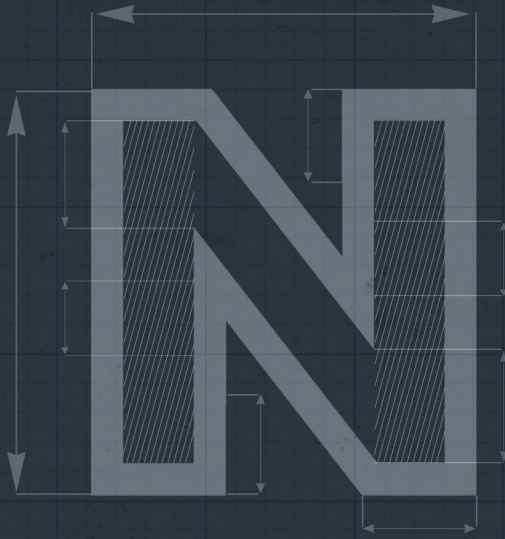




NORM FASTENERS
AR-GE MERKEZİ YAYINLARI
R&D CENTER PUBLICATIONS



— 2016 —

VOLUME 2

NORM
FASTENERS

NORM FASTENERS

AR-GE MERKEZİ YAYINLARI

R&D CENTER PUBLICATIONS

Burada yer alan makale ve akademik yazıların tüm hakları yazarlara ve yayınların yapıldığı yayınevlerine ait olup, bu derlemeyi elinde bulunduranlara çoğaltma ve yayma hakkı tanınmaz. Bu hakların ihlali halinde Norm Fasteners'in ve yazarların yasal hakları saklıdır.

All rights to the articles and academic writings contained herein belong to the authors and the respective publisher, and those who hold this compilation do not have the right to reproduce and disseminate the content. In case of infringement of these rights, the legal rights of Norm Fasteners and the authors are reserved.

BAĞLANTI ELEMANI AYIKLAMA UYGULAMALARINDA MAKİNE VİZYONU TEKNİKLERİ	6
--	---

BAĞLANTI ELEMANLARININ ÇİFT EKSENLİ TİTREŞİM TEST CİHAZI İÇİN YENİ BİR TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI	22
---	----

CIVATALI BAĞLANTILARIN TİTREŞİM ALTINDA GEVŞEMESİNİN GENETİK PROGRAMLAMA VE REGRESYON ANALİZİ İLE TAHMİNİ	40
--	----

KAYNAK CIVATALARININ PROJEKSİYON KAYNAĞI İLE BİRLEŞTİRİLMESİNDE ÇAPAKLANMANIN AZALTILMASINA YÖNELİK OPTIMAL PROSES PARAMETRELERİNİN TAGUCHI VE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİYLE TESPİT EDİLMESİ	58
--	----

SOĞUK DÖVME KALIPLARINDA MEYDANA GELEN KIRILMA SEBEPLERİNİN NUMERİK OLARAK İNCELENMESİ	84
---	----

YENİLİKÇİ KALIP SİSTEMLERİ TASARIMI İLE EKSEN KAÇIKLIĞINA SAHİP SOĞUK DÖVME PARÇALARININ ÜRETİMİ	98
---	----

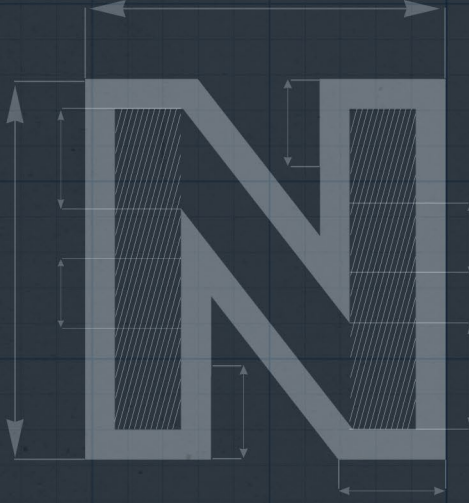
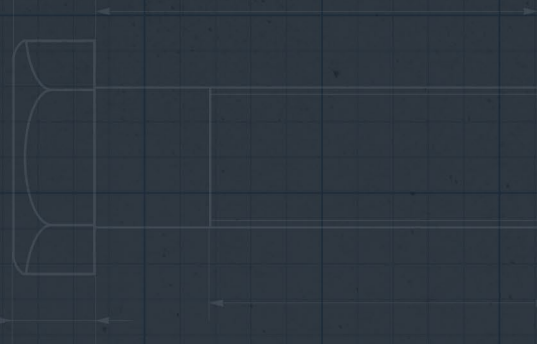
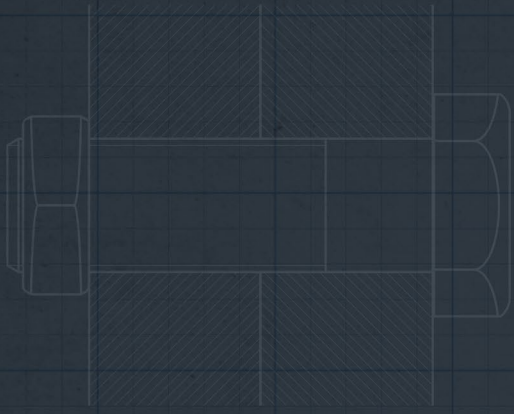
A CASE STUDY FOR IMPROVING TOOL LIFE IN COLD FORGING: CARBON FIBER COMPOSITE REINFORCED DIES	108
---	-----

FAILURE ANALYSIS OF COLD FORGED 37CR4 ALLOY M10X28 BOLTS	124
--	-----

GRAIN SIZE EFFECT ON FATIGUE LIFE OF WC-CO 40 MAINLY USED IN COLD FORGING TOOLS.....	142
---	-----

NUMERICAL INVESTIGATION OF COLD FORGING AND FAILURE EVOLUTION OF DIN 1.5535 ALLOY M5X40 BOLTS	152
--	-----

SOFTWARE REQUIREMENTS PRIORITIZATION	166
--	-----



BAĞLANTI ELEMANI AYIKLAMA UYGULAMALARINDA MAKİNE VİZYONU TEKNİKLERİ

Süleyman Kıvanç EKİCİ
Emre ERBİL
Aysel BİYİK





Dokuz Eylül University Journal of Research and Innovation
(October 2016) 9, pp.82-92,

BAĞLANTI ELEMANI AYIKLAMA UYGULAMALARINDA MAKİNE VİZYONU TEKNİKLERİ

Süleyman Kıvanç EKİCİ
Emre ERBİL*
Aysel BIYIK

Ar-Ge Merkezi, Norm Cıvata Sanayi ve Ticaret A.Ş. Çiğli, İzmir, Türkiye

***İletişim yazarı**

Norm Fasteners Co., RGD Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2261
Fax: +90 232 376 76 13

ÖZET

Otomotiv endüstrisi ve elektronik endüstrisi gibi seri üretim yapılan birçok işletmede giderek artan otomatik makine ve endüstriyel robot kullanımı, kalite kontrol işlemlerinin önemini gözle görülür biçimde arttırmıştır. Cıvata, rotil ve somun gibi kritik bölgelerde kullanılan parçaların kontrolden geçirilerek ayıklanması hayati önem taşımaktadır. Günümüzde çoğu ayıklama uygulamaları insansız olarak görüntü işleme yöntemlerinin kullanılmasıyla gerçekleştirilmektedir. Kamera ile görüntülenen resimler gelişmiş algoritmalar ile işlenmektedir. Robotların görme mekanizmalarından endüstriyel gıda, ambalaj, metal ayıklama gibi birçok ayıklama sistemlerinde görüntü işleme yöntemleri kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında görüntü işleme algoritmaları araştırılarak bağlantı elemanlarının ayıklanmasında kullanılabilecek algoritmaların ve donanımların belirlenmesi amaçlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Bağlantı elemanı ayıklama, makine vizyonu, görüntü işleme

ABSTRACT

The use of automated machines and industrial robots in mass production such as automobile industry, electronics industry and many other industries, has increased the importance of quality checks. The inspections of parts and finished products are very crucial in cases such as bolts and nuts used in critical locations. Recently many sorting applications are carried out without human activity by using image processing methods. Images collected from digital cameras are processed with enhanced and sophisticated algorithms. Image processing methods are used in many sorting systems such as food, packaging and metal semi/finished products or in the field of vision mechanisms of robots. In this study we explored image processing algorithms and machine vision hardware in order to determine the methods that can be used for sorting fasteners.

Keywords: fastener sorting, machine vision, image processing

1. GİRİŞ

Otomasyon ve ayıklama sistemlerinin gelişmesiyle birlikte bağlantı elemanlarının sınırları zorlayan kalite gereksinimleri artarak robot ve otomatik kontrol makinelerine olan talebi arttırmaktadır. Bağlantı elemanları otomotivden elektronik, gemi ve havacılık sanayisine ve hatta biyomedikal sektörlere kadar çok farklı alanlarda emniyet parçası olarak kullanılmaktadırlar. Bağlantı elemanları, bağlı bulundukları yapılarda emniyet, verimlilik, güvenilirlik ve sağlamlık özelliklerini doğrudan etkilediklerinden oldukça önemlidirler. Üretim süreci çok sıkı bir şekilde izlenmesine ve kaliteli bir üretim için birçok önlem alınmasına rağmen hammadde hatası ya da gözden kaçan teknik aksaklıklar nedeniyle bazı ürünler hatalı üretilebilmektedir. Emniyet elemanı olarak kullanılması dolayısıyla birçok bağlantı elemanı müşterisi, satın aldıkları ürünlerin % 100 hatasız olmasını talep etmektedirler.

Makine vizyonu yöntemi bu ve benzeri durumlar için endüstrinin birçok alanında kullanılmaktadır. Günümüzde bağlantı elemanlarının kalite kontrol işlemleri iki temel aşamada gerçekleştirilmektedir. Kameraların görüntüleyemediği, metal malzeme içerisinde bulunan çatlak kusurları, Eddy Current girdap akımlarının ölçülmesiyle kontrol edilmektedir. Genellikle 6 eksenli bir robot koluna bağlı bulunan bir Eddy ölçüm ucu bu görevi gerçekleştirmektedir. Makine vizyonu yöntemlerinin kullanıldığı aşamada ise ölçüsel kontroller gerçekleştirilmektedir. Görüntü işleme birimlerinin yer aldığı bu aşamada, endüstriyel kamera sistemleri kullanılmaktadır. Sağlıklı bir resim işleme uygulamasının geliştirilebilmesi için öncelikle doğru ekipmanların kullanılması gerekmektedir. Bu gereksinimi karşılamak üzere uluslararası seviyede bazı standartlar mevcuttur. Benzer çalışmalar için Salodkar ve Khanapurkar'ın yaptığı çalışma ile (2012) Yan ve Yang'ın çalışmaları (2013) çalışmaları incelenebilir. Konu hakkında US7979758B2 numaralı patent incelenebilir (Wei ve ark. 2010).

EMVA 1288 V3 (1), amaca uygun sensör, lens ve kamera seçimini sağlamak için ortaya konulmuş bir standarttır. CCD (Charge Coupled Device, Yüklenme İliştirilmiş Araç) ve CMOS (Complementary Metal Oxide Semiconductor, Bütünleyici Metal Oksit Yarı İletken) resim sensörlerinin birbirine göre maliyet, hız, çözünürlük özelliklerine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Makine vizyonu teknolojisinde ilk adım kameranın kalibre edilmesidir. Kalibrasyon sürecinde Fourier Transform yöntemi literatürde öne çıkmaktadır.

Birçok resim türü arasından karşılaştırma yapıldığında Monochrome ve Binary resim türlerinin ayıklama amacıyla kullanıldıkları görülmektedir. Ölçüm yöntemleri arasından hassasiyet arttırmak için Piksel-altı Kenar Bulma yöntemi (Subpixel Edge Detection) ayıklama konusunda “de facto” bir standart haline gelmiştir. Ölçüm yöntemleri arasından Bitişik Komşu Aşındırma (Adjacent Neighbour Erosion), Orta Eksen Dönüşümü (Medial Axis Transformation), Öklid Mesafe Haritası (Euclidian Distance Map) ve iskelet oluşturma yöntemleri incelenmiştir. Ölçümler, yonga ebatları, kullanılan lensin odak uzaklığı, hedef objenin kameraya olan uzaklığı parametreleri ile hesaplanmaktadır.

Örnek pozitif numune ile karşılaştırma yöntemi başlıca makine vizyonu kalite kontrol yöntemlerinden biridir. Bu yöntemde ölçeklendirme, çevirme, hizalama, bölünmüş resim karşılaştırma (Split Image Comparison), sınırlayıcı kutu (Bounding Box) ve en küçük sınırlayıcı

kutu (Minimum Bounding Box) algoritmaları kullanılmaktadır. Bunların dışında hedef nesnenin duruş yönünü hesaplamak önemlidir. Çünkü ölçülecek nesne, makine içerisindeki titreşimler, kısıtlar ve hareketlerden etkilenecek farklı yönlerde kamera önüne gelebilir. Bu amaçla en küçük sınırlayıcı kutu dönüştürme yöntemi ile elde edilen dikdörtgen, iki kenarı Kartezyen koordinat eksenleriyle çıkışacak şekilde döndürülerek ölçüm işlemi gerçekleştirilmektedir.

Farklı noktaların ve özelliklerin ölçümleri için Hough Space, Hough Lines ve Hough Surface yöntemleri kullanılmaktadır. Sayım kabiliyeti, kalite kontrol uygulamaları içinde önemli bir gereksinimdir. Bu amaçla literatürde öne çıkan yöntem Çapraz Korelasyon (Cross-Correlation) özellik bulma ve Top-Hat filtresidir. Nesnelerin şekilleri, kalite kontrol sırasında detaylı olarak incelenmektedir. Şekil bulma ve ölçümleri için kullanılan yöntemler Dışbükey Örtü (Convex Hull), Sınırlayıcı Çokgen (Bounding Polygon), En Küçük/En Büyük Sınırlayıcı Çember (Minimum/Maximum Circumscribed Circle), Kaliper Boyut En Küçük/En Büyük (Caliper Dimension Minimum/Maximum) olarak sıralanabilir.

Kalite kontrol amaçlı şekil tanımlama ve eşleştirme işlemi küresellik, yuvarlaklık, dairesellik, sıklık, en boy oranı ve dışbükeydik faktörleri incelenerek yapılmaktadır. Boyutsuz oranlardan Form Faktörü, Bütünsellik ve Çap Oranları yöntemleri şekil özelliklerini belirlemekte yardımcı olmaktadır. Bu kapsamda incelenen ilk yöntem nesnenin merkez noktasına uzaklıklarının histogram değerlerini hesaplamaktır. Bunun dışında Harmonik Analiz (Spektral Analiz) ve Fourier Tanımlayıcılar şekli matematiksel olarak tanımlamayı sağlamaktadır. Örneğin bir dişlinin şeklini tanımlamak için Fourier Dönüşümü, Çap Oranları ve dişlinin açılmış profili kullanılabilmektedir. Ürünleri sınıflandırmak ve ayıklamak için Uzman Sistemler veya Yapay Sinir Ağları kullanılabilir. Uzman sistem kural gereksinimleri, hedef ürünün çeşitliliğine göre değişim gösterebilmektedir. Yapay sinir ağları ve denetimsiz öğrenme (unsupervised learning) yöntemi yüksek çeşitlilik olduğu durumlarda alternatif bir çözüm oluşturmaktadır. Daha önce bahsedilen yöntemler ile elde edilen ölçümler, özellikler ve benzeşme değerleri yapılacak bir uzman sistem veya yapay sinir ağına beslenerek numune hakkında karara varılabilmektedir.

2. KAVRAMLAR

2.1. Bağlantı elemanı üretimi

Bağlantı elemanları, soğuk, ılık ya da sıcak olarak metal malzemelerden ya da fiber takviyeli metal olmayan çeşitli malzemelerden farklı yöntemlerle üretilmektedir. Otomotiv sanayiinde kullanılan bağ- lantı elemanlarının üretiminde soğuk şekillendirme yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Çok yük- sek yüzey kalitesinde ve dar toleranslarda hızlı ve büyük miktarlarda üretim imkanı sağlayan soğuk şekillendirme yönteminin uygulanabilmesi için bazı ilave süreçlere ihtiyaç bulunmaktadır. İlk olarak demir çelik fabrikasından silindir tel sargı formunda tedarik edilen düşük ya da orta karbonlu ham madde ilk olarak tavlanamakta ve malzeme iç yapısı soğuk deformasyona uygun küresel forma getirilmektedir. Ardından ham madde yüzeyi korozyona karşı özel bir kaplama ile kaplanmaktadır. Soğuk şekillendirme sırasında meydana gelen metal-

metal sürtünmesi bu kaplama ile azaltılmaktadır. Taşıma sırasında, ya da soğuk şekillendirme öncesine kadar tel malzeme yapısında meydana gelen geometrik bozulmalar tel çekme işlemi ile giderilmektedir. Mükemmel bir silindirik forma getirilen ham madde, 3 ile 7 aşamada son geometrik formuna kavuşmaktadır. İlk aşamada tel formundaki malzeme doğrultularak gereken uzunlukta kesilmektedir. Kesilen malzeme daraltma (redüksiyon), uzatma (ekstrüzyon), hazırlık (preform), kafa dövme ya da yığma (upsetting) ve kesme gibi işlemlerden geçirilerek son formunu almaktadır. Dakikada 40 ile 150 adet üretim kapasitesine sahip makinelerde işlenen bağlantı elemanları, dış açma işlemi için ovalama makinelerine alınmaktadır. Burada dış formu oluşturulan yarı mamul, istenilen mukavemet sınırlarına kavuşturulabilmesi için ısıtım işlemi fırınlarına alınmaktadır. Bu aşamada orta karbonlu çelik malzeme iç yapısı, hacim merkezli kübik (HMK) formdan yüzey merkezli kübik (YMK) yapıya getirilmektedir. Dislokasyonlar ve artık gerilmeler giderildikten sonra alfa demiri + perlit formundan östenit fazına dönüştürülen malzeme hızlı bir şekilde soğutulmakta, martenzitik iç yapı elde edilmektedir. Hacim merkezli tetragonal yapıdaki bu sert ve kırılgan martenzit formu, temperleme denilen işlem ile ıslah edilmekte, istenilen mukavemet özellikleri sağlanmaktadır. Gerekli durumlarda bu işlemin ardından bağlantı elemanları korozyona karşı kaplanmaktadır. Korozyon direncinin yanı sıra sürtünme katsayısının da homojenliğini sağlayan bu (elektro)kimyasal kaplama sürecinin ardından bağlantı elemanı müşteriye teslim edilmeye hazır hale gelmektedir.

2.2. Problemin tanımı

Bir önceki bölümde anlatılan bağlantı elemanı üretim aşamalarının bir veya bir kaçında ham madde ya da süreç kaynaklı hatalar meydana gelebilmektedir. Hammadde kaynaklı hatalar, inklüzyon gibi ara yer ve yabancı madde kusurları, sürekli ya da süreksiz, enine ya da boyuna çatlaklar şeklinde kendini gösterirken soğuk şekillendirme kaynaklı dövme çatlakları, katlanma, kalıp doldurma hataları, unsur eksikliği ve çeşitli ölçüsel hatalar şeklinde meydana gelmektedir. Isıtım işlemi sürecinde, bazı kritik ürünlerde çatlaklar meydana gelmekle birlikte, ısıtım işlemi öncesinde yumuşak malzemeye açılan dişler taşıma sırasında bir konteynerden diğerine aktarılırken birbirine çarpması ya da ısıtım işlemi fırınlarının içerisindeki girinti ve çıkıntılara sıkışması sonucunda deforme olabilmektedir. Bu durumda, bağlantı elemanının ana unsuru olan dişleri işlevsiz hale gelmektedir. Kaplama sırasında ise yine kazanlar içerisinde bağlantı elemanlarının birbirine çarpması nedeniyle meydana gelen vuruş ve deformasyonların yanında, kaplama işleminin homojen olmaması ve renk uygunsuzluğu gibi durumlar nadiren de olsa meydana gelebilmektedir. Tüm bu hatalar bağlantı elemanlarının paketlenmesi işleminden önce ayıklama işlemine tabi tutularak kontrol edilmelidir.

2.3. Bağlantı elemanı kalite gereksinimleri

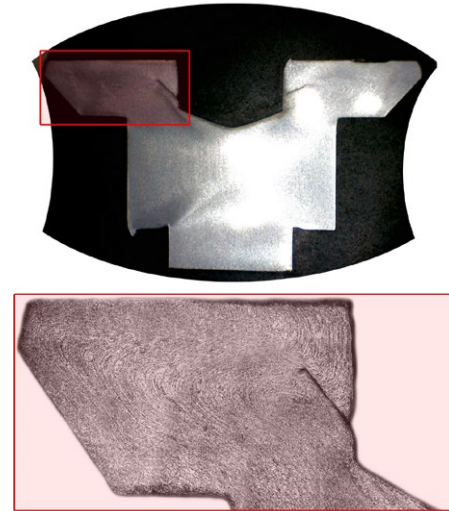
Bağlantı elemanları aşağıdaki hatalara karşı kontrol edilmelidir:

1- Ham madde ya da dövme kaynaklı olsun, çatlak içermemelidir (Şekil 1).



Şekil 1. Bağlantı elemanlarında kafa formunda meydana gelen çatlak hatası

2- Ürünler katlanma ya da çapaklanma kusuru içermemelidir (Şekil 2-3).



Şekil 2. Bağlantı elemanlarında katlanma kusuru



Şekil 3. Çapaklanma kusuru

- 3- Ürünün ölçüleri, teknik resimde belirtilen toleranslar dâhilinde olmalıdır.
- 4- Bağlantı elemanı diş formu (diş açısı, hatvesi) standarda uygun olmalıdır.
- 5- Unsur eksikliği olmamalıdır (soket formu, kademe formu gibi bağlantı elemanı geometrik unsurları eksik olmamalıdır) (Şekil 4).
- 6- Diş vurukları olmamalıdır (Şekil 5).



Şekil 4. Unsur eksikliği kusuru (boya eksik)

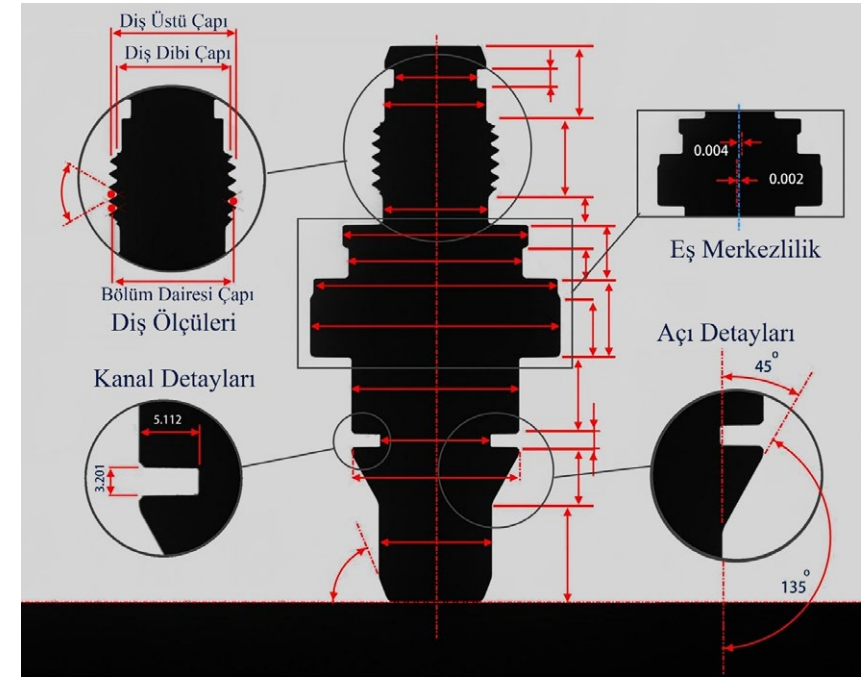


Şekil 5. Diş vurukları

3. MAKİNE VİZYONU

3.1. Görüntü işleme

Resimlerin herhangi bir sinyal işleme algoritması ile matematiksel olarak incelenmesi yöntemi görüntü işleme olarak adlandırılmaktadır. Makine vizyonu ise görüntü işleme teknolojisinin robotik, kalite kontrol sistemleri, endüstriyel otomasyon ve bireysel kullanım için yapılan tüm uygulamaları içerir. Resim işlemede kullanılan algoritma ve yöntemler uzun yıllar boyunca test edilmiş ve yüksek oranda doğrulanmıştır. Bununla beraber donanım alanında meydana gelen teknolojik gelişmeler ile görüntü işleme teknolojilerinin uygulama alanları hızla genişlemektedir (Russ ve Neal, 2016). Görüntü işleme yönteminin temel hedefi insan gözünün ayırt edemeyeceği detayları çeşitli algoritmalar yardımıyla hızlı ve doğru bir şekilde ölçülebilir forma dönüştürmek, resim içerisindeki unsur ve bu unsurların özelliklerini tespit etmek ve resmi analize hazır hale getirmektir (Şekil 6).



Şekil 6. Algılanan unsur ölçümleri

3.2. Endüstriyel görüntü işleme

Endüstriyel anlamda görüntü işleme yöntemleri birçok alanda kullanılmaktadır. Başlıcaları otonom araçlar için görü sistemleri, robot yön bulma sistemleri, yüz tanıma, parmak izi tanıma, kalite kontrol, varlık/yokluk kontrolü, çeşitli sayma işlemleri, konum belirleme, 3 boyutlu model oluşturma gibi iş ve üretim süreçlerini en iyileştiren uygulamalar olarak sıralanabilir. Bu uygulamalar, endüstriyel kullanıma dayanıklı (ısı, sıcaklık, çalışma süresi, vb. gibi) amaca özel donanımlar ile çalıştırılmaktadır.

4. MAKİNE VİZYONU DONANIMI

4.1. Resim almaçları

En çok kullanılan resim almaçları CCD (Charge Coupled Device) ve CMOS (Complementary Metal-Oxide- Semiconductor) yongalarıdır. CCD yongaları, ışığı toplayan ve satır satır okuyan bir dizi diyottan oluşmaktadır. Diyotlar fotolitografi yöntemi ile şekillendirilmektedir ve yonga görüntüde herhangi bir çarpıtma ya da parazit içermeyen mükemmel bir resim üretir. CCD yongaları ucuz ve kompakt yongalardır. Bu sayede geniş uygulama alanlarına sahiptir.

CMOS yongaları görüntü işleme yöntemlerinde kullanılmaktadır ve CCD cihazlardan daha yaygındır. Yaygın olarak tüketici elektroniği olan ucuz cihazlarda kullanılan CMOS yongaları endüstriyel uygulamalarda da kullanılabilir. Her bir ışık almaç diyotun yanında bulunan transistör sinyali alıp güçlendirmektedir ve pikseli doğrudan okuma imkanı sağlamaktadır. Transistörlerin işgal ettiği konum nedeniyle diyotlar eşit ve homojen olarak dağılmadığı için CCD yongalarına göre daha fazla parazit üretir. Kameralar bu gibi durumları yazılım ve çeşitli algoritmalar ile telafi etmektedir. CMOS almaçları daha az enerji tüketir, daha küçük boyutlarda, hafıza kartı, işlemci gibi üretilebilirken CCD yongaları için çok özel bir üretim yöntemi kullanılmaktadır.

4.2. EMVA 1288 V3 standardı

EMVA 1288 makine vizyonunda kullanılan resim almaçları ve kameraların karakterizasyonu için Avrupa Makine Vizyonu Ortaklığı tarafından geliştirilen bir standarttır. Bu standart doğrusalılık, hassasiyet, gürültü, karanlık ortam akımı, sensör dizisi düzensizlikleri, ölü piksel ve dalga boyu hassasiyeti hakkında veri sağlamaktadır. Karanlık ortam akımı, karanlık bir ortamda görüntü almaçının ürettiği akım nedeniyle görüntü üzerinde meydana gelen fakat gerçekte var olmayan kırmızı, yeşil mavi ya da bunların kombinasyonlarından oluşan bölgesel parazitlerdir. Daha genel haliyle, bu standart ölçüm gereksinimlerine göre kameraların sahip olması gereken teknik özelliklerin hangi seviyede olması gerektiği hakkında bilgi vermektedir.

Almaçlar kuantum verimliliği denilen, gelen fotonların elektronlara dönüşüm oranlarını belirten bir hassasiyet değerine sahiptir. Bunun yanında, bir resim almaç için ölçülebilir özelliklerin bazıları aşağıdaki gibidir:

1. Çekim gürültüsü: Sinyalin karekökü
2. Piksel boyutu
3. Kuantum verimliliği
4. Geçici karanlık gürültüsü (okuma gürültüsü): Sinyal yokken, karanlık ortamda üretilen gürültü sinyali
5. Doygunluk kapasitesi: Bir pikselin taşıyabileceği elektriksel yük miktarı
6. Sinyal/gürültü oranı: Çekim sırasında üretilen toplam sinyalin almaçın ürettiği gürültüye oranı
7. Dinamik aralık: Sinyalin okuma gürültüsüne oranı
8. Mutlak hassasiyet eşiği: Gürültüye eşdeğer sinyal üretebilmek için gerekli foton sayısı
9. Kazanç: Gri ölçek

Kamera üreticisi firmalar tarafından yukarıdaki özelliklerin derleme raporlarını içeren incelemeler yayınlanmaktadır. Örnek olarak "PointGrey Camera Sensor Review Q2 2016" incelemesi renkli ve tek renkli yongalar için kullanılabilir.

4.3. Kamera kalibrasyonu

Yonga üzerindeki düzensizliklerden ve lenslerden kaynaklanan çarpılma ve bükülmeler doğru ölçüm yapılmasını engellemektedir. Bu nedenle kamera kalibrasyonu, makine vizyonu uygulamalarında bir zorunluluktur. Kalibrasyon adımları yonga üretici firmalar tarafından sağlanabileceği gibi Fourier Dönüşüm Yöntemleri ile de yapılabilir.

5. MAKİNE VİZYONU YAZILIMI

5.1. Görüntü biçimleri

Sıkıştırılmış, ham ve çeşitli renk biçimlerinde çok geniş bir yelpazede resim türleri bulunmaktadır. Bağlantı elemanı kalite kontrol uygulamaları renk ve doku detaylarına ihtiyaç duymazlar, bu nedenle tek renk ve ikili görüntü (binary image) türü yeterli olmaktadır.

İkili görüntüler, pikselleri ve belli bir özelliğe göre seçilmiş bir grup pikseli içermektedir. Seçim işlemi parlaklığın eşiklenmesi, bir veya daha fazla renk kanalının kullanılması, çıkarma süreci veya belirlenmiş sınırlar ile yapılabilir. İkili görüntüye dönüştürme işleminin amacı, nesneleri arka plandan ayırmaktır. Eşiklendirme ve parçalama işlemleri kontrollü ortamlarda en iyi sonucu vermektedir.

5.2. Nesnelerin ölçümü

İskelet oluşturma ve iskelet özelliklerinin ölçülmesi mevcut görüntü işleme uygulamalarında kullanılmaktadır. İskelet oluşturma işlemi aşağıdaki yöntemlerle oluşturulabilmektedir:

1. Bitişik Komşu Aşındırma (Adjacent Neighbour Erosion)
2. Orta Eksen Dönüşümü (Medial Axis Transformation)
3. Öklid Mesafe Haritası (Euclidian Distance Map)

İskelet yukarıdaki yöntemlere göre oluşturulduktan sonra sayım ve diğer ölçüler hesaplanabilir. Nesne Denklem 1'de verilen formülasyon ile ölçülebilir:

$$\frac{\text{Yonga yüksekliği}}{\text{Lensin odak uzaklığı}} = \frac{\text{Nesnenin resim büyüklüğü}}{\text{Nesneye olan uzaklık}} \quad \text{Denklem 1.}$$

Sınırlayıcı kutu ve en küçük sınırlayıcı kutu yöntemleri, nesnenin yönünü ve moment açılarını hesaplayabilecek özelliklerini ortaya çıkarmak için kullanılmaktadır. Sınırlayıcı kutu belirlenen ölçülere ulaşıncaya kadar döndürülerek nesnenin yön açısı tespit edilir. Güvenilir ölçümler yapabilmek için nesnenin konum ve yönünün hizalama yöntemi ile düzeltilmesi gerekmektedir. Hizalama yöntemi için, hata bulma ve diğer ölçüm yöntemlerinden Hough Space, Hough Lines, Hough Surface ve Hough Transform algoritmaları kullanılmaktadır. Hough transform algoritması, geometrik özellikleri bulmak için kullanılan bir yöntemdir. Linear Hough Transformation algoritması ile paralel çizgiler arasındaki mesafe ölçülmektedir. Circular Hough Transform algoritması ile nesnenin iç ve dış sınırlarına teğet çemberler hesaplanmaktadır. The Linear Hough ve Circular Hough Transformations algoritmaları, kenar bulma ve frezelenmiş parça üzerindeki dairesel deliklerin tespiti ve aralarındaki mesafelerin piksel altı doğrulukta ölçülmesi için kullanılmaktadır.

Nesne üzerindeki köşelerin ve civata dişlerinin sayılması gibi sayım işlemleri, temel kalite kontrol kriterlerinden biridir. Sayım uygulamalarında benzersiz bir unsur tespit edebilmek için kullanılan ilk yaklaşım olan Cross-Correlation ve Top-Hat süzme algoritmalarıdır, tespit edilen tekil unsurlar sayılarak sayım işlemi tamamlanmaktadır.

Şekil tanımlanması ve ölçümü kalite kontrolün önemli gereksinimlerinden biridir. Bu amaçla kullanılacak yöntemler aşağıdaki gibidir:

4. İç bükey örtü veya sınırlayıcı çokgen (Convex hull veya bounding polygon)
5. En küçük kapsayıcı çember (Minimum circumscribed circle)
6. İç oyukları kapsayan en büyük iç çember
7. En büyük ve en küçük kumpas ölçüleri

8. Eşdeğer alan çemberleri

a. Net alan çemberi

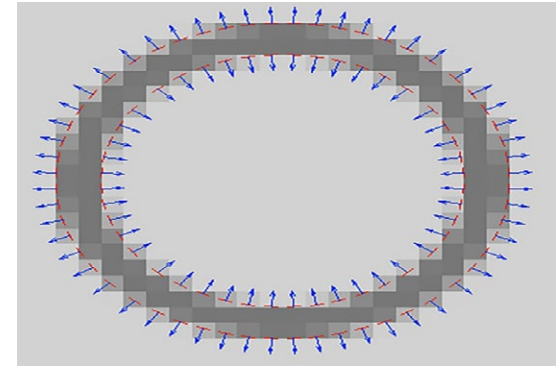
b. Dolu alan çemberi

c. İç bükey örtü çemberi

Yukarıda bahsedilen yöntemler ile küresellik, yuvarlaklık, çembersellik, bütünlük, en/boy oranı ve iç bükeylik hesaplanmaktadır. Form faktörü, katılık ve radyüs oranı gibi boyutsuz oranlar da şekillerin tanımlanmasında kullanılmaktadır. Bir nesnenin şekli temel olarak küresellik, en/boy oranı ve form faktörü ile belirlenmektedir.

5.3. Piksel-altı Kenar Bulma yöntemi (Subpixel Edge Detection)

Kameraların sağlayabileceği çözünürlük ve netlik sınırlı olduğundan bazı uygulamalarda kalite kontrol gereksinimlerini karşılamak için yeterli olmayabilir. Örneğin, kamera özellikleri gereği bir piksele karşılık gelen nesne yüksekliği 50 µm ise ölçüm hassasiyeti diğer yöntemler ile 50 µm'den daha hassas olamaz. Piksel altı kenar bulma algoritması, gri tonlu resimlerde sınır piksellerinin yoğunluğuna göre kenar noktasını hesaplayan bir yöntemdir (Şekil 7). Bu şekilde tercih edilen piksel altı kenar bulma algoritmasına göre aynı kamera ile 5 µm/piksel hassasiyet elde edilebilir.



Şekil 7. Piksel-Altı Örneği ,MathWorks, Web., 1 Eylül 2016

5.4. Nesnelerin sınıflandırılması

İki nesnenin karşılaştırılmasında piksellerin ağırlık merkezine olan uzaklıklarının histogramları kullanılmaktadır. Histogram değerlerinin örnek pozitif nesne için gerekli tolerans değerleri arasında kalması gerekmektedir.

Dalga boyu analizi ya da spektral analiz olarak da bilinen armonik analiz, Fourier tanımlayıcı ya da şekil açma (shape unrolling) işlemleri şekillerin matematiksel olarak tanımlanmasında kullanılan

yöntemlerdendir. Örneğin, bir dişli geometrisinin matematiksel olarak tanımlanabilmesi için dişli ve radyüs grafiklerinin açılmış profilinin Fourier Transform Power Spectrum değeri kullanılır.

Sınıflandırma, tanımlama ve eşleştirme için ölçüm verileri işlenmektedir. Eşleştirme piksel piksel veya sayısal değerlerinin vektörel karşılaştırması yapılabilir. Tanımlama, nesneyi seçilmiş bir numuneyle eşleştirme yoluyla yapılır.

Kontrol edilen ürünlerin sınıflandırılması ve ayıklanması işlemlerinde Uzman Sistemler veya Yapay Sinir Ağları yöntemleri kullanılmaktadır. Uzman sistem kural gereksinimleri hedef nesnelerin çeşitliliğine bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Bunun yanında, yapay sinir ağları ve denetimsiz öğrenme (Unsupervised Learning) yönteminin birlikte kullanılması görece daha geniş çeşitlilikte nesnelerin sınıflandırılmasında kullanılabilir (Paunika ve Shrivastava, 2013).

Bir karar ulaşmak için, Form Faktörü, En/Boy Oranı, Katılık, Radyüs Yönü ve diğer veriler yapay sinir ağlarına veya uzman sistemlere beslenerek hesaplama yapılır. Uzman sistemler önceden tanımlanan ve girilen verileri kullanarak sınıflandırma işlemini tamamlar.

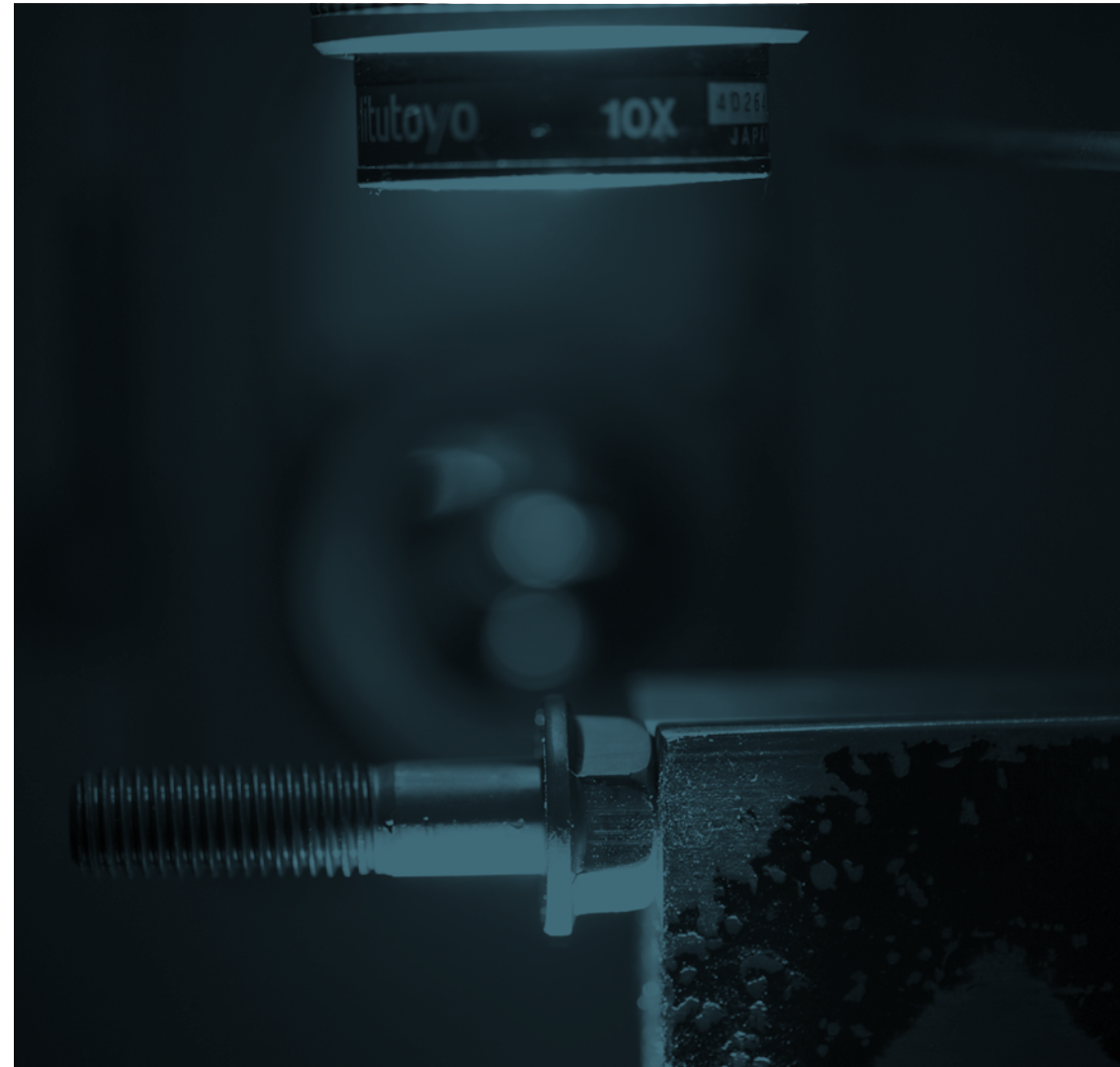
6. SONUÇ VE İLERİ ÇALIŞMALAR

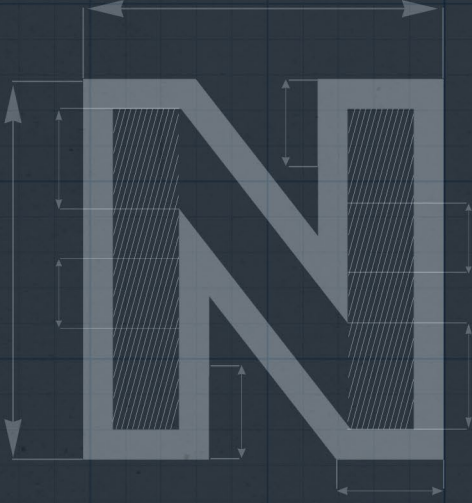
Kalite kontrol uygulamalarında makine vizyonu teknolojisi endüstride uzun zamandır kullanılmaktadır. Donanım teknolojisinde meydana gelen ilerlemeler sayesinde sistemler hızlanmakta, hassasiyet ve kesinliği artmaktadır. Bu çalışma kapsamında bahsedilen yöntemler, 1959 gibi çok erken yıllardan itibaren gelişerek olgunlaşmış, birçok açık kaynak gerçekleştirimi bulunan resim işleme yöntemleridir. Gelecek çalışmalar, görüntü işleme kütüphanelerinin incelenmesi, yöntem ve algoritmaların karşılaştırılması ve bağlantı elemanları üzerinde gerçekleştirilecek örnek bir uygulama olabilir. Bir başka çalışma, Merkezi İşlemciler (CPU) ve Grafik İşlemciler (GPU) arasında yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. EMVA 1288 - Standard for Characterization of Image Sensors and Cameras – Release 3.0, European Machine Vision Association, November 29, 2010, www.emva.org
2. The Image Processing Handbook Seventh Edition, Russ John C., Neal F. Brent, 2016
3. Color Camera Sensor Review 2016, PointGrey
4. Mono Camera Sensor Review 2016, PointGrey
5. Mechanical Nut-Bolt Sorting using Principle Component Analysis and Artificial Neural Network, Dhenge A., Khobragade A.S., Salodkar A., IJAIS, 2013, ISSN:2249-0868
6. Recognition of Bolt and Nut using Stationary Wavelet Transform, Salodkar A.A., Khanapurkar M.M., EFITRA, 2012

7. Review Paper on Performance Evaluation of Nut and Bolt Recognition System Using Artificial Neural Network, Paunika S., Shrivastava S., International Journal of Advanced Computer Research, 2013, ISSN:2277-7970
8. Research on Workpiece Sorting System Based on Machine Vision Mechanism, Yan J., Yang H., Intelligent Control and Automation, 2015
9. Fastener Inspection System and Method, Wei et al., United States Patent, Patent No.:US7979758B2, 2010





BAĞLANTI ELEMANLARININ ÇİFT EKSENLİ TİTREŞİM TEST CİHAZI İÇİN YENİ BİR TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI

Fatih Cemal CAN
Umut İnce
Emrah Kılıçdemir
Barış Tanrikulu





8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi
(OTEKON 2016), s 1196-1202

BAĞLANTI ELEMANLARININ ÇİFT EKSENLİ TİTREŞİM TEST CİHAZI İÇİN YENİ BİR TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI

Fatih Cemal Can*
Umut İnce**
Emrah Kılınçdemir**
Barış Tanrıkulu**

* İzmir Katip Çelebi Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 35620, Çiğli/İZMİR
** Norm Cıvata A.Ş. Ar-Ge Merkezi, İAOSB, Çiğli/İZMİR

****İletişim yazarı**

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2174
Fax: +90 232 376 76 13

ÖZET

Bu çalışmada bağlantı elamanlarının titreşim etkisi altında gevşemelerini test etmek için iki ekseninde frekansı ve genliği ayarlanabilen bir titreşim cihazının nasıl tasarlandığı anlatılıyor. Genellikle bu tip cihazlar tek eksenlidir (Junker titreşim test cihazı) ve sadece tek ekseninde verilen titreşimdeki gevşemeler test edilir. İki serbestlik dereceli olarak tasarlanan cihaz içerdiği mekanizmalar ve bunların birbirleri ile montajı açısından yenidir. Bu mekanizmalar ayar mekanizması, kam mekanizması ve paralel manipülatör olarak tanımlanabilir. Titreşimin genliğini ayarlayabilmek için vida ile hareket ettirilebilen bir dört çubuk mekanizması kullanılmıştır. Bu mekanizma bir kam mekanizmasına bağlıdır. Kam mekanizması titreşimi sağlayan asıl kısımdır. İki eksenindeki hareketin birbirlerini etkilememesi önemli olduğundan, kam mekanizması iki serbestlik dereceli bir paralel manipülatöre bağlanmıştır. Bu manipülatörün platformu bağlantı elemanının bağlandığı plakadır. İki farklı titreşim hareketinden dolayı değişik titreşim dağılımları elde etmek mümkün olmuştur.

Anahtar kelimeler: İki ekseninde titreşim, bağlantı elemanı, gevşeme testi

DESIGN OF A NEW ACTUATION SYSTEM FOR TWO AXIS VIBRATION TEST DEVICE OF BOLTED JOINTS

ABSTRACT

In this study, it is explained how to design a frequency and amplitude adjustable vibration test device for testing loosening of bolted joints under vibration condition. Generally, this type of devices is single axis (Junker vibration test device) and loosening in only single axis vibration is tested. Device designed as two degrees of freedom (DoF) is new with respect to mechanism content and assembly of these to each other. These mechanisms are defined as adjustment mechanism, cam mechanism and parallel manipulator. A four mechanism which can be moved by a helical pair is used to adjust amplitude of vibration. This mechanism is connected to a cam mechanism. Cam mechanism is main part of vibration. Since it is important that movement in two axes is unaffected, the cam mechanism is connected to two-DoF parallel manipulator. Platform of this manipulator is plate connected with bolted joints. It is possible to obtain different vibration distribution because of two different vibration movement.

Keywords: Two Axis Vibration, bolted joints, loosening test

1. GİRİŞ

Çalışan bir makinenin bağlantısını sağlayan bir cıvata farklı yönlerden gelen kuvvetlerin etkisi altında kalır. Cıvatanın sıkılması sırasında uygulanan ön gerilme kuvveti, bu kuvvetler nedeni ile zamanla azalır ve cıvata gevşer. Makinelerin, cihazların, hava ve kara taşıtlarının bağlantılarında titreşimden dolayı oluşan bu gibi gevşemeler istenmemektedir. Benzer gevşemeler farklı yöntemler kullanılarak önlenabilmektedir.

Bağlantı elemanlarının gevşemesi sadece titreşime bağlı değildir. Sıkılan parçaların enine yer değişim hareketleri, bağlama elemanlarının esnekliği, ısı değişimleri ve bilinmeyen diğer etkiler de cıvatanın gevşemesine sebep olabilir [1].

Bu çalışmada otomotiv sektöründe kullanılan cıvataların titreşim altındaki gevşeme davranışlarını incelemek üzere iki serbestlik dereceli yeni bir tasarım önerilmiş ve ilk denemeleri yapılmıştır. Tasarımın üç boyutlu tasarımı bilgisayar destekli programlar kullanılarak tamamlanmıştır. Parçaların imalat resimleri hazırlanarak üretimleri gerçekleştirilmiştir. Deney standının montajı yapılarak ilk testler yapılmıştır.

Literatür özetine geçmeden önce kullanılan teknik terimlerin anlaşılabilmesi amacı ile bağlantı elemanlarının gevşemeleri ile ilgili tanımlar verilmiştir. Aşağıda verilen tanımlarda gevşemenin nasıl oluştuğu da anlatılmaktadır.

1.1. Tanımlar

Aşağıda yapılan tanımlar için literatürdeki konu ile ilgili bir makaleden faydalanılmıştır [2]. Makale yabancı dilde yazıldığından tanımlar Türkçeye çevrilmiştir.

Cıvatanın gevşeme tanımı: Cıvata ile bağlanmış malzemeler birbirlerini cıvata mili boyunca oluşan çekme kuvveti (Cıvata eksen kuvveti, etki kuvveti) ve sıkıştırılan objeler içinde oluşan basma kuvveti (sıkma kuvveti, tepki kuvveti) ile tutarlar. Bu iki kuvvet dışarıdan herhangi bir dış kuvvet uygulanmadığı sürece dengede kalır. İki malzemeyi çekme ve sıkıştırma kuvvetleri için genel terim ön gerilme kuvvetidir.

Bazı durumlarda, makinenin kullanılması sırasında, makineyi oluşturulan parçaların sıkıştırılmasını sağlayan ön gerilme kuvveti çeşitli sebeplerden dolayı düşebilir. Ön gerilme kuvvetindeki bu ani düşme cıvatanın gevşemesi olarak tanımlanan genel terimdir.

Somun ve cıvatanın titreşim ile gevşemesi: Somun titreşim kuvvetine maruz kaldığı zaman, somun ve cıvatanın montaj yüzeyleri arasında çeki ve bası kuvvetleri döngüsü oluşmaya başlar. Fakat montaj yüzeyi iki açığa sahip olduğundan, hatve açısı ve dış yan yüzey açısı, kuvvet birbirine dik üç kuvvet bileşenine ayrılır. Bu kuvvetlerden birisi cıvatanın eksenini yönünde, diğeri radyal yönde ve geriye kalan kuvvet ise montaj yüzeyine teğet yönde etki eder.

Bundan dolayı eksen yönündeki kuvvet cıvatayı uzatmaya ve deforme etmeye çalışır. Radyal kuvvet dış profilini deforme etmeye çalışır ve teğetsel kuvvet ters yönde bir moment oluşturarak gevşemeyi sağlar.

1.2. Literatür Özeti

Bağlantı elemanlarının gevşeme mekanizmalarıyla ilgili literatürde oldukça fazla sayıda teori bulunmaktadır. Ancak hiçbir teori gevşeme mekanizmasını tam olarak açıklayamamaktadır. Bağlantı elemanlarının kendi kendine gevşeme durumunu engellemek için birçok emniyet metodu bulunmaktadır [3].

Bhattacharya ve ark. tarafından yapılan çalışmada yaylı rondela ve iç ve dış tırtırlı rondelanın gevşeme direncini artırdığı gözlemlenmiştir [2]. Ayrıca yapılan bir diğer kıyaslamada kimyasal kilitlemenin nylock ve aerotight somununa göre daha etkili bir çözüm olduğu ortaya çıkmıştır. Sase ve arkadaşları piyasada bulunan yedi adet gevşeme dirençli somununun yatay titreşim altında gevşeme özelliklerini incelemişlerdir [4]. Çift sonum yöntemi en iyi sonucu verirken, bazı çözümlerin standart somun kullanımı durumundan daha kötü sonuç verdiği görülmüştür. Izumi ve Sakai çift somun ve yaylı rondela kullanımının yatay dinamik yük altında nasıl bir gevşeme direnci sağladığını sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmişlerdir [5]. Çalışmanın sonucunda çift somun kullanımının gevşemeyi büyük oranda azalttığı, yaylı rondela kullanımının gevşemeye karşı pozitif bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

Eccles, yatay ve dikey yönde titreşim etkisi altında çalışan sıkı malı somunların montajdan ayrıldığını tespit etmiştir [6]. Ayrıca sıkı malı somundaki montaj öncesi oluşturulan ön yükün sadece eksenel yöndeki titreşim etkisi ile düştüğünü bulmuştur.

Vinogradov ve Huang yüksek frekanslı yükleme altındaki (30- 240kHz) gevşemelerin benzetimini yapmak için dinamik bir model geliştirmişlerdir [7]. Model küçük kenetleme yükü altındaki bağlantı elemanın davranışını tahmin etmiştir. Fakat, bu tip yüksek frekanslar normal çalışan çoğu makinenin titreşimi için uygun değildir.

Sauer ve arkadaşları tarafından eksenel yük altında bağlantı elemanları gevşeme davranışlarını incelenmiştir [8]. Dinamik yük statik yük oranının 0,7 veya daha az olduğu durumlarda gevşeme hızının çok düştüğü tespit edilmiştir. Ayrıca sürtünme katsayısının etkisine dair incelemeler yapılmıştır.

Goodier ve Sweeney tarafından bağlantı elemanlarının titreşim etkisi altındaki davranışları ile ilgili yapılan çalışmada, eksenel titreşim esnasında cıvata -somun ara yüzündeki mikro kaymalardan dolayı gevşeme oluştuğu bulunmuştur [9].

Gambrell bağlantı elemanlarının eksenel titreşim altındaki davranışlarını incelemiştir [10]. Dinamik yükün statik yüke oranı (DSR) 1'in altında olduğunda gevşeme davranışında herhangi bir fark görülmemiştir. DRS 1'den büyük olduğunda ince dişli cıvatalar kaba dişlilere göre daha az

gevşemektedir. DSR arttıkça gevşeme hızı artmaktadır. İncelenen 3,3-20 Hz arasında frekansın etkisi görülmemiştir.

Junker yatay yöndeki titreşimlerin, dikey yöndeki titreşimlere göre çok daha fazla gevşemeye yol açtığını bulmuştur [11]. Gevşeme hızının niceliksel ölçümü için test cihazı geliştirilmiştir. Bu cihaz günümüzde de yaygın olarak bağlantı elemanlarının titreşim testleri için kullanılmaktadır.

Friede ve Lange tarafından yapılan yayında, Blume ve Illgner tarafından 1988'de önerilen bağlantı elemanları gevşeme davranışlarını tahmin eden denklem, deneysel olarak doğrulanmaya çalışılmıştır [12]. M20 standart cıvatalar üzerinde yapılan deneyler denklemin doğruluğunu gösterir nitelikte sonuçlar vermiştir.

Friede ve Lange bir önceki çalışmada yaptıkları ve Blume & Illgner denklemini sınadıkları çalışmanın kapsamını M16 ile M24 arası cıvataların testlerini yaparak genişletmişler ve denklemin deneysel sonuçlardan sapmalar gösterdiğini tespit etmişlerdir. Deneysel sonuçlarına dayanarak cıvatanın dönme rijitliğinin de eklendiği yeni bir denklem önermişlerdir [13].

Finkelst yaptığı çalışmada Junker test cihazı kullanarak standart bağlantı elemanlarının yatay titreşim etkisi altındaki gevşeme davranışlarını incelemiş ve ince dişlerin kaba dişlere göre daha yavaş gevşediğini, ön yükün artırılmasının gevşeme hızını yavaşlattığını, artan yatay yer değiştirme miktarının ise gevşeme hızını artırdığını bulmuştur [14].

Yamamoto ve Kasei yatay titreşim etkisi altında bağlantı elemanlarının gevşeme davranışı tahmini ile ilgili yeni bir denklem önermişlerdir [15]. Hattori ve ark. söz konusu denklemi Junker test cihazı ile deneyler yaparak doğrulamaya çalışmışlardır [16]. Deneysel çalışmalar denklem ile uyumlu sonuçlar vermiştir. Nishimura ve ark. belirtilen denklemdeki titreşim esnasında cıvatanın kafa altında oluşan ve inclination compliance ile tanımlanan değerin tahmini için M10 cıvatalarının Junker test cihazında yapılan testlerini kullanmışlardır. Ön yük arttıkça bu değerin değiştiğini göstermişlerdir[17].

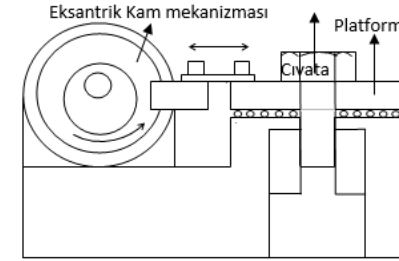
Sase ve Nisioka tarafından Step-lock bolt adı verilen yatay titreşim etkisi altında gevşeme dirençli cıvata çözümü geliştirilmiştir. Ancak üretim zorluğu nedeni ile bu cıvatalar endüstride kullanım alanı bulamamıştır[18].

Nassar ve Housari, yatay titreşim etkisi altında bağlantı elemanlarının gevşeme davranışı için matematiksel model geliştirmişlerdir. Cıvata diş ve kafa altı sürtünme katsayısının, frekansın ve yatay yer değiştirme miktarının gevşeme hızı üzerindeki etkisini incelemişlerdir[19].

Özetlerden cıvata ve somun bağlantılarının genellikle Junker titreşim cihazı ile test edildiklerini ve gevşemelere karşı farklı yöntemler kullanıldığını söyleyebiliriz.

1.3. Tek Eksenli Junker Titreşim Test Cihazı

Bir eksantrik kam mekanizması ile tek eksende hareket ettirilebilen platforma cıvata ve somun bağlanmıştır [11]. Titreşim genliği ve frekansı ayarlanabilir.



Şekil 1. Tek eksenli Junker titreşim cihazının görünümü

Çavdar ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada otomotive özel olarak bağlama cıvatalarının eksenel ve yanal yönde kuvvetler ile aynı anda etki altında kaldığından bahsedilmiştir [20]. Böyle bir deney standı, test standardı bulunmadığından ve ayrıca bu standın otomotive özel olarak ihtiyaç olduğu vurgulanmıştır.

Bu çalışmada söz konusu ihtiyacın karşılanması için cıvata üzerinde aynı anda eksenel ve yanal yönde kuvvet oluşturabilen bir deney standı tasarlanmış ve ilk denemeleri yapılmıştır.

İKİ SERBESTLİK DERECELİ TİTREŞİM CİHAZI

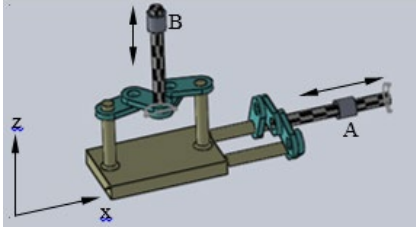
Bu çalışmadaki amaç iki eksende titreşim yapabilen bir cihaz tasarlamaktır. İlk öncelikle hangi tip mekanizmalara ihtiyacımız olduğu tespit edilmiştir. Tasarım ayar mekanizmasını, kam mekanizmasını ve paralel manipülatörü içermektedir. Bilgisayar Destekli Tasarım sonucunda hareketler incelenerek bu mekanizmaların yapıları belirlenmiştir. Burada kullanılan uzuvlar ve mafsallar tasarımın son hali değildir.

İkinci olarak mekanizmalar montaj yapılamadan ayrı ayrı serbestlik derecesi analizleri yapılmıştır. Serbestlik derecesi formülleri ile ihtiyaç olan tahrik sayısı hesaplanmıştır.

Son olarak mekanik tasarım yapılmıştır. Burada uzuvların ve mafsalların imalatı için gerekli olan son şekli oluşturulmuştur.

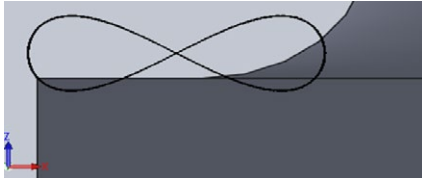
1.3. Bilgisayar Destekli Tasarım

Şekil 2’de görülen yapı bir paralel manipülatördür. A ve B doğrusal yatakları temsil etmektedir. Paralel manipülatörün platformu A yatağı üzerinde yatay (x yönünde) ve B yatağı üzerinde dikey (z yönünde) hareket edebilmektedir. Bu paralel manipülatör Paralel Kartezyen Robot Manipülatör olarak adlandırılmıştır [21] Farklı hareketleri oluşturabilen Paralel Kartezyen Robot Manipülatörler tasarlanmıştır [22]. Farklı yapılardan bizim amacımıza en uygun yapıyı seçildiği düşünülmektedir.

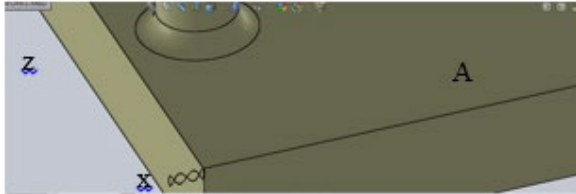


Şekil 2. Paralel kartezyen robot manipülatör

Platformun nasıl bir harekete sahip olabileceğini bilgisayar destekli tasarım programı ile platformun üzerinde bir takip noktası belirleyerek oluşturduk. Şekil 3’de iz takibi görülmektedir.



Şekil 3. Platformun üzerinde oluşan takip izi



A ve B yataklarında basit harmonik hareket olduğunu düşünülürse, x ve z yönündeki yer değişimleri aşağıdaki (1) ve (2) ifadeleri ile tanımlanabilir.

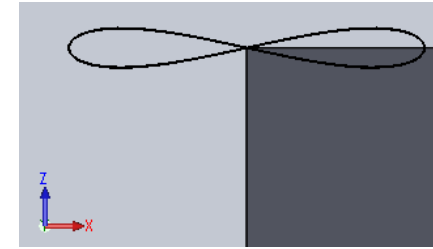
$$x = a \cdot \sin(2\pi f_1 t) \quad (1)$$

$$z = b \cdot \sin(2\pi f_2 t) \quad (2)$$

Burada **a** ve **b** genliği, **f₁** ve **f₂** frekansı, t ise zamanı göstermektedir. Farklı genlik ve frekans değerleri kullanılarak Şekil4, Şekil5, Şekil6 ve Şekil7’ da gösterilen takip izleri elde edilmiştir.

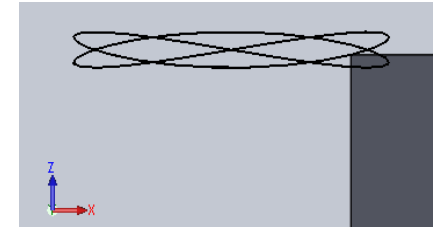
Şekil 4. Takip izinin yakından görünümü

$$\left(\begin{array}{l} a=4.5, b=1.5, f_1=3, f_2=3 \\ x=4.5 \cdot \sin(6\pi t), \quad z=1.5 \cdot \sin(6\pi t) \end{array} \right)$$

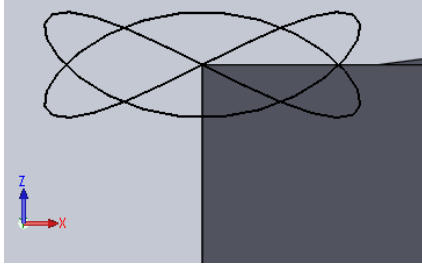


Şekil 5. Takip izinin yakından görünümü

$$\left(\begin{array}{l} a=4.5, b=0.5, f_1=3, f_2=6 \\ x=4.5 \cdot \sin(6\pi t), \quad z=0.5 \cdot \sin(12\pi t) \end{array} \right)$$



Şekil 6. Takip izinin yakından görünümü



Şekil 7. Takip izinin yakından görünümü

$$\left(\begin{array}{l} a=4.5, b=1.5, f_1=4, f_2=6 \\ x=4.5 \cdot \sin(8\pi t), \quad z=1.5 \cdot \sin(12\pi t) \end{array} \right)$$

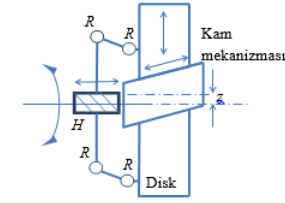
Elde edilen iz takiplerinden **“otomotive özel olarak bağlama cıvataları hem ekstenel hem de yanal yönde kuvvetler ile aynı anda zorlanmalarını sağlayacak”** [20] bir tasarım gerçekleştirildiği görülmektedir.

Uygulanan ekstenel ve yanal kuvvetler aşağıda verilen (3) ve (4) denklemleri ile ifade edilebilir.

$$F_x = m \ddot{x} = -m b (2\pi f_2)^2 \sin(2\pi f_2 t) \quad (3)$$

$$F_y = m \ddot{y} = -m a (2\pi f_1)^2 \sin(2\pi f_1 t) \quad (4)$$

Tasarımda diğer önemli bir kısım da titreşim genliğinin ayarlanabilmesidir. Bunun için vida mafsallına bağlı bir dört çubuk mekanizması kullanılmıştır. Şekil 8’de görülen mekanizma 1 adet H (helical) vida mafsallından, 4 adet R (revolute) döner mafsallarından ve bir kam çiftinden oluşmaktadır. Vida mafsallına bağlı mil döndürüldüğünde Disk kam üzerinde kayarak dikey yer değiştirmektedir. Diskin merkezi mil merkezinden farklı bir konuma ulaştığında dikey yer değiştirme oluşmaktadır. Merkezler çakıştığında ise herhangi bir genlik oluşmamaktadır.



Şekil 8. Genlik değişimi ayar mekanizması

1.4. Serbestlik Derecesi Analizi

Serbestlik derecesi analizleri için farklı formüller kullanmak mümkündür. Burada Freudenstein ve Alizade tarafından önerilen formül kullanılmıştır [23].

Ayar mekanizması için serbestlik derecesi birdir (5. denklem). Kam mekanizmasının serbestlik derecesine etkisi bulunmamaktadır. Sadece hareketin yönünü değiştirmektedir. Serbestlik derecesi aşağıda verilen formül ile hesaplanmıştır.

$$M = \sum f_i - \lambda L = 5 - 4 = 1 \quad (5)$$

Burada M (mobility) mekanizmanın serbestlik derecesini, f_i her bir mafsallın serbestlik derecesini, λ mekanizmanın çalışma uzayını ve L bağımsız döngü sayısını göstermektedir.

Paralel manipülatör için aşağıda önerilen formül kullanılmıştır [21].

$$M = (\lambda + 3) + \sum_{i=1}^{c_1} (d_i - D) + \sum_{i=1}^{c_2} (f_i - \lambda_i) + \sum_{i=1}^L (f_L - \lambda_L) \quad (6)$$

Burada M (mobility) paralel manipülatörün serbestlik derecesini, λ tüm manipülatörün çalışma uzayını, f_i her bir bacakta bulunan mafsallın serbestlik derecesini, λ_i bacağın çalışma uzayını, d_i alt çalışma uzayındaki vektör sayısını, D Kartezyen uzaydaki vektör sayısını, f_L her bir bacak üzerinde bulunan kapalı zincirin mafsallın serbestlik derecesini ve λ_L her bir bacak üzerinde bulunan kapalı zincirin çalışma uzayını göstermektedir.

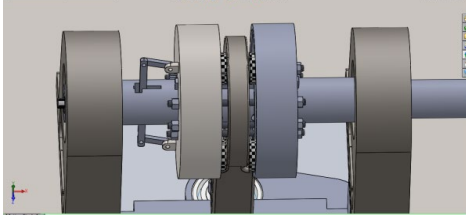
$$(1-4) + \sum_{i=1}^2 (5-3) = 2$$

$$M = (3+3) + \sum_{i=1}^2 (2-3) + \sum_{i=1}^2 1$$

(7)

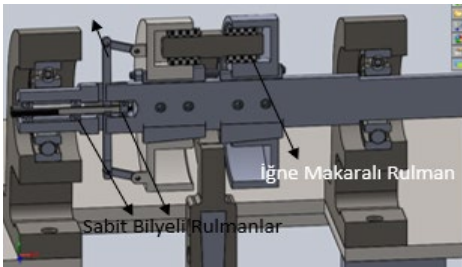
Manipülâtörün serbestlik derecesi iki olarak bulunmuştur. İki ayar mekanizmasının manipülâtöre bağlanması ile titreşim sistemi elde edilebilir.

1.5. Mekanik Tasarım

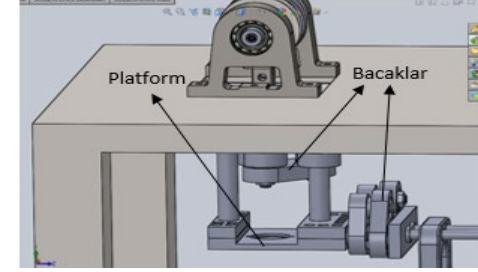


Şekil 9. Genlik değişimi ayar mekanizmasının mekanik tasarımı

Dört Çubuk Mekanizması

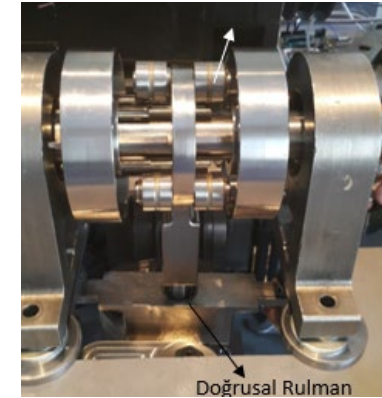


Şekil 10. Genlik değişimi ayar mekanizmasının mekanik tasarımı kesit görünümü.

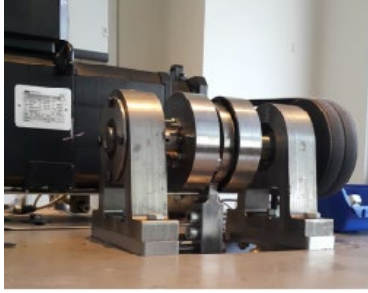


Şekil 11. Genlik değişimi ayar mekanizması ile paralel manipülâtörün birleştirilmiş görünümü.

Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11'de mekanizmanın ve manipülâtörün mekanik tasarımı görülmektedir. Şekil 9 ve 10'da görülen diskler kam mekanizması üzerinde hareket etmektedir. Ayar mekanizması dönen mil üzerine sabit bilyeli rulmanlar kullanılarak bağlanmıştır. Şekil10'da dört çubuk mekanizması görülmektedir. Bu mekanizma ile disklerin dönen mil ile eksen kaçıklığı ayarlanabilmektedir. Ortadaki parça ise iğne makaralı rulmanlar kullanılarak disklerle bağlanmıştır. Diskler dönerken oluşturdukları eksantrik hareket ortadaki parçaya aktarılmakta ve parça yukarı ve aşağı hareket etmektedir. Şekil 13 'te ise paralel manipülâtörün platformu ve bacakları görülmektedir. Uzunluk arasında her iki (dikey için yukarı ve aşağıya) yöndeki eksenel yükleri karşılayabilecek küresel makaralı rulmanlar kullanılmıştır. Bacaklar ortadaki parçaya doğrusal rulman ile bağlanmaktadır.



Şekil 12. Genlik değişimi ayar mekanizması üretim ve montaj sonrası görünümü



Şekil 13. Genlik değişimi ayar mekanizması üretim ve montaj sonrası görünümü (farklı bir açıdan).

Şekil 12, Şekil 13 ve Şekil 14'de gerekli parçaların imalatı ve montajı sonrasında gerçek deney standı görüntüleri verilmiştir. Şekil 12'de görülen parçalar Şekil 9'de görülen tasarlanmış parçaların üretilmiş ve montaj yapılmış halidir. Şekil 13'de farklı bir açıdan görülmektedir. Şekil 14'de paralel manipülatörün parçaları görülmektedir. Platformun ortasında görüldüğü gibi bir cıvata somun bağlantısı bulunmaktadır. Platformun yapmış olduğu yatay ve düşey hareketler algılayıcılar ile ölçülebilmektedir.



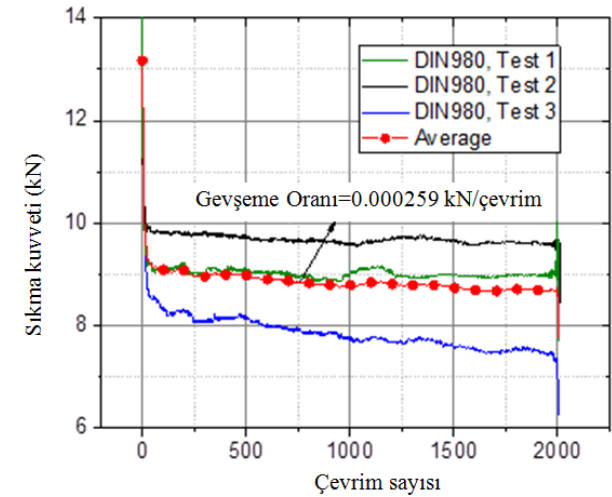
Şekil 14. Paralel manipülatörün üretim ve montaj sonrası görünümü

2. SONUÇ ve TARTIŞMA

Bu çalışmada bağlantı elemanlarını gevşemesinin testi için çift eksen tahrik sistemine sahip bir titreşim cihazı tasarlanmıştır. Kullanılan mekanizma ve paralel manipülatör açısından bu cihaz yenidir. Bu cihaz için aşağıdaki sonuçlar ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar sıralanabilir.

- Tasarlanan cihaz Junker test cihazına göre daha karmaşık bir yapıdadır. Bundan dolayı montaj sırasında zorluklar yaşanmıştır.
- Elde edilen cihaz ile cıvata üzerine eksenel ve yanal kuvvetlerin etki etmesi sağlanmıştır.
- Bu cihazın özellikle otomotiv sektöründe kullanılan bağlantı elemanlarının test edilmesinde kullanılması beklenmektedir.
- Tasarlanan cihazı 3 eksenli bir test cihazına dönüştürebiliriz. Paralel manipülatörün yapısı buna uygundur. Sadece bir bacak daha eklemek yeterli olacaktır.

Deney standı 0.15 mm dikey yer değiştirme için, 14.3 kN ön yükte, 5 Hz frekansta DIN 933 cıvata, DIN 980 mekanik sıkı malı somun kombinasyonu kullanılarak test edilmiştir. Titreşim test sonuçlarına regresyon uygulanarak elde edilen doğrusal eğim gevşeme hızı olarak tespit edilmiştir. Testlerin ortalama hızı Şekil 15'de verilmiştir. Bu ilk test sonuçları olarak değerlendirilebilir. Sonraki çalışmalarda farklı test parametrelerine uygun test sonuçları paylaşılacaktır.



Şekil 15. Elde edilen ilk test sonucu.

KAYNAKLAR

1. Çavdar, K., 2015, "Öngerilmeli Cıvata Bağlarında Çözülme Problemleri", Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 20, Sayı 1, pp. 103-118.
2. Anirban Bhattacharya , Avijit Sen, Santanu Das, 2010, "An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions", Mechanism and Machine Theory, vol. 45, pp. 1215-1225.
3. Bickford J.H., 2008, "Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints", 4. Ed., CRC Press Taylor & Francis Group.
4. Sase, N., Koga, S., Nishioka, K., and Fuji, H., 1996, "Evaluation of AntiLoosening Nuts for Screw Fasteners", Journal of Materials Processing Technology, vol. 56, sayı 1-4, pp. 321-332.
5. Izumi S., Sakai S., 2008, "Loosening Resistance Evaluation of Double-Nut Tightening Method, Spring Washers, and Conical Spring", ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, July 27-31, 2008, Chicago, Illinois, USA, pp.1-9.
6. Eccles W., 2010, "Tribological Aspects of the Self-Loosening of Threaded Fasteners", Ph.D. Thessis, Univeristy of Central Lancashire.
7. Vinogradov, O., & Haung, X. 1989, "On a high frequency mechanism of self-loosening of fasteners". In Proceedings of 12th ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal pp. 131-137.
8. Sauer, J. A., Lemmon, D. C., & Lynn, E. K., 1950, "Bolts: how to prevent their loosening". Mechanical Design, 22, pp. 133-139.
9. Goodier, J. N., & Sweeney, R. J., 1945, "Loosening by vibration of threaded fastenings", Mechanical Engineering, 67(12), pp. 798- 802.
10. Gambrell, S. C., 1968, "Why bolts loosen". Machine Design, vol. 40 (25), 163.
11. Junker, G.H., 1973, "New Criteria for SelfLoosening of Fasteners under Vibration", Reprinted October 1973, from Trans. SAE, vol. 78, 1969, by the Society of Automotive Engineers.
12. Friede R., Lange J., 2009, "Self loosening of prestressed bolts", Nordic Steel Construction Conference NSCC2009, Malmö, 2-4 Sept. 2009, pp. 272-279.
13. Friede, R., Lange, J., 2010, "Loss of preload in bolted connections due to embedding and self loosening", SDSS'Rio 2010 Stability And Ductility Of Steel Structures, Rio de Janeiro, Brazil, September 8 - 10, 2010.
14. FINKELST. RJ., 1972, "How much shake can bolted joints take", Machine Design, vol. 44(24), 122.
15. Yamamoto, A., & Kasei, S., 1984, "A solution for self-loosening mechanism of threaded fasteners under transverse vibration". Bull. Jpn. Soc. Precis. Eng., 18(3), pp. 261-266.
16. Hattori, T., Yamashita, M., Mizuno, H., & Naruse, T., 2010., "Loosening and sliding behaviour of bolt-nut fastener under transverse loading". In EPJ Web of Conferences (Vol. 6, p. 08002). EDP Sciences.
17. Nishimura, N., Hattori, T., Yamashita, M., & Hayakawa, N. (2007, June). "Self Loosening Behavior of Metal Thread Joints under Transverse Cyclic Loading", In Key Engineering Materials, Vol. 340, pp. 1467-1472.
18. Sase, N., Nishioka, K., Koga, S., & Fujii, H., 1998., "An anti-loosening screw-fastener innovation and its evaluation", Journal of materials processing technology, vol. 77(1), pp. 209-215.
19. Nassar, S. A., & Housari, B. A. (2005, January). "Self-loosening of threaded fasteners due to cyclic transverse loads". In ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference (pp. 169-187). American Society of Mechanical Engineers.
20. Çavdar, K. , Bilal, H., İnce U., "Cıvata Bağlarında Tork Kaybını Engellemek Amacıyla Metodoloji Geliştirilmesi", OTEKON'14 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 26 - 27 Mayıs 2014, BURSA
21. Gogu G., 2005, "Mobility of mechanisms: a critical review", Mechanism and Machine Theory vol. 40, pp. 1068-1097.
22. Alizade, R., Bayram, Ç., Gezgin E., 2007, "Structural synthesis of serial platform manipulators", Mechanism and Machine Theory vol. 42, pp. 580-599
23. F. Freudenstein, R. Alizade, 1975, "On the degree of freedom of mechanisms with variable general constraint", in IV World IFToMM Congress, England, pp. 51-56.

CIVATALI BAĞLANTILARIN TİTREŞİM ALTINDA GEVŞEMESİNİN GENETİK PROGRAMLAMA VE REGRESYON ANALİZİ İLE TAHMİNİ

Aysel BİYİK
Adil BAYKASOĞLU
Emre ERBİL
Umut İNCE





8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi
(OTEKON 2016), s 780-786

CIVATALI BAĞLANTILARIN TİTREŞİM ALTINDA GEVŞEMESİNİN GENETİK PROGRAMLAMA VE REGRESYON ANALİZİ İLE TAHMİNİ

Aysel Bıyık***
Adil Baykasoğlu*
Emre Erbil**
Umut İnce**

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Endüstri Mühendisliği Bölümü, Buca İZMİR
**Norm Cıvata A.Ş. Ar-Ge Merkezi, İAOSB, Çiğli İZMİR

*İletişim yazarı

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2317
Fax: +90 232 376 76 13

ÖZET

Bağlantı elemanları, yüksek kilitleme kuvveti sağlamaları, tekrarlı kullanılabilirlikleri, kolay üretilirlikleri ve ucuz olmaları gibi avantajlara sahiptir, ancak titreşim altında gevşemeleri önemli bir sorundur. Cıvataların gevşeme riskine karşı emniyet sağlamak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Ancak bu yöntemler genellikle son üründe ağırlık ve maliyet artışına neden olmakta, ayrıca kullanım kısıtlarından dolayı pek çok durumda tercih edilmemektedir. Bu sorunlara bir çözüm olarak titreşim direnci sağlayan özel cıvata kafa altı profilleri verimli çözümler olarak ortaya çıkmaktadır. Ancak, piyasadaki kafa altı profillerinin herhangi bir simülasyon ve optimizasyon tekniği ile tasarlanıp doğrulanmadığı ve pek çoğunun da soğuk dövme yöntemi ile üretilirlik olmadığı bilinmektedir. Bu durumun fayda maliyet açısından verimli sonuçlar sağlamadığı fizibilite ve literatür araştırması çalışmalarında da görülmüştür. Bu çalışmada gevşeme mekanizması sayısal simülasyon yöntemi ile modellenerek, deneysel çalışma ile sürece etkisi olduğu görülen parametreler dahilinde deney seti hazırlanmış ve simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar üzerinden regresyon ve genetik programlama yöntemleri kullanılarak yüksek doğrulukta tahmin modelleri oluşturulmuştur. Söz konusu yöntemler daha önce dinamik ve titreşimli yüklemeler altında çalışan bağlantı elemanları gevşeme davranışını tahmin etmek için kullanılmamıştır. Uygulanan yöntemler incelendiğinde genetik programlama yönteminin regresyon analizi yöntemine göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Bağlantı elemanlarında gevşeme, Titreşim direnci, Cıvata kafa altı formu, Genetik programlama, Regresyon analizi

LOOSENING PREDICTION OF BOLTED CONNECTIONS UNDER VIBRATION VIA GENETIC PROGRAMMING AND REGRESSION ANALYSIS

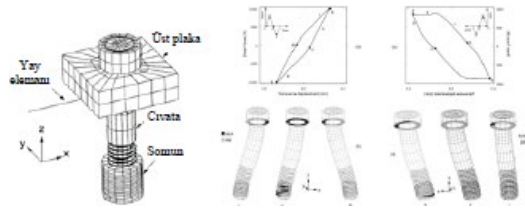
ABSTRACT

Fasteners have many advantages such as providing high clamping load, reusability, ease of manufacturability and being cheap, but loosening under vibration is an important problem. Several methods have been developed to ensure safety against the risk of loosening of fasteners. But these methods are not preferred in most cases as generally cause an increase in weight and cost of the final product, also due to the limits of their use. As an efficient solution to these problems, special bolt under-head profiles are arisen. But, it is also known that none of the under-head profiles are verified by any kind of simulation and optimization methods and most of them are not producible by cold forging method. It is also seen in feasibility studies and literature survey that this situation cannot give efficient results by means of performance/cost ratio. In this study, loosening mechanism is modeled by using numerical simulation methods, experimental design is constructed ran (via simulation software), within the most effective parameters that they observed in experimental studies. Prediction model at high accuracy is generated by using regression and genetic programming methods over obtained numerical results. Aforementioned methods were not used before predicting loosening behavior of fasteners under dynamic and vibrational loading conditions. Numerical studies have shown classical genetic programming is able to provide better solutions.

Keywords: Self-loosening in fasteners, Vibration resistance, Bolt under-head profiles, Genetic programming, Regression analyse.

1. GİRİŞ

Cıvata-somun bağlantıları, sağladığı yüksek kilitleme yükünün yanı sıra sökölüp tekrar kullanılabilirlikleri ve kolay üretilirlikleri gibi avantajları ile endüstriyel uygulamalarda bir veya daha çok montaj elemanının birbirine bağlanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Sahip oldukları helisel dış formu ve eğimli dış profilleri ile montaj sonrasında mekanik otoblokaj ile kilitlenme sağlayan cıvata-somun bağlantıları, yanal yükler karşısında kısmi ya da tam olarak kısa süreli otoblokaj kayıpları yaşamakta ve gevşemektedirler. Bağlantı elemanlarının titreşim nedeniyle gevşeme sorunu üzerinde 60 yılı aşkın süredir çalışılmaktadır. Yapılan ilk çalışmalarda cıvata eksenine yönünde uygulanan dinamik yüklerin gevşeme davranışına etkisi incelenmiştir. 1960'lı yılların sonlarında Junker [1] cıvata eksenine dik yönde uygulanan dinamik kesme yükünün aksel yöne göre çok daha etkili olduğunu tespit etmiştir. Kesme yükü altında gevşeme kavramı, kilitleme yükü etkisiyle meydana gelen kayma sürtünme kuvvetinin cıvata eksenine dik ve yatay yönde uygulanan kesme kuvveti etkisi ile azalması sonucunda cıvatanın kendi bünyesi dışında temas halinde bulunduğu diğer yüzeyler üzerinde kayması ve kilitleme yükünün bir kısmını kaybetmesi şeklinde tanımlanmaktadır. Bağlantı elemanının bir çevrimde kaybettiği kilitleme yükü miktarı ise gevşeme hızı olarak anılmaktadır. Pai & Hess [2], bağlantı elemanlarının dinamik kesme yükü etkisinde titreşim kaynaklı gevşeme davranışını temsil edebilen 3 boyutlu sonu elemanlar analizi kurgulamış ve bir tahmin modeli üzerinde çalışmıştır. Simülasyon modeli, sabit somuna bağlı cıvatanın, kafa altında yer alan hareketli plakadan önce cıvata ekseninde çekilmesi (ön yük), daha sonra hareketli plakanın yatay yönde yer değiştirmesi ile titreşim uygulanması şeklinde kurulmuştur (Şekil 1).



Şekil 1. Simülasyon modeli [2]

Kafa altı ya da cıvata-somun dişleri arasında meydana gelen kısmi kaymanın tam kaymaya göre çok daha düşük yanal yüklerde meydana geldiği tespit edilerek kısmi kaymanın önemi üzerinde durulmuştur. Hattori [3], Yamomoto ve Kasei tarafından ortaya atılan Izumi tarafından 2004 yılında geliştirilen yatay titreşim etkisi altındaki bağlantı elemanlarının gevşeme davranışları tahmin denklemini Junker test cihazı ile yaptığı deneysel çalışmaları kullanarak geliştirmiştir.

Sanclemente [4], bağlantı elemanın yatay yükleme koşullarında gevşemesiyle ilgili yaptığı çalışmada, gevşeme hızını etkileyen ana faktörler çerçevesinde istatistiksel deney tasarım yöntemleri kullanılarak faktörlerin etkilerini tespit etmeye çalışmış ve istatistiksel analiz ile en iyi deney koşulunu belirlemiştir.

Nishumira [5], gevşeme davranışını tahmin eden Yamomoto ve Kasei denklemini geliştirmiştir. M10 cıvataları kullanarak Junker test cihazı ile yaptığı testler sonucunda, dişlerdeki helis açısı nedeniyle cıvatanın kafa altında oluşan eğim komplians değerini tahmin edebilen bir yöntem sunmuştur. Ön yük arttıkça bu değer değiştiğini göstermiştir. Marshall [6], ön yük altında cıvata kafa altı temas yüzeyinde meydana gelen basınç dağılımının homojenliği ile gevşeme direnci arasında bir ilişki kurmuştur.

Gevşeme mekanizmasını açıklayan kuramsal yöntemlerin yanında, cıvata veya somun diş formunda yapılan geometrik yenilikler ile gevşeme direncini arttırmaya yönelik birçok çalışma yapılmıştır. Sase ve Nishioka [7], Step-lock bolt adı verilen yatay titreşim etkisi altında gevşeme dirençli cıvata çözümü geliştirilmiştir. Ancak üretim zorluğu nedeni ile bu cıvatalar endüstride kullanım alanı bulamamıştır. Sase, Koga, Nishioka ve Fuji [8], piyasada bulunan yedi ayrı gevşeme dirençli somunun yatay titreşim altında gevşeme özelliklerini incelemiştir. Çalışmada çift somun kullanımı en iyi sonucu verirken, bazı çözümlerin standart somun kullanımı durumundan daha iyi sonuç vermediği görülmüştür.

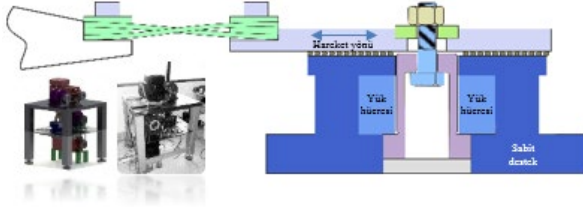
Bağlantı elemanlarının gevşeme direncini arttırmaya yönelik çalışmaların bir kısmı patent belgeleri ile koruma altına alınmıştır. Alınan patentlerin büyük bir kısmı üretim zorluğu nedeniyle hayata geçirilememiştir.

Veri modelleri oluşturulmasında genellikle istatistiksel yöntemler kullanılmaktadır. Özellikle regresyon analizi yönteminde olasılık, veri analizi ve istatistiksel sonuç çıkarma tekniklerinden faydalanılmaktadır. Modellemede genellikle bağımsız değişkenler kullanılarak bağımlı değişken belirlenmeye çalışılır. Regresyon analizi nümerik girdiyi kullanarak sonuç olarak matematiksel bir formül verir. Boyut olarak büyük olmayan verilerde oldukça iyi sonuçlar vermektedir. Veriler doğrusal fonksiyona uygun olmadığı durumlarda doğrusal olmayan regresyon ve çoklu regresyon modelleri kullanılabilmektedir. Çeşitli istatistiksel modeller kullanılarak, çoklu ve kısmi korelasyon katsayıları tanımlanabilir [10].

Bu çalışmada bağlantı elemanı kafa altı geometrik formu üzerinde durularak tutunma kuvvetinin şekil bağı ile güçlendirilmesi hedeflenmiştir. Soğuk şekillendirme yöntemi ile üretilirlik olarak tasarlanan parametrik tırtır formunun gevşeme davranışı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmiş ve tam faktöriyel deney tasarım yöntemi kullanılarak elde edilen deney setleri bu modelde oluşturulmuştur. Simülasyon sonuçlarından alınan örneklem veri, genetik programlama ve regresyon analizi yöntemlerinde kullanılarak tahmin modeli oluşturulmuş ve bu iki yöntemin performansı karşılaştırılmıştır.

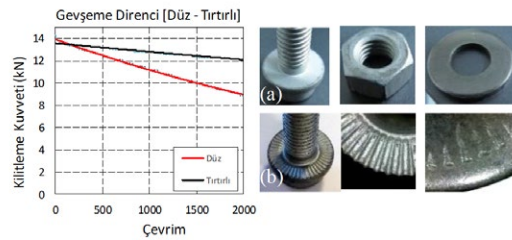
2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışmalar DIN 65151 – “Enine yükleme koşullarında bağlantı elemanlarının kilitleme karakteristiklerinin dinamik testi (titreşim testi)” standardına uygun olarak yapılmıştır. Test düzeneği şematik olarak Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. Deney düzeneği.

Yatay yer değiştirme eğrisi sinüs fonksiyonunu takip etmektedir. Deneylerde 50 mm boyunda M8x1.25 10.9 dayanım sınıfında kafa altı düz ve kafa altı tırtırlı cıvatalar kullanılmıştır. Tüm cıvatalar Delta Protekt® KL100 çinko lamel ana kaplama üzerine VH301.1 GZ su bazlı inorganik üst tabaka kaplama ile kaplanmıştır. Ana kaplama kalınlığı ortalama 8 µm iken üst kaplama kalınlığı ortalama 2 µm'dur. Sürtünme katsayısı Schatz sürtünme katsayısı test cihazı ile kafa altı düz cıvatalarda ortalama 0.13, tırtırlı cıvatalarda ise 0.14 olarak ölçülmüştür. Titreşim testlerinde cıvatalara 14.3 kN ön yük uygulanmıştır. Kilitleme boyu 30 mm ve yatay titreşim genliği 0.45 mm, titreşim frekansı ise 5 Hz olarak testler gerçekleştirilmiştir. Test sonucunda kafa altı tırtırlı cıvataların gevşeme hızının kafa altı düz cıvatalardan yavaş olduğu, ya da tırtırlı cıvataların titreşim direncinin düz cıvatalardan çok daha yüksek olduğu tespit edilmiştir (Şekil 3).



Şekil 3. Gevşeme hızı (a) düz, (b) tırtırlı form

Tırtır formunun kilitleme yükü etkisi ile rondela üzerinde bıraktığı izler cıvata – rondela arasında şekil bağı kurulmasını sağlamış ve gevşeme direncini artırmıştır. Bu sonuçtan yola çıkılarak, parametrik bir kafa altı desenindeki derinlik, tırtır adedi ve açıları gibi faktörlerin etkileri simülasyon yöntemi ile araştırılmıştır.

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

3.1. Sayısal Simülasyon Modeli

Bir cıvataya uygulanan tork temel olarak 3 ana bileşene ayrılmaktadır [11].

$$M = M_d + M_{sd} + M_{ska} \quad (1)$$

M_d : Cıvata dişlerinde helis uzunluğu ve hatve arasındaki açı nedeniyle meydana gelen eğilme momenti.

M_{sd} : Cıvata diş formu ile somun diş formu arasında meydana gelen sürtünmenin neden olduğu moment.

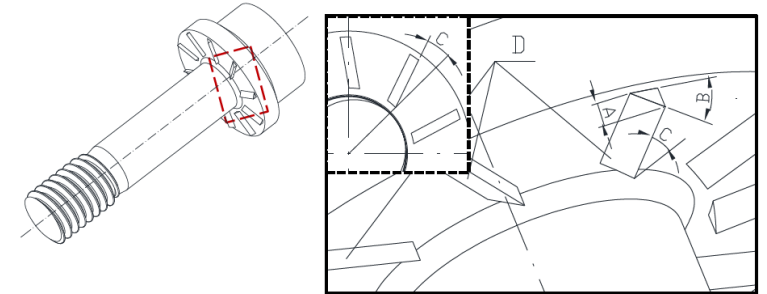
M_{ska} : Cıvata kafa altı formunda meydana gelen sürtünmenin neden olduğu moment.

(1)'de uygulanan torkun yaklaşık % 60 'lık kısmını karşılayan kafa-altı formu, titreşim direncinin artırılması konusunda çalışılabilecek konuların başında yer almaktadır.

Simülasyon çalışmalarında, titreşim deneylerini temsil edebilen 3 boyutlu bir model kurgulanmıştır. Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı model Simufact Forming ticarî sonlu elemanlar yazılımı ile oluşturulmuştur. Simülasyon çalışması 3 aşamadan oluşmaktadır:

1- CAD

Titreşim direncini etkileyen tırtır yüksekliği (A), tırtır eğim açısı (B), tırtır eksen sapması (C) ve tırtır adedi (D) olmak üzere 4 farklı parametre 4 seviyede incelenmiştir (Şekil 4). Simülasyon deney seti için 256 farklı tasarım modeli CATIA V5 içerisinde geliştirilen kod ile üretilmiştir.

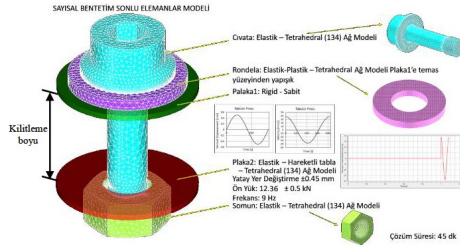


Şekil 4. Simülasyon modelinde kullanılan cıvata kafa altı boyut parametreleri (A, B, C, D)

2- CAE

Marc / Mentat arayüzünde geliştirilen model Şekil 5'te verilmiştir. Junker test platformunun temsil edildiği modelde, yatay yer değiştirme hareketi somun elemanına bağlı bulunan elastik

plaka üzerinden sisteme aktarılmaktadır.



Şekil 5. Simülasyon modeli

Simülasyonlarda kullanılan malzemelerin listesi Tablo 1'de verilmiştir:

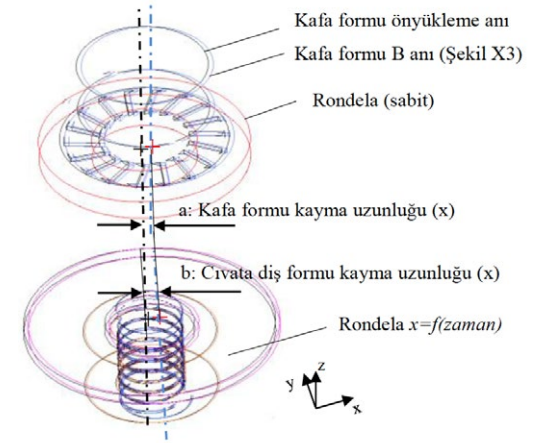
Tablo 1. Malzeme özellikleri

Elemanın adı	Ağ modeli	Eleman türü	Davranış	Sonlu eleman n	Node sayısı	Elastisite Modülü [Mpa]	Poisson Oranı
Civata	Tetrahedral (4 node)	tetra4-134	Elastik	42337	5010	215000	0,3
Somun	Tetrahedral (4 node)	tetra4-134	Elastik	34505	3142	215000	0,3
Plaka-Somun	Tetrahedral (4 node)	tetra4-134	Elastik	848	328	215000	0,3
Rondela	Tetrahedral (4 node)	tetra4-134	Plastik	13307	2246	217000	0,3
Plaka-Civata	n/a	n/a	Rigid	n/a	n/a	n/a	n/a
Toplam				90997	10726		

Rondela malzeme modeli Ludwig (Hollomon) denklemi (2) ile Simufact uygulamasına tanımlanmıştır.

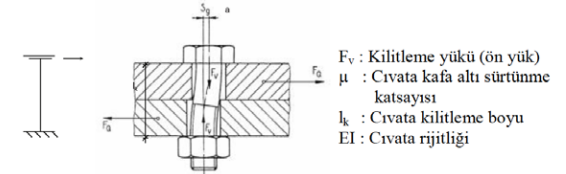
$$\sigma_f = 786,74 \times \epsilon^{0,1191} \quad (2)$$

Şekil 6 (D) - (A) konumu arasında +z yönünde 12.36 kN ön yük uygulanmıştır. (A) - (D) konumları arasında somun altındaki elastik plaka Şekil 6'da grafik ile gösterilen $x = \sin(2\pi \cdot f \cdot t)$ yolunu takip etmektedir. Titreşim frekansı 5 Hz, titreşim genliği 0.45 mm'dir. Ön yükleme süresi standart ve 0.02 sn, toplam çevrim süresi ise 0.22 sn'dir. Toplam kilitlenme boyu 19 mm'dir.



Şekil 6. Simülasyon aşamaları.

Titreşim direnci, civatanın kaymaya başladığı andaki kritik kayma mesafesinin hesaplanması ile tahmin edilebilmektedir. En yüksek kayma mesafesi "a" kabaca (3) ile hesaplanabilmektedir.



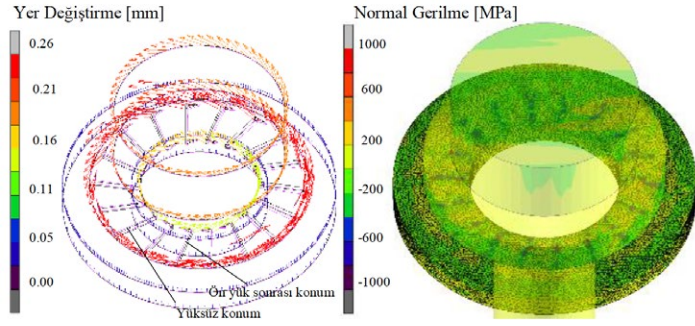
Şekil 7. Kayma eşik deplasman değeri

$$a = \frac{F_v \cdot \mu \cdot l_k^3}{12 \cdot E \cdot I} \quad (3)$$

Şekil 8 dikkatlice incelendiğinde, somun-civata dişleri arasındaki boşluk ve civata diş helis açısı gibi etkenler nedeniyle ön yükleme anından itibaren tüm montaj elemanları farklı konumlara ötelenmektedir. Kafa formu tek eksenli çekme kuvveti etkisinde iken, diş helis açısı nedeniyle Şekil 10'da belirtilen Mb momentine maruz kalmakta, homojen olmayan kafa altı yüzey basıncı oluşmaktadır (Şekil 6, A). Bu basınç, tırtır formlarının heterojen penetrasyonuna sebep olarak tırtır eğim açısı (Şekil 4, B)'nin etkisi ile civata kafa altı formunun dönmesine neden olmaktadır.

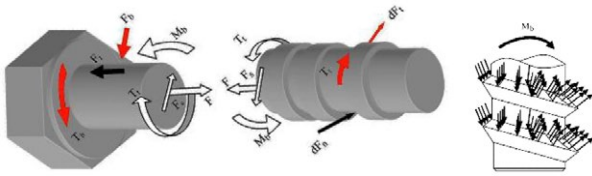
Şekil 8. Önyüklem sonrası yer değiştirme.

Cıvata kafa ve diş formu farklı açılarda eğildiğinden, Şekil 7'de belirtilen a uzunluğu Şekil 8'de görüldüğü gibi (b-a) şeklinde hesaplanmıştır. Çünkü a uzunluğu, somun eksenini ile cıvata eksenini arasındaki sapmayı ifade etmektedir.



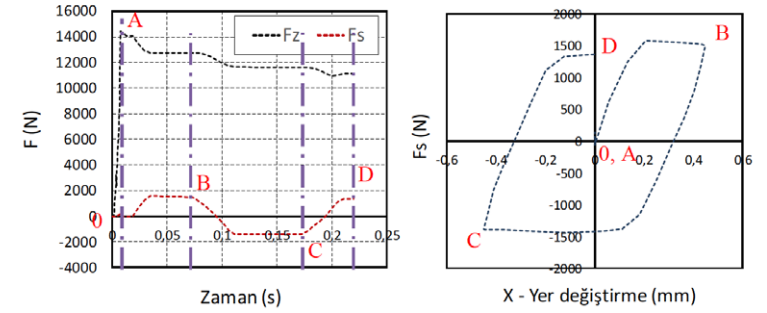
Şekil 9. Yer değiştirme vektörü, Normal Gerilme

Titreşim direnci, cıvata kafa altı temas yüzeyinde meydana gelen sürtünme kuvvetinin izlenmesi ile de tahmin edilebilmektedir. Genel olarak $F_s = \mu_{\text{statik}} * F_z$ şeklinde hesaplanan kayma sürtünme kuvveti, kayma anında sabit bir değere eşitlenmektedir.



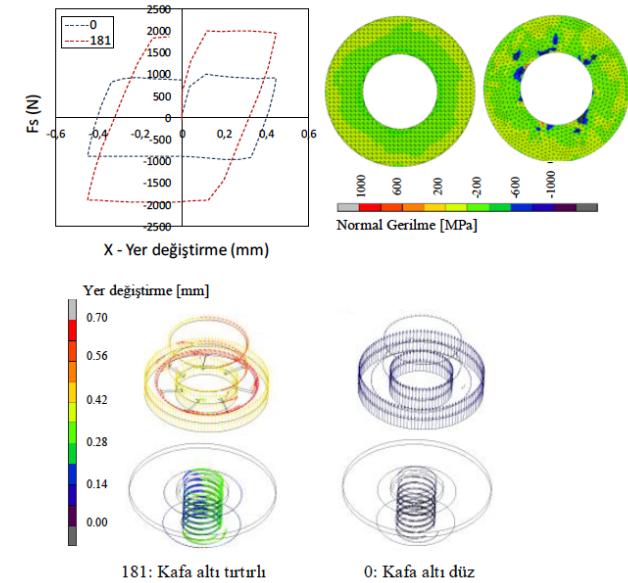
Şekil 10. Cıvataya indirgenmiş serbest bünye diyagramı [9]

Somun elemanının titreşim nedeniyle dönerek gevşemesi, kayma eşik kuvvetini F_s düşürmektedir.

Şekil 11. (a) F_z , F_s (N) - t (s); (b) F_s (N) - X (mm)

3. SONUÇ

Kafa altı tırtır formunda yapılan değişiklik ile kafa altı düz cıvataya göre F_s sürtünme direnç kuvveti yaklaşık 2 kat artırılmıştır. Şekil 12'de yatay yer değiştirme - sürtünme direnç kuvveti ilişkisi ile kafa altı düz - tırtırlı form (181) ilişkisi verilmiştir. Tırtır formu ile rondela malzemesinde meydana gelen penetrasyon ile birlikte sürtünme direnç kuvvetinin arttığı görülmektedir.



4. TAHMİNLEME YÖNTEMLERİ

Titreşimli yüklemeler altında kafa altı tırtırlı bir cıvatanın kaymaya başlama durumunu (F_{shear}) tahmin etmek için genetik programlama (GP) ve regresyon analizi olarak bilinen yöntemler kullanılmış ve söz konusu bu yöntemlerin performansları kıyaslanmıştır.

GP ve regresyon analizinde kullanılan veri, sayısal simülasyon ortamında gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilmiştir. Toplamda 256 adet simülasyon sonucundan 35 adet örneklem alınmıştır.

Titreşim testleri DIN 65151 Dynamic testing of the locking characteristics of fasteners under transverse loading conditions (vibration test) standardında göre yapılmıştır.

Veri setinde 4 farklı değişken ve her bir değişkene ait 4 seviye bulunmaktadır. Tahmin edilecek sadece bir çıktı (F_{shear}) vardır. İlk 20 adet titreşim verisi algoritmaların eğitim verisi olarak kullanılmıştır, 15 adet veri ise algoritmalar için doğrulama verisi olarak kullanılmıştır. Regresyon analizinde de benzer bir yaklaşım izlenmiştir.

4.1 GP Modeli ve Analiz

Genetik algoritmaların bir kolu olan GP genellikle sembolik regresyon çalışmalarında son yıllarda yoğun olarak kullanılmaya başlanmıştır. GP ve GP'nin mühendislik alanındaki uygulamaları ile ilgili detaylı bilgilere yazarın daha önceki çalışmalarından ulaşılabilir [12,13]. GP'nin klasik regresyon analizine göre en önemli avantajı formun bağımsız olmasıdır. Diğer bir ifade ile klasik regresyon analizinde regresyon denkleminin formu (lineer, kuadratik, üstel vs.) önceden tanımlanmalıdır. GP'de böyle bir ön koşul yoktur. GP hem formu hem de gerekli nümerik sabitleri evrimsel bir optimizasyon süreci içinde kendisi belirler. Bu durum GP'ye çok kompleks etkileşimler içeren sistemler için etkin modeller oluşturma olanağı tanır. Mevcut çalışmada temel GP algoritması kullanılmıştır. Kullanılan GP sistemi ile ilgili bilgilere [14]'den erişilebilir. GP ile kayma eşik değerini modellemek için Tablo 2'de anlatılan veri formatı kullanılmıştır. Modellemelerdeki ana hedef girdi parametreleri (geometrik ölçüler) (A, B, C, D) kullanılarak çıktı değerini (y) açıklayan bir fonksiyon tanımlamaktır. Bu fonksiyon genel olarak $y = f(A, B, C, D)$ formunda gösterilebilir. GP ile elde edilen fonksiyon titreşimli yüklemeler altında cıvatanın gevşeme durumunu tahmin edebilmek için kullanılacaktır.

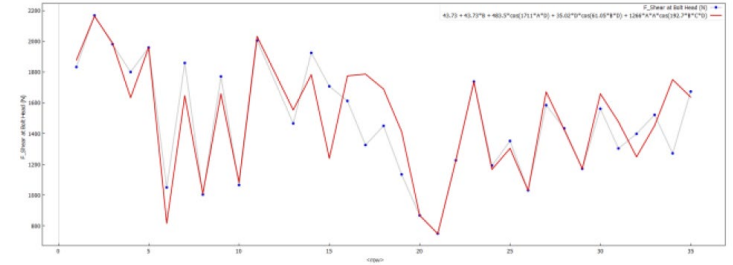
Tablo 2. Modelde kullanılan değişkenler.

Kod	Girdi değişkeni	Kod	Çıktı değişkeni
A	tırtır yük. (mm)	y	F_{shear} (N)
B	açı_1 (deg)		
C	açı_2 (deg)		
D	tırtır adedi		

GP ile elde edilen en iyi sonuç 0,88 R2 değerine sahiptir. Gevşeme tahmininde kullanılmak üzere elde edilen en iyi tahmin denklemi eşitlik (4)'te gösterilmiştir.

$$F_{Shear at Bolt Head} (N) = 43,7 + 43,7B + 484 \cos(1,71e3 AD) + 35 D \cos(61,1 BD) + 1,27e3 A^2 \cos(193 BCD) \quad (4)$$

Şekil 13'te de görülebileceği gibi, tahmin denkleminin sonuçları ile simülasyon sonuçları arasında iyi bir örtüşme mevcuttur.



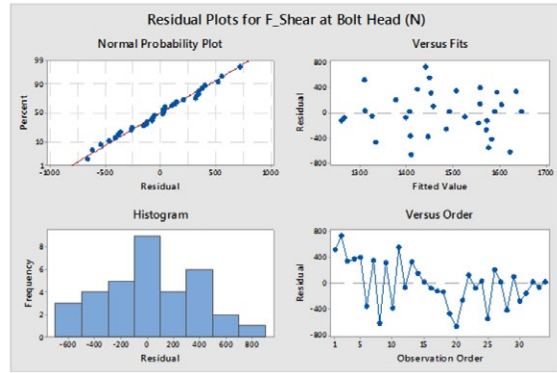
Şekil 13. $F_{Shear at Bolt Head}$ için GP sonuçları.

4.2 Regresyon Modeli ve Analiz

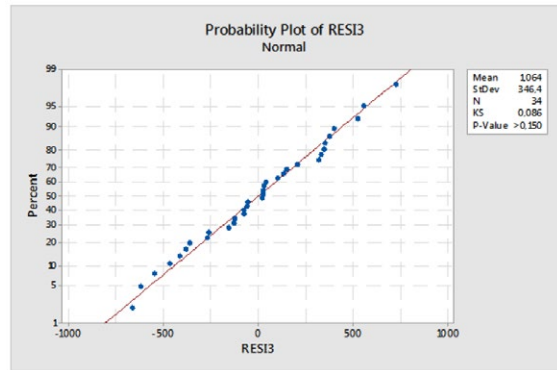
Klasik istatistiksel yaklaşımlarla simülasyon sürecinin ve tahmin performansının değerlendirilmesi amacıyla regresyon analizi tekniği uygulanmıştır. Tablo 2'de tanımlanan deneysel veri yapısı regresyon modelinde de kullanılmıştır. Asıl amaç girdi değişkenlerini (A, B, C, D) çıktı değişkenine (y) bağlayan çok-değişkenli regresyon denklemini belirlemektir. Elde edilen denklem gevşeme davranışının tahmininde kullanılacaktır. Regresyon analizini gerçekleştirmek için Minitab yazılım paketi kullanılmıştır. Bu analizden elde edilen regresyon denklemi eşitlik (5)'te verilmiştir.

$$F_{\text{Shear at Bolt Head}}(N) = -18637 A + 340 B - 2,1 C + 1,76 D + 22820 A^2 - 5,56 B^2 (5)$$

Test verisi üzerinde regresyon denklemi ile yapılan tahminde bağımsız değişkenlerin bağımlı değişkenin %84,94' ünü açıkladığı görülmüştür. Analiz sonucunda model anlamlı çıkmıştır. ($p < 0,05$). Analize yönelik olarak veri seti içinde aykırı değer bulunmamaktadır. Şekil 14' te verilen grafikler incelendiğinde artıkların normal dağıldığı ve artık değerlere ilişkin varyanslarında homojen olduğu görülmüştür ($p > 0,05$).



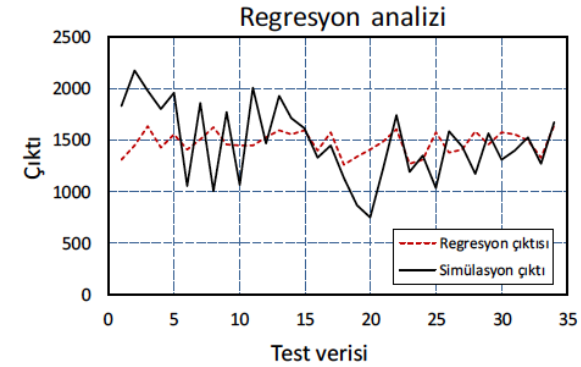
(a)



(b)

Şekil 14. $F_{\text{Shear at Bolt Head}}$ için (a) artık analizi ve (b) normallik testi.

Regresyon analizinin test sonuçları Şekil 15'te gösterilmiştir. Titreşimli yüklemeler altında gevşeme davranışını temsil etmekte kullandığımız F_{shear} değerinin birçok dinamik faktöre bağlı ve kompleks bir yapı olduğu düşünülürse elde edilen model tahmin değerlerinin simülasyon çıktısı ile birebir örtüşmemesi beklenen bir sonuçtur. Ancak mevcut kompleks yapının GP ile daha etkin modellenilebildiği gözlenmiştir. Çalışmamız GP modelinin daha detaylı analizi yönünde sürdürülecektir.



Şekil 15. $F_{\text{Shear at Bolt Head}}$ için regresyon analizi sonuçları değerlendirme.

5. SONUÇ

Bu çalışmada kafa altı tırtırlı formun titreşim koşulları altındaki gevşeme davranışını incelenmiştir. İlk olarak gerçek numuneler üzerinde kafa altı tırtırlı ve düz formlar için titreşim testleri yapılmıştır. Sonrasında titreşim mekanizması sonlu elemanlar analizi kullanılarak simülasyon ortamına aktarılmış ve belirlenen değişkenlerle sınır koşulları doğrultusunda simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Kafa altı tırtırlı formunda yapılan değişiklik ile kafa altı düz civataya göre F_s sürtünme direnç kuvveti yaklaşık 2 kat arttırılmıştır.

Elde edilen simülasyon sonuçları ile GP ve regresyon analizi yöntemleri kullanılarak gevşemeye başlama durumu tahmin edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda dinamik yüklemelerin söz konusu olduğu kompleks sistemlerde GP yöntemi daha etkin sonuç vermiştir.

KAYNAKLAR

1. G.H. Junker, "New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration", SAE Transactions, 78, 314-335, 1969
2. N.G. Pai, D.P. Hess, "Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load", Engineering Failure Analysis 9, 383-402 (2002)
3. T. Hattori, M. Yamashita, H. Mizuno, T. Naruse, "Loosening and sliding behaviour of bolt-nut fastener under transvers loading"EPJ Web of Conferences 6, 08002 (2010)
4. J. A. Saclemente, D.P. Hess, "Parametric study of threaded fastener loosening due to cyclic transverse loads", Engineering Failure Analysis 14 (2007) 239-249
5. N. Nishimura, T. Hattori, M. Yamashita, N. Hayakawa, "Self Loosening behavior of metal thread joints under transverse cyclic loading", Key engineering materials, 340-341:1467-1472 (2007)
6. M.B. Marshall, I. Zainal, R. Lewis, "Influence of the Interfacial Pressure Distribution on Loosening of Bolted Joints", Strain 47 (S2):65 - 78 (2010)
7. N. Sase, N. Nishioka, S. Koga, H. Fuji, "An anti-loosening screw fastener innovation and its evaluation", Journal of materials processing technology 77 (1) : 209-215 (1998)
8. N. Sase, S. Koga, K. Nishioka, H. Fuji, "Evaluation of AntiLoosening Nuts for Screw Fasteners", Journal of materials processing technology 56 (1) : 321-332 (1996)
9. A. M. Zaki, S. A. Nassar, X. Yang, "Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Self-Loosening of Preloaded Countersunk-Head Bolts Under Periodic Transverse Excitation", Journal of tribology 132 (3) (2010)
10. Beck, M. S. L.i G., "Applied regression an introduction", London : Sage Publications, 1991
11. D. Blume, "Wann müssen Schrauben gesichert werden? Verbindungstechnik", 1 Page 25-30 (1969)
12. A. Baykasoglu, A., H. Gullu, H. Canakci, L. Ozbakir, "Prediction of compressive and tensile strength of limestone via genetic programming" , Expert Systems With Applications, 35(1-2), 111-123, 2008.
13. A. Baykasoglu, "Gene expression programming based meta-modeling approach to production line design", International Journal of Computer Integrated Manufacturing, 21(6), 657-665, 2008.
14. M. Schmidt, H. Lipson, "Distilling Free-Form Natural Laws from Experimental Data", Science, Vol. 324, No. 5923, 2009, pp. 81 - 85.

**KAYNAK CIVATALARININ
PROJEKSİYON KAYNAĞI
İLE BİRLEŞTİRİLMESİNDE
ÇAPAKLANMANIN AZALTILMASINA
YÖNELİK OPTIMAL PROSES
PARAMETRELERİNİN TAGUCHI
VE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON
YÖNTEMLERİYLE TESPİT EDİLMESİ**

Aysel BİYİK
Umut İNCE
Fatih ATEŞ
Kaan YETİLMEZSOY





Mühendis ve Makine (2016),
cilt 57, sayı 677, s. 36-52.

KAYNAK CIVATALARININ PROJEKSİYON KAYNAĞI İLE BİRLEŞTİRİLMESİNDE ÇAPAKLANMANIN AZALTILMASINA YÖNELİK OPTİMAL PROSES PARAMETRELERİNİN TAGUCHİ VE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİYLE TESPİT EDİLMESİ

Aysel Bıyık*
Umut İnce*
Fatih Ateş**
Kaan Yetilmezsoy***

*Norm Civata A.Ş. Ar-Ge Merkezi, İAOSB, Çiğli İZMİR

**Ermetal Otomotiv ve Eşya San. Tic. A.Ş. Ar-Ge Merkezi, BURSA

***Yıldız Teknik Üniversitesi, İnşaat Fakültesi, Çevre Mühendisliği Bölümü, İSTANBUL

*İletişim yazarı

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2317
Fax: +90 232 376 76 13

ÖZET

Projeksiyon kaynağı sırasında civata dişlerine ve civatanın kaynatıldığı saca eriyik metal fışkırarak bu parçalar üzerinde çapak oluşumuna sebep olmaktadır. Bu durum, fonksiyon kaybı ve korozyon başlatma riski nedeniyle, başta otomotiv sektörü olmak üzere, kullanılan her alanda güvenlik problemi doğurmaktadır. Ayrıca bu durum müşteri şikayetine neden olarak rekabette prestij ve güç kaybına yol açmaktadır. Bu çalışmada, kaynak dayanımından ödün verilmeden çapaklanma problemi en aza indirmeye çalışılmıştır. Kaynak civatasının kabartı boyutları ve proses parametrelerinin etki dereceleri ile optimum değerleri Taguchi ve çok amaçlı optimizasyon yöntemlerinden olan kompozit çekicilik fonksiyonu yaklaşımı ile belirlenmiştir. Fıskırma ve çapaklanma endeksi ve kaynak kopma kuvveti olmak üzere her iki yanıt faktörünü de kapsayan kompozit çekicilik fonksiyonu yaklaşımıyla tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Kaynak prosesi açısından akım, kuvvet ve kabartı yüksekliği gibi parametrelerin fıskırma ve çapaklanmayı en aza indiren etkin faktörler olduğu belirlenmiş ve bu parametrelerin optimal değerleri tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Projeksiyon kaynağı, kaynak civatası, çapaklanma, Taguchi, çok amaçlı optimizasyon.

DETERMINATION OF OPTIMIZED PROCESS PARAMETERS BY USING TAGUCHI AND MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION METHODS, INTENDED FOR MINIMIZATION OF BURRING DEFECT WHILE JOINING THE WELDING BOLTS WITH PROJECTION WELDING OPERATION

ABSTRACT

Expulsion of the molten material onto the bolt thread and bolt welded sheet during projection welding, causes burr formation on these parts. Used in all sectors and notably in the automotive industry, this situation arises major security problems causing functional loss and the corrosion risk. Moreover, these defects cause the loss of prestige and the power on competition by engendering customer complaints. In this study, burring problem is minimized without making any concessions about weld strength. Projection dimensions of weld bolt, effect level and the optimized values of welding process parameters are defined by using Taguchi and multi-objective optimization methods. Reliable results are obtained by using multi-objective optimization methods, including both two of the response factors, which are expulsion and burring index and weld strength. In terms of welding process, the parameters such as weld current, electrode force and projection height are found to be the effective factors which minimize expulsion and burring defects, then optimized values of these parameters are defined.

Keywords: Projection welding, weld bolt, burring, Taguchi, multi-objective optimization.

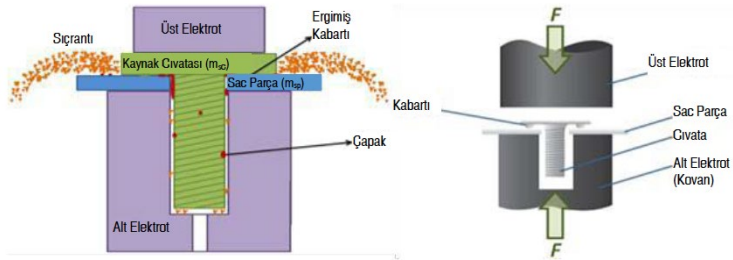
1. GİRİŞ

Cıvata ve somun gibi bağlantı elemanlarının sac parçalara projeksiyon kaynağı ile birleştirilmesi sırasında eriyik metalin fışkırma sonucu parçalar üzerinde oluşan çapaklanma montajı zorlaştırmakta; montaj gerçekleşse dahi cıvata/somun dişlerine yapışan çapaklar, dişlerde sıyırmaya yol açarak parçalarda işlev kaybına sebep olmaktadır. Bunun yanı sıra, çapaklanma, özellikle kaplamalı parçalarda zamanla kaplamayı yüzeyden kaldırıp, en tehlikeli korozyon tiplerinden biri olan çukurcuk korozyonunun oluşumuna neden olmaktadır. Çukurcuk korozyonun hızı, homojen korozyon hızından çok daha fazladır. Zaman içerisinde ilerleyen çukurcuk korozyonu, bağlantı elemanı üzerinde yüksek gerilme bölgelerinin oluşmasına ve çatlak başlangıcına sebep olmaktadır. Bu durum, bağlantı elemanının kırılmasına ve montajın boşalmasına yol açarak araç arızalarının yanı sıra, hasarlı ve/veya ölümlü trafik kazalarına dahi sebep olabilmektedir. Kaynaklı parçalarda çapak oluşumu hem yukarıda bahsedilen kritik nedenlerden hem de tespit edilmesi ve temizlenmesi için ek işçilik ve fazla malzeme kullanımı gibi ek maliyetler doğurması nedeniyle kesinlikle istenmemektedir [1].

Günümüzün global ekonomisinde yüksek kaliteli fakat düşük maliyetli ürün ve prosesler ayakta kalmanın anahtarı durumundadır. Kalite bilincine sahip işletmeler, maliyet ve performans üzerine rekabet etme isteği ile hareket ederek ürünlerinin tasarımını optimize etme (en iyileme) üzerine odaklanmaktadır. Ürün kalitesini geliştirmek için çeşitli yöntem ve teknikler kullanılmaktadır. Bunların önemli bir kısmı, ürünün performans karakteristiklerini tek tek ele alarak kaliteyi sağlamaya çalışmaktadır. Ancak söz konusu yaklaşımlar yeteri kadar etkin ve ekonomik değildir. Bu sebeple, iki veya daha çok yanıtı beraber analiz eden, ürünün kalitesi üzerindeki etkileri belirleyen ve en iyi kombinasyonlar ortaya koyan yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bunlardan biri olan Taguchi yöntemi, ürün ve proseste değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeylerinin en uygun kombinasyonunu seçerek, üründe ve prosesteki değişkenliği en aza indirmeye çalışan deneysel bir tasarım yöntemidir [2]. Bu yöntem, ürünlerin kalitesinin iyileştirilmesinde etkili olmasının yanı sıra, kalite geliştirmede çok daha az deneme ile daha iyi sonuç vermektedir. Bunun yanında felsefe olarak, kalitenin tasarım ve proseste sağlanmasını öngörmektedir [3]. Taguchi Yöntemi'nde faktör seviyelerinin tespit edilmesinde; gözlem yöntemi, sıralama yöntemi, sütun farkları yöntemi, varyans analizi ve fark etkilerinin grafiksel gösterimi yöntemlerinden birisi uygulanmaktadır [4]. Taguchi'nin deney tasarım yöntemi, farklı parametrelerin, farklı seviyeleri arasından optimum kombinasyonu saptama adına oldukça yararlı bir yöntemdir [5, 6]. Taguchi'nin tam ve bütünleşik sistemi, ürün ya da üretim süreci spesifikasyonlarını belirlemekte ve bu spesifikasyonlara göre üretilmesinde yardımcı olmaktadır. Taguchi yöntemi, esasen en iyileme tekniğinin sürekli, ayırık ve niteliksel tasarım değişkenli problemlerin çözümüne çok iyi uyan tipidir. Bu yüzden, herhangi bir yapay sınır ağı modeli bu yöntemle en iyilenebilir. Diğer yöntem olan genetik algoritma, çok fazla hesaplama maliyeti gerektirmektedir [7]. Çoklu kalite yanıtını en iyilemek, birçok üretici için giderek artan bir zorunluluktur. Ayrıca, çoklu yanıtlar eş zamanlı olarak niteliksel ve sayısal karakteristikleri içermeyebilir. Taguchi Yöntemi, niteliksel ve sayısal kalite karakteristiklerini içeren çok yanıtlı problemlere doğrudan uygulanamaz [8]. Ancak çok kriterli karar verme yöntemleriyle birlikte uygulandığında birden fazla yanıtın eş zamanlı olarak en iyilenmesi sürecinde etkin sonuçlar

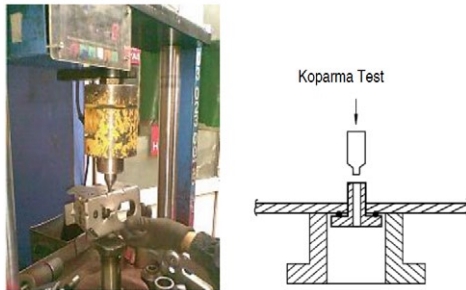
vermektedir.

Taguchi Yöntemi ve istatistiksel veri analizinin çok sayıda imalat prosesine, parametrelerin optimizasyonu amacıyla uygulandığı literatürden izlenebilir. Örneğin, Taylan tarafından [9] tamamlanan yüksek lisans tez çalışmasındaki Taguchi deney tasarımının esasları incelenmiş; bu çalışmada, askeri bir fabrikada yakılan üç tip kimyasal maddenin gün- lük yakılan toplam miktarının maksimizasyonu için Taguchi Yöntemi'nden faydalanılmıştır. Bunun yanı sıra, Gökçe ve Taşgetiren [7], Hamzaçebi ve Kutay [10] ve Baynal [11] tarafından yayınlanan çalışmalar da Taguchi Yöntemi'nin esasları ve sistematigi hakkında pratiğe yönelik özet bilgiler sunulmaktadır. Canıyılmaz ve Kutay [2], Taguchi Yöntemi'nde varyans analizine (ANOVA'ya) alternatif bir yaklaşım olarak "Faktör Etkilerinin Grafiksel Gösterimi" yönteminin avantajlarını vurgulayan bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, şalter üretimi yapan bir firmada, şalter gövdelerinin termoset malzemeden imalat parametrelerinin prosese ve gövde mukavemete etki dereceleri ANOVA ve grafiksel yöntemiyle belirlenerek karşılaştırılmış; optimum sonuçları sağlayan seviye kombinasyonları için grafiksel yöntemin daha iyi sonuçlar verdiği açıklanmıştır. Singh ve Vijayakumar tarafından [12] yapılan çalışmada ise AISI 301L kalite paslanmaz çelik sacın nokta direnç kaynağında dayanım, çekirdek ebadı ve penetrasyon ile tanımlanan kaynak kalitesinin bir göstergesi olan çökme miktarı üzerinde durulmuştur. Parametre olarak akım şiddeti, çevrim sayısı, tutma ve soğutma sürelerinin etki dereceleri Taguchi yöntemi ile araştırılmış; parametre seviyeleri bu göstergesi iyileştirecek şekilde optimize edilmiştir. Kuo vd. [13], çok kriterli benzetim problemlerinin optimal çözümünü bulma noktasında gri ilişkisel analiz tekniği ile Taguchi Yöntemini birlikte kullanmışlardır. Liao [14], çok kriterli benzetim en iyilemesinde TOPSIS ile Taguchi Yöntemini eş zamanlı olarak kullanmıştır. Huang ve Liao [15], elektrik teli boşaltım mekanizmasına ait faktörlerin en iyi seviye kombinasyonlarının tespit edilmesinde GRA ve Taguchi Yöntemini birlikte uygulamışlardır. Biswas vd. [16], çok yanıtlı toz altı ark kaynağı optimizasyonunda VIKOR ve Taguchi yöntemlerini birlikte uygulamışlardır. Çok yanıtlı bir deneysel çalışmadan birden fazla değişkene bağlı çıktılar bulunuyorsa, bu çıktıların çok dikkatli bir şekilde analiz edilmesi gerekmektedir. Yanıt değişkenleri tekil ve birbirinden bağımsız olarak incelenmemelidir. Birden fazla yanıt eş zamanlı olarak en iyilenmelidir [17]. Belirsiz faktörlere sahip tasarım değişkenlerinin mevcut olduğu durumlarda tüm yanıtları kapsayacak bir çözüm belirlenmelidir. Bu doğrultuda gerçekleştirilecek çözümde, tüm yanıtlar en iyilenir ve varyanslar en küçüklenir [18, 19].



Şekil 1. Projeksiyon kaynağı ile cıvata-sac birleştirmesinde fişkırtma/taşma sonucu meydana gelen çapaklanma.

Projeksiyon kaynak prosesinin temsili gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. Analizlerde iki adet performans karakteristiği yer almaktadır. Bunlar Erhuy vd. tarafından yapılan çalışmada önerilen [1] fışkıрма ve çapaklanma bileşik endeksi (E) ve kopma kuvveti (Fk)'dir. Fışkıрма endeksi, kaynak işlemi esnasında etrafa dağılan sıçrantıların, 0,1 mg hassasiyetindeki terazi ile ölçülen cıvata ve sac parçanın toplam kütle eksilmesini temsil etmektedir. Çapaklanma endeksi ise her bir çapağın tespiti, şekli ve geometrisine göre tasnif edilip, Erhuy vd. tarafından yapılan çalışmada önerilen metodolojiye göre belirlenmektedir. Her iki endeksten gelen değerlerin toplamı fışkıрма ve çapaklanma bileşik endeksi olarak belirlenmektedir. Kopma kuvveti ölçümü için kullanılan test düzeneği Şekil 2'de gösterilmiştir. Kopma kuvveti ise kaynaklı bölge dayanımıdır, koparma testinde en az 2843,93 N (Newton) kopma kuvvetinin sağlanabilmesi benimsenmiştir [1].



Şekil 2. Kopma kuvveti ölçümü için kullanılan test düzeneği.

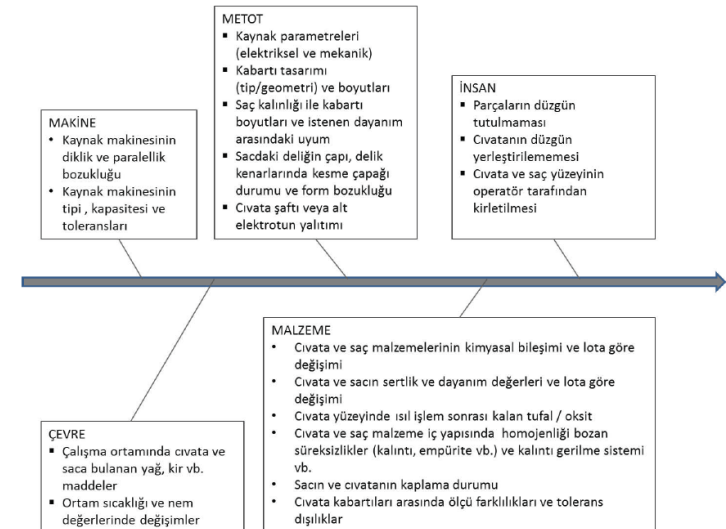
Bu çalışmanın amacı, kaynak cıvatalarının projeksiyon kaynağı ile sac parçalara birleştirilmesi işlemlerinde malzeme özellikleri ve cıvatanın kaplama durumu, kabartı boyutları ve proses birincil ve ikincil parametrelerinden her birinin çapak oluşumuna etki derecesini doğru tayin edip

optimum kombinasyonunu saptayarak, bağlantının mekanik performansından ödün vermeden çapak oluşumunu ortadan kaldırmak veya oluşum sıklığını en aza düşürmek; böylelikle prosese uygun civatalar ve verimli kaynak prosesleri tasarlayabilmektir. Bu amaçla, Taguchi Yöntemi ile çok amaçlı optimizasyon yöntemleri birlikte kullanılarak çok yanıtlı performans karakteristiğine sahip projeksiyon kaynak işleminin optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimal parametreler çerçevesinde her iki yanıt değişkeni için çoklu doğrusal regresyon analizi ile birlikte tahminleme sunulmuştur. Söz konusu yanıt faktörlerini eş zamanlı olarak analiz etmek ve ürün kalitesine etki eden parametrelerin farklı seviyeleriyle yapılan deneyler doğrultusunda, hangi faktörlerin ve seviyelerinin en iyi performansı sağladığı sonuçlarına ulaşılmıştır. Çok amaçlı optimizasyon çalışması kompozit çekicilik fonksiyonu ile gerçekleştirilmiştir [20]. Bu yöntemin uygulanması esnasında ise LOQO/ AMPL isimli algoritma, doğrusal regresyon denklemlerinin çözümünde kullanılmıştır [21].

2. YÖNTEM VE ANALİZ SONUÇLARI

2.1. Taguchi Yaklaşımı ile Deney Tasarımı ve Sonuçlar

Bu çalışmada, muz tipi kabartıya sahip, 20MnB4 çeliğinden soğuk dövme yöntemi ile üretilmiş kaplamasız ve Zn-Ni kaplamalı M8 kaynak civatalarının (8.8 kalite), kalınlığı 0,8 ve 1,5 mm olan galvaniz kaplı DC 04 ve DP 600 çelik saclara kaynaklanmasında kabartı boyutları, akım, kuvvet, süre gibi parametrelerin çapaklanmaya olan etkisi araştırılmıştır. Projeksiyon kaynağında fişkırmaya ve çapak oluşumuna etki eden parametreler ve sürece etki eden faktörler Şekil 3'te gösterilen balık kılçığı diyagramı ile sınıflandırılmıştır.

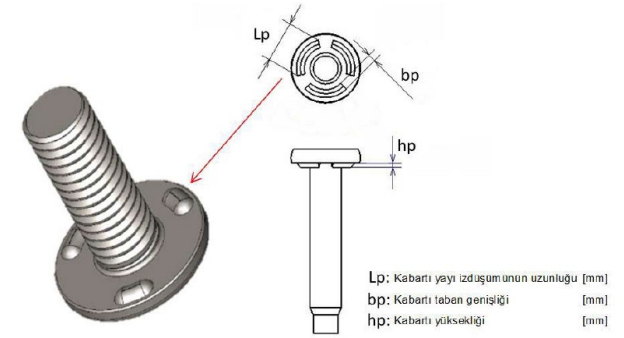


Söz konusu faktörler nominal puanlama tekniğiyle sınıflandırılmış ve sürece etkisi fazla olduğu düşünülen faktörler çalışma prensip ve aralıkları da göz önünde bulundurularak seviyelendirilmiştir. Bu seviyelendirme sonucu 10 farklı etken, parametre olarak belirlenmiştir. Parametre seviyeleri 2 seviye olarak tespit edilmiş olup, yapılan ön projeksiyon kaynağı denemelerine göre endüstriyel olarak uygulanabilir ve gerçekçi aralıkta seviye değerleri belirlenmiştir. Belirlenen faktörler ve seviyeleri Tablo 1’de verilmiştir. Deney tablosu da Tablo 2’de gösterildiği gibi, 2 seviyeli 10 kontrol faktörünü içeren bir yapıda L16 (2)¹⁰ ortogonal matrisine göre hazırlanmıştır.

Tablo 1. Performans karakteristikleri ve faktör seviyeleri.

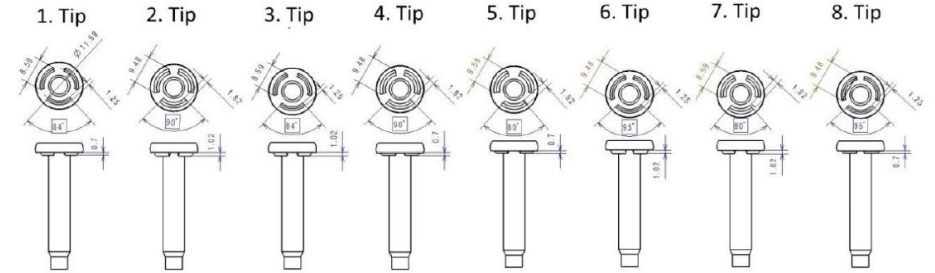
Sembol	Proses Parametreleri	Birim	Seviye 1	Seviye 2
X1	Kaynak akımı (I)	[kA]	14	20
X2	Kaynak süresi (tç)	[Çevrim]	2	4
X3	Elektrot kuvveti (Fe)	[N]	6648,91	10689,25
X4	Delik çapı (Ds)	[mm]	8,3	9
X5	Sac kalınlığı (s)	[mm]	0,8	1,5
X6	Sac malzeme tipi (SM)	-	0	1
X7	Kaynak cıvatası kaplama durumu (CK)	-	0	1
X8	Kabartı yayı izdüşümünün uzunluğu (Lp)	[mm]	8,59	9,48
X9	Kabartı taban genişliği (bp)	[mm]	1,25	1,82
X10	Kabartı yüksekliği (hp)	[mm]	0,7	1,02

Burada sac malzeme tipi DC 04 ile DP 600 ve cıvata kaplama durumu kaplamalı (Zn-Ni) ve kaplamasızdır. Deney tablosu oluştururken uygun ortogonal matrisin belirlenmesi aşamasında faktörlerin sayısı ve toplam serbestlik dereceleri baz alınmaktadır. Seviye sayısının 2 ve parametreler arasında etkileşimin olmadığı göz önüne alındığında, her bir parametrenin serbestlik derecesi her bir seviye sayısının bir eksiğine eşittir. Buradan 10 adet parametreye sahip sistemin serbestlik derecesi 10 (10*(2- 1)) olarak hesaplanmıştır. Böylece uygun ortogonal dizin, hesaplanan toplam serbestlik derecesinin bir fazlası olan L11 dizini olarak belirlenmiştir. Ancak deneysel tasarım ve sonrasında gerçekleştirilecek veri analizini daha güvenilir kılmak, regresyon analizi yapabilmek ve modelin geçerliliğini arttırmak amacıyla L16 dizini seçilmiştir. Şekil 4’te gösterilen cıvata tasarımı, teşkil eden üç parametrenin tablodaki yerleşimine göre imal edilmesi gereken cıvata çeşitliliği değişimini göstermektedir. Cıvata çeşitliliğini maksimum olarak elde etmek amacıyla, kaynak cıvatası kabartısının tasarım parametreleri deney tablosunun son üç kolonuna yerleştirilerek, 8 farklı tipte cıvataya ulaşılmıştır (Şekil 5).



Şekil 4. Kaynak cıvatası kabartısının tasarım parametreleri.

8 farklı tipte cıvatanın kabartıları (Şekil 5), soğuk şekillendirme sonrası ısıtılma işlemi uygulanıp cıvata 8.8 kalitesine ulaştırıldıktan sonra kalıp ve işçilik maliyetleri de göz önüne alınarak kabartılar nihai haline talaşlı imalat ile getirilmiştir.



Şekil 5. Deney tasarımında kullanılacak kaynak cıvata tipleri ve kabartı boyutları.

Projeksiyon kaynak işleminde kullanılmak üzere 100 x100 mm² ölçüsünde hazırlanmış sac plakaların orta kısımlarına 8,3 ve 9 mm çapında delikler açılmıştır. Oluşturulan deney tasarımına göre testler yapılmış ve her denemeden 5 gözlem alınmıştır. Ölçümler sonrası hesaplanan kaynak fışkırmı ve çapaklanma bileşik endeksi ile kopma kuvveti EK-1’de verilen çizelgeye yerleştirilmiştir. Her bir yanıt değeri için standart sapma değerleri hesaplanmış ve saçlımaların yüksek olduğu görülmüştür. Kaynak dayanım şartı olarak, kopma kuvveti en az 2843,93 N olarak belirlenmiştir.

Tablo 2. Taguchi yöntemi için önerilen $L_{16}(2)^{10}$ deney tasarım matrisi.

Deney No	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1

Deneyssel hata faktörlerinin çıktılar üzerindeki etkisini en aza indirmek için, her grupta yürütülen 5 adet deneyden E değeri birbirine en yakın olan 3'ünün dikkate alınması; sıra dışı verilerin ait olduğu deneylerin ise analiz dışında tutulması uygun görülmüştür. Böylelikle E'nin standart sapması 0,61- 3,76 aralığından 0,10-2,06 aralığına düşürülmüştür. Taguchi $L_{16}(2)^{10}$ deneyssel tasarım matrisi ile birlikte, 3 adet E verisi $y_i = E(1), E(2), E(3)$, bunların ortalaması E_{ort} , standart sapma değerleri (σ) , Sinyal/Gürültü oranları (S/N) hesaplanmıştır (EK-2). E değeri için performans karakteristiği olarak Taguchi deneyssel tasarım metodunun "En küçük En iyi" kalite karakteristiği kullanılmıştır. En küçük en iyi kayıp fonksiyonu Eşitlik (1) ile verilmiştir;

$$S / N = -10 \log \left[1 / n \sum_{k=1}^n y_i^2 \right] \quad (1)$$

Bu denklemde $\bar{y}$, gözlem değerlerinin ortalaması ve S^2 ise gözlem değerlerinin varyansdır. Gözlem değerleri $(\bar{y})$ ve gözlem değerler varyansı (S^2) sırasıyla, Eşitlik (2) ve (3) kullanılarak hesaplanmaktadır. S/N oranı büyüdükçe, hedef etrafında ürün varyansı küçülmektedir [7].

$$S^2 = 1/(n-1) \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (2)$$

$$\bar{y} = 1/n \sum_{i=1}^n y_i \quad (3)$$

S/N oranlarına ek olarak, her bir parametre seviyesinin fışkıрма ve çapaklanma üzerindeki etkilerini araştırmak amacıyla ilgili parametre seviyelerinin S/N ve ortalamaya göre karşılıkları Tablo 3 ve 4'te gösterilmiştir.

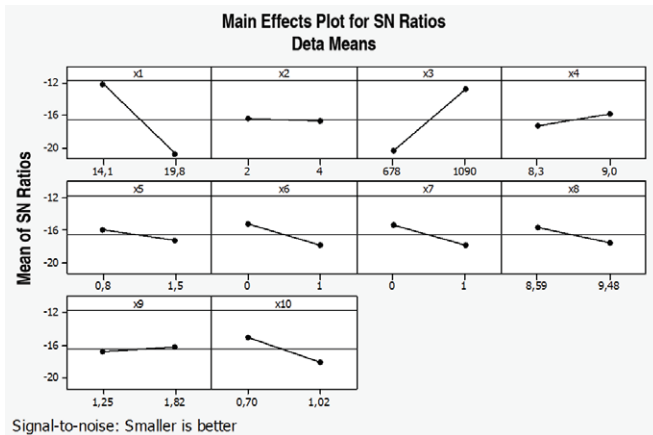
Tablo 3. Parametrelerin fışkıрма ve çapaklanma bileşik endeksine ait S/N oranına etkisi ve optimum seviye değerlerinin belirlendiği yanıt tablosu (Performans Karakteristiği: En Küçük - En İyi)

Parametre	S/N Değerleri		Maks - Min	Sıralama
	Seviye 1	Seviye 2		
I	-12,24	-20,91	8,66	1
tç	-16,35	-16,8	0,46	10
Fe	-20,41	-12,74	7,66	2
Ds	-17,37	-15,78	1,58	7
s	-15,86	-17,29	1,42	8
SM	-15,26	-17,89	2,63	5
CK	-15,25	-17,9	2,65	4
Lp	-15,67	-17,48	1,81	6
bp	-16,81	-16,34	0,47	9
hp	-15,05	-18,1	3,04	3

Tablo 4. Parametrelerin fişkıma ve çapaklanma bileşik endeksine ait ortalamalarına etkisi ve bu yönden optimum seviye değerlerinin belirlendiği yanıt tablosu (Performans Karakteristiği: En Küçük – En İyi)

Parametre	Ortalama Değerler		Maks - Min	Sıralama
	Seviye 1	Seviye 2		
I	4,65	12,97	8,31	1
tç	7,09	10,53	3,45	3
Fe	12,35	5,28	7,07	2
Ds	9,62	8	1,63	7
s	7,56	10,06	2,5	5
SM	7,76	9,86	2,1	6
CK	8,57	9,06	0,49	8
Lp	8,58	9,04	0,46	9
bp	8,74	8,88	0,14	10
hp	7,17	10,46	3,29	4

Etkin parametrelerin belirlenmesinde sütun etkisi metodu kullanılmaktadır [4, 5]. Örnek model olarak EK-2 gösterilir- se, deneylere karşılık gelen ortalama değerleri ya da gürültü oranı (S/N) değerleri, I parametresinin 1. Seviyesine karşılık gelenler olarak toplanır. I parametresinin 2. seviyesine karşılık gelen ortalama değerler ya da gürültü oranı değerleri de toplandıktan sonra, diğer seviyenin toplamından çıkarılır. Aradaki farkın işaretine bakılmaksızın, büyük farka sahip olan etkili olarak seçilir [5].



Şekil 7. Faktörlerin fişkıma ve çapaklanma bileşik endeksine ait ortalama değerlere Etkisinin grafiksel gösterimi (Performans Karakteristiği: En küçük– En İyi)

Tablo 5. S/N ve ortalamaya göre veri analizi.

S/N'ye Göre					Ortalamaya Göre				
Parametre	Sıralama	Optimal Seviye			Parametre	Sıralama	Optimal Seviye		
		No	Değer	Birim			No	Değer	Birim
I	1	1	14,1	kA	I	1	1	14,1	kA
tç	10	1	2	Çevrim	tç	3	1	2	Çevrim
Fe	2	2	10689,25	N	Fe	2	2	10689,25	N
Ds	7	2	9	mm	Ds	7	2	9	mm
s	8	1	0,8	mm	s	5	1	0,8	mm
SM	5	1	DC 04	-	SM	6	1	DC 04	-
CK	4	1	Kaplamasız	-	CK	8	1	Kaplamasız	-
Lp	6	1	8,59	mm	Lp	9	1	8,59	mm
bp	9	2	1,82	mm	bp	10	1	1,25	mm
hp	3	1	0,7	mm	hp	4	1	0,7	mm
E için optimum proses parametreleri									
Seviye					S/N				
I ₁ FE ₂ hp ₁ CK ₁ SM ₁ Lp ₁ DS ₂ s ₁ bp ₂ tç ₁					-1,38				

Uygulanan Taguchi Yöntemi'nde optimal fişkıma ve çapaklanma bileşik endeksi (E_{opt}), Eşitlik (4) ile hesaplanan optimal Sinyal/Gürültü oranı (S/N_{opt}) = -1,38 dB değerinin Eşitlik (1)'de yerine konması ile 1,17 olarak tahmin edilmiştir. Buradaki (S/N_{opt}) ise EK-2 ile verilen deneysel tasarım matrisindeki tüm S/N oranlarının ortalaması olarak -16,58 dB değeriyle hesaplanmıştır.

$$(S/N)_{opt} = (S/N)_{ort} + [\max(S/N)_I - (S/N)_{ort}] + [\max(S/N)_{tç} - (S/N)_{ort}] + [\max(S/N)_{bp} - (S/N)_{ort}] + [\max(S/N)_{hp} - (S/N)_{ort}] \quad (4)$$

Taguchi ile yapılan deney tasarımının varyans analizi hem ortalamaya göre hem de gürültü oranı değerine göre yapılabilir [5]. Faktör etkilerinin grafiksel gösterim yönteminden sonra, E değerleri için, EK-2'de verilen veri setiyle varyans analizi (ANOVA) çalışması yürütülmüş; bu süreçte güven testi olarak Fisher'in F-testi uygulanmıştır. Söz konusu çalışmada, 16 adet deney yapılmış ve her deney seti 3 defa tekrar edilerek toplamda 48 gözlem alınmıştır. Tablo 6 ANOVA tablosu program çıktısı temel alınarak düzenlenmiştir. Burada Xi parametre, SS her bir parametre için kareler toplamı, PC yüzdesel katkısı, ns seviye sayısı, df serbestlik derece- si ve MSS her parametreden kaynaklanan bireysel sapmaların ortalama karesel toplamıdır. Tüm matris için $F_{hesap} = 9,634675$ olarak hesaplanan oranın, %95 güven ($\alpha=0,05$) düzeyinde F tablosunda 4,735 değerinden büyük olduğu görülmektedir. Anlamlılık değeri ise $p=0,010996$ olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, $F_{hesap} = 9,634675 > F_{tablo} = 4,735$ ve $p=0,010996 < \alpha=0,05$ şeklinde elde edildiği için, F testi, %95 düzeyinde- ki ($\alpha=0,05$) güven aralığında istatistiksel yönden anlamlı bir sonuç vermiş; %95 kesinlikle sonuçlandırılan Fisher'in F testi, regresyon modelinin, bağımlı değişkenlerde anlamlı bir miktarda değişimi açıkladığını işaret etmiştir. Hipotezler H_0 ve H_1

olarak tanımlanmıştır. H0 hipotezi $\alpha=0,10$ anlamlılık düzeyinde $p>\alpha$ olduğu için reddedilir. Bu sonuçlara göre X4, X6, X7, X8, X9 faktörlerinin yanıt faktörü olan fıskırma ve çapaklanma endeksi oluşumunda etkisinin olmadığı görülmüştür. H0 hipotezi $\alpha=0,10$ anlamlılık düzeyinde $p<\alpha$ olduğu için X1, X2 X3, X5, X10 faktörlerinin yanıt faktörü üzerinde etkisinin olduğu görülmüştür.

H0: Faktörlerin yanıt faktörü üzerinde etkisi yoktur $\rightarrow \mu_1=\mu_2=\mu_3=\mu_4$

H1: Faktörlerin yanıt faktörü üzerinde etkisi vardır $\rightarrow \text{En az iki } \mu_i \neq \mu_j, i \neq j$

Tablo 6. ANOVA çalışmasında tüm parametreler için elde edilen F testi sonuçları

Parametre	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P	PC [%]	ns
X1	1	276,47	276,47	276,47	42,7	0,001	42,23	2
X2	1	47,484	47,484	47,484	7,33	0,042	7,25	2
X3	1	200,01	200,01	200,01	30,89	0,003	30,55	2
X4	1	10,568	10,568	10,568	1,63	0,257	1,61	2
X5	1	25,025	25,025	25,025	3,87	0,106	3,82	2
X6	1	17,661	17,661	17,661	2,73	0,16	2,7	2
X7	1	0,965	0,965	0,965	0,15	0,715	0,15	2
X8	1	0,833	0,833	0,833	0,13	0,735	0,13	2
X9	1	0,074	0,074	0,074	0,01	0,919	0,01	2
X10	1	43,242	43,242	43,242	6,68	0,049	6,6	2
Hata	5	32,372	32,372	32,372	6,474		4,95	
Toplam	15	654,708					100	16

2.1.2. Regresyon Analizi ve Sonuçlar

Analize tabi tutulan fıskırma ve çapaklanma bileşik endeksi ve kopma kuvveti verileri EK-3'te verilmiştir. Toplam 5 adet E verisinden sıra dışı olanlar ayıklanarak birbirine yakın 3 adet veri seçilmiştir. Bir özdeşlik sağlanabilmesi için, sıra dışılık sergileyen Fk verilerinin ait olduğu deneyler de analizin dışında tutulmuştur.

E ve Fk verileri için mevcut veri seti kullanılarak regresyon analizi yapılmış ve çoklu doğrusal regresyon modelleri elde edilmiştir. Çoklu regresyon analizi kapsamında 2 temel amaç bulunmaktadır; Bunlardan birincisi, kolay elde edilebilir bağımsız değişkenler yardımıyla bağımlı değişken değerini tespit etmek, ikincisi ise bağımsız değişkenlerden hangisi ve hangilerinin bağımlı değişkeni daha çok etkilediğini belirlemektir [22]. Fıskırma ve çapaklanma endeksi için regresyon analizi sonucunda elde edilen model Eşitlik (5)'te verilmiştir:

$$E = -7,0 + 1,44x_1 + 1,67x_2 - 0,0172x_3 - 2,21x_4 + 3,52x_5 + 2,10x_6 + 0,54x_7 + 0,77x_8 + 0,09x_9 + 9,84x_{10}, R^2 = 0,95$$

(5)

Analiz sonucunda, model anlamlı çıkmış ($p < 0,05$) ve bağımsız değişkenlerin bağımlı değişkenin %95'ini açıkladığı görülmüştür (Tablo 7).

Tablo 7. Regresyon Analizi: Anova

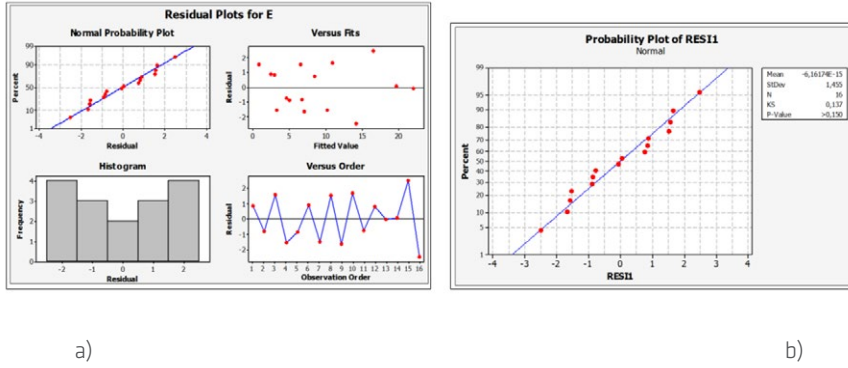
Model	DF	SS	MS	F	P
Regresyon	10	609,871	60,987	9,6	0,011
Hata	5	31,761	6,352		
Toplam	15	641,632			

Bağımsız değişkenlerin anlamlılık düzeylerine bakıldığında, X4, X6, X7, X8, X9 parametreleri ($p > 0,10$) anlamsız çıkmış, diğer bağımsız değişkenler ise bu koşul kapsamında anlamlı çıkmıştır. X3, X4, X9 parametrelerinin E değeri arasında negatif yönlü bir ilişki var iken diğer parametrelerle arasında pozitif yönlü bir ilişki olduğu görülmüştür. Bağımlı değişkeni açık- lamada Akım, Kuvvet, Kabartı Yüksekliği ve Sürenin etkin parametreler olduğu bulgusuna ulaşılmıştır. Regresyon analizinde yer alan değişkenler arasında çoklu bağıntı probleminin araştırılmasına yönelik olarak VIF değerleri incelenmiş, Tablo 8'de görüldüğü üzere, bu değerler 1 olarak bulunmuş ve bağımsız değişkenler arasında yüksek düzeyli korelasyon olmadığı görülmüştür. ($VIF < 10$). Bu durum analizde çoklu bağıntı probleminin olmadığını göstermektedir. Çoklu bağıntı, bağımsız değişkenlerin birbiriyle ilişki içinde olduğunu göstermekte ve bu şekilde bir ilişkinin olması, değişkenlerden birinin modele ek bir katkı getirmedigine dikkat çekmektedir [23].

Tablo 8. Regresyon Analizi: Katsayılar

	Katsayı	SE Katsayı	T	P	VIF
Sabit	-6,97	21,44	-0,33	0,758	1
x1	1,4441	0,2211	6,53	0,001	1
x2	1,6706	0,6301	2,65	0,045	1
x3	-0,01716	0,003059	-5,61	0,002	1
x4	-2,213	1,8	-1,23	0,274	1
x5	3,52	1,8	1,96	0,108	1
x6	2,099	1,26	1,67	0,157	1
x7	0,541	1,26	0,43	0,685	1
x8	0,765	1,416	0,54	0,612	1
x9	-0,09	2,211	-0,04	0,969	1
x10	9,84	3,938	2,5	0,055	1

Analize yönelik olarak veri seti içinde aykırı değer bulunmamaktadır. Doğrusallık ve normallik varsayımlarını inceleyebilmek amacıyla, artık değerler kullanılarak Şekil 8'de gösterilen grafikler çizdirilmiştir. Bakiye değerler, gözlenen y değeri ile kestirilen y değeri arasındaki farktır ve söz konusu bu değer ne kadar küçük olursa modelin o derecede veriyi sağladığı söylenebilir. Regresyon analizinde artıkların normal dağılması ve bakiye değerlere ilişkin varyanslarında homojen olduğu görülmüştür. Şekil 8'de görüldüğü üzere, normal bir dağılım söz konusudur ($p > 0,05$). Grafik incelediğinde, noktaların bir doğru üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Kopma yükü için regresyon analizi sonucunda elde edilen model Eşitlik (6)'da verilmiştir.



Şekil 8. Fıskırma ve çapaklanma endeksi: a) Artık analizi ve b) Normallik testi

$$F_k = -1665 + 69,5x_1 - 46,3x_2 - 1,30x_3 - 198x_4 + 564x_5 + 125x_6 + 3x_7 + 268x_8 - 8x_9 + 1098x_{10}, R^2 = 0,916 \quad (6)$$

Analiz sonucunda, model anlamlı çıkmış ($p < 0,05$) ve bağımsız değişkenlerin bağımlı değişkenin %91,5'ni açıkladığı görülmüştür (Tablo 9).

Tablo 9. Regresyon Analizi: Anova

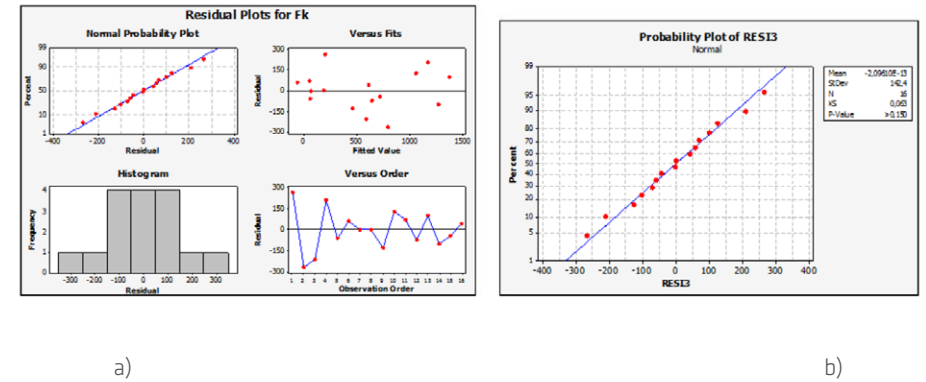
Model	DF	SS	MS	F	P
Regresyon	10	3289247	328925	5,41	0,038
Hata	5	303974	60795		
Toplam	15	3593221			

Bağımsız değişkenlerin anlamlılık düzeylerine bakıldığında, X2, X4, X6, X7, X8, X9 parametreleri ($p > 0,10$) anlamsız çıkmış, diğer bağımsız değişkenler ise bu koşul kapsamında anlamlı çıkmıştır. Bağımlı değişkeni açıklamada kuvvet, akım, kabartı yüksekliği ve sac kalınlığının etkin parametreler olduğu bulgusuna ulaşılmıştır. Regresyon analizinde yer alan değişkenler arasında

çoklu bağıntı probleminin araştırılmasına yönelik olarak VIF değerleri incelenmiş, Tablo 10'da görüldüğü üzere çoklu bağıntı sorunu görülmemiştir. Bu çerçevede, Şekil 9'da görüldüğü üzere normal bir dağılım söz konusudur ($p > 0,05$). Grafik incelediğinde, noktaların bir doğru üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir.

Tablo 10. Regresyon analizi: Katsayılar

	Katsayı	SE Katsayı	T	P	VIF
Sabit	-1665	2097	-0,79	0,463	
x1	69,5	21,63	3,21	0,024	1
x2	-46,31	61,64	-0,75	0,486	1
x3	-1,2976	0,2992	-4,34	0,007	1
x4	-198	176,1	-1,12	0,312	1
x5	564,1	176,1	3,2	0,024	1
x6	125,1	123,3	1,01	0,357	1
x7	2,6	123,3	0,02	0,984	1
x8	267,6	138,5	1,93	0,111	1
x9	-7,7	216,3	-0,04	0,973	1
x10	1098	385,3	2,85	0,036	1



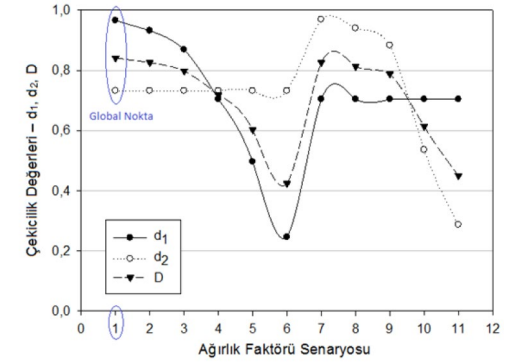
Şekil 9. Kopma yükü için artık analizi ve normallik testi.

Yapılan analizler neticesinde, projeksiyon kaynağında fışkıрма ve çapaklanmaya etki eden parametreler, etkinlik dereceleri ile birlikte ortaya koyulmuştur. Aynı zamanda, E değerini minimize edecek optimal seviye kombinasyonu tahminleri yapılmış, E ve Fk için regresyon analizi gerçekleştirilmiş ve süreçte yer alan parametrelerin bu performans karakteristikleri üzerindeki etkisi görülmüştür. Ancak uygulanan bu yöntemlerde E ve Fk yanıtları eş zamanlı olarak incelenememiştir. Bu nedenle, uygulanan veri analizlerinden tahmin edilen optimal seviye kombinasyonu ile yürütülen kaynak işlemlerinde yeterli dayanımın ($F_k > 2843,93$ N) sağlanması beklenmemektedir. Kaynak dayanımının da veri analizine dahil edilmesi, aslında E ile Fk verileri için bir optimizasyon problemidir. Bu problem, parametrelerin, E değerini minimize, Fk değerini maksimize eden seviye kombinasyonu için tahmin yapılmasını amaçlamaktadır. Fışkıрма ve çapaklanma bileşik endeksi ve kopma kuvveti değerlerini eş zamanlı analiz ile optimize edebilmek amacıyla kompozit çekicilik fonksiyonu yaklaşımına dayalı “Çok Amaçlı Optimizasyon” yöntemi uygulanmıştır [20]. Bu yaklaşımın her iki yanıt faktörü için DataFit (v8.1.69) mühendislik programı kullanılarak doğrusal regresyon modelleri geliştirilmiş ve LOQO/AMPL algoritması vasıtasıyla model değişkenlerinin optimum değerleri tespit edilmiştir [21]. Burada amaç; E değerinin minimum olması, Fk değerinin ise eş zamanlı olarak maksimum düzeyde olmasıdır. 11 farklı senaryo farklı ağırlık değerleri çerçevesinde çalıştırılmıştır. Her bir senaryo için ağırlık faktörü (w değerleri) Tablo 11’de verilmiştir.

Tanımlanan senaryolarda analiz çıktılarına 35 adet iterasyonun sonucunda ulaşılmıştır. Yapılan eş zamanlı analizler, 1 numaralı senaryodaki ağırlık faktörlerinden belirlenen çekicilik (d_1 , d_2 ve D) değerleriyle global nokta tanımlamasının yapılabildiği görülmüştür. Global çekicilik endeksi olan D değeri, d_1 ve d_2 çekicilik endekslerinin ağırlıklı geometrik ortalamasına en yakın değeri 1 numaralı senaryo ile sağlamıştır. Bu senaryoda 31 adet iterasyon ile sonuca gidilmiş olup, analiz sonucu Şekil 10’da verilmiştir.

Tablo 11. Fışkıрма ve çapaklanma bileşik endeksi ve kaynak kopma yükünün çok amaçlı optimizasyon sürecinde oluşturulan senaryolarda ağırlık faktörleri ve belirlenen çekicilik değerleri.

Senaryo No	Ağırlık Faktörleri		Çekicilik Değerleri		
	w1	w2	d1	d2	D
1	0,1	1	0,966	0,732	0,841
2	0,2	1	0,932	0,732	0,826
3	0,4	1	0,869	0,732	0,798
4	1	1	0,704	0,732	0,718
5	2	1	0,496	0,732	0,603
6	4	1	0,246	0,732	0,424
7	1	0,1	0,704	0,969	0,826
8	1	0,2	0,704	0,940	0,813
9	1	0,4	0,704	0,883	0,788
10	1	2	0,704	0,536	0,614
11	1	4	0,704	0,287	0,450



Şekil 10. Çok Amaçlı Optimizasyon Sürecinde Farklı Ağırlık Faktörü Senaryoları- Çekicilik Değerleri Değişim Grafiği
($w_1=0,1$; $w_2=1$ ve $d_1=0,966$; $d_2=0,732$; $D=0,841$).

Kompozit çekicilik fonksiyonu yaklaşımıyla gerçekleştirilen çok amaçlı optimizasyonda, parametrelerin optimal seviye kombinasyonları ile birlikte, bu kombinasyon için fışkıрма ve çapaklanma bileşik endeksi E_{opt} ve kaynak kopma yükü F_{k-opt} değerleri Tablo 12’de verilmiştir.

Tablo 12. Kompozit çekicilik yaklaşımına göre gerçekleştirilen çok amaçlı optimizasyon sonuçları.

I	tç	Fe	Ds	s	SM	CK	Lp	bp	hp	E_{opt}	F_{k-opt}
14,1 kA	2 Çevrim	7472,67 N	8,3 mm	1,5 mm	DC 04	Kaplamasız	9,48 mm	1,25 mm	1,02 mm	7,7	10620,6 N

3. DOĞRULAMA DENEYLERİ

3.1. Doğrulama Deneyleri İçin Kaynak Cıvatası Prototiplerinin İmalatı

Gerçekleştirilen istatistiksel analiz ve çok amaçlı optimizasyon çalışmaları neticesinde, kaynak cıvatası kaplama durumu ve geometrik ölçüleri kapsamında 3 farklı optimal seviye kombinasyonu için 3 farklı kaynak cıvatası imal edilmiştir. Söz konusu parametrelere ilişkin seviyeler aşağıda verilmiştir.

i. Taguchi- Faktör Etkilerinin Grafikselsel Gösterim Yöntemi (S/N’ye Etki) CK: Kaplamasız (0); Lp: 8,59 mm; bp: 1,82 mm; hp: 0,70 mm

ii. Taguchi-Faktör Etkilerinin Grafikselsel Gösterim Yöntemi (Ortalamaya Etki) CK: Kaplamasız (0); Lp: 8,59 mm; bp: 1,25 mm; hp: 0,70 mm

iii. Kompozit Çekicilik Fonksiyonu Yaklaşımına Dayalı Çok Amaçlı Optimizasyon Yöntemi CK: Kaplamasız (0); Lp: 9,48 mm; bp: 1,25 mm; hp: 1,02 mm

3.2. Doğrulama Deneyleri ve Sonuçlar

Doğrulama deneyleri, 3 farklı yöntemin analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmada 10 farklı parametre için optimal seviye kombinasyonları ve bu koşullarda fışkıрма ve çapakanma bileşik endeksi ile kopma yükü değerleri tahmin edilmiştir. Önceki adımlarda olduğu gibi, sac-cıvata projeksiyon kaynak işlemleri öncesi ve sonrasında hassas terazi ile kütle ölçümü yapılmış ve aradaki farktan E değerleri hesaplanmıştır. Akım ve elektrot kuvveti değerleri, yine kaynak işlemleri esnasında ölçülerek bir tolerans dâhilinde doğrulanmıştır. Tüm gruplarda deneyler 5 kez tekrar edilmiştir. Tüm numuneler, tartım sonrasında koparma testine tabi tutulmuştur.

Taguchi Yöntemi kapsamında, S/N oranlarına ve deneysel veri ortalamalarına göre gerçekleştirilen faktör etkilerinin grafikselsel gösterim yöntemi ve Anova analizi ile faktör seviyeleri ve et kinliklerine göre sıralamaları I_1 , FE_2 , hp_1 , CK_1 , SM_1 , Lp_1 , DS_2 , s_1 , bp_2 , tc_1 olarak tespit edilmiştir. Bu değerler göz önünde bulun durularak gerçekleştirilen deneyler tekrarlanmıştır (Tablo 13).

Tablo 13. Doğrulama deney sonuçları.

Deney No	Ölçülen Akım [kA]	Kaynak Süresi [Çevrim]	Elektrot Kuvveti [N]	m0	m1	Kütle Farkı [g]	Kopma Kuvveti [N]	E
MO-1	12,9	2	10738,28	77,0773	77,0751	0,0022	509,95	2,2
MO-2	13,6	2	10738,28	78,1154	78,1132	0,0022	647,24	2,2
MO-3	14,4	2	10738,28	77,6007	77,5966	0,0041	1333,70	4,1
MO-4	14,2	2	10591,2	77,1122	77,109	0,0032	1372,93	3,2
MO-5	14,1	2	10738,28	77,4612	77,456	0,0052	1098,34	5,2

Gözlemlerin ortalama değeri 3,38 olarak bulunmuş ve numuneler incelendiğinde, herhangi bir çapakanma olmadığı görülmüştür. MO-01 ve MO-02 deney sonuçları ile minimum E değeri hesaplanmıştır. ($E < 5$). Doğrulama deney sonuçları ile analiz sonuçları uyum içindedir. Kopma testi sonucu elde edilen Fk değerleri incelenmiş, ancak söz konusu optimal kombinasyonun kaynak dayanım şartını sağlamadığı görülmüştür. ($Fk < 2843,93$ N). Taguchi Yöntemi'nde E ve Fk verileri birlikte analize tabi tutulamadığı için sadece fışkıрма ve çapakanmayı minimize eden parametre kombinasyonları elde edilmiştir.

Tablo 14. Doğrulama deney sonuçları.

Deney No	Ölçülen Akım [kA]	Kaynak Süresi [Çevrim]	Elektrot Kuvveti [N]	m0	m1	Kütle Farkı [g]	Kopma Kuvveti [N]	E
MO-1	14,1	2	7453,1	133,8477	133,839	0,0087	5256,36	8,7
MO-2	14	2	7453,1	132,9848	132,979	0,0058	5413,27	5,8
MO-3	14	2	7404,02	133,6691	133,6629	0,0062	4766,03	6,2
MO-4	14	2	7433,44	132,2847	132,28	0,0047	4354,15	4,7
MO-5	14,1	2	7453,05	133,5487	133,5389	0,0098	5413,27	9,8

Çok amaçlı optimizasyon çalışmasında tahmin edilen optimal parametre seviyeleri için uygun koşullar oluşturularak gerçekleştirilen deneylerde de incelenen numunelerde hiçbir şekilde çapak gözlenmemiştir. Kaynaklı numunelere, ağırlık ölçümü tamamlandıktan sonra koparma testi uygulanmıştır. Doğrulama test sonuçları Tablo 14'te verilmiştir.

Gözlemlerin ortalama değeri 7,04 olarak bulunmuş ve numuneler incelendiğinde herhangi bir çapakanma olmadığı görülmüştür ($E < 10$). Deneylerde 2843,93 N kopma yükü ön şartı sağlanmıştır. İstatiksel veri analizine nazaran tahmin edilen ile deney sonucu ölçümler neticesinde hesaplanan E değerleri birbirine daha yakın çıkmıştır.

Doğrulama deneyleri sonucunda, Taguchi Yöntemi ile belirlenen optimal kombinasyon Tablo 14'te görüldüğü gibi, minimum E ($E < 5$) koşulunu sağlamış; ancak 2843,93 N kaynak dayanım koşulunu sağlamamıştır. Fk değerleri analize bu aşamada dâhil edilmediği için bu beklenen bir durumdur ve dolayısıyla Tablo 14'te yer alan ilk iki seçenek kabul görmemiştir. Bu aşamada, yer alan çalışmalar kapsamında gerçekleştirilen varyans analizi (Anova) fışkıрма ve çapakanmaya etki eden faktörleri, katkı yüzdeleri ile birlikte ortaya koymuştur. Kaynak prosesi açısından akım, kuvvet, kabartı yüksekliği ve sürenin fışkıрма ve çapakanmayı en aza indirme noktasında etkin faktörler olduğu bulgusuna ulaşılmıştır. Kaynak kopma kuvveti yanıtı dikkate alınarak gerçekleştirilen analizlerde ise kuvvet, akım, kabartı yüksekliği ve sac kalınlığı parametrelerinin söz konusu yanıt faktörü üzerinde etkin olduğu görülmüştür.

Çok amaçlı optimizasyon yöntemi ve doğrulama deneylerin- de, 2843,93 N'luk kopma yükü ön şartı sağlanmış; bileşik endeks E değeri 5 ile 10 aralığında ölçülmüştür. Analizden tahmin edilen ve doğrulama deneyinde ölçülen E değerinin birbirine daha yakın olması ve doğrulama deneylerinde daha yüksek Fk değerleri sunması nedeniyle, çok amaçlı optimizasyon ile saptanan parametre seviye kombinasyonu optimal olarak kabul edilmiştir. Projeksiyon kaynağı için araştırılan 10 adet parametrenin ANOVA ile belirlenen yüzdesel katkı sıralamasının, grafikselsel yöntem ile veri ortalamaları üzerine etkiye dair belirlenen sıralama ile birebir örtüştüğü gözlenmiştir. Toplu gösterim Tablo 15'te belirtildiği gibidir.

Tablo 15. Optimizasyon Sonuçları ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırması

	PARAMETRELERİN OPTİMAL SEVİYE KOMBİNASYONU	TAGUCHI GRAFİKSEL (S/N)	TAGUCHI GRAFİKSEL (ORTALAMALAR)	ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON KOMPOZİT ÇEKİCİLİK
		I: 14,1 kA	I: 14,1 kA	I: 14,1 kA
		tç: 2 Çevrim	tç: 2 Çevrim	tç: 2 Çevrim
		Fe: 10689,25 N	Fe: 10689,25 N	Fe: 7472,66 N
		Ds: 9,0 mm	Ds: 9,0 mm	Ds: 8,3 mm
		s: 0,8 mm	s: 0,8 mm	s: 1,5 mm
		SM: DC 04	SM: DC 04	SM: DC 04
		CK: Kaplamasız	CK: Kaplamasız	CK: Kaplamasız
		Lp: 8,59 mm	Lp: 8,59 mm	Lp: 9,48 mm
		bp: 1,82 mm	bp: 1,25 mm	bp: 1,25 mm
		hp: 0,70 mm	hp: 0,70 mm	hp: 1,02 mm
ANALİZLERDEKİ VERİ GRUPLARINDA	σE	0,10 - 2,06	0,10 - 2,06	0,10 - 2,47
STANDART SAPMA ARALIĞI	σFk	-	-	0 - 4481,64 N
TAHMİN	E	1,17	-	7,72
	Fk	-	-	10620,60 N
DOĞRULAMA DENEY SONUÇLARI	E	3,94	3,28	7,04
	Fk	2549,73 N	2579,15 N	5040,62 N
DOĞRULAMA DENEYLERİNDE STANDART SAPMA	σE	1,37	1,02	2,13
	σFk	1441,57 N	460,91 N	470,72 N
KAYNAK KOPMA KUVVETİ UYGUNLUĞU (Fk > 2843,93 N)		UYGUN DEĞİL	UYGUN DEĞİL	UYGUN

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, Taguchi ve çok amaçlı optimizasyon yöntemleri kullanılmış; bu yöntemler neticesinde elde edilen bilgi ve bulgular doğrultusunda doğrulama deneyleri gerçekleştirilmiş ve her iki yöntemin performansı kıyaslanmıştır. Daha sonra, performans değerlendirme sonuçlarına göre belirlenmiş para- metrelerin etkenleri ve optimal değerleri tespit edilmiştir.

Proje kapsamında, civata kabartı boyutları olarak ele alınan üç parametrenin optimal ölçüleri Lp = 9,48 mm; bp=1,25 mm ve hp=1,02 mm olarak belirlenmiştir. Kaynak civatası kabartı yayı izdüşümünün uzunluğu (Lp) ile kabartı taban genişliğinin (bp) fışkıрма ve çapaklanma üzerine etkisinin çok düşük olduğu saptanırken; kabartı yüksekliğinin (hp) etkisinin beklenenden yüksek olduğu görülmüştür. Her ne kadar optimal bir Lp-bp-hp kombinasyonu elde edilmiş olsa da hp her iki yanıt faktörü üzerinde verimli bir kaynak prosesinde etkin bir faktör olarak bulunmuştur.

Yapılan çalışma, projeksiyon kaynak prosesinde sac ve civata üzerindeki çapaklanmayı en aza indirmeyi hedeflerken, kaynak kopma kuvvetini 2843,93 N üzerinde olmasını da ön koşul

olarak almıştır. Ancak birden çok yanıt faktörü olan bu gibi sistemlerde hedeflerden yalnızca birinin değerlendirmeye tabi tutulması ya da yanıt faktörlerinin birbirinden bağımsız olarak analiz edilmesi, doğrulanabilir ve gerçek temellere dayanan sonuçlar ortaya koymamıştır. Taguchi Yöntemi ile tespit edilen optimal faktörler neticesinde gerçekleştirilen deneylerde fışkıрма ve çapaklanma endeksi en alt seviyede hesaplanırken (E<5), kaynak kopma yükü şar- tının (< 2843,93 N) sağlanmayacağı beklenen bir durumdur ve doğrulama deneyleri de bu kapsamda sonuçlar vermiştir. E yanıt faktörü en aza indirgenirken, kaynakta yeterli füzyon gerçekleşerek kaynak dayanım ön şartının sağlanması, eş zamanlı olarak analiz edilmesi gereken çoklu amaç fonksiyonuna sahip bir optimizasyon problemidir. Dolayısıyla, eş zamanlı analize imkan veren kompozit çekicilik fonksiyonuna dayalı çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılmış ve analiz sonucunda elde edilen optimal parametreler çerçeve- sinde gerçekleştirilen doğrulama deneylerinde, numunelerde çapak gözlenmemiş, fışkıрма ve çapaklanma endeksi kabul edilebilir bir seviyede (<10) ölçülmüştür. Kopma yükü için esas alınan 2843,93 N ön şart ise sağlanmıştır. Söz konusu optimal parametre seviye kombinasyonu Tablo 12’de verilmiştir. Projede tespit edilen optimal seviyeler yeterli akım ve elektrot kuvvetinde, uygun sac malzeme ve kalınlığında en iyileştirilmiş civata formlarıyla verimli kaynak yapılmasına imkan sağlamıştır.

TEŞEKKÜR

Çalışmamızı, TÜBİTAK 1501 Programı çerçevesinde yürütülen 3130849 no.lu proje kapsamında destekleyen Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu’na teşekkürlerimizi sunarız.

KAYNAKLAR

1. Erhuy, C. G., Ateş, F., İnce, U., Bıyık, A., Davut, K. 2015. “Projeksiyon Kaynağında Fışkıрма ve Çapaklanma Düzeyinin Tanımlanmasına Yönelik Sayısal Bir Göstergenin Geliştirilmesi Üzerine Deneysel Bir Çalışma,” Kaynak Kongresi IX. Ulusal Kongre ve Sergisi, 20-21 Kasım 2015, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Ankara.
2. Canıyılmaz, E., Kutay, F. 2003. “Taguchi Metodunda Varyans Analizine Alternatif Bir Yaklaşım,” Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, sayı 18 (3), s. 51-63.
3. Taguchi, G., Clausing, D. 1990. “Robust Quality,” Harvard Business Review, January-February 1990, p. 65-76.
4. Ross, P. J. 1989. Taguchi Techniques for Quality Engineering, Mcgraw-Hil International Editions, Singapore.
5. Göçke, B., Taşgetiren, S. 2009. “Kalite İçin Deney Tasarımı,” Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, sayı 6 (1), s. 71-83.
6. Güral, G. 2003. “Gazaltı Kaynağında Proses Parametrelerinin Optimizasyonu,” Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi FBE, İzmir.
7. Lin, T. Y., Tseng, C. H. 2000. “Optimum Design For Artificial Neural Networks: An Example in a Bicycle Derailleur System,” Engineering Applications of Artificial Intelligence, vol. 13, p. 3-14.

8. Hsieh, K., Tong, L. 2001. "Optimization Of Multiple Quality Responses Involving Qualitative and Quantitative Characteristics in IC Manufacturing Using Neural Networks," Computers in Industry, vol. 46, p. 1-12.
9. Taylan, D. "Taguchi Deney Tasarımı Uygulaması, 2009, Yüksek Lisans Tezi, SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
10. Hamzaçebi, Ç., Kutay, F. 2003. "Taguchi Metodu: Bir Uygulama," Teknoloji, sayı 6 (3-4), p. 7-17.
11. Baynal, K. 2005. "Çok Yanıtlı Kalite Karakteristiklerinin Eşzamanlı En iyilenmesinde Taguchi Yöntemi ve Otomotiv Endüstrisinde Bir Uygulama," Endüstri Mühendisliği Dergisi, sayı 16 (2), s. 1-24.
12. Singh, N. K., Vijayakumar, Y. 2012. "Application of Taguchi Method for Optimization of Resistance Spot Welding of Austenitic Stainless Steel AISI 301L," Innovative Systems Design and Engineering, vol. 3 (10), p. 49-61.
13. Kuo, Y., Yang, T., Huang, G. W. 2008. "The Use of A Grey- Based Taguchi Method For Optimizing Multi-Response Simulation Problems," Engineering Optimization, vol. 40, p. 517-528.
14. Liao, H. C. 2003. "Using PCR-TOPSIS to Optimise Taguchi's Multi-Response Problem," The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 22, p. 649-655.
15. Huang, J. T., Liao, Y. S. 2003. "Optimization of Machining Parameters of Wire-EDM Based on Grey Relational and Statistical Analyses," International Journal of Production Research, vol. 41, p. 1707-1720.
16. Biswas, S. A., Datta, S., Bhaumik, S., Majumdar, G. 2009. "Application of VIKOR based Taguchi Method for Multi- Response Optimization: A Case Study in Submerged Arc Welding (SAW)," In Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering, ICME 09-RT-35, 1-5, 2009.
17. Baynal, K. 2003. "Çok Yanıtlı Problemlerin Taguchi Yöntemi ile En iyilemesi ve Bir Uygulama," Doktora Tezi, İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, İstanbul.
18. Lin J., Lin, C. 2002. "The Use of The Orthogonal Array With Grey Relational Analysis to Optimize The Electrical Discharge Machining Process With Multiple Performance Characteristics," International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 42, p. 237-244.
19. Jayaram, J., Ibrahim, Y. 1997. "Quality Note," Science, vol.2, p. 199-205.
20. Yetilmezsoy, K. 2012. "Integration of Kinetic Modeling and Desirability Function Approach for Multi-Objective Optimization of UASB Reactor Treating Poultry Manure Wastewater," Bioresource Technology, vol. 118, p. 89-101.
21. Yetilmezsoy, K., Demirel, S., Vanderbei, R. J. 2012. "Response Surface Modeling of Pb(II) Removal from Aqueous Solution by Pistacia Vera L.: Box-Behnken Experimental Design," Journal of Hazardous Materials, vol. 171, p. 551-562.
22. Alpar, R. 2003. "Uygulamalı Çok Değişkenli İstatistiksel Yöntemlere Giriş 1," Nobel Yayın Dağıtım, Ankara
23. Taccq, J. J. 1997. "Multivariate Analysis Techniques In Social Science Research: From Problem to Analysis, Sage, London.



SOĞUK DÖVME KALIPLARINDA MEYDANA GELEN KIRILMA SEBEPLERİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Cenk KILIÇASLAN
Umut İNCE





Mühendis ve Makina,
v:57:678, pp. 65-71(2016)

SOĞUK DÖVME KALIPLARINDA MEYDANA GELEN KIRILMA SEBEPLERİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Cenk Kılıçaslan^{1*}
Umut İnce¹

¹Norm Cıvata San. ve Tic. A.Ş., Ar-Ge Merkezi, A.O.S.B., Çiğli, İzmir.

*İletişim yazarı

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2169
Fax: +90 232 376 76 13

ÖZET

Soğuk dövme özellikle yüksek mukavemetli bağlantı elemanları üretiminde kullanılan plastik şekil verme yöntemlerinden biridir. Dövme işlemi oda sıcaklığında gerçekleştiğinden ılık ve sıcak dövmeye kıyasla çok daha yüksek dövme yükleri ortaya çıkmaktadır. Bu yükler soğuk dövme kalıplarının beklenenden daha düşük çevrimlerde kırılmasına yol açabilir. Bu çalışmada orta karbonlu çelik alaşımı M8 cıvata üretiminde kullanılan ve düşük çevrimlerde kırılan sabit dövme kalıbı üzerinde oluşan gerilmeler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak belirlenmiş ve kırılma nedenleri incelenmiştir. Soğuk dövme işlemi ile kalıp gerilme analizleri SIMUFACT FORMING sonlu elemanlar programında gerçekleştirilmiştir. Nümerik simülasyonlar dövme işlemi sırasında kalıp kırılmasına sebep olacak gerilmelerin oluşmadığını göstermiştir. Çekirdek üzerinde kırılma oluşmaması için çekirdek ve zarf arasındaki sıkı geçme değerinin 0.5% civarında olması gerektiği belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Soğuk dövme; kalıp analizi; simülasyon

NUMERICAL INVESTIGATION OF FAILURE EVOLUTION ON COLD FORGING DIES

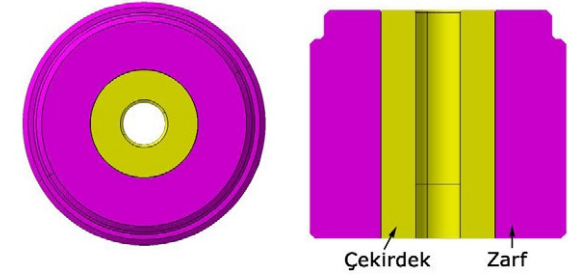
ABSTRACT

Cold forging is one of the plastic deformation methods that is used to produce high strength fasteners. Higher forging forces occur during cold forging operations in contrast to warm or hot forging. These higher forces may cause failure of cold forging dies in low forging cycles. In this study, stress analysis of cold forging dies which failed in low forging cycles during production of medium carbon steel alloy M8 bolts was carried out and reasons of the failure evolution was determined. Numerical simulations of cold forging operation and die stress analysis were conducted by using finite element software SIMUFACT FORMING. Numerical simulations revealed that stresses occurred on the die during forging of the bolt were not high enough to cause any failure. It was also determined that interference fitting value should be close to %0.5 to prevent fracture on the insert.

Keywords: Cold forging; die analysis; simulation

1. GİRİŞ

Soğuk dövme, dar geometrik toleranslar içerisinde yüksek mukavemetli makine parçası üretiminde kullanılan ve oldukça hızlı üretim olanağı sağlayan metal şekillendirme yöntemlerinden biridir. Dövme teknolojisindeki ilerleme ile birlikte farklı metal alaşımlarından cıvata, somun, rotil ve dişli gibi mekanik bağlantı elemanları ya da makine parçaları üretilebilmektedir. Son 16 yılda metal şekillendirme alanında meydana gelen gelişmeler Jeswiet ve diğerlerinin[1] hazırlamış olduğu çalışmada ayrıntılı olarak bulunabilir. Geleneksel dövme işlemi uygulama sıcaklığına göre soğuk dövme, ılık dövme ve sıcak dövme olarak üçe ayrılmaktadır. Soğuk dövme işlemi iş parçası malzemesinin yeniden kristalleşme sıcaklığı altındaki sıcaklıklarda gerçekleştirilirken sıcak dövme işlemi ise bu sıcaklığın üzerinde gerçekleştirilmektedir. Ilık dövme işlemi ise soğuk ve sıcak dövme sıcaklıkları arasında uygulanmaktadır. Soğuk ve sıcak dövme işlemlerinin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Sıcak dövme işlemlerinde iş parçası malzemesi belirli bir sıcaklığa kadar ısıtılmak zorundadır ve bu durum ek enerji tüketimine neden olmaktadır. Ancak malzeme sıcaklığının artırılması ile plastik deformasyon için gerekli olan dövme kuvveti önemli ölçüde azalmakta ayrıca dövülen malzemede elde edilen yüksek süneklik sebebiyle çatlak oluşum riski en aza indirilmektedir. Soğuk dövme işlemlerinde daha yüksek dövme kuvveti gerekmesine rağmen plastik deformasyon gevrekleşmesi nedeniyle son ürünün mekanik özelliklerinden iyileşme görülmekte, net-shape-forming olarak adlandırılan dar toleranslarda herhangi bir ek işleme gerek kalmadan son ürün eldesi sağlanmaktadır. Soğuk dövme işlemlerinde karşılaşılan en önemli problemlerden biri ise yüksek dövme kuvvetleri ve ağır sürtünme koşullarından dolayı meydana gelen abrazyon sebebiyle dövme kalıplarında düşük çevrim sayılarında meydana gelen hasar ve kırılmalar [2]. Soğuk dövme uygulamalarında en çok karşılaşılan kalıp hasarları kalıp bileşenlerinde gerilme kaynaklı kırılmalar ile dinamik tekrarlı yükler altında meydana gelen yorulma kırılmalarıdır [3]. Servis süreleri boyunca kalıp yüzeyinde meydana gelen aşınmalar bu yüzeylerde mikro çatlakların oluşumuna sebebiyet vererek kalıbın ani olarak kırılmasına neden olmaktadır. Yorulma kırıkları dövme işlemi sırasında en yüksek gerilmenin olduğu noktadan başlayarak oluşan gerilme topografyasına göre ilerleyen çatlaklardır ve göz ile tespit edilmesi oldukça zordur [4]. Bu nedenle kalıplarda meydana gelen bu kırılma mekanizmalarının anlaşılması ve engellenmesi üretim maliyetlerinde yüksek oranlarda düşüşlere sebep olacak ve firmaların piyasa rekabetçiliğini arttırmasında önemli rol oynayacaktır [5]. Metal şekillendirme ve döküm kalıplarında meydana gelen hasarlar hakkında genel bilgi Jhavar ve diğerlerinin [6] hazırlamış olduğu derleme makalede bulunabilir. Soğuk dövme kalıpları basma dayanımı oldukça yüksek olan ve toz metalürjisi yöntemi ile üretilen wolfram karbür-kobalt (WC-Co) çekirdek ve yüksek çekme mukavemetine sahip H13 (X40CrMoV5) çelik zarftan üretilmektedir. Şekil 1’de gösterildiği gibi çekirdek ve zarf bileşenleri sıkı geçme yöntemi ile bir araya getirilmektedir. Sıkı geçme oranları iş parçalarında yapılacak olacak işleme göre %0.2-%0.7 arasında değişmektedir. Sıkı geçmedeki ana amaç çekme gerilmelerine maruz kalan çekirdek üzerinde bu gerilmeleri yok edecek bir ön basma gerilmesi oluşturmaktır [7]. Bu şekilde kalıp ömrünün oldukça arttırılması sağlanmaktadır. Konvansiyonel dövme kalıplarında genellikle %0.2-%0.5 sıkı geçme oranları kullanılmaktadır. Daha yüksek sıkı geçme oranlarının elde edilmesi için Norm Cıvata Ar-Ge Merkezi’nde karbon fiber kompozit gibi farklı zarf malzemeleri üzerinde çalışmalar yürütülmektedir [8].



Şekil 1. Dövme kalıbı bileşenleri.

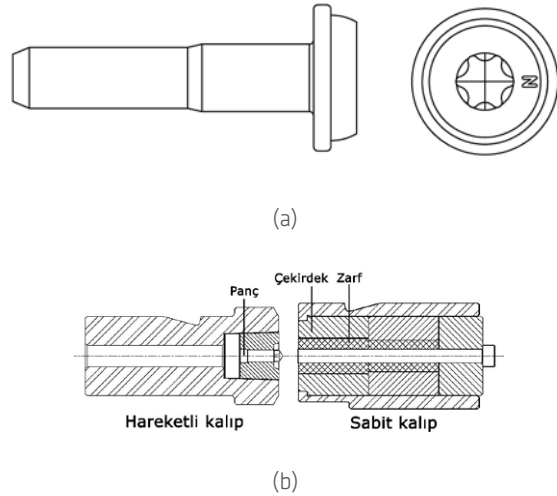
Literatürde kalıp analizi hakkında oldukça fazla çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların büyük bir çoğunluğu sıcak şekillendirme ya da sac metallere şekil verme işlemlerini içermektedir. Soğuk dövme sırasında meydana gelen kalıp ömürlerini inceleyen çalışmaların neredeyse tümü sonlu elemanlar simülasyonları ile desteklenmiştir. Bu çalışmalardan önemli görülenlerden bazıları bu bölümde özetlenmiştir. Berns ve diğerleri [2] yapmış oldukları çalışmada üç istasyonda dövülerek üretilen cıvatanın kalıbında meydana gelen gerilmeleri ABAQUS programı ile incelemiştir.

Çalışmanın ilk kısmında dövme sırasında oluşan maksimum gerilmenin kalıbın radyus bölgesinde olduğu belirlenmiş, üretim denemelerinde ise tahmin edilen bu noktada kırılmanın olduğu gözlenmiştir. Daha sonra WC-Co çekirdek malzemenin mikro modeli oluşturularak nümerik olarak kalıp analizi yapılmıştır. Analizler sonucunda kalıpta kırılmanın ilk olarak katı fazlarda (carbide) başladığı daha sonra matriks malzemesinde mikro kırılmalar ile çatlak oluşumunun tetiklendiği görülmüştür. Wagner ve diğerleri [5] soğuk dövme kalıplarının yorulma ömürlerini arttırmak amacı ile redüksiyon kalıbında parlatma (sert bir bilya ile işleme), üst kalıp üzerinde lazer ile sertleştirme ve panç üzerinde tekstür oluşturma gibi yöntemler denemiştir. Çalışmada ilk önce bu kalıplar üzerinde meydana gelen kritik gerilme ve yorulma bölgeleri nümerik simülasyonlar ile belirlenmiş ve işlemler yalnızca bu yüzeyler üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu kalıpların işlenen yüzeylerindeki artık gerilmelerde parlatma ile %600, lazer sertleştirme ile %450 artış sağlanmıştır. Lee ve diğerleri [7] hem altı köşe cıvata hem de dişli üretiminde kullanılan soğuk dövme kalıplarında sıkı geçme oranının kalıplar üzerinde meydana gelen gerilme genlik değerlerini ve kalıp ömürlerini karşılaştırmışlardır. Altıköşe cıvata üretiminde kullanılan kalıpta %0,4, 0,55, 0,6, 0,75, 0,8, 1 ve 1,2 oranlarında sıkı geçme oranı kullanılarak dövme işleminin sonlu elemanlar simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak kalıpta meydana gelen minimum gerilme genlik değeri %0.75 sıkı geçme oranında bulunmuştur. Asnafi [9] yapmış olduğu çalışmada üç istasyonlu bir cıvatanın soğuk dövme işlemi sırasında kafa şişirme kalıbında meydana gelen gerilmeleri ABAQUS programında gerçekleştirdiği nümerik analizler ile belirlemiştir. Çalışma sonunda gerilme kaynaklı kırılmanın yaşanacağı en kritik yer olarak çekirdek yarıçapı bulunmuştur. Yapılan üretim denemelerinde kalıpların bu noktadan ani olarak kırılmadıkları belirlenmiş, kırılmanın yaklaşık 9080 adet cıvata basımından sonra iki noktadan olduğu görülmüştür. Bu nedenle ana kırık nedeninin yorulma olduğu tahmin edilmiştir.

Bu çalışmada orta karbonlu çelik alaşımından üretilen M8 cıvatanın sabit kalıbında düşük çevrimlerde meydana gelen kırılma durumu sonlu elemanlar simülasyonları kullanılarak incelenmiş ve hasar nedenleri irdelenmiştir. Çalışma kapsamında cıvataya dövme işleminin her bir istasyonu modellenmiş daha sonra kalıbın sıkı geçme ve sıkı geçme sonrasında dövme işlemi sırasındaki gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar simülasyonları SIMUFACT FORMING paket programı ile oluşturulmuştur.

2. DÖVME İŞLEMİ VE KALIP HASARI

Şekil 2(a)'da gösterilen M8 cıvata toplam 4 dövme istasyonunda şekillendirilmektedir. Şekil 2(b)'de gösterilen dövme istasyonunda kafa hazırlığı yapılmış iş parçasına flanş ve soket boşluğu formu verilmektedir. Bir önceki istasyondan alınan yarı mamul parça makine parmakları tarafından sabit kalıp boşluğu üzerine konmaktadır. Bu sırada hareketli kalıp iş parçasını sabit kalıp boşluğuna doğru bastırmakta ve malzemenin kalıp ve pançlara göre akmasını sağlayarak şekillendirmektedir. Bu işlem sırasında sabit kalıp üzerine yüksek dövme kuvvetleri etki etmektedir. Bu yükler çekirdeğin kalıp boşluğu kısmında yüksek basma gerilmesi oluştururken çekirdeğin en dış çapında ise çekme gerilmesi oluşmasına sebep olmaktadır. Oluşan bu çekme gerilmesi çekirdeğe sıkı geçirilen zarfın yarattığı basma gerilmesi ile sıfırlanmaktadır.



Şekil 2. (a) M8 cıvata ve (b) kalıp kırılmasının yaşandığı istasyon tasarımı.

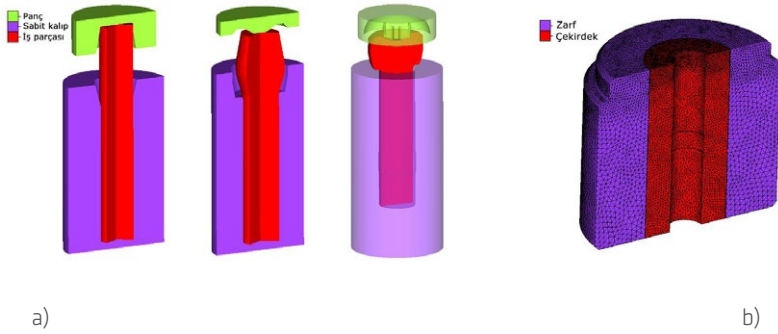
İş parçalarına her bir istasyonda verilecek olan formlar tasarım ekipleri tarafından kalıp hasarı riski göz önüne alınarak tasarlanmasına rağmen şekilde gösterilen sabit kalıpta kırılmalar gözlenmiştir. G55 çekirdek ve H13 çelik zarfa sahip hasarlı kalıplar Şekil 3'de gösterilmektedir. Kırılma yüzeyinde yorumla hasarlarında görülen kırılma çemberleri de tespit edilmiştir. Bu nedenle kalıplarda meydana gelen hasarın genlikli gerilme nedeniyle olduğu söylenebilir.



Şekil 3. Hasarlı sabit kalıplar.

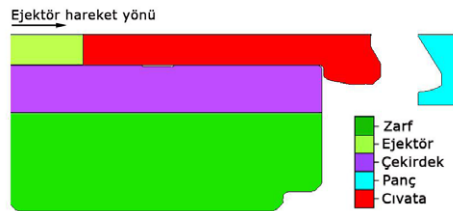
3. SONLU ELEMANLAR MODELLERİ

Çalışmada kullanılan nümerik modeller SIMUFACT FORMING sonlu elemanlar yazılımı ile oluşturulmuştur. Simülasyonlar her bir istasyon için ayrı ayrı modellenmiş, istasyonda şekil verilen iş parçası bir sonraki istasyona aktararak işleme devam edilmiştir. İlk üç istasyona ait modeller Şekil 4(a)'da gösterilmiştir. Simülasyonlarda iş parçası plastik olarak hareketli ve sabit kalıplar ile panç rijit olarak modellenmiştir. Birinci ve 2. istasyonlardaki iş parçaları aksimetrik olduğundan dolayı bu simülasyonlar 2B (iki boyutlu) olarak çözdürülmüştür. Soket kısmının verildiği 3. istasyon ise 3B olarak modellenmiştir. İki boyutlu modellerde quad elemanlar, 3B modellerde ise hex elemanlar kullanılmıştır. Plastik şekil verme analizlerinde iş parçası üzerinde doğru sayıda eleman kullanılması sonuçların doğruluğu açısından yüksek önem arz etmektedir. Yüksek sayıda eleman kullanılması şekillenmenin ve meydana gelen hasarların daha hassas görülmesini sağlamasına rağmen problemin çözüm süresinin artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle doğruluktan ödün vermeden uygun sayıda kullanılacak eleman sayısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla yapılan parametrik çalışmada 2B simülasyonlar için minimum eleman boyutu 0,15 mm, 3B simülasyonda ise 0,4 mm olarak belirlenmiştir. Metal şekillendirme simülasyonlarında sonuçları etkileyen en önemli faktörlerden biri sürtünmenin doğru olarak modellenmesidir. Merkezimizde daha önce yapılan çalışma sonucuna göre dövme işlemi sırasında meydana gelen sürtünme katsayısı sıcaklığa bağımlı olarak tanımlanmıştır [10]. Modellerde bu çalışmadan elde edilen veriler kullanılmıştır. Kalıp analizleri hem 2B hem de 3B gerçekleştirilmiştir. Üç boyutlu analizlerde karmaşık kalıp yüzeyinin modellenmesi amacı ile bu simülasyonlarda tetra elemanlar kullanılmıştır (Şekil 4(b)). Kalıbı oluşturan G55 ve H13 malzemeleri elastik olarak modellenmiştir. Hasarın tahmin edilmesinde dövme sırasında kalıp yüzeyinde oluşan maksimum ve minimum asal gerilmeler incelenmiştir.



Şekil 4. (a) İlk üç istasyonun simülasyon modeli ve (b) kalıp gerilme analizi modeli.

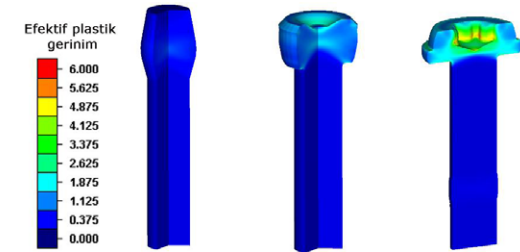
Dövme işlemlerinde iş parçası kalıp boşluğunu doldurduktan ve şekillenme işlemi tam olarak sonlandıktan sonra sabit kalıp içerisinde bulunan ejektör iş parçasını dövme yönüne ters olarak ittirerek kalıp içerisinden çıkarmaktadır. Bu işlem sırasında iş parçası ile kalıp arasında meydana gelen sürtünmeden dolayı kalıp yüzeyi üzerinde yüksek gerilmeler oluşabilir. Bu nedenle dövme sırasında meydana gelen kalıp gerilmelerine ek olarak çıkarma işlemi sırasında da oluşan gerilmelerin tayini önemlidir. Bu amaçla Şekil 5'de gösterildiği gibi çıkarma işleminin de nümerik modeli oluşturulmuştur. Bu modelde ejektör kalıp içini tamamen doldurmuş olan iş parçasını dövme hızında çıkarmaktadır.



Şekil 5. İş parçasının kalıp içinden çıkarması işleminin nümerik modeli.

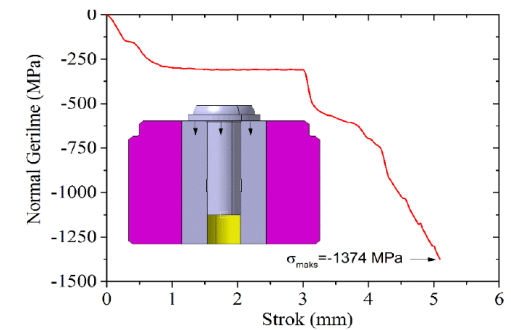
4. SİMÜLASYON TAHMİNLERİ

Şekil 6'da iş parçaları üzerinde meydana gelen efektif plastik gerinim dağılımları istasyonlara göre gösterilmektedir. Dövme gibi yüksek deformasyon içeren işlemlerde plastik gerinim değerleri 1'den yüksek olmaktadır. Yüksek plastik gerinim değerlerinin ana şekillenmenin gerçekleştiği kafa kısımlarında yoğunlaştığı görülmektedir. Ancak deformasyonun tüm kafa bölgesine olabildiğince homojen olarak dağıldığı, kalıp kırılmasına neden olacak şekilde belirli bölgelerde yoğunlaşmadığı görülmüştür.

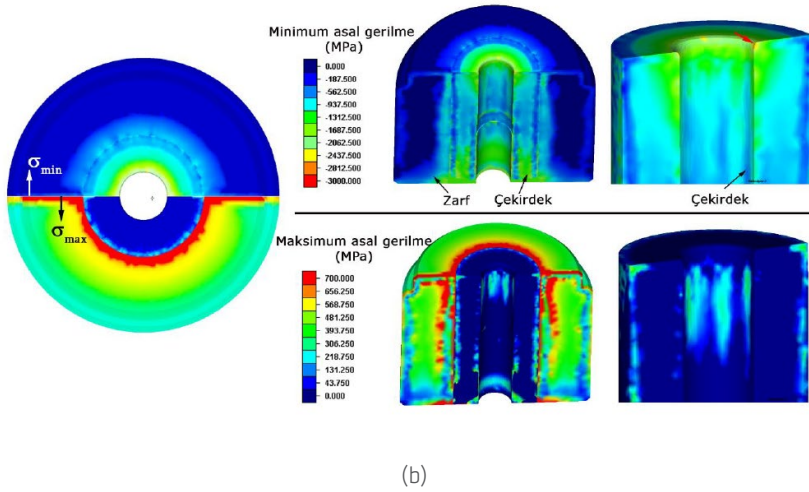


Şekil 6. Her bir istasyonda iş parçası üzerinde meydana gelen efektif plastik gerinim dağılımı.

Üç boyutlu gerilme analizine geçilmeden önce 3. istasyonda civata kafa altının çekirdek üzerinde meydana getirdiği normal gerilme-strok eğrisi, simülasyondan alınan dövme kuvveti kullanılarak hesaplanmıştır. Mevcut analizlerde kalıpların hasara uğraması için şu kriterler kullanılmaktadır; i) çekirdek üzerinde min. asal gerilme değeri 3000 MPa, max. asal gerilme değeri 700 MPa, ii) zarf üzerinde min. asal gerilme değeri 2400 MPa, max. asal gerilme değeri 1380 MPa veya daha fazla olmasıdır. Şekil 7(a)'da gösterildiği gibi işlem sonunda yaklaşık 1374 MPa basma gerilmesi oluşmuştur. Bu değer kırılmanın oluşması için oldukça düşüktür. Şekil 7(b)'de sabit kalıp üzerindeki min. ve max. asal gerilme dağılımları gösterilmektedir. Burada zarf ve çekirdek arasında %0.5 sıkı geçme oranı kullanılmıştır. Çekirdek üzerinde oluşan min. asal gerilme değeri -2400 MPa'dır ve şekilde kırmızı ok ile gösterilen radyus üzerinde meydana gelmiştir. Max. asal gerilmeler çekirdekte kafa altının hemen yakınında civata şaftının temas ettiği yüzeylerde meydana gelmiştir ve 300 MPa civarındadır. Elde edilen sonuçlara göre M8 civatanın 3. istasyon sabit kalıbında kırılma beklenmemektedir.

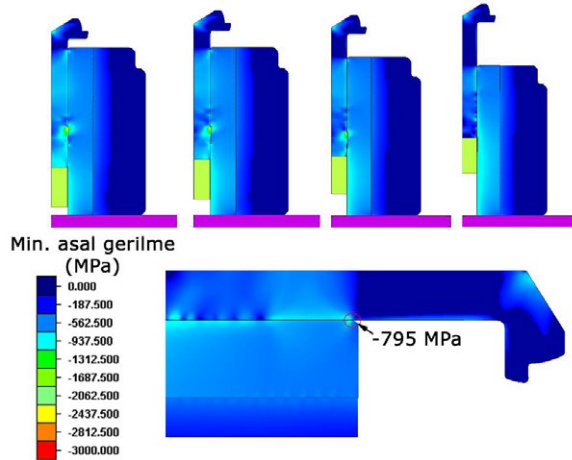


(a)



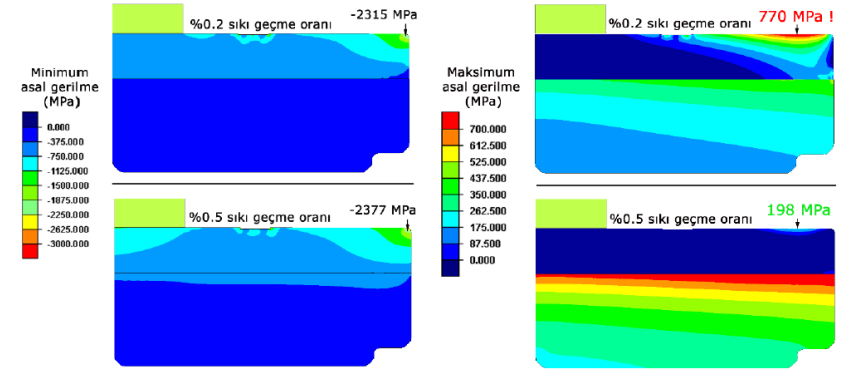
Şekil 7. (a) Civata kafa altında kalıp üzerinde oluşan norma gerilme-strok eğrisi, (b) 3B kalıp analizi min. ve max. asal gerilme dağılımı.

Şekil 8'de 3. istasyonda oluşan yarı mamul iş parçasının çıkarılması sırasında kalıpta oluşan min. asal gerilme dağılımı gösterilmektedir. Şekilden görüleceği üzere kalıp kırılmasının yaşandığı bölgede ölçülen en yüksek asal gerilme değeri -795 MPa'dır. Bu durumda kalıpta herhangi bir hasar beklenmemektedir.

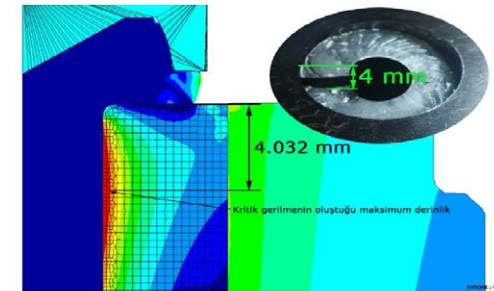


Şekil 8. Ürünün kalıp içerisinden çıkarılması sonunda kalıpta oluşan min. asal gerilme dağılımları.

Çekirdek ile zarf arasındaki sıkı geçme değerinin dövme işlemi sırasında kalıpta oluşan gerilmelere olan etkisi Şekil 9'da gösterilmektedir. Burada sırası ile 0.2% ve 0.5% sıkı geçme değeri kullanılmıştır. Min. asal gerilme değerlerinde ve kalıpta oluşan maksimum değerlerde önemli bir değişim görülmemiştir (Şekil 9(a)). Kalıbın kırılma bölgesinde ise max. asal gerilme değerinin %0.2 sıkı geçme değerinde G55 malzemesinin çekme altındaki akma gerilmesini aştığı görülmüştür ve bu değer yaklaşık olarak 770 MPa civarındadır (Şekil 9(b)). Sıkı geçme değeri %0.5 olduğunda ise bu bölgede 198 MPa çekme gerilmesi oluşmaktadır. Bu öngörünün doğruluğunun sınanması amacıyla %0.2 sıkı geçme değerinde oluşan max. asal gerilme noktası ile gerçek kalıpta kırılmanın başladığı noktanın kalıp yüzeyine olan uzaklığı karşılaştırılmıştır. Yapılan incelemede kalıp kırılma başlangıç noktasının kalıp yüzeyinden yaklaşık 4 mm uzaklıkta olduğu belirlenmiştir. Şekil 10'da gösterildiği üzere simülasyonda oluşan max. asal gerilme noktasının da yüzeyden yaklaşık 4.032 mm uzaklıkta olduğu belirlenmiştir. Simülasyon ile gerçek kırılma noktası tahmini çok iyi uyuşmaktadır.



Şekil 9. %0.2 ve %0.5 sıkı geçme değerlerinde kalıplarda oluşan (a) min. ve (b) max. asal gerilme dağılımları.



Şekil 10. Kırılma başlangıç noktasının kalıp yüzeyinden uzaklığı; simülasyon sonucu ile hasarlı kalıbın karşılaştırılması.

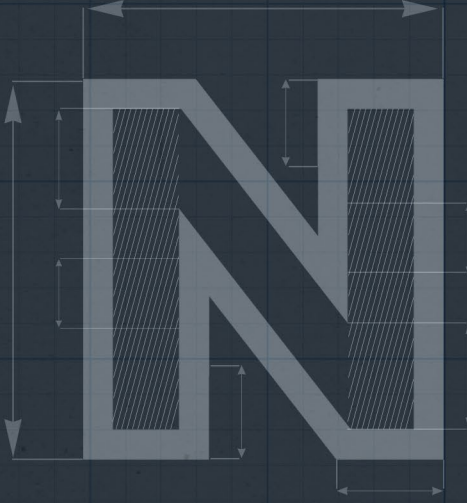
5. SONUÇLAR

Bu makalede orta karbonlu çelik alaşımından üretilen M8 cıvatanın sabit kalıbında meydana gelen kırılmanın sebepleri sonlu elemanlar simülasyonları kullanılarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında cıvataya dövme işleminin her bir istasyonu modellenmiş daha sonra kalıbın sıkı geçme ve sıkı geçme sonrasında dövme işlemi sırasındaki gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar simülasyonları SIMUFACT FORMING paket programı ile oluşturulmuştur. Nümerik simülasyonlar M8 cıvatanın üretimi sırasında meydana gelen kalıp hasarının dövme işlemi ya da ürün ve kalıp tasarımı kaynaklı olmadığını göstermiştir. Kalıpta yaşanan kırılmanın max. asal gerilme kaynaklı olduğu belirlenmiştir. Bu gerilme değerinin düşürülmesi amacı ile kalıpta kullanılan sıkı geçme değerinin artırılması gerekmektedir. Çalışma sonunda elde edilen kritik bir bilgi ise kalıp kırılma nedenlerinin doğru olarak anlaşılması ve çözümünde nümerik simülasyonların büyük fayda sağlanmasıdır. Özellikle kırılma nedenlerinin belirlenmesinde, kalıplar üzerinde meydana gelen mekanik gerilme dağılımlarının incelenmesi gerekmektedir. Nümerik simülasyonlar mühendisler bu imkânı vererek problemlerin en kısa ve etkin şekilde çözülebilmesini sağlamaktadır. Bu nedenle bu gibi programların üretim ile entegre olarak kullanımının sanayimizde yaygınlaştırılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

1. Jeswiet, J., M. Geiger, U. Engel, M. Kleiner, M. Schikorra, J. Duflou, R. Neugebauer, P. Bariani, and S. Bruschi, 2008. "Metal forming progress since 2000", CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, vol. 1, no.(1): p. 2-17.
2. Berns, H., A. Melander, D. Weichert, N. Asnafi, C. Broeckmann, and A. Gro -Weege, 1998. "A new material for cold forging tools", Computational Materials Science, vol. 11, no.(3): p. 166-180.
3. Skov-Hansen, P., N. Bay, J. Grønbaek, and P. Brøndsted, 1999. "Fatigue in cold-forging dies: tool life analysis1", Journal of Materials Processing Technology, vol. 95, no.(1-3): p. 40-48.
4. Cosenza, C., L. Fratini, A. Pasta, and F. Micari, 2004. "Damage and fracture study of cold extrusion dies", Engineering Fracture Mechanics, vol. 71, no.(7-8): p. 1021-1033.
5. Wagner, K., A. Putz, and U. Engel, 2006. "Improvement of tool life in cold forging by locally optimized surfaces", Journal of Materials Processing Technology, vol. 177, no.(1-3): p. 206-209.
6. Jhavar, S., C.P. Paul, and N.K. Jain, 2013. "Causes of failure and repairing options for dies and molds: A review", Engineering Failure Analysis, vol. 34: p. 519-535.
7. Lee, H.C., M.A. Saroosh, J.H. Song, and Y.T. Im, 2009. "The effect of shrink fitting ratios on tool life in bolt forming processes", Journal of Materials Processing Technology, vol. 209, no.(8): p. 3766-3775.

8. Yurtdaş, S., U. İnce, C. Kılıçaslan, and H. Yıldız, 2016. "A Case Study for Improving Tool Life In Cold Forging: Carbon Fiber Composite Reinforced Dies", Research on Engineering Structures & Materials, vol. 6, no.(5): p. 321-335.
9. Asnafi, N., 1999. "On tool stresses in cold heading of fasteners", Engineering Failure Analysis, vol. 6, no.(5): p. 321-335.
10. Ince, U. and M. Güden, 2013. "An iterative numerical method for determination of temperature-dependent friction coefficients in thermomechanical model analysis of cold bolt forging", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 68, no.(9): p. 2133-2144.



YENİLİKÇİ KALIP SİSTEMLERİ TASARIMI İLE EKSEN KAÇIKLIĞINA SAHİP SOĞUK DÖVME PARÇALARININ ÜRETİMİ

N.Emrah KILINÇDEMİR

Vural CEYHUN

Tayfur YAVUZBARUT

Umut İNCE





Metal Dünyası Dergisi,
v: 281: pp. 110-113 (2016)

YENİLİKÇİ KALIP SİSTEMLERİ TASARIMI İLE EKSEN KAÇIKLIĞINA SAHİP SOĞUK DÖVME PARÇALARININ ÜRETİMİ

N.Emrah KILINÇDEMİR^a
Vural CEYHUN^b
Tayfur YAVUZBARUT^a
Umut İNCE^a

^a ArGe Merkezi, Norm Cıvata Sanayi ve Ticaret A.Ş. Çiğli, İzmir, Türkiye
^b Makine Mühendisliği Bölümü, Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü,

*İletişim yazarı

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2174
Fax: +90 232 376 76 13

ÖZET

Otomotiv, havacılık ve savunma sanayi sektörlerinde yeni bağlantı elemanlarına ihtiyaç son 10 yılda artış göstermektedir. Bu ihtiyaçlar genellikle, bağlantı elemanlarını hafifletmek, montaj kolaylığı sağlayabilmek amacıyla alternatif çözümler sunmak, titreşim ve yorulma direnci sağlamak adına yapılmaktadır. Bu bağlantı elemanlarına bir örnekte ekseni kaçırılmış cıvatalar olarak gösterilebilmektedir. Bu tip metal bağlantı elemanları genellikle talaşlı imalat, sıcak dövme veya ılık dövme ile üretilmektedir. Bu çalışma kapsamında ekseni kaçık cıvataların soğuk dövme ile üretilmesi için özel kalıp tasarımı yapılmıştır. Soğuk dövme işleminde asimetrik cıvatanın plastik deformasyon özelliklerini incelemek, kalıpların mekanizmasının hareketini analiz etmek, elde edilen son ürünün geometrik ölçülerini, mekanik özelliklerini tespit etmek ve üretilebilirliğini öğrenmek amacıyla bilgisayar destekli simülasyon programı kullanılmıştır. Kullanılan ticari yazılım Simufact Forming'dir. Üretim aşamalarında son ürün mekaniksel özelliklerinin sağlanabilmesi için 20MnB4 tel malzeme kullanılmıştır. Asimetrik cıvata için proses tasarımı ve ayrıntılı yeni kalıp tasarımı yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: Bağlantı Elemanı, Kalıp, Tasarım, Simülasyon

PRODUCTION OF COLD FORGING ECCENTRIC PARTS BY INNOVATIVE DIE DESIGNS

ABSTRACT

For the last decade, there is an increase in the demand for new special fasteners in automotive, aerospace and defence industries. These needs are generally done to provide alternative solutions by weight reduction, easier assembly processes of fasteners and maintaining vibration and fatigue resistance. Eccentric bolts can be shown as an example for these fasteners. These kind of metal fasteners are generally produced by machining, hot and warm forging. In this study, a special type of die system designed and produced for the manufacturability of an eccentric bolt by cold forging. CAE analysis program is used for examining the plastic deformation properties of the asymmetric bolt, analyzing the motion of the die mechanism, identifying the geometrical dimensions, mechanical properties of the final product obtained and getting a know-how of its manufacturability. "Simufact Forming" software is used for forming analysis. 20MnB4 wire material is used to ensure the mechanical properties of the final product in manufacturing stages.

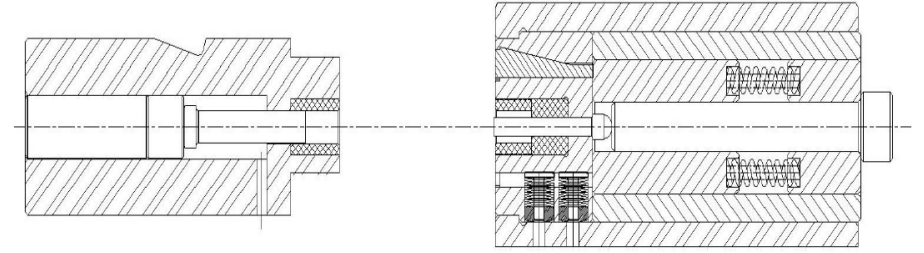
Keywords: Fasteners, Die, Design, Simulation

1. GİRİŞ

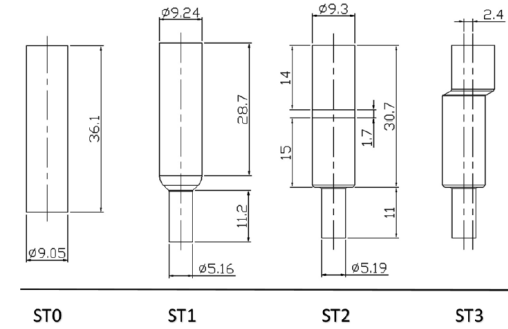
Gelişen malzeme teknolojisi ve artan mühendislik çalışmaları ile bağlantı elemanları hafifletmek, montaj sistemlerine alternatif çözümler sunmak, titreşim ve yorulma dirençlerini artırmak amacıyla özel geometriye sahip bağlantı elemanlarına ihtiyaç duyulmakta ve bu konulardaki çalışmalar günden güne artmaktadır. Ülkemizde uzun zamandır soğuk şekillendirme yöntemi kullanılarak bağlantı elemanı üretilmekle birlikte karmaşık geometriye sahip ve katma değeri yüksek bazı ürünlerin üretimi sırasında yeterli mühendislik altyapısı oluşturulmadığı için üretim sırasında çeşitli sıkıntılar ile karşılaşmaktadır. Soğuk dövme ile üretilmeyen bu kategorideki ürünlerin üretimi sırasında alternatif yöntemler kullanılmaktadır. Yaygın olarak talaş kaldırma, ılık veya sıcak dövme yöntemleri tercih edilmektedir. Soğuk dövme ile üretililecek bir bağlantı elemanının talaşlı imalat, ılık veya sıcak dövme yöntemi ile üretilmesi sonucunda malzeme, enerji ve zaman kaybı meydana gelmektedir. Bu durum yerli firmaların rekabet gücünü düşürmekte ve ürünlerin yurtdışından ithal edilmesine neden olmaktadır. Son yıllarda otomotiv endüstrisinde sıkça kullanılan ekseni kaçık, bir başka deyişle iki farklı eksene sahip bağlantı elemanlarının üretimi sırasında benzer sıkıntılar ile karşılaşmaktadır. Ülkemizdeki mevcut mühendislik altyapısı ve konvansiyonel kalıp sistemleri kullanılarak, bu tip ürünlerin soğuk dövme metodu ile kontrollü bir şekilde üretilmesi mümkün değildir. Bu çalışmanın amacı, gelişen teknoloji ve değişen ihtiyaçlar ile birlikte otomotiv sanayinde ihtiyaç duyulan iki farklı eksene sahip bağlantı elemanlarının, talaşlı imalat, ılık veya sıcak dövme yöntemleri kullanılmadan tamamen soğuk şekillendirme ile üretilmesini sağlayacak özgün bir kalıp sistemi tasarlanması ve simülasyon programları ile doğrulamasının yapılmasıdır.

2. EKSENİ KAÇIK PARÇALARIN SOĞUK DÖVÜLEBİLMESİ İÇİN KALIP TASARIMI VE NÜMERİK ÇALIŞMALAR

Soğuk dövme kalıp tasarımları, dövme süreç tasarımlarının en önemli ve en karmaşık bölümünü oluşturmaktadır. Günümüzde kalıp tasarımları bilgisayar destekli olarak yapılmakla birlikte, hala gelişmeye ve yeniliğe açık bir daldır. Soğuk dövme ile karmaşık geometriye sahip bir ürün üretilmesindeki en önemli etkenlerin başında kalıp tasarımı ve kalıp malzeme seçimi gelmektedir. Bu çalışmada, ekseni kaçık parçaların soğuk dövülebilmesi için uygun kalıp tasarımı gerçekleştirilmiş ve bu tasarımın uygun simülasyonlar yapılarak iş parçası üzerindeki etkiler incelenmiştir. Şekil 1'de 3. istasyonda ekseni kaçırma mekanizması prototip kalıp tasarımı ve Şekil 2'de ekseni kaçık ürün için dövme adımları verilmiştir.



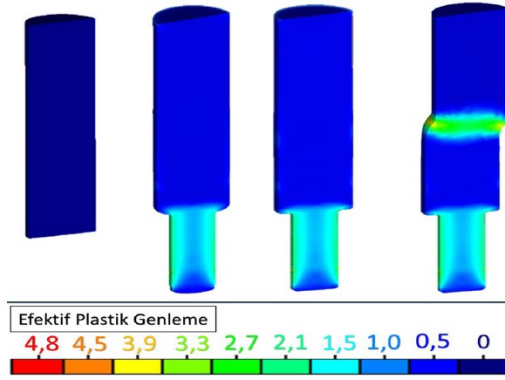
Şekil 1. 3. İstasyonda bulunan ekseni kaçırma mekanizması için 2 boyutlu kalıp tasarımları.



Şekil 2. Ekseni kaçık ürün için dövme adımları.

2.1. Malzeme Akış Analizleri

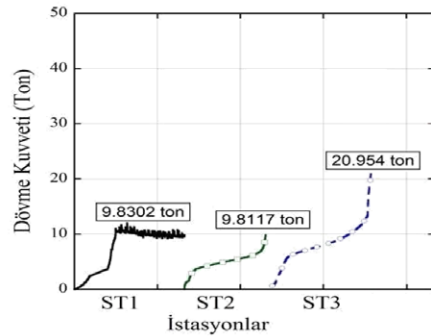
Belirlenen nihai istasyon tasarımının doğrulamasının yapılabilmesi ve dövme kaynaklı kusurların tespiti için malzeme akış analizleri büyük önem arz etmektedir. Verilen istasyon tasarımlarına göre yapılan şekillenme analizleri sonucunda elde edilen istasyon şekillenmeleri ve ara ürünlerde meydana gelen efektif plastik genlemeler Şekil 3'te verilmiştir. Simülasyon sonuçları incelendiğinde istasyonlarda herhangi bir şekillenme kusuruna rastlanmamıştır. 3. istasyondaki gerinim değerleri incelendiğinde maksimum deformasyonun ekseni kaçıklığının yaşandığı kısımlarda olduğu görülmektedir. Bu durum malzemenin bu noktalarda daha çok sertleşeceğine ve Cockroft-Latham hasar parametresine bağlı olarak bu noktalarda çatlak oluşma riskinin diğer bölgelere göre daha çok olduğunu bilinmektedir.



Şekil 3. Yapılan şekillenme analizleri sonucunda elde edilen istasyon şekillenmeleri ve ara ürünlerde meydana gelen efektif plastik genlemeler.

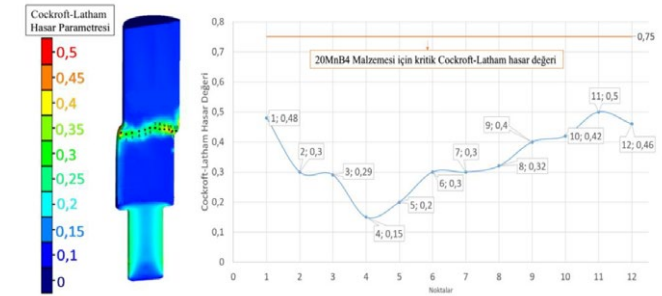
2.2. Dövme Kuvvetlerinin Tespiti

Simülasyon çalışmaları sonucunda dövme kuvvetlerinin tespiti; soğuk dövme sırasında kullanılacak presin seçimi belirlenmesinde ve istasyonlar başına dövme kuvvetlerinin tespiti için kullanılmaktadır. Ayrıca dövme kuvvetinin istasyonlar arasında dağılımının birbirlerine yakın olması beklenmektedir. Aksi bir durumda, istasyon tasarımının temelleri ile dövme yüklerine göre geometrik optimizasyonlar yapılarak, mevcut kapasite dahilinde en uygun ara istasyon modelleri belirlenmelidir. Yapılan istasyon simülasyonları ile ilk 3 istasyon için gerekli dövme kuvvetleri Şekil 4'te verilmiştir. İlk 3 istasyon için toplam dövme kuvveti 40,60 ton olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. Simülasyon sonucu ilk 3 istasyon dövme kuvvetleri.

İş parçalarında oluşan hasarın tahmin edilebilmesi için 20MnB4 malzemesinin kritik Cockcroft-Latham hasar değeri (~0,75) bilinmelidir. Yapılan simülasyon sonuçlarında elde edilen değerin çatlak oluşmadan dövme işleminin gerçekleştirilmesi için hasar değerinin bu değerin üzerinde olmaması beklenmektedir. Bu değerin altında dövme işlemi tamamlanan ürünler için dövme çatlak beklenmemekle birlikte zaman zaman malzeme kusurlarından kaynaklı olarak çatlak oluşmaktadır. 3. istasyonda meydana gelen hasar miktarı ve örnek noktalardan alınan değerler Şekil 5'te verilmiştir. Simülasyon hasar bulguları incelendiğinde maksimum hasar değeri 0,50 Cockcroft Latham olarak tespit edilmiştir. Bu değer malzemenin hasar eşik değeri olan 0,75 Cockcroft Latham değerinin çok çok altındadır. 2,8 mm eksen kaçıklığı sonucunda elde edilecek parçada dövme kaynaklı olarak bir çatlak oluşması beklenmemektedir.



Şekil 5. 3. istasyonda meydana gelen hasar miktarı ve örnek noktalardan alınan değerler.

3. ÜRETİM DENEMELERİ

Yapılan tasarım ve simülasyon çalışmaları doğrultusunda belirlenen teknik resimler ve uygun malzeme seçimleri neticesinde kalıp üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretim denemeleri sonucunda elde edilen istasyon numuneleri Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 6. İstasyon numuneleri.

Yapılan üretim denemeleri sonucunda elde edilen son ürün geometrisi ile ürün teknik resmindeki geometri tamamen benzerlik gösterdiği ve kontrollü eksen kaçırma mekanizmasının sonlu elemanlar programlarındaki gibi çalıştığı görülmüştür. İlk aşamada sonucunda 5000 adetlik ön üretim tamamlanmış ve kalıplarda herhangi bir deformasyon tespit edilmemiştir.

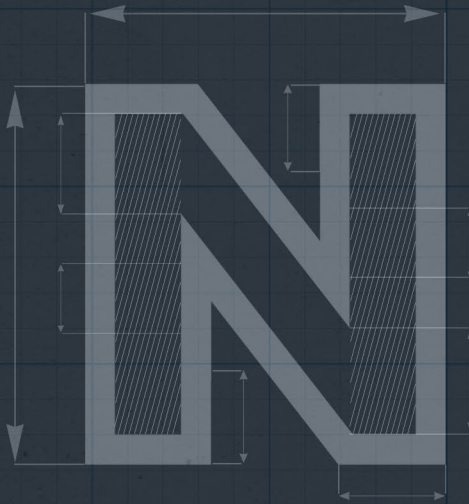
4. SONUÇLAR

Bu araştırmaya neticesi daha önce sıcak, ılık veya talaşlı imalat ile üretilebilen ekseni kaçık parçalar, geliştirilen eksen kaçırma mekanizması ile soğuk dövme ile üretilebilmektedir. Ürün üretebilmek için limit sadece ürünün malzeme özelliklerine bağlı olarak şekillendirilebilme ve sünek hasar limitleridir. Hasar limitleri ve şekillendirme kusurları dövme öncesi yapılacak simülasyonlar ile tespit edilebilecek ve tasarım aşamasında önlemleri alınabilmektedir. Günümüzde artan parça kullanımı, parça üretim maliyetleri ve ürün kalitesi düşünüldüğünde soğuk dövmenin kullanım alanı daha da artacaktır.

Ulusal alanda üretilemeyen ekseni kaçık bağlantılar bu çalışma ile üretilebilir hale getirilmiştir. Faydalı model başvurusu Türk Patent Enstitüsüne '2016/06010' başvurusu numarası ile yapılmıştır.

KAYNAKLAR

1. Çapan, L. (2010). Metallere Plastik Şekil Verme.
2. Dieter, G. E. (1988). MECHANICAL METALLURGY. (D. BACON, Ed.) LONDON.
3. Lange, K. (1985). Handbook of metal forming. (K. Lange, Ed.) McGraw-Hill Book Company, 1985, (Vol. 16).



A CASE STUDY FOR IMPROVING TOOL LIFE IN COLD FORGING: CARBON FIBER COMPOSITE REINFORCED DIES

*Sezgin YURTDAS
Umut İNCE
Cenk KILIÇASLAN
Hasan YILDIZ*





Research on Engineering Structures & Materials, 2016,
DOI: <http://dx.doi.org/10.17515/resm2016.24me2902>.

A CASE STUDY FOR IMPROVING TOOL LIFE IN COLD FORGING: CARBON FIBER COMPOSITE REINFORCED DIES

Sezgin Yurtdaş^{*1,2}
Umut İnce¹
Cenk Kılıçaslan¹
Hasan Yıldız²

¹Norm Fasteners Co., R&D Center, İzmir, Turkey

²Department of Mechanical Engineering, Ege University, İzmir, Turkey

***Corresponding author**

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2172
Fax: +90 232 376 76 13

ABSTRACT

Tool life affects the cost of the production significantly and it highly depends on shrink fitting conditions of die components in cold forging operations. The tensile strength of stress ring and shrink fitting rate of die insert are the most effective parameters on tool life. In this study, tool life of dies consisting of H13 steel stress ring were compared to dies with carbon fiber composite reinforced stress rings. Initially, two different composite dies were produced using Tenax-E IMS65 E23 24K 830tex and Tenax-J UMS40 F23 24K 800tex S carbon fibers by filament winding method. In order to determine the proper fiber orientation, numerical analysis of cold forging process were carried out on ABAQUS and SIMUFACT finite element softwares. According to numerical results, [90/±45/±15/90]_n fiber orientation was chosen for industrial application. It was found that the die made of Tenax-J UMS40 F23 24K 800tex S carbon fiber composite reinforced stress ring has the highest tool life and showed 25% higher tool life compared to conventional steel dies.

Keywords: Cold forging, Fasteners, Composite, Shrink fit, Tool life.

1. INTRODUCTION

Composite materials have become valuable structural materials in engineering due to their remarkable physical and mechanical behaviors [1]. Due to the recent improvements, composites have become highly preferred materials in automotive, aerospace, space and defense industries. Fiber reinforced polymer matrix composites are mostly used in engineering applications due to their good mechanical properties, high energy absorption capacity, fatigue strength, corrosion resistance, and high rigidity. Researches are mostly focused on usage of new materials as composite components and improving their mechanical properties. As a summary of these researches, fiber orientation was found to be most effective parameter on mechanical strength of fiber-reinforced composites [2]. Finite element simulations are extensively used to predict damage in the work piece during forming and tool life in metal forming operations. Numerical simulations are also efficient tools to determine the tool life of dies which greatly affect cost of forging operations. Input parameters to simulations like flow stress of work-piece material, forging velocity, friction conditions, mechanical properties of die materials and etc. have significant effects on the numerical results. Limiting parameters of shrink-fit method are compressive yield stress of insert material and tensile yield stress of stress ring. Forging companies have to utilize modern techniques that increases profitability to remain competitive in a global market. In the prediction of tool life, mathematical models are based on effective stress or strain [3]. E-glass and carbon fiber composite stress rings are used in different applications such as fixing oil pipes, building beams, and even mechanical parts of printing presses [4]. There are studies in the literature concerning the mechanical properties of composite tubes produced via filament winding method and the usage of these composites in design applications. Blast strength of composites consisted of carbon fibers were found to be higher than the composites with E-glass fibers and maximum blast strength was found in $[\pm 54]_3[90]_1$ fiber orientation. In addition to that, stress-strain curves and elastic modulus along circumferential direction were determined [5]. Fatigue tests were performed on die material and results were used to predict the tool life of the dies and the experimental results were coupled with finite element simulations [6]. In a study, a rotating bending fatigue test and a three bending fatigue tests were carried out on a fine grained WC/Co cemented carbide to estimate WC/Co fatigue crack growth behavior and fatigue lifetime. As a result of these experiments, S-N curves were determined at different stress ratios. Also it was seen that calculated S-N curves at different stress ratio values and results calculated using modified linear elastic fracture mechanics were seen to be in good agreement with the experimental curves [7]. In another study, tool life of cold forging dies with WC/Co die inserts were determined by using finite element simulations. Material flow, effective stress and strains were used to predict the tool life. As an extraction of these experiments, one of the most important modern technique is finite element method that determined the tool life and expedite the production process [8]. Numerical stress distribution was found to be comparable to experimental stress distributions and principle stress was predicted by using haigh diagrams. It was also seen that increasing the pre-stress pressure led to increase in tool life.

Prediction of cold forging tool life used in the production of fasteners is very crucial to decrease the production costs. Appropriate tool design for high tool life which is based on experience is very difficult for the first time production of a complex shaped fastener. Low cycle die damage

occurs when forging of complex shaped products having high added value and this leads high costs and production with low efficiency. At this point, it is crucial to increase tool life to lower the production costs of complex shaped products. Motivated by these facts, Tenax-E IMS65 E23 24K 830tex (IMS65) and Tenax-J UMS40 F23 24K 800tex S (UMS40) carbon fiber composites were used in stress rings instead of conventional tool steel to create higher compressive stress on the die insert surface in this study. Therefore, tool life of the cold forging dies were aimed to increase significantly. For this purpose, cold forging operation of a bolt was performed using both composite and conventional steel dies then tool life was compared.

2. MATERIALS AND METHOD

Schematic representation and the picture of a cold forging die are shown in Figure 1 (a) and (b). Here, Δ , RiSR and Ri are interference value of shrink fitting, inner radius of stress ring and radius of insert, respectively. A typical forging die consists of insert and stress ring as depicted in the figure. Inserts and stress rings of cold forging dies were assembled to each other by shrink-fitting method. In this method, insert is cooled down and the stress ring is heated up. The aim of the shrink-fit method is to create compressive stresses on the insert surface to get higher fatigue resistance.

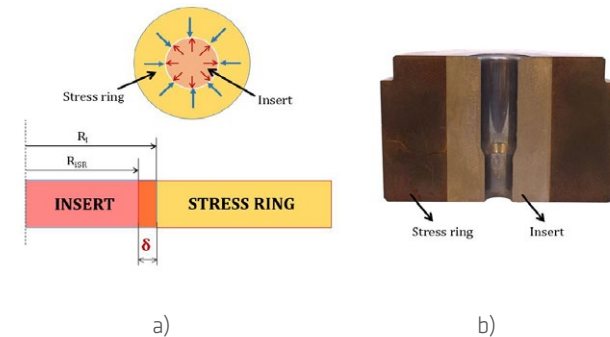
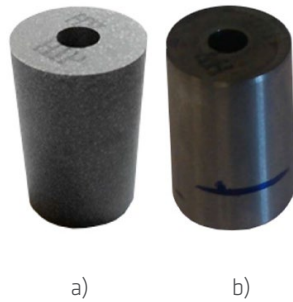


Figure 1. (a) Schematic representation and (b) cross-sectional picture of a cold forging die.

Die inserts used in this study were made of WC/Co (also called as G materials). Compressive yield stress of these materials ranges between 3100 and 3400 MPa. Mechanical properties of G55 (WC/27Co) are given in Table 1. Inserts were machined to achieve better surface condition and tight dimensional tolerance for shrink-fit operation. Insert material is shown in Figure 2 for raw and machined conditions respectively.

Table 1. Mechanical properties of G55 [9].

Chemical composition (Co % weight)	27
Density (g/cm ³)	12.95
Compressive strength (MPa)	3000
Young modulus (GPa)	440
Thermal conductivity (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	90
The average coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ K ⁻¹)	6.9

**Figure 2.** G55 insert; (a) raw and (b) machined.

Stress rings of conventional cold forging dies are made from H13 (DIN 1.2344) steel having tensile yield stress of 1300 MPa, approximately. Chemical composition and mechanical properties of H13 steel are given in Table 2 and Table 3, respectively.

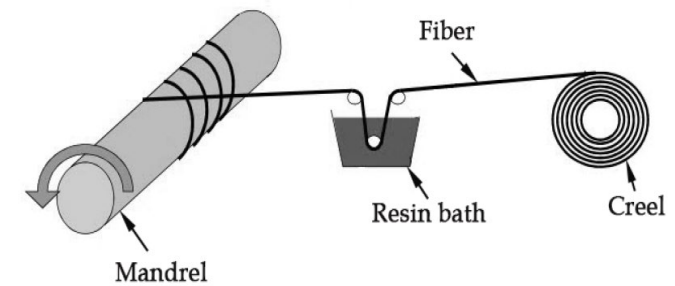
Table 2. Chemical composition of H13 [10].

C	Si	Mn	Cr	Mo	V
0.39	1.0	0.4	5.3	1.3	0.9

Table 3. Physical and mechanical properties of H13 [10].

Density (kg/m ³)	Young modulus (GPa)	Yield strength (MPa)		Tensile strength (MPa)	
		45 HRC	52 HRC	45 HRC	52 HRC
7.8	210	1280	1520	1420	1820

Filament winding method is based on fiber winding on a mandrel in which fibers are sunk into heated resin. Desired mechanical properties of fiber reinforced composite materials can be achieved by changing winding angle and production process is completed by winding enough number of fibers. In the following part, drying/curing process is carried out at room temperature or high temperatures in furnaces. Filament winding method is a fast and economically efficient method in which amount of resin can be controlled easily. In this method, orientation of fibers can be changed for each layer during winding process which gives mechanical strength to material in desired directions [11, 12]. Schematic representation of filament winding method is given in Figure 3.

**Figure 3.** Schematic representation of filament winding process.

In the design of composite stress rings, fiber orientations should be the same though the directions in which maximum tensile stresses are generated. Mechanical properties of UMS40 and IMS65 carbon fibers that were used as reinforcement elements of stress rings in cold forging process are given in Table 4.

Table 4. Mechanical properties of carbon fibers [13].

Mechanical properties	Tenax-E IMS65 E23 24K 830tex	Tenax-J UMS40 F23 24K 800tex S
Tensile strength (MPa)	6000	4700
Tensile modulus (GPa)	290	395
Elongation (%)	1.9	1.2
Density (g/cm ³)	1.78	1.79
Filament diameter (μm)	5	4.8

In this study, Huntsman Araldite MY740 and Aradur HY 918 having low viscosity and high mechanical properties were used as adhesive and hardener, respectively. Physical and chemical properties of adhesive and hardener are given in Table 5. After combining of carbon fibers and resin in winding method, curing process was applied to composite rings at 80 °C for 2 hours

firstly and 120 °C for 8 hours as follows. Photographs of carbon fibers and composite tubes are shown in Figure 4.

Table 5. Physical and chemical properties of adhesive and hardener [14].

Physical properties	Araldite MY740 adhesive	Aradur HY918 hardener
Viscosity (25°C)–(mPa.s)	10,000-14,500 ISO 12058	50-80 ISO 12058
Density (25°C)–(g/cm ³)	1.15-1.20	1.18-1.24
Mixing ratio (weight)	100	80
Flash point (°C)	>200	159

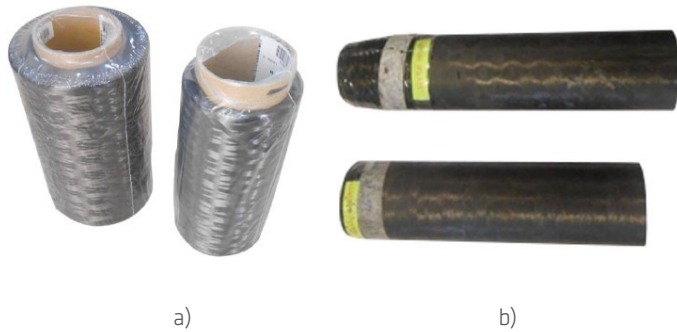


Figure 4. UMS 40-IMS 65 carbon fiber rolls (a) and composite tubes with fiber orientation of $[90/\pm 45/\pm 15/90]_n$ (b).

Determination of ratio between fiber and matrix materials in a composite is so essential to achieve desired mechanical properties. At this point, mechanical behavior of composite material is improved by increasing the volume of fibers while fiber holding ability of matrix material is decreased with increasing fiber content in the composite. By considering this fact, fiber content in stress rings was selected as 55% in the study.

3. DESIGN OF FORGING DIES AND STATIONS

In the design process of cold forging of fasteners, the highly required facts are experience and usage of modern design tools like CAD and CAE. The fastener (bolt) which was formed by using carbon fiber composite reinforced dies has four forging stations; i) pre-taper, ii) taper, iii) pre-heading and iv) heading steps. Bolt shapes in all forging stations are shown in Figure 5. Considering the whole forging process of the shown bolt, carbon fiber composite stress ring was

used in the 4th forging station (stationary heading die) as shown in Figure 6.

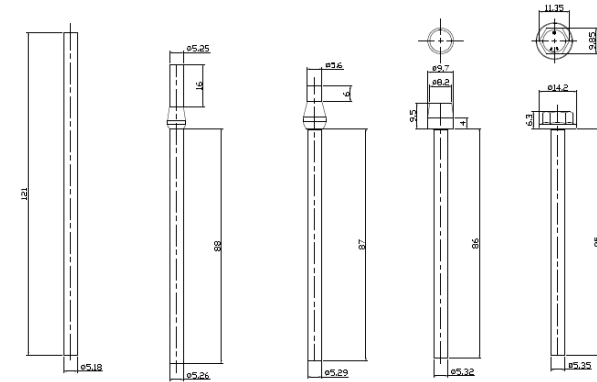


Figure 5. Preformed shapes of the bolt in four forging stations.

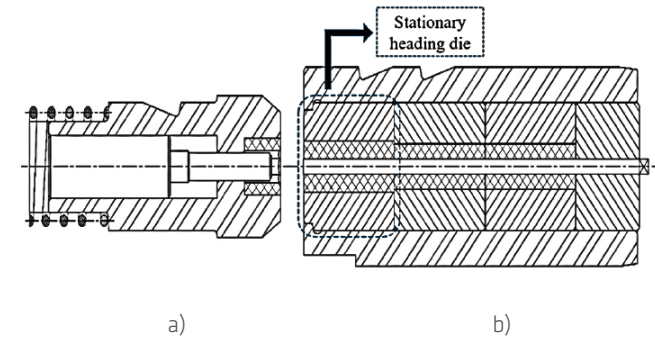


Figure 6. 4th forging station; (a) moving and (b) stationary dies.

4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1. Analysis of Shrink Fitting

There are analytically developed methods available in the literature for optimization of shrink fitting of dies. However, these methods give poor predictions for dies having complex geometries. For any forging condition, certain shrink fitting ratios are prescribed when dies with complex geometries are present to carry out operations safely. Numerical simulations are also useful tools to determine these specific shrink fitting values. Conventional shrink fitting ratio

is generally taken as 0.5%. Usage of carbon fiber composite reinforced stress rings allow us to use higher shrink fitting ratios than 0.5% due to high tensile yield strength of carbon fiber composites. Numerical simulations showed that shrink fitting ratio of 2.857% for UMS40 and 3.429% for IMS65 carbon fiber stress rings can be achieved. By using these shrink fitting ratios, numerical stress analyses of press fit operation were carried out with ABAQUS finite element software. Distributions of minimum principle stress on dies for different ring material are shown in Figure 7. When these shrink fitting ratios were applied, compressive residual stresses were seen to increase approximately 18% in contrast to shrink fitting ratio of 0.5% for both cases. This leads to decrease in tensile strains which results a significant increase in tool life.

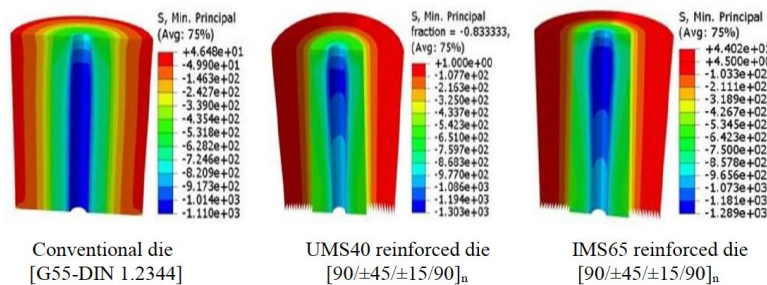


Figure 7. Distributions of minimum principal stress in dies after shrink fitting.

4.2. Prediction of Tool Life

In this part of the study, increased shrink fitting ratios were applied to the 4th stationary heading die to determine tool life. Morrow equations [15] were used for tool life calculations of WC/Co die insert material. In the models, materials for insert and stress ring were taken as G55 and H13, respectively and they were modeled as linear elastic. Work piece material was selected as 20MnB4 steel alloy. Three stations were modeled in 2D axisymmetric while the 4th station was modeled in 3D. In the simulations, calculated stresses in the work piece in previous stations were transferred to next stations to consider the pre-forming effects. In these analysis, shrink fit ratios are higher than the conventional ones. Here, approximately 7‰ shrink fitting ratio was used. Forging was conducted with 7‰ shrink fitting ratio numerically and distributions of minimum and maximum principle stresses on the stress ring and insert are shown in Figure 8(a) and (b), respectively. As depicted in the figure, both principal stresses were found to be lower than yield stress of insert and stress ring materials. When the results were compared to generated stresses on dies having 5‰ shrink fitting ratio, it was found that die stresses decreased approximately 18%.

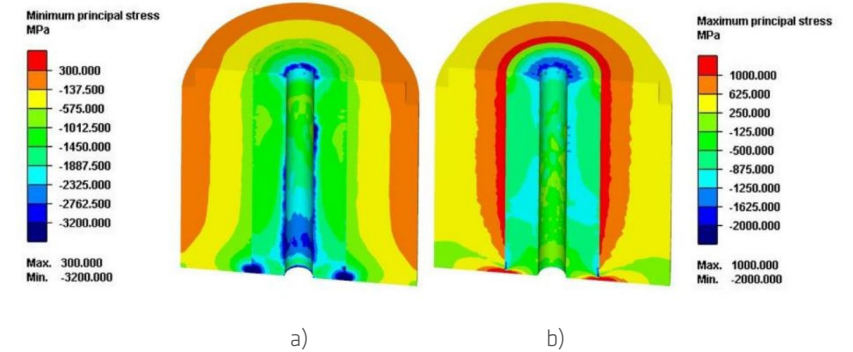


Figure 8. Distribution of (a) minimum and (b) maximum principal stresses.

4.3. Preparation of Dies and Forging Trials

Technical drawings of die insert and stress ring designed to be used in numerical calculations are shown in Figure 9. In the machining process of composites, proper cutting tools were selected and used. Inner diameters of carbon fiber composite reinforced stress rings are given in Table 6.

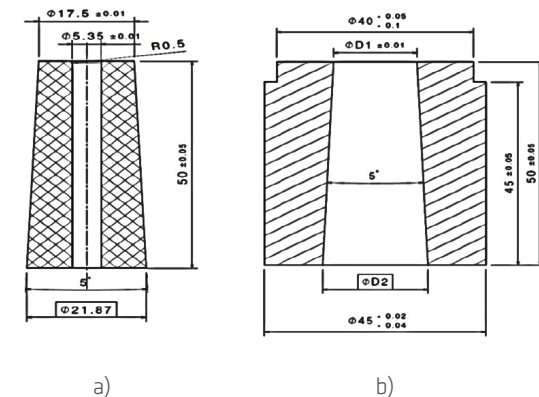
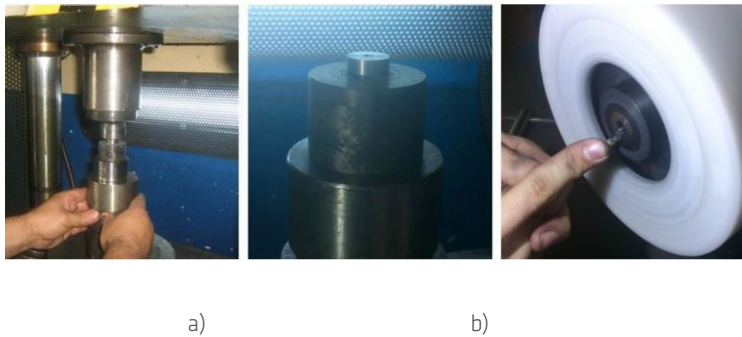


Figure 9. Technical drawings of (a) die insert and (b) stress ring of 4th station heading die.

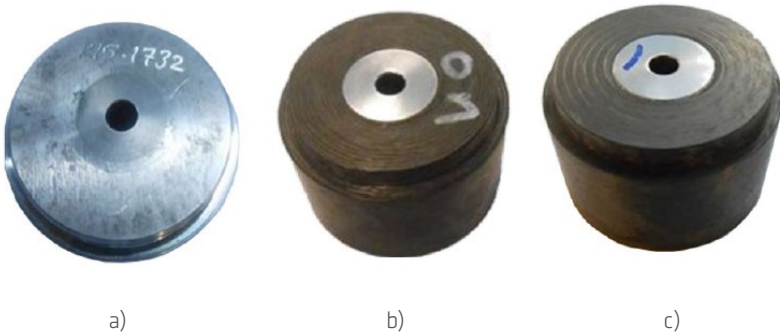
Table 6. Geometric values of stress ring drawing.

	UMS40	IMS65
ØD1	Ø17.00	Ø16.90
ØD2	Ø21.37	Ø21.27

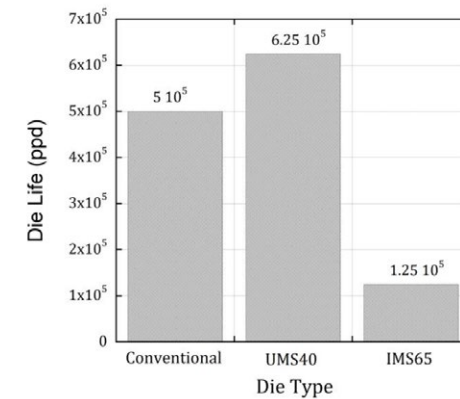
After shrink fitting process at press machine, the surfaces of dies were polished as shown in Figure 10. Polished dies were then assembled to forging machine for trial applications.

**Figure 10.** (a) Press fitting and (b) surface polishing.

Conventional die having H13 stress ring, UMS40 and IMS65 carbon fiber composite stress rings having $[90/\pm 45/\pm 15/90]_n$ fiber orientation with G55 die insert are shown in Figure 11(a), (b) and (c), respectively.

**Figure 11.** (a) Conventional, (b) UMS40 and (c) IMS65 composite dies.

Before application of composite dies, tool life of conventional dies was determined and estimated as 500.000 ppd (parts per die). First application was conducted with die having $[90/\pm 45/\pm 15/90]_n$ fiber oriented UMS40 carbon fiber composite. Tool life of this die was determined as 625.000 ppd (approximately 25% higher production value). However, fiber abrasion which leads to loosening of shrink fitting between stress ring and die insert was observed. Due to this situation, deviation of die insert led to complete die failure. Lastly, IMS65 composite die was used in the forging application and the die experienced failure after completing 125.000 ppd. Tool life of dies are given in Figure 12.

**Figure 12.** Tool life of metal and composite dies.

Stereo zoom microscope images of failed composite stress rings are given in Figure 13. During the forging of the work-piece in each station, a part of plastic deformation energy is converted to heat which leads to increase the material temperature. Because of that, abrasion occurred on the carbon fiber composite reinforced die stress ring surface due to exceeding the resin glass transition temperature during cold forming process. Therefore, shrink fit ratio between die insert and stress ring was decreased and flexure began on the die leading to out of distortion tolerance. As a result, dies having carbon fiber composite reinforced stress ring failed. According to the productions trials conducted with UMS40 carbon fibers showed better strength and resistance than IMS65 carbon fibers. Tool life of die with UMS 40 carbon fiber composite was determined to be approximately 5 times longer production value.

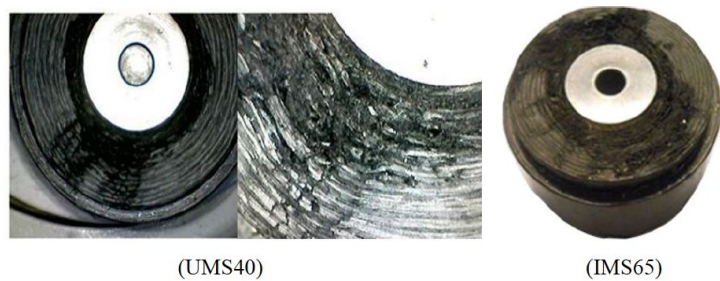


Figure 13. Stereo zoom microscope images of composite dies.

5. CONCLUSIONS

In the cold forging process of fasteners, tool life can be very low due to complexity of forged parts. This leads to significant increase in production costs. In recent years, composite materials become popular in engineering applications due to their mechanical properties such as high strength to density ratios. In this study, composite tubes have chosen and produced by using IMS65 and UMS40 carbon fibers due to the high strength and high Young modulus. These were then used as stress rings in cold forging dies and tool life were compared to conventional H13 dies. Stress and forming analysis were carried out with ABAQUS and SIMUFACT finite element softwares. According to investigations, below conclusions were drawn from the study;

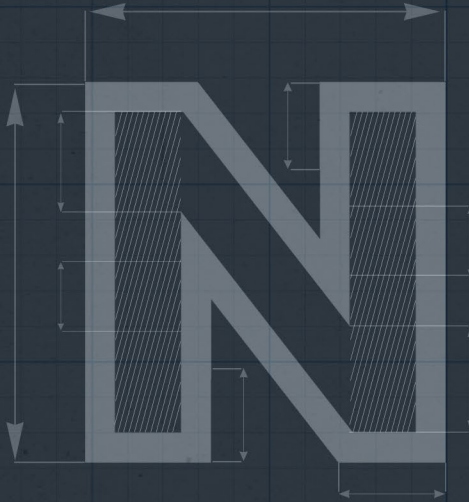
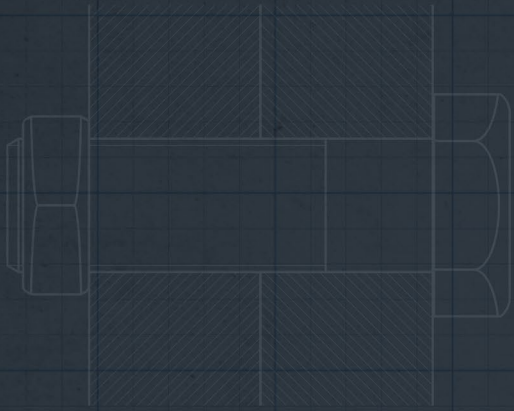
- It was found that the proper fiber orientation for this application was determined as $[90/\pm 45/\pm 15/90]_n$.
- It was determined that fiber content about 55% is adequate to use in composites for stress ring application.
- By using composites in dies, the minimum compression stress on the die insert was increased approximately 18% compared to conventional steel dies.
- Tool life of UMS40 composite die was 5 times higher than IMS65 composite die.
- It was determined that stress rings with UMS40 and IMS65 have approximately 33% and 14% higher cost than conventional steel dies, respectively.
- Composites were seen to applicable to forging dies however production cost of composite dies and total die consumption should be considered and compared for industrial application.

ACKNOWLEDGMENTS

This study was supported by The Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK- Project number: 5130006). The authors also thanks to employees of NORM CIVATA Co.

REFERENCES

1. Smith WF. Malzeme Bilimi ve Mühendisliği, Literatür, İstanbul, Türkiye, 2001.
2. Demirel A. The characterization of carbon fiber reinforced epoxy composite materials, Msc Dissertation, Gazi University, 2007.
3. Ahn SH, Kim TH, Kim BM, Choi JC. A study on the prediction of fatigue life in axi-symmetric extrusion die, Journal of Materials Processing Technology, 1997; 71: 343-349.
4. Lesmana DS. Case study of a composite sleeve application as permanent pipeline repair, Petromin Pipeliner, 2012; Jan-Mar: 30-36.
5. Karpuz P. Mechanical characterization of filament wound composite tubes by internal pressure testing. Ph.D. Dissertation, Middle East Technical University, 2005.
6. Tong KK, Goh CS, Fu MW, Muramatsu T, Yong MS. Predictive methods and improvements in die life for cold forging, 2004, STR/03/005/FT.
7. Mikado H, Ishihara S, Oguma N, Masuda K, Kitagawa S, Kawamura S. Effect of stress ratio on fatigue lifetime and crack growth behavior of WC-Co cemented carbide, Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 2014; 24: 14-19.
8. Kawahara J, Matsumoto R, Mori S, Osakada K. Predicting Fatigue Life of Carbide Tool Using Elastic-Plastic FEM, Proceedings of the 44th International Cold Forging Group Plenary Meeting, 2011, 55-59.
9. Ceratizit, Wear parts complete programme, http://www.ceratizit.com/uploads/tx_extproduct/files/GD_KT_PRO-0272_0915_SEN_ABS_V1.pdf, last accessed: 20.05.2016
10. Bohler Uddeholm, AISI H13 hot work tool steel, http://www.bucorp.com/media/H13_data_sheet_09032013.pdf, last accessed: 24.08.2015.
11. Strong AB. Fundamentals of Composite Manufacturing Materials, Methods and Applications, Society of manufacturing engineers, Dearborn, United States, 2008.
12. Dave RS, Loos AC. Processing of Composites, Hanser publisher, Munich, 2000.
13. Toho Tenax, Properties of tenax filament yarn, <http://www.tohotenax.com/tenax/en/products/standard.php> last accessed: 24.08.2015.
14. Huntsman, Advanced materials high performance components,
15. http://www.huntsman.com/advanced_materials/Media%20Library/global/files/2015%20US%20High%20Performance%20Components%20Brochure.pdf, last accessed: 24.08.2015.
16. Saroosh MA, Lee HC, Im YT, Cohoi SW, Lee DL. High cycle fatigue life prediction of cold forging tools based on workpiece material property, Journal of Materials Processing Technology, 2007, 191:178-181.



FAILURE ANALYSIS OF COLD FORGED 37CR4 ALLOY M10X28 BOLTS

Cenk KILIÇASLAN
Umut İNCE





Engineering Failure Analysis
(2016) 70, pp. 177-187

FAILURE ANALYSIS OF COLD FORGED 37CR4 ALLOY M10X28 BOLTS

Cenk Kılıçaslan*¹
Umut İnce¹

¹Norm Fasteners R&D Center, Norm Fasteners Co., A.O.S.B., İzmir, Turkey.

*Corresponding author

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2169
Fax: +90 232 376 76 13

ABSTRACT

This paper covers experimental and numerical studies on the crack evolution on cold forged 37Cr4 high strength steel M10x28 bolts. Numerical simulations of forging operations were prepared on SIMUFACT FORMING finite element software. Failure evolution in simulations was predicted by using Cockroft-Latham damage criteria. Possible surface defects on work-pieces were also considered in the study. Artificial surface defects were generated on work-pieces by using electric discharge machine to determine the effects of defects on crack formation and propagation. As followings, numerical predictions on crack evolution were verified by conducting forging experiments. It was determined that deviation of the punch during forging led the formation of shear cracks on the bolt head. Artificial surface defect was found to trigger crack evolution and effected the shape and propagation of the crack. Shear cracks propagated though the head of the bolt with 52° inclination angle while cracks triggered by surface defect propagated perpendicularly though longitudinal axis of the bolt.

Keywords: Cold forging; bolt; damage; crack; failure

1. INTRODUCTION

Cold forging is a net-shape forming method which allows designers to create parts with high production rates and good mechanical strength. As a result of improvements in forging technology, complex parts like nonstandard bolts and nuts, ball studs, and gears can be formed with better mechanical properties and geometrical accuracy. Progress in metal forming operations in last decade can be found in the review paper written by Jeswiet et al. [1]. Although cold forging is a favorable metal forming method due to its many advantages, crack evolution on forged parts is an obstacle to form complex shapes and get higher reduction ratios. In addition to these, undetected internal and external failures on cold forged fasteners may lead serious accidents and injuries. Therefore, it is crucial to understand reasons and types of crack evolution on cold forged fasteners. Factors that affect the failure evolution in cold forging operations can be listed as followings; i) improper die designs, ii) high reduction ratios in pre-heading process, iii) insufficient ductility of work-piece material, iv) improper selection of forging conditions like high or low ram speed, insufficient lubrication and poor die surface conditions and etc., v) work-piece material defects (micro/macro surface cracks, wire drawing die scars, presence of inclusions). Among these, failure evolution was found to be highly depended on inclusions in the metal matrix [2].

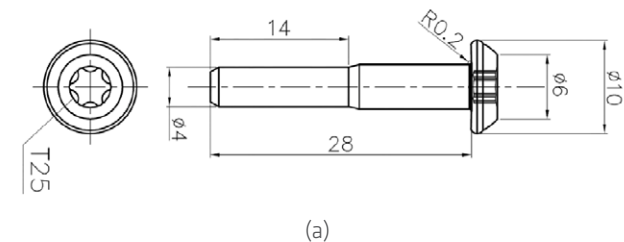
Researches in the literature are mainly focused on ductile crack evolution, effects of inclusions [3-10] and predictions of forging failures by using finite element simulations [2, 11-28]. In cold forging simulations, Cockcroft-Latham [29] damage model which is based on maximum principle stress is widely used to predict the evolution and the location of cracks. Boyer et al. [3] modified Rice and Tracey damage model by including the effect of shear stress to predict void formation in the ductile metals. General information on continuum damage mechanics on crack initiation in metal forming can be found in the study of Peerlings et al. [30]. Teng et al. [6] conducted split Hopkinson Bar tests on C-shaped specimens to investigate adiabatic shear band formation (ASB) and the effects of ASB on crack formation were determined both experimentally and numerically. Their study showed that deformation rate was found to be very effective on the formation of ASB and cracks were seen to be initiated and propagate from these hot adiabatic shear bands. Samolyk et al. [20] investigated crack evolution on aluminum work-piece in orbital forging process by conducting numerical simulations which were prepared in DEFORM finite element software. Cockcroft-Latham model was used as damage criteria. As a result of severe plastic deformation, deep and radially propagated cracks were seen on the surface of the parts. Maximum damage was seen to occur on the locations of cracks in the simulated parts. Their study was also showed that applied heat treatment was seen to increase failure strain of the work-piece. Sabih and Nemes [17] studied the evolution of cracks in the work-piece during heading operation. The investigations showed that formation of ASB was seen to trigger the propagation of cracks formed during heading. Elkoca and Cengizler [31] investigated crack formation on cold forged components of rear brake by using microscopic analyses. Examinations showed that sulfide inclusions were found to be responsible of ductile fractures on the part.

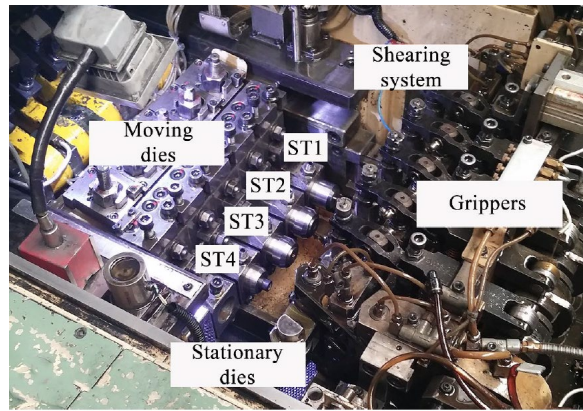
Despite there have been quite many studies about failure evolution in metal forming processes

in the literature, a few investigations has been made on crack initiation and fracture on cold forged high strength steels. Moreover, no investigation which considers the effects of initial raw material defects on the crack evolution during cold forging of fasteners has been found. Motivated by these facts, crack evolution on 37Cr4 alloy M10x28 bolts was investigated experimentally and numerically. In the first part of the study, damaged bolts were analyzed in macro level and initiation and propagation of cracks were determined. Numerical models were then prepared in SIMUFACT FORMING finite element code and Cockcroft-Latham damage model was used for the failure evolution. Artificial surface defects were generated on a part of work-piece longitudinally by using electric discharge machine to determine the effects of surface defects on crack evolution. Simulation results were also compared to bolts formed in forging experiments.

2. FORGING PROCESS AND CRACK EVOLUTION

M10x28 bolts are produced with cold forging method by using annealed 37Cr4 high strength steel rods in NORM Fasteners Company. Technical drawing of the bolt is shown in Figure 1(a). Forging process of bolts were performed on a forging machine having a maximum capacity of 400 kN (~40 tones). As seen in Figure 1(b), forging machine consists of work-piece shearing mechanism, grippers, stationary and moving dies. Each die couple is called as forging station (ST). Forging operation starts with shearing of work-piece. The sheared work-piece is then transferred to stationary die of first forging station (ST1) by grippers. Moving die push the work-piece and force it to flow through the cavity of stationary die. At the end of the deformation ejectors pushed out the deformed part and grippers puts the part to the next station. This process is repeated at every cycle. Steps in cold forging of the bolt is shown in Figure 2. Forming operation starts with reduction of the cross-sectional area of the work-piece in the first station. Here, the initial diameter of the work-piece, 5.15 mm, was reduced to 4.65 mm. In the following station, heading was performed and the final shape of the head and socket is given in 3rd station.





(b)

Figure 1. (a) Technical drawing of M10x28 bolt and (b) picture of forging machine.

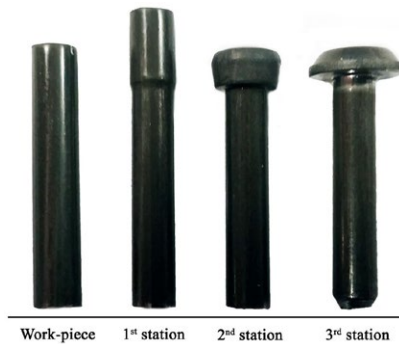


Figure 2. Forging steps of M10x28 bolts.

The pictures of damaged bolts are shown in Figure 3(a). As seen from the Figure, the cracking started on the socket section and propagated radially. After the crack reached the diameter of the bolt head, it extended transversely through axial direction. Crack propagation was found to be changing between $\sim 48^\circ$ - 54° corresponding average of 52° . The top view of the bolts was compared to its CAD model to determine any deviation from the designed geometry as shown in Figure 3(b). It was seen that punch deviated from its axis during forging and caused unsymmetrical plastic deformation of the bolt head. As it can be seen in Figure 3(b), socket section experienced severe plastic deformation before the fracture of the bolt head which indicates that fracture type is ductile. The origins of CAD model and the actual bolt were compared for twenty samples and punch deviation was found to change between 0.5 and 1 mm.

Punch deviation during forging may be resulted as; i) improper adjustment of forging dies by the operator, (ii) gaps in the punch mechanism due to abrasion of machine parts and iii) severe vibrations generated by the neighbor forging machines in the production area.



Figure 3. Crack evolution on the bolt; (a) top and front view and (b) comparison of the damaged bolt and CAD model.

3. NUMERICAL MODELLING

Thermo-mechanical forging simulations were prepared in finite element software SIMUFACT FORMING. In forging simulations, formed part in a station was used as work-piece in next station. Numerical models of forging stations are shown in Figure 4. In numerical models, work-piece was modeled as plastic while moving and stationary dies were modeled as rigid materials. Due to axi-symmetric geometry of the work-piece, simulations were conducted in 2D for 1st and 2nd forging stations. In last forging station, simulation was carried out in 3D and only half part of the work-piece was modeled by applying symmetry condition to avoid long CPU times. Flow stress curves of 37Cr4 alloy at temperatures of 20, 100 and 200 °C between strain rates of 0.001 and 0.1 s⁻¹ were used to model the material behavior in numerical simulations. Flow stress versus plastic true strain curves of 37Cr4 alloy at strain rate of 0.001 s⁻¹ are shown in Figure 5. The yield and ultimate tensile strength of 37Cr4 alloy at room temperature are 330 and 635 MPa, respectively. Cockroft-Latham damage model was applied in all simulations to predict the location of crack initiation. The normalized Cockroft-Latham criterion is expressed in the following expression;

$$D = \int_0^{\epsilon_f} \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{eff}}} d\epsilon_p \quad (1)$$

where, D , ϵ_f , $\sigma_{\max}$, σ_{eff} and ϵ_p are material damage value, fracture strain, maximum principle stress, effective stress and plastic strain, respectively. Compression tests were performed on the cylindrical 37Cr4 steel specimens at strain rate of 0.001 s⁻¹ to determine the material damage constant. At first, fracture strain was detected on compression tests. Then, compression test was simulated numerically and CL material damage value was determined in accord to

predetermined fracture strain. As a result of experiments and simulations, cracking was assumed to be initiated when D is between 0.7 and 1 for 37Cr4 steel. In this study, fracture was assumed to be formed when material damage constant is equal to unity. Temperature dependent Coulomb friction coefficient given in reference [32] was used in the simulations. Finite element meshes of 2D and 3D models were shown in Figure 6(a) and (b), respectively. Quad elements were used in 2D simulations while tetrahedral elements were used in 3D models. In metal forming simulations, it is very crucial to use proper number of elements to get accurate metal flow with reasonable CPU calculation times. For this purpose, mesh sensitivity analysis were carried out for both 2D and 3D simulations. As a result, 3500 and 51000 numbers of quad and tetrahedral elements were used in 2D and 3D simulations. In 3D analysis, the bolt head was meshed by using smaller elements as seen in Figure 6(b) to decrease CPU calculation time. In numerical study, punch was also deviated from its original axis as observed in the damaged bolts as shown in Figure 7(a)-(c). Three levels of deviation was defined to the punch as 0.5, 0.7 and 1 mm.

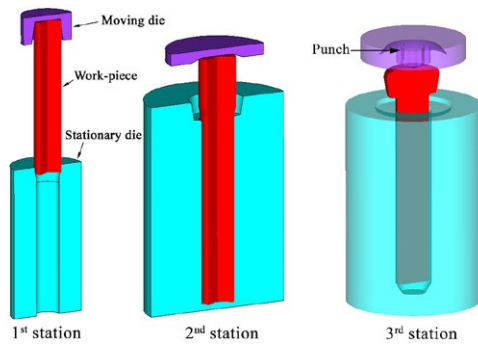


Figure 4. Numerical models of forging stations

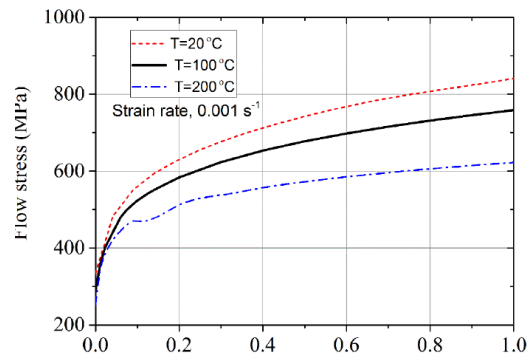


Figure 5. Flow stress versus true plastic strain curves of 37Cr4 alloy at different temperatures.

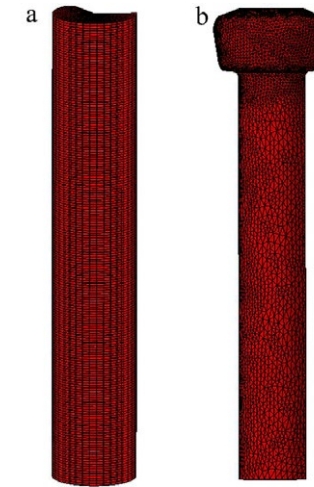


Figure 6. Finite element mesh of work-piece; (a) 2D quad and (b) 3D tetrahedral elements.

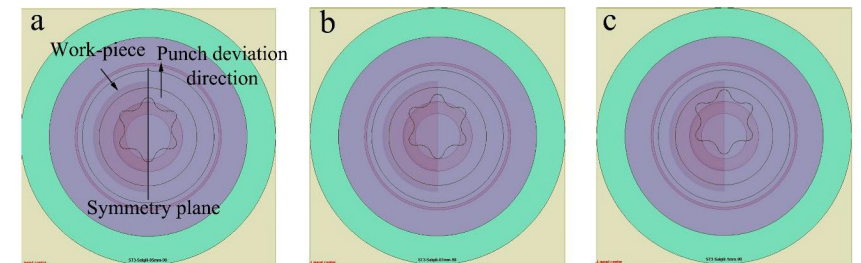


Figure 7. Punch deviation in 3rd station; (a) 0.5 mm, (b) 0.7 mm, and (c) 1 mm.

4. FORGING EXPERIMENTS

Forging experiments were conducted in NORM Fasteners Company in İzmir/Turkey by using a horizontal mechanical forging machine. The maximum deformation speed of the machine is 740 mm/sec. Parts were deformed at maximum speed in each station and corresponding strain rate was calculated as 21 s^{-1} . The forging operation was conducted at room temperature, 25°C , however the ambient temperature in the deformation area reaches 40°C due to heat dispersed from the machine. In order to decrease the friction between work-piece and dies and cool down

the dies, lubricant oil containing molybdenum disulfide (MoS_2) was used during forging. In the first part of the experiments, axis of the punch on the 3rd station was adjusted delicately to coincide with the axis of the forged part. As followings, punch was deviated as 0.5, 0.7 and 1.0 mm from the axis.

Longitudinal defect was generated on a part of work-piece by using computer numerical controlled electric discharge machine (EDM) to determine the effects of macro raw material defects on crack evolution. Each specimen was attached to the EDM and the wire having 0.25 mm diameter was pushed to the surface of the specimen to form a low depth channel as shown in Figure 8.

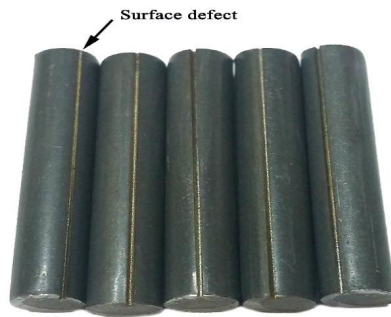


Figure 8. Picture of work-pieces having longitudinal surface defect.

5. RESULTS AND DISCUSSIONS

Figure 9 shows formed parts in each station and distribution of effective plastic strain. As seen from the figure, work-piece material fulfilled the die cavity properly at each station and no forming mistakes were determined. Maximum plastic strain values occurred in the socket section in 3rd station as expected. Plastic strain values were found to be between 1.3 and 2 on the bolt head which showed that there is no severe plastic deformation on this area leading to severe strain hardening and failure. Maximum plastic strain, ~3, was found on the bottom of the socket and radius under bolt head.

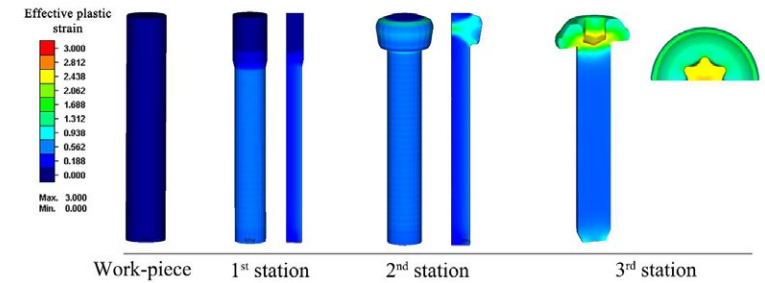


Figure 9. Distribution of effective plastic strain on parts in each station.

Cockroft-Latham damage parameter distribution on the bolt head at varying punch deviation is shown in Figure 10. When punch was on its original axis, damage value on the bolt head was not reached to unity (Figure 10(a)). Here, maximum damage was around 0.6. However, damage value started to increase and reached maximum critical value with increasing punch deviation. When punch deviation is between 0.5 and 0.7, maximum damage values were located on the edges of socket corners and flange part of the bolt as seen in Figure 10(b) and (c). At these punch deviations, observed crack formation was not predicted. At 1 mm punch deviation, maximum damage value distribution start to form on the head and propagates through flange same as experimentally observed cracks depicted in Figure 3. Damage parameters were collected from the top of the head to the flange for each model (Figure 11(a)) and the graph was given in Figure 11(b). As seen from Figure 11(b), punch deviation led to increase the damage parameter significantly. Maximum damage value (~4,6) was seen in the model in which punch deviation is equal to 0.5. It is interesting to note that increasing punch deviation from 0.5 to 0.7 and 1.0 mm led to decrease maximum damage value to 3.7 and 2.5, respectively between points 9 to 13. As seen from Figure 10, deformation is highly localized in a small area for 0.5 mm punch deviation. With increasing punch deviation, the area subjected to same deformation energy increases and results lower maximum principle stress leading to decrease in damage value.

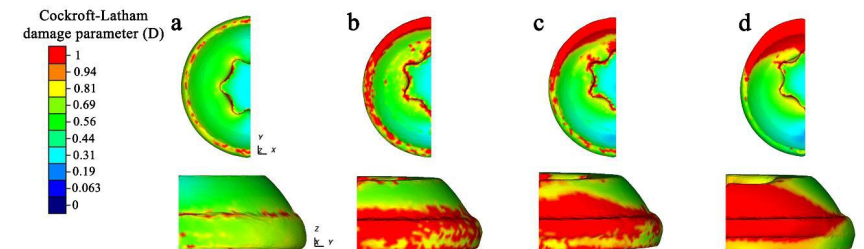


Figure 10. Distribution of Cockroft-Latham damage parameter for punch deviation of; (a) 0, (b) 0.5, (c) 0.7 and (d) 1 mm.

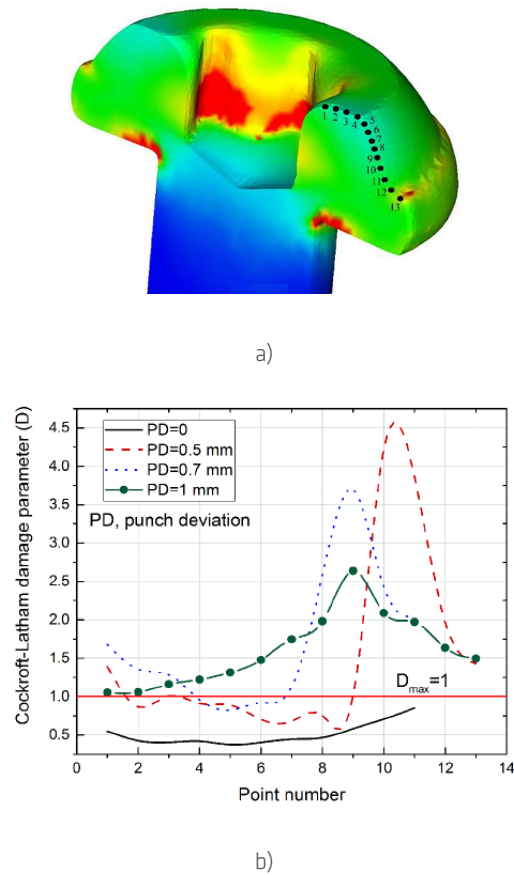


Figure 11. (a) Sampling points on the bolt and (b) damage parameter versus sampling point number graph.

Figure 12(a) shows forging force versus stroke curves at varying punch deviations at 3rd forging station. As shown in the graph, forging force linearly increases until stroke of 4.5 mm, then sudden increase was seen due to forming of final shape of the head and flange. Due to the large number of fluctuations on the forging forces, it is hard to compare the curves. For clarification, energy versus stroke curves were calculated and presented in Figure 12(b). As depicted in the figure, forging energy was seen to decrease when punch deviation increases as a result of flow of material in flange section though outside of stationary die as seen in Figure 10(c) and (d).

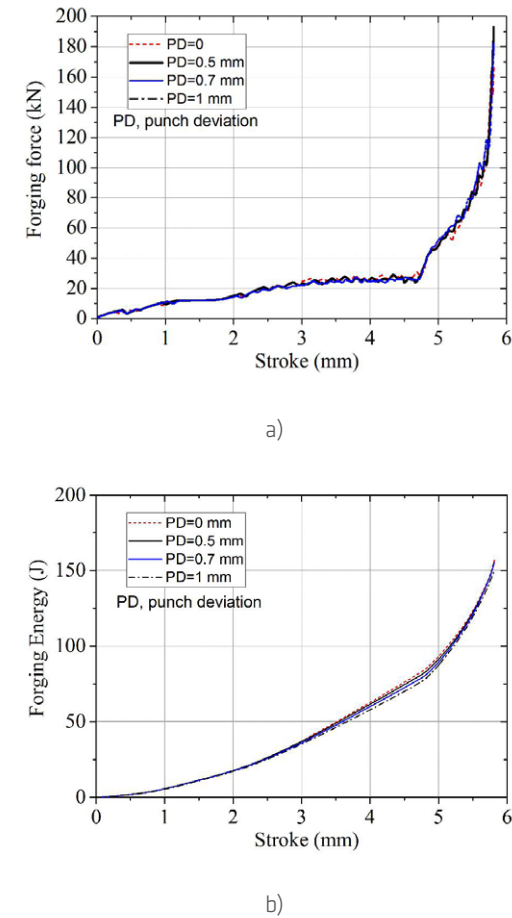


Figure 12. (a) Forging force-stroke and (b) energy-stroke curves at varying punch deviations in 3rd station.

Figure 13(a)-(c) shows experimental and numerical crack locations for varying punch deviations. As seen in Figure 13(a) and (b), simulations predicted crack initiation and propagation from the corners of the socket section for 0.5 and 0.7 mm punch deviation as depicted in the figure with square windows. Experiments conducted with these punch deviations validated this prediction. Capillary-shaped micro cracks were generated as depicted with red arrows. Above 0.7 mm punch deviations, crack was initiated on the top of the bolt head and propagated through flange as seen in Figure 13(c). This was well approximated by the simulation as crack propagation angle of 53° which is very close to experimental value. Figure 14(a) and (b) compares the crack morphology

occurred on the bolt heads as a result of work-piece surface defect and punch deviation. As depicted in the figure, the crack formation and morphology was seen to be different for each damaged bolts. While surface defect caused a perpendicular cracking on the head, punch deviation led a shear crack which propagates through the flange with inclination.

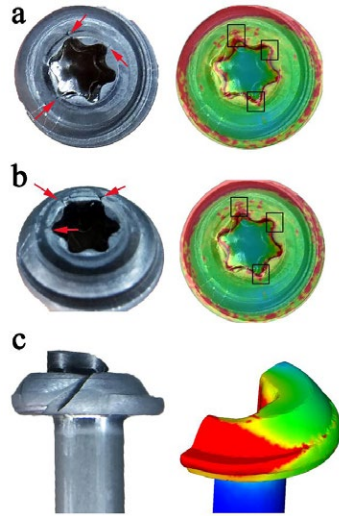


Figure 13. Comparison of evaluated cracks at punch deviations; (a) 0.5, (b) 0.7 and (c) 1 mm.

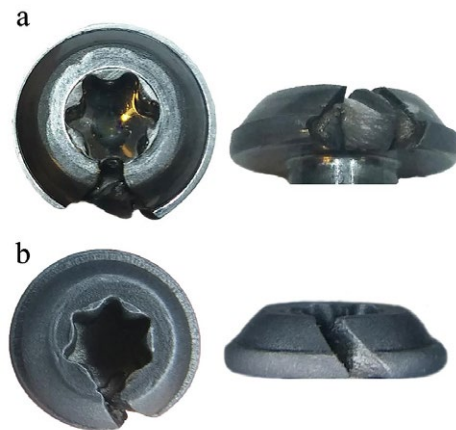


Figure 14. The pictures of crack morphology generated on bolts as a result of; (a) surface defect on work-piece and (b) punch deviation.

Damages in structures and mechanisms are mainly caused by fastener failures. Although corrosion plays a significant role on loss of the integrity and function of fasteners, manufacturing defects have also significant effects on the failure of the fasteners. As shown in this study, micro and macro cracks may occur on the bolts which lead complete failure of the fastener. In addition to that crack types should be grouped as to the reasons of crack evolution like work-piece material defects or improper forging conditions for the sake of improvement of the cold forging sector. By this way, manufacturers may increase the reliability of their products and take preventive actions to eliminate further safety problems.

6. CONCLUSIONS

In this study, crack formation on cold forged M10x28 bolts were investigated both experimentally and numerically. In the first part of the study, damaged bolts were analyzed in macro level and initiation and propagation of cracks were determined. Numerical models of forging operations were prepared using SIMUFACT FORMING finite element software and Cockcroft-Latham damage model was used to predict the failure evolution. Lastly, artificial surface defects were also formed on work-pieces by using electric discharge machine and crack shape-propagation were compared to cracks generated by punch deviation. Based on investigations, the following conclusions were drawn;

- Punch deviation significantly effects the crack initiation on the head of the bolts.
- Between 0.5 and 1 mm punch deviations, micro cracks were generated on the socket section. This may lead macro cracks on the bolts during heat-treatment processes.
- While increase in punch deviation triggered the crack propagation through flange section of the bolt and led a macro crack, forging energy was seen to decrease as a result of non-homogenous flow of the material.
- Crack morphology and propagation on the bolt head was seen to be dependent on work-piece defects and punch deviation. Macro surface defect was seen to lead perpendicular cracking while punch deviation generated shear cracks.

COMPLIANCE WITH ETHICAL STANDARDS

Funding

The authors received no funding for the research, authorship and/or publication of this article.

Conflict of Interest

The authors declared that they have no conflicts of interest.

REFERENCES

1. J. Jeswiet, M. Geiger, U. Engel, M. Kleiner, M. Schikorra, J. Duflou, R. Neugebauer, P. Bariani, S. Bruschi, Metal forming progress since 2000, CIRP J. Manuf. Sci. Technol. 1(1) (2008) 2-17.
2. L. Zhang, B.G. Thomas, Evaluation and control of steel cleanliness—review, Proceedings of the 85th Steelmaking Conference, Warrendale, PA, 2002, pp. 431-452.
3. J.-C. Boyer, E. Vidal-Sallé, C. Staub, A shear stress dependent ductile damage model, J. Mater. Process. Technol. 121(1) (2002) 87-93.
4. K. Siruguet, J.-B. Leblond, Effect of void locking by inclusions upon the plastic behavior of porous ductile solids—I: theoretical modeling and numerical study of void growth, Int. J. Plast. 20(2) (2004) 225-254.
5. K. Siruguet, J.-B. Leblond, Effect of void locking by inclusions upon the plastic behavior of porous ductile solids—part II: theoretical modeling and numerical study of void coalescence, Int. J. Plast. 20(2) (2004) 255-268.
6. X. Teng, T. Wierzbicki, H. Couque, On the transition from adiabatic shear banding to fracture, Mech. Mater. 39(2) (2007) 107-125.
7. M. Brünig, O. Chyra, D. Albrecht, L. Driemeier, M. Alves, A ductile damage criterion at various stress triaxialities, Int. J. Plast. 24(10) (2008) 1731-1755.
8. G. Mirone, D. Corallo, A local viewpoint for evaluating the influence of stress triaxiality and Lode angle on ductile failure and hardening, Int. J. Plast. 26(3) (2010) 348-371.
9. A. Ghahremaninezhad, K. Ravi-Chandar, Crack nucleation from a notch in a ductile material under shear dominant loading, Int. J. Fract. 184(1-2) (2013) 253-266.
10. C. Soyarslan, H. Richter, S. Bargmann, Variants of Lemaitre's damage model and their use in formability prediction of metallic materials, Mech. Mater. 92 (2016) 58-79.
11. A. Behrens, H. Just, D. Landgrebe, Prediction of cracks in multistage cold forging operations by finite-element-simulations with integrated damage criteria, 2000.
12. J. Landre, A. Pertence, P.R. Cetlin, J.M.C. Rodrigues, P.A.F. Martins, On the utilisation of ductile fracture criteria in cold forging, Finite. Elem. Anal. Des. 39(3) (2003) 175-186.
13. K. Hayakawa, T. Nakamura, H. Yonezawa, S. Tanaka, Detection of Damage and Fracture of Forging Die by Fractal Property of Acoustic Emission, Mater. Trans. 45(11) (2004) 3136-3141.
14. V.C. Hoa, D.W. Seo, J.K. Lim, Site of ductile fracture initiation in cold forging: A finite element model, Theor. Appl. Fract. Mec. 44(1) (2005) 58-69.
15. A. Sabih, A. Elwazri, J.A. Nemes, S. Yue, A Workability Criterion for the Transformed Adiabatic Shear Band Phenomena during Cold Heading of 1038 Steel, J. Fail. Anal. Prev. 6(4) (2006) 97-105.
16. J. Rämö, V.-T. Kuokkala, T. Vuoristo, Influence of strain rate and adiabatic heating on the deformation behavior of cold heading steels, J. Mater. Process. Technol. 209(11) (2009) 5186-5194.
17. A. Sabih, J.A. Nemes, Internal ductile failure mechanisms in steel cold heading process, J. Mater. Process. Technol. 209(9) (2009) 4292-4311.
18. P.F. Bariani, S. Bruschi, A. Ghiotti, M. Simionato, Ductile fracture prediction in cold forging process chains, CIRP Ann-Manuf. Techn. 60(1) (2011) 287-290.
19. X. Duan, J. Liu, X. Zhang, X. Zhao, Analysis and Study of Damage of Forging Cracks, Adv. Mat. Res. 189-193 (2011) 2735-2741.
20. G. Samołyk, J. Tomczak, J. Bartnicki, Cold Forming of AlCu4MgSi Alloy by Orbital Forging, Arch. Metall. Mater. 57(1) (2012).
21. G.A. Pantazopoulos, A.I. Toulfatzis, Failure analysis of a machinable brass connector in a boiler unit installation, Case Stud. Eng. Fail. Anal. 1(1) (2013) 18-23.
22. C.M.A. Silva, L.M. Alves, C.V. Nielsen, A.G. Atkins, P.A.F. Martins, Failure by fracture in bulk metal forming, J. Mater. Process. Technol. 215 (2015) 287-298.
23. Z. Xiao, H. Liu, B. Liu, H. Sun, D. Liu, G. Liu, The effect of forming parameter on multi-stage cold forging with 20MnTiB steel, Int. J. Adv. Manuf. Tech. (2015).
24. N.R. Chitkara, M.A. Bhutta, Computer simulation to predict stresses, working pressures and deformation modes in near-net shape heading of a tapered circular bolt with a square head, Int. J. Mach. Tools Manuf. 40(13) (2000) 1849-1878.
25. D.C. Goss, High strength fasteners cold forged out of work hardening steel, J. Mater. Process Technol. 98(2) (2000) 135-142.
26. A. Dubois, L. Lazzarotto, L. Dubar, J. Oudin, A multi-step lubricant evaluation strategy for wire drawing-extrusion-cold heading sequence, Wear 249(10-11) (2001) 951-961.
27. F.O. Sonmez, A. Demir, Analytical relations between hardness and strain for cold formed parts, J. Mater. Process. Technol. 186(1-3) (2007) 163-173.
28. H.C. Lee, M.A. Saroosh, J.H. Song, Y.T. Im, The effect of shrink fitting ratios on tool life in bolt forming processes, J. Mater. Process. Technol. 209(8) (2009) 3766-3775.
29. M.G. Cockroft, D.J. Latham, Ductile and workability of metals, J. Inst. Met. 96 (1968) 33-39.
30. R.H.J. Peerlings, H.R. Javani, J. Mediavilla, M.G.D. Geers, Modelling of damage initiation and propagation in metal forming, Int. J. of Mater. Form. 1(1) (2008) 1123-1126.
31. O. Elkoca, H. Cengizler, Cracking during cold forming process of rear brake component, Eng. Fail. Anal. 15(4) (2008) 295-301.
32. U. Ince, M. Güden, An iterative numerical method for determination of temperature-dependent friction coefficients in thermomechanical model analysis of cold bolt forging, Int. J. Adv. Manuf. Tech. 68(9) (2013) 2133-2144.

GRAIN SIZE EFFECT ON FATIGUE LIFE OF WC-CO 40 MAINLY USED IN COLD FORGING TOOLS

*Bariş TANRIKULU
Ramazan KARAKUZU
Umut İNCE
Emrah KILINÇDEMİR*





International Conference on Thermophysical and Mechanical Properties of
Advanced Materials, 2016

GRAIN SIZE EFFECT ON FATIGUE LIFE OF WC-CO 40 MAINLY USED IN COLD FORGING TOOLS

Bariş Tanrikulu^{*1,2}
Ramazan Karakuzu¹
Umut İnce²
Emrah Kılınçdemir²

¹Department of Mechanical Engineering, Dokuz Eylül University, İzmir, Turkey.

²Norm Fasteners Co., R&D Center, İzmir, Turkey.

***Corresponding author**

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2324
Fax: +90 232 376 76 13

ABSTRACT

Life cycle of forging dies used in cold forging industry has been always a limitation in tool design process. Changes in binder ratio of the material and grain size, directly affects the mechanical behaviour of forging dies. Thus makes wide range possibilities and service behaviors of forging tools. Aim of the studies was to determine fatigue behavior of WC-Co 40 for making life prediction of forging tools. Three point bending fatigue test were carried out at constant stress ratio on a fine and coarse grained WC-Co which were used in cold forging industry. Mainly two different aspects which were the grain size effect on lifecycle and surface roughness on fatigue life were investigated and comparative results obtained from experimental tests was given in the study.

Keywords: WC-Co, Fatigue life, Grain size, Cold forging dies

1. INTRODUCTION

Die life has always been a research target for many companies. Research based on estimating fatigue life of WC-Co, which were mainly used in die inserts, has a wide parameter range which can not be simulated precisely. Understanding the mechanical behavior of WC-Co will lead companies to decide the best composite structure of the material for different production processes. As known, surface roughness has a direct influence on fatigue life of metallic materials. Several studies carried out to find effects of binder ratio, grain size, surface roughness, working temperature, pre-stressing and many more parameters on service life of forging tools. Torres et al [1], studied the fatigue behavior of cemented carbides with a perspective of fatigue crack growth and fatigue life. Mikado et al [2] investigated the effect of stress ratio based on fatigue life time of carburized materials. Li et al [3] worked on a fatigue test based on 3 point bending and find out the effects of notch sensitivity. A research based on crack initiation and growth of forging die was investigated by Ebara [4]. Bronsted and Hansen [5] also worked on mechanical and fatigue behaviour of high strength materials which are used the most in die insert material. Klünsner et al [6] Has made some important studies based on fracture mechanics and crack growth for Wc-Co materials. Ferreira et al [7] also examined the mechanical behaviour of WC-Co material with different test methods. Lee et al [8] made some researches on predicting fatigue life cycle of cold forging tools based on High-cycle fatigue theory. Okamoto et al [9] Also worked on larger grains size effects on mechanical behaviour of cemented carbides. Kawahara et al [10] worked on fatigue life of carbide tools with a different surface finishing processes. Experimental studies were made during past 30 years for understanding the fatigue behavior of Tungsten Carbides. Fracture toughness and Fatigue life approach is considered the most reliable method to understand fatigue behaviour of hard materials.

2. EXPERIMENTAL PROCEDURE

The experimental study was based on WC-Co 40 material, which's Cobalt ratio was % 20. The specifications of the material from the catalogue is given in Table 1 [11]. For comparison test, fine (CTF40) and coarse (CTE40) grain sized carbides with polished surface conditions were prepared. Test samples of 20x6.5x5.25 which is given in Fig. 1, was chosen based on ISO 3327:2009 Type B (Determination of Transvers rupture strength-Hard metals) [12]. Stress amplitude calculation was done for a stress ratio of R=0,1 with the equation given below in Eq. (1).

$$TRS = \frac{3 \cdot P \cdot l}{2 \cdot b \cdot h^2} \quad (1)$$

Table 1. Material catalogue value.

Material	Hardness (HV10)	Average Grain Size (µm)	Transvers Rupture Strength (MPa)	Fracture Toughness (MPa·m ^{1/2})
WC-Co 40 Coarse Grain (CTE 40)	850	2,5-<6,0	2900	24,0
WC-Co 40 Fine Grain (CTF 40)	1070	0,8-< 1,3	3400	18,0

Fatigue life tests were carried on 3 point bending fixture, described in Figure 1, with resonating fatigue testing machine Zwick Roell Amsler 250 HFP 5100. Each experimental test contains 5 different stress amplitude value and 3 tests for each amplitude value. Specimens were polished with 50, 30, 15, 3 grades diamonds at a total of 12 minutes for each side.

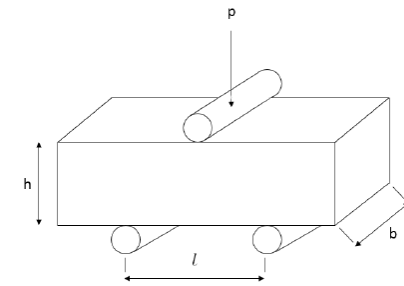


Figure 1. 3 point bend test

2.1. Results

Vickers hardness measurements were carried on 3 different test specimens to determine the difference between coarse and fine grained WC-Co 40 and comparative result was given in Figure 2. From the comparative result it is obvious that fine grained carbide is much harder than the coarse one. Obtained result was approximately the same as the catalogue value of the supplier firm. It is also known from the literature that finer grain sized carbides has a higher value of hardness.

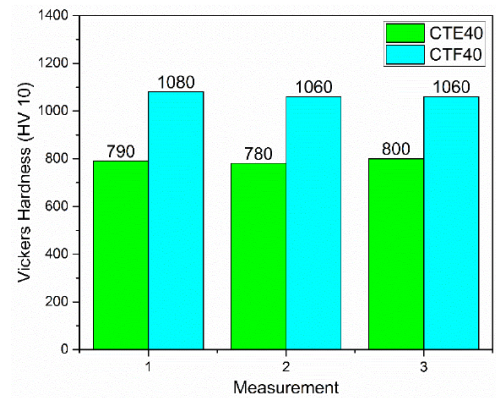


Figure 2. Vickers hardness test results of CT40 and CTF40

Comparative surface roughness test result based on Ra, Rz, Rq of coarse grained polished and unpolished specimens were given in Figure 3. The common surface roughness indicator Ra has a huge difference between two specimens as expected.

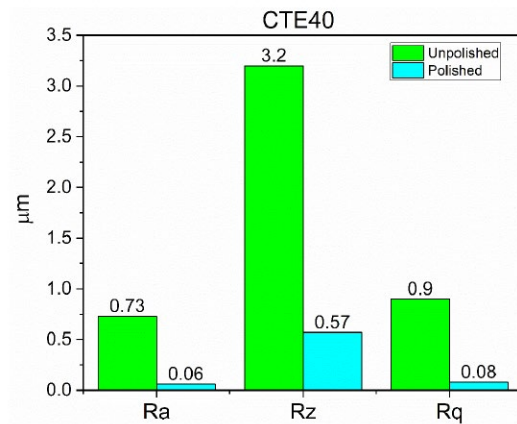


Figure 3. Surface roughness results of unpolished and polished CTE40

For determining the grain size of the material microstructural investigation was done to coarse and fine grained specimens. Metallographic specimen preparation was done by using ASTM B657 standard of "metallographic determination of microstructure in cemented tungsten carbides"

[13]. Hard material binder phase and metallic binder phase for fine and coarse grain carbide can be seen in Figure 4.

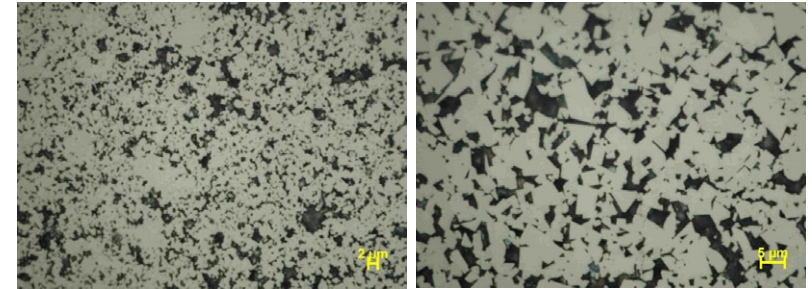


Figure 4. Metallographic examination of CTF 40 and CTE 40 materials

Fatigue life test were carried on different stress amplitude at 0.1 stress ratio. Based on the experimental result it is revealed that surface condition of the material has an essential role on the fatigue life of WC-Co 40. Test results of unpolished coarse grained and polished coarse grained experiment is given in Figure 5. Comparative results also given in Figure 6. From experimental tests it could be said that surface roughness directly effects life cycle of the material. It is obvious that surface conditions has a key role on fatigue lifetime.

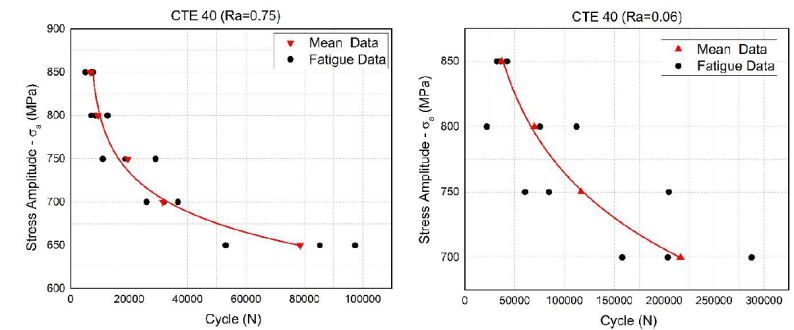


Figure 5. 3point bending fatigue test results of polished and unpolished CTE 40.

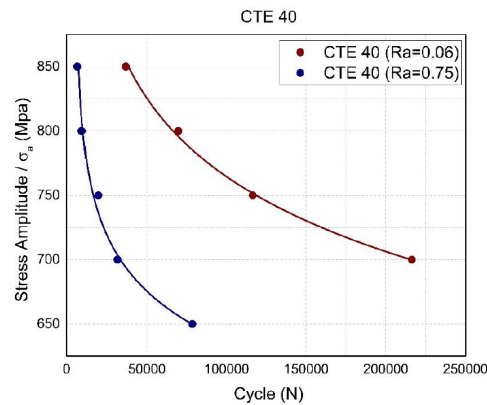


Figure 6. Fatigue life comparison of polished and unpolished specimens.

Figure 6 shows the S-N curves of experimental tests conducted on fine grained and coarse grained WC-Co 40. Both specimens had been polished before conducting fatigue life test. Furthermore, from the experimental results given in Figure 7 it is evident that fatigue life decrease with finer grain sized carbides.

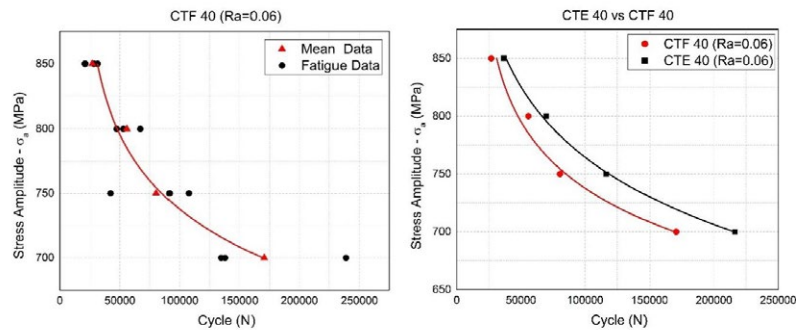


Figure 7. S-N diagram of CTF 40 on the left and comparison with CTE 40 results on the right.

The results obtained from the experimental study shows some important parameters for cold forging die material WC-Co 40. The most important parameter effecting the fatigue life is surface conditions. For long fatigue life, all forging die surfaces must be polished delicately. Also, it could be said that for long fatigue life, coarse grain sized material has to be considered instead of fine grade material. For Hardness needed application instead of fatigue life, fine grain sized carbides could be a better choice. The current study has only examined the surface effect and

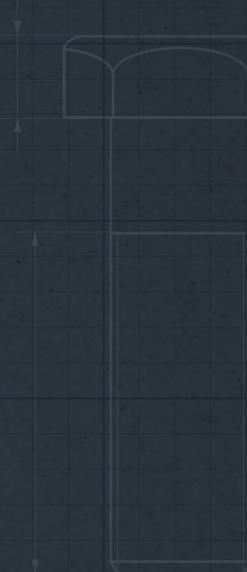
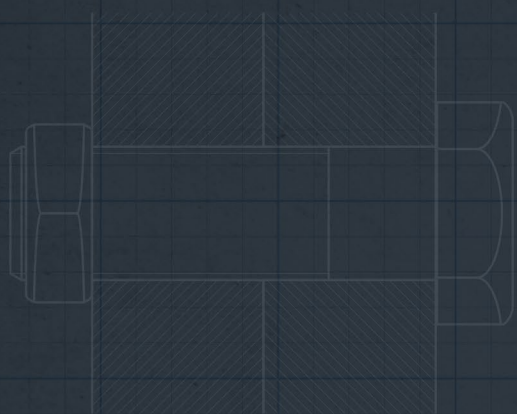
grain size on fatigue life cycle of WC-Co 40. Further research in this subject regarding the role of other parameters has to be done for more precise and accurate life cycle prediction in forging die.

Acknowledgements

This research was supported by Norm Fastener Company and Dokuz Eylul University.

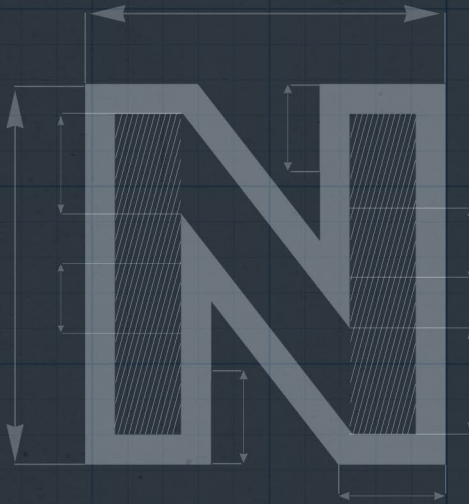
REFERENCES

1. TORRES Y. (2001). Fatigue mechanics of WC-Co cemented carbides. International journal of refractory metals & hard materials, 19, 341-348.
2. MIKADO H. (2014) Effect of stress ratio on fatigue lifetime and crack growth behavior of WC-Co cemented carbide. Transactions of nonferrous metals society of China, 24, 14-19
3. LI A. (2013) Three point bending fatigue behavior of WC-Co cemented carbides. Materials & design, 45, 271-278
4. EBARA R. (2010) Fatigue crack initiation and propagation behavior of forging die steels. International journal of fatigue, 32, 830-840.
5. BRONSTED P. (1998) Fatigue properties of high-strength materials used in cold-forging tools. International journal of fatigue, 20, 373-381.
6. KLÜNSNER T. (2010) Effect of microstructure on fatigue properties of WC-Co hard metlas. Procedia engineering, 2, 2001-2010
7. FERREIRA J. (2009) A study on the mechanical behaviour of WC/Co hardmetals. International journal of refractory metals & hard materials, 27, 1-8.
8. LEE H.C. (2008) Tool life prediction for the bolt forming process based on high-cycle fatigue and wear. Journal of material processing technology, 201, 348-353.
9. OKAMOTO S. (2005) Mechanical properties of WC/Co cemented carbides with larger WC grain size. Materials characterization, 55, 281-287
10. KAWAHARA J. (2013) Surface finishing process and fatigue life of carbide tool. 46th International cold forging group plenary meeting proceedings, Paris.
11. ISO 3327:2009 Hardmetals -Determination of transverse rupture strength.
12. Ceratizit, wear parts, Ceratizit, general metal forming, http://www.ceratizit.com/uploads/tx_extproduct/files/gd_kt_pro-0272-0915_sen_abs_v1.pdf, last accessed: 04.08.2016
13. ASTM B657-11, Guide for metallographic identification of microstructure in cemented carbides.



NUMERICAL INVESTIGATION OF COLD FORGING AND FAILURE EVOLUTION OF DIN 1.5535 ALLOY M5X40 BOLTS

Cenk KILIÇASLAN
Umut İNCE





International Cold Forging Group 49th Plenary Meeting,
Stuttgart, 2016

NUMERICAL INVESTIGATION OF COLD FORGING AND FAILURE EVOLUTION OF DIN 1.5535 ALLOY M5X40 BOLTS

Cenk Kılıçaslan^{1*}
Umut İnce²

¹ Norm Fasteners R&D Center, Norm Fasteners Co., A.O.S.B., İzmir, Turkey.

*Corresponding author

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2169
Fax: +90 232 376 76 13

ABSTRACT

In this paper, cold forging and fracture of DIN 1.5535 M5x40 bolts were investigated experimentally and numerically. Thermo-mechanical simulations of forging operations were prepared in SIMUFACT FORMING finite element software. Failure evolution on simulated parts was predicted by using Cockcroft-Latham damage criteria. Forging experiments showed that fracture propagated in straight or inclined directions though flange of the bolt. Numerical models and experiments revealed that punch deviation during forging was responsible of inclined cracks while straight cracks were related to raw material defect. It was also shown that damage model results should be also coupled with stress triaxiality to understand the mechanism of fracture evolution.

Keywords: Cold forging; crack; fracture; simulation; numerical

1. INTRODUCTION

Nowadays, almost all manufacturing processes are coupled with computer simulations to eliminate problems related to design of products, tools or dies without conducting any trial and error tests. Commercially developed simulation softwares having thermo-mechanical nonlinear finite element (FE) codes allow engineers to determine possible failures before manufacturing the product. Especially in forming operations of metals, high failure prediction capability of FE softwares has been utilized by many engineers and researchers. This capability greatly effects manufacturing costs by extinguishing improper design of tools or dies.

Cold forging is a net-shape forming method which allows designers to create parts with high production rates and good mechanical properties. Due to severe plastic deformation, high strain rates and lower material temperature in contrast to warm or hot forging operations, forming limit of the material can be exceeded during cold forging. Therefore, damage and ductile fracture may occur on the product. Ductile fracture is associated with evolution of micro voids in the matrix of the material. Process begins with the creation of a free surface generated by a particle that may be an inclusion or a second phase. A micro void forms around that particle. Under tensile stress, the void starts to extend and associate with neighboring micro voids. After a critical void volume, material loses its capability to carry load and intergranular fracture happens. Detailed literature survey on ductile fracture mechanisms can be found in the study of Cao [1]. In numerical simulations of metal forming operations, mathematical damage models are used to predict the failure. Most frequently used models can be listed as Cockroft-Latham [2], Lemaitre [3] and Johnson-Cook [4] failure models. Cockroft-Latham damage model is based on maximum principle stress and it is widely used to predict the evolution and the location of macro-fractures. Lemaitre model is a micro-mechanical model having ability to predict void formation and growth. Johnson-Cook model considers the effects of strain, strain rate and temperature, however determination of model parameters are complex. More information about damage modeling in metal forming can be found in work of Saanouni et al. [5]. In the literature, there are many researches using these models in numerical simulations of metal forming. Samolyk et al. [6] investigated fracture generation on aluminum alloy work-piece during orbital forging using numerical simulations conducted on DEFORM finite element software. Cockroft-Latham model was used as a damage criteria. During forming, radially propagated cracks were seen on the surface of the parts. Maximum damage was seen to occur on the locations of cracks on the simulated parts. Bariani et al. [7] modified Xue and Wierzbicki damage model with a linear damage law and they compared the results to Oyane damage model results on cold forging of C35 Torx socket screw. In contrast to Oyane damage models, the modified damage model was seen to be able to predict the exact locations of fracture and the time in which material fails. Boyer et al. [8] modified Rice and Tracey damage model to include the effect of shear stress to predict void formation in the ductile metals. New damage model was seen to increase the accuracy of fracture evolution prediction.

Despite there have been quite many studies about failure evolution in metal forming processes in the literature, researches on industrial applications of these models like multi-stage forging

are quite rare. Motivated by this fact, cold forging and fracture evolution of DIN 1.5535 alloy M5x40 bolts were investigated experimentally and numerically. In the first part of the study, damaged bolts were examined and fracture locus on the bolts were determined. After that, simulations of the multi-forging operation of M5 bolts were prepared in commercial FE code SIMUFACT FORMING with Cockroft-Latham damage model. Lastly, numerical and experimental findings were compared.

2. COLD FORGING OF M5x40 BOLTS

M5x40 bolts were cold forged using DIN 1.5535 medium carbon steel billets in NORM Fasteners Co. on a machine having 40 tones maximum load capacity. Technical drawing and forming steps of the bolt are shown in Figure 1(a) and (b), respectively. Forming operation starts with heading and reduction of the cross-sectional area of the work-piece in the first station. Here, the initial diameter of the work-piece, 4.7 mm, was reduced to 4.33 mm in shaft section. In the following station, pre-forming of the head was conducted. The final shape of the head and socket are given in 3rd station. Fracture was generated on the bolt head during forming of the socket in this station.

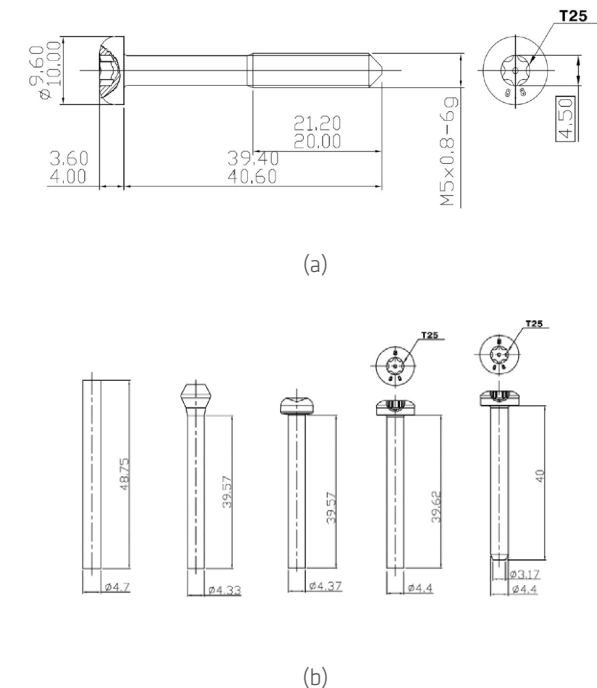


Figure 1. (a) Technical drawing and (b) forging steps of M5x40 bolt. Macro-analysis were

conducted on damaged bolts and they were categorized into two different groups according to fracture propagation paths. Fracture was initiated on the corner of T25 socket and propagated through the flange with an inclination angle changing between 52° and 57° or advanced perpendicularly as depicted in Figure 2(a) and (b), respectively.

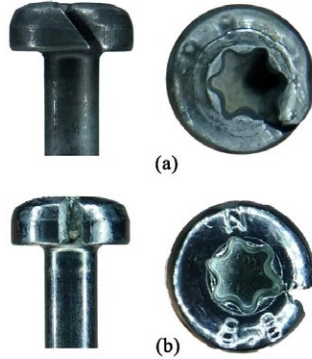


Figure 2. Fracture types on M5 bolts; (a) Inclined and (b) straight fractures.

CAD model and pictures of damaged bolts were compared to determine any deviation from the designed geometry as shown in Figure 3 for both fracture types. Geometrical analysis showed that center point of the socket was deviated from the design geometry between 0.4 and 0.8 mm for bolts having inclined fracture as shown in Figure 3(a). On the other hand, no deviation was determined for bolts having perpendicularly propagated fracture (Figure 3(b)).

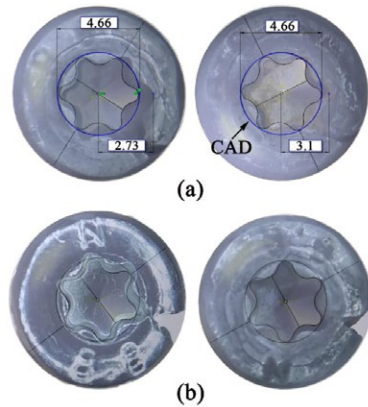


Figure 3. Comparison of CAD models and damaged bolts with (a) inclined and (b) perpendicular fractures through flange.

3. NUMERICAL MODELS

Numerical models of each forging station of M5 bolt were prepared in SIMUFACT FORMING commercial finite element software. Forging simulations were carried out using coupled thermo-mechanical analysis method. Figure 4 shows the models of the stations. Numerical models consisted of moving and stationary dies and work-piece. Moving die was attached to the defined press and stationary die was constrained in all directions and rotations. Both dies were modeled as rigid. Work-piece was modeled as plastic material and elastic deformations were ignored due to prolonged CPU calculation times. Elastic deformations have negligible effects on the deformation of the material in a pure bulk forming operation like forging. Flow curves of DIN 1.5535 dependent on strain rates and temperatures changing between 1-50 s⁻¹ and 20-400 °C were defined to the software. Cockcroft-Latham (CL) damage model was used in the numerical models. CL model formulation is given as;

$$D = \int \frac{\sigma_{\max}}{\bar{\sigma}} d\bar{\epsilon} \quad (1)$$

Where, D , $\sigma_{\max}$, $\bar{\sigma}$ and $\bar{\epsilon}$ are CL damage value, maximum principle stress, equivalent stress and equivalent plastic strain, respectively. In numerical models, it was assumed that fracture forms when CL damage value reaches unity. The first two stations were modeled as 2D due to axisymmetric condition while 3rd forging station was modeled as 3D. The FE mesh distributions of work-piece in 2D and 3D models are shown in Figure 5(a) and (b), respectively. In 2D simulations approximately 2600 numbers of quad-elements were used while 38000 numbers of hexahedral elements were defined for parts in 3D simulations. In 3rd station, socket and final head geometry of the bolt is formed and plastic deformation is localized on the head section of the bolt. To decrease CPU time, the head section of the bolt was meshed with smaller elements while the rest of the bolt was meshed with coarser elements as shown in Figure 5(b).

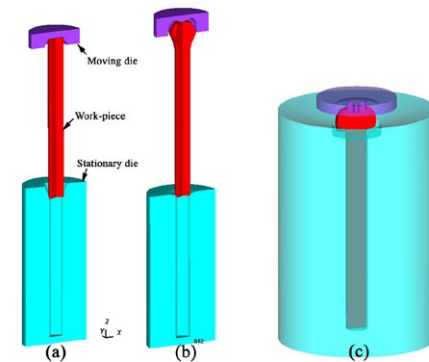


Figure 4. Numerical models of the forging stations of M5 bolts; (a) 1st, (b) 2nd and (c) 3rd stations.

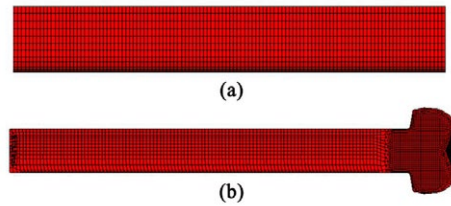


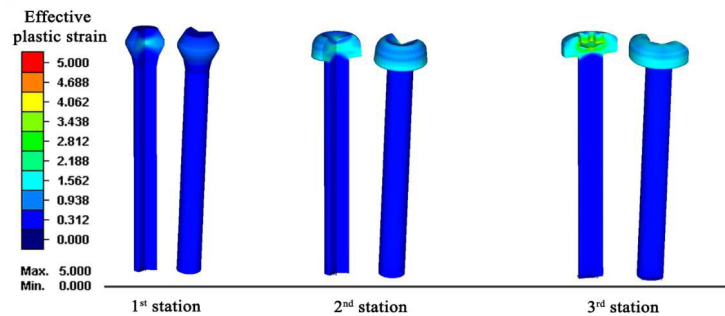
Figure 5. Finite element mesh distributions of work-piece at (a) 2D and (b) 3D simulations.

A set of simulations were also conducted by deviating the punch as 0.4 and 0.8 mm to investigate effects of punch deviation on fracture evolution.

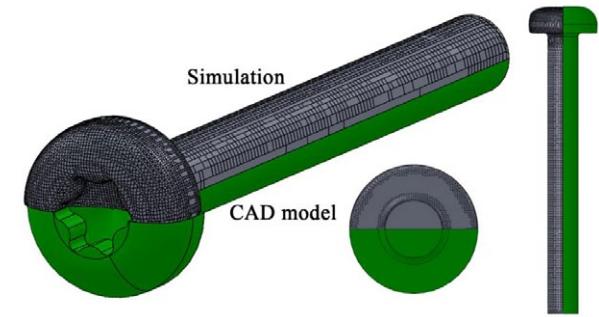
4. RESULTS AND DISCUSSIONS

4.1. Numerical modeling under perfect forging conditions

On this section, numerical results of forging operation under perfect forming conditions (punch was not deviated) were presented. Effective plastic strain distribution on the parts at different forging stations are shown in Figure 6(a). In all stations, effective plastic strain was seen to be localized on the head section and maximum plastic strain was determined to be approximately 3.4 on the socket section of the bolt in 3rd station. There is no severe and localized plastic strain that may cause failure was detected on the fracture locus. CAD and simulation model of the part in 3rd station were compared in Figure 6(b). As shown in the figure, both geometry were seen to match with each other in all directions.



(a)



(b)

Figure 6. Effective plastic strain distribution and (b) comparison of CAD model to simulation result.

Following numerical studies were focused on the forming of the part in 3rd station to investigate the reasons of the fracture. In addition to plastic strain distribution, determining stress triaxiality distribution is also necessary to predict the damage evolution in metals [9]. Stress triaxiality is defined as following;

$$\sigma^* = \frac{\sigma_h}{\sigma} \quad (2)$$

Here, σ^* , σ_h and σ are stress triaxiality, hydrostatic and equivalent stress, respectively. Hydrostatic stress is known to improve ductility of the material and responsible of triggering fracture evolution due to its tensile nature. When stress triaxiality reaches to positive values, failure strain of the material starts to decrease. Because of that, fracture may happen at lower failure strains.

Figure 7 shows stress triaxiality distribution in 3rd station at varying punch stroke. With increment of the punch into the part, stress triaxiality values reaches positive maximum values, ~0.7, on the corners of the socket which is shown with arrows at 1.8 mm punch stroke. When forming of socket was completed, stress triaxiality dropped negative values after 3 mm punch stroke. This result showed that maximum tensile stresses were generated on the head near socket corners and any raw material defect or deviation from proper forming conditions may lead failures on these areas.

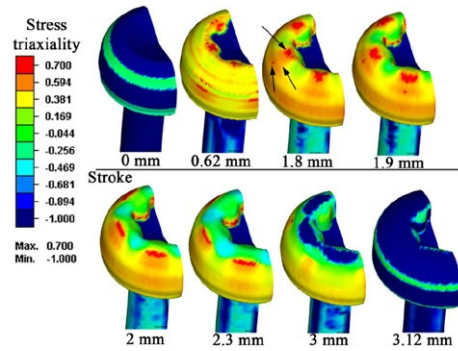


Figure 7. Distribution of stress triaxiality on the part in 3rd station at varying punch strokes.

Cockroft-Latham damage value distribution in 3rd station is given in Figure 8. As seen from the figure, maximum damage value was seen to be 0.56 which indicates that no failure is present on this station. Same as the stress triaxiality, maximum damage value first appeared on the corners of socket, then distributed outer part of the head and flange.

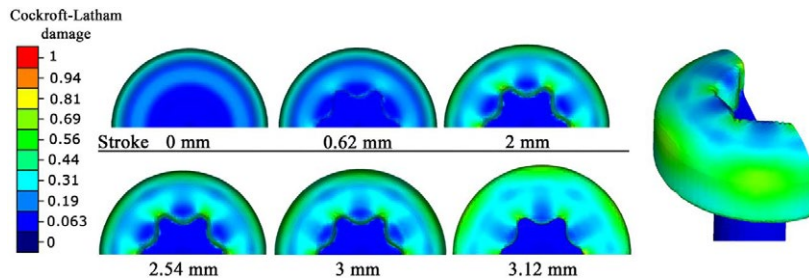


Figure 8. Distribution of Cockroft-Latham damage value on the part in 3rd station at varying punch strokes.

According to above mentioned results, no fracture was expected on the bolts under perfect forging conditions. As depicted in the study of Zhang and Thomas [10], non-metallic oxide inclusions or sliver defects (defects on the material surface which are parallel to rolling direction) are responsible of fractures on the parts manufactured by metal forming operations. Motivated by this, damaged bolts which have perpendicularly propagated fracture were etched and examined by using stereo zoom microscope. As shown in Figure 9, longitudinal surface defects were determined on the parts. During heading and socket forming, this defect triggered fracture initiation and caused to form an opening crack on the head.

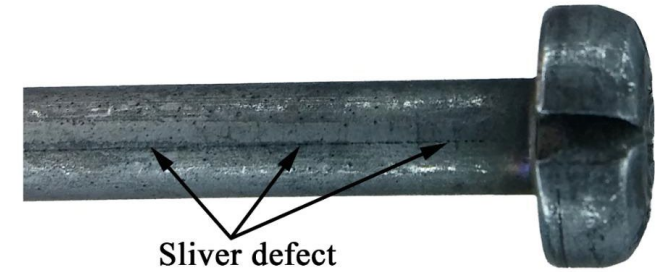


Figure 9. Sliver defect on etched bolts having straight fracture.

4.2. Numerical modeling considering punch deviation

Figure 10(a) and (b) shows CL damage value distribution on the bolts in 3rd station for punch deviations of 0.4 and 0.8 mm. By increasing punch deviation, damage value was seen to increase on both socket corners and flange. This may be attributed to decrease in the volume of the material in the direction of punch deviation which leads to increase in stress in a narrow area. High tensile stress on this area triggered the evolution and coalescence of voids leading a macro shear fracture. CL damage values were also gathered on these areas that experienced maximum damage and presented in Figure 10(c) for both punch deviations. As seen from the figure, maximum damage value was determined as 0.81 and 0.98 for 0.4 and 0.8 mm punch deviation, respectively. These results proved that deviation of the punch has a great influence on fracture initiation.

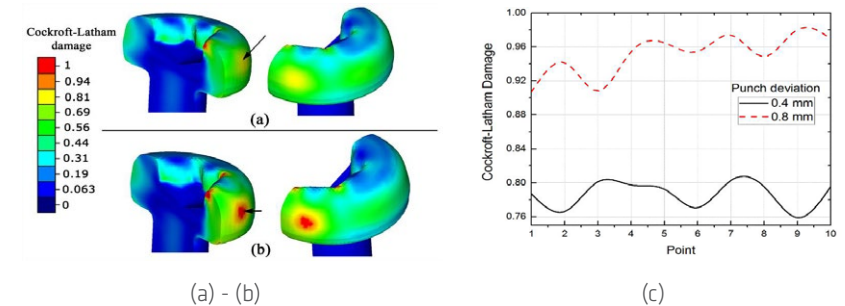


Figure 10. Distribution of Cockroft-Latham damage value at punch deviation of (a) 0.4 and (b) 0.8 mm, and (c) variation of damage value on fracture locus.

5. CONCLUSIONS

In this paper, cold forging and fracture of DIN 1.5535 M5x40 bolts were investigated experimentally and numerically. Thermo-mechanical simulations of forging operations were prepared in SIMUFACT FORMING finite element software, and reasons of fracture initiation in forging operation were revealed by examining mechanical variables like stress triaxiality and distribution of Cockroft-Latham damage values. According to numerical and experimental findings, following conclusions were drawn;

- Numerical models of forging operation showed that fracture evolution was related to raw material defect or improper forging operation.
- Analysis of bolts having straight fracture showed that bolts have sliver defect on their surface. Sliver defect was seen to lead crack opening and straight propagation of the fracture.
- Numerical analysis proved that punch deviation during forging in 3rd station caused inclined fracture evolution on the bolt.
- For better prediction of fracture in metal forging and better understanding of failure mechanism, damage model results should be coupled with stress triaxiality.

REFERENCES

1. Cao, T.S., Models for ductile damage and fracture prediction in cold bulk metal forming processes: a review. International Journal of Material Forming, 2015.
2. Cockroft, M.G. and D.J. Latham, Ductile and workability of metals. Journal of the Institute of Metals, 1968. 96: p. 33-39.
3. Lemaitre, J., A continuous damage mechanics model for ductile fracture. Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers, 1985. 107: p. 9-83.
4. GR, J. and C. WH, Fracture characteristics of 3 metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures. Engineering Fracture Mechanics, 1985. 21(1): p. 31-48.
5. Saanouni, K., K. Nesnas, and Y. Hammi, Damage Modeling in Metal Forming Processes International Journal of Damage Mechanics, 2000. 9: p. 196-240.
6. Samołyk, G., J. Tomczak, and J. Bartnicki, Cold Forming of AlCu4MgSi Alloy by Orbital Forging. Archives of Metallurgy and Materials, 2012. 57(1).
7. Bariani, P.F., et al., Ductile fracture prediction in cold forging process chains. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2011. 60(1): p. 287-290.
8. Boyer, J.-C., E. Vidal-Sallé, and C. Staub, A shear stress dependent ductile damage model. Journal of Materials Processing Technology, 2002. 121(1): p. 87-93.
9. Mirone, G. and D. Corallo, A local viewpoint for evaluating the influence of stress triaxiality and Lode angle on ductile failure and hardening. International Journal of Plasticity, 2010. 26(3): p. 348-371.
10. Zhang, L. and B.G. Thomas, Evaluation and control of steel cleanliness—review, in Proceedings of the 85th Steelmaking Conference. 2002: Warrendale, PA. p. 431-452.

SOFTWARE REQUIREMENTS PRIORITIZATION A CASE STUDY

Süleyman Kıvanç EKİCİ

Ahmet OTURGAN

Deniz KILINÇ

Ceyhan ARAZ





International Conference on Computer Science and Engineering
(UBMK 2017), pp.205-209

SOFTWARE REQUIREMENTS PRIORITIZATION: A CASE STUDY

Süleyman Kıvanç Ekici¹
Ahmet Oturgan¹
Deniz Kılınç²
Ceyhan Araz³

¹Norm Group IT Department, İzmir, Türkiye

²Software Engineering Department, Celal Bayar University, Manisa, Türkiye

³Industrial Engineering Department, Celal Bayar University, Manisa, Türkiye

*Corresponding author

Norm Fasteners Co., R&D Center, 10007 Sok. No:1/1 A.O.S.B. Çiğli-İZMİR
Phone: +90 232 376 76 10 Pbx / Ext. 2218
Fax: +90 232 376 76 13

ABSTRACT

The holder of a software requirement often insists that his requirement is urgent and should be done as soon as possible. Software development departments are frequently faced with this issue that is very problematic. Limited software development resources push the software companies to prioritize and plan these requirements. This paper presents systematic studies that are realized in order to prioritize software requirements delivered from different departments and customers in Norm Group IT Department which has of 2,200 workers and 370 white-collar users. All software development companies can adapt the experiences proposed in this paper regardless of the software infrastructure they used.

Keywords: Software requirement prioritization; AHP; software development.

ÖZET

İletilen her yazılım talebinin ileten kişi tarafından acil olarak nitelendirilmesi ve hızlıca çözümünün istenmesi, yazılım geliştirme yapan her firmanın karşılaştığı standart bir sorundur. Sınırlı yazılım geliştirme kaynakları, firmaları yazılım taleplerinin önceliklerini belirlemeye ve buna göre planlamaya itmektedir. Bildiride, 2,200 işçisi ve 370 beyaz yakalı kullanıcısı bulunan Norm Grup Bilgi İşlem Departmanına farklı iş birimlerinden ve müşterilerden iletilen taleplerin analiz edilmesi ve önceliklendirilmesi amacıyla yürütülen sistematik çalışmalar bir vaka değerlendirilmesi olarak sunulmuştur. Yazılım geliştirme yapan tüm firmalar, kullandıkları yazılım altyapısı ne olursa olsun, bu bildirideki deneyimleri kendilerine adapte edebilirler.

Anahtar Kelimeler: Yazılım talep önceliklendirme; AHP; yazılım geliştirme.

1. INTRODUCTION

Main goal of software development is to reduce the costs with respect to time and cash, which facilitates the workload of end user and increases satisfaction of all stakeholders. During the software development process, requirement and fault requests in a wide variety, which are sent by existing stakeholders are collected. A requirement request can be defined as a formatted document which includes all relevant stakeholders' needs and descriptive details [1]. When the limited human and other resources are considered, the fulfillment of all received software requirements is almost impossible. Therefore selection of the requests having high business value and high priority, is essential in order to maintain successful IT operations and stakeholder satisfaction. [2].

Requirement prioritization is one of the most complicated subjects in software engineering field proposing several methods to solve and manage this situation. Some of the currently popular approaches can be listed as follows: i) MoScow, ii) 100\$ Distribution, ii) Analytical Hierarchy Process (AHP) [3], iv) Moisiadis Framework [4], and v) Numerical value assignment and sorting [5]. In order to implement any of prioritization methods, the specific criteria for prioritization process are needed to be defined. A request including a "regulatory constraint" should have a high priority under normal circumstances. Another criterion can be "increase in efficiency" within business units and a requirement having high efficiency gain should have a higher priority. "Difficulty degree", "man day cost", "competitive advantage", "maturity of the request" can be other criteria for a requirement prioritization process.

In this paper, a case study including a systematical work that implements a requirement prioritization process within NORM Group [5] Company, which has over 2200 employees and 370 white collar end-users is presented. In first, prioritization methods are reviewed in literature and the criteria for the requirements are defined. Then, weight points of selected criteria by using AHP method are given. Finally, an integrated software to realize proposed approach is presented.

The second part of the paper explains several prioritization methods in the literature and techniques utilized in this research. In the third section we present a detailed structure of our prioritization approach and implemented software application. The last section of the paper includes the results of evaluation and discusses the future works.

2. PRIORITIZATION METHODS

There are a variety of methods for requirements prioritization in the literature, some of which are MoScow, Moisiadis Framework, Simple Sorting, Numeric Value Assigning, Binary Search Trees, \$100 Distribution, AHP, Hierarchical AHP and Planning Game [4, 7, 8, 9].

MoScow method is proposed by Oracle engineers in 90's and has been used by the industry over the years. The requirements are prioritized under categories of Must, Should, Could and Won't.

Priorities are calculated with the help of those categories rather than numerical values [10,11]. MoScow method can be used for pre-filtering the requirements and is inadequate for systems with high number of requests.

\$100 Distribution method is based on the idea of giving constant amount of resources to stakeholders and let them split their share among the requirements list. Then the requirement which collects the most of the money is taken into the development plan and implemented [12].

Binary Search Tree method organizes requirements in a hierarchical parent children format like a binary tree. The purpose is not prioritize requirements but only to sort in an order [7].

AHP method proved to be sufficient with multi criteria decision making problems and is used in business applications pretty often. The criteria paired and compared against each other to determine weight values. Evaluation of loan applications, debt scaling, and process of selecting a supplier or employment are example application tasks. The steps of AHP method are as follows:

- Definition of goals and criteria,
- Pairwise comparison of criteria for importance
- Construction of normalized twofold comparison matrix
- Building priority vector
- Definition of weight values for each criteria
- Testing consistency
- Calculation of AHP scores

The values used for criterion comparison and explanations are defined in Table 1.

Table 1. Criterion superiority comparison.

Value	Explanation
1	The two criteria has equal weight.
3	1st criterion is more important than 2nd criterion
5	1st criterion is much more important than 2nd criterion
7	1st criterion is significantly more important than 2nd criterion
9	1st criterion is definitely much more important than 2nd criterion
2, 4, 6, 8	Middle values

3. SYSTEM AND DEPLOYMENT PROCESS

a. Selected Prioritization Criteria

Considering the literature review and the corporate objectives of Norm Group, 12 different prioritization criteria are selected. The selected criteria and short definitions are shown at Table 2.

Table 2. Prioritization criteria.

#	Criteria	Definition	Values
1	Difficulty Degree	The degree of required knowledge, experience and authority to fulfill the requirement.	Min: 1 Max: 5
2	Man/Day Cost	Estimated Man/Day Cost needed to fulfill the requirement	Numeric Value
3	Urgency	Urgency of the request.	Min: 1 Max: 5
4	Regulatory Constraint	Is there a regulatory obligation to fulfill the requirement?	Min: 1 Max: 5
5	Standards Constraint	Is there a standards obligation to fulfill the requirement? (e.g. ISO 27001)	Min: 1 Max: 5
6	Corporate Constraint	Is there a corporate necessity to fulfill the requirement?	Min: 1 Max: 5
7	Man/Hour Gain Per Year	How much Man/Hour gain per year will be achieved when the request is fulfilled?	Numeric Value
8	Customer Request	Is the requirement stems from a customer request?	0 or 1
9	Error Prevention Value	What is the potential to prevent future errors when the requirement is fulfilled?	Min: 1 Max: 5
10	Competitive Advantage	Does fulfillment of the requirement contribute to competitive advantages?	Min: 1 Max: 5
11	Maturity	Is the requirement clear enough to be fulfilled?	Min: 1 Max: 5
#	Criteria	Definition	Values
12	Backbone Consistency	Is the requirement consistent with current ERP systems?	Min: 1 Max: 5

The criteria for prioritization can vary in different companies or establishments. For criterion “Error Prevention Value” the value definitions are given in Table 3.

Table 3. Error Prevention Value criteria points.

Criterion Points	Definition
5-Very Often	Prevents very high frequency errors or very high impact errors such as loss of reputation or loss of cash.
4-Often	Prevents high frequency (more than once per month) errors or high impact errors (Man-Hour losses).
3-Recurrent	Prevents medium frequency (once in three months) errors or medium impact errors.
2-Rare	Prevents rare (once or twice per year) or low impact errors.
1-Ineffective	The requirement is not about error prevention

For criterion “Maturity” the value definitions are given in Table 4.

Table 4. Maturity criteria points.

Criteria Point	Definition
5-Clear Cut	Expectation is obvious or the request is totally understandable.
4-Explicit	A small number of incomplete details are present, additional contact maybe required as needed.
3-Incomplete	Request is understood partially, but additional explanation is required.
2-Undefined	The request is understood basically but details are not known.
1-Unclear	Not enough information for evaluation.

The criteria 2 and 7 can take different values than the other criteria. The point calculation for these is done by Normal Distribution method. For example, if we take the value of Man/Hour gain as 500 hours than we distribute this value normally on to the values of the same criteria for other requirements that are open. The Normal Distribution gives a number value between 0 and 1. We then multiply this number with 5 and round the result to reach a point value up to 5. The formula is given below:

$$CriteriaPoint_n = [5 * (CritVal_n \sim N(Mean_n, StdDev_n^2))]$$

b. Definitions of Criteria Weights using AHP

Criteria priorities or weights are defined after the criteria and values for criteria are specified. Different companies may have particular methods for weight calculation. In this study, we used AHP method which is used for multiple criteria decision problems. An online AHP tool [12] is also utilized. The method starts by comparing all criteria against each other over their importance by using number values between 1 and 9. We performed 66 importance comparisons for our 12 selected criteria. In figure 1 the comparison table of “Difficulty Degree” criterion to the other 11 criteria is shown.

	A - Importance - or B?	Equal	How much more?
1	* Difficulty Degree or * Man/Day Cost	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
2	* Difficulty Degree or * Urgency	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
3	* Difficulty Degree or * Regulatory Constraint	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
4	* Difficulty Degree or * Standards Constraint	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
5	* Difficulty Degree or * Corporate Constraint	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
6	* Difficulty Degree or * Man/Hour Gain Per Year	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
7	* Difficulty Degree or * Customer Request	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
8	* Difficulty Degree or * Error Prevention Value	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
9	* Difficulty Degree or * Competitive Advantage	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
10	* Difficulty Degree or * Maturity	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9
11	* Difficulty Degree or * Backbone Consistency	* 1	* 2 * 3 * 4 * 5 * 6 * 7 * 8 * 9

Figure 1. AHP-Criteria importance comparison table

After performing all comparisons the criteria priorities are calculated and the AHP based values are obtained which are shown in Figure 2.

Category	Priority	Rank
1 Difficulty Degree	2.3%	12
2 Man/Day Cost	3.2%	10
3 Urgency	4.3%	9
4 Regulatory Constraint	11.8%	4
5 Standards Constraint	7.8%	7
6 Corporate Constraint	4.4%	8
7 Man/Hour Gain Per Year	14.4%	2
8 Customer Request	16.1%	1
9 Error Prevention Value	12.7%	3
10 Competitive Advantage	10.5%	5
11 Maturity	2.6%	11
12 Backbone Consistency	10.0%	6

Figure 2. AHP-Criteria Priorities

The analysis of the results implicates that number 8 “Customer Request” criterion is the most important with priority value of 16.1 % and number 7 “Man/Hour Gain Per Year” criterion is the second with 14.4 % priority value and the third most important criterion is number 9 “Error Prevention Value” with priority value of 12.7 %. The least important three criteria are “Man/Day Cost”, “Maturity” and “Difficulty Degree” which lead us to the conclusion that if the requirement has significant man/hour gains or a request of our customers or brings great error prevention potential, we should strongly consider taking the requirement into the implementation plan. If the most important criteria are met but “Maturity” is low, meaning that it is not understood well enough, than we should elaborate more on the subject.

c. Business Value Calculation

After defining criteria and the weights of criteria, the next task is to calculate business values of each requirement. The following formula shows the business value calculation. Criteria value is the answer we give evaluating each requirement.

$$BusinessVal_i = \sum_{j=0}^n (CritVal_{ij} * CritWeight_{ij})$$

d. Implemented Application Software

Norm Group uses an enterprise resource planning software named Canias ERP [13]. Canias is an open source software and has a development platform of its own. In 2014, an application named “Hotline” was deployed on Canias and was opened to end-users in order to manage requirements and errors. In this paper, we implemented and adapted the prioritization system into existing “Hotline” application and put to use in IT department first.

In the first step, the existing 140 Hotline requests were evaluated and criteria values were entered manually by IT members and business values were calculated. After initial tests a web application was developed for the end-users in order to receive the criteria value during Hotline entry. The seminars were given to end-users and prioritization application was taken online. Figure 3 shows the user interface of evaluation web application.

Figure 3. Requirements Evaluation user interface

As seen in Figure 3 the end-users are required to answer all 9 criteria values. After the evaluation is completed the hotline is sent to IT department. The Man/Day Cost, Maturity and Backbone Consistency criteria are evaluated and the business values are calculated.

The business values which are calculated, are considered and a monthly execution plan is created by IT Manager in order to implement.

4. EVALUATION AND CONCLUSION

In consideration of limited IT resources, the prioritization process of all requirements using well defined criteria is needed. Requirements and error prioritization is a complex subject in the field of software engineering. This paper presents a case study of a IT requirements prioritization process in Norm Group with 2200 employees and 370 white-collar end-users. The main goal is to analyze and prioritize the requirements forwarded to IT department in a systematic manner.

The proposed study starts with a literature review by evaluating corporate objectives of Norm group and then 12 criteria are selected. The priorities of selected criteria are evaluated with multi-criteria based decision method AHP and the values of criteria weight are defined. The next step in the process is defining a formula for Business Value calculation and computing the business values of each requirement. The calculation formulas are based on Moisiadis Framework which provides additional methods for future application. For the last step, an integrated software application is developed in corporate systems which is then taken online with training end-users.

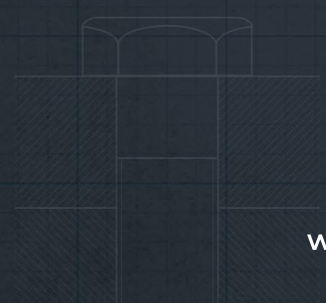
Companies which considerably need a prioritization process can adapt the process against their requirements by analyzing the proposed methods described in this paper. The steps in the system design can be slightly different for particular companies. For example the criteria priorities obtained using AHP method, shows Customer Request being the most important criterion with 16.1 % priority, Man Hour Gain being the second most with 14.4 % priority and Error Prevention Value being the third most with 12.7 % priority. These results indicate that NORM Group gives customer requirements the first priority putting considerably less emphasis of costs involved. The other two criteria mentioned before implies that requirements leading to business improvement and solving root causes of some errors, have strategically high importance.

The steps planned for the future works are as follows:

- In addition to the end-users, inclusion of the hierarchical manager of the claimant in the process, and updating the formula for business value calculation,
- Defining profiles of the end-users and updating the business value calculation to include claimant profile weight (new user, key user etc.),
- Defining different criteria and criteria weight profiles and a structure to enable application of a selected profile in order to support periodical strategic goals of the company.
- Moreover, a monthly corporate meeting including managerial staff in order to reevaluate the prioritized requirements can be essential.

REFERENCES

1. Boehm, Barry W. "Verifying and validating software requirements and design specifications." IEEE software 1.1 (1984): 75.
2. P. Berander, "Prioritization of stakeholder needs in software engineering, understanding and evaluation," Blekinge Institute of Technology. ISBN: 91-7295-052-8. Licentiate Series No 2004:12, 2004.
3. Kahraman C, Cebeci U, Ulukan Z. Multi-criteria supplier selection using fuzzy AHP. Logistics Information Management, 2003, 16(6): 382 – 394.
4. Frank Moisiadis "The Fundamentals Of Prioritising Requirements." Systems Engineering, Test & Evaluation Conference, Sydney, Australia (2002)
5. Achimugu, P. et al. "A systematic literature review of software requirements prioritization research." Information and Software Technology 56.6 (2014): 568-585.
6. Norm Group web site: (2016, June). Web address used: <http://www.normgroup.com.tr/>
7. M. Qiao, "The effectiveness of requirements prioritization techniques for a medium to large number of requirements: A systematic literature review," Auckland University of Technology, Auckland, New Zealand, (2009).
8. A guide to the business analysis body of knowledge International Institute of Business Analysis. 2009, <http://www.iiba.org>.
9. T. Bebensee, I. van de Weerd, S. Brinkkemper, Binary priority list for prioritizing software requirements, in: Requirements Engineering: Foundation for Software Quality, Springer, Berlin Heidelberg, 2010, pp. 67–78.
10. P. Fitsilis, V. Gerogiannis, L. Anthopoulos, I. Savvas, Supporting the requirements prioritization process using social network analysis techniques, in: Enabling Technologies: Infrastructures for Collaborative Enterprises (WETICE), 2010 19th IEEE International Workshop on, IEEE, pp.110–115.
11. Z. Racheva, M. Daneva, A. Herrmann, R. Wieringa, A conceptual model and process for client-driven agile requirements prioritization, in: Research Challenges in Information Science (RCIS), 2010 Fourth International Conference on, IEEE, 2010, pp. 287–298.
12. D. Leffingwell, D. Widrig, Managing Software Requirements: A Unified Approach, Addison-Wesley Longman Inc., 2000.
13. AHP calculation tool: (2016, June). Web address used: http://bpmsg.com/academic/ahp_calc.php
14. IAS Canias ERP: (2016, June). Web address used: <http://www.ias.com.tr/tr/Content/canias-erp-hakkinda>



NORM FASTENERS

www.normfasteners.com