



# Taşıt Jantlarının Yapısal Analiz İle Yorulma Dayanımının Belirlenmesi

Aydın ŞIK<sup>1\*</sup>, Murat ÖNDER<sup>1</sup>, M. Sadi KORKMAZ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Gazi Üniversitesi Mimarlık Fakültesi Endüstri Ürünleri Tasarımı Bölümü, Ankara, Türkiye.

<sup>2</sup>Jantsa Jant Sanayi ve Tic. A.Ş. Umurlu Organize Sanayi Bölgesi, Aydın, Türkiye.

Received: 03.07.2012 Revised:27.03.2013 Accepted: 26.07.2013

## Özet

Araçlarda statik ve dinamik yükler altında çalışan jantlar kritik öneme sahip elemanlardır. Tekrarlı gerilmeler altında çalışan jant yüzeylerinde, zamana bağlı olarak, belirli tekrarlanma sayıları sonunda çatlaklar meydana gelir. Çatlakların ilerlemesi sonucunda da malzemede kırılmalar oluşur. Bu çalışmada, taşıt araçlarındaki jantların standartlara uygun olarak yorulma ömrü test cihazında yorulma dayanımı testleri yapılmıştır. Ayrıca ANSYS 14.0 mühendislik yazılımı ile sanal ortamda jantın simülasyonu oluşturulmuştur ve yorulma dayanımı analizi yapılmıştır. Yorulma test makinasında yapılan testler ile ANSYS 14.0'da yapılan analizler karşılaştırılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Jant, Yorulma Testi, Sonlu Elemanlar Analizi, ANSYS Workbench

## Abstract

Wheels rim which run under static and dynamic loads on vehicles are critical elements. Running wheels rim on surfaces under repeated stress, depending on the time, after a certain number of repeated, cracks occur. As a result of the progress of cracks breakage occurs in the material. In this study, rims of according to standard fatigue strength tests on the fatigue life tester is made. Also the wheels of the virtual environment was created by ANSYS 14.0 engineering simulation software and fatigue strength analysis was performed. Tests on fatigue testing machine with the analysis made in ANSYS 14.0 were compared.

**Keywords:** Whell, Fatigue Testing, Finite Element Analysis, ANSYS Workbench

## 1. GİRİŞ

Taşıt araçları için jantlar, en kritik parçalardan olup insanların güvenliğini sağlayan hayati bir öneme sahiptir. Jant, taşıtlarda lastikle aks sistemi arasında bulunan, lastiğin takıldığı ve desteklendiği, yük taşıyan ve dönen emniyet parçasıdır. Emniyet parçaları: araç üzerinde mal ve can güvenliğini direkt etkileyen yasal yükümlülükleri olan parçalardır [1].

Jant ve lastik aracın zeminle olan ilişkisini sağlar. Araçlar seyir halindeyken, yürüten aksamla ilgili oluşabilecek herhangi bir aksaklık oldukça önemli sorunların yaşanmasına neden olabilir. Bu nedenle,

üstün kalite ile üretilmiş, yüksek performansa sahip jant kullanımının önemi ortaya çıkar [2].

Bir jantın dayanıklı ve sağlam olması birçok açıdan önemlidir. Bu nedenle, boyut ve tasarım ne olursa olsun, her türlü yol ve kullanım koşuluna dayanıklı, uzun ömürlü, güvenli, aracın motor gücünü ve performansını yola kusursuz biçimde yansıtan jantların kullanılması çok önemlidir. Jantlar belirli yükler altında çalışmaktadır, bu yükler bazı durumlara göre değişiklik göstermektedir. Çalışan jantların bazı bölgeleri üzerinde zamanla çatlaklar oluşabilmektedir [3].

\*Corresponding author, e-mail: aydins@gazi.edu.tr

Endüstride kullanılan makine parçaları ve yapı elemanları kullanım sırasında tekrarlanan gerilmeler ve titreşimler altında çalışmakta; ancak bu gerilmeler malzemenin ya da parçanın statik dayanımından küçük olmaktadır. Bu duruma karşın belirli bir tekrardan sonra çatlama ve bunu takip eden kopma olayı oluşmaktadır bu olaya yorulma denir [4, 5].

Çalışan parçaların yorulma performansını pek çok parametre etkiler. Bunlar, gerilme (yük), parçanın geometrisi ve özellikleri ve dış çevreyle ilgili parametrelerdir.

Yorulma çatlakları genel olarak dört aşamada meydana gelir;

- Çatlağın çekirdeklenmesi; yorulma hasarı işlemi, çatlak başlangıçları için en zayıf bağlantıları kullanır [6].
- Çatlağın yerel kayma bandında ilerlemesi; çatlak, kayma gerilmelerinin yüksek olduğu ve çekme doğrultusuyla 45°'lik açı doğrultusunda daha kolay ilerleme gösterir [7].
- Çatlağın maksimum yükün etki ettiği düzlemde ilerlemesi.
- Çatlak uzunluğunun kritik bir değere ulaşmasıyla kalan kesitin kırıldığı noktada oluşur [8].

Bu çalışmada yorulma dayanımı iki yöntemle araştırılmıştır. Birincisinde dinamik radyal yorulma test makinası diğerinde ise sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır.

ISO 3894'e uygun olarak belirtilen EUWA standardına göre tek parça kasnaklarla birlikte jant ve jant disklerinin belirli temel mukavemet özellikleri testleri için iki adet laboratuvar yöntemi kullanılmaktadır [9, 10]. Bunlar;

I. Dinamik radyal yorulma testi

II. Dinamik dönerli yorulma testi

## 2. MALZEME VE METOT

Jant üretiminde kullanılan 3949 (ERDEMİR 2003) çeliğinin Tablo 1'de kimyasal özellikleri ve Tablo 2'de mekanik özellikleri verilmiştir.

Tablo 1: 3949 (ERDEMİR 2003) malzemesinin kimyasal özellikleri.

C %	Si	Mn	P	S	N	Al	Nb	T	Sn	N
0,13-0,18	0,3	1,3-1,6	0,02	0,015	0,009	0,025-0,065	0,05	0,05	0,01	0,009

Tablo 2: 3949 (ERDEMİR 2003) malzemesinin mekanik.

Çekme Mukavemeti (N/mm <sup>2</sup> )	Akma Mukavemeti (N/mm <sup>2</sup> )	Uzama % (en az)
480-570	330-410	22

Bu çalışmada dinamik radyal yorulma testi uygulanmıştır. Sonlu Elemanlar Yöntemi, çeşitli mühendislik problemlerine kabul edilebilir bir yaklaşımla çözüm arayan bir sayısal çözüm yöntemidir. Ele alınan mühendislik probleminin çözüm bölgesi alt bölgelere ayrıklaştırılır ve her alt bölgede aranan fonksiyonun ifadesi polinom olacak şekilde seçilir. Belirli işlemler dahilinde her alt bölgede polinom olarak kabul edilen çözümün katsayıları belirlenmeye çalışılır [4].

Sonlu elemanlar yönteminin güvenilirliği ve pratikliği konusunda yapılan araştırmalar ve deneylerden sonra bu yöntemin gerçekle örtüşen sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Dolayısı ile bu fikrin endüstriyel ürün olarak ortaya çıkması çok uzun zaman almamıştır. Çok geçmeden sonlu elemanlar prensibini ilke edinmiş yazılımlar piyasaya sürülmeye başlanmıştır. Bunlardan başlıca olanları, FLUENT, LS-DYNA, LINFLOW, CivilFEM, AUTODYN ve son olarak ANSYS yazılımlarıdır. Bahsi geçen bu yazılımlar çeşitli bilim dallarına hizmet veren yazılımlar olarak dikkat çekmektedirler.

Son yıllarda ANSYS, adından sıkça bahsedilmeye başlanan yazılımdır. Özellikle statik gerilme problemlerinin çözümü ve hatırı sayılır şekilde dinamik problemlerin çözümünde gösterdiği başarı kayda değer seviyelerdedir. Tüm bu bilgiler eşliğinde bu çalışmada yapılan uygulamalarda da ANSYS 14.0 yazılımı tercih edilmiştir [7, 8].

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan etkileşimini simüle etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır [7, 8].

Bu çalışmanın amacı, henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlayan ANSYS yazılımı ile normal yorulma test makinasında yorulma dayanımı testleri yapılarak her ikisinin sonuçları karşılaştırılmıştır.

Tablo 3: Çalışmada kullanılan jantın özellikleri.

Jant Ebadı	22,5"x11,25"
Malzeme Kalitesi	Kasnak; Akma Mukavemeti 330-410 N/mm <sup>2</sup> , Çekme Mukavemeti 480-570 N/mm <sup>2</sup>
Malzeme Kalitesi	Disk; Akma Mukavemeti 330-410 N/mm <sup>2</sup> , Çekme Mukavemeti 480-570 N/mm <sup>2</sup>
Dayanıklılık Limiti	500.000 çevrim için yapılan dinamik yorulma analizi

### 3. DENEYSEL VE YAPISAL ANALİZ

#### 3.1. Dinamik Radyal Yorulma Testi

Makale Şekil 1'de dinamik radyal yorulma test makinesinin resmi görülmektedir.



Şekil 1. Dinamik radyal yorulma test makinesi

Deney makinasında, yalnız lastik takılmış jant dönerken sabit ve radyal yük uygulayacak bir düzen bulundurulup, radyal yük, düzgün yüzeyle ve uzunluğu, yüklü lastiğin genişliğinden daha büyük olan döner bir silindire uygulanır. Öncelikle silindir çapı 1700 mm olmalıdır [10, 11].

Deney sırasında, lastik basıncında çok az bir yükselme olacaktır. Lastik basıncındaki bu yükselme olağandır ve düzeltme gerektirmez. Yükleme düzeni belirtilen lastik basıncını  $\pm \%2,5$  tolerans sınırları içinde tutar [11, 12].

Radyal yük  $F_p$ , Newton, aşağıdaki formülden hesaplanır;

Bütün taşıt tipleri için:  $F_p = S \cdot F_v$

Burada;

$F_p$ : Deney yükü [N]

$F_v$ : Jantın azami yük kapasitesi [N]

S: Güvenlik faktörü (hızlandırılmış yorulma katsayısı=2,2) [11-14].

Yorulma ömrü modeli belirlemek için temel yöntem, yorulma ömrü testi ve yorulma ömrü analizleridir. Yorulma ömrü testi, yüksek bir maliyete ve çevrim süresine sahiptir. Yorulma ömrü analizleri, yüklemeye zamanı geçmişine ve malzemelerin yorulma özelliklerine dayanmaktadır [3, 4, 8, 15].

Ürün tasarım aşamasında deneysel örneklerin sayısını azaltarak ve geliştirme süresini kısaltarak yorulma ömrü tahmin edilebilir. Yorulma ömrü analizi, normal gerilme analizlerini, çatlak oluşum analizini, gerilme alan yoğunluğunu ve enerji yasanımı içermektedir [16, 17].

Deney cihazı, içinde jantların rahatlıkla daldırılıp temizleme ve deney sıvıları ile temas edebileceği boyut ve şekillerde muhtelif tanklardan meydana gelmektedir.

Yıkayıp temizlenen jantlar önce gözle görülmeyen çatlakları tespit etmede kullanılan özel renkli sıvıya (penetrant sıvıya) 5 dakika müddetle daldırılır veya bu özel sıvı, bir püskürtücü vasıtasıyla püskürtülür.

Sonra jantın bütün yüzeyi renkli özel sıvı kalmayacak şekilde basınçlı özel temizleme sıvısı ile yıkanır ve sıcak hava ile kurutulur. Bütün yüzeye havalı tabanca ile özel bir toz (genişletme pudrası) püskürtülür.

Jantın üzerinde herhangi bir kılcal çatlak varsa, içindeki boya püskürtülen toz tarafından emilerek net görünür hale gelir (Şekil 2). Çatlak deneyi için diğer metotlar da kullanılabilir, ancak anlaşmazlık halinde özel renkli sıvıya daldırma metodu uygulanır.



Şekil 2. Test makinesinde jantın kırılma bölgeleri

3949 çeliği alın kaynağı, profillemeye ve genişletme işlemlerinden geçtikten sonra kasnak haline gelir, diğer bir hatta ise presleme, sıvama ve delik açma süreçlerinden sonra disk oluşturulur, bu iki yarı mamül montajlanır ve kaynak yapılır.

### 3.2. Yapısal Analiz

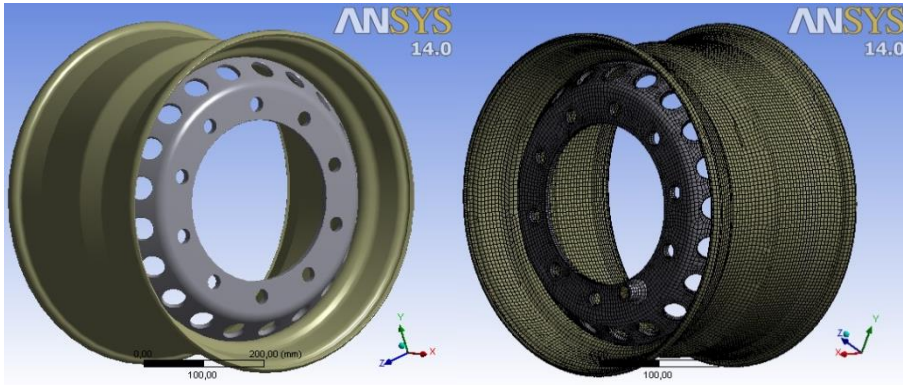
#### 3.2.1. Katı modelin oluşturulması

Bu bölümde; çeşitli araçlarda kullanılmak için üretilen jantın yapısal analizi yapılmıştır. Ansys Design Moduler'da jantın 3 boyutlu katı modeli oluşturulduktan sonra, sonlu elemanlar yöntemine göre ANSYS 14.0 programında, yapısal analize tabii tutulmuştur. Yapılan analiz sonucunda ise jantta meydana gelen en yüksek gerilmenin ve deformasyonun

geldiği kritik bölgeler tespit edilerek deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3a'da jantın 3 boyutlu katı modeli gösterilmiştir.

#### 3.2.2. Çözüm ağlarının oluşturulması

Şekil 3. b'de ise hazırlanan jant modeline sayısal ağ atılmış görüntüsü verilmiştir. Kurulan geometrik model üzerinde sayısal çözümleme en doğru sonuca ulaşmak için sayısal ağ modülü, üç boyutlu olarak kurulmuştur. Jant üzerindeki kenarlar, kasnaklar ve cıvata bağlantı bölgeleri tehlikeli bölgelerdir. Bundan dolayı gerilim bölgesinde atılan sayısal ağların yoğun olmasına karşılık kasnak bölgesindeki ağ dağılımı daha seyrek olabilir. Bu jant modeli için 349.733 adet düğüm ile 97.403 adet ağ elemanı atılmıştır



Şekil 3. a) ANSYS'de çizilmiş jant modeli, b) Sayısal ağ atılmış jant modeli

#### 3.2.3. Sınır Şartları

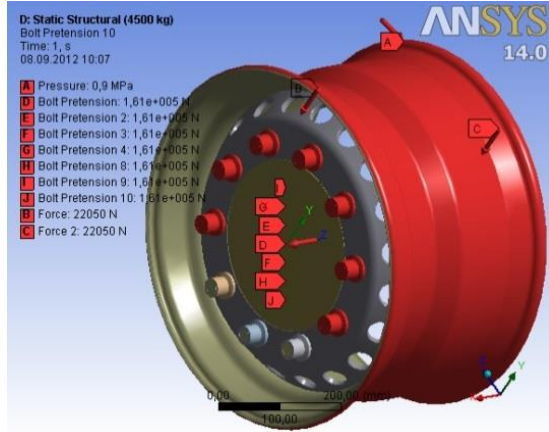
Şekil 4'te modellenen jantın uygulanan sınır şartları gösterilmiştir. Şaftın sonundaki sabit bir kuvvet ile yüklenmiştir, kasnağın flanşları etrafında kısıtlanmıştır. Bu shaft yükü ve jant cıvatalarla birbirine bağlanmıştır.

Jant deformasyonu için jantlarda kullanılan bağlantılar, sonlu elemanlar analizinde birer katı cisim gibi tanımlanmıştır.

Taşıma yükü: 44,1 kN

Bijon ön yükü: 161 kN

Lastik Basıncı: 9 bar



Şekil 4. Janta uygulanan yükler

Malzemelerin teknik özellikleri programda tanımlayarak çevrimi simüle etmek için, yük durumları ve jant tepkileri hesaplanmıştır. Simülasyonda, çevrimsel yüklenen kuvvetin orijinden x eksenini pozitif yönünde olduğu verilmiştir.

### 3.3. Deneysel ve Yapısal Sonuçların Karşılaştırılması

#### 3.3.1. Deneysel sonuçların incelenmesi

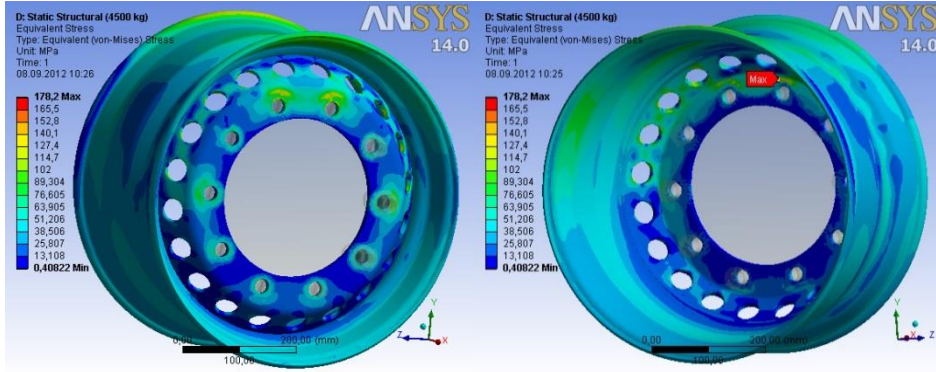
Dinamik radyal yorulma dayanımı makinesinde yapılan deney sonuçları Tablo 4'te verilmiştir. Burada istenen ömür 500.000 olarak belirlenmiştir.

Tablo 4. Dinamik radyal yorulma dayanımı testi verileri

Taşıma kapasitesi	4500 kg	Test makinası koşulları	1
Lastik Ebadı	385 65 R 22,5	Test standardı	EUWA ES 3.11
Lastik yapısı	Radyal	Disk malzemesi	(ERDEMİR 2003) 3949
Lastik test basıncı (psi)	145psi	Kasnak malzemesi	(ERDEMİR 2003) 3949
Lastik statik yarıçapı (m)	0.506	Test faktörü	2.2
Lastik devri (d/dak)	152	İstenen ömür (Devir)	500.000
Tambur devri (d/dak)	90	Test hızı (Km/h)	30
Sıkma torku (Nm)	610	Lastik ağırlığı (kg)	52,8
Test yükü(Kg)	9900	Tambur çapı Ø (mm)	1707.06
Devir	Hava Basıncı (psi)	Tork (Nm)	Gözlemler
0	145	610	Start Verildi
5.000	145	610	Sorun Yok
50.000	145	610	Sorun Yok
150.000	145	610	Sorun Yok
250.000	145	610	Sorun Yok
350.000	145	610	Sorun Yok
450.000	145	610	Sorun Yok
500.000	145	610	Sorun Yok
750.000	145	610	567.500 döngüde jant kırıldığı için test sonlandırıldı
1.000.000	145	610	.....
Sonuç	567.500 döngüde Jantın diskinde bijon dan başlayan çatlak tespit edilmiştir. Disk havalandırmaların arasından kırılmıştır. Kaynak başlangıcından da çatlak tespit edilmiştir. Jant yorulma dayanımı testini başarıyla geçmiştir.		

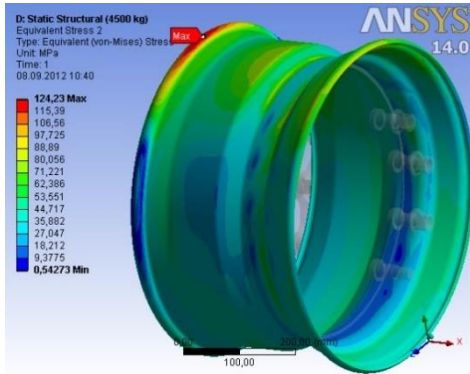
#### 3.3.2. Yapısal analiz sonuçlarının incelenmesi

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yorulma testinde, Şekil 5'te jant dinamik momente maruz kalırken yük yönü maksimum gerilim noktası zamanla değişkenlik göstermiştir. Maksimum gerilim değeri 178,2 MPa olup, disk üzerinde olduğu gözlenmiştir.



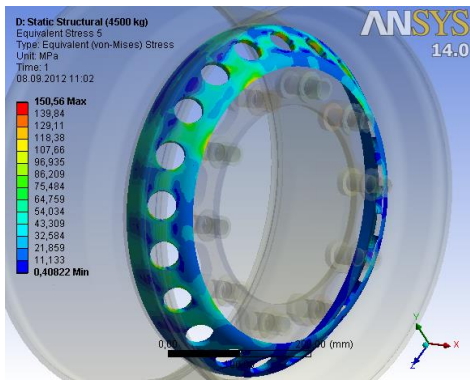
Şekil 5. İki farklı görünümde disk üzerindeki statik gerilim değerleri

Şekil 5'te görüldüğü gibi  $0^\circ$  yükleme yönündeki maksimum gerilim civata deliği bölgesinde 178,2 MPa oluşmuştur. Analize göre bu alan jant üzerindeki çatlağın oluştuğu civata alanıdır. Aynı şekilde diskin yanında kasnak, havalandırma bölgesi ve kaynak bölgelerinde oluşan gerilmelerde gösterilmiştir. Kasnak bölgeleri incelendiğinde Şekil 6'da görüldüğü gibi maksimum gerilme değeri 124,23 MPa olmuştur.



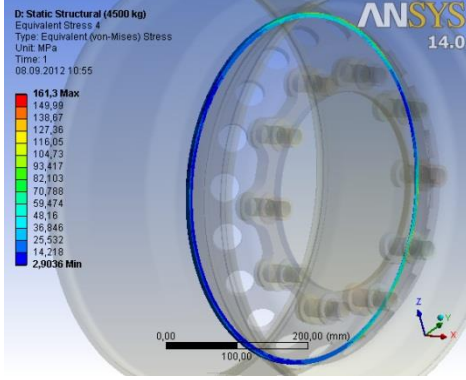
Şekil 6. Kasnak bölgelerinde oluşan gerilmeler

Diskin havalandırma bölgelerinde oluşan maksimum gerilmeler (150,56 MPa) Şekil 7'de gösterilmiştir.



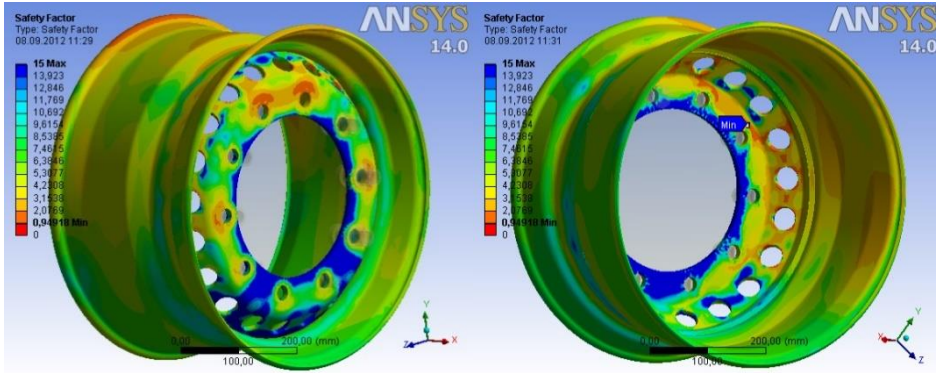
Şekil 7. Disk havalandırma bölgelerinde oluşan gerilmeler

Şekil 8’de kaynak bölgelerinde yüksek gerilimlere ulaşıldığı gözlenmiştir Bu bölgelerde maksimum gerilme 161,3 MPa olmuştur.



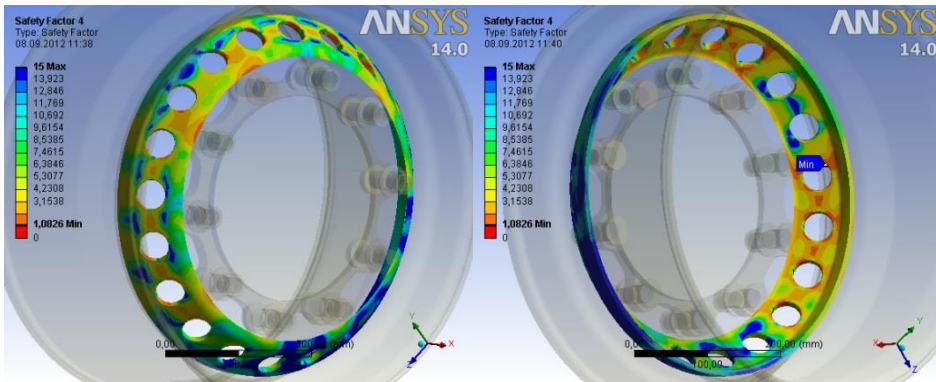
Şekil 8. Kaynak bölgelerinde oluşan gerilimler

Şekil 9’da minimum dinamik güvenlik faktörünün disk üzerinde oluştuğu gözlenmiştir.

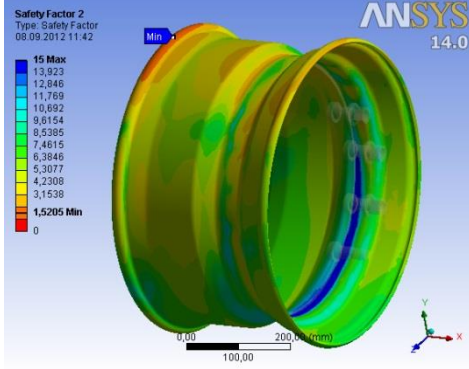


Şekil 9. Disk üzerinde minimum güvenlik faktörünün oluştuğu bölgeler

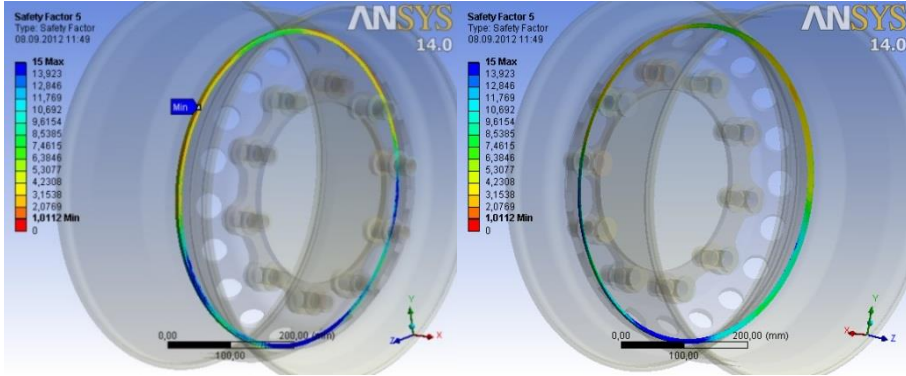
İncelenen diğer bölgelerdeki güvenlik katsayıları da Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12’de verilmiştir.



Şekil 10. Disk havalandırma bölgelerinde güvenlik faktörü: 1,0826

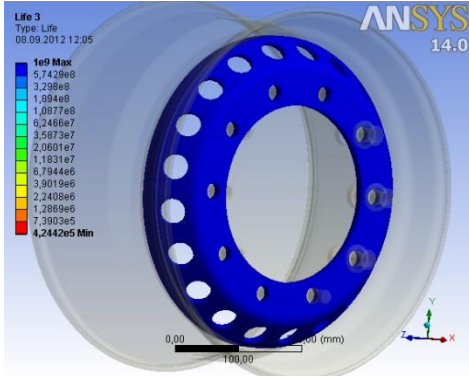


Şekil 11. Kasnak bölgelerinde güvenlik faktörü: 1,5025



Şekil 12. Kaynak bölgelerinde güvenlik faktörü:1,0112

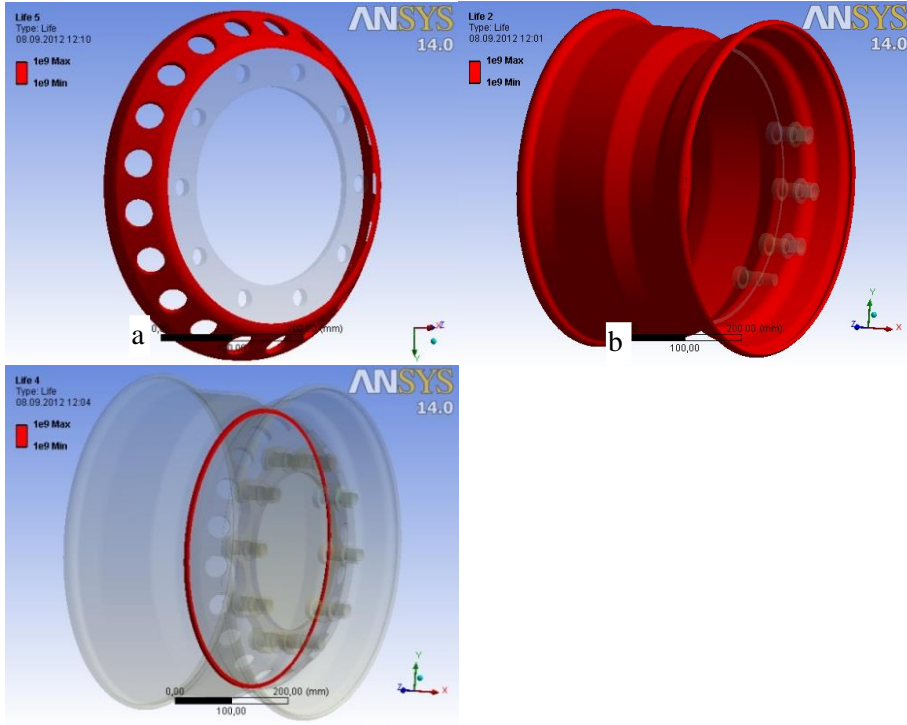
Şekil 13'te yaşam ömürleri incelendiğinde en düşük yaşam ömrünün diğer bulunan parametrelerden de tahmin edilebileceği gibi disk bölgelerinde olduğu gözlenmiştir. Hem disk bölgesindeki hem de diğer bölgelerdeki ömürler görselleriyle birlikte gösterilmiştir. Öncelikle disk üzerindeki yaşam ömrü incelendiğinde 424.420 çevrim olduğu görülmektedir.



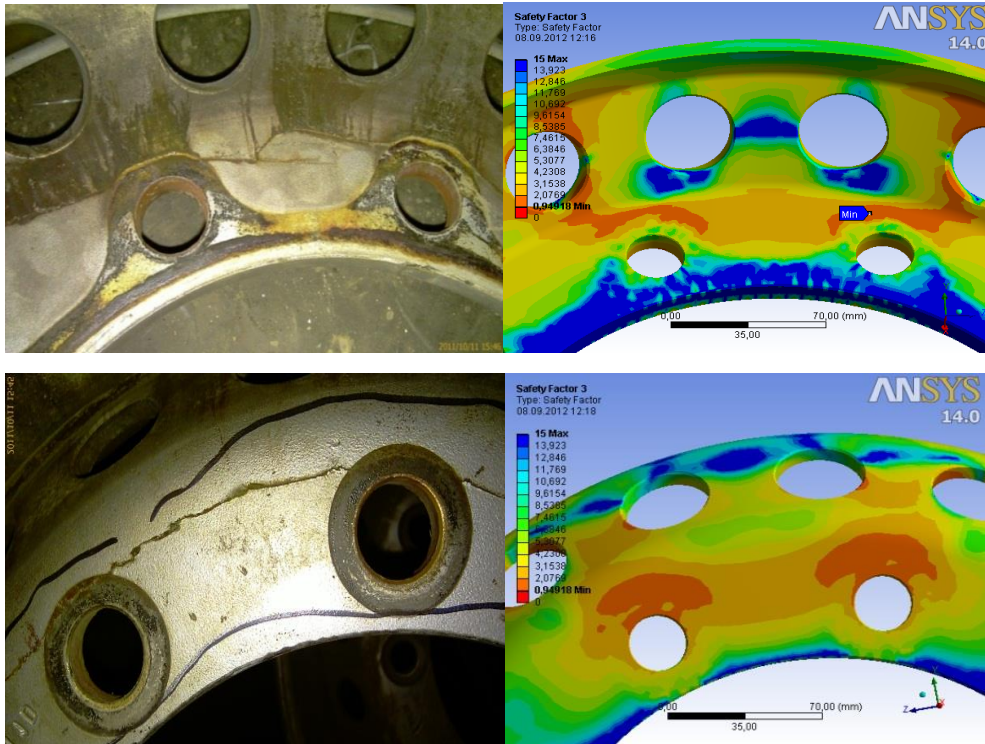
Şekil 13. Jantın diskin üzerindeki ömür değerleri

Şekil 14'te kasnak, disk havalandırma ve kaynak bölgeleri incelendiğinde 1 milyon çevrim yapıldığı görülmüştür, bu çevrim sayısı sonsuz ömür anlamına gelmektedir.





Şekil 14. Yorulma ömürleri a) disk havalandırma bölgesi b) kasnak bölgesi c) kaynak bölgeleri



Şekil 15. Test makinesinde ve simülasyonda oluşan çatlak başlama bölgeleri

Şekil 15'te test makinesinde yapılan jant yorulma testi ve sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yorulma testlerinin çatlama yerleri gösterilmiştir.

#### 4. SONUÇLAR

ANSYS 14.0'da yapılan analiz sonuçlarına göre, maksimum gerilme alanının, uygulamada olduğu gibi disk üzerindeki cıvata bağlantı bölgelerinde olduğu görülmüştür. Böylece, gerçek statik yük testi sonuçları ile sonlu elemanlar modeli test sonuçlarının birbiriyle tutarlı olduğu anlaşılmıştır.

Jant çapı, düşey yük, malzeme sertliği, yorulma dayanımı ve malzeme sünekliği gibi çeşitli parametreler çalışma sonucuna etki etmektedir. Gelecek araştırmalarda, bu parametrelerin etkileşimlerinin daha çok dikkate alınması gerekir. Kapsamlı deneysel veriler, etkileşim modellerini doğrulamak için gereklidir. Ayrıca, diğer etkiler, üretimin artık gerilimi gibi, fren yüklemesi, termal yükler, dinamik ve darbe yükleri, malzeme kusurları geliştirilmiş yöntemle dâhil edilmesi gerekir.

Jant disklerinin kırılmasının ana sebebi; bijon somununun diske batması ile birlikte yıldız kampananın da ters yönden baskısıyla gerçekleşen batmadan kaynaklı çentikler oluşması ve bu çentiklerin zamanla çatlak oluşuma neden olduğu her iki test yönteminde de görülmüştür.

Testlerin sayısal olarak modellenmesi, belirlenen model üzerinde hızlı çözümler sunmaktadır. Böylece bu yöntemle karmaşık ve zaman alan problemlerin çözümünde ve uygun tasarımın bulunması için yapılan tekrarlı testlerin azalmasını sağlayarak maliyetleri düşürmektedir.

Sonuç olarak bu çalışma ile yorulma dayanımı testlerinde sonlu elemanlar yönteminin uygulanabilirliği ve tasarım sürecindeki ürünlere mekanik testler uygulanmadan ürün uygunluğunun tespiti ile ilgili çalışmaların yapılabilirliği görülmektedir.

#### 5. SEMBOLLER

Fp: Deney yükü [N]

Fv: Jantın azami yük kapasitesi [N]

S: Güvenlik faktörü

#### 6. TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, Gazi Üniversitesi ve Jantsa Jant Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi birlikte SANTEZ (00878.STZ.2011-1) projesi olarak desteklenmiştir.

#### KAYNAKLAR

- [1] Oytaç, M., "Türkiye Jant Sanayi ve Jant Sanayinde Kullanılan Kalıp Çeliklerinin Araştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir, Türkiye, 2006.
- [2] Wang, L., Chen, Y., Wang, C., Wang, Q., "Fatigue Life Analysis Of Aluminum Wheels By Simulation Of Rotary Fatigue Test", *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 57(2011)1, 31-39, China, 2010.

- [3] Carvalho, C, P, Voorwald, H., Lopes, C., "Automotive Wheels An Approach For Structural Analysis And Fatigue Life Prediction", SAE International Technical Note, 2001.
- [4] Şık, A., "MIG/MAG Kaynak Yöntemi İle Birleştirilen Çelik Malzemelerde İlave Tel Türleri ve Koruyucu Gaz Karışımlarının Eğmeli Yorulma Ömürlerine Etkilerinin Araştırılması". Gazi Üniversitesi Mühendislik. Mimarlık. Fakültesi Dergisi, 22/4, 769-777, 2007.
- [5] Sakin, R., "Bilgisayar Destekli Çok Numuneli Eğilme Yorulma Test Cihazı Tasarımı ve Cam-Fiber Takviyeli Polyester Kompozitlerde Eğilme Yorulması Davranışının İncelenmesi", Doktora Tezi, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, Türkiye, 2004.
- [6] Wang, L., Chen, Y., Wang, C., "Fatigue Life Analysis of Aluminum Wheels by Simulation of Rotary Fatigue Test", *Journal of Mechanical Engineering*, 57/1, 31-39, 2011.
- [7] Yutao, Z., "Aluminum Alloy Wheel Manufacturing Technology", China Machine Press, Beijing, 2004.
- [8] Kocacıçak, U., Fırat, M., "Numerical Analysis Of Wheel Cornering Fatigue Tests", *Engineering Failure Analysis*, 8, 339- 354, 2001.
- [9] Türk Standartları Enstitüsü. Ics 43.020; 43.040 Ts 8987, Nisan 2001.
- [10] EUWA Standards Test Requirements For Truck Steel Wheels, ES.3.11 May 2006.
- [11] EUWA Standards Test Requirementsfor Agricultural Wheels ES.3.12 April 2004.
- [12] Nath, B., (Çev. Günay, D.), Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodunun Temelleri, Sakarya Üniversitesi Matbaası, Sakarya, 1993.
- [13] Türk Standardı Kayışla Tahrik-Taraklı V Kayışları Otomotiv Endüstrisi İçin Yorulma Deneyi ICS 21.220.10 TS ISO 11749/Nisan 1998.
- [14] Türk Standardı Karayolu Taşıtları Karayolunda Kullanım İçin Otomobil Tekerlekleri Deney Metotları ICS 43.040.50 TS ISO 3006 Temmuz 2006.
- [15] Liu, Y., Stratman, B., Mahadevan, S., "Fatigue Crack İnitiation Life Prediction Of Railroad Wheels", Vanderbilt University, Nashville USA, 2005.
- [16] Liu, Y., Mahadevan, S., "Analysis Of Subsurface Crack Propagation Under Rolling Contact Loading İn Railroad Wheels Using Fem", *Engineering Fracture Mechanics*, 74/17, 2659-2674, 2007.
- [17] Arıkan, M.S., "Sonlu Elemanlar Metodunda Mühendislik Uygulamaları", ODTÜ, Ankara. 1990.