DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN TASARIMI VE NÜMERİK YORULMA ANALİZİ

Ufuk ÇOBAN

Haziran, 2015

İZMİR

ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN TASARIMI VE NÜMERİK YORULMA ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Programı

Ufuk ÇOBAN

Haziran, 2015

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

UFUK ÇOBAN, tarafından **DOÇ.DR. ÇINAR EMİNE YENİ** yönetiminde hazırlanan **"ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN TASARIMI VE NÜMERİK YORULMA ANALİZİ"** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Çınar Emine YENİ

Yönetici

Prof. Dr. N. Seda Kasalay

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Bülent Yardımoğlu

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Ayşe OKUR

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜRLER

Bu çalışmada değerli görüşlerini ve desteğini esirgemeyen tez yöneticim Doç. Dr. Çınar E. YENİ ’ye, teşekkür ederim.

Çalışma ile ilgili her konuda bilgi ve tecrübeleri paylaşan hocam Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY ’a ve Yrd. Doç. M. Murat TOPAÇ ’a teşekkürlerimi sunuyorum. Ayrıca Hisarlar A.Ş. firmasından bu projedeki teknik desteğinden dolayı Mehmet Ali YILMAZ’a ve FİGES A.Ş firmasından ekip yöneticim Ercenk Aktay’a teşekkürlerimi sunarım.

Ufuk ÇOBAN

ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN TASARIMI VE NÜMERİK YORULMA ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmada, TURKAR 4x4 aracı için bağımsız askı sistemi tasarımı yapılmıştır. Tasarımda aracın aks mesafesi boyutları değiştirilmeden, aracın mevcut şasi formu korunarak sabit aksın yerine çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi tasarımı oluşturulmuştur. Direksiyon geometrisi, yön verici kolların pozisyonu ve uzunluğu, kamber, kaster, toe in-out açıları belirlenmiştir. Pol noktaları belirlenen bu sistemin katı modellenmesi yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizleri yapılarak ürün geliştirilmiştir.

İkinci aşamada mevcut tasarımda gelen değişken aks yüklerine göre farklı durumlar için kuvvet hesabı yapılmıştır. Bu kuvvetlere göre, mafsalların tasarımı, rulman ve hava yayı seçimi gerçekleştirilmiştir. Değişken yüklemeye maruz kaldığından parçaların yorulma hesabı da yapılmıştır. Sonsuz ömür yaklaşımı kullanılarak kritik bölgelerde iyileştirmeler sağlanmıştır. Kütle ve ömür optimizasyonu uygulanmıştır.

Parçaların tasarım sürecinde üç boyutlu modelleme, paket yazılım olan ANSYS Workbench analizleri yapılarak çalışma tamamlanmıştır. Tasarımı yapılırken üretimin kolaylığına, yapının güvenli olmasına, montaj ve bakımın kolay yapılmasına dikkat edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Bağımsız askı sistemi, sonlu elemanlar analizi, yorulma analizi, direksiyon geometrisi, optimizasyon, kinematik analiz.

DESIGN AND NUMERICAL FATIGUE ANALYSIS OF DOUBLE HORIZONTAL DIRECTIONAL SUSPENSION SYSTEM

ABSTRACT

In this study, a double wishbone independent suspension has been designed for a TURKAR 4x4 vehicle. In this design the vehicle's wheelbase dimensions are unchanged, retaining the existing vehicle chassis form, instead of the solid axle, a double wishbone independent suspension has been made. Steering geometry, the direction of the position and length of the arms, camber, caster and toe in-out angles have been determined. Pol points were specified for this system made of solid modeling and using the finite element method the product was developed.

In the second stage, force calculations were carried out for various conditions with respect to axle loads according to the current design. According to these forces joints have been designed, air spring and bearings were determined. Exposed to variable loading, fatigue analyses of the parts were made. Using infinite lifetime approach, improvements were made in critical areas. Mass and lifetime optimization was carried out.

Design processes of parts are carried out with 3D modeling, performing FEA studies with ANSYS Workbench software. During the design of the systems, simplicity of production, safety of structure, ease of assembly and maintenance were of main concern.

Keywords: Independent suspension, finite element analysis, fatigue analysis, steering geometry, optimization, kinematics analysis.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU ii
TEŞEKKÜRLER iii
ÖZ iv
ABSTRACT v
ŞEKİLLER LİSTESİ ix
TABLOLAR LİSTESİ xiii

BÖLÜM BİR-GİRİŞ 1

1.1 Giriş 1

BÖLÜM İKİ-TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ 2

2.1 Sabit Askı Sistemi 2
2.2 Bağımsız Askı Sistemleri 3
2.2.1 Enine Yön Vericili Askı Sistemleri 3
2.2.2 Yay Bacaklı ve Enine Yön Vericili Askı Sistemi (Mc Pherson Askı Sistemleri) 4
2.2.3 Boyuna ve Enine Yön Vericili Askı Sistemi 5
2.2.4 Boyuna Yön Vericili Askı Sistemi 6

BÖLÜM ÜÇ-LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 7

BÖLÜM DÖRT-ASKI SİSTEMİN KİNEMATİĞİ 11

4.1 Kamber Açısı 11
4.1.1 Konum Analizi Denklemlerinin Tanımlanması 13
4.2 İz Genişliği 15
4.3 Kaster Açısı 16

4.4 Dingil Pimi Açısı 17
4.5 Ön İz Açısı ve Özgül Yönlenme 18
4.6 Aks Mesafesi 19
4.7 Bağımsız Askı Sistemlerinde Yön Verme Geometrisinin Belirlenmesi 20
4.7.1 Bağımsız Askı Sistemlerinde Rot Kolunun Uzunluğu ve Konumunun Belirlenmesi 20
4.7.2 Direksiyon Yön Verme Geometrisinin Hesabı 23
4.8 Kardan Mafsalı Hesabı 29

BÖLÜM BEŞ -TEKERLEK ASKI SİSTEMİNİN KUVVET HESABI 32

5.1 Tekerlek Temas Noktasındaki Kuvvetler 32
5.2 Durum 1 Sürekli Mukavemet Hesabı 33
5.3 Durum 2 Bir Engelin Aşılması Durumunda Etkiyen Kuvvetler 39
5.4 Durum 3 Çukurlu-Tümsekli (Stabilize) Yolda Etkiyen Kuvvetler 43
5.5 Durum 4 Yay ve Takoz Çarpma Kuvvetinin Belirlenmesi 44
5.6 Durum 5 Blokaj Frenlemesinde Mafsal Kuvvetlerinin Belirlenmesi 45
5.7 Rulman Seçimi ve Hesabı 47
5.8 Hava Yayı Hesabı ve Karakteristiği 51

BÖLÜM ALTI -YORULMA 55

6.1 Giriş 55
6.2 Çatlak Oluşumu ve İlerlemesi 55
6.3 Yüksek Çevrimli Yorulma 57
6.4 Yükleme Tipleri 59
6.4.1 Sabit Genlik, Orantılı Yükleme 59
6.4.2 Değişken Genlikli Yükleme 60
6.4.3 Orantılı veya Orantısız Yükleme 60
6.4.4 Ortalama Gerilme Etkileri 61

6.5 Düşük Çevrimli Yorulma 63
6.4.5 Morrow Metodu 67
6.4.6 Smith, Watson ve Topper (SWT) Ömür Yaklaşımı 68
6.4.7 Kümülatif Hasar Kriteri 69
6.4.8 Rainflow Matris 69
6.4.9 Sonsuz Ömür Değeri 71
6.4.10 Yorulma Mukavemet Faktörü 71

BÖLÜM YEDİ -TASARIMLAR VE ANALİZLER 72

7.1 Mil Tasarımı ve Yorulma Analizi 77
7.2 Poyranın Yorulma Analizi 80
7.3 Bağımsız Askı Sisteminin Analizi 84
7.3.1 Yardımcı Şasi Analiz Sonuçları 86
7.3.2 Yön Verici Kol Analiz Sonuçları 88
7.3.3 Aksonun Tasarımı ve Analizi 90

BÖLÜM SEKİZ -SONUÇLAR 95

KAYNAKLAR 97

EKLER 101

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Sabit aks 2
Şekil 2.2 Çift enine yön vericili askı sistemi 4
Şekil 2.3 McPherson askı sistemi 4
Şekil 2.4 Boyuna ve enine yön vericili askı sistemi 5
Şekil 2.5 Boyuna yön vericili aks sistemi 6
Şekil 4.1 Kamber açısının gösterimi 11
Şekil 4.2 Montaj resmi 12
Şekil 4.3 Serbest cisim diyagramı 12
Şekil 4.4 Kamber açısı değişimi 14
Şekil 4.5 İz genişliği değişimi 16
Şekil 4.6 Kaster açısı gösterimi 17
Şekil 4.7 Dingil pimi açısı 18
Şekil 4.8 Toe in-out açısı gösterimi 19
Şekil 4.9 Direksiyon kolunun dönme merkezinin bulunmasının gösterimi 21
Şekil 4.10 Pol noktalarının ayrıntılı gösterimi 22
Şekil 4.11 Pol noktalarının uzaktan gösterimi 22
Şekil 4.12 Aracın direksiyon kolunun üstten ve ön yüzden gösterimi 23
Şekil 4.13 Ackerman prensibine göre yön verilen tekerleğin kinematik ilişkisi 24
Şekil 4.14 Tasarım parametrelerinin belirlenmesi 25
Şekil 4.15 Direksiyon hatasının grafiksel gösterimi 28
Şekil 4.16 İz açısı farkının grafiksel gösterimi 28
Şekil 4.17 Toe açısı değişimini grafiksel gösterimi 29
Şekil 4.18 İkiz kardan mafsalın kinematik büyüklüklerinin gösterimi 30
Şekil 4.19 İkiz kardan mafsalının araç üzerindeki gösterimi 31
Şekil 4.20 İkiz kardan mafsalının taslak resim olarak çiziminin gösterimi 31
Şekil 5.1 Düz doğrusal harekette tekerlek temas noktasında oluşan yük dalgalanmaları 32
Şekil 5.2 Tekerlek yükü darbe faktörleri k_1 ve k_2 34
Şekil 5.3 Yan kuvvetin gösterimi 35
Şekil 5.4 Yan kuvvet bağıntı katsayılarının tekerlek yüküne bağlı olarak değişimleri 35

Şekil 5.5 Tekerlek temas noktasına indirgenecek kuvvetlerin konumlarının belirlenmesi 36
Şekil 5.6 Tekerlek temas noktasına indirgenen kuvvetlerin gösterimi 37
Şekil 5.7 Engelin geçilmesi durumunda askı sisteminin konumunun gösterimi 39
Şekil 5.8 Radyal kuvveti bulmak için çizilen serbest cisim diyagramı 41
Şekil 5.9 Yay ve takoz çarpma kuvveti için serbest cisim diyagramı 45
Şekil 5.10 Blokaj frenlenmesinde kuvvetlerin serbest cisim diyagramı 46
Şekil 5.11 Rulman hesabı yapılacak bölümün kesit resmi 48
Şekil 5.12 Tekerlek temas noktasında gelen kuvvetlerin gösterilmesi 49
Şekil 5.13 Hava yayı karakteristiği 52
Şekil 5.14 Hava yayı kesit görüntüsü ve boyutlarının belirlenmesi 53
Şekil 5.15 Yay katsayısının belirlenmesi 54
Şekil 6.1 Yorulma sürecinin ince plaka yüzeyinde gösterimi 56
Şekil 6.2 Çatlak oluşumunun şematik görünümü 57
Şekil 6.3 SAE 4130 S-N eğrisi gösterimi 58
Şekil 6.4 Sabit genlik orantılı yükleme gösterimi 59
Şekil 6.5 Değişken genlikte yükleme 60
Şekil 6.6 Orantılı veya orantısız yükleme 61
Şekil 6.7 Soderberg kriteri 62
Şekil 6.8 Goodman kriteri 62
Şekil 6.9 Gerber kriteri 63
Şekil 6.10 Tekrarlı yüklemede histerezisi çevrim gösterimi 64
Şekil 6.11 Tekrarlı yükleme sonucunda sertleşmenin grafiksel gösterimi 66
Şekil 6.12 Tekrarlı yükleme sonucunda yumuşamanın grafiksel gösterimi 66
Şekil 6.13 Marrow metodu şekil değiştirme ömür yaklaşımı 68
Şekil 6.14 Smith, Watson ve Topper (SWT) şekil değiştirme ömür yaklaşımı 68
Şekil 6.15 Değişken yük tarihçesinin gösterimi 70
Şekil 6.16 Rainflow matris yük dağılımı histogramı 70
Şekil 7.1 Nihai tasarımın gösterimi 72
Şekil 7.2 Tasarımın üstten görünüşü 73
Şekil 7.3 Tasarımın ayrıntılı görünümü 73
Şekil 7.4 Modelin farklı açılardan görünümü 74

Şekil 7.5 Modelin yandan görünüşü 74
Şekil 7.6 Tasarımın kesit resmi 75
Şekil 7.7 Mafsalın kesit resminin gösterimi 76
Şekil 7.8 Tasarım süresindeki işlem adımlarının blok diyagramıyla gösterimi 76
Şekil 7.9 Tahrik milinin kesti (solda) ve boyun bölgesi gösterimi (sağda) 77
Şekil 7.10 Tahrik milinin ölçüleri (solda) ve sonlu elemanlar modeli (sağda) gösterimi 77
Şekil 7.11 Sınır şartları ve yüklerinin gösterimi 78
Şekil 7.12 Eşdeğer (von mises) gerilme dağılımı gösterimi 79
Şekil 7.13 Tahrik mili maksimum kayma gerilmesi gösterimi 79
Şekil 7.14 Tam değişken yüklemenin uygulanması (üstte) ve Soderberg kriterinin gösterilmesi (altta) 79
Şekil 7.15 Tahrik milinin sonsuz ömür dağılımının gösterimi 80
Şekil 7.16 Poyranın ağ yapısının gösterimi 80
Şekil 7.17 Poyranın yükleme ve sınır şartlarının gösterimi 81
Şekil 7.18 Poyranın eşdeğer (von mises) gerilmesinin gösterimi 82
Şekil 7.19 Poyranın maksimum asal gerilme dağılımı 82
Şekil 7.20 Orantısız yükleme dağılımı 82
Şekil 7.21 Poyranın ömür dağılımının gösterimi 83
Şekil 7.22 Rainflow matrisi hesaplanmasının üç boyutlu halde gösterimi 83
Şekil 7.23 Askı sisteminin sonlu elemanlar modelinin gösterimi 84
Şekil 7.24 Yardımcı şasinin sonlu elemanlar modeli 85
Şekil 7.25 Yükleme ve sınır şartlarının uygulanmasının gösterimi 85
Şekil 7.26 Tüm parçaların gerilme dağılımı 86
Şekil 7.27 Yardımcı şasinin ön yüzünün eşdeğer (von mises) gerilme dağılımı gösterimi 87
Şekil 7.28 Yardımcı şasinin arka yüzünün eşdeğer (von mises) gerilme dağılımın gösterimi 87
Şekil 7.29 Yardımcı şasinin ömür dağılımının gösterimi 88
Şekil 7.30 Alt yön verici kolun gerilme dağılımı 89
Şekil 7.31 Alt yön verici kolun ömür dağılımının gösterimi 89
Şekil 7.32 Akson ve fren sisteminin yerleşiminin gösterimi 90

Şekil 7.33 Tahrik milinin aksona ve diferansiyel çıkışına bağlanması 90
Şekil 7.34 Aksonun rulman yaslanma bölgesinin tasarlanması 91
Şekil 7.35 Aksonun boyunlu bölgesindeki gerilme dağılımının gösterimi 91
Şekil 7.36 Akson gövdesinin boyunlu bölgesinin gerilme dağılımının grafik gösterimi 92
Şekil 7.37 Akson gövdesinin sonlu elemanlar modeli (solda) ve ayrıntılı gösterimi (sağda) 92
Şekil 7.38 Aksonun eşdeğer (von mises) gerilme dağılımının iki farklı açıdan gösterimi 93
Şekil 7.39 Aksonun maksimum asal gerilme dağılımının gösterimi 93
Şekil 7.40 Aksonun ömür dağılımının gösterimi 94

TABLOLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 4.1 Excel'de kamber açısının hesaplanması 15
Tablo 4.2 Tasarım parametrelerinin tanımlanması 25
Tablo 4.3 Parametrik uzunlukların gösterimi 27
Tablo 4.4 Direksiyon hatası teorik ve ölçülen değer olarak gösterimi 27
Tablo 5.1 Pirelli ağır vasıta lastikleri ebatları tablosu 33
Tablo 5.2 Sürekli mukavemet için kinematik büyüklükler 36
Tablo 5.3 Bir engelin aşılması durumunda kinematik büyüklükler 40
Tablo 5.4 Stabilize yolda mukavemet için kinematik büyüklükler 43
Tablo 5.5 SKF 32024 X rulman özellikleri 48
Tablo 5.6 SKF 32026 X rulman özellikleri 50
Tablo 7.1 SAE 4140 malzeme özellikleri ve sonuçlar 78
Tablo 7.2 EN-GLJ-250 malzeme özellikleri ve sonuçlar 81
Tablo 7.3 St 52 [S335J2] malzemesinin mekanik özellikleri 84

BÖLÜM BİR
GİRİŞ

1.1 Giriş

Araç yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, askı sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır.

Ön ve arka tekerlek askı sistemleri tekerlek göbeği ve karoseri (şasi) arasındaki hareketli bağlantı elemanlarıdır. Şekil 2.1'de gösterilen sabit aks, ağır ticari araçlar için kullanılmıştır. Otomobillerde arka aks, sabit aks olarak kullanılırken motor altında çok yer kalmadığından otomobillerde sabit aks kullanılmaz (Kuralay, 2008a).

Aksların görevleri fren, tahrik ve yan kuvvetle bağlantılı olarak tekerleği boyuna, enine yönde şasiye göre kılavuzlamak, diğer taraftan yoldan gelen ve tekerlekler üzerinden araç gövdesine iletilen düşey hareketleri almak için kullanılan yay ve stabilizatörlerin desteklenmesini sağlamaktır. Yaylanma ve tekerlek tahrikinin tipine bağlı olarak farklı şekillerdeki aks konstrüksiyonları, yani aks sistemleri kullanılabilir. Bağımsız askı sistemleri daha çok ön tekerlekler için uygunsa da düşük hacim talebi ve her iki tekerleğin birbirinden bağımsız olması nedeniyle arka akslarda da gittikçe artan oranda kullanılmaktadır (Kuralay, 2008a).

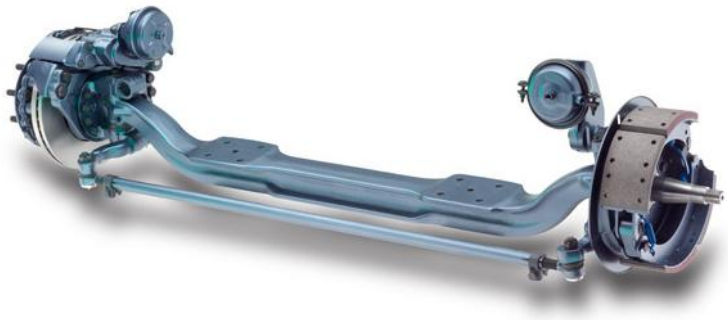
BÖLÜM İKİ
TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ

2.1 Sabit Askı Sistemi

16. yy' dan beri bilenen askı sistemidir. Araç gövdesinin şasiyle beraber taşınmasını sağlayan yaprak yayla birlikte monte edilir. Yapıya tekerlek yatak ve gövdesi de bağlanır (Genta ve Morello, 2009). Sabit akslar, (Şekil 2.1) rijit bir dingil ile askı sistemi bileşenlerinin birbirine bağlanmaları ile oluşur. Bu tipteki akslarda tekerleğin birine verilen hareket diğerlerine de aktarılmış olur (Kuralay, 2008a).

Sabit aksların avantajı, yaylanma sırasında düşük kamber değişimine olanak sağlamalarıdır. Virajdan dönerken oluşan merkez kaç kuvveti sonucu oluşan momenti ve kuvvet çiftini şasiye iletmeden aks kendisi taşır (Genta ve Morello, 2009).

Ekonomik olması ve yüksek taşıma kapasitesine olanak tanımasından dolayı sabit aks sistemleri genellikle ticari araçlarda (kamyon, kamyonet. vb) ve bazı binek otomobillerin arka aksında kullanılır. Ayrıca tam yaylanma sırasında çok az miktarda iz genişliği ve kamber açısı değişimine sebep olmaları kirli ve buzlu yollarda iyi bir sürme kabiliyeti sağlar.



Şekil 2.1 Sabit aks (Meritor Axle Systems, b.t)

Sabit aksların dezavantajı, fazla ağır olmaları, dalgalı yolda yön değiştirmeye meyilli olmaları ve bir tekerleğin bir engeli aşması sırasında oluşan kamber değişiminin aksın aldığı eğimli pozisyon nedeniyle diğer tekerleği de etkilemesidir (Kuralay, 2008a).

2.2 Bağımsız Askı Sistemleri

Bağımsız olarak enine, boyuna ve diyagonal yön vericilerle karosere asılan tekerler öncelikle otomobil yapımında uygulanır. Burada artan hız ile birlikte artan konfor talebi tekerleklerin daha kesin yönlendirilmesini ve özellikle araca kazandırılacak seyir özelliklerinin askı sistemleri ile sağlanmasını gerektirmektedir. Yön verici kolların hedefe yönelik olarak düzenlenmesiyle, yaylanma esnasında tekerlek açılarının iz genişliklerinin ve aracın özgül yönlenme davranışının değişimi sağlanabilir.

Bağımsız askı sistemi konstrüksiyonlarındaki yaylandırılmamış kütlenin azlığı taşıtın seyir konforunu ve tekerlek-yol temasını olumlu yönde etkilemektedir. Bağımsız askı sistemleri, küçük boyutlara sahip olmakla birlikte konstrüksiyon ve imalatları sabit akslara oranla daha güçtür (Kuralay, 2008a). Yukarı aşağı yaylanmalarda tekerlek ile yol arasındaki temas her zaman dik kalmıştır. Büyük kamber değişimlerine izin vermez (Genta ve Morello, 2009).

2.2.1 Enine Yön Vericili Askı Sistemleri

Enine yön verici askı sistemi (Şekil 2.2) binek sedan araçlarda ve spor araçlarda konforu daha çok arttırmak için kullanılan bağımsız askı sistemi tipidir. Düşey yönde aşağı-yukarı yaylanma sırasında çok az miktarda iz ve kamber açısı değişimine izin verir (Genta ve Morello, 2009).

Aynı uzunluktaki yön vericilerde (trapez form) ise iz genişliği gibi kamber açısında da az bir değişim meydana gelir. Hareket yönündeki mukavemeti artırmak için üçgen formundaki enine yön vericiler kullanılır. Bunlar karoseriyle veya şasiye iki yatak ile bağlanır (Kuralay, 2008a).

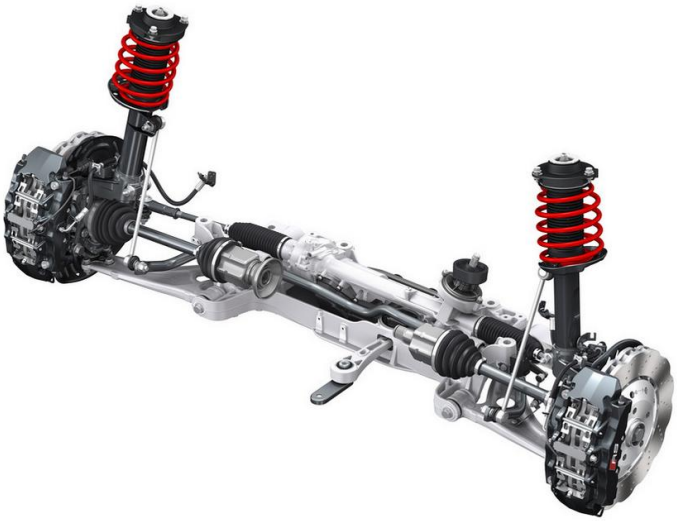


Şekil 2.2 Çift enine yön vericili askı sistemi (ZF Friedrichshafen AG, b.t)

Yön verici kolların uygun şekilde düzenlemesi ile ani dönme merkezinin yeri ve aks yalpa merkezinin yüksekliği istenilen şekilde değiştirilebilir. Düşey yüklerin alınması için helisel, yaprak ve burulma yayları çift enine yön verici askı sisteminde uygulanabilmektedir (Kuralay, 2008a).

2.2.2 Yay Bacaklı ve Enine Yön Vericili Askı Sistemi (Mc Pherson Askı Sistemleri)

Mc Pherson yay bacaklı askı sistemi, küçük ve orta ölçekli binek araçlarda ön aksta çok yaygın olarak kullanılan askı sistemidir (Genta ve Morello, 2009). Çift enine yön vericili askı sistemlerinden türetilmiştir. Üst enine yön vericili, dingil pimine bağlı çift borulu bir amortisör ile yer değiştirmiştir.



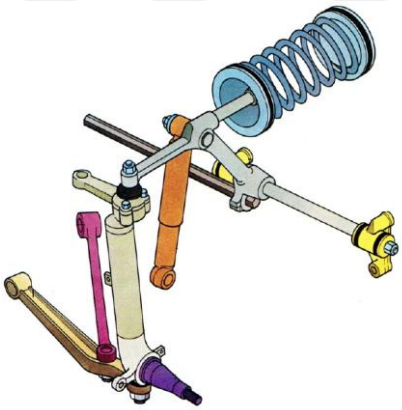
Şekil 2.3 McPherson askı sistemi (Audi RS Q3, b.t)

Amortisörün piston kolu elastik bir yatak içerisindeki küresel mafsal ile karosere tespit edilmiştir. Bu bağlantı noktalar arasında helisel bir yay bulunmaktadır. Yay bacağı fren, ivmelenme ve yanal kuvvet almak zorunda olduğu için piston ve piston kolu yataklanması oldukça zordur (Kuralay, 2008a).

Bu askı sisteminin belirgin avantajları ekonomik olarak imal edilmesi, düşük yer talebi ve askı elemanlarında tasarruftur. Tekerleğin yaylanması, bu amortisör ve amortisör ile eş merkezli olarak yerleştirilmiş helisel bir yay ile kontrol edilmektedir (Kuralay, 2008a).

2.2.3 Boyuna ve Enine Yön Vericili Askı Sistemi

Bu askı sistemi de çift enine yön vericili ve Mc Pherson askı sisteminin türevidir. Mc Pherson askı sistemi üst bağlantısı burada karosere değil bir boyuna vericiye küresel bir mafsal ile bağlanmıştır. Uzun tutulan boyuna verici ile askı noktalarında düşük reaksiyon kuvvetleri elde edilebilir.

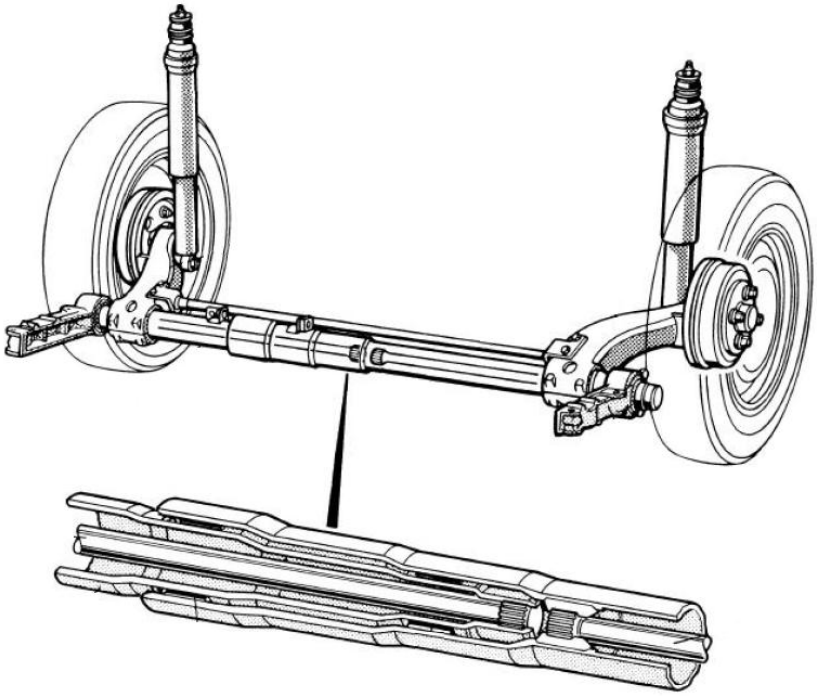


Şekil 2.4 Boyuna ve enine yön vericili askı sistemi (Rover 2000,b.t)

Bu tür bir askı sistemi pahalıdır ve imalatı zorlaştırıcı pek çok mafsal içermektedir. Yaylanma sırasında kaster açısı değişimi ortaya çıkar. Kamber ve iz genişliği değişimine etki etme olanağı vermektedir (Kuralay, 2008a).

2.2.4 Boyuna Yön Vericili Askı Sistemi

Basit boyuna yön vericili askı sistemi genelde önden tahrik edilen araçlarda arka aks olarak kullanılır, çünkü iki arka tekerlek arasında bagaj tabanı daha derine konabilir. Yatay duran boyuna yön verici aksta yaylanma sırasında tekerleğin iz genişliği, ön iz açısı ve kamber açısı değişmez (Kuralay, 2008a).



Şekil 2.5 Boyuna yön vericili aks sistemi (Maybach, 2012)

BÖLÜM ÜÇ
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması olarak kullanılmış makaleler bu bölümde verilmiştir. Bu makalelerden faydalanılarak askı sistemi tasarımının kinematik olarak modellenmesi, mukavemet kontrolü ve yorulma hesabı yapılmıştır.

"An interval uncertain optimization method for vehicle suspensions using Chebyshev metamodels" olarak isimlendiren makale bağımsız çift enine yön verici askı sisteminin kinematik karakterini incelemiştir. Kamber, kaster, toe in, dingil pimi gibi açılar ADAMS yazılımı ile modellenmiştir. Askı sisteminin yukarı aşağı yaylanması sırasında ve direksiyonun sağa sola dönüşü sırasında oluşan açı değişimleri Chebyshev metamodel kullanılarak optimize edilmiştir. Chebyhev metamodel belli sayıda örnekleme noktasını yani tasarım senaryolarını optimize etmeye yarayan döngüdür (Wu, Luo, Zhang, 2014).

"Model recognition and validation for an off-road vehicle electrohydraulic steering controller" olarak isimlendirilen bu makalede off-road bir aracın elektro-hidrolik dümen mekanizmasının tasarlama ve doğrulaması yapılmıştır. Ön tekerlek ve hidrolik aktivator arasında bağlantı kollarındaki kinematik büyüklükler, ölçüler ve geometrinin konumu belirlenmiştir. Aktivatorun ilerlemesi ve tekerleğin dönmesi arasındaki nonlineer durum tasarımın en önemli bölümünü oluşturur. Doğrusal olmayan bu durum matematiksel olarak bu ifade edilmiştir. Konum denklemi yazılarak açı ve aktivator yönündeki ilerlemenin denklemi oluşturulmuştur. Kontrol sistemi tasarımda transfer fonksiyonu olarak işlem görmüştür. Benzer konum denklemi yöntemi askı sistemi tasarımında da kullanılmıştır (Zhang, Wu, Reid, Benson, 2002).

"A 180^0 steering interval mechanism" çalışmasında aracın Ackerman prensibine göre düşük hızda viraj manevra kabiliyetinin arttırılması veya yüksek hızda aracın kontrol edilebilirliği ve stabilitesinin sağlanması için yaygın olarak kullanılan direksiyon geometrisine ek olarak dişli ve zincir ilave edilmiştir. Farklı dişli çevrim

oranları kullanılarak hesaplanan Ackerman hatası çok küçük bir değer olarak elde edilmiştir. Benzer çalışma bu askı sistemi tasarımı çalışmasında kullanılmıştır (Chicurel, 1999).

"Reliability-based design optimization of knuckle component using conservative method of moving least squares meta-models" isimli bu çalışmada otomotiv akson gövdesinin optimizasyon çalışması yapılmıştır. Akson gövdesinin yukarı–aşağı yaylanma ve frenleme sırasında oluşan yüklerle FEA analizleri yapılmıştır. Analizler sonucunda akson gövdesinin kütlesi, gerilme ve deformasyonları düşürülmüştür. Optimizasyon yapılması gereken bölgelerin tespiti yapılmış ve kesit değişimleri yapılarak kütle azaltılmasına gidilmiştir. Benzer çalışma akson gövdesi diğer askı sistemi bileşenleri için de bu tez çalışmasında yapılmıştır. Hangi ölçünün daha baskın karakterli olduğu tespit edilmiştir. Uygun kesit boyutlandırılması yapılmıştır (Song ve Lee, 2011).

"Fatigue analysis of an automotive steering link" makalesinde çok kritik olan direksiyon kolunun yorulma ömrü hesaplanmış ve yorulma hasarının önlenmesi sağlanmıştır. Direksiyon kolundan alınan numune ile tek eksenli düşük çevrimli yorulma testi yapılmıştır. Bu test sonucunda numunenin malzeme özellikleri elde edilmiştir. Şekil değişimi ölçen sensör yardımıyla elde edilen deneysel gerinmeler sonlu elemanlar analiziyle tespit edilmiş, lokal gerilme ve gerinme bölgeleri sonuçlarıyla doğrulanmıştır. Sonlu elemanlarla yapılan analizde kritik olarak tespit edilen bölgelerden testten sonra hasar oluşmuştur. Bu tez çalışmasında da kritik gerilmelerin olduğu bölgelerin akma gerilmesinin altına düşürülmesi ve sonsuz ömre sahip olmasına dikkat edilerek tasarımları yapılmıştır (Koh, 2009).

"Failure analysis of a car suspension system ball joint" çalışmasında Mc Pherson askı sisteminde küresel mafsalın analizi yapılmış ve hasar sebepleri incelenmiştir. Deneysel olarak optik mikroskobuyla incelemeler yapılmıştır. Üç farklı karakteristik bölge A-C tanımlanmıştır. A-B bölgeleri çatlağın başlangıcı olan bölgeyi belirtir. Metalürjik yöntemler ile küresel mafsalın çatlak bölgesi, elektron mikroskobuyla araştırılmıştır. Bu çalışmada 500 N'luk yük altında statik analiz yapılarak maksimum

gerilme bölgesi gözlemlenmiştir. Küresel mafsalın gövde kısmının gerilmesi arttırılarak gerilme değerleri düşürülmüştür. Ancak ferritik bölgenin yorulma sınırını % 40 oranında düşürdüğü gözlenmiştir. Bu çalışmada küresel mafsalın çalışması esnasında çatlak oluşmasına sebep olacak desteğin (support) etkisi incelenmiştir.

Küresel mafsalın kesit kalınlığının arttırılması gerilme yığılmasını azalttığından yorulma ömrünü daha arttırmıştır. Kontak bölgesindeki gerilmeyi azaltmak için de geometrik olarak tasarım değişikliğe gidilmiştir. En son küresel mafsal yeniden tasarlanmış ve yük taşıma kısmı geliştirilmiştir. Kontak bölgesi kafesli halde kontak basıncı azaltılmıştır. Benzer çalışma tahrik mili tasarımında geometrik olarak boyut değişimi yapılarak düzenlenmiştir (Ossa, Palacio ve Paniagua, 2011).

"Analysis of the torsional strength of hardened splined shafts" makalesinde sertleştirme yapılmış bir milin ayrıntılı olarak statik burulma momenti altında yük analizi yapılmıştır. Farklı profillerle inceleme yapılmış ve optimum tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Farkı derinlikte sertleştirme işlemleri yapılmış yüzeylerde akma bölgeleri daha üst noktalara taşınmıştır.

Farklı tipteki diş profilleri ve radius miktarıyla sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Bu denemelerden sonra SAE 4140 malzeme özelliklerini en iyi karekterize eden tasarım elde edilmiştir. Deneysel çalışmalarla da yapılan teorik ve nümerik hesaplamayı desteklenmiştir. Bu bilgiler ışığında tez çalışmasında burulma momentine maruz kalan tahrik mili tasarımda çok fazla faydalanılmıştır. Mil boyutlandırması için deneysel malzeme verisi ve yorulma için gerekli olan veriler elde edildiğinden tez çalışmasında SAE 4140 malzemesi kullanılmıştır (Barsoum ve Khan, 2014).

"Fatigue failure of suspension arm: experimental analysis and multiaxial criterion" makalesinde deneysel yorulma test cihazının geliştirilmiş olmasıyla dökme demir, otomobil askı sistemi yön verici kolun yorulma testi yapılmıştır. Döküm işleminden dolayı bu parçalarda oluşan mikro izler ya da yüzeylerdeki döküm artıkları içerir. Döküm süreci sırasında homojen soğumanın gerçekleşmemesi sonucu

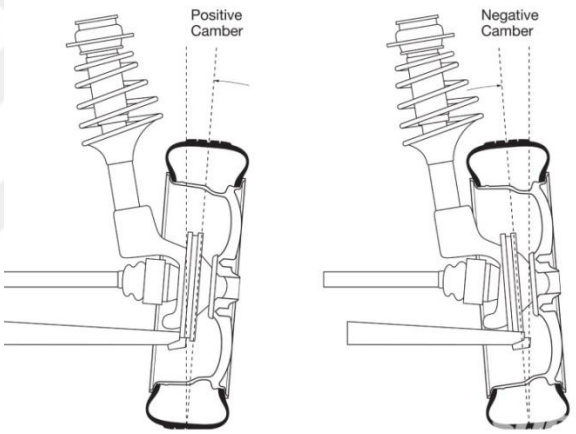
yüzeylerde artık gerilme oluşur. Oluşan bu artık gerilmeler hasara yol açacak parametrelerin oluşmasına sebep olur. Deneysel yolla bütün bu belirsiz durumların tespiti yapılmıştır. Düzgün olmayan orantısız yükleme şartlarında çalışan yön verici kol yüksek çevrimli yorulmaya etki eden yüzey kalitelerinin etkisi gözlenmiştir. Döküm esnasında oluşan artık gerilmelerin çatlak başlangıcının oluşması düşük çevrimli yorulma yaklaşımına göre incelenmiştir (Nadota ve Denier, 2004).

"Failure analysis of the suspension spring of a light duty truck" makalesinde arka aksta kullanılan yaprak yayın yorulma hesabı yapılmış ve hasarlı yaylar incelenmiştir. Bu çalışmada malzemenin kimyasal, mekanik ve mikro yapısı incelenmiştir. Yayın statik, dinamik ve fren sırasındaki oluşan etkilerini incelenmiştir. Miner kuralıyla S-N yorulma eğrisi elde edilmiştir. Bu eğriye göre yaprak yayın kalınlık değişimi incelenmiş, yüzey kalitesinin etkisi değerlendirilmiş ve kimyasal yapısı araştırılmıştır. Çalışma sonunda yayın orta bölgesinde gerilmenin belirgin derece artığı görüşmüştür. Kalınlığın artırılarak gerilme yığılmasını azaltılabileceği belirtilmiştir. Ayrıca yüzey kalitesinin iyileştirmesi ve yüzey sertliğinin artırılması çatlak oluşumu erteleyeceği görülmüştür (Eryürek, Ereke ve Göksenli, 2007).

BÖLÜM DÖRT
ASKI SİSTEMİN KİNEMATİĞİ

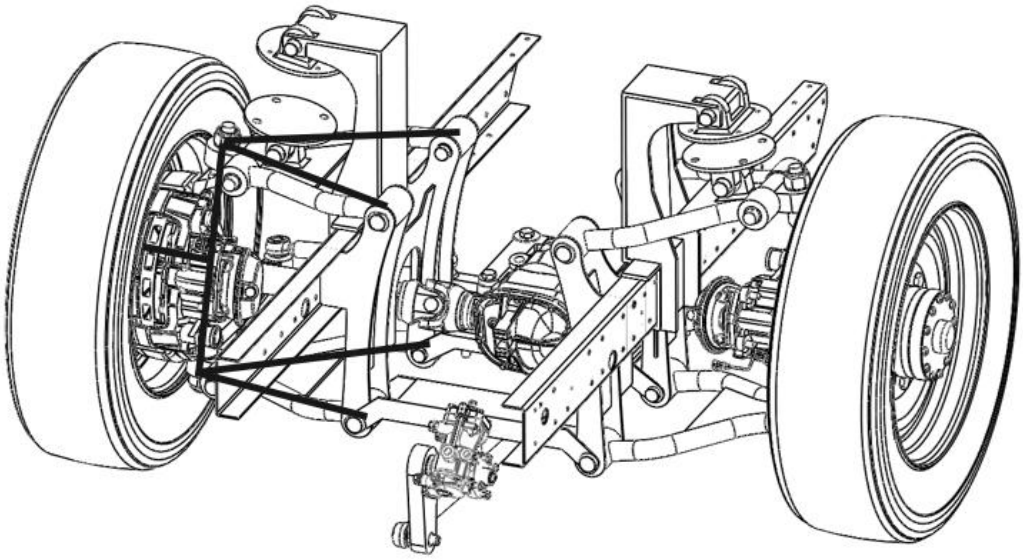
4.1 Kamber Açısı

Bir aracın önünden bakıldığında, tekerlek ekseninin düşey eksene göre yaptığı açıya kamber açısı denir. Tekerleğin, aracın dışına doğru yaptığı açıysa pozitif (+) kamber açısı, aracın içine doğru yaptığım açıya negatif (-) kamber açısı adı verilir. Şekil 4.1'de gösterilen kamber açısı doğru ayarlanmış bir tekerlekte, direksiyon ekseni ile tekerlek ekseni, tekerleğin yola temas noktasında birleşir (Blundell ve Harty, 2004). Bu açı önceleri özellikle yavaş seyreden araçlarda tekerlek, yatak ve aks mili yataklarında, yataklardaki boşlukları almak için öngörülen açı olarak belirtilmekte ve değeri 2°-3° arasındadır (Kuralay, 2008a).

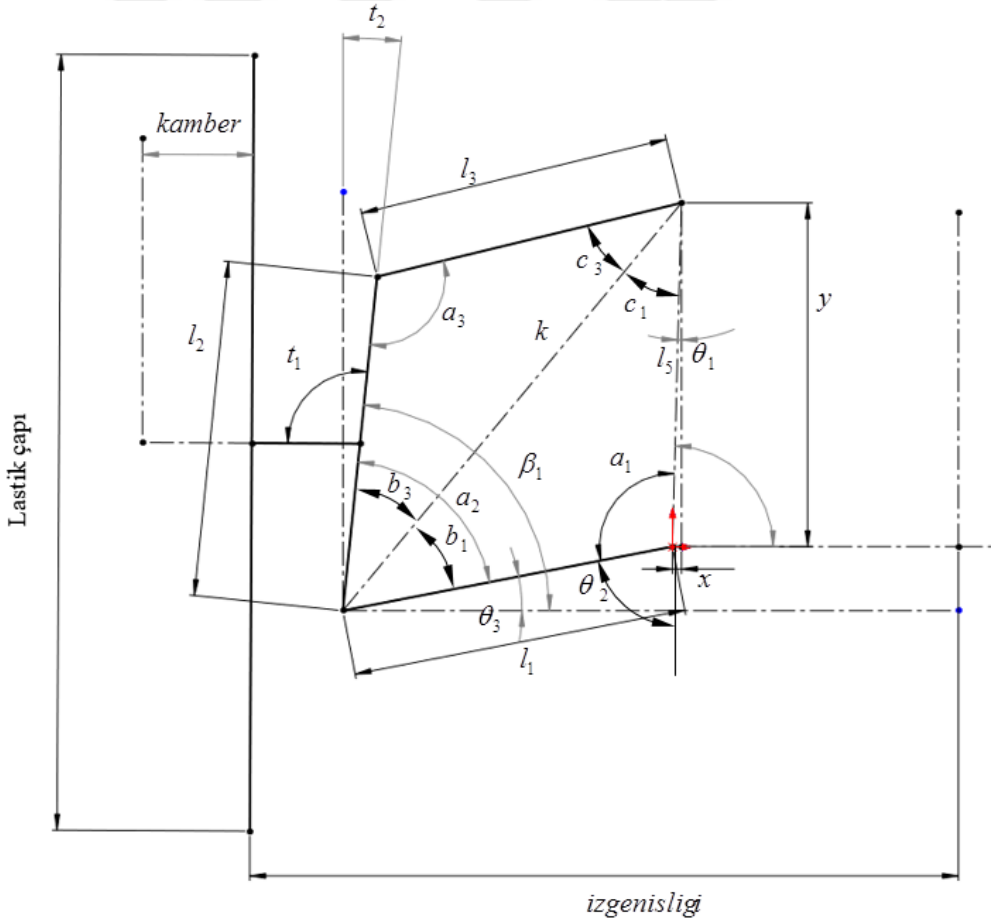


Şekil 4.1 Kamber açısının gösterimi (Superstreetonline, b.t)

Binek araçlarda pozitif kamber amaca uygun yapılmaktadır. Böylece hafif eğimli yolda yuvarlanan her iki tekerlekte eşit aşıntı ortaya çıkar. Ayrıca bu açı aracın virajdaki hareket davranışını kötüleştirmemesi için küçük seçilmelidir. Bu değer yaklaşık olarak 0,5° olmalıdır. Bağımsız askı sistemlerinde tekerlek yan kuvvetini arttırmak için arka aks bileşenlerine bilerek negatif kamber açısı verilir. İki kişilik yüklü bir araçta bu değer -1° kadardır (Kuralay, 2008a).



Şekil 4.2 Montaj resmi



Şekil 4.3 Serbest cisim diyagramı

4.1.1 Konum Analizi Denklemlerinin Tanımlanması

Bağımsız çift enine yön verici askı sisteminin ölçülerinden konum analiz yapmak için uzunluklar tanımlanmıştır. Bu uzunluklar için önce l_5 uzunluğunun bulunması için denklem 4.1'in yazılması gerekir.

$$x + y = l_5 \tag{4.1}$$

Yazılan bu denklem sonucunda θ_1 açısının hesaplanması için denklem 4.2 yazılmıştır.

$$\theta_1 = a\tan(\frac{x}{y}) \tag{4.2}$$

Kosinüs teoremi kullanılarak k, l_1, l_5 kenarlarına sahip olan üçgende denklem 4.3 yazılmıştır.

$$k^2 = l_1^2 + l_5^2 - 2.l_1.l_5.\cos(a_1) \tag{4.3}$$

Aynı yöntemle k, l_2, l_5 kenarlarına sahip olan üçgende denklem 4.4 yazılmıştır.

$$k^2 = l_2^2 + l_3^2 - 2.l_2.l_3.\cos(a_3) \tag{4.4}$$

İkinci olarak; sinüs teoremi kullanarak ilgili açılar için denklem 4.5 yazılmıştır.

$$\frac{\sin a_3}{k} = \frac{\sin b_3}{l_3} = \frac{\sin c_3}{l_2} \tag{4.5}$$

İlgili düzenlemeler yapılarak denklem 4.6 ve denklem 4.7 elde edilmiştir.

$$b_3 = a\sin(l_3.\sin(a_3)/k) \tag{4.6}$$

$$c_3 = a\sin(l_2.\sin(a_3)/k) \tag{4.7}$$

Bu sayede b_3 ve c_3 açıları hesaplanmıştır. Aynı işlem diğer üçgen için de yapılırsa b_1 ve c_1 açıları da hesaplanır.

Denklem 4.8'i yazarak konum analizi için gerekecek diğer açılar da bulunmuştur.

$$\theta_2 = 270 - a_1 - (90 - \theta_1) \tag{4.8}$$

$$\beta_1 = 90 - \theta_3 + a_2 \tag{4.9}$$

Denklem 4.9'da bulunan β_1 açısı, denklem 4.10 ve denklem 4.11'e yazılarak kamber açısı bulunmuştur.

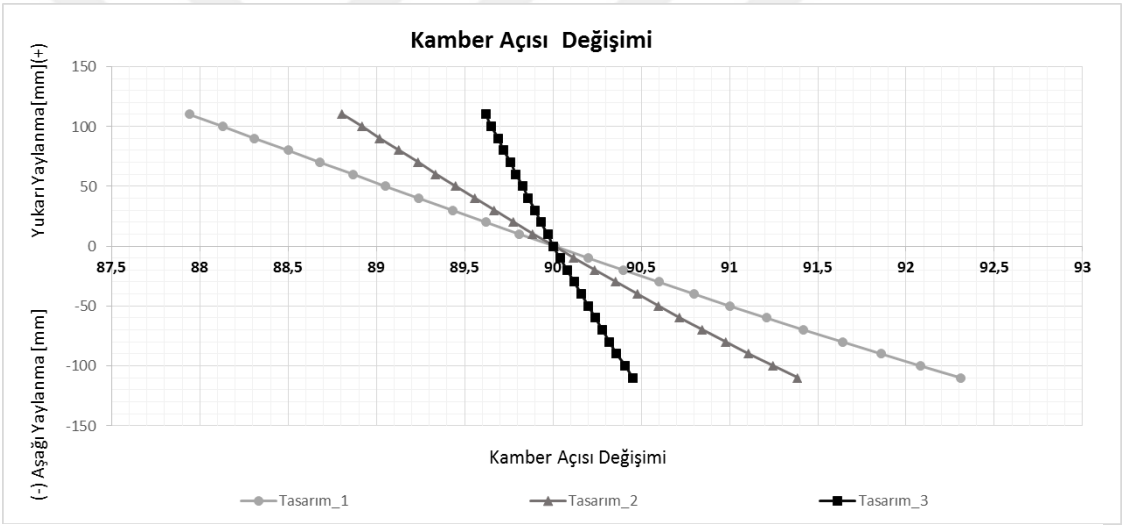
$$t_1 = 180 - \beta_1 \tag{4.10}$$

$$t_2 = 90 - \beta_1 \tag{4.11}$$

$$kamber = 90 - t_1 - t_2 \tag{4.12}$$

Bulunan bu kamber açısı tasarım programında doğrularla çizilerek açı değişimine ve boyut değişimine göre kontrol edilmiştir.

Bu kontrol işlemlerinden sonra bütün formüller excel'e tanımlanarak konum analizi optimizasyonu yapılmıştır. Tablo 4.1'de çıkan sonuçlar liste halinde verilmiştir. Çıkan sonuçlar sonucunda Şekil 4.4'te aracın iz genişliği ve Şekil 4.5'te kamber açısı gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Kamber açısı değişimi

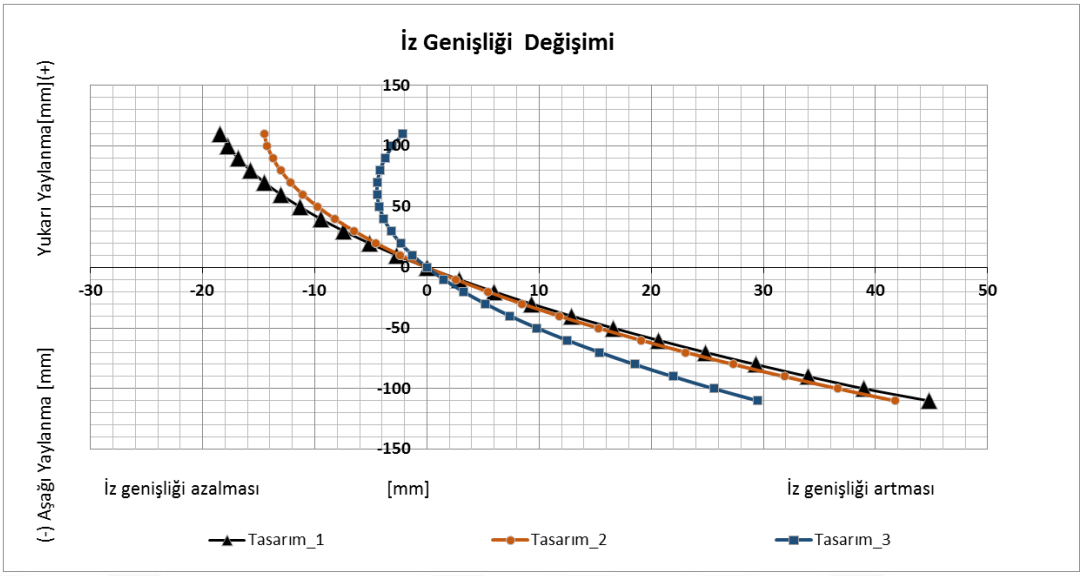
Yapılan birçok deneme sonucunda "Tasarım_3" olarak isimlendirilen modelin kamber açısı ve iz genişliği değişimi tamamlanmıştır. "Tasarım_3" modeli diğer kinematik büyüklükler için de kullanılacaktır.

Tablo 4.1 Excel'de kamber açısının hesaplanması

Üst salıncak [mm]	Alt salıncak [mm]	X	Y	Yaylanma [mm]	Kamber Açısı [°]	İz genişliği [mm]	İz genişliği farkı [mm]
Tasarım_3							
450	450	38,27	113,23	-110	90,45	968,37	29,5
450	450	38,27	113,23	-100	90,41	972,28	25,59
450	450	38,27	113,23	-90	90,36	975,94	21,93
450	450	38,27	113,23	-80	90,32	979,34	18,53
450	450	38,27	113,23	-70	90,28	982,48	15,39
450	450	38,27	113,23	-60	90,24	985,39	12,48
450	450	38,27	113,23	-50	90,2	988,05	9,82
450	450	38,27	113,23	-40	90,16	990,47	7,4
450	450	38,27	113,23	-30	90,12	992,66	5,21
450	450	38,27	113,23	-20	90,08	994,63	3,24
450	450	38,27	113,23	-10	90,04	996,36	1,51
450	450	38,27	113,23	0	90	997,87	0
450	450	38,27	113,23	10	89,97	999,16	-1,29
450	450	38,27	113,23	20	89,93	1000,23	-2,36
450	450	38,27	113,23	30	89,9	1001,08	-3,21
450	450	38,27	113,23	40	89,86	1001,71	-3,84
450	450	38,27	113,23	50	89,83	1002,12	-4,25
450	450	38,27	113,23	60	89,79	1002,32	-4,45
450	450	38,27	113,23	70	89,76	1002,3	-4,43
450	450	38,27	113,23	80	89,72	1002,06	-4,19
450	450	38,27	113,23	90	89,69	1001,61	-3,74
450	450	38,27	113,23	100	89,65	1000,94	-3,07
430	450	38,27	113,23	110	89,62	1000,05	-2,18

4.2 İz Genişliği

İz genişliği iki ön veya iki arka tekerlek orta noktaları arasındaki mesafedir. Aracın virajdaki davranışına ve yana yatmasına (yalpa) büyük tesiri vardır. Ön ve arka aksa ait iz genişliklileri farklıdır. Bağımsız askı sistemleri yaylanma esnasında iz genişliği değişimi gösterirler ve fonksiyonel olarak da bu değişim kaçınılmazdır. Büyük iz genişliği değişimi diyagonal hareketine neden olur ve bu da gereksiz yan kuvvet, yüksek yuvarlanma direnci ve doğrusal hareketin kötüleşmesi demektir (Kuralay, 2008a).



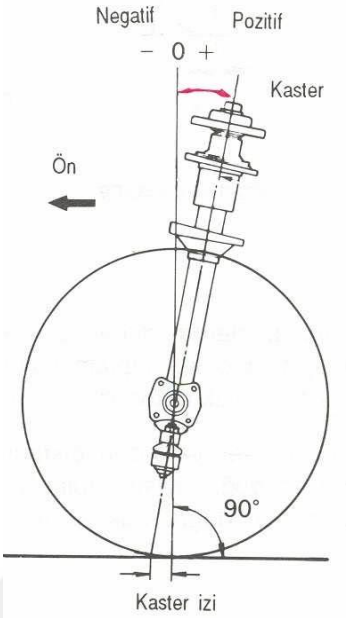
Şekil 4.5 İz genişliği değişimi

Şekil 4.5'te grafikleri gösterilen farklı tasarımların iz genişliği değişimi verilmiştir. "Tasarım_3" olarak adlandırılan modelde iz genişliği değişimi en az olduğundan bu tasarım seçilmiştir. Bu ölçüler kullanılarak askı sistemi için önemli olan diğer kinematik büyüklüklerin bulunması için geometrik model oluşmuştur.

4.3 Kaster Açısı

Direksiyon dönme ekseninin, yola dik ve aracın uzunlamasına paralel olan düzlemdeki eğikliğidir. Araca yandan baktığımızda direksiyon dönme ekseninin öne veya arkaya yatık olma durumudur. Eğer direksiyon ekseni öne yatıksa üst taraf negatif kaster, arkaya yatıksa pozitif kaster (Şekil 4.6) denir. Genellikle araçlarda pozitif kaster kullanılır. (Stone ve Ball, 2004). Bu kaster açısı; ön dingil ağırlığı küçük araçlarda büyük, ön dingil ağırlığı büyük araçlarda küçüktür. Kaster açısı, binek araçlarda, 0° -5° arasında değişir (Kuralay, 2008a).

Kaster açısı direksiyona stabilite kazandırır, bozuk yollarda tekerleklerin sağa ve sola hareketinde geri toplar ve direksiyonun düz konumda kalmasını ve direksiyon çevrildiğinde tekrar düzelmesini sağlar. Yapısal kasterin oluşmasını sağlar. Virajlarda kamber açısını değiştirerek, viraj sınır hızını arttırır ve viraj emniyetine pozitif katkı sağlar (Jazar, 2008).



Şekil 4.6 Kaster açısı gösterimi (Çınar, 2013)

Kaster açısı gereğinden büyük verilirse, yol kararlılığı artmasına rağmen, direksiyonu zorlaştırır, aşırı yol darbe etkisine (direksiyonda yol pürüzlülük hissine) ve titreşimlere sebep olur. Gereğinden küçük olursa, yol kararlılığı azalır, direksiyon yumuşaklığı artar (Jazar, 2008).

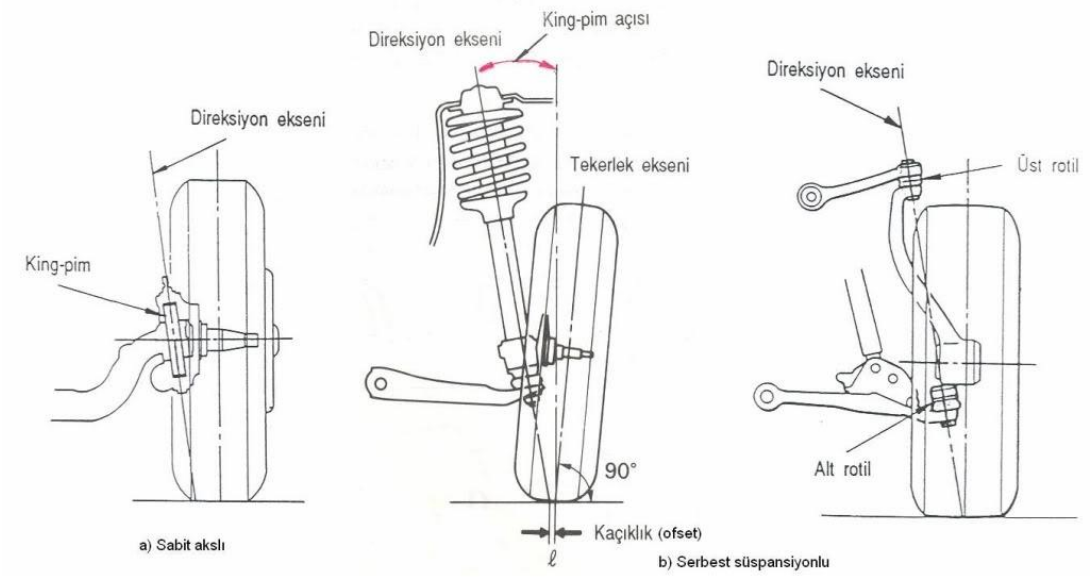
4.4 Dingil Pimi Açısı

Direksiyon dönme ekseninin yolun normali ile yaptığı açıdır. Direksiyon dönme açısı ise dik değildir, genellikle alt taraf dışta olacak şekildedir.

- Motoru önce arkadan tahrikte 5°-9°
- Arkadan motor arkadan tahrikte 5°-13°
- Motor önde önceden tahrikte 8°-16° arasında kullanılır (Heißing ve Ersoy, 2011).

Bu açı ağır taşıtlarda (kamyon, tır gibi) 0°-5° iken, binek araçlarda 10°-15° derece arasında olmaktadır. Günümüzde kullanılan serbest askı sistemlerinde alt ve üst salıncak rotillerinin eksenlerini birleştiren doğru ile düşey eksen arasında meydana gelen açıdır. Dingil pimi açısı (Şekil 4.7), aracın tekerleklerine gelen yükün pim veya

rotil bağlantı parçaları üzerindeki etkisini azaltır. Tekerlek ekseni ile dingil pimi ekseninin yere temas noktaları arasındaki farkın (ofset) azaltılması ile direksiyon döndürme kolaylığı sağlanır (Çınar, 2013).



Şekil 4.7 Dingil pimi açısı (Çınar, 2013)

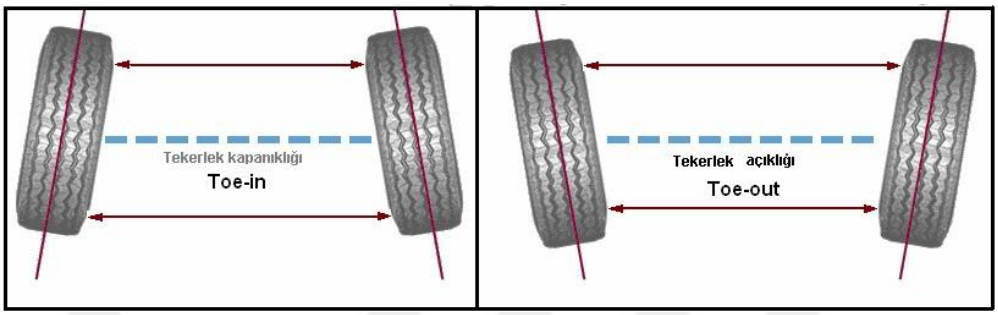
4.5 Ön İz Açısı ve Özgül Yönlenme

Araca üst düzlemden bakıldığında tekerlekler içe kapanıksa toe-in, dışa doğru açıklık varsa toe-out isimlerini alır. Toe-in ve toe-out Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Paralel olamayan tekerleklerin arasındaki açıya toe açısı denir. Toe açısının üç önemli etkisi bulunmaktadır. Bunlar lastik aşıntısı, stabilite ve viraj dönüşünde tutunmayı sağlamasıdır (Jazar, 2008).

Her askı sisteminde yoldan tekerleklere etkiyen kuvvetler tekerleklerin pozitif ve negatif ön iz açısı (toe-in) açısını almalarına sebep olur. Yoldan gelen kuvvetlerin etkisi ile tekerleklerin askı sistemlerindeki elastik bağlantı elemanları nedeniyle ön izi açısı değişimine uğramalarına özgül yönlenme ismi verilir (Kuralay, 2008a).

Tahrik edilmeyen akslarda ön iz açısının değeri tekerleklerin içe kapanıklık miktarı olarak 2…3 mm, tahrik edilenlerde ise bu değer +3…-2 mm arasındadır. Ön iz (toe-in) açısının değerinin yanı sıra, bu açının askı sisteminin yaylanması esnasındaki değişim miktarı da önemlidir. Genellikle ön iz değişimi, yetersiz bir

direksiyon geometrisi, aşırı zorlanmaya bağlantılı elemanlarının deformasyonu sonucu olarak ortaya çıkar. Lastik aşıntısının azaltılması ve yuvarlanma direncinin düşük tutulması için bu açının yaylanma sırasındaki değişiminin mümkün olduğunca düşük olması istenir (Kuralay, 2008a).



Şekil 4.8 Toe in-out açısı gösterimi (Çınar, 2013)

Toe değeri araçların uzun rotlarının uzatılıp kısaltılması ile değişen ve ayarlanabilen bir tekerlek pozisyonuna sahip olması durumu için Şekil 4.8'de gösterilmiştir.

Ön tekerlekler arkadan itişli araçlarda dışa doğru açılmaya zorlanır, toe in açısı 0°-0,5° arasında olmalıdır. Ön tekerlekler ön akstan tahrikte bu açı -0,5° ve -0,2° arasında olmalıdır. Arka aksta tamamen -0,2° ve +0,2° arasında olmalıdır (Jazar, 2008).

4.6 Aks Mesafesi

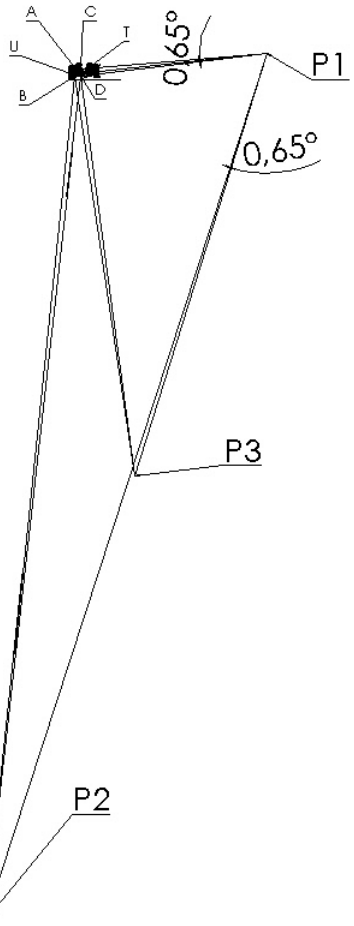
Aks mesafesi, ön aksın ortasından arka aksın ortasına ölçülen "l" mesafesidir. Aracın boyutlandırılmasında, yol tutuşunda, güvenliği ve konforu etkileyen çok önemli bir ölçüdür. Uzun aks mesafesi olursa baş sallama hareketi azalır, konforu ve güvenlik artar. Ayrıca uzun aks mesafesi olursa viraj geçişleri zorlaşır ve araç daha büyük viraj yarıçapından dönmek zorunda kalır ve daha büyük yön verme açısına ihtiyaç duyar (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2001).

4.7 Bağımsız Askı Sistemlerinde Yön Verme Geometrisinin Belirlenmesi

Aracın seyir halinde düzgün ve kontrollü ilerlemesi için, yukarı aşağı yaylanma sırasında askı sisteminin yol tutuşunun bozulmayacağı ve yönlenme sırasında direksiyon hatası en az olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2001). Grafik yöntemle kinematik büyüklükler çizilerek direksiyon kolunun konumu belirlenmiştir (Şekil 4.9).

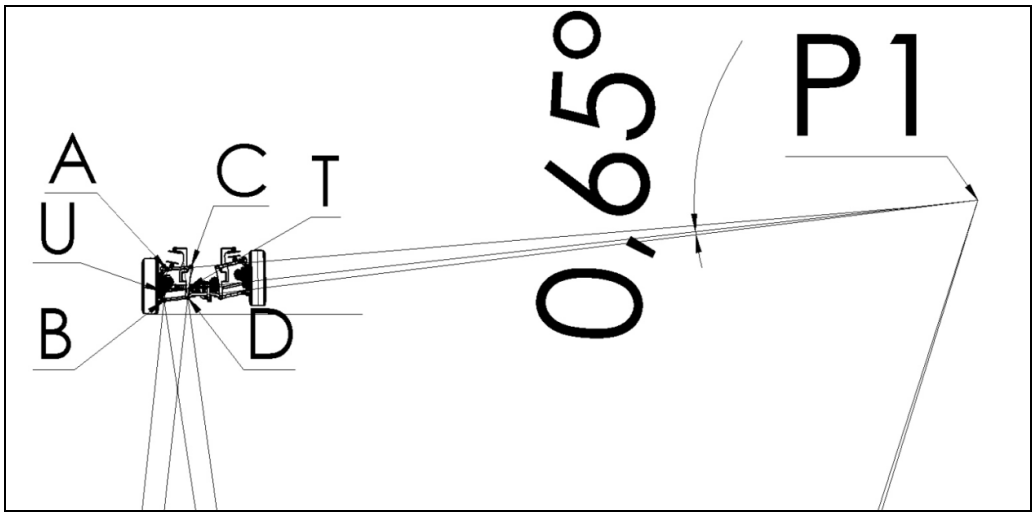
4.7.1 Bağımsız Askı Sistemlerinde Rot Kolunun Uzunluğu ve Konumunun Belirlenmesi

Tekerleğin yukarı aşağı yaylanması sırasında hiçbir şekilde ön iz açısı değişikliği ortaya çıkmamalıdır ya da istenilen tolerans aralığında olmalıdır. Bu, rot kolunun doğru belirlenmiş uzunluğuna ve konumuna bağlıdır. Rot kolu U ’nun fonksiyonu olarak içteki mafsalın orta noktası T’nin belirlenmesi gerekmektedir. Bu dış mafsaldaki U’nun bağlantı hattının pol noktası ile örtüşmesi gerekmektedir. Ani dönme merkezi belirleme yönetimiyle, çizim yoluyla elde edilmelidir (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2001).



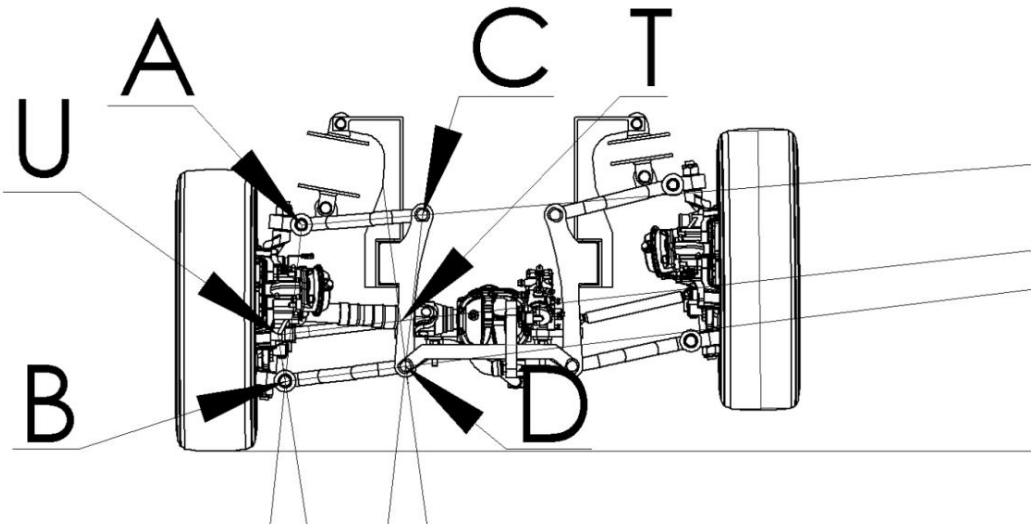
Şekil 4.9 Direksiyon kolunun dönme merkezinin bulunmasının gösterimi

Önce çift enine yön verici askı sisteminde U ile bağlantı yapmak için pol noktası P1 belirlenir. BA ve DC mesafelerinin uzatılmasıyla elde edilen kesişme noktası gerekli olan ikinci pol noktası P2'yi vermektedir. Bu noktadan P1'e hat çizilir. UP1 mesafesi BD'nin altında kaldığından α açısı P1P2'de aşağıya doğru taşınır. P1'den α açısı altında çizilen doğru UA'nın uzantısı ile kesişirse rot çubuğu için pol noktası P3 elde edilir.

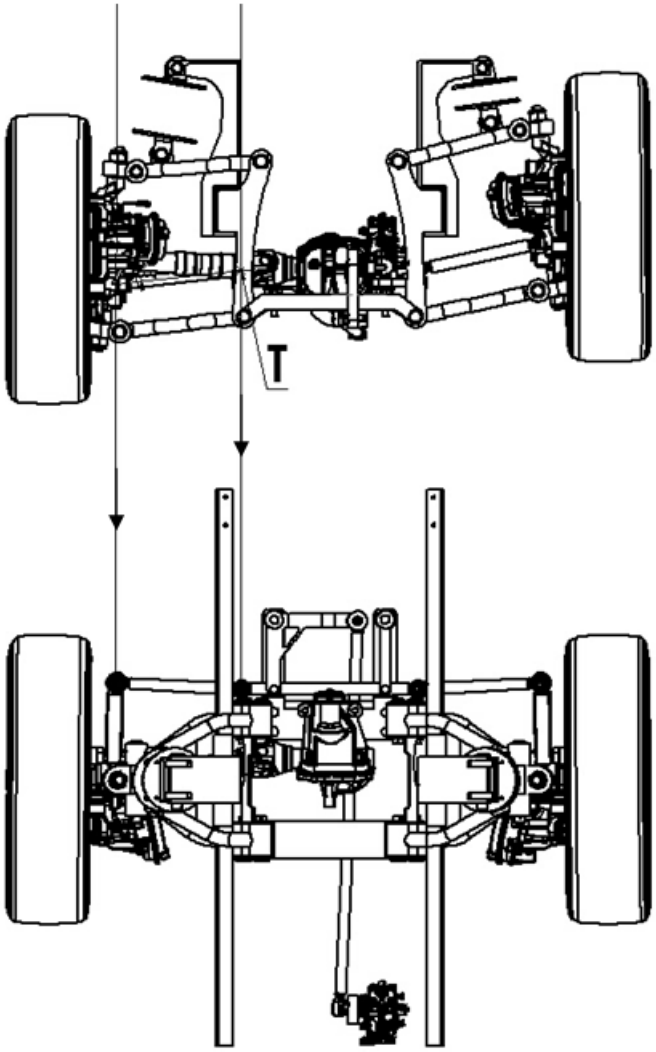


Şekil 4.10 Pol noktalarının ayrıntılı gösterimi

Aranan T noktasını elde etmek için, P3 noktasıyla C noktası birleştirilir. UP1 noktası ile kesiştiği nokta aranan T noktasıdır. Bulunan bu T noktası yön verme geometrisinin tasarımı ve yukarı aşağı yaylanmada direksiyon hatasına sebep olacak küresel mafsalın konumunu belirlemek için gereklidir (Şekil 4.12).



Şekil 4.11 Pol noktalarının uzaktan gösterimi



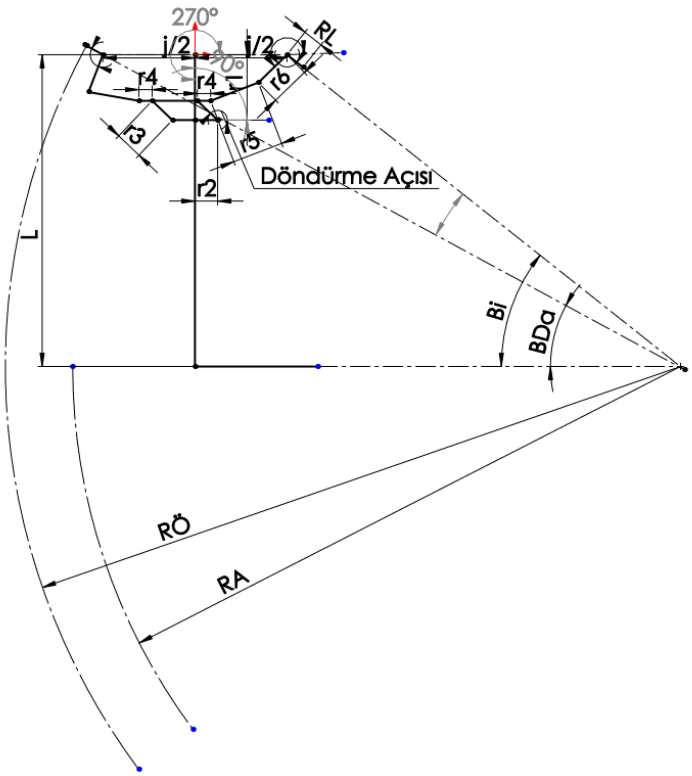
Şekil 4.12 Aracın direksiyon kolunun üstten ve ön yüzden gösterimi

Belirlenen küresel mafsalın konumu kullanılarak ve Ackerman prensibi dikkate alınarak bağımsız askı sistemleri için direksiyon yön verme geometrisi tasarlanacaktır (Şekil 4.13).

4.7.2 Direksiyon Yön Verme Geometrisinin Hesabı

Bir aracın çok yavaş olarak virajı düzgün bir şekilde dönebilmesi için aracın her bir tekerleğinin tam ortasından geçen hayali eksenin viraj merkezinde kesişmesi gerekmektedir. Araç bu kesişen noktaya yani viraj merkezine göre dönüş yapacaktır. Virajı dönerken yörüngeyi takip ederek daha güvenli dönüş sağlayacaktır; bu durum

Ackerman prensibi olarak adlandırılır (Genta ve Morello, 2009). Kinematik olarak tasarımı yapılan aracın ölçüleri Şekil 4.13'te verilmiştir.



Şekil 4.13 Ackerman prensibine göre yön verilen tekerleğin kinematik ilişkisi

Yön verme açılarının tespiti için aracın kinematik büyüklükleri iki boyutlu taslak resim olarak tasarlanmıştır (Şekil 14.4). Bu taslak resim 4.13 ve 4.14 denklemleri dikkate alınarak oluşturulmuştur. Tanımlanan dönme yarıçapı mümkün olduğunca küçük olmalıdır.

$$R_{ö} = \frac{L}{\sin \beta_{Da}} + r_L \tag{4.13}$$

$$j = s_{ö} - 2.r_L \tag{4.14}$$

Ackerman prensibine göre yön verilen ön tekerleklerin direksiyon açıları arasındaki kinematik ilişki 4.15'teki denklem ile ifade edilir.

$$\cot \beta_{Da} = \cot \beta_i + \frac{j}{L} \tag{4.15}$$

Yapılan hesaplamada teorik açıdan direksiyon hatası 4.16 ve ölçülen değer direksiyon hatası 4.17 denklemleriyle ifade edilir.

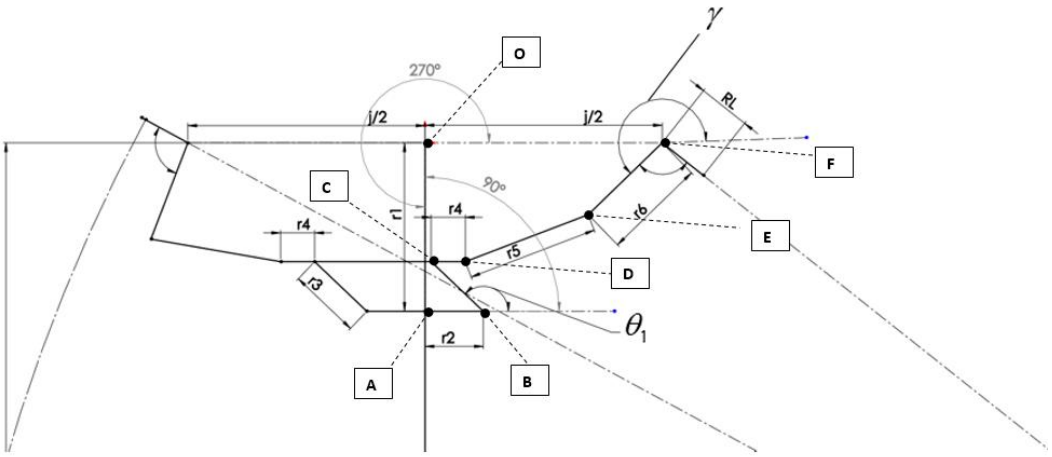
$$\Delta\beta_0 = \beta_i - \beta_{Da} \tag{4.16}$$

$$\Delta\beta = \beta_i - \beta_D \tag{4.17}$$

Direksiyon veya yön verme hatasını daha belirgin olarak gösterebilmek için ölçülen değer teorik açıdan hesaplanan değerden çıkarılır. Yön verme hatası denklem 4.18'deki gibi bulunur.

$$\Delta\beta_F = \beta_0 - \Delta\beta \tag{4.18}$$

Buna göre tasarlanmak istenen dümen mekanizması için konstrüktif olarak değişiklik yapılabilecek parçalar belirlenmiştir (Şekil 4.15).



Şekil 4.14 Tasarım parametrelerinin belirlenmesi

Ön tasarım olarak kabul edilen geometrik uzunluklar Tablo 4.2 'de verilmiştir. Bu değerlere göre denklem takımları kurulup sonra da istenilen tasarıma göre optimizasyon yapılmıştır.

Tablo 4.2 Tasarım parametrelerinin tanımlanması

Parametreler	Uzunluk [mm]
r1	600
r2	400/2=200
r3	250
θ_1 Döndürme açısı	0-45°

Konum denklemleri yazılarak O noktasından A noktasına olan konum denklemi denklem 4.19 ile tanımlanmıştır. Tablo 4.3'te gösterilen tasarım parametreleri verilmiştir.

$$\vec{E_2} = (r_1.\cos 270i + r_1.\sin 270\,j) = -r_{1y}\,j \tag{4.19}$$

Denklem 4.20 ile B noktasının referans eksen takımına göre konumu yazılmıştır.

$$\vec{E_3} = (r_1.\cos 270i + r_1.\sin 270\,j) + (r_2.\cos 90i + r_2.\sin 90\,j) = -r_{1y}\,j + r_{2x}i \tag{4.20}$$

$\vec{E_4}$ vektörü direksiyonun dönüşünü sağlayan uzvun konumunu kontrol etmektedir. Direksiyonun açıya göre değişimini kontrol eden vektör referans noktaya göre denklem 4.21 ile tanımlanmıştır. C noktasının konumu hesaplanmıştır.

$$\vec{E_4} = -r_{1y}\,j + r_{2x}i + (r_3.\cos\theta_1 i + r_3.\sin\theta_1\,j) \tag{4.21}$$

$\vec{E_5}$ vektörü r_4 uzvunun konumunu veya D noktasının konumunu ifade eden denklem 4.22'de tanımlanmıştır.

$$\vec{E_5} = \vec{E_4} + (r_4.\cos 0i + r_3.\sin\,j) = \vec{E_4} + r_4 i \tag{4.22}$$

E noktasının konumu D noktasından E noktasına doğru yazılmış konum denklemiyle, r_5 uzvunun konumu ise denklem 4.23 ile tespit edilmiştir.

$$\vec{E_6} = (r_{5i}.\cos\theta_5 i + r_{5i}.\sin\theta_5\,j) \tag{4.23}$$

E noktasının konumunun F noktasından E noktasına doğru yazımı sonucunda E noktasının konumu için ikinci bir vektör tanımlanmıştır. Denklem 4.24'te tanımlanan ifadeyle E noktasının konumu farklı bir vektör üzerinden de tanımlanmıştır.

$$\vec{E_{6i}} = (r_6.\cos\gamma i + r_6.\sin\gamma j) \tag{4.24}$$

İki vektör arasındaki uzaklığı ve döndürme açısını hesaplamak için denklem 4.25 ve denklem 4.26 kullanılmıştır.

$$\vec{r_{5i}} = \vec{E_6} - \vec{E_5} = (r_6.\cos\gamma i + r_6.\sin\gamma j) - \vec{E_4} - r_4 i \tag{4.25}$$

$$\vec{E}_{6i} - \vec{E}_6 = (r_6.\cos\gamma i + r_6.\sin\gamma j) - (r_{5i}.\cos\theta_5 i + r_{5i}.\sin\theta_5\,j) \tag{4.26}$$

Aykırı iki vektör arasındaki açıyı hesaplamak için denklem 4.27 kullanılarak iç tekerlek dönüş açısı hesaplanmıştır.

$$\cos(B_i) = \frac{\vec{u}\,\vec{v}}{\|u\|.\|v\|} = \frac{\vec{E}_{6i}\,\vec{E}_6}{\left\|\vec{E}_{6i}\right\|.\left\|\vec{E}_6\right\|} \tag{4.27}$$

Hesaplanan B_i iç tekerlek açısı sonuçları Tablo 4.4'de verilmiştir.

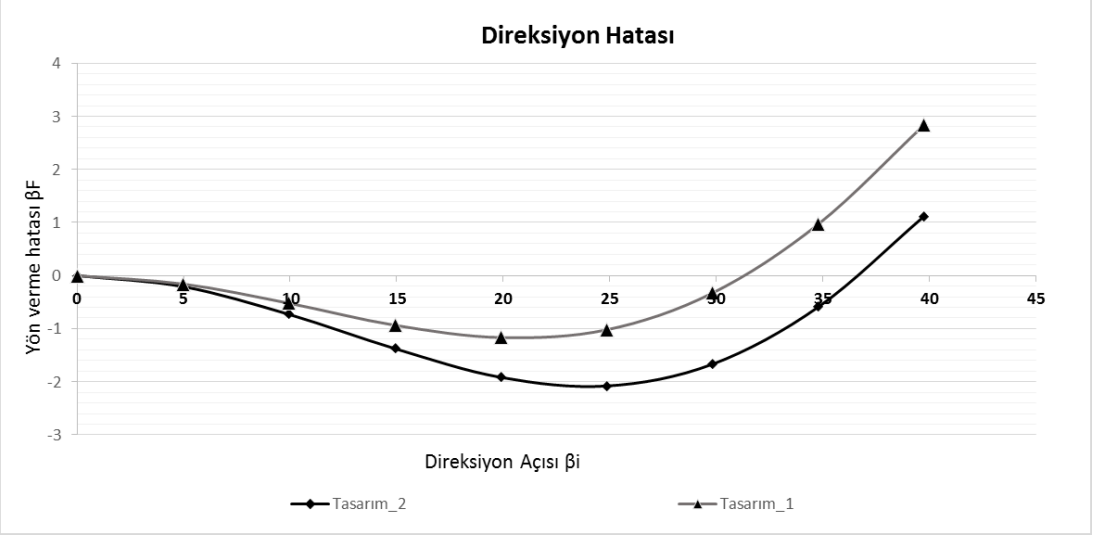
Tablo 4.3 Parametrik uzunlukların gösterimi

$s_ö$	j	L	r_1	r_2	r_3
Assembly 53					
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250
1756	1364,38	2717	600	200	250

Tablo 4.4 Direksiyon hatası teorik ve ölçülen değer olarak gösterimi

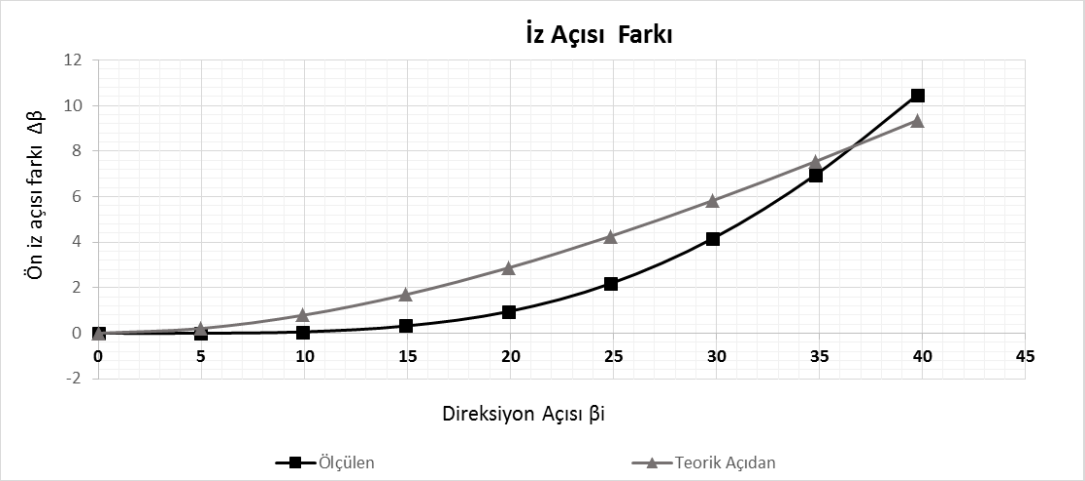
β_i [°] [Tekerleğin Dönüşü]	Cot (β_{Da})	β_{Da} [°]	β_D [°] Sağ	Δβ [°] Ölçülen	$\Delta\beta_o$ [°] Teorik	βF=Δβo-Δβ Yön verme Hatası
0		0	0	0	0	0
4,97	12,00156	4,763025	4,92	0,05	0,20697513	-0,15697513
9,94	6,208382	9,150186	9,67	0,27	0,789813937	-0,519813937
14,92	4,255168	13,225	14,16	0,76	1,694995145	-0,934995145
19,89	3,266141	17,02311	18,19	1,7	2,866892508	-1,166892508
24,86	2,660424	20,60023	21,62	3,24	4,25976592	-1,01976592
29,82	2,24685	23,99229	24,32	5,5	5,827707184	-0,327707184
34,79	1,941512	27,2513	26,28	8,51	7,538697756	0,971302244
39,75	1,704533	30,3989	27,56	12,19	9,351096352	2,838903648

Yapılan tasarımda teorik açıdan direksiyon açısı ve ölçülen direksiyon açısı arasındaki farktan elde edilen direksiyon hatasının, iç tekerlek yön verme açısına göre değişimi Şekil 4.16'da verişmiştir. Çok sayıda tasarım denemesi yapıldıktan sonra "tasarım_1" olarak isimlendirilen tasarım nihai ürün olarak kabul edilmiştir. "tasarım_2" yapılan diğer denemeleri temsil etmek için gösterilmiştir. İstenen tolerans içerisinde "tasarım_1" modelinin en uygun model olduğu görülmektedir.



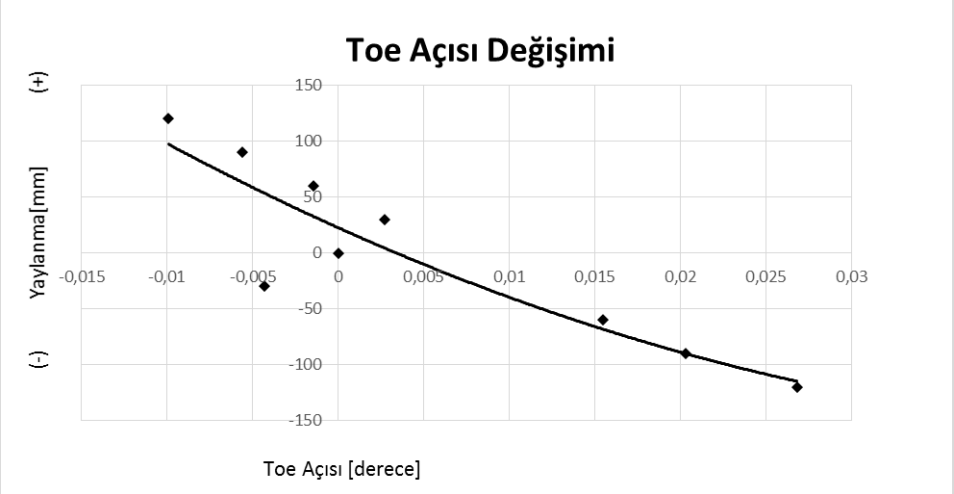
Şekil 4.15 Direksiyon hatasının grafiksel gösterimi

Teorik ve ölçülen direksiyon sapma açıları arasındaki farkın minimum yapılması istenmiştir. Direksiyonun kullanma sıklığının çok olduğu açı bölgelerinde bu değerin daha düşük tutulması sağlanmaya çalışılmıştır (Şekil 4.17).



Şekil 4.16 İz açısı farkının grafiksel gösterimi

Rot uzunluğu ve konumu ön askı sistemlerinde tekerleğin iz değişimine sebep olur. Yukarı aşağı yaylanması sırasında araca üsten bakıldığında sağ ve sol tekerleğin içe kapanması ya da dışa açılması hesaplanmıştır. Bu hesaplama tekerleğin uygun dümen mekanizmasının tasarlanmasıyla elde edilir (Şekil 4.14). Toe in-out açı değişimi çok küçük değerler olarak tolerans değerinin çok altında hesaplanmış, grafiksel olarak gösterimi Şekil 4.17'de verilmiştir.



Şekil 4.17 Toe açısı değişimini grafiksel gösterimi

4.8 Kardan Mafsalı Hesabı

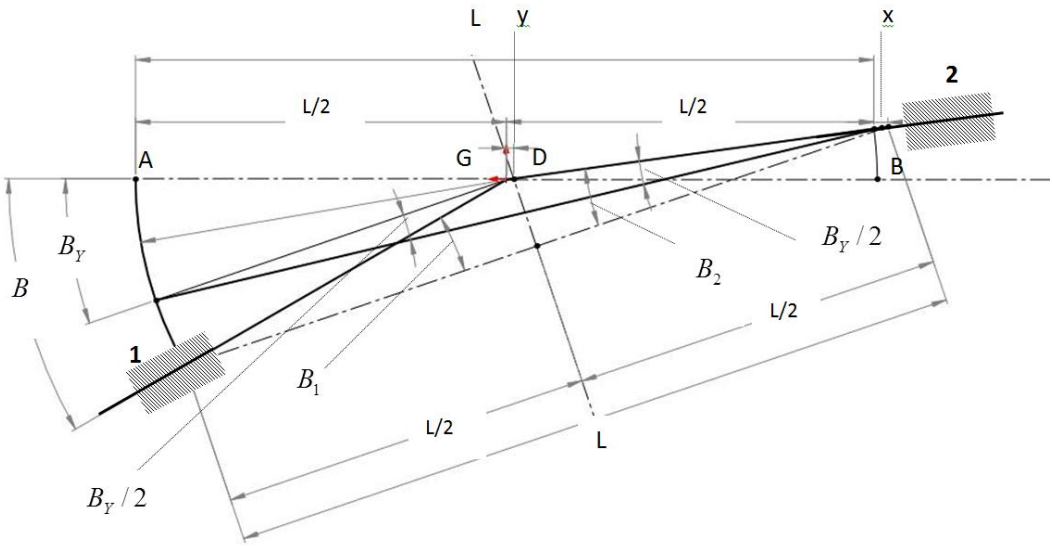
Transmisyonun çıkış milinden alınan hareketin diferansiyele ve diferansiyel aracılığı ile tekerleklere kadar iletilmesi için bir ara elemana ihtiyaç vardır. Bu eleman kardan milidir. Diğer bir adı da şaft olan kardan milinin vites kutusundan hareket alarak diğer aktarma organlarına iletebilmesi ve bağlantı sağlayabilmesi mafsallar üzerinden gerçekleşir.

Tahrik ön akstan verildiğinde yön verilen tekerlekler de tahrik edilir. Bu yüzden ön aks milleri, tekerleklerin yaylanması esnasında ve yön verilmesine olanak verecek mafsallara sahip olmalıdır. Tekerleklerin tahriki eşdeğer olmalıdır. Mafsallar, hiçbir şekilde eşit olmayan hareketi iletmemelidir. Bu yüzden ikiz kardan mafsalı kullanılır (Kuralay, 2008a).

4.8.1 İkiz Kardan Mafsal

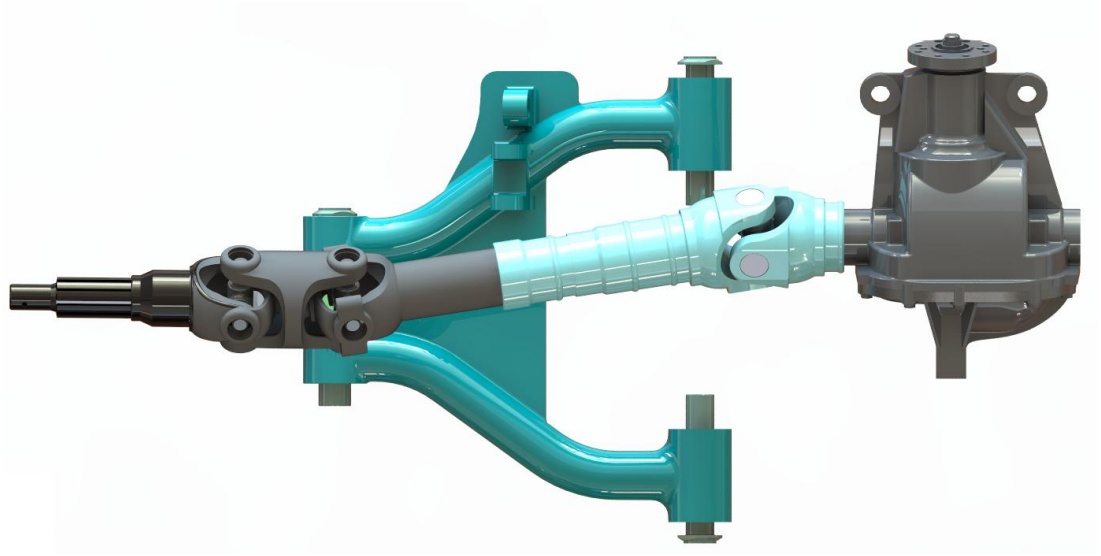
İkiz kardan mafsal prensip olarak ara mil kullanmadan iki kardan mafsalının sırt sırta bağlanmış halidir. Genelde yön verilebilen ön aksların tahrikinde kullanılır. Tekerlek tarafı sabit, diferansiyel tarafı gezer yatak olarak yataklanır. Eğer ikiz kardan mafsalı dingil pimi dönme ekseni ikiz kardan mafsalı millerinin kesişme noktası ile üst üste gelecek şekilde monte edilirse, β eğim açısı altında çalışırken bu

mafsalda birbirlerine eşit olmayan β_1 ve β_2 açıları oluşur ve hareket düzgünsüzlüğü ortaya çıkar. Fark açısı $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$ büyüklüğünün ve düzgünsüzlük derecesinin belirli bir sınırda tutulabilmesi, ancak mafsal ortasının dönme ekseni ortasının tersi yönde "y" değeri kadar sabit mil tarafına doğru yerleştirilmesi ile sağlanabilir. Düzgün hareket iletimi için gerekli olan "y" değerinin büyüklüğü "L" mesafesine ve seçilen sapma açısı β_Y değerine bağlıdır (Şekil 4.18). Bu uzunluk değişimi bir kayıcı parça ile dengelenir (Şekil 4.19).

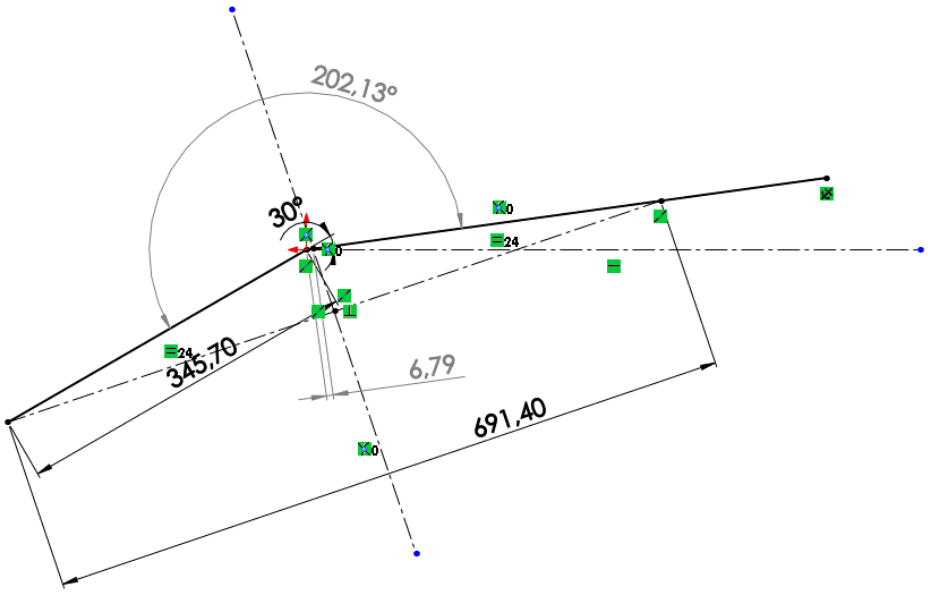


Şekil 4.18 İkiz kardan mafsalın kinematik büyüklüklerinin gösterimi

İkiz kardan mafsalın Şekil 4.19'da gösterilen aracın üzerindeki konumundan, Şekil 4.20'de gösterilen çizim yöntemiyle kayma miktarı bulunmuştur. Dönüş açısı hesaplanmış ve bu dönüş açısına göre kayma miktarı y = 6,79 mm olarak elde edilmiştir (Şekil 4.20).



Şekil 4.19 İkiz kardan mafsalının araç üzerindeki gösterimi



Şekil 4.20 İkiz kardan mafsalının taslak resim olarak çiziminin gösterimi

Tasarım bu kayma miktarı kadar sabit tarafa doğru kaydırılarak gerçekleştirilmiştir. Kayma miktarı aksonun ortasından geçen tahrik milinin geometrik olarak tasarımı ve milin uzunluğunun ne kadar olması gerektiğini etkileyen çok önemli bir ölçüdür.

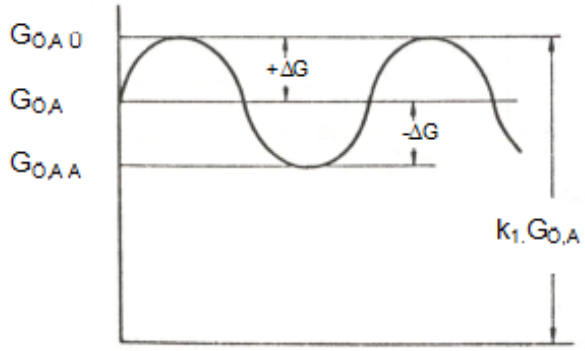
BÖLÜM BEŞ
TEKERLEK ASKI SİSTEMİNİN KUVVET HESABI

5.1 Tekerlek Temas Noktasındaki Kuvvetler

Bağımsız askı sistemi parçaları ve bileşenlerinin mukavemet hesabı için tekerlek noktasına etkiyen kuvvetler kullanılır. Sürekli mukavemeti belirlemek için orta iyilikte bir yol kaplaması esas alınırken, zaman mukavemeti için çukurlu-tümsekli (engebeli) yani stabilize bir yol, bir engelin aşılması, benzer şekilde maksimum mümkün olan kuvvet bağıntısında blokaj frenlemesi hesaplama için kullanılır (Kuralay, b.t).

Tekerlek temas noktasında indirgenen yük denklem 5.1'de ifade edilmiştir. $G_{Ö}$ ön tekerlek yükü, $G_{ÖÜ}$ ön tekerlek maksimum yükü olarak tanımlanır.

$$G_{ÖÜ} = G_{Ö} + \Delta G_{Ö} \tag{5.1}$$



Şekil 5.1 Düz doğrusal harekette tekerlek temas noktasında oluşan yük dalgalanmaları (Kuralay, b.t)

Seyir halinde iken zeminden gelen yük dalgalanmalarını ön aks için ifade eden denklem 5.2 'de ve arka aks için de denklem 5.3'te verilmiştir.

$$G'_{ÖÜ} = G_{Ö} + \Delta G_{Ö} - \frac{U_{Ö}}{2} \tag{5.2}$$

$$G'_{A,A} = G_{A} + \Delta G_{A} - \frac{U_{A}}{2} \tag{5.3}$$

Tablo 5.1 Pirelli ağır vasıta lastikleri ebatları tablosu

Pirelli Ağır Vasıta Lastikleri 295/80R 22,5	Değerler
Yüksüz haldeki lastik çapı	1057 mm
Statik Yüklü Yarıçap (r_{statik})	492 mm
Dönme Çevresi (U)	3224 mm
Lastik Taşıma Kapasitesi	5730 x 9,81 = 56211 N

5.2 Durum 1 Sürekli Mukavemet Hesabı

5.2.1 Lastik Dinamik Açının Hesaplanması

Lastiğin yük altında belirgin bir direngenliği vardır. Yüke bağlı olarak lastikte çökme oluşur. Sürekli mukavemet için lastiğin yay katsayısı belirlenmiştir. Bunun için lastiğin dinamik yarıçapına ihtiyaç duyulur. İhtiyaç duyulan değerler Tablo 5.1'den alınmıştır. Denklem 5.4'te yazılan formülde U değeri lastiğin çevresini, r_{dyn} lastiğin dinamik yarıçapını ifade etmektedir.

$$U = 2.\pi.r_{dyn} \tag{5.4}$$

Denklem 5.4 kullanılarak lastiğin dinamik yarıçapı;

$$3224 = 2.\pi.r_{dyn} \tag{5.5}$$

$r_{dyn} = 513\,[\text{mm}]$ olarak hesaplanır.

Lastiğin çökme miktarı;

$$f_3 = r_{dyn} - r_{stat} = 513 - 491 = 22\,[\text{mm}] \tag{5.6}$$

olarak hesaplanır.

Lastiğin yay katsayısı;

$$c_R = \frac{G_R}{f_3} = \frac{5730.9{,}81}{22} = 2555\ [\text{N/mm}] \tag{5.7}$$

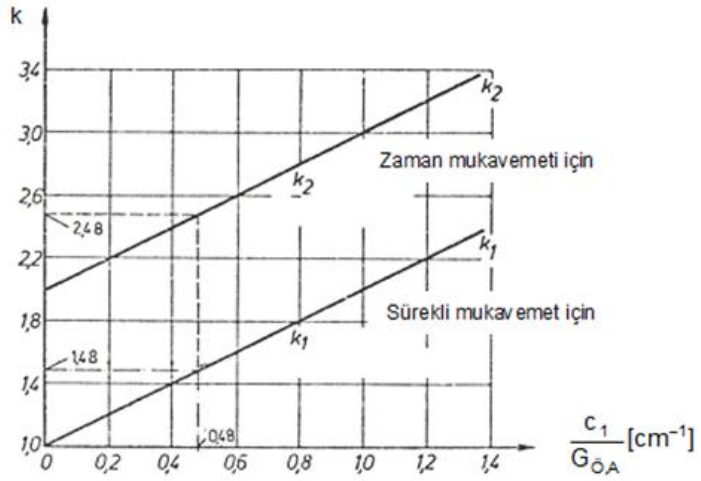
olarak hesaplanır.

Ön aks üzerine gelen kuvvet;

$$G_{\ddot{o}} = \frac{4600.9{,}81}{2} = 22563\,N \cong 23\,[\text{kN}] \tag{5.8}$$

olarak hesaplanmıştır.

$$c_1 = c_R . \frac{p_1}{p_R} = 2555 . \frac{7,5}{6,5} = 2948,1 \quad \Rightarrow \quad \frac{c_1}{G_{Ö}} = \frac{2947,1}{22563} = 0,130 \tag{5.9}$$



Şekil 5.2 Tekerlek yükü darbe faktörleri k_1 ve k_2 (Kuralay, b.t)

Bulunan $\frac{c_1}{G_{Ö}}$ değerine göre Şekil 5.2 'deki grafikten okunan çarpma faktörü k_1; k_1=1,1 olarak bulunmuştur. Buna göre üst düşey yük;

$$G_{ÖÜ} = G_{Ö} . k_1 = 22563 x 1,1 = 24819,3 [\text{N}] \tag{5.10}$$

Yük değişimi;

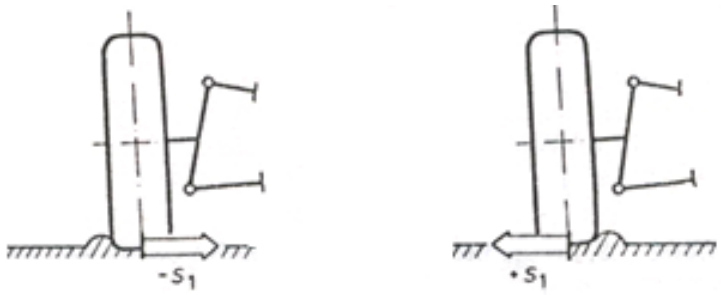
$$\Delta G_{Ö} = 2256,3 [\text{N}] \tag{5.11}$$

Alt düşey yük;

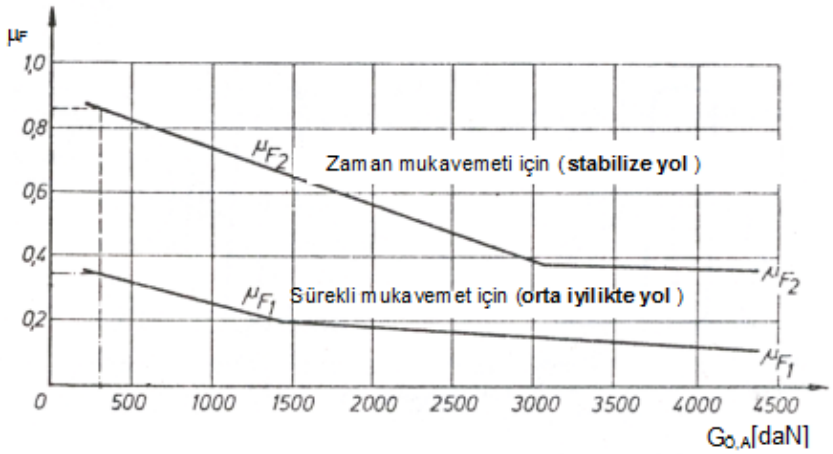
$$\Delta G_{ÖA} = G_{Ö} . - \Delta G_{Ö} = 20306,7 [\text{N}] \tag{5.12}$$

olarak bulunur.

Araç seyir halindeyken yol dalgalanmaları nedeniyle yan kuvvet tekerlek temas noktasında değişken zorlanma şeklinde etki eder (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 Yan kuvvetin gösterimi (Kuralay, b.t)



Şekil 5.4 Yan kuvvet bağıntı katsayılarının tekerlek yüküne bağlı olarak değişimleri (Kuralay, b.t)

Alternatif olarak etkiyen yan kuvvetin belirlenmesi için kuvvet bağıntı katsayısı μ_{F1}, tekerlek yükünün $G_Ö$ fonksiyonu olarak Şekil 5.4 'ten alınır.

Kuvvet bağıntı katsayısı $\mu_{F1} = 0{,}18$, $\mu_{F2} = 0{,}55$ için;

$$S_1 = G_{ÖÜ} . \mu_{F1} = 24819 x 0{,}18 = 4467{,}42\,[\mathrm{N}] \qquad (5.13)$$

olarak hesaplanır.

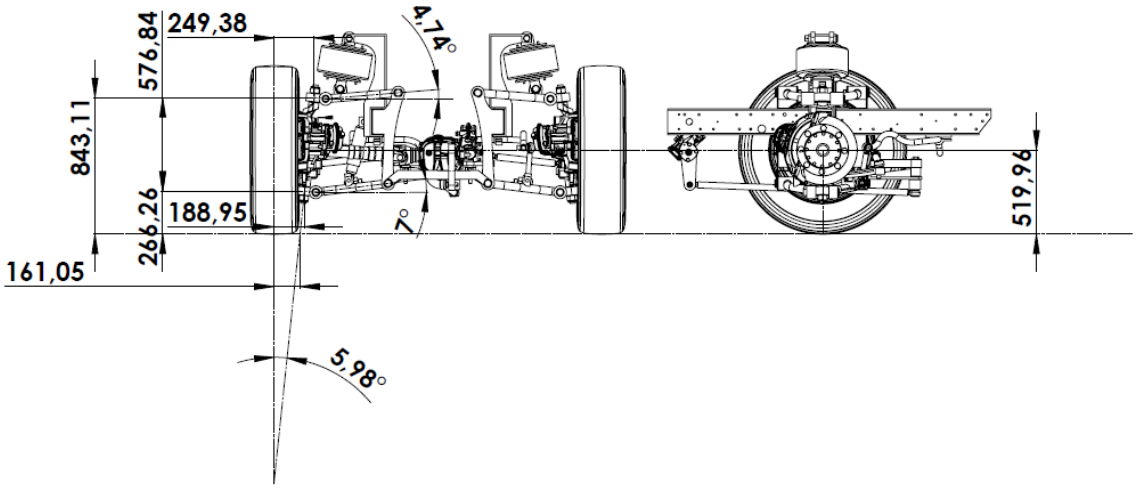
Tablo 5.2 Sürekli mukavemet için kinematik büyüklükler

Kinematik Büyüklükler	Değerler
Dingil pimi açısı	$\delta_0 = 6^0$
Kaster açısı	$\varepsilon = 2^0$
Üst yön verici konum açısı	$\alpha = 4{,}74^0$
Alt yön verici konum açısı	$\beta = 7^0$
a	249,38 [mm]
b	188,95 [mm]
c	576,84 [mm]
d	266,26 [mm]
R_o	161,05 [mm]

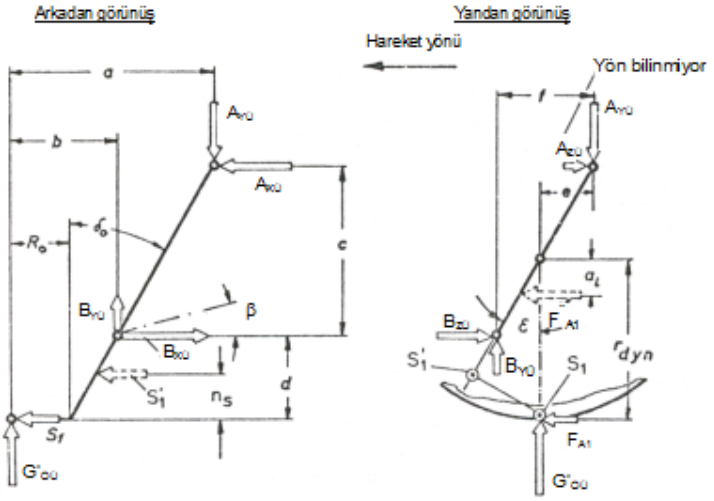
5.2.2 Tekerlek Mafsallarındaki Üst (Maksimum) Kuvvetler

Öncelikle yön verme ekseni alt mafsallında oturan küresel mafsal B 'yi zorlayan üst kuvvetlerin hesabından başlanacaktır. Kuvvet yönünü belirleyen yön verici 7° (Tablo 5.2) civarında eğimli durmaktadır.

$$B_{XÜ} = B_Ü . \cos\beta \quad B_{YÜ} = B_Ü . \sin\beta \tag{5.14}$$



Şekil 5.5 Tekerlek temas noktasına indirgenecek kuvvetlerin konumlarının belirlenmesi



Şekil 5.6 Tekerlek temas noktasına indirgenen kuvvetlerin gösterimi

Şekil 5.6'ya göre, üst mafsal olan A noktasına göre moment alındığında denklem 5.15 elde edilir. Buna göre hesaplanırsa;

$$B_{Ü} = \frac{G'_{öÜ}.a + S_1.(d - n_S + c)}{c.\cos\beta - (a-b).\sin\beta}$$

$$B_{Ü} = \frac{24819{,}3.249{,}38 + 4467{,}42.(266{,}26 - 0{,}624 + 576{,}84)}{576{,}84.\cos 7 - (249{,}38 - 188{,}95).\sin 7} \qquad (5.15)$$

$$B_{Ü} = 17594{,}8\,[\mathrm{N}]$$

$$\mathrm{n_S} = r_{dyn}.\sin^2\varepsilon = 513.\sin^2 2 = 0{,}624\ [\mathrm{mm}] \qquad (5.16)$$

elde edilir. Bu değer üzerinden denklem 5.17, denklem 5.18, denklem 5.19, denklem 5.20, yazılarak A ve B mafsal kuvvetleri elde edilir.

$$B_{XÜ} = B_{Ü}.\cos\beta = 17594{,}8.\cos(7) = 17463{,}7\,[\mathrm{N}] \qquad (5.17)$$

$$\mathrm{B_{YÜ}} = B_{Ü}.\sin\beta = 17594{,}8.\sin(7) = 2144{,}2\,[\mathrm{N}] \qquad (5.18)$$

$$A_{XÜ} = B_{XÜ} - S_1 = 17463{,}7 + 4467{,}42 = 21931{,}1\,[\mathrm{N}] \qquad (5.19)$$

$$A_{YÜ} = G'_{öÜ} + B_{YÜ} = 24819{,}3 + 2144{,}2 = 26963{,}5\,[\mathrm{N}] \qquad (5.20)$$

5.2.3 Tahrik Etkisiyle Oluşan Kuvvetler

Mafsal muylularını eğilmeye zorlayan enine kuvvet B_{XZ} değerini bulmak için, ek olarak Z yönünde etkiyen bileşenler gereklidir. Burada söz konusu olanlar tahrik kuvveti F_{A1} ve kaster nedeniyle oluşan mesnet kuvvetleridir. Öncelikle a_L mesafesinin hesabı gereklidir, bu denklem 5.21'de gösterilmiştir. F_{A1} bu mesafe kadar tekerlek orta noktasının altından yön verme eksenine (aksona) etkimektedir. Benzer şekilde e ve f mesafeleri de hesaplanır (Şekil5.6).

$$a_L = R_0.\sin\delta_0\sqrt{\frac{1+\tan^2\varepsilon}{1+\tan^2\varepsilon+\tan^2\delta_0}} + r_{dyn}.\sin\delta_0.\sin(\delta_0+\gamma_0) \tag{5.21}$$

Denklem 5.21 kullanılarak a_L mesafesi;

$$a_L = 161{,}05.\sin(6).\sqrt{\frac{1+\tan^2 2}{1+\tan^2 2+\tan^2 6}} + 513.\sin(6).\sin(2)$$

$$a_L = 16{,}741 + 1{,}871 = 18{,}612\ [\text{mm}] \tag{5.22}$$

elde edilir.

Diğer ölçüler de;

$$e = (c + d\text{-}r_{dyn}).\tan\varepsilon = 11{,}527\ [\text{mm}] \tag{5.23}$$

$$f\ =\ e.\tan\varepsilon = 0{,}39\ [\text{mm}] \tag{5.24}$$

olarak hesaplanmıştır.

A noktasına göre moment alındığında $B_{ZÜ}$ elde edilir:

$$F_{A1} = \frac{M_{t4}}{r_{dyn}} = \frac{M_{d\max}.i_2.i_D.\eta}{2.r_{dyn}} = \frac{25000x1000}{2x513} = 24366{,}47[\text{N}] \tag{5.25}$$

Denklem 5.26'da $B_{ZÜ}$ kuvveti hesabı yapılırsa;

$$B_{ZÜ} = \frac{G'_{ÖÜ}.e + F_{A1}.(d + c + a_L - r_{dyn}) - B_{YÜ}.f}{c} \tag{5.26}$$

$$B_{ZÜ} = \frac{24819{,}3.11{,}57 + 24366{,}47.(266{,}26 + 576{,}84 + 18{,}612 - 513) - 2144{,}2.0{,}39}{576{,}84}$$

$$B_{ZÜ} = 15226{,}46 \text{ [N]} \tag{5.27}$$

$$A_{ZÜ} = F_{A1} - B_{ZÜ} = 24366{,}47 - 15226{,}46 = 9140{,}2 \text{ [N]} \tag{5.28}$$

elde edilir. A üst mafsaldaki kuvvetlerin denklem 5.29'a göre bileşkesi alınırsa;

$$A_{XZ} = \sqrt{A_{XÜ}^2 + A_{ZÜ}^2} = \sqrt{21931{,}1^2 + 9140{,}2^2} = 23759{,}5 \text{[N]} \tag{5.29}$$

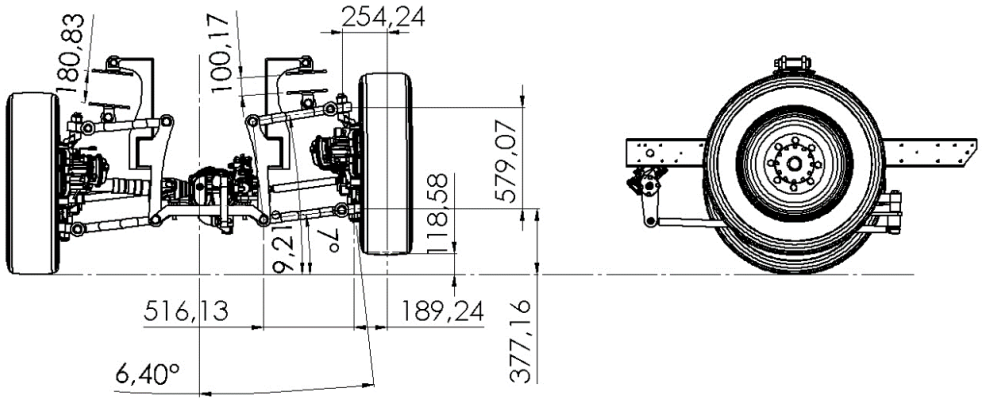
B alt mafsalındaki kuvvetlerin denklem 5.30'a göre bileşkesi alınırsa;

$$B_{XZ} = \sqrt{B_{XÜ}{}^2 + B_{ZÜ}^2} = \sqrt{(17463{,}7^2 + 15226{,}46^2} = 22731{,}7 \text{[N]} \tag{5.30}$$

hesaplanır.

5.3 Durum 2 Bir Engelin Aşılması Durumunda Etkiyen Kuvvetler

Maksimum düşey kuvvetlerin incelenmesi amacıyla yaylanma esnasında değişen α_2, β_2, γ_2 ve δ_2 açılarını (Tablo 5.3) ve aynı şekilde farklı değer alan yön verme yuvarlanma yarıçapını R_{02} elde etmek için, askı sistemi f_1 mesafesi kadar tamamen yaylanmış olmalıdır. Yaylanmış hali Şekil 4.27'de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 Engelin geçilmesi durumunda askı sisteminin konumunun gösterimi

Bir hemzemin geçidin aşılması esnasında oluşan kuvvetlerin belirlenmesi için aks tam olarak yaylanmış biçimde gösterilir. Aracın yaylandırılması için hava yayı kullanılmıştır. Tasarım yüksekliği boyu L_W, sıkışma halindeki konumu L_n, kısalma mesafesi Δf_F kadardır. Bu değerler tasarım modelinden (Şekil 4.27) alınır.

Tablo 5.3 Bir engelin aşılması durumunda kinematik büyüklükler

Kinematik Büyüklükler	Değerler
Dingil pimi açısı	$\delta_0 = 6{,}40^0$
Kaster açısı	$\varepsilon = 2^0$
Üst yön verici konum açısı	$\alpha = 9{,}21^0$
Alt yön verici konum açısı	$\beta = 7^0$
a	254,24 mm
b	189,24 mm
c	579,07 mm
d	118,58 mm
R_{02}	189,24 mm
Δf_F	80 mm

5.3.1 Tekerlek Temas Noktasındaki Kuvvetler

Denklem 5.10'dan elde edilen değerler;

$$G'_{Ö} = 24819{,}3\,[\mathrm{N}] \quad S_1 = 4467{,}42\,[\mathrm{N}] \text{ ve } F_{A1} = 24366{,}47\,[\mathrm{N}] \tag{5.31}$$

Dikkate alınması gereken maksimum düşey kuvvet;

$$G'_{Ö2} = k_1.G_{Ö} = 1{,}1.24819{,}3 = 27301{,}23\,[\mathrm{N}] \tag{5.32}$$

olarak hesaplanmıştır.

5.3.2 Alt Yön Verici B Mafsalındaki Kuvvetler

Yay ve takoz kuvveti üst yön vericide desteklenmektedir. Sadece mafsallı kol olarak çalışan alt yön verici kol bu yüzden ilk önce incelenecektir. B_{X2} ve B_{Y2} bileşenleri β_2 açısı üzerinden denklem 5.33'te birbirlerine bağlıdır.

$$B_{Y2} = B_{X2}.\tan\beta_2 \tag{5.33}$$

A dönme noktasına göre moment alındığında denklem 5.34 elde edilir.

$$G'_{Ö2}.a + S_1.(c + d - n_S) - B_{X2}.c - B_{Y2}.(a - b) \tag{5.34}$$

Değerler yerine yazılarak işlem yapıldığında B_{X2} kuvveti;

$$B_{X2} = \frac{27301{,}2.254{,}24 + 4467{,}42.(579{,}07 + 118{,}58 - 0{,}624)}{579{,}07 + (254{,}24 - 189{,}24).\tan(7)}$$

$$B_{X2} = 17127{,}9 \text{ [N]} \tag{5.35}$$

olarak hesaplanmıştır. B_{Y2} kuvveti denklem 5.33'deki eşitlikle;

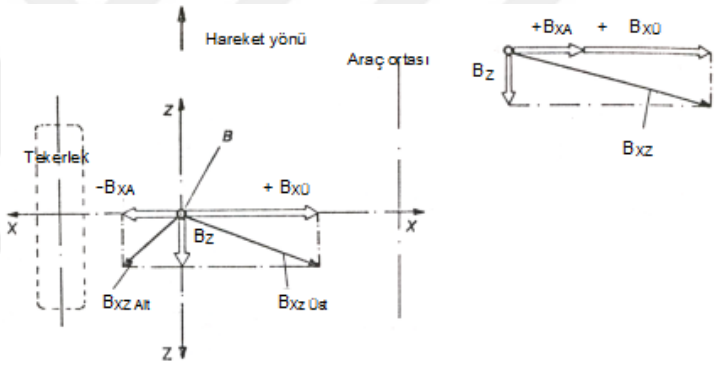
$$B_{Y2} = 17127{,}9.\tan 7^0 = 2103{,}8\,[\text{N}] \tag{5.36}$$

Olarak elde edilir. Büyüyen düşey yük $G_{Ö2}$ nedeniyle B_{Z2} olarak yeniden denklem 5.37 ile belirlenmelidir.

$$B_{Z2} = \frac{G'_{Ö2}.e - B_{Y2}.f + F_A.[c + d - (r_{dyn} - a_1)]}{c} \tag{5.37}$$

$$B_{Z2} = \frac{27301{,}2.6{,}44 - 2103{,}8.0{,}255 + 24366{,}47.[579{,}07 + 118{,}58 - (513 - 254{,}24)]}{579{,}07}$$

$$B_{Z2} = 18770{,}6[\text{N}] \tag{5.38}$$



Şekil 5.8 Radyal kuvveti bulmak için çizilen serbest cisim diyagramı

X ve Z bileşenleri, Şekil 5.8'de gösterildiği gibi, maksimum kesme kuvvetini (radyal kuvveti) bulmak için toplanır.

$$B_{2XZ} = \sqrt{B_{X2}^2 + B_{Z2}^2} = \sqrt{16645{,}7^2 + 18770{,}6^2} = 25088{,}13[\text{N}] \tag{5.39}$$

Alt yön verici mafsalındaki kuvvet;

$$B_{Y2} = 2103{,}8[\text{N}] \tag{5.40}$$

olarak bulunmuştur.

5.3.3 Üst Taşıyıcı A Mafsalındaki Kuvvetler

Denklem 5.35'teki B_{X2}, denklem 5.13'teki S_1,denklem 5.32'deki $G'_{Ö2}$,denklem 5.42'deki B_{Y2},denklem 5.27'deki F_{A1}, denklem 5.38'deki B_{Z2} ilgili denklemlere yazılarak A_{X2}, A_{Y2}, A_{Z2} değerleri hesaplanır.

$$A_{X2} = B_{X2} - S_1 = 17127{,}9 - 4467{,}42 = 12660{,}48\,[\mathrm{N}] \tag{5.41}$$

$$A_{Y2} = G'_{Ö2} - B_{Y2} = 27301{,}2 - 2103{,}8 = 25197{,}4\,[\mathrm{N}] \tag{5.42}$$

$$A_{Z2} = F_{A1} - B_{Z2} = 24366{,}47 - 18770{,}6 = 5595{,}87\,[\mathrm{N}] \tag{5.43}$$

Denklem 5.41 ve denklem 5.43 kullanılarak bileşke kuvvet elde edilir.

$$A_{2XZ} = \sqrt{A_{X2}^2 + A_{Z2}^2} = \sqrt{12660{,}48^2 + 5595{,}87^2} = 137842 \ \ [\mathrm{N}] \tag{5.44}$$

5.3.4 Kuvvetlerin, Yönverici Kolun U – ve V – Yönünde Bileşenlere Ayrılması

Yay ve takoz kuvvetini bulmak için A_{X2} ve A_{Y2} bileşenleri U ve V yönünde bileşenlere ayrılmalıdır.

Denklem 5.41'de hesaplanan A_{X2}, denklem 5.45 ve denklem 5.46 kullanılarak

$$A_{XU} = A_{X2}.\cos\alpha_2 = 12660{,}48.\cos(9{,}21) = 12497{,}2\,[\mathrm{N}] \tag{5.45}$$

$$A_{XV} = A_{X2}.\sin\alpha_2 = 12660{,}48.\sin(9{,}21) = 2026{,}3[\mathrm{N}] \tag{5.46}$$

elde edilir.

Denklem 5.42'de hesaplanan A_{Y2}, denklem 5.47 ve denklem 5.48 kullanılarak

$$A_{YU} = A_{Y2}.\sin\alpha_2 = 25197{,}4.\sin(9{,}21) = 4033\,[\mathrm{N}] \tag{5.47}$$

$$A_{YV} = A_{Y2}.\cos\alpha_2 = 25197{,}4.\cos(9{,}21) = 24872{,}5\,[\mathrm{N}] \tag{5.48}$$

elde edilir.

Denklem 5.45 ve denklem 5.47 kullanılarak denklem 5.49'daki A_{U2} kuvveti hesaplanır.

$$A_{U2} = A_{XU} - A_{YU} = 12497{,}2 - 4033 = 8464{,}2\,[\mathrm{N}] \tag{5.49}$$

Denklem 5.46 ve denklem 5.48 kullanılarak denklem 5.50'deki A_{V2} kuvveti hesaplanır.

$$A_{V2} = A_{XV} - A_{YV} = 2026{,}3 + 24872{,}5 = 26898{,}8[\mathrm{N}] \tag{5.50}$$

5.4 Durum 3 Çukurlu-Tümsekli (Stabilize) Yolda Etkiyen Kuvvetler

Stabilize yolun geçilmesi durumunda aks, tekrar normal pozisyona gelir. Üst maksimum düşey kuvvetin $G'_{ÖÜ} = k_1.G_Ö - U_Ö / 2$ tekrar ele alınarak ve S_1 yerine en büyük yan kuvvet S_2 alınarak denklem 5.51 elde edilmiştir.

$$S_2 = \mu_{F2}.G_{ÖÜ} \tag{5.51}$$

Boyuna kuvvet F_{A1} denklem 5.52'de gösterilmiştir.

$$F_{A1} = \frac{M_{t4}}{r_{dyn}} = \frac{M_{d\max}.i_2.i_D.\eta}{2.r_{dyn}} \tag{5.52}$$

Kuvvet bağıntı katsayısı μ_{F2} Şekil 5.4'den alınır.

$$\mu_{F1} = 0{,}18 \quad \mu_{F2} = 0{,}55$$

$$S_2 = G_{ÖÜ}.\mu_{F2} = 24819x0{,}55 = 13650{,}45[\mathrm{N}] \tag{5.53}$$

$$F_{A1} = \frac{M_{t4}}{r_{dyn}} = \frac{M_{d\max}.i_2.i_D.\eta}{2.r_{dyn}} = \frac{22500x1000}{2x513}\,22929{,}82[\mathrm{N}] \tag{5.54}$$

Tablo 5.4 Stabilize yolda mukavemet için kinematik büyüklükler

Kinematik Büyüklükler	Değerler
Dingil pimi açısı	$\delta_0 = 6^0$
Kaster açısı	$\varepsilon = 2^0$
Üst yön verici konum açısı	$\alpha = 4{,}74^0$
Alt yön verici konum açısı	$\beta = 7^0$
a	249,38 [mm]
b	188,95 [mm]
c	576,84 [mm]
d	266,26 [mm]
R_o	161,05 [mm]

$$n_S = r_{dyn}.\sin^2 \varepsilon = 513.\sin^2 2 = \ 0{,}624 \ \text{mm} \tag{5.55}$$

Hesaplamalarda kullanılan moment kolları Tablo 5.4'de verilmiştir.

$$B_{\ddot{U}} = \frac{G'_{\ddot{O}\ddot{U}}.a + S_2.(d - n_S + c)}{c.\cos\beta - (a-b).\sin\beta} \tag{5.56}$$

$$B_{\ddot{U}} = \frac{24819{,}3.249{,}38 + 12409{,}65.(266{,}26 - 0{,}624 + 576{,}84)}{576{,}84.\cos 7 - (249{,}38 - 188{,}95).\sin 7} = 30333{,}2\,[\text{N}] \tag{5.57}$$

$$B_{\ddot{U}} = 30333{,}2\,[\text{N}] \tag{5.58}$$

Denklem 5.58 hesaplanan değer denklem 5.59 ve denklem 5.60'da yazılarak $B_{X\ddot{U}}$ ve $B_{Y\ddot{U}}$ değerleri hesaplanır. B mafsalına gelen yükler elde edilir.

$$B_{X\ddot{U}} = B_{\ddot{U}}.\cos\beta = 30333{,}2.\cos(7) = 30107[\text{N}] \tag{5.59}$$

$$B_{Y\ddot{U}} = B_{\ddot{U}}.\sin\beta = 30333{,}2.\sin(7) = 3696{,}6\,[\text{N}] \tag{5.60}$$

Hesaplanan bu değerler denklem 5.61 ve denklem 5.62'de yazılarak A mafsalına gelen yükler elde edilir.

$$A_{X\ddot{U}} = B_{X\ddot{U}} - S_2 = 30107 + 13650{,}4 = 43757{,}4\,[\text{N}] \tag{5.61}$$

$$A_{Y\ddot{U}} = G'_{\ddot{O}\ddot{U}} + B_{Y\ddot{U}} = 24819{,}3 + 3696{,}6 = 28515{,}9\,[\text{N}] \tag{5.62}$$

5.5 Durum 4 Yay ve Takoz Çarpma Kuvvetinin Belirlenmesi

Normal pozisyondaki statik yay kuvveti F_W, tekerlek yükü $G'_{\ddot{O}}$ ve i_Y kuvvet çevrim oranından belirlenebilir.

$$F_W = G'_{\ddot{O}}.i_Y \tag{5.63}$$

Tekerlek temas noktasındaki kuvveti, yay oturma noktasına transfer eden i_Y çevrim oranı $i_Y = 1{,}11$

$$F_W = 24328{,}8.1{,}11 = 27549{,}4\,[\text{N}] \tag{5.64}$$

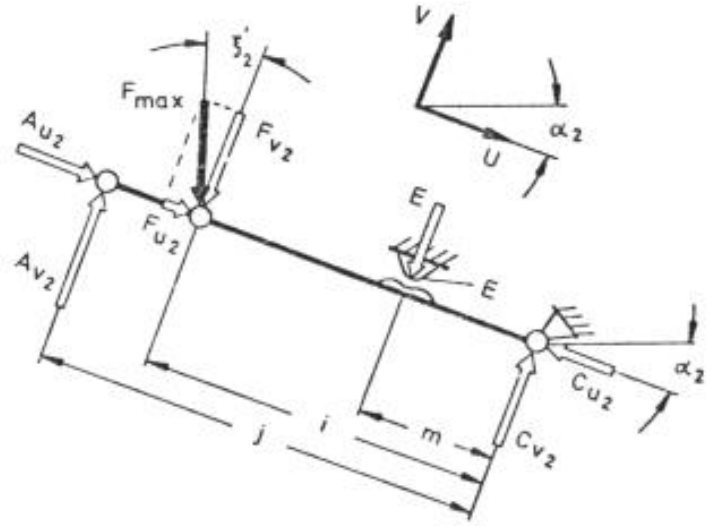
Denklem 5.101'de belirlen yay katsayısı denklem 5.65'te kullanılmıştır.

$$\Delta F = \Delta f_F.c_F = 120.143 = 17160\ [\text{N}] \tag{5.65}$$

Yayın takoza çarpması için yayın minumum pozisyonda olması gerekmektedir. Bu poziyonda yayda meydana gelen yay kuvveti F_{max}

$$F_{\max} = F_W + \Delta F = F_W + \Delta f_F . c_F = 27549{,}4 + 17160 = 44709{,}4\,[\mathrm{N}] \tag{5.66}$$

Hesaplamanın devamı için yay kuvveti bileşenlerine ihtiyaç vardır. ξ'_2 açısının tam yaylanma durumunda dikkate alınmasıyla:



Şekil 5.9 Yay ve takoz çarpma kuvveti için serbest cisim diyagramı

$$F_{V2} = F_{\max} . \cos \xi'_2 = 44709{,}4 . \cos(9{,}21) = 44133\,[\mathrm{N}] \tag{5.67}$$

Şekil 5.9'a göre takoz kuvveti E :

$$E_v = \frac{G'_{ÖÜ} . i}{m} = \frac{44133.475}{426} + \Delta F = 49209 + 17160 = 66369{,}3\,[\mathrm{N}] \tag{5.68}$$

$$\mathrm{E} = \frac{\mathrm{E_v}}{\cos(9{,}21)} = 67236\,[\mathrm{N}] \tag{5.69}$$

Takoza gelen bası kuvveti E = 67236 N değeri, maksimum yay kuvveti F_{max}= 44709 N'dan daha büyüktür.

5.6 Durum 5 Blokaj Frenlemesinde Mafsal Kuvvetlerinin Belirlenmesi

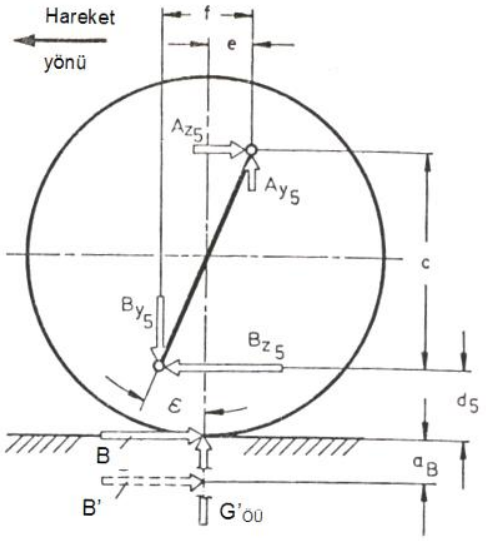
Araç tekrar normal pozisyonda inceleneceği için, sayısal değerler ve önceden hesaplanan değerler aynıdır. $B_{Y5} = B_{X5} . \tan\beta$ ile B_{X5} kuvveti elde edilir; bu kuvvet S_1'in dikkate alınmaması nedeniyle A_{X5} büyüklüğüne eşittir.

$$B_{X5} = \frac{G'_{ÖÜ} . a}{c - (a - b) . \tan\beta} = \frac{24819.249{,}38}{576{,}84 - (249{,}38 - 188{,}95) . \tan(6)} = 10849{,}2\,[\mathrm{N}] \tag{5.70}$$

$$B_{X5} = A_{X5} = 10849{,}2\,[\mathrm{N}] \tag{5.71}$$

$$B_{Y5} = 10849{,}2.\tan(\beta) = 1332{,}1[\mathrm{N}] \tag{5.72}$$

$$A_{Y5} = G'_{ÖÜ} + B_{Y5} = 24819 + 1332{,}1 = 26223[\mathrm{N}] \tag{5.73}$$



Şekil 5.10 Blokaj frenlenmesinde kuvvetlerin serbest cisim diyagramı

Yön verme yuvarlanma yarıçapı R_0'dan büyük olduğu için fren kuvveti B, $a_B = R_0.\cos\delta_0.\sin\delta_0$ mesafesi kadar zemin altındaki bir noktadan etkiyormuş gibi dikkate alınır (Kuralay, b.t).

Denklem 5.74'te a_B mesafesi hesaplanmıştır.

Fren kuvvetinin zemin altından etkidiği mesafe a_B;

$$a_B = R_0.\cos\delta_0.\sin\delta_0 = 161{,}05.\cos(6).\sin(6) = 16{,}74\ \mathrm{mm} \tag{5.74}$$

$$B = 1{,}25.G_{Ö} = 28203{,}7[\mathrm{N}] \tag{5.75}$$

kuvvetleri üzerinden Z- yönündeki kuvvetler hesaplanır.

$$B_{Z5} = \frac{B.(c + d + a_B) - G'_{ÖÜ}.e + B_{Y5}.f}{c} \tag{5.76}$$

$$B_{Z5} = \frac{28203{,}75.(576{,}84 + 266{,}26 + 16{,}74) - 24819.11{,}527 + 1332{,}1.0{,}39}{576{,}84}$$

$$B_{Z5} = 41545{,}56[\mathrm{N}]$$

$$A_{Z5} = B_{Z5} - B = 41545{,}5 - 28203{,}75 = 13314{,}86[\mathrm{N}] \tag{5.77}$$

Üst yay kuvvetini birlikte taşıyan A mafsalında, frenleme esnasında oluşan radyal kuvvet denklem 5.78'te verilmiştir.

$$A_{5XZ} = \sqrt{A_{X5}^2 + A_{Z5}^2} = \sqrt{10849{,}2^2 + 13314{,}86^2} = 17175{,}3[\mathrm{N}] \quad (5.78)$$

Oluşan bası kuvveti denklem 5.79'daki gibi bulunmuştur.

$$A_{Y5} = 26223[\mathrm{N}] \quad (5.79)$$

Alt yön verici B mafsalında, oluşan radyal kuvvet denklemi 5.80'de gösterilmiştir.

$$B_{5XZ} = \sqrt{B_{X5}^2 + B_{Z5}^2} = \sqrt{10849{,}2^2 + 41545{,}56^2} = 42938{,}7\,[\mathrm{N}] \quad (5.80)$$

B mafsalında oluşan çeki kuvveti de denklem 5.72'de bulunmuştur.

$$B_{Y5} = 1332{,}1[\mathrm{N}] \quad (5.81)$$

5.7 Rulman Seçimi ve Hesabı

Bu bölümde, akson ve poyra arasında dönme serbestliği sağlanıp, yük taşınmasına izin verecek ve araca göre tekerleğin relatif hareketine olanak sağlayacak rulman grubunun hesabı yapılmıştır.

Aracın ulaşabileceği en yüksek hız için en kötü yükleme durumu dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Rulmanın çalışma hızı olarak aracın *V=150 km/s* olarak sürekli çalıştığı kabul edilmiştir. Buna göre aracın açısal hızı denklem 5.83'teki gibi hesaplanmıştır.

$$V = \omega.r = 150/3{,}6 = \omega.0{,}52 \quad (5.82)$$

$$\omega = 80{,}12\ rad/s \cong 765\,d/d \quad (5.83)$$

Yük kapasitesine göre ve akson ve poyranın kesit alanına dikkat edilerek geometrik olarak mümkün olabilecek rulman boyutları seçilmiştir. Buna göre "*SKF*32024 X " A rulmanı seçilmiştir. Seçilen rulmanın özellikleri Tablo 5.5'te verilmektedir.

F_{a1}:Eksenel kuvvet [N]

F_r:Radyal yük[N]

f_n:Hız faktörü

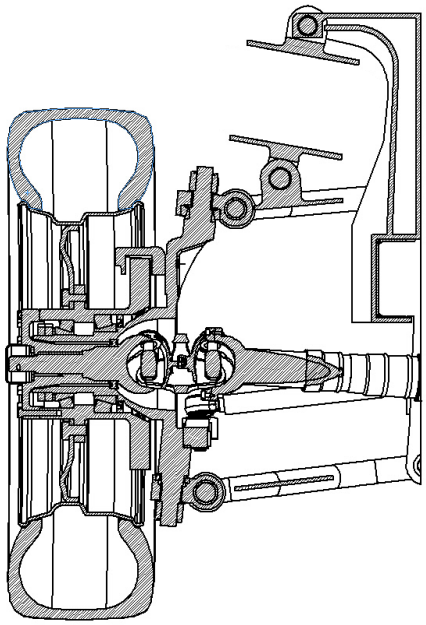
f_h:Yorulma ömrü faktörü

C_o:Statik yük kapasitesi

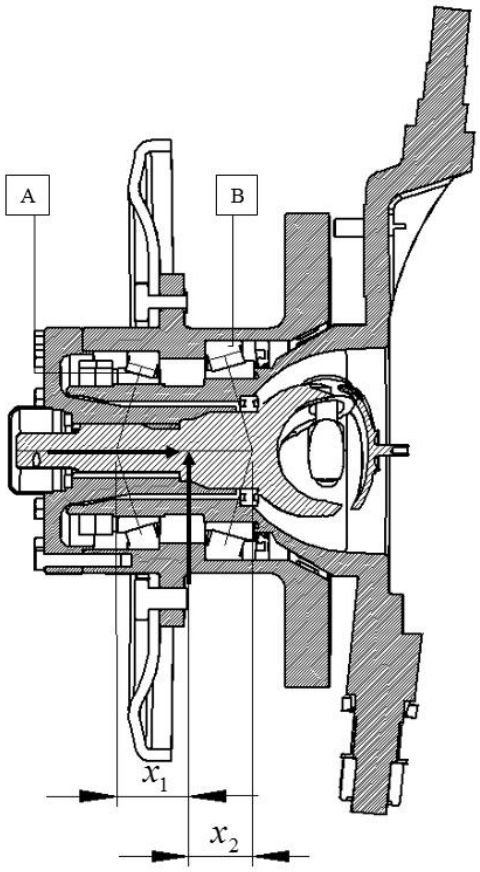
C_r:Dinamik yük kapasitesi olarak tanımlanmıştır.

Tablo 5.5 SKF 32024 X rulman özellikleri

Rulman Ölçüleri SKF 32024 X	Değerler
Y	0,7
Y_1	1,3
e	0,46
C_O	415 kN
C_r	242kN
D	120 mm
D	180 mm
T	38 mm



Şekil 5.11 Rulman hesabı yapılacak bölümün kesit resmi



Şekil 5.12 Tekerlek temas noktasında gelen kuvvetlerin gösterilmesi

Rulmanlarda izin verilen statik eşdeğer yük, temel statik yük değeri rulmanların uygulamalarına ve çalışma koşullarına bağlı olarak değişir ve verilen 5.85 formülüyle hesaplanır. Ek 1'de verilen rulman özellikleri ilgili tablolardan alınmıştır.

Şekil 5.12'den elde edilen kesit resminde belirtilen radyal kuvvetler denklem 5.84'te verilmiştir.

$$F_{r1} = 30\,[\text{kN}] \quad F_{r2} = 17\,[\text{kN}] \tag{5.84}$$

Bu rulman için eksenel kuvvet denklem 5.85'teki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{a1} = F_{ae} + \frac{0{,}6.F_{r1}}{Y_1} = 11000 + \frac{0{,}6.30000}{1{,}3} = 24846{,}1\ [\text{N}] \tag{5.85}$$

$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{24846{,}1}{30000} = 0{,}82 > e = 0{,}46$ olduğundan statik eşdeğer yük hesabı denklem 5.86 formülü kullanılarak hesaplanır.

$$P = X.F_r + Y.F_a \tag{5.86}$$

Bu değere statik eşdeğer yük değeri eklenirse;

$$P = 0{,}4.30000 + 0{,}7.24846{,}1 = 29392{,}27\,[\mathrm{N}] \tag{5.87}$$

olarak hesaplanır. Dinamik eşdeğer yük denklem 5.88'de hesaplanmıştır.

$$P_1 = 0{,}4.30000 + 1{,}3.24846{,}1 = 44299{,}9\,[\mathrm{N}] \tag{5.88}$$

" f_n " makaralı rulman için yorulma ömür faktörüdür. Değer olarak 0,38 olarak alınmıştır. Ek 1'de gösterilmiştir.

$$f_h = f_n.\frac{C_r}{P_1} = \frac{242000.0{,}38}{44399{,}9} = 2{,}07 \tag{5.89}$$

Denklem 5.90'da verilen yorulma ömrü;

$$L_h = 500.(f_h)^{10/3} = 500(2{,}07)^{10/3} = 5662{,}7\,h \tag{5.90}$$

olarak belirlenmiştir. Aracın kilometre olarak yapabileceği yol denklem 5.91 ile bulunmuştur.

$$x = L_h.60.n.2.\pi.r = 5257{,}53.60.765.2.\pi.0{,}52 = 849224\,km \tag{5.91}$$

Yük kapasitesine göre ve akson ve poyranın kesit alanına dikkat edilerek geometrik olarak mümkün olabilecek rulman boyutları seçilmiştir. Buna göre $SKF\ 32026\ X$ B rulmanı seçilmiştir. Rulman özellikleri Tablo 5.6'da verilmiştir.

Tablo 5.6 SKF 32026 X rulman özellikleri

Rulman Ölçüleri SKF 32026 X	Değerler
Y	0,8
Y_1	1,4
e	0,43
C_O	540 kN
C_r	314 kN
d	130 mm
D	200 mm
T	45 mm

B rulmanı için denklem 5.92'deki değer kullanılır.

$$F_{r2} = 17\,[\text{kN}] \tag{5.92}$$

Bu rulman için eksenel kuvvet hesabı yapılırsa denklem 5.93'teki sonuç elde edilir.

$$F_{a2} = F_{ae} + \frac{0{,}6.F_{r1}}{Y_1} = 11 + \frac{0{,}6.17}{1{,}4} = 18{,}28\,[\text{kN}] \tag{5.93}$$

$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{18{,}285}{17} = 1{,}07 > e = 0{,}43$ olduğundan hesaplama denklem 5.86'da verilen ifadeye göre yapılacaktır. Dinamik eşdeğer yük denklem 5.94'de hesaplanmıştır.

$$P_2 = X.F_{r2} + Y_1.F_{a2} = 0{,}4.17 + 1{,}4.18{,}285 = 32{,}399\,[\text{kN}] \tag{5.94}$$

" f_n " makaralı rulman için yorulma ömür faktörüdür. Değer olarak 0,38 alınmıştır. Ek 3'te gösterilmiştir.

$$f_h = f_n.\frac{C_r}{P_2} = \frac{320.0{,}38}{32{,}399} = 3{,}75 \tag{5.95}$$

Denklem 5.96'da verilen yorulma ömrü;

$$L_h = 500.(f_h)^{10/3} = 500.(3{,}75)^{10/3} = 41081\ h \tag{5.96}$$

olarak hesaplanmıştır. Aracın kilometre olarak yapabileceği yol denklem 5.97 ile bulunmuştur.

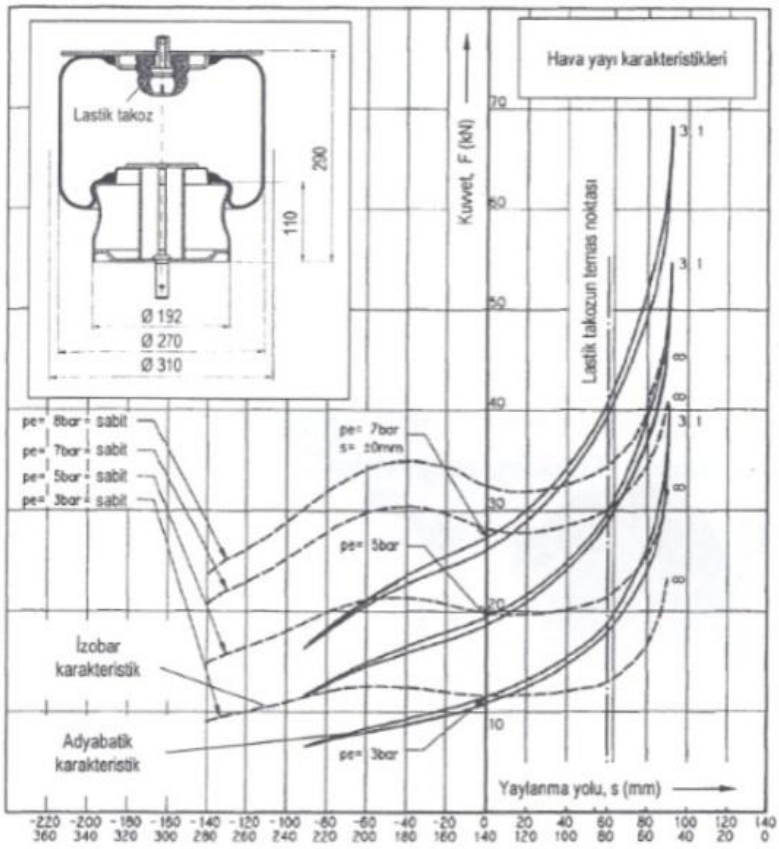
$$x = L_h.60.n.2.\pi.r = 41081.60.765.2.\pi.0{,}52 = 6160828\ km \tag{5.97}$$

5.8 Hava Yayı Hesabı ve Karakteristiği

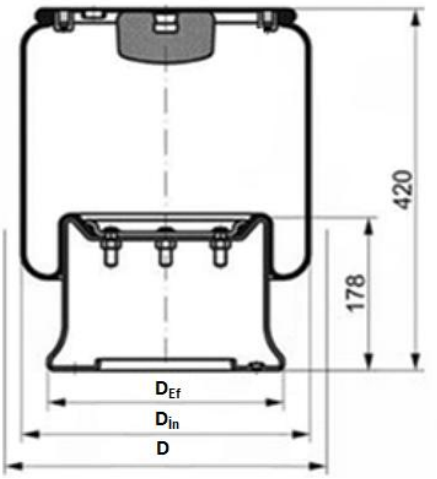
Hava yaylar, kapalı hacimdeki gazların elastik davranışlarının yay olarak kullanılması prensibine dayanır. Havalı yaylar genellikle yolcu otobüsleri, kamyon gibi basınçlı hava sistemi bulunan ağır taşıma araçlarında kullanılır. Hava yastığı, koruyucu bir kap içinde hava ile şişirilmiş lastik körükten meydana gelir.

Aracın bütün ağırlığı bu hava yastıklarına biner. Hava yastıkları, araç kompresöründen gelen basınçlı hava ile şişirilir. Sistemde bulunan seviye ayar supabı, kasa ile dingil arasındaki mesafenin her konumda eşit kalmasını sağlar. Hava basıncının değişmesiyle yaylanma yüke göre ayarlanır, ayrıca şasi yüksekliği korunur.

Bağımsız askı sistemi parçaları aracın en önemli parçalarıdır. Konforlu sürüş ve kritik şasi parçalarının yüklemesini azaltan sistemlerdir. Tekerlek hava yayları genellikle üst plaka, kauçuk körük, piston, ayar ventilleri ve depolardan oluşmaktadır. Hava yayının görünümü ve karakteristik eğrisi Şekil 5.13 ve 5.14'te verilmiştir.



Şekil 5.13 Hava yayı karakteristiği (Topaç ve Kuralay, 2009)



Şekil 5.14 Hava yayı kesit görüntüsü ve boyutlarının belirlenmesi (Scania ,b.t)

Hava körüğünün yay sabiti efektif alanın ve yaylanma esnasındaki hava basıncının değişmesine bağlıdır. Hava körüğünün yay katsayısı denklem 5.98'de verilmiştir.

$$c = \frac{dF}{ds} = p_{ü}.\frac{dA_w}{ds} + A_w.\frac{dp_{ü}}{ds} \ [\mathrm{N/cm}] \tag{5.98}$$

$$F_{EF} = \frac{\pi.D_{EF}^2.p}{4}$$

İzoterm statik hareket durumunda n = 1 olur ve statik yay katsayısı;

$$c_{statik} = p_{ü}.\frac{dA_w}{ds} + (pa + pü).\frac{A_w^2}{V} [\mathrm{N/cm}] \tag{5.99}$$

Dinamik yaylanma durumunda (adyabatik) yay katsayısı denklem 5.100'de verilmiştir.

$$c_{dinamik} = p_{ü}.\frac{dA_w}{ds} + n.(pa + pü).\frac{A_w^2}{V} [\mathrm{N/cm}] \tag{5.100}$$

c : Yay katsayısı

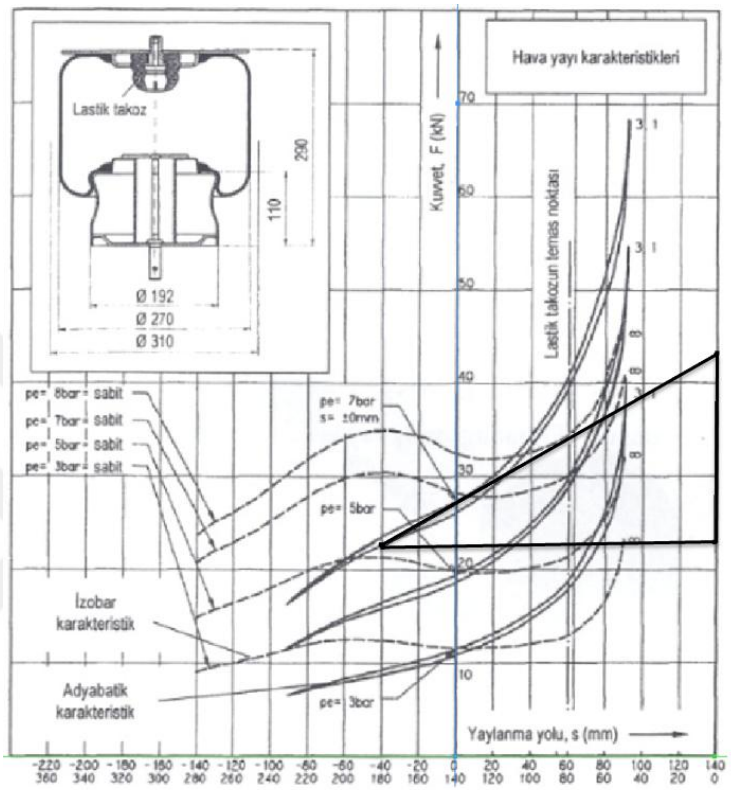
n : Adyabatik yaylanma durumu (n =1,4), İzoterm yaylanma durumu (n =1)

p : Hava yayı basıncı

D_{EF} : Körüğün efektif çapı

5.8.1 Yay Katsayısının Belirlenmesi

Grafiği verilen hava yayı modelinde yay katsayısını belirlemek için tasarım yüksekliği belirlenir. Bu tasarım yüksekliğine göre yay katsayısı kesişim noktasında teğet doğru çizilir. Teğet doğrunun eğimi o noktadaki yay katsayısını verir.



Şekil 5.15 Yay katsayısının belirlenmesi

Grafikten alınan değerler denklem 5.101'de girilerek yay katsayısı hesaplanır.

$$c = \frac{F_{(s=+140)} - F_{(s=0)}}{4} = \frac{43{,}08 - 22{,}93}{140} = 143 N/mm \qquad (5.101)$$

BÖLÜM ALTI
YORULMA

6.1 Giriş

Yorulma, bir malzeme sürekli yükleme ve boşaltmaya maruz kaldığında gerçekleşir. Eğer yüklemeler belirli bir düzeyin üzerindeyse, malzemenin yüzeyinde mikroskobik çatlaklar oluşmaya başlayacaktır. Zamanla bu çatlak kritik bir büyüklüğe ulaşacak ve yapıda hasar gerçekleşecektir. Tekrarlı yükleme sonucunda hasara sebep olacak gerilmelerden daha düşük değerde meydana gelen gerilmeler yüzünden yorulma hasarları oluşur. Yapının şekli yorulma süresini önemli bir ölçüde etkilemektedir. Kare delikler veya keskin köşeler genellikle daha yüksek yorulmaya neden olurlar. Bu nedenle yuvarlak delikler ve yumuşak geçişler genellikle yorulmaya karşı alınan önlemlerdir (Wikipedia, b.t).

Özellikle metalik malzemelerin göçmesinin en önde gelen nedenlerinden biri yorulmadır. Yorulma kopmasına uğrayan parçalar olarak miller bağlantı çubukları ve dişliler gibi hareketli parçalar gösterilebilir. Yoldaki araçlar, uçak kanatları, deniz araçlar gibi birçok mühendislik tasarımındaki bileşenlerde de yorulma hasarı görülür (ASM International, 2008).Makinelerdeki kopmaların yaklaşık %80'inin yorulma kopmalarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu tür hasarlar polimer ve seramik malzemelerde de ortaya çıkabilmektedir (Wikipedia, b.t).

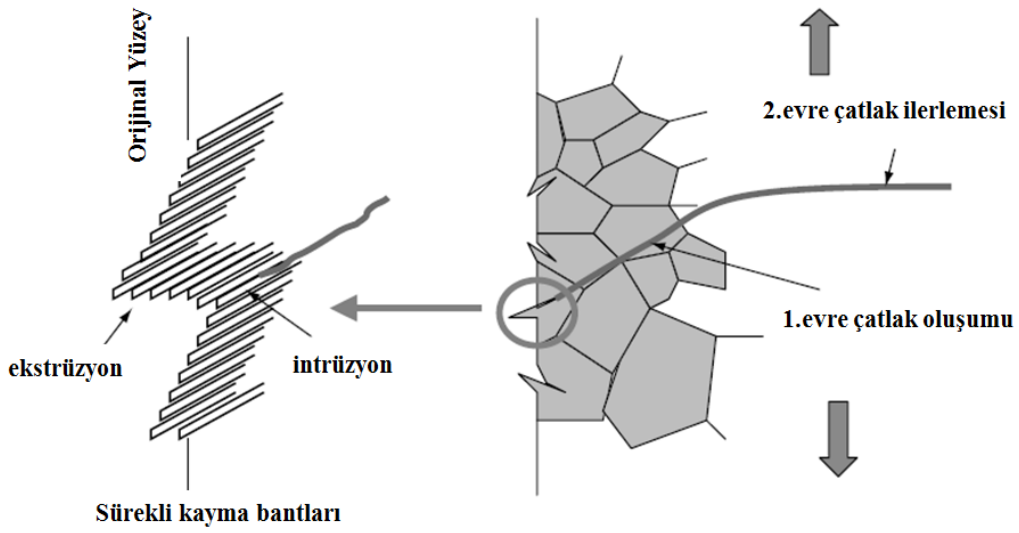
Yorulma hasarlarında göz önüne alınması gereken üç temel faktör vardır.

- Maksimum çeki gerilmesi değerinin yüksek olması,
- Çok fazla varyasyon ya da tekrarlı yüklemenin olması,
- Uygulanan yükün çok sayıda çevrim yapması,

6.2 Çatlak Oluşumu ve İlerlemesi

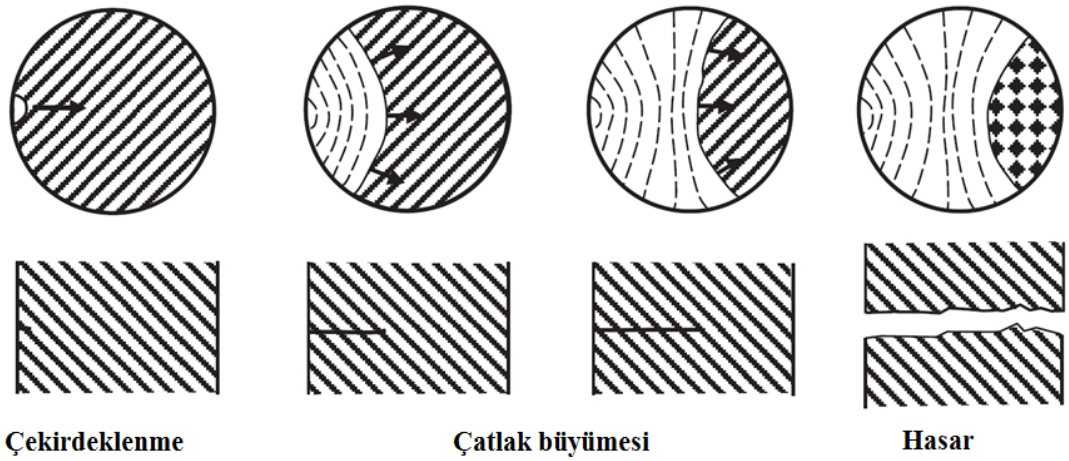
Yorulma, bir bileşende tekrarlı yüklemenin ürettiği lokal hata prosesidir. Yorulmaya maruz kalan bir yapıda çatlak oluşumu, çatlak ilerlemesi ve nihai hasar

meydana gelir. Tekrarlı yükleme esnasında, gerilmenin maksimum olduğu bölgede lokal olarak akma ya da plastik şekil değişimi oluşur. Bu plastik deformasyon kalıcı hasar içerir ve çatlak gelişir. Yükleme çevrim sayısı arttığı zaman çatlak boyu artar. Belirli sayıdan sonra, çatlak parçada hasara sebep olacaktır. Genellikle yorulma prosesi çatlak oluşumu, mikro çatlak ilerlemesi, makro çatlak büyümesi ve nihai hasar olarak sıralanır. Çatlaklar lokal kayma yüzeylerinde ya da gerilme konsantrasyonunun yüksek olduğu bölgelerde görülür. Lokalize kayma yüzeyleri genellikle dış yüzeylerde veya tane sınırlarında oluşur. Bu adımda, çatlak oluşumu yorulmanın ilk aşamasıdır. Önce çekirdeklenme meydana gelir ve tekrarlı yükleme devam eder, çatlak maksimum kayma gerilmeleri boyunca büyümeye meyillidir. Grafiksel olarak çatlağın başlaması ve kayma bantlarının oluşumu Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Çatlak ilerlemesine göre 1.evre ve 2.evre olarak ikiye ayrılır (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).



Şekil 6.1 Yorulma sürecinin ince plaka yüzeyinde gösterimi (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005)

Birinci evrede çatlak başlayıp ikince evrede çatlak büyür. İkinci evrede çatlak ucundaki plastik şekil değişimi Şekil 6.1'de gösterilen kayma hareketleriyle, tane boyutlarıyla, tanelerin dizilimiyle ve gerilmenin şiddetinden oldukça fazla etkilenir. İkinci evrede parçanın bütününe göre, çekme gerilmeleri normal gerilme yönünde ve lokal bölge için maksimum kayma yönünde çatlak büyümesi oluşur.

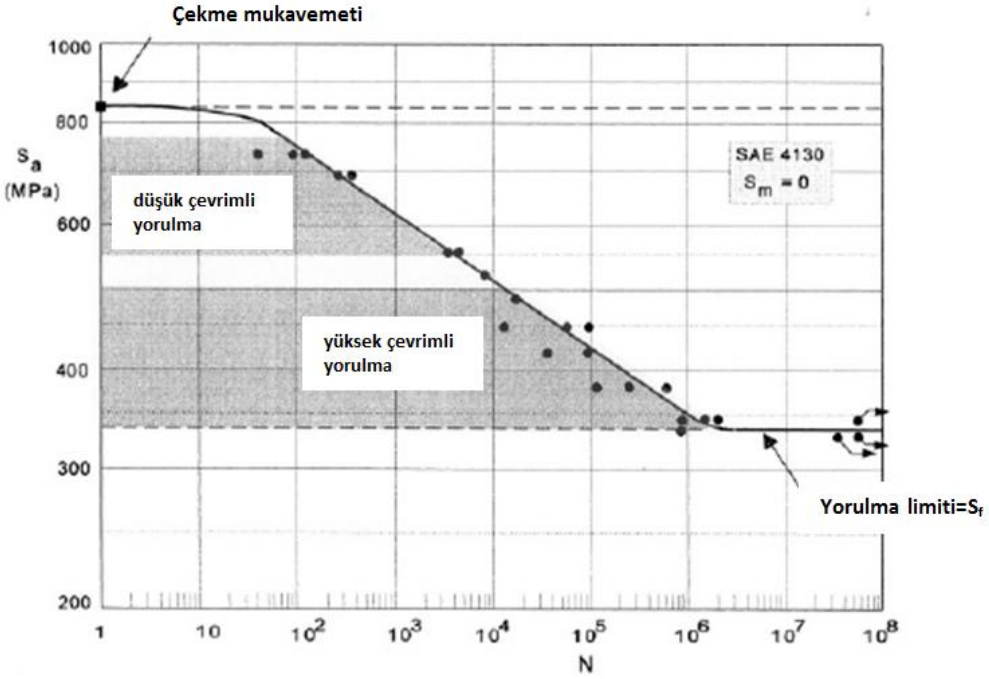


Şekil 6.2 Çatlak oluşumunun şematik görünümü (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005)

Çatlak oluşumu ve ilerlemesinde çekme gerilmeleri bası gerilmelerine göre daha etkilidir (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).

6.3 Yüksek Çevrimli Yorulma

Yüksek çevrimli yorulma çok sayıda çevrimi içerir ($N>10^5$) ve elastik gerilme uygulanır. Yüksek çevrimli yorulma 10^7 çevrim için ve bazen de $5x10^8$ çevrim için demirden olmayan metaller için de uygulanır. Yeterince düşük kuvvet uygulandığında nominal gerilme elastik olmasına rağmen çatlak ucunda plastik deformasyon meydana gelir. Numunelere eğilme, çekme ya da burulma testleri farklı yüklenme durumları için uygulanır. Bu testler değişken gerilme genliğine (σ_a), çevrim sayısına (N) bağlı olarak parçanın veya numenin toplam hasarını ifade eder. Gerilme aralığı, maksimum ve minumum gerilmeler arasındaki fark olarak tanımlanır. Gerilmenin çevrim sayısına bağlı olarak elde edildiği eğriye S-N eğrisi ya da Wöhler eğrisi adı verilir. Yüksek çevrimli yorulma genellikle S-N çevrim datası olarak çizilir. Bu eğride farklı gerilme seviyelerinde yorulma test sayısı gerilme değerine göre elde edilir. Örnek olarak Şekil 6.3'te SAE 4130 malzemeden elde edilen numuneler için S-N eğrisi gösterilmiştir (Schijve, 2001).



Şekil 6.3 SAE 4130 S-N eğrisi gösterimi (Schijve, 2001)

Gerilme genliği lineer ya da logaritmik ölçekte olabilir. Gerilme ve çevrim sayısı her ikisi de logaritmik ölçekte yazılırsa yaklaşık lineer ilişki elde edilir. Matematiksel olarak lineer yazılan bu ifade denklem 6.1'de verilmiştir. Basquin denklemi olarak adlandırılır.

$$\sigma_a = \sigma_f^{'}(2N_f)^b \tag{6.1}$$

Bu denklemde;

N_f :tam değişken çevrim sayısı,

b : malzeme sabiti,

σ_a :gerilme genliği [MPa], olarak tanımlanır.

Hook bağıntısından yola çıkarak ($\sigma_a = \varepsilon_e E$) denklem 6.2 elde edilir.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e E}{2} \tag{6.2}$$

Yapılan düzenlemelerle denklem 6.3 elde edilir. Bu ifade Basquin denkleminin düzenlenmiş halidir.

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma_f^{'}}{E}(2N_f)^b \tag{6.3}$$

Sonsuz ömür mukavemeti σ_e, numunenin yorulma hasarına uğramadan sahip olabileceği maksimumum gerilme değerini ifade eder. Ortalama gerilme denklem 6.4'te, gerilme genliği denklem 6.5'te, gerilme oranı "R" denklem 6.6'da ve genlik oranı denklem 6.7'de tanımlanmıştır.

Ortalama gerilme: $\sigma_m = (\sigma_{mak} + \sigma_{\min})/2$ (6.4)

Gerilme genliği: $\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{(\sigma_{mak} - \sigma_{\min})}{2}$ (6.5)

Gerilme oranı: $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{mak}}$ (6.6)

Genlik oranı: $A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R}$ (6.7)

σ_{mak} :Maksimum gerilme,

$\sigma_{\min}$:Minimum gerilme.

6.4 Yükleme Tipleri

6.4.1 Sabit Genlik, Orantılı Yükleme

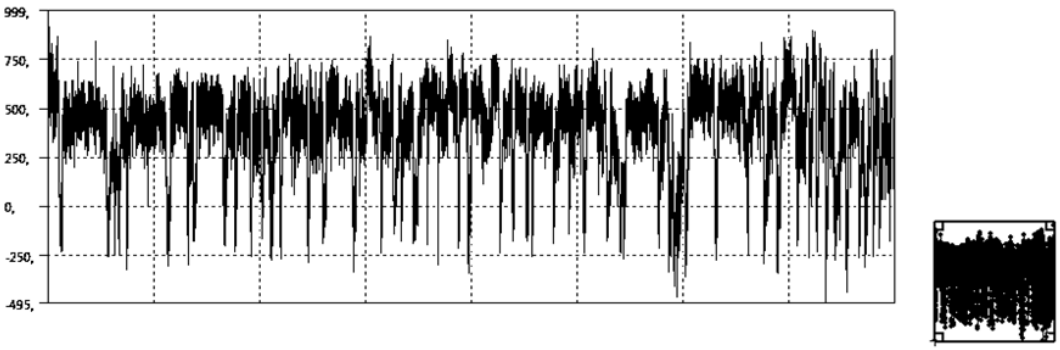
Grafikte gösterilen yorulma tekrarlanan yükler sonucu meydana gelir. Bu durumdaki gibi parçaya uygulanan maksimum ve minimum gerilmelerin değişmediği yani sabit kaldığı uygulamalara sabit genlikli yükleme adı verilir (Browell ve Hancq, 2006).



Şekil 6.4 Sabit genlik orantılı yükleme gösterimi

6.4.2 Değişken Genlikli Yükleme

Bu durumda yükleme orantılı olmasına rağmen, gerilme genlikleri ve ortalama gerilme zamanla değişmektedir. Bu tür düzensiz yükleme tipi rainflow çevrim sayma metodu ile incelenir (Browell ve Hancq, 2006).



Şekil 6.5 Değişken genlikte yükleme

6.4.3 Orantılı veya Orantısız Yükleme

Yükleme çeşitleri orantılı veya orantısız olabilir. Orantılı yüklemede, esas gerilmelerin oranının sabit olduğu ve zamanla değişmediği kabul edilir. Denklem 6.8'te verilmiştir.

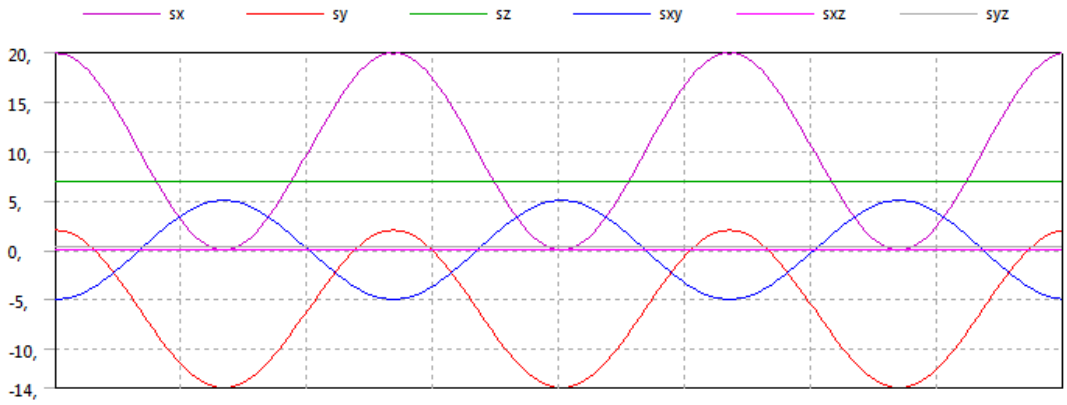
$$\sigma_1 / \sigma_2 = \text{sabit} \tag{6.8}$$

Orantısız yüklemede ise gerilme bileşenleri arasında herhangi bir bağlantı yoktur. Aşağıda sıralanan durumlar için geçerlidir (Şekil 6.6).

• Aynı noktaya iki farklı yükleme durumu söz konusu olduğunda,

• Statik bir yükleme üstüne değişken bir yükleme halinde,

• Nonlineer sınır şartları olduğunda orantısız yükleme geçerli olur (Browell ve Hancq, 2006).



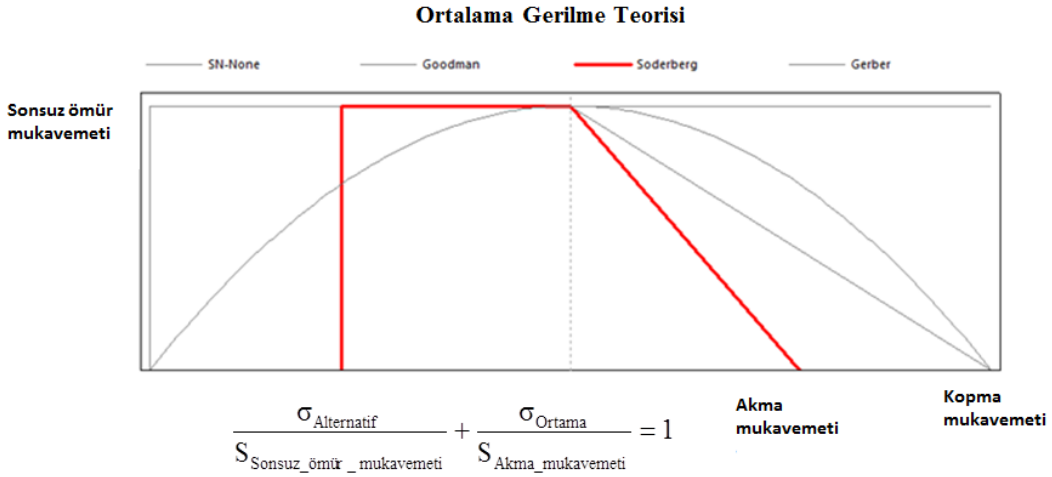
Şekil 6.6 Orantılı veya orantısız yükleme

6.4.4 Ortalama Gerilme Etkileri

Tekrarlı yükleme açısından, bileşenlerin yorulma hasarında uygulanan yükün şiddeti veya genliği ile ortalama gerilme çok etkilidir. Yüksek çevrimli yorulma bölgesinde, ortalama gerilmeler parçaların yorulma davranışları üzerinde önemli derecede etkiye sahiptir. Ortalama gerilmeler mikro çatlağın açma kapanmasından sorumludur. Çeki normal gerilmesi çatlak ilerlemesini hızlandırır ve zararlıdır. Bası normal gerilmesi çatlağın kapanması sağlar ve hasarı geciktirir. Kayma gerilmesi mikro çatlağı açılması ve kapanmasında fazla etkili değildir. Ama çok az da olsa çatlak ilerlemesini etkiler (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).

Yapılacak olan ömür hesabında yüksek çevrimli yorulma ya da düşük çevrimli yorulma belirlendikten sonra yapıya gelen yüklemelere karar verilmelidir. Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken (fully reversed) sabit genlikli (constant amplitude) testlerde elde edilir. Yükleme tam değişkenden farklı ise o zaman ortalama gerilme mevcuttur ve hesaplanması gereklidir. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman veya Gerber gibi teoriler kullanılır (Browell ve Hancq, 2006).

Soderberg kriteri, Şekil 6.7'deki grafikte gösterilmiştir. Akma mukavemetini limit değer olarak kabul eden ortalama gerilme teorisidir. Düşük süneklikli malzemelerde kullanılır.

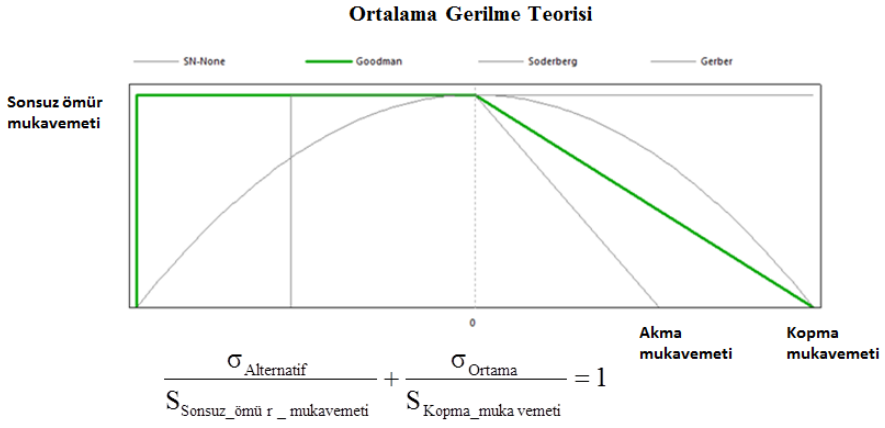


Şekil 6.7 Soderberg kriteri

Denklem 6.9'da verilen formülde x=1 ve $\sigma_U = \sigma_Y$ için Soderberg denklemi yazılır. σ_e sonsuz ömür mukavemeti olarak tanımlanır.

$$\sigma_a = \sigma_e \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^x \right] \tag{6.9}$$

Goodman kriteri, Şekil 6.8'te gösterilen çeki gerilmeleri altında çalışan, gevrek malzemeler için uygun olan ve çentikli ve pürüzsüz parçalar için de yaklaşık olarak benzer karaktere sahip olan ortalama gerilme teorisidir (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).

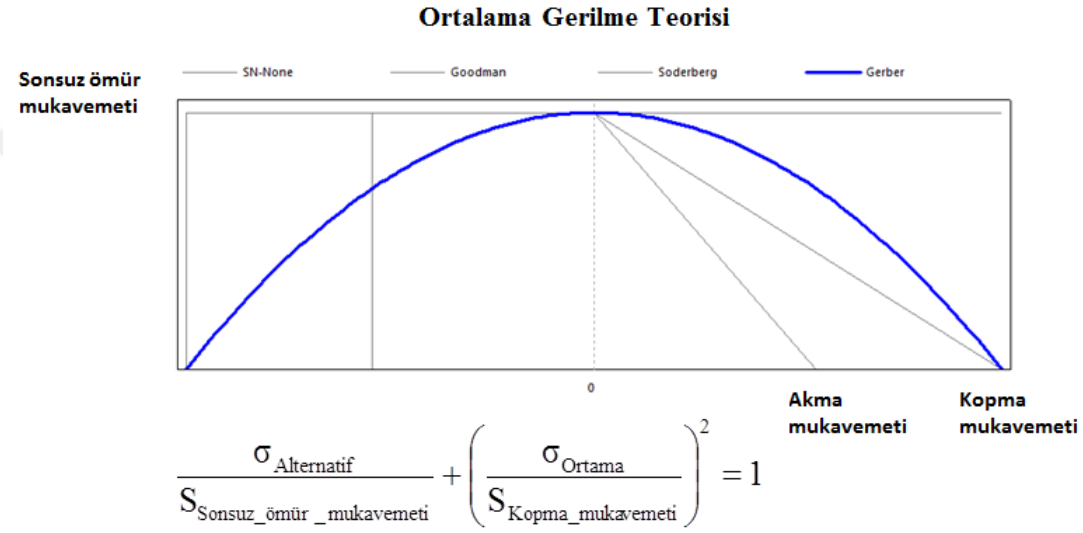


Şekil 6.8 Goodman kriteri

Denklem 6.10'da verilen formülde x=1 ve kopma gerilmesi σ_U ve σ_e için sonsuz ömür mukavemeti olarak tanımlanır.

$$\sigma_a = \sigma_e \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^x \right] \tag{6.10}$$

Gerber kriteri; Şekil 6.9 'da grafiksel olarak gösterilmiştir. Goodman doğrusuna göre daha geniş alana sahiptir. Bu durum daha az korunumlu olmasına sebep olur. Gerber sünek karakterli malzemeler için kullanılır (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).



Şekil 6.9 Gerber kriteri

Denklem 6.11 'de verilen formülde x=2 ve kopma gerilmesi σ_U ve σ_e için sonsuz ömür mukavemeti olarak tanımlanır.

$$\sigma_a = \sigma_e \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^x \right] \tag{6.11}$$

6.5 Düşük Çevrimli Yorulma

Plastik deformasyonun meydana gelmesi durumunda gerilme üzerinden hesaplama yapmak çok yeterli olmaz; şekil değişimi üzerinde hesaplamalar yapılırsa sonuçlar daha doğru olacaktır. Düşük çevrimli yorulma hem düşük çevrimli analizi yüksek çevrimli yorulma analizi için de uygundur. Düşük çevrimli yorulma Coffin–

Masson denklemiyle ifade edilir. Denklem 6.12'de ifade edilmiştir (ASM International, 2008).

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon_f^{'}(2N)^c \tag{6.12}$$

Bu denkleme göre;

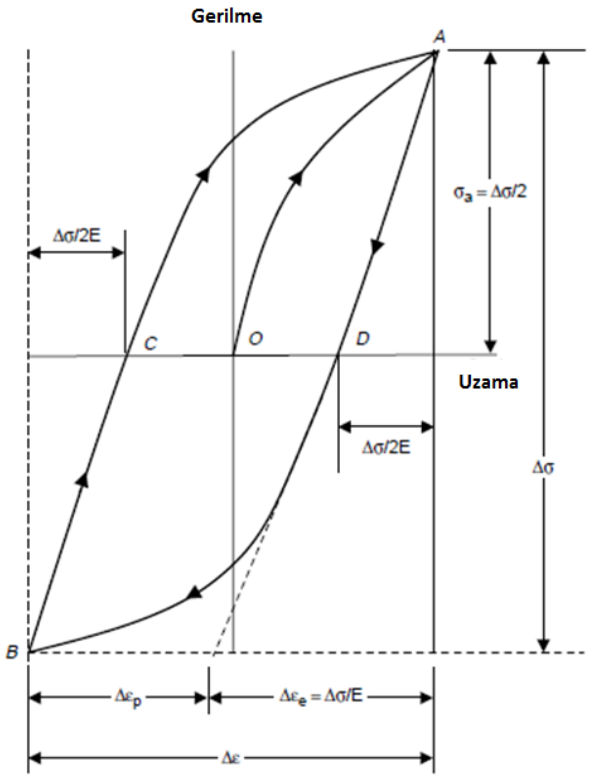
$\Delta\varepsilon_p / 2$:plastik şekil değişimi genliği,

$\varepsilon_f^{'}$:sünek yorulma katsayısı, Birçok metal için $\varepsilon_f^{'}$ yaklaşık olarak kırılma şekil değişimine ε_f eşittir.

$2N$ hasar olana kadar ki çevrim sayısıdır, bir çevrim iki yük değişimi olarak kabul edilir.

c:yorulma süneklik katsayısı ve $(-0{,}5 - -0{,}7)$ arasında değişir. Düşük değer alması daha uzun ömür anlamına gelir.

Elastik bölgede tekrarlı yükleme sırasında gerilme ve şekil değiştirme, elastisite modülüne bağlıdır. Tekrarlı yükleme plastik uzama oluştururken yüklemenin cevabı olarak karmaşık histerezis döngüsü oluşur (Şekil 6.10).



Şekil 6.10 Tekrarlı yüklemede histerezisi çevrim gösterimi(ASM International, 2008)

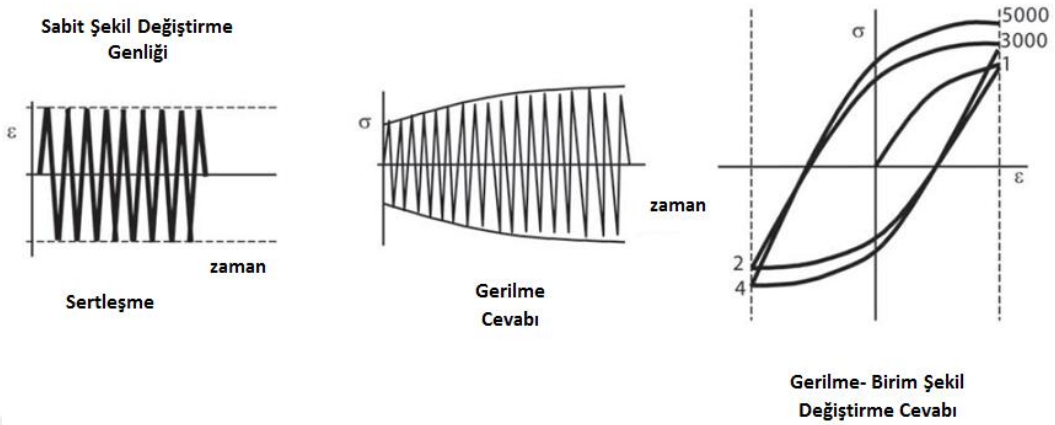
Bu grafikte tekrarlı yüklemenin şekil değişimi gösterilmiştir. O noktasından A noktasına kadar numune çekiye maruz kalmıştır. Numune yük açısından ulaşabileceği en yüksek değere ulaşır. Daha sonra numune A noktasından D noktasına uzanan eğriyi takip eder ve en son gerilmesiz hale gelir. Bileşen bası gerilmesine maruz kaldığı zaman D'den B'ye uzanan eğriyi takip eder. B noktasından bası gerilmesi serbest bırakılırsa ve tekrar çeki gerilmesi uygulanır ise gerilme-şekil değişimi bileşenleri A noktasına tanımlanmış B-C-A yolundan geri gelir. A ve B noktaları tekrarlı gerilme ve şekil değişimi limitlerini temsil eder (Şekil 6.10).Bu yüklemenin sonucunda toplam şekil değişimi elastik ve plastik şekil değişimi olarak denklem 6.13 verilmiştir (ASM International, 2008).

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p \tag{6.13}$$

Malzemeler çevrimsel yüklemeye maruz kaldıklarında plastik bölgede sertleşme ya da yumuşama yapabilir veya stabil kalabilir. Eğer yükleme sabit genlikli şekil değiştirme olarak uygulanırsa, test esnasında sertleşme meydana geldiğinde bu durum gerilme şiddetlerinin atmasına sebep olur. Çevrim halinde sertleşmeye maruz kalan yapının şekil değişimleriyle çevrim sayılar azalır. Şekil 6.11'de gösterilen grafikte sabit genlikli şekil değiştirme ile yapılan çevrimsel yüklemede test esnasında yumuşama meydana gelir, gerilme genlikleri düşer. Yumuşama sırasında yapının şekil değişimleri azalırken, çevrim sayısı artar. Oluşan bu çevrim histerezis döngüsünü ifade eder. Bu döngüde yapılan iş her çevrimde numunenin kaybetmiş olduğu enerjiye eşittir. Plastik deformasyon tamamen tersinir değildir. Gerilme-şekil değişimi arasındaki ilişki Şekil 6.10 ve 6.11'de gösterilmiştir. Bu grafiğin başlangıç hali metalin ilk durumuna bağlı olarak oldukça değişkenlik gösterir. Kararlı olana kadar döngü değişebilir (ASM International, 2008).

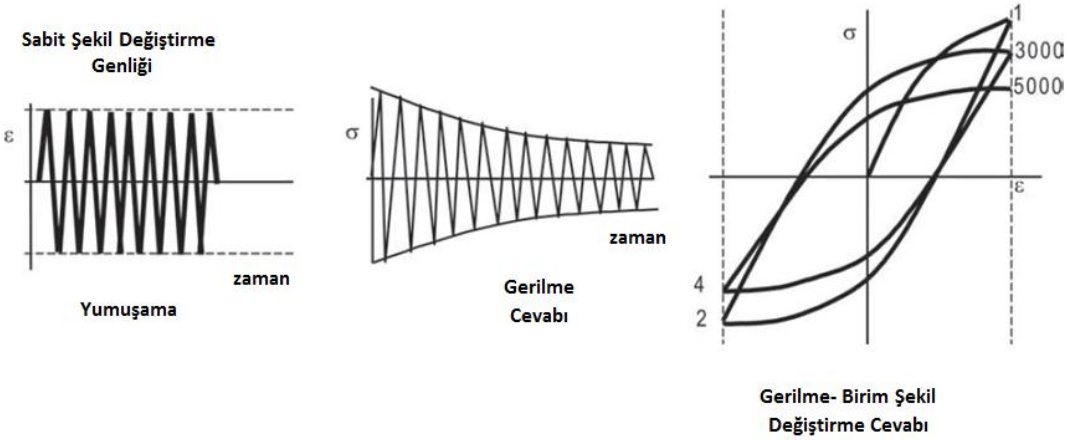
Genel olarak, güçlü metaller periyodik olarak yumuşamaya düşük mukavemetli metaller ise sertleşmeye meyillidirler. Bununla birlikte, döngü birkaç yüz çevrim sonra stabil olmaya meyillidir. Malzeme maruz kaldığı şekil değişimi seviyesi için stabil koşula erişir. Tipik olarak eğer $\sigma_u / \sigma_Y \geq 1{,}4$ ise metaller sertleşir, bu durum

Şekil 6.11'de gösterilmiştir ve eğer $\sigma_u / \sigma_Y \leq 1{,}2$ ise malzeme yumuşama yapar, bu durum ise Şekil 6.12'de gösterilmiştir (ASM International, 2008).



Şekil 6.11 Tekrarlı yükleme sonucunda sertleşmenin grafiksel gösterimi (ASM International, 2008)

Yumuşamanın ve sertleşmenin sebebi olarak metalin dislokasyon hareketleri gösterilebilir. Metal çok defa sertleşme yaptığında dislokasyon yoğunluğu artar, tekrarlı şekil değişimleri dislokasyonların yeniden düzenlenmesine neden olur ve daha stabil hale getirir. Bu yüzden plastik deformasyon oluştuğu zaman gerilmeler azalır. Yüksek çevrimli ömür hesabında uzama şartları sünek malzemelerde en uzun iken düşük çevrimli şekil değiştirme durumlarında güçlü metaller daha uzun ömürlüdür (ASM International, 2008).



Şekil 6.12 Tekrarlı yükleme sonucunda yumuşamanın grafiksel gösterimi(ASM International, 2008).

Uzamaların elastik olduğu yerde, yüksek çevrim, düşük uzama Basquin denklemiyle ifade edilir. Denklem 6.14'te tanımlanmıştır.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} E = \sigma_f^{'} (2N)^b \tag{6.14}$$

σ_a :değişken gerilme genliği

$\Delta\varepsilon_e / 2$:Elastik gerilme genliği,

E :Elastisite modülü

$\sigma_f^{'}$:yorulma mukavemet katsayısı,

b :yorulma mukavemet üsteli

"b" yorulma mukavemet üsteli (-0,05…-0,12) arasında değişir. Daha küçük "b" değeri ömrü artırır. Basquin denklemi ile Coffin-Manson denkleminin birleşmesiyle denklem 6.16 elde edilir.

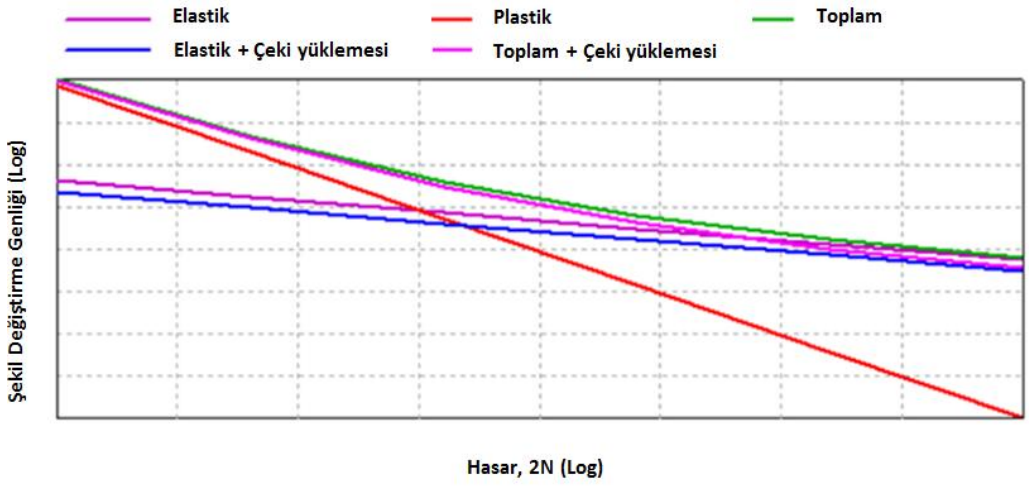
$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \tag{6.15}$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f^{'}}{E} (2N)^b + \varepsilon_f^{'} (2N)^c \tag{6.16}$$

6.4.5 Morrow Metodu

Plastik şekil değişiminin baskın olduğu düşük çevrimli ömür hesabında ortalama gerilme etkileri çok küçüktür ve elastik gerilmenin baskın olduğu plastik şekil değiştirmenin düşük değerde olduğu ortalama gerilme etkileri yapılan gözlemlerle tutarlıdır. Bu tür bir yaklaşım gri dökme demir, sertleştirilmiş karbon çeliklerinde, mikro alaşımlı çeliklerde kullanılır (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).Denklem 6.17'de Morrow metodu ifade edilmiştir.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_{Failure}^{'} - \sigma_{Mean}}{E} \left(2N_{Failure}\right)^b + \varepsilon_{Failure}^{'} \left(2N_{Failure}\right)^c \tag{6.17}$$

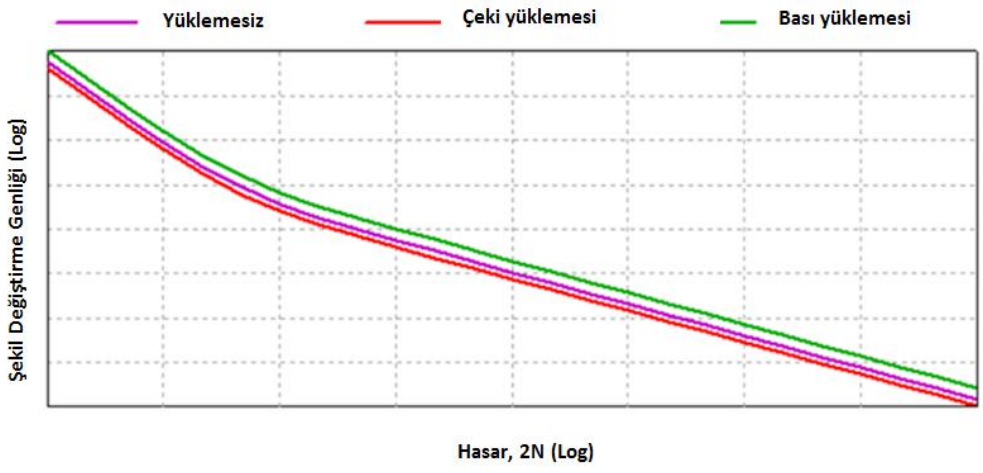


Şekil 6.13 Marrow metodu şekil değiştirme ömür yaklaşımı

6.4.6 Smith, Watson ve Topper (SWT) Ömür Yaklaşımı

Smith, Watson and Topper (SWT) ortalama gerilmenin varlığı için farklı bir denklem olan SWT'yi öneri. Bu yöntem negatif maksimum gerilme için tanımsızdır. Bu fiziksel olarak herhangi bir noktaya çeki gerilmesi gelmiyorsa yorulma hasarı oluşmaz anlamına gelir. Şekil 6,14'de gösterilmiştir (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).Denklem 6.18'te verilmiştir.

$$\sigma'_{Maksimum}\frac{\Delta\varepsilon}{2}=\frac{\left(\sigma'_{Failure}\right)^2}{E}\left(2N_{Failure}\right)^{2b}+\sigma'_{Failure}\varepsilon'_{Failure}\left(2N_{Failure}\right)^{b+c} \tag{6.18}$$



Şekil 6.14 Smith, Watson ve Topper (SWT) şekil değiştirme ömür yaklaşımı

6.4.7 Kümülatif Hasar Kriteri

Sabit genlik ve frekansta yapılan test koşulları gibi yorulma testleri basit sınır şartları altında yapılır. Gerçek yapılar çok nadiren düzenli yüklemeye maruz kalırlar. Birçok yapı değişken yüklemenin genliği, ortalama gerilmenin seviyesi ve değişken frekansa maruz kalır. Laboratuvar ortamında yapılan sabit genlikli sabit frekanslı yüklemeyle değişken genlikli farklı frekanstaki yüklemeye maruz kalmış parçanın ömrünü tam doğru olarak bulmak zordur. Bu yüzden ömür tayini için kümülatif ömür teorisini kullanmak gerekir. Kümülatif hasar teorisi bir parçanın ömrünü tamamlayana kadar üzerinde birikmiş hasarın yorulma prosesiyle ilgilenir.

Palmgren-Miner kuralı oluşan tüm hasarın yorulma sırasında tespit edilmesini sağlar. Palmgren-Miner kuralı bir parçanın toplam ömrünü tespit ederken maruz kaldığı yük sonucu oluşan gerilmelerin ömrü % olarak azalttığını kabul eder. Bu azalma miktarlarının toplamı denklem 6.19'da gösterildiği gibi %100 olunca parça ömrünü tamamlamıştır (Lee, Pan, Hathaway ve Barkey, 2005).

$$\sum_{j=1}^{j=k} \frac{n_j}{N_j} = 1 \tag{6.19}$$

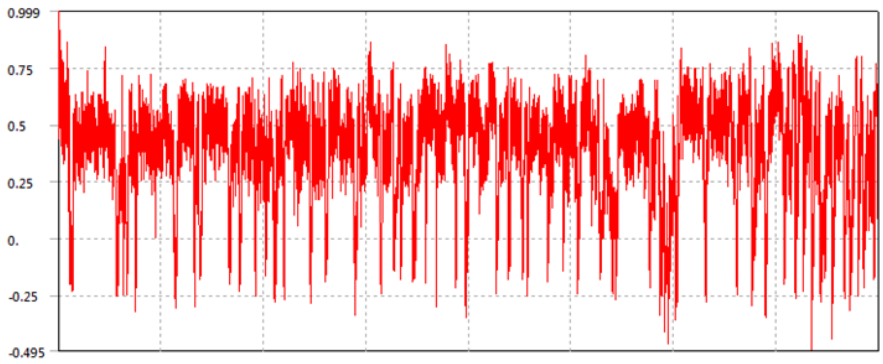
$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_1}{N_1} + \ldots \frac{n_k}{N_k} = 1 \tag{6.20}$$

Belirli bir gerilme seviyesinde çevrim sayısı $n_1, n_2, n_3, ..n_k$, ve aynı gerilme seviyelerinde yorulma çevrim sayısı $N_1, N_2, N_3, ...N_k$ olarak tanımlanır. Kompleks yüke maruz kalan bir yapının yorulma ömrünü değerlendirmek için Miner kuralının uygulanması önemlidir.

6.4.8 Rainflow Matris

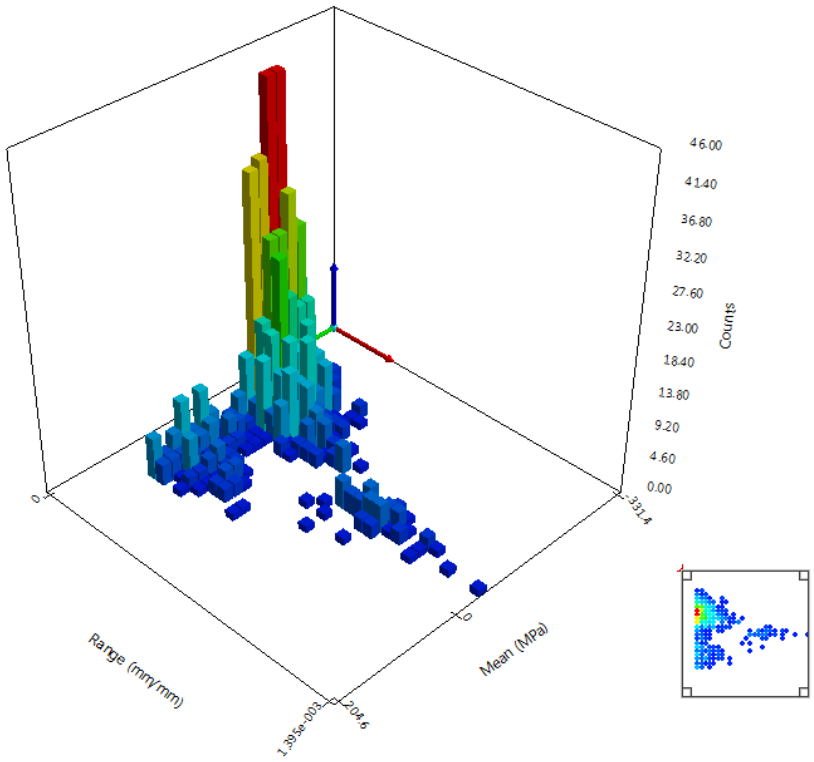
Rainflow matris grafiği kritik bölgelerdeki matrisi çizer. Bu durum sadece değişken genlikli yüklemeler için uygundur. Rainflow sayısına ihtiyaç duyulur. üç boyutlu histogram grafiğiyle alternatif ve ortalama gerilmeler çubuklara bölünür ve çizdirilir. Z ekseni ortalama gerilme ve değişken gerilmenin sayısını verir. Bu

grafikte yük tarihçesinin dağılımı elde edilir. Grafikte en çok değişken yüklemeyi, ortalama gerilmenin dağılımını ve sayısını gösterir.



Şekil 6.15 Değişken yük tarihçesinin gösterimi

Bu grafikte maksimum pik noktaları Şekil 6.16'da gösterilen histogramın sayıca en yüksek olanlarını temsil etmektedir. Diğer yük seviyelerine göre farklı şiddette gerilmeler elde edilmektedir.



Şekil 6.16 Rainflow matris yük dağılımı histogramı

6.4.9 Sonsuz Ömür Değeri

Değişken genlikli (non-constant amplitude) yüklemede yorulma analizi yaparken dikkat edilmesi gereken sonsuz ömür değeridir. Değişken genlikli yüklemelerde çok küçük gerilme genlikleri meydana gelse de eğer çevrim sayıları yeterince yüksek ise bu durum önceden tahmin edilemeyen deformasyonlara yol açabilir. Bunu kontrol etmek için bir sonsuz ömür değeri girilebilir. Bu değer analiz sırasında gerilme genliği S-N diyagramında belirtilen değerlerin dışında olursa kullanılır. Yüksek bir sonsuz ömür değerinin seçilmesi küçük gerilmeler altında çevrim sayılarının yüksek olması durumunda daha az deformasyon oluşmasına neden olur. Bu çalışmada sonsuz ömür 10^6 olarak kabul edilmiştir.

6.4.10 Yorulma Mukavemet Faktörü

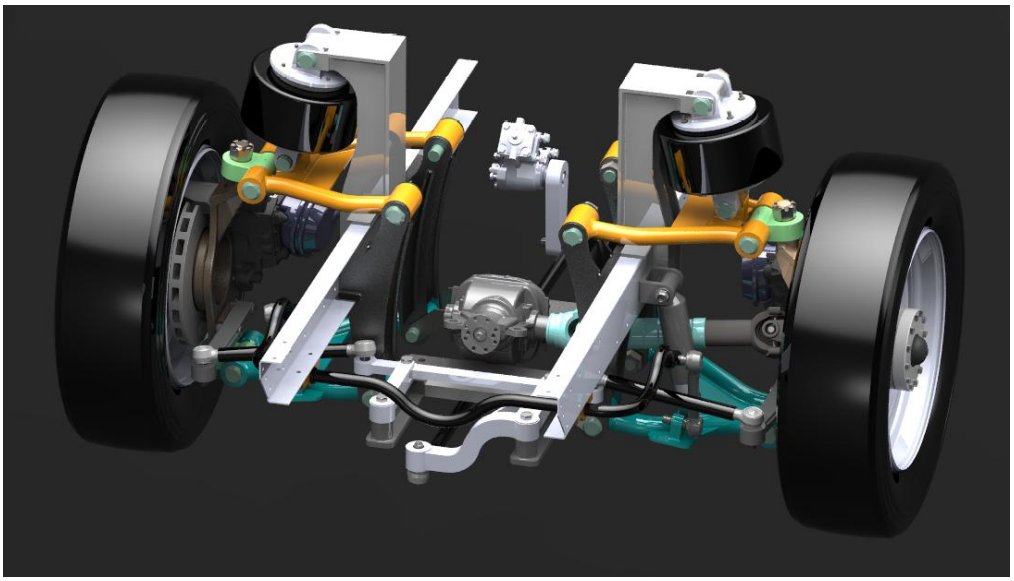
Malzemenin yorulma özelikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise bir modifikasyon faktörü aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Bu faktör (k_f) yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez.

BÖLÜM YEDİ
TASARIMLAR VE ANALİZLER

Aracın bağımsız askı sistemi tasarımında katı modelleme yapılmadan önce araç kinematik olarak tasarlanmıştır. İz genişliği, kamber açısı, direksiyon kolu konumu gibi aracın sürüş davranışına ekti edecek önemli pol noktaları belirlenmiştir. Bu noktaların yerini değiştirmeden aracın kapasitesi göz önüne alınarak yardımcı şasi, yön verici kollar, akson, poyra gibi bileşenlerin tasarımına geçilmiştir.

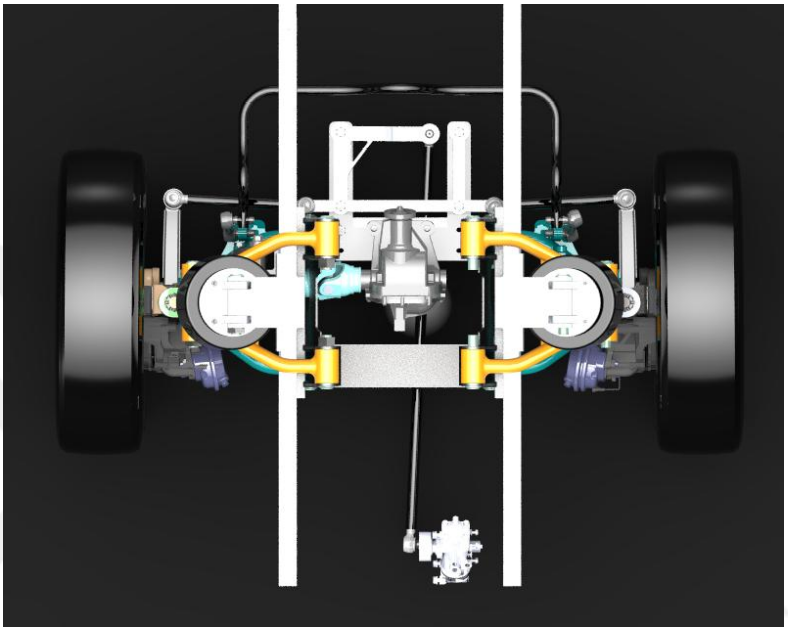
Basit geometrilerle başlayıp, analizlerle nihai tasarıma kadar ürün geliştirilmesi yapılmıştır. Tasarım CAD ortamında tamamlanmış ve sonlu elemanlar modeli "Ansys Mechanical yazılımıyla oluşturulmuş, gerilme ve yorulma analizleri yapılmış, malzemeler tanımlanmış, yüklemeler ve sınır şartları tanımlanmış ve tekrar tekrar revize analizlerle çalışmalar tamamlanmıştır.

Yapılan tasarımın son hali Şekil 7.1 de gösterilmiştir. Tamamlanan bu son tasarım için yapılan analizler izleyen şekillerde gösterilmiştir. Yapılan analizlerde gerilme değerleri için akma değerinin altında ve yorulma analizi için sonsuz ömür yaklaşımı dikkate alınarak tasarımlar düzenlenmiştir.

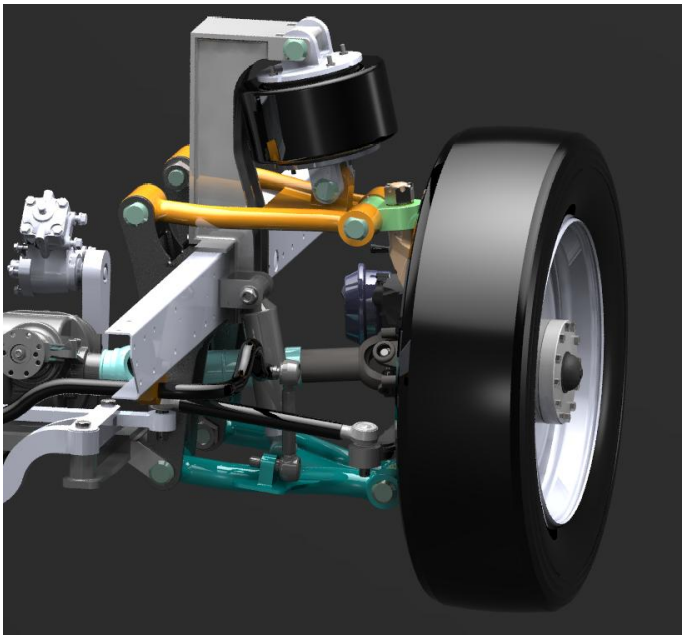


Şekil 7.1 Nihai tasarımın gösterimi

Şekil 7.2'de gösterilen resimde aracın üsten bakıldığında şasi ve tekerlek gövdesi arasındaki dar alana optimum bağımsız askı sistemi yerleştirilmeye çalışılmıştır. Bu boşlukta ön tahrik milinin ve hava destekli fren sisteminin sağ-sol dönüş ve yukarı-aşağı yaylanma durumları dikkate alınmıştır. Tasarımın kinematik olarak modellenmesinde de bu aradaki boşluklu bölge en önemli tasarım sınırlaması olmuştur.

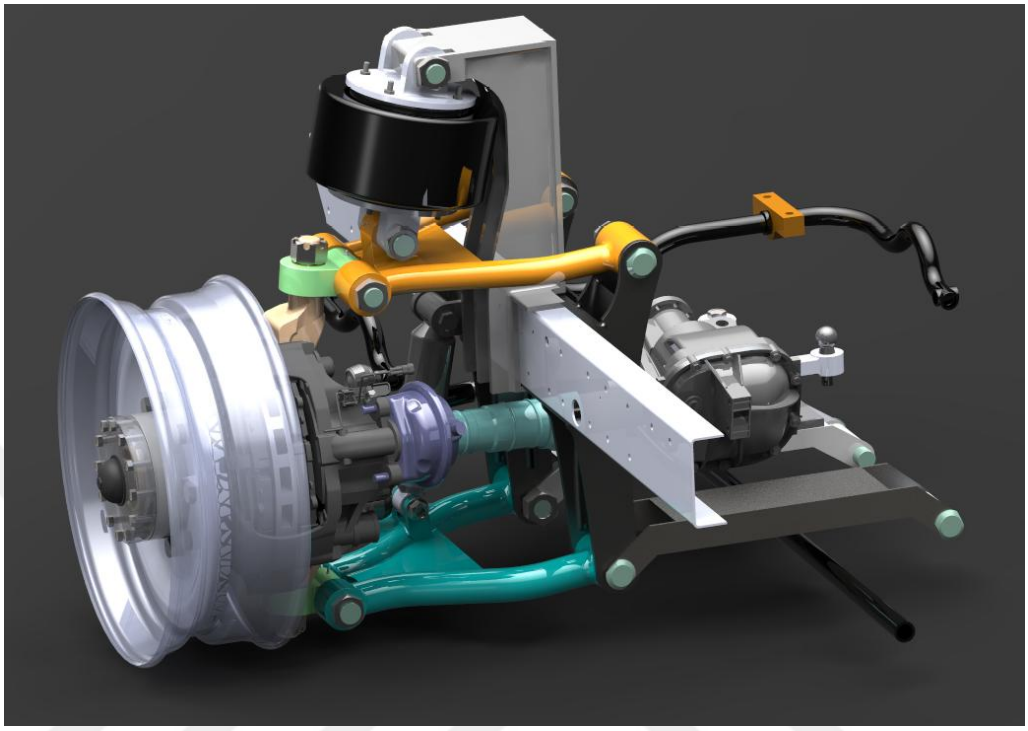


Şekil 7.2 Tasarımın üstten görünüşü



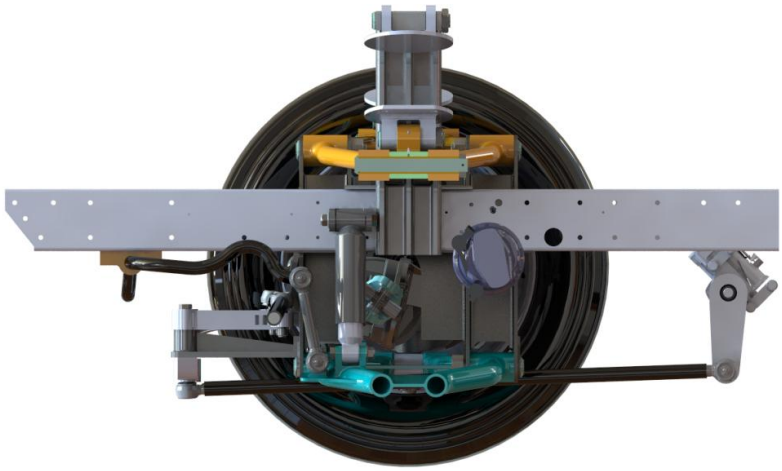
Şekil 7.3 Tasarımın ayrıntılı görünümü

Şekil 7.4'de tasarımın daha ayrıntılı modeli gösterilmiştir. Hava yayı taşıyıcısının boyutları ve yay karakteristiği dikkate alınarak hava yayı taşıyıcısı tasarlanmıştır.



Şekil 7.4 Modelin farklı açılardan görünümü

Şekil 7.4'de daha net olarak gösterilen salıncak ve akson gövdesinin hareket serbestliğini sağlayan mafsalların tasarımı ve rulman hesabı da yapılmıştır. Pimler hareket iletimi yapan elemanlar olduğundan pimlerin boyutlandırılması önemlidir.



Şekil 7.5 Modelin yandan görünüşü

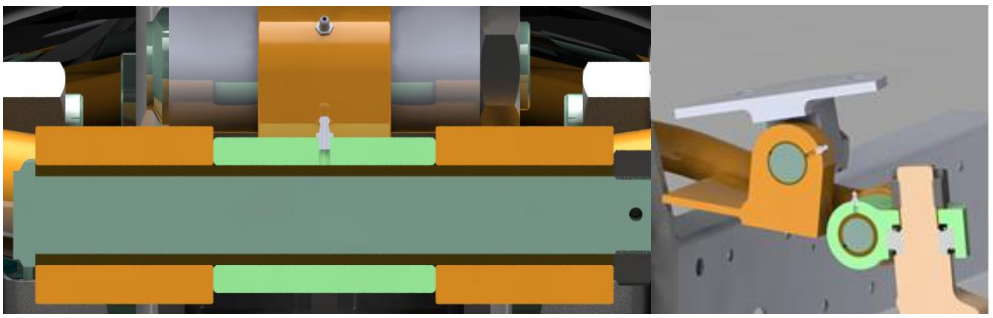


Şekil 7.6 Tasarımın kesit resmi

Şekil 7.5 ’te aracın yandan görünüşünde direksiyon kutusunun direksiyon miline göre konumu yaklaşık olarak konumlandırılmıştır. Direksiyon miliyle direksiyon kutusu milinin aynı eksende olması dikkate alınarak konumun şasiyle bağlantısı kurulabilir.

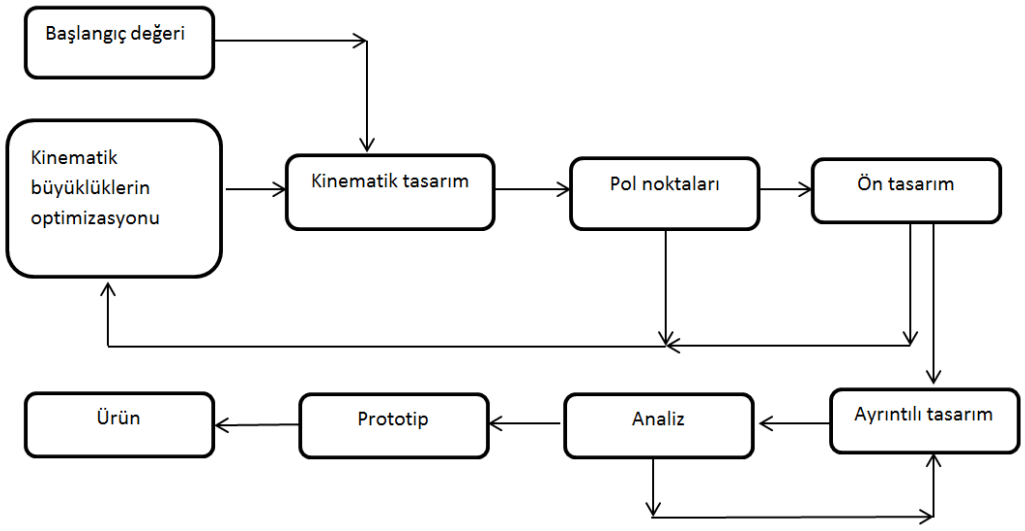
Akson gövdesinin ortasına konumlandırılan tahrik mili diferansiyel tahrik milinin çıkışından gelecek en yüksek tahrik momenti dikkate alınarak tasarlanmıştır. Boyutlandırılması akson gövdesinin aracın zeminden gelen yüklemeleri de taşıması dikkate alınarak yapılmıştır.

Salıncak kollarının ve akson gövdesinin pim ekseninde yukarı aşağı yaylanma hareketlerini yapabilmesi için pimli mafsal kullanılmıştır. Pimli mafsalın üzerinde aşınma direncine engel olması için burç kullanılmıştır. Mafsalın çalışması sırasında belirli bir süre sonra sorun çıkartmaması için gresle yağlaması için grasörlük de ilave edilmiştir. Şekil 7.7’de gösterilen resimde pim, grasörlük, burç ve mafsal gövdesi verilmektedir.



Şekil 7.7 Mafsalın kesit resminin gösterimi

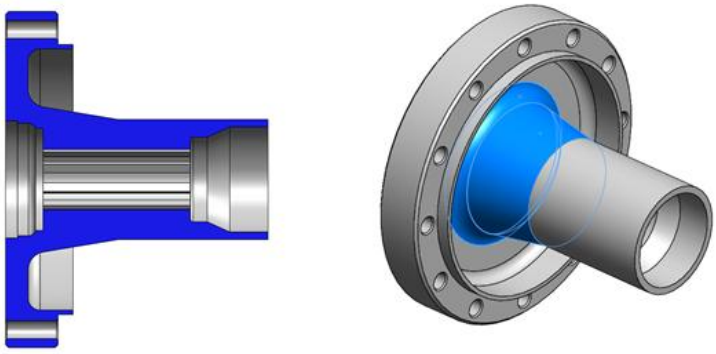
Bu çalışmada şekil 7.8'de gösterilen diyagramdaki başlangıç değeri kullanılarak kinematik model oluşturulmuştur. Bu sayede pol noktaları bulunmuş ve ön tasarım aşamasıyla geometrik parçaların aracın hangi bölgesine yerleşeceği tespit edilmiştir. Geri dönüşlerle araç için gereken bağımsız askı sistemi kinematik büyükler açısından optimum seviyeye getirilmiştir. Daha sonra da pozisyonları belli olan yapının ayrıntılı tasarımına geçilmiştir. Tekrarlı analizlerle gerilmeler düşürülmüş ve sonsuz ömür yaklaşımına göre ürün geliştirilmesi yapılmıştır. Nihai ürün Şekil 7.1'de gösterilmiştir.



Şekil 7.8 Tasarım süresindeki işlem adımlarının blok diyagramıyla gösterimi

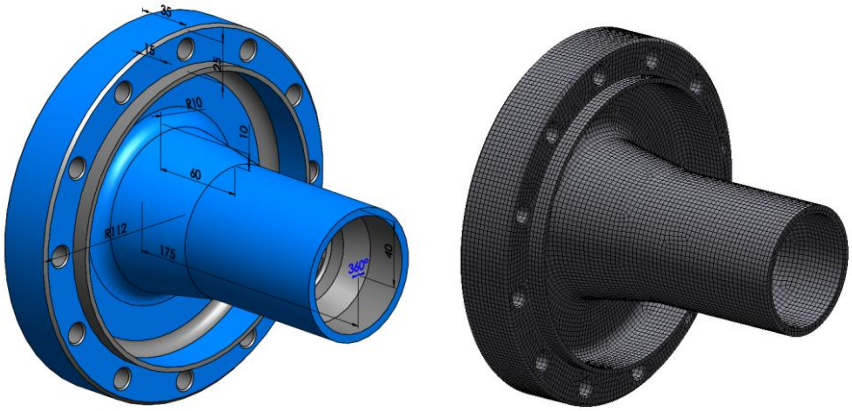
7.1 Mil Tasarımı ve Yorulma Analizi

Motordan gelen tahrik momentinin tekerleklere iletilmesi için diferansiyel çıkışından gelen 22500 [N·m] (Tablo 7.1) momentte göre boyutlandırma yapılmıştır. Boyutlandırma sırasında Şekil 7.9'da verilen boyun bölgesinde kritik gerilmeler bulunmuştur. Bu bölgenin geometrik ölçülerinde değişiklik yapılarak istenilen momenti iletimi sağlanmış ve limit değer ile kıyaslanarak optimize edilmiştir.



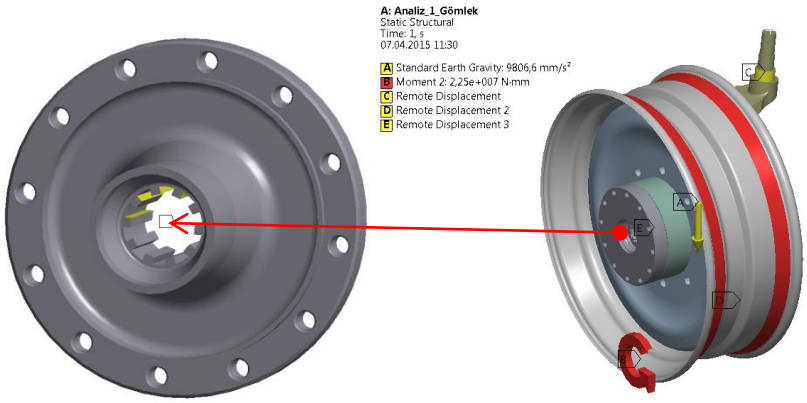
Şekil 7.9 Tahrik milinin kesti (solda) ve boyun bölgesi gösterimi (sağda)

Nihai tasarımda Şekil 7.11'de gösterilen sınır şartları ve yüklemeler yapıya uygulanmıştır. Geometriye uygun ağ yapısı seçilerek ve yeterli çözünürlüğe sahip düğüm (node) sayısıyla sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Bütün yüklerin kontak elemanları üzerinden diğer parçaya geçmesi istendiğinden ve kontak alanının yapının mukavemetine katkı sağlanmasını dikkate alınarak büyük bir model kurulmuştur. Bu model Şekil 7.11'de gösterilmiştir.



Şekil 7.10 Tahrik milinin ölçüleri (solda) ve sonlu elemanlar modeli (sağda) gösterimi

Tahrik milinin solid 186 elemanlarla modellenmiş hali Şekil 7.10'da gösterilmiştir. 624915 düğüm noktasından ve 269901 elemandan oluşmuş sonlu elemanlar modeli kurulmuştur.



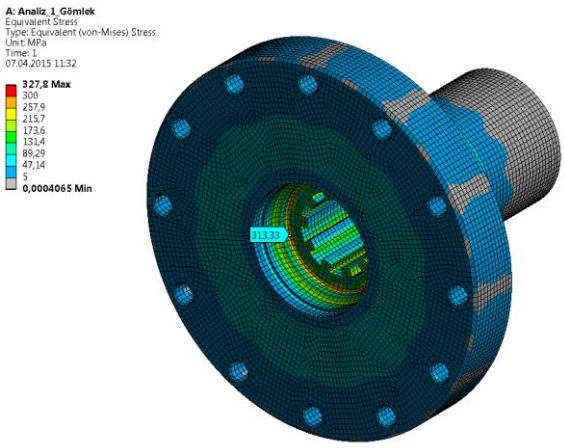
Şekil 7.11 Sınır şartları ve yüklerinin gösterimi

Tahrik milinin dönmesinin engellenmesi için Şekil 7.11'de gösterilen resimde dişlerin tam ortasından eksende dönmesi kısıtlanmıştır. Bu sayede yapının uygulanan yük altındaki davranışı incelenmiş olur.

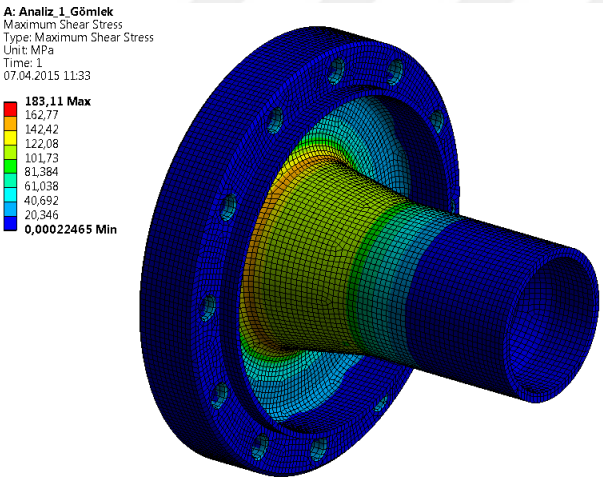
Tablo 7.1 SAE 4140 malzeme özellikleri ve sonuçlar

SAE 4140 malzeme özellikleri	Değerler
Burulma momenti	22500 Nm
Akma gerilmesi	1050 MPa
Kopma gerilmesi	1150 MPa
Elastisite Modulü	205 GPa
Poisson oranı	0,29
Sonuçlar	
Von Mises gerilmesi	327,8 MPa
Maksimum kayma gerilmesi	183,11 MPa

Bu yüklemeler sonucunda tahrik mili üzerindeki eşdeğer (von mises) gerilmesi Şekil 7.12'de maksimum 327,8 MPa olarak ve Şekil 7.13'de gösterilen resimde ise maksimum kayma gerilmesi gösterilmiştir.

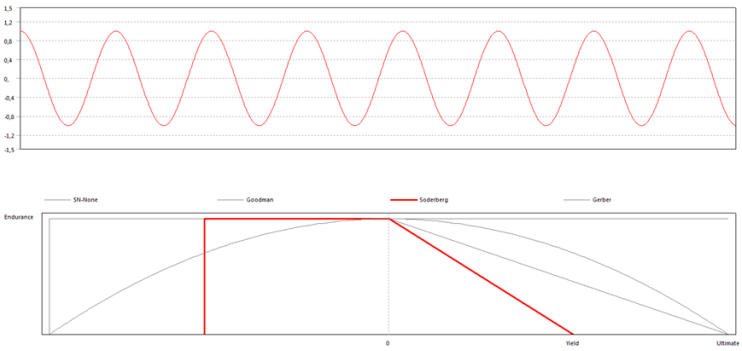


Şekil 7.12 Eşdeğer (von mises) gerilme dağılımı gösterimi

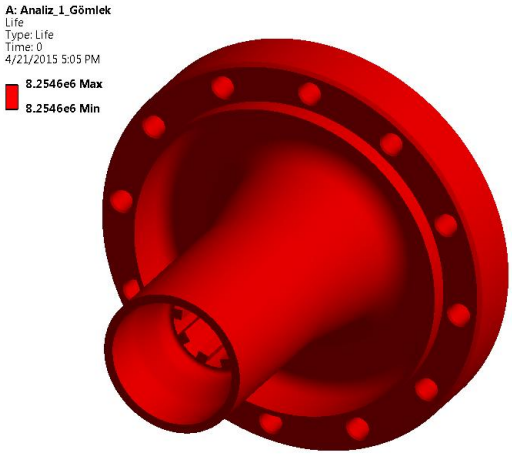


Şekil 7.13 Tahrik mili maksimum kayma gerilmesi gösterimi

Soderberg ortalama gerilme ömür yaklaşımı kullanılarak tam değişken yük altında yorulma analizi yapılmıştır. Yüklemenin tipinin ve göz önüne alınan kriterin grafik gösterimi Şekil 7.14'de verilmiştir.



Şekil 7.14 Tam değişken yüklemenin uygulanması (üstte) ve Soderberg kriterinin gösterilmesi (altta)



Şekil 7.15 Tahrik milinin sonsuz ömür dağılımının gösterimi

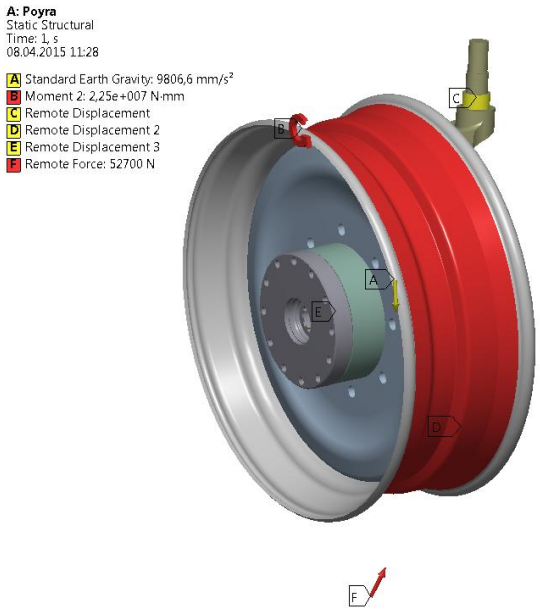
Yapılan iyileştirmelerle sonsuz ömür yaklaşımı olarak tasarlanmış tahrik milinin ömür değeri Şekil 7.15'te gösterilmiştir. 10^6 çevrimin üzerinde değerler elde edilmiştir.

7.2 Poyranın Yorulma Analizi

Jantın bağlandığı ve diferansiyel momentine maruz kalan poyranın bileşke yük altında analizleri yapılmıştır. Şekil 7.16'da gösterilen sonlu elemanlar modeli verilen poyranın şekil 7.17'te gösterilen yük ve sınır şartları altında mukavemet ve yorulma hesabı yapılmıştır. Poyranın sonlu elemanlar modeli 274.411 düğüm ve 161.424 elemandan oluşmuştur. Eleman tipi olarak solid 187 elemanı kullanılmıştır.



Şekil 7.16 Poyranın ağ yapısının gösterimi

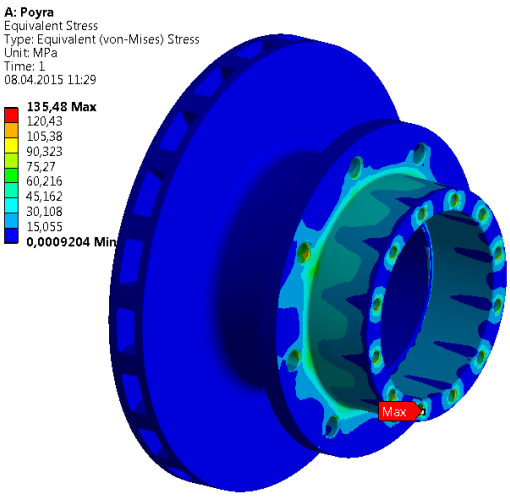


Şekil 7.17 Poyranın yükleme ve sınır şartlarının gösterimi

Tekerlek temas noktasına gelen zemin yüklemeleri ve tahrik momentinin etkisi de hesaba katılarak sınır şartı belirlenmiştir. Şekil 7.18'de poyranın gerilme dağılımı gösterilmiştir. Gerilmeler jantın oturma bölgesinde ve tahrik milinin cıvatalarının bağlandığı bölgelerde görülmüştür. Jantın oturma bölgesinde yatağın basan bölgesi tek taraftan destek alacağı için, yani kontak bölgesinin belirli bölgesi temasta olacağı için nonlineer analiz yapılmış ve sürtünmeli kontak tanımlanmıştır. Sonuçlar da nonlineer çözümün sonuçlarıdır.

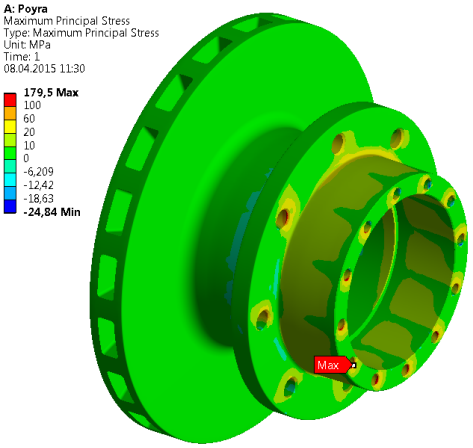
Tablo 7.2 EN-GLJ-250 malzeme özellikleri ve sonuçlar

EN-GLJ-250 malzeme özellikleri	Değerler
Akma mukavemeti (çeki/bası)	224 MPa/411 MPa
Kopma mukavemeti (çeki/bası)	284 MPa/578 MPa
Elastisite Modülü	104 GPa
Poisson oranı	0,28
Sonuçlar	
Eşdeğer (Von Mises) gerilmesi	135,48 MPa
Maksimum asal gerilme	179,5 MPa

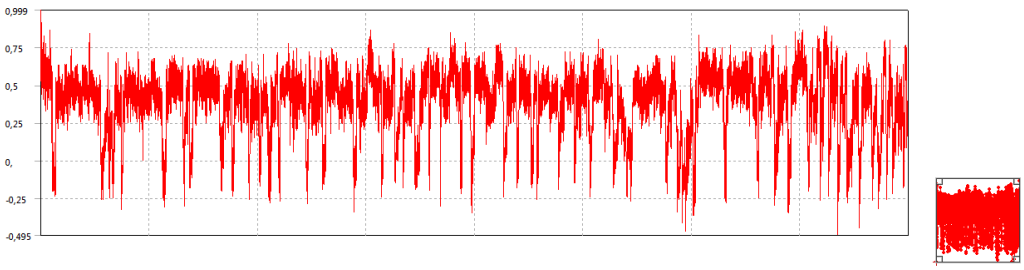


Şekil 7.18 Poyranın eşdeğer (von mises) gerilmesinin gösterimi

Poyranın asal gerilme dağılımı Şekil 7.17'de gösterilmiştir. Buna göre maksimum değer 179,5 MPa olarak cıvata bölgelerinde elde edilmiştir.

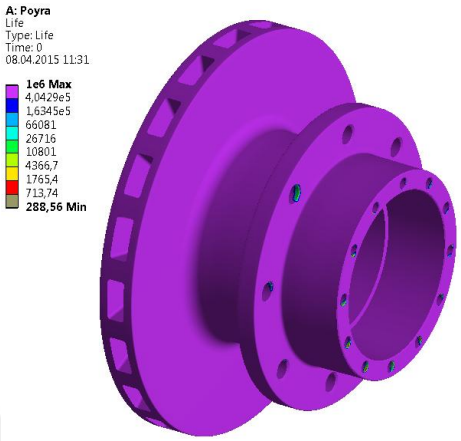


Şekil 7.19 Poyranın maksimum asal gerilme dağılımı



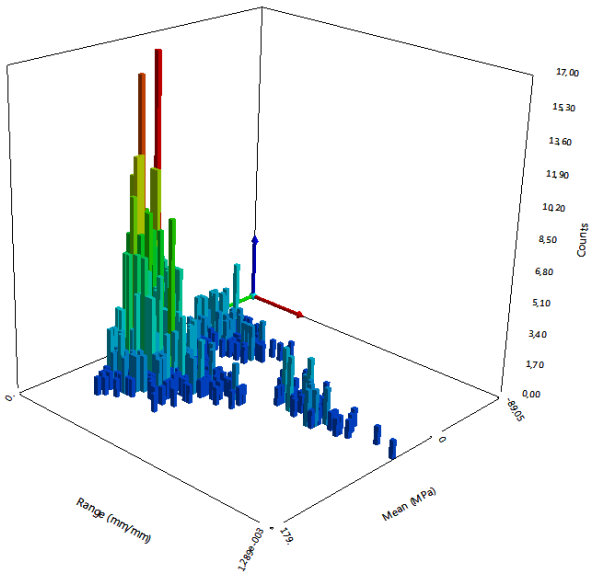
Şekil 7.20 Orantısız yükleme dağılımı

Yapıya gelen orantısız yükleme için “Ansys Mechanical” kütüphanesinde tanımlı olan “SAE Transmission .dat” yük tarihçesi yapıya uygulanmıştır. Maksimum yüke göre bu yük tarihçesi ölçeklenerek yorulma analizi yapılmıştır. Sonsuz ömür yaklaşımı dikkate alınarak poyra tasarımı yapılmıştır.



Şekil 7.21 Poyranın ömür dağılımının gösterimi

Farklı yükleme genliklerinde gelen yükün rainflow matris olarak sayısı ve ortalama gerilmesi verilmiştir. Palmgran-Miner kuralına göre hesaplama yapılmıştır. Yükün büyük bir kısmı 179 MPa’la yakın bölgede pozitif olarak etki etmiştir. Minimum ortalama -89 MPa ve maksimum ortalama 179 MPa olarak değişmektedir.



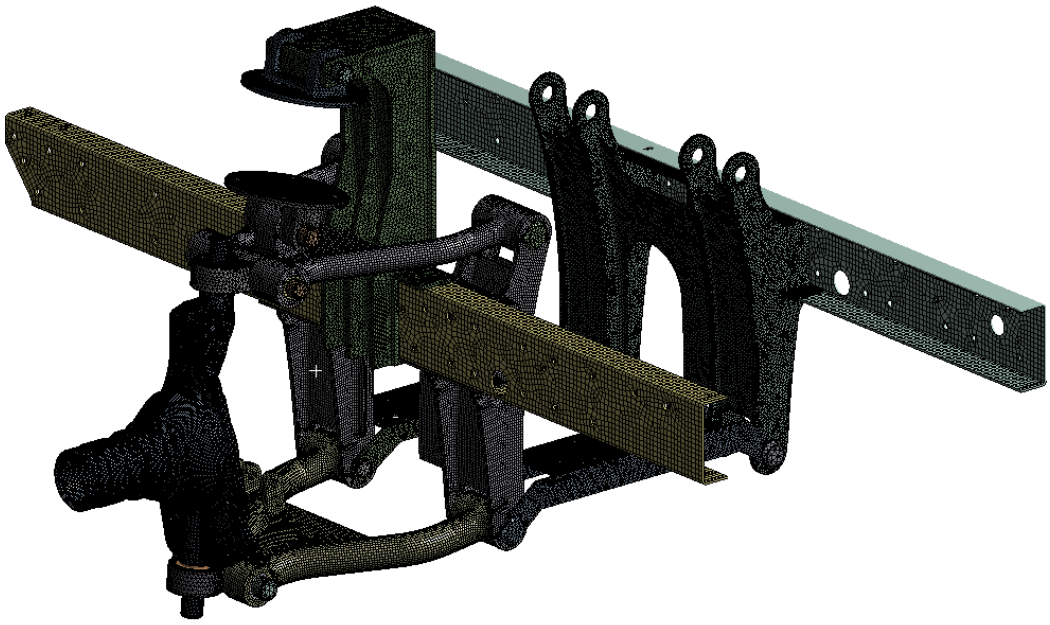
Şekil 7.22 Rainflow matrisi hesaplanmasının üç boyutlu halde gösterimi

7.3 Bağımsız Askı Sisteminin Analizi

Bu bölümde, montajlı halde bağımsız askı sisteminin tüm bileşenlerinin analizi yapılmıştır. Tüm yapının sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve Şekil 7.23'te gösterilmiştir. Pimler, aksonun alt ve üst verici kolla kontağı ve yön verici kolların yardımcı şasiyle olan teması sağlanmıştır. Her bir grup kendi içinde gruplanarak kontak tanımlaması yapılmıştır. Buna göre zeminden gelen yüklemeler sonucunda mafsalların hareket serbestliği sağlanmış, bağımsız askı sisteminin yukarı-aşağı yaylanma sırasında hareketi sınırlandırılmamıştır. Yapıya çalışma şartlarındaki yüklemelerin hepsi uygulanmıştır. Bunun sonucunda yön verici kollarda, yardımcı şaside ve diğer bileşenlerin tümünde gerilmelerin azaltılması hedeflenmiştir.

Tablo 7.3 St 52 [S335J2] malzemesinin mekanik özellikleri

St 52[S335J2] malzeme özellikleri	Değerler
Akma mukavemeti	352 MPa
Kopma mukavemeti	690 MPa
Elastisite Modülü	207 GPa
Poisson oranı	0,3

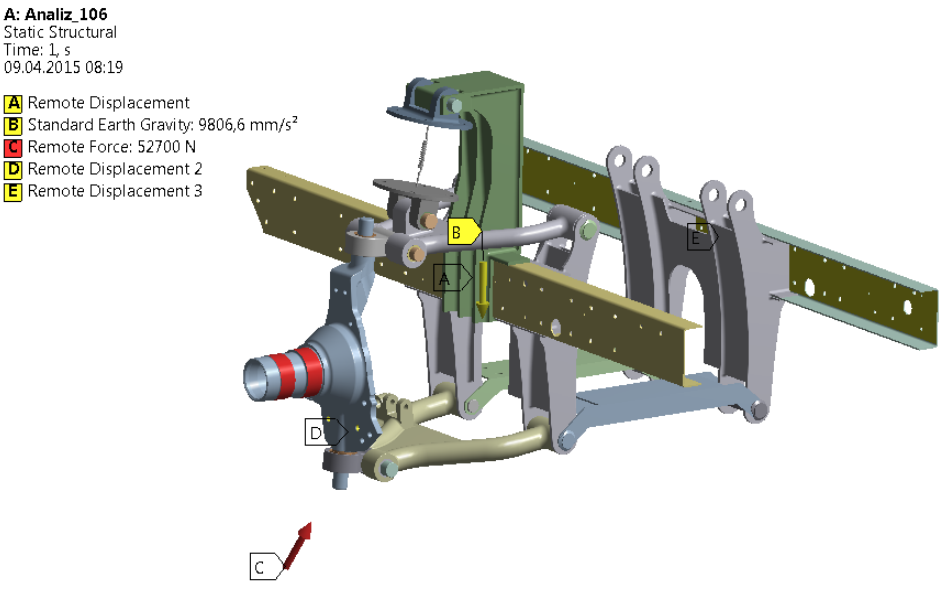


Şekil 7.23 Askı sisteminin sonlu elemanlar modelinin gösterimi



Şekil 7.24 Yardımcı şasinin sonlu elemanlar modeli

Zeminden gelen yük bileşenler halinde rulmanların oturma bölgelerine uygulanmıştır. Yük tekerlek temas noktasından uygulanmış ve eksenden oluşacak eğilme momenti ve burulma momentleri de yapıya etki ettirilmiştir. Toplamda tekerlek temas noktasındaki indirgenmiş kuvvet zeminden gelen dinamik etkiler de hesaba katılarak 52.700 N olarak hesaplanmıştır. Ana şasiden sabitlenerek diğer tüm bileşenlerin ilgili eksenlere hareket serbestliği tanımlanmıştır.

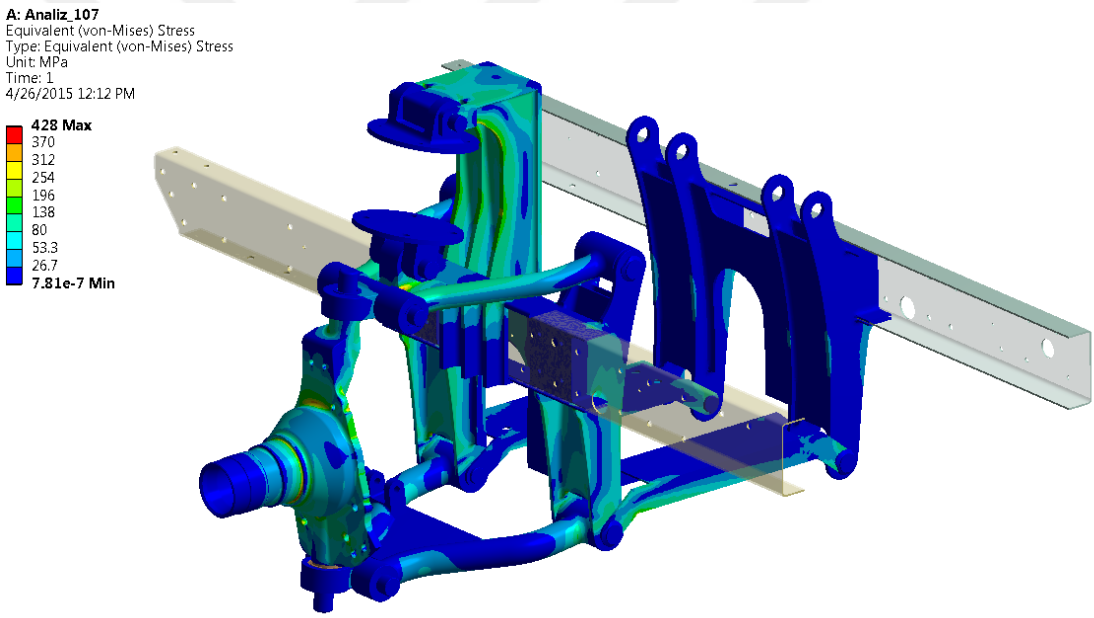


Şekil 7.25 Yükleme ve sınır şartlarının uygulanmasının gösterimi

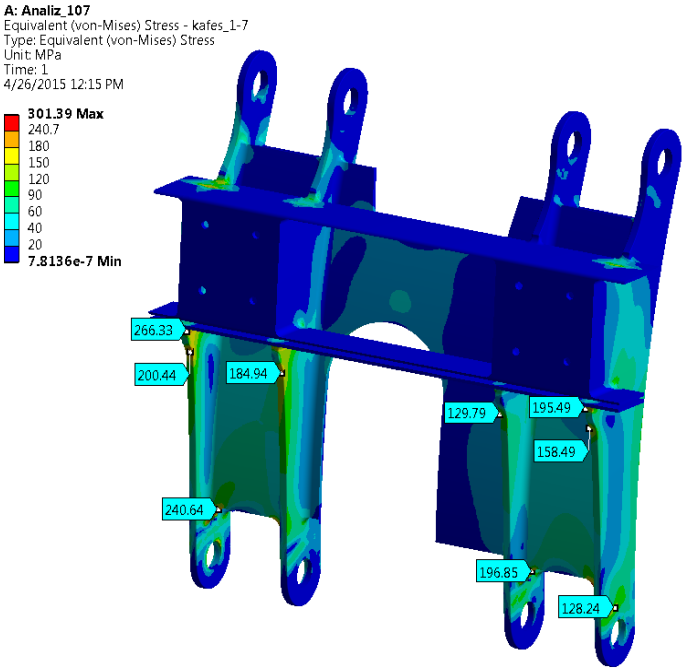
Şekil 7.25'te gösterilen modelde aracın sadece bir bölümü alınmıştır. Yardımcı şasiye destek olması için ara atkılar analize eklenmiştir. Bu ara atkılar sayesinde yardımcı şasinin çarpılması engellenmiş ve şasinin bütünüyle daha rijit karakterli olması sağlanmıştır.

7.3.1 Yardımcı Şasi Analiz Sonuçları

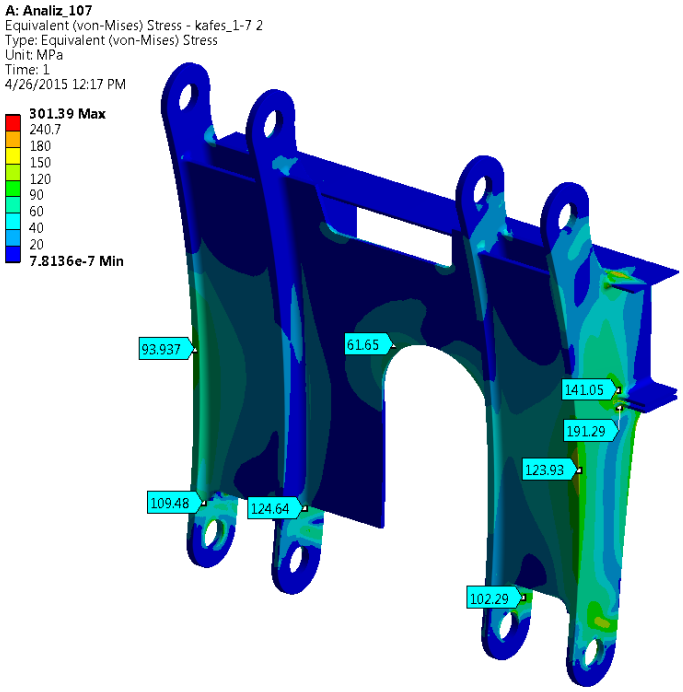
Şekil 7.26'da bütün yapının gerilme dağılımı gösterilmiştir. Parçalar üzerindeki gerilme dağılımlarına göre yük taşıyan bölgeler net olarak görülmektedir. Probe ile Şekil 7.27 ve Şekil 7.28'de yardımcı şasinin eşdeğer (von mises) gerilme dağılımı gösterilmektedir.



Şekil 7.26 Tüm parçaların gerilme dağılımı

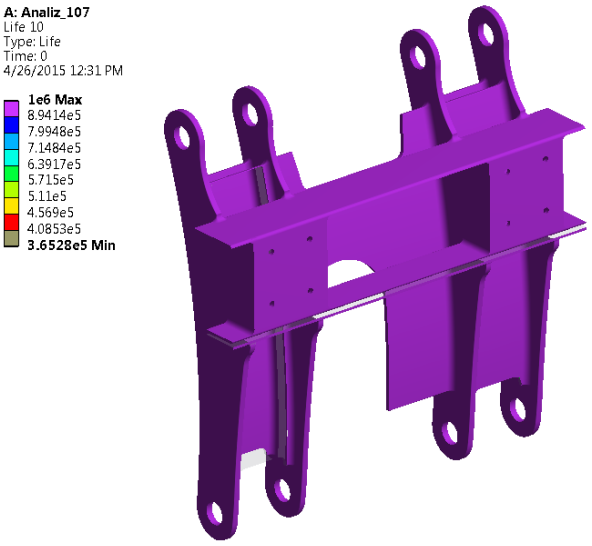


Şekil 7.27 Yardımcı şasinin ön yüzünün eşdeğer (von mises) gerilme dağılımı gösterimi



Şekil 7.28 Yardımcı şasinin arka yüzünün eşdeğer (von mises) gerilme dağılımın gösterimi

Elde edilen gerilmeler kullanılan malzemenin akma mukavemetinin altındadır. Probe ile gösterilen değerlere göre gerilmeler 100-200 MPa arasında değişmektedir.

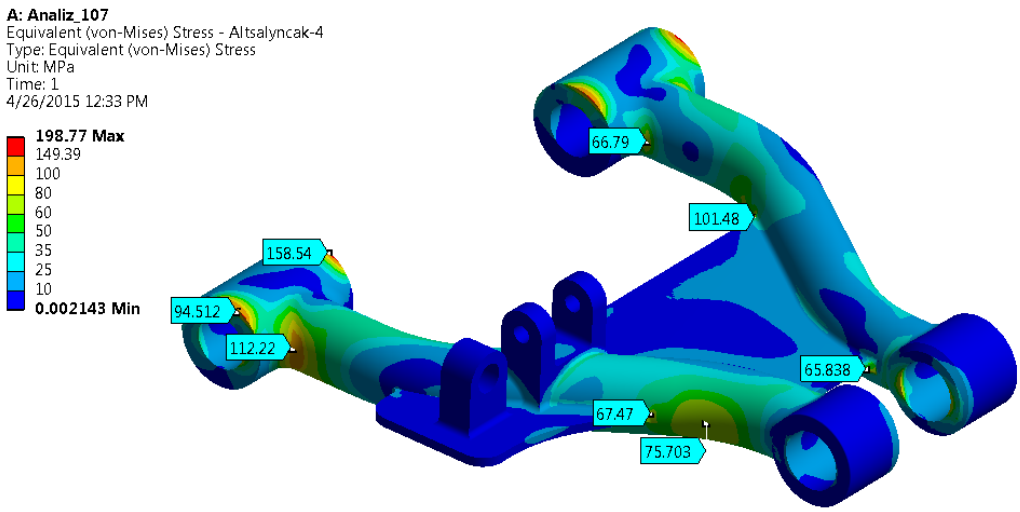


Şekil 7.29 Yardımcı şasinin ömür dağılımının gösterimi

Şekil 7.29'da yardımcı şasinin ömür dağılımı gösterilmiştir. Sonsuz ömür yaklaşımına göre tasarlanana bu bileşenin ömrü 3,65e5 çevrim olarak gözükmektedir. Bu değer keskin (tekil) köşelerin olduğu bölgede görülmüştür. Parçanın bütününde 10^6 çevrim olarak ömür elde edilmiştir.

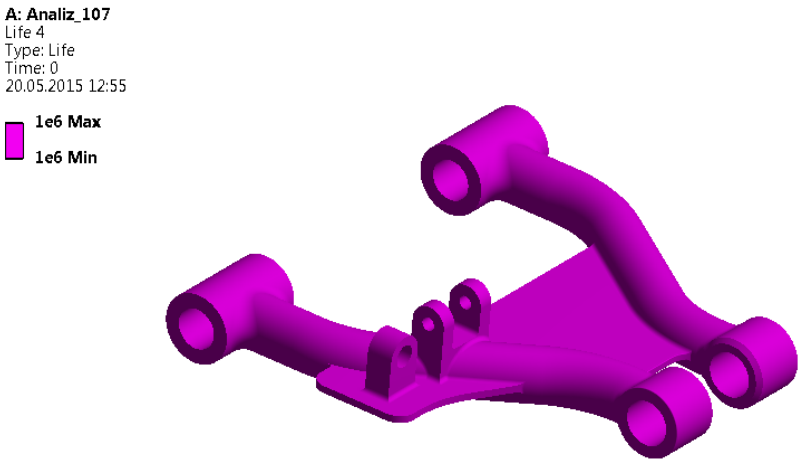
7.3.2 Yön Verici Kol Analiz Sonuçları

Alt yön verici kolun gerilme dağılımı şekil 7.30'da verilmiş olup maksimum gerilme 198,77 MPa olarak elde edilmiştir. Ek 8'de verilen standart boru profilinden tasarlanan yön verici kolun mafsalla birleşme bölgesinde değer olarak düşük gerilmeler görülmüştür. Gerilme dağılımları probe ile ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 7.30 Alt yön verici kolun gerilme dağılımı

Kullanılan malzemenin mekanik özelliklerine göre alt yön verici kol akma mukavemeti değerinin altında kalmaktadır ve güvenlidir.

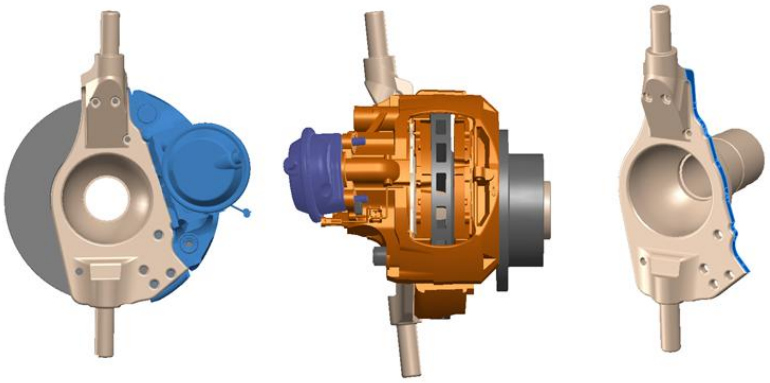


Şekil 7.31 Alt yön verici kolun ömür dağılımının gösterimi

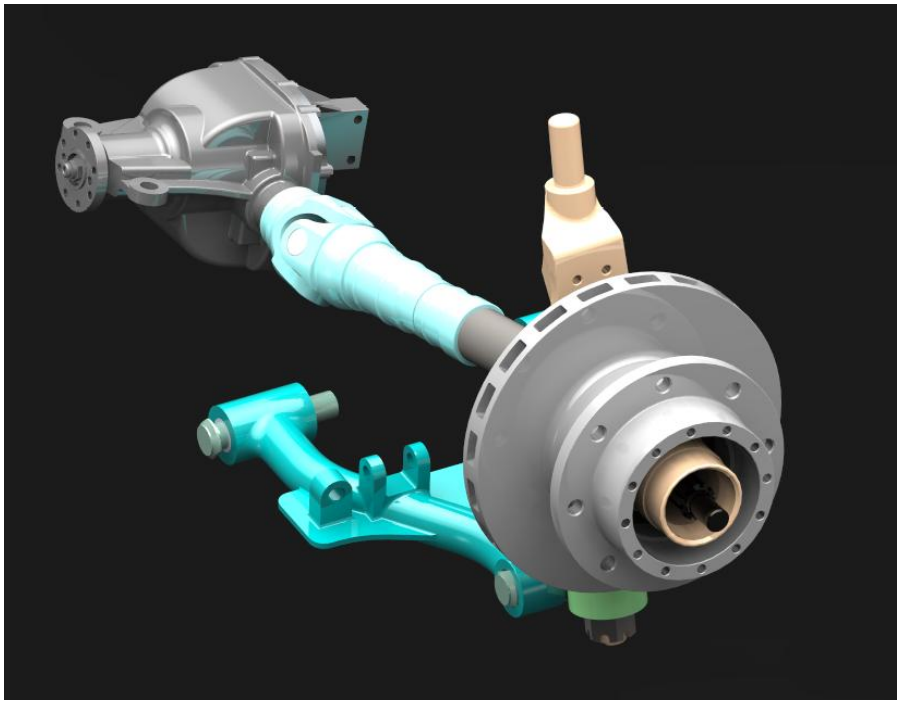
Alt yön verici kolun Şekil 7.31'de ömür dağılımı gösterilmiştir. Sonsuz ömür yaklaşımına göre tasarlanan bu parçanın ömrü 10^6 çevrim olarak elde edilmiştir.

7.3.3 Aksonun Tasarımı ve Analizi

Akson gövdesi tasarımı fren sisteminin bağlanması, tahrik milinin konumlandırılması, alt ve üst yön verici kollarla bağlantı kurulması gibi faktörler dikkate alınarak yapılmıştır. Fren sisteminin temas bölgesinin ve konumunun tespiti yapılmıştır. Tekerleklerin dönüşü sırasında parçaların kesişmemesi için fren sisteminin kabul edilen pozisyonu Şekil 7.32'te gösterilmiştir. Gösterilen resimde akson ve fren sisteminin montajı da bulunmaktadır. Akson gövdesinin oturma bölgesi Şekil 7.32'de işaretli yüzey olarak (mavi bölge) gösterilmiştir.

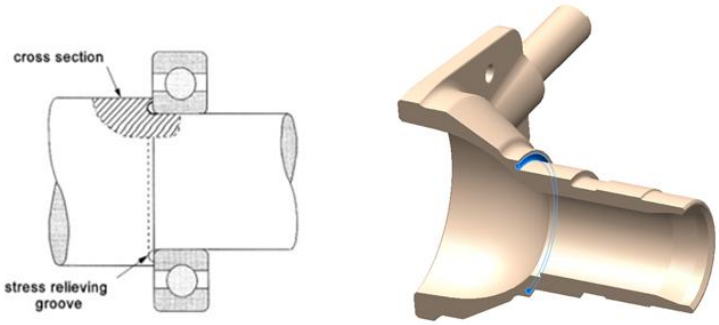


Şekil 7.32 Akson ve fren sisteminin yerleşiminin gösterimi



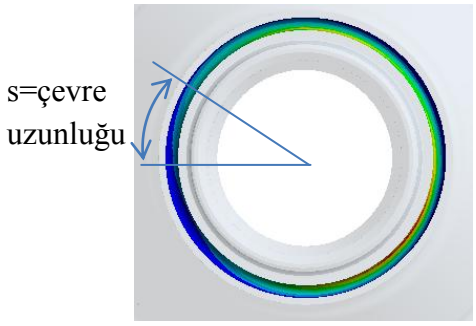
Şekil 7.33 Tahrik milinin aksona ve diferansiyel çıkışına bağlanması

Tahrik milinin akson gövdesine tespiti ve diferansiyel kutusunun çıkış miline bağlanma biçimi Şekil 7.33'de gösterilmiştir. Akson gövdesi tasarlanırken, tahrik milinin tam ortasında geçeceği düşünülerek gövdenin orta bölgesi boşluklu olarak modellenmiştir. Yüklemeler sonucunda aksonun kesit daralma bölgesinde gerilme yığılmaları gözlemlenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında kritik bölgelerdeki gerilmelerin Şekil 7.34'te gösterildiği gibi boyunlu radius ile azaltılabileceği tarif edilmiştir. Buna göre tasarımın nihai haline kadar revize analizlerle bu bölge geliştirilmiştir.

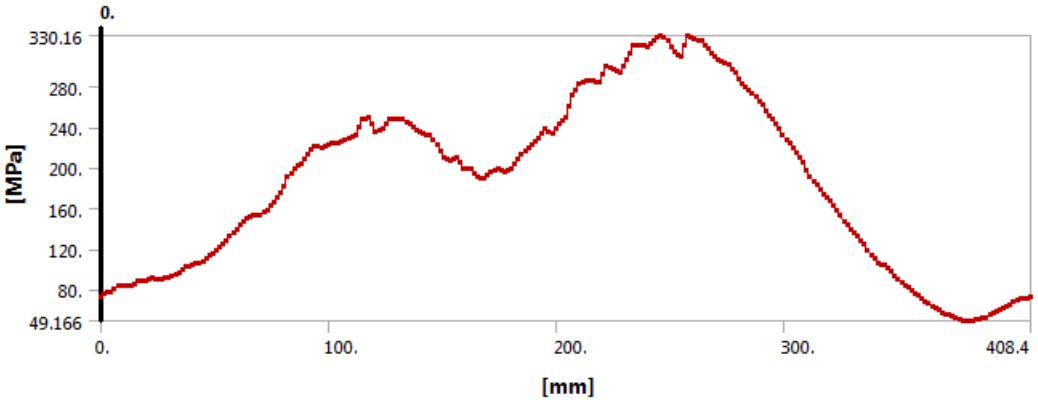


Şekil 7.34 Aksonun rulman yaslanma bölgesinin tasarlanması (Schijve, 2001)

Aksonun boyunlu bölgesi için Şekil 7.35'deki gibi "s" olarak tanımlanan çevre uzunluğu üzerindeki gerilme dağılımı Şekil 7.36'da gösterilmiştir.

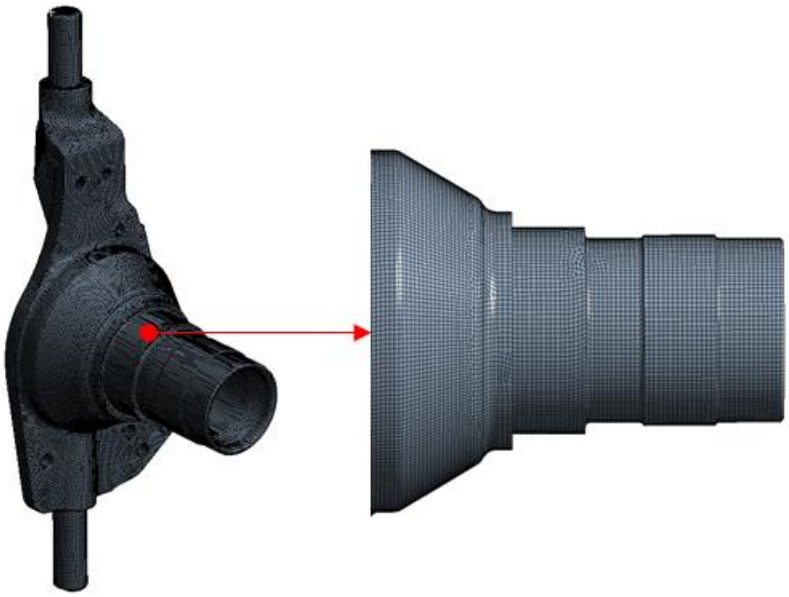


Şekil 7.35 Aksonun boyunlu bölgesindeki gerilme dağılımının gösterimi



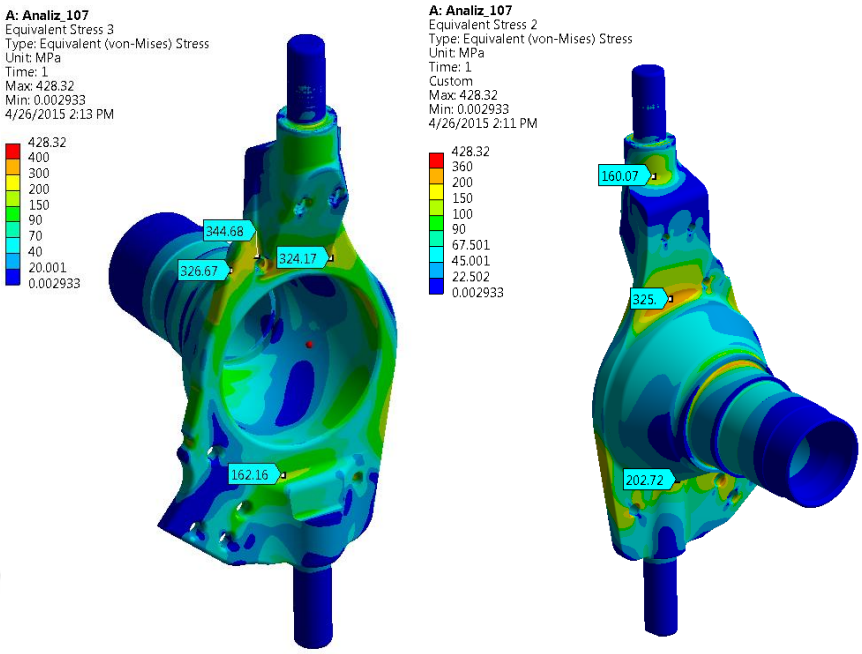
Şekil 7.36 Akson gövdesinin boyunlu bölgesinin gerilme dağılımının grafik gösterimi

Şekil 7.37'de akson gövdesinin sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir. Solid 186 eleman tipi baskın olarak kullanıldığı modelde geometrik ayrıntılara dikkat edilmiştir.

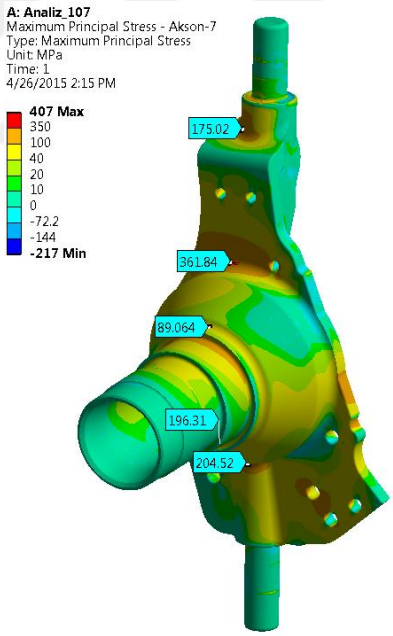


Şekil 7.37 Akson gövdesinin sonlu elemanlar modeli (solda) ve ayrıntılı gösterimi (sağda)

Yüklemeler sonucunda Şekil 7.38'de akson gövdesinin eşdeğer (von mises) gerilme dağılımı verilmiştir. Probe ile ayrıntılı olarak şekil üzerinde gösterilmiştir. Değer olarak gerilmeler 200-340 MPa arasında değişmektedir. Maksimum gerilmeler fren sisteminin aksona cıvatalarla bağlanan bölgelerinde görülmüştür.



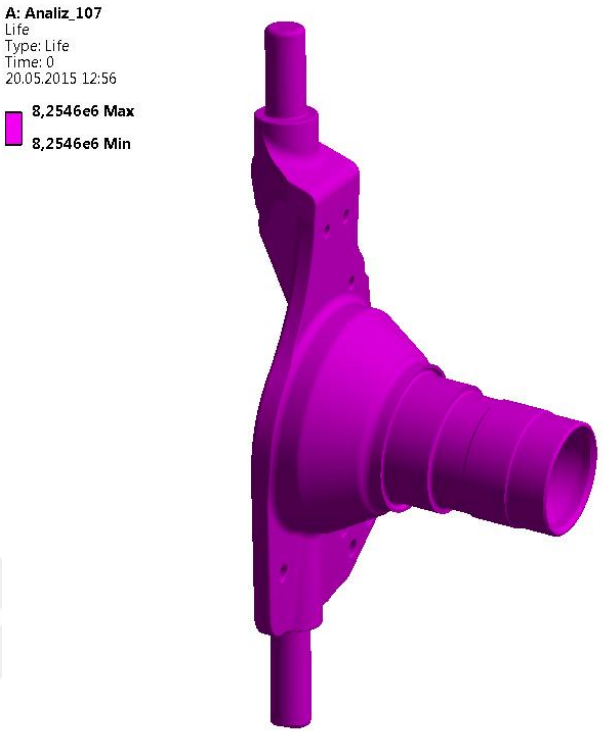
Şekil 7.38 Aksonun eşdeğer (von mises) gerilme dağılımının iki farklı açıdan gösterimi



Şekil 7.39 Aksonun maksimum asal gerilme dağılımının gösterimi

Aksonun maksimum asal gerilme dağılımı Şekil 7.39'de gösterilmiştir. Buna göre maksimum gerilme değeri 407 MPa olarak elde edilmiştir. Malzeme olarak Tablo 7.1'de verilen SAE 4140 ıslah çeliği seçilmiştir. Dövme yöntemi ile üretimi yapılacak parçada rulman oturma yüzeyleri bölgesi indüksiyonla sertleştirilecektir.

Bu malzemenin mekanik özellikleri karşılaştırılarak sonsuz ömre göre tasarımı yapılmıştır.



Şekil 7.40 Aksonun ömür dağılımının gösterimi

Aksonun ömür dağılımı Şekil 7.40'da gösterilmiştir. Sonsuz ömür yaklaşımına göre tasarlanan bu parçanın ömrü 8,2e6 çevrim olarak elde edilmiştir.

BÖLÜM SEKİZ
SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında sabit aks olarak kullanılan mevcut TURKAR 4x4 aracına uygun çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi tasarımı yapılmıştır. Bu projede direksiyon geometrisi tasarlanmış, aracın kinematik büyüklükleri belirlenmiş, belirlenen uygun ölçülere göre katı modellemesi yapılmış, zeminden gelecek yüklemelere göre ve tahrik momenti iletimi sırasında şaftın üzerinden geçecek maksimum döndürme momentine göre ilgili parçalar tasarlanmıştır.

Literatür araştırma bölümünde (Bölüm-3) askı sistemi bileşenlerinin tasarımları yapılmış, kinematik olarak modellemeler yapılmış, katı parça olarak modellenerek sonlu elemanlar yazılımlarıyla gerilme ve yorulma analizleri yapılmış, malzeme içyapının tespiti ile ilgili incelemeler yapılmış ve test çalışmalarıyla sonuçlar kıyaslanmıştır. Kinematik modelleme, gerilme ve yorulma analizleri, tasarım ve optimizasyon yöntemleri bu çalışmada da yapılmıştır.

Taslak bir model üzerinden başlanarak aracın kamber açı değişimi belirlenmiş ve değer olarak 0,5°'nin altına bir değer elde edilmiştir. Yukarı yaylanmada 10 mm altında aşağı yaylanmada 30 mm değerin yaylanma elde edilmiştir. Aracın yol tutuşunu olumsuz etkileyecek aralıkta değildir.

Askı sisteminin direksiyon yön verme geometrisi tasarımdan çizim yöntemiyle rot küresel mafsalının konumu tespit edilmiştir. Yukarı- aşağı yaylanmada rot kolunun doğru konumda olması, yaylanma esnasında yapının hareketini kısıtlayacak ya da fazladan gerilme yaratacak durum olmaması sağlanmıştır. Toe açı değişimi grafiğinden (Şekil 4.17) de görülebileceği gibi yaylanma esnasında 0,1° altında sonuçlar elde edilmiştir. Bu değer aracın sürüş kararlığını bozacak büyüklükte değildir.

Aracın virajı alırken savrulmaması ya da virajı güvenli şekilde dönebilmesi için farklı yol şartlarından etkilenmemesi gerekmektedir. Bunun için Ackerman prensibi kullanılarak uygun direksiyon geometrisi tasarlanmıştır. Direksiyon hatası

parametreler değiştirilerek azaltılmış ve değer olarak 1° civarında elde edilmiştir. Bu değer aracın virajda güvenli dönüş yapabilmesi için yeterli büyüktedir.

Kinematik olarak tasarlanan aracın askı sistemi parçalarının katı modellemesi yapılmıştır. Katı modelleme yapılırken parçaların birbiriyle kesişmemesi dikkate alınarak tasarım yapılmıştır. Önceden belirlenmiş yükleme ve sınır şartları doğrultusunda gerilme ve yorulma analizleri yapılmıştır. Bileşenlere gelen yüklere göre oluşan gerilmeler lineer ve nonlineer sonlu elemanlar analizleriyle bulunmuştur. Yapılan analiz sonucu oluşan yüksek gerilmeler, tasarım yapılırken düşürülmüştür. Akma mukavemeti ile kıyaslayarak parçaların kütlelerinin azaltılması sağlanmış ve mukavemet kriterleri dikkate alınarak ürün geliştirilmiştir. Sonsuz ömür yaklaşımına göre parçalar geliştirilmiştir.

Bir sonraki adım olarak üretim yöntemlerine göre, standart parçaların kullanılması durumu için prototip aşamasında ön görülemeyen sorunların tespitinde araç üzerinde yerleşimi ve test yapılmasından sonra optimizasyon çalışmasıyla askı sisteminin kütlesinin azaltılması hedeflenebilir.

KAYNAKLAR

ASM International, (2008). Fatigue. *Elements of Metallurgy and Engineering Alloys, 05224G.* http://www.asminternational.org/

Audi RS Q3, (b.t). *McPherson ön süspansiyon.* 27 Nisan 2015, http://www.caricos.com/cars/a/audi/2014_audi_rs_q3/1600x1200/68.html

Barsoum, I., Khan, F. ve Barsoum, Z. (2014). Analysis of the torsional strength of hardened splined shafts. *Journal of Materials and Design*, *54,* 130–136.

Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle dynamics* (1st ed.). London: Elsevier Butterworth-Heinemann.

Browell, R. ve Hancq, A. (2006). *Calculating and displaying fatigue results.* http://www.ansys.com/staticassets/ansys/staticassets/resourcelibrary/whitepaper/fatigue.pdf

Chicurel, E. (1999), A 180° steering interval mechanism. *Journal of Mechanism and Machine Theory, 34*, 421-436.

Çınar, U. (2013). *Ön düzen geometrisi.* 19.05.2015, http://www.fordclubtr.com/forum/topic/244297-%C3%B6n-d%C3%BCzen-geometrisi/

Dixon, J. (2009). *Suspension geometry and computation*. United Kingdom: John Wiley & Sons, Inc.

Dodge Ram Rear Suspension, (b.t).*Boyuna yön verici askı sistemi.*15 Ocak 2015, http://maybach300c.blogspot.com.tr/2012/09/rigid-and-semi-rigid-crank-axle.html

Ersoy, M. ve Heissing, B. (2011). *Chassis handbook* (2nd ed.). Berlin: Springer Fachmedien.

Eryürek, I.B., Ereke, M. ve Göksenli A. (2007). Failure analysis of the suspension spring of a light duty truck. *Journal of Engineering Failure Analysis, 14*, 170–178.

Genta, G. ve Morello, L. (2009). *The automotive chassis; vol. 1: components design.* Torino: Springer Science+Business Media B.V.

Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics; theory and application*. New York: Springer Science+Business Media, LLC.

Koh, S. K. (2009), Fatigue analysis of an automotive steering link. *Journal of Engineering Failure Analysis, 16*, 914–922.

Kuralay, N. S. (b.t). *Sürüş sistemleri mekaniği ders notu-1*. 15 Ocak 2015, Dokuz Eylül Üniversitesi Otomotiv Ana Bilim Dalı.

Kuralay, N. S. (b.t). *Sürüş sistemleri mekaniği ders notu-2*. 15 Ocak 2015, Dokuz Eylül Üniversitesi Otomotiv Ana Bilim Dalı.

Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Lee, Y., Pan, J., Hathaway, R. ve Barkey, M.(2005). *Fatigue testing and analysis.* Elsevier Buterworth-Heinemann.

Maybach, (2012). *1.6 Front wheel drive (2).* 20 Mayıs 2015, http://maybach300c.blogspot.com.tr/2012/08/16-front-wheel-drive.html

Meritor Axle Systems, (b.t). *Tahriksiz ön sabit aks.*23 Ağustos 2014, http://www.meritor.com/products/axles/truck_frontnondrive/default.aspx

Nadota,Y. ve Denier, V. (2004). Fatigue failure of suspension arm: experimental analysis and multiaxial criterion. *Journal of Engineering Failure Analysis, 11,* 485–499.

Ossa,E. A., Palacio, C. C., ve Paniagua, M. A. (2011).Failure analysis of a car suspension system ball joint. *Journal of Engineering Failure Analysis, 18,* 1388–1394.

Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J.W. (2002). *The automotive chassis: engineering principles* (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

Rover 2000, (b.t). *Enine ve boyuna yön verici askı sistemi*. 05 Mayıs 2015, http://www.uniquecarsandparts.com.au/how_to_repair_suspension_2.htm

Scania, (b.t). *Scania hava yayı ölçüleri*. 20 Nisan 2015, http://eaa80796111.en.made-in-china.com/product/UemnuOErJXRw/China-Scania-Air-Spring-E7358-4813NP07-.html

Schijve, J. (2001). Fatigue of structures and materials. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers.

Stone, R. ve Ball, K. J. (2004). *Automotive engineering fundamentals.* USA: SAE International.

Superstreetonline, (b.t). *Kamber açısı gösterimi*. 15 Ocak 2015, http://www.superstreetonline.com/how-to/wheels-tires/sstp-1004-camber-caster-toe-wheel-alignment/

Topaç, M. M. ve Kuralay, N. S. (2009).Yolcu otobüsü stabilizatörünün bilgisayar destekli tasarımı. *Mühendis ve Makine, 50 (594),*14-24.

Wikipedia, (b.t). *Yorulma*. 15 Mart 2015, http://tr.wikipedia.org/wiki/Yorulma

Song, C.Y. ve Lee J. (2011).Reliability-based design optimization of knuckle component using conservative method of moving least squares meta-models. *Journal of Mechanism and Machine Theory, 26*, 364-379.

Wu, J., Luo, Z., Zhang, Y., ve Zhang, N. (2014). An interval uncertain optimization method for vehicle suspensions using Chebyshev metamodels. *Journal of Applied Mathematical Modelling, 38,* 3706–3723.

ZF Friedrichshafen AG (b.t). *IS80 bağımsız ön süspansiyon.* 23 Ağustos 2014, http://www.zf.com/media/media/img_1/corporate/press/press_kits/2014_mats/MATS_12_Independent_Suspension_IS80TF_ZF.jpg

Zhang, Q., Wu, D., Reid, J.F. ve Benson, E. R. (2002). Model recognition and validation for an off-road vehicle electrohydraulic steering controller. *Journal of Mechatronics, 12,* 845-858.

EKLER

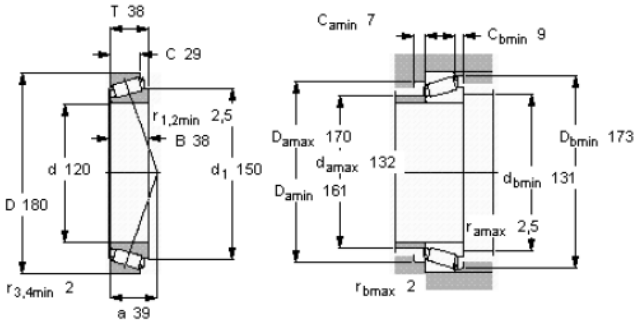
Çalışmada kullanılan rulman verileri SKF'nin web sitesinden ve analizlerde kullanılan malzeme verileri de Ansys 15.0 yazılımı üzerinden alınmıştır. Bu yüzden İngilizce ifadeler değiştirilmemiştir.

Ek 1. 32024X Konik Makaralı Rulmanın Özellikleri

SKF

Tapered roller bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
			dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	
d	D	T	C	C0			* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
120	180	38	242	415	2400	3400	32024 X



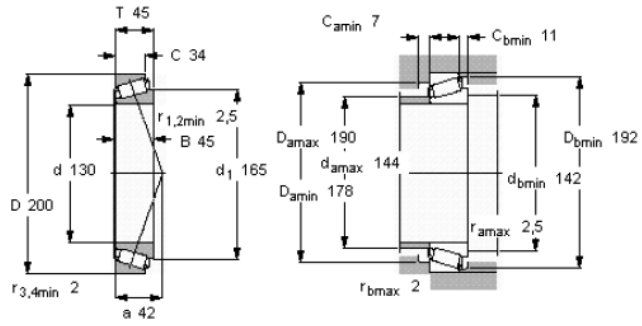
Calculation factors
e 0,46
Y 1,3
Y_0 0,7

Ek 2. 32026X Konik Makaralı Rulmanın Özellikleri

SKF

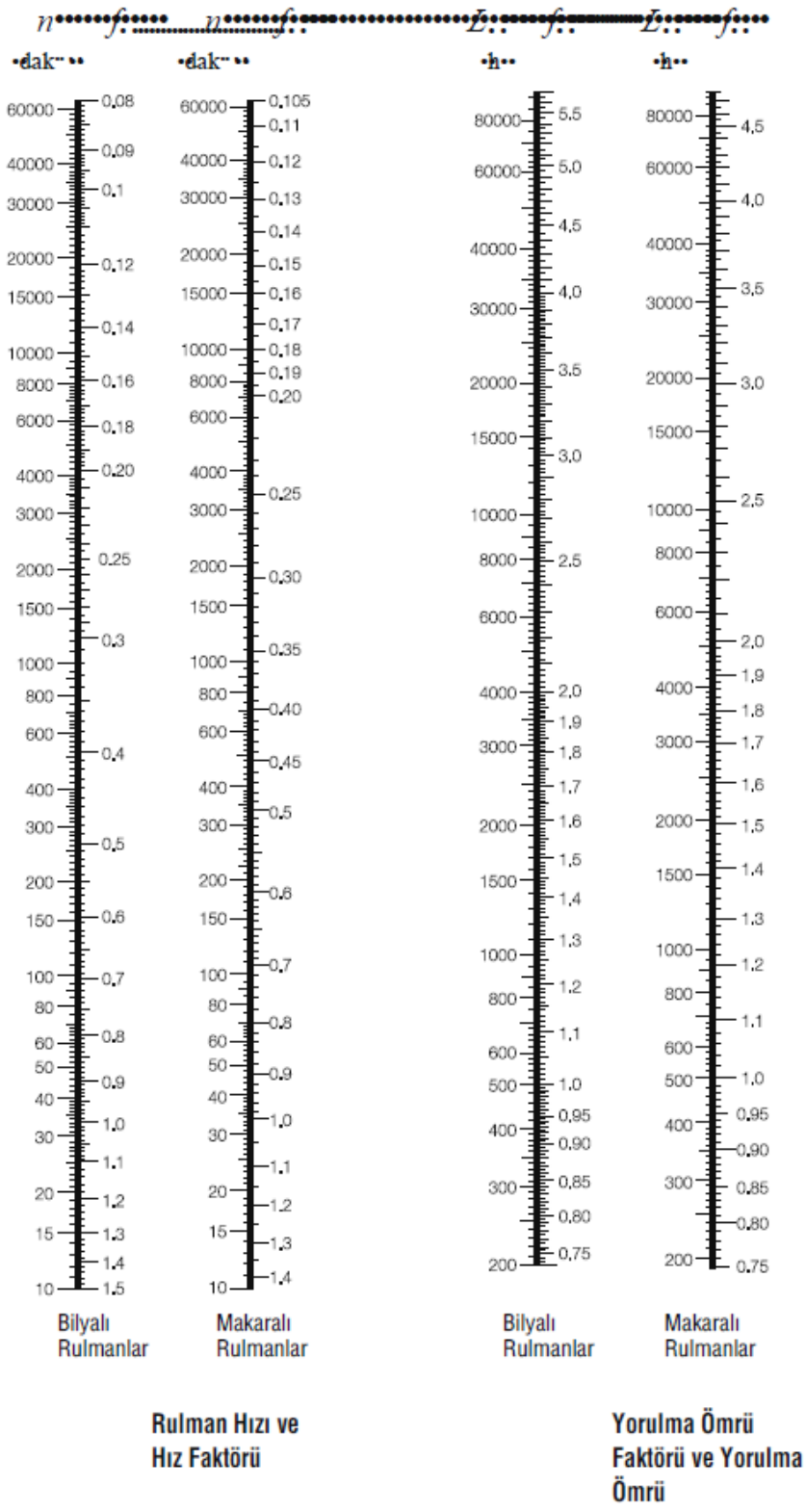
Tapered roller bearings, single row

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
			dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	
d	D	T	C	C0			* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
130	200	45	314	540	2200	3000	32026 X



Calculation factors
e 0,43
Y 1,4
Y_0 0,8

Ek 3. Yorulma Ömür Faktörü ve Rulman Hız Faktörü



Ek 4.SAE 4140 Malzemesinin Mekanik Özellikleri

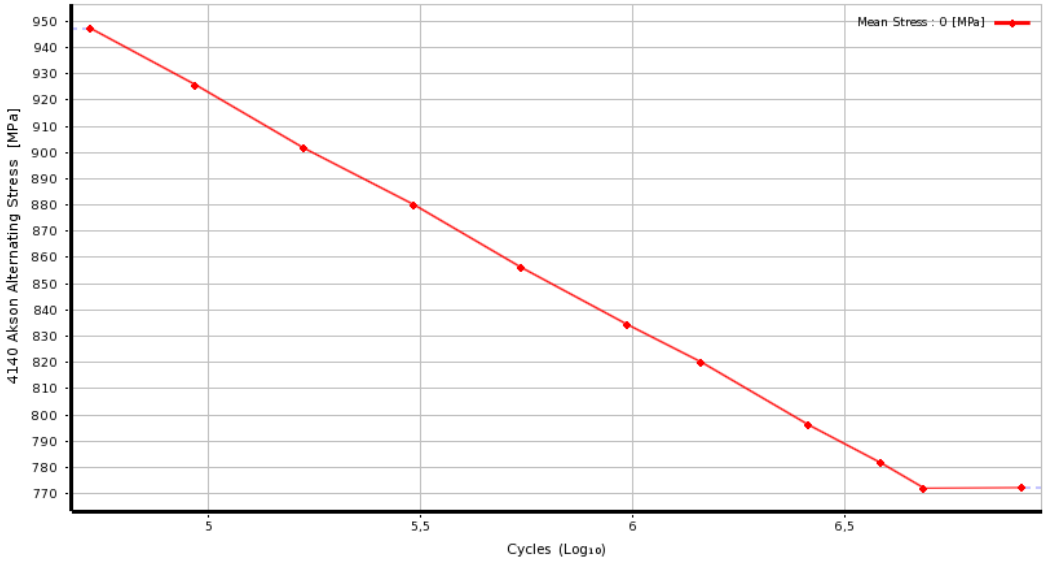
Outline of Schematic A2: Engineering Data

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		ourc	Description
2	Material			
3	4140[Akson]			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
4	AISI 410 [Pim]			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
5	Civata			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
6	EN-GLJ-250			
7	st 52 [plaka][S335J2]			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
8	st 52 [salıncak][S335J2]			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
9	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: 4140[Akson]

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7,85E-06	kg mm^-3		
3	Isotropic Elasticity				
9	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Tensile Yield Strength	1050	MPa		
14	Compressive Yield Strength	1050	MPa		
15	Tensile Ultimate Strength	1150	MPa		
16	Compressive Ultimate Strength	0	MPa		

Ek 5. SAE 4140 Malzemesinin S-N eğrisi

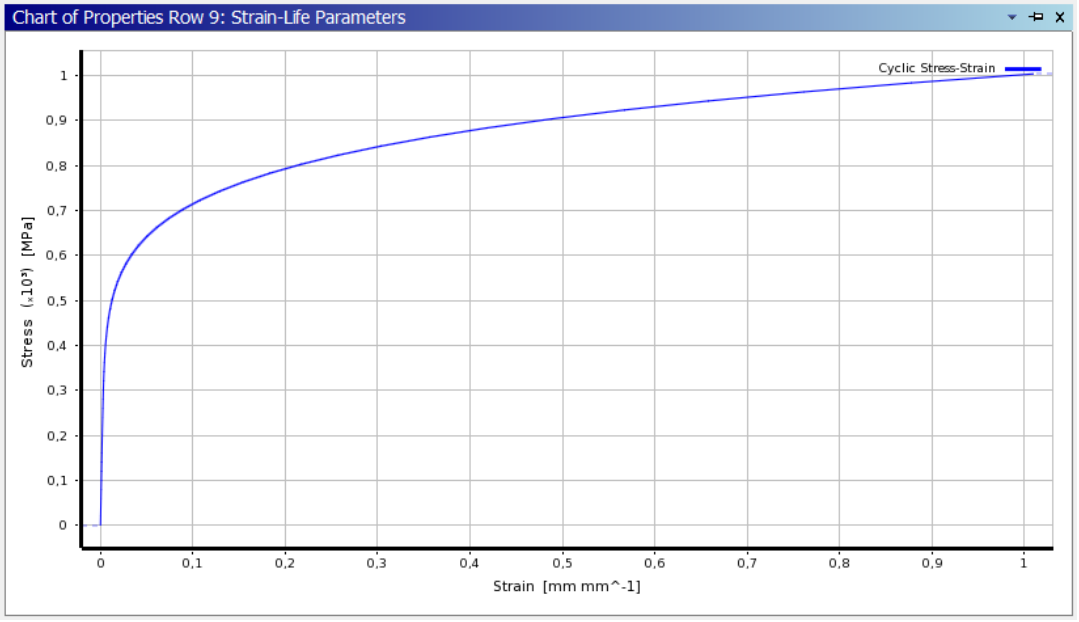


Ek 6.EN-GLJ-250 Malzemesinin Mekanik Özellikleri

Properties of Outline Row 6: EN-GLJ-250

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7,2E-06	kg mm^-3		
3	Isotropic Elasticity				
9	Strain-Life Parameters				
10	Display Curve Type	Cyclic Stress-St...			
11	Strength Coefficient	659,2	MPa		
12	Strength Exponent	-0,1495			
13	Ductility Coefficient	0,0533			
14	Ductility Exponent	-0,6428			
15	Cyclic Strength Coefficient	1004	MPa		
16	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,143			
17	Tensile Yield Strength	224	MPa		
18	Compressive Yield Strength	411	MPa		
19	Tensile Ultimate Strength	284	MPa		
20	Compressive Ultimate Strength	578	MPa		

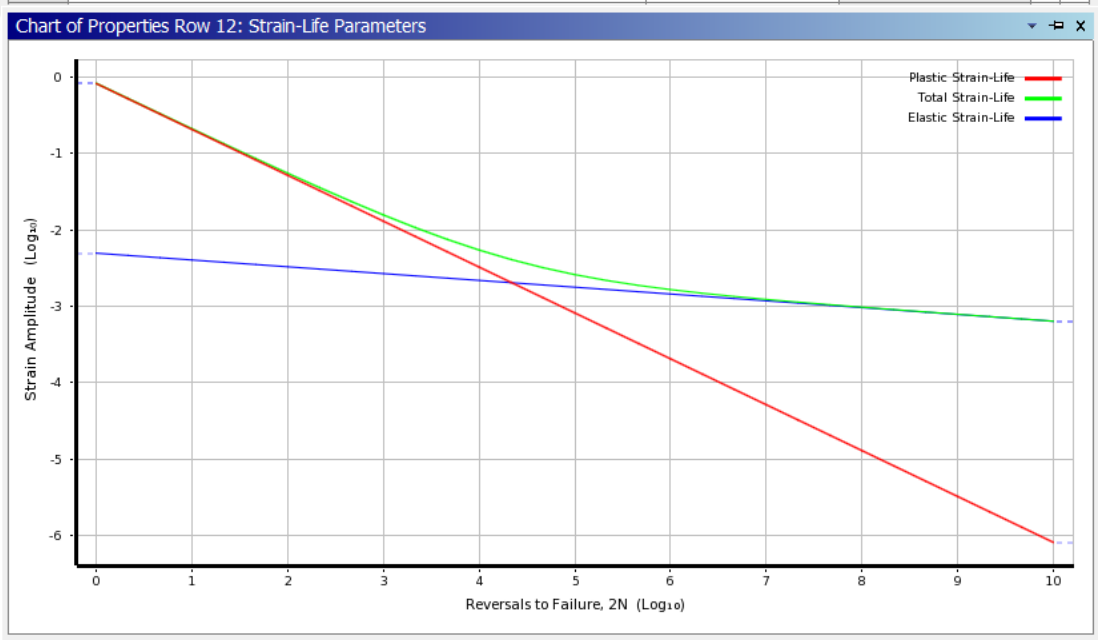
Chart of Properties Row 9: Strain-Life Parameters



Ek 7. St52 Malzeme Özellikleri

Properties of Outline Row 7: st 52 [plaka][S335J2]

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7,85E-06	kg mm^-3		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	Strain-Life Parameters				
13	Display Curve Type	Strain-Life			
14	Strength Coefficient	1026	MPa		
15	Strength Exponent	-0,089			
16	Ductility Coefficient	0,82			
17	Ductility Exponent	-0,6			
18	Cyclic Strength Coefficient	1057	MPa		
19	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,149			
20	Tensile Yield Strength	352	MPa		
21	Compressive Yield Strength	352	MPa		
22	Tensile Ultimate Strength	690	MPa		



Ek 8. Çekme Borularının Standart Ölçüleri

İngliz Ölçü Birimi				Standart			Metrik Ölçü		
Nominal Ebat inch	Dış Çap inch	Et Kalınlığı inch	Düz Uçlu Ağırlık lb/ft	API Spec	Extra Strong	Scheudle No	Dış Çap mm	Et Kalınlığı mm	Düz Uçlu Ağırlık kg/m
1/8	DN 6	0.068	0.24	5L	STD	40	10.3	1.73	0.37
1/8	DN 6	0.095	0.31	5L	XS	80	10.3	2.41	0.47
1/4	DN 8	0.088	0.42	5L	STD	40	13.7	2.24	0.63
1/4	DN 8	0.119	0.54	5L	XS	80	13.7	3.02	0.80
3/8	DN 10	0.091	0.57	5L	STD	40	17.1	2.31	0.84
3/8	DN 10	0.126	0.74	5L	XS	80	17.1	3.20	1.10
1/2	DN 15	0.109	0.85	5L	STD	40	21.3	2.77	1.27
1/2	DN 15	0.147	1.09	5L	XS	80	21.3	3.73	1.62
1/2	DN 15	0.188	1.31	...	...	160	21.3	4.78	1.95
1/2	DN 15	0.294	1.71	5L	XXS	...	21.3	7.47	2.55
3/4	DN 20	0.113	1.13	5L	STD	40	26.7	2.87	1.69
3/4	DN 20	0.154	1.47	5L	XS	80	26.7	3.91	2.20
3/4	DN 20	0.219	1.94	...	...	160	26.7	5.56	2.90
3/4	DN 20	0.308	2.44	5L	XXS	...	26.7	7.82	3.64
1	DN 25	0.133	1.68	5L	STD	40	33.4	3.38	2.50
1	DN 25	0.179	2.17	5L	XS	80	33.4	4.55	3.24
1	DN 25	0.250	2.84	...	...	160	33.4	6.35	4.24
1	DN 25	0.358	3.66	5L	XXS	...	33.4	9.09	5.45
1 1/4	DN 32	0.140	2.27	5L	STD	40	42.2	3.56	3.39
1 1/4	DN 32	0.191	3.00	5L	XS	80	42.2	4.85	4.47
1 1/4	DN 32	0.250	3.76	...	...	160	42.2	6.35	5.61
1 1/4	DN 32	0.352	5.21	5L	XXS	...	42.2	9.70	7.77
1 1/2	DN 40	0.145	2.72	5L	STD	40	48.3	3.68	4.05
1 1/2	DN 40	0.200	3.63	5L	XS	80	48.3	5.08	5.41
1 1/2	DN 40	0.281	4.86	...	...	160	48.3	7.14	7.25
1 1/2	DN 40	0.400	6.41	5L	XXS	...	48.3	10.15	9.56
2	DN 50	0.083	2.03	5L	...	...	60.3	2.11	3.03
2	DN 50	0.109	2.64	5L	...	...	60.3	2.77	3.93
2	DN 50	0.125	3.00	5L	...	...	60.3	3.18	4.48
2	DN 50	0.141	3.36	5L	...	...	60.3	3.58	5.01
2	DN 50	0.154	3.65	5L	STD	40	60.3	3.91	5.44
2	DN 50	0.172	4.05	5L	...	...	60.3	4.37	6.03
2	DN 50	0.188	4.39	5L	...	...	60.3	4.78	6.54
2	DN 50	0.218	5.02	5L	XS	80	60.3	5.54	7.48
2	DN 50	0.250	5.67	5L	...	...	60.3	6.35	8.45
2	DN 50	0.281	6.28	5L	...	...	60.3	7.14	9.36
2	DN 50	0.344	7.46	...	...	160	60.3	8.74	11.11
2	DN 50	0.436	9.03	...	XXS	...	60.3	11.07	13.44
2 1/2	DN 65	0.083	2.47	5L	...	...	73.0	2.11	3.69
2 1/2	DN 65	0.109	3.22	5L	...	...	73.0	2.77	4.80
2 1/2	DN 65	0.125	3.67	5L	...	...	73.0	3.18	5.48
2 1/2	DN 65	0.141	4.12	5L	...	...	73.0	3.58	6.13
2 1/2	DN 65	0.156	4.53	5L	...	...	73.0	3.96	6.74
2 1/2	DN 65	0.172	4.97	5L	...	...	73.0	4.37	7.40
2 1/2	DN 65	0.188	5.40	5L	...	...	73.0	4.78	8.04
2 1/2	DN 65	0.203	5.79	5L	STD	40	73.0	5.16	8.63
2 1/2	DN 65	0.216	6.13	5L	...	...	73.0	5.49	9.14
2 1/2	DN 65	0.250	7.01	5L	...	...	73.0	6.35	10.44
2 1/2	DN 65	0.276	7.66	5L	XS	80	73.0	7.01	11.41
2 1/2	DN 65	0.375	10.01	...	...	160	73.0	9.53	14.92
2 1/2	DN 65	0.552	13.69	5L	XXS	...	73.0	14.02	20.39
3	DN 80	0.083	3.03	5L	...	...	88.9	2.11	4.52
3	DN 80	0.109	3.95	5L	...	...	88.9	2.77	5.88

İngliz Ölçü Birimi				Standart			Metrik Ölçü		
Nominal Ebat inch	Dış Çap inch	Et Kalınlığı inch	Düz Uçlu Ağırlık lb/ft	API Spec	Extra Strong	Scheudle No	Dış Çap mm	Et Kalınlığı mm	Düz Uçlu Ağırlık kg/m
3	DN 80	0.125	4.51	5L	...	...	88.9	3.18	6.72
3	DN 80	0.141	5.06	5L	...	...	88.9	3.58	7.53
3	DN 80	0.156	5.57	5L	...	...	88.9	3.96	8.29
3	DN 80	0.172	6.11	5L	...	...	88.9	4.37	9.11
3	DN 80	0.188	6.65	5L	...	...	88.9	4.78	9.92
3	DN 80	0.216	7.58	5L	STD	40	88.9	5.49	11.29
3	DN 80	0.250	8.68	5L	...	...	88.9	6.35	12.93
3	DN 80	0.281	9.66	5L	...	...	88.9	7.14	14.40
3	DN 80	0.300	10.25	5L	XS	80	88.9	7.62	15.27
3	DN 80	0.438	14.32	...	...	160	88.9	11.13	21.35
3	DN 80	0.600	18.58	5L	XXS	...	88.9	15.24	27.68
3 1/2	DN 90	0.083	3.47	5L	...	...	101.6	2.11	5.18
3 1/2	DN 90	0.109	4.53	5L	...	...	101.6	2.77	6.75
3 1/2	DN 90	0.125	5.17	5L	...	...	101.6	3.18	7.72
3 1/2	DN 90	0.141	5.81	5L	...	...	101.6	3.58	8.65
3 1/2	DN 90	0.156	6.40	5L	...	...	101.6	3.96	9.53
3 1/2	DN 90	0.172	7.03	5L	...	...	101.6	4.37	10.48
3 1/2	DN 90	0.188	7.65	5L	...	...	101.6	4.78	11.41
3 1/2	DN 90	0.226	9.11	5L	STD	40	101.6	5.74	13.57
3 1/2	DN 90	0.250	10.01	5L	...	...	101.6	6.35	14.92
3 1/2	DN 90	0.281	11.16	5L	...	...	101.6	7.14	16.63
3 1/2	DN 90	0.318	12.50	5L	XS	80	101.6	8.08	18.63
4	DN 100	0.083	3.92	5L	...	...	114.3	2.11	5.84
4	DN 100	0.109	5.11	5L	...	...	114.3	2.77	7.62
4	DN 100	0.125	5.84	5L	...	...	114.3	3.18	8.71
4	DN 100	0.141	6.56	5L	...	...	114.3	3.58	9.77
4	DN 100	0.156	7.24	5L	...	...	114.3	3.96	10.78
4	DN 100	0.172	7.95	5L	...	...	114.3	4.37	11.85
4	DN 100	0.188	8.66	5L	...	...	114.3	4.78	12.91
4	DN 100	0.203	9.32	5L	...	...	114.3	5.16	13.89
4	DN 100	0.219	10.01	5L	...	...	114.3	5.56	14.91
4	DN 100	0.237	10.79	5L	STD	40	114.3	6.02	16.07
4	DN 100	0.250	11.35	5L	...	...	114.3	6.35	16.90
4	DN 100	0.281	12.66	5L	...	...	114.3	7.14	18.87
4	DN 100	0.312	13.96	5L	...	...	114.3	7.92	20.78
4	DN 100	0.337	14.98	5L	XS	80	114.3	8.56	22.32
4	DN 100	0.438	19.00	5L	...	120	114.3	11.13	28.32
4	DN 100	0.531	22.51	5L	...	160	114.3	13.49	35.54
4	DN 100	0.674	27.54	5L	XXS	...	114.3	17.12	41.03
5	DN 125	0.083	4.86	5L	...	...	141,3	2.11	7.24
5	DN 125	0.125	7.26	5L	...	...	141,3	3.18	10.83
5	DN 125	0.156	9.01	5L	...	...	141,3	3.96	13.41
5	DN 125	0.188	10.79	5L	...	...	141,3	4.78	16.09
5	DN 125	0.219	12.50	5L	...	...	141,3	5.56	18.61
5	DN 125	0.258	14.62	5L	STD	40	141,3	6.55	21.77
5	DN 125	0.281	15.85	5L	...	...	141,3	7.14	23.62
5	DN 125	0.312	17.50	5L	...	...	141,3	7.92	26.05
5	DN 125	0.344	19.17	5L	...	...	141,3	8.74	28.57
5	DN 125	0.375	20.78	5L	XS	80	141,3	9.53	30.97
5	DN 125	0.500	27.04	5L	...	130	141,3	12.70	40.28
5	DN 125	0.625	32.96	5L	...	160	141,3	15.88	49.11
5	DN 125	0.750	38.55	5L	XXS	...	141,3	19.05	57.43
6	DN 150	0.083	5.80	5L	...	...	168.3	2.11	8.65