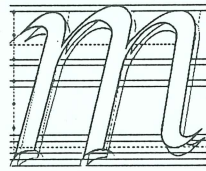


MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt : 2

Sayı : 5

Mart 1995



matim

Makina Mühendisliği Bölümü
ODTÜ - ANKARA

Sahibi

Makina Tasarım ve İmalat Derneği adına Yönetim Kurulu Başkanı
Bilgin KAFTANOĞLU

O.D.T.Ü.

Yayın Kurulu

Günay ANLAŞ
Can ÇOĞUN
Haluk DARENDELİLER (Sorumlu Yayın Yönetmeni)
Zafer DURSUNKAYA
Levent PARNAS

Boğaziçi Ü.
Gazi Ü.
O.D.T.Ü.
O.D.T.Ü.
O.D.T.Ü.

Danışma Kurulu

Deniz AKÇALI
Metin AKKÖK
Mustafa AKKURT
Alpay ANKARA
M. A. Sahir ARIKAN
Tuna BALKAN
Sedat BAYSEÇ
Hakkı ESKİCİOĞLU
Hüseyin FİLİZ
Mustafa İ. GÖKLER
Erk İNGER
Ferruh ÖZTÜRK
Ömer SAATÇIOĞLU
O. Selçuk YAŞI
R. Orhan YILDIRIM

Çukurova Ü.
O.D.T.Ü.
İ.T.Ü.
O.D.T.Ü.
O.D.T.Ü.
O.D.T.Ü.
Gaziantep Ü.
O.D.T.Ü.
Gaziantep Ü.
O.D.T.Ü.
Roketsan Gn. Md.
Uludağ Ü.
O.D.T.Ü.
O.D.T.Ü.
O.D.T.Ü.

Yazışma Adresi, Telefon ve Fax

Makina Tasarım ve İmalat Derneği
Makina Mühendisliği Bölümü, L Blok, No. 12
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Tel : (312) 210 10 00 / 5212, Fax : (312) 210 12 75

MAKİNA TASARIM VE İMALAT DERGİSİ

Cilt: 2 Sayı: 5 Mart 1995

JOURNAL OF
MECHANICAL DESIGN
AND PRODUCTION
Vol: 2 No: 5 March 1995

TELİF HAKKI

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

ABONE KOŞULLARI

Yıllık abone bedeli gerçek kişiler için 250.000 TL, firma ve kuruluşlar için 500.000 TL, öğrenciler için 100.000 TL'dir. Abone olmak için aşağıda verilen banka hesabına abone bedelinin yatırılması ve açık adresiniz ile banka makbuzunun adresimize gönderilmesi yeterlidir.

TANITIM KOŞULLARI

Kuruluş ve ürünlerini tanıtmak isteyenler hazırlayacakları tanıtım yazı ve resim taslaklarını Derneğimize göndererek saptanacak bir katkı karşılığında Dergide yayınlanmasını sağlayabilirler.

BANKA HESAP NUMARASI
T. İş Bankası ODTÜ Şubesi
Hesap No: 4229 30441 235339

DİZGİ
Gülseren BEYAZ

BASKI
ODTÜ Basım İşliği

Yılda 2 ile 5 sayı yayınlanır.

İÇİNDEKİLER

ARAŞTIRMA, GELİŞTİRME VE UYGULAMA MAKALELERİ

- Bilgisayar Yardımıyla Tolerans Seçimi Kavramı ve Eğitim Amaçlı Bir Tolerans Seçimi Yazılımı **187**
Bahadır ATEŞ
Can ÇOĞUN
- Helisel Dişlilerin Dinamik Yük Analizi **200**
M. A. Sahir ARIKAN
Mustafa TAMAR
- Gerinim Geyci İle Gerilme Şiddeti Çarpanlarının Belirlenmesi **209**
Levend PARNAS
Ömer G. BİLİR
Erdoğan TEZCAN
- Eksenel Simetrik Levha Çekme İşlemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi **217**
Haluk DARENDELİLER
- Boruların Eksenel Yük Altında Buruşması **225**
Ali ÇOLAKOĞLU
- YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER** **231**

Sayın Okurlarımız,

İlk sayısı Eylül 1986'da çıkan Makina Tasarım ve İmalat Dergisi özellikle yayınlanacak makale bulmakta düşülen sıkıntı ve giderek artan basım giderleri nedeni ile Haziran 1991 tarihinden beri yayınlanamamaktaydı. Bu problemlerden parasal olanlar, gerek MATİM'e yapılan desteklerle, gerekse derginin Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde yeni kurulan basım işliğinde basılması konusunda Üniversite Rektörlüğü'nün sağladığı katkılarla aşılmış olup Haziran 1994'de tekrar yayın hayatına girmişti. Şimdi elinize geçen Mart 1995 sayısı ötesinde Haziran 1995 sayısının da hazırlıkları ilerlemiştir.

Yeni göreve başlayan şimdiki yayın kurulumuz ise dergiye gerek derleme, gerekse özgün çalışma ürünü veya bir bilgi ve tecrübe aktarımını sağlayacak makaleler bulmak konusunda yardımlarınızı beklemektedir. Bu sayımızda da ODTÜ Öğretim Elemanlarının makaleleri ağırlıklı olarak yer almıştır. Bunun en büyük nedeni diğer akademik kuruluşlar ve özellikle endüstrimizden yeteri kadar makalenin yayın kurulumuza gönderilmemiş olmasıdır.

Dergimizi, endüstri ve akademik kuruluşlarımızın karşılıklı bilgi alışverişinde bulunduğu, teknik sorunları tartıştığı ortak bir forum haline getirmek için siz meslektaşlarımızdan da katkı beklemekteyiz.

Ayrıca yayın kurulumuz siz okuyucularımızın arasında dergimiz aracılığıyla bir iletişim başlatmak amacıyla bir okuyucu mektupları köşesi açmıştır. Gelecek sayımızdan itibaren gerek dergide çıkan makaleler gerekse teknik olarak belirtmeyi gerek gördüğünüz konularda göndereceğiniz mektuplarınızı yayınlamaya başlayacağız.

Daha iyiye ulaşmak için.

Saygılarımızla,

Yayın Kurulu

Bilgisayar Yardımıyla Tolerans Seçimi Kavramı ve Eğitim Amaçlı Bir Tolerans Seçimi Yazılımı

Bahadır Ateş
Y. Lisans Öğrencisi

Can Çoğun
Doç. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Gazi Üniversitesi
06570 ANKARA

Bu çalışmada, bilgisayar yardımıyla tolerans seçimi tekniklerinin son 10 yılda gösterdiği gelişim incelenmiştir. Taranan çalışmalarda kullanılan tolerans seçim teknikleri üç gruba ayrılmış (tolerans zincir tekniği, tasarımın analizi ve sentezi tekniği ve maliyet-tolerans algoritması tekniği) ve yapılan çalışmalar bu başlıklar altında özetlenmiştir. Ayrıca, bu çalışmanın yazarları tarafından dBASE IV veritabanı yazılımı kullanılarak toleransların seçimi için geliştirilen ve eğitim amaçlı olarak halen kullanılmakta olan bir yazılımın çalışma sistematigi, yazılım esasları ve örnek çıktıları verilmiştir.

GİRİŞ

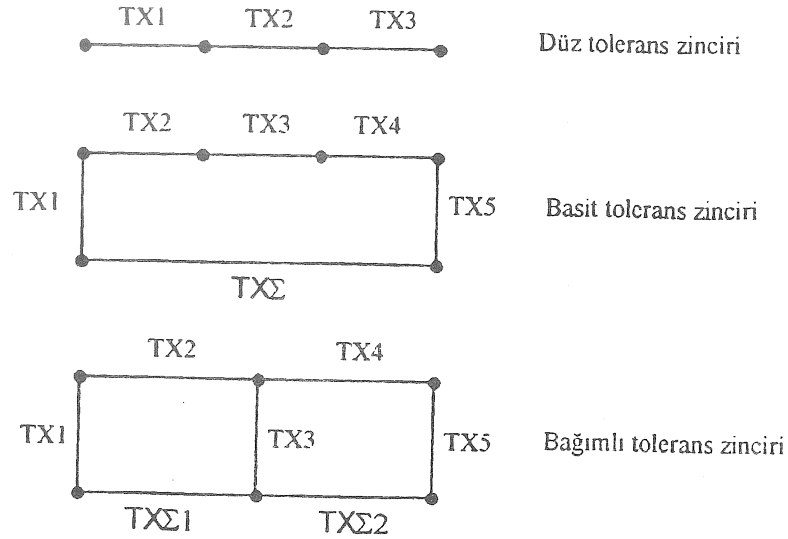
Günümüz teknolojisinde varolan imal usulleri ve tezgahlarla mükemmel ölçülerin elde edilmesi mümkün olmadığından imal usullerinden ve tezgahlardan gelen kısıtlamalar ölçülere tolerans bilgisi ilave edilerek giderilir. Tasarım gereksinimlerinin imalatçı tarafından doğru anlamlandırılıp doğru imalatın yapılabilmesi için endüstride geometrik ölçülendirme ve toleranslandırma için bir metot geliştirilmiştir. Bu metot bazı kurallardan, sembollerden ve bunların gösteriminden oluşmaktadır. Toleransların ifadesi için birçok standartlar bulunmaktadır. Örneğin Amerikan Milli Standartlar Enstitüsünün ANSI 14.5M 1982 [1] nolu yayınında ölçülendirmede kullanılan toleransların gösterilmesi ile ilgili kabul edilmiş metodlara yer verilmiştir (en büyük ve en küçük ölçünün yazılması veya anma ölçüsünü takiben artı ve eksi işareti kullanarak toleransın belirtilmesi gibi) [2]. Parçaların ölçülendirilmesinde kullanılacak toleransların bulunmasında esas alınan tolerans tabloları (tolerancing charts) ise 1950'lerden bu yana kullanılmaktadır. 1950'li yıllarda bu tablolar daha çok uçak ve otomotiv endüstrisinde kullanılmaktaydı [3, 4]. Araştırmacılar bu dönemlerde tablo tekniğinin basitleştirilebilmesi için çeşitli yöntemler ileri sürdüler [5-8]. Sack'ın çalışmasının [9] yayınlandığı 1982 tarihine kadar tolerans tablo tekniği zaman alıcılığı ve hatalara açık olma özelliğini devam ettirdi. 1980'li yıllarda bilgisayar teknolojisinin gösterdiği büyük gelişim imalat teknolojisini de etkiledi. Sack'ın bilgisayarlı çalışmasında tolerans tablolarının otomatik işlem planlamasında (automatic process-planning) yazılımın bir parçası olarak yer alması, günümüzde bilgisayarlı tolerans tablo tekniği veya tolerans zinciri tekniği dediğimiz

yeni yöntemin ilk kullanımı olarak kabul edilir. Yine aynı yılda Lagodimas ve Scarr'ın [11] bilgisayar yardımıyla geçmelerin seçimi için hazırladığı işlem sırası diyagramı bu konuyla ilgili ilk girişimlerden sayılır.

Bu çalışmanın, 2, 3 ve 4 nolu bölümlerinde, bilgisayarlı tolerans seçimi teknikleri ile ilgili şimdiye kadar yayınlanan makalelerin tolerans zinciri tekniği, tasarımın analizi ve sentezi tekniği, maliyet-tolerans algoritması ve tasarımı tekniği başlıkları altında sınıflandırılıp incelenmesi yer alacaktır. 5 ve 6 nolu bölümlerde ise yazarlar tarafından geliştirilen ve dBASE IV veritabanı yazılımı kullanılarak hazırlanmış bir tolerans seçimi programının çalışma sistematigi, yazılım özellikleri ve örnek çıktıları verilecektir.

TOLERANS ZİNCİRİ TEKNİĞİ

Tolerans zinciri tekniği yüzyılın başından beri varlığı bilinen ancak zaman alıcılığı ve hata olasılığının yüksekliği açısından, bilgisayarların yaygın kullanımının başlamasına kadar yaygınlaşmamış bir yöntemdir. Björke [10] bilgisayarlı tolerans zinciri ile ilgili kitabında, kendisi tarafından geliştirilen endüstriyel uygulamalarda toleransları hesaplayan etkileşimli yazılımdan (TOLTECH) bahsetmiştir. Burada zincir kavramı birbirini ardaşık takip eden ölçü elemanları anlamında kullanılmıştır. Bu sistemde her ölçü elemanı kendinden önceki ve sonraki ölçü elemanına bağlıdır (zincir yapı). Şekil 1'de Björke tarafından tanımlanan düz, basit ve bağımlı tolerans zincirleri gösterilmektedir. Bu teknikte toleransların doğruluğunun kontrolü ölçülerin matematiksel toplanması esasına bağlıdır. Genelde mekanik montajlarda bazı ölçüler montajın işlevlerini diğer ölçülerden daha fazla etkilerler. Bu tür kritik ölçüler işlevsel ölçü (functional dimension) veya toplam ölçü (sum



Şekil 1. Björke [10] Tarafından Tanımlanan Tolerans Zinciri Tipleri.

dimension) olarak adlandırılır ve $TX\Sigma$ olarak gösterilir (Şekil 1). Bu kritik ölçüler hesaplamada esas alınır ve diğer tolerans elemanları bu değeri (değerleri) sağlayacak şekilde biraraya getirilir. TOLTECH yazılımının zayıf yönlerinden biri tolerans hesaplamasında işlem kısıtlamalarını (process capability constraints) gözönüne almamasıdır. Ahluwalia ve Karolin [12] geliştirdikleri CATC (Computer-Aided Tolerans Control) adlı yazılımda işleme toleranslarının hesaplamasını bir tür grafik teknik kullanarak yapmışlar ve analiz neticelerini bilgisayar çıktısı tablolar (charts) şeklinde sunmuşlardır. Bu yazılımın zayıf tarafı ise programın bir optimizasyon modeline sahip olmamasıdır. Davies ve Xiaoqing [13] çalışmalarında tolerans zinciri esaslı matriks-ağaç zinciri metodundan faydalanmışlar ve bilgisayarın her aşamada hesapladığı tolerans değerlerini tekrar yazılıma girerek gerekli ayarlama ve düzeltmeleri yazılıma yaptırmışlardır. Bu yazılımda kaynak tablolara ve tecrübeye dayalı ilk (başlangıç) tolerans değerleri kullanıcı tarafından girilmekte, daha sonra bu değerler yazılım tarafından imalat gereksinimlerine göre değiştirilmektedir. Bu yazılım sadece 2-boyutlu problemler için geliştirilmiş olup, 3.cü boyuttaki açılı yüzeylerin (elemanların) toleranslarının hesaplanmasında yetersizdir. Zang [14], hassas imalat için geliştirdiği bilgisayar yardımıyla işlem planlaması (CAPP) yazılımında da ölçülerin ve toleransların hesaplanmasında tolerans zinciri tekniğini kullanmıştır. Bu yazılım, tolerans

zinciri tekniğini 3-boyutta grafiksel olarak kullanarak tüm işleme operasyonları için ölçüleri, toleransları ve payları bulmaktadır. Irani, Mittal ve Lehtihet [15] 'in çalışmaları ise tolerans tablolarının optimizasyonunu sağlama açısından en yapıcı çalışmalardan biridir. Bu çalışmada, toleransların yerleştirilmesinin optimizasyonu doğrusal programlama (lineer programming) modeli ile yapılmakta olup programın amaç fonksiyonu (objective function) tüm parçadaki ölçü ve toleransları gözönüne alarak parçadaki olası boşlukları (slacks) en aza indirmeye çalışmaktadır. Bu yazılım, bulunan tolerans değerlerine göre işleme yöntemini ve tezgah tipini seçen bir maliyet modeli de içermektedir. Zhang ve Mei [16], Irani, Mittal ve Lehtihet'in çalışmalarındaki eksiklikleri; ölçü ve toleransların bulunmasında NC (sayısal denetimli) tezgahların ayarlarının, referans elemanlarının, her işlenecek ölçü için başlama ve bitme noktalarının koordinatlarının, hassasiyet gereksinimlerinin karşılanabilmesi için bağlama aparatlarının kullanımının yazılıma bilgi olarak girilmemiş olması şeklinde sıralamışlardır. Zhang ve Mei çalışmalarında çözüm detaylarını vermemekle birlikte bu kısıtlamaların kendilerinin yapmış olduğu bilgisayar yardımıyla işlem planlaması programında giderildiğini ifade etmişlerdir [16]. 2-boyutta tolerans hesaplama için hazırlanan Weill ve Bourdet [17]'in geliştirdiği yazılım oldukça kapsamlı olup endüstriyel kullanımı sağlayabilmek için mikro-bilgisayarlarda kullanılabilir şekilde tasarlanmıştır. Bu yazılımda kullanılan teorinin

klasik tolerans zinciri teorisinden farklı yönü işleme toleransları yanında ölçülerin konum toleranslarının da gözönüne alınmasıdır. Bu farklılık ise toleransları etkileyen işleme hataları, tezgah ayar hataları, iş parçası bağlama ve konumlandırma hataları ve takım aşınması gibi faktörlerin hesaba katılmasını mümkün kılmaktadır.

MALİYET-TOLERANS ALGORİTMALARI

Wu ve Elmaraghy [18] çalışmalarında, imal edilecek parçaların tasarım toleranslarının, üretkenliğin artırılmasında, ürün kalitesinin denetiminde ve tasarrufun sağlanmasında taşıdığı önemi vurgulamıştır. Yazarlar çalışmalarında sekiz tolerans analiz modelini ve beş maliyet-tolerans fonksiyonu modelini (Sutherland fonksiyonu, ters kare fonksiyonu, eksponansiyel fonksiyon, Michral-Siddall fonksiyonu gibi) tanıtmışlardır. Chase ve Greenwood [19, 20] ise çalışmalarında tolerans analizine daha çok tasarımcı açısından ağırlık vermişlerdir. Toleransların belirlenmesi ile ilgili çalışmalarında, Lagrange çarpanları (multipliers), maliyet-tolerans fonksiyonunun optimizasyonu gibi teknikler kullanılmış olup, yazarlar daha ileri seviyeli bir tolerans analizi ve optimizasyonu için işleme kabiliyetleri ve maliyetleri arasındaki ilişkilerin kalite kontrol teknikleri ile bulunup yazılıma girilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Dong ve Soom [21], optimum tasarım toleranslarının bulunabilmesi için kapsamlı bir üretim maliyet modeli geliştirmişlerdir. Bu model ölçü zincirinin minimum maliyeti esasına göre formüle edilmiştir. Modelde kullanılacak olan üretim bilgisinin sınıflandırılmasında ve modele girilmesinde, kullanılacak üretim-maliyet tolerans ilişkilerinin seçilmesinde ve son safha olarak tasarım toleranslarının bulunmasında bir uzman sistem (expert system) kullanılmıştır. Model ve uzman sistemin kullanımı örnek bir tasarım probleminde gösterilmiştir. Oswald ve Blake [22] parça maliyetinin tolerans değerlerinin bir fonksiyonu olarak tanımlandığı yeni bir metot geliştirmiştir. Bu yaklaşımda, girilen her tolerans değeri için modelden bir maliyet değeri hesaplanmakta, daha sonra bu bilgiler başka araştırmacılar tarafından geliştirilen ve halen kullanılan maliyet-tolerans fonksiyonu eğrilerinin üzerine çizilmekte ve hangi eğrinin (fonksiyonun) kendi modellerine daha yakın sonuçlar verdiği gözlenmektedir. Aynı çalışmada imal usullerinin değişik yönlerinin maliyet-tolerans modelleri içine dahil edilmesinin yolları anlatılmıştır. Kim ve Knott [23] ise en düşük maliyetli tolerans zincirinin

oluşturulabilmesi için bir Pseudo-Boolean yaklaşımı kullanmıştır. Bu yaklaşımda tolerans değerleri iki yönden analiz edilmektedir. Bunlardan birincisi Ostwald ve Huang [24] tarafından geliştirilen tamsayı programlama (integer programming) yaklaşımını kullanarak yapılan aritmetik incelemedir. İkincisi ise montajdaki parçaların toleranslarının doğal değişimidir (varyans). Böylece model hem aritmetik hem de istatistik unsurları taşımaktadır. Michael ve Siddal [25, 26] ise imal usullerinde kullanılacak optimum toleransların seçilebilmesi konusu üzerinde çalışmıştır. Çalışmalarında, üretim maliyetini en aza indirgeyebilmek için toleranslarla ilgili mühendislik sisteminin düzensiz (random) değişkenlerine alt ve üst sınırlar konulmuştur. Ayrıca bu çalışmada sistemden (imalattan) çıkacak hurda miktarının önceden isabetli tahmin edilmesinde kullanılabilir olan hücre tekniği (cell technique) tanıtılmıştır. Sayed ve Kheir [27]'in geliştirdiği yazılımda, minimum maliyetli toleransları bulmak için yazılıma parçanın geometrisi, parçanın anma ölçüleri, toleranslarla ilgili maliyet bilgileri girilmekte, çıktı olarak da parçanın tümü için en düşük maliyeti veren tolerans seti elde edilmektedir. Yazarlar, geliştirdikleri tekniği ve yazılımı tanıtabilmek için örnek olarak elektronik endüstrisinde kullanılan bir parçayı vermişlerdir. Zhang ve Wang [28], tasarım ve imalat toleranslarının seçiminde daha çok işleme yöntemi (tezgah) seçeneğinden bilgi alan, doğrusal olmayan (nonlinear) bir optimizasyon modeli geliştirmişlerdir. Bu modelde, en az maliyet amaç fonksiyonu kullanılarak aynı anda tasarım toleranslarının, toleransların yerleştirilmesinin ve imal usulü seçiminin optimizasyonu gerçekleştirilebilmektedir. Optimizasyon modelinde simulasyon algoritması (simulation annealing) kullanılmıştır [29, 30]. Kapur ve Raman [31] toleransların tasarımında kalite kayıp fonksiyonu (quality loss function) yaklaşımını kullanmışlardır. Bir parçanın kalite özelliğinin, kalite kayıp fonksiyonu ile ifade edilmesi ilk defa Chen ve Kapur [32] ve Taguchi [33] tarafından önerilmiştir. Bu çalışmalarda kayıp, daha çok parçanın boyut bozukluklarının, parçanın imal süresinin uzunluğunun (parçanın kullanımdan uzak olduğu süre), parçanın imali sırasında meşgul edilen tezgahların sayılarının ve zamanlarının, tezgahların bozulma/bakım sürelerinin, parçaların hurdaya ayrılma ihtimallerinin bir analitik eşitlikte yerine koyularak bir kayıp indeksinin bulunması anlamındadır. Kapur ve Raman bu analitik eşitlikleri (fonksiyonları) parçanın maliyetini

verecek şekilde değiştirmiş ve bu fonksiyonların optimizasyonu sağlayacak bir algoritma hazırlamıştır. Çalışmada kalite kayıp fonksiyonunun kuadratik formda olması halinde optimizasyonun, fonksiyonun ilk iki momentü alınarak yapılması gerektiği belirtilmiştir. Ancak geliştirilen fonksiyon ve yaklaşım gerçek bir tasarım problemine uygulanmamıştır. Fainguelernt [34] diğer araştırmacılarından farklı olarak yazılımını mikrobilgisayarlar için geliştirmiştir. Yazılım, boyutların ayarlanması, boyutların konumlanması, işleme toleranslarının hesaplanması yanında, fonksiyonel gereksinimleri ve tezgah kabiliyetlerini gözönüne alarak tolerans aralıklarının optimizasyonu için strateji önerebilmektedir. Program etkileşimli olarak çalışmakta olup boyut toleranslarının seçilmesinde yardımcı olmak üzere küçük bir veritabanı ve bir grafik ekranla teçhiz edilmiştir. Yazılımın kısıtlamaları ise 3-boyutlu modelleme yapamaması ve geometrik toleransları gözönüne almamasıdır [34]. Stantsikopoulos [35] yazılımında maliyet ile tolerans arasında analitik bir fonksiyona dayalı yeni bir maliyet optimizasyonu kullanmıştır. Modelden çıkan maliyet bilgilerinin İngiliz Maliyet Bilgi Standartlarına (British Standard Cost Data) uygunluğu kullanılan analitik fonksiyonun doğruluğunu vurgulamaktadır. Benzer bir çalışmada He [36] maliyet ve toleranslar arasında 3 farklı analitik amaç fonksiyonu önermiş ve bu fonksiyonları kendi geliştirdiği maliyet optimizasyon modülü içinde kullanmıştır. Program en ekonomik toleranslar yanında, girilecek tasarım gereksinimlerine ve imal usullerine göre en ekonomik olacak boyutları da verebilmektedir.

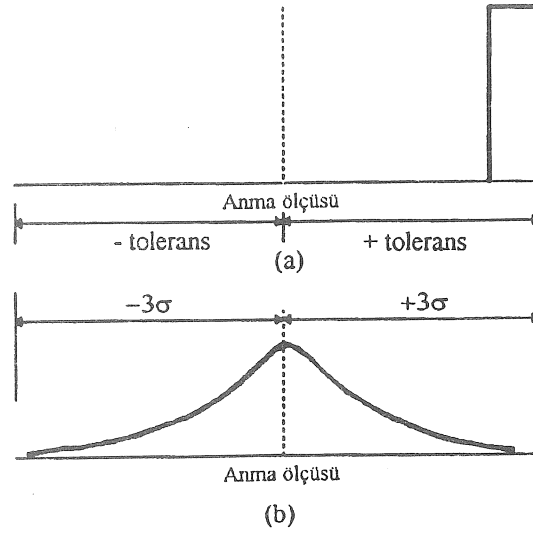
TOLERANS ANALİZİ VE SENTEZİ TEKNİĞİ

Tolerans analizi ve sentezi tekniği, toleransların hesaplanmasında veya seçilmiş toleransların analizinde istatistik yöntemlerin ve bilgilerin ağırlıklı kullanımını içeren bir tekniktir. Toleransların analizi ile ilgili olarak en yaygın bilinen iki teknik (en kötü durum (worst case) ve kareler toplamının kökü (root sum squares teknikleri) Greenwood ve Chase [20] tarafından detaylı olarak ele alınmıştır (Şekil 2). Greenwood ve Chase [37] en kötü durum (tüm parçalar tolerans limitine yığılmış) ve kare toplamının kökü (parçalar anma ölçüsü ortalamasında normal dağılmış) tekniklerinden elde edilecek değerleri en uç durumlar olarak kabul edip, bu iki durum arasında değer verebilecek her türlü simülasyon modelinin genel modeli büyük çapta

geliştirebileceğini ileri sürmüştür. Bu mantığı esas alarak tolerans analizinde kullanılmak üzere geliştirdikleri ve toleransların tek modeli (unified model of tolerances) adını verdikleri yeni analiz modellerinde, işleme yöntemlerinden elde edilebilecek tolerans ortalama değerlerinin gösterdiği sapmaları (kaymaları) da hesaplayabilmektedirler.

Bilgisayar tolerans simülasyon yazılımlarının en tanınmışlarından biri Lehtühet ve Dindelli [38] tarafından geliştirilen TOLCON adlı yazılımdır. TOLCON'un yazılım algoritmasında, parçanın işlevsel gereksinimleri ile ölçü ve toleransları arasındaki ilişkiler matematiksel eşitlikler şeklinde ifade edilmiştir. Yazılıma bağlı bir veritabanında, ölçülerin ve imal usullerinden elde edilecek toleransların stotastik modellemesi için istatistik model fonksiyonları bulunmaktadır. Yazılım, modellemeyi takiben istatistik değişkenlerin bir arada hesaba sokulabilmesi için Monte Carlo simülasyonu yapmakta ve sonuçları grafiksel olarak vermektedir [38]. Toleransların analizi ve sentezi tekniği ile ilgili çalışmalardan bir diğeri Lee ve Woo [39] tarafından toleransların yığılma koşulunu (stack up condition) sağlamak üzere geliştirilen tolerans yerleştirme modelidir (Şekil 3). Modelin genel amacı, parça maliyetini istatistiki analiz ve sentez metotları kullanarak en aza indirmektir. Aynı yazarlar diğer bir çalışmalarında [40] toleransların yığılma koşulunu yerine getirecek ve farklı imal usullerini kullanarak optimum toleransları seçebilecek yeni bir yaklaşım (branch and bound) kullanan bir yazılım geliştirmişlerdir.

Yukarıda 2, 3 ve 4'de bahsedilen bilgisayarlı tolerans seçimi tekniklerine göre sınıflandırılmayan ancak bahsetmeye değer diğer bir çalışma ise Manivannan ve Egbelu [41] tarafından geliştirilen ROSCAT adlı uzman (expert) yazılımdır. Bu yazılım IBM4381 sisteminde LISP(VM) dilinde hazırlanmış olup, sadece silindirik dönel parçaların geçme tiplerinin ISO standartlarına göre seçimi için kullanılmaktadır. Panchal ve Raman [42, 43]'ün benzer bir çalışmasında AutoCAD 10.0 [44] paketi kullanılarak hazırlanan teknik resimlerdeki parçaların bağlanma detayları bir uzman sistem tarafından yapılmaktadır. Bu çalışmada el kitaplarında tavsiye edilen tolerans bilgileri bir tolerans veritabanında toplanmış olup, kullanıcı ile etkileşimli bir haberleşme sonucunda boyutların toleransları otomatik olarak seçilmektedir. Hazırlanan yazılım sadece konsantrik dönel parçaların boy ve çap boyutlarının toleranslarının seçiminde kullanılabilir.



Şekil 2. Varsayılan (a) En Kötü Durum ve (b) Karelerin Toplamı Modelleri [37].

İleriye Dönük Çalışmalar

Bilgisayar yardımıyla toleransların seçimi ve optimizasyonu konusunda ileriye dönük çeşitli çalışmalara ihtiyaç olmakla beraber ilk aşamada üzerinde durulması gereken konular şu şekilde özetlenebilir:

1) Şu ana kadar yapılan çalışmaların hemen hemen hepsinde bilgisayarlı tolerans-boyut seçimi ve optimizasyonu bağımsız yazılımlarla yapılmaktadır. Bu yazılımların katı modelleme (solid modelling) tekniği kullanan CAD yazılımları ile ve bilgisayarlı işlem planlaması (CAPP) yapan programlarla biraraya getirilmesi gereklidir. CAPP programları ile bu yazılımların birleştirilmesi gerek varyant (variant) gerekse jeneratif (generative) tip işlem programlarında optimum işlem planlarının elde edilmesini sağlayacak, katı modellenen CAD programları ile beraber kullanılması ise tasarım aşamasını takip eden bilgisayarlı imalat (CAM) işleme toleranslarının etkin denetimini sağlayacaktır.

2) Geliştirilen bilgisayarlı tolerans-boyut seçimi ve optimizasyonu yazılımları genelde mini ve ana bilgisayarlarda (main frame) geliştirilmiş olup mikrobilgisayarlar için geliştirilen yazılım sayısı çok azdır. Programların endüstride yaygın kullanımını sağlamak için mikrobilgisayarda çalışan yazılımların hazırlanması gerekmektedir.

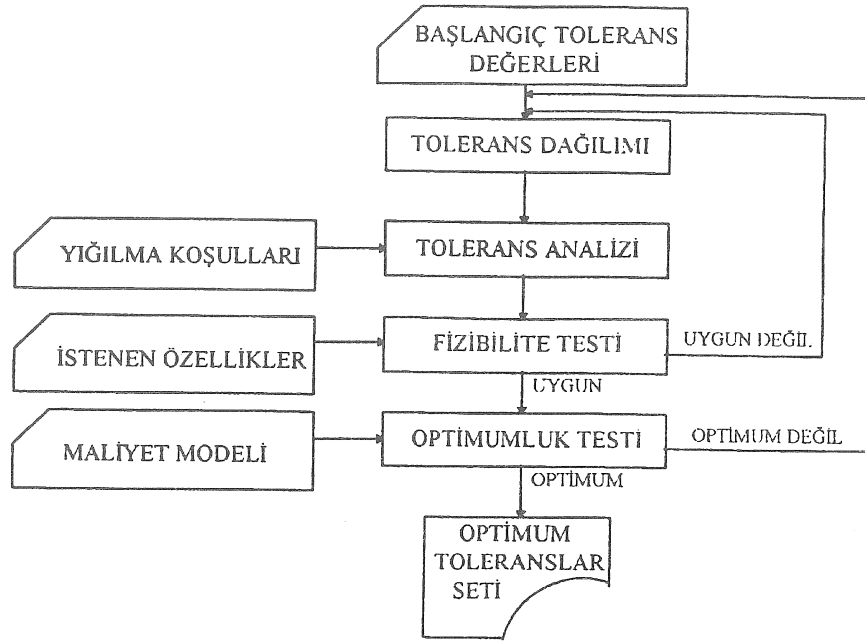
3) Günümüzde kullanılan tolerans standartlarının ve uygulamalarının CAD veritabanlarında birleştirilmesi ve bu veritabanlarının araştırmacı ve kullanıcılar

tarafından kullanılabilmesi için standart formatlara sokulması gereklidir. Bu tür bir çalışma özellikle katı modelleme ile çalışan CAD yazılımları için çok gerekli olan bir veritabanının oluşmasını sağlayacaktır.

4) Tolerans analizlerinde doğrusal olmayan (nonlinear) modeller kullanım zorlukları nedeniyle yaygınlaşmamıştır. İstatistikî modeller ve özellikle "en kötü durum" (worst case) modelinin çözümlerinde doğrusal olmayan modellerden biri olan konveks programlama tekniği kullanılmalıdır. Bu tür doğrusal olmayan problemlerin çözümünde, ardışık doğrusal programlama (successive linear programming) çözüm teknikleri önerilmektedir.

5) İstatistikî metodların tolerans seçiminde yaygın kullanımını sağlayabilmek için imal yöntemlerinin değişkenlerinin istatistikî anlamda belirlenmesi gereklidir. Bu nedenle her farklı imal usulü kendi (istatistikî) değişkenleri cinsinden bir modelde ifade edilmelidir. Bu modellemenin kolaylıkla yapılabilmesini sağlayacak sistematik bir metodoloji geliştirilmelidir.

6) Bahsedilen uzman sistemlerin daha da geliştirilmesi yanında sinir ağ sistemlerine (neural networks) geçişte bu sahada büyük bir ilerleme sağlayacaktır. Bilindiği gibi sinir ağ sistemlerine gerekli olan zaman ve tecrübe (eğitim) verildiğinde bu sistemler bir uzmanın kendilerine bilgi girmesine gerek duymaksızın çevre sistemlerden (domain) tüm yeni bilgileri kendi veritabanlarına aktarabilmektedir. Neticede çoğu uzmanın bilmediği birçok teknolojik bilgiyi



Şekil 3. Lee ve Woo [39] Tarafından Geliştirilen Tolerans Sentezinin Ana Şeması.

biraraya getirebilmektedir.

TOLERANS SEÇİMİ İÇİN VERİTABANI ESASLI BİR YAZILIMIN GELİŞTİRİLMESİ

Makalenin bu kısmında Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde makina parçalarının toleransların seçimi için geliştirilmiş veritabanı esaslı bir yazılımın esasları ve uygulamaları verilmiştir.

Programın Mantığı

ISO BS 4500 standartlarında, 0-3150 mm anma çapları arasındaki mil ve/veya deliklerin toleranslarını içeren ve bunlara bağlı hesaplamalarda kullanılmak üzere geliştirilmiş tablolar bulunmaktadır [45]. Bunun yanısıra çeşitli kaynaklarda tecrübeye dayalı tolerans (nominal çapa göre tolerans harfi ve IT kalite sayısı) önerileri de bulunmaktadır [13, 40-43, 46-48]. Geliştirilen yazılımın amacı, çeşitli kaynaklarda bahsedilen bu önerileri sistematik olarak veritabanlarında biraraya getirmek ve veritabanlarındaki bu önerilerden faydalanıp BS 4500 standartlarındaki tablo bilgilerin bulunduğu

veritabanını kullanarak, tolerans değerlerini, en büyük ve en küçük çapları, en büyük ve en küçük boşlukları, alıştırma toleransını ve geçme tipini bulmaktır.

A) Önerilerin kullanımı: Toleransların belirlenmesi ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, tecrübelerle dayalı tolerans önerileri 3 ana kısımda toplanabilir:

1. İmal edilecek parçanın kullanım alanına göre (Tablo 1),
2. Alıştırma derecesine göre (Tablo 2),
3. Kullanılan imal usulüne göre (Tablo 3).

Geliştirilen yazılım, 1, 2 ve 3 no'da belirtilen seçeneklere uygun olarak tolerans harflerini ve IT kalite sayılarını önermektedir.

B) Standart tabloların kullanımı: Kullanıcı bir makina elemanının nominal çap, tolerans harfi ve IT kalite sayısı bilgilerini biliyorsa, ISO standart tablolarının bulunduğu veritabanından yararlanarak delik ve/veya mil için yukarı ve aşağı ölçü farklarını (DYÖF, DAÖF, MYÖF, MAÖF), en büyük ve en küçük çaplarını (DEBÇ, DEKÇ, MEBÇ, MEKÇ), tolerans değerlerini, en büyük ve en küçük boşluk değerlerini (EBB, EKÇB), geçme tipini ve alıştırma toleransını (ALTOR) hesaplatır. Kullanıcı, bu bilgilere sahip değilse, yazılımın "öneriler" (A) kısmında

Tablo 1. Makina Elemanlarının Kullanım Alanlarına Göre Tolerans Önerileri [45-47].

MAKİNA ELEMANLARININ KULLANIM ALANLARINA GÖRE TOLERANS ÖNERİLERİ

- 1) Büyük tutukluk kuvveti için, dişli çark, volan ve teker göbekleri, mil flanşları .
- 2) Orta tutukluk kuvveti için, kavrama göbekleri, GG-göbekleri üzerine bronz yataklar; gövde, tekerlek ve piston kollarında yataklar için
- 3) Motor miline geçen endüviler ve göbeğe geçen dişliler. Mil üzerine geçen göbekler ve yataklar için.
- 4) Bir defaya mahsus olmak üzere makina ve elektrik motoru millerine (d=55 ile 120 mm) geçirilmiş kasnaklar, kavramalar ve dişliler için.
- 5) Kasnaklar, kavramalar, dişliler, kamalı volanlar, rulmanlı yatakların iç bilezikleri, sabit tekerlekler ve kollar için.
- 6) Kolayca çıkarılması gereken kasnaklar, dişliler, tekerlekler, yataklar ve benzeri için.
- 7) Sık sık sökülüp takılması gereken tekerler, tezgahların hareketli kısımları, yatakların dış bilezikleri, kavramalar ve boru merkezleme flanşları için.
- 8) Mil üzerinde hareket eden transmisyon hareket bilezikleri, kayış kasnakları, el tutamakları, dişliler, kavramalar, v.b. için.
- 9) Kayabilir dişliler, kavramalar, piston kolu yatağı, ölçme cihazları silindirleri için.
- 10) Takım tezgahlarının ana yatakları, krank milleri ve piston kolları yatakları, bütün regülötör yatakları, kaygan muflar v.b. için.
- 11) Krank millerinin ana yatakları, piston kolu yatakları, kaygan yataklar için.
- 12) Takım tezgahlarında çok yataklı miller için.
- 13) Vinçlerin ve transmisyonların uzun millerindeki yataklar, avara kasnaklar, ziraat makineleri yatakları, salmastra kutuları için.
- 14) Kamalar ve kama yuvalarında, nakil vasıtaları ve ziraat makinelerinin aks burçları, transmisyon yatakları, avara kasnaklar için.
- 15) Ziraat makinelerinde miller üzerine vidalanmış, çakılmış veya sıkıştırılmış parçalar, ara burçları, menteşe pimleri için.
- 16) Büyük toleranslı parçaların hareketlerini devamlı olarak temin etmek için.
- 17) Kısa transmisyon milleri, kapatma pimleri, v.b. için.
- 18) Lokomotif regülötör milleri, yay ve fren çubukları için.

Tablo 2. Makina Elemanlarının Alıştırma Derecelerine Göre Tolerans Önerileri [45-47].

MAKİNA ELEMANLARININ ALIŞTIRMA DERECELERİNE GÖRE TOLERANS ÖNERİLERİ

- 1) HASSAS ALIŞTIRMA
- 2) İNCE ALIŞTIRMA
- 3) ORTA ALIŞTIRMA
- 4) KABA ALIŞTIRMA

Tablo 3. Makina Elemanlarının İmal Usullerine Göre Tolerans Önerileri [45-47].

MAKİNA ELEMANLARININ İMAL USULLERİNE GÖRE TOLERANS ÖNERİLERİ	
1) KUM DÖKÜM	8) FREZELEME
2) ŞAHMERDANDA DÖVME	9) TORNALAMA
3) KALIP DÖKÜM	10) TIĞ ÇEKME
4) PRES VE EXTRÜZYON	11) HONLAMA
5) PLANYALAMA	12) BİLEME
6) MATKAPLA DELİK DELME	13) LEPELEME
7) DELİK İŞLEME	

bahsedilen tolerans önerileri arasından seçimini yapar.

Programın Geliştirilmesi ve Veritabanı Kullanımı

Veritabanı Yapısı: Bu çalışmada iki farklı bilgi grubunu içeren veritabanları kullanılmıştır. Bunlar, i) çeşitli kaynaklardan derlenen önerileri biraraya getiren veritabanları (ilişkisel veri yapısı), ii) standart tolerans tablolarındaki [45] rakamsal değerleri içeren veritabanlarıdır.

Çalışmada dBASE IV programlama dili düşünülen uygulama için uygun görülmüş ve tüm bilgilerin toplandığı 4 veritabanı hazırlanmıştır. Bunlardan Makiso.dbf ve Derece.dbf veritabanları sırası ile 1 ve 2 nolu önerileri biraraya getirmek için geliştirilmiş veritabanları olup normal delik, normal mil sistemleri için tolerans harflerini, IT kalite sayılarını ve geçme tiplerini içermektedir. Pro.dbf veritabanı, 3 nolu öneriler grubu için geliştirilmiş olup imal usulü, tolerans ve kalite bilgilerini içermektedir. Tolerans.dbf ise standart tolerans tablolarındaki sayısal değerleri içeren bir veritabanıdır. Oluşturulan veritabanı dosyaları sırasıyla 3954, 3924, 3947 ve 3702 byte'lık bilgi içermekle beraber istenildiği zaman yeni bilgilerle genişletilebilmekte veya güncellenebilmektedir. Dosyalarda (veritabanları da) bulunan bilgiye ulaşım "karşılaştırmalı erişim sistemiyle" olmaktadır. Bu sistemde, dosya verilerinin sıralanış şeklini belirlemek için INDEX dosyası içerisindeki bilgilerle olur. Veritabanlarına programdan erişim ve diğer programlama detayları Şekil 4'te görülmektedir.

Programın Yapısı: dBASE programlamada karmaşık ve zaman alıcı problemlerin çözümü genelde "modül" ve "prosedür" (procedure) elemanları kullanılarak

sağlanmaktadır. dBASE yazılımlarında programın genel işlemlerini yapan programlar modül, sık sık tekrarlanan standart işlemleri yapan programlar ise prosedür olarak tanımlanmaktadır. Prosedür dBASE'de başlı başına bir işi gerçekleştiren bağımsız bir işlem (yazılım) bloku olmasına rağmen başka bir prosedüre de işlem yaptırabilir. Programcı tarafından yazılan ve işlevsel olarak iş yapan her program bloku bir modülü oluşturur. Modüller birleşerek "ana programı" oluştururlar.

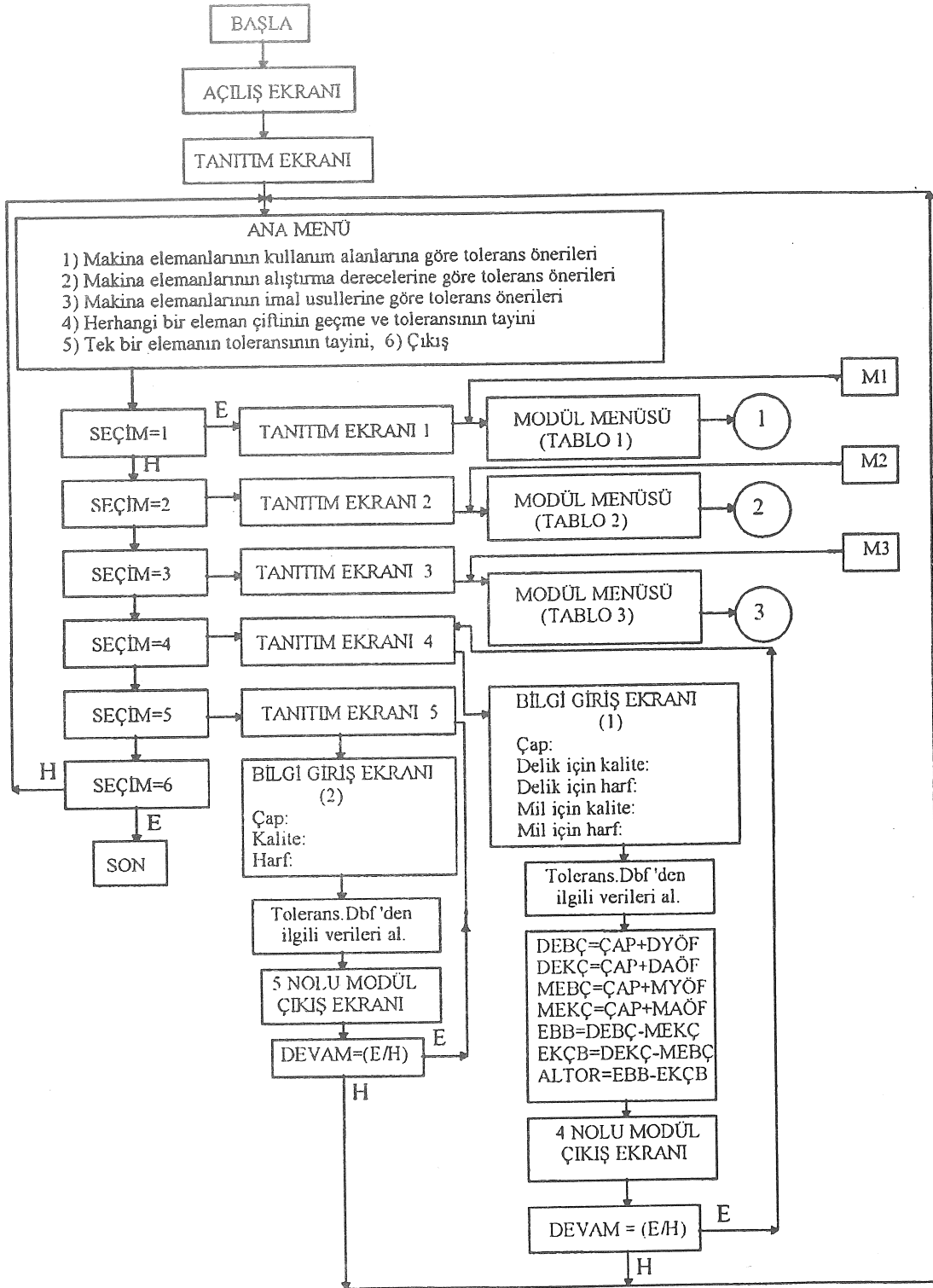
Geliştirilen yazılımda "modül" ve "prosedür"ler kullanılarak veritabanı dosyalarına erişilmekte, verilen koşulları sağlayan kayda ulaşılmakta ve elde edilen verilerle gerekli hesaplamalar yapılmaktadır. Şekil 4'teki akış şemasında modül ve prosedürler kullanılarak hazırlanan yazılımın çalışma sistematığı görülmektedir. Geliştirilen program 6 ana modül, 2 mini modül ve 12 prosedürden oluşmaktadır. Bunlarla ilgili özet bilgiler aşağıda verilmiştir:

1) MENU.PRG: Ana menüyü oluşturur ve diğer program modüllerine geçişi sağlar. Bu modüle bağlı Demo.Prg ve Ylkekr.Prg mini modülleri ana programın başlangıç ekran formlarını oluşturmaktadır.

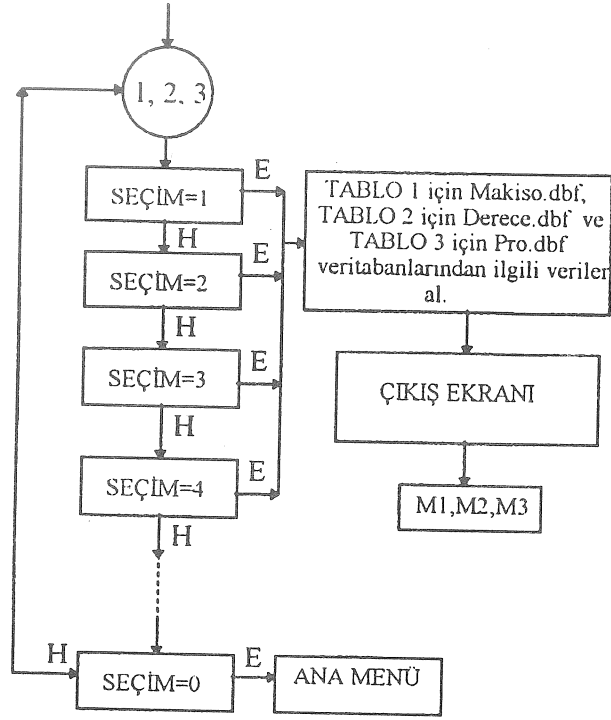
2) MAKINA.PRG: Makina elemanlarının kullanım alanlarına göre önerilen ISO alıştırma konusunda kullanıcıya yardım eder. Bu modül, önce Tablo 1'de verilen ön bilgi ve seçenek menüsünü, daha sonra kullanıcının bu menüden yapacağı seçeneğe göre önerilen tolerans harflerini ve IT kalite sayılarını ekrana getirir. Bu modül Makiso.dbf veritabanını kullanmaktadır.

3) ISO.PRG: Kullanıcının Tablo 2'den yapacağı seçime göre (alıştırma derecelerine göre tolerans önerileri) önerilen tolerans harflerini ve IT kalite sayılarını ekrana getirir. Bu modül Derece.dbf veritabanını kullanmaktadır.

4) PROSES.PRG: Farklı imal usullerine



Şekil 4. Yazılımın Çalışma Esaslarını Gösteren Akış Diagramı.



Şekil 4. (devamı)

göre kullanıcıya IT kalite sayılarını ve tolerans harflerini önerir. Bu modül Pro.dbf veritabanını kullanmaktadır.

5) TEKTOL.PRG: İki eleman çifti için verilen anma çapına, IT kalite sayılarına ve tolerans harflerine göre toleransları, yukarı ve aşağı ölçü farklarını, en büyük ve en küçük çapları, boşluk değerini, alıştırma toleransını ve geçme tipini hesaplar. Bu modül Tolerans.dbf veritabanını kullanmaktadır.

6) TOLER.PRG: TEKTOL.PRG yazılımının yaptığı işlemleri tek bir eleman için yapar.

UYGULAMALAR

Uygulama 1

Ana menü: SEÇİM=1 (Makina elemanlarının kullanım alanlarına göre tolerans önerileri)
Modül menüsü 1: SEÇİM=1 (Büyük tutukluk kuvveti için dişli çark, volan ve teker göbekleri, mil flanşları)

Ekran görüntüsü:

NORMAL DELİK	: H8/x8
NORMAL MİL	: K7/H6
GEÇMENİN KONUMU	: PRESLE GEÇME
NORMAL DELİK	: H8/u8

NORMAL MİL	: K7/h6
GEÇMENİN KONUMU	: PRESLE GEÇME

Devam etmek için ENTER'a basınız.

Uygulama 2

Ana menü: SEÇİM=2 (Makina elemanlarının alıştırma derecelerine göre tolerans önerileri)
Modül menüsü 2: SEÇİM=1 (Hassas alıştırma)

Ekran görüntüsü:

NORMAL DELİK	NORMAL MİL	GEÇMENİN KONUMU
H6/p5	P6/h5	sıkı geçme (hareketsiz geçme)
H6/n5	N6/h5	çakma geçme (hareketsiz geçme)
H6/k6	K6/h5	tutuk geçme (hareketsiz geçme)
H6/j6	J6/h5	kakma geçme (hareketsiz geçme)
H6/h5	H6/h5	kaygın geçme (hareketli geçme)

Devam etmek için ENTER'a basınız.

Uygulama 3

Ana menü: SEÇİM=3 (Makina elemanlarının imal usullerine göre tolerans önerileri)
Modül menüsü 3: SEÇİM=2 (Şahmerdanda dövme)

Ekran görüntüsü:

İMAL USULÜ	TOLERANS [μ]	KALİTE
Şahmerdanda dövme (küçük)	0.8	15
Şahmerdanda dövme (büyük)	1.6	16

Devam etmek için ENTER'a basınız.

Uygulama 4

Ana menü: SEÇİM=4 (Herhangi bir eleman çiftinin geçme ve toleransının tayini)
Bilgi Giriş Ekranı (1):
Çap = 125 mm
Delik için kalite = 7
Delik için harf = H
Mil için kalite = 6
Mil için harf = g

Ekran görüntüsü:

DELİK İÇİN (boyutlar mm cinsinden)

ÇAP : 125
KALİTE : 7
YUKARI ÖLÇÜ FARKI : 0.400
AŞAĞI ÖLÇÜ FARKI : 0
EN BÜYÜK ÇAP : 125.0400
EN KÜÇÜK ÇAP : 125
TOLERANS : 0.0400

MİL İÇİN (boyutlar mm cinsinden)

ÇAP : 125
KALİTE : 6
YUKARI ÖLÇÜ FARKI : - 0.0140
AŞAĞI ÖLÇÜ FARKI : - 0.0390
EN BÜYÜK ÇAP : 124.9860
EN KÜÇÜK ÇAP : 124.9610
TOLERANS : 0.0250

EN BÜYÜK BOŞLUK: 0.0790

EN KÜÇÜK BOŞLUK : 0.0140

ALIŞTIRMA TOLERANSI : 0.0650

GEÇME : hareketli geçme (clearance fit)

Devam etmek için ENTER'a basınız.

Uygulama 5

Ana menü: SEÇİM=5 (Tek bir eleman toleransının tayini)

Bilgi Giriş Ekranı (2) :

Çap = 156 mm

Kalite = 8

Harf = D

Ekran görüntüsü:

DELİK İÇİN (boyutlar mm cinsinden)

ÇAP : 156
KALİTE : 8
YUKARI ÖLÇÜ FARKI : 0.2080
AŞAĞI ÖLÇÜ FARKI : 0.1450
TOLERANS : 0.0630

Devam etmek için ENTER'a basınız.

Kullanıcı tarafından girilen bilgiler neticesinde tolerans ve buna bağlı değerler tanımsız olduğu takdirde ekran temizlenir, 3 defa uyarı sinyal sesi duyulur ve ekrana şu mesaj gelir: "BU DURUM İÇİN TOLERANS TANIMSIZDIR, LÜTFEN GİRDİ DEĞERLERİNİZİ KONTROL EDİNİZ". Uyarı herhangi bir tuşa basılana kadar bekler, tuşa basıldığında program, yeni değerler girilmesine izin verir.

SONUÇ

Bu çalışmada, son yıllarda oldukça önem kazanan bilgisayar yardımıyla tolerans seçimi konusunda yapılan çalışmalar incelenmiştir. İncelenen çalışmalar belli bir sistematik çerçevesinde üç gruba ayrılmış ve her gruptaki çalışmaların konuya katkısı özetlenmiştir. İleriye dönük olarak üzerinde öncelikle çalışılması gereken konular vurgulanmıştır. Ayrıca, bu makalenin yazarları tarafından mikrobilgisayarlarda çalışmak üzere geliştirilen dBASE IV veritabanı esaslı bir tolerans seçimi programının detayları verilmiştir. Eğitim amaçlı olarak düşünülen yazılım kullanıcının seçenekleri doğrultusunda (imal edilecek parçanın kullanım alanına veya alıştırma derecesine veya kullanılacak imal usulüne göre) tolerans harfi ve IT kalite sayısı önerilebilmekte ve bu öneriler için makina elemanının veya eleman çiftinin tolerans değerlerini, en büyük ve en küçük çaplarını ve boşluklarını, alıştırma toleransını ve geçme tipini hesaplamaktadır. Kaynaklar taranarak oluşturulan tecrübe ve uygulamalara dayalı öneriler ve BS4500'den alınan tolerans hesaplama tabloları 4 veritabanında toparlanmıştır. Halen 6 ana modül, 2 yardımcı modül, 12 prosedür ve 4 veritabanından oluşan yazılım yeni bilgilerle genişletilebilecek ve güncellenebilecek yapıda hazırlanmıştır.

THE-STATE-OF-ART OF COMPUTER AIDED SELECTION OF MANUFACTURING TOLERANCES AND DEVELOPMENT OF A EDUCATIONAL SOFTWARE FOR SELECTION OF TOLERANCES

In this study, the published works in the last decade in the field of computer-aided selection of manufacturing tolerances is surveyed. The computer-aided tolerance selection techniques are classified systematically into three groups, namely, tolerance chain technique, analysis and synthesis of design technique and cost-tolerance algorithm technique. The published works are summarized under the above mentioned headings. In this paper, the algorithm, software details and sample outputs of a dBase IV software prepared by the authors of this study to select the manufacturing tolerances is presented.

KAYNAKÇA

- [1] Amerikan Milli Standartlar Enstitüsü (American National Standard Institute), *Dimensioning and Tolerancing for*

- Engineering Drawings*, ANSI 14.5M, ASME, New York, 1982.
- [2] Giesecke, F.E., Mitchell, A., Spencer, H.C., Hill, I.L. ve Dygdon, J.T., *Technical Drawing*, Mac Millan, Publishing, New York, (1980), 335-356.
- [3] Marks, C.F., Tolerance Charts Control Production *Machining, American Machinist*, 97 (5), Mart (1953), 114-116.
- [4] Anderson, J.P., Assembly Tolerance Charts Same Time and Money, *The Tool Engineer*, 37 (6), Aralık (1956), 95-97.
- [5] Johnson, A., Index Tolerance Chart Simplifies Production, *The Tool Engineer*, 32 (2), Şubat (1954), 53-62.
- [6] Mooney, C.T., How to Adjust Tolerance Charts, *The Tool Engineer*, 35 (4), Ekim (1955), 75-81.
- [7] Gadzalla, J.D., *Dimensional Control in Precision Manufacturing*, McGraw-Hill, New York, 1959.
- [8] Wade, O.R., *Tolerance control in Design and Manufacturing*, Industrial Press Inc., New York, 1967.
- [9] Sack Jr., C.F., Computer Managed Process Planning - a bridge between CAD and CAM, *AUTOFACT4*, 7.15-7.31, Philadelphia, Pennsylvania, 30 November - 2 December, 1982.
- [10] Björke, O., *Computer-Aided Tolerancing*, ASME Press, New York, 2nd ed., 1989.
- [11] Lagodimas, A.G. ve Scarr, A.J., Computer-Aided Selection of Interference Fits, *Computer in Mechanical Engineering*, 2 (2) (1983), 49-55.
- [12] Ahluwalia, R.S. ve Karolin, A.V., CATC - A Computer-Aided Tolerance Control System, *Journal of Manufacturing Systems*, 3 (1986), 153-160.
- [13] Xiaoqing, T. ve Davies, B.J., Computer-Aided Dimensional Planning, *Int. J. of Production Research*, 26 (1988), 283-297.
- [14] Li, J.K. ve Zhang, C., Operational Dimensions and Tolerance Calculation in CAPP System for Precision Manufacturing, *Annals of CIRP*, 38 (1), (1989), 403-406.
- [15] Irani, S.A., Mittal, R.O. ve Lehtihet, E.A., Tolerance Chart Optimization, *Int. J. of Production Research*, 27 (9), (1989), 1531-1552.
- [16] Zhang, C., Mei, J., et al., Operational Dimensioning and Tolerancing in CAPP, *Annals of CIRP*, 40 (1), (1991).
- [17] Weil, R. ve Bourdet, K., Integrating Dimensions and Tolerancing in Computer-Aided Process Planning, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 4 (1/2), (1988), 41-48.
- [18] Wu, Z., El Maraghy, H.A. ve El Maraghy, W.H., Evaluation of Cost-Tolerances Algorithms for Design Tolerances Analysis and Synthesis, *Manufacturing Review*, 1 (3), Kasım (1988), 168-179.
- [19] Chase, K.W., Greenwood, W.H., Least Cost Tolerance Allocation for Mechanical Assemblies with Automated Process Selection, *Manufacturing Review*, 3 (1), Mart (1990), 49-59.
- [20] Chase, K.W. ve Greenwood, W.H., Design Issues in Mechanical Tolerance Analysis, *Manufacturing Review*, 1 (1), (1988), 50-59.
- [21] Dong, Z. ve Soom, A., Optimal Tolerancing Design with Automatic Incorporation of Manufacturing Knowledge, *IEE Integrated Systems Conference*, 1989.
- [22] Oswald, P.F. ve Blake, M.O., Estimating Cost Associated with Dimensional Tolerance, *Manufacturing Review*, 2 (4), (1989), 277-282.
- [23] Kim, S.H. ve Knott, K., A Pseudo-Boolean Approach to Determine Least Cost Tolerances, *Int. J. of Production Research*, 26 (1), (1988), 157-167.
- [24] Oswald, P.F. ve Huang, J., A Method for Optimal Tolerance Selection, *ASME Trans., J. of Engineering for Industry*, Ağustos (1977), 358-363.
- [25] Micheal, W. ve Siddal, J.N., "The Optimization Problems with Optimal Tolerance Assignment and Full Acceptance, *ASME Trans., J. of Mechanical Design*, 103, Kasım (1981), 842-845.
- [26] Michael, W. ve Siddal, J.N., The Optimal Tolerance Assignment with Less Than Full Acceptance, *ASME Trans., J. of Mechanical Design*, 104, Kasım (1982), 855-860.
- [27] Sayed, S.E. ve Khcir, N.A., *An Efficient Technique for Minimum Cost Tolerancing Assignment*, Simulation, Nisan 1985.
- [28] Zhang, C. ve Wang, H.P., Simultaneous Optimization of Design and Manufacturing Tolerances with Process (Machine) Selection, *Annals of CIRP*, 41 (1), (1992), 569-572.
- [29] Zhang, C. ve Wang, H.P., *The Discrete Tolerance Optimization Problem*, Dept. of Industrial Eng., Makale No: 91-28, The University of Iowa, 1991.

- [30] Laarhoven, P.J.M. ve Aarts, E.H.L., *Simulated Annealing: Theory and Applications*, D. Reidel Publ. Comp., Dordrecht, Holland, Raman, 1987.
- [31] Kapur, K.C., Raman, S. ve Pulat, P.S., Methodology for Tolerance Design Using Quality Loss Function, *Computer in Industrial Eng.*, 19 (1-4), (1990), 254-257.
- [32] Chen, G. ve Kapur, K.C., Quality Evaluation Systems Using Loss Function, *The Proc. of Int. Industrial Eng. Conf.*, Toronto, Canada, May 1989.
- [33] Taguchi, G., *Systems of Experimental Design* (İngilizceden Tercüme), Cilt 1, UNIPUB/KRAUS Int. Publ., Dearborn, MI, 1987.
- [34] Fainguelernt, D., Weil, R. and Bourdet, P., *Annals of CIRP*, 35 (1986), 381-386.
- [35] Stantsikopoulos, M.M., A Cost-Tolerance Analysis Approach for Design and Manufacturing, *Int. J. of Advanced Manuf. Tech.*, 5 (1990), 126-134.
- [36] He, J.R., Tolerancing for Manufacturing via Cost Minimization, *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 31 (4), (1991), 455-470.
- [37] Chase, K.W. ve Greenwood, W.H., A New Tolerance Analysis Metod for Designers and Manufacturers, *Trans. ASME, J. of Engineering for Industry*, 109 (1987), 112-116.
- [38] Lehtihet, E.A. ve Dindelli, B.A., TOLCON: Microcomputer Based Module for Simulation of Tolerances, *Manufacturing Review*, 3, Eylül 1989.
- [39] Lee, W. ve Woo, T.C., Tolerances: Their Analysis and Synthesis, *Trans. ASME, J. of Engineering for Industry*, 112 (1990), 113-119.
- [40] Lee, W. ve Woo, T.C., Optimum Selection of Discrete Tolerances, *J. of Mechanisms Transmissions and Automation in Design*, 111, Haziran (1989), 243-249.
- [41] Manivannan, S., Lehtihet, E.A. ve Egbelu, P.J., A Knowledge Based System for the Specification of Manufacturing Tolerances, *J. of Manufacturing System*, 8 (2).
- [42] Raman, S., Panchal, K. ve Pulat, P.S., Computer-Aided Tolerance Assignment, *Computer in Industry*, 21 (1-4), (1991), 67-71.
- [43] Panchal, K., Raman, S. and Pulat, P.S., Computer-Aided Tolerance Assignment Procedure (CATAP) for Design Dimensioning, *Int. J. Production Research*, 30 (3), (1992), 599-610.
- [44] Autodesk Inc., *AutoCAD Release 10*, Reference Manual, 1989a.
- [45] BS 4500 (British Standards), *Specifications for ISO Limits and Fits*, 1969.
- [46] Öztürk, F., Çavdar, K. ve Alankuş, O., TOL-AP: Bilgisayar Yardımıyla Tolerans Analizi Programı, 6. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı, 105-114, ODTÜ, 1994.
- [47] Bağcı, M. ve Bağcı, C., *Teknik Resim - Cilt 1*, Bağcı Yayınevi, Ankara, 1977.
- [48] *TS 1845 (Türk Standartları), Tolerans ve Alıştırmalar Sistemi*, Bölüm I - Genel Esaslar, Toleranslar ve Sapmalar, Şubat 1975.

Helisel Dişlilerin Dinamik Yük Analizi

M. A. Sahir Arıkan
Doç. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Mustafa Tamar

ARÇELİK Bulaşık Makinası Fabrikası
06935 ANKARA

Bu çalışmada, helisel dişliler üzerine etki eden dinamik yükler, dişlilerin burulma titreşimlerine dayanan bir model ve bir sayısal çözüm yöntemi kullanılarak hesaplanmış ve yüklerin bir kavrama periyodu içindeki değişimleri bulunmuştur. Hesaplamalar için gerekli olan diş temas analizi, kremayer kesici takımın geometrisi ve temel dişli teorisi kullanılarak yapılmıştır. Temas doğruları boyunca değişiklik gösteren kavrama direngenliğinin ve temas doğrularının eşdeğer kavrama direngenliklerinin bulunmasında kullanılmak üzere; diş deformasyonlarının hesaplanması için sonlu elemanlar yöntemi ve üç boyutlu ve dört düğüm noktası olan tetrahedron elemanlar kullanılmıştır. Dişli gövdesinin, millerin ve yatakların deformasyonları ile temas deformasyonları ise analitik ifadeler yardımıyla hesaplanmıştır.

GİRİŞ

Dişlilerin çalışması esnasında, dişlerin üzerine, genellikle statik yüklerden daha büyük olan dinamik yükler etki etmektedir. Dinamik yüklerin oluşmasının başlıca nedenleri, diş çiftlerinin temasları arasındaki geçişler; dişler, mil, yatak ve diğer elemanların yük altındaki deformasyonları ile üretim ve montaj hatalarıdır.

Dişli dinamik yükleri üzerindeki araştırmalar ondokuzuncu yüzyılda Carl G. Barth ile başlamıştır. Daha sonra Earle Buckingham [1] tarafından diş profil hatalarını ve dişli çarkların kütleli etkilerini de hesaba katan dinamik yük ifadeleri geliştirilmiştir. 1950'li yıllardan itibaren de dinamik yükler üzerindeki değişik etkileri göz önüne alabilen değişik modeller önerilmiştir. Bu modeller ile ilgili özet bilgileri Özgüven ve Houser tarafından yapılmış olan çalışmada bulmak mümkündür [2].

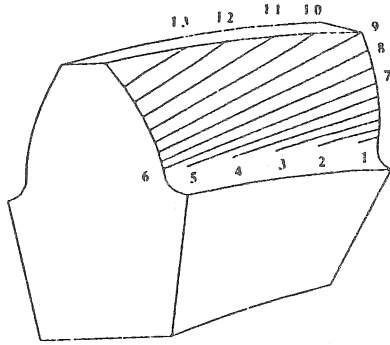
Dişli dinamik yükleri konusunda yapılan çalışmaların esas amacı, bir dişli üzerine etki eden en büyük dinamik yükün statik yüke oranı olan dinamik yük faktörünü bulmak ve bu faktörün değişik dişli özellikleri ve çalışma şartlarına göre değişimini incelemek olmuştur. Son yıllarda da helisel dişlileri, bunları taşıyan mil ve yataklarla, motoru, yükü ve mil üzerindeki diğer elemanları simgeleyen disklerden oluşan dişli sistemlerinin dinamik analizi, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır [3]. Dinamik yüklerin büyüklüklerinin yanında, bir kavrama periyodu boyunca gösterdikleri değişimler de, ani yük değişimlerinin gürültüye ve erken yorulmaya neden olması nedeniyle önemlidir. Bu değişimlerin bulunması, daha sonra yapılacak olan gürültü ve yorulma analizlerinde kullanılabilmeleri açısından da önem taşımaktadır.

Helisel dişliler ile kıyaslandığında daha basit, iki boyutlu bir geometriye sahip olan alın dişliler için dinamik yük ve gerilme analizi çalışmaları daha önce yapılmıştır [4, 5]. Üç boyutlu geometriye sahip olan helisel dişlilerin analizi için ilk basamak diş temas analizinin yapılması ve temas doğrularının belirlenmesidir. Temas doğrularının, helisel dişlilerin işlenmesinde kullanılan kesici takımların geometrisi ve temel dişli teorisi kullanılarak belirlenmesi mümkündür [6-9]. Temas doğrularının belirlenmesinden sonraki basamak bu doğrulara karşı gelen kavrama direngenliklerinin ve eşdeğer kavrama direngenliklerinin bulunmasıdır [8, 9]. Kavrama direngenliği, dişler ile mil, yatak ve diğer elemanların yük altındaki deformasyonları ile üretim ve montaj hataları nedeni ile temas doğrusu boyunca değişiklik göstermektedir. Son basamak ise, belirlenen temas doğruları ve bunların eşdeğer kavrama direngenlikleri ile dişli özellikleri ve çalışma şartları kullanılarak dişli üzerine etki eden dinamik yükün bir kavrama periyodu boyunca gösterdiği değişimlerin bulunması ve dinamik yük faktörlerinin hesaplanmasıdır.

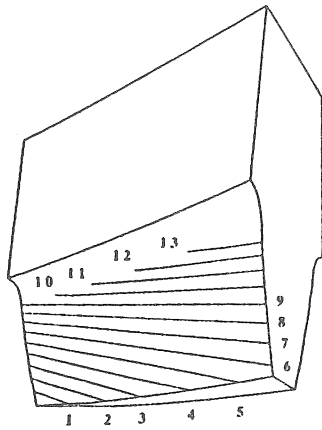
DIŞ TEMAS DOĞRULARININ BELİRLENMESİ VE DİRENGENLİKLERİN BULUNMASI

Bu bölümde, makalenin bütünlüğünü sağlamak amacı ile bu konuda daha önce yazarlar tarafından yapılmış olan yayınlar özetlenmiştir [8, 9]. Diş temas analizi için ilk adım diş yüzeylerinin oluşturulmasıdır. Bu yüzeylerin kremayer kesici ile oluşturulması Tsay [6] tarafından önerilmiş olan yöntemle yapılmıştır. Bu yöntemde diş yüzeylerini oluşturan yüzeyler,

yani kremayer kesicinin yüzeyleri, dişli taslakları döndürülürken dişli eksenleri boyunca hareket ettirilmiş ve diş yüzeylerini oluşturan noktaların koordinatları dişli taslaklarına bağlı olan koordinat sistemlerinde elde edilmiştir. Bu şekilde diş yüzeyleri doğrudan kremayer kesicinin geometrisi ve ölçüleri kullanılarak oluşturulmuş ve bu yöntemle her türlü kremayer kesici için modelleme yapmak mümkün olmuştur. Daha sonra, diş yüzeylerini oluşturan noktaların koordinatları, diş temas analizinin yapılması, pinyon ve dişli dişlerinin temas noktalarının ve nihayet temas doğrularının bulunması için sabit bir koordinat sistemine aktarılmıştır. Temas noktalarının koordinatları, sabit koordinat sisteminde pinyon ve dişli diş yüzeylerini oluşturan noktaların koordinatları ile bu noktadaki yüzey normallerinin eşitlenmesi ile elde edilen altı denklemin ortak çözülmesi ile bulunmuştur. Bu şekilde belirlenen tipik temas doğruları Şekil 1 ve 2'de verilmiştir.

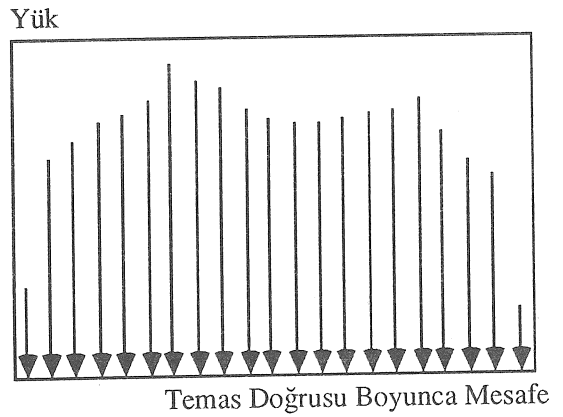


Şekil 1. Pinyon Dişi Temas Doğruları



Şekil 2. Dişli Dişi Temas Doğruları

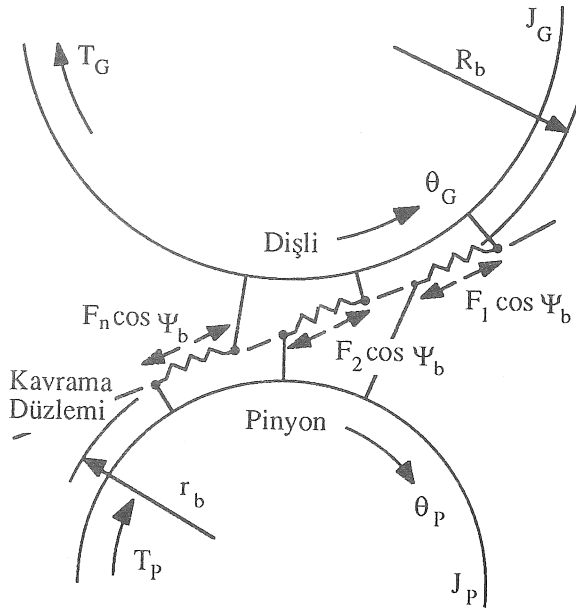
Helisel dişlilerin çalışması esnasında bir kesitteki temas noktası, döndüren dişlide radyal yönde dışarıya doğru, döndürülen dişlide ise radyal yönde içeriye doğru hareket etmektedir. Dişler arasındaki temas ise Şekil 1 ve 2'de görüldüğü gibi dişli eksenlerine göre üç boyutta eğimli temas doğruları boyunca olmaktadır. Bu şekilde bir çalışma, ve temas doğrularının üç boyutta eğimli doğrular olması, temas ilerledikçe dişlerin kavrama direngenliklerinde ve eşdeğer kavrama direngenliğinde değişikliklere yol açmaktadır. Bu da, dişlilerde imalat ve montaj hatası olmasa bile temas doğruları boyunca düzgün olmayan bir yük dağılımının oluşmasına neden olmaktadır. Bir temas doğrusu için tipik yük dağılımı Şekil 3'de verilmiştir. Yük dağılımına paralel olarak, temas doğrusu boyunca, temas eden dişlerin kavrama direngenlikleri ve eşdeğer kavrama direngenliği de düzgün olmayan bir dağılım göstermektedir. Dinamik yük hesaplamalarında, her kavrama doğrusu ve temas pozisyonu için bu dağılım kullanılarak bir ortalama değer kavrama direngenliği olarak bulunmuş ve temas eden diş çifti için bulunmuş olan bu değerler seri olarak bağlanmış yaylar gibi toplanarak eşdeğer kavrama direngenliği hesaplanmıştır. Dişlerin temas doğrularına karşı gelen kavrama direngenliklerinin bulunması için dişler üzerine temas doğruları boyunca birim yükler etki ettirilmiş ve bu yükler nedeni ile oluşan deformasyonlar bulunmuştur. Bu deformasyonlar kullanılarak da kavrama direngenlikleri hesaplanmıştır. Diş deformasyonunun bulunması için sonlu elemanlar yöntemi; dişli gövdesinin, millerin ve yatakların deformasyonları için ise analitik ifadeler kullanılmıştır. Temas deformasyonları da yine analitik ifadeler kullanılarak bulunmuştur.



Şekil 3. Temas Doğrusu Boyunca Yük Dağılımı

DİNAMİK YÜK ANALİZİ

Dişlilerin hareket denklemlerinin Şekil 4'de verilmiş olan ve dişlilerin burulma titreşimlerine dayanan bir model kullanılarak yazılması mümkündür.



Şekil 4. Helisel Dişli Çiftinin Dinamik Modeli

Bu modelde dişliler birbirlerine, temas halinde bulunan diş çifti sayısı kadar, kavrama düzlemi üzerinde çalışan yay ile bağlanmış olarak düşünülmüş ve aşağıdaki hareket denklemleri elde edilmiştir.

$$J_G \ddot{\theta}_G = R_b (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b - T_G \quad (1)$$

$$J_P \ddot{\theta}_P = T_P - r_b (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b \quad (2)$$

Dişlilerin açısal pozisyonları yerine, temas noktalarının kavrama düzlemi üzerindeki pozisyonlarının kullanılması ile aşağıdaki yeni hareket denklemlerinin elde edilmesi mümkündür.

$$m_G \ddot{x}_G = (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b - W \cos \psi_b \quad (3)$$

$$m_P \ddot{x}_P = W \cos \psi_b - (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cos \psi_b \quad (4)$$

Burada,

$$x_G = R_b \theta_G \quad (5)$$

$$x_P = r_b \theta_P \quad (6)$$

$$m_G = \frac{J_G}{R_b^2} \quad (7)$$

$$m_P = \frac{J_P}{r_b^2} \quad (8)$$

$$W = \frac{T_G}{R_b} \frac{1}{\cos \psi_b} = \frac{T_P}{r_b} \frac{1}{\cos \psi_b} \quad (9)$$

olarak alınmıştır.

Yeni hareket denklemlerinin taraf tarafa çıkarılması ile iletim hatası x_r cinsinden aşağıdaki hareket denkleminin elde edilmesi mümkündür.

$$\ddot{x}_r + \frac{(m_G + m_P) (K_1 + K_2 + \dots + K_n) \cos^2 \psi_b}{m_G m_P} x_r = \frac{(m_G + m_P) W \cos \psi_b}{m_G m_P} \quad (10)$$

Burada,

$$x_r = x_P - x_G \quad (11)$$

$$\dot{x}_r = v_r = \dot{x}_P - \dot{x}_G \quad (12)$$

$$\ddot{x}_r = \ddot{x}_P - \ddot{x}_G \quad (13)$$

$$K_1 = \frac{F_1}{x_r \cos \psi_b} \quad (14)$$

$$K_2 = \frac{F_2}{x_r \cos \psi_b} \quad (15)$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

$$K_n = \frac{F_n}{x_r \cos \psi_b} \quad (16)$$

olarak kullanılmıştır.

Böyle bir hareket denkleminin, titreşimin sönümünün de hesaba katılmasıyla aşağıdaki şekilde ifade edilmesi mümkündür.

$$\ddot{x}_r + 2\omega\zeta\dot{x}_r + \omega^2 x_r = \omega^2 x_s \quad (17)$$

Burada,

$$\omega^2 = \frac{(K_1 + K_2 + \dots + K_n)(m_G + m_P) \cos^2 \psi_b}{m_G m_P} \quad (18)$$

$$\omega^2 x_s = \frac{(m_G + m_P) W \cos \psi_b}{m_G m_P} \quad (19)$$

$$x_s = \frac{\omega^2 x_s}{\omega^2} = \frac{W}{(K_1 + K_2 + \dots + K_n) \cos \psi_b} \quad (20)$$

olarak ifade edilmiştir.

Temas eden diş çiftlerini modelleyen yayların yalnız basma yönünde çalışabiliyor olması, yayları çekme yönünde çalıştırmaya yönelik kuvvetlerin yaylar tarafından taşınmıyor olması nedeni ile, temas eden bütün diş çiftlerinin birbirinden ayrılması durumunda ise aşağıdaki hareket denklemi kullanılmalıdır.

$$M \ddot{x}_r = W \cos \psi_b \quad (21)$$

Burada,

$$M = \frac{m_G m_P}{m_G + m_P} \quad (22)$$

olarak alınmıştır.

Temas eden diş çiftlerinin eşdeğer kavrama direngenliklerinin temas pozisyonuna göre değişiyor olmasının, ve bu nedenle de hareket denkleminin katsayılarının sabit olmamasının analitik çözümü imkansız hale getirmesi, çözüm için bir bilgisayar programının hazırlanmasını gerektirmiştir. Bir dişin ilk temasa başlamasından, yanındaki dişin ilk temasa başlamasına kadar geçen süre bir periyod olarak tanımlanmış ve bu periyod küçük aralıklara bölünmüştür. Bu şekilde, bu aralıkların sınırlarında temas pozisyonları elde edilmiş ve bu pozisyonlarda eşdeğer kavrama direngenlikleri hesaplanmıştır. Bir aralıkta, hareket denkleminin katsayıları sabit kabul edilerek analitik çözüm elde edilmiştir. Aralığın sonundaki x_r ve v_r değerleri, bir önceki aralığın sonundaki x_r ve v_r değerlerinin sınır şartları olarak kullanılmasıyla

hesaplanmıştır. Bu şekilde periyodun sonundaki x_r ve v_r değerleri bulunmuş ve bunlar periyodun başındaki değerler ile karşılaştırılmıştır. Aralarındaki farkın istenilenden küçük olmaması halinde, periyodun sonundaki değerler yeni başlangıç değerleri olarak alınmış, fark istenilenden küçük oluncaya kadar çözüm tekrarlanmıştır.

Statik iletim hatası x_s 'nin zamana göre değişiminin doğrusal olduğu varsayımı ile hareket denkleminin aşağıdaki şekilde homojen hale getirilmesi mümkündür.

$$\ddot{X} + 2\zeta\omega\dot{X} + \omega^2 X = 0 \quad (23)$$

$$X = x_r - x_s + \frac{2\zeta}{\omega} \dot{x}_s \quad (24)$$

Statik iletim hatasının zamana göre değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir. Burada Δt , ardışık iki temas pozisyonunun teması arasında geçen süredir.

$$\dot{x}_s = \frac{x_{s(i+1)} - x_{si}}{\Delta t} \quad (25)$$

İletim hatasının ve iletim hatasının zamana göre değişiminin bir sonraki temas pozisyonundaki değerlerinin aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanması mümkündür.

$$X_i = x_{ri} - x_{si} + \frac{2\zeta}{\omega} \dot{x}_s \quad (26)$$

$$V_i = \dot{X}_i = v_{ri} - \dot{x}_s \quad (27)$$

$$X_{(i+1)} = e^{-\omega\zeta\Delta t} (X_i \cos([1 - \xi^2]^{1/2} \omega\Delta t) + \frac{1}{[1 - \xi^2]^{1/2} \omega} (V_i + \omega\xi X_i) \sin([1 - \xi^2]^{1/2} \omega\Delta t)) \quad (28)$$

$$V_{(i+1)} = \dot{X}_{(i+1)} = e^{-\omega\zeta\Delta t} (V_i \cos([1 - \xi^2]^{1/2} \omega\Delta t) - \frac{\xi}{[1 - \xi^2]^{1/2}} (V_i + \frac{\omega}{\xi} X_i) \sin([1 - \xi^2]^{1/2} \omega\Delta t))$$

$$\sin([1 - \xi^2]^{1/2} \omega \Delta t) \quad (29)$$

$$x_{r(i+1)} = X_{(i+1)} + x_{s(i+1)} - \frac{2\zeta}{\omega} \dot{x}_s \quad (30)$$

$$v_{r(i+1)} = \dot{x}_{r(i+1)} = V_{(i+1)} + \dot{x}_s \quad (31)$$

Temas eden bütün diş çiftlerinin birbirinden ayrılması durumunda ise, iletim hatasının ve iletim hatasının zamana göre değişiminin bir sonraki temas pozisyonundaki değerleri aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmalıdır.

$$x_{r(i+1)} = \frac{W \cos \psi_b}{2M} (\Delta t)^2 + v_{ri} \Delta t + x_{ri} \quad (32)$$

$$v_{r(i+1)} = \frac{W \cos \psi_b}{M} \Delta t + v_{ri} \quad (33)$$

Her temas pozisyonundaki iletim hatasının bulunmasından sonra da temas pozisyonlarındaki kuvvetler aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$F_1 = K_1 x_r \cos \psi_b \quad (34)$$

$$F_2 = K_2 x_r \cos \psi_b \quad (35)$$

⋮
⋮
⋮

$$F_n = K_n x_r \cos \psi_b \quad (36)$$

ÖRNEK HESAPLAMALAR

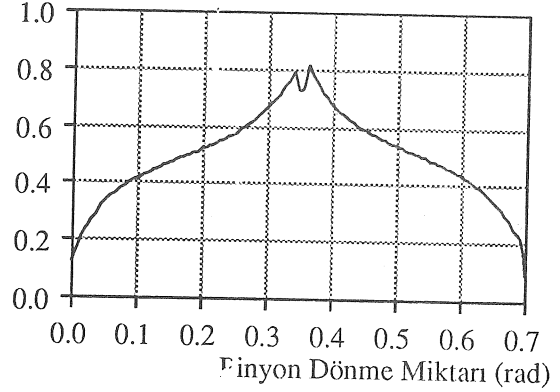
Özellikleri Tablo 1'de verilen, standard ölçülerdeki imalat ve montaj hatası olmayan helisel dişli çifti için bir pinyon dişi üzerine etki eden dinamik yük ve pinyon üzerine etki eden toplam dinamik yük için dinamik yük faktörlerinin bir kavrama periyodu boyunca değişimleri değişik pinyon hızlarında bulunmuş ve sonuçlar Şekil 5 - 10'da verilmiştir. Dinamik yük faktörü, kavrama düzlemi üzerinde temas doğrularına dik olarak etki eden dinamik yükün, yine kavrama düzlemi üzerinde temas doğrularına dik olarak etki eden toplam statik yüke oranı olarak tanımlanmıştır. Bir pinyon dişi üzerine etki eden dinamik yük ve pinyon üzerine etki eden toplam dinamik yük için dinamik yük faktörlerinin maksimum değerlerinin pinyon

hızına göre değişimleri ise Şekil 11'de gösterilmiştir. Hesaplamalarda sönüm katsayısı ζ , 0.17 olarak alınmıştır.

Tablo 1. Helisel Dişli Çifti Özellikleri

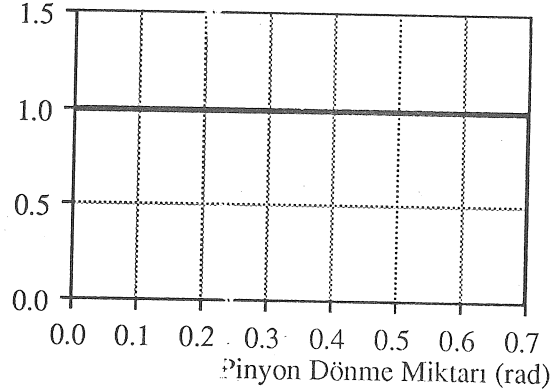
Pinyon diş sayısı	: 18
Dişli diş sayısı	: 36
Alın modülü	: 4 mm
Normal kavrama açısı	: 20 derece
Eğim açısı	: 25 derece
Diş genişliği	: 20 mm
Pinyon ve dişli malzemesi	: Çelik

Dinamik Yük Faktörü

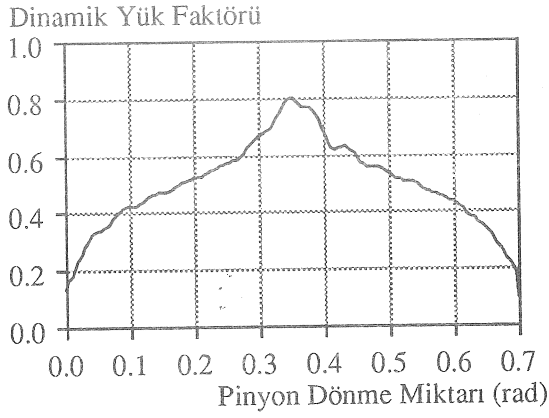


Şekil 5.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1 d/d

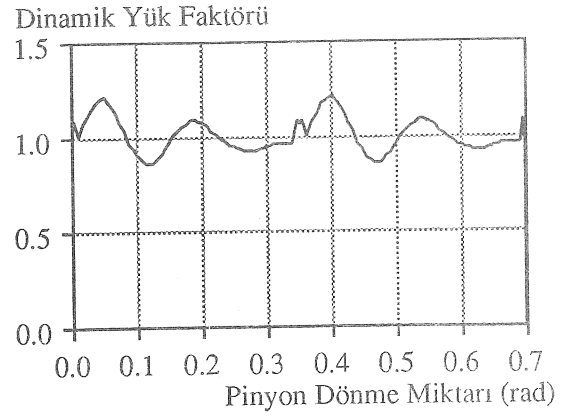
Dinamik Yük Faktörü



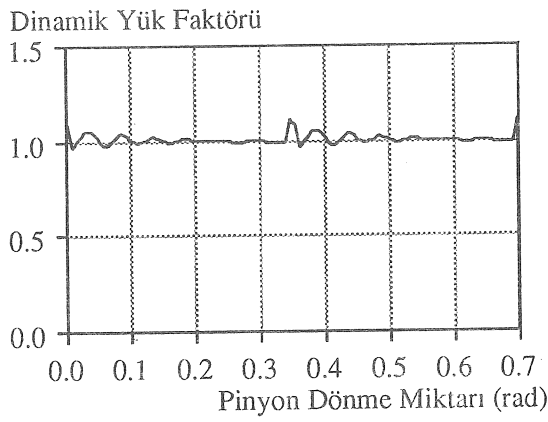
Şekil 5.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1 d/d



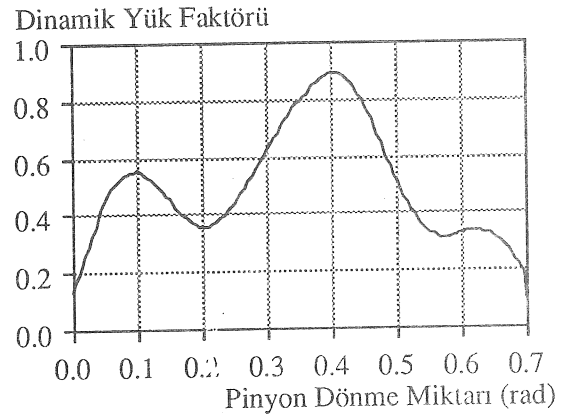
Şekil 6.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 500 d/d



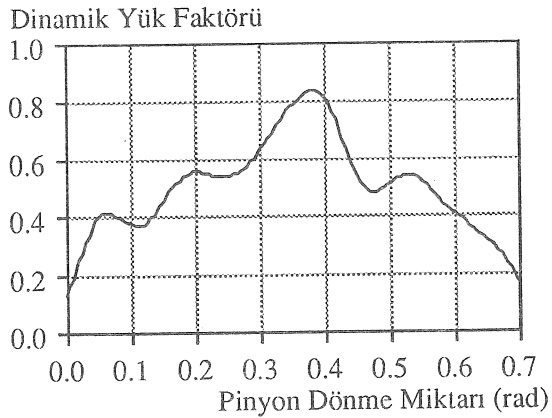
Şekil 7.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1500 d/d



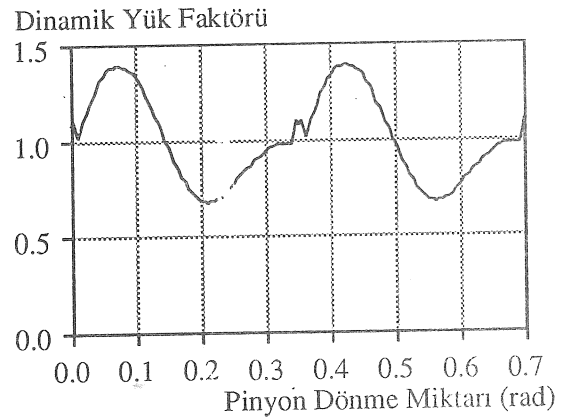
Şekil 6.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 500 d/d



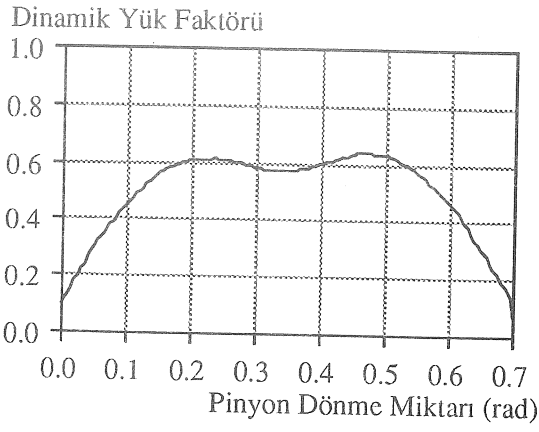
Şekil 8.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 3000 d/d



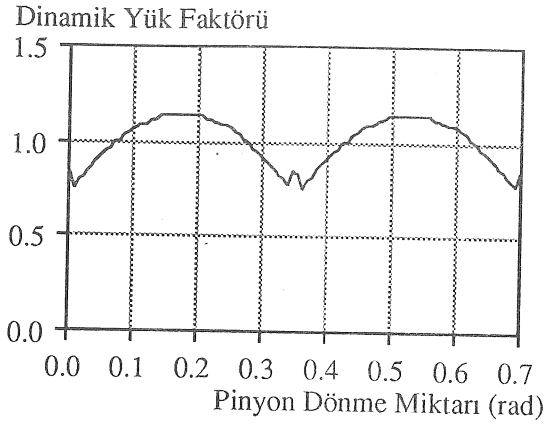
Şekil 7.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 1500 d/d



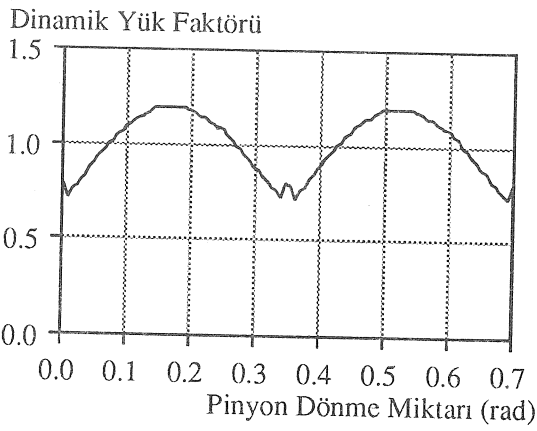
Şekil 8.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 3000 d/d



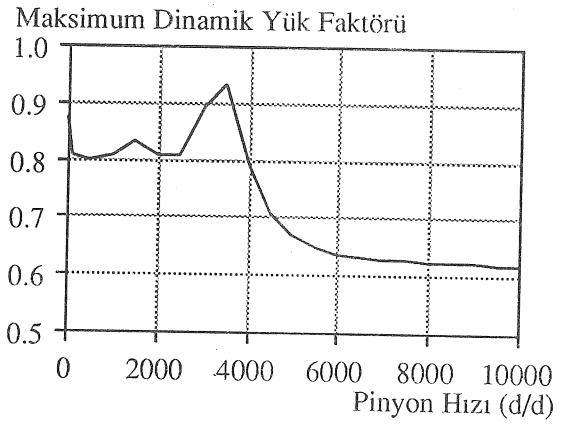
Şekil 9.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 6000 d/d



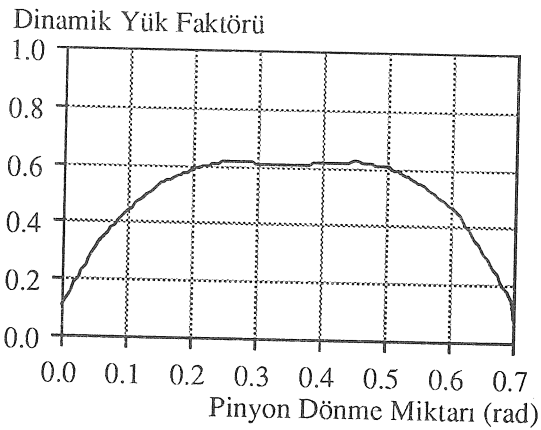
Şekil 10.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 10000 d/d



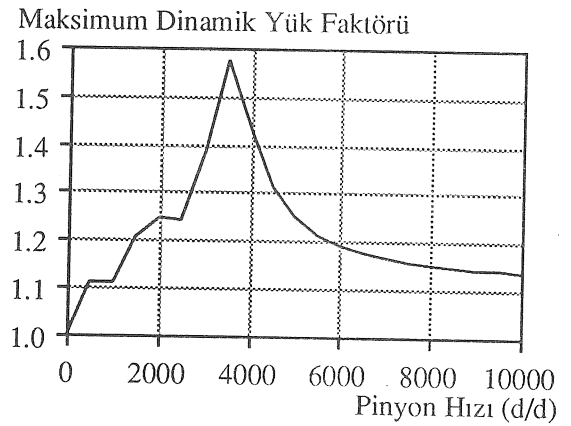
Şekil 9.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 6000 d/d



Şekil 11.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Dinamik Yük için Dinamik Yük Faktörünün Maksimum Değerleri



Şekil 10.a. Pinyon Dişi Üzerine Etki Eden Yük için Dinamik Yük Faktörünün Değişimi, Pinyon Hızı : 10000 d/d



Şekil 11.b. Pinyon Üzerine Etki Eden Toplam Dinamik Yük için Dinamik Yük Faktörünün Maksimum Değerleri

SONUÇ

Helisel dişliler üzerindeki dinamik yükün çalışma hızına bağlı olarak değiştiği gözlenmiştir. Çalışma hızına bağlı olarak, hem bir diş üzerindeki dinamik yük hem de dişliler üzerindeki toplam dinamik yük değişik davranışlar göstermektedir. Şekil 5'te görüldüğü gibi statik duruma karşı gelen 1 d/d pinyon hızında, pinyon üzerine etki eden toplam yük için dinamik yük faktörü kavrama periyodu içerisinde değişmemekte ve değeri de bir olmaktadır. Bu durumda dişliler üzerine etki eden dinamik yükün değeri statik yüke eşittir. Bir pinyon dişi üzerine etki eden yük için dinamik yük faktörü ise düzgün bir şekilde artmakta ve sonra da azalmaktadır. Değişik diş çiftlerinin teması arasındaki geçişler belirgin değildir. Alın dişlilerde ise bu geçişler çok belirgin olarak gözlenmektedir [4]. Helisel dişliler için bu davranış yüksek çalışma hızları için de geçerli olmakta ve helisel dişliler alın dişlilere göre daha az titreşimle ve gürültü ile çalışmaktadır. Bir diş tarafından taşınan yük ise statik yükten küçüktür. Bu da, her zaman diş çiftleri arasında yük paylaşımı olduğunu, aynı anda iki veya üç diş çiftinin temas halinde olduğunu göstermektedir. Alın dişlilerde ise kavrama periyodunun bir bölümünde bütün yük tek diş tarafından taşınmaktadır [4]. Bu şekilde, benzer boyutlara sahip helisel dişlilerin, alın dişlilere göre daha fazla yük taşıma kapasitesine sahip olduğu da görülmektedir.

Çalışma hızının artması ile birlikte gerek pinyon üzerine etki eden toplam yük için dinamik yük faktörü, gerekse de pinyon dişi üzerine etki eden yük için dinamik yük faktöründe dalgalanmalar başlamakta, pinyon dişi üzerine etki eden yük için dinamik yük faktörünün maksimum değeri birden büyük olmaktadır. Pinyon üzerine etki eden toplam yük için dinamik yük faktörü de değişik davranışlar göstermektedir. İlk önce fazla dalgalanmalar olmakta, çalışma hızının artmasıyla birlikte dalgalanmalar azalmaktadır. Bu değişik davranışlar da dişlilerin çalışması esnasında oluşan gürültüyü ve dişlilerin yorulma karakteristiklerini etkilemektedir.

Şekil 11'de ise her iki faktörün maksimum değerlerinin çalışma hızına göre değişimi gösterilmektedir. Bu iki faktörün maksimum değerleri önce artmakta, yaklaşık 4000 d/d pinyon hızından sonra da düşmeye başlamakta ve çalışma hızı arttıkça da oldukça küçük değerlere ulaşmaktadır.

SİMGELER

F_i	Temas eden diş çiftine, kavrama düzlemi üzerinde, temas doğrusuna dik olarak etki eden dinamik yük
J	Dönme eksenine göre eylemsizlik momenti
K_i	Temas eden diş çiftinin eşdeğer kavrama direngenliği
m	Dişli çark üzerindeki etkili kütle
M	Eşdeğer kütle
r_b	Pinyon temel dairesi yarıçapı
R_b	Dişli temel dairesi yarıçapı
T	Dönme momenti
v_r	İletim hatasının zamana göre değişimi
W	Dönme momenti sonucu, kavrama düzlemi üzerinde, temas doğrularına dik olarak etki eden toplam statik yük
x	Temas noktasının kavrama düzlemi üzerindeki pozisyonu
x_r	İletim hatası
x_s	Statik iletim hatası
Δt	Ardışık iki temas pozisyonunun teması arasında geçen süre
θ	Açısal pozisyon
ζ	Sönüm katsayısı
ψ_b	Temel dairesindeki eğim açısı
ω	Frekans

İndisler

G	Dişli
P	Pinyon

DYNAMIC LOAD ANALYSIS OF HELICAL GEARS

Dynamic loads on helical gears are calculated by using a model based on torsional vibrations of gears and a numerical solution method, and dynamic load variations during a mesh cycle of a tooth are determined. Tooth contact analysis, which is necessary for calculations, is made by using rack cutter geometry and basic gear theory. For determination of mesh stiffnesses of contacting teeth and equivalent mesh stiffnesses, which show a non-uniform distribution along contact lines; tooth deflections are calculated by using finite element method with four-noded three-dimensional tetrahedron elements. Deflections of gear bodies, shafts and bearings, and contact deformations are found by making use of analytical expressions.

KAYNAKÇA

1. Deutschmann, A.D., Michels, M.J., Wilson, C.E, *Machine Design*, Collier-McMillan International Editions, 1975.
2. Özgüven, H.N. ve Houser, D.R., Mathematical Models Used in Gear Dynamics - A Review, *Journal of Sound and Vibration*, 121 (1988) 3, 383-411.
3. Kesan, M. ve Özgüven, H.N., Helisel Dişlilerin Dinamik Analizi, 5. *Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi Bildiri Kitabı*, 241-251, ODTÜ, 1992.
4. Arıkan, M.A.S. ve Kaftanoğlu, B., Dynamic Load and Root Stress Analysis of Spur Gears, *Annals of the CIRP*, 38/1/1989 (1989), 171-174.
5. Arıkan, M.A.S., Dynamic Load and Contact Stress Analysis of Spur Gears, *Advances in Design Automation*, ASME Publication DE-Vol. 32-1 (1991), 85-91.
6. Tsay, C.B., Helical Gears with Involute Shaped Teeth : Geometry, Computer Simulation, Tooth Contact Analysis, and Stress Analysis, *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 110 (1988), 482-491.
7. Litvin, F.L., *Theory of Gearing*, NASA Reference Publication, 1989.
8. Tamar, M., *Dynamic Load and Three-Dimensional Stress Analysis of Helical Gears*, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, 1992.
9. Arıkan, M.A.S. ve Tamar, M., Tooth Contact and 3-D Stress Analysis of Involute Helical Gears, *Advancing Power Transmission into the 21st Century*, ASME Publication DE-Vol. 43-2 (1992), 461-468.
10. Elkholy, A. H., Load Distribution on Contact Lines of Helical Gear Teeth, *Proceedings of the ASME 1989 International Power Transmission and Gearing Conference*, 135-142, 1989.

Levend Parnas
Y. Doç. Dr.

Ömer G. Bilir
Prof. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Erdinç Tezcan
Ar. Gör.

Makina Mühendisliği Bölümü
Gazi Üniversitesi
06570 ANKARA

Gerinim Geyci İle Gerilme Şiddeti Çarpanlarının Belirlenmesi

Bu çalışmada, açılma modu (opening mode) için, gerilme şiddeti çarpanları gerinim geyç yöntemleri ile belirlenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar sonlu elemanlar metodu (SEM) çözümleri ile karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada, standartlara göre üretilen kompakt çekme numuneleri üzerinde Elektrik Akımı ile Boşaltma (EDM) ve Tel ile Boşaltma (WDM) teknikleri kullanılarak çatlak açılmıştır. Gerinim geyci yardımıyla çatlak ucu gerinim değerleri elde edilmiş ve deneysel gerilme şiddeti çarpanları hesaplanmıştır.

GİRİŞ

Mühendislik yapılarının tasarımındaki en önemli konulardan biri yapının gerilme ve dolayısıyla gerinim dağılımını veren gerilme analizidir. Diğer önemli bir konu ise, yapının değişik elemanlarında kullanılacak malzemeyi belirlemek üzere doğru başarısızlık (failure) kriterinin seçimidir. Bilindiği üzere alışılmış başarısızlık kriterleri, özellikle çatlaklara veya benzeri mekanik bozukluklara hassas olan, örneğin bazı yüksek mukavemet çeliklerindeki başarısızlıkları açıklamaya yetmemektedir. Birçok mühendislik malzemesinin yapısında bulunan malzeme bozuklukları, başarısızlık yüklerinin belirlenmesinde kullanılan gerilme dağılımının değişmesine neden olmaktadır.

Kırılma mekaniğinin uygulamalı bir bilim olarak ortaya çıkması ile birlikte, çeşitli yapıların olası gevrek kırılma davranışlarını tahmin etmek üzere malzeme tokluğu, çatlak boyu ve gerilme dağılımı arasında bir ilişki kurmak mümkün olabilmektedir. Benzer olarak, lineer elastik kırılma mekaniği yaklaşımı, çatlak ucu çevresindeki gerilmelerin büyüklüğü ve dağılımını yapıya uygulanan nominal gerilmenin değerine, çatlak boyu, şekli ve yönüne bağlayan analitik bir temel üzerine kurulmuştur. Buna göre, çatlak düzlemine dik yönde uygulanan nominal çekme gerilmesi etkisi altındaki bir elastik yapı içerisindeki çatlak ucunun çevresindeki gerilme dağılımını veren gerilme denklemleri (stress field equations), çatlak ucu çevresi gerilme dağılımının Açılma Modu etkisi altındaki bütün yapı parçalarında değişmez olduğunu göstermektedir. Bu gerilme dağılımı büyüklüğünün, gerilme şiddeti çarpanı dediğimiz ve K_I ile gösterilen tek bir parametre ile ifade edilmesi mümkündür. Bu parametreyi lineer elastik kırılma mekaniği yöntemleri kullanarak yani analitik olarak

belirlemek mümkün olduğu gibi, bu amaçla deneysel bir takım yöntemler kullanmak da mümkündür.

Komplains ölçümleri ve fotoelastisite tekniklerini temel alan bazı deneysel yöntemler çeşitli kırılma mekaniği parametrelerini belirlemede veya teorik hesaplamalarda elde edilen sonuçları sağlamada kullanılmaktadır. İlk defa Irwin [1] çatlak ucu gerilme şiddet çarpanlarının belirlenmesi için gerinim geyç tekniklerinin kullanılmasını önerdi. Fakat bu önerinin uygulamaya geçirilmesinde fazla mesafe katedilemedi. Bunun başlıca nedeni, gerinim geyci büyüklüğünün yarattığı problemin aşılması için gerekli tekniklerin uzunca bir süre geliştirilememiş olmasıdır. Diğer bir önemli neden ise, komplains ölçümleri ve fotoelastisite gibi gerilme şiddet çarpanının belirlenmesinde kullanılan diğer deneysel yöntemlerin varlığıdır [2-6]. Fakat bu yöntemlerin kullanımında belirli sınırlamalar vardır. Gerilme şiddeti çarpanının belirlenmesi, örneğin ışığı az geçiren veya hiç geçirmeyen malzemelerde bazen çok güç ve dinamik uygulamalarda ise bazen imkansız olabilmektedir.

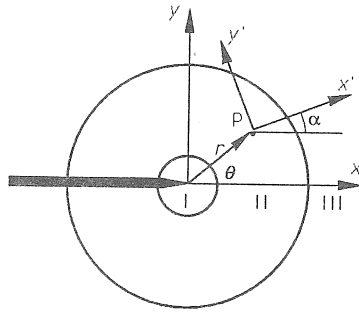
Bir çatlak ucu çevresinde gerinim geyçleri ile ölçülen gerinim ifadeleri Dally ve Sanford tarafından geliştirildi [7]. Aynı yayında, bir veya daha fazla gerinim geycinden alınan ölçümler yardımı ile K_I 'in doğru olarak hesaplanabilmesi amacıyla geyçlerin yerleri ve dağılımının belirlenmesinin yöntemleri de verilmiş ve gerinim geyçlerinin gerilme şiddeti çarpanının belirlenmesinde kullanılabileceği gösterilmiştir.

Bu çalışmanın deneysel kısmında Dally ve Sanford tarafından geliştirilen gerinim geyç tekniği [7] kullanılarak, tek bir gerinim geyci ve bazı kısıtlamalarla gerilme şiddeti çarpanlarının başarı ile belirlenebileceği gösterilmiştir. Geliştirilen yöntem, kenar çatlağı içeren

düzlemsel bir plaka için açılma modu gerilme şiddet çarpanının belirlenmesi problemine uygulanmıştır. Gerinim ve gerilme şiddeti çarpanı değerleri, kompakt çekme numunesi için lineer elastik kırılma mekaniği ve bu çalışmada gerçekleştirilen sonlu elemanlar metodu (SEM) çözümleri ile karşılaştırılmıştır.

PROBLEMİN FORMÜLASYONU

Çatlak ucu çevresi Şekil 1'de görüldüğü gibi 3 bölgeye ayrılarak incelenebilir [7]. Çatlak ucunu çevreleyen ilk bölge, lokal yüksek gerilme değerleri yüzünden oluşan akma nedeniyle kullanılabilir bir bölge değildir. En dışta yer alan III. bölge de çalışmada kullanılan gerinim ifadelerindeki sınırlı sayıdaki sonlu seri açılımlarındaki düşük hassasiyet nedeniyle kullanılamamaktadır. Bu yüzden II. bölge hem analitik çözüm açısından hem de gerinim geyçlerinin bağlanabileceği bir büyüklüğe sahip olmasından dolayı tercih edilmektedir.



Şekil 1. Çatlak Ucu Yakın Çevresi ve Problemin Geometrik Tanımı.

Sanford bir çalışmasında [8] çatlak ucundaki gerilme dağılımının serbest yüzeylerin yakınlığı ve kuvvetin uygulanma noktası gibi parametrelerden etkilenen kırılma mekaniği problemlerinin çözümünde kullanılan Westergaard denklemlerini [9], düzlem elastisite problemleri için genelleştirmiştir. Buna göre genelleştirilmiş biçimde aşağıda verilen gerilme değerleri

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= \text{Re } Z - y \text{ Im } Z' - y \text{ Im } Y' + 2 \text{ Re } Y \\ \sigma_{yy} &= \text{Re } Z - y \text{ Im } Z' + y \text{ Im } Y' \\ \tau_{xy} &= -y \text{ Re } Z' - y \text{ Re } Y' - \text{Im } Y\end{aligned}\quad (1)$$

tek uçlu bir çatlak için aşağıda verilen gerilme fonksiyonları yardımıyla çözümler:

$$\begin{aligned}Z(z) &= \sum_{n=0}^N A_n z^{n-1/2} \\ Y(z) &= \sum_{m=0}^M B_m z^m\end{aligned}\quad (2)$$

Eğer $m = 0, 1$ ve $n = 0, 1$ alınacak olursa bir düzlem elastisite problemi için gerinim değerleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\begin{aligned}E \varepsilon_{xx} &= A_0 r^{-1/2} \cos(\theta/2) [(1-\nu) \\ &\quad - (1+\nu) \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2)] + 2B_0 \\ &\quad + A_1 r^{-1/2} \cos(\theta/2) [(1-\nu) \\ &\quad + (1+\nu) \sin^2(\theta/2)] + 2B_1 r \cos \theta \\ E \varepsilon_{yy} &= A_0 r^{-1/2} \cos(\theta/2) [(1-\nu) \\ &\quad - (1+\nu) \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2)] + 2\nu B_0 \\ &\quad + A_1 r^{-1/2} \cos(\theta/2) [(1-\nu) \\ &\quad - (1+\nu) \sin^2(\theta/2)] + 2\nu B_1 r \cos \theta \\ G \gamma_{xy} &= (A_0/2) r^{-1/2} \sin \theta \cos(3\theta/2) \\ &\quad - (A_1/2) r^{-1/2} \sin \theta \cos(\theta/2) + 2B_1 r \sin \theta\end{aligned}\quad (3)$$

Bu denklem takımı gerinimler için dört parametrelili bir çözümü ifade eder. Eğer II. bölgedeki gelişigüzel dört noktaya yerleştirilmiş $[P(r_1, \theta_1), P(r_2, \theta_2), P(r_3, \theta_3), P(r_4, \theta_4)]$ farklı dört gerinim geyç değeri okunabilirse bu parametreler denklem (3) yardımı ile belirlenebilir. Açılma modundaki gerilme şiddet çarpanı K_I ise aşağıdaki ifade ile bulunabilir.

$$K_I = \sqrt{2\pi A_0}\quad (4)$$

Gerinim geyçlerini herhangi dört yönde bağlamak yerine, denklem (3)'deki bazı terimleri götüreceği biçimde Şekil 1'de gösterildiği gibi belirli α açılarında yerleştirmek ve kullanılacak gerinim geyci sayısını azaltmak mümkündür [7]. Herhangibir α açısı için sanal düzlemde transform edilmiş gerinim denklemleri normal gerinimler cinsinden şöyle yazılabilir:

$$2G \varepsilon_{xx} = A_0 r^{-1/2} [k \cos(\theta/2) - (1/2) \sin \theta \sin(3\theta/2) \cos 2\alpha + (1/2) \sin \theta \cos(3\theta/2) \sin 2\alpha] + B_0 (k + \cos 2\alpha) + A_1 r^{1/2} [k + \sin^2(\theta/2) \cos 2\alpha - (1/2) \sin \theta \sin 2\alpha] + B_1 r [(k + \cos 2\alpha) \cos \theta - 2 \sin \theta \sin 2\alpha] \quad (5)$$

$$G (\varepsilon_{yy} - \varepsilon_{xx}) = (A_0/2) r^{-1/2} \sin \theta \cdot [\sin(3\theta/2) \cos 2\alpha - \cos(3\theta/2) \sin 2\alpha] + B_0 \cos 2\alpha + (A_1/2) r^{1/2} \sin \theta \cdot [\cos(\theta/2) \sin 2\alpha - \sin(\theta/2) \cos 2\alpha] + B_1 r [2 \sin \theta \sin 2\alpha - \cos \theta \cos 2\alpha] \quad (6)$$

Burada $k = (1 - \nu) / (1 + \nu)$ ifadesi ile verilen k kısaltılmış bir malzeme parametresini ifade eder.

Denklem (5) x'y' koordinat sistemine göre α açısıyla yerleştirilmiş bir gerinim geycinden gelen gerinim değerine karşılık gelmektedir. Denklem (6) ise daha ziyade bir rozet geyç ölçümü için kullanılabilir. Daha önce belirtildiği gibi denklem (5)'deki bazı terimleri geycin yönüyle oynayarak elemek mümkündür. Bu çalışmada en basit durum olan tek bir gerinim geyç kullanımı gözönüne alınmış ve bu durumun uygulanabilirliği araştırılmıştır. Tek bir geyç verisi için üç parametrelili bir çözüm mümkün olmaktadır. Bir gerinim geyçli ve üç parametrelili bu yöntemle göre başlangıçtaki 4 parametreden B_1

ihmal edilerek, A_0 , A_1 ve B_0 için çözüm aranmaktadır. Gerinim geycinin yerleştirildiği ve genişliği Rosakis ve Ravi Chandra [10] tarafından $r > h/2$ olarak belirlenen II. bölge için yapılan böyle bir varsayım sonucu fazla etkilememektedir.

Gerinim Geycinin Yerleştirilmesi

Gerinim geyci, düzlem elastisite gerilme çözümünün kullanılacağı ve büyüklüğü bir önceki bölümde verilen II. bölgeye yerleştirilmektedir. Yönü ise denklem (5)'in sadeleştirilmesi ile elde edilmektedir. Bu denklem incelendiğinde, B_0 ve A_1 içeren terimlerin, bu parametrelerin katsayılarının sıfırlanmasıyla elenebileceği görülür. Buna göre

$$k = -\cos 2\alpha = (1 - \nu) / (1 + \nu) \quad (7)$$

ve

$$k + \sin^2(\theta/2) \cos 2\alpha - (1/2) \sin \theta \sin 2\alpha = 0 \quad (8)$$

veya denklem (8)'den

$$\tan(\theta/2) = -\cot 2\alpha \quad (9)$$

eşitlikleri elde edilir. Denklem (7) ve (9) bir malzeme özelliği olan Poisson oranı ile gerinim geycinin yönünü belirleyen θ ve α arasındaki bir ilişkiyi ifade eder. Değişik malzemeler için değişik açılarda yerleştirilen bir gerinim geyci bu yöntemin önemli bir özelliğidir. Parametreler B_0 ve A_1 içeren terimlerin elenmesi için değişik malzemelerde kullanılması gereken açılar Tablo 1'de sunulmuştur. Bu yöntemle göre, test edilecek malzeme için açılar bu tablodan alınmakta ve geyç bu açılarla belirlenen yönde yapıştırılmakta ve okunan gerinim değeri ve denklem (4) kullanılarak gerilme şiddeti çarpanı K_I belirlenmektedir. Örneğin, bir alüminyum numune için $\alpha = \theta = 60^\circ$ olmaktadır. Buna göre denklem (5)

$$2G \varepsilon_{xx} = A_0 r^{-1/2} 3\sqrt{3}/8 \quad (10)$$

şekline indirgenmektedir. Gerinim geyci, çatlak düzlemi ile 60° açı yapacak şekilde numune kalınlığına (h) göre alt sınırı belirlenecek olan II. bölge içine yerleştirilmekte ve okunan gerinim değerinden denklem (4) yardımı ile gerilme şiddet çarpanı aşağıdaki gibi belirlenmektedir:

$$K_I = E \sqrt{(8/3) \pi r \epsilon_{x'x'}} \quad (11)$$

Tablo 1. Değişik Poisson Oranları İçin Gerinim Geyici Açılıları.

ν	θ [°]	α [°]
0.25	73.74	63.43
0.30	65.16	61.29
1/3	60.00	60.00
0.40	50.76	57.69
0.50	38.97	54.74

ANALİTİK ÇÖZÜM YÖNTEMLERİ

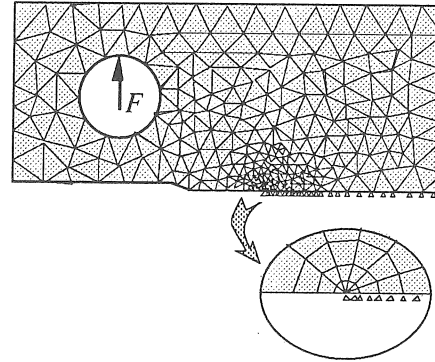
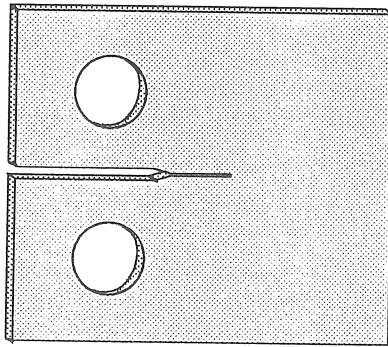
Teorik Gerilme Şiddeti Çarpanı

Bu çalışmada kullanılan teorik K_I değerleri ASTM formulünden [11] hesaplanmıştır. Buna göre, kompakt çekme numunesi için teorik K_I değeri aşağıda verilen ifadeden bulunabilir:

$$K_I = (P/hW^{1/2}) f(a/W) \quad (12)$$

ve

$$f(a/W) = \frac{(2 + a/W)}{(1 - a/W)^{3/2}} (0.866 + 4.64 a/W - 13.32 a^2/W^2 + 14.72 a^3) \quad (13)$$



Şekil 2. Kompakt Çekme Numunesi ve Sonlu Elemanlar Modeli.

burada

- P = uygulanan yükü
- h = numune kalınlığını
- W = numune genişliğini ve
- a = çatlak uzunluğunu ifade eder.

Sonlu Elemanlar Metodu (SEM)

Deneysel çalışmaya ek olarak sonlu elemanlar analiz tekniği kullanılarak değişik sınır şartlarındaki plakalar için bir çalışma yürütülmüştür. Bu amaçla her türlü geometrik modelleme, yükleme ve sınır koşullarını tanımlayabilme ve lineer olmayan elasto-statik analiz yapma olanağını veren sonlu elemanlar analiz paketi ANSYS kullanılmıştır. Şekil 2'de görülen kompakt çekme numunesi yükleme koşulları ve geometrisi simetrik olduğu için sadece bir yarısı düşünülerek modellenmiştir.

Geometrinin matematiksel modellenmesinde 732 tane quadratik, dörtgen ve sekiz düğümlü düzlem gerilme elemanı kullanılmıştır [12]. Çatlak ucu ise r sıfıra giderken sonsuz normal gerilme değerleri veren tekil elemanlar (quarter point singular elements) yardımı ile modellenmiştir. Analizdeki aktif serbestlik derecesi 3041 dir. Elasto-statik analizden sonra, açılma modundaki gerilme şiddeti çarpanı değerleri ile gerinim geycinin yerleştirildiği noktadaki transform edilmiş gerinim değerleri hesaplanmıştır.

SONUÇ VE TARTIŞMA

Bölüm 2'de özetlenen teorik model, geometrisi Şekil 3'de görülen kompakt çekme numunesi üzerinde denendi. Bu çalışmada elastisite modülüsleri sırasıyla 210 GPa ve 70 GPa ve Poisson oranları 0.3 ve 1/3 olan çelik ve

alüminyum plakalar kullanıldı. Çelik için $h = 5.0, 5.4, 7.0, 8.3, 8.5, 10.0, 12.2, 13.6, 16.4, 18.5, 20.8$ mm ve alüminyum için ise sadece 5 mm kalınlıktaki numuneler test edildi. Şekil 3'de görülen 4.7 mm uzunluğundaki çatlak uçları Elektrik Akımı ile Boşaltma (Electrical Discharge Machining) ve Tel ile Boşaltma (Wiring Discharge Machining) teknikleri kullanılarak çatlak açıldı. 40 ton kapasiteli Mohr & Federhaff üniversal tezgahında çekmeye tabii tutulan kompakt çekme numunesindeki çatlak etrafındaki uygun bölgeye yapıştırılan gerinim geyci yardımıyla çatlak ucu gerinim değerleri elde edildi ve bu değerler kullanılarak Tablo 2'de K_{exp} ile gösterilen deneysel gerilme şiddeti çarpanları hesaplandı.

Tablo 2'de deney sonuçlarının tipik bir dökümü kalınlığı 8.3 mm olan numune için verilmiştir. Numuneleri ince, orta kalın ve kalın olmak üzere üç kategoriye ayırmak mümkündür. Deneysel gerinim değerlerinin, bu kalınlıkta bir numune için SEM çözümüne yakın bir değerde belirlendiği anlaşılmaktadır. Benzeri bir durum, özellikle niteliksel olarak, gerilme şiddeti çarpanları için de geçerlidir. Tablo 2'de verilen gerilme şiddeti çarpanı değerleri $h = 8.3$ mm için Şekil 4'de grafik halinde sunulmuştur. Buradan da görüleceği gibi teorik (K_{th}) ve SEM (K_{SEM}) çözümleri neredeyse aynı değerleri vermektedir.

Özellikle çelik numunelerin sonuçları incelendiğinde, üç farklı kalınlığın etkisi

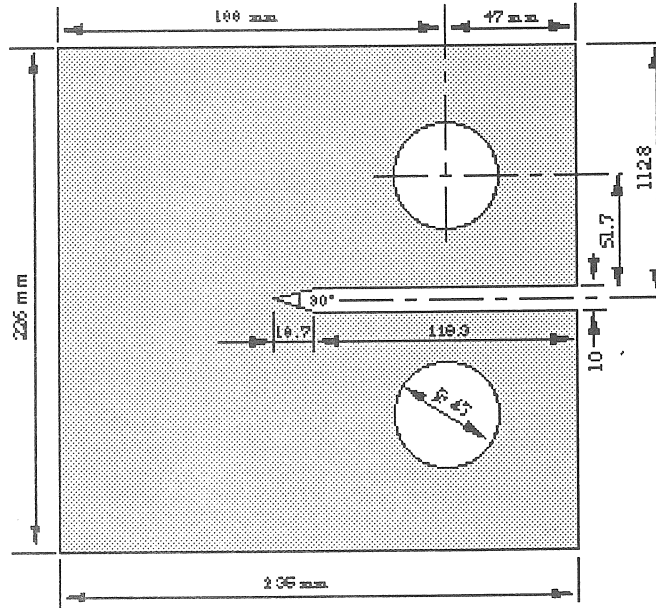
görülmektedir. Şekil 5 ve 6'da $h = 6$ mm için K_I ve gerinim değerleri çeşitli yükler için verilmektedir. Şekil 6'daki gerinim değerleri yaklaşık 7 kN'a kadar doğrusal olarak gitmekte ve bu yük değerinden sonra doğrusal olmayan bir davranış göstermektedir. Çatlak ucuna yakın yerleştirilen gerinim geyci bölgesindeki plastik deformasyonun ince numuneler için bu davranışa yol açtığı düşünülmektedir.

Aynı durum 5 mm kalınlığındaki alüminyum numune için de geçerlidir. Bu numune de Şekil 7'de görüldüğü gibi yaklaşık 3 kN'dan sonra doğrusal olmayan bir davranış göstermektedir.

Plastik bölgenin genişliğini plastik bir malzeme modeli kullanarak SEM yardımı ile de belirlemek mümkündür. Böylece ince numunelerde, gerinim geycin konulması gereken yer hakkında sağlıklı bir sonuca varmak mümkün olabilir.

Numune kalınlığı arttıkça, bu doğrusal olmayan davranış ortadan kalkmakta ve Şekil 8'de de görüldüğü gibi deneysel ve teorik sonuçlar aynı eğilimi göstermektedir.

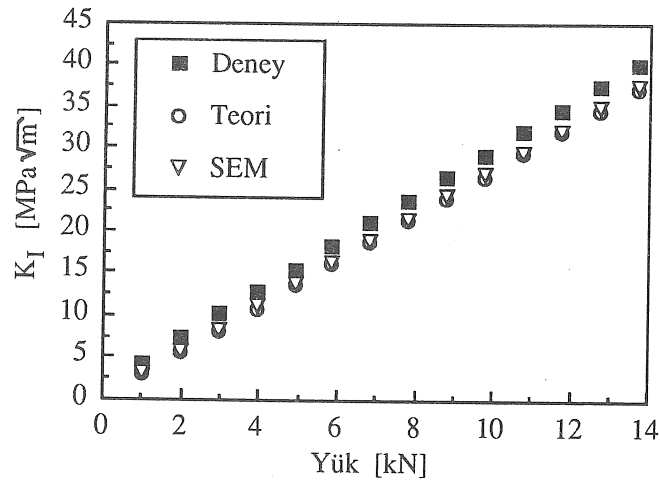
Sonuçlardan da anlaşılacağı üzere tek gerinim geyç ve üç parametrelili bu deneysel metodun kullanılması sırasında numune kalınlığının ve dolayısıyla gerinim geycinin yerleştirildiği bölgenin yarattığı problemler gözönüne alınmalıdır. Gerinim geyç verileri, doğrusal olmayan davranış gösterdiği noktadan itibaren gözardı edilmelidir.



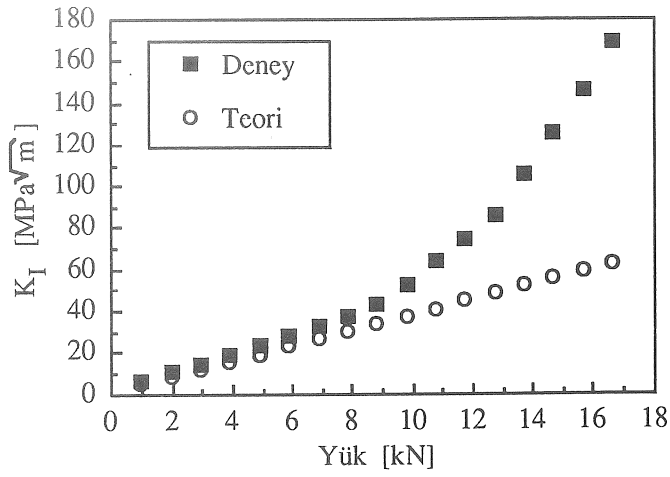
Şekil 3. Kompakt Çekme Numunesi.

Tablo 2. Çatlak Ucu Gerinim ve K_I Değerlerinin Karşılaştırılması $h = 8.3$ mm.

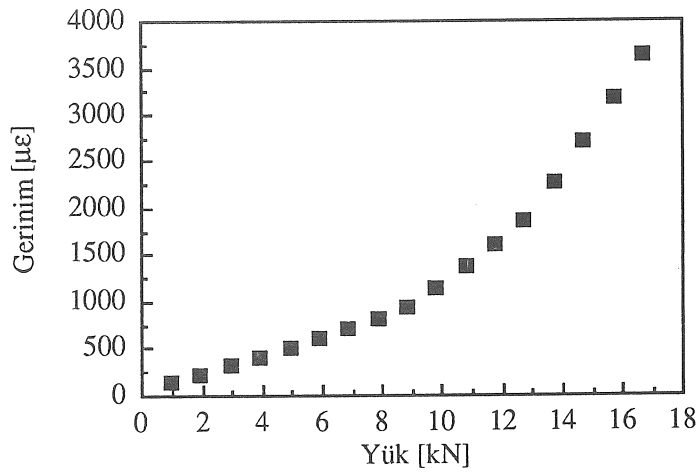
Yük [kN]	Gerinim (Deney)[$\mu\epsilon$]	Gerinim (SEM)[$\mu\epsilon$]	K_{deney} [MPa \sqrt{m}]	K_{th} [MPa \sqrt{m}]	K_{SEM} [MPa \sqrt{m}]
0.98	72	46	3.92	2.63	2.64
1.96	130	92	7.09	5.26	5.29
2.94	180	138	9.82	7.89	7.93
3.92	228	185	12.44	10.52	10.57
4.90	276	231	15.05	13.15	13.22
5.88	328	277	17.89	15.78	15.86
6.86	378	323	20.62	18.41	18.50
7.84	428	369	23.35	21.04	21.15
8.82	478	415	26.07	23.67	23.79
9.80	528	461	28.80	26.30	26.43
10.78	578	508	31.53	28.93	29.08
11.76	628	554	34.26	31.56	31.72
12.74	678	600	37.00	34.19	34.36
13.72	726	646	39.60	36.82	37.01



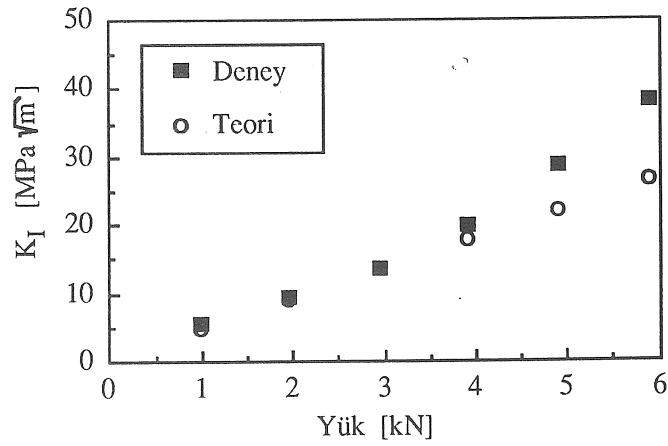
Şekil 4. Çelik Numune İçin Gerilme Şiddeti Çarpanları, $h = 8.3$ mm.



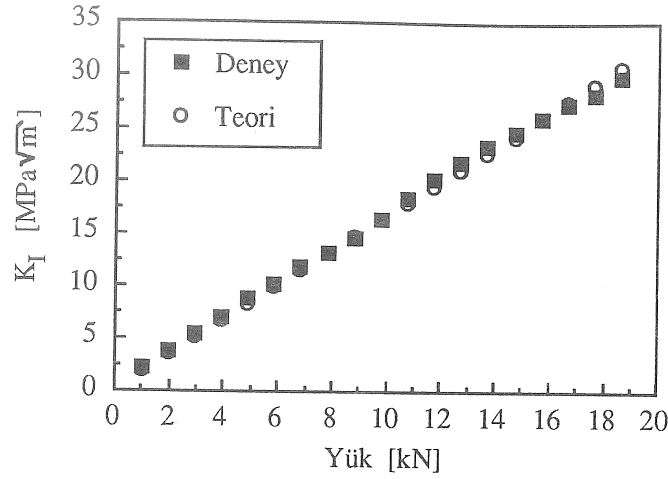
Şekil 5. Çelik Numune İçin Gerilme Şiddeti Çarpanları, $h = 6$ mm.



Şekil 6. Çelik Numune İçin Gerinim Geyç Değerleri, $h = 6$ mm.



Şekil 7. Alüminyum Numune İçin Gerilme Şiddeti Çarpanları, $h = 5$ mm.



Şekil 8. Kalın Çelik Numune İçin Gerilme Şiddeti Çarpanları, $h = 13.6$ mm.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yazarları, Orta Doğu Teknik Üniversitesi BİLTİR (Bilgisayarla Tasarım, İmalat ve Robotik) Merkezine, sağladıkları her türlü destek için teşekkür ederler.

ABSTRACT

In this study, the determination of the opening mode stress intensity factor by using strain gage methods is investigated experimentally and analytically. The results are compared with the finite element solution. In the experimental program, cracks are opened at the tip of crack starter slot on the standard compact tension test specimens by using Electrical Discharge Machining (EDM) and Wiring Discharge Machining (WDM). Strain gage data from the crack tip region is used to calculate stress intensity factors.

KAYNAKÇA

1. Irwin, G.R., Analysis of Stresses and Strains Near the End of a Crack Traversing a Plate, *Journal of Applied Mechanics*, 24 (1957) 3.
2. Kobayashi, A.S., *Experimental Techniques in Fracture Mechanics*, SEM Monograph, Iowa State University Press, 1973.
3. Barker, D.B., Sanford, R.J. and Chona, R., Determining K and Related Stress-Field Parameters from Displacement Fields, *Experimental Mechanics*, 37 (1970), 409-415.
4. Theocaris, P.S., Local Yielding around a Crack Tip in Plexiglas, *Journal of Applied Mechanics*, 37 (1970), 409-415.
5. Gross, B., Strawley, J.E., and Brown, W.F., *NASA TND-2395*, NASA Lewis Research Center, 1964.
6. Kobayashi, A.S., *Boeing Company*, Document No. D2-23552, 1962.
7. Dally, J.W., Sanford, R.J., Strain Gage Methods for Measuring the Opening-Mode Stress Intensity factor, KI, *Experimental Mechanics*, 27 (1987), 381-388.
8. Sanford, R.J., A Critical Re-examination of the Westergaard Method for Solving Opening-Mode Crack Problems, *Mechanics Research Communications*, 6 (1979) 5.
9. Westergaard, H.M., Bearing Pressure and Cracks, *Journal of Applied Mechanics*, 6 (1939).
10. Rosakis, A.J., Ravi-Chandra, K., *On Crack Tip Stress States and Experimental Evaluation of Three-Dimensional Effects*, California Institute of Technology Report, FM-84-2, March 1984.
11. ASTM Standard E 399-83, *Standard Test Methods for Plane Strain Fracture Toughness of Metallic Materials*, 1983 Annual Book of ASTM Standards, 03.01, ASTM, 1983.
12. ANSYS Users' Manual, *Procedures, Revision 5.0*, Swanson Analysis Systems, Inc., 1992.

Eksenel Simetrik Levha Çekme İşlemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

Haluk Darendeliler
Y. Doç. Dr.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Metal levha çekme işlemlerinin sayısal yöntemlerle çözümü, sanayide zaman, işgücü ve malzeme kaybına neden olan birden fazla kalıp üretiminin en aza indirilmesini sağlamaktadır. Metal levha işlemlerinin analizinde kullanılan sayısal yöntemlerin etkin ve yaygın olanı sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemle malzemenin şekil değişimini ve buna bağlı olarak kalınlık değişimini saptamak mümkün olmaktadır. Böylece gerekli taslak geometrisi önceden belirlenebilmektedir. Bu çalışmada, eksene göre simetrik parçaların çekme işlemi sırasındaki şekil değişimi üç boyutlu bir sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir.

GİRİŞ

Metal levha çekme işlemlerinde malzeme genellikle büyük şekil değişimlerine uğramaktadır ve özellikle karmaşık şekilli ürünlerde deneme-yanılma yöntemi veya sayısal yöntemler kullanılmadan şekil değişimini önceden belirlemek mümkün olamamaktadır. Şekil değişimi, malzemenin mekanik özelliklerine, uygulanan zımba ve baskı plakası kuvveti ile kalıp ve taslak geometrisine bağlıdır ve aşırı çekme veya sıkıştırma gerilmelerinin olduğu bölgelerdeki kararsızlıklarla sınırlıdır.

Deneme ve yanılma yöntemi ile metal levha çekme işlemlerinin analizi pahalı olmakta ve uzun zaman almaktadır. Dolayısıyla, sayısal yöntemler tercih edilmektedir. Metal levha çekme işlemlerinin sayısal yöntemlerle analizi konusundaki ilk çalışmalardan bir tanesi Woo [1] tarafından yapılmış ve plastisite teorileri ile izotropik malzemeler için gerilme ve yer değiştirme bağıntıları kullanılarak çözüm elde edilmiştir. Woo [2] daha sonraki bir çalışmada eksene göre simetrik bir levha için derin çekme işleminin çözümünü elde etmiştir. Chakrabarty [3] daire şeklindeki taslakların küre şeklindeki zımba ile kenarları sabit tutularak şekillendirme işleminin analizini yapmıştır. Benzer bir çalışma da Wang [4] tarafından yapılmış ve küre şeklindeki zımba ile şekillendirilmiş daire şeklindeki levhalarda şekil değişimi ve gerilme dağılımı gösterilmiştir. Elde edilen sonuçların deneylerle ve daha önceki çalışmalarla kıyaslanması küçük artışlarla elde edilen çözümlerin toplam şekil değiştirme teorisine göre elde edilen çözümlere göre daha doğru sonuçlar verdiğini göstermiştir. Kaftanoğlu [5] ve Kaftanoğlu ve Alexander [6] eksenel simetrik metal levhaların şekil değiştirme analizi için bir teori geliştirmişlerdir. Teori, kalınlık yönündeki

plastik anizotropi, sürtünme, doğrusal olmayan pekleşme ve ön-şekil değiştirmeyi de gözönüne almaktadır. Bu çalışmada üç ayrı kararsızlık kriteri kullanılmıştır. Çözümler sonlu farklar yöntemi ile elde edilmiştir. Teori ve deneysel sonuçların iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Wafi [7] eksenel simetrik şekilli elastik-plastik malzemelerin, büyük şekil değişimlerinin olduğu durumlarda analizi için sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır. İzotropik ve pekleşen malzemelerin analizi için Lagrange formülasyonu kullanılmıştır. Wafi, zımbaya temas eden bir elemanın zımbaya yapıştığını ve beraber hareket ettiğini kabul etmiştir. Wang ve Budiansky [8] değişik zımba ve kalıplar için derin çekme işleminde şekil değişimini hesaplamak amacıyla bir sonlu elemanlar yöntemi (SEY) geliştirmişlerdir. Mattiasson ve arkadaşları [9] metal levha işlemlerinin modellenmesi için membran teorisine ve toplam Lagrange formülasyonuna dayalı bir sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlardır.

Bu çalışmada, metal şekillendirme işlemlerinin incelenmesi için en uygun yöntem olan sonlu elemanlar, eksenel simetrik metal levha çekme işlemlerinin analizinde kullanılmıştır. Metal levha şekil değiştirme işlemlerinde genellikle, büyük yer değiştirmelerin yanı sıra büyük gerinimler de oluşur. Dolayısıyla, metal levhaların elastik-plastik şekil değişimi için büyük yer değiştirmelerin ve gerinimlerin gözönüne alındığı bir sonlu elemanlar yöntemi geliştirilmiştir [10, 11]. Levhanın J_2 - akma teorisine uyduğu, izotropik olduğu ve pekleştiği kabul edilmiştir. Metal levha ile kalıp ve zımba arasında Coulomb tipi sürtünme olduğu varsayılmıştır. Geliştirilen yöntem eksenel simetrik levhaların analizinde kullanılmış ve sonuçlar deneysel sonuçlarla da kıyaslanmıştır.

SONLU ELEMANLAR FORMÜLASYONU

Üç boyutlu metal levha çekme işlemlerinin analizi için geliştirilen ve [10] numaralı kaynakta detaylı olarak verilen sonlu elemanlar formülasyonu ile ilgili teori, bu bölümde kısaca özetlenecektir.

Virtüel İş Prensibi

Virtüel iş prensibi, δx gibi virtüel bir yer değiştirme için, aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\delta W_{\text{ext}} = \int_S \vec{t} \cdot \delta \vec{x} dS + \int_V \vec{f} \cdot \delta \vec{x} dV \quad (1)$$

burada t yüzey üzerindeki kuvvet vektörü ve bu prensip f ise kütleye ait kuvvet vektörüdür ve şekil değiştirmemiş durum için eğrisel bir koordinat sistemi içinde tanımlanmıştır. Virtüel iş prensibi kütle kuvvetlerinin ihmal edildiği membran levhalar için aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\int_{V^0} S^{\alpha\beta} \delta E_{\alpha\beta} dV^0 = \int_{S^0} T^\alpha \delta x_\alpha dS^0 \quad (2)$$

yukarıdaki denklemde S ikinci Piola-Kirchoff gerilme tansörü, E Lagrange gerinim tansörü ve T ise şekil değişikliğine uğramamış yüzey üzerindeki kuvvet vektörüdür. Yukarıdaki denklemin maddesel türevi aşağıdaki eşitliği verir:

$$\int_{V^0} \left(\dot{S}^{\alpha\beta} \delta E_{\alpha\beta} + S^{\alpha\beta} \delta \dot{E}_{\alpha\beta} \right) dV^0 = \int_{S^0} T^\alpha \delta \dot{x}_\alpha dS^0 \quad (3)$$

Sonlu elemanlar denklemi için gerekli olan eleman katılık matrisleri (3) nolu denklemden elde edilir ve burada bilinmeyenler düğüm noktalarının hızlarıdır.

Şekil Değiştirme Geometrisi

Metal levha şekillendirme işlemlerinde kullanılan malzemelerin kalınlıkları, genellikle enleri ve genişliklerine göre oldukça küçüktür. Malzemenin kalınlığı, kalıp ve zimba çaplarına göre de küçük olduğundan kalınlık yönündeki

kesme gerilmeleri ihmal edilebilir. Dolayısıyla, metal levhalar membran olarak kabul edilebilir.

Malzemenin orta yüzeyindeki bir noktanın, kartezyen bir koordinat sistemine göre t zamanındaki pozisyon vektörü $P(X^1, X^2)$ ile gösterilmektedir. X^1 ve X^2 , orta yüzey üzerindeki eğrisel koordinatlar ve G_1, G_2 ile G_3 de bu koordinatlara karşılık gelen kovariant taban vektörleridir. Şekil değiştirmeden sonra $t + \Delta t$ zamanında orta yüzey üzerindeki aynı nokta $p(x^1, x^2)$ vektörü tarafından gösterilmekte ve orta yüzey üzerindeki koordinatlar x^1 ve x^2 ile ifade edilmektedir. Bu koordinatlara karşılık gelen kovariant taban vektörleri ise g_1, g_2 ve g_3 olarak alınmıştır.

Şekil Değiştirme Tansörü

Şekil değiştirmemiş ve şekil değiştirmiş hallerdeki aynı malzeme noktalarını kapsayan çizgi elemanların boyutlarının karelerindeki fark, yer değiştirme sırasında meydana gelen şekil değişiminin bir göstergesi olarak tanımlanmaktadır [12, 13]:

$$ds^2 - dS^2 = 2 E_{\alpha\beta}(\vec{X}, t) dX^\alpha dX^\beta \quad (4)$$

Yukarıdaki denklem membranlar için şöyle yazılabilir:

$$E_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} \left\{ [(g_{\gamma\rho} x_{,\alpha}^\gamma x_{,\beta}^\rho + x^3 \vec{g}_{\gamma} \cdot \vec{g}_{3,\rho} x_{,\alpha}^\gamma x_{,\beta}^\rho + x^3 \vec{g}_{3,\gamma} \cdot \vec{g}_\rho x_{,\alpha}^\gamma x_{,\beta}^\rho + (x^3)^2 \vec{g}_{3,\gamma} \cdot \vec{g}_{3,\rho} x_{,\alpha}^\gamma x_{,\beta}^\rho + x_{,\alpha}^3 x_{,\beta}^3] - [G_{\alpha\beta} + X^3 \vec{G}_\alpha \cdot \vec{G}_{3,\beta} + X^3 \vec{G}_{3,\alpha} \cdot \vec{G}_\beta + (x^3)^2 \vec{G}_{3,\alpha} \cdot \vec{G}_{3,\beta}] \right\} \quad (5)$$

Bu çalışmada üç düğüm noktalı düzlem elemanlar kullanılmıştır. Bu elemanlarda şekil değiştirmemiş haldeki G_3 birim vektörü ile şekil değişiminin olduğu haldeki g_3 birim vektörü eleman üzerinde değişim göstermez. Dolayısıyla, kartezyen bir koordinat sisteminde, (5) nolu denklem üçgen elemanlar için aşağıdaki şekilde yazılır:

$$E_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} [x_{,\alpha}^\gamma x_{,\beta}^\gamma + x_{3,\alpha} x_{3,\beta} - G_{\alpha\beta}] \quad (6)$$

Yukarıdaki denklem, Lagrange gerinim tansörünün virtuel değişimi için aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\delta E_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} [(\delta x_{\gamma})_{,\varphi} x_{\varphi,\alpha} x_{\gamma,\beta} + x_{\gamma,\alpha} (\delta x_{\gamma})_{,\varphi} x_{\varphi,\beta} + (\delta x_3)_{,\varphi} x_{\varphi,\alpha} x_{3,\beta} + x_{3,\alpha} (\delta x_3)_{,\varphi} x_{\varphi,\beta}] \quad (7)$$

(7) nolu denklemin maddesel türevi ise aşağıdaki gibidir:

$$\delta \dot{E}_{\alpha\beta} = \frac{1}{2} [(\delta x_{\gamma})_{,\varphi} x_{\varphi,\alpha} v_{\gamma,\theta} x_{\theta,\beta} + v_{\gamma,\theta} x_{\theta,\alpha} (\delta x_{\gamma})_{,\varphi} x_{\varphi,\beta} + (\delta x_3)_{,\varphi} x_{\varphi,\alpha} v_{3,\theta} x_{\theta,\beta} + v_{3,\theta} x_{\theta,\alpha} (\delta x_3)_{,\varphi} x_{\varphi,\beta}] \quad (8)$$

Gerilme Tansörü

İkinci Piola-Kirchoff gerilme tansörü, Cauchy gerilme tansörü cinsinden, kartezyen bir koordinat sisteminde aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$S_{\alpha\beta} = j X_{\alpha,\gamma} T_{\gamma\rho} X_{\beta,\rho} \quad (9)$$

İkinci Piola-Kirchoff gerilme tansörünün malzeme türevi ise aşağıda verilmiştir:

$$\dot{S}_{\alpha\beta} = j X_{\alpha,\gamma} \hat{T}_{\gamma\rho} X_{\beta,\rho} \quad (10)$$

Yukarıda denklemde, $T_{\gamma\rho}$, Cauchy gerilme tansörünün Truesdell gerilme değişimidir:

$$\hat{T}_{\gamma\rho} = \dot{T}_{\gamma\rho} - T_{\gamma\xi} v_{\rho,\xi} - T_{\xi\rho} v_{\gamma,\xi} + T_{\gamma\rho} v_{\xi,\xi} \quad (11)$$

Sonlu Elemanlar Yöntemi İçin Virtüel İş Denklemleri

Virtüel iş prensibinin malzeme türevi (3) nolu denklemde eğrisel koordinatlar için verilmiştir. (7), (8), (9) ve (10) nolu denklemleri kullanarak ve (3) nolu denklemi δt virtuel zamanına bölerek kartezyen koordinat sisteminde aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\int_{V^0} j [\hat{T}_{\gamma\theta} \delta v_{\gamma,\theta} + T_{\varphi\rho} \delta v_{\gamma,\varphi} v_{\gamma,\rho} + T_{\varphi\rho} \delta v_{3,\varphi} v_{3,\rho}] dV^0 = \int_{S^0} \dot{T}_{\alpha} \delta v_{\alpha} dS^0 \quad (12)$$

$v_{\gamma,\theta}$ hız değişimidir. Truesdell gerilme tansörü simetrik ve Cauchy gerilme tansörünün Jaumann değişimi, T^* , cinsinden yazılabilir:

$$\hat{T}_{\gamma\theta} = T_{\gamma\theta}^* + v_{\xi,\xi} T_{\gamma\theta} - T_{\gamma\xi} D_{\theta\xi} - T_{\xi\theta} D_{\gamma\xi} \quad (13)$$

bu eşitlikte $D_{\gamma\theta}$ şekil değiştirme hız tansörü ve $W_{\gamma\theta}$ ise dönme tansörüdür. Denklem (13) kullanılarak, (12) nolu denklemden aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\int_{V^0} j [(T_{\gamma\theta}^* + v_{\xi,\xi} T_{\gamma\theta}) \delta D_{\gamma\theta} - 2 T_{\gamma\xi} D_{\theta\xi} \delta D_{\gamma\theta} + T_{\varphi\rho} \delta v_{\gamma,\varphi} v_{\gamma,\rho} + T_{\varphi\rho} \delta v_{3,\varphi} v_{3,\rho}] dV^0 = \int_{S^0} \dot{T}_{\alpha} \delta v_{\alpha} dS^0 \quad (14)$$

Bu çalışmada yenilemeli Lagrange formülasyonu kullanılmıştır. Dolayısıyla, t zamanındaki durum referans olarak alınmış ve $t + \Delta t$ zamanındaki hal ise şekil değiştirmiş durum kabul edilmiştir. Bu durumda Cauchy ve Kirchoff gerilme tansörleri sıkışmayan malzemeler için ($j \cong 1$) aynıdır ve bunların değişimleri de aşağıdaki gibidir:

$$\tau_{\gamma\theta}^* = j T_{\gamma\theta}^* + \dot{j} T_{\gamma\theta} \quad (15)$$

Büyük şekil değiştirme problemlerinde elastik-plastik gerilme-gerinim bağıntısı objektif olan Jauman gerilme değişimi cinsinden ifade edilebilir:

$$T_{\gamma\theta}^* = C_{\gamma\theta\varphi\xi} D_{\varphi\xi} \quad (16)$$

$j \cong 1$ ve $j \ll 1$ olduğunda (16) denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$\tau_{\gamma\theta}^* = C_{\gamma\theta\phi\xi} D_{\phi\xi} \quad (17)$$

Böylece yenilemeli Lagrange tekniği için (14) numaralı denklem aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{aligned} & \int_V [\delta D_{\gamma\theta} C_{\gamma\theta\phi\xi} D_{\phi\xi} - 2 \delta D_{\gamma\theta} T_{\gamma\xi} D_{\theta\xi} \\ & + \delta v_{\gamma,\phi} T_{\phi\rho} v_{\gamma,\rho} + \delta v_{3,\phi} T_{\phi\rho} v_{3,\rho}] dV \\ & = \int_S \delta v_\alpha \bar{T}_\alpha dS \end{aligned} \quad (18)$$

Yukarıda verilen denklem matrix gösterimi kullanılarak her bir eleman için aşağıdaki şekilde gösterilebilir:

$$\begin{aligned} & \int_V [\{\delta D\}^T [C] \{D\} - 2 \{\delta D\}^T [\sigma_1] \{D\} \\ & + \{\delta V\}^T [\sigma_2] \{V\} + \{\delta W\}^T [\sigma_3] \{W\} \\ & = \int_S \{\delta v\}^T \{T\} dA \end{aligned} \quad (19)$$

buradaki $[\sigma_1]$, $[\sigma_2]$ ve $[\sigma_3]$ matrisleri (19) numaralı eşitliği sağlayacak şekilde tanımlanmıştır ve $[C]$ matrisi de gerilme-gerinim bağlantısını verir.

Gerilme-Şekil Değiştirme İlişkisi

Mises akma kriterine uyan ve izotropik olarak pekleşen malzemeler için Prandtl-Reuss eşitlikleri kullanılarak gerilme-gerinim ilişkileri elde edilmiştir. Bu denklemler, objektif bir gerilme tansörünün değişimi kullanıldığında, büyük şekil değişimleri için de geçerlidir. Plastik yüklemeye için gerilme-gerinim bağlantısının artışı aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\begin{aligned} dT_{ij} &= \frac{E}{1+\nu} \left[\delta_{ik} \delta_{jl} + \frac{\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \delta_{kl} \right. \\ & \left. - \frac{T_{ij}' T_{kl}'}{\frac{2}{3} \bar{T}^2 \left(1 + \frac{H}{2G}\right)} \right] d\epsilon_{kl} \end{aligned} \quad (20)$$

Bu eşitlikteki son terim atıldığında, gerilme-gerinim bağıntısı elastik yüklemeye veya yük kaldırma için kullanılır. Membranlar için gerekli gerilme-gerinim ilişkisi (20) numaralı denklem kullanılarak elde edilebilir [14].

Sürtünme

Bu çalışmada, temas eden yüzeyler arasında Coulomb sürtünmesi olduğu varsayılmıştır. Elemanların içindeki gerilmeler veya dış kuvvetler kullanılarak saptanan düğüm noktalarındaki kuvvetler, şekil değiştirmiş haldeki sürtünme kuvvetinin tespit edilmesinde kullanılmıştır. Sürtünme kuvvetlerinin yönü ise, kalıp ve zımba yüzeylerinin normal vektörleri kullanılarak belirlenmiştir.

F_t 'nin düğüm noktasındaki teğet kuvvet ve F_n 'nin de aynı noktadaki normal kuvvet olduğu kabul edilirse, yüzeyler arasında kaymanın olması için:

$$|\vec{F}_t| \geq \mu |\vec{F}_n| \quad (21)$$

şartının sağlanması gereklidir. Aksi takdirde düğüm noktası kalıp veya zımba üzerinde hareket etmemektedir.

Çözüm Yöntemleri

Eleman katılık matrislerinin toplanmasından elde edilen genel katılık matrisi geometrik ve malzeme özellikleri yönünden doğrusal değildir. Dolayısıyla, malzemelerin plastik şekil değiştirme sırasındaki özelliklerini en iyi tanımlayan elastik-plastik gerilme-gerinim ilişkileri küçük artışlar için tanımlanmış ve çözüm küçük artışlar için birçok kez tekrarlanarak elde edilmiştir. Bu çalışmada, Newton-Raphson metodu kullanılmış ve sonuçlar Gauss çözüm yöntemi ile hesaplanmıştır.

BULGULAR

Geliştirilen sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan modellemeler, aynı boyut ve mekanik özelliklerdeki malzeme ve kalıp geometrisi kullanılarak yapılan deneylerle karşılaştırılmıştır. Modellemeler ve deneyler silindirik bir zımba ve kalıp için yapılmıştır. Bu amaçla ayrı boyutlarda iki kalıp kullanılmıştır ve bu kalıplara ait boyutlar Tablo 1'de verilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile modelleme için alüminyum, pirinç ve çelik taslaklar kullanılmıştır. Taslaklar için eşdeğer gerilme ve

eşdeğer gerinim arasında aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır:

$$\bar{\sigma} = K \bar{\epsilon}^n \quad (22)$$

Tablo 1: Kalıp boyutları.

	1. Kalıp	2. Kalıp
Zımba çapı [mm]	152.4	100.0
Zımba profili çapı [mm]	20.07	13.0
Kalıp çapı [mm]	158.24	102.5
Kalıp profili çapı [mm]	16.0	5.0

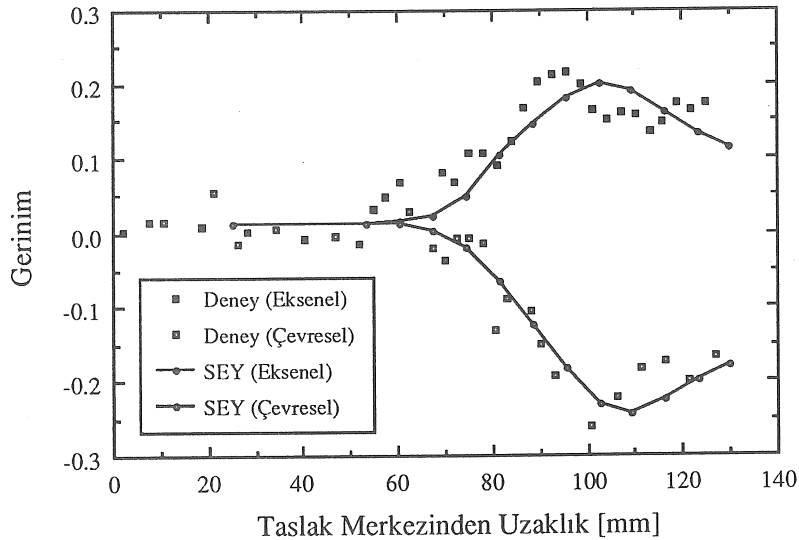
Aluminyum, pirinç ve çelik taslaklara ait geometriler, zımba kuvvetleri, mekanik özellikler ve taslak ile zımba ve kalıp arasındaki sürtünme katsayıları Tablo 2'de verilmiştir:

Sonlu elemanlar yöntemi ile modellenen aluminyum taslak için 50 mm'lik çekme derinliğinde elde edilen eksenel ve çevresel gerilme dağılımları, Şekil 1'de [15] nolu kaynakta verilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Aynı malzeme için tamamen çekilmiş durumda elde edilen eksenel ve çevresel gerinim dağılımlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması ise Şekil 2'de verilmiştir. Her iki

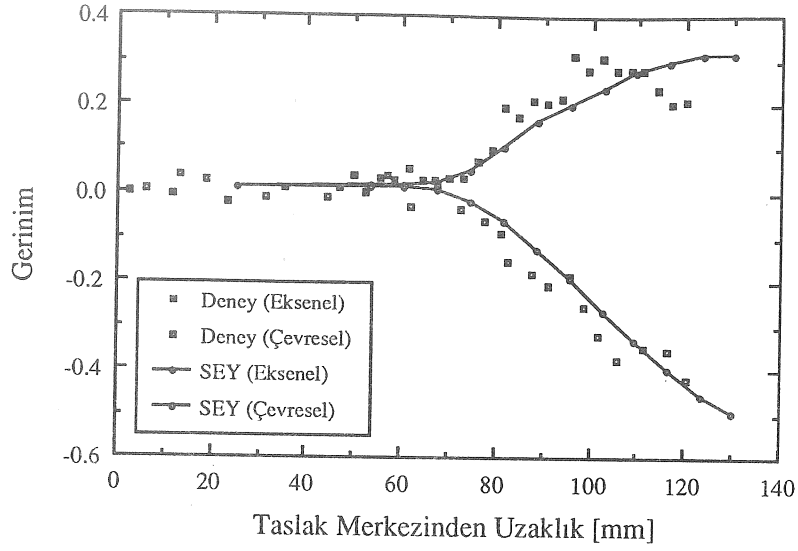
Tablo 2. Aluminyum, pirinç ve çelik için, taslak geometrileri, baskı plakası kuvvetleri, malzeme özellikleri ve sürtünme katsayıları.

	Aluminyum	Pirinç	Çelik
Taslak kalınlığı [mm]	0.81	0.70	0.70
Taslak çapı [mm]	266.7	200.0	200.0
Baskı plakası kuvveti [kN]	54.0	100.0	80.0
Akma gerilmesi [MPa]	58.0	220.0	400.0
Elastik modül [GPa]	69.0	110.0	210.0
Poisson oranı	0.3	0.3	0.3
K [MPa]	58.0	0.895	1.059
n	0.2297	0.42	0.18
Sürtünme katsayısı	0.09	0.06	0.15

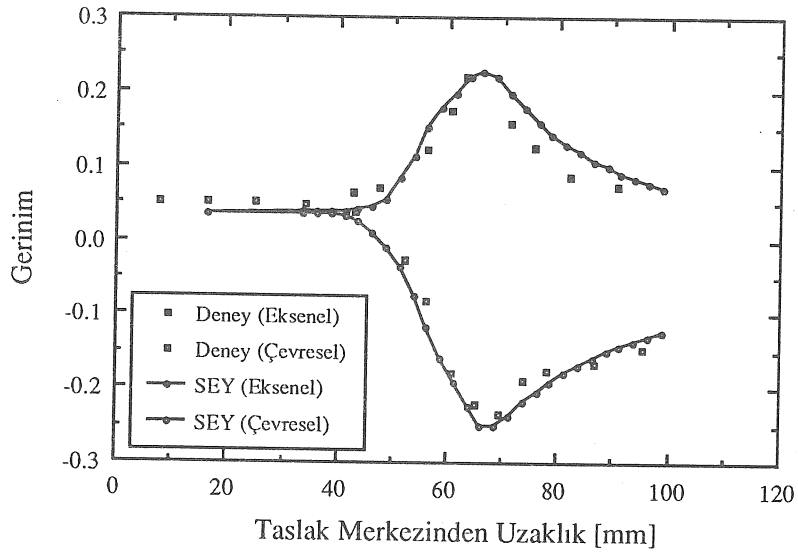
modelleme ve deneyde 1 nolu kalıp kullanılmıştır (Tablo 1). Pirinç malzeme için 30 mm çekme derinliğinde elde edilmiş eksenel ve çevresel gerinim dağılımları Tablo 2'de verilen 2 nolu kalıp kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 3'de ise bu dağılımlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Aynı kalıp kullanılarak çelik için 30 mm çekme derinliğinde eksenel ve çevresel gerinim dağılımları elde edilmiş ve deneylerle karşılaştırılması Şekil 4'de verilmiştir. Pirinç ve çelik için kullanılan deneysel sonuçlar [16] nolu kaynakta verilmiştir.



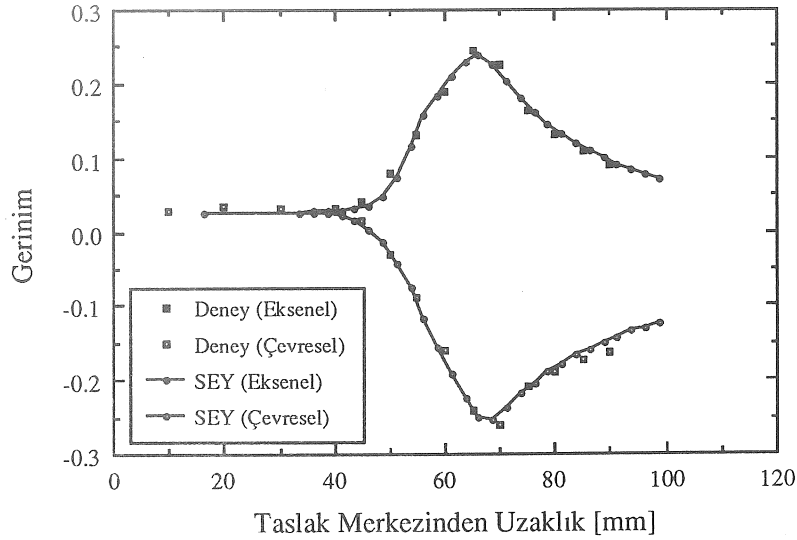
Şekil 1. Deneysel olarak ve SEY ile elde edilen eksenel ve çevresel gerinim dağılımının 50 mm derinlikte çekilmiş aluminyum taslak için karşılaştırılması.



Şekil 2. Deneysel olarak ve SEY ile elde edilen aksel ve çevresel gerinim dağılımının tamamen çekilmiş alüminyum taslak için karşılaştırılması.



Şekil 3. Deneysel olarak ve SEY ile elde edilen aksel ve çevresel gerinim dağılımının 30 mm derinlikte çekilmiş pirinç taslak için karşılaştırılması.



Şekil 4. Deneysel olarak ve SEY ile elde edilen eksenel ve çevresel gerinim dağılımının 30 mm derinlikte çekilmiş çelik taslak için karşılaştırılması.

SONUÇ

Bu çalışmada daha önce geliştirilmiş olan bir sonlu elemanlar yöntemi, eksenel simetrik alüminyum pirinç ve çelik taslakların modellenmesinde kullanılmış ve SEY ile düğüm noktalarında elde edilen eksenel ve çevresel gerinim dağılımları deneylerle karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğu görülmüştür. Metal levha şekillendirme işlemlerinde malzeme ile kalıp ve zımba arasındaki sürtünme şekil değişimine bağlıdır ve malzeme plastik olarak aktığında sürtünme katsayısı değişim göstermektedir. Basıncın fazla olduğu temas bölgelerinde, yağ levha ile kalıp veya zımba arasından sıyrılarak sürtünme koşullarını değiştirmektedir. Bu çalışmada metal levha ile kalıp ve zımba arasında sabit bir sürtünme katsayısı kullanılmıştır. Dolayısıyla, sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki farklılığın sürtünme koşullarının tam olarak modellenememesinden kaynaklandığı varsayılmaktadır.

ANALYSIS OF AXISYMMETRIC CUP DRAWING BY USING FINITE ELEMENT METHOD

Numerical analysis of sheet metal forming operations leads to elimination of loss of time, labor and material due to repetitive production of expensive dies. Finite element method is one of the most effective and widely used numerical methods used in the analysis of sheet metal forming operations. By using this method, it is possible to determine the deformation and thickness variation of the sheet metal and thus to determine the blank geometry beforehand. In this study, axisymmetric cup drawing operations are investigated by using a three dimensional finite element method.

KAYNAKÇA

1. Woo, D.M., The Analysis of Axisymmetric Forming of Sheet Metal and the Hydrostatic Bulging Process, *Int. J. Mech. Sci.*, 6 (1964) 303-317.

2. Woo, D.M., On the Complete Solution of the Deep Drawing Problem, *Int. J. Mech. Sci.*, 10 (1968) 83-94.
3. Chakrabarty, J., A Theory of Stretch Forming over Hemispherical Punch Heads, *Int. J. Mech. Sci.*, 12 (1970) 315-325.
4. Wang, N.M., Large Plastic Deformation of a Circular Sheet Caused by Punch Stretching, *Trans., ASME, Journal of Applied Mechanics*, 37 (1970) 431-440.
5. Kaftanoğlu, B., *An Investigation of Stretch Forming in Relation to Deep Drawing and Testing Sheet Metal*, Ph.D. Thesis, Imperial College, London, 1966.
6. Kaftanoğlu, B. ve Alexander, J.M., On Quasistatic Axisymmetrical Stretch Forming, *Int. J. Mech. Sci.*, 12 (1970) 1065-1084.
7. Wifi, A.S., An Incremental Complete Solution of the Stretch Forming and Deep Drawing of a Circular Blank using a Hemispherical Punch, *Int. J. Mech. Sci.*, 18 (1976) 23-31.
8. Wang, N.M. ve Budiansky, B., Analysis of Sheet Metal Stamping by a Finite Element Method, *Trans., ASME, Journal of Applied Mechanics*, 45 (1978) 73-82.
9. Mattiasson, K., Saran, M., Melander, A., Schedi, E. ve Gustafsson, C., Finite Element Simulation of Deep Drawing of Low and High Strength Steel, *Advanced Technology of Plasticity*, Vol. 1, K. Lange (Ed), Springer-Verlag, 1987, pp. 657-664.
10. Darendeliler, H., *Computer-Aided Deformation Analysis of Deep-Drawing Process*, Doktora Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara, 1991.
11. Darendeliler, H. ve Kaftanoğlu, B., Deformation Analysis of Deep Drawing by a Finite Element Method, *Annals of the CIRP*, 40/1 (1991) 281-284.
12. Malvern, L.E., *Introduction to the Mechanics of a Continuous Medium*, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1969.
13. Eringen, A.C., *Nonlinear Theory of Continuous Media*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1962.
14. Yamada, Y., Yoshimura, N. ve Sakurai, T., Plastic Stress-Strain Matrix and Its Application for the Solution of Elastic-Plastic Problems by the Finite Element Method, *Int. J. Mech. Sci.*, 10 (1968) 343-354.
15. Ahmetoğlu, M., Kinzel, G.L. ve Altan, T., *Deep Drawing of Round Cups Using Variable Blank Holder Force*, Report No. ERC/NSM-S-92-50, Engineering Research Center for Net Shape Manufacturing, The Ohio State University, 1992.
16. Saran, M.J., Schedin, E., Samuelsson, A., Melander, A., and Gustafsson, C., Numerical and Experimental Investigations of Deep Drawing of Metal Sheets, *Trans., ASME, Journal of Engineering for Industry*, 112 (1990) 272-277.

Boruların Eksenel Yük Altında Buruşması

Ali Çolakoğlu

Ar. Gör.

Makina Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
06531 ANKARA

Bu çalışmada statik eksenel basma altında buruşan boruların ortalama eksenel basma yük değeri bu konuda geliştirilmiş teoriler kullanılarak hesaplanmıştır. Soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602-CFS 360) imal edilmiş dikışsiz bir boru ile yapılan deney sonucunda elde edilen ortalama eksenel basma yükü, teorik olarak bulunan değerlerle karşılaştırılmıştır. Bundan sonraki çalışmalara katkısı olabilecek ve eldeki teorileri geliştirebileceği düşünülen yaklaşımlar tartışılmıştır.

GİRİŞ

Silindirik borular ucuz ve kolayca elde edilebilir olmaları nedeniyle yaygın olarak kullanılan yapısal elemanlardır. Silindirik borularda eksenel basmalar sıkça rastlanılan yüklemelerin başında gelmektedir [1]. Eksenel yükleme altında boruların buruşması, uzun yıllar statik bir problem olarak incelenmiş ve buruşma yükünün tesbiti amaçlanmıştır [2]. Eksenel sıkıştırmanın artırılması ile beliren plastik belverme ve buna bağlı olarak kalıcı şekil değişikliklerinin oluşması yeni araştırma konularını ortaya çıkarmıştır. Eksenel olarak basılan borular sahip oldukları yüksek enerji tutma kapasiteleri nedeniyle, son yıllarda hızla gelişen darbe mekaniği alanında oldukça önemli bir yer kazanmıştır [3].

Eksenel basılan borularda iki ayrı şekil değişikliği görülmektedir [4]. Bunlardan birincisi eksenel simetriye sahip yuvarlak yüzeyli halkaların birbirleri üzerinde oluşmasıdır [5]. Bu tür şekil değişikliğini gösteren bir fotoğraf Şekil 1 'de verilmiştir. İkinci tür şekil değişikliği ise Şekil 2 'de görüldüğü gibi daha ince et kalınlığı olan borularda, üçgen katmanların çevre etrafında sıralanmasıyla oluşmaktadır [6].

Birinci tip buruşma için ortalama eksenel basma yükünü verecek ilk model Alexander [5] tarafından 1959 yılında geliştirilmiştir. Günümüze kadar bu konuda birçok araştırma yapılmış ve ortaya konan teorik modeller ile buruşma için gerekli ortalama basma yükünün hesaplanmasına çalışılmıştır.

Bu makalede, ortalama eksenel basma yükünü veren teoriler kullanılarak belirli bir geometri için ortalama basma yükleri analitik olarak hesaplanmıştır. Belirlenmiş geometriye sahip, soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602-CFS 360) imal edilmiş dikışsiz bir boru test edilerek ortalama basma yükü deneysel olarak bulunmuştur. Hesaplanmış değerler ile deneysel

verinin karşılaştırılması yapılarak teoriler tartışılmıştır.

BORULARIN BURUŞMA TEORİSİ

Alexander tarafından geliştirilen eksenel yük altında boruların buruşma modelinin şematik gösterimi Şekil 3'de verilmiştir. Reid [7] tarafından da özelleştirildiği gibi, Alexander şekil değişikliğinin üç adet sabit plastik menteşe içeren $2H$ uzunluğundaki kısımda olduğunu kabul etmiştir. Analizi basitleştirebilmek için malzemenin elastik gerinim ve pekleşme özellikleri ihmal edilmiştir.

Ortalama çapı D , et kalınlığı t olan bir boruyu buruşturabilmek için yapılması gereken iş iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan birincisi sabit menteşelerdeki eğilme için gerekli olan iş (W_1) . Şekil 3'den de görülebileceği gibi çok küçük bir açılma için bu üç menteşedeki toplam eğilme işi aşağıda verilmiştir:

$$dW_1 = 4M d\alpha \pi (D + H \sin\alpha) \quad (1)$$

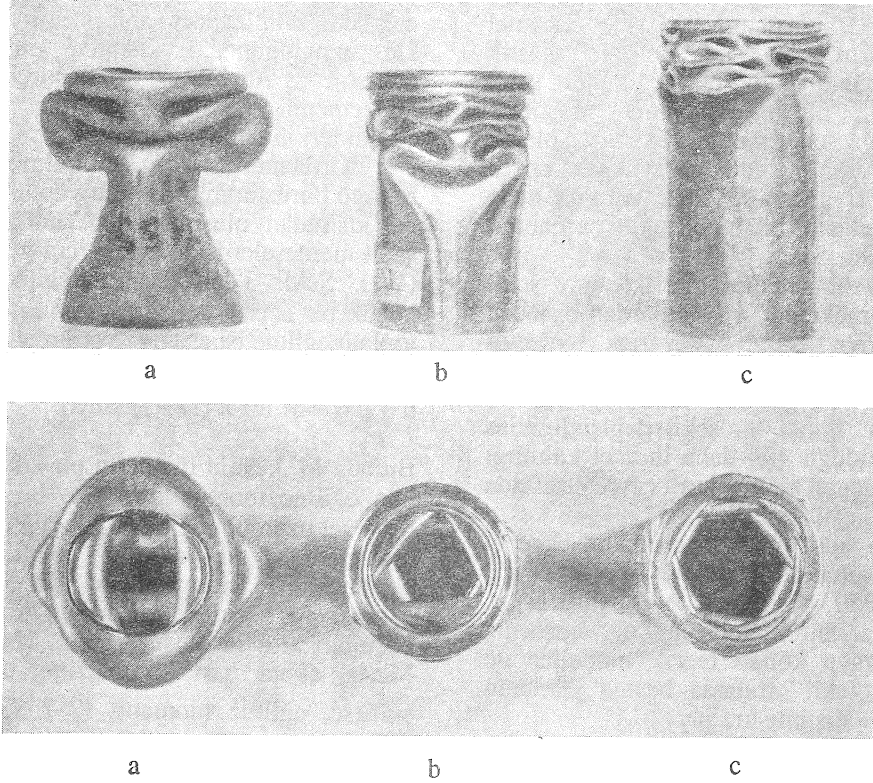
Burada M , kesitin tümünün plastik olma durumu için eğilme momentidir. İnce bir kirişin, birim çevresel uzunluğu için M değeri $Y t^2 / 4$ olup, Y malzemenin tek eksenli çekme için akma gerilmesidir. Bu problem için kiriş oldukça geniştir ve şekil değişikliği düzlem gerinim koşulları altında oluşmaktadır. Malzemenin von Mises akma şartı hipotezine uyduğu kabul edilirse, eğilme momenti $(2 / \sqrt{3}) Y t^2 / 4$ değerini alır. Bu değer (1) numaralı eşitliğe konulduğunda aşağıdaki denklem elde edilir:

$$dW_1 = (2\pi / \sqrt{3}) Y t^2 d\alpha (D + H \sin\alpha) \quad (2)$$

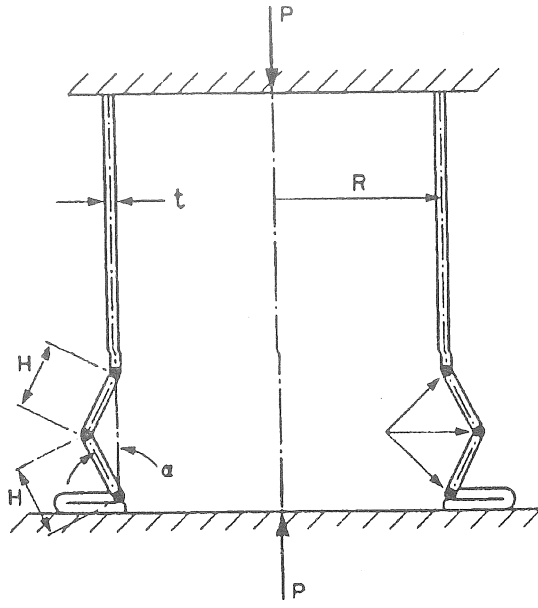
İkinci tip iş çevresel germeler için gerekli olanıdır (W_2) . Bunun değeri ise:



Şekil 1. Boruların aksenal yük altında yuvarlak yüzeyli halkalar oluşturarak buruşması.



Şekil 2. Boruların aksenal yük altında üçgen katmanlar oluşturarak buruşması, (a) Dikişsiz paslanmaz çelik (BS 1501-3042), Uzunluk = 100 mm, $D = 28.6$ mm, $t = 1.6$ mm. (b) Dikişsiz paslanmaz çelik (BS 1501, 3042), Uzunluk = 100 mm, $D = 26.8$ mm, $t = 0.58$ mm, (c) Tavllanmış alüminyum (BS 1474-6082), Uzunluk = 100 mm, $D = 26.2$ mm, $t = 0.53$ mm.



Şekil 3. Boruların aksenal-simetrik buruşma modeli.

$$dW_2 = 2\pi Y H^2 t d\alpha \cos\alpha \quad (3)$$

Bir halkanın oluşumu için gerekli iş miktarı, bu iki işin toplamının 0 ile $\pi/2$ arasında integrali ile hesaplanabilir:

$$W = \int (dW_1 + dW_2) \quad (4)$$

Bu iş miktarı, ortalama basma yük değeri (P) ile, toplam yer değişiminin (2H) çarpımına eşittir:

$$W = P (2H) \quad (5)$$

(4) ve (5) numaralı eşitliklerin birlikte çözümü şu eşitliği verir:

$$P / Y = (\pi t^2 / \sqrt{3}) [(\pi D / 2H) + 1] + \pi H t \quad (6)$$

Ortalama basma yükünü en aza indirecek H değeri (6) numaralı eşitliğin türevinin alınması ile bulunabilir:

$$H = \sqrt{\pi Dt / 2 \sqrt{3}} = 0.952 \sqrt{Dt} \quad (7)$$

Timoshenko [2] bu değeri, ince silindirik kabukların elastik belvermesi analizinde aşağıdaki gibi vermiştir:

$$H = \pi \sqrt{Dt} / 2 [3 (1 - \nu^2)]^{1/4} \quad (8)$$

Burada ν Poisson oranıdır ve 0.25 olarak kabul edildiğinde (8) numaralı eşitlik şu şekli alır:

$$H = 1.213 \sqrt{Dt} \quad (9)$$

H değeri $H = k \sqrt{Dt}$ olarak (6) numaralı eşitliğe konursa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$P/Y = [(\pi^2 / 2k \sqrt{3}) + \pi k] t^{1.5} \sqrt{D} + \pi t^2 / \sqrt{3} \quad (10)$$

Yukarıdaki eşitlik, Şekil 3'de de görüldüğü gibi katmanların boru çeperinin dışına doğru oluştuğu varsayılarak elde edilmiştir. Aynı analiz, katmanların boru çeperinin içine doğru oluştuğu kabul edilerek tekrarlanırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$P/Y = [(\pi^2 / 2k \sqrt{3}) + \pi k] t^{1.5} \sqrt{D} - \pi t^2 / \sqrt{3} \quad (11)$$

(11) numaralı eşitliğin (10) numaralı eşitlikten tek farkı, eşitliğin son teriminin negatif değer almasıdır. Gerçek şekil değişikliği bu iki kabulün ortasındaki bir durumda gerçekleştiği için, (10) ve (11) numaralı eşitliklerin ortalamasını kullanmak daha gerçekçi bir sonuç verecektir:

$$P / Y = [(\pi^2 / 2k \sqrt{3}) + \pi k] t^{1.5} \sqrt{D} \quad (12)$$

k değeri (7) numaralı eşitlikten 0.952 olarak alınır:

$$P / Y = 5.98 t^{1.5} \sqrt{D} \quad (13)$$

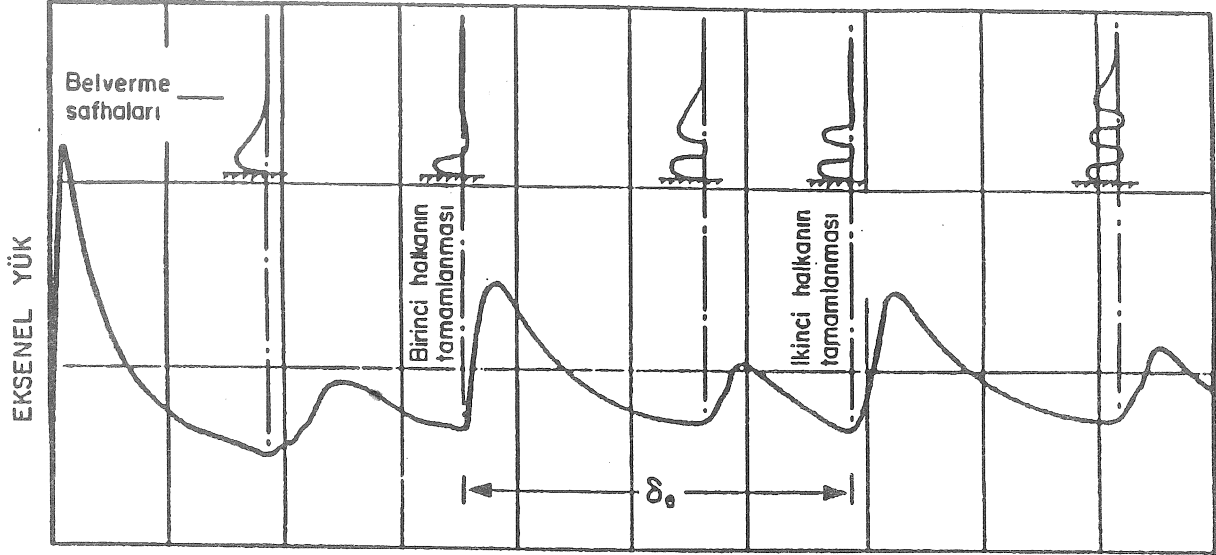
veya (9) numaralı eşitlikten 1.213 olarak alınır:

$$P / Y = 6.16 t^{1.5} \sqrt{D} \quad (14)$$

olarak elde edilir. (13) ve (14) numaralı eşitlikler ortalama katsayı alınarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$P / Y = 6.07 t^{1.5} \sqrt{D} \quad (15)$$

Alexander, basma sırasında oluşan halkaların yüksekliklerini ihmal etmiştir. Diğer bir deyişle ortalama basma yükünün bir halka oluşumundaki yer değişimini 2H olarak almıştır. Gerçek yer değişimi borunun ihmal edilemeyecek et kalınlığı nedeniyle, 2H değerinden daha küçüktür. Allan [8] tarafından belirtilen tipik bir aksenal yük - yer değiştirme eğrisi ve halka



YER DEĞİŞTİRME

Şekil 4. Örnek bir yük-yer değiştirme eğrisi ve buruşma geometrisi ilişkisi [8].

oluşumu Şekil 4'de verilmiştir. Abramowicz ve Jones [9] bu şekilden yararlanarak, bir halka oluşumu sırasındaki basma uzunluğunu, bir başka deyişle yer değişimini, δ_e , plastik mentеше bölümündeki gerinim sertleşmesi etkisini de hesaba katarak, aşağıdaki eşitlikle tanımlanmıştır:

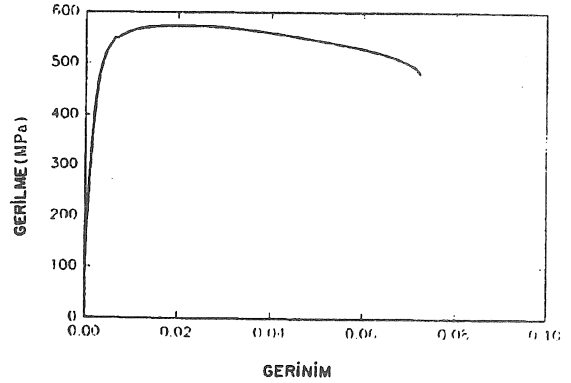
$$\delta_e / 2H = 0.86 - 0.568 (t/D)^{1/2} \quad (16)$$

Buna bağlı olarak (15) numaralı eşitliği şu şekilde geliştirmişlerdir:

$$P/Y = 6.07 (2H/\delta_e) t^{1.5} \sqrt{D} \quad (17)$$

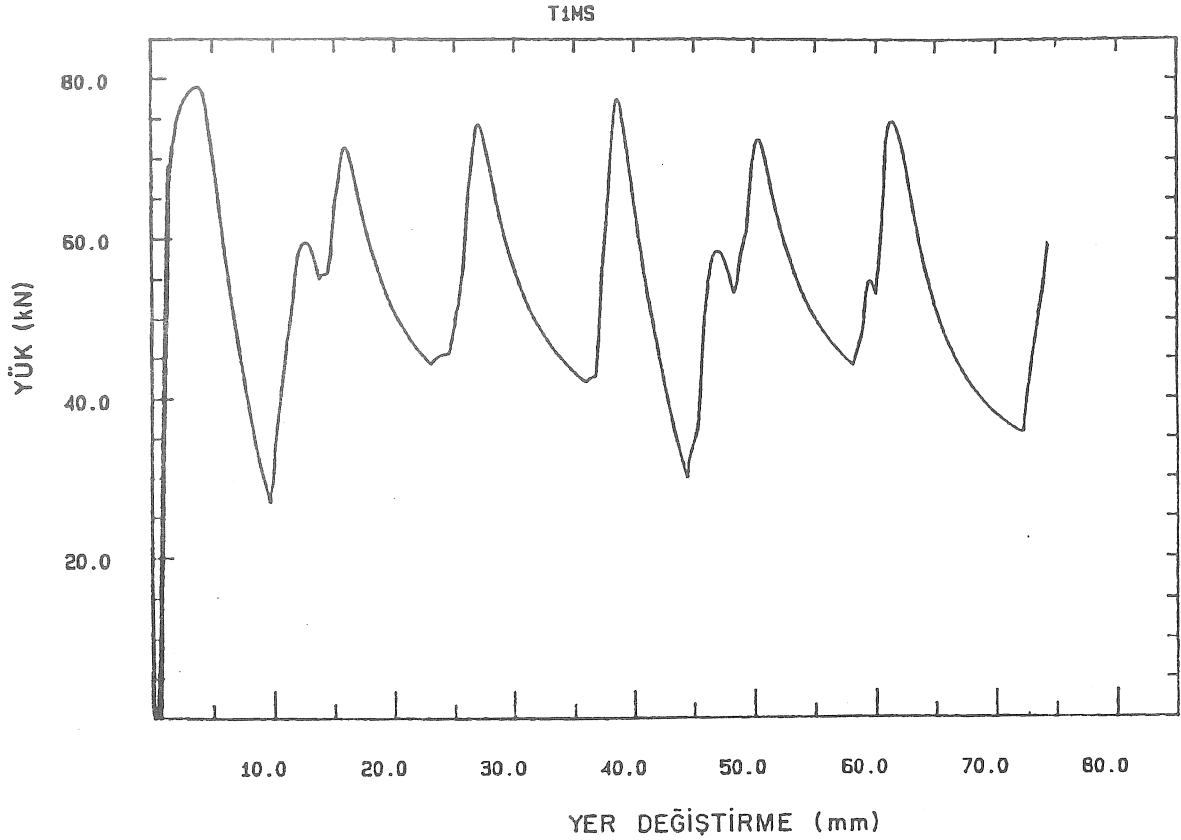
BURUŞMA DENEYİ

Dency örneği olarak soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602 - CFS360) imal edilmiş dış çapı 28.5 mm, et kalınlığı 1.5 mm ve uzunluğu 100 mm olan dikişsiz boru kullanılmıştır. Boru hiçbir işleme tabi tutulmadan test edilmiştir. Öncelikle boru malzemesinin özelliklerini saptayabilmek için tek eksenli çekme deneyi yapılmıştır. Malzemenin gerilme - gerinim eğrisi Şekil 5'de verilmiştir. Bu test sonucuna göre tek eksenli çekme için malzemenin akma sınırı, gerilme - gerinim eğrisinden $Y = 521 \text{ MPa}$ olarak saptanmıştır.



Şekil 5. Boru malzemesinin tek eksenli çekme testi için gerilme-gerinim değişimi.

Boru buruşma deneyi Instron 4507 üniversal çekme - basma deney cihazında yapılmıştır. Sıkıştırmaya 2 mm/dakika'lık basma hızı ile başlanmış ve ilk 2 mm'lik sıkıştırmadan sonra basma hızı 5 mm/dakika'ya çıkarılmıştır. Test edilen boru örneğinin fotoğrafı Şekil 1 'de verilmiştir. Deney sırasında, Şekil 6'da verilen yük - yer değiştirme eğrisi elde edilmiştir.



Şekil 6. Soğuk çekilmiş yumuşak çelikten (BS 3602 - CFS 360) imal edilmiş dikışsiz borunun yük-yer değiştirme eğrisi (D = 28.5 mm, t = 1.5 mm ve uzunluk = 100 mm).

Borunun akma yükü 70 kN, ilk tepe yük değeri 78.9 kN ve 74 mm'lik basma için ortalama yük değeri 53.4 kN olarak saptanmıştır. Basma sırasında boru tarafından tutulan şekil değiştirme enerjisi yaklaşık olarak 3952 J olarak kaydedilmiştir.

Deney sırasında eksenel simetriği olan altı adet yuvarlak yüzeyli halka oluşmuştur. Bunlardan ilk üçünün alttan başlayarak, diğer üçünün ise üstten başlayarak ve birbirini takip eden bir sıra içerisinde geliştiği gözlenmiştir.

TARTIŞMA VE SONUÇ

Test edilen borunun özellikleri bu eşitliklere yerleştirildiğinde, ortalama basma yükü, eşitlik (13)'den 29.74 kN, eşitlik (14)'den 30.64 kN, eşitlik (15)'den 30.19 kN ve eşitlik (17)'den 41.58 kN olarak elde edilmektedir. Abramowicz ve Jones eşitliği, Alexander eşitliğine göre yaklaşık olarak % 38 daha büyük değer vermiştir. Ortalama eksenel basma yükünün deneysel değeri 53.4 kN'dur.

(8) numaralı eşitlikteki Poisson oranı metalik malzemeler için 0.3 olarak kabul edildiğinde [10], (9) numaralı eşitlikteki k sabiti 1.222 olarak elde edilir. Bu durumda (12) numaralı eşitlikten, ortalama basma yükü 30.69 olarak hesaplanır ve bu da Poisson oranının sonucu çok az etkilediğini göstermektedir.

(16) numaralı eşitlik, plastik menteşe bölümündeki gerinim sertleşmesi etkisini de hesaba katarak çıkartılmıştır. Gerinim sertleşmesi, hem büyük akma gerilmelerine, hem de bölgesel geometri değişikliklerine ve buna bağlı olarak basma sırasında değişen yük değerlerine neden olmaktadır [11].

Alexander tarafından elde edilen eşitlik, ortalama basma yükünü deney sonuçlarına göre oldukça düşük vermektedir. Abramowicz ve Jones eşitliği ise düşük bir değer vermesine rağmen sonuçlar deney verilerine daha yakındır. Ancak, mevcut teoriler sadece ortalama basma yükünü verebilmekte ve gerçek basma yük değerlerinin ortalama değer etrafındaki dalgalı hareketini henüz açıklayamamaktadır. Gerçek

şekil değişikliğinin Alexander tarafından varsayıldığı gibi basit bir geometriyle modellenmesi bu dalgalanmanın açıklanması için oldukça yetersizdir. Deney sırasında da gözlemlendiği gibi zik-zak bir geometri yerine s-geometri oluşmaktadır. Abramowicz ve Jones tarafından önerilen basma yükünün yer değişimi, s-katmanlar arasında et kalınlığından ötürü oluşan boşlukların da hesaba katılmasıyla geliştirilebilir. Ayrıca analizde yapılan rijit-plastik malzeme modeli varsayımı da yetersiz kalmaktadır. Daha gerçekçi malzeme modeli varsayımı ile buruşma modeli geliştirilebilir. Örneğin elastik-lineer pekleşen malzeme ile analizin tekrarlanması deney verilerine çok daha yakın sonuçlar verebilir.

TEŞEKKÜR

Yazar, çalışmanın deneysel kısmını gerçekleştirmek için verilen maddi destek nedeniyle TÜBİTAK-BAYG'na teşekkür eder.

AXIAL TUBE CRUSHING

In the present paper, the review of the theoretical models leading to the calculation of mean load for static axial tube crushing was done. Axial mean collapse load was calculated by using the available analytical equations. Quasi-static testing of cold drawn seamless mild steel tube (BS 3602-CFS 360) was performed. Results from the relations and experiment were compared and discussed. Suggestions were done for the future work.

KAYNAKÇA

1. Johnson, W. ve Reid, S.R., Metallic Energy Dissipation Systems, *Appl. Mech. Update*, ASME, (1986), 303-319.
2. Timoshenko, S.P. ve Gere, J.M., *Theory of Elastic Stability*, Second edition, McGraw-Hill Book Company, 1961.
3. Çolakoğlu, A. ve Yıldırım, R.O., Mekanik Şok Tutucular, *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, ODTÜ Ankara, 2 (1994) 4, 127-137.
4. Johnson, W., Soden, P.D. ve Al-Hassani, S.T.S., Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes Under Axial Compression, *J. of Strain Analysis*, 12 (1977) 4.
5. Alexander, J.M., An Approximate Analysis of Thin Cylindrical Shells Under Axial Loading, *Quart. J. Mech. and Appl. Math.*, 13, (1960), 10-16.
6. Pugsley, A.G., On the Crumpling of Thin Tubular Struts, *Quart. J. Mech. and Appl. Math.*, 32 (1979), 1-7.
7. Reid, S.R., Plastic Deformation Mechanism in Axially Compressed Metal Tubes used as Impact Energy Absorbers, *Int. J. Mech. Sci.*, 35 (1993) 12, 1035-1052.
8. Allan, T., Experimental and Analytical Investigation of the Behaviour of Cylindrical Tubes Subjected to Axial Compressive Forces, *J. Mech. Eng. Sci.*, 10 (1968) 2, 182-197.
9. Abramowicz, W. ve Jones, N., Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes, *Int. J. Impact Eng.*, 2 (1984), 236-281.
10. Inan, M., *Cisimlerin Mukavemeti*, İkinci Baskı, Ofset Matbaacılık, 1970.
11. Reddy, T.Y. ve Zhang, E., Effect of Strain - Hardening on the Behaviour of Axially Crushed Cylindrical Tubes, *Advances in Engineering Plasticity and Its Applications*, Elsevier Science Publishers, 1993.

YAKIN GELECEKTEKİ KONGRE VE BİLİMSEL ETKİNLİKLER

KONGRE ADI	TARİH	YAZIŞMA ADRESİ
4th CIRP Seminar on Computer Aided Tolerancing	Nisan 5-6, 1995	4th CIRP CAT Seminar c/o Prof. Fumihiko Kimura Department of Precision Machinery Engineering The University of Tokyo Hongo 7-3-1, Bunkyo-ku Tokyo 113 JAPAN
10th International Conference on WEAR of MATERIALS	Nisan 9-13, 1995	Dr. Jorn Larsen-Basse, General Chairman WOM'95 National Science Foundation Surface Engineering and Tribology 1400 Wilson Blvd. Arlington, VA 22230, USA
31st International MATADOR Conference	Nisan 20-21, 1995	Mrs. S. Mellor The Organising Secretary 31st Int. MATADOR Conf. Manufacturing Division Univ. of Manchester Institute of Science and Technology (UMIST), P O Box 88, Sackville Street Manchester M60 1QD UNITED KINGDOM
INTERNATIONAL CONFERENCE ON QUALITY AND RELIABILITY ICQR '95	Nisan 11-12, 1995	Conference Secretariat ICQR '95 Department of Manufacturing Engineering Hong Kong Polytechnic Yuk Choi Road Hung Hom, Kowloon HONG KONG
International Symposium for Electromachining ISEM-XI	Nisan 17-20, 1995	ISEM-XI Secretariat DGM-IMECO Ecole Polytechnique Federale de Lausanne CH-1015 Lausanne SWITZERLAND

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

AMTECH '95
SCIENCE CONFERENCE
ADVANCED
MANUFACTURING
TECHNOLOGY

Nisan 19-25, 1995

Conference Secretariat - AMTECH '95
Technical University of Rousse
8 Studentska str., Rousse 7017
BULGARIA

Second International Workshop on Learning
in Intelligent Manufacturing
Systems Nisan 20-21, 1995

Ms. Eva Sos
Computer and Automation Research Institute
Hungarian Academy of Sciences
H-1518 Budapest, P.O.B. 63
HUNGARY

8th International Precision
Engineering

Mayıs 15-19, 1995

8th IPES HEADQUARTERS
Centre de Transfert-Rond-Point Guy
DENIELOU
60200 COMPIEGNE
FRANCE

27th CIRP International Seminar on
Manufacturing Systems Mayıs 21-23, 1995

Program in Manufacturing / CIRP
Program Committee
2219 GG Brown
The University of Michigan
2350 Hayward Street
Ann Arbor, MI 48109-2125, USA

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

International Cold Forging
Congress 1995

Mayıs 22-26, 1995

Dr. Peter Standring
Secretary to the 9th ICFC Organising
Committee
Department of Manufacturing Eng.
The University of Nottingham
University Park, Nottingham N67 2RD
ENGLAND

23rd North American
Manufacturing
Research Conference
NAMRC XXIII

Mayıs 24-26, 1995

Prof. Kamlakar P. Rajurkar
NAMRI/SME Scientific Committee Chair
University of Nebraska-Lincoln
Industrial and Management Systems Eng.
Dept.
175 NH
Lincoln, NE 68588-0518
U.S.A.

Second International Conference
VIDEA 95
Visualization Tools for Intelligent
Design in
Engineering and Architecture

Haziran 12-14, 1995

Audrey Lampard, Conference Secretariat -
VIDEA 95
Wessex Institute of Technology
Ashurst Lodge, Ashurst, Southampton
SO40 7AA, U.K.

FLEXIBLE AUTOMATION and
INTEGRATED
MANUFACTURING 1993

Haziran 28-30, 1995

Mohammed Munir Ahmad
FAIM'95 Conference Co-Chairperson
University of Limerick
Limerick, IRELAND

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

Tenth International Conference
AIENG 95
Applications of Artificial
Intelligence in Engineering

Temmuz 4-6 July, 1995

Sue Owen
Wessex Institute of Technology
Ashurst Lodge, Ashurst
Southampton, SO40 7AA
U.K.

ICCIM / AUTOFACT - ASIA '95
The 3rd International Conference
on Computer
Integrated Manufacturing (ICCIM)

Temmuz 11-14, 1995

Dr. Julian Winsor, Chairman, Technical
Committee
ICCIM / AUTOFACT - ASIA '95
c/o Conf. & Exhibition Management
Services Pte Ltd
1 Maritime Square, # 09-43, World Trade
Centre,
SINGAPORE 0409

International Conference on
RECENT ADVANCES IN
MECHATRONICS

Ağustos 14-16, 1995

Prof. Okyay KAYNAK
UNESCO Chair on Mechatronics
Boğaziçi University
Bebek, 80815 İSTANBUL

IX. ULUSAL MEKANİK
KONGRESİ

Eylül 4-8, 1995

Prof. Dr. Esin İNAN
İstanbul Teknik Üniversitesi
Fen-Edebiyat Fakültesi
80626 Maslak-İSTANBUL

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

10. Turkish National Conference
on
Thermal Sciences and Technologies
ULIBTK'95

Eylül 6-8, 1995

ULIBTK'95
Gazi Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Maltepe, 06570 ANKARA

3rd International Conference on
Die & Mould Technology

Eylül 7-8, 1995

3rd ICDMT Technical Committee
The FADMA Secretariat
15 Kallang Junction
Singapore 1233

1st International Machining &
Grinding
Conference

Eylül 12-14, 1995

Society of Manufacturing Engineers
Attn: Lisa L. Machnacki
One SME Drive, P.O. Box 930
Dearborn, MI USA 48121-0930

28th International Symposium on
Automotive Technology &
Automation

Eylül 18-22, 1995

The ISATA Secretariat
42 Lloyd Park Avenue
Croydon
CR0 5SB
ENGLAND

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

7. ULUSAL MAKİNA TEORİSİ
SEMPOZYUMU

Eylül 20-22, 1995

Yrd. Doç. Dr. Faruk YİĞİT
Yıldız Teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
UMTS Sekreterliği
80750 Yıldız / İSTANBUL

11th International Conference on
COMPUTER-AIDED
PRODUCTION
ENGINEERING

Eylül 20-21, 1995

Corinne Paine
Conference Services Department C509
Institution of Mechanical Engineers
1 Bridcage Walk
London SW1H 9JJ
U.K.

Bilişim'95
TBD 12. Ulusal Bilişim Kurultayı
TÜBİSAD 2. Bilgisayar Fuarı

Eylül 27 - Ekim 1, 1995

INTERPRO
Yayıncılık Araştırma ve Organizasyon
Hizmetleri A.Ş.
Nüket Çevikoğlu
CC 84 Mecidiyeköy, 80300 İSTANBUL

Leistungspotentiale zur
Marktführerschaft

Ekim 4-5, 1995

Fraunhofer-Institut
für Produktionsanlagen und
Konstruktionstechnik (IPK)
Pascalstr. 8-9
D-10587 Berlin

KONGRE ADI**TARİH****YAZIŞMA ADRESİ**

1. Sistem Mühendisliği ve
Savunma
Uygulamaları

Ekim 12-13, 1995

Yard.Doç.Dr.Öğ.Bnb. Baransel ATÇI
Kara Harp Okulu Öğretim Başkanlığı
1. Sistem Mühendisliği ve Savunma
Uygulamaları Sempozyumu
06654 Bakanlıklar - ANKARA

ASPE 10th Annual Meeting

Ekim 15-20, 1995

American Society for Precision Engineering
1995 Annual Meeting
401 Oberlin Road, Suite 108
P.O. Box 10826
Raleigh, NC 27605-0826

IMCC'95
The Seventh International
Manufacturing
Conference

Ekim 19-21, 1995

Conference Secretariat
IMCC'95
Department of Manufacturing Engineering
Hong Kong Polytechnic University
Yuk Choi Road
Hung Hom, Kowloon, HONG KONG

Birinci Ulusal Zeki İmalat
Sistemleri
Sempozyumu
ZİS '95

Kasım 15-17, 1995

Dr. Mustafa Özbayrak
Sakarya Üniversitesi
Endüstri Mühendisliği Bölümü
54040 Esentepe
ADAPAZARI

YAYIN İLKELERİ

Amaç

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

Kapsam

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

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

- (b) Dergide yayınlanacak 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 yayınlanabilir.

- (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. Dergiye gelen her makale kesinlikle incelemeye 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.

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 quarterly 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 Dergisine yurt içinden ya da yurt dışından isteyen herkes yayınlanmak 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 değerlendirilecek ve sonuç olumlu ya da olumsuz olsa da, yazarına bildirilecektir.

Makina Tasarım ve İmalat Dergisinde aşağıdaki makaleler yayınlanabilir.

- 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 Makaleleri: Yerli teknoloji ve bilgi birikimine önemli bir katkıda bulunacak nitelikte olmalıdır.
- Kısa Makaleler: Yapılan bir çalışmayı zaman geçirmeden duyuran veya bu dergede yayınlanan bir makaleyi tartışan yazılardır.
- Diğer: Yukarıda tanımlanan içerikte olmayan, ancak üyelerimize faydalı olabilecek, imalat ve teknoloji ile ilgili çalışma ve araştırmaların sunulduğu, firma ve kuruluşların teknik özelliklerinin tanıttığı yazılardır.

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.

Makalelerin Yapısı

Makaleler, aşağıda verilen yapıda olacak şekilde hazırlanmalıdır.

- Makalenin adı
- Yazar(lar) ad(lar)ı, ünvanları, bağlı olduğu kuruluş ve kuruluşun bulunduğu il.
- Özet
- Makalenin ana kısmı
- Teşekkür (gerekli ise)
- İngilizce başlık ve özet
- 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 fakat 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 İngilizcesi de Türkçe özeten sonra 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 Bağlantılar

Matematiksel bağlantılar, daktilo ile veya elle anlaşılır şekilde açık ve seçik olarak yazılmalı, Türkçe alfabenin dışındaki karakterleri sayfanın

sol tarafındaki boşlukta ayrıca ne oldukları yazı ile belirtilmelidir. Üst ve alt harf veya rakamlar 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 bağlantılar 1 (bir)'den başlayarak sıra ile numaralandırılmalı ve bu numaralar eşitliğin bulunduğu satırın sağ kenarına parantez "()" içinde verilmelidir.

Birimler

Zorunlu olmadıkça sadece S.I. birimleri kullanılmalıdır. S.I. dışında birim kullanıldığında, fiziksel büyüklüğün S.I. eşdeğeri ve birimi parantez içinde verilmelidir.

Şekiller ve Çizelgeler

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.

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.

Resimler

Resimler parlak sert (yüksek kontrastlı) fotoğraf kağıdına basılmalıdır. Ayrıca şekiller için verilen kurallara uyulmalıdır. Özel koşullarda renkli resim baskısı yapılabilecektir.

Kaynakça

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

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

Makalenin Uzunluğu ve Yazımı

Makaleler yaklaşık 4000 kelimeyi ve 10 adet şekli ve çizelgeyi aşmayacak şekilde hazırlanmalıdır. Makaleler daktilo ile A4 kağıdının tek yüzüne, iki aralıklı olarak yazılmalı ve sayfa kenarlarında yeterli kadar boşluk bırakılmalıdır. Şekillerin orjinalleri 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.

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

YAYIN HAKKI

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

YAZIŞMALAR

Belirtmemesi durumunda konuyla ilgili yazışmalar birinci yazarın adresine gönderilir.

1. Örnek dip notu