Direksiyon Aksonlarının Statik Hasar Analizi

[*1]Murat Makaracı, Süleyman Demir, Onur Bahçacı

[*1] Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Umuttepe-Kocaeli

Özet

Direksiyon mafsalı, direksiyon sistemini yürüyen aksama bağlayan, ön takımı taşıyan ve aracın yönlendirilmesini sağlayan parçadır. Bu çalışmada direksiyon mafsalının statik yük analizleri yapılarak, parçanın hasara karşı güvenilirliği araştırılmıştır. Araştırmada direksiyon mafsalının 3 boyutlu geometrik modeli, diğer akson geometrilerinden farklı olarak tasarlanmıştır. Yapılan bu çalışmada kullanılan diğer aksonlardan farklı olarak geometride yüzeyleri süpüren radyus ölçüleri, otomobil lastik bağlantı kısımlarının et kalınlıkları ve rotil başlarının bağlantısının yapıldığı mesnetlerin et kalınlıkları üzerinde uygun değişiklikler yapılmıştır. Literatür araştırmasından direksiyon mafsalının en çok hasara uğradığı çalışma koşulları tespit edilmiştir. Bu çalışmada direksiyon mafsalının bu zorlu çalışma koşullarındaki gerilme analizleri sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Sonuç olarak tasarımı yapılan direksiyon mafsalının bu çalışma koşullarında güvenli olduğu ortaya çıkmıştır.

Anahtar kelimeler: Direksiyon, akson, hasar, CAD, FEM

Abstract

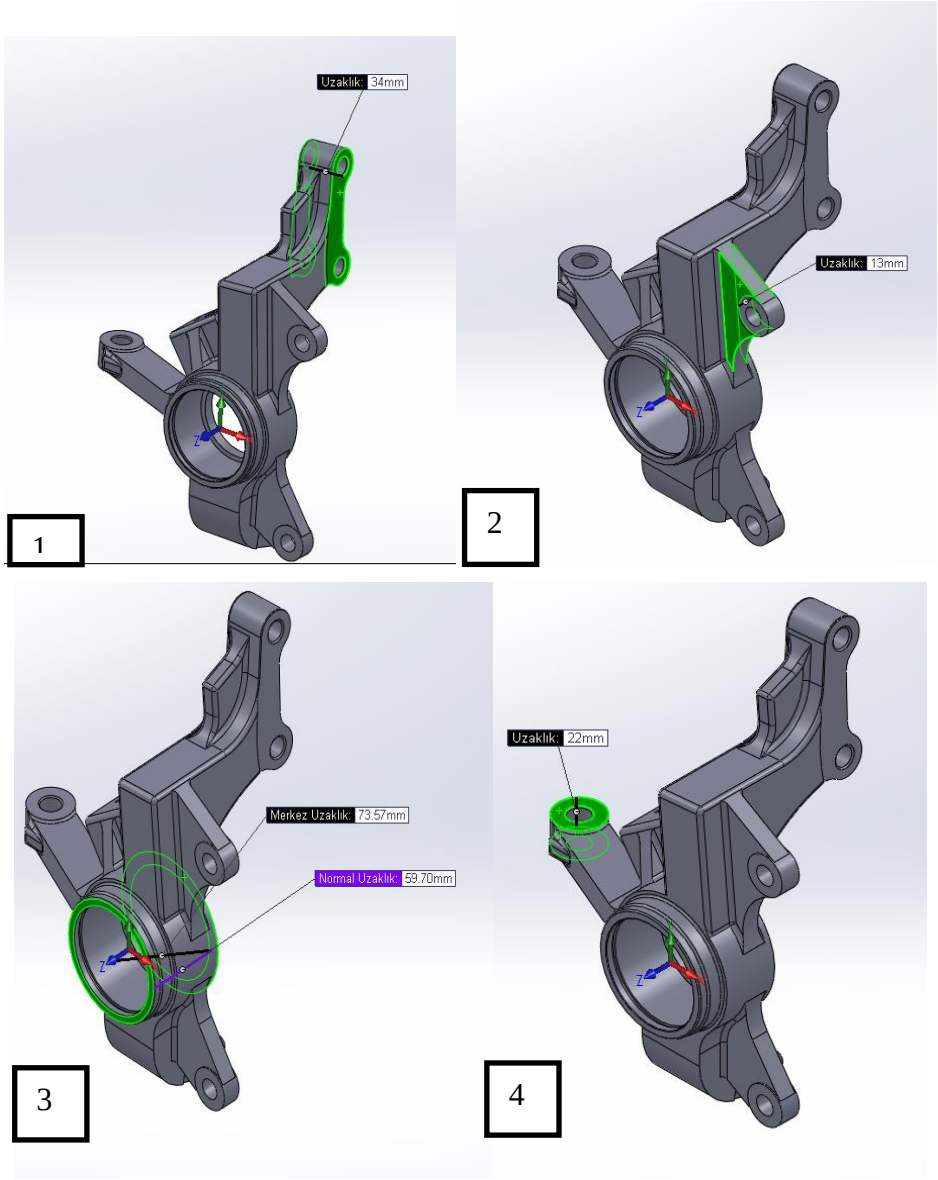
Steering knuckle is a part which connects the steering system to the tires to carry the front bearing system for vehicle operation. In this study, statical load analyses are conducted for reliability investigation against damage. A different 3D design of knuckle is considered where surface radius, vehicle-tire connection thickness and knuckle connection thickness were changed in accordance with present model. From literature, working conditions for maximum damage are identified and the finite element model is used to analyse the steering knuckle. Conclusively, newly designed steering knuckle is found to be reliable under these statics conditions.

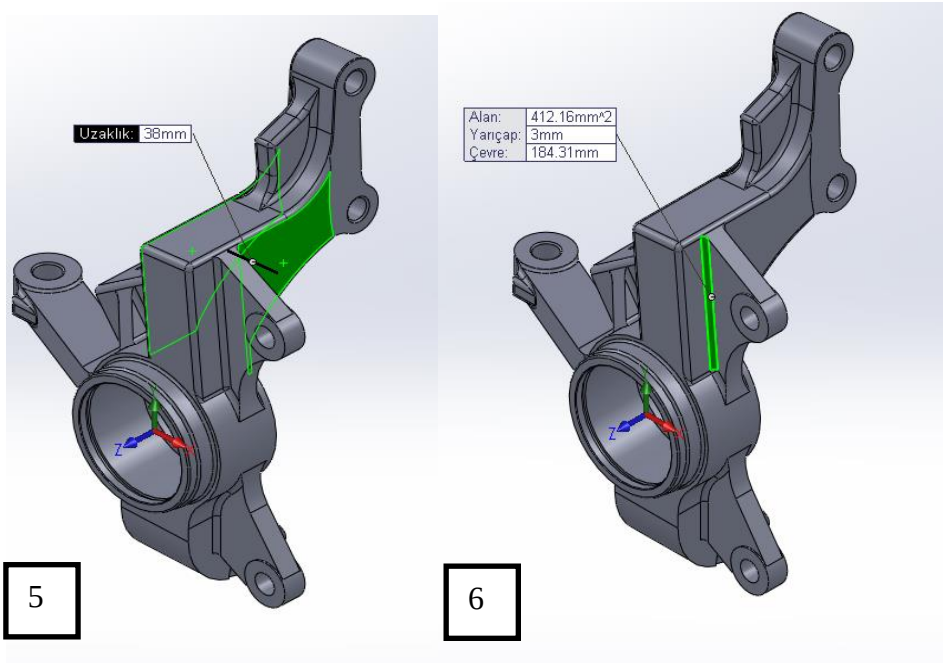
Key words: Steering, knuckle, failure, CAD, FEM

1.Giriş

Direksiyon aksonu, araç direksiyon sisteminin önemli parçalarından biridir. Kompleks çalışma koşullarında aksonun güvenilirliği direkt olarak araçların ve insanların güvenliğini etkiler. Direksiyon aksonu bir yandan yolun etkilerini ve lastiklerde oluşabilecek herhangi bir tehlike durumunun sorunluluğunu üstlenirken diğer yandan direksiyon simidine uygulanan yönlendirme kuvvetini de ileterek aracın yönlendirilmesini sağlar. Bu durumda aksonun yüksek kuvvetlerden oluşabilecek sorunları dayanabilecek statik, yorulma mukavemetine ve sistemin hareketi nedeniyle oluşabilecek titreşimleri karşılayabilecek güvenilirliğe sahip olması gerekir. Sonuç olarak akson tasarımında asıl önemli olan kısım, gerilme ve yorulma

analizleridir. Tablo 1.1'de de tasarım parametreleri verilmiştir. Bu araştırmada akson Şekil 1'de gösterildiği gibi Solidworks yazılımı ile modellenmiştir. Ansys ve Solidworks Simulation yazılımı kullanılarak aksonun statik analizleri incelenmiştir.





Şekil 1. Aksonun CAD modeli

Tablo 1.1 Geometri parametreleri

Tanımlamalar		Parametre (mm)
Amortisör bağlantı kulağı	(1)	34
Şasi bağlantı kulakçığı	(2)	13
Tekerlek bağlantısı mesneti	(3)	59,7
Rod başı bağlantı et kalınlığı	(4)	22
Amortisör bağlantısı kolu et kalınlığı	(5)	38
Geometri radius yarıçapları	(6)	3

2. Direksiyon Aksonunun Sonlu Eleman Modellemesi

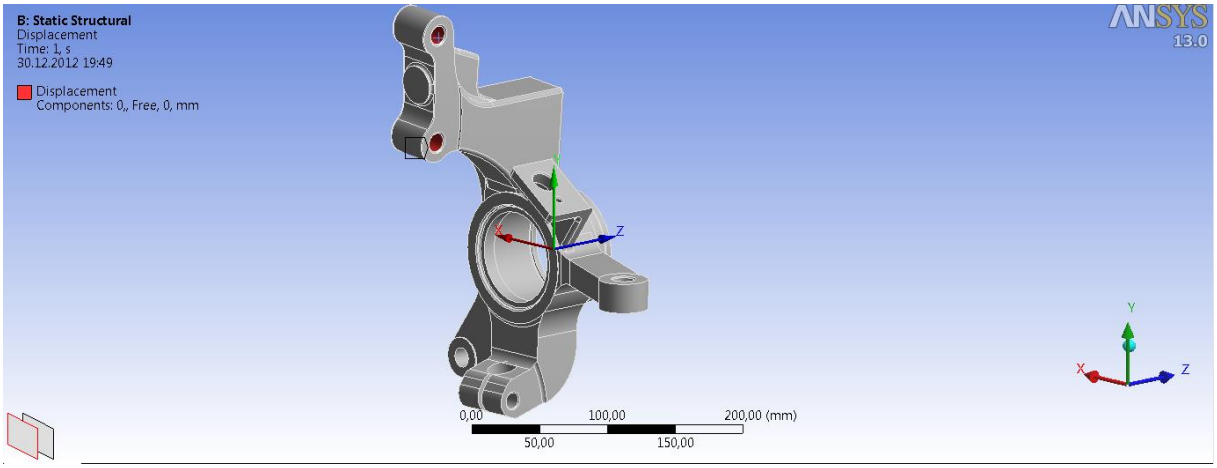
Bir araçta her bir yönde bir tane olmak üzere iki tane akson bulunur. Bunlar direksiyon aksına bağlıdır. Her bir aksonun kulağında onların rotillerle ön aksa bağlanmasını sağlayan silindirik delikler bulunur. Direksiyon aksonları ön tekerlerde bulunmaktadır. Bunun sebebi, otomobilin yönlendirilmesini sağlamak için akson doğrultusu etrafında kesin dönme açıları oluşturabilmektir. Karşılaştırılan akson geometrisi ve sonlu elemanlar modeli Şekil 3 de gösterildiği gibidir.

Kullanılan akson ikinci dereden dörtyüzlü elemanlar ile ‘mesh’ adı verilen küçük elemanlara dönüştürülmüştür. Şekil 3’de görüldüğü gibi akson 25038 elemana, bu elemanlar 42074 düğümden oluşmaktadır. Aksonda kullanılan malzeme isimli sfero dökme demirdir. Kullanılan sfero döküm malzemenin mekanik özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1 QT500-7 malzemenin mekanik özellikleri

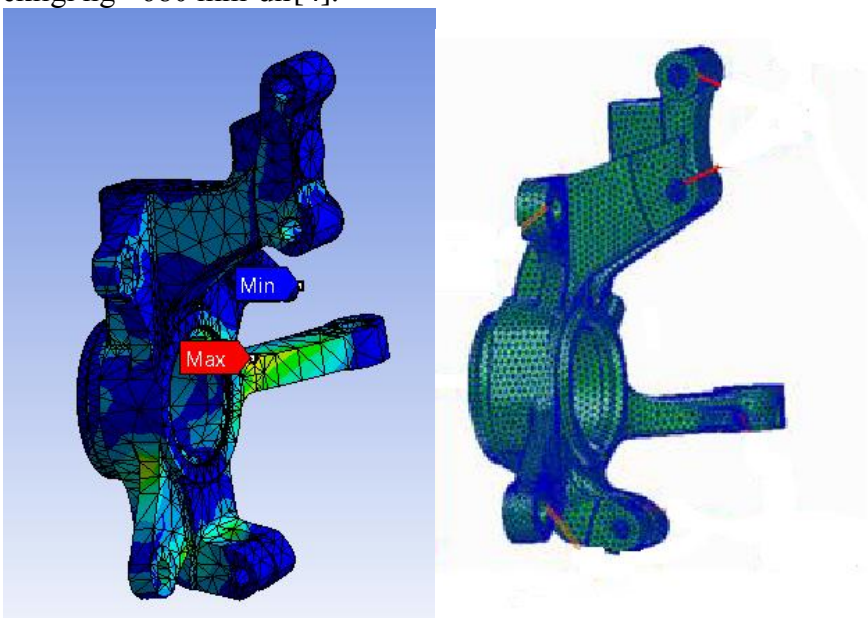
Elastik modülü (GPa)	160
Poisson oranı	0,28
Yoğunluk (kg/m^3)	7,3·10^3
Akma mukavemeti (GPa)	320

Aksonun sınır koşulları şu şekildedir: Her çalışma koşullarına karşılık gelen yükler lastik ve zemin arasındaki temas noktasından uygulanmıştır. Yölendirme rotu ve aksonun birleşme yeri sabit nokta olarak kabul edilen kısımlardır. Şekil 2'de amortisör ile helezon bağlantısının yapıldığı kısım tarafsız eksene göre x ve z eksenlerinde sabit y ekseninde ise 5 mm'lik bir deplasman ile sınırlandırılmıştır [2].



Şekil 2. Amortisör ve helezonun bağlantı kısımlarında sınır koşullarının belirlenmesi

Maksimum yük koşullarında aracın toplam ağırlığı 1607,3 kg'dır. Ön aks yükü 829,5 kg , arka aks yükü 777,8 kg'dır. Dingil açıklığı L = 2606 mm , iki tekerlek arasındaki mesafe 1470 mm , aksonun dış yüzü ile tekerlek merkezi arasındaki uzaklık L' = 6,9 mm'dir. Lastiğin dönme yarıçapı R = 294 mm dir. Lastik modeli ise 205 / 50R16'dır. Tam yükte ağırlık merkezi yüksekliği hg =680 mm'dir[4].



Şekil 3. Aksonun sonlu elemanlar modelinin oluşturulması

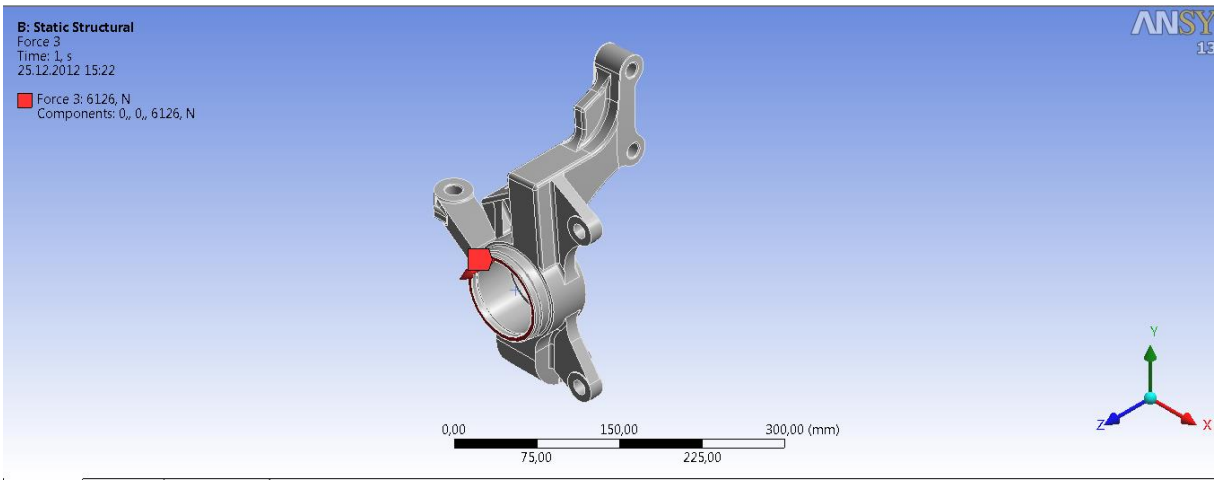
3. Çalışma Koşulları Analizi

Yüklü durumda hareket eden tekerlekler göz önüne alındığında akson üç tehlikeli koşulda bulunabilir.
A) Darbeli yük Koşulları
B) Acil fren koşulları
C) Kaygan zemin koşulları

Bu çalışmada bu üç koşulun sınır durumları analiz edilerek direksiyon aksonunun mukavemeti ile ilgili veri toplanmıştır.

3.1. Darbeli Yol Koşulları

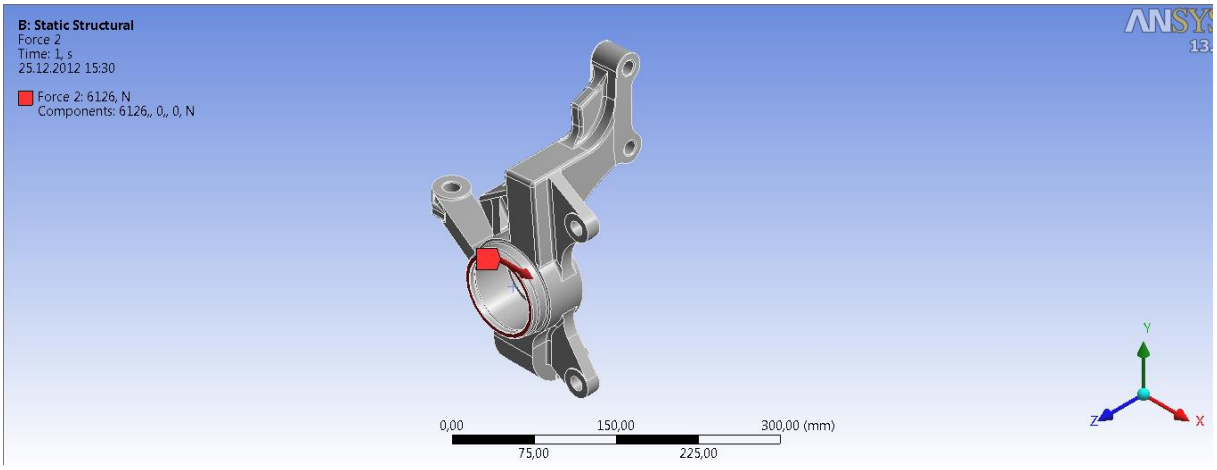
Bu koşul darbeli yükte tekerleklerin durumunu belirtir. Yani dinamik yük faktörü maksimumdur. Bu durumda aksona yalnızca normal kuvvet olan F_z etki eder. Şekil 4'da gösterilmiştir.



Şekil 4. Normal kuvvet (F_z) uygulaması

3.2. Acil Frenleme Koşulları

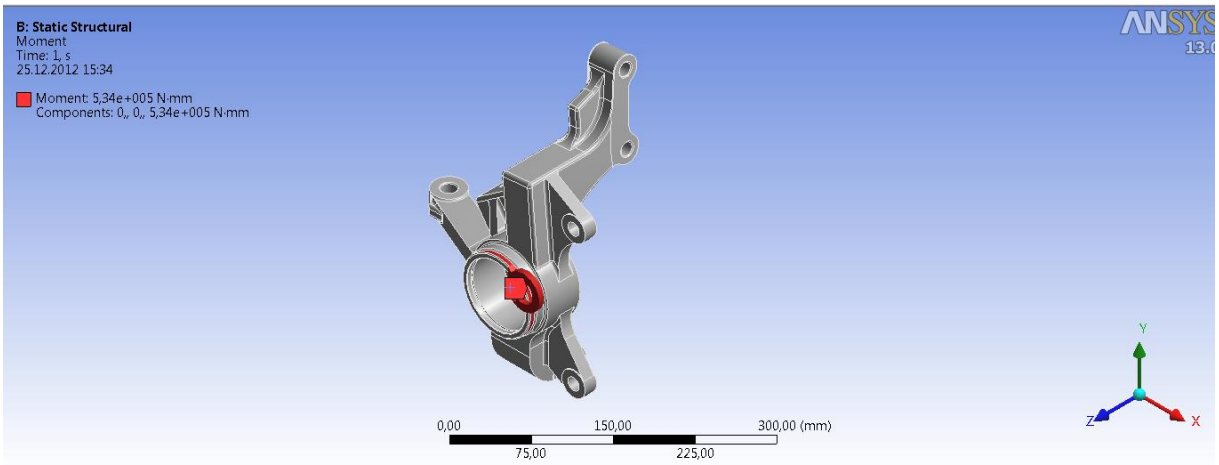
Bu koşullarda akson normal kuvvet Fz ile lastiklerden dingil üzerine gelen kuvvet olan teğetsel kuvveti Fx'i de taşır. Şekil 5'de gösterildiği gibi, bu durumda sistem her iki yükü de beraber taşımaktadır. Bu da ön aksonun yeniden dağıttığı ağırlık neticesinde dikey yönde bir eğilme momentine neden olur. Ayrıca yatay yöndeki ataletlerden kaynaklanan momentler de ortaya çıkar. Acil frenleme momenti akson üzerine gelebilecek maksimum değerde oluşabilecek momenttir[3].



Şekil 5. Teğetsel kuvvet F_x in doğrultusu

3.3. Kaygan Zemin Koşulları

Tekerleklere gelen yatay yüklerin (Fy1 , Fy2) eşit olmasından kaynaklı yatay yük ve dikey reaksiyon kuvveti tarafından meydana gelen torklar farklı yönlerdedir. Bu farklı yönlerdeki momentler sağ ve sol aksonların momentlerinin aynı olmaması sonucunu doğurur. Tekerlek aksonuna yatay yönde gelen eğilme momenti iç tekerlek aksonuna gelenden daha geniştir. Bu yüzden bu araştırmada daha büyük moment taşıyan yatay tekerlek aksonu incelenmiştir. Şekil 6'da gösterilmektedir[4].



Şekil 6. Eğilme momenti

Önceki çalışmalara dayanarak, üç çalışma koşulunda aksonun taşıdığı yükler Tablo 3.1'de gösterilmiştir. Koordinat ekseni araç koordinasyonuna uygun hale getirilmiştir ve dışarıdan gelen yükler lastik-yüzey etki noktasına uygulanmıştır.

Tablo 3.1: Üç çalışma koşulunda aksonun taşıdığı yükler [4]

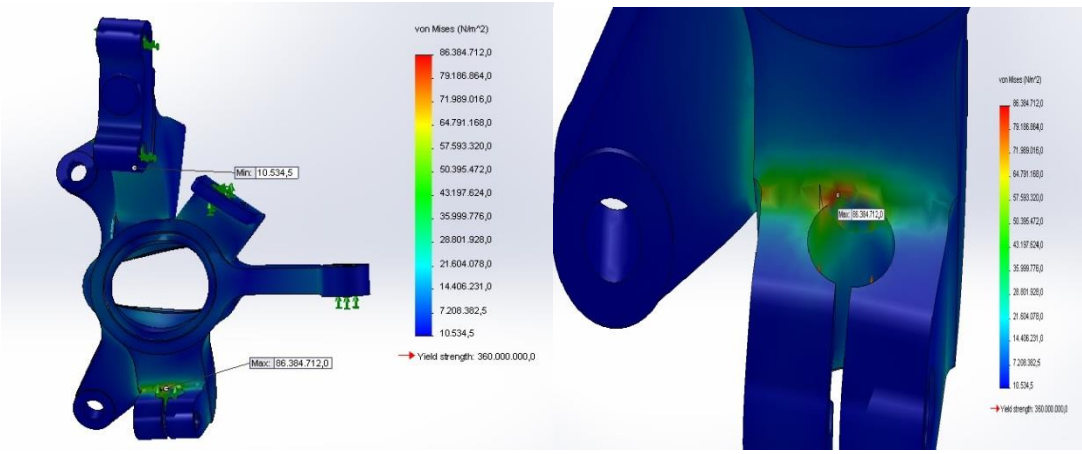
	F_x(N)	F_y(N)	F_z(N)	Fren Kaliper Torku (Nm)
1.Yol koşulları	0	0	14240	0
2.Yol koşulları	6126	0	6126	534
3.Yol koşulları	0	7833	7833	267

4. Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analiz sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

4.1. Darbeli Yol Koşullarına Göre Yapılan Analiz Sonuçları

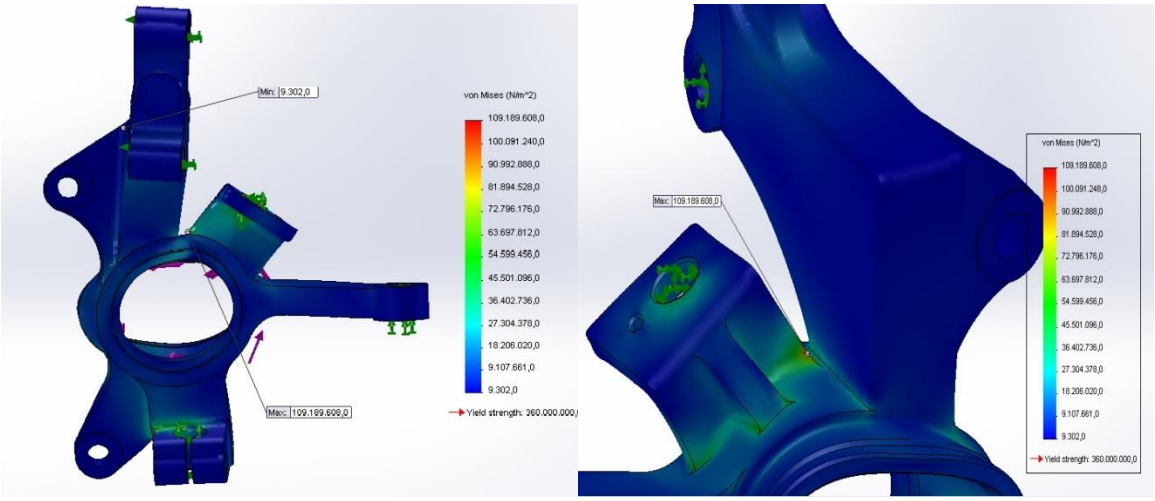
Darbeli yol koşullarında Şekil 7 de maksimum gerilme rotil yuvasında; rotil ile rotil yuvasının birleştiği noktada saptanmıştır. İç noktada maksimum gerilme 86,4 MPa olarak tespit edilmiştir. Çıkan sonucun değerlendirilmesi ile elde edilen darbeli yük koşuluna göre statik emniyet faktörü 3,7 olarak bulunmuştur. Bu değer akma değeri olan 320 MPa değerinin altındadır. Ancak analizde bulunan gerilme değeri bizi net sonuca ulaştırmaz. Araç hareket halinde iken bu maksimum gerilmenin oluştuğu noktaların yerini tespit etmek mümkün değildir. Bu nedenle alanda yorulma analizi yapmak gereklidir.



Şekil 7. Von Mises maksimum gerilme sonuçları

4.2. Acil Fren Koşullarına Göre Yapılan Analiz Sonuçları

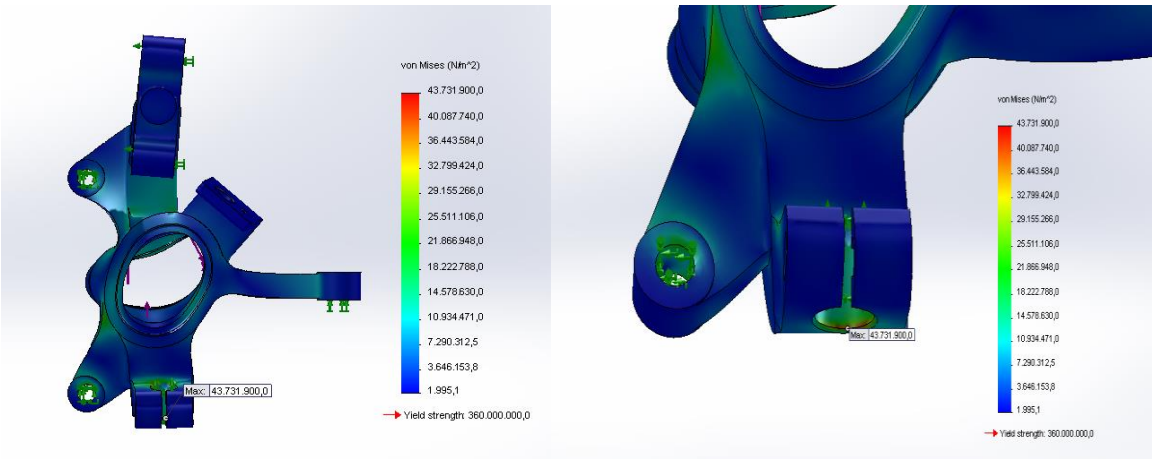
Acil fren koşullarında maksimum gerilme, akson ile amortisörün birleşme kolu kökünde meydana gelmektedir. Şekil 8'de meydana gelen maksimum gerilme değeri olan 109,2 MPa değeri gösterilmiştir. Bu gerilme de akma gerilmesi olan 320 MPa'dan düşüktür. Acil fren koşuluna göre ise statik emniyet faktörü 2,9 olarak elde edilmiştir. Burada da problemin yapısal bir sorunu yoktur. Asıl araştırılması gereken konu yorulma kayıpları ve gerilmeleridir.



Şekil 8. Acil fren koşuluna göre elde edilen von Mises gerilme sonuçları

4.3. Kaygan Zemin Koşullarına Göre Yapılan Analiz Sonuçları

Kaygan zemin koşullarında maksimum gerilme rotil yuvasında, rotil ile aksonun birleştiği yatağın kökünde oluşmaktadır. Bu noktada ölçülen maksimum gerilme değeri. Şekil 9'da görüldüğü gibi 43,7 MPa olarak tespit edilmiştir. Bu gerilme değeri de akma değeri olan 320 MPa değerinden daha büyük değildir. Kaygan zemin koşullarına göre ise statik emniyet faktörü 7,3 olarak elde edilmiştir. Yapılan bu analizde dinamik koşulun herhangi bir anı dikkate alınmıştır. Hızla değişen dinamik koşullar göz önüne alındığında maksimum gerilme noktasını tespit etmek doğal olarak mümkün olmayacaktır. Bu analizin de yorulma koşulları göz önüne alınarak yapılması asıl problemin çözümü için daha sağlıklı olacaktır.



Şekil 9. Kaygan zemin koşullarına göre elde edilen von Mises gerilme sonucu

Sonuç

Yapılan bu çalışmada aksonun sınır koşullarda analizinde, maksimum gerilmenin acil fren koşullarında 109,2 MPa olarak tespit edildiği görülmüştür. Bu değer seçieln malzeme olan QT500-7 sfero dökme demir malzemesinin akma sınırı olan 320 MPa değerinden ve genel anlamda çelik ve dökme demir malzemelerin akma sınırı değerlerinden düşüktür. Sistem analizi acil fren koşullarına göre değerlendirildiğinde statik emniyet faktörü 2.9 olarak elde edilmiştir. Bu durumda akson tasarım gerekliliklerini yerine getirmektedir. Karşılaştırma yapılan akson modeli ile bu model arasında parametre farklılıkları nedeniyle maksimum gerilmelerin oluştuğu bölgelerde farklılık olduğu görülmüştür. Bu farklılıklar değerlendirildiğinde kendi modelimizin karşılaştırması yapılan diğer modele göre daha güvenli olduğu görülmüştür. Çalışma koşulları ağırlaştığında maksimum gerilmelerin hangi bölgelerde çıkacağını öngörmek mümkün değildir. Akson çok eksenli dinamik yüklere maruz kalabilir. Normal şartlar altında aksonda hasarın yorulma olayı sonucunda gerçekleşeceği tahmin edilmiştir. Bu sonuçlar ışığı altında akson yorulma dayanımı yüksek malzemelerden imal edilmelidir.

Kaynaklar

[1] Wang hongwei, Han Guoli. Reliability Analysis of Mine Automobile Steering Joint Based on ANSYS. Coal Mine Machinary. Vol.128 No.14 Apr. 2007 pp: 109-111. (in Chinese)

[2] M Zoroufi and A Fatemi. Experimental durability assessment and life prediction of vehicle suspension components: a case study of steering knuckles. Source: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v 220, n 11, pp: 1565-1579, 2006.

[3] Wang hongwei, Huang wenbin. Forging process simulation of steering joint based on finite deformation theory[J]. Journal of Plasticity Engineering. Vol.14 No.15_2007.10:76-78. (in Chinese)

[4] Fan Pingqing, Zhao Bo, Qiu Long, The Analysis on Destruction Forms of Steering Knuckle 2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. No.11.2005.11 pp: 57-58. (in Chinese)