONUÇLAR

Bu çalışmada, işleme merkezlerinde iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik modellemesi için yakın zamanda yazarlar tarafından sunulan analitik bir modelin uygulamaları sunulmuştur. Rulman ve bağlantı dinamik özelliklerinin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri özetlendikten sonra bu dinamik parametrelerin deneysel FTF ölçümlerinden elde edilmesi için önerilen yeni sistematik yaklaşım anlatılmıştır. İş mili – takım tutucu – takım sistemindeki önemli parametreler, tasarım ve uygulama parametreleri olarak ikiye ayrıldıktan sonra, bu parametrelerin takım ucu FTF'si üzerindeki etkileri incelenmiştir. Geliştirilen yöntem sayesinde takım ucundaki FTF'nin oldukça hassas ve hızlı olarak tahmin edilebileceği gösterilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Bu şekilde elde edilen FTF'ler kararlılık diyagramlarında başarı ile kullanılabilmiş ve deneysel değerlere yakın sonuçlar alınmıştır. Ayrıca, yöntemin frezeleme kararlılığının artırılması için en iyi parametrelerin seçimindeki uygulamaları da gösterilmiştir. Bunlar tezgâh tasarımı aşamasında iş mili geometrisinin, uygulama aşamalarında ise takım tutucu ve takımın eniyilemesi olarak örneklerle gösterilmiştir. Takım ucu FTF'sinde ve dolayısı ile kesme kararlılığında önemli etkisi olan takım boyunun en yüksek kararlı talaş kaldırma koşullarını elde edecek şekilde bu yöntem yardımıyla seçilebildiği gösterilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Özetle, bu çalışmada geliştirilen yöntem süreç kararlılığını belirlemek ve arttırmak için gerek tezgâh tasarımında gerekse frezeleme sırasındaki değişkenlerin seçiminde başarı ile kullanılabilir.

## KAYNAKLAR

1. S.A. Tobias, W. Fishwick, The chatter of lathe tools under orthogonal cutting conditions, Transactions of ASME 80 (1958) 1079-1088.
2. S.A. Tobias, Machine Tool Vibration, Blackie and Sons Ltd, 1965.
3. J. Tlusty, M. Polacek, The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining, Proceedings of the ASME International Research in Production Engineering, Pittsburgh, USA, (1963) 465-474.
4. H. Merrit, Theory of self-excited machine tool chatter, Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry 87 (1965) 447-454.
5. F. Koenisberger, J. Tlusty, Machine Tool Structures – vol. I: Stability Against Chatter, Pergamon Press, Englewood Cliffs, NJ, 1967.
6. J. Tlusty, F. Ismail, Basic nonlinearity in machining chatter, Annals of the CIRP 30 (1981) 21-25.
7. J. Tlusty, Dynamics of high-speed milling, Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry (1986) 108 (2) 59-67.
8. S. Smith, J. Tlusty, Efficient simulation programs for chatter in milling, Annals of the CIRP 42 (1) (1993) 463-466.
9. I. Minis, T. Yanushevsky, R. Tembo, R. Hocken, Analysis of linear and nonlinear chatter in milling, Annals of the CIRP 39 (1990) 459-462.
10. I. Minis, T. Yanushevsky, A new theoretical approach for prediction of machine tool chatter in milling, ASME Journal of Engineering for Industry 115 (1993) 1-8.
11. Y. Altintas, E. Budak, Analytical prediction of stability lobes in milling, Annals of the CIRP 44 (1995) 357-362.
12. E. Budak, Y. Altintas, Analytical prediction of chatter stability in milling – part I: general formulation; part II: application to common milling systems, Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 120 (1998) 22-36.
13. J. Tlusty, Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 2000.
14. T. Schmitz, R. Donaldson, Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis, Annals of the CIRP 49 (1) (2000) 303-308.
15. T. Schmitz, M. Davies, M. Kennedy, Tool point frequency response prediction for high-speed machining by RCSA, Journal of Manufacturing Science and Engineering 123 (2001) 700-707.
16. T. Schmitz, M. Davies, K. Medicus, J. Synder, Improving high-speed machining material removal rates by rapid dynamic analysis, Annals of the CIRP 50 (1) (2001) 263-268.
17. T. Schmitz, T. Burns, Receptance coupling for high-speed machining dynamics prediction, Proceedings of the 21st International Modal Analysis Conference, February 3-6, 2003, Kissimmee, FL (CD'de).
18. S.S. Park, Y. Altintas, M. Movahhedy, Receptance coupling for end mills, International Journal of Machine Tools and Manufacture 43 (2003) 889-896.
19. E.B. Kivanc, E. Budak, Structural modeling of end mills for form error and stability analysis, International Journal of Machine Tools and Manufacture 44 (2004) 1151-1161.
20. G.S. Duncan, T. Schmitz, An improved RCSA model for tool point frequency response prediction, Proceedings of the 23rd International

- Modal Analysis Conference, January 30 – February 3, 2005, Orlando, FL (CD'de).
21. A. Ertürk, H.N. Özgüven, E. Budak, Analytical modeling of spindle-tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2006, in press.
  22. (doi:10.1016/j.ijmachtools.2006.03.032)
  23. A. Ertürk, H.N. Özgüven, E. Budak, Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for spindle-tool assemblies, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2006, in press.
  24. (doi:10.1016/j.ijmachtools.2006.03.001)
  25. A. Ertürk, E. Budak, H.N. Özgüven, Selection of design and operational parameters in spindle-holder-tool assemblies for maximum chatter stability by using a new analytical model, *Proceedings of the 2nd CIRP Conference on High Performance Cutting*, 12-13 June 2006, Vancouver, BC Canada (CD'de).
  26. W. Weaver, S.P. Timoshenko, D.H. Young, *Vibration Problems in Engineering*, Wiley Interscience, NY, 1990.
  27. H.N. Özgüven, Structural modifications using frequency response functions, *Mechanical Systems and Signal Processing* 4 (1) (1990) 53-63.
  28. A. Ertürk, E. Budak, H.N. Özgüven, İşleme merkezlerinde iş mili – takım tutucu – takım sisteminin dinamik modellenmesi, 12. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu Bildiriler Kitabı, cilt 1, 15-26, 9-11 Haziran 2005, Kayseri.
  29. A. Ertürk, İşleme merkezlerinde iş mili – takım sisteminin dinamik modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mayıs 2006, Ankara.
  30. N. Arakere, T. Schmitz, C. Cheng, Rotor dynamic response of a high-speed machine tool spindle, *Proceedings of the 23rd International Modal Analysis Conference*, January 30 – February 3, 2005, Orlando, FL (CD'de).
  31. Y. Cao, Y. Altintas, A general method for the modeling of spindle-bearing systems, *ASME Journal of Mechanical Design* 126 (2004) 1089-1104.



# Beklemeli Hareket Yapan Uzaysal Mekanizmaların Tasarımı

**Volkan Parlaktaş**  
Makine Yüksek Mühendisi

Makine Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
Ankara, Türkiye

**Eres Söylemez**  
Prof. Dr,

Makine Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
Ankara, Türkiye

*Doküman tezgahları gibi çeşitli uygulamalarda uzun süreli beklemeli mekanizmalara gereksinim duyulmaktadır. Çıkış uzvunun tamamen sabit kalmasının istendiği durumlarda kam, malta haçı gibi yüksek mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalar kullanılır. Çıkış uzvunun yaklaşık olarak sabit kalmasının yeterli olduğu durumlarda ise genellikle düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalar yada dişli çarkların kullanımıyla sikloid hareket yapan mekanizmalar kullanılır. Bu durumda mekanizmaların çalışma hızının artırılabilmesi mümkün olmaktadır. Literatürde kamların yerine düzlemsel 6-çubuk mekanizmalarının kullanıldığı örnekler mevcuttur. Ancak geniş bir salınım açısının ve/veya uzun bir bekleme süresinin istendiği durumlarda bu tip mekanizmalar uygun çözümler sağlamamaktadır. Bu çalışmada uzaysal ve düzlemsel dört çubuk mekanizmaları seri bağlanarak uzun süreli beklemeli mekanizmalar elde edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen mekanizmaların tasarımı sırasında modüler tasarım yöntemi kullanılmış, mekanizma düzlemsel dört çubuk, RSSR uzaysal dört çubuk mekanizmaları (dik açılı, simetrik çarpık) gibi alt gruplara ayrılarak bu alt gruplar için ayrı ayrı modüler tasarım kriterleri geliştirilmiş ve bu modüller kullanılarak sezgisel bir optimizasyon yöntemi ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartlar ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır.*

*Anahtar Kelimeler: Beklemeli Mekanizmalar, Uzaysal 4-Çubuk Mekanizması Tasarımı*

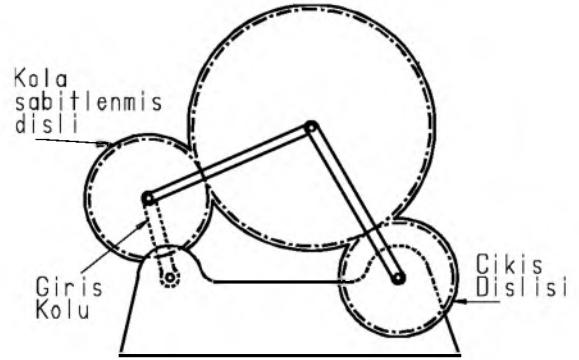
## GİRİŞ

Beklemeli mekanizma uygulamalarında genellikle kamlar kullanılır. Ancak yüksek hızlarda ve /veya ağır yükler altında dinamik etkiler kritik hale gelir ve kamlar düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalara göre daha çabuk aşınırlar. Ancak kamların aksine düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalarda çıkış uzvu yaklaşık olarak sabit kalır. Sadece düşük mertebeli kinematik çiftler içeren mekanizmalarla değil dişli çarkların kullanımıyla da yaklaşık beklemeli mekanizmalar elde edilmiştir (Şekil 1) [1,2,3,4].

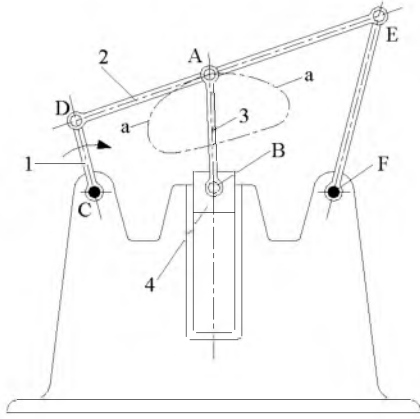
Düzlemsel mekanizmalar kullanılarak beklemeli mekanizma tasarımı yaygın bir biçimde incelenmiştir [5,6,7,8,9,10,11,12]. Bunlardan en yaygını biyel uzvunun eğrisinden yararlanmaktır (Şekil 2).

Uzun süreli bir yaklaşık bekleme elde etmek için iki mekanizma seri olarak bağlanabilir. Örneğin iki adet düzlemsel 4-çubuk mekanizması seri olarak bağlanıp ölü konumları çakıştırılırsa, yüksek mertebeli (hız ve ivmesi sıfır olan) bir bekleme elde edilir (Şekil 3). Fakat bu bekleme süresi istenilen kadar uzun değildir. Bu sebepten iki mekanizmanın ölü konumları arasında bir faz farkı olması faydalı olmaktadır.

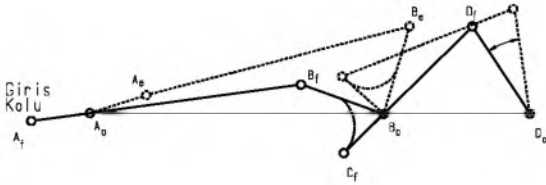
Mekanizmalar, çıkıştaki mekanizma ölü konumuna geldiği zaman girişteki mekanizma ölü konumuna gelmek üzere olacak şekilde bağlanırsa girişteki mekanizma ölü konuma geldiği zaman çıkıştaki mekanizma ölü konumundan az sonraki pozisyona gelir ve böylece birbirinden bağımsız üç ayrı birinci mertebeden (hızı sıfır) bekleme elde edilir (Şekil 4). Yöntem seri bağlama ile sekiz-on uzuvlu bekleme süresi uzun mekanizmalar için genişletilebilirse de sonuç mekanizmanın karmaşıklığı nedeni ile uygulama alanı yoktur.



Şekil 1. Dişli çark içeren mekanizma ile yaklaşık bekleme

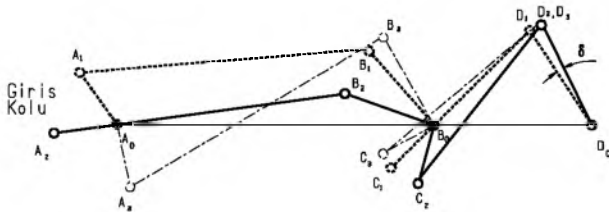


Şekil 2. Biyel uzvunun eğrisinden yararlanarak elde edilen beklemeli mekanizma

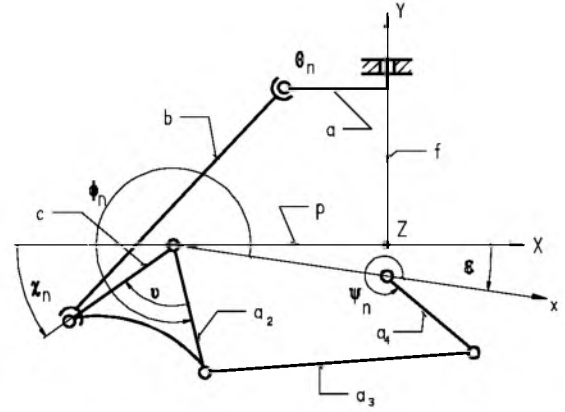


Şekil 3. Ölü konumları çakıştırılmış seri bağlı 4-çubuk mekanizmaları

Bir simetrik çarpık 4-çubuk mekanizması ile düzlemsel 4-çubuk mekanizması seri bağlanarak uzun süreli beklemeli mekanizmalar elde edilir. [13,14] (Şekil 5). Bu çalışmada mekanizmalar önce uzaysal mekanizma girişte olacak şekilde bağlanmıştır. Daha sonra ise mekanizmaların yerleri değiştirilmiş, girişte düzlemsel 4-çubuk mekanizması, çıkışta ise uzaysal 4-çubuk mekanizması kullanılmıştır. Bu çalışmada elde edilen mekanizmaların tasarımı sırasında modüler tasarım yöntemi kullanılmış ve bu modüller kullanılarak sezgisel bir optimizasyon yöntemi ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartları ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır.



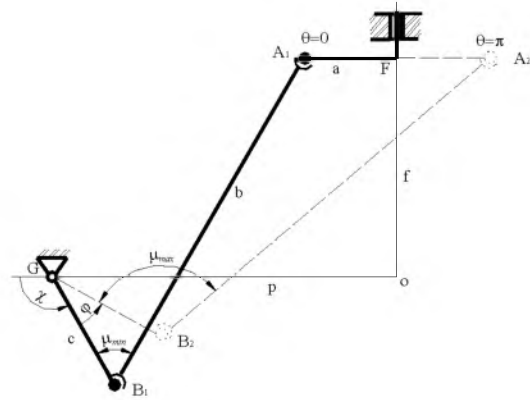
Şekil 4. Ölü konumları arasında faz farkı bulunan seri bağlı 4-çubuk mekanizmaları



Şekil 5. Seri bağlı simetrik çarpık 4-çubuk mekanizması ile düzlemsel 4-çubuk mekanizması

### 1.Tip Mekanizma

Girişteki mekanizma olarak, giriş ve çıkış eksenleri birbirine dik açıda olan ve çıkış uzvu giriş eksenine ile ortak dikme ayağının oluşturduğu düzlemde hareket eden, simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizması kullanılmıştır (Şekil 6). Mekanizma kol açısı  $\theta = 0$  iken açık ve  $\theta = \pi$  iken kapalı ölü konumlardadır. Simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizmasının ölü konumlarına göre en iyi kuvvet iletimi için tasarlanması uygun görülmüştür [15,16]. Mekanizmanın tasarım parametreleri verilen sarkaç salınım açısı  $\varphi$  ve kol merkezinin ortak dikme ayağından uzaklığı  $f$  dir. Verilen  $\varphi$  ve  $f$  için uzvu boyut oranları kuvvet iletim karakteristiği en iyi olacak şekilde bulunur ( $p=1$ ). Simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizmasının en iyi kuvvet iletimi için ölü konumlara göre tasarımında kullanılan formüller Tablo 1'de özetlenmiştir.

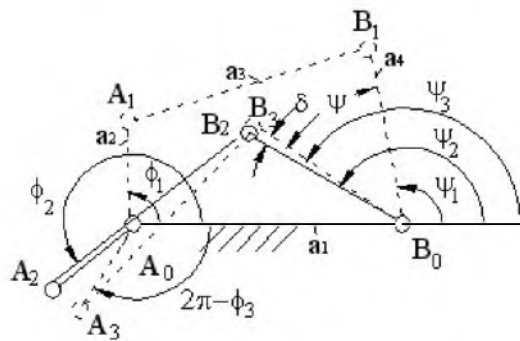


Şekil 6. Simetrik çarpık kol-sarkaç mekanizmasının ölü konumları

Tablo 1. Simetrik Çarpık Kol-Sarkaç Mekanizmasının En İyi Kuvvet İletimi İçin Ölü Konumlarına Göre Tasarımı [15,16]

<p>Verilen <math>\varphi</math> ve <math>f</math> için:</p> $\frac{f^*}{p} = \frac{[4(\cos^2 \varphi + \cos \varphi) + 2(5 + 4 \cos \varphi)^{1/2} - 2]^{1/2}}{(5 + 4 \cos \varphi)^{1/2} - 1}$ $\eta = \tan^{-1}\left(\frac{f}{p}\right)$ <p>eğer <math>\frac{f^*}{p} &lt; \frac{f}{p}</math> ise <math>\chi = \cos^{-1}[\cos(\varphi/2)\cos\eta] + \eta - \varphi/2</math> ve <math>(c/p=1)</math></p> <p>aksi takdirde <math>\chi = \frac{1}{2}(\eta + \pi - \varphi)</math></p>
<p>Uzuv Boyutları:</p> $\frac{a}{p} = -\tan\frac{\varphi}{2}\left[\frac{f}{p} + \cot(\chi + \varphi/2)\right]$ $\frac{b}{p} = \left[1 + \left(\frac{a}{p}\right)^2 - \left(\frac{c}{p}\right)^2 + \left(\frac{f}{p}\right)^2\right]^{1/2}$ $\frac{c}{p} = \frac{a \sin(\chi + \varphi/2)}{\sin(\varphi/2)}$

Çıkış mekanizması olarak kullanılan düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının üç konuma göre tasarımı yapılmıştır. Uzaysal mekanizma açık ölü konumdayken düzlemsel 4-çubuk mekanizması en ileri konumdadır. 2. konumda düzlemsel 4-çubuk mekanizması kapalı ölü konuma gelir. 3. konum ise uzaysal mekanizmanın kapalı ölü konumudur. Bu durumda düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının tasarım parametreleri giriş kolunun üç konumu  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$ , ve çıkış kolunun üç konumu  $\psi_1, \psi_2$  ve  $\psi_3$ 'dür (Şekil 7). Uzuv boyutları Freudenstein denklemi kullanılarak bulunur [8]. Düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının tasarım formülleri Tablo2'de özetlenmiştir.



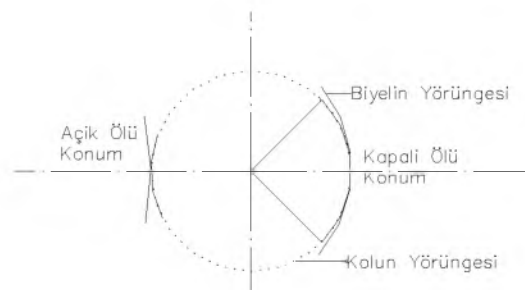
Şekil 7. Düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının tasarım konumları

Tablo 2. Düzlemsel 4-Çubuk Mekanizmasının Tasarım Formülleri [8]

<p>Verilen <math>\phi_1, \phi_2, \phi_3, \psi_1, \psi_2</math> ve <math>\psi_3</math> için</p> $K_1 = \frac{\cos(\psi_1 - \phi_1) - \cos(\psi_3 - \phi_3) + K_2(\cos\phi_1 - \cos\phi_3)}{\cos\psi_1 - \cos\psi_3}$ $K_2 = \frac{\sin(\psi_2 - \phi_2)}{\sin\phi_2}$ $K_3 = \cos(\psi_1 - \phi_1) - K_1 \cos\psi_1 + K_2 \cos\phi_1$
<p>Uzuv Boyutları <math>a_1, a_2, a_3, a_4</math>:</p> $K_1 = a_1 / a_2, \quad K_2 = a_1 / a_4,$ $K_3 = (a_1^2 + a_2^2 - a_3^2 + a_4^2) / 2a_2a_4, \quad a_1 = 1$

### Mekanizmaların Seri Bağlanması

Uzun süreli bekleme elde etmek amacıyla iki mekanizmanın ölü konumları çakıştırılarak yüksek mertebeli (hız ve ivmesi sıfır olan) bir bekleme elde edilebilir. Fakat bu bekleme süresi istenilen kadar uzun değildir. Bu sebepten iki mekanizmanın ölü konumları arasında bir faz farkı olması faydalı olmaktadır. Mekanizmalar, çıkıştaki mekanizma ölü konumuna geldiği zaman girişteki mekanizma ölü konumuna gelmek üzere olacak şekilde bağlanırsa girişteki mekanizma ölü konuma geldiği zaman çıkıştaki mekanizma ölü konumundan az sonraki pozisyona gelir ve böylece birbirinden bağımsız üç ayrı birinci mertebeden (hızı sıfır) bekleme elde edilir. Burada bahsedilen ölü konumlar kapalı ölü konumlardır. Kolun ve biyelinin izlediği yörünge kapalı ölü konumda açık ölü konuma göre daha uzun süre çakışmakta ve böylece daha uzun süreli bekleme elde edilebilmektedir (Şekil 8).



Şekil 8. Açık ve kapalı ölü konumlarda kolun ve biyelinin yörüngesi

İki mekanizma seri olarak bağlandığında birinci mekanizmanın çıkış kolu ile ikinci mekanizmanın giriş kolu arasındaki birleştirme açısı  $\nu$ , ikinci mekanizmanın koordinat eksenine göre sabit koordinat

ekseni arasındaki açı  $\varepsilon$  değiştirilerek istenildiği gibi ayarlanabilir (Şekil 5).  $\nu$ , ikinci mekanizmanın kolundan birinci mekanizmanın sarkacına doğru,  $\varepsilon$  sabit koordinat ekseninden ikinci mekanizmanın koordinat eksenine doğru, çarpık simetrik mekanizmanın sarkacının konumu  $\chi$  ise negatif x-ekseninden ölçülmektedir. Böylece ikinci mekanizmanın kolunun konumu  $\phi$  için genel bir denklem yazılabilir.

$$\phi = \chi + \pi - \nu - \varepsilon \quad (1)$$

$\nu$  ve  $\varepsilon$  açıları bir parametre  $\partial$  cinsinden ifade edilebilir.

$$\phi = \chi + \pi - \partial \quad (2)$$

### Tasarım Konumları

Mekanizmalar birbirinden bağımsız tasarlandığında sekiz optimizasyon parametresi görülmektedir. Fakat mekanizmalar seri olarak bağlandığında parametre sayısı düşmektedir. Şekil 9'da mekanizmanın 3 konumu görülmektedir. İlk konumda uzaysal 4-çubuk mekanizması açık-ölü konumda, ikinci konumda düzlemsel 4-çubuk mekanizması kapalı-ölü konumda, üçüncü konumda ise uzaysal 4-çubuk mekanizması kapalı-ölü konumdadır.

Mekanizmanın çıkış kolunun ilk konumu  $\psi_1$ , optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde çıkış kolu salınımı  $\psi$  belli olduğu için çıkış kolunun son konumu  $\psi_3$  bulunur ( $\psi$  pozitif yada negatif bir değer olabilir).

$$\psi_3 = \psi_1 + \psi \quad (3)$$

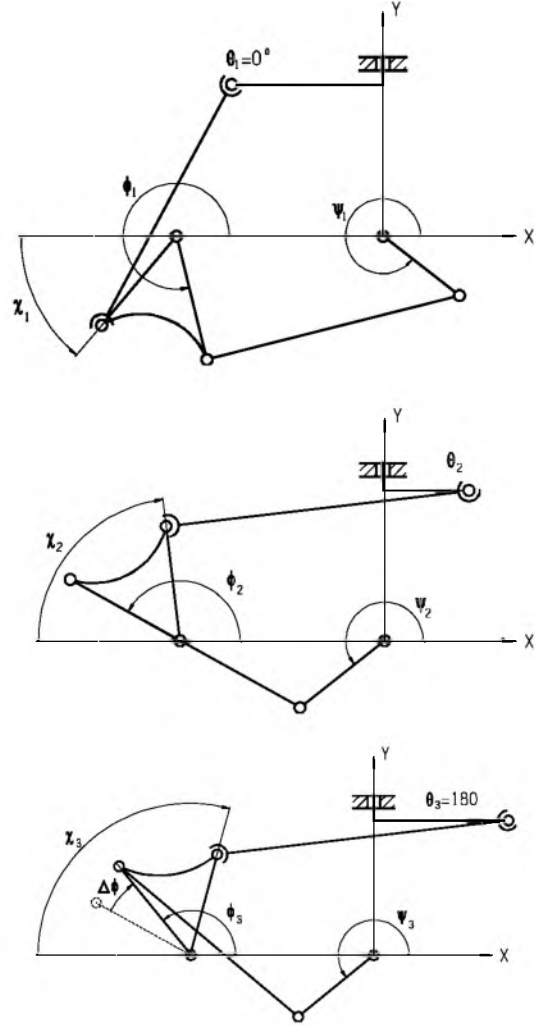
İkinci mekanizmanın giriş kolunun ilk ve son konumu  $\phi_1$ ,  $\phi_3$  optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde birinci mekanizmanın sarkaç salınımı  $\phi$  bulunur.

$$\phi = \phi_3 - \phi_1 \quad (4)$$

İkinci mekanizma ölü konumuna geldiği zaman birinci mekanizma ölü konuma gelmek üzeredir. Bu iki ölü konum arasındaki fark  $\Delta\phi$  optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde ikinci mekanizmanın giriş kolunun 2. konumu bulunur.

$$\phi_2 = \phi_3 - \Delta\phi \quad (5)$$

Çıkış kolunun ikinci ve üçüncü konumları arasındaki salınım oldukça küçüktür ve başlangıçta  $\psi_2 = \psi_3$  kabul edilebildiği görülmüştür. Böylece optimizasyon parametreleri  $\psi_1$ ,  $\phi_1$ ,  $\phi_3$ ,  $\Delta\phi$  ve  $f$  olarak belirlenmiştir ve sezgisel bir optimizasyon yöntemi ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartlar ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır.



Şekil 9. Mekanizmanın 3 konumu

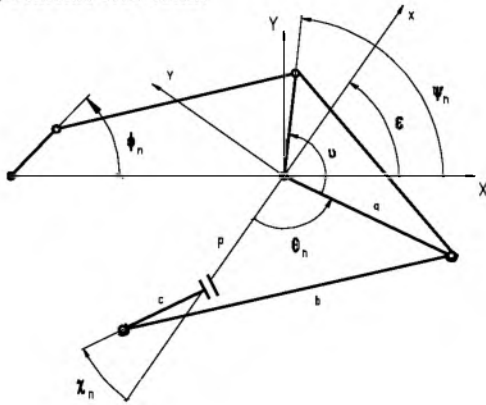
### 2. Tip Mekanizma

Girişteki mekanizma olarak kullanılan kol-sarkaç tipi düzlemsel 4-çubuk mekanizmasının ölü konumlarına göre tasarlanması uygun görülmüştür. Bu mekanizmanın tasarım parametreleri sarkaç salınım açısı  $\psi$  ve karşılık gelen kol açısı  $\phi$ 'dir. Verilen bir  $\psi$  ve  $\phi$  için uzuv boyutları kuvvet iletim açısı en iyi olacak şekilde bulunur [17]. Santrik 4-

çubuk mekanizmalarının kuvvet iletim karakteristiği diğer kol-sarkaç tipi mekanizmalardan daha iyi olduğu için [18] girişte santrik 4-çubuk mekanizması kullanılmıştır. Çıkış mekanizması olarak kullanılan uzaysal dik açılı 4-çubuk mekanizmasının ise en ileri, en geri ve giriş mekanizmasının kapalı ölü konumundaki konumlarının belirlenmesi gereklidir. Bu sebepten üç konuma göre tasarımı yapılmıştır [19]. Burada 2. konum ölü konumdur. Bu mekanizmanın tasarım parametreleri ise kolun ve çıkış uzvunun 1. 2. ve 3. konumları  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \chi_1, \chi_2, \chi_3$  ve kol merkezinin ortak dikme ayağından uzaklığı  $f$  dir.

### Mekanizmaların Seri Bağlanması

Mekanizmalar 1.tip mekanizmada olduğu gibi çıkıştaki mekanizma ölü konumuna geldiği zaman girişteki mekanizma ölü konumuna gelmek üzere olacak şekilde bağlanırsa, girişteki mekanizma ölü konuma geldiği zaman çıkıştaki mekanizma ölü konumundan az sonraki pozisyona gelir ve böylece birbirinden bağımsız üç ayrı birinci mertebeden (hızı sıfır) bekleme elde edilir.



Şekil 10. İkinci Tip Mekanizma

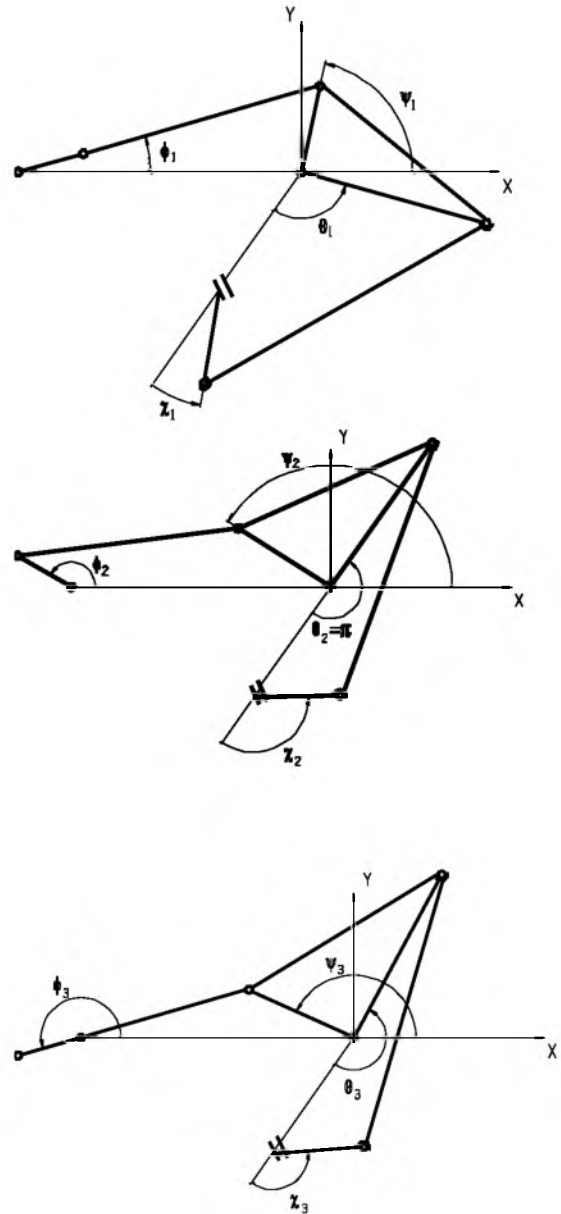
Birinci tip mekanizmada olduğu gibi, ikinci tip mekanizmanın kolunun konumu  $\theta$  için genel bir denklem yazılabilir Şekil (10).

$$\theta = \psi + \pi - \nu - \varepsilon \quad (6)$$

### Tasarım Konumları

Mekanizmanın tasarım konumları Şekil 11'de görülmektedir. Dik açılı 4-çubuk mekanizmasının ölü konumları bilinmektedir. Kol açısı  $0^\circ$  'de açık  $180^\circ$  'de kapalı ölü konumdadır. Mekanizma 2.konumdayken dik açılı 4-çubuk mekanizması kapalı-ölü konumda olduğuna göre  $\theta_2 = \pi$ 'dir. Ölü konumlar arasındaki faz açısı  $\Delta\theta$ , optimizasyon parametresi olarak seçilmiştir. Bu açı uzaysal mekanizmanın kolunun 2. ve 3. konumları arasındaki açıdır ve bu durumda kolun 3. konumu bulunur:

$$\theta_3 = \pi + \Delta\theta \quad (7)$$



Şekil 11. İkinci Tip Mekanizmanın 3 Konumu

Santrik mekanizmanın sarkaç salınım açısı  $\psi$  optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde bu açı aynı zamanda uzaysal mekanizmanın kolunun 1. ve 3. konumu arasındaki açı olduğuna göre bu mekanizmanın kolunun 1. konumu da belirlenmiş olur:

$$\theta_1 = \theta_3 - \psi \quad (8)$$

6-çubuk mekanizmasının sarkaç salınımı  $\chi$  başlangıçta belirlenir. Bu durumda sarkacın 1. konumu  $\chi_1$  optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde sarkacın 3. konumu  $\chi_3$  bulunmuş olur.

$$\chi_3 = \chi_1 + \chi \quad (9)$$

Sarkacın 2. ve 3. konumu arasında çok küçük bir salınım olmaktadır  $\Delta\chi$ , bu salınım da bir optimizasyon parametresi olarak seçildiğinde sarkacın 2. konumu  $\chi_2$  bulunmuş olur.

$$\chi_2 = \chi_3 + \Delta\chi \quad (10)$$

Böylece optimizasyon parametreleri  $\Delta\theta$ ,  $\psi$ ,  $\chi_1$ ,  $\Delta\chi_2$  ve  $f$  olarak belirlenmiştir.

### Optimizasyon

Mekanizmanın çıkış kolunun maksimum açısal ivmesi  $\alpha$ , hızı  $\omega$ , ve bekleme süresindeki salınımı  $\delta$ , kullanılarak minimize edilmek üzere bir hedef fonksiyon oluşturulmuştur.

$$\Phi = P_1 \left( \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right) + P_2 \left( \frac{\omega}{\omega_{\max}} \right) + P_3 \left( \frac{\delta}{\Delta\theta} \right) \quad (11)$$

Burada  $P_1$  (25%),  $P_2$  (25%) ve  $P_3$  (50%), ağırlık faktörleri  $\alpha_{\max}$  ve  $\omega_{\max}$  aynı hareketi sağlayan parabolik kamdaki maksimum açısal ivme ve açısal hızdır.  $\delta$  bekleme süresindeki salınım  $\Delta\theta$  bekleme süresi olarak kabul edilen  $180^\circ$  dir.

Düzlemsel mekanizmanın bağlama açısının dik açıdan en fazla sapmasının  $45^\circ$  den az olması istenmektedir. Uzaysal mekanizmanın kuvvet iletim katsayısının 0.707 den az olmaması istenmektedir. Ancak bu sınır şartlarını 1. tip mekanizma sağlayabilmiştir. 2. tip mekanizmada bu sınır şartları için uygun sonuçlar elde edilemediğinden sınır şartları biraz daha genişletilmiştir ve  $\Delta\mu_{\max} \leq 53^\circ$ ,  $KI_{\min} > 0.6$  olarak değiştirilmiştir. Mekanizmadaki uzuv boyut oranlarının makul olması için en uzun uzvu en kısa uzva oranının 10'u geçmemesi istenmektedir. Böylece sezgisel bir optimizasyon yöntemi [20] ile tüm mekanizmanın istenilen sınır şartları ve kriterlere göre tasarımı yapılmıştır. Sezgisel optimizasyon yöntemlerinin mekanizmalar için uygun olduğu ve iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir [20]. Bu problem için yapılan denemelerde de iyi sonuçlar alındığı görülmüştür.

### Sonuçlar

1. tip mekanizmanın değişik sarkaç salınım açıları için yapılan tasarımlarında, sezgisel

optimizasyon sonucunda (optimizasyon süresi 6 saat, işlemci P3 996 MHz) elde edilen tasarım parametreleri ve uzuv boyutları Tablo 3 ve 4'de verilmiştir.

Tablo 3. Farklı sarkaç salınımları  $\psi$  için elde edilen optimum tasarım parametreleri

$\psi$	$\phi_1$	$\phi_2$	$\Delta\phi$	$\psi_1$	$f$
60°	110°	245°	17°	102°	1,1
70°	119°	247°	17°	90°	1,138
80°	110°	245°	17°	79,5°	1,1
90°	110°	255°	19°	70°	1,263
100°	110°	255°	19°	59,5°	1,263
110°	110°	242°	16,5°	45,3°	1,063
120°	110°	242°	16,5°	34°	1,063
130°	103,25°	243°	18°	24°	1,175
140°	104°	244°	18°	13°	1,17

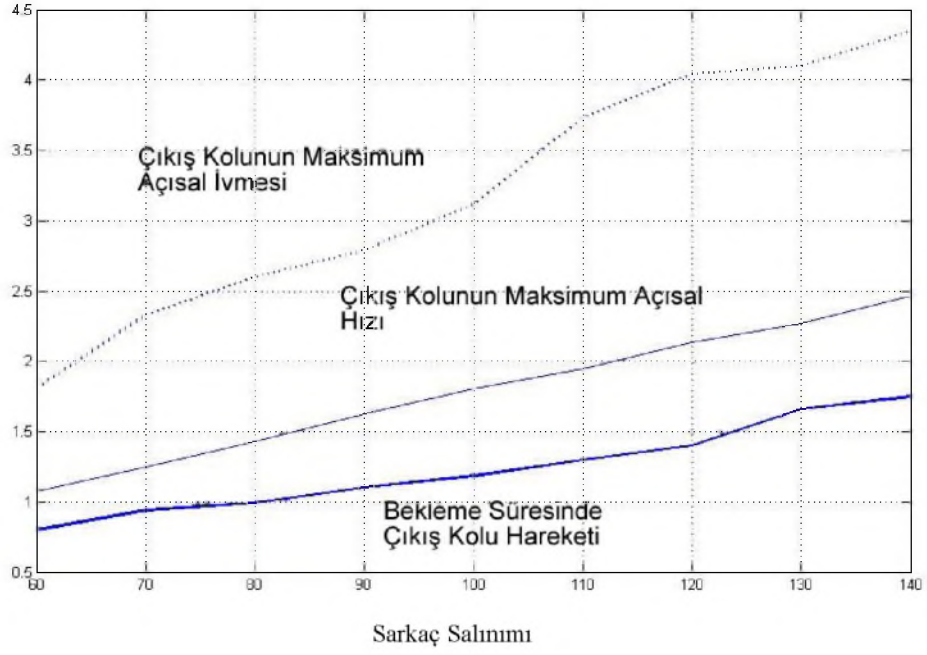
Tablo 4. Farklı sarkaç salınımları  $\psi$  için elde edilen optimum uzuv boyutları

$\psi$	$a$	$b$	$c$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$\varepsilon$
60°	1,099	1,555	1	0,768	1,096	0,814	59,69°
70°	1,058	1,554	1	1,329	1,68	0,815	55,12°
80°	1,099	1,555	1	1,266	1,629	0,799	59,69°
90°	1,261	1,784	1	1,696	2,032	0,854	46,64°
100°	1,261	1,784	1	2,277	2,620	0,853	46,64°
110°	1,061	1,501	1	2,996	3,425	0,759	63,45°
120°	1,061	1,501	1	4,589	5,034	0,752	63,45°
130°	1,171	1,659	1	3,859	4,302	0,748	60,16°
140°	1,171	1,655	1	7,14	7,55	0,75	59,36°

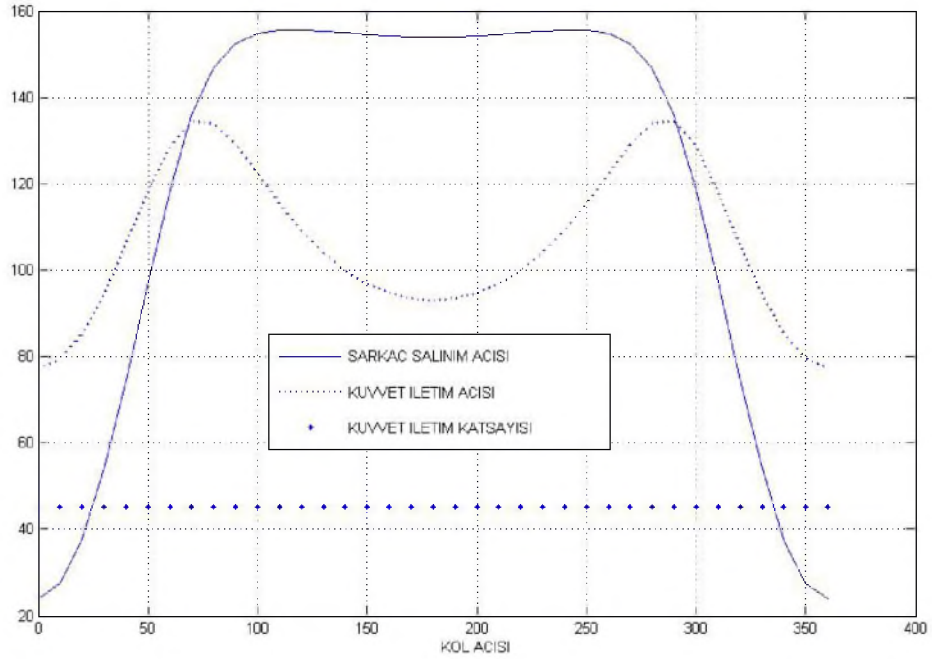
Tablo 4'de verilen mekanizmaların çıkış kolunun bekleme süresindeki hareketi, normalize edilmiş açısal hızı ve ivmesi Şekil 12'de gösterilmiştir.  $140^\circ$ 'ye varan çok geniş sarkaç salınımları için  $180^\circ$  bekleme süresince çıkış kolunun hareketi  $\pm 2^\circ$  den az olan mekanizmalar elde edilebilirdiği ve bu mekanizmaların maksimum açısal hız ve ivme değerlerinin uygun olduğu görülmektedir.

Optimizasyon sonucu elde edilmiş, sarkaç salınım açısı  $130^\circ$  olan mekanizmanın çıkış kolunun hareketi, ve kuvvet iletim karakteristikleri Şekil 13'de gösterilmiştir. Simetrik-çarpık mekanizmanın kuvvet iletim katsayısının kolun her konumu için sabit olduğu görülmektedir. Bu mekanizmanın çıkış kolunun normalize edilmiş ( $\omega_{\text{giriş}} = 1$  and  $\alpha_{\text{giriş}} = 0$ ) açısal hız ve ivme eğrileri Şekil 14'de gösterilmiştir.

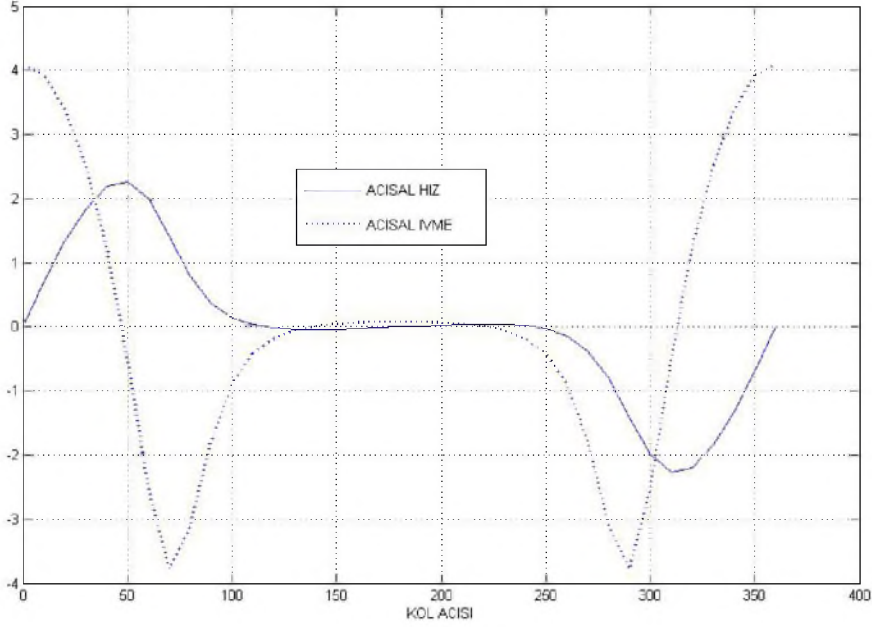
2. tip mekanizmada ise Şekil 15'de görüldüğü üzere  $180^\circ$  bekleme süresince çıkış kolunun hareketi  $\pm 2^\circ$  olan mekanizmalar ancak  $50^\circ$  sarkaç salınımı için elde edilebilmiştir.  $110^\circ$  sarkaç salınımında ise bekleme süresince çıkış kolunun hareketi  $\pm 8^\circ$ 'ye kadar çıkmıştır.



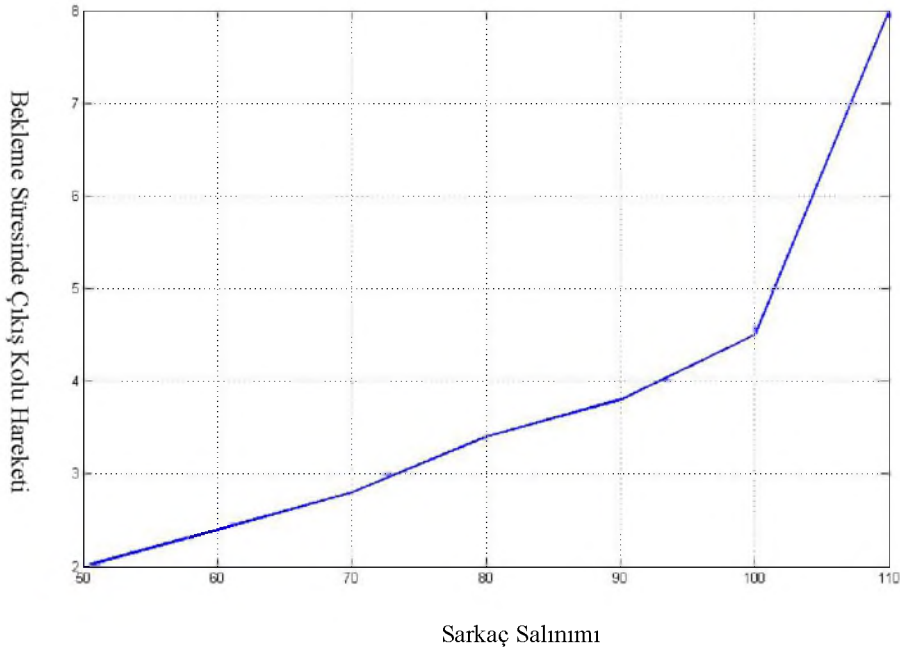
Şekil 12. Farklı sarcak salınımları için çıkış kolunun bekleme süresindeki hareketi, maksimum (normalize edilmiş) açısal hızı ve ivmesi



Şekil 13. Sarcak salınım açısı 130° olan mekanizmanın çıkış kolunun hareketi ve kuvvet iletim karakteristikleri



Şekil 14. Sarkaç salınım açısı 130° olan mekanizmanın çıkış kolunun normalize edilmiş açısal hız ve ivme eğrileri



Şekil 15. İkinci tip mekanizmanın 50°-110° sarkaç salınimleri için çıkış kolunun bekleme süresindeki hareketi

Girişteki mekanizma olarak uzaysal 4-çubuk, çıkıştaki mekanizma olarak düzlemsel 4-çubuk mekanizmaları kullanıldığında geniş bir salınım açısına sahip, karşı gelen kol dönme açısı devrin yarısı kadar olan, bekleme süresi içinde çıkış

kolunun çok az hareket ettiği ( $\pm 1.5^\circ$ ), kuvvet iletim karakteristikleri, uzuv boyut oranları, hız ve ivme karakteristikleri uygun mekanizmalar elde edilebilmiştir. Mekanizmaların yerleri değiştirildiğinde ise 180° bekleme süresince çıkış



kolunun hareketi  $\pm 2^\circ$  olan mekanizmalar ancak  $50^\circ$  sarkaç salınımı için elde edilebilmiştir. Bu durumda bu tip tasarımlar için uzaysal 4-çubuk mekanizmalarının giriş mekanizması olarak kullanılması sonucu çıkarılabilir. Bu tip mekanizmalarla çok uygun kuvvet iletim karakteristikleri ile büyük sarkaç salınımları elde edilebildiğinden bu sonuç doğaldır.

#### DESIGN OF SPATIAL DWELL MECHANISMS

In several design applications, there is a need for mechanisms having long periods of dwell. If the output is to remain completely stationary cam, Geneva or intermittent gear mechanisms are used. When an approximate dwell is sufficient, this is usually achieved by mechanisms with lower kinematic pairs or with cycloidal motion mechanisms utilizing gear pairs. There exists several examples in the literature where a cam is conveniently replaced by a six-link planar dwell mechanism. However, in cases where large output stroke and/or large proportion of dwell period is required, such a solution may not provide an acceptable solution in terms of link proportions, force transmission and kinematic characteristics or due to the excessive oscillations during the dwell period.

In this study, spatial and planar four-bar mechanisms have been used in series to obtain mechanisms having long periods of dwell. A modular approach accompanied by a heuristic synthesis procedure is used.

Keywords: Dwell Mechanisms, Spatial Four-Bar Mechanism Design

#### KAYNAKÇA

1. Lee, T. W., and Shereshevsky, Y., "Kinematic Synthesis of Planar Two Gear Drives with Prescribed Dwell Characteristics" ASME J. of Mechanical Design, Vol. 104, No.4, Oct. 1982, pp.687-97.
2. Spotts, M. F., "Kinematic Properties of Three-Gear Drive", J. Franklin Institute, 286, 6, Dec. 1959, pp.464-73.
3. Lee, T. W., and Akbil, E., "Kinematic Synthesis of Spherical Two-Gear Drives with Prescribed Entire- Motion Characteristics", Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Dec. 1983, Vol. 105, pp.663-71.
4. Chironis, N. P. "Mechanisms, Linkages and Mechanical Controls" McGraw-Hill, New York, 1965
5. Hain, K., "Applied Kinematics", D. P. Adams and T. P. Goodman, eds. McGraw-Hill, New York, 1967
6. Artobolevsky, I. I., "Mechanisms in Modern Engineering Design", Vol. 2, Mir Publishers, Moscow, 1976.
7. Tiniş, F., Söylemez, E., Tümer, S. T., "Optimum Design of Rigid Rapter Drive Mechanism" Proc. Of the 6<sup>th</sup> World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, 1983.
8. Erdman, A. G., and Sandor, G. N., "Advanced Mechanism Design-Analysis and Synthesis", Vol.2, Prentice-Hall, Engle Wood Cliffs, NJ, 1984.
9. Kota, S., Erdman, A. G., and Riley, D. R., "Development of Knowledge Base for Designing Linkage-Type Dwell Mechanisms: Part 1-Theory and Part 2-Application", Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Sept. 1987, No.3, Vol.109, pp.308-21.
10. Kota, S., "Generic Models of Designing Dwell Mechanisms: A Novel Kinematic Design of Stirling Engines as an Example." Journal of Mechanical Design, Vol.1113, Dec. 1991, pp.446-50.
11. Lichtenheldt, W., "Mekanizmaların Konstrüksiyonu" Çeviren Dr. Fuat Pasin , İTÜ Müh.-Mim. Fakültesi Sayı:103, 1975.
12. Dizioğlu, B. "Getriebelehre" Mabestimmung Band 2, Vieweg,1976.
13. Parlaktaş, V., Söylemez, E., "Uzaysal Dört Çubuk Mekanizmaları Kullanılarak Beklemeli Mekanizma Tasarımı", UMTS10,155-165, 2001.
14. Söylemez, E., Parlaktaş, V., "Use of Spatial Four-Bar Mechanism for the Synthesis of Mechanisms with Large Dwell", Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, August 2003, Tianjin, China.
15. Söylemez, E., "Transmission Optimization of Right-Angled Four-Bar Mechanisms," Mechanism and Machine Theory, Vol. 28, No.4, 1993, 539-552.
16. Söylemez, E., Freudenstein, F., "Transmission Optimization of Spatial 4-Link Mechanisms," Mechanism and Machine Theory, Vol. 17, No. 4, 1982, 263-283.
17. Söylemez, E., "Mechanisms", METU Publications, Ankara, 2000.
18. VDI-Richtlinien "Ebene Kurbelgetriebe" VDI2130, VDI-AWF Handbuch Getriebetechnik, August 1959.
19. Parlaktaş, V., Söylemez, E., "Optimum Synthesis of Large Dwell Mechanisms" M.S Thesis, METU, 2001.
20. Lee, T.W. "Kinematic Synthesis of Mechanisms with Prescribed Entire Motion Characteristics", Ph.D. Thesis, Columbia University, New York, 1975.

**Engin Tanık**  
Makine Yüksek Mühendisi

Makine Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
Ankara, Türkiye

**Eres Söylemez**  
Prof. Dr.

Makine Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
Ankara, Türkiye

# Değişken Stroklu Yedi Uzuvlu Bir Mekanizma Tasarımı

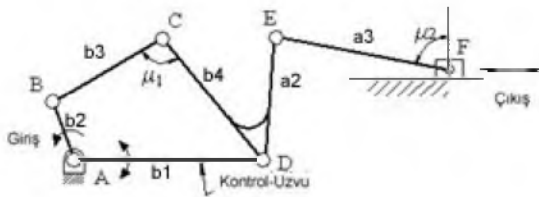
*Kapalı devre mekanizmaları yüksek hız kapasitesine sahiptir, az bakım gerektirir ve üretim maliyetleri de düşüktür. Ancak yapısal olarak esneklikleri yoktur. Bu çalışmanın amacı, bir serbestlik derecesi dijital olarak kullanılan toplam iki serbestlik derecesine sahip olan bir kapalı devre mekanizmasına esneklik kazandırmaktır. Bu doğrultuda ele alınan yedi uzuvlu bir mekanizma için uygulanmış bir tasarım metodu anlatılmaktadır.*

*Anahtar Kelime: Değişken yapılı mekanizmalar.*

## GİRİŞ

Kapalı devre mekanizmalarına elastikiyet kazandırmak için, mekanizmanın serbestlik derecesi birden fazla olmalıdır. Basit kinematik çiftler kullanılarak elde edilebilecek en az uzvu sahip iki serbestlik dereceli mekanizma beş çubuk mekanizmasıdır. Beş çubuk mekanizması Ahmad ve Waldron[1] tarafından ayarlanabilir bir dört çubuk mekanizması olarak tasarlanmıştır. Değişken çıkış uzvu salınımı için Handra Luca[2] altı çubuklu bir mekanizmayı ele almıştır. Tanık ve Söylemez [3] yedi-uzuvlu iki serbestlik dereceli değişken yapılı bir mekanizmayı incelemiştir.

Bu çalışmada da yedi uzuvlu, iki serbestlik dereceli, seri olarak birbirine bağlı bir dört çubuk bir de krank biyel mekanizması ele alınmıştır (Şekil 1) Bu mekanizmada giriş, tam bir dönme yapabilen  $b_2$  uzvundan, çıkış kızaktan olmaktadır. Kontrol uzvu dört çubuk mekanizmasının sabit uzvudur ( $b_1$ ) Böylece bu uzvun değişik konumları için krank biyel mekanizmasının eksantrikliği kontrol uzvunun farklı konumları için farklı değerler almaktadır. Eksantrikliğin değişimi sayesinde de değişik kızak strokları elde edilebilir.



Şekil 1. Değişken yapılı yedi-uzuvlu mekanizma

## TASARIM YÖNTEMİ

Bu mekanizmanın tasarımı iki aşamada ele alınmıştır. İlk olarak bir krank biyel mekanizması büyük olan strok için tasarlanmıştır (Kontrol uzvu ile çıkıştaki kızak eksenini paralel kabul edilerek). Sonra, kısıtları da düşünerek, "D" döner mafsalsının ikinci konumu daha düşük olan strok için belirlenmiştir. Son olarak da kol-sarkaç olan dört çubuk mekanizması krank-biyelin sentezinden alınan sonuçlara göre tasarlanmıştır.

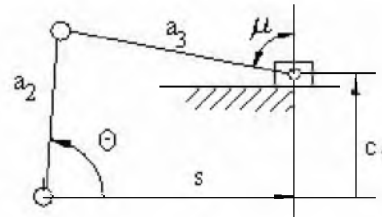
## MATEMATİK FORMÜLASYON

Krank-biyel mekanizması için krank açısı ve kızak konumu ilişkisini veren denklem aşağıdadır (Freudenstein denklemi)[5], [6]

$$s^2 = K_1 \cdot s \cdot \cos \theta + K_2 \cdot \sin \theta - K_3 \quad (1)$$

ve

$$K_1 = 2 \cdot a_2, \quad K_2 = 2 \cdot a_2 \cdot c, \quad K_3 = a_2^2 - a_3^2 + c^2$$



Şekil 2. Krank-Biyel Mekanizması

Keyfi olarak, ilk kızak konumu  $s_{f1}$  karşılığı krank açısı  $\theta_{f1}$  seçilip Denklem (1)'e yerleştirilirse kapalı konum denklemi elde edilir:

$$s_{f1}^2 = K_1 \cdot s_{f1} \cdot \cos \theta_{f1} + K_2 \cdot \sin \theta_{f1} - K_3 \quad (2)$$

Bir birim strok için, keyfi olarak seçilen krank salınımına ( $\Delta\theta$ ) göre, açık ölü konum denklemi aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$s_{e1}^2 = K_1 \cdot s_{e1} \cdot \cos \theta_{e1} + K_2 \cdot \sin \theta_{e1} - K_3 \quad (3)$$

ve

$$s_{e1} = s_{f1} + 1 \quad \text{ve} \quad \theta_{e1} = \theta_{f1} - \Delta\theta$$

Denklemlerde yer alan indislerden “f” dört çubuk mekanizmasının kapalı ölü, “e” açık ölü konumunu, “1” kontrol uzvunun ilk ve “2” ikinci konumunu belirtir.

Krank-biyelin tasarımı için gerekli olan bu iki denklemde üç tane bilinmeyen mevcuttur ( $K_1$ ,  $K_2$  ve  $K_3$ ). Dolayısıyla, serbest kalan bir parametre sayesinde de bağlama açısı optimizasyonu için bir denklem daha tasarımda hesaba katılabilir.

Krank açısı ile bağlama açısının arasındaki bağıntı (Şekil 2):

$$a_2 \sin(\theta) - a_3 \cos(\mu) = c_1 \quad (4)$$

şeklinde bulunur.

Eğer iki uç kızak konumundaki bağlama açılarının  $90^\circ$ 'den sapmaları birbirine eşitlenirse, optimum bağlama açısı elde edilir. (Chebychev optimum bağlama açısı)

Dört çubuk mekanizması açık konumdayken bağlama açısı  $\mu_{e1} = \pi/2 + \delta$  olsun, kapalı konumdayken de  $\mu_{f1} = \pi/2 - \delta$  olsun. Böylece bu

bağlama açılarını denklem (4)'e yerleştirildiğinde elde edilen iki denklem taraf tarafa toplanırsa optimum bağlama açısı denklemi de elde edilir:

$$a_2 (\sin \theta_{e1} + \sin \theta_{f1}) = 2c_1$$

veya

$$\sin \theta_{e1} + \sin \theta_{f1} = 4K_2/K_1^2 \quad (5)$$

Denklem (3), (4) ve (5)'in yeniden düzenlenmesi ile aşağıdaki tasarım denklemleri elde edilir:

$$K_1 = \frac{-v \pm \sqrt{v^2 + 4uyz}}{2yz},$$

$$K_2 = zK_1^2,$$

$$K_3 = -s_{f1}^2 + K_1 s_{f1} \cos(\theta_{f1}) + K_2 \sin(\theta_{f1}) \quad (6)$$

ve,

$$u = s_{f1}^2 - s_{e1}^2,$$

$$v = s_{f1} \cos(\theta_{f1}) - s_{e1} \sin(\theta_{e1}),$$

$$y = \sin(\theta_{f1}) - \sin(\theta_{e1}),$$

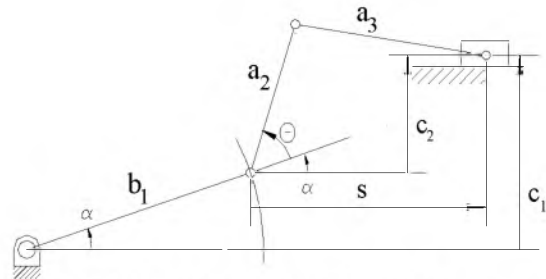
$$z = (\sin(\theta_{e1}) + \sin(\theta_{f1}))/4.$$

$K_1$ ,  $K_2$  ve  $K_3$  e göre krank-biyel mekanizmasının uzuv oranları bir birim strok için belirlenir.

### İstenilen ikinci kızak ( $a_2$ ) stroku için krankın konumunun belirlenmesi:

Tasarımın ikinci aşamasında istenen diğer kızak stroku için krankın yeni konumu belirlenmiştir.

Kontrol uzvu olan dört çubuk mekanizmasının sabit uzvunu,  $\alpha$  kadar döndürdüğümüzde istenilen ikinci kızak stroku ( $\Delta s_2$ ) elde ediliyor diye kabul edelim (Şekil 3):



Şekil 3. Krank-biyel mekanizması ikinci konumu

Şekilde görüldüğü gibi krank-biyel mekanizmasının ikinci konumda eksantrikliği değişir. Bu durumda farklı kızak strokları elde edilebilir.

İkinci konumda istenilen kızak stroku ( $\Delta s_2$ ) için Freudenstein denklemi tekrar sağlanmalıdır. Bu denklem Şekil 3'e göre tekrar aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$s^2 + c^2 + 2 \cdot a_2 \cdot (s \cdot \cos(\theta + \alpha) + c \cdot \sin(\theta + \alpha)) = a_3^2 - a_2^2 \quad (7)$$

İkinci konumda uç kızak konumlarındaki krank açıları da şöyledir:

$$\theta_{e2} = \theta_{e1} + \alpha \quad \text{and} \quad \theta_{r2} = \theta_{e2} + \Delta\theta. \quad (8)$$

Şekil 3te görüldüğü gibi, ikinci konumdaki eksantriklik  $c_2$  kontrol çubuğu açısı  $\alpha$  ve ilk eksantriklik  $c_1$  'le bağıntılıdır. Aralarındaki bağıntıdan bir kısıt denklemi gelir:

$$c_2 = c_1 - b_1 \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

(8) ve (9) numaralı denklemler (7)'ye yerleştirildiğinde iki uç kızak konumu için Freudenstein denklemleri bulunur:

$$s_{e2}^2 + (c_1 - b_1 \sin \alpha)^2 - 2a_2(s_{e2} \cos(\theta_{e1} + \alpha) + (c_1 - b_1 \sin \alpha) \sin(\theta_{e1} + \alpha)) = a_3^2 - a_2^2 \quad (10)$$

$$(s_{e2} - \Delta s_2)^2 + (c_1 - b_1 \sin \alpha)^2 - 2a_2((s_{e2} - \Delta s_2) \cos(\theta_{e1} + \Delta\theta + \alpha) + (c_1 - b_1 \sin \alpha) \sin(\theta_{e1} + \Delta\theta + \alpha)) = a_3^2 - a_2^2 \quad (11)$$

Kontrol uzvu açısı  $\alpha$ , dört çubuk mekanizmasının sabit uzvu  $b_1$ , kızıağın ikinci açık ölü haldeki konumu  $s_{e2}$  bilinmeyen parametlerdir. Bu üç parametreden bir tanesi tasarım parametresi olarak kullanılırsa, diğer ikisi (10) ve (11) numaralı denklemler kullanılarak bulunabilir. Bu lineer olmayan denklemlerin çözümü için numerik yöntem kullanılmıştır.

#### Dört çubuk mekanizmasının tasarımı:

Sentez prosedüründe son adım dört-çubuk mekanizmasının tasarımıdır. Santrik kol-sarkaç tipi dört çubuk mekanizması kullanırsak optimum bağlama açısını elde etmiş oluruz.

Brodell ve Soni'nin santrik kol-sarkaç mekanizması için geliştirdikleri metoda [4] göre uzuv boyutları aşağıdaki denklemlere göre bulunur:

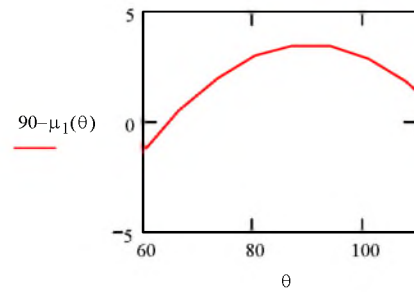
$$\begin{aligned} b_3 &= b_1 \sqrt{\frac{1 - \cos \Delta\theta}{2 \cos^2 \mu_{\min}}} \\ b_4 &= b_1 \sqrt{\frac{1 - (b_3/b_1)^2}{1 - (b_3/b_1)^2 \cos^2 \mu_{\min}}} \\ b_2 &= b_1 \sqrt{(b_3/b_1)^2 + (b_4/b_1)^2 - 1} \end{aligned} \quad (12)$$

Yukarıdaki denklemlerde yeni bir serbest parametre mevcuttur, minimum bağlama açısı ( $\mu_{\min}$ ). Bunu da eklersek toplam tasarım parametresi sayısı beşe yükselir. Sabit uzvun ve salınım açısının önceden belirlenen değerleri de kullanılarak (12) nolu denklemlerle dört-çubuk mekanizması tasarlanır.

#### ÖRNEK

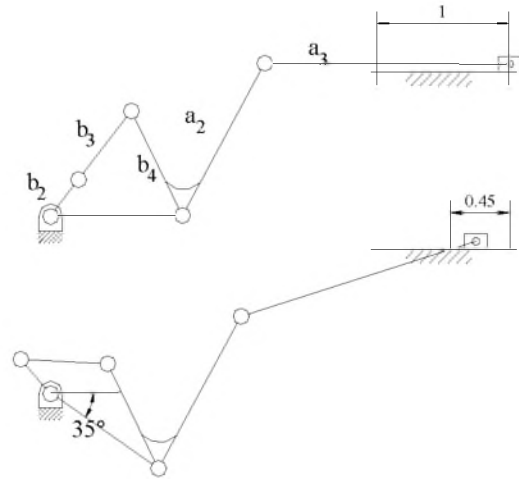
İkinci konumda stroku %45'ine düşen, değişken stroklu bir mekanizma tasarlayalım:

Serbest tasarım parametresi; krank ( $a_2$ ) salınım açısı  $\Delta\theta = 50^\circ$ , ilk açık ölü konumdaki kızak konumu  $s_{e1} = 2.5$  ve karşılık gelen krank açısı  $\theta_{e1} = 60^\circ$  olsun. (6) numaralı denklemlerden krank biyelin boyutları bir birim strok için  $a_2 = 1.262$ ,  $a_3 = 1.87$  ve  $c_1 = 1.15$  olarak bulunur. Bu mekanizmanın ilk konumda, çalışma aralığındaki bağlama açısının  $90^\circ$ den maksimum saptması Şekil 4'de görüldüğü üzere  $3,45^\circ$ dir. (Şekil 4'de yatay eksen  $a_2$  uzunluğudur)

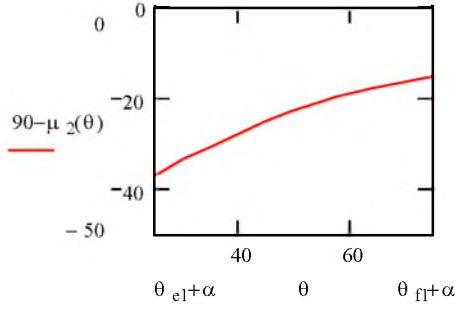


Şekil 4. Birinci Konumdaki Bağlama Açısı

(10) ve (11) numaralı denklemler kullanılarak istenilen ikinci strok (0.45 birim) için nümerik çözüm sonunda bilinmeyen parametreler  $\alpha = -35,1^\circ$ ,  $b_1 = 0.999$  şeklinde bulunur. Bu denklemlerin çözümü esnasında serbest tasarım parametresi olarak  $s_{e2} = 2.6$  olarak seçilmiştir. Denklem (9)'dan  $c_2 = 1,647$  olarak bulunur. Mekanizmanın ikinci konumda çalışma aralığındaki bağlama açısının  $90^\circ$ den maksimum saptması  $37^\circ$ dir. (Şekil 5)



Şekil 6. Değişken Stroklu Yedi Uzuvlu Mekanizma.

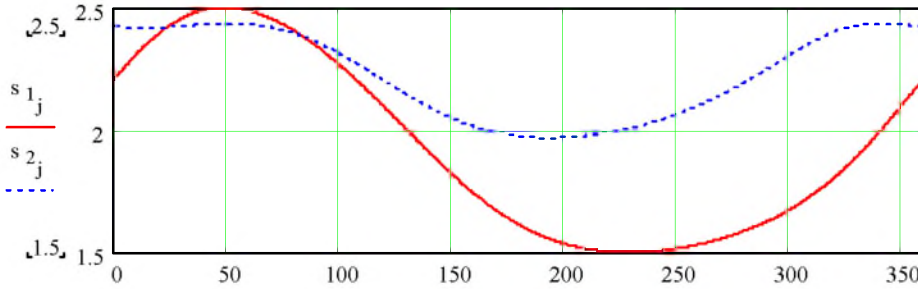


Şekil 5. İkinci Konumdaki Bağlama Açısı

Son adımda (12) numaralı denklemleri kullanarak (Minimum bağlama açısı  $50^\circ$  olsun) dört-çubuk mekanizmasının sentezi yapıldığında uzun boyutları  $b_2 = 0.351$ ,  $b_3 = 0.657$ ,  $b_4 = 0.883$  olarak bulunur.

Şekil 6'da mekanizma gerçek ölçekte iki konumda da görülmektedir.

Şekil 7'de de, yapılan kinematik analiz sonucunda, krank ( $b_2$ ) açısına karşılık gelen kızak konumları gösterilmiştir. Kesikli çizgi mekanizmanın ikinci konumunu sembolize eder.



Şekil 7. Kızak Konumuna Karşılık Gelen Krank ( $b_2$ ) Açısı

## VARIABLE STROKE SEVEN LINK MECHANISM DESIGN

Commonly used closed-loop mechanisms can work at high speed, require less maintenance and are inexpensive to manufacture. However, they are inherently inflexible. The aim of this study is to introduce some flexibility to a closed-loop mechanism by using two degree-of-freedom structure while using one of the freedoms as a digital control for flexibility.

Keyword: Variable Structure Mechanisms

## KAYNAKÇA

[1] Ahmad A., K Waldron K.J., "Synthesis of Adjustable Planar 4-bar Mechanisms", Mechanism and Machine Theory, Vol. 14,p.405-411, July 1979

[2] V.Handra-Luca, "The Study of Adjustable Oscillating Mechanisms", J. Engng. Ind. Trans. ASME, p. 677-680, August 1973

[3] Tanık E., Söylemez E., "Variable Structure Mechanisms Design", The Ninth IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, Bucharest, Romania, September 1-4, 2005.

[4] Shigley J., Uicker J., "Theory of Machines and Mechanisms (First Edition)" p.328

[5] Söylemez E., "Mekanizma Tekniği", Birsen yayınevi, İstanbul 2000

[6] Erdman, A. G., Sandor, G. N., "Advanced Mechanism Design-Analysis and Synthesis", Vol.2, Prentice-Hall, Engle Wood Cliffs, NJ, 1984.

# Ürün Tasarımında Bilgi Akışındaki Belirsizliklerin Sezgisel Bulanık Önergeler Yaklaşımı ile Modellenmesi

Zühal Erden  
Y. Doç. Dr.

Üretim Mühendisliği Bölümü,  
Atılım Üniversitesi, Kızılcaşar  
Köyü, İncek, 06836, Ankara

*Bu makalede kavramsal ürün tasarımında ortaya çıkan belirsizliklerin sezgisel bulanık önergeler kullanılarak modellenmesi anlatılmaktadır. Bu yaklaşım kavramsal tasarım seçeneklerinin mantıksal modellemesi için geliştirilmiş olan Petri Ağı tabanlı tasarım ağındaki (PNDN-Petri Net Based Design Network) bilgi akışı modeline entegre edilerek bir Sezgisel Bulanık Petri Ağı (IFPN-Intuitionistic Fuzzy Petri Net) yapısı elde edilmiştir. IFPN modeli, bilgi akışındaki belirsizliklerin kavramsal tasarım seçenekleri üzerindeki etkilerinin değerlendirilerek karşılaştırma yapılabilmesini ve böylece belirsizlik altında tasarım sürecinin devamını sağlamaktadır. IFPN modelinde ayrıca çelişkili bilginin denetimine yönelik olarak Sezgisel Bulanık Küme teorisinde yer alan ve hatalı sezgisel bulanık tahminlerin (intuitionistic fuzzy estimations) doğru sezgisel bulanık biçime (correct intuitionistic fuzzy form) dönüştürülmesi yöntemine dayanan bir yaklaşım geliştirilmiştir. IFPN modelinin uygulaması bir kavramsal tasarım örneği üzerinde anlatılmıştır.*

## 1. GİRİŞ

Müşteri gereksinimlerine/beklentilerine cevap veren işlevleri yerine getirecek ürün ya da sistemleri geliştirmeyi hedef alan mühendislik tasarımı sürecinde, mühendislik yaratıcılığının koyduğu katkı bakımından kavramsal tasarım aşaması özel bir önem taşımaktadır. Kavramsal tasarım, istenen gereksinimi karşılayacak bir mühendislik ürününün, ayrıntılı hesaplamalara girilmeden, yapısal ve işlevsel olarak kurgulanmasıdır [1]. Kavramsal tasarım, belirsizliklerin en fazla karşımıza çıktığı süreçtir. Bunun en önemli nedeni hiç kuşkusuz bu aşamada verilerin yetersizliği ve insan (tasarımcı) ögesinin, tasarımın ileri aşamalarına göre daha belirleyici olmasıdır. Kavramsal tasarımdaki belirsizliklerin modellenmesi ve denetimi, tasarım sürecinin bu önemli aşamasının sistematikleştirilmesi ve otomasyonu açısından büyük önem taşımaktadır. Kavramsal tasarım otomasyonuna yönelik olarak başlatılan araştırma çalışmaları kapsamında, tasarımı yapılacak ürünün mantıksal davranışını ürünün alt işlevleri arasındaki bilgi akışı ile modelleyen ve PNDN adı verilen Petri Ağı tabanlı bir tasarım ağı geliştirilmiştir [1,2]. PNDN, genel amaçlı ve işlevsel düzeyde geliştirilmiş bir model yapısında olduğundan, tümleşik bir tasarım felsefesi olan mekatronik tasarıma uygulanmıştır [2]. Bu makalede,

kavramsal tasarımda ortaya çıkabilecek olan belirsizliklerin PNDN yapısı içinde modellenmesi ve belirsizlik durumundaki bilgi akışı anlatılmaktadır. Bu çalışma kapsamında ele alınan belirsizlikler bilgilerde eksiklik, hassasiyetsizlik ve çelişki olarak sınıflandırılmış [3] ve PNDN'de Sezgisel Bulanık Kümeler-Önergeler yaklaşımı [5-13] ile modellenmiştir. Belirsizlik altındaki bilgi akışını içeren PNDN, kavramsal tasarım otomasyonu için geliştirilen bir Sezgisel Bulanık Petri Ağı (IFPN) olarak değerlendirilmiştir. Söz konusu modelin teorik altyapısı, kavramsal düzeyde tasarlanan sistemin değişkenlerini ya da değişken değerlerini ifade eden ortamlardaki belirteçlere (token) kararsızlık aralıkları atanması ve bu kararsızlık aralıklarının sınırlarında/genişliklerinde meydana gelen değişimlerin tasarım ağının operasyonuna yansıtılması temeline dayanmaktadır. Bu model kavramsal tasarım sürecindeki bilgilerde belirsizlik olması durumunda PNDN'nin operasyonuna devam etmesini sağlamaktadır. Böylece belirsiz bilgilerin tasarım seçenekleri üzerindeki etkileri değerlendirilerek karşılaştırma yapılabilir. Bu modelle,

Kavramsal tasarım otomasyonunda IFPN modeliyle sağlanan belirsizlik altında tasarım sürecinin devam ettirilmesi kadar, bu belirsizliklerin denetimi ve mümkünse ortadan kaldırılması konusu da önem taşımaktadır. Bu noktadan hareketle, PNDN'deki belirsiz bilgi akışı modelinde yer alan

çelişkili bilginin denetimine (tutarlı hale getirilmesine) yönelik bir yaklaşım geliştirilmiştir [4]. IFPN modeline uyarlanan bu yaklaşım, Sezgisel Bulanık Küme teorisinde yer alan hatalı sezgisel bulanık tahminlerin doğru sezgisel bulanık biçime dönüştürülmesi yöntemine [11] dayanmaktadır.

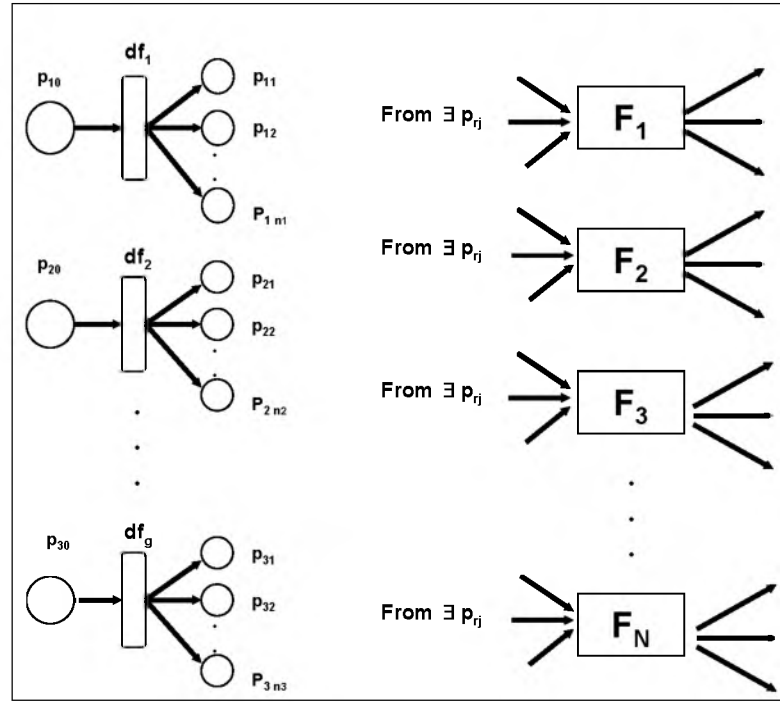
## 2. PNDN TASARIM AĞININ YAPISI

PNDN yapısı, kavramsal tasarımın ilk aşamasında oluşturulan tasarım seçeneklerinin işlevsel tasarım ağacının birinci düzeyindeki alt işlevlerine ayrılması, bu alt işlevlerin ve bunlar arasındaki ilişkilerin Petri Ağı ile yapısal modellenmesi ve işlevler arasındaki bilgi akışının Petri Ağı'ndaki belirteç akışı olarak dinamik modellenmesine dayanır [1, 2]. PNDN modelinde, kavramsal düzeyde tasarlanan sistem bir melez sistem olarak düşünülmüştür. Bu durumda, sistemin dinamik davranışı, alt işlevlerin kendi içlerinde sürekli davranışı ve işlevler arası geçişin kesikli davranışından oluşmaktadır. Modelin ilk aşaması, tasarlanan sistemin melez otomat modelini oluşturmaktır. Yönlü bir çizge ile gösterilen melez otomat modelinde düğümler, sistemin sürekli davranışını ifade eden işlevleri, ayrıtlar ise bir durumdan diğerine geçmek için sağlanması gereken koşulları göstermektedir. Daha sonraki aşama, bu melez model kullanılarak, genel yapısı Şekil 1'de verilmiş olan Petri Ağı modelinin (PNDN) otomatik olarak oluşturulmasıdır. Ana hatlarıyla, melez modeldeki düğümler Petri Ağı modelinde geçişleri ( $F_i$ ;  $i=1,2,3,\dots,N$ ), ayrıtlarla belirlenen koşullar geçişler için girdileri göstermekte, karar geçişleri ( $df_r$ ;  $r=1,2,3,\dots,g$ ) ise söz konusu koşulların geçerli olup olmadığını gösteren karar aşamalarını ifade etmektedir.

Kavramsal tasarım aşamasında bir sistemde bilginin varlığı ve/veya niteliği PNDN'de ilgili ortamlara yerleştirilen belirteçlerle gösterilmiş ve sistemin mantıksal davranışını ifade eden bilgi akışı PNDN yapısı içinde belirteç akışı olarak modellenmiştir. Bilgi akışında belirsizlik olmadığı varsayımı ile geliştirilen bu model belirlenimci belirteç akışı (deterministic token flow) modeli olarak adlandırılmıştır [1, 2].

Tasarım aşamasındaki sistemin mantıksal davranışının modellenmesi sırasında bilgi akışında belirsizlik olmadığı varsayımı, 4. bölümde açıklanan nedenlerle her zaman doğru olmayabilir. Bilgi akışında belirsizlikler olması durumunda PNDN yapısı ile tasarım sürecinin devam ettirilmesi ihtiyacı PNDN'de belirlenimci olmayan (nondeterministic) bilgi akışının modellenmesini gerekli kılmıştır. Bu makalede belirlenimci olmayan PNDN yapısı ve bu yapı içinde Sezgisel Bulanık Önermeler [8, 11-13] yaklaşımı ile modellenen bilgi akışı anlatılmaktadır. Bu çalışmada, kavramsal düzeydeki ürün davranış

modelinde gerek bilgilerde, gerekse bilgilerin işlenmesinde meydana gelebilecek eksiklik (incompleteness), hassasiyetsizlik (imprecision) ve tutarsızlık (inconsistency) olmak üzere üç çeşit belirsizlik modellenmiştir. PNDN modelinde bilgiler/veriler tasarım ağının düğümlerinde bulunan belirteçlerle, verilerin işlenmesi ise tasarım ağının geçişleri ile ifade edilmiştir. Bilgilerdeki/verilerdeki belirsizlikler, belirteçlere atanan sezgisel bulanık önermeler (kararsızlık aralıkları) ile modellenmiştir. Belirlenimci olmayan belirteç akışı (nondeterministic token flow) ve geçiş gerçekleştirilmesi (transition firing), PNDN yapısının bir Sezgisel Bulanık Petri Ağı (IFPN) olarak tanımlanmasını sağlamıştır. IFPN modeli, belirteçlere atanan kararsızlık aralıklarının, geçiş gerçekleştirilmesi sırasındaki değişimine dayanmaktadır.



Şekil 1. PNDN tasarım ağının genel yapısı.

## 3. MATEMATİKSEL ALTYAPI: SEZGİSEL BULANIK KÜMELER VE ÖNERMELER

Sezgisel bulanık küme kavramı, bulanık kümelerin bir genellemesi olarak Atanassov tarafından önerilmiştir [5-11]. Evrensel tanım kümesi  $U_{IF}$  üzerinde bir  $A_{IF}$  sezgisel bulanık kümesi  $U_{IF}$  uzayından birim aralığa birer dönüşüm olan üyelik fonksiyonu (membership function)  $\mu_A(u)$  ve üye olmama fonksiyonu (nonmembership function)  $\gamma_A(u)$ ,  $u \in U_{IF}$ , ile aşağıdaki şekilde tanımlanır;

$$A_{IF} = \{ \langle u, \mu_A(u), \gamma_A(u) \rangle, u \in U_{IF} \} \quad (1)$$

burada,  $\mu_A(u): U_{IF} \rightarrow [0,1]$ ;  $\gamma_A(u): U_{IF} \rightarrow [0,1]$  and  $0 \leq \mu_A(u) + \gamma_A(u) \leq 1, \forall u \in U_{IF}$  olarak tanımlanmıştır.

$0 \leq \mu_A(u) + \gamma_A(u) \leq 1$  koşulu, sezgisel bulanık kümeleri sıradan bulanık kümelere göre insan düşünce yapısının modellenmesine daha uygun hale getirmektedir. Bu yaklaşım, kavramsal tasarımdaki belirsizliklerin,  $\mu_A(u)$  gereklilik (necessity) ölçütü ve  $1 - \gamma_A(u)$  olasılık (possibility) ölçütü ile sınırlanmış kararsızlık aralıkları  $[\mu_A(u), 1 - \gamma_A(u)]$  ile modellenmesine olanak vermektedir. Söz konusu kararsızlık aralığının genişliği sıradan bulanık kümeler için sıfırdır. Sezgisel bulanık kümeler, yukarıda verilen eşitsizliğin geçerli olması koşulu ile birbirine zıt iki düşüncenin ifade edilmesini sağlamaktadır.

*İki-Yönlü (Sezgisel) Bulanık Önergeler (IFP-Intuitionistic Fuzzy Propositions)* sezgisel bulanık kümelere paralel bir kavram olarak ortaya çıkmıştır [11-13]. Sezgisel bulanık önermelerin matematiksel temelleri önermeler mantığına dayanır [11]. Evrensel tanım kümesi  $U_{IF}$  üzerinde bir  $A_{IF}$  sezgisel bulanık kümesi, bir çift bulanık önermeden oluşan iki yönlü bulanık önerme **A** ile aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$\mathbf{A} = \langle A, A_c \rangle \quad (2)$$

burada **A** "ana-bulanık önerme" (main fuzzy proposition) ve  $A_c$  "karşı-bulanık önerme" (counter fuzzy proposition) olarak adlandırılır. **A** sezgisel bulanık kümesi üyelik dereceleri cinsinden aşağıdaki gibi gösterilebilir;

$$\mathbf{A} = \langle \mu_A(u), \mu_{A_c}(u) \rangle \quad (3)$$

burada,  $\mu_A(u): U_{IF} \rightarrow [0,1]$  ve  $\mu_{A_c}(u): U_{IF} \rightarrow [0,1]$  ( $0 \leq \mu_A(u) + \mu_{A_c}(u) \leq 1, \forall u \in U_{IF}$  koşulu ile) sırasıyla,  $u \in U_{IF}$  elemanının  $A_{IF}$  kümesine üyelik derecesi ve üye olmama derecesini ifade etmektedir. Bir başka deyişle  $\mu_A(u)$ ,  $u$  elemanının  $A_{IF}$  kümesine ait olma *gerekliliğini* ve  $\eta_A(u) = 1 - \mu_{A_c}(u)$  ifadesi de  $u$  elemanının  $A_{IF}$  kümesine ait olma *olasılığını* göstermektedir. Bu durumda,  $[\mu_A(u), \eta_A(u)]$  bir *belirsizlik aralığı (uncertainty interval)* tanımlamakta olup bu aralığın genişliği,  $[\eta_A(u) - \mu_A(u)]$ , bilgilerdeki belirsizliği ifade eden kararsızlık aralığının (indecisiveness interval) ölçüsüdür.

#### 4. PNDN'DE BELİRSİZLİKLER

##### 4.1 Sinyallerdeki Belirsizlikler

Kavramsal tasarım aşamasındaki bir sistemin davranışı ile ilgili bilgiler (sinyaller), PNDN ortamlarına yerleştirilen belirteçlerle ifade edilir. Bu

yapı içinde sözkonusu bilgilerdeki belirsizlikler, ilgili belirteçlere atanan ve geçiş gerçeklemeleri sırasında değişen gereklilik-olasılık aralıkları ile modellenmiştir. Bu model matematiksel olarak PNDN şablon vektöründe (marking vector) olasılıksal şablon girişi ile gösterilmiştir. Bu matematiksel altyapı, kavramsal düzeyde tasarlanan bir sistemin davranışının benzetiminde çeşitli türlerdeki belirsizliklerin de modellenmesine imkan sağlamaktadır. Bu kapsamda, sunulan çalışmada bilgilerdeki eksiklik, hassasiyetsizlik ve çelişki olmak üzere üç temel belirsizlik modellenmiştir. Birinci türdeki belirsizlikler değişken ortamları ( $p_{r0}$ ) ve/veya değer ortamlarındaki ( $p_{rj}, j \neq 0$ ) bilgilerde meydana gelebilecek *eksiklikleri* ifade etmektedir. Aslında değişken ortamlardaki bilgilerde meydana gelebilecek eksiklikler, belirteç akışı nedeniyle değer ortamlarındaki bilgilerde de eksikliklere neden olmaktadır. Verilerdeki eksikliklerin başlıca nedenleri şu şekilde tanımlanmıştır;

1. Algılayıcılardaki Hatalar: Özellikle mekatronik tasarım gibi tümleşik tasarım felsefelerinde kavramsal olarak tasarlanan sistemin fiziksel gerçeklemede algılayıcılar çevreden yeteri kadar veri toplayamayabilir, ya da topladıkları verileri sisteme tümüyle aktaramayabilir. Sistemdeki veri eksiklikleri çevresel faktörlerden de kaynaklanabilir. Bu durumlarda ortaya çıkabilecek veri eksiklikleri kavramsal tasarım aşamasında değerlendirilerek PNDN yapısında değişken ortamlarındaki verilerde eksiklik olarak düşünülmüştür.
2. Sürelerdeki Hatalar: Anahtarlayıcı geçişleri ile ifade edilen karar işlevlerindeki hatalar, değer ortamlarındaki belirteçlerle gösterilen verilerdeki eksiklikler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu durumda, sistem sinyali almakta ancak bu sinyali işleyip değişken değerine dönüştürememektedir.

*Verilerde hassasiyetsizlik*, değişken değerlerinin çeşitli olasılıklarla belli olduğu durumlarda ortaya çıkmaktadır. Bu durumda olasılık değerleri değişken değerlerinin yer aldığı ortamlardaki belirteçlere atanır.

*Verilerde çelişki* olması durumunda, bilginin varolma gerekliliği ( $\mu_A(u)$ ) ve olasılığı ( $\eta_A(u)=1-\mu_{A_c}(u)$ ), aşağıda verilen çelişki koşuluyla ifade edilmiştir:

$$\mu_A(u) + \mu_{A_c}(u) > 1, \forall u \in U \quad (4)$$

Bu durumda modelimizdeki kararsızlık aralığının genişliği negatif bir değer olarak ortaya çıkmaktadır:

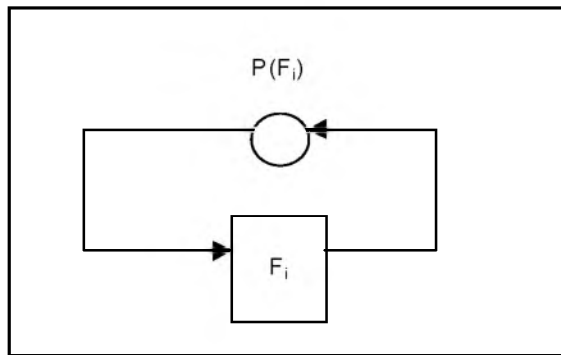
$$\eta_A(u) - \mu_A(u) = 1 - \mu_{A_c}(u) - \mu_A(u) = 1 - (\mu_A(u) + \mu_{A_c}(u)) < 0 \quad (5)$$



Çelişkili verinin tutarlı hale getirilmesine yönelik olarak bu çalışma kapsamında geliştirilen bir yaklaşım Bölüm 5.1'de anlatılmaktadır.

#### 4.2. Geçişlerdeki Belirsizlikler

Kavramsal tasarımın alt işlevlerindeki belirsizlikler, süreçlerdeki gecikmelerden ve/veya özkaynaklardan oluşabilir. IFPN modelinde süreçlerdeki gecikmeler ve özkaynaklar Şekil 2'de verildiği gibi geçişler üzerinde tanımlı özdöngülerle (self-loop) gösterilmiştir. Bu durumda süreçlerde meydana gelebilecek belirsizlikler bir gecikme olasılığı veya özkaynaktaki hatalar ile ifade edilir. Bir işlevsel durum geçişinin ( $F_i$ ) başarı ile gerçekleşmesi sonucu, özdöngü ortamına ( $p(F_i)$ ) bir belirteç gönderilir. Ancak ilgili süreçte bir belirsizlik olması durumunda özdöngüye gönderilen belirtece, belirsizliği ifade eden ve IFP ile gösterilen bir kararsızlık aralığı atanır. Bu aralığın üyelik derecesi ilgili geçişin gerçekleşme gerekliliğini, üye olmama derecesinin tümleci de geçişin gerçekleşme olasılığını gösterir.



Şekil 2.  $F_i$  geçişi için  $p(F_i)$  özdöngü ortamının gösterimi.

### 5. PNDN'DE BELİRSİZ BİLGİ AKIŞININ MODELLENMESİ: IFPN YAPISI

#### 5.1. Belirsizliklerin Gösterilmesi

Geliştirilen IFPN yapısı, PNDN ortamlarındaki belirteç durumlarının Sezgisel Bulanık Önermeler ile gösterimine dayanır. Tasarım aşında belirteçler sistemdeki verilerin varlığını gösterdiğinden, verilerdeki belirsizlikler ortamlara gelen sinyalin üyelik derecesi ( $\mu$ ) ve üye olmama derecesi ( $\mu_c$ ) cinsinden ifade edilir. Bu durumda söz konusu veri ile ilgili IFP aslında  $[\mu, 1-\mu_c]$  şeklindeki bir kararsızlık aralığını ifade eder.

$M_0^V$ , IFPN'de herhangi bir başlangıç şablonu (initial marking) ve  $M_n^{V_i}$ ,  $M_0^V$  den n aşamalı geçiş gerçekleşmesi ile ulaşılabilen herhangi bir şablon olsun [1]. IFPN'deki bir  $p_{rj}$  ortamındaki

belirtecin varlığının üyelik derecesini  $\mu(p_{rj})$  ve üye olmama derecesini de  $\mu_c(p_{rj})$  ile gösterelim.

$U_r$ , IFPN yapısında yer alan  $p_{r0}$  değişkeninin tüm değişken değerlerini ifade eden önermeler kümesi olsun.  $p_{r0}$  değişkenine ait değer ortamlarındaki ( $p_{rj}$ ) belirteç durumu üyelik ve üye olmama dereceleri kullanılarak bir  $A_r$  sezgisel bulanık önermesi ile aşağıdaki biçimde gösterilmiştir:

$$A_r = \langle A_r, A_{r_c} \rangle \quad (6)$$

$$\begin{aligned} &\text{üyelik dereceleri cinsinden,} \\ &A_r = \langle (\mu(p_{r1}), \mu(p_{r2}), \dots, \mu(p_{r_m})) \rangle; \\ &(\mu_c(p_{r1}), \mu_c(p_{r2}), \dots, \mu_c(p_{r_m})) \rangle \end{aligned} \quad (7)$$

bu ifadede  $n_r$ ,  $p_{r0}$  değişkenine ait değişken değerlerinin sayısını göstermektedir.  $\mu(p_{rj})$  ve  $\mu_c(p_{rj})$  aşağıdaki koşulu sağlayacak şekilde tanımlanmıştır;

$$\mu(p_{rj}) : U_r \rightarrow [0, 1], \mu_c(p_{rj}) : U_r \rightarrow [0, 1] \text{ and } 0 \leq \mu(p_{rj}) + \mu_c(p_{rj}) \leq 1$$

$\mu(p_{rj})$ ,  $p_{rj}$  ortamında bir belirtecin varlığının üyelik derecesini (gerekliliğini) gösterdiğinden,  $1-\mu_c(p_{rj})$  de,  $p_{rj}$  ortamında belirtecin varolma olasılığını ifade etmektedir. Bu durumda  $p_{rj}$  ortamında bir belirtecin varlığı ile ilgili kararsızlık aralığı aşağıdaki biçimde belirtilir;

$$[\mu(p_{rj}), 1 - \mu_c(p_{rj})] \quad (8)$$

Kararsızlık aralığının genişliği azaldıkça belirteç varlığının gerekliliği artmakta ve IFPN'deki belirsizlik azalmaktadır. Dolayısıyla, kararsızlık aralığının genişliği, sistemdeki belirsizlik düzeyinin kararsızlık derecesi cinsinden bir ölçüsü olarak karşımıza çıkmaktadır. IFPN'deki belirsizlikler, tasarım aşının ortamlarındaki ( $p_{rj}$ ) belirteçlere, bunlarla ilgili kararsızlık aralıkları atanması ile gösterilir. İşlem kolaylığı bakımından kararsızlık aralığı belirteçlere  $[\mu(p_{rj}), \mu_c(p_{rj})]$  olarak aşağıdaki şekilde atanır:

$$m(p_{rj}) \Big|_{[\mu(p_{rj}), \mu_c(p_{rj})]} \quad (9)$$

burada  $m(p_{rj})$ ,  $p_{rj}$  ortamında bulunan belirteç sayısını gösterir ve geliştirilen tasarım aşında 1 veya 0 olarak değer alır.  $p_{r0}$  değişken ortamlarındaki belirsizlikler de benzer şekilde bu ortamlardaki belirteçlere  $[\mu(p_{r0}), \mu_c(p_{r0})]$  olarak ifade edilen kararsızlık aralıkları atanarak aşağıdaki gibi gösterilir;

$$m(p_{r0}) \Big|_{[\mu(p_{r0}), \mu_c(p_{r0})]} \quad (10)$$

*Geçişlerdeki belirsizlikler* kararsızlık aralığının özdöngüdeki  $p(F_i)$  ortamında bulunan belirteçlere atanması ile gösterilir. Herhangi bir  $F_i$  geçişinde belirsizlik yoksa  $p(F_i)$  ortamına  $[1,0]$  kararsızlık aralığı (yani tamamen belirli) atanmış bir belirteç aktarılır.  $F_i$  geçişinde bir belirsizlik olması durumunda,  $p(F_i)$  ortamına aktarılan belirtece söz konusu belirsizlik miktarını ifade eden bir kararsızlık aralığı atanır. Bir başka deyişle,  $p(F_i)$  ortamındaki belirteç durumu aşağıdaki  $U_{F_i}$  evrensel tanım kümesi üzerinde tanımlanan bir IFP ile ifade edilir:

$U_{F_i} = \{ F_i \text{ geçişi başarıyla gerçekleşmiştir, } F_i \text{ geçişi başarıyla gerçekleşmemiştir} \}$

Yukarıda sözü edilen IFP aşağıda verilmiştir;

$$A_{F_i} = \langle \mu(p_{F_i}), \mu_c(p_{F_i}) \rangle \quad (11)$$

burada  $\mu(p_{F_i})$  ve  $\mu_c(p_{F_i})$  sırasıyla,  $p(F_i)$  ortamında bir belirteç varolmasının üyelik ve üye olmama derecelerini göstermektedir.

PNDN'de bilgilerde meydana gelebilecek belirsizliklerin bu genel gösteriminin ardından, şimdi de bu çalışmada düşünülen üç farklı çeşit belirsizliğin gösterimi anlatılacaktır. IFPN'de  *sinyallerde meydana gelebilecek hassasiyetsizliklerin* gösterilmesinde yukarıda anlatılan en genel belirsizlik gösterimi doğrudan kullanılabilir. Verilerdeki hassasiyetsizlik matematiksel olarak, IFPN'de herhangi bir belirteç durumunun olasılık derecesi ve gereklilik derecesinin eşit olmamasıdır. Bu durumda varolan veriler tutarlılık koşuluna uyacak şekilde kararsızlık aralığı ile aşağıdaki gibi modellenir:

$$m(p_{r_j}) \left[ \mu(p_{r_j}), \mu_c(p_{r_j}) \right] \quad (12)$$

Belirsizliğin diğer iki çeşidi (verilerde eksiklik ve çelişki durumları) daha farklı şekilde ele alınmıştır. *Sinyallerde eksiklik olması* durumunda, IFPN'deki bir  $p_{r_j}$  ortamında bulunan belirtecin üyelik derecesini ifade etmek için yeterli veri olmadığından, hassasiyetsizlik maksimum derecesine ulaşır. Bu durumda, kararsızlık aralığının genişliği en büyük değeri olan "1" e eşit olur.

Matematiksel olarak;

$$\mu(p_{r_j}) + \mu_c(p_{r_j}) = 0 \quad (13)$$

$\mu(p_{r_j}) : U_r \rightarrow [0, 1]$ ,  $\mu_c(p_{r_j}) : U_r \rightarrow [0, 1]$  ve  $\mu(p_{r_j}) \geq 0$ ,  $\mu_c(p_{r_j}) \geq 0$  koşulları geçerli olduğundan, sonuç olarak verilerde eksiklikler aşağıdaki biçimde gösterilir:

$$\mu(p_{r_j}) = 0 \quad \text{ve} \quad \mu_c(p_{r_j}) = 0 \quad (14)$$

Bu durumda, IFPN'de bir  $p_{r_j}$  ortamındaki belirteç durumu ile ifade edilen verilerdeki eksiklik aşağıdaki şekilde modellenir:

$$m(p_{r_j}) \left[ \mu(p_{r_j}), \mu_c(p_{r_j}) \right] = m(p_{r_j}) \left[ 0, 0 \right] \quad (15)$$

IFPN modelinde kavramsal tasarım aşamasındaki sistemde bilginin varolma gerekliliği ve olasılığının birbirleriyle *çelişkili olması* durumu aşağıda verilen çelişki koşuluyla ifade edilmiştir:

$$\mu(p_{r_j}) + \mu_c(p_{r_j}) > 1 \quad (16)$$

Ancak çelişkili bilginin (16) ifadesi ile gösterimi mantıksal açıdan doğru değildir. Bu çeşit bilgiler Hatalı Sezgisel Bulanık Tahminler olarak tanımlanmış [11] ve bu tip tahminlerin,

$$\mu(p_{r_j}) + \mu_c(p_{r_j}) \leq 1$$

şeklindeki tutarlılık koşulunu sağlayacak biçime (Doğru Sezgisel Bulanık Biçime) dönüştürülmesi için 5 ayrı yöntem önerilmiştir. Atanassov [11] tarafından önerilen yöntemlerden üç tanesi, aynı anda meydana gelen birden fazla olayın analizinde kullanılan yöntemlerdir. Buradaki çalışmada her bir çelişkili bilgi durumu tek bir olay olarak düşünüldüğünden, bu yöntemler IFPN modeli için uygun görülmemiştir. Diğer iki yöntemden biri ise belirsizlik durumunu tamamen ortadan kaldırmaya yönelik bir yöntemdir. Ancak IFPN modeli, PNDN'nin belirsizlikler altında çalışmasını sağlamak amacıyla geliştirildiğinden, söz konusu bu yöntem de IFPN modelinin amacına uymamaktadır. Bu durumda IFPN yapısına ve amacına en uygun olan yöntem seçilmiştir. Buna göre IFPN'de çelişkili bilgi durumunda, kararsızlık aralığı sınırlarının doğru sezgisel bulanık biçimleri,

$$\mu'(p_{r_j}) = \mu(p_{r_j}) - \min [\mu(p_{r_j}), \mu_c(p_{r_j})] / 2 \quad (17)$$

$$\mu_c'(p_{r_j}) = \mu_c(p_{r_j}) - \min [\mu(p_{r_j}), \mu_c(p_{r_j})] / 2 \quad (18)$$

olarak hesaplanmaktadır. Elde edilen yeni kararsızlık aralığı IFPN modelindeki belirteç akışına yansıtıldığında, tasarım aşamada çelişkili bilgi durumunda dahi geçiş gerçekleşmesi mümkün olmaktadır. Bu şekilde, operasyon mantığı açısından doğru olan kavramsal tasarım seçeneklerinin değerlendirme dışı kalması önlenmektedir.

Burada iki özel durumu not etmekte fayda vardır; bunlardan biri  $\mu = 1$  ve  $\mu_c = 0$ , diğeri de  $\mu = 0$  ve  $\mu_c = 1$  olması durumlarıdır. Her iki durumda da kararsızlık aralığının genişliği sıfır olduğundan bu iki

özel durumu belirlemici (deterministic) olarak değerlendirmekteyiz.

## 5.2. IFPN'de Belirteç Akışı Modeli

IFPN'deki belirteç akışı modeli, belirteçlere atanan kararsızlık aralıklarının, geçiş gerçeklemeleri sırasındaki değişimine dayanmaktadır. IFPN'de, değişken değerlerine ait ortamlardaki belirteç şablonu IFP ile gösterilmiştir. Bu durumda, belirlemici Petri Ağlarından farklı olarak, aynı anda birden fazla değer ortamında farklı üyelik derecelerine sahip belirteçler bulunabilmektedir. Farklı değer ortamları farklı işlevsel geçişlerin girdisi durumunda olduğundan, belirlemici olmayan böyle bir değer şablonu altında farklı geçişler gerçekleştirilebilir.

Farklı değişken değerlerinin belli üyelik dereceleri ile aynı anda geçerli olması değişken değerlerinin raslantısalılığı ile modellenir ve değişken değerleri, değer uzayında VE (AND) operasyonu ile birleştirilir. Bu yaklaşım doğrultusunda geliştirilen IFPN'deki belirteç akışı modeli aşağıda verilmiştir:

i) Herhangi bir  $F_i$  geçişi, aşağıdaki gereklilik ve yeterlilik koşulu doğru olduğunda,  $M^l$ -gerçeklenebilir ( $M^l$  şablonu altında gerçekleştirilebilir) denir;

$$\forall p_j \in \bullet F_i, \forall p_r \in F_i^* : \\ (m(p_j))^{[\mu(p_j), \mu_c(p_j)]} = 1^{[\mu(p_j), \mu_c(p_j)]} \wedge (m(p_{r0})) = 0$$

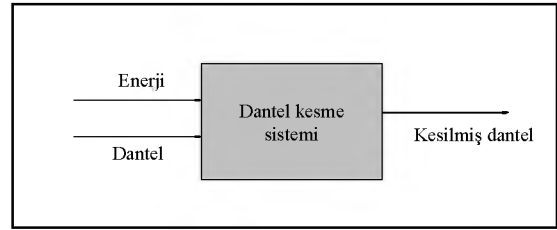
ii)  $A_i = \langle \mu(p_n), \mu_c(p_n) \rangle \{i = 1, 2, \dots, g\}$  şeklinde tanımlanan tüm IFP ler MIN operatörü ile tanımlanan VE (AND) operasyonu ile birleştirilir ve ilgili kararsızlık aralığı ortak bir  $U_1 \times U_2 \times \dots \times U_g$  evrensel kümesi üzerinden tanımlanır. Girdi önermelerin birleşimi ile elde edilen kararsızlık aralığı bağlı geçişleri tetikler. Bu durumda tasarım alternatifinin seçimi, küçük kararsızlık aralığı ve yüksek üyelik derecesi olmak üzere iki parametreye bağlıdır.

iii) Herhangi bir geçişteki belirsizlik, o geçişe ait özdöngüdeki ortama ( $p(F_i)$ ) bir belirteç aktarılması suretiyle belirteç akışı modeline dahil edilir.  $F_i$  geçişine ait kararsızlık aralığı, bu belirtece atanır.

Yukarıda anlatılan belirteç akışı modeli IFPN'deki işlevsel geçişlerin tetiklenmesi ile ilgilidir. IFPN yapısı içinde belirsizlik durumunda karar geçişlerinin gerçekleşmesi ile ilgili bir karar verme modeli de geliştirilmiştir. Ayrıntıları [14] de yer alan bu model, karar geçişlerinin girdisi olan değişken ortamlardaki ( $p_{r0}$ ) belirteçlerde belirsizlik olması durumunda, bu belirsizliğin, çıktı durumundaki değer ortamlarına ( $p_{rj}$ ,  $j \neq 0$ ) nasıl aktarılacağını tanımlamaktadır.

## 6. IFPN MODELİ İÇİN BİR KAVRAMSAL TASARIM UYGULAMA ÖRNEĞİ

IFPN modeli çeşitli kavramsal tasarım örneklerine uygulanmış olup burada bir mekatronik dantel kesme sisteminin [15] kavramsal tasarımında belirsizlik durumundaki bilgi akışı modelinin uygulaması anlatılmıştır. Bu tasarım probleminde dantelin kesim hattının belirlenerek bu hat boyunca kesme işlemini gerçekleştirecek bir sistemin kavramsal tasarımı ele alınmıştır. Böyle bir sistemin en üst düzey işlevsel blok çizgesi (functional block diagram) Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3. Dantel kesme sisteminin işlevsel blok çizgesi.

Söz konusu uygulama için MLCS-DA1 ve MLCS-DA2 (kısaca DA1 ve DA2) adı verilen iki ayrı kavramsal tasarım seçeneği oluşturulmuştur. DA1 ve DA2 tasarım seçeneklerine ait olan ve tasarımcı tarafından belirlenen birinci düzey alt işlevler, değişkenler ve değişken değerleri sırasıyla Tablo 1 ve Tablo 2'de gösterilmiştir. DA1 ve DA2 tasarım seçenekleri için PNDN modelleri oluşturulması ile ilgili ayrıntılar [14] de yer almaktadır. DA1 tasarım seçeneğinde sistemin dantelde kesilecek hattı belirleyerek bu hat boyunca bir kesim işlemi yapması, kesim işleminin tamamlandığı bilgisini aldığı anda ise operasyonu durdurması beklenmektedir. DA1 seçeneğindeki operasyon mantığı Şekil 4'de gösterilmiştir. DA2 seçeneğinde ise benzer bir operasyon mantığı [14] düşünülmüş ancak DA1'den farklı olarak belirlenen kesim hattının boyanması işlevi eklenmiştir. Bu durumda dantelin kesimi boyanmış hat boyunca gerçekleştirilecektir. DA1 ve DA2 kavramsal tasarım seçeneklerine ait PNDN modelleri sırasıyla Şekil 5 ve Şekil 6'da gösterilmiştir.

Tablo 1: MLCS-DA1 tasarım seçeneğinde alt işlevler ve değişkenler.

Alt işlevler	Değişkenler ve değişkenlerin değerleri
F <sub>1</sub> : Dantelin sisteme sürekli iletilmesi	LM=1 (dantel iletiliyorsa) LM=0 (dantel duruyorsa)
F <sub>2</sub> : Kesim hattının belirlenmesi	CP=1 (kesim hattı belirlendi ise) CP=0 (kesim hattı belirlenmedi ise)
F <sub>3</sub> : Dantelin kesilmesi	cutsit=1 (kesim devam ediyor ise) cutsit=0 (kesim durdu ise)
F <sub>4</sub> : Operasyonun durması	

Tablo 2: MLCS-DA2 tasarım seçeneğinde alt işlevler ve değişkenler.

Alt işlevler	Değişkenler ve değişkenlerin değerleri
F <sub>1</sub> : Kesim hattının belirlenmesi	LM=1 (dantel iletiliyorsa) LM=0 (dantel duruyorsa)
F <sub>2</sub> : Kesim hattının boyanması	CP=1 (kesim hattı belirlendi ise) CP=0 (kesim hattı belirlenmedi ise)
F <sub>3</sub> : Hattın izlenmesi ve kesim	cutsit=1 (kesim devam ediyor ise) cutsit=0 (kesim durdu ise)
F <sub>4</sub> : Dantelin sürekli iletilmesi	paint=1 (kesim hattı boyandı ise) paint=0 (kesim hattı boyanmadı ise)
F <sub>5</sub> : Operasyonun durması	

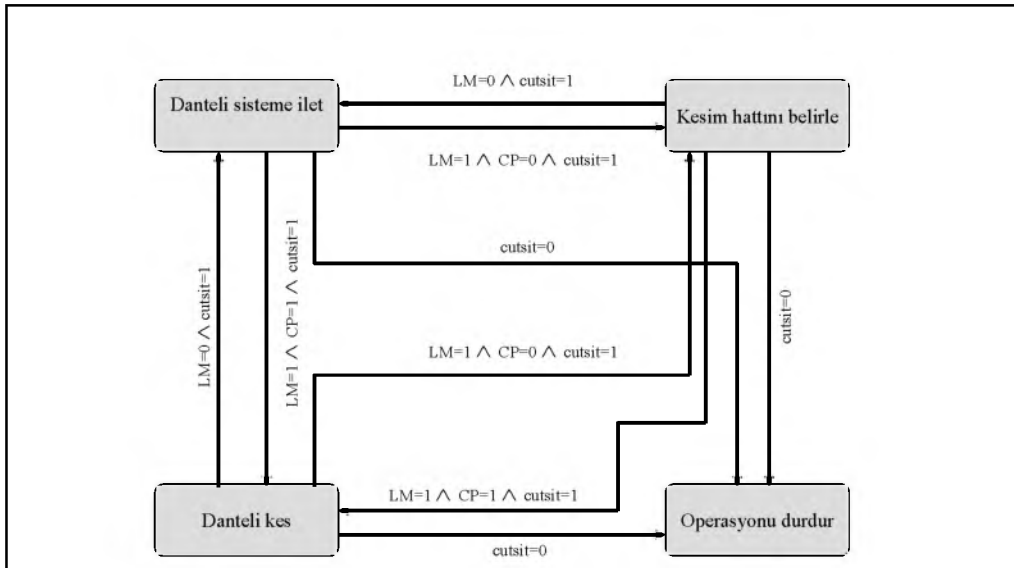
### 6.1 MLCS-DA1 ve MLCS-DA2 için Belirlenimci Olmayan Belirteç Akışı

Kavramsal tasarım aşamasındaki bir sistemin IFPN modelinin operasyona başlaması için, başlangıçtaki kararsızlık aralıklarının tasarımcı tarafından atanması gerekmektedir. Ele aldığımız örnekte geliştirilen iki tasarım seçeneği (DA1 ve DA2) için IFPN operasyon başlangıcında aşağıdaki belirsizlik içeren değer şablonları (DA1 için  $(M_1^I)_{DA1}$  ve DA2 için  $(M_1^I)_{DA2}$ ) tanımlanmıştır [14]:

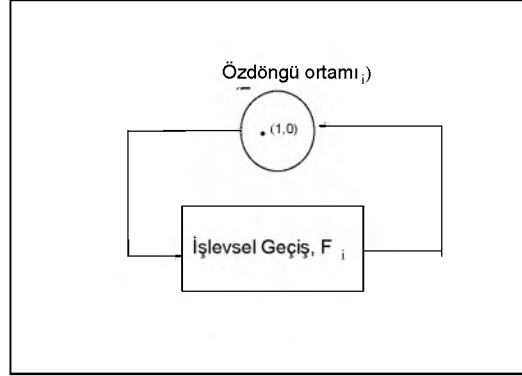
$$(M_1^I)_{DA1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1^{(0.6,0.2)} & 1^{(0.8,0.1)} & 1^{(0.7,0.2)} \\ 1^{(0.3,0.4)} & 1^{(0.6,0.1)} & 1^{(0.2,0.8)} \end{bmatrix}^T$$

$$(M_1^I)_{DA2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1^{(0.6,0.2)} & 1^{(0.8,0.1)} & 1^{(0.7,0.2)} & 1^{(0.5,0.3)} \\ 1^{(0.3,0.4)} & 1^{(0.6,0.1)} & 1^{(0.2,0.8)} & 1^{(0.4,0.4)} \end{bmatrix}^T$$

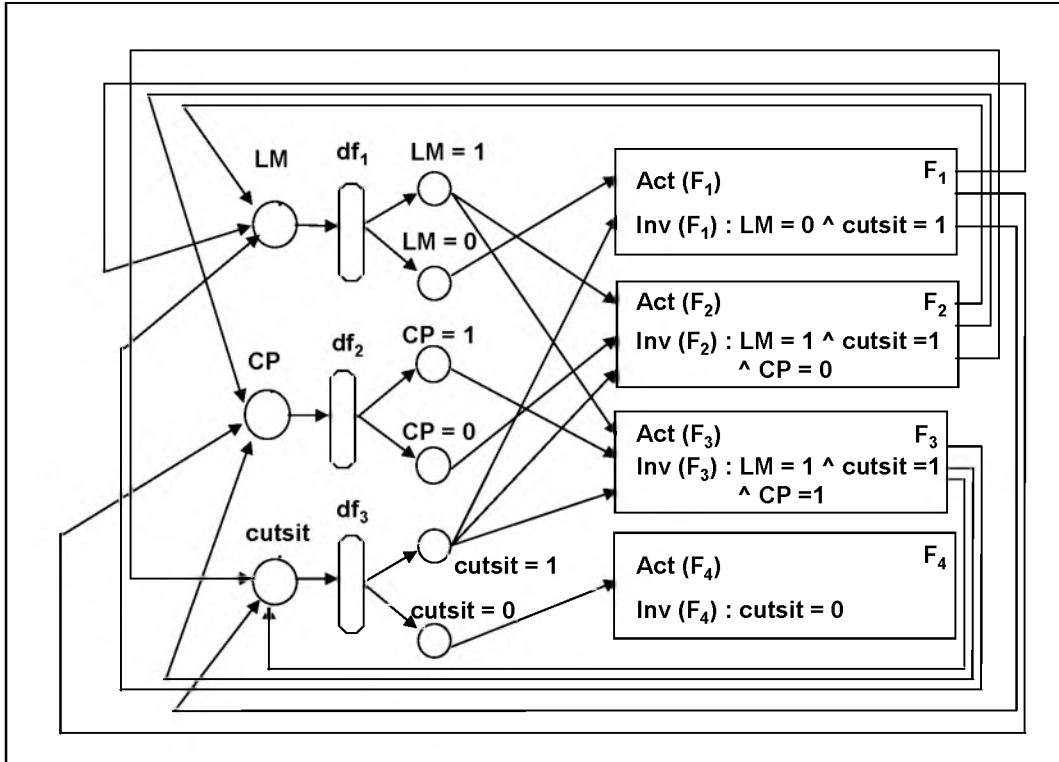
DA1 ve DA2 tasarımları için tüm işlevsel durum geçişleri ( $F_i$ )  $M_1^I$ -gerçeklenebilir olup, hangi geçişin tetikleneceği Bölüm 5.2'de anlatıldığı şekilde IFP için tanımlı olan VE operasyonu ile belirlenecektir. Burada, Şekil 7'de gösterildiği gibi, her geçişe ait öz döngü ortamı  $p(F_i)$  de belirsizlik içermeyen bir belirtecin bulunduğu varsayılmıştır. Yukarıda verilen değer şablonları ve ilgili kararsızlık aralıkları ile bütün geçişler VE operasyonu ile tetiklendiğinde Tablo 3'de verilen üyelik ve üye olmama dereceleri elde edilir.



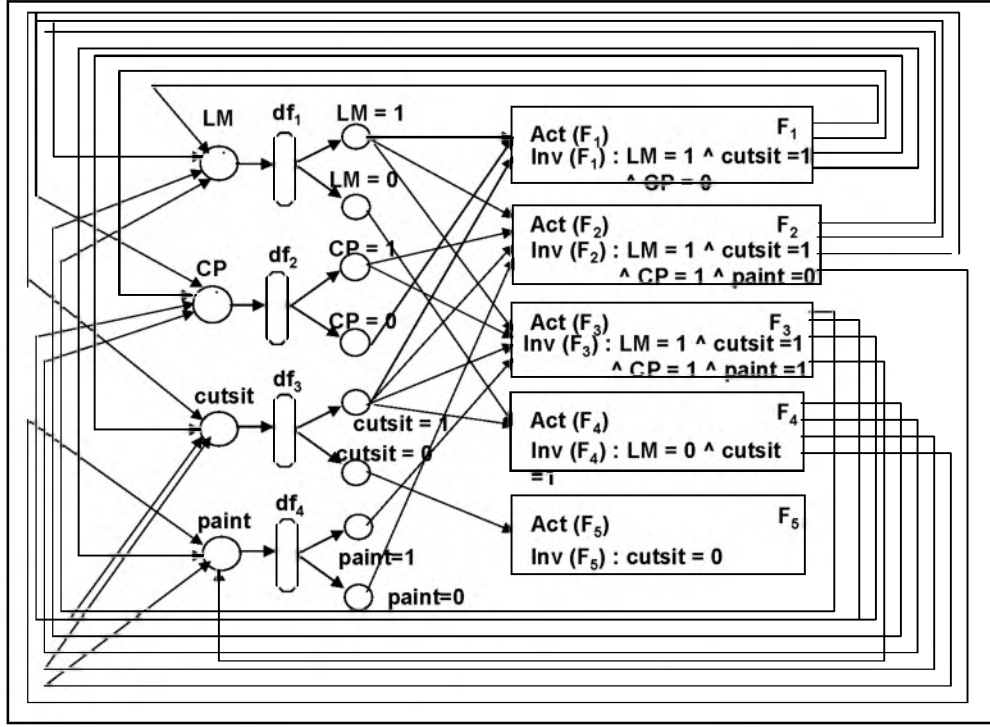
Şekil 4. MLCS-DA1 tasarım seçeneğinde operasyon mantığı.



Şekil 5. MLCS-DA1 için PNDN modeli.



Şekil 6. MLCS-DA2 için PNDN modeli.



Şekil 7. Özkaynak belirteçli tümleşik ortamın gösterimi.

Tablo 3. DA1 and DA2 alternatiflerinde  $M_1^1$  altında  $F_i$  gerçekleştirilmesi için "w" ve  $(\mu, \mu_c)$  değerleri

$F_i$	DA1'de $F_i$ gerçekleştirilmesi için $(\mu, \mu_c)$ değerleri	DA1'de $F_i$ gerçekleştirilmesi için w değeri	DA2'de $F_i$ gerçekleştirilmesi için $(\mu, \mu_c)$ değerleri	DA2'de $F_i$ gerçekleştirilmesi için w değeri
$F_1$	(0.3, 0.4)	0.3	(0.6, 0.2)	0.2
$F_2$	(0.6, 0.2)	0.2	(0.4, 0.4)	0.2
$F_3$	(0.6, 0.2)	0.2	(0.5, 0.3)	0.2
$F_4$	(0.2, 0.8)	0	(0.3, 0.4)	0.3
$F_5$	-	-	(0.2, 0.8)	0.3

Bu durumda tetiklenecek geçişin seçiminde iki ölçüt kullanılır: Bunlardan biri maksimum üyelik derecesi değeri ( $\mu$ ), diğeri ise minimum kararsızlık aralığı genişliğidir (w). Gerçeklenen geçişlerden herhangi biri bu ölçütlerin her ikisini de sağlıyorsa, o geçiş tetiklenir. Örneğimizde DA1 için,  $F_2$  ve  $F_3$  geçişleri maksimum üyelik derecesine sahiptir (0.6), ve  $F_4$  geçişi için minimum kararsızlık aralığı genişliği (sıfır) söz konusudur. Fakat  $F_4$  için  $\mu$  değeri (0.2),  $F_2$  ve  $F_3$  ile karşılaştırıldığında düşüktür. Bu durumda, tetiklenecek geçişi seçmek için maksimum üyelik derecesi ölçütünü kullandık, yani  $F_2$  veya  $F_3$  geçişi

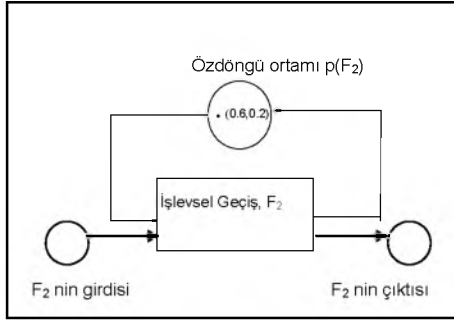
tetiklenecektir.  $F_2$  geçişinin (0.6, 0.2) kararsızlık aralığı ile tetiklendiğini düşünüyoruz. Bu durumda  $F_2$  geçişinin girdisi olan tüm ortamlardan birer belirteç alınarak yine  $F_2$  geçişinin çıktısı olan ortamlara birer belirteç aktarılacaktır. Bu ortamlardan biri de  $p(F_2)$  özdöngü ortamıdır ve bu ortamdaki belirteç durumu Şekil 8'de gösterilmiştir. DA2 tasarım alternatifi için de benzer bir yaklaşımla (0.6, 0.2) ve  $w=0.2$  değerleri ile  $F_1$  geçişi tetiklenir. DA1 için  $F_2$  ve DA2 için  $F_1$  geçişlerinin tetiklenmesi sonucunda aşağıdaki değişken şablonları elde edilir:

$$(M_1^V)_{DA1} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}^T$$

$$(M_1^V)_{DA2} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(0.6,0.2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}^T$$

$$(M_2^I)_{DA2} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 1^{(0.79,0.19)} \\ 1^{(0.6,0.2)} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1^{(0.77,0.16)} \\ 1^{(0.6,0.2)} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1^{(1,0)} \\ 1^{(0.74,0.13)} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1^{(0.73,0.1)} \\ 1^{(0.79,0.19)} \end{bmatrix} \end{bmatrix}^T$$

Yukarıdaki analiz DA1 için F<sub>4</sub> ve DA2 için F<sub>5</sub> geçişleri tetiklenene kadar benzer şekilde devam ve bu geçişler tetiklendiğinde ilgili PNDN lerin operasyonları sona erer. Bu durumda, her iki tasarım alternatifi için OPERASYONU DURDUR (STOP) geçişinin tetiklenmesiyle elde edilen üyelik dereceleri ve kararsızlık aralığı genişlikler Tablo 4'de verilmiştir.



Şekil 8. F<sub>2</sub> nin gerçekleşmesinden sonra p(F<sub>2</sub>) tümleşik ortamındaki belirteç gösterimi.

Her iki tasarım alternatifi için bütün karar geçişleri M<sub>1</sub><sup>V</sup>-gerçeklenebilir olduğundan bunlar p<sub>0</sub> değişken ortamında bulunan ve (0.6, 0.2) belirsizlik derecesine sahip olan belirteci p<sub>ij</sub> (j≠0) değer ortamlarına değitarak tetiklenirler. Bu dağıtım [14] de ayrıntıları verilen model kullanılarak gerçekleştirilmiş ve her iki tasarım alternatifi için aşağıdaki değer şablonları (M<sub>2</sub><sup>I</sup>) elde edilmiştir:

$$(M_2^I)_{DA1} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1^{(0.79,0.19)} \\ 1^{(0.6,0.2)} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(0.77,0.16)} \\ 1^{(0.6,0.2)} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1^{(1,0)} \\ 1^{(0.74,0.13)} \end{bmatrix} \end{bmatrix}^T$$

## 6.2 MLCS için Tasarım Alternatiflerinin Karşılaştırılması

Tablo 4'deki değerlerden anlaşıldığı gibi her iki alternatif için de STOP geçişinin tetiklenmesiyle ortaya çıkan maksimum üyelik derecesi (0.86) ve minimum kararsızlık aralığı genişliği (0.01) birbirine eşittir. Maksimum üyelik derecesi başlangıçta verilen üyelik derecesinden (0.8) daha fazladır. Yani iki alternatifte de üyelik derecesi artmıştır. Kararsızlık aralığının genişliği (0.01) ise başlangıç değeri şablonunda verilen ve sıfır olan minimum değerine göre artış göstermiştir.

Tablo 4 tetiklenen geçişler bakımından incelendiğinde, DA1 alternatifinde tetiklenen geçişlerin mantık sırası izlediği görülmektedir. Öncelikle dantel kesiminde izlenecek yol belirlenir (F<sub>2</sub>), daha sonra kesme işlemi gerçekleşir (F<sub>3</sub>) ve son olarak sistemin operasyonu sonlanır (F<sub>4</sub>). Bu işlem sırasına karşılık, DA2 seçeneğinde kesimde izlenecek yol belirlenmesi (F<sub>1</sub>) ve bu yolun boyanmasının (F<sub>2</sub>) ardından sistem durmakta (F<sub>5</sub>) fakat kesme işlemini gerçekleştirilmemektedir. Bu durumda MLCS-DA2 tasarım alternatifi için, belirsizlik durumunda sistemin doğru mantık zinciri içinde çalışması garanti edilememektedir.

Tablo 4. MLCS tasarım alternatiflerindeki belirlenimci olmama durumunun karşılaştırılması.

Tasarım Alternatifi	STOP geçişinin gerçekleşmesi için (μ, μ <sub>C</sub> ) değerleri	STOP geçişinin gerçekleşmesi için w değeri	Gerçeklenen geçişler	Geçiş gerçekleşmesi yüzde oranı
MLCS-DA1	(0.86,0.13)	0.01	F <sub>2</sub> , F <sub>3</sub> , F <sub>4</sub>	75%
MLCS-DA2	(0.86,0.13)	0.01	F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub> , F <sub>5</sub>	60%

Tablo 4'deki son sütun her tasarım alternatifi için örnekteki belirsizlik durumunda gerçekleşen geçiş sayısının o alternatifteki toplam geçiş sayısına oranını yüzde olarak vermektedir. Bu oranın maksimum değeri MLCS-DA1 için %75 olarak bulunmuştur. Bu oran tasarım alternatifinin belirsizlik durumunda operasyonuna devam etme yeteneğini göstermektedir, bu nedenle yüksek oran belirsizlik altında dahi verimli bir operasyon olduğunu belirtir. Tüm bu analizler sonucunda, kavramsal tasarım düzeyinde, belirsizlik altında MLCS-DA1 in ayrıntılı tasarım için üzerinde çalışılmaya değer alternatif olduğu sonucuna varılmıştır. Bu sonuç doğrultusunda, tasarımın bir sonraki aşaması olan ayrıntılı tasarıma aşağıdaki tasarım önerileri sunulmuştur:

1. Tasarlanacak sistemde dantel hareketinin düzgün olup olmadığını belirleyecek ve düzgün hareket için sisteme "1", aksi halde "0" çıktı bilgisi gönderecek bir alt sistem/eleman kullanılmalıdır.
2. Dantelin kesilecek hattının belirlenip belirlenmediğini tespit edecek bir alt sistem/eleman kullanılmalıdır. Bu alt sistemin/elemanın sisteme göndereceği çıktı, kesme hattı belirlenmiş ise "1", aksi halde "0" olmalıdır.
3. Kesme işleminin devam edip etmediğini belirleyen bir yöntem geliştirilmelidir.

## 7. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu makale ürün tasarımında tasarımcı tarafından geliştirilen kavramsal tasarım seçeneklerinin değerlendirilmesine yönelik sistematikleştirme ve otomasyon çalışmaları kapsamında geliştirilen teorik bir model sunulmuştur. Literatürde yer alan kavramsal tasarım modelleri, tasarımda işlev-bilgi akışı ilişkisini fiziksel gerçeklemeye dayalı bir şekilde ele almaktadırlar. IFPN ve onun alt yapısı olan PNDN modelleri ise fiziksel gerçeklemeden tümüyle bağımsız olarak geliştirilmiştir. Bu makalede sunulan model bilgi akışındaki belirsizliklerin Sezgisel Bulanık Önermeler kullanılarak ifade edilmesine ve işlenmesine dayanan model, tasarım seçeneklerinin değerlendirilmesi için geliştirilmiş olan Petri Net tabanlı tasarım ağı yapısına (PNDN) entegre edilmiştir. Bu entegrasyon sonucu ortaya çıkan Sezgisel Bulanık Petri Net (IFPN) yapısı, kavramsal tasarım aşamasında bilgi akışında meydana gelebilecek çeşitli belirsizlikler altında tasarım seçenekleri arasında değerlendirme yapılabilmesini sağlamaktadır.

IFPN modelinde belirsizlik altındaki bilgi akışı, üyelik ve üye olmama dereceleri arasındaki ilişki ile tanımlanan kararsızlık araştırıldığı değişimlere dayanmaktadır. IFPN'deki belirsiz bilgi akışı modelinde yer alan çelişkili bilginin

matematiksel tanımı, modelin uygulanmasına olanak sağlamakta ancak mantıksal açıdan doğru olmadığından bu çeşit bilgi olması durumunda zaman zaman PNDN operasyonunun kilitlenmesine neden olabilmektedir. Bu durumu ortadan kaldırmak için çelişkili bilginin IFPN yapısı içinde tutarlı hale getirilmesi, bir başka deyişle bir ölçüde denetimi gerekmektedir. Sunulan çalışmada Sezgisel Bulanık Tahmin yaklaşımı kullanılarak bu denetim de gerçekleştirilmektedir. IFPN modelinin temel amacı belirsizlik altında sistemin operasyona devam etmesini sağlamak olduğundan, çelişkili bilginin denetimi için uygulanan yöntem belirsizliği tümüyle ortadan kaldırmayıp yalnız çelişkiyi gidermeye yöneliktir. Uygulanan yöntem sayesinde mantıksal açıdan doğru olan, ancak çelişkili bilgi durumunda IFPN yapısı ile bilgi akışı tam olarak modellenemeyen kavramsal tasarım seçenekleri de değerlendirmeye alınabilmekte ve böylece tasarım alanı genişletilebilmektedir.

## MODELLING OF UNCERTAINTY IN INFORMATION FLOW FOR PRODUCT DESIGN USING INTUITIONISTIC FUZZY PROPOSITIONS

This paper presents a modeling framework to handle various uncertainties in product design at the conceptual level, using intuitionistic fuzzy propositions. This approach is integrated in a Petri Net Based Design Network (PNDN) which has been developed for simulating the logical behavior of conceptual design alternatives. In this study, uncertainties in the form of incompleteness, imprecision and inconsistency in engineering design are considered. The above-mentioned integration leads to the development of an Intuitionistic Fuzzy Petri Net (IFPN) architecture which is used for the comparison of conceptual design alternatives under uncertainty in information flow. In order to control the inconsistency in information, the IFPN architecture also incorporates an approach based on the transformation of intuitionistic fuzzy estimations into correct intuitionistic fuzzy form. An illustrative conceptual design example to explain the application of the IFPN architecture is also provided.

## KAYNAKÇA

1. Erden, Z., Erkmen, A. M. ve Erden, A., Kavramsal Tasarım Otomasyonunda Petri Net ve Melez Otomat Sentezi, *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, 4 (2001)1, 33-46.
2. Erden, Z., Erden, A. ve Erkmen, A. M., A Petri Net Approach to Behavioral Simulation of Design Artifacts with Application to



- Mechatronic Design, *Research in Engineering Design*, 14 (2003)1, 34-46.
3. Erden, Z., Erkmen, A. M. ve Erden, A., Handling Uncertainty in Design Automation Using Intuitionistic Fuzzy Propositions, *Proc. of the 12<sup>th</sup> Int. Conference on Engineering Design*, Munich, Germany, 1999.
  4. Erden, Z., Kavramsal Tasarım Otomasyonunda Çelişkili Bilginin Sezgisel Bulanık Tahmin Yaklaşımı ile Denetimi, *TOK2002 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı Bildiri Kitabı*, s.347-354, ODTÜ, Ankara, 2002.
  5. Atanassov, K. T., Intuitionistic Fuzzy Sets, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol.20, pp.87-96, 1986.
  6. Atanassov, K. T. ve Gargov, G., Interval Valued Intuitionistic Fuzzy Sets, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol.31, pp.343-349, 1986.
  7. Atanassov, K. T., More on Intuitionistic Fuzzy Sets, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol.33, pp.37-45, 1989.
  8. Atanassov, K. T., *Generalized Nets*, World Scientific, 1991.
  9. Atanassov, K. T., Remarks on the Intuitionistic Fuzzy Sets, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol.51, pp.117-118, 1992.
  10. Atanassov, K. T., New Operations Defined over the Intuitionistic Fuzzy Sets, *Fuzzy Sets and Systems*, Vol.61, pp.137-142, 1994.
  11. Atanassov, K. T., *Intuitionistic Fuzzy Sets: Theory and Applications*, Springer-Verlag, 1999.
  12. Buhaescu, T., On the Convexity of Intuitionistic Fuzzy Sets, *Itinerant Seminar of Functional Equations, Approximation and Convexity*, Cluj-Napoca, pp.137-143, 1988.
  13. Buhaescu, T., Some Observations on Intuitionistic Fuzzy Relations, *Itinerant Seminar of Functional Equations, Approximation and Convexity*, Cluj-Napoca, pp.111-118, 1989.
  14. Erden Z., *A Petri Net-Based Inference Network for Design Automation at Functional Level Applied to Mechatronic Systems*, Doktora Tezi, ODTÜ, 1999.
  15. M. E. Preston, and T. G. King, ‘‘A Mechatronic Approach to Lace Scalloping’’, *Mechatronics, The Basis for New Industrial Development*, Ed. by Acar, M., Makra, J. and Penney, E., Computational Mechanics Publications, pp. 493-499, UK, 1994

# Sürtünme Karıştırma Kaynak Parametrelerinin 6063-T4 Alüminyum Alaşımının İç Yapı ve Mekanik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi

Alaaddin Toktaş  
Araş. Gör. Dr.

Mustafa Tayanç  
Yrd. Doç. Dr.

Makina Müh. Bölümü  
Balıkesir Üniversitesi  
Çağış Kampüsü  
10145 BALIKESİR

*Bu çalışmada, 3.70 mm kalınlığındaki 6063-T4 Al alaşımı levhalar üç farklı takım devrinde (800, 1120 ve 1600 dev/dak) ve iki farklı ilerleme hızında (200 ve 315 mm/dak) sürtünme karıştırma kaynak (SKK) tekniği uygulanarak birleştirilmiştir. Bütün kaynak şartlarında ve kaynak işlemleri esnasında kaynak doğrultusu boyunca sıcaklık değişimleri ölçülmüştür. Kaynaklı levhaların kaynak doğrultusuna dik yöndeki çekme özellikleri (akma ve çekme dayanımı, yüzde kopma uzaması ve kırılma bölgeleri) ile sertlik ve iç yapı değişimleri incelenmiştir. Yapılan kaynaklar ve deneyler sonucunda, çalışmada kullanılan kaynak parametrelerine bağlı olarak maksimum kaynak sıcaklıklarının 439–513°C arasında değiştiği, çekme ve sertlik özelliklerinin kaynak parametrelerinden pek fazla etkilenmediği görülmüştür. 6063-T4 alaşımının bütün kaynak şartlarında kaynaklanan levhalarında homojen bir sertlik dağılımı elde edilirken yumuşama bölgeleri ve minimum sertlikli ısı tesiri altındaki bölgeler (ITAB) gözlenmemiştir.*

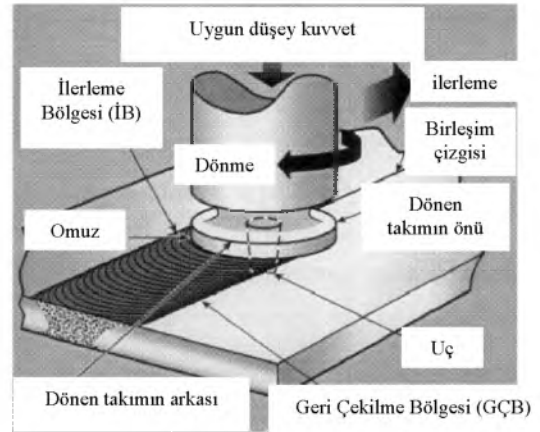
*Anahtar Kelimeler: Sürtünme karıştırma kaynağı, 6063 Al alaşımı, Kaynak parametreleri, İç yapı, Sertlik, Çekme özellikleri.*

## GİRİŞ

Sürtünme karıştırma kaynağı (SKK), 1991 yılında TWI (The Welding Institute) tarafından bulunmuş yeni bir katı hal kaynak tekniğidir. Bu kaynak yönteminde silindirik, dönen, harcanmayan (tükenmeyen), sert, merkezinde karıştırıcı bir uç ve omuzdan oluşan bir takım kullanılır. Takımın ucu kaynaklanacak ve sıkıca alın alma getirilmiş iki iş parçası arasına belirli bir kuvvetle batırılır [1]. Kaynak esnasında karıştırıcı uç, malzeme içinde dönme hareketi ile ilerlerken; omuz, kaynaklanan levhaların üst yüzeyine temas halinde ve kaynak yönünde hareket eder [2]. Şekil 1'de sürtünme karıştırma kaynağının uygulanma esası görülmektedir. Aşınma dirençli kaynak takımı ile kaynaklanacak levhalar arasında sürtünme ısı oluşur. Bu ısı, malzemenin ergime noktasına ulaşmadan yumuşamasını ve birleşme çizgisi boyunca takımın ilerlemesini sağlar. Plastik hale gelen malzeme dönen takımın ön tarafından arka tarafına taşınır ve takım omzunun baskı kuvvetiyle sağlam bir birleşme elde edilir [3].

Sürtünme karıştırma kaynağı, uygun takım malzemesi ve tasarımı olduğunda çok çeşitli malzemelerin ve malzeme çiftlerinin birleştirilmesi için uygulanabilir. Bu teknik, 2000 (Al-Cu), 5000 (Al-Mg), 6000 (Al-Mg-Si), 7000 (Al-Zn) ve 8000 (Al-

Li) serisi alüminyum alaşımlarının kaynağında başarıyla uygulanmaktadır. Ayrıca, bakır ve alaşımlarına, kurşun, titanyum ve alaşımlarına, magnezyum, magnezyum-alüminyum çiftine, çinko, alüminyum esaslı metal matrisli kompozitlere, 1000, 3000 (Al-Mn), 4000 (Al-Si) serisi alüminyum alaşımlarına, plastıklere ve yumuşak çeliklere uygulanabilir [4]. Sürtünme karıştırma kaynağında uygulanan birleştirme türleri; küt alın, bindirme, T-köşe, dış ve iç köşe, boyuna ve çevresel birleştirmelerdir [5].



Şekil 1. Sürtünme karıştırma kaynak uygulaması.

Katı halde yapılan bir birleştirme işlemi olduğundan, bu kaynaktaki malzemenin ergimesine izin verilmez. Kaynak başladığında takımın temas ettiği kesitte sıcaklık çok hızlı bir şekilde kararlı duruma ulaşır ve karıştırıcı ucun etrafında sabit kalır. Kaynak işleminde malzemenin ergimesi söz konusu olmadığı için geleneksel ergitme kaynaklarında görülen döküm iç yapısı ve katılma esnasında kaynak bölgesindeki çekinti gibi bazı problemler bu kaynak tekniğinde engellenir.

Sürtünme karıştırma kaynağı otomasyona uygundur. Kaynak dumani, radyasyon veya zehirli gazlar gibi büyük güvenlik tehlikeleri oluşturmaz ve işlem esnasındaki gürültü seviyesi düşüktür. Sürtünme karıştırma kaynağının düşük sıcaklıklarda yapılması büyük sıcaklık gradyanlarını önler. Bu da kaynağın sünek olmasını sağlar. Kaynak esnasında malzemede ergime olmadığından, alaşım elemanlarının yamması ve miktarlarında değişim olmadan homojen bir birleşme sağlanır. Buna ilave olarak herhangi bir dolgu metaline ihtiyaç yoktur. Yukarıda anlatılan nedenlerden dolayı, sürtünme karıştırma kaynağı geleneksel yöntemlerle kaynakları zor olan malzeme ve parçalara başarıyla uygulanır.

Sürtünme karıştırma kaynağının kalitesi büyük ölçüde kullanılan karıştırıcı takım (uç ve omuz) geometrisine, takımın batma derinliğine, takımın dönme hızına ve ilerleme hızına (kaynak hızı) bağlıdır. Lim ve arkadaşları [6], 4 mm kalınlığındaki 6061-T651 Al alaşımını farklı takım devirleri (1000, 1400, 1600, 2000 ve 2500 dev/dak) ve ilerleme hızları (0.1, 0.2, 0.3 ve 0.4 m/dak) kullanarak kaynakladıkları çalışmalarında, % uzamanın azalan ilerleme hızı veya artan takım devrine bağlı olarak azaldığını ifade etmişlerdir. Ayrıca, akma ve çekme dayanımının kaynak parametrelerinden daha az seviyede etkilendiğini vurgulamışlardır. Ericsson ve arkadaşları [7], T4 ve T6 ısıtılmış 6082 Al alaşımında yüksek (2500 dev/dak ve 1400 mm/dak) ve düşük (2200 dev/dak ve 700 mm/dak) ilerleme hızları kullandıkları çalışmada kaynaklı malzemelerin mekanik ve yorulma özelliklerinin uygulanan kaynak parametrelerinden bağımsız olduğu sonucunu bulmuşlardır. 3 mm kalınlığındaki 5083 Al alaşım levhaların 100, 150 ve 200 mm/dak ilerleme hızları kullanılarak birleştirildiği bir çalışmada [8], ilerleme hızı arttıkça, ısı girişinin azaldığı ve buna bağlı olarak kaynak bölgesinin alanının daraldığı ifade edilmiştir.

Bu çalışmada 6063-T4 alüminyum alaşımı levhaların sürtünme karıştırma kaynak tekniği kullanılarak 800, 1120 ve 1600 dev/dak'lık üç farklı takım devrinde ve her bir devirde 200 ve 315 mm/dak'lık iki farklı ilerleme hızında birleştirilmeleri ve bu kaynaklı levhaların iç yapı, sertlik ve çekme özelliklerindeki (akma ve çekme dayanımı ile % kopma uzaması) değişimlerin kaynak sıcaklıkları ile beraber incelenmesi amaçlanmıştır.

## DENEYSEL YÖNTEM

### Malzeme

Kimyasal bileşimi Tablo 1'de verilen 6063 Al alaşımı malzeme 3.70 mm kalınlığında ve 75 mm genişliğinde ekstrüzyon ile üretilmiştir. 520°C'de ekstrüzyon işleminden çıkan levhalar havada soğumaya bırakılmışlar ve 70 gün süresince oda sıcaklığında doğal yaşlandırılmışlardır (T4 ısıtma işlemi).

Tablo1. 6063 alüminyum alaşımının kimyasal bileşimi (% ağırlık olarak).

Fe	: 0.195	Zn	: 0.007
Mg	: 0.479	Ti	: 0.013
Si	: 0.439	Cr	: 0.003
Cu	: 0.004	Al	: geri kalan
Mn	: 0.029		

### Kaynak İşlemleri

Sürtünme karıştırma kaynak işlemini gerçekleştirmek üzere 45 HRc sertliğinde 18 mm çapında DIN 1.2714 kalite sıcak iş takım çeliğinden omuz, 62 HRc sertliğinde M6x0.75 mm hatveli HSS-E hava çeliğinden karıştırıcı uç tasarlanıp imal edilmiştir. Literatürde [9], kaynak sonrası en iyi mekanik ve iç yapı özelliklerinin omuz/uç çapı arasındaki oranın 3 olduğunda sağlandığı görüldüğünden, çalışmamızda bu oran (18/6) 3 olarak tasarlanmıştır. Tasarlanan bu takımın karıştırıcı ucun yüksekliği kaynaklanan levhaların kalınlığına bağlı olarak ayarlanabilmektedir. Kaynak işlemlerinde hem uç yüksekliği hem de ucun dalma derinliği 3.55 mm olarak sabit tutulmuştur.

Sürtünme karıştırma kaynak işlemleri üç farklı takım devrinde (800, 1120 ve 1600 dev/dak) ve iki farklı ilerleme hızında (200 ve 315 mm/dak) yapılmıştır. Bu kaynak parametreleri literatür araştırması ve yapılan bir seri deneme kaynakları sonucunda belirlenmiştir. Kaynak esnasında takım eğiklik açısı 2° olup, takımın saat yönünde dönme hareketi ile Al levhalar ekstrüzyon yönüne paralel olarak birleştirilmiştir.

Sürtünme karıştırma kaynak işlemleri, 10 kW gücündeki Stankoimport marka dik işlem freze tezgahı ile 6. Bakım Merkezi Komutanlığında (Balıkesir) yapılmıştır.

Tablo 2. Deneysel çalışmalarda kullanılan parametreler ve kaynak kodları.

Takım devri (dev/dak)	İlerleme hızı (mm/dak)	DBİ İlerleme hızı/devir (mm/dev)	Kaynak kodu
800→(A)	200→(1)	0.25	A1
	315→(2)	0.40	A2
1120→(B)	200→(1)	0.18	B1
	315→(2)	0.28	B2
1600→(C)	200→(1)	0.125	C1
	315→(2)	0.20	C2

Kaynak işlemleri esnasında sıcaklıklar Raytek PM plus marka pirometrenin tezgah kafasına sabitlenmesi ile kaynak bölgesine olabilecek en yakın yerden, takım omzunun 10 mm arkasından ölçülmüştür. Kaynak sıcaklıklarının bilgisayar ortamına aktarılmasında ve grafiklerinin elde edilmesinde Datatemp programı kullanılmıştır.

### İç Yapı İncelemeleri

Kaynak yönüne dik kesitten alınan iç yapı numuneleri 800, 1000 ve 1200 nolu zımparalar ile soğutucu (su) ortam altında zımparalandıktan sonra sırasıyla 5, 3, 1 ve 0.25 µm elmas pasta ve 0.05 µm alümina çözeltisi ile parlatılmışlardır. 10 ml HF (% 40'lık) + 90 ml saf su bileşimindeki HF çözeltisi pamukla yüzeye yaklaşık bir dakika sürülerek dağlama işlemi gerçekleştirilmiştir. İç yapı incelemeleri kaynak doğrultusuna dik kesitten ve farklı bölgelerin; kaynak çekirdeği (KÇ), termomekanik etki altındaki bölge (TEAB), ısıdan tesiri altındaki bölge (ITAB) ve esas metal (EM) incelenmesi suretiyle yapılmıştır.

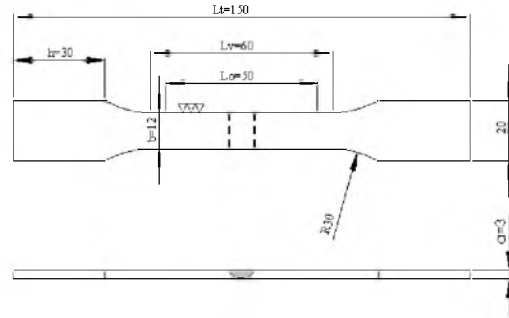
Kaynak havuzlarını ortaya çıkarmak için ise yukarıda açıklanan zımparalama ve parlatma işlemlerinden sonra numuneler yaklaşık bir dakika süreyle Keller (150 ml H<sub>2</sub>O + 3 ml HNO<sub>3</sub> + 6 ml HF + 6 ml HCl) çözeltisi ile dağlanmışlardır.

### Sertlik Ölçümleri

Kaynak bölgelerinin yatay sertlik değişimleri kaynak doğrultusuna dik kesitin ortasından, Otto Wolpert-Werke marka sertlik cihazında 1 kgf yükün 15 saniye uygulanmasıyla Vickers (HV<sub>1</sub>) sertlik olarak ölçülmüştür. Vickers sertlik ölçümleri öncesinde yüzeyler soğutucu (su) ortam altında zımparalanmış ve parlatılmışlardır. Her bir numune için genel olarak 1 mm aralıklarla toplamda 45 mm uzunluğunda ölçüm yapılmıştır.

### Çekme Deneyleri

6063-T4 Al alaşımının (esas metal) kaynaksız çekme özelliklerinin belirlenmesi için ekstrüzyon yönünde alınan çekme numuneleri kullanılmıştır. Kaynaklı levhaların çekme numuneleri ise kaynak yönüne (ekstrüzyon yönüne) dik olarak çıkarılmışlardır. Çekme deneyleri TS 287 EN 895 [10] standardına uygun olarak yapılmışlardır. Deneylerde kullanılan çekme numunesinin biçim ve ölçüleri Şekil 2'de verilmiştir. Deneyler 25 ton kapasiteli Shimadzu marka çekme cihazında 1 mm/dak'lık çekme hızı ile yapılmıştır. Her bir kaynak şartı için beşer adet numune çekilmiştir. Deneyler sonucunda kaynaklı malzemelerin akma ve çekme dayanımları, % kopma uzaması değerleri, kırılma bölgeleri (ilerleme veya geri çekilme bölgeleri) ve kaynak merkezine olan kırılma mesafeleri belirlenmiştir.



Şekil 2. Çekme deneyi numunesi ve boyutları.

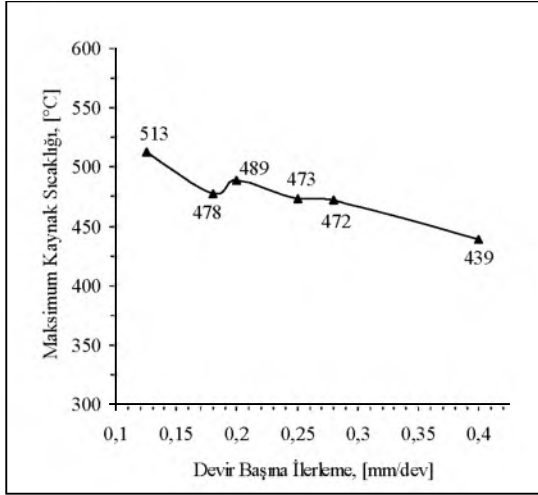
## DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

### Kaynak Sıcaklıkları

T4 ısıl işlemleri 6063 Al alaşımının değişik kaynak parametrelerine bağlı olarak yapılan sürtünme karıştırma kaynakları esnasında ölçülen maksimum kaynak sıcaklıklarının devir başına ilerlemeye (DBİ=ilerleme hızı/takım devri) bağlı olarak değişimleri Şekil 3'te verilmiştir. Buna göre bütün kaynakların 439–513°C sıcaklıkları arasında yapıldığı gözlenmiştir. Konu ile ilgili bir literatürde [6], alüminyum alaşımlarının sürtünme karıştırma kaynak işleminde kaynak bölgesinin sıcaklığının birkaç on saniye süresince 450–500°C arasında değiştiği belirtilmiştir. Çalışmamızda elde edilen kaynak sıcaklıkları devir başına ilerlemeye bağlı olarak incelendiğinde (Şekil 3); artan devir başına ilerleme değerleri (ilerleme hızı artıp ve takım devri azaldığında) ile maksimum kaynak sıcaklıklarının azaldığı gözlenmiştir. Yapılan kaynak işlemleri sürtünme esaslı olduğundan bu sonuç uygun bir sonuçtur. Şöyle ki, artan DBİ ile birim devirdeki ilerleme arttığından birim zamandaki sürtünme (karıştırma) süresi azalır ve dolayısıyla maksimum kaynak sıcaklıklarında da azalmalar meydana gelir.

### İç Yapı İncelemeleri

Şekil 4'te kaynak yönüne dik kesitten alınan makro yapı örneği verilmiştir. Şekilden, kaynak esnasında takım omzunun kaynaklanan levhaların üst yüzeylerine temas etmesi sonucu oluşan sürtünme ısısının etkisi ile levhaların üst yüzeylerine doğru genişleyen bir kaynak havuzu görülmektedir. Literatüre göre [11], bunun sebebi malzeme üst yüzeyinin omuzla sürtünerek daha fazla ısınması ve maksimum sıcaklığın üst yüzeyde oluşmasıdır. Bu çalışmada da ölçülen bütün sıcaklık değerleri malzemenin üst yüzeyinden alınmış olup, kaynak üst yüzey bölgelerinin genişlikleri hemen hemen omuz çapına (18 mm) yakın ölçülmüştür.



Şekil 3. Devir başına ilerlemeye bağlı olarak maksimum kaynak sıcaklıklarının değişimi.

Kaynak bölgesi, yapıları birbirinden farklı üç ayrı bölgeden (A, B ve C bölgeleri) oluşmuştur (Şekil 4). Konu ile ilgili yapılmış daha önceki çalışmalarda [1,6,12,13], "A" ile işaretli bölgenin kaynak esnasında sürtünme ısı ve plastik deformasyon nedeniyle dinamik olarak yeniden kristalleşmiş homojen, eş eksenli ve ince taneli yapıdaki kaynak çekirdeğini (KÇ) gösterdiği ifade edilmiştir. "B" bölgesinin toparlanmış tane yapısına sahip termomekanik etki altındaki bölgeyi (TEAB) ve "C" bölgesinin ise ısı tesiri altındaki bölgeyi (ITAB) temsil ettiği belirtilmiştir. "D" ile işaretli bölge ise kaynaktan etkilenmeyen esas metali (EM) ifade etmektedir. Ayrıca Şekil 4'te verilen makro yapının sağ ve solunda bulunan İB ve GÇB kısaltmaları sırasıyla



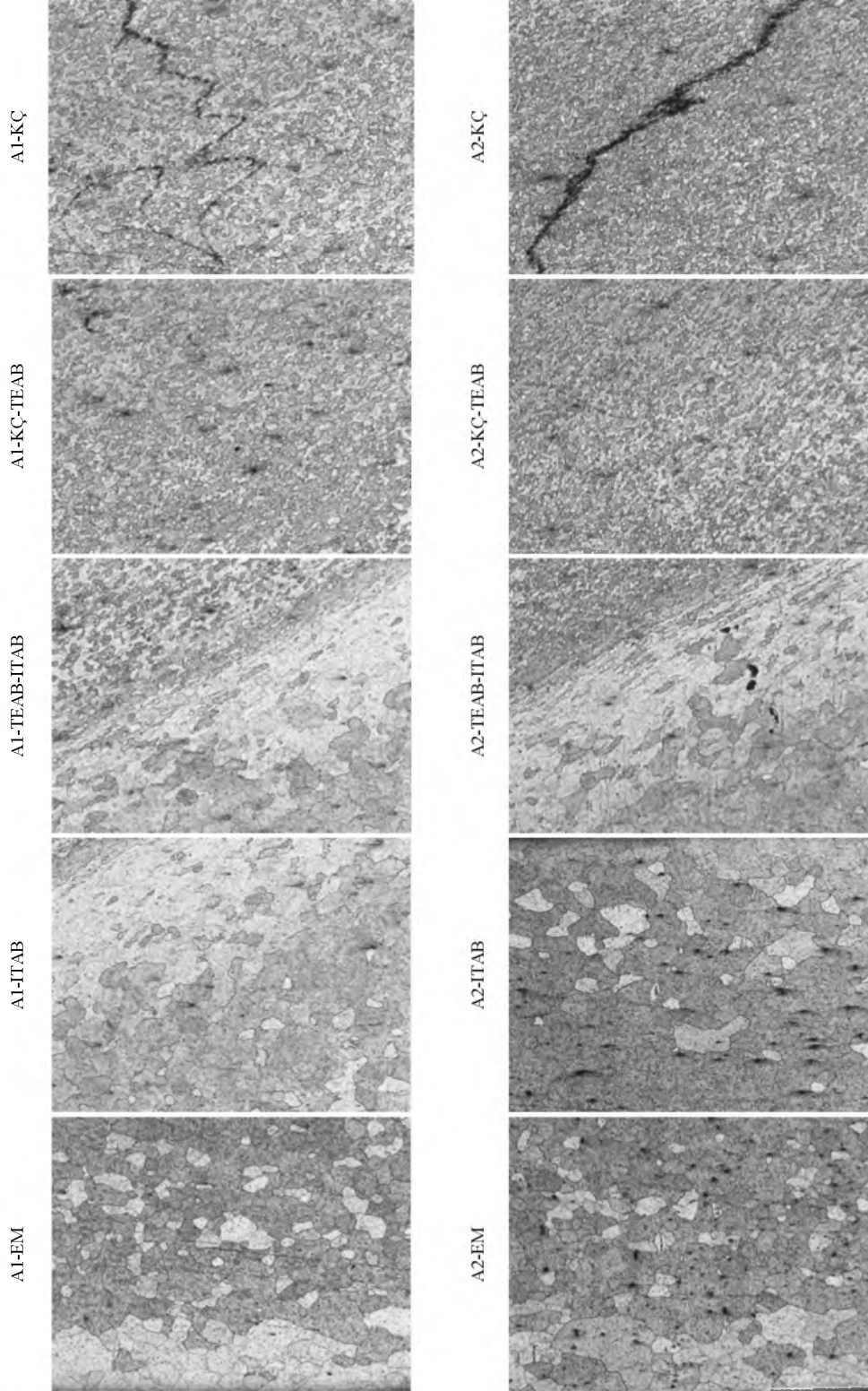
A - Kaynak çekirdeği (KÇ)                      C - Isı tesiri altındaki bölge (ITAB)  
 B - Termomekanik etki altındaki bölge (TEAB)                      D - Esas metal (EM)

Şekil 4. Kaynak yönüne dik kesitteki makro yapı.

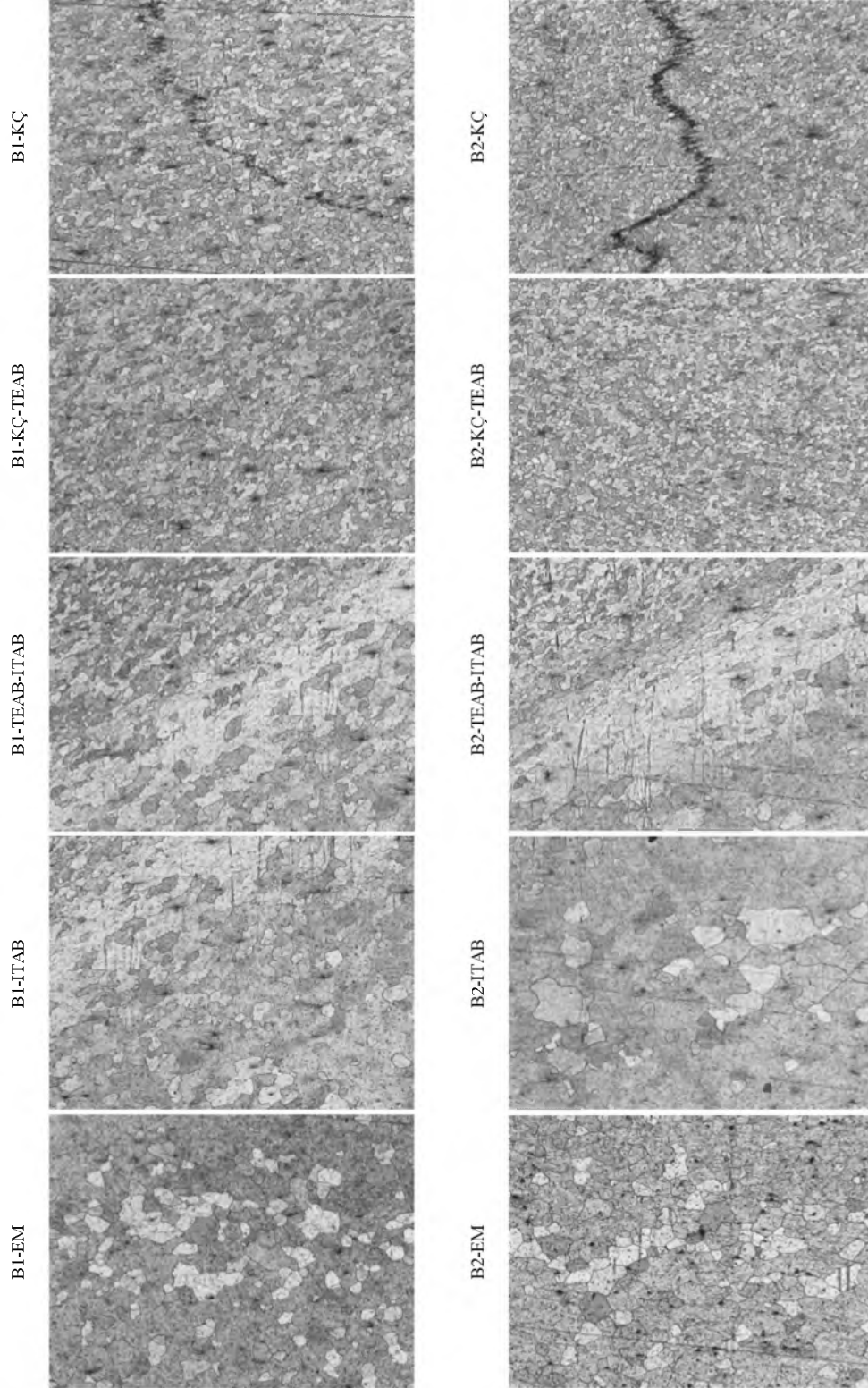
ilerleme bölgesi ve geri çekilme bölgesini ifade etmektedir. İlerleme bölgesi (İB) kaynak işlemi esnasında takım dönme yönü ile kaynak ilerleme yönünün aynı olduğu taraftaki bölgeyi, geri çekilme bölgesi ise takım dönme yönü ile kaynak yönünün ters olduğu taraftaki bölgeyi temsil etmektedir.

Kaynakların, kaynak yönüne dik kesitlerindeki kaynak çekirdeği (KÇ), kaynak çekirdeği-termomekanik etki altındaki bölge (KÇ-TEAB), termomekanik etki altındaki bölge-ısı tesiri altındaki bölge (TEAB-ITAB), ısı tesiri altındaki bölge (ITAB) ve esas metal (EM) bölgelerinden ışık mikroskobunda 50X büyütme ile alınan iç yapı resimleri sırasıyla Şekil 5-7 arasında verilmiştir.

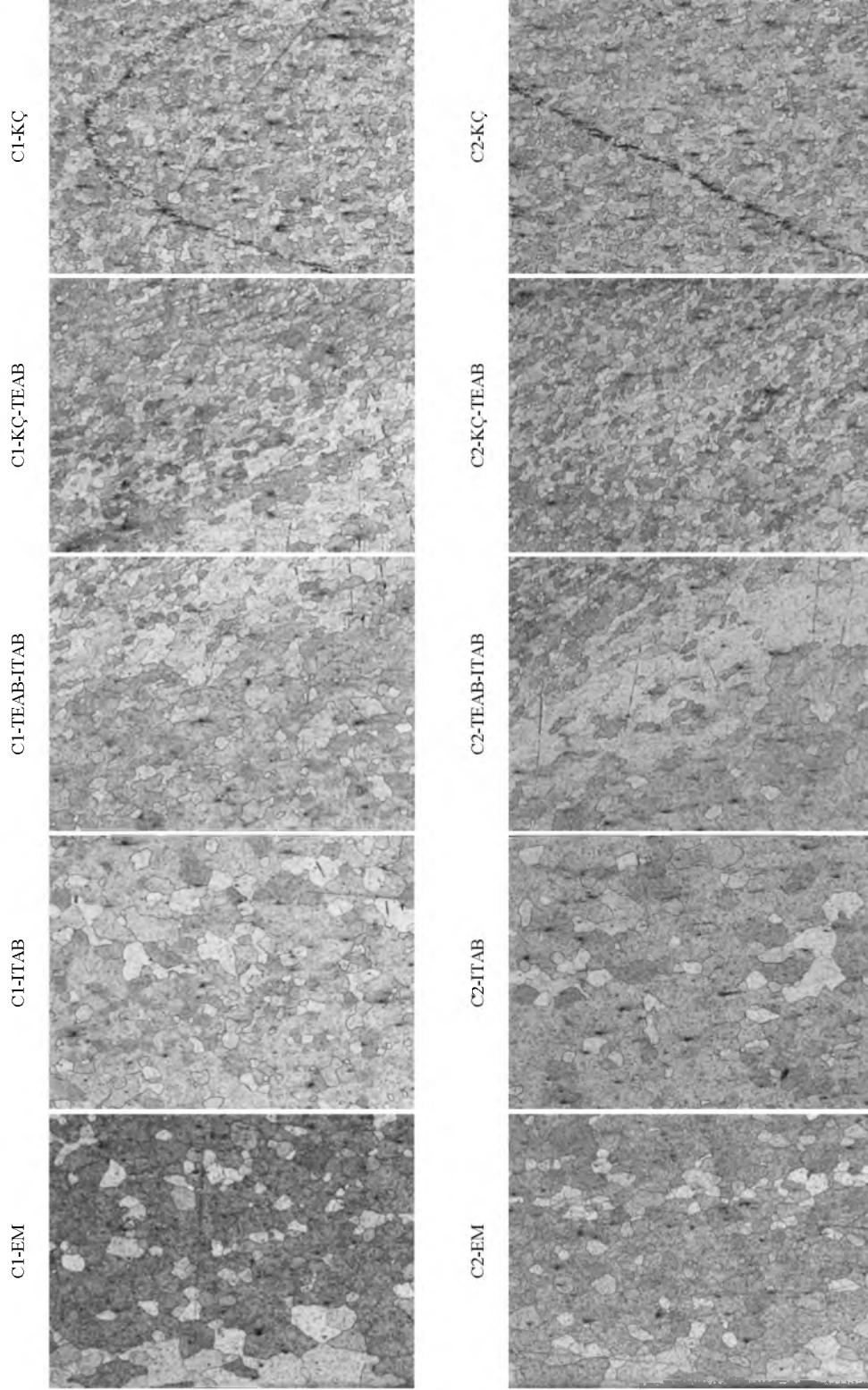
İç yapı resimlerinin incelenmesinden; değişik kaynak parametrelerinde yapılan kaynakların hepsinde kaynak çekirdeğinde bir takım izlere rastlanmıştır. Bu durum literatür ile uygunluk göstermektedir. Konu ile ilgili yapılan daha önceki çalışmalarda [13,14], bu izler gözlemlenmiş ve bunların kaynak birleşim çizgisinin izleri olduğu ifade edilmiştir. Farklı takım eğiklik açılarında (1,5, 2, 2,5, 3, 3,5, 4 ve 4,5°) sürtünme karıştırma kaynağı ile birleştirilmiş 5456 Al alaşımında kaynak kusurlarının incelendiği bir çalışmada [15], kaynak çekirdeğinde bir seri düzenli siyah çizgilerin oluşumu gözlenmiştir. Çalışmada bu çizgilerin, büyük olasılıkla kaynak öncesinde levhaların alın yüzeylerinde bulunan oksit tabakalarının kaynak esnasında yüzeyi terk etmesi ve deformasyona uğraması sonucunda oluştuğu ve bu oksit partiküllerinin mekanik özellikleri etkilemediği ifade edilmiştir.



Şekil 5. A1 ve A2 kaynaklarına ait iç yapılar (50X).



Şekil 6. B1 ve B2 kaynaklarına ait iç yapılar (50X).



Şekil 7. C1 ve C2 kaynaklarına ait iç yapılar (50X).



Konu ile ilgili başka bir çalışmada [16], 2 mm kalınlığındaki 1050-H24 alüminyum alaşımı levhalar 600–2400 dev/dak ve 1.45–12 mm/s arasındaki değişik takım devirlerinde ve ilerleme hızlarında SKK ile birleştirilmiştir. Kaynak sırasında yüksek ısı girişi sağlayan koşulların (yüksek takım devri ve düşük ilerleme hızı) dışındaki şartlarda kaynaklanan numunelerin kaynak çekirdeklerinde oksitlerin oluşturduğu zigzag şeklindeki çizgilerin gözlemlendiği ifade edilmiştir. Çalışmada, kaynak öncesi levhaların alın yüzeylerinde bulunan oksitlerin neden olduğu bu çizgiler; kaynak çekirdeğinde bulduklarında ve mekanik özellikleri etkilemediklerinde “lazy S” olarak, kaynak çekirdeğinin altında bulduklarında ve kırılmalara sebep olduklarında ise “kissing bond” olarak adlandırılmışlardır. Çalışmamızda kaynak öncesinde herhangi bir yüzey (oksit) temizleme işlemi yapılmadığından kaynak çekirdeklerinde gözlenen bu çizgilerin kaynak işlemi esnasında karıştırıcı uç ile bir düzene konan oksitler olduğu söylenebilir. Başka bir literatürde [6], 6061 Al alaşımının kaynağında karıştırma işlemi ile kaba Mg<sub>2</sub>Si çökeltilerinin fırıl fırıl döndürülüp TEAB ve ITAB bölgelerine savrulduğu ifade edilmiştir. Buna dayanarak kaynak çekirdeğinde (KÇ) oluşan bu izlerin bir sıra halinde toplanmış kaba Mg<sub>2</sub>Si çökeltileri olmadığı söylenebilir [17].

Bütün kaynak şartlarında, kaynak çekirdeğinde (KÇ) en ince ve homojen tane yapısı gözlenirken, bu tane boyutunun TEAB bölgesine doğru gidildikçe hafif bir oranda büyüdüğü görülmüştür. Ayrıca, TEAB-ITAB geçiş bölgelerinde tanelerin şeklini kaybettiği ve tane büyümelerinin gerçekleştiği görülmüştür. ITAB bölgelerinde de beklenildiği gibi ısı tesiri ile tane kabalaşması görülmüştür. EM bölgelerinde ise ITAB bölgesinden küçük, KÇ ve KÇ-TEAB bölgelerinden daha büyük tane yapısı görülmüştür. Bu tane yapıları ve dağılımı literatür ile uygunluk göstermektedir. Daha önce konu ile ilgili yapılan çalışmalarda [6,12,13,18,19,20], KÇ bölgesinde, sürtünme ısı ve plastik deformasyonun sonucunda dinamik rekristalizasyon ile homojen, eş eksenli ve ince taneli bir yapı oluştuğu ifade edilmiştir. Bahsedilen çalışmalarda KÇ'nin hemen yakınında ve ince bir kesitte toplanmış tane yapısına sahip termomekanik etki altındaki bölgenin (TEAB) var olduğu belirtilmiştir. Bu bölge (TEAB) ile esas metal (EM) arasında ise kaynak esnasında oluşan ısının etkisi ile tanelerin kabalaştığı ısı tesiri altındaki bölgenin (ITAB) varlığı belirtilmiştir.

İç yapılar incelendiğinde (Şekil 5–7), sabit ilerleme hızında takım devri arttıkça kaynak çekirdeğindeki tane yapısının hafif oranda büyüdüğü görülmüştür. Takım devri arttıkça kaynak esnasındaki sürtünmenin artmasıyla kaynak sıcaklıkları da artmış (Şekil 3) ve bu artış KÇ'de az da olsa tane büyümesine neden olmuştur. 6063-T5 ve T4 alüminyum alaşımları ile yapılan bir çalışmada [19],

kaynak sıcaklıkları ölçülmüş ve artan kaynak sıcaklığı ile kaynak çekirdeğindeki tane yapısının büyüdüğü sonucu verilmiştir.

İlerleme hızının KÇ'deki tane yapısına etkisi incelendiğinde, sabit takım devirlerinde 315 mm/dak ilerleme hızında KÇ'deki tane boyutlarının 200 mm/dak ilerleme hızındakinden daha küçük olduğu görülmüştür. Artan ilerleme hızı kaynak esnasında takımın herhangi bir bölgedeki temas süresini ve dolayısıyla kaynak sıcaklığına maruz kalma süresini azaltacağından bu sonuç uygun bir sonuçtur [17].

Takım devri ve ilerleme hızının bir fonksiyonu olan DBİ değerlerinin kaynak çekirdeğindeki tane yapısına etkisi incelendiğinde, en düşük DBİ değerinde (0.125 mm/dev) en yüksek kaynak sıcaklığı ve kaynak çekirdeğinde nispeten en büyük tane yapısı elde edilmiştir. Diğer taraftan, en yüksek DBİ değerinde (0.4 mm/dev) en düşük kaynak sıcaklığı ve KÇ'de en küçük tane yapısı elde edilmiştir. Bu sonuçlar literatür ile uygunluk göstermektedir [19,21,22,23,24,25].

Kaynak yönüne dik kesitlerde yapılan iç yapı incelemeleri sonucunda esas metal bölgesinde kesitin alt kısımlarındaki tanelerin üst ve orta kısımlarıyla göre daha büyük olduğu gözlenmiştir. Bu durum A1, A2, C1 ve C2 kodlu kaynakların EM iç yapılarında belirgin bir şekilde görülmektedir. Kaynaklı levhaların alt bölgelerindeki tane kabalaşmasının nedeni, kaynak esnasında kullanılan 4 cm kalınlığındaki çelik altlığın (plakamın) ısı iletim katsayısının alüminyumunkinden daha düşük olması, üzerindeki ısıyı hemen atamaması ve dolayısıyla bu bölgedeki tanelerin ısıdan etkilenmesi olabilir.

#### Sertlik İncelemeleri

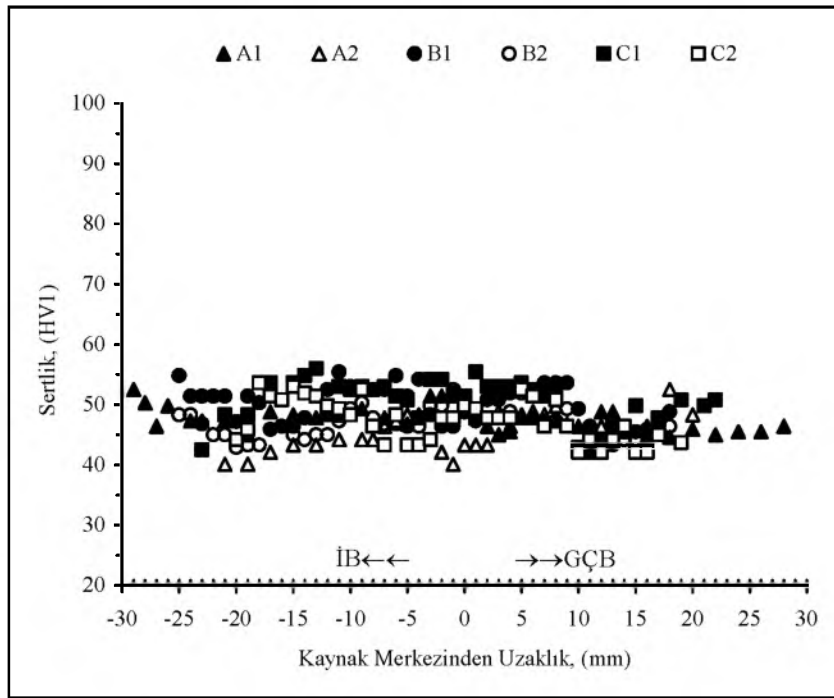
Kaynak yönüne dik kesitten alınan yatay sertlik değişimlerinin tümü Şekil 8'de verilmiştir. Bu sertlik sonuçlarına göre genel olarak yapılan kaynakların her birinde, kaynak merkezinden mesafeye bağlı olarak sertlik değerlerinin çok fazla değişmediği ve esas metal ile kaynak merkezi arasında kabaca homojen bir sertlik dağılımı olduğu görülmüştür. Bu sonuç literatür ile uygunluk göstermektedir. 6063-T4 ve T5 Al alaşımının 800–3600 dev/dak arasında değişen takım devirlerinde ve sabit ilerleme hızında (6 mm/s) sürtünme karıştırma kaynağının yapıldığı bir çalışmada [19], T4 ısıl işlemli alaşımda kaynak doğrultusuna dik kesitten ölçülen sertlik değerlerinin değişmediği ve homojen bir dağılım gösterdiği sonucu bulunmuştur. Bahsedilen çalışmada, çökelti ile sertleşebilen alüminyum alaşımlarında oluşan çökeltilerin hassas bir şekilde malzemenin sertliğini etkilediği ve kaynak esnasında kararlı veya yarı kararlı çökeltilerin yeniden çökmediği ifade edilmiştir.

Literatüre [12,13,18] göre kaynak esnasında kaynak çekirdeğinde çökeltilerin ayrışması ile bu bölgedeki sertliklerin belirgin bir şekilde düştüğü ifade edilmektedir. Çalışmamızdaki kaynaklarda bu

durumun olmayışı, kaynak işlemi esnasında kaynak bölgesinin çözeltiye alınmasına ve bunu takip eden birkaç gün içinde bu bölgede meydana gelen doğal yaşlanma ile bölge sertliğinin esas metal sertliğine ulaşmasına ve hatta geçmesine bağlanabilir. Konu ile ilgili bir çalışmada [6], dinamik olarak yeniden kristalleşen bölgede (KÇ) kaynak sonrası sertliğin artmasına, bu bölge sıcaklığının kaynak işlemi esnasında çözeltiye alma sıcaklığına ulaşması ve sonrasında meydana gelen doğal yaşlanmanın neden olduğu ifade edilmiştir.

Kaynak parametrelerine (takım devri ve ilerleme hızı) bağlı olarak kaynaklı levhaların sertlik değişimlerinde çok belirgin farklılıklar gözlenmemiştir. Ancak sabit takım devrinde 200 mm/dak ilerleme hızında kaynaklanan levhaların sertlik değerlerinin, 315 mm/dak ilerleme hızı

kullanılarak birleştirilen levhaların sertlik değerlerinden genel olarak biraz daha yüksek olduğu görülmüştür (Şekil 8). Bu durum kaynak işlemi esnasında oluşan kaynak sıcaklıkları ile açıklanabilir. 200 mm/dak sabit ilerleme hızında 800, 1120 ve 1600 dev/dak'lık takım devirlerinde yapılan kaynaklarda sırasıyla 473°C, 478°C ve 513°C gibi yüksek kaynak sıcaklıkları elde edilmiştir. Kaynak sıcaklığının yüksek olması, kaynak işlemi esnasında kaynak bölgesinin daha iyi çözeltiye alınabilmesine, kaynak sonrası doğal yaşlanma ile daha fazla sayıda çökeltinin (2. faz partikülleri) oluşmasına ve bunun sonucunda sertliğin yükselmesine neden olabilir. Kaynaklanan levhaların sertlik değerleri incelendiğinde sertliklerin ortalama olarak 40-55 HV<sub>1</sub> arasında dağılım gösterdiği gözlenmiştir.



Şekil 8. Kaynak yönüne dik kesitteki yatay sertlik değişimleri.

### Çekme Özelliklerinin İncelenmesi

Kaynaksız (ham halde) ve değişik kaynak parametreleri ile kaynaklanan 6063-T4 Al alaşımı levhaların çekme deneyi sonuçları Şekil 9'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde, ekstrüzyon işleminden sonra oda sıcaklığında yaşlandırılan (T4 ısıl işlemi) 6063 Al alaşımında değişik ilerleme hızlarında ve devirlerde yapılan sürtünme karıştırma kaynağı sonrası çekme dayanımlarının esas metalin çekme dayanımı (146 MPa) ile hemen hemen aynı olduğu görülmüştür. Bilhassa, A2 (146 MPa) ve B2 (146 MPa) kodlu kaynakların çekme dayanımları esas

metalinki ile aynıdır. Yutaka [13], 4 mm kalınlığındaki 6063-T5 alüminyum levhaları SKK ile birleştirdiği ve kaynaklı levhalara ısıl işlemler (yaşlandırma ve çözeltiye alma+yaşlandırma) uyguladığı çalışmada, kaynaklı levhaların çekme özelliklerini (akma, çekme dayanımı ve % kopma uzaması) esas metalin aynı özelliklerinden daha düşük elde etmiştir.

A2, B1, B2, C1 ve C2 kodlu kaynakların % kopma uzaması değerleri esas metalin % kopma uzamasından daha yüksek bulunurken, A1 kaynağının % kopma uzamasının daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

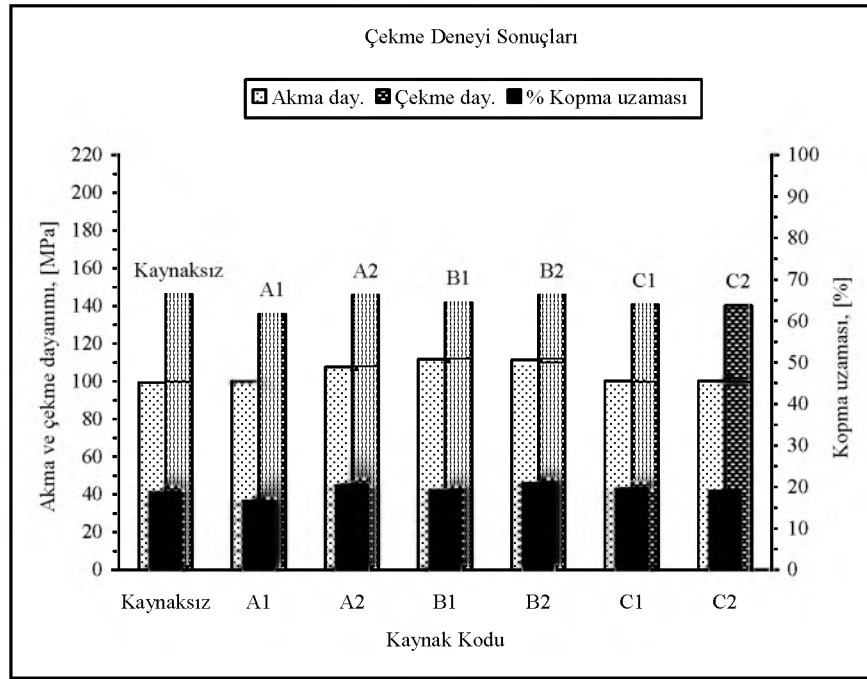
Tablo 3'te çekme deneyleri sonucunda kaynak şartlarına göre genel kırılma bölgeleri ve bu kırılmaların kaynak merkezinden ortalama mesafeleri verilmiştir. Tablo incelendiğinde A2 kodlu çekme numunelerinin ilerleme bölgesinden, diğer kaynaklara ait çekme numunelerinin ise geri çekilme bölgesinden kırıldığı gözlemlenmiştir. Bu sonuç, kaynağın ilerleme bölgesinin çekme özelliklerinin geri çekilme bölgesininkinden daha iyi olduğunu göstermektedir. Nitekim 6061-T6 malzemede çekme deneyi sonucu kırılma bölgelerinin incelendiği bir çalışmada [26], kırılmaların geri çekilme bölgesinde olduğu ve kaynak merkezinin iki tarafında bulunan bu bölgelerin özelliklerinin aynı olmadığı ve geri çekilme bölgesinin ilerleme bölgesinden daha zayıf olduğu belirtilmiştir.

Kaynak merkezine en yakın kırılma ilerleme bölgesinde 15. mm'de A2 şartında (0.4 mm/dev ve 439°C), en uzak kırılma ise geri çekilme bölgesinde

26. mm'de yüksek kaynak sıcaklığının ve ısı girişinin (Şekil 3'ten 513°C) olduğu kaynak şartında (C1 kodlu kaynak) elde edilmiştir.

Tablo 3. Çekme deneyi sonrası kırılma bölgeleri ve kaynak merkezinden ortalama kırılma mesafeleri. (İB = İlerleme bölgesi ve GÇB = Geri çekilme bölgesi)

Kaynak kodu	Kırılma bölgesi	Kaynak merkezinden uzaklık, (mm)
A1	GÇB	21
A2	İB	15
B1	GÇB	22
B2	GÇB	20
C1	GÇB	26
C2	GÇB	20



Şekil 9. Yapılan kaynaklara ait çekme deneyi sonuçları.

## SONUÇLAR

- 6063-T4 Al alaşımının değişik takım devirlerinde ve ilerleme hızlarında yapılan sürtünme karıştırma kaynaklarında maksimum kaynak sıcaklıkları 439-513°C arasında elde edilmiştir.
- Takım devri arttıkça ve/veya ilerleme hızı azaldıkça kaynak sıcaklıkları artmıştır.
- Kaynak doğrultusuna dik kesitte ölçülen sertlikler kaynak merkezinden mesafeye bağlı olarak çok fazla değişmemekte ve esas metal ile kaynak

- merkezi arasında hemen hemen homojen bir dağılım göstermektedir.
- Değişik ilerleme hızlarında ve takım devirlerinde kaynaklanan 6063-T4 alaşımından numunelerin çekme dayanımları esas metalin çekme dayanımı (146 MPa) ile hemen hemen aynıdır.
- Çekme deneylerinde, kırılmalar çoğunlukla kaynağın geri çekilme bölgesi tarafındaki esas metal bölgelerinde meydana gelmiştir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya destek veren Balıkesir Üniversitesine, 6. Bakım Merkezi Komutanlığına (Balıkesir) ve Tekersan A.Ş.'ye teşekkür ederiz.

## THE INVESTIGATION OF THE EFFECT OF FRICTION STIR WELDING PARAMETERS ON THE MICROSTRUCTURE AND THE MECHANICAL PROPERTIES OF 6063-T4 ALUMINIUM ALLOY

In this study, 3.70 mm thick 6063-T4 Al alloy plates were joined by the application of friction stir welding (FSW) technique in three various tool rotation speeds (800, 1120 and 1600 rpm) and two various transverse speeds (200 and 315 mm/min). During the welding process the temperature variations through the welding direction were recorded for all the welding conditions. The tensile properties (yield and ultimate tensile strength, percent elongation and fracture locations) and the variations of the hardness and the microstructure were investigated on the cross section perpendicular to the welding direction of the plates. It has been observed that the maximum weld temperatures were between 439-513°C and the tensile and the hardness properties were not affected significantly by the welding parameters. While a homogenous hardness distribution were obtained for all welding conditions, softening regions and heat affected zones (HAZ) with minimum hardness were not observed.

Keywords: Friction stir welding, 6063 Al alloy, welding parameters, microstructure, hardness, tensile properties.

## KAYNAKÇA

1. Ericsson, M., "Fatigue strength of friction stir welded joints in aluminium", Ph.D Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, (2005).
2. Smith, C.B., Hinrichs, J.F., Crusan, W.A. and Leverett, J., "FSW stirs up welding process competition", *Forming & Fabricating*, 10, (February 2003), No 2.
3. Sanderson A., Punshon, C.S. and Russell, J.D., "Advanced welding processes for fusion reactor fabrication", *Fusion Engineering and Design*, 49-50, (2000) 77.
4. [http://www.twi.co.uk/j32k/unprotected/band\\_1/fswproc.html](http://www.twi.co.uk/j32k/unprotected/band_1/fswproc.html) ve [http://www.twi.co.uk/j32k/unprotected/band\\_1/fswmat.html](http://www.twi.co.uk/j32k/unprotected/band_1/fswmat.html), son erişim 26/12/2004.
5. Özsoy, M. ve Kaluç, E., "Sürtünen eleman ile birleştirme kaynağının esasları", *Mühendis ve Makine*, sayı 513, (2002).
6. Lim, S., Kim, S., Lee, C-G. and Kim, S., "Tensile behavior of friction-stir-welded Al 6061-T651", *Metallurgical and Materials Transactions A*, 35, (2004) 2829.
7. Ericsson, M. and Sandstrom, R., "Influence of welding speed on the fatigue of friction stir welds and comparison with MIG and TIG", *International Journal of Fatigue*, 25, (2003) 1379.
8. Peel, M., Steuwer, A., Preuss, M. and Withers, P.J., "Microstructure, mechanical properties and residual stresses as a function of welding speed in aluminium AA5083 friction stir welds", *Acta Materialia*, 51, (2003) 4791.
9. Deqing, W., Shuhua, L. and Zhaoxia, C., "Study of friction stir welding of aluminium", *Journal of Materials Science*, 39, (2004) 1689.
10. Metalik Malzemeler-Kaynaklar Üzerinde Tahribatlı Deneyler-Enine Çekme Deneyi, TS 287 EN 895, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara, Nisan (1996).
11. Mishra, R.S. and Ma, Z.Y., "Friction stir welding and processing", *Materials Science and Engineering R*, 50, (2005) 1.
12. Sato, Y.S., Kokawa, H., Enomoto, M., Jogan, S. and Hashimoto, T., "Precipitation sequence in friction stir weld of 6063 aluminum during aging", *Metallurgical and Materials Transactions A*, 30, (1999) 3125.
13. Sato, Y.S. and Kokawa, H., "Distribution of tensile property and microstructure in friction stir weld of 6063 aluminum", *Metallurgical and Materials Transactions A*, 32, (2002) 3023.
14. Scialpi, A., De Filippis, L.A.C. and Cavaliere, P., "Influence of shoulder geometry on microstructure and mechanical properties of friction stir welded 6082 aluminium alloy", *Materials and Design*, 28, (2007) 1124.
15. Chen, H-B., Yan, K., Lin, T., Chen, S-B, Jiang, C-Y. and Zhao, Y., "The investigation of typical welding defects for 5456 aluminum alloy friction stir welds", *Materials Science and Engineering A*, 433, (2006) 64.
16. Sato, Y.S., Takauchi, H., Park, S.H.C. and Kokawa, H., "Characteristics of the kissing-bond in friction stir welded Al alloy 1050", *Materials Science and Engineering A*, 405, (2005) 333.
17. Toktaş, A., "Sürtünme karıştırma kaynak yönteminin AA 6063 alüminyum alaşımına uygulanması ve kaynak parametrelerinin malzeme iç yapısı ile mekanik özelliklerine etkisinin incelenmesi", BAÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora tezi, Balıkesir, 2006.
18. Sato, Y.S., Kokawa, H., Enomoto, M. and Jogan, S., "Microstructural evolution of 6063 aluminum during friction-stir welding", *Metallurgical and Materials Transactions A*, 30, (1999) 2429.

19. Sato, Y.S., Urata, M. and Kokawa, H., "Parameters controlling microstructure and hardness during friction-stir welding of precipitation-hardenable aluminum alloy 6063", *Metallurgical and Materials Transactions A*, 33, (2002) 625.
20. Sato, Y.S., Kokawa, H., Ikeda, K., Enomoto, M., Jogan, S. and Hashimoto, T., "Microtexture in the friction-stir weld of an aluminum alloy", *Metallurgical and Materials Transactions A*, 32, (2001) 941.
21. Li, Y., Murr, L.E. and McClure, J.C., "Flow visualization and residual microstructures associated with the friction-stir welding of 2024 aluminum to 6061 aluminum", *Materials Science and Engineering A*, 271, (1999) 213.
22. Ma, Z.Y., Mishra, R.S. and Mahoney, M.W., "Superplastic deformation behaviour of friction stir processed 7075 Al alloy", *Acta Materialia*, 50 (2002) 4419.
23. Kwon, Y.J., Saito, N. and Shigematsu, I., "Friction stir process as a new manufacturing technique of ultrafine grained aluminum alloy", *Journal of Materials Science Letters*, 21, (2002) 1473.
24. Kwon, Y.J., Shigematsu, I. and Saito, N., "Production of ultra-fine grained aluminum alloy using friction stir process", *Materials Transactions*, 44, (2003), 1343.
25. Kwon, Y.J., Shigematsu, I. and Saito, N., "Mechanical properties of fine-grained aluminum alloy produced by friction stir process", *Scripta Materialia*, 49, (2003) 785.
26. Huijie, L., Fujii, H., Maeda, M. and Nogi, K., "Tensile properties and fracture locations of friction-stir welded joints of 6061-T6 aluminum alloy", *Journal of Materials Science Letters*, 22, (2003) 1061.

## YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER

<u>KONGRE ADI</u>	<u>TARİH</u>	<u>YAZISMA ADRESİ</u>
International Conference Quality and Reliability (RAMS)	20-22 Mart 2007 Tangier – Morocco	Information: Abdelkhalak El Hami (INSA de Rouen) 33 (0) 2.32.95.97.63.33 (0) 2.32.95.97.10 Amina Azouagh (UAE Tétouan) 212 (0) 39 97 90 95 , 212 (0) 39 97 91 51 <a href="mailto:qualita2007@uae.ma">qualita2007@uae.ma</a>
HIGH SPEED MACHINING Sixth International Conference	21-22 Mart 2007 San Sebastian	LANKOR Parque Empresarial Zuatzu edificio Zurriola, planta baja, local 5 20018 San Sebastian (Spain) Tel: 34 943 428111, Fax : 34 943 428055 <a href="http://www.highspeedmachining.org">www.highspeedmachining.org</a>
10 <sup>th</sup> CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing	21 <sup>st</sup> – 23 <sup>rd</sup> Mart 2007 Erlangen, Germany	Prof. Dr. –Ing. Dr.h.c. Albert Weckenmann Quality management and Manufacturing Metrology Friedrich- Alexander-University Erlangen-Nuremberg Naegelsbachstr. 25, D- 91052 Erlangen, Germany Phone: +49-9131-8526521 Fax: +49-9131-856524 E-mail: <a href="mailto:albert.weckenmann@qfm.uni-erlangen.de">albert.weckenmann@qfm.uni-erlangen.de</a> Web: <a href="http://www.cat2007.de">http://www.cat2007.de</a>
4 <sup>th</sup> International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics	9-12 Mayıs 2007 Angers, France	ICINCO Secretariat Address: Av. D. Manuel I, 27A2 <sup>o</sup> esq., 2910-595 setubal-Portugal Tel: +351 265 520 185 Fax : +351 265 520 186 e-mail: <a href="mailto:secretariat@icinco.org">secretariat@icinco.org</a>
The Fifteenth Annual – International Conference on Mechanical Engineering ISME2007 Amirkabir University of Technology (AUT)	15-17 Mayıs 2007 Tehran-Iran	Mostafa Abbasi Mechanical engineering Department, Amirkabir University of Technology (AUT), Hafez Avenue, P. o. Box 15875-4413, Tehran 1591634311, I. R. IRAN Tel: +98 (21) 64543459 Fax : +98 (21) 66490580 e-mail: <a href="mailto:info@isme2007.ir">info@isme2007.ir</a>
INFRASTRUCTURE CREATION	17-18 Mayıs 2007 Izmir, Çeşme Hotel Golden Dolphin, Turkey	Professor G. M. Dimirovski Dogus University, Acıbadem, Zeamet Sk. 21 Kadıköy, TR-34744 ISTANBUL, TURKEY Tel & Fax : ++90-216-327-9631 e-mails: <a href="mailto:gdimirovski@dogus.edu.tr">gdimirovski@dogus.edu.tr</a>
40 <sup>th</sup> CIRP International Seminar on Manufacturing Systems	30 Mayıs – 1 Haziran 2007 Liverpool UK	Conference Secretariat University of Liverpool Tel: +44 151 794 8030 E-mail: <a href="mailto:cirpms@liv.ac.uk">cirpms@liv.ac.uk</a> <a href="http://www.liv.ac.uk/cirpms">www.liv.ac.uk/cirpms</a>
International Conference on Industrial Engineering and Systems Management (IESM'07)	30 Mayıs – 2 Haziran 2007 Beijing, China	Anne-Lise E-mail: <a href="mailto:secretary@i4e2.org">secretary@i4e2.org</a> Web: <a href="http://www.i4e2.org/iesm">www.i4e2.org/iesm</a> Tel: +32 65 32 15 42 Fax: +32 65 36 17 46  Address: I4e2 ASBL Parc Initialis Rue Descartes, 2 B-7000 MONS Belgium

**KONGRE ADI**

**TARİH**

**YAZISMA ADRESİ**

UMTS 2007 13. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu	7-9 Haziran 2007 Sivas	<a href="http://muhendislik.cumhurivet.edu.tr/makine/umts2007/umts2007@cumhurivet.edu.tr">http://muhendislik.cumhurivet.edu.tr/makine/umts2007/umts2007@cumhurivet.edu.tr</a>
14 <sup>th</sup> CIRP International Conference on Life Cycle Engineering	11-13 Haziran 2007 Waseda University Tokyo, Japan	CIRP-LCE Secretariat c/o takata lab. Department of Industrial and management Systems Engineering Waseda University Okuba 3-4-1, shinijuku-ku, Tokyo 169-8555, Japan Tel: +81-(0)3-5286-3299 Fax: +81-(0)3-3202-2543 e-mail: <a href="mailto:Ice2007@takata.mgmt.waseda.ac.jp">Ice2007@takata.mgmt.waseda.ac.jp</a> <a href="http://cirp-lce2007.ispe.or.jp">http://cirp-lce2007.ispe.or.jp</a>
3 <sup>rd</sup> International Conference on Recent Advanced in Space Technologies Space for a More Secure World RAST 2007	14-16 Haziran 2007 Istanbul, Turkey	RAST2007 Secretariat Hava Harp Okulu, Yeşilyurt, Istanbul, Turkey Tel: +90-212-6632490, Ext. 4365 Fax : +90-212-6628551 e-mail: <a href="mailto:rast2007@rast.org.tr">rast2007@rast.org.tr</a>
APE'07 IV INTERNATIONAL CONFERENCE on ADVANCES IN PRODUCTION ENGINEERING	14-16 Haziran 2007 Warsaw, Poland	L. Dabrowski, Warsaw University of Technology Narbutta 85, 02-524 Warsaw, POLAND Fax: (+48 22) 8490 285 e-mail: <a href="mailto:ape2007@meil.pw.edu.pl">ape2007@meil.pw.edu.pl</a> <a href="http://www.meil.pw.edu.pl/ape2007">http://www.meil.pw.edu.pl/ape2007</a>
Radiative Transfer V	17-22 Haziran 2007 Hapimag Resort Sea Garden Hotel, Bodrum, Turkey	<a href="http://www.ichmt.org/Rad-07">http://www.ichmt.org/Rad-07</a> Professor Faruk Arinc ICHMT Secretary-General Mechanical Engineering Department Middle East Technical University 06531 Ankara, Turkey Tel: +90 312-210-5214 Fax: +90 312-210-1429 or 2536 E-mail: <a href="mailto:farinc@ichmt.org">farinc@ichmt.org</a>
5 <sup>th</sup> International Conference on Heat Transfer, Fluid mechanics and Thermodynamics (HEFAT 2007)	1-4 Temmuz 2007 Sun City, South Africa	HEFAT 2007: c/o Walthers DMC PO Box 3247 2125 Randburg South Africa Tel: +27-11-789-3624 e-mail: <a href="mailto:jmever@up.ac.za">jmever@up.ac.za</a> <a href="http://www.africaspecials.com/hefat2007/">http://www.africaspecials.com/hefat2007/</a>
22 <sup>nd</sup> EUROPEAN CONFERENCE ON OPERATIONAL RESEARCH	8-11 Temmuz 2007 Prague	<a href="mailto:Euro2007@vse.cz">Euro2007@vse.cz</a> <a href="http://euro2007.vse.cz">http://euro2007.vse.cz</a>
ICSV14 Fourteenth International Congress on Sound and Vibration	9-12 Temmuz 2007 Cairns Australia	Jodie Doyle ICMS Australasia Pty Ltd Tel: +61 2 9254 5000 Fax : +61 2 9251 3552 E-mail : <a href="mailto:jodied@icmsaust.com.au">jodied@icmsaust.com.au</a> <a href="http://www.icmsaust.com.au">http://www.icmsaust.com.au</a> <a href="http://www.icsv14.com">http://www.icsv14.com</a>
International Conference on Product Lifecycle Management	11-13 Temmuz 2007 Politecnico di Milano Italy	Mrs Nadia menni Politecnico di milano <a href="mailto:Nadia.menni@polimi.it">Nadia.menni@polimi.it</a> Tel: +39 02 2399 2731 Fax: +39 02 2399 2700 <a href="http://www.plm-conference.org">www.plm-conference.org</a>

**KONGRE ADI**

**TARİH**

**YAZISMA ADRESİ**

<p>35<sup>th</sup> International MATADOR Conference</p> <p>Manufacturing Automation and Systems Technology Applications Design Organisation and Management Research</p>	<p>18-20<sup>th</sup> Temmuz 2007 National taiwan University Taipei, Taiwan</p>	<p>Mrs C Collins The Organising secretary The University of Manchester School of MACE Sackville Street Manchester M60 1QD Tel: +44(0) 161 306 3800 Fax : +44(0) 161 306 4166/3803 E-mail: <a href="mailto:Christine.collins@manchester.ac.uk">Christine.collins@manchester.ac.uk</a> Web: <a href="http://www.me.ntu.edu.tw/~matador">http://www.me.ntu.edu.tw/~matador</a></p>
<p>2<sup>nd</sup> International Conference on Changeable, Agile, Reconfigurable and Virtual Production (CARV 2007)</p>	<p>22-24 Temmuz 2007 Toronto, Ontario, Canada</p>	<p>CARV 2007 Conference Office c/o Inteligent Manufacturing Systems Centre 204 Odette Building, University of Windsor Tel: +1(519) 253-3000 Ext. 3439 Fax: +1(519) 973-7053 <a href="http://www.carv.production.com">http://www.carv.production.com</a></p>
<p>10<sup>th</sup> CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations</p>	<p>27-28 Ağustos 2007 Reggio Calabria, Italy</p>	<p>CIRP Workshop Secretariat University of Calabria Dept. of Mechanical Engineering 87036 – Rende (CS) Italy</p> <p>Tel: +39 0984 49 4608, 4820, 4640 Fax: +39 0984 49 4673 E-mail: <a href="mailto:cirp10ws@unical.it">cirp10ws@unical.it</a> WWW: <a href="http://cirp10ws.unical.it">http://cirp10ws.unical.it</a></p>
<p>ASME 2007 10<sup>th</sup> International Power Transmission and Gearing Conference</p>	<p>4-7 Eylül 2007 Rio All-Suite Hotel and Casino 3700 West Flamingo Road Las Vegas, Nevada 89103</p>	<p>Dr. Ahmet Kahraman, Conference Chair The Ohio State University <a href="http://www.asmeptg.org/">http://www.asmeptg.org/</a></p>
<p>APT '07 International Conference on Applied Production Technology</p>	<p>17-19 Eylül 2007 Bremen</p>	<p>Prof. dr. –Ing. Frank Vollertsen, Conference Chair Dipl. –Ing. Claus Thomy, Conference Secretary BIAS Bremer Institut für angewandte Strahltechnik GmbH Klagenfurter Strabe 2 D-28359 Bremen Germany Tel: +49(0)421-218-5037 Fax : +49(0)421-2105063 <a href="mailto:apt07@bias.de">apt07@bias.de</a> <a href="http://www.bias.de/apt07">www.bias.de/apt07</a></p>
<p>4<sup>th</sup> CIRP-sponsored, International Conference in Digital Enterprise Technology</p>	<p>19-21 Eylül 2007 Bath, United Kingdom</p>	<p>DET 2007 Conference Office c/o Innovative Manufacturing research Centre Department of Mechanical Engineering University of Bath Bath, BA2 7AY, United Kingdom Tel: +44(0)1225 386371 Fax: +44(0)1225 386928 E-mail: <a href="mailto:admin@det-conf.org.uk">admin@det-conf.org.uk</a> Web: <a href="http://www.det-conf.org.uk">http://www.det-conf.org.uk</a></p>
<p>2<sup>nd</sup> ICNFT 2<sup>nd</sup> International Conference on New Forming Technology</p>	<p>20-21 Eylül 2007 Bremen</p>	<p>Prof. Dr. –Ing. Frank Vollertsen, Conference Chair Dipl. –Ing. Claus Thomy, Conference Secretary BIAS Bremer Institut für angewandte Strahltechnik GmbH Klagenfurter strabe 2 D-28359 Bremen Germany Tel: +49(0)421-218-5037 Fax: +49(0)421-218-5063 <a href="mailto:icnft@bias.de">icnft@bias.de</a> <a href="http://www.bias.de/icnft">www.bias.de/icnft</a></p>

**KONGRE ADI**

**TARİH**

**YAZISMA ADRESİ**



ICTMP 2007 3 <sup>rd</sup> International Conference on Tribology in Manufacturing Processes	24-26 Eylül 2007 Yokohama, Japan	ICTMP 2007 Department of Mechanical Engineering Faculty of Engineering Yokohama National University 79-5 Tokiwadai, Hodogaya-ku, Yokohama, 240-8501 JAPAN Tel: +81 45 339 3835, Fax: +81 45 331 6593 E-mail: <a href="mailto:ICTMP07@vnu.ac.jp">ICTMP07@vnu.ac.jp</a> <a href="http://www.ICTMP2007.jp">www.ICTMP2007.jp</a>
AMPT 2007 The International Conference on Advances in Materials and Processing Technologies	7-11 Ekim 2007 KAIST Daejeon, Korea	Yong-Taek Im Ph. D. and Professor National research Laboratory for Computer Aided materials processing Department of mechanical Engineering, ME 3227 Korea Advanced Institute of Science & Technology 373-1, Guseong-dong, Yuseong- gu daejeon 305-701, Korea Tel: +82-42-869-3227 Fax: +82-42-869-3210 Webpage: <a href="http://camp.kaist.ac.kr/ampt2007">http://camp.kaist.ac.kr/ampt2007</a>
2nd CIRP International Seminar on Assembly Systems ISAS 2008	21-23 Mart 2008 Toronto, Ontario, Canada	Professor hoda ElMaraghly, Chair CIRP ISAS 200 Intelligent manufacturing Systems (IMS) Centre University of Windsor 204 Odette Building, 401 Sunset Avenue Windsor, Ontario CANADA N9B 3P4 Tel: +1 519 253 3000 Ext. 3439 Fax : +1 519 973 7053
Contact Persons of TMCE 2008	21-25 Nisan 2008 Kuşadası, Turkey	TMCE 2008 Delft Secretariat Zoltan rusak Delft university 15, Delft, 2628CE The Netherlands Fax : +31-15-278-1839  TMCE 2008 Ankara Secretariat Dr. Bugra Koku Middle East Technical University, Turkey E-mail: <a href="mailto:info@tmce.org">info@tmce.org</a>

## YAYIN İLKELERİ

### Amaç

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

### Kapsam

- (a) Dergi amaçları doğrultusunda aşağıda belirtilen konularda veya bunlara yakın konulardaki yazıları yayımlar;  
Makina Tasarımı, Mekanik Sistemlerin Tasarımı ve Analizi, Makina Teorisi ve Mekanizma Tekniği, Makina Elemanları, İmalat Yöntemleri, Bilgisayar Yardımı ile tasarım ve İmalat, Robotik ve Esnek İmalat Yöntemleri, Akışkanlar Mekaniği, Malzeme Seçimi ve Malzeme Sorunları, Kalite Kontrolü, Fabrika Organizasyonu ve Üretim Planlaması, Bakım ve Onarım, Derginin amacına uygun diğer konular.
- (b) Dergide yayımlanacak makaleler, bir yeniliği, ilerlemeyi, gelişmeyi, araştırma ya da uygulama sonuçlarını içermek üzere araştırma makaleleri, uygulama makaleleri, derleme makaleleri, çeviri makaleleri ve kısa makaleler olabilir.
- (c) Dergide üyelerimize faydalı olabilecek imalat ve teknoloji ile ilgili araştırma ve çalışmaların sunulduğu veya firma ve kuruluşların tanıtıldığı yazılar yayımlanabilir.

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

### Makalelerin Değerlendirilmesi

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

### YAYIN HAKKI

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

### ÇALIŞMA İLKELERİ

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

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

## Journal of MECHANICAL DESIGN AND PRODUCTION

Journal of Mechanical Design and Production is a periodical, published by the Turkish Mechanical Design and Production Society, 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 değerlendirmesini yapacak nitelikte olmalıdır.
- Çeviri Makaleler: Yerli teknoloji ve bilgi birikimine önemli bir katkıda bulunacak nitelikte olmalıdır.
- Kısa Makaleler: Yapılan bir çalışmayı zaman geçirmeden duyan 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 orjinal 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 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 tanıtılmalı, çözüm yolları ve diğer bilgiler verilerek sonuçlar ve bunların değerlendirilmesi sunulmalıdır.

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

### Başlıklar

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

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

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

Ara Başlıklar: Yalnız birinci harfleri büyük harfle yazılmalıdır.

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

### Matematiksel Bağıntılar

Matematiksel bağıntılar, 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 belirgin bir şekilde yazılmalıdır. Özellikle daktilo kullanımında "l" (le) harfi ile "1" (bir) sayısının, "O" harfi ile "0" (sıfır) sayısının karıştırılmamasına özen gösterilmelidir. Metin içindeki bağıntılar 1 (bir)'den başlayarak sıra ile numaralandırılmalı ve bu numaralar eşliğin bulunduğu satırın sağ kenarına parantez "( )" içinde verilmelidir.

### Şekiller, Çizelgeler ve Resimler

Şekiller, küçültme ve basımda sorun yaratmamak için siyah mürekkep ile, düzgün ve yeterli çizgi kalınlığında aydınlar veya 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 bulunulan) her türlü basılı yayın makalede söz edildiği sırada ve köşeli parantez [ ] içinde verilmelidir. Dergilerde yayımlanan makaleler, kitaplar, raporlar, tezler, kongre ve sempozyumlarda sunulan makaleler aşağıdaki örneklerde verilen şekilde yazılmalıdır.

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

1. Örnek dip notu