

Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

Araştırma Makalesi

Ticari Araç Sac Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu İle Yorulma Analizi

Hakan KUTLAK[a,b,*], İlyas UYGUR[c]

[a] *Makine Mühendisliği Bölümü, Fen Bilimleri Enstitüsü, Düzce Üniversitesi, Düzce, TÜRKİYE*
[b] *Teknorot Otomotiv Ürünleri ve San. Tic. A.Ş., Düzce, TÜRKİYE*
[c] *Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Düzce Üniversitesi, Düzce, TÜRKİYE*
** Sorumlu yazarın e-post adresi: hakan.kutlak@teknorot.com*

ÖZET

Taşıtlarda kullanılan direksiyon ve süspansiyon sistemleri, taşıtların sürüş güvenliğini sağlayan elemanlardır. Spesifik bir aracın süspansiyon sistemine ait salıncak parçasının, önceden belirlenmiş ve test ortamında etki eden yükler altındaki mukavemet, yorulma ve ömür analizini yapmak için ömür test cihazındaki koşullar ANSYS® ortamında modellenerek, ANSYS® ve nCode® programları kullanılarak çözdürülmüştür. Bu çalışma kapsamında, direksiyon ve süspansiyon sisteminin elemanını olan Peugeot Partner 635/6 Sac Salıncak parçasının mukavemet, yorulma ve ömür analizi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Sac Salıncak, Mukavamet, Yorulma Analizi, Ömür Analizi, ANSYS®, nCode®*

Fatigue Life Analysis of a Commercial Vehicle Sheet Metal Wishbone System by Using Finite Element Method

ABSTRACT

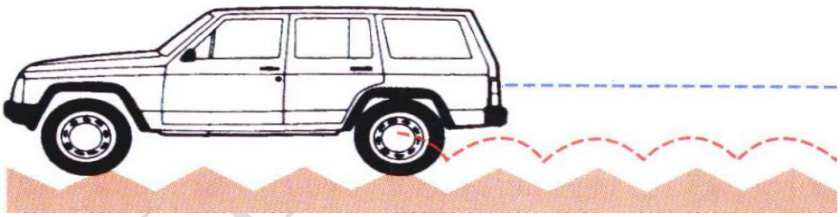
Steering and suspension systems are components of the vehicles which provides driving safety. A wishbone, which belongs to a specific vehicle's suspension system, is put to test under pre-determined loadings. In order to perform strength, fatigue and life analysis, conditions of life test device are modelled by using ANSYS® and being solved by using ANSYS® and nCode® software. In this study, strength, fatigue and life analysis of wishbones P-635/6, which are components of Peugeot Partner steering and suspension system, has been performed.

Keywords: *Sheet Metal Wishbone, Strength, Fatigue Analysis, Life Analysis, ANSYS®, nCode®*

Geliş: 07/01/2014, Düzeltme: 17/01/2014, Kabul: 30/01/2014

I. GİRİŞ

Eğer bir aracın aks'ı doğrudan gövdeye bağlansaydı sürüş esnasında yoldan ve yolun engebelerinden gelebilecek tüm titreşimler ve darbeler araca iletilirdi. Böyle bir durumda rahat sürüş ve yüksek hızlara erişim mümkün olmayacaktır. Modern araçlarda kolaylıkla yüksek hızlara ulaşılması ve konforlu sürüş şartları, doğrudan doğruya iyi tasarlanmış bir süspansiyon sisteminin kullanılmasının sonucudur. Araçlarda kullanılan süspansiyon sisteminin amacı; minimum bir aşağı-yukarı salınma hareketi ile aracın öne doğru hareket etmesine imkan vermek ve yol ile lastik arasında teması kaybetmeden viraj almayı sağlamaktır. Süspansiyon sistemi aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi yol yüzeyindeki engebelerin oluşturduğu darbelerin aracın gövdesine geçerken absorbe edilerek aracın sarsıntı olmaksızın hareketine olanak sağlar.

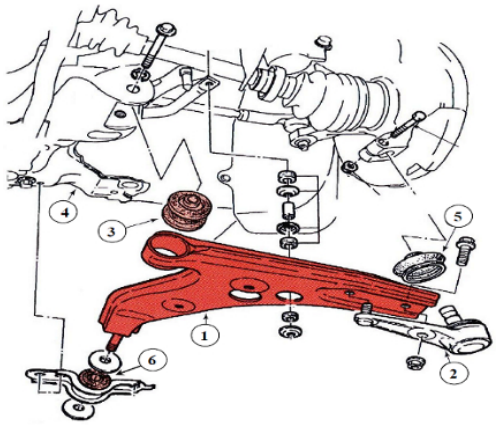


Şekil 1. *Araç Gövdesinin Yol Şartlarına Göre Hareketi [1]*

Şekil 1'de görülen engebeli yolda aracın tekerleri engebelerden dolayı aşağı-yukarı hareket ederken (kırmızı renk ile gösterilen çizgi boyunca) araç gövdesi düz bir şekilde (mavi ile gösterilen çizgi boyunca) hareket eder.

Tüm araçlar salıncak ya da gergi kollarına sahiptir. Salıncak ve gergi kolları tekerleklerin aşağı-yukarı hareketine izin verirken, diğer yönlerdeki istenmeyen hareketlerini engeller. Tekerlekler, araçların hızlanması, frenlemesi veya dönmesi esnasında istenmeyen yönlerde harekete eğilimlidir. Otomobil süspansiyon sistemleri ya sadece salıncak ya da kontrol kolları ve gergi kollarının bileşiminden oluşur.

Aşağıdaki Şekil 2'de otomobillerin ön süspansiyon sisteminde kullanılan tipik bir salıncak gösterilmiştir.



Şekil 2. *Bir Aracın Ön Salıncak ve Ön Süspansiyon Sistemi [1]*
1.Salıncak, 2.Salıncak Rotili, 3 ve 6 Kauçuk Burçlar, 4.Aracın Gövdesi, 5.Rotil Körüğü

Salıncakların ön ve arka bağlantı yerleri kauçuk burçlar ile yataklanmıştır. Tekerlekler hareket ederken salıncak öne ve arkaya olan hareket eğilimi, burçlarla desteklenen bağlantı noktaları tarafından absorbe edilir. Salıncak, tekerlerin istenmeyen yöndeki hareketlerini engelleyecek şekilde tasarlanır [1].

Bir taşıtın tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli noktalardan biri de tasarımı yapılan taşıt elemanlarının kendilerinden beklenen mukavemet değerlerini sağlamalarıdır. Tekerlekleri aracın şasisine bağlayan salıncak çeşitli zorlanmalara (eğilme, v.s.) karşı mukavemet göstermek durumundadır. Etki eden kuvvet ve momentler altında çözüme denge denklemleri yardımıyla ulaşılması genellikle zordur. Bu durumda farklı metotların kullanılması gereklidir. Bu metotlardan sonlu elemanlar analizi kolay ve bilgisayar destekli tasarım sistemleriyle entegre edilebilmesi nedeni ile özellikle otomotiv sanayinde çok yoğun bir şekilde kullanılmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin yorulma analizlerinde kullanılması ile parçaların test işlemine tabi tutulmadan yorulma analizleri yapılabilmektedir. Dolayısıyla, birçok makine parçaları henüz imal edilmeden yorulma davranışları belirlenebilmektedir [2 - 11].

Tekrarlı yüklemelere maruz kalan malzemelerin mukavemeti azalır. Malzemenin akma ve kopma mukavemetlerinin çok altındaki gerilme değerlerinde bile malzemede kırılma meydana gelebilir, bunun nedeni yorulma olayıdır. Yorulmadan dolayı oluşan kırılmanın malzemenin neresinde ve ne zaman oluşacağını önceden kestirmek zordur. Geçmişte birçok kazalara neden olan malzeme yorulması konusu üzerinde çalışmalar yapılmış olup, bu konudaki araştırmalar halen devam etmektedir. Bununla beraber yorulma, çok değişik faktörlerin rol oynadığı karmaşık bir olaydır ve bu nedenle henüz tam olarak anlaşılamamıştır [12].

Decker ve Savaidis [13] tekerleklere gelen yüklerin ölçümünü ve analizini yaparak bir taşıtın şasi elemanlarının ömür ve tasarımını üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Rupp ve Grubisic'in geliştirdiği sensörleri kullanarak tekerlek kuvvet ve momentlerini ölçmüşlerdir. Ayaroğlu ve Tahralı [14] GDT model (4x4) askeri aracın aktarma elemanlarının birikimli hasar durumlarına göre ömürlerini değerlendirmişlerdir. Aracın şehir içinde ve arazi şartlarındaki seyir testleri yapılarak motor ve vites konumlarındaki momentleri, her vites konumunda kalma süreleri ve oranları elde edilmiştir. Klasik ömür hesaplama yöntemlerini kullanarak yük tekrarı ve km olarak eşdeğer ömür değerlerini elde etmişlerdir. Arslan ve Özkan [15] yeni bir ticari vasıta tasarımında hedeflenen yorulma ömrü değerlerine ulaşılmasında izlenen prosedürü özetlemiş olup çalışmaları bir derlemedir. Ereke [16] yol verisi kulanım yöntemlerini özetleyerek ömür testi yapılan bir ticari taşıt komponenti uygulamasından bahsetmiştir. Ömür testlerinde blok-program yöntemi kullanılmıştır. Ulusoy ve Arkadaşları [17] sürekli dört çeker bir otomobil kardan milinin yorulma analizini yapmışlardır. Modelleme Catia® programı kullanılarak, yorulma gerilmesi değerleri ve yorulma ömrü ise Msc.Fatigue programı kullanılarak elde edilmiştir. Şener ve Arkadaşları [18] bir hafif ticari araç arka süspansiyon yaprak yayının gerilme ve yorulma analizini yapmışlardır. Gerilme analizleri Msc.Patran®, yorulma analizleri ise Msc. Fatigue® programında yapılmıştır. Ayrıca Türkiye yollarının yorulma karakteristiğine ait çalışma şartlarını çıkarmışlardır. Demir ve Arkadaşları [19] bir taşıtın değişik tümseklerden geçtiği durum için şasi ve karoseride sonlu elemanlar metodu kullanarak gerilme ve titreşim analizlerini yapmışlardır [20].

Direksiyon ve süspansiyon sistemleri, taşıtların sürüş güvenliğini ve sürüş konforunu sağlayan elemanlardır. Sac salıncak tasarımında, işletme şartlarından doğan kuvvetlere karşı dayanıklılık temel hedeflerden biridir. Dolayısıyla, işletme şartlarından doğan zorlanma sonucu oluşacak gerilmelerin hangi yoğunlukta ve hangi şiddette olacağının kestirilmesi büyük önem arz eder. Bu çalışmada, spesifik bir aracın süspansiyon sistemine ait salıncak parçasının, Şekil 3'de gösterilen önceden belirlenmiş ve test ortamında etki ettirilen yükler altındaki mukavemet, yorulma ve ömür durumlarının, bilgisayar ortamında ANSYS® ve nCode® kullanılarak çözdürüldürülmüştür. Sac salıncağın yorulma analizi konusunda literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanılmadığı için

direksiyon ve süspansiyon elemanı olan Peugeot Partner 635/6 Sac Salıncak parçasının mukavemet, yorulma ve ömür analizi yapılmıştır.



Şekil 3. *Salıncağa Ömür Test Cihazında Uygulanan Test Değerleri*

Bu çalışmada izlenilen yol ana başlıklar ile aşağıda verilmiştir:

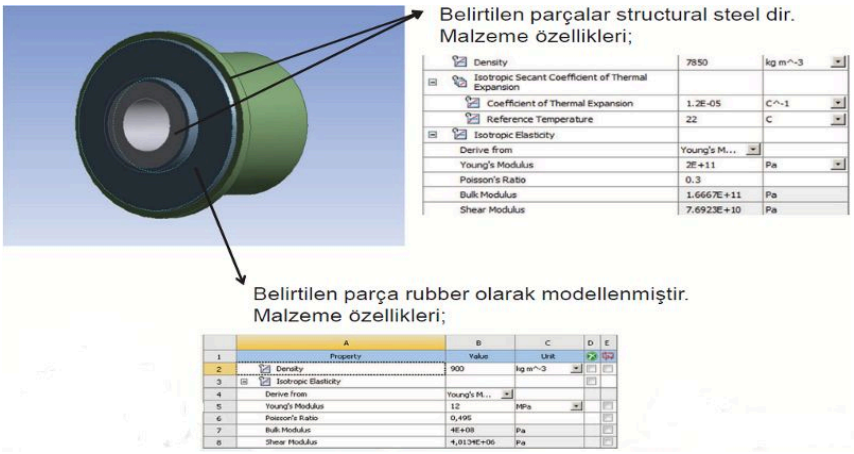
- Kauçuk parçaların stiffness analizlerinin yapılması
- Salıncak modelinin (kaynak bölgeleri dahil) hazırlanması
- Yükleme ve sınır şartlarının tanımlanması
- Kaynak modellerinin ve kontak algoritmalarının iyileştirilmesi
- Malzeme bilgilerinin atanması
- Deformasyon ve gerilme sonuçlarının elde edilmesi (ANSYS®)
- Ömür hesaplamarının yapılması (nCode®)

II. MALZEME VE YÖNTEM

Salıncağın yük altındaki gerilme analiniz işleminin süresini kısaltmak amacı ile kauçuk burçların yay katsayısı (stiffness değerleri) ANSYS® programında ayrıca belirlenerek, tüm sistemin analizinde kullanılmıştır.

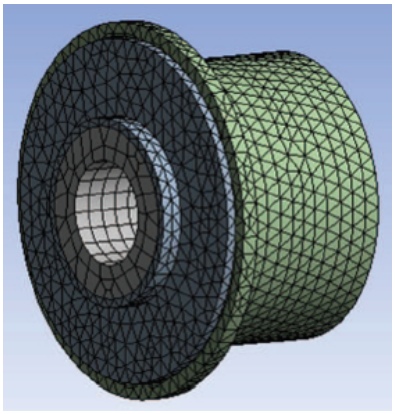
A. Birinci Kauçuk Burcun Modellenmesi, Malzeme Ve Ağ Örgüsü (Mesh) Atama

Öncelikle tersine mühendislik (reverse-engineering) yöntemi ile üzerinde çalışılması uygun görülen 1. kauçuk burç Şekil 4'de gösterildiği gibi orijinal parçaların ölçülerine göre Unigraphics® programında üç boyutlu (3B) bilgisayar destekli katı modeli oluşturulmuştur. ANSYS® programında malzeme atama işlemi yapılmıştır.



Şekil 4. *Birinci Kauçuk Burcun Üç Boyutlu (3B) Bilgisayar Destekli Katı Modeli ve Malzeme Atama*

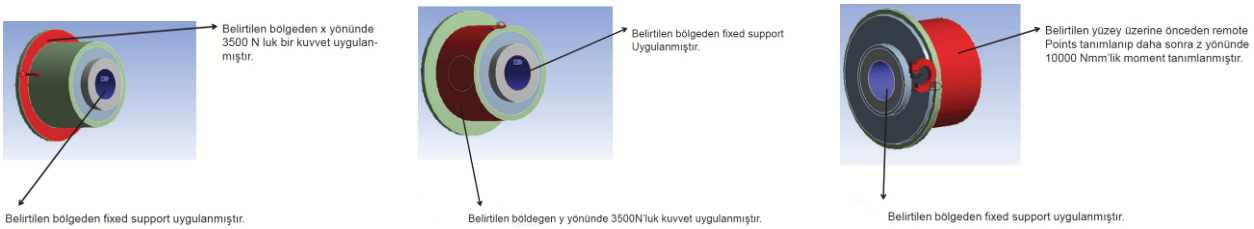
ANSYS® programında Ağ Örgüsü (Mesh) ataması yapılmıştır. Ancak Ağ Örgüsünün boyutunu küçültmek çözüm işleminin süresini artırmasına rağmen çözüm sonucunun doğruluğunu arttırmak için daha sık bir ağ örgüsü oluşturulmuştur. Mesh metodu ANSYS® yazılımında Mesh Control/ Method bölümünde Automatic, Tetrahedron, Hex Dominant, Sweep veya Multizone olarak seçilebilir durumdadır. Bu çalışmada Şekilde 5'de gösterildiği gibi 1. kauçuk burca Tetrahedron Ağ Örgüsü olarak atanmıştır. Matematiksel modeli 34347 Nod ve 17550 eleman ile tanımlanmıştır.



Şekil 5. *Birinci Kauçuk Burcun Sonlu Elemanlar Analizi İçin Matematiksel Modeli (Ağ Örgüsü)*

B. Birinci Kauçuk Burcun ANSYS 'te X, Y ve Z Yönlerindeki Sınır Şartları

Şekil 6'da 1. kauçuk burçun ANSYS® 'de tanımladığımız Şekil (a)'da X ekseni yönündeki, Şekil (b)'de Y ekseni yönündeki ve Şekil (c)'de Z ekseni yönündeki sınır şartları gösterilmektedir.

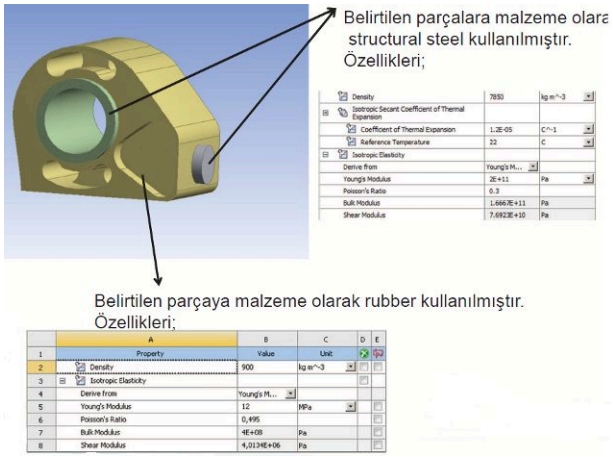


(a) *X Ekseni Yönündeki* ***(b)*** *Y Ekseni Yönündeki* *(c) Z Ekseni Yönündeki*

Şekil 6. *Birinci Kauçuk Burcun X, Y ve Z Ekseni Yönlerindeki Sınır Şartları*

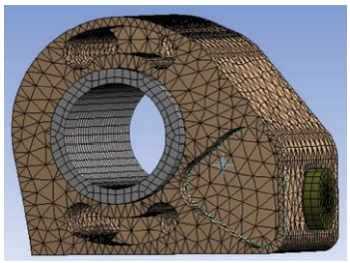
C. İkinci Kauçuk Burcun Modellenmesi, Malzeme ve Ağ Örgüsü (Mesh) Atama

Tersine mühendislik (reverse-engineering) yöntemi ile üzerinde çalışılması uygun görülen 2. kauçuk burç Şekil 7'de gösterildiği gibi orijinal parçaların ölçülerine göre Unigraphics® programında üç boyutlu (3B) bilgisayar destekli katı modeli oluşturulmuştur. ANSYS® programında malzeme atama işlemi yapılmıştır.



Şekil 7. *İkinci Kauçuk Burcun Üç Boyutlu (3B) Bilgisayar Destekli Katı Modeli ve Malzeme Atama*

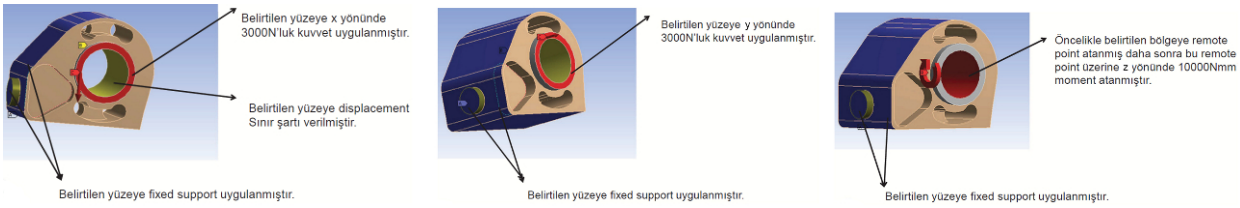
ANSYS® programında Ağ Örgüsü (Mesh) ataması yapılmıştır. Bu çalışmada Şekil 8'de gösterildiği gibi 2. kauçuk burça Tetrahedron Ağ Örgüsü olarak atanmıştır. Matematiksel modeli 65279 Nod ve 27985 eleman ile tanımlanmıştır.



Şekil 8. *İkinci Kauçuk Burcun Sonlu Elemanlar Analizi İçin Matematiksel Modeli (Ağ Örgüsü)*

D. İkinci Kauçuk Burcun ANSYS 'te X,Y ve Z Yönündeki Sınır Şartları

Şekil 9'da 2. kauçuk burcun ANSYS®'de tanımladığımız Şekil (a)'da X ekseni yönündeki, Şekil (b)'de Y ekseni yönündeki ve Şekil (c)'de Z ekseni yönündeki sınır şartları gösterilmektedir.



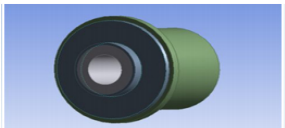
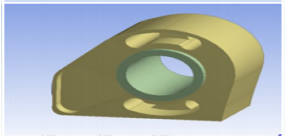
(a) *X Ekseni Yönündeki* ***(b)*** *Y Ekseni Yönündeki* *(c) Z Ekseni Yönündeki*

Şekil 9. *İkinci Kauçuk Burcun X, Y ve Z Ekseni Yönlerindeki Sınır Şartları*

E. Birinci ve İkinci Kauçuk Burcun ANSYS 'te X, Y ve Z Ekseni Yönündeki Yer Değiştirmesi Sonuçları

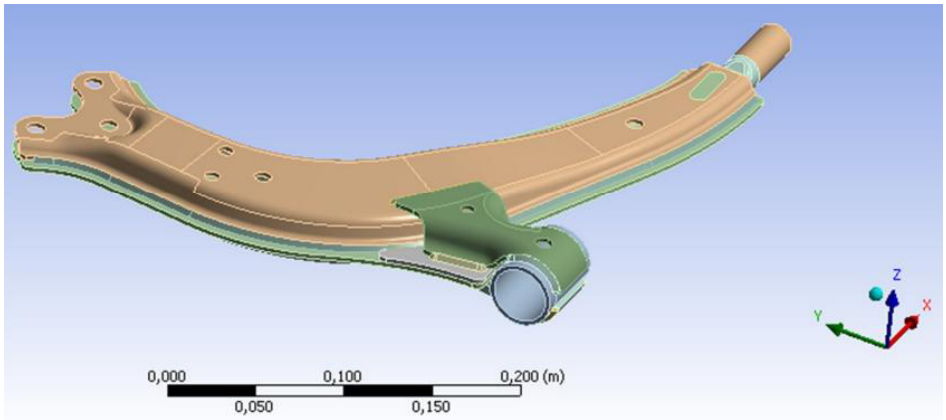
$F_x=k_x.x$, $F_y=k_y.y$ ve $M=k_z.\theta$ formülleri kullanılarak aşağıdaki Tablo 1'de 1. ve 2. kauçuk burcun x, y ve z ekseni yönündeki k_x, k_y ve k_z yay katsayıları (Stiffness değerleri) verilmiştir.

Tablo 1. *Birinci ve İkinci Kauçuk Burcun X, Y ve Z Ekseni Yönünlerindeki Yay Katsayıları (Stiffness Değerleri)*

	Rijitlik Global X (N/mm)	Rijitlik Global Y (N/mm)	Rijitlik Global ROTZ (Nmm/θ)
	1500	8000	8000
	2000	800	4000

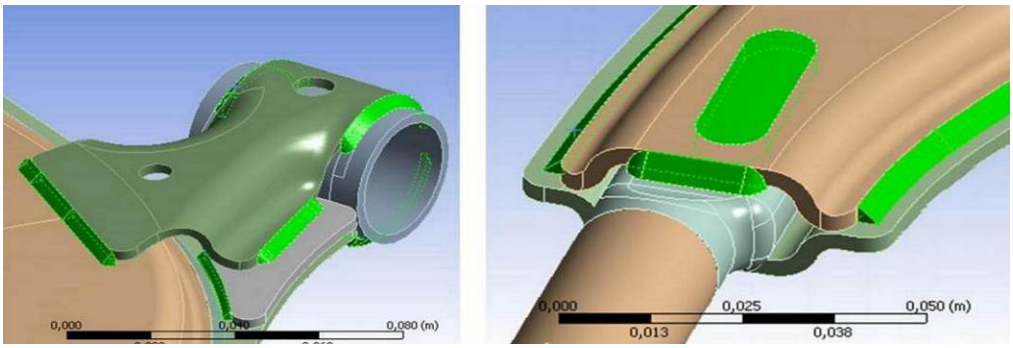
F. Sac Salıncağın Modellenmesi, Malzeme ve Ağ Örgüsü (Mesh) Atama

Katı model üzerinde basitleştirme çalışmaları yapılmıştır. Kaynak modeli dahil edileceğinden, kabuk (shell) kullanmak uygun görülmemiştir. Şekil 10'da gösterildiği gibi Salıncak üç boyutlu (3B) olarak modellenmiştir.



Şekil 10. *Sac Salıncak Üç Boyutlu (3B) Bilgisayar Destekli Katı Modeli*

Fiziksel model dikkate alınarak, Şekil 11 'de gösterildiği gibi kaynak bölgelerinde üç boyutlu (3B) kaynak modelleri çizilmiştir, yüksek gerilme çıkan bölgelerde, gerçek duruma benzer radiuslu bitişler yapılmıştır.



Şekil 11. *Sac Salıncağın Kaynak Modellemesi*

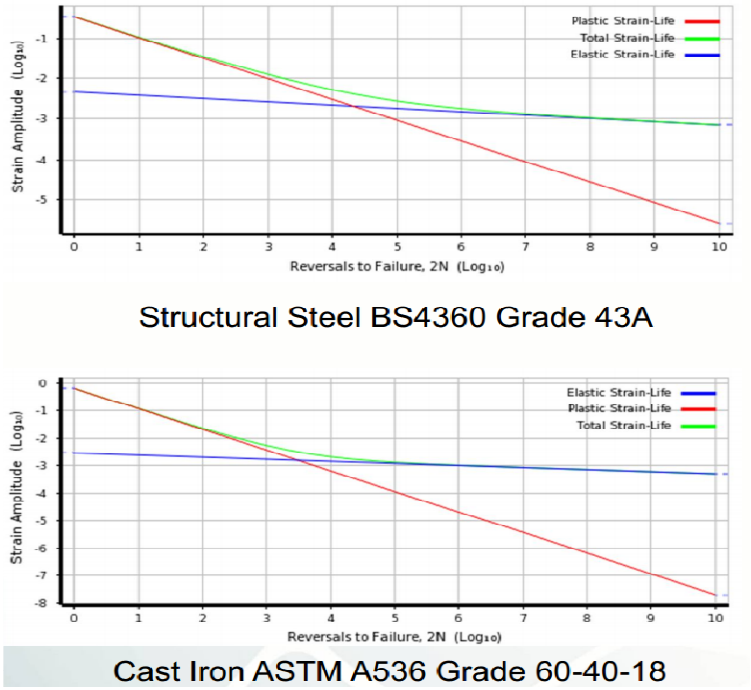
Sac salıncağın kaynak modellemesi ANSYS DesignModeler® programı ile yapılmıştır.

Bu çalışmada, salıncağı oluşturan sac parçalar St37 olarak, salıncak ucundaki katı parça ise dökme demir olarak tanımlanmıştır. Mekanik özellik olarak, analizin çözülmesi için gerekli olan bilgiler aşağıdaki Tablo 2'de verildiği üzere tanımlanmıştır.

Tablo 2. *Analizde Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri*

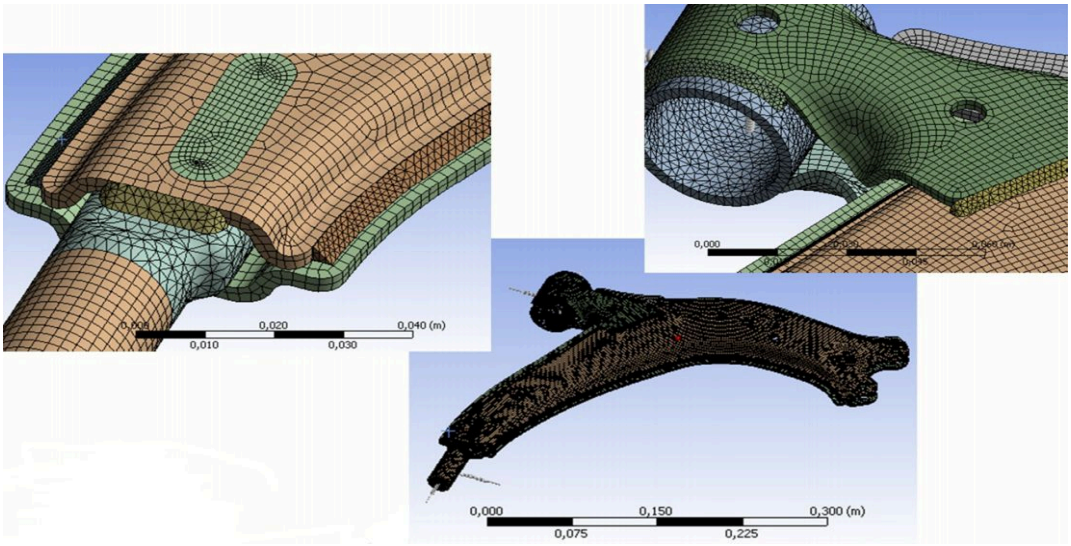
	Yoğunluk (kg/m^3)	Elastiklyet Modülü (MPa)	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi (MPa)
Sac Bileşenlerin Malzemesi	7850	200.000	0.3	269
Dökme Demir	7850	190.000	0.3	262
Kaynak Malzemesi	7850	200.000	0.3	-

Yorulma analizi Total-Strain Life yaklaşımı ile yapılmıştır ve ömür hesabında kullanılan, nCode® programının kütüphanesinden seçilen Kaynak Malzemesi ve Dökme Demir Parçaya ait Strain-Life (E-N) eğrileri Şekil 12'de gösterilmiştir.



Şekil 12. *Sac Salıncakta Kullanılan Kaynak Malzemesinin ve Dökme Demir Parçanın Strain-Life (E-N) Eğrileri*

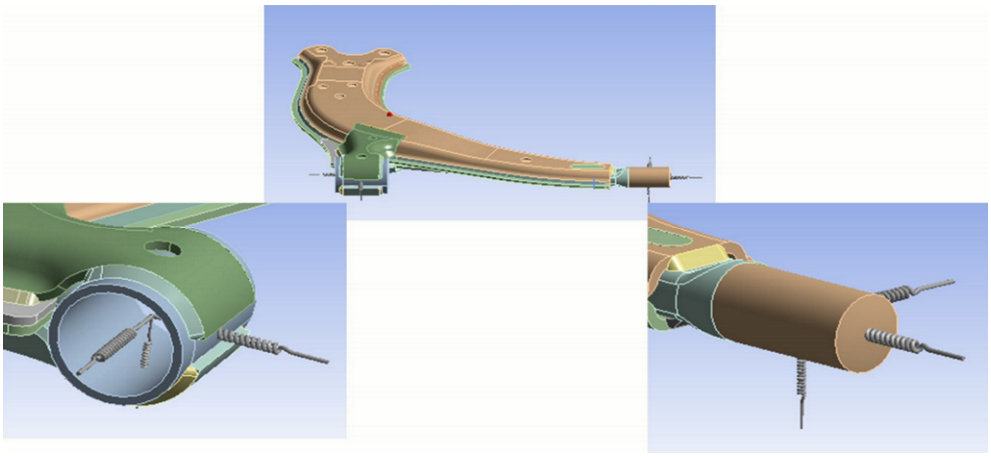
Şekil 13'de gösterildiği gibi sac salıncağın gövdesine Hex Dominant Method ile Hex Dominant Ağ Örgüsü, Kaynak bölgelerine ise Patch Conforming Method ile Tetrahedron Ağ Örgüsü atanmıştır. Kaynak bölgelerindeki analizin güvenilirliğini arttırmak için Body Sizing metodu ile Ağ Örgüsü Element Büyüklüğü 1.5 mm olarak tanımlanmıştır. Matematiksel modeli 464962 Nod ve 178653 eleman ile tanımlanmıştır.



Şekil 13. *Sac Salıncak Sonlu Elemanlar Analizi İçin Matematiksel Modeli (Ağ Örgüsü)*

G. Sac Salıncağa ANSYS 'te Spring Atama

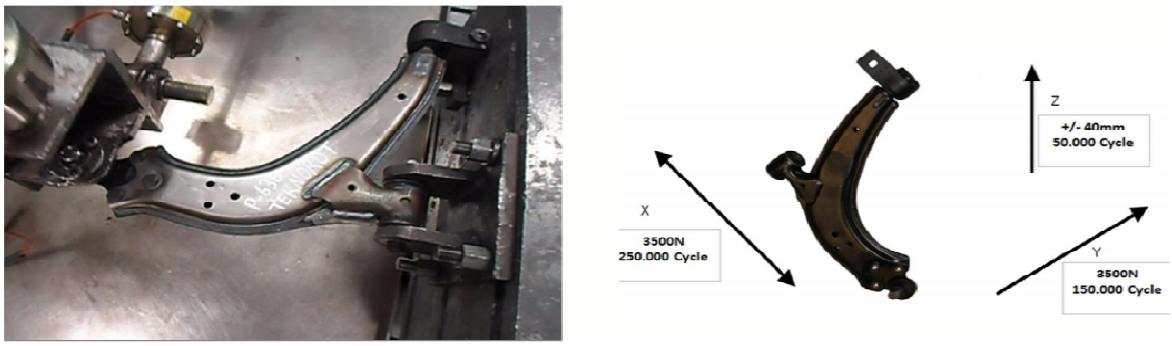
Program analizlerdeki hesaplamalarda ve simülasyonlarda sanal elemanlara kullanarak çözüm yoluna gitmektedir. Daha önce hesaplanmış olan burçların rijitlik değerleri yani yay katsayıları, spring elemanlar kullanılarak model üzerinde Şekil 14'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır. Spring elemanlar kullanılarak sac salıncağın analizinin yapılmasının sebebi sonlu elemanlar yöntemi ile ANSYS® 'in oluşturduğu matematiksel modelin çözüm süresini kısaltmaktır.



Şekil 14. *Sac Salıncağa Spring Eleman Atama*

H. Sac Salıncağa ANSYS 'te X ve Y Yönünde Yükleme ve Sınır Şartlarının Atanması, Kaynak Modellerinin ve Algoritmasının İyileştirilmesi

Yükleme koşullarının tayin edilmesinde, yapılan testin ömür testinden ve yükleme bilgilerinden yararlanılmıştır. Şekil 15'de gösterildiği gibi X ve Y yönlerinde 3500 N'luk yükler etki ederken, Z yönünde ise salıncağın oryantasyonunu değiştiren -/+ 40mm deplasman değişimi söz konusudur. Z yönündeki oryantasyonun model üzerindeki etkisi sadece X yönündeki kuvvetin, dönüş açısına bağlı olarak Cos θ olarak değişmesine sebep olur [Max(θ) =7,6].



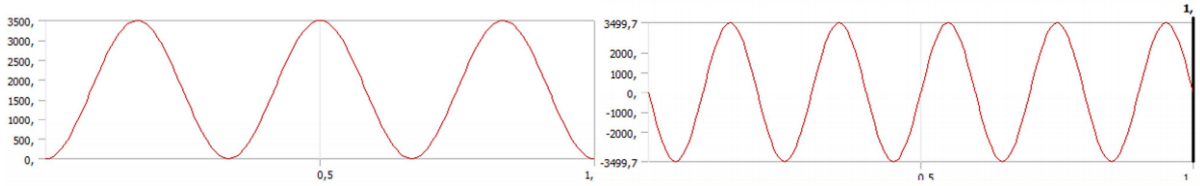
Şekil 15. *Sac Salıncağa Yükleme ve Sınır Şartlarının Atanması*

X ve Y yönünde etki eden düzgün tekrarlı kuvvetler zamana göre değişen bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır.

$$F_x = (3500-3500*\cos(1080*time))/2$$

$$F_y = -3500*\sin(1800*time)*\cos(7{,}6-15{,}2*time)$$

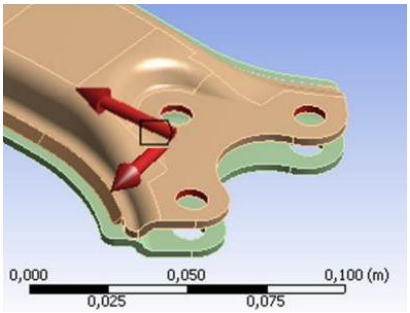
Yorulma oranı Sinusoidal dalga şeklinde olup, X ekseni yönünde R=0 Şekil 16 (a)'da gösterildiği gibi 0 ile 3500 N arasında değişmektedir. Y ekseni yönünde ise R = -1, uygulananan Nominal gerilimler 3500 N çekme - 3500 N basma olarak alınmış ve Şekil 16 (b)'de gösterilmiştir.



(a) *X Ekseni Yönündeki* ***(b)*** *Y Ekseni Yönündeki*

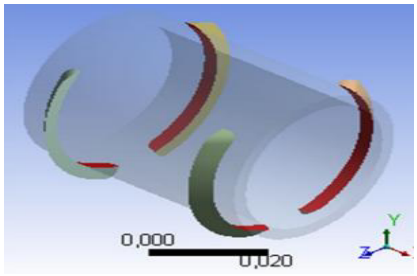
Şekil 16. *Sac Salıncağa X ve Y Yönünde Etki Eden Kuvvetlerin Zamana Göre Değişimini Gösteren Grafikler*

Şekil 17 de ise Sac salıncaga etki eden kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 17. *Sac Salıncağa X ve Y Eksenleri Yönünde Etki Eden Kuvvetlerin Gösterimi*

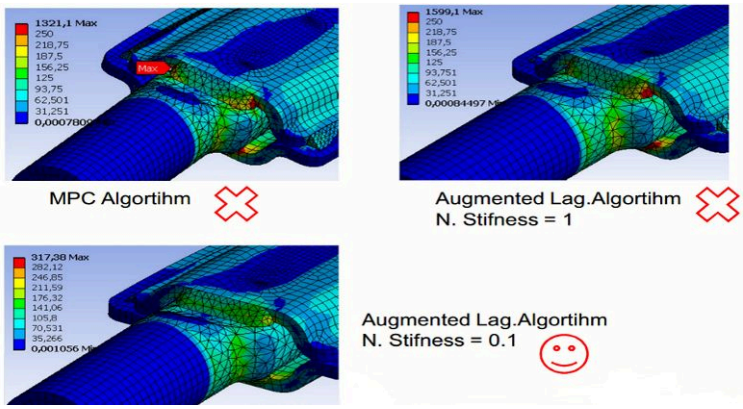
Tanımlanan yüklemeler altında yapılan ön analizler sonucunda, Şekil 18'de gösterilen parçalar arasındaki kontak parametrelerinin ve mesh yapısının optimize edilme işlemi yapılmıştır. Bunun sebebi, numerik analizlerde karşılaşılan tekil gerilme değerlerinin olabildiğince minumim seviyelere indirilmesidir.



***(a)** Kaynaklar Üzerindeki Kontak Yüzeyleri **(b)** Kaynak Yapılan Burç Yatağının Kontak Yüzeyleri*

***Şekil 18.** Sac Salıncağın Optimize Edilen Kaynak Kontak Yüzeyleri*

Şekil 19'da gösterildiği gibi MPC algoritması ve Augmented Lagrange algoritması ile gerilme analizleri yapılmıştır. Augmented Lagrange algoritmasında rijitlik (stiffness) değeri 0,1 olarak alındığında kaynak çentik etkileri en aza indirilerek gerçek değer ve yapıya uygun bir görüntü elde edilmiştir.



***Şekil 19.** Sac Salıncağın Şekil 18'de Gösterilen Kaynak Yüzeylerine Atanan Parametrelerin Değerlendirmesi*

Şekil 20'de verildiği gibi kaynak bölgelerine Face Sizing Metodu ile 2 mm 'lik, Patch Conforming Method ile Tetrahedron Ağ Örgüsü atanmıştır. Kaynak kontak yüzeyleri arasına 0,5 mm'lik Pinball atanarak, ayrık olan kontak yüzeylerinde çözüm alınması sağlanmıştır.

Details of "Bonded - Multiple To kali778D4bh9"

Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Manual
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	On
Trim Tolerance	2, mm
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Augmented Lagrange
Detection Method	Nodal-Normal To Target
Penetration Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Manual
Normal Stiffness Factor	0,1
Update Stiffness	Never
Pinball Region	Radius
Pinball Radius	0,5 mm

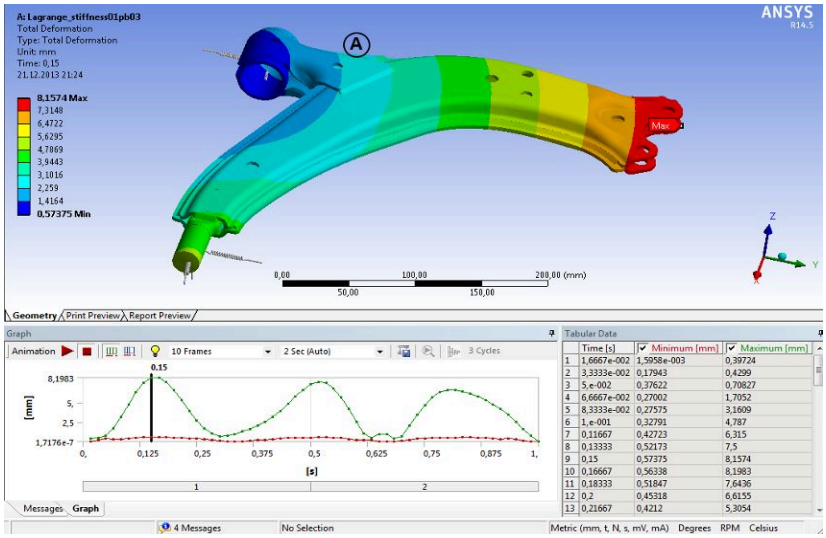
Details of "Face Sizing" - Sizing

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Faces
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
Element Size	2, mm
Behavior	Hard

***Şekil 20.** Sac Salıncağın Şekil 18'de Gösterilen Kaynak Yüzeylerine Atanan Kontak ve Mesh Parametreleri*

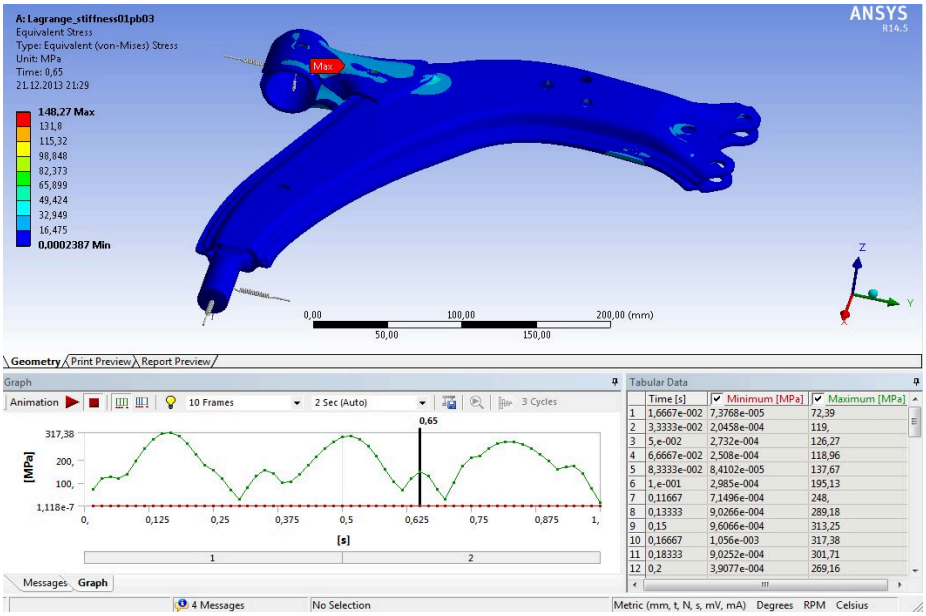
III. BULGULAR ve TARTIŞMA

Şekil 21'de sac salıncak üzerinde oluşan maksimum toplam deformasyon anındaki dağılım görülmektedir. En fazla deformasyon rotil bağlantı deliklerinin olduğu bölgede çıkmakta ve 8,16mm değerine ulaşmaktadır. A noktasında ise 3 mm civarında bir deformasyon ortaya çıkmaktadır.



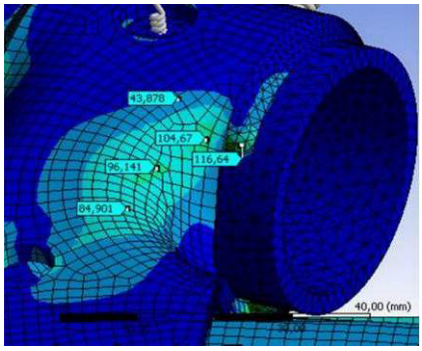
Şekil 21. *Sac Salıncak Toplam Deformasyon (Total Deformation) Analiz Sonucu*

Aşağıdaki Şekil 22'de gösterilen sac salıncak üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme anındaki dağılım görülmektedir. Alt taraftaki fonksiyondan da görüldüğü üzere, kuvvetlerin etkime sürelerine göre parça üzerinde oluşan gerilme değişkendir. Şekilde görüldüğü gibi uygulanan kuvvetler bağlantı noktasında maksimum gerilme ortaya çıkmakta ve 148,27 MPa değerine ulaşmaktadır. Gerilim (Stress) dağılımı sac salıncağın gerçek ömür testlerinde kırılan bölgesini bize göstermektedir. Gerçek durumda meydana gelen kırılma bölgesi ile ANSYS® programında bulunan kırılma bölgesi aynıdır.



Şekil 22. *Sac Salıncak Eşdeğer (von-Mises Stress) Gerilim Analiz Sonucu*

Aşağıdaki Şekil 23'de salıncağın sac yırtılması yaptığı bölgedeki eşdeğer gerilme dağılımının sac salıncak üzerindeki muhtelif bölgelerdeki sayısal değerlerini göstermektedir. Tablo 3'de ise Toplam Deformasyon, Eşdeğer (Von-Mises Stress) Gerilim ve Üç Eksen Yönündeki Deformasyon değerleri verilmiştir.

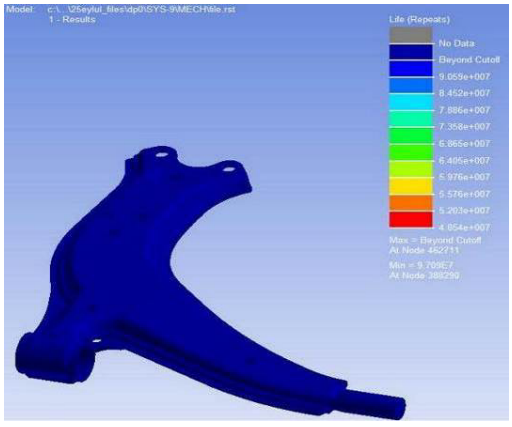


Şekil 23. *Sac Salıncak Eşdeğer (von-Mises Stress) Gerilim Kısmında Kırılma Bölgesindeki Gerilme Değerleri*

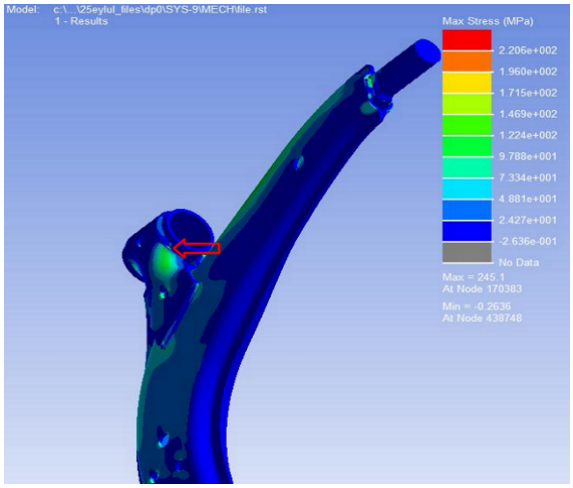
Tablo 3. *ANSYS'de Sonlu Elemanlar Analizi Sonucu Elde Edilen Minimum ve Maksimum Değerler*

Tip	Deformasyon (mm)	Eşdeğer(von-Mises) Gerilim (MPa)	Üç Eksen Yönündeki Deformasyonlar (mm)		
			X Ekseni	Y Ekseni	Z Ekseni
Minimum	0,57375	2,387e-004	0,44372	-4,7863	-4,3214e-002
Maksimum	8,1574	148,27	7,9672	2,5688	8,1034e-002
Minimum		Salıncak Gövdesi		Salıncak Sapı	Salıncak Gövdesi
Maksimum	Salıncak Göv.	Kaynak		Salıncak Gövdesi	

Tablo 3'te de görüldüğü gibi en büyük gerilim ve deformasyonlar A noktasında ortaya çıkmakta ve bu bölgede yoğun gerilim birikmesine sebeb olarak mikro ve makro yorulma çatlaklarının bu bölgede oluşup büyümesine neden olmaktadır. Yapılan analiz sonucunda, Şekil 24'de görüldüğü gibi sac salıncak 48.540.000 çevrimlik yük tekrarından sonra yorularak kırılmaktadır. Bu değer gerçek sonuçlar ile örtüşmekte ve yine Şekil 26'daki gerçek test sonuçlarındakine benzer bölgeden kırılma meydan gelmektedir. Benzer çalışmalara literatürde de rastlanmaktadır. Topaç ve Arkadaşları (2008) [21] kamyon arka ask gövdesinde oluşan yorulma hasarının sonlu elemanlar yöntemi ile incelemesini ANSYS® programı ile yapmıştır. Dağ ve Arkadaşları (2007) [22] iş makinelerindeki kırılma ve yorulma problemlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle incelemesini MSC Marc Mentat® programını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Yaşar, M. (2007) [23] dizel otomobil pompa milinin yorulma kırılması analizini ANSYS® programı ile yapmıştır. Özdemir ve Arkadaşları (2010) [24] Kaynaklanmış farklı çeliklerin yorulma ve kırılma analizlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile incelemesini ANSYS® programını kullanarak analiz etmiştir.



Şekil 24. *Sac Salıncağın nCode® Strain-Life (E-N) TimeStep Modülünde Elde Edilen Ömür Değeri*



Şekil 25. *Sac Salıncağın nCode® Strain-Life (E-N) TimeStep Modülünde Elde Edilen Maksimum Gerilim Değeri*



Şekil 26. *Sac Salıncağın Ömür Test Cihazında Yapılan Ömür Testi Sonucu*

IV. SONUÇ

Bu çalışmada ömür test makinasında kullanılmakta olan yükleme değerleri esas alınarak sac salıncağın yorulma dayanımı ve ömür analizi yapılmıştır. Bu yükleme değerleri, sac salıncak araca montajı yapıldıktan sonra kullanım esnasında üzerine gelecek olan yüklerin ANSYS® içerisinde simulasyon edildiği değerlerdir. Gerçek kullanım koşullarındaki yükleme verilerinin elde edilmesi işlemi, aracın üzerine sac salıncak montaj edilerek ve üzerine sensörler takılarak yapılmaktadır. Elde edilen bu gerçek veriler ile nCode® programı içerisinde direk olarak analiz yapılması mümkün olmaktır. Ancak bu çalışmada gerçek kullanım koşullarına ANSYS®'de benzetim yapılarak çözüm yapılmıştır. ANSYS® içerisinde elde edilen dinamik tekrarlı yükleme verilerinden hareket ile nCode® içerisinde sac salıncağın ömrü ve kırılmanın olduğu bölge belirlenmiştir. Sac salıncağın kırılma noktası ömür testi makinesinde kırılan salıncak ile karşılaştırılmış ve aynı noktadan sacın yorularak kırıldığı gözlemlenmiştir.

Sac salıncakta yükleme esnasında maksimum gerilmenin oluştuğu bölgedeki 148,27 MPa 'lık maksimum eşdeğer gerilme değeri (Equivalent (von-Mises) Stress) sac salıncağın 269 MPa 'lık akma sınırının altında olduğundan ve 1,8 olarak hesaplanan emniyet kaysayısı, Yıldız ve Arkadaşlarının [1] salıncak kolunun optimizasyonu ve yorulma analizi çalışmasında belirttiği akmaya göre dinamik yükleme durumu için verilen 1,2 - 2 emniyet katsayısı aralığında olduğundan sac salıncak emniyetli kabul edilmiştir. Ancak tekrarlı yük altındaki malzemede oluşan gerilmeler malzemenin yüzeyinde çentik etkisi oluşturmakta ve çentik etkisi sonucunda malzeme kırılarak kopmaktadır. Bu çalışmada düzenli tekrarlı yük altındaki sac salıncağın 1. kauçuk burcunun montaj edildiği borunun saca

kaynatıldığı bölgeden, kaynak bitim noktasındaki çentik etkisinden dolayı 48.540.000 çevrim sonrasında yorularak kırıldığı saptanmıştır. 48.540.000 çevrim değeri bize sac salıncağın aynı zamanda ömrünü vermektedir.

Bu çalışma ile sacta yırtılmanın meydana geleceği noktayı belirleyen bir model oluşturulmuştur. Başka bir deyiş ile ömür test cihazının yapmakta olduğu ömür testi işleminin bilgisayar ortamında benzetimi yapılmıştır. Bu model ile sac salıncağın malzemesi değiştirilerek veya sac kalınlığı arttırılarak veya sacın yırtılma noktasındaki formu değiştirilerek şekil verme işlemi esnasında oluşan ön gerilmeleri ortadan kaldırılarak sac salıncağın mukavemeti ve ömrü arttırılabilecektir. Böylece ideal olarak modellenen tasarım sayesinde gerçek koşullu ve maliyetli testlere de gerek kalmadan ön tahminler yapılabilecektir.

TEŞEKKÜR: Bu çalışma kapsamında sunduğu lisanlı yazılım ve test olanaklarından dolayı Teknorot Otomotiv Ürünleri San. ve Tic. A.Ş. şirketine ve ANSYS® ve nCode® programlarının kullanımı konusunda verdikleri eğitim ve teknik destekten dolayı FİGES Mühendislik şirketine teşekkür ederiz.

V. KAYNAKLAR

[1] A.R. Yıldız, Salincak Kolunun Optimizayonu ve Yorulma Analizi, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002).

[2] A. Fatemi, and P. Kurath, Multiaxial Fatigue Life Predictions under the Influence of Mean Stresses. J. Eng. Mater. Techn., Vol:110 (1988) 380-388.

[3] H. J. Beermann, The Analysis of Commercial Vehicle Structures, MEP Limited, London, (1989).

[4] M. Ereke, Şasi ve Karoseri Tasarımında İleri Hesap Yöntemleri, İTÜ Makine Fakültesi, (1989).

[5] C. C. Chu, Multiaxial Fatigue Life Prediction Method in The Ground Vehicle Industry, International Journal of Fatigue, Vol. 19 No. 1 (1997) 325-330.

[6] F. A. Conle, C. C. Chu, Fatigue Analysis and the Local Stress-Strain Approach in Complex Vehicular Structures, International Journal of Fatigue, Vol. 19 No. 1 (1997) 317-323.

[7] M. Giglio, FEM Submodelling Fatigue Analysis of a Complex Helicopter Component, International Journal of Fatigue, Vol. 21 (1999) 445-455.

[8] S. C. Kerr, D. L. Russell, U. S. Patel, N.W.M. Bishop, FE-Based Wheel Fatigue Analysis Using Msc. Fatigue, 1st MSC World Automotive Conference, Munich-Germany, September (1999) 20-22.

[9] D. Taylor, P. Bologna, K. B. Knani, Prediction of Fatigue Failure Location on a Component Using a Critical Distance Method, International Journal of Fatigue, Vol. 22 (2000) 735 742.

[10] C. Colquhoun, Fatigue Analysis of an FEA Model of a Suspension Component and Comparison with Experimental Data, NAFEMS Seminar Notes (2000).

[11] S. Cindemir, C. Demir, N. Tahralı, GTD Model Jeep Şasisinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002) 54-61.

[12] N. Kaya, M. İ. Karamangil, ve R. Bozkurt, Biyel Üzerine Açılan Yağlama Deliklerinin Yorulma Dayanımına Etkisinin İncelenmesi, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002) 14-19.

[13] M. Decker, G. Savaidis, Measurement and Analysis of Wheel Loads for Design and Fatigue Evaluation of Fatigue Evaluation of Vehicle Chassis Compenents, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol: 25 (2002) 1103-1119.

[14] M. S. Ayaroğlu, N. Tahralı, GDT Model (4x4) Askeri Aracın Aktarma Elemanlarının Birikimli Hasar Durumlarına Göre Ömür Değerlendirmeleri, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002) 47-53.

[15] M. Arslan, M. Özkan, Araç Ömrü Benzetim Yöntemleri, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002) 62-70.

[16] İ. M. Ereke, Taşıt Ömür Testlerinde Yol Datası Kullanımı, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2002) 71-78.

[17] T. Ulusoy, R. Özcan, E. Güllü, Sürekli Dört Çeker Bir Otomobil Şaftının Yorulma Analizi, Otekon'04, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2004) 113-120.

[18] A.Ş. Şener, R. Bozkurt, İ. Korkmaz, Müşteri Kullanım Profiline Göre Taşıt Elemanları Ömrünün Sonlu Elemanlar Metodu ile Tespiti, Otekon'04, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2004) 151-158.

[19] C. Demir, N. Tahralı, K. Edis, 4x4 Arazi Aracının Dinamik Analizi, Otekon'06, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, (2006) 245-252.

[20] M.İ. Karamangil, Bir Otomobil Arka Dingilinin Sonlu Elemanlar Metodu İle Yorulma Analizi, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, (2006) 311-318.

[21] M.M. Topaç, H. Günal, N.S. Kurulay, Kamyon Arka Aks Gövdesinde Oluşan Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemi İle İncelenmesi, Mühendis ve Makina Dergisi, Cilt: 49 Sayı: 583 (2008) 3-10.

[22] S. Dağ, F. Fıçıcı, K. Geniş, İş Makinalarında Kırılma ve Yorulma Problemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi, Mühendis ve Makina Dergisi, Cilt: 48 Sayı: 571 (2007) 3-5.

[23] M. Yaşar, Dizel Otomobil Milinin Yorulma Kırılma Analizi, 8.Uluslararası Kırılma Konferansı Bildiriler Kitabı, İstanbul, (2007) 544-553.

[24] T.E. Özdemir, H. Çetinel, B. Uyulgan, Kaynaklanmış Farklı Çeliklerin Yorulma ve Kırılma Analizlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Gerçekleştirilmesi, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, Cilt: 7 No: 4 (2010) 1-11.

[25] ANSYS® ve nCode® 14.5 Eğitim Notları, FİGES Mühendislik, Bursa, (2013).