

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ ARAÇ ÖN DİNGİLİNİN
MODELLENMESİ VE YORULMA ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Hüseyin ÇINAR**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

ARALIK 2006

**BİR TİCARİ ARAÇ ÖN DİNGİLİNİN MODELLENMESİ
VE YORULMA ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Hüseyin ÇINAR
(503041707)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 30 Ekim 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 18 Aralık 2006**

Tez Danışmanı	Prof. Dr. İ. Murat EREKE
Diğer Jüri Üyeleri	Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (A.Ü.)
	Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL (B.Ü.)

ARALIK 2006

ÖNSÖZ

1930 yılına kadar motorlu taşıtların tümünde kullanılan sabit tip ön dingiller, günümüzde binek tipi araçlarda yerini bağımsız askı sistemlerine bırakmışlardır. Çünkü bağımsız askı sistemleri, özellikle otomobillerde yüksek hızların ve araç konforu yönünden tam bir tekerlek yönlendirilmesinin sözkonusu olduğu durumlarda oldukça avantajlıdır. Hacim gereksinimi azdır ve bir taraftaki tekerlek diğerinden bağımsızdır. Sabit tip ön akslar ise; basit ve ekonomik bir şekilde imal edilebilmeleri ve oldukça sağlam yapıları sayesinde yüksek aks yükleri ve ağır işletme şartlarına dayanabilmeleri nedeniyle hala günümüzün hemen hemen tüm hafif ve ağır ticari taşıtlarında tercih sebebidir.

Bana bu konuda çalışma imkanı veren ve değerli yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. İ. Murat Ereke'ye, verdiği bilgilerle ve kaynaklara ulaşmamda bana yardımcı olan Araştırma Görevlisi Dr. Kubilay Yay'a teşekkür ederim.

Aralık 2006

Hüseyin Çınar

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xiii
SUMMARY	xiv
1. GİRİŞ	1
2. SABİT TİP ÖN DİNGİLLER	2
2.1. Sabit Tip Ön Dingillerin Gelişim Evreleri	2
2.2. Sabit Tip Ön Dingillere Gelen Yükler	3
2.3. Sabit Tip Ön Dingil Kesitleri	5
2.4. Sabit Tip Ön Dingil İmalat Yöntemleri	5
2.5. Yay Yastıkları	5
2.6. Sabit Tip Ön Dingil Başları	6
3. SABİT TİP BİR ÖN DİNGİLİN MODELLENMESİ	8
3.1. İki Boyutlu Çizim	8
3.2. Üç Boyutlu Çizim	9
4. STATİK VE DİNAMİK YÜKLEMELER ETKİSİ ALTINDA SABİT TİP BİR ÖN DİNGİLİN DURUMU (İYİ SENARYOYA GÖRE)	26
4.1. Teori	26
4.2. İyi Senaryo	27
4.3. Hesaplamalar	28
4.3.1. Hesaplamalarda Kullanılan Katsayıların Bulunması	28
4.3.2. Doğrusal İyi Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	30
4.3.3. Doğrusal Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	30
4.3.4. Dönemeçli Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	31
4.3.5. Tekil Darbeli Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	32
4.3.6. Dizayn Spektrumunun Oluşturulması	32
4.4. Çözüm Yöntemleri	34
4.4.1. Birinci Çözüm Yöntemi	35
4.4.2. İkinci Çözüm Yöntemi	36
4.4.3. Üçüncü Çözüm Yöntemi	37
4.5. Modelin Sonlu Elemanlara Ayrılması (Meshleme)	38
4.6. Sınır Koşulları ve Yüklemeler	39
4.6.1. Sınır Koşulları	40

4.6.2. Yüklemler	41
4.7. Hesaplamalar	45
4.8. Sonuçlar	46
4.8.1. Birinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar	47
4.8.2. İkinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar	49
4.8.3. Üçüncü Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar	51
5. STATİK VE DİNAMİK YÜKLEMELER ETKİSİ ALTINDA SABİT TİP BİR ÖN DİNGİLİN DURUMU (KÖTÜ SENARYOYA GÖRE)	53
5.1. Kötü Senaryo	53
5.2. Hesaplamalar	53
5.2.1. Doğrusal İyi Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	54
5.2.2. Doğrusal Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	54
5.2.3. Dönemeçli Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	55
5.2.4. Tekil Darbeli Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı	56
5.2.5. Dizayn Spektrumunun Oluşturulması	56
5.3. Çözüm Yöntemleri	57
5.3.1. Birinci Çözüm Yöntemi	57
5.3.2. İkinci Çözüm Yöntemi	58
5.3.3. Üçüncü Çözüm Yöntemi	59
5.4. Yüklemler	60
5.5. Sonuçlar	63
5.5.1. Birinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar	63
5.5.2. İkinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar	65
5.5.3. Üçüncü Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar	67
6. İYİ VE KÖTÜ SENARYOYA GÖRE ELDE EDİLEN SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI	69
7. SABİT TİP BİR ÖN DİNGİLİN YORULMA ANALİZİ	71
7.1. Yorulma Dayanımı	71
7.2. Çeşitli Yol Durumlarındaki Maksimum ve Minimum Gerilmeler	74
7.2.1. Doğrusal İyi Yoldaki Maksimum Gerilmenin Tayini	76
7.2.2. Doğrusal Kötü Yoldaki Maksimum Gerilmenin Tayini	77
7.2.3. Doğrusal Kötü Yoldaki Minimum Gerilmenin Tayini	79
7.2.4. Dönemeçli Kötü Yoldaki Maksimum Gerilmenin Tayini	80
7.2.5. Dönemeçli Kötü Yoldaki Minimum Gerilmenin Tayini	82
7.2.6. Tekil Darbeli Yoldaki Maksimum Gerilmenin Tayini	83
7.3. Yorulmaya Neden Olabilecek Gerilmelerin Tayini	85
7.4. Ömür Testi ve Tayini	88

8. SONUÇLAR	92
KAYNAKLAR	93
ÖZGEÇMİŞ	94

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1. İyi Senaryoya göre Taşıtın Ömrü Boyunca Maruz Kaldığı Yol Şartları	30
Tablo 4.2. Lastik Kataloğundan Alınan Değerler	31
Tablo 4.3. Lastiğin Maksimum Taşıma Kapasitesi Değerinin Bulunması	31
Tablo 5.1. Kötü Senaryoya göre Taşıtın Ömrü Boyunca Maruz Kaldığı Yol Şartları	57
Tablo 6.1. Sonuçların Karşılaştırılması	74
Tablo 7.1. Tüm Yol Durumları İçin Elde Edilen Ekstrem Gerilme Değerleri..	90
Tablo 7.2. Strain Gage ile Elde Edilen Gerilme Değerleri	95

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1. İlk Taşıtlarda Kullanılan Sabit Tip Bir Ön Dingil	2
Şekil 2.2. Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil	2
Şekil 2.3. Orta Kısmı Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil	3
Şekil 2.4. Orta Kısmı Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil Resmi	3
Şekil 2.5. Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil Resmi	3
Şekil 2.6. Yay Yastığındaki Eğilme Momenti	4
Şekil 2.7. Yay Yastığındaki Burulma Momenti	4
Şekil 2.8. “T” Kesit Örnekleri	5
Şekil 2.9. Susta	5
Şekil 2.10. Yay Yastığı	6
Şekil 2.11. Elliott Tipi Ön Aks Başı	7
Şekil 2.12. Ters Elliott Tipi Ön Aks Başı	7
Şekil 3.1. Dingil Kütüğünün Ön Görünüm Teknik Resmi	8
Şekil 3.2. Dingil Kütüğünün Üst Görünüm Teknik Resmi	8
Şekil 3.3. Ön Görünüşün Uzatılması	9
Şekil 3.4. “Pad Definition” Penceresi	10
Şekil 3.5. Üst Görünüşün Uzatılması	10
Şekil 3.6. Ürün Ağacı	11
Şekil 3.7. Dingil Kütüğü (Kaba Hali)	11
Şekil 3.8. Dingil Kütüğü Baş Kısmı için Çizilen Çizgiler	12
Şekil 3.9. Dingil Kütüğü Baş Kısmı için Çizilen Çizgilerin Döndürülmesi ...	12
Şekil 3.10. “Shaft Definition” Penceresinde Döndürme Ekseninin Seçimi	12
Şekil 3.11. Prizmatik Katının Oluşturulması	13
Şekil 3.12. “Pad Definition” Penceresi	13
Şekil 3.13. Radyüs Ataması 1 (5 mm’lik)	14
Şekil 3.14. “Edge Fillet Definition” Penceresi	14
Şekil 3.15. Radyüs Ataması 2 (4 mm’lik)	14
Şekil 3.16. Radyüs Ataması 3 (1 mm’lik)	15
Şekil 3.17. Radyüs Ataması 4 (5 mm’lik)	15
Şekil 3.18. Kingpin Deliği için Çizilen Çizgiler	16
Şekil 3.19. Kingpin Deliği için Çizilen Çizgilerin Döndürülmesi	16
Şekil 3.20. “Groove Definition” Penceresinde Döndürme Ekseninin Seçimi ...	16
Şekil 3.21. Orta Kısımdaki Boşluğun Ön Görünüşünün Uzatılması	17
Şekil 3.22. “Pad Definition” Penceresi	17
Şekil 3.23. Orta Kısımdaki Boşluğun Üst Görünüşünün Uzatılması	18
Şekil 3.24. “Pad Definition” Penceresi	18
Şekil 3.25. Ürün Ağacı	19
Şekil 3.26. Dingil Kütüğünün Ortasındaki Boşluğun Hacmi	19
Şekil 3.27. Dingil Kütüğünün Ortasındaki Boşluk	19
Şekil 3.28. Dingil Kütüğünün Alt kısmı için Çizilen Çizgiler	20

Şekil 3.29.	Dingil Kütüğünün Alt kısmı için Çizilen Çizgilerin Uzatılması	20
Şekil 3.30.	“Pad Definition” Penceresi	21
Şekil 3.31.	Ürün Ağacı	21
Şekil 3.32.	Dingil Kütüğünün Alt Kısmı	21
Şekil 3.33.	Dingil Kütüğünün Y-Z Düzlemi ile İkiye Bölünmesi	22
Şekil 3.34.	Oyuklu Görüntünün Y-Z Düzlemi ile Aynalanması	22
Şekil 3.35.	Eksenel Pim Deliği için Çizilen Çizgi	23
Şekil 3.36.	Eksenel Yöndeki Pim Deliği için Çizilen Çizginin Ötelenmesi	23
Şekil 3.37.	“Pocket Definition” Penceresi	24
Şekil 3.38.	Yay Yastığının Bulunduğu Yerdeki Civata Delik Pahlarının Kırılması	24
Şekil 3.39.	Son Haline Getirilen Yarım Dingil Kütüğünün Bütün Haline Getirilmesi	25
Şekil 3.40.	Modellenen Dingil Kütüğünün Son Hali	25
Şekil 4.1.	Yükleme Kollektifleri	27
Şekil 4.2.	Yük Spektrumu ve Dizayn Spektrumu Eğrileri	27
Şekil 4.3.	Dinamik Düşey Kuvvet Katsayıları	30
Şekil 4.4.	Yan Kuvvet Katsayıları	30
Şekil 4.5.	Yoldan Etkiyen Kuvvetler	31
Şekil 4.6.	$6\Delta P$ 'nin Etkisi	31
Şekil 4.7.	Dizayn Spektrumundan Elde Edilen Yüklerin Dingile Uygulanması	33
Şekil 4.8.	Dingil Başının Eğikliği	34
Şekil 4.9.	Kingpini Simule Eden Katı	34
Şekil 4.10.	Radyüs Atamaları	34
Şekil 4.11.	Montajlı Görüntünün Diğer Yarıya Aynalanması	35
Şekil 4.12.	$P_{dinamik-DS_{max}}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	36
Şekil 4.13.	$P_{dinamik-DS_{min}}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	37
Şekil 4.14.	P_{statik} Kuvvetinin Dingile Uygulanması	38
Şekil 4.15.	Modelin Meshlenmiş Hali	38
Şekil 4.16.	Meshleme için Eleman Boyutunun ve Eleman Tipinin Belirlenmesi	39
Şekil 4.17.	Analiz Durum Tipinin Seçilmesi	39
Şekil 4.18.	Dingil Kütüğüne Atanan “SAE 1045” Çeliğinin Özellikleri	40
Şekil 4.19.	“User-defined Restraint” İletişim Kutusu	40
Şekil 4.20.	Sınır Koşulları Uygulanmış Model	41
Şekil 4.21.	Sınır Koşulları + 1. Çözüm Yöntemindeki Yüklemeler Uygulanmış Model	42
Şekil 4.22.	Sınır koşulları + 2. Çözüm Yöntemindeki Yüklemeler Uygulanmış Model	44
Şekil 4.23.	Sınır Koşulları + 3. Çözüm Yöntemindeki Yüklemeler Uygulanmış Model	45
Şekil 4.24.	Modele Özellik Atanması	46
Şekil 4.25.	“Compute” İletişim Kutusu	46
Şekil 4.26.	Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri	47
Şekil 4.27.	Von Mises Gerilmelerinin Global Ekstrem Değerlerinin Elde Edilmesi	48

Şekil 4.28.	Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum - Minimum Gerilme Değerleri	48
Şekil 4.29.	Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Zorlanma Bölgesi	49
Şekil 4.30.	İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri	49
Şekil 4.31.	İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum - Minimum Gerilme Değerleri	50
Şekil 4.32.	İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Zorlanma Bölgesi	50
Şekil 4.33.	Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri	51
Şekil 4.34.	Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum - Minimum Gerilme Değerleri	52
Şekil 4.35.	Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum Zorlanma Bölgesi	52
Şekil 5.1.	Yoldan Etkiyen Kuvvetler	55
Şekil 5.2.	$6\Delta P$ 'nin Etkisi	55
Şekil 5.3.	Dizayn Spektrumundan Elde Edilen Yüklerin Dingile Uygulanması	57
Şekil 5.4.	$P_{dinamik-DS\max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	58
Şekil 5.5.	$P_{dinamik-DS\min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	59
Şekil 5.6.	P_{statik} Kuvvetinin Dingile Uygulanması	60
Şekil 5.7.	Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri	64
Şekil 5.8.	Maksimum ve Minimum Von Mises Gerilme Değerleri	64
Şekil 5.9.	Maksimum Zorlanma Bölgesi	65
Şekil 5.10.	İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri	65
Şekil 5.11.	Maksimum ve Minimum Von Mises Gerilme Değerleri	66
Şekil 5.12.	Maksimum Zorlanma Bölgesi	66
Şekil 5.13.	Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri	67
Şekil 5.14.	Maksimum ve Minimum Von Mises Gerilme Değerleri	68
Şekil 5.15.	Maksimum Zorlanma Bölgesi	68
Şekil 6.1.	$6\Delta P$ 'nin Etkisi	70
Şekil 7.1.	Çeşitli Malzemelerin Wöhler Eğrileri	71
Şekil 7.2.	Wöhler Eğrilerinin Yükseltilmesi	71
Şekil 7.3.	Malzemenin Wöhler Eğrisi	74
Şekil 7.4.	İdeal Tasarlanmış Bir Dingilde Oluşacak Moment Diyagramı	75
Şekil 7.5.	Dingil Kütüğünün Silindirik Baş Kısımında Yapılan İyileştirme ...	75
Şekil 7.6.	Yay Yastığında Yapılan İyileştirme	76
Şekil 7.7.	P_{statik} Kuvvetinin Dingile Uygulanması	76
Şekil 7.8.	Doğrusal İyi Yoldaki Maksimum Gerilme	77
Şekil 7.9.	$P_{dinamik-Doğ}$ ve $+S_1$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	78
Şekil 7.10.	Doğrusal Kötü Yoldaki Maksimum Gerilme	78
Şekil 7.11.	$P_{dinamik-Doğ}$ ve $-S_1$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	79
Şekil 7.12.	Doğrusal Kötü Yoldaki Minimum Gerilme	80
Şekil 7.13.	$P_{dinamik-Dön}$ ve $+S_2$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	81
Şekil 7.14.	Dönemeçli Kötü Yoldaki Maksimum Gerilme	81
Şekil 7.15.	$P_{dinamik-Dön}$ ve $-S_2$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	82
Şekil 7.16.	Dönemeçli Kötü Yoldaki Minimum Gerilme	83
Şekil 7.17.	$P_{dinamik-TD}$ ve $+S_3$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması	84
Şekil 7.18.	Tekil Darbeli Yoldaki Maksimum Gerilme	84
Şekil 7.19.	Gerilme Genlikleri ve Ortalama Gerilmeler	86

Şekil 7.20.	Random Yol Sinyali	87
Şekil 7.21.	Tasnif Edilmiş Yol Sinyali	87
Şekil 7.22.	Malzemenin Wöhler Eğrisinde Ömür Bölgeleri	88
Şekil 7.23.	Dingilin Laboratuvar Ortamında Hızlandırılmış Ömür Testi	89
Şekil 7.24.	Dingil Üstüne Yapıştırılan Strain Gage'ler	90
Şekil 7.25.	Strain Gage'lerin Konumları	90

SEMBOL LİSTESİ

D	:Lastiğin dış çapı
r_{st}	:Lastiğin statik yarıçapı
N_{max}	:Lastiğin maksimum taşıma kapasitesi
N	:Lastiğin nominal yükü
P_{max}	:Lastiğin maksimum taşıma kapasitesine tekabül eden lastik basıncı
P	:Lastiğin nominal yüküne tekabül eden lastik basıncı
B_{jant}	:Jantın genişliği
D_{jant}	:Jantın göbek çapı
h_{dış}	:Dış derinliği
f	:Lastiğin çökme değeri
c_r	:Maksimum kapasitedeki lastik yay katsayısı
c₁	:Nominal yükteki yay katsayısı
k₁ ve k₂	:Dinamik düşey kuvvet katsayıları
μ_{F1} ve μ_{F2}	:Yan kuvvet katsayıları
μ_{F3}	:Statik yüke karşılık gelen yan kuvvet katsayısı
P_{statik}	:Statik yük
P_{dinamik}	:Dinamik yük
P_{dinamik-Doğ}	:Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (düz yolda)
6S₁	:Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan yan kuvvet
ΔP	:Statik bir yükleme etrafındaki periyodik salınım değeri
P_{dinamik-Dön}	:Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (virajda)
6S₂	:Virajdan kaynaklanan yan kuvvet
P_{dinamik-TD}	:Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (tekil darbe)
6S₃	:Tekil darbeden kaynaklanan yan kuvvet
P_{dinamik-DS}	:Dizayn spektrumundan elde edilen düşey kuvvet
P_{dinamik-DSmax}	:Dizayn spektrumundan elde edilen maksimum düşey kuvvet
P_{dinamik-DSmin}	:Dizayn spektrumundan elde edilen minimum düşey kuvvet
S_{dinamik-DS}	:Dizayn spektrumundan elde edilen yanal kuvvet
M_i	:Çözüm yönt. dingil başına etkiyen momentler (i=1,2,3)
F_i	:Çözüm yönt. dingil başına etkiyen kuvvet çiftleri (i=1,2,3)
σ_D	:Sürekli mukavemet sınır değeri
σ_{DE}	:Gerçek sürekli mukavemet sınır değeri
c_L	:Yükleme katsayısı
c_S	:Yüzey katsayısı
c_G	:Gradyant katsayısı
σ_K	:Kopma gerilmesi
k_d	:Darbe faktörü
k_s	:Sıcaklık faktörü
k_k	:Korozyon faktörü
k_b	:Beklenmeyen etkiler faktörü

σ_A	: 10^3 yükleme sayısında hasara neden olabilecek gerilme genliği değeri
σ_B	: 10^6 yükleme sayısında hasara neden olabilecek gerilme genliği değeri
σ_{iyi}	:Doğrusal iyi yoldaki maksimum gerilme değeri
σ_{1max}	:Doğrusal kötü yoldaki maksimum gerilme değeri
σ_{1min}	:Doğrusal kötü yoldaki minimum gerilme değeri
σ_{2max}	:Dönemeçli kötü yoldaki maksimum gerilme değeri
σ_{2min}	:Dönemeçli kötü yoldaki minimum gerilme değeri
σ_{3max}	:Tekil darbeli yoldaki maksimum gerilme değeri
σ_{statik}	:Statik gerilme değeri
M_i	:Ekstrem gerilmelerin tayininde dingil başına etkiyen momentler (i=1,2,3,4)
F_i	:Ekstrem gerilmelerin tayininde dingil başına etkiyen kuvvet çiftleri (i=1,2,3,4)
$\Delta\sigma_{iyi}$	:Doğrusal iyi yoldaki gerilme genlik değeri
$\Delta\sigma_1$	:Doğrusal kötü yoldaki gerilme genlik değeri
$\Delta\sigma_2$	:Dönemeçli kötü yoldaki gerilme genlik değeri
$\Delta\sigma_3$	:Tekil darbeli yoldaki gerilme genlik değeri
σ_{o_iyi}	:Doğrusal iyi yoldaki ortalama gerilme değeri
σ_{o_1}	:Doğrusal kötü yoldaki ortalama gerilme değeri
σ_{o_2}	:Dönemeçli kötü yoldaki ortalama gerilme değeri
σ_{o_3}	:Tekil darbeli yoldaki ortalama gerilme değeri
n_i	:Yoldan toplanan sinyallerin gerilme genliklerine karşılık gelen tekrar sayıları
N_i	:Wöhler eğrisindeki gerilme genliklerine karşılık gelen tekrar sayıları
$\Delta\sigma_{Strain_gage-7}$	:7 no'lu strain gage'deki gerilme genlik değeri
$\Delta\sigma_{Strain_gage-8}$	:8 no'lu strain gage'deki gerilme genlik değeri
$\Delta\sigma_{Strain_gage-11}$	:11 no'lu strain gage'deki gerilme genlik değeri
$\Delta\sigma_{Strain_gage-12}$	:12 no'lu strain gage'deki gerilme genlik değeri

BİR TİCARİ ARAÇ ÖN DİNGİLİNİN MODELLENMESİ VE YORULMA ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada bir ticari taşıtın sabit tip ön dingili, bilgisayar destekli modellenmiş ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak, yorulma dayanımının hesaplanması amacıyla yeni bir hesaplama algoritması geliştirilmiştir. Bu yöntemde dingile gelebilecek statik ve dinamik yükler hesap edilmiş ve FEM modele uygulanmıştır. Ayrıca bir otomobilin ömrü boyunca maruz kalabileceği yol şartlarından kaynaklanan dinamik zorlamalar (doğrusal iyi yol, doğrusal kötü yol, dönemeçli kötü yol ve tekil darbeli yol) göz önüne alınarak yük spektrumu oluşturulmuştur. Daha doğrusu dört farklı yol durumunu içeren iyi bir senaryo (%50 iyi yol ve %50 kötü yol) hazırlanmıştır. Dizayn spekturumunu oluştururken doğrusal iyi yol şartlarını kullanmak yerine, FEM modele diğer %50'ye karşılık gelen yukarda belirttiğimiz kötü yol şartlarından doğan statik ve dinamik kuvvetlerin %100 etkidiği kabul edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada üç farklı çözüm yöntemi geliştirilmiş ve bu yöntemler, aynı model ve aynı işletme koşulları altında karşılaştırılmıştır. Yeni bir senaryo daha hazırlanmıştır (fakat bu sefer kötü bir senaryo). Bu senaryoda tekerleğe uygulanan kuvvetlerin kötü yol şartlarında etkiyen kısmı %70'e çıkarılmıştır. Ardından kötü senaryodan elde edilen sonuçlar, iyi senaryonun sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Dingilin yorulma dayanımının hesaplanması amacıyla dört adet yol durumundaki maksimum ve minimum gerilmeler hesaplanmıştır. Bu extrem gerilmeler tek bir bölgede görüldüğünden, bu bölgenin analizi yapılmıştır ve projenin sonunda tüm yol durumlarından kaynaklanan yol sinyallerinin dingilde herhangi bir yorulmaya neden olmadığı saptanmıştır.

Çalışmanın sonunda hesaplanan sonuçlar, dingil yorulma testinden alınan deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Dolayısıyla hesaplarımızda kullandığımız yaklaşım tekniğinin bu tip ticari araç ön akslarının yorulma analizinde kullanılabilecek bir yöntem olabileceği kanısına varılabilir.

MODELLING OF THE FRONT AXLE OF A COMMERCIAL VEHICLE AND ITS FATIGUE ANALYSIS

SUMMARY

In this study fix type front axle of a commercial vehicle has been modelled (computer aided) and in order to calculate its fatigue strength, a new computing algorithm has been developed using FEM. In this method the effects of dynamic and static loads on the axle have been calculated and applied to the FEM model. During the service life of a vehicle under dynamic loads (straight driving good road, straight driving bad road, cornering bad road and singular impact road) arising from the road conditions as taking into account, load spectrum has been constituted. Or rather a good scenario (%50 good road and %50 bad road) including four different road conditions has been done. While constituting the design spectrum instead of using straight good road conditions, other fifty percent of forces that have been corresponding lifetime of the vehicle, accepted as hundred percent of dynamic and static forces caused by bad road conditions acting on the axle. Besides three solution methods have been developed in this study and these methods compared with each other under the same model and the same operating conditions. A new scenario has also been done (but this time a bad scenario). In this scenario the part (acting in the bad road conditions) of the forces applied to the wheel has been raised to %70. Then the results obtained from the bad scenario have been compared to the results of the good scenario.

To calculate the fatigue strength of the axle the maximum and minimum stresses which are obtained from four different road conditions have been calculated. As these stresses have been seen in only one zone, the analysis of this zone has been done and at the end of the project it has been ascertained that the signals arised from all road conditions haven't been caused to any fatigue in the axle.

As a result of this study, the calculated results have been compared to the experimental datas taken from the fatigue test of the axle. Consequently it can be seen that this method that we used in our calculations can be used for this kind of fatigue analysis of commercial vehicle front axles.

1. GİRİŞ

Motorlu taşıtlarda 1930 yılına kadar sabit tip dingiller kullanılmıştır. Bundan sonraki yıllarda binek otomobillerde bağımsız süspansiyon sistemi kullanılmaya başlanmıştır. Giderek gelişen bu tip süspansiyon sistemleri, bugün hemen hemen tüm taşıtlarda kullanılmaktadır. Ancak ağır vasıtalı araçlarda kısa zamanda arızalanması nedeniyle bu tip süspansiyonlar yaygın duruma gelememişlerdir. Bu nedenle günümüzde kamyon, traktör ve ağır yük taşıtlarında sabit tip dingiller kullanılmaya devam etmektedir.

Dingil gibi bir parçanın çalışma dayanımının saptanabilmesi için; yükleme (çevre koşulları da dahil), dizayn (geometri), malzeme ve imalat özellikleri gibi faktörlerin bilinmesi gerekmektedir. Uygun bir dizaynın meydana getirilebilmesi için de, çalışma sırasında karşılaşılan dış yüklerin, parçanın kritik bölümlerine etkileyen lokal gerilmelerin ve malzemenin dizaynına bağlı olarak davranışının bilinmesi gereklidir.

Çalışma koşulları altında parçaların ömrü, öncelikle çalışma sırasında maruz kalacağı yüklerin bilinmesi, malzeme seçimi, imalatı, gerilme dağılımı ve parçanın kritik bölgelerdeki gerilme halinin bilinmesiyle saptanabilmektedir.

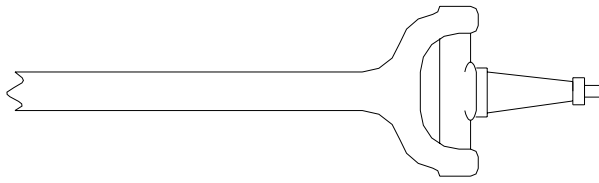
Bu çalışmada öncelikle hafif ticari araçlarda kullanılabilecek sabit tip ön dingiller hakkında genel bir bilgi verilecek, bir midibüste kullanılan sabit tip bir ön dingilin bilgisayar destekli modelleme aşamaları anlatılacak, modellenen bu dingilin yine bilgisayar ortamında gerilme analizleri yapılarak, hangi yol durumundaki hangi türden gerilmelerin bu dingilde yorulmaya neden olabileceği konuları üstünde durulacaktır.

2. SABİT TİP ÖN DİNGİLLER

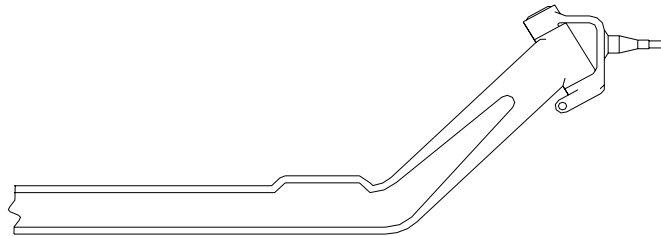
Motorlu taşıtlarda kullanılan sabit tip bir ön dingil, iki ana kısma ayrılır: Birincisi dingil ortası, ikincisi ise dingil başlarıdır. Ön dingiller tamamen tek parça halinde dökümden imal edilirler.

2.1 Sabit Tip Ön Dingillerin Gelişim Evreleri

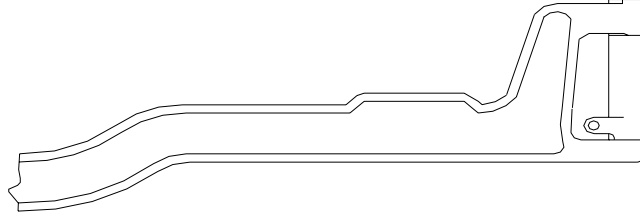
Sabit tip ön dingiller, bu güne kadar çeşitli gelişme evreleri geçirmiştir. İlk taşıtların ön dingilleri, düz olarak yapılırdı. Yani dingil ortası ile dingil başları aynı eksen üzerinde bulunurdu (Şekil 2.1). Daha sonraları motorun ön tarafa yerleştirilmesiyle, motorun altına rastlayan ön dingilin alçaltılması zorunluluğu ortaya çıktı (Şekil 2.2). Daha da sonra taşıt hızlarının artmasıyla, güvenli bir hareketin sağlanabilmesi için; taşıt ağırlık merkezinin yere yaklaştırılması gerektiği ortaya çıktı ve sabit tip ön dingiller, yay yastıklarıyla birlikte orta kısmı alçaltılmış duruma getirildi (Şekil 2.3). Bu çalışmada modellenip analizi yapılan dingil, bir midibüsün sabit tip bir ön dingilidir ve şekil 2.2'nin formuna uymaktadır.



Şekil 2.1 İlk Taşıtlarda Kullanılan Sabit Tip Bir Ön Dingil



Şekil 2.2 Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil



Şekil 2.3 Orta Kısmı Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil

Günümüzde hafif ticari araçlar için imal edilen son iki tip ön dingil örneği aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



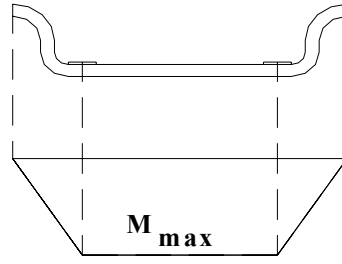
Şekil 2.4 Orta Kısmı Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil Resmi



Şekil 2.5 Alçaltılmış Sabit Tip Bir Ön Dingil Resmi

2.2 Sabit Tip Ön Dingillere Gelen Yükler

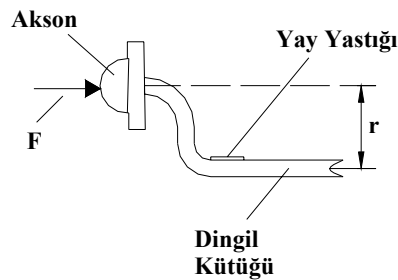
Sabit tip ön dingile sahip araçlarda, ön dingiller başlıca iki tür zorlama ile karşı karşıya kalırlar. Bunlardan birincisi taşıt ağırlığının oluşturduğu yük, ikincisi ise frenleme sonucu oluşan burulma momentidir. Aks üzerine gelen yükün dingil başına aynen iletildiği kabul edilirse, dingil bir tarafından ankastre edilmiş bir kiriş gibi çalışır. Taşıt durur haldeyken, bir tekerleğe gelen taşıt ağırlığının, tekerleğin yere temas ettiği noktadaki zıt tesiri, dingil üzerinde eğilme momenti meydana getirir. Bu eğilme momenti dingil başında sıfır iken, yay yastığına doğru giderek artar ve yay yastığının merkezinde maksimum değerine ulaşır. Eğilme momenti, iki yay yastığının merkezi arasında, bu maksimum değerinde sabit olarak kalır ve nihayet diğer dingil başına doğru giderek azalır ve diğer dingilin başında sıfır olur (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 Yay Yastığındaki Eğilme Momenti

Taşıt hareket halinde olduğu zaman ise, yoldan gelen darbeler etkisiyle düşey eğilme momenti artar. Fakat bu eğilme ayrıca hesaplanmayıp, bir emniyet faktörü ile ilave edilir. Taşıt hareket halinde iken, yuvarlanma direncinin etkisiyle ön dingil üzerinde bir miktar yatay eğilme momenti oluşur. Ancak yuvarlanma direnci, taşıt ağırlığının %1...2'si arasında olduğundan yuvarlanma direncinin oluşturacağı yatay eğilme momenti, düşey eğilme momentinin %1...2'si kadardır ki; bu da düşey eğilme momentinin yanında ihmal edilebilir.

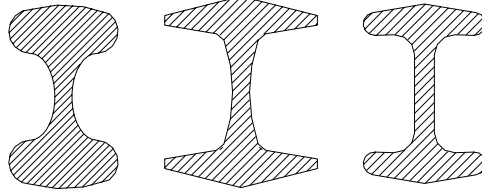
Sabit tip ön dingile sahip araçlarda, frenleme sonucu (Araçın pratik olarak aniden durduğu kabul edilir) kuru ve sert bir zeminde meydana gelen burulma momenti, $0.6 * G * R$ olarak kabul edilir. Bu moment, aks üzerinde, dolayısıyla dingil başı üzerinde oluşan momenttir. Yay yastığında oluşan burulma momenti ise, $(0.6 * G * R) - (0.6 * G * r)$ dir (Şekil 2.7). Görüldüğü gibi yay yastığında oluşan burulma momenti, dingil başında oluşan burulma momentinden daha küçüktür. Daha önceden belirtildiği gibi; eğilme momenti, yay yastığında maksimum değerine ulaşıyordu. O halde dingil başı burulmaya, dingil ortası ise eğilmeye karşı dayanımı fazla olan kesitte olmalıdır. Burulmaya karşı dayanımı fazla olan kesit daire, elips, dikdörtgen gibi kapalı kesitlerdir. Eğilmeye karşı dayanımı fazla olan kesit ise, "T" kesitidir. Bu nedenle dingil ortası "T" kesitinde, dingil başları ise daire, elips, dikdörtgen gibi kapalı kesitlerde imal edilirler (Demirsoy Mustafa, 1991).



Şekil 2.7 Yay Yastığındaki Burulma Momenti

2.3 Sabit Tip Ön Dingil Kesitleri

Sabit tip ön dingillerin ortası “I” kesitinde yapılmakta olup, bunlara ait örnekler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (Şekil 2.8). Projede modellenen dingil kütüğünün kesiti basitlik açısından tam “I” formunda yapılmıştır.



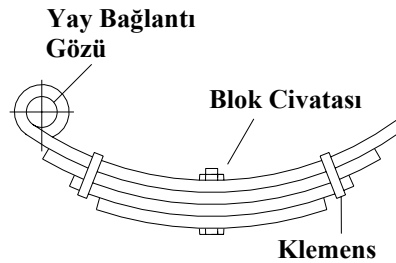
Şekil 2.8 “I” Kesit Örnekleri

2.4 Sabit Tip Ön Dingil İmalat Yöntemleri

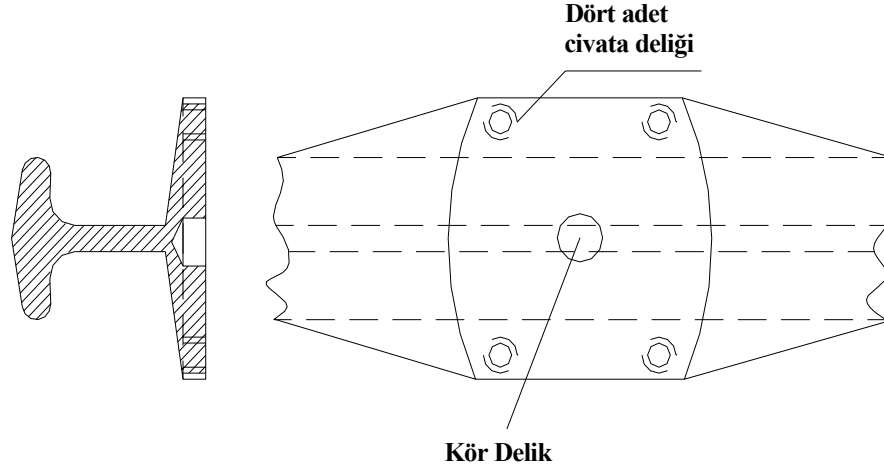
Sabit tip ön dingiller sıcak presleme yoluyla şekillendirildikten sonra ısıtılma işlemine tabi tutulurlar. Bazı taşıtların ön dingilleri çelik döküm olarak da imal edilmektedir.

2.5 Yay Yastıkları

Ortası alçaltılmış olan sabit tip ön dingillerde, yani günümüz tip ön dingillerinde yaylar genellikle dingil kütüğünün üstüne bağlanır. Yay yastıklarında, yayın bağlanması için kullanılan civatalar için dört adet delik bulunur. Yay yastığının tam ortasında, yayın kaymasını önlemek için; yay merkez civatasının geçeceği bir kör delik vardır. Sabit tip ön dingillerin yay yastıklarına genellikle yarı eliptik çok tabakalı yaprak yaylar (susta) bağlanır (Şekil 2.9). Projede modellenen dingil kütüğünün yay yastığındaki kör delik ihmal edilmiştir (Şekil 2.10).



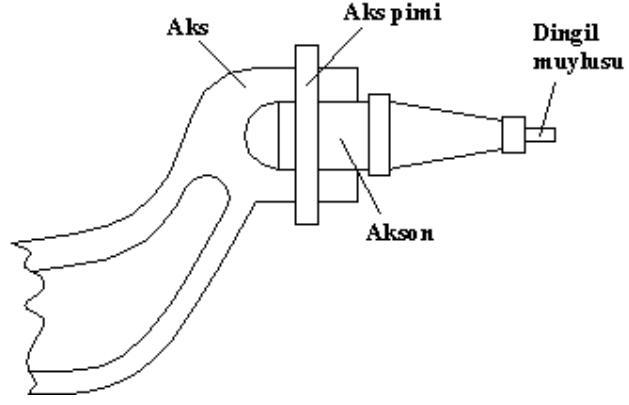
Şekil 2.9 Susta



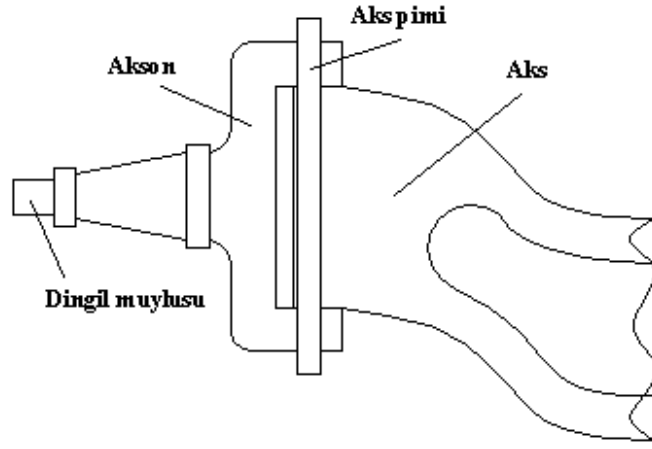
Şekil 2.10 Yay Yastığı

2.6 Sabit Tip Ön Dingil Başları

Sabit tip ön dingillerde aksın yönlendirilmesi iki türdür: Ya aks çatal şeklinde, akson yumruk şeklinde (Şekil 2.11), ya da aks yumruk şeklinde, akson çatal şeklinde olur (Şekil 2.12). Şekil 2.11’de görülen Elliott tipi ön aks başı (Sterling Elliott’a atfen), fren sisteminin tekerleklere uygulanışından önce yaygın olarak kullanılan bir tipti. Bu sistemde dingil başı çatalı olarak yapılmış olup, aks pimi akson başında sabit, dingil başında yataklanmış durumdadır. Bugünkü taşıtlarda ise, şekil 2.12’de görülen ve Ters Elliott adı verilen ön aks başı kullanılır. Bu sistemde akson başı çatalı olarak yapılmış olup, aks pimi dingil başında sabit, akson başında yataklanmış durumdadır. Bu yolla fren sistemi aksamının bağlanabilmesi için; daha geniş bir yüzey elde edilir. Ayrıca tekerleğe gelen yükün oluşturduğu sürtünmeyi azaltmak ve direksiyonun daha kolay döndürülebilmesini sağlamak için; dingil başı ile akson arasına ekstenel olarak çalışan bir bilyalı yatak koyulur (Demirsoy Mustafa, 1991).



Şekil 2.11 Elliott Tipi Ön Aks Başı



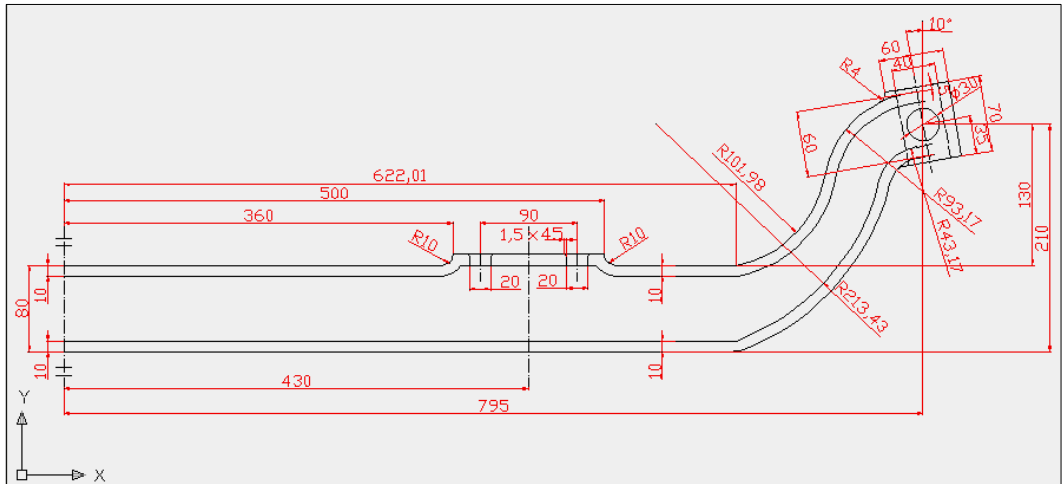
Şekil 2.12 Ters Elliott Tipi Ön Aks Başı

3. SABİT TİP BİR ÖN DİNGİLİN MODELLENMESİ

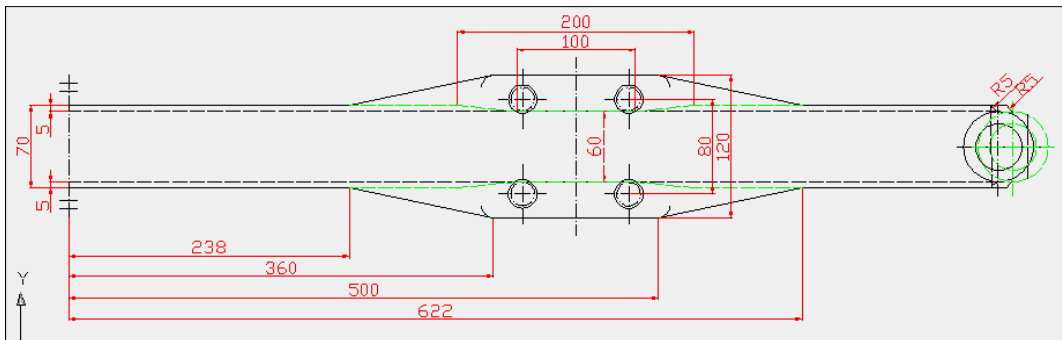
Bu çalışmada modellenecek dingil kütüğünün önce iki boyutlu, sonra üç boyutlu çizimi yapılmıştır (Cadem, Catia V5 Eğitim Notları ve Nalbant Muammer, 2005).

3.1 İki Boyutlu Çizim

Daha önce de bahsedildiği gibi; bu projede kullanılan dingil kütüğü için bir midibüsün sabit tip bir ön dingili model olarak alınmıştır. Buna göre şerit metre ve kumpas yardımıyla dingil kütüğünün ölçüleri midibüs üzerinden alınmış ve AutoCad programında teknik resmi çizilmiştir (Şekil 3.1 ve şekil 3.2).



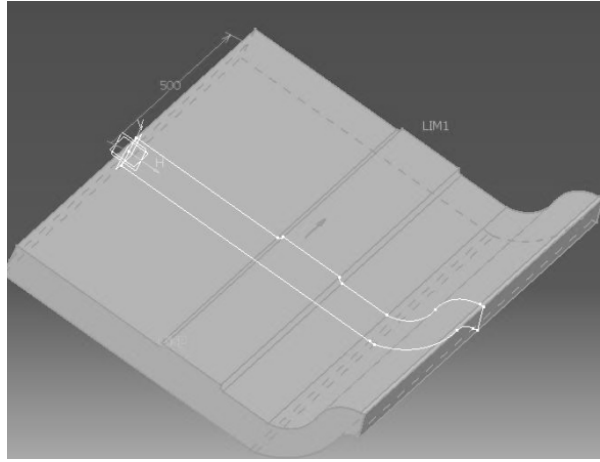
Şekil 3.1 Dingil Kütüğünün Ön Görünüm Teknik Resmi



Şekil 3.2 Dingil Kütüğünün Üst Görünüm Teknik Resmi

3.2 Üç Boyutlu Çizim

Üç boyutlu çizimin ilk adımında AutoCad'den alınan dingil kütüğünün ön görünüş dış hat çizgileri Catia'ya aktarıldı. Kontur çizgileri olarak bilinen bu çizgilere, oluşturduğumuz modelin ön görünüşünün iskeleti de denilebilir. Catia'da modelin ön görünüşünün dış hat çizgileri, kontur çizgileri üzerine çizildi. Bunun için Start $\Rightarrow$ New'e tıklanarak açılan pencerede "Part" seçildi. Karşımıza gelen 3 boyutlu ortamdaki kumpasta Y-Z düzlemi seçilerek, bu düzleme ait sketch oluşturuldu. Bu skeçte bulunan kontur çizgileri üzerine, "profile" komutuyla doğru ve yaylardan oluşan ön görünüşün dış hat çizgileri yerleştirildi. Daha sonra çizilen elemanlar arasına ölçü vermek için "constraints" komutu kullanıldı. En son çizilen bu dış hat çizgileri seçilerek, bu düzlem "pad" komutuyla her iki yöne doğru ötelendi ve prizmatik bir katı oluşturuldu (Şekil 3.3). "Pad" komutuna tıklandıktan sonra açılan pencerenin "First Limit" kısmındaki "Type" çekme menüsünden "Dimension" seçilip, alt kısmına "500 mm" değeri girilmiştir; ayrıca her iki yöne de öteleme için "Mirrored extent" onay düğmesi işaretlenmiştir (Şekil 3.4).

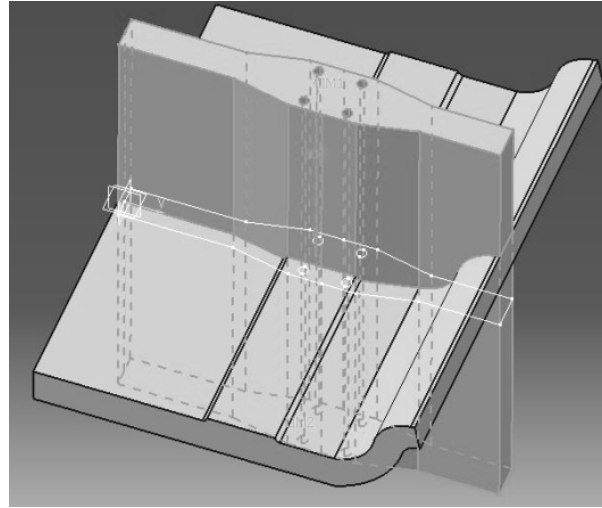


Şekil 3.3 Ön Görünüşün Uzatılması



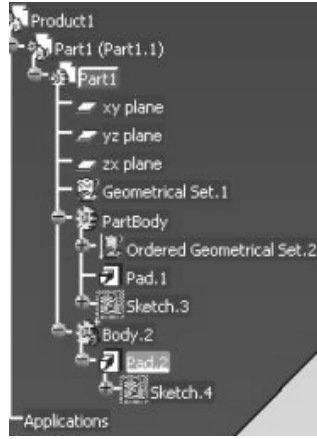
Şekil 3.4 “Pad Definition” Penceresi

İkinci adımda AutoCad’den alınan dingil kütüğünün üst görünüş dış hat çizgileri Catia’ya aktarıldı. Kontur çizgileri olarak bilinen bu çizgilere, oluşturduğumuz modelin üst görünüşünün iskeleti de denilebilir. Catia’da modelin üst görünüşünün dış hat çizgileri, kontur çizgileri üzerine çizildi. Bunun için X-Y düzlemi seçilerek bu düzleme ait ikinci bir skeç oluşturuldu ve ön görünüşün dış hat çizgileri için yapılan tüm işlemler burada da yapıldı (Şekil 3.5).



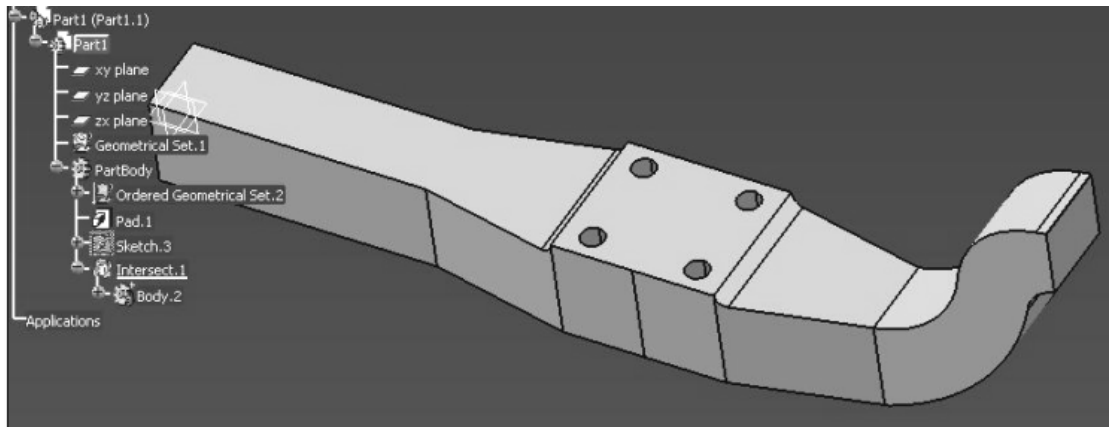
Şekil 3.5 Üst Görünüşün Uzatılması

Üçüncü adımda Part Body’den başka fazladan bir Body oluşturuldu (Body.2). Böylece ön görünüş skeci Part Body içerisine, üst görünüş skeci ise Body.2 içerisine yerleştirildi (Şekil 3.6’daki ürün ağacında bu durum hiyerarşik olarak görülmektedir).



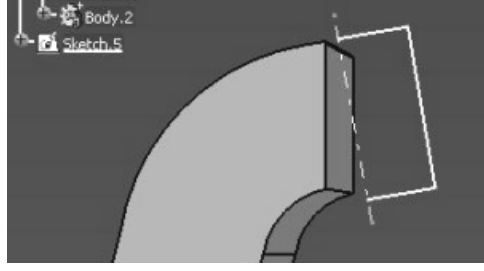
Şekil 3.6 Ürün Ağacı

Dördüncü adımda oluşturulan iki Body birbirleriyle “intersect” komutu kullanılarak kesiştirildi ve dış hatlarıyla prizmatik bir arakesit oluşturuldu. Böylece dingil kütüğü dış hatlarının görüntüsüyle 3 boyutlu olarak kabaca belirmiş oldu (Şekil 3.7).



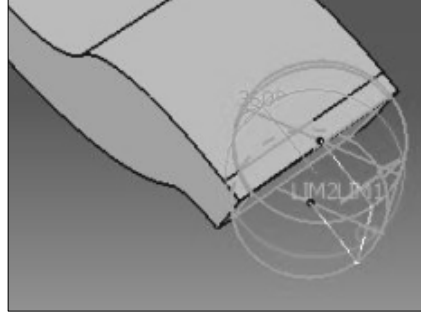
Şekil 3.7 Dingil Kütüğü (Kaba Hali)

Beşinci adımda silindirik olarak tasarlanan dingil kütüğünün baş kısmını oluşturabilmek için; Y-Z düzleminde bir skeç oluşturuldu. Burada AutoCad'den alınan dingil kütüğünün baş kısmının ön görünüş dış hat çizgileri Catia'ya aktarıldı. Catia'da dingil kütüğünün baş kısmının ön görünüşünün dış hat çizgileri, kontur çizgileri üzerine çizildi; yalnız “shaft” komutu kullanılacağı için; dış hat çizgilerinin tamamı yerine yarısı çizilmiştir. Ayrıca döndürmenin yapılabilmesi için bir eksen çizgisi de ilave edilmiştir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Dingil Kütüğü Baş Kısım İçin Çizilen Çizgiler

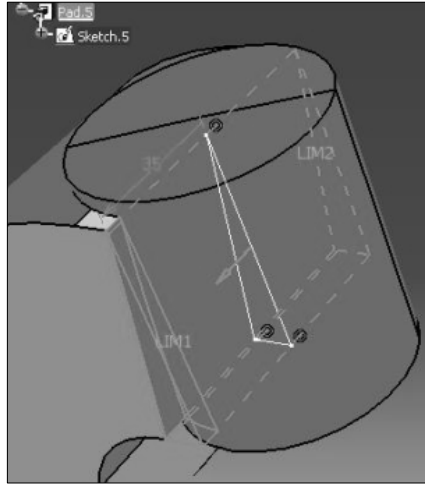
Altıncı adımda bir önceki adımda çizilen çizgiler seçilerek “shaft” komutuyla 360⁰ döndürüldü (Şekil 3.9). Böylece dingil kütüğünün baş kısmı dış hatlarının görüntüsüyle 3 boyutlu olarak kabaca belirmiş oldu. Bilindiği üzere, oluşturduğumuz skecin bulunduğu düzlemde daha önce bir döndürme eksenini tanımlamıştık. Döndürme işlemi bu eksen etrafında yapılır (Şekil 3.10).



Şekil 3.9 Dingil Kütüğü Baş Kısım İçin Çizilen Çizgilerin Döndürülmesi

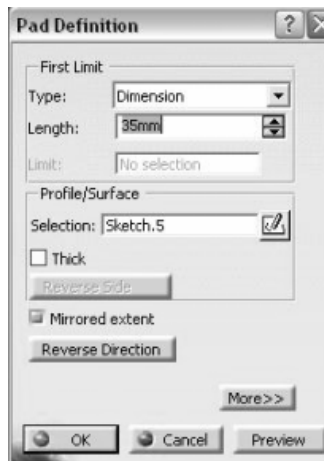


Şekil 3.10 “Shaft Definition” Penceresinde Döndürme Ekseninin Seçimi



Şekil 3.11 Prizmatik Katının Oluşturulması

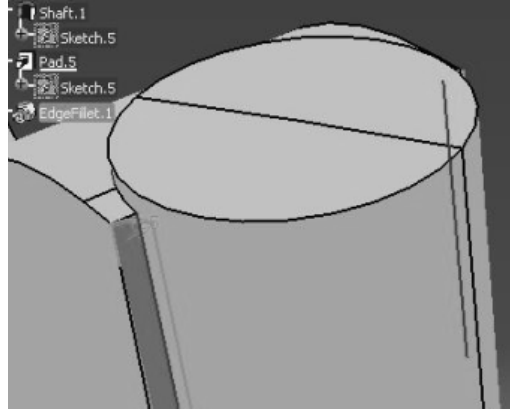
Yedinci adımda dingil kütüğünün baş kısmını kabaca oluşturduktan sonra bu silindirik kısmın dingil kütüğünün kare profilli uç kısmıyla düzgün bir radyüsle birleştirilebilmesi için; Y-Z düzleminde kingpin eksenini için kabul edilen eğilme açısı olan 10^0 lik prizmatik bir katı oluşturulması gerekti. Bunun için Y-Z düzleminde bir skeç oluşturuldu ve bu skeçe çizilen üçgen şekilli düzlem, “pad” komutu kullanılarak her iki yöne doğru ötelendi ve yukardaki prizmatik katı oluşturuldu (Şekil 3.11). “Pad” komutuna tıklandıktan sonra açılan pencerenin “First Limit” kısmındaki “Type” çekme menüsünden “Dimension” seçilip, alt kısmına “35 mm” değeri girilmiştir; ayrıca her iki yöne de öteleme için “Mirrored extent” onay düğmesi işaretlenmiştir (Şekil 3.12).



Şekil 3.12 “Pad Definition” Penceresi

Dingil kütüğünün baş kısmındaki prizmatik katı oluşturulduktan sonraki bu sekizinci adımda, silindirik kısım ile dingil kütüğünün kare profilli uç kısmı, düzgün “5 mm”

yarıçapındaki bir radyüsle birleştirildi (Şekil 3.13). Bunun için “edge fillet” komutu kullanıldı (Şekil 3.14).

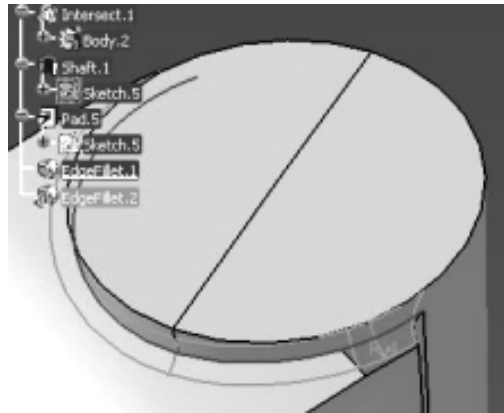


Şekil 3.13 Radyüs Ataması 1 (5 mm’lik)

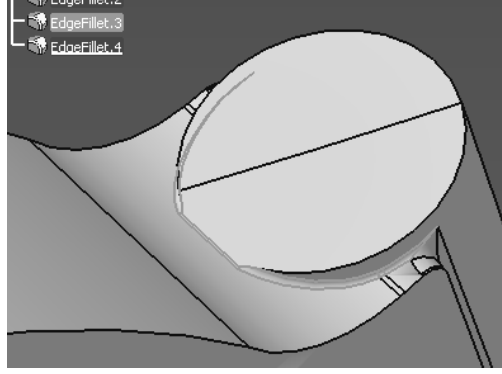


Şekil 3.14 “Edge Fillet Definition” Penceresi

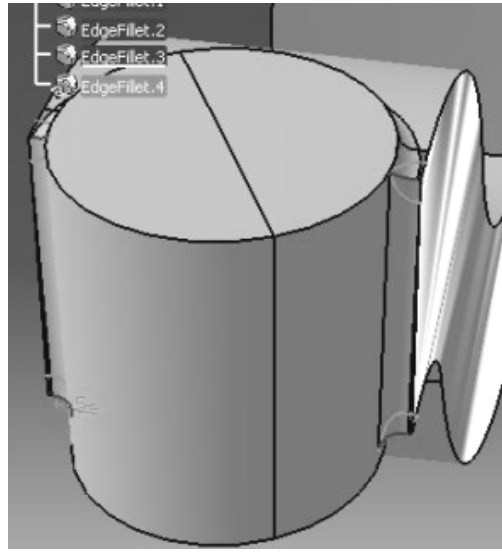
Dingil kütüğünün baş kısmı ile kare profilli uç kısmı arasına “edge fillet” komutuyla bundan başka “4 mm”, “1 mm” ve “5 mm” lik üç radyüs daha atanmıştır (Şekil 3.15 , şekil 3.16 ve şekil 3.17).



Şekil 3.15 Radyüs Ataması 2 (4 mm’lik)

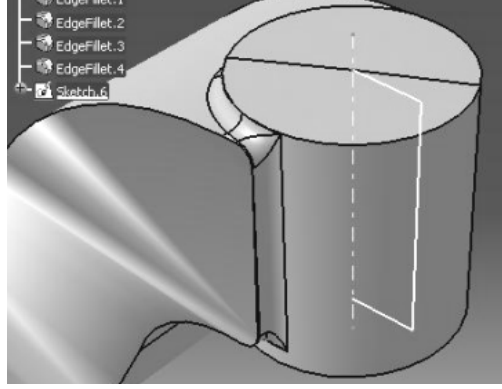


Şekil 3.16 Radyüs Ataması 3 (1 mm'lik)



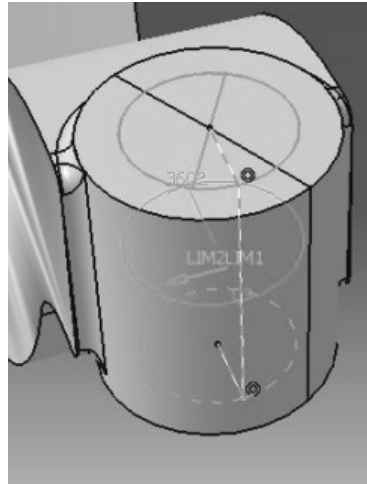
Şekil 3.17 Radyüs Ataması 4 (5 mm'lik)

Dokuzuncu adımda dingil kütüğünün başında kingpinin geçtiği bölgede bir delik açma aşamasına gelindi. Bu amaçla X-Y düzleminde yeni bir skeç oluşturuldu. AutoCad'den alınan dingil kütüğünün başındaki bu kingpin deliğine ait dış hat çizgileri Catia'ya aktarıldı. Catia'da deliğin ön görünüşünün dış hat çizgileri, kontur çizgileri üzerine çizildi; yalnız “groove” komutu kullanılacağı için; dış hat çizgilerinin tamamı yerine yarısı çizilmiştir. Ayrıca döndürmenin yapılabilmesi için bir eksen çizgisi de ilave edilmiştir (Şekil 3.18).



Şekil 3.18 Kingpin Deliği için Çizilen Çizgiler

Onuncu adımda bir önceki adımda çizilen çizgiler seçilerek “groove” komutuyla 360° döndürüldü (Şekil 3.19). Böylece kingpin deliği, dış hatlarının görüntüsüyle üç boyutlu olarak belirmiş oldu. Bilindiği üzere, oluşturduğumuz skecin bulunduğu düzlemde daha önce bir döndürme eksenini tanımlamıştık. Döndürme işlemi bu eksen etrafında yapılır (Şekil 3.20).

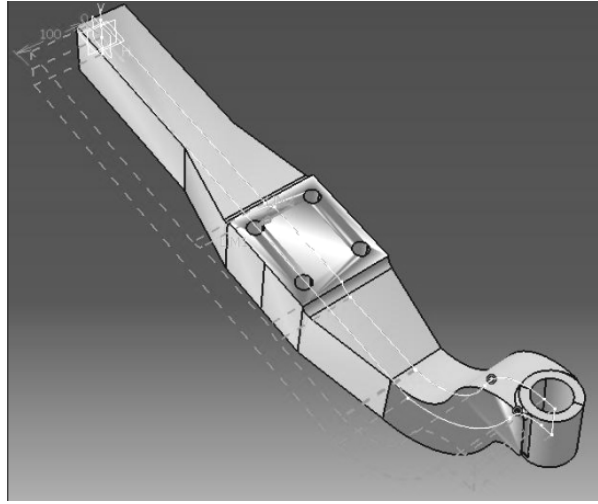


Şekil 3.19 Kingpin Deliği için Çizilen Çizgilerin Döndürülmesi

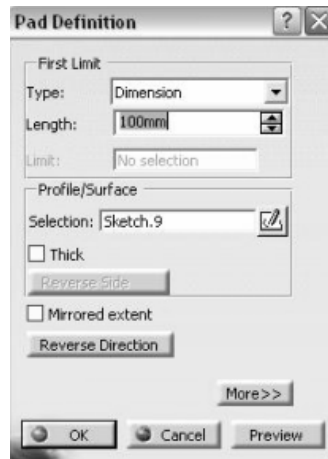


Şekil 3.20 “Groove Definition” Penceresinde Döndürme Ekseninin Seçimi

On birinci adımda dingil kütüğünün profilinin şeklini veren orta kısımdaki boşaltma aşamasına gelindi. Bu amaçla Y-Z düzleminde yeni bir skeç oluşturuldu. AutoCad'den alınan dingil kütüğünün orta kısımdaki boşluğun ön görünüş dış hat çizgileri Catia'ya aktarıldı. Catia'da dingil kütüğünün orta kısımdaki boşluğun ön görünüşünün dış hat çizgileri, kontür çizgileri üzerine çizildi. Çizilen bu dış hat çizgileri seçilerek, bu düzlem “pad” komutuyla bir yöne doğru ötelendi ve prizmatik bir katı oluşturuldu (Şekil 3.21). “Pad” komutuna tıklandıktan sonra açılan pencerenin “First Limit” kısmındaki “Type” çekme menüsünden “Dimension” seçilip, alt kısmına “100 mm” değeri girilmiştir. Böylece seçilen bu profilin belli bir uzunlukta ötelenmesi sağlanmıştır (Şekil 3.22).



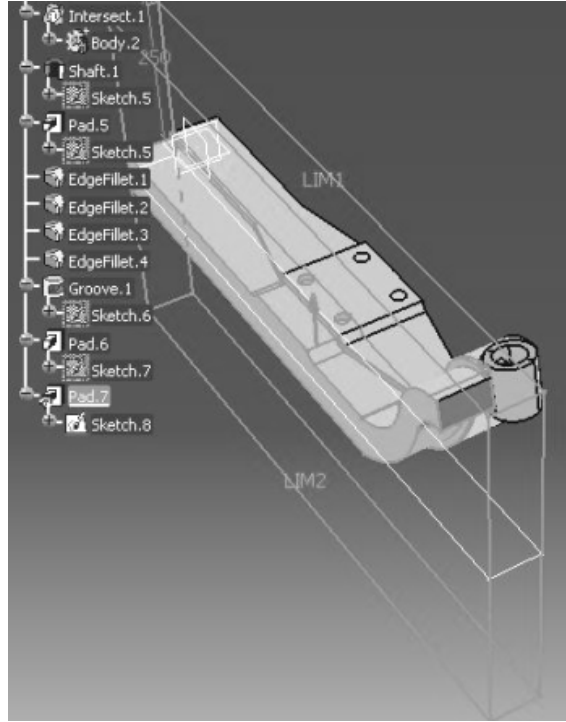
Şekil 3.21 Orta Kısımdaki Boşluğun Ön Görünüşünün Uzatılması



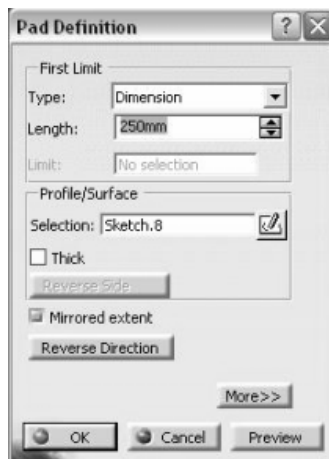
Şekil 3.22 “Pad Definition” Penceresi

On ikinci adımda X-Y düzleminde bir skeç daha oluşturuldu. AutoCad'den alınan dingil kütüğünün orta kısımdaki boşluğun üst görünüş dış hat çizgileri Catia'ya

aktarıldı. Catia'da dingil kütüğünün orta kısmındaki boşluğun üst görünüşünün dış hat çizgileri, kontür çizgileri üzerine çizildi. Çizilen bu dış hat çizgileri seçilerek, bu düzlem "pad" komutuyla her iki yöne doğru ötelendi ve prizmatik bir katı oluşturuldu (Şekil 3.23). "Pad" komutuna tıklandıktan sonra açılan pencerenin "First Limit" kısmındaki "Type" çekme menüsünden "Dimension" seçilmiş ve alt kısmına "250 mm" değeri girilmiştir; ayrıca her iki yöne de öteleme için "Mirrored extent" onay düğmesi işaretlenmiştir (Şekil 3.24).

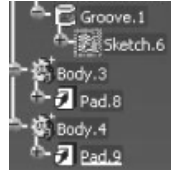


Şekil 3.23 Orta Kısımdaki Boşluğun Üst Görünüşünün Uzatılması



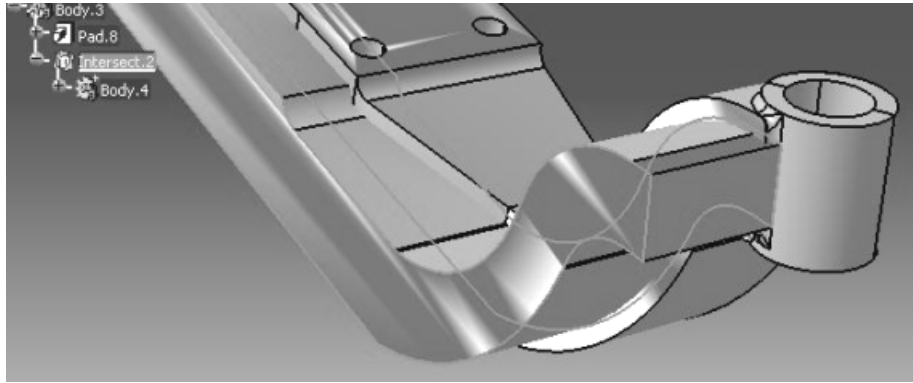
Şekil 3.24 "Pad Definition" Penceresi

On üçüncü adımda, 2 adet Body oluşturuldu (Body.3 ve Body.4). Böylece boşluğun ön görünüş skeci Body.3 içerisine, boşluğun üst görünüş skeci Body.4 içerisine yerleştirildi (Şekil 3.25’deki ürün ağacında bu durum gösterilmiştir).



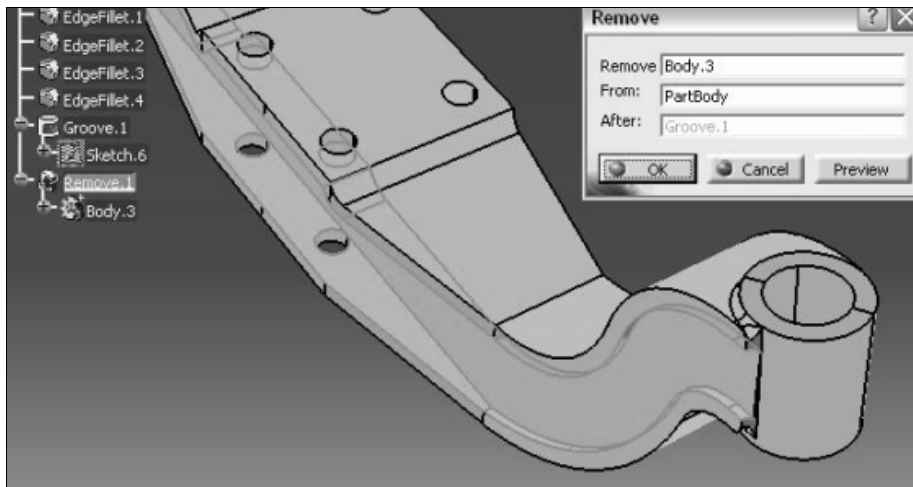
Şekil 3.25 Ürün Ağacı

On dördüncü adımda, oluşturulan iki Body birbirleriyle intersect komutu kullanılarak kesiştirildi ve prizmatik bir arakesit oluşturuldu. Böylece dingil kütüğünün ortasında olması gereken boşluğun hacmi 3 boyutlu olarak belirmiş oldu (Şekil 3.26).



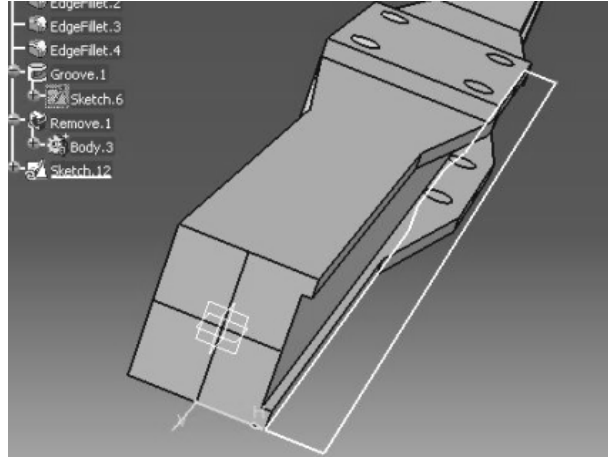
Şekil 3.26 Dingil Kütüğünün Ortasındaki Boşluğun Hacmi

On beşinci adımda dingil kütüğünün ortasındaki boşluğun hacmi, “remove” komutu kullanılarak ana dingil kütüğünden (Part Body’den) çıkarıldı. Böylece dingil kütüğünün ortasındaki boşluk belirmiş oldu (Şekil 3.27).



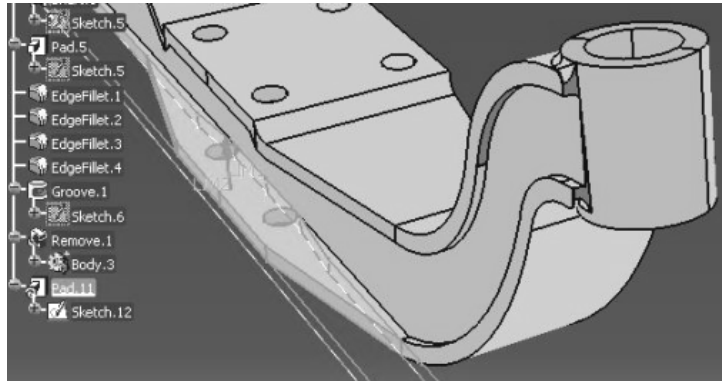
Şekil 3.27 Dingil Kütüğünün Ortasındaki Boşluk

On altıncı adımda dingil kütüğünün alt kısmı yapıldı. Bu amaçla dingil kütüğünün alt yüzeyinde bir skeç oluşturuldu. AutoCad'den alınan dingil kütüğünün alt görünüş dış hat çizgileri Catia'ya aktarıldı. Catia'da modelin alt görünüşünün dış hat çizgileri, kontur çizgileri üzerine çizildi (Şekil 3.28).



Şekil 3.28 Dingil Kütüğünün Alt kısmı için Çizilen Çizgiler

On yedinci adımda çizilen bu dış hat çizgileri seçilerek, bu düzlem “pad” komutuyla yukarı doğru ötelendi ve prizmatik bir katı oluşturuldu (Şekil 3.29). “Pad” komutuna tıklandıktan sonra açılan pencerenin “First Limit” kısmındaki “Type” çekme menüsünden “Dimension” seçilip, alt kısmına "10 mm" değeri girilmiştir. Böylece seçilen bu profilin belli bir uzunlukta ötelenmesi sağlanmıştır (Şekil 3.30).

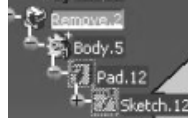


Şekil 3.29 Dingil Kütüğünün Alt kısmı için Çizilen Çizgilerin Uzatılması



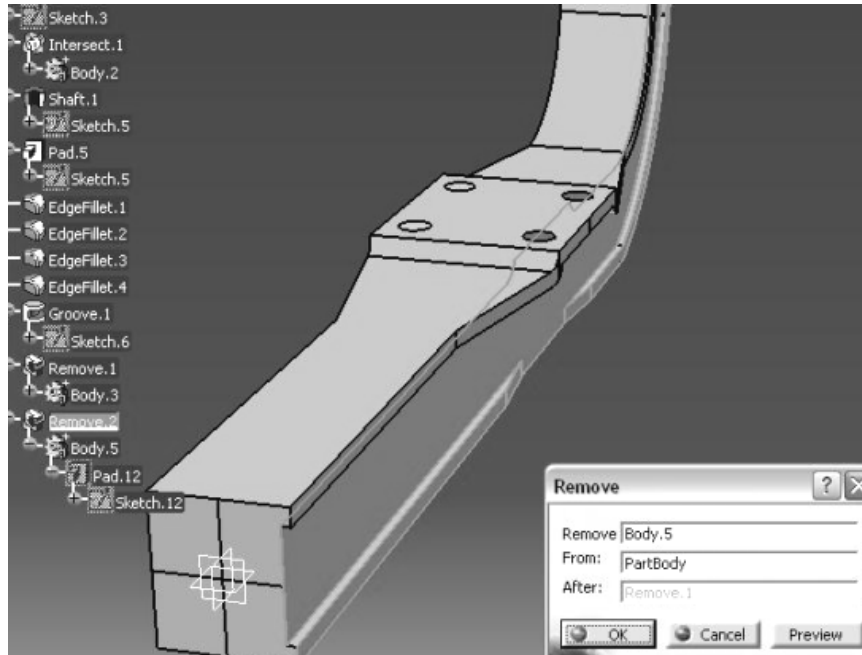
Şekil 3.30 “Pad Definition” Penceresi

On sekizinci adımda bir Body daha oluşturuldu (Body.5). Alt görünüş skeci bu Body.5 içerisine yerleştirildi (Şekil 3.31’deki ürün ağacında bu durum gösterilmiştir).



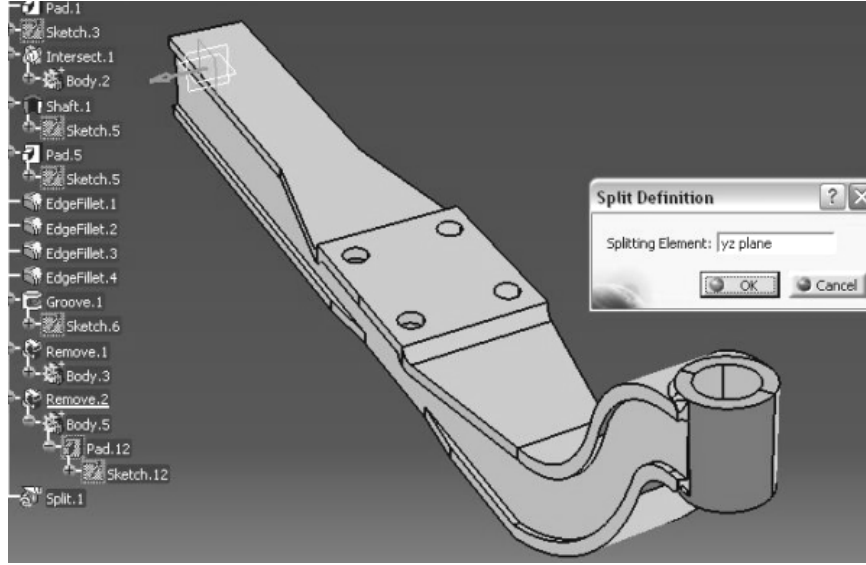
Şekil 3.31 Ürün Ağacı

On dokuzuncu adımda dingil kütüğünün alt kısmı için oluşturulan prizmatik katı, “remove” komutu kullanılarak ana dingil kütüğünden (Part Body’den) çıkarıldı. Böylece dingil kütüğünün alt kısmı belirmiş oldu (Şekil 3.32).



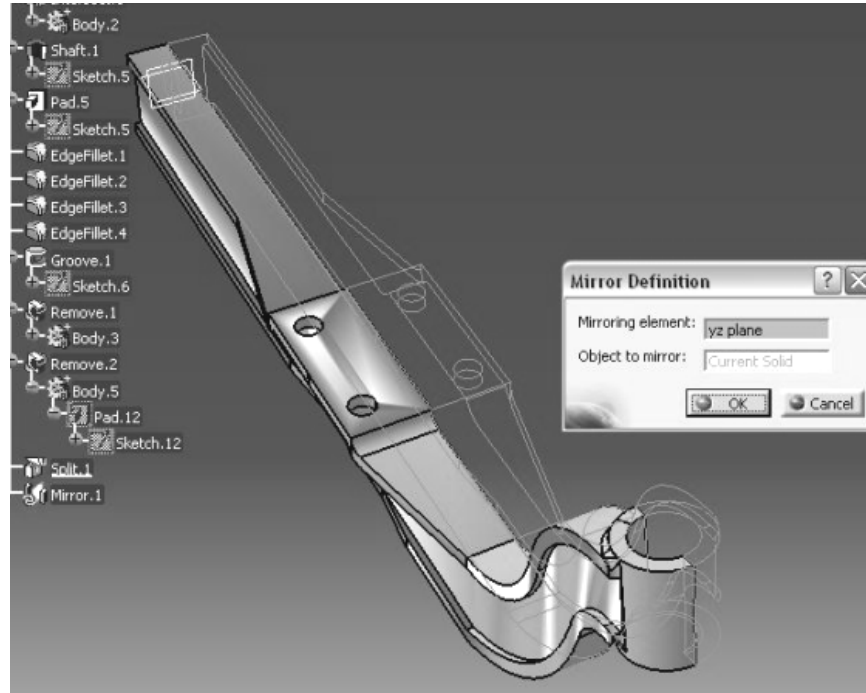
Şekil 3.32 Dingil Kütüğünün Alt Kısım

Yirminci adımda dingil kütüğünün yarısında elde edilen bu oyuklu görüntünün, diğer yarısında da elde edilebilmesi için; “split” komutu kullanılarak dingil kütüğü tam ortasından ikiye bölündü. Bölen düzlem olarak Y-Z düzlemi seçildi (Şekil 3.33).



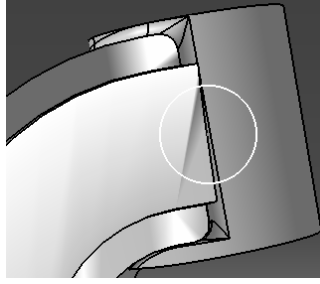
Şekil 3.33 Dingil Kütüğünün Y-Z Düzlemi ile İkiye Bölünmesi

Yirmi birinci adımda “mirror” komutu kullanılarak, dingil kütüğünün yarısında elde edilen oyuklu görüntü, diğer kısma da aynalandı. Aynalayan düzlem olarak yine Y-Z düzlemi seçildi (Şekil 3.34).



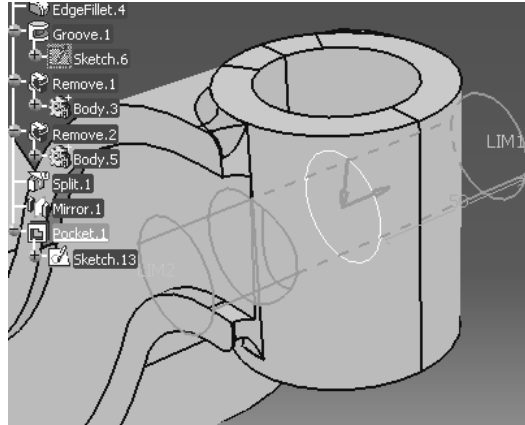
Şekil 3.34 Oyuklu Görüntünün Y-Z Düzlemi ile Aynalanması

Yirmi ikinci adımda dingil kütüğünün silindirik baş kısmına king-pinin düşmesini önleyen eksenel yöndeki pim için delik açma işlemi yapıldı. Bunun için Y-Z düzleminde bir skeç oluşturuldu ve AutoCad'den alınan pim deliğinin ön görünüş dış hat çizgisi Catia'ya aktarıldı. Catia'da pim deliğinin ön görünüşünün dış hat çizgisi, kontur çizgisi üzerine çizildi (Şekil 3.35).

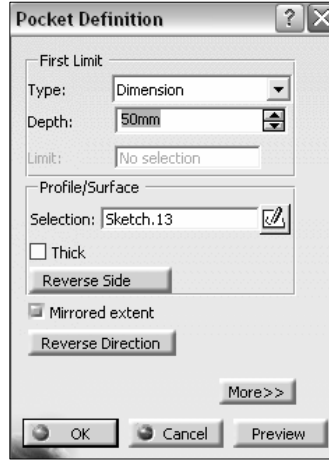


Şekil 3.35 Eksenel Pim Deliği için Çizilen Çizgi

Yirmi üçüncü adımda çizilen bu dış hat çizgisi seçilerek, bu düzlem “pocket” komutuyla her iki yöne doğru ötelendi ve delik oluşturuldu (Şekil 3.36). “Pocket” komutuna tıklandıktan sonra açılan pencerenin “First Limit” kısmındaki “Type” çekme menüsünden “Dimension” seçilip, alt kısmına "50 mm" değeri girilmiştir; ayrıca her iki yöne de öteleme için “Mirrored extent” onay düğmesi işaretlenmiştir (Şekil 3.37).

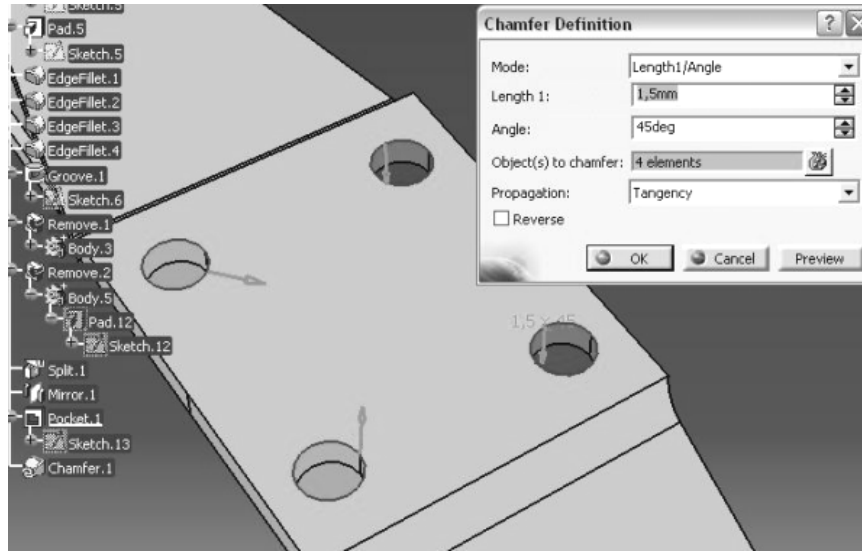


Şekil 3.36 Eksenel Yöndeki Pim Deliği için Çizilen Çizginin Ötelenmesi



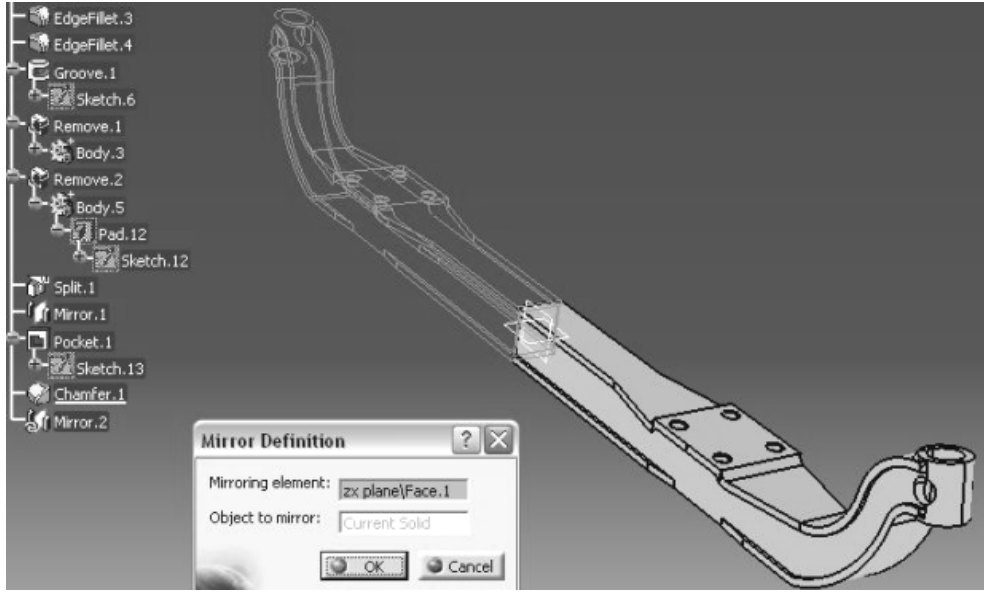
Şekil 3.37 “Pocket Definition” Penceresi

Yirmi dördüncü adımda “chamfer” komutuyla yay yastığının bulunduğu yerdeki 4 adet civata deliğine ait pahların kırılması işlemi yapılmıştır. Projede bu pahların değeri, 1,5 * 45 mm alınmıştır (Şekil 3.38).



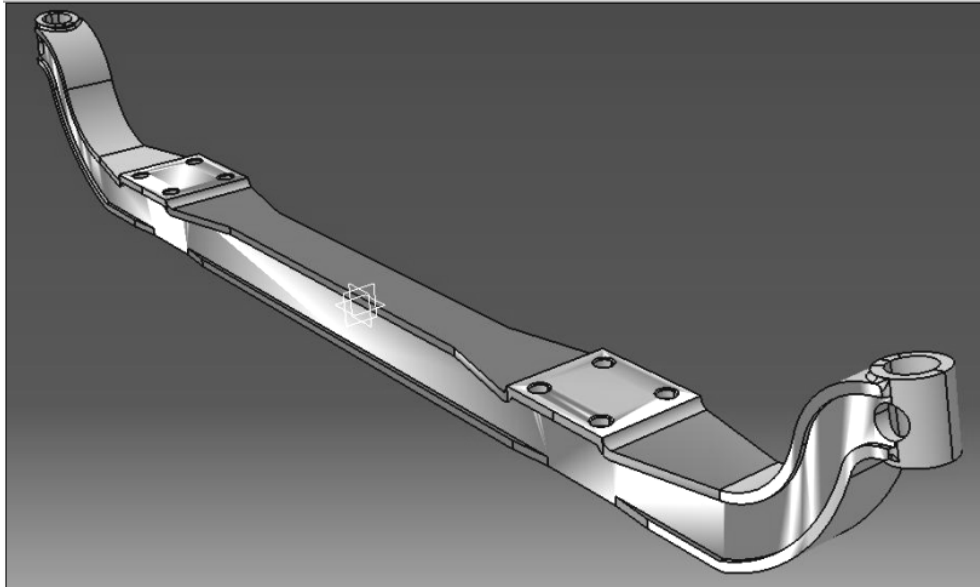
Şekil 3.38 Yay Yastığının Bulunduğu Yerdeki Civata Delik Pahlarının Kırılması

Yirmi beşinci adımda, son haline getirilen yarım dingil kütüğü, bütün haline getirilmiştir. Bu amaçla yarım dingil kütüğü X-Z düzlemine göre; “mirror” komutuyla aynalanmıştır (Şekil 3.39).



Şekil 3.39 Son Haline Getirilen Yarım Dingil Kütüğünün Bütün Haline Getirilmesi

Aşağıda modellenen dingil kütüğü son haliyle gösterilmiştir (Şekil 3.40).



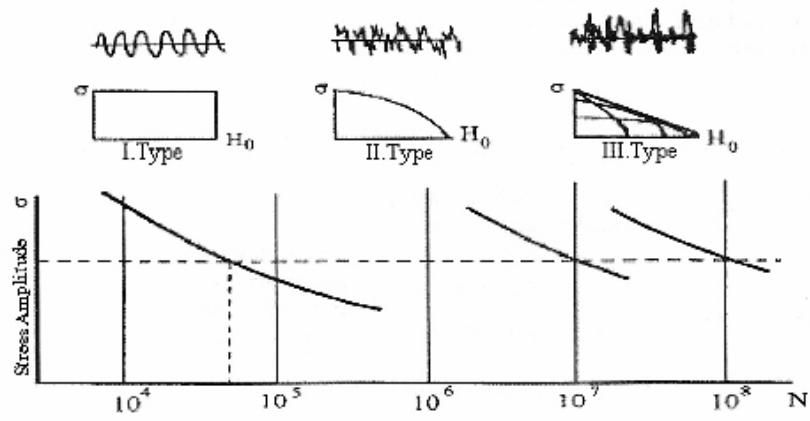
Şekil 3.40 Modellenen Dingil Kütüğünün Son Hali

4. STATİK VE DİNAMİK YÜKLEMELER ETKİSİ ALTINDA SABİT TİP ÖN DİNGİLİN DURUMU (İYİ SENARYOYA GÖRE)

4.1 Teori

Bir dingilin ömrünün dolayısıyla yorulma dayanımının bilinmesi için; o dingile gelen kuvvetlerin bilinmesi gerekir. Dingile gelen dinamik kuvvetler yol pürüzlülüğü, viraj, lastik düzgünsüzlüğü ve işletme şartlarına bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Malzemenin yorulma dayanımının saptanmasında genelde Wöhler eğrilerinden yararlanılmaktadır. Bu yöntemde bir ortalama gerilme ve bu gerilme etrafında periyodik olarak değişen sabit genlikler söz konusudur. Kuvvetin belirlenmesi için yapılan hesaplamalarda dingile gelen tekerlek yükü ortalama gerilme değeri gibi sabit alınmış, dinamik tekerlek yükü bu gerilme değerine maksimum ve minimum olarak ilave edilerek modele uygulanmıştır.

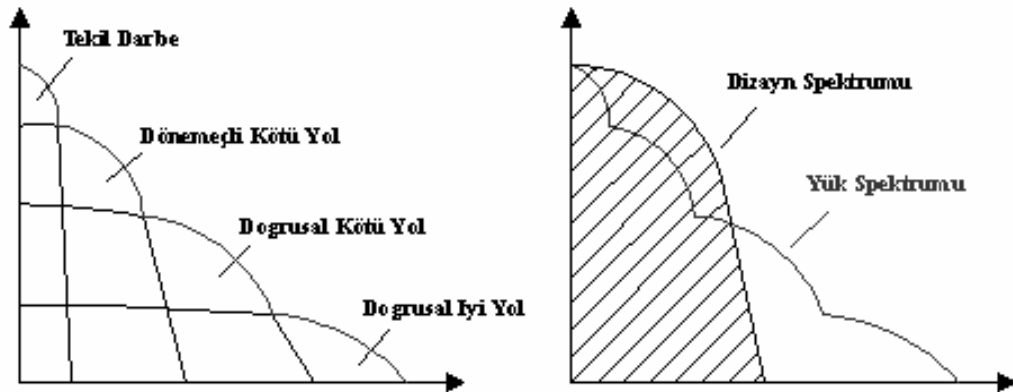
Yol pürüzlülüğü, viraj, lastik düzgünsüzlüğü ve işletme şartları gibi koşulların değişken oluşu, dingile gelen yüklemelerin belli bir sınırdan olamayacağını gösterir. Özellikle yorulma dayanımının belirlenmesinde yükleme kolektifinin iyi bilinmesi gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde üç tip yükleme kolektifi görülmektedir. Birinci durumda yük belirli bir ortalama değerde sabit tutulmakta ve bu değer etrafında sabit genlikler uygulanmaktadır. Bu genlikler sinüs dalgası şeklindedir. Buradaki yükleme kolektifi dikdörtgen şeklinde olup oluşan eğri Wöhler eğrisidir. İkinci durumda asfalt, parke, çakıl gibi belli bir yol standardı ele alınmaktadır. Burada yol pürüzlülüğünden oluşan zorlamalar ortaya çıkmaktadır. Üçüncü durum ise, ikinci durumdaki yükleme kolektifinden birkaç tanesinin üst üste gelmiş halidir. Projemizde ele alınan bu üçüncü durum, dinamik zorlanan parçalar için en gerçekçi durumu ortaya koymaktadır. Çünkü yukarıda belirttiğimiz gibi; bir taşıt ömrü boyunca belirli bir zorlama altında olmayıp çok değişken zorlamalara maruz kalmaktadır (düz yol, virajlı yol, bozuk yol vs) (Ereke, İ. Murat ve Yay, Kubilay, 2005).



Şekil 4.1 Yükleme Kollektifleri

4.2 İyi Senaryo

Dingile uygulayacağımız kuvvetleri elde edebilmek için; ilk olarak tekerleğe gelebilecek kuvvetler belirlenmiştir. Bu kuvvetlerin doğrusal iyi yoldan (dinamik tekerlek yüklerinin oluşturduğu kuvvetler), doğrusal kötü yoldan (dinamik tekerlek yüklerinin ve yol pürüzlülüğünün oluşturduğu kuvvetler), dönemeçli kötü yoldan (virajlarda etki eden ilave tekerlek yükleri) ve tekil darbeden (çukur, tümsek, demiryolu geçişi gibi yollarla gelen kuvvetler) geldiğine ilişkin bir senaryo hazırlanmıştır. Daha sonra şekil 4.2'deki gibi bu kuvvetlerin topluca görüldüğü yük spektrumu eğrisi elde edilmiştir. Yük spektrumu eğrisinin elde edilmesinin amacı, dizayn spektrumu eğrisini elde etmektir. Oluşturulan dizayn spektrumu eğrisinin, yük spektrumu eğrisine eşdeğer olması gerekmektedir. Aksi takdirde parçada gereğinden önce bir yorulma ve hasar görülecektir.



Şekil 4.2 Yük Spektrumu ve Dizayn Spektrumu Eğrileri

Aşağıdaki tabloda, öngörülen iyi senaryoda uygulanan kuvvetlerin mertebeleri görülmektedir. Burada görüldüğü gibi; tekerleğe gelen kuvvetlerin %50'sini iyi yol şartları ve %50'sini de kötü yol şartları oluşturmaktadır. Kötü yol şartlarını %44'lük

doğrusal kötü yol, %4'lük dönemeçli kötü yol, %2'lik de tekil darbeleri yol oluşturmaktadır.

Tablo 4.1 İyi Senaryoya göre Taşıtın Ömrü Boyunca Maruz Kaldığı Yol Şartları

<i>Yol Durumları</i>	<i>Seyir Süreleri (%)</i>
<i>Doğrusal iyi yol</i>	50
<i>Doğrusal kötü yol</i>	44
<i>Dönemeçli kötü yol</i>	4
<i>Tekil darbeleri yol</i>	2

Dizayn spektrumunu oluşturabilmek için; dingile doğrusal iyi yoldan gelen %50 seyir sürelik yükleri göz önüne almadan, sadece doğrusal kötü yol, dönemeçli kötü yol ve tekil darbeleri yoldan gelebilecek zorlamaların %100 etkidiği kabul edilmiştir. Amaç, dingilin ömrünün belirlenmesinde iyi yol şartlarını ihmal ederek sürekli kötü yol şartlarında seyretmesini sağlamak ve bu yolla yorulma dayanımını saptamaktır.

4.3 Hesaplamalar

Yük spektrumunun belirlenebilmesi için; tekerleğin maruz kalacağı dört değişik yol durumundan kaynaklanacak yüklemeler belirlenmelidir. Değişik yol durumlarındaki tekerlek yüklerinin belirlenmesi için yapılacak hesaplamalar sayesinde dingile etkiyen kuvvetler bulunabilecektir.

4.3.1 Hesaplamalarda Kullanılan Katsayıların (k_1 , k_2 , μ_{F1} , μ_{F2}) Bulunması

Aracımızın 215/75 R 17,5 TL 126 ölçülerindeki ön lastiği için lastik kataloğundan aşağıdaki tablo değerleri belirlenmiştir (GOODYEAR T.A.Ş., 1997).

Tablo 4.2 Lastik Kataloğundan Alınan Değerler

<i>Lastiğin dış çapı</i>	D	778 mm
<i>Lastiğin statik yarıçapı</i>	r_{st}	378 mm
<i>Lastiğin maksimum taşıma kapasitesi</i>	N_{max}	3400 kg
<i>Lastiğin nominal yükü</i>	N	1700 kg
<i>Lastiğin maksimum taşıma kapasitesine tekabül eden lastik basıncı</i>	P_{max}	7 bar
<i>Lastiğin nominal yüküne tekabül eden lastik basıncı</i>	P	3,5 bar
<i>Jantın genişliği</i>	B_{jant}	6 in
<i>Jantın göbek çapı</i>	D_{jant}	217 mm
<i>Dış derinliği</i>	h_{dis}	13 mm

Yukarıdaki tabloda, lastiğin maksimum taşıma kapasitesi değeri, araç hızına bağlı bir değer olduğundan, aracımızın 100 km/h'lik sabit bir hızda gittiği ve lastik basıncının maksimum 7 bar olduğu gözönüne alınarak aşağıdaki tablodan alınmıştır (GOODYEAR T.A.Ş., 1997).

Tablo 4.3 Lastiğin Maksimum Taşıma Kapasitesi Değerinin Bulunması

		<i>Lastik Basıncı (bar)</i>										
		4.5	4.75	5	5.25	5.5	5.75	6	6.25	6.5	6.75	7
<i>Araç Hızı (km/h)</i>	65	2595	2710	2820	2935	3045	3155	3265	3370	3480	3585	3690
	70	2560	2670	2780	2895	3005	3110	3220	3325	3430	3535	3640
	75	2520	2635	2745	2855	2960	3070	3175	3280	3385	3485	3590
	80	2485	2595	2705	2810	2920	3025	3130	3235	3335	3440	3540
	85	2460	2570	2680	2785	2890	2995	3100	3200	3305	3405	3505
	90	2440	2545	2655	2760	2865	2965	3070	3170	3270	3370	3470
	95	2415	2520	2625	2730	2835	2935	3040	3140	3240	3340	3435
	100	2390	2495	2600	2705	2805	2910	3010	3110	3205	3305	3400
	110	2390	2495	2600	2705	2805	2910	3010	3110	3205	3305	3400
	120	2390	2495	2600	2705	2805	2910	3010	3110	3205	3305	3400
	130	2390	2495	2600	2705	2805	2910	3010	3110	3205	3305	3400

Lastiğin çökme değeri;

$$f = \frac{D}{2} - r_{st} \Rightarrow f = \frac{778}{2} - 378 = 11 \text{ mm} = 1,1 \text{ cm} \quad (4.1)$$

Maksimum kapasitedeki lastik yay katsayısı

$$c_R = \frac{N_{\max}}{f} \Rightarrow c_R = \frac{3400}{1,1} = 3090,9 \text{ kg/cm} \quad (4.2)$$

Nominal yükteki yay katsayısı;

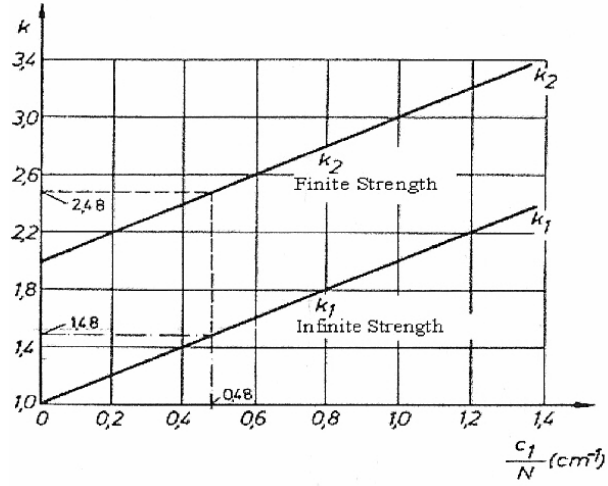
$$c_1 = \frac{P}{P_{\max}} c_R \Rightarrow c_1 = \frac{3,5}{7} 3090,9 = 1545,45 \text{ kg/cm} \quad (4.3)$$

c_1/N oranı;

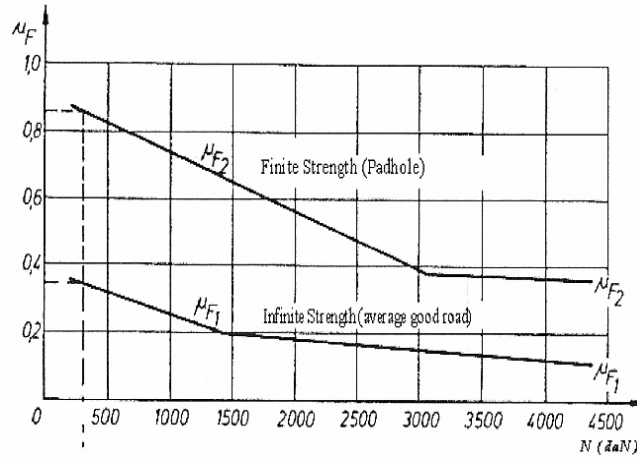
$$\frac{c_1}{N} = \frac{1545,45}{1700} = 0,909 \quad (4.4)$$

k_1 ve k_2 dinamik düşey kuvvet katsayıları; doğrusal enterpolasyonla şekil 4.3'ten bulunabilir. Buna göre $k_1 = 1,909$ ve $k_2 = 2,909$ bulunur (Grubisic, V. and Fischer, G., 1984).

μ_{F1} ve μ_{F2} yan kuvvet katsayıları ise; doğrusal enterpolasyonla şekil 4.4'ten bulunabilir. Buna göre $\mu_{F1} = 0,184$ ve $\mu_{F2} = 0,594$ bulunur (Grubisic, V. and Fischer, G., 1984).



Şekil 4.3 Dinamik Düşey Kuvvet Katsayıları



Şekil 4.4 Yan Kuvvet Katsayıları

4.3.2 Doğrusal İyi Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %50'sine karşılık gelen doğrusal iyi yol için; $P_{dinamik} = P_{statik}$ olmaktadır. P_{statik} değeri, ön dingilin azami yüklü ağırlığı olan 37000 N değerinin yarısıdır.

$$P_{statik} = \frac{37000}{2} = 18500 \text{ N} = 1850 \text{ daN} \quad (4.5)$$

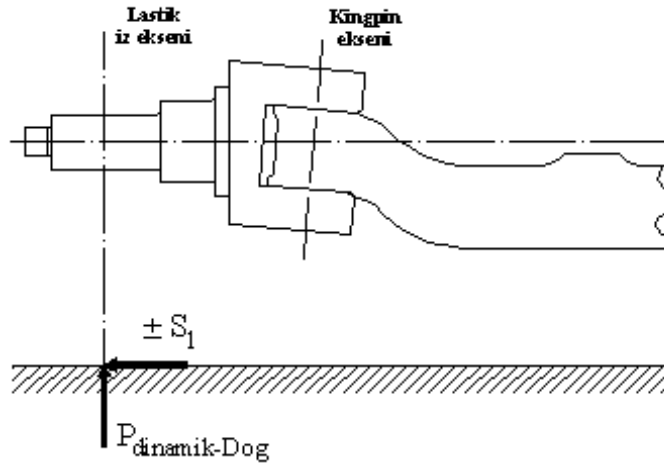
4.3.3 Doğrusal Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %44'üne karşılık gelen doğrusal kötü yol için; yol pürüzlülüğünden kaynaklanan yan kuvvetler de hesaba katılmalıdır. Bağıntılarımız aşağıdaki gibi olacaktır:

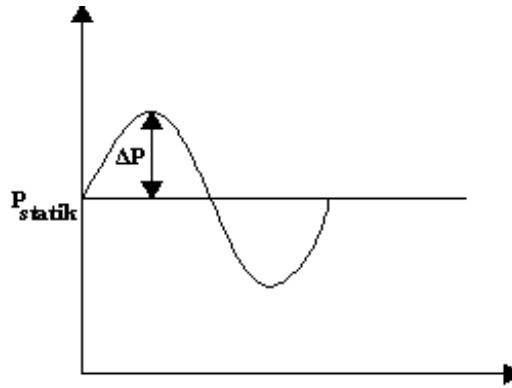
$$P_{dinamik-Doğ} = k_1 \cdot P_{statik} = P_{statik} \pm \Delta P \quad (4.6)$$

$$\pm S_1 = \mu_{F1} \cdot P_{statik} \quad (4.7)$$

- $P_{dinamik-Doğ} \Rightarrow$ Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (düz yolda)
- $\pm S_1 \Rightarrow$ Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan yan kuvvet
- $k_1 \Rightarrow$ Dinamik düşey kuvvet katsayısı (1,909)
- $\mu_{F1} \Rightarrow$ Yan kuvvet katsayısı (0,184)
- $\Delta P \Rightarrow$ Statik bir yükleme etrafındaki periyodik salınım (yorulmayı yapan)



Şekil 4.5 Yoldan Etkiyen Kuvvetler



Şekil 4.6 ΔP 'nin Etkisi

4.3.4 Dönemeçli Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %4'üne karşılık gelen dönemeçli kötü yol için; virajdan kaynaklanan ilave kuvvetler de hesaba katılmalıdır. Bağlılarımız aşağıdaki gibi olacaktır:

$$P_{dinamik-Dön} = k_1 \cdot P_{statik} \quad (4.8)$$

$$\pm S_2 = \mu_{F2} \cdot P_{statik} \quad (4.9)$$

- $P_{dinamik-Dön} \Rightarrow$ Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (virajda)
- $\pm S_2 \Rightarrow$ Virajdan kaynaklanan yan kuvvet
- $k_1 \Rightarrow$ Dinamik düşey kuvvet katsayısı (1,909)
- $\mu_{F2} \Rightarrow$ Yan kuvvet katsayısı (0,594)

4.3.5 Tekil Darbeli Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %2'sine karşılık gelen tekil darbeli yol için; kuvvet bağıntıları aşağıdaki gibi olacaktır:

$$P_{dinamik-TD} = k_2 \cdot P_{statik} \quad (4.10)$$

$$\pm S_3 = \mu_{F3} \cdot P_{statik} \quad (4.11)$$

- $P_{dinamik-TD} \Rightarrow$ Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (tekil darbe)
- $\pm S_3 \Rightarrow$ Tekil darbeden kaynaklanan yan kuvvet
- $k_2 \Rightarrow$ Dinamik düşey kuvvet katsayısı (2,909)
- $\mu_{F3} \Rightarrow$ Yan kuvvet katsayısı (0,6) (P_{statik} 'e karşılık gelen μ_{F2})

4.3.6 Dizayn Spektrumunun Oluşturulması

Daha önce de bahsettiğimiz gibi dizayn spektrumunu oluşturabilmek için; dingile doğrusal iyi yoldan gelen %50 seyir sürelik yükleri göz önüne almadan, sadece doğrusal kötü yol, dönemeçli kötü yol ve tekil darbeli yoldan gelebilecek zorlamaların %100 etkidiği kabul edilmiştir. Yapılan bu hesaplar neticesinde;

$$P_{dinamik-DS} = \left[\frac{44 \cdot P_{dinamik-Doğ}}{100} + \frac{4 \cdot P_{dinamik-Dön}}{100} + \frac{2 \cdot P_{dinamik-TD}}{100} \right] \cdot 2 \quad (4.12)$$

$$P_{dinamik-DS} = \left[\frac{44 \cdot k_1 \cdot P_{statik}}{100} + \frac{4 \cdot k_1 \cdot P_{statik}}{100} + \frac{2 \cdot k_2 \cdot P_{statik}}{100} \right] \cdot 2 \quad (4.12a)$$

$$P_{dinamik-DS} = \left[\frac{44 \cdot 1,909 \cdot 1850}{100} + \frac{4 \cdot 1,909 \cdot 1850}{100} + \frac{2 \cdot 2,909 \cdot 1850}{100} \right] \cdot 2 = 3605,6 \text{ daN} \quad (4.12b)$$

$$S_{dinamik-DS} = \left[\frac{44 \cdot S_1}{100} + \frac{4 \cdot S_2}{100} + \frac{2 \cdot S_3}{100} \right] \cdot 2 \quad (4.13)$$

$$S_{dinamik-DS} = \left[\frac{44 \cdot \mu_{F1} \cdot P_{statik}}{100} + \frac{4 \cdot \mu_{F2} \cdot P_{statik}}{100} + \frac{2 \cdot \mu_{F3} \cdot P_{statik}}{100} \right] \cdot 2 \quad (4.13a)$$

$$S_{dinamik-DS} = \left[\frac{44 \cdot 0,184 \cdot 1850}{100} + \frac{4 \cdot 0,594 \cdot 1850}{100} + \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 1850}{100} \right] \cdot 2 = 431,864 \text{ daN} \quad (4.13b)$$

Dingile uygulanacak maksimum ve minimum $P_{dinamik-DS}$ değerlerinin saptanması için; $6\Delta P$ değerinin hesaplanması gerekir. Bunun için;

$$P_{dinamik-DS} = P_{statik} \pm \Delta P \quad (4.14)$$

$$3605,65 = 1850 \pm \Delta P \Rightarrow \Delta P = 1755,65 \text{ daN} \quad (4.14a)$$

Buradan;

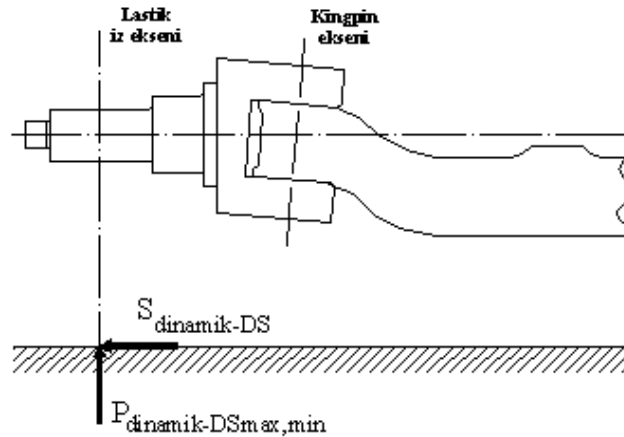
$$P_{dinamik-DS \max} = P_{statik} + \Delta P \quad (4.15)$$

$$P_{dinamik-DS \max} = 1850 + 1755,65 = 3605,65 \text{ daN} \quad (4.15a)$$

ve;

$$P_{dinamik-DS \min} = P_{statik} - \Delta P \quad (4.16)$$

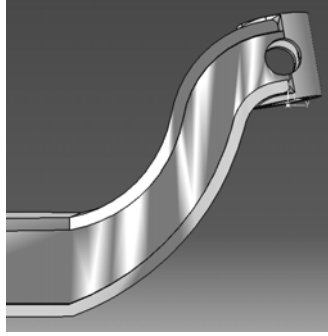
$$P_{dinamik-DS \min} = 1850 - 1755,65 = 94,35 \text{ daN} \quad (4.16a)$$



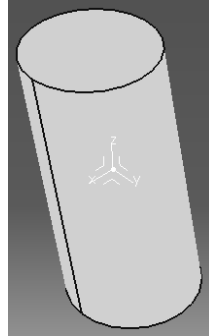
Şekil 4.7 Dizayn Spektrumundan Elde Edilen Yüklerin Dingile Uygulanması

4.4 Çözüm Yöntemleri

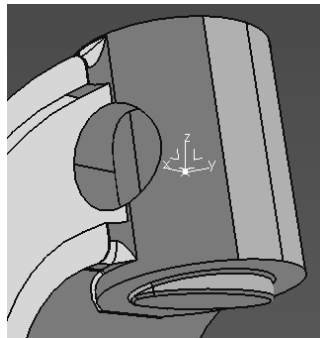
Şekil 4.8’de görüldüğü gibi; dingilimiz tek parça olarak dökümden imal edilmiştir ve silindirik şekildeki baş kısmı, kingpin eksenini doğrultusunda bir miktar eğik durmaktadır. Tekerlek temas noktasında hesaplanan yüklerin kingpine, dolayısıyla dingile dik bir şekilde uygulanabilmesi için; Catia’da kingpini simule eden silindirik, alt ve üst tabanı düz, prizmatik bir katı oluşturuldu (Şekil 4.9). Daha sonra bu parça, ana katıya (dingile) eklendi; ayrıca kingpinin dingil kütüğünün silindirik baş kısmına birleştiği yere ve kingpinin alt ve üst yüzeyinin kenarlarına gerilme yığılmalarını önlemek için 1 mm’lik radyüs atıldı (Şekil 4.10). Son olarak dingil kütüğü tam ortasından ikiye bölündü ve montajlı görüntünün diğer yarıya aynalanması sağlandı (Şekil 4.11)



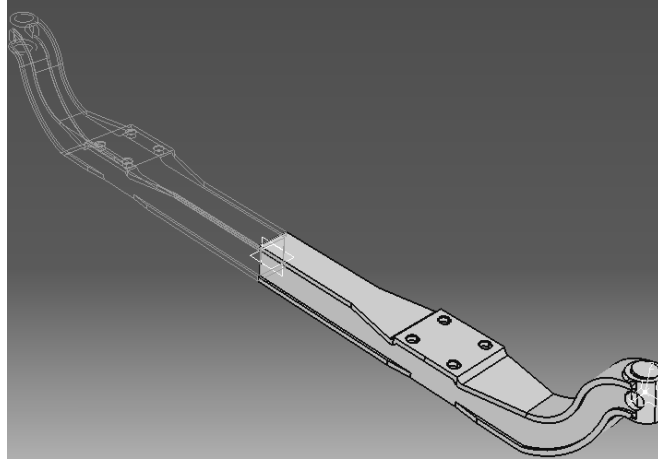
Şekil 4.8 Dingil Başının Eğikliği



Şekil 4.9 Kingpini Simule Eden Katı



Şekil 4.10 Radyüs Atamaları



Şekil 4.11 Montajlı Görüntünün Diğer Yarıya Aynalanması

Bu çalışmada üç türlü çözüm yöntemi geliştirilmiştir:

4.4.1 $P_{dinamik-DS\ max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Gözönüne Alındığı (1.) Çözüm Yöntemi

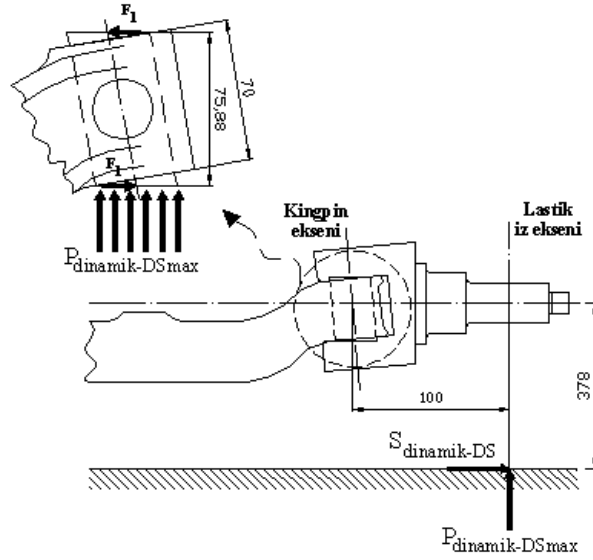
Şekil 4.12'den de görüleceği gibi; tekerlek temas noktasına etkiyen kuvvetlerden $P_{dinamik-DS\ max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetleri, kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur.

$$M_1 = (P_{dinamik-DS\ max} \cdot 100) + (S_{dinamik-DS} \cdot 378) \quad (4.17)$$

$$M_1 = (3605,65 \cdot 100) + (431,864 \cdot 378) = 523809,592 \text{ daNmm} = 5238,09 \text{ Nm} \quad (4.17a)$$

$$F_1 = \frac{M_1}{0,07588} = \frac{5238,09}{0,07588} = 69031,31 \text{ N} \quad (4.18)$$

Bunun dışında, düşey yönde gelen $P_{dinamik-DS\ max}$ kuvvetinin dingil kütüğünün başına aynen etkidiği varsayılır.



Şekil 4.12 $P_{dinamik-DS\max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

4.4.2 $P_{dinamik-DS\min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Gözönüne Alındığı (2.) Çözüm Yöntemi

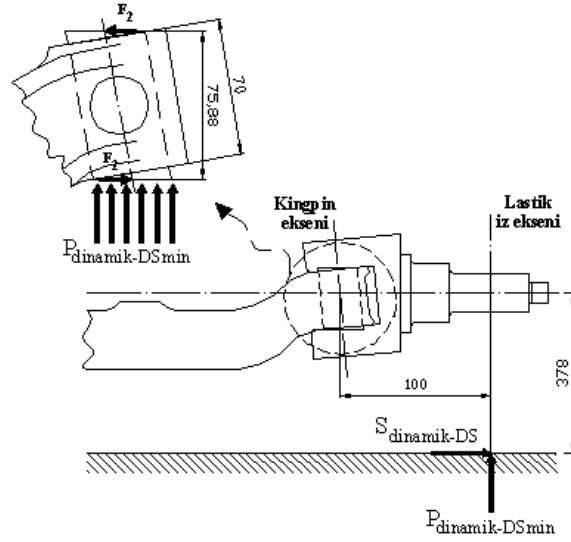
Şekil 4.13'den de görüleceği gibi; tekerlek temas noktasına etkiyen kuvvetlerden $P_{dinamik-DS\min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetleri, kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur.

$$M_2 = (P_{dinamik-DS\min} \cdot 100) + (S_{dinamik-DS} \cdot 378) \quad (4.19)$$

$$M_2 = (94,35 \cdot 100) + (431,864 \cdot 378) = 172679,592 \text{ daNmm} = 1726,79 \text{ Nm} \quad (4.19a)$$

$$F_2 = \frac{M_2}{0,07588} = \frac{1726,79}{0,07588} = 22756,93 \text{ N} \quad (4.20)$$

Bunun dışında, düşey yönde gelen $P_{dinamik-DS\min}$ kuvvetinin dingil kütüğünün başına aynen etki ettiği varsayılır.



Şekil 4.13 $P_{dinamik-DS\ min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

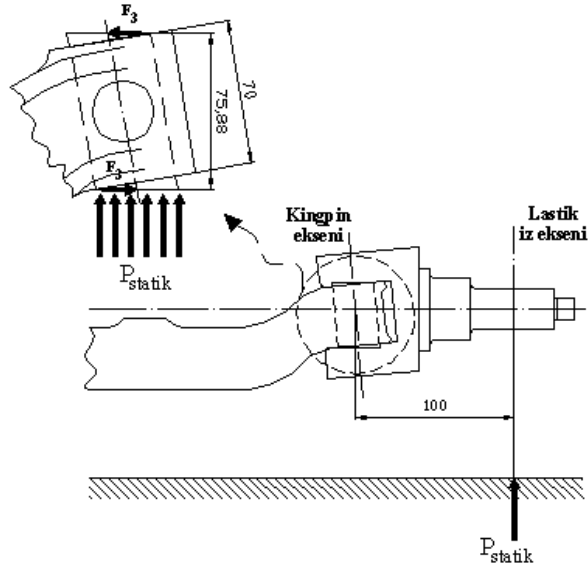
4.4.3 P_{statik} Kuvvetinin Gözönüne Alındığı (3.) Çözüm Yöntemi

Şekil 4.14'den de görüleceği gibi; bu çözüm yöntemi, tekerleğimize gelen statik tekerlek yükünün ($P_{statik} = 1850\ daN$) dingilde meydana getireceği statik gerilme değerlerinin bulunması amacıyla yapılmıştır. Dingil kütüğünün başına etkiyen moment;

$$M_3 = P_{statik} \cdot 100 = 1850 \cdot 100 = 185000\ daNmm = 1850\ Nm \quad (4.21)$$

$$F_3 = \frac{M_3}{0,07588} = \frac{1850}{0,07588} = 24380,6\ N \quad (4.22)$$

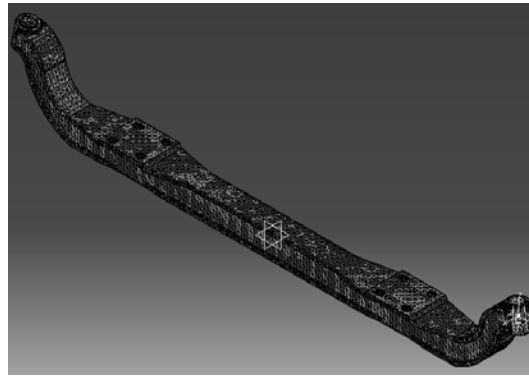
Bunun dışında, düşey yönde gelen P_{statik} kuvvetinin dingil kütüğünün başına aynen etkidiği varsayılır.



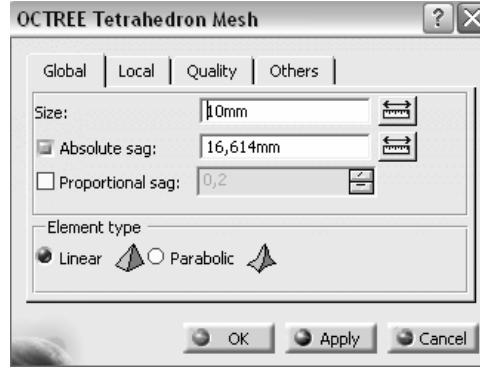
Şekil 4.14 P_{statik} Kuvvetinin Dingile Uygulanması

4.5 Modelin Sonlu Elemanlara Ayrılması (Meshleme):

Çözüm yöntemleri aşamasından sonra, modelin sonlu elemanlara ayrılma işlemi yapılmıştır (Şekil 4.15). Meshleme işleminin yine Catia'da yapılması sağlanmıştır. Bunun için; Catia'da Start $\Rightarrow$ Analysis & Simulation $\Rightarrow$ Advanced Meshing Tools komut zinciri izlenmiş, açılan arayüzde Mesh edilecek model (dingil kütüğü), File $\Rightarrow$ Open komut zinciriyle açılıp seçildikten sonra "octree tetrahedron mesher" komutuna tıklanarak modelin sonlu elemanlara bölünmesi sağlanmıştır. Komuta tıklandıktan sonra açılan iletişim kutusunda eleman boyutu olarak "10 mm" değeri girilmiştir; ayrıca eleman tipi olarak "lineer" seçilmiştir (Şekil 4.16).



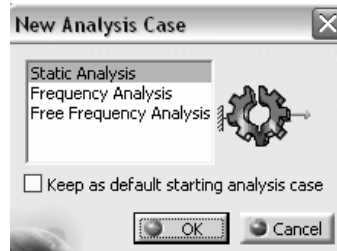
Şekil 4.15 Modelin Meshlenmiş Hali



Şekil 4.16 Meshleme için Eleman Boyutunun ve Eleman Tipinin Belirlenmesi

4.6 Sınır Koşulları ve Yüklemeler

Parça yapısal arayüzüne girmek için; Catia'da Start $\Rightarrow$ Analysis & Simulation $\Rightarrow$ Component Structural Analysis komut zinciri izlenmiş ve açılan "New Analysis Case" iletişim kutusunda "Static Analysis" analiz durum tipi seçilmiştir (Şekil 4.17). Her ne kadar seçilen analiz durum tipi, statik analiz gibi görülsede aslında bu projede CAT analiz dökümanımızın dinamik sınır koşulları analiz edilmiştir.

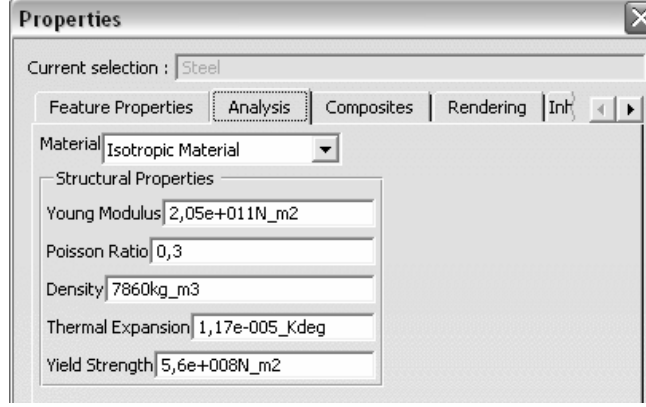


Şekil 4.17 Analiz Durum Tipinin Seçilmesi

Yukarıdaki işlemlerden sonra açılan arayüzde Mesh edilmiş model (dingil kütüğü), File $\Rightarrow$ Import komut zinciriyle açılmıştır. Sonlu eleman modelimiz bu aşamada sınırlamalar, yüklemeler, statik durum çözümü gibi boş imgeler içeren bir statik duruma sahiptir. Bundan sonra CAD analiz dökümanımıza yüklemeler ve sınırlamalar atayarak, ürün ağacındaki boş imgeler doldurulmuş ve statik durum çözümü hesaplatılmıştır. Yalnız bunun öncesinde birtakım ön işlemler yapılmıştır:

- "Material on analysis connection" komutuna tıklanmış ve açılan "Library" iletişim kutusunun "Metal" sekmesinde "Steel" seçilerek, sonlu eleman modelimize malzeme ataması yapılmıştır. Malzeme özelliklerini daha ayrıntılı girebilmek için "Steel" malzemesine çift tıklanmış ve şekil 4.18'deki özellikler girilmiştir.

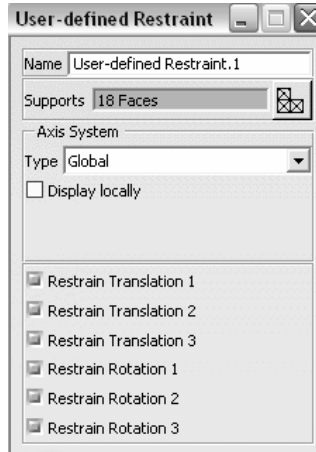
- View ⇒ Render Style ⇒ Customize View komut zinciri izlenmiş ve açılan “Custom View Modes” iletişim kutusunda “Shading” ve “Material” seçili hale getirilerek sonlu eleman modelimizin gölgeli ve malzeme atanmış şekilde görülmesi sağlanmıştır.



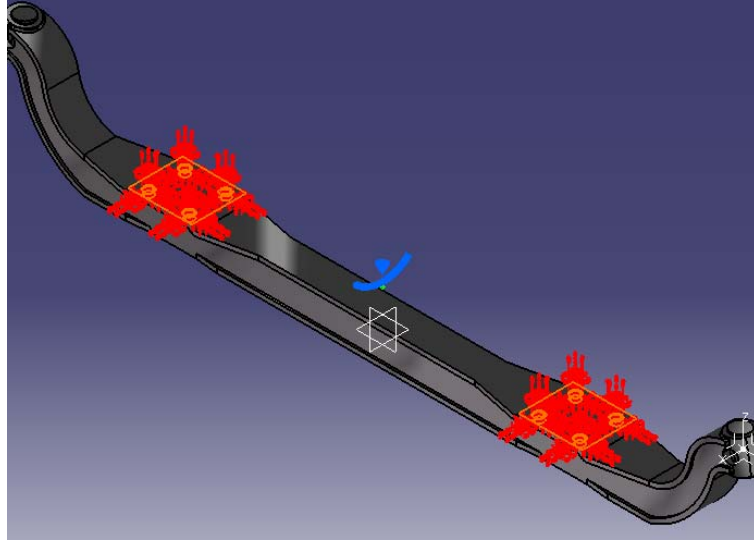
Şekil 4.18 Dingil Kütüğüne Atanan “SAE 1045” Çeliğinin Özellikleri

4.6.1 Sınır Koşulları

Dingilimizin makas (susta) oturma yüzeylerinin ve (sanki makasların makas oturma yüzeylerine civatalarla tutturulduğunu simule etmek için) civata delik yüzeyleri ile pah yüzeylerinin tüm yönlerden öteleme ve dönme yapmayacak şekilde sabitlenmesi sağlanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki “Restrains.1” imgesi seçilmiş ve “user-defined restraint” komutuna tıklanmıştır. Açılan “User-Defined Restraint” iletişim kutusunda tüm yönlerdeki öteleme ve dönme sınırlamaları seçilmiş uygulama yeri olarak da her bir makas oturma yüzeyi (2 adet), her bir civata delik yüzeyi (8 adet) ve her bir pah yüzeyi (8 adet) olmak üzere toplam 18 adet yüzey seçilmiştir (Şekil 4.19). Şekil 4.20’de modelimiz, sınır koşulları uygulanmış halde gösterilmiştir.



Şekil 4.19 “User-defined Restraint” İletişim Kutusu



Şekil 4.20 Sınır Koşulları Uygulanmış Model

4.6.2 Yüklemler

Daha önceki kısımlarda 3 türlü çözüm yöntemi geliştirilmişti. Bu modelimize 3 türlü yükleme (dinamik) uygulayacağımız anlamına gelir.

Birinci çözüm yönteminde, yani $P_{dinamik-DS_{max}}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı çözüm yönteminde hesaplanan F_1 kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt ve üst yüzeylerine dingil kütüğünün silindirik şeklindeki baş kısmında bir kuvvet çifti oluşturacak şekilde uygulanmıştır. Ayrıca $P_{dinamik-DS_{max}}$ kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine direkt uygulanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki “Loads.1” imgesi seçilmiş ve “distributed force” komutuna tıklanmıştır. Açılan “Distributed Force” iletişim kutusunda,

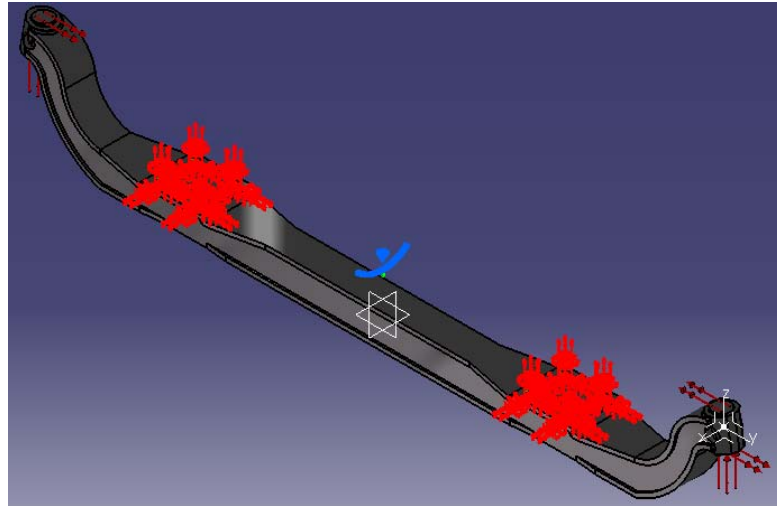
Dingil kütüğünün sağ tarafı için;

- F11_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 69031,31 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F12_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 69031,31 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F13_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 36056,5 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Dingil kütüğünün sol tarafı için;

- F11_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenine doğrultusuna paralel ve aynı yönde 69031,31 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F12_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenine doğrultusuna paralel ve zıt yönde 69031,31 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F13_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenine doğrultusuna paralel ve aynı yönde 36056,5 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Şekil 4.21'de modelimiz, sınır koşulları + birinci çözüm yöntemindeki yüklemeler uygulanmış halde gösterilmiştir.



Şekil 4.21 Sınır Koşulları + 1. Çözümdeki Yüklemeler Uygulanmış Model

İkinci çözüm yönteminde, yani $P_{dinamik-DS\ min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı çözüm yönteminde hesaplanan F_2 kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt ve üst yüzeylerine dingil kütüğünün silindirik şekildeki baş kısmında bir kuvvet çifti oluşturacak şekilde uygulanmıştır. Ayrıca $P_{dinamik-DS\ min}$ kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine direkt uygulanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki yük imgesi seçilmiş ve “distributed force” komutuna tıklanmıştır. Açılan “Distributed Force” iletişim kutusunda,

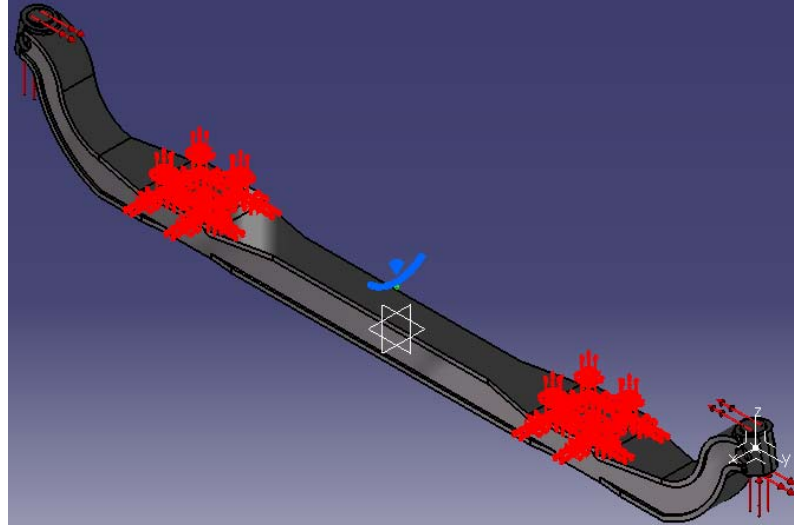
Dingil kütüğünün sağ tarafı için;

- F21_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 22756,93 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F22_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 22756,93 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F23_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 943,5 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Dingil kütüğünün sol tarafı için;

- F21_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 22756,93 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F22_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 22756,93 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F23_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 943,5 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Şekil 4.22'de modelimiz, sınır koşulları + ikinci çözüm yöntemindeki yüklemeler uygulanmış halde gösterilmiştir.



Şekil 4.22 Sınır koşulları + 2. Çözümdeki Yüklemler Uygulanmış Model

Üçüncü çözüm yönteminde, yani P_{statik} kuvvetinin gözönüne alındığı çözüm yönteminde hesaplanan F_3 kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt ve üst yüzeylerine dingil kütüğünün silindirik şeklindeki baş kısmında bir kuvvet çifti oluşturacak şekilde uygulanmıştır. Ayrıca P_{statik} kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine direkt uygulanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki yük imgesi seçilmiş ve “distributed force” komutuna tıklanmıştır. Açılan “Distributed Force” iletişim kutusunda,

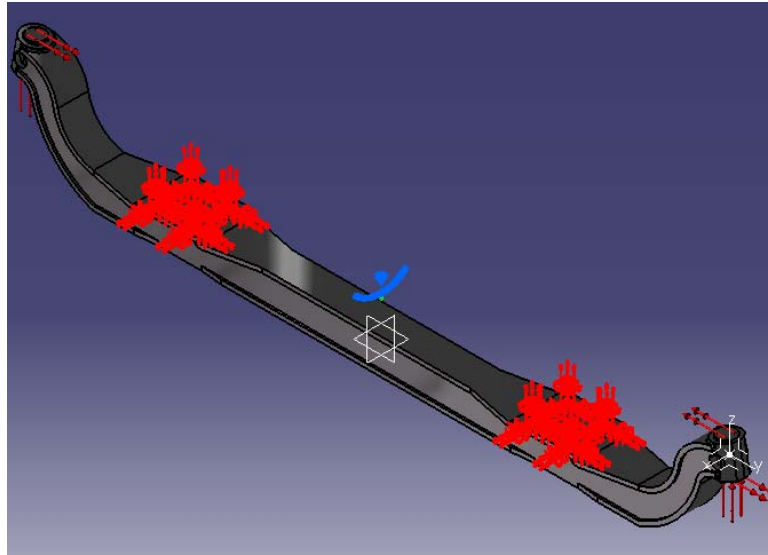
Dingil kütüğünün sağ tarafı için;

- F31_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 24380,6 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F32_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 24380,6 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F33_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 18500 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Dingil kütüğünün sol tarafı için;

- F31_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 24380,6 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F32_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 24380,6 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F33_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 18500 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Şekil 4.23'de modelimiz, sınır koşulları + üçüncü çözüm yöntemindeki yüklemeler uygulanmış halde gösterilmiştir.

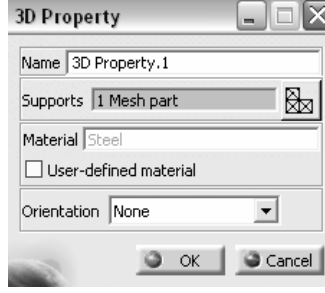


Şekil 4.23 Sınır Koşulları + 3. Çözümdeki Yüklemeler Uygulanmış Model

4.7 Hesaplamalar

Projenin bu adımında, üç çözüm yöntemi için geliştirilen üç analiz durum tipi hesaplanmıştır. Yalnız bunun öncesinde aşağıdaki ön işlem yapılmıştır:

- “3D Property” komutuna tıklanarak modele özellik ataması yapılmıştır. Açılan “3D Property” iletişim kutusunun “Supports” kısmı için FE meshi, ürün ağacından seçilmiş (OCTREE Tetrahedron Mesh.1), “Material” kısmına da daha önce malzeme kütüphanesinden atanan “Steel” malzemesi girilmiştir (Şekil 4.24).



Şekil 4.24 Modele Özellik Atanması

Hesaplama için “compute” komutu kullanılmıştır. Açılan “Compute” iletişim kutusunda “All” seçeneği seçilmiştir ve “OK”e tıklanarak hesaplama başlatılmıştır (Şekil 4.25).

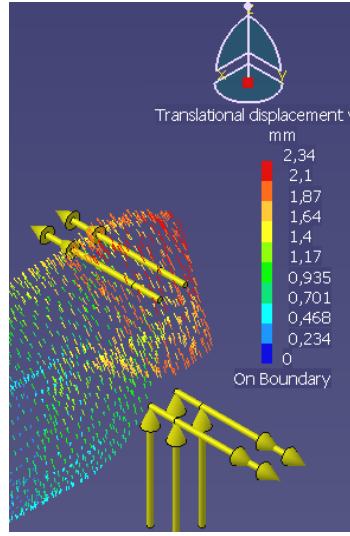


Şekil 4.25 “Compute” İletişim Kutusu

4.8 Sonuçlar

Bu kısımda yani hesaplama aşamasından sonra, modelimize atadığımız sınır koşulları ve yüklemelere göre; analizlerin yerdeğiştirme ve gerilme sonuçları elde edilmiştir. Sonuçları değerlendirirken çözüm yöntemlerine göre; yani uyguladığımız üç adet yükleme çeşidine göre sınıflandırma yapılmıştır. Bu yolla dingilimizde oluşan lokal gerilmelerin maksimum ve minimum değerlerine göre yorulmadan en çok etkilenen bölgeler saptanmış olacaktır.

4.8.1 Birinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar

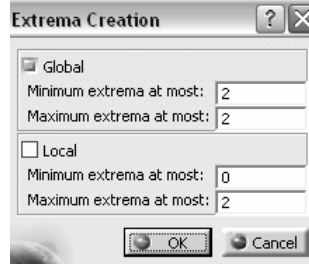


Şekil 4.26 Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri

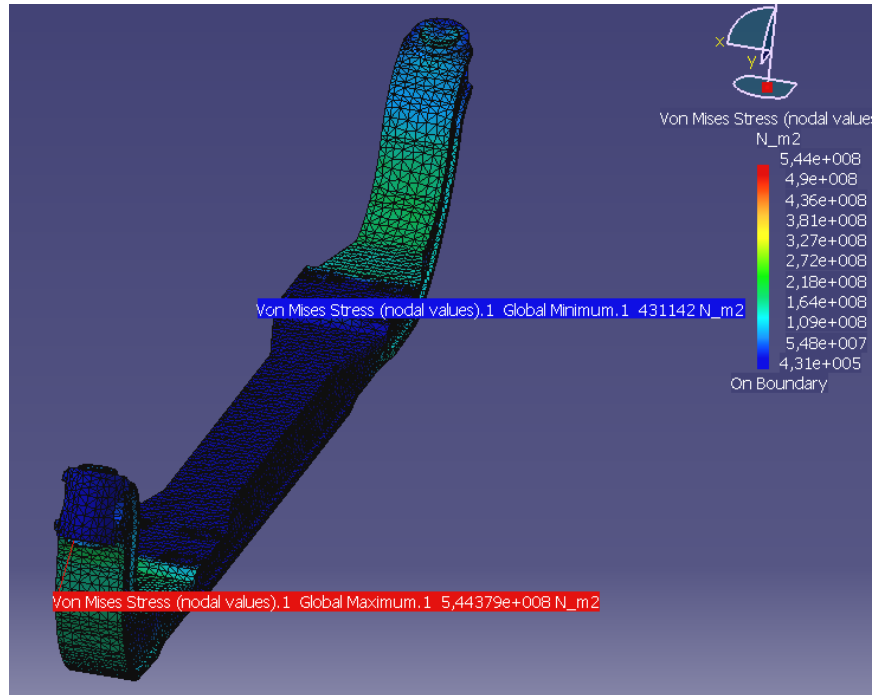
$P_{dinamik-DS\ max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı 1. çözüm yönteminde, ürün ağacından “Static Case Solution.1” imgesine tıklanarak seçili hale getirilmiş ve “displacement” komutuna tıklanmıştır. Böylece modelin hangi düğümünün ne kadar deplasman yaptığı renk bakımından düğümlerin üstündeki ok sembollerinden, değer bakımından ise düğümlerin üstünde fare ikonuyla gezinilerek anlaşılabilmektedir. Hatta ok sembollerine “Zoom” yapılarak düğüm noktalarının yerdeğiştirme doğrultuları bile gözlemlenebilmiştir. Buna göre $P_{dinamik-DS\ max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin etkisi altında deplasman değerleri en çok dingil kütüğünün silindirik baş kısmında görülmüştür ($\approx 2,34$ mm maksimum değer) (Şekil 4.26).

Ürün ağacından “Static Case Solution.1” imgesine tıklanarak seçili hale getirilmiş ve “Von Mises Stres” komutuna tıklanmıştır. Böylece modelin üstündeki Von Mises gerilme değerleri renkli olarak gözlemlenebilmiştir. Ürün ağacından düğüm noktaları ve elemanlar, sınırlamalar, yüklemeler gibi imgelere sağ tıklanarak, açılan bağlam menüsünden Hide/Show komutuna tıklanmış; bu imgelerin görünmez alana atılması sağlanmış; böylece gerilme değerleri daha iyi gözlemlenebilmiştir. Ayrıca Von Mises gerilmelerinin global ekstrem değerlerini elde etmek amacıyla “image extrema” komutuna tıklanmış, açılan “Extrema Creation” iletişim kutusunda şekil 4.27’deki ayarlamalar yapılmış; böylece Von Mises gerilmelerinin maksimum (kırmızı renkle gösterilir) ve minimum (mavi renkte gösterilir) değerleri, model üstünden görülebilmektedir. Maksimum gerilme değeri 544,37 MPa olup, kingpinin alt yüzeyinin kenarında görülmüştür. Minimum gerilme değeri ise 0,431 MPa olup,

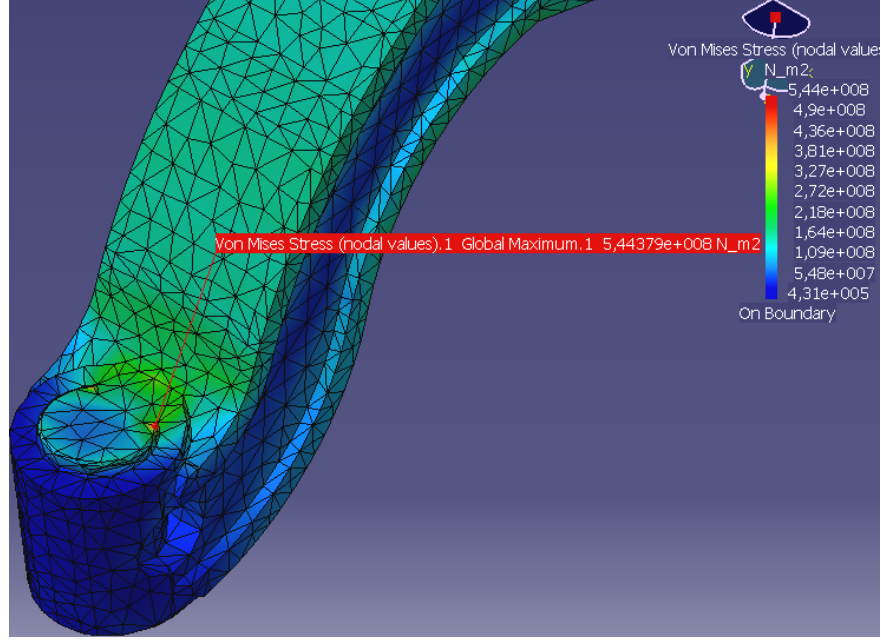
makas oturma yüzeyleri arasında görülmüştür (Şekil 4.28). Maksimum gerilme değeri tek bir noktada oluşmaktadır (Şekil 4.29).



Şekil 4.27 Von Mises Gerilmelerinin Global Ekstrem Değerlerinin Elde Edilmesi

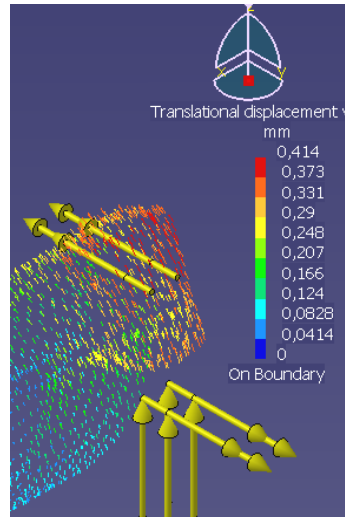


Şekil 4.28 Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum - Minimum Gerilme Değerleri



Şekil 4.29 Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Zorlanma Bölgesi

4.8.2 İkinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar

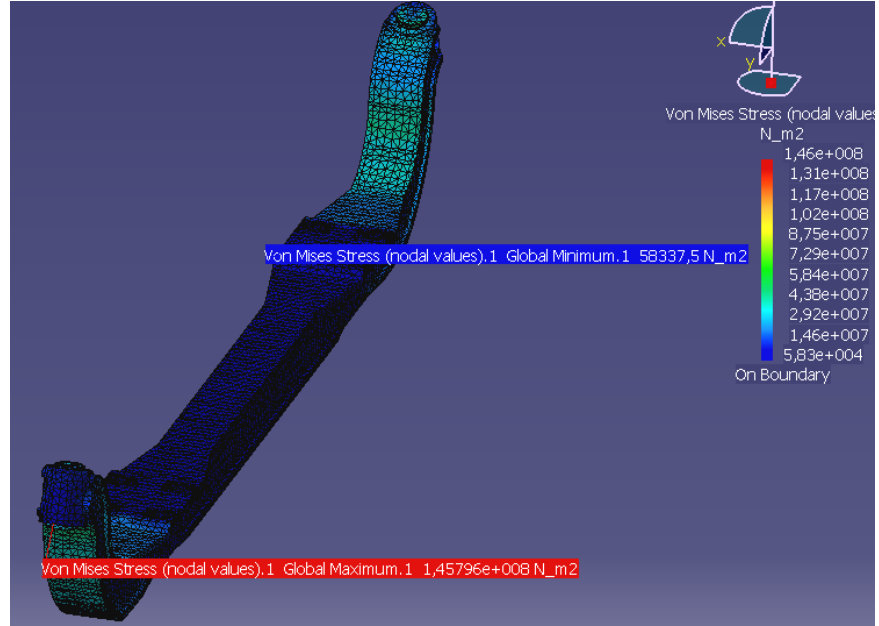


Şekil 4.30 İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri

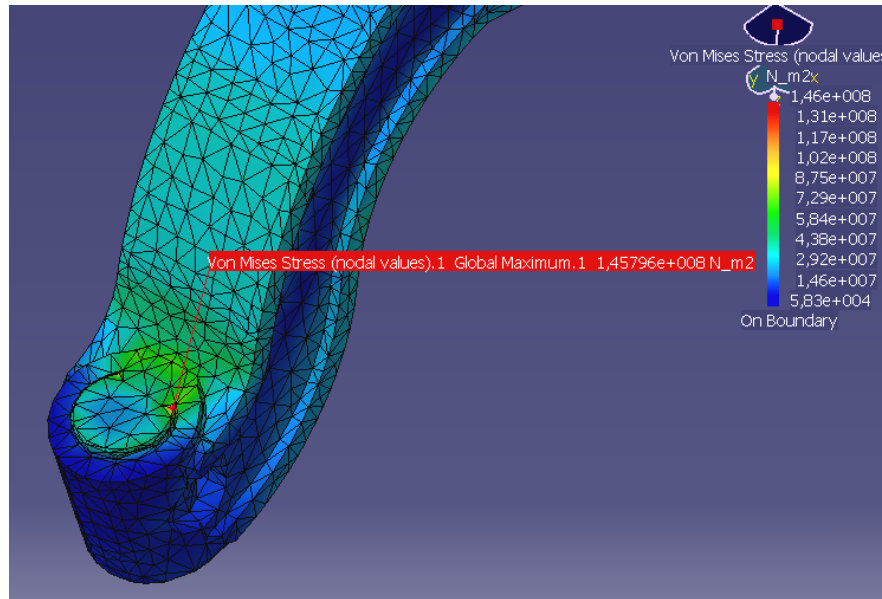
$P_{dinamik-DS \min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı 2. çözüm yönteminde, ürün ağacından çözüm imgesine tıklanarak seçili hale getirilmiş ve “displacement” komutuna tıklanmıştır. Böylece $P_{dinamik-DS \min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin etkisi altında deplasman değerleri en çok dingil kütüğünün silindirik baş kısmında görülmüştür ($\approx 0,414$ mm maksimum değer) (Şekil 4.30).

Ürün ağacından yine çözüm imgesine tıklanarak seçili hale getirilmiş ve “Von Mises Stress” komutuna tıklanmıştır. Böylece modelin üstündeki Von Mises gerilme değerleri renkli olarak gözlemlenebilmiştir. Buna göre maksimum gerilme değeri

145,79 Mpa olup, kingpinin alt yüzeyinin kenarında görülmüştür. Minimum gerilme değeri ise 0,058 Mpa olup, makas oturma yüzeyleri arasında görülmüştür (Şekil 4.31). Maksimum gerilme değeri tek bir noktada oluşmaktadır (Şekil 4.32).

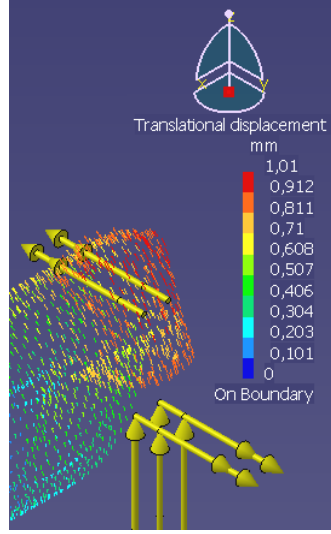


Şekil 4.31 İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum - Minimum Gerilme Değerleri



Şekil 4.32 İkinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Zorlanma Bölgesi

4.8.3 Üçüncü Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar

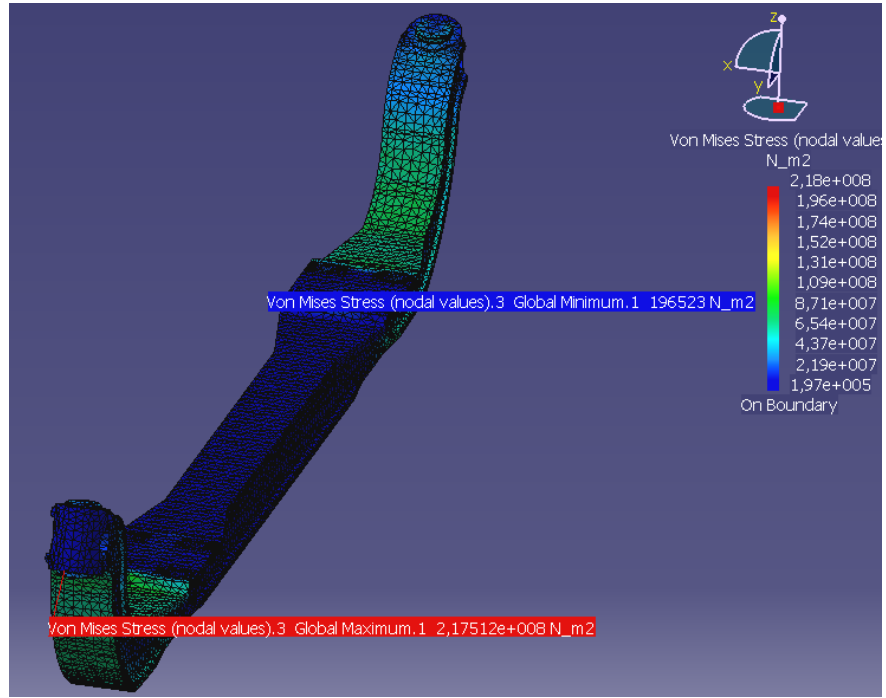


Şekil 4.33 Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri

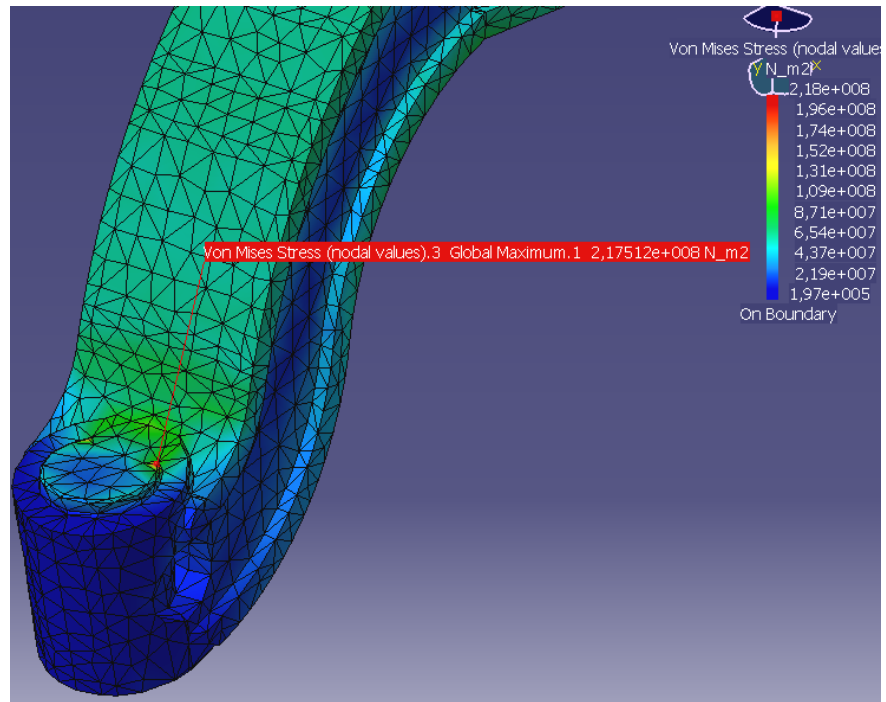
P_{statik} kuvvetinin gözönüne alındığı 3. çözüm yönteminde, ürün ağacından çözüm imgesine tıklanarak seçili hale getirilmiş ve “displacement” komutuna tıklanmıştır. Böylece P_{statik} kuvvetinin etkisi altında deplasman değerleri en çok dingil kütüğünün silindirik baş kısmında görülmüştür ($\approx 1,01$ mm maksimum değer) (Şekil 4.33).

Ürün ağacından yine çözüm imgesine tıklanarak seçili hale getirilmiş ve “Von Mises Stress” komutuna tıklanmıştır. Böylece modelin üstündeki Von Mises Gerilme değerleri renkli olarak gözlemlenebilmiştir. Buna göre maksimum gerilme değeri 217,51 Mpa olup, kingpinin alt yüzeyinin kenarında görülmüştür. Minimum gerilme değeri ise 0,196 Mpa olup, makas oturma yüzeyleri arasında görülmüştür (Şekil 4.34). Maksimum gerilme değeri tek bir noktada oluşmaktadır (Şekil 4.35).

Görüldüğü gibi; iyi senaryoya göre geliştirilen her üç çözüm yönteminde de maksimum zorlanma bölgesi tek bir noktada ve aynı noktada -kingpinin alt yüzeyinin kenarında- oluşmaktadır.



Şekil 4.34 Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum -Minimum Gerilme Değerleri



Şekil 4.35 Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum Zorlanma Bölgesi

5. STATİK VE DİNAMİK YÜKLEMELER ETKİSİ ALTINDA SABİT TİP ÖN DİNGİLİN DURUMU (KÖTÜ SENARYOYA GÖRE)

5.1 Kötü Senaryo

Projenin bu aşamasında daha önceki kısımlarda hazırlanan senaryoya benzer; ama tekerleğe uygulanan kuvvetlerin kötü yol şartlarında etkiyen kısmının %50'den fazla (burada örnek olması açısından %70 alınmıştır) olduğu durum göz önüne alınarak yeni bir senaryo hazırlanmıştır. Amaç, kötü yol şartlarının dingil kütüğüne etkiyen dinamik yüklemeleri, dolayısıyla dingil kütüğünde oluşacak gerilmeleri ne oranda değiştireceğini gözlemlemektir.

Aşağıdaki tabloda, öngörülen kötü senaryoda uygulanan kuvvetlerin mertebeleri görülmektedir. Burada görüldüğü gibi; tekerleğe gelen kuvvetlerin %30'unu iyi yol şartları ve %70'sini de kötü yol şartları oluşturmaktadır. Kötü yol şartlarını %60'lık doğrusal kötü yol, %7'lik dönemeçli kötü yol, %3'lük de tekil darbeli yol oluşturmaktadır.

Tablo 5.1 Kötü Senaryoya göre Taşıtın Ömrü Boyunca Maruz Kaldığı Yol Şartları

<i>Yol Durumları</i>	<i>Seyir Süreleri (%)</i>
<i>Doğrusal iyi yol</i>	30
<i>Doğrusal kötü yol</i>	60
<i>Dönemeçli kötü yol</i>	7
<i>Tekil darbeli yol</i>	3

Daha önceki kısımlarda anlatıldığı gibi; dizayn spektrumunu oluşturabilmek için dingile doğrusal iyi yoldan gelen %30 seyir sürelik yükleri göz önüne almadan, sadece doğrusal kötü yol, dönemeçli kötü yol ve tekil darbeli yoldan gelebilecek zorlamaların %100 etkidiği kabul edilmiştir. Amaç, dingilin ömrünün belirlenmesinde iyi yol şartlarını ihmal ederek sürekli kötü yol şartlarında seyretmesini sağlamak ve bu yolla yorulma dayanımını saptamaktır.

5.2 Hesaplamalar

Dinamik düşey kuvvet katsayıları ve yan kuvvet katsayıları ışığında, değişik yol durumlarındaki tekerlek yüklerinin belirlenmesi için yapılacak hesaplamalar

neticesinde dingile etkiyen kuvvetler bu bölümde de bulunabilecektir. Hesaplamalarda kullanılacak olan dinamik düşey kuvvet katsayıları ve yan kuvvet katsayıları bir önceki bölümde aşağıdaki gibi bulunmuştu:

- $k_1 = 1,909$ ve $k_2 = 2,909$
- $\mu_{F1} = 0,184$ ve $\mu_{F2} = 0,594$
- $\mu_{F3} = 0,6$ (P_{statik} 'e karşılık gelen μ_{F2})

5.2.1 Doğrusal İyi Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %30'una karşılık gelen doğrusal iyi yol için; $P_{dinamik} = P_{statik}$ olmaktadır. P_{statik} değeri, ön dingilin azami yüklü ağırlığı olan 37000 N değerinin yarısıdır.

$$P_{statik} = \frac{37000}{2} = 18500 \text{ N} = 1850 \text{ daN} \quad (5.1)$$

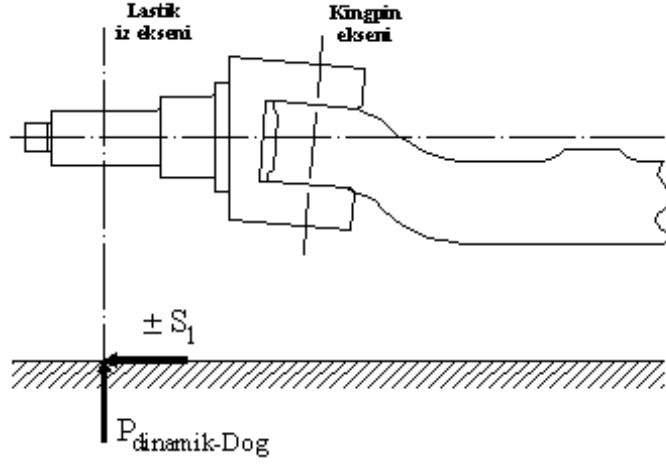
5.2.2 Doğrusal Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %60'ına karşılık gelen doğrusal kötü yol için; yol pürüzlülüğünden kaynaklanan yan kuvvetler de hesaba katılmalıdır. Bağıntılarımız aşağıdaki gibi olacaktır:

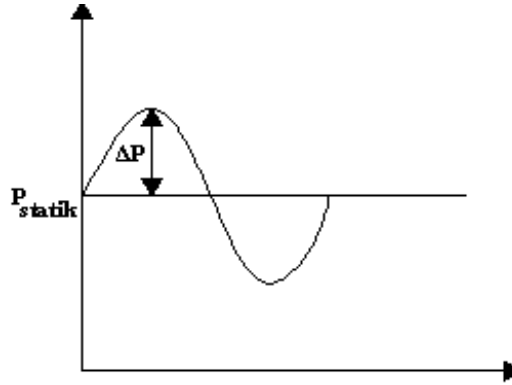
$$P_{dinamik-Doğ} = k_1 \cdot P_{statik} = P_{statik} \pm \Delta P \quad (5.2)$$

$$\pm S_1 = \mu_{F1} \cdot P_{statik} \quad (5.3)$$

- $P_{dinamik-Doğ} \Rightarrow$ Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (düz yolda)
- $\pm S_1 \Rightarrow$ Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan yan kuvvet
- $k_1 \Rightarrow$ Dinamik düşey kuvvet katsayısı (1,909)
- $\mu_{F1} \Rightarrow$ Yan kuvvet katsayısı (0,184)
- $\Delta P \Rightarrow$ Statik bir yükleme altındaki periyodik salınım (yorulmayı yapan)



Şekil 5.1 Yoldan Etkiyen Kuvvetler



Şekil 5.2 6ΔP'nin Etkisi

5.2.3 Dönemeçli Kötü Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %7'sine karşılık gelen dönemeçli kötü yol için; virajdan kaynaklanan ilave kuvvetler de hesaba katılmalıdır. Bağıntılarımız aşağıdaki gibi olacaktır:

$$P_{dinamik-Dön} = k_1 \cdot P_{statik} \quad (5.4)$$

$$\pm S_2 = \mu_{F2} \cdot P_{statik} \quad (5.5)$$

- $P_{dinamik-Dön} \Rightarrow$ Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (virajda)
- $\pm S_2 \Rightarrow$ Virajdan kaynaklanan yan kuvvet
- $k_1 \Rightarrow$ Dinamik düşey kuvvet katsayısı (1,909)
- $\mu_{F2} \Rightarrow$ Yan kuvvet katsayısı (0,594)

5.2.4 Tekil Darbeli Yoldaki Kuvvetlerin Hesabı

Aracımızın seyir süresinin, dolayısıyla ömrünün %3'üne karşılık gelen tekil darbeli yol için; kuvvet bağıntıları aşağıdaki gibi olacaktır:

$$P_{dinamik-TD} = k_2 \cdot P_{statik} \quad (5.6)$$

$$\pm S_3 = \mu_{F3} \cdot P_{statik} \quad (5.7)$$

- $P_{dinamik-TD} \Rightarrow$ Yoldan etkiyen düşey doğrultudaki kuvvet (tekil darbe)
- $\pm S_3 \Rightarrow$ Tekil darbeden kaynaklanan yan kuvvet
- $k_2 \Rightarrow$ Dinamik düşey kuvvet katsayısı (2,909)
- $\mu_{F3} \Rightarrow$ Yan kuvvet katsayısı (0,6) (P_{statik} 'e karşılık gelen μ_{F2})

5.2.5 Dizayn Spektrumunun Oluşturulması

Daha önce de bahsettiğimiz gibi dizayn spektrumunu oluşturabilmek için; dingile doğrusal iyi yoldan gelen %30 seyir sürelik yükleri göz önüne almadan, sadece doğrusal kötü yol, dönemeçli kötü yol ve tekil darbeli yoldan gelebilecek zorlamaların %100 etkidiği kabul edilmiştir. Yapılan bu hesaplar neticesinde;

$$P_{dinamik-DS} = \left[\frac{60 \cdot P_{dinamik-Doğ}}{100} + \frac{7 \cdot P_{dinamik-Dön}}{100} + \frac{3 \cdot P_{dinamik-TD}}{100} \right] \cdot \frac{100}{70} \quad (5.8)$$

$$P_{dinamik-DS} = \left[\frac{60 \cdot k_1 \cdot P_{statik}}{100} + \frac{7 \cdot k_1 \cdot P_{statik}}{100} + \frac{3 \cdot k_2 \cdot P_{statik}}{100} \right] \cdot 1,428 \quad (5.8a)$$

$$P_{dinamik-DS} = \left[\frac{60 \cdot 1,909 \cdot 1850}{100} + \frac{7 \cdot 1,909 \cdot 1850}{100} + \frac{3 \cdot 2,909 \cdot 1850}{100} \right] \cdot 1,428 = 3610,935 \text{ daN} \quad (5.8b)$$

$$S_{dinamik-DS} = \left[\frac{60 \cdot S_1}{100} + \frac{7 \cdot S_2}{100} + \frac{3 \cdot S_3}{100} \right] \cdot 1,428 \quad (5.9)$$

$$S_{dinamik-DS} = \left[\frac{60 \cdot \mu_{F1} \cdot P_{statik}}{100} + \frac{7 \cdot \mu_{F2} \cdot P_{statik}}{100} + \frac{3 \cdot \mu_{F3} \cdot P_{statik}}{100} \right] \cdot 1,428 \quad (5.9a)$$

$$S_{dinamik-DS} = \left[\frac{60 \cdot 0,184 \cdot 1850}{100} + \frac{7 \cdot 0,594 \cdot 1850}{100} + \frac{3 \cdot 0,6 \cdot 1850}{100} \right] \cdot 1,428 = 449,232 \text{ daN} \quad (5.9b)$$

Dingile uygulanacak maksimum ve minimum $P_{dinamik-DS}$ değerlerinin saptanması için; $6\Delta P$ değerinin hesaplanması gerekir. Bunun için;

$$P_{dinamik-DS} = P_{statik} \pm \Delta P \quad (5.10)$$

$$3610,935 = 1850 \pm \Delta P \Rightarrow \Delta P = 1760,935 \text{ daN} \quad (5.10a)$$

Buradan;

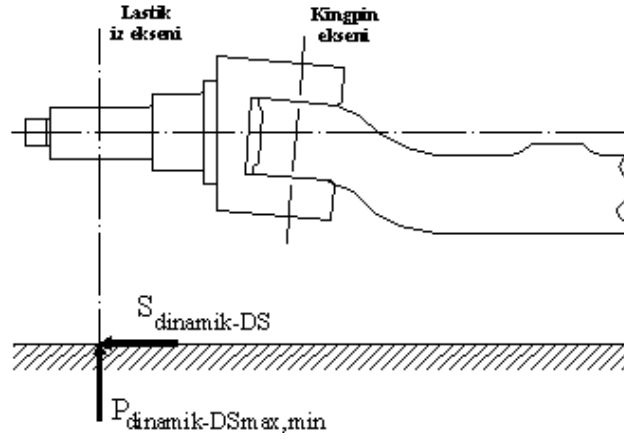
$$P_{dinamik-DS \max} = P_{statik} + \Delta P \quad (5.11)$$

$$P_{dinamik-DS \max} = 1850 + 1760,935 = 3610,935 \text{ daN} \quad (5.11a)$$

ve;

$$P_{dinamik-DS \min} = P_{statik} - \Delta P \quad (5.12)$$

$$P_{dinamik-DS \min} = 1850 - 1760,935 = 89,065 \text{ daN} \quad (5.12a)$$



Şekil 5.3 Dizayn Spektrumundan Elde Edilen Yüklerin Dingile Uygulanması

5.3 Çözüm Yöntemleri

Kötü senaryoya göre de 3 türlü çözüm yöntemi geliştirilmiştir:

5.3.1 $P_{dinamik-DS \max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Gözönüne Alındığı (1.) Çözüm Yöntemi

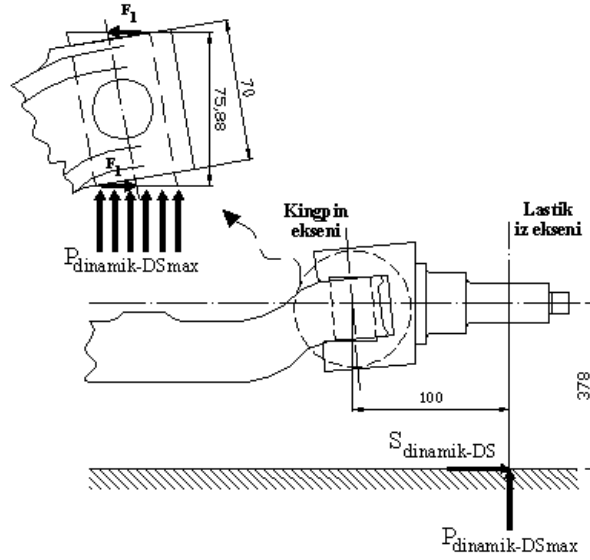
Şekil 5.4'ten de görüleceği gibi; tekerlek temas noktasına etkiyen kuvvetlerden $P_{dinamik-DS \max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetleri, kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur.

$$M_1 = (P_{dinamik-DS \max} \cdot 100) + (S_{dinamik-DS} \cdot 378) \quad (5.13)$$

$$M_1 = (3610,935 \cdot 100) + (449,232 \cdot 378) = 530903,196 \text{ daNmm} = 5309,03 \text{ Nm} \quad (5.13a)$$

$$F_1 = \frac{M_1}{0,07588} = \frac{5309,03}{0,07588} = 69966,156 \text{ N} \quad (5.14)$$

Bunun dışında, düşey yönde gelen $P_{\text{dinamik-DSmax}}$ kuvvetinin dingil kütüğünün başına aynen etki ettiği varsayılır.



Şekil 5.4 $P_{\text{dinamik-DSmax}}$ ve $S_{\text{dinamik-DS}}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

5.3.2 $P_{\text{dinamik-DSmin}}$ ve $S_{\text{dinamik-DS}}$ Kuvvetlerinin Gözönüne Alındığı (2.) Çözüm Yöntemi

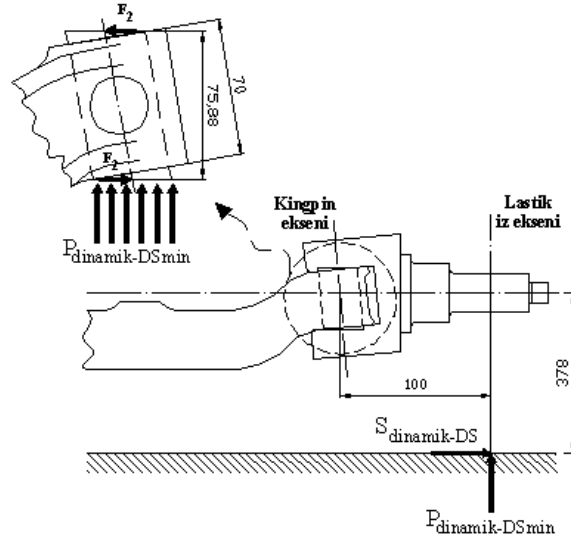
Şekil 5.5’den de görüleceği gibi; tekerlek temas noktasına etkiyen kuvvetlerden $P_{\text{dinamik-DSmin}}$ ve $S_{\text{dinamik-DS}}$ kuvvetleri, kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur.

$$M_2 = (P_{\text{dinamik-DSmin}} \cdot 100) + (S_{\text{dinamik-DS}} \cdot 378) \quad (5.15)$$

$$M_2 = (89,065 \cdot 100) + (449,232 \cdot 378) = 178716,196 \text{ daNmm} = 1787,16 \text{ Nm} \quad (5.15a)$$

$$F_2 = \frac{M_2}{0,07588} = \frac{1787,16}{0,07588} = 23552,47 \text{ N} \quad (5.16)$$

Bunun dışında, düşey yönde gelen $P_{\text{dinamik-DSmin}}$ kuvvetinin dingil kütüğünün başına aynen etki ettiği varsayılır.



Şekil 5.5 $P_{dinamik-DS\ min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

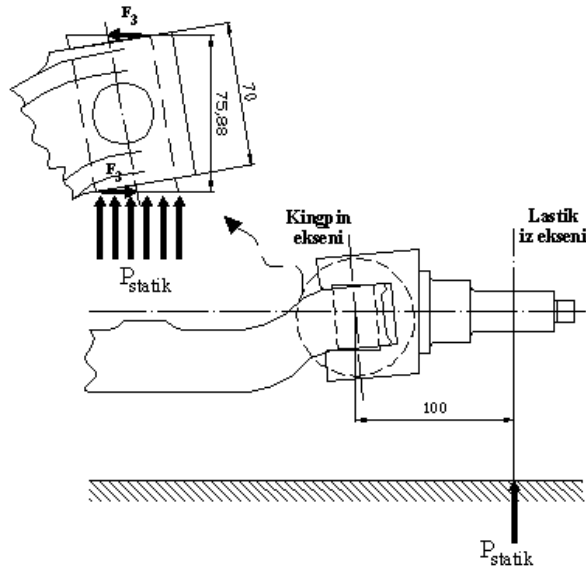
5.3.3 P_{statik} Kuvvetinin Gözönüne Alındığı (3.) Çözüm Yöntemi

Şekil 5.6'dan da görüleceği gibi; bu çözüm yöntemi, tekerleğimize gelen statik tekerlek yükünün ($P_{statik} = 1850$ daN) dingilde meydana getireceği statik gerilme değerlerinin bulunması amacıyla yapılmıştır. Dingil başına etkiyen moment;

$$M_3 = P_{statik} \cdot 100 = 1850 \cdot 100 = 185000 \text{ daNmm} = 1850 \text{ Nm} \quad (5.17)$$

$$F_3 = \frac{M_3}{0,07588} = \frac{1850}{0,07588} = 24380,6 \text{ N} \quad (5.18)$$

Bunun dışında, düşey yönde gelen P_{statik} kuvvetinin dingil kütüğünün başına aynen etkidiği varsayılır.



Şekil 5.6 P_{statik} Kuvvetinin Dingile Uygulanması

Projenin bu aşamasında, modelin sonlu elemanlara ayrılıp, modele sınır koşullarının uygulanması işlemi bir önceki senaryodakine benzer şekilde yapılmıştır.

5.4 Yüklemler

Bu kısımda da 3 türlü çözüm yöntemi altında, 3 türlü yükleme (dinamik) söz konusudur.

Birinci çözüm yönteminde, yani $P_{dinamik-DSmax}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı çözüm yönteminde hesaplanan F_1 kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt ve üst yüzeylerine dingil kütüğünün silindirik şeklindeki baş kısmında bir kuvvet çifti oluşturacak şekilde uygulanmıştır. Ayrıca $P_{dinamik-DSmax}$ kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine direkt uygulanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki “Loads.1” imgesi seçilmiş ve “distributed force” komutuna tıklanmıştır. Açılan “Distributed Force” iletişim kutusunda,

Dingil kütüğünün sağ tarafı için;

- F11_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 69966,156 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F12_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 69966,156 N’luk bir kuvvet uygulanmıştır.

- F13_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 36109,35 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Dingil kütüğünün sol tarafı için;

- F11_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 69966,156 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F12_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 69966,156 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F13_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 36109,35 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

İkinci çözüm yönteminde, yani $P_{dinamik-DS\ min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı çözüm yönteminde hesaplanan F_2 kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt ve üst yüzeylerine dingil kütüğünün silindirik şeklindeki baş kısmında bir kuvvet çifti oluşturacak şekilde uygulanmıştır. Ayrıca $P_{dinamik-DS\ min}$ kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine direkt uygulanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki yük imgesi seçilmiş ve “distributed force” komutuna tıklanmıştır. Açılan “Distributed Force” iletişim kutusunda,

Dingil kütüğünün sağ tarafı için;

- F21_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 23552,47 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F22_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 23552,47 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F23_sağ olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 890,65 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Dingil kütüğünün sol tarafı için;

- F21_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 23552,47 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F22_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 23552,47 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F23_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 890,65 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Üçüncü çözüm yönteminde, yani P_{statik} kuvvetinin gözönüne alındığı çözüm yönteminde hesaplanan F_3 kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt ve üst yüzeylerine dingil kütüğünün silindirik şeklindeki baş kısmında bir kuvvet çifti oluşturacak şekilde uygulanmıştır. Ayrıca P_{statik} kuvveti, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine direkt uygulanmıştır. Bunun için; önce aktif hale getirmek adına ürün ağacındaki yük imgesi seçilmiş ve “distributed force” komutuna tıklanmıştır. Açılan “Distributed Force” iletişim kutusunda,

Dingil kütüğünün sağ tarafı için;

- F31_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve zıt yönde 24380,6 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F32_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 24380,6 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F33_sag olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenini doğrultusuna paralel ve aynı yönde 18500 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

Dingil kütüğünün sol tarafı için;

- F31_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki üst yüzeyine global Y eksenine doğrultusuna paralel ve aynı yönde 24380,6 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F32_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Y eksenine doğrultusuna paralel ve zıt yönde 24380,6 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.
- F33_sol olarak isimlendirilen, kingpinin düz konumdaki alt yüzeyine global Z eksenine doğrultusuna paralel ve aynı yönde 18500 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır.

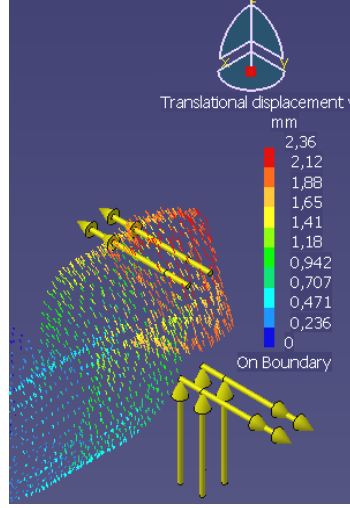
Projenin bu aşamasındaki analizin hesaplanması işlemi, bir önceki senaryodakine benzer şekilde yapılmıştır.

5.5 Sonuçlar

Bu kısımda yani hesaplama aşamasından sonra, modelimize atadığımız sınır koşulları ve yüklemelere göre; analizlerin yer değiştirme ve gerilme sonuçları elde edilmiştir. Sonuçları değerlendirirken çözüm yöntemlerine göre; yani uyguladığımız üç adet yükleme çeşidine göre sınıflandırma yapılmıştır.

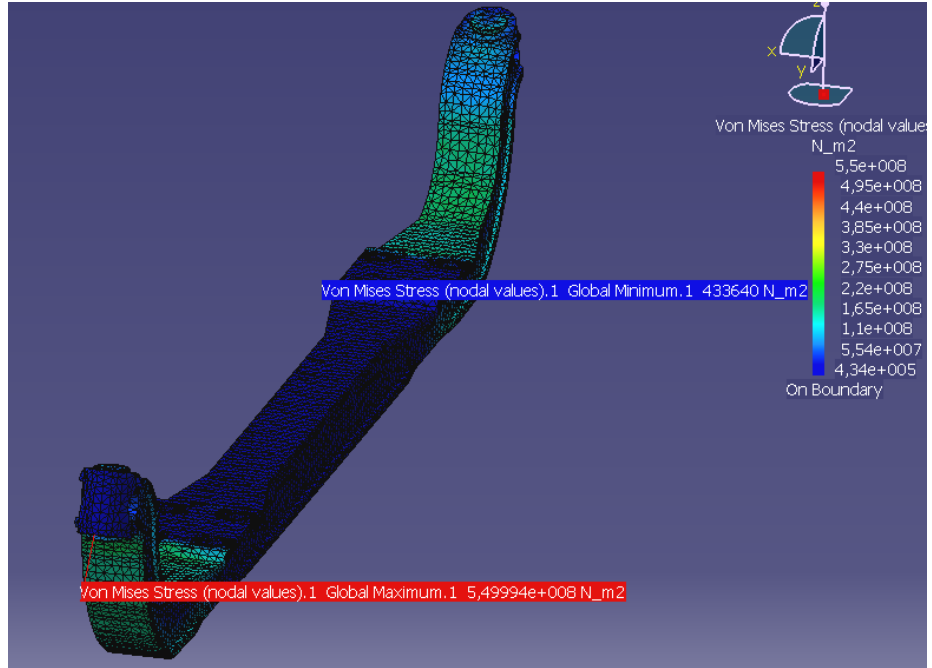
5.5.1 Birinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar

$P_{dinamik-DS\max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı 1. çözüm yönteminde ve bu kuvvetlerin etkisi altında deplasman değerleri en çok dingil kütüğünün silindirik baş kısmında görülmüştür ($\approx 2,36$ mm maksimum değer) (Şekil 5.7).

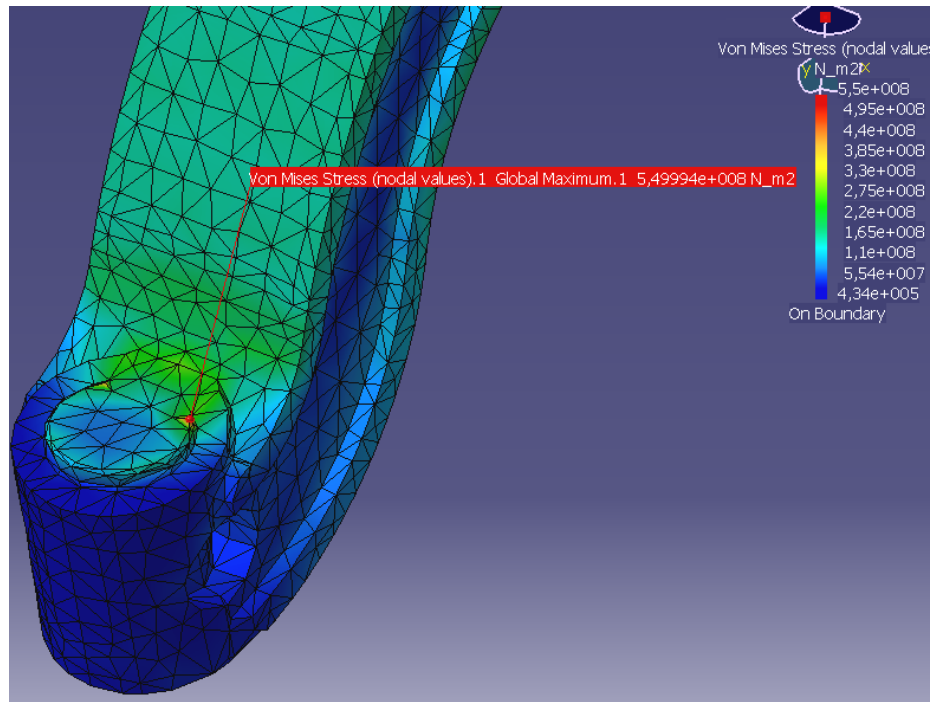


Şekil 5.7 Birinci Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri

1. çözüm yönteminde elde edilen maksimum gerilme değeri 549,99 MPa olup, kingpinin alt yüzeyinin kenarında görülmüştür. Minimum gerilme değeri ise 0,4336 MPa olup, makas oturma yüzeyleri arasında görülmüştür (Şekil 5.8). Maksimum gerilme değeri tek bir noktada oluşmaktadır (Şekil 5.9).

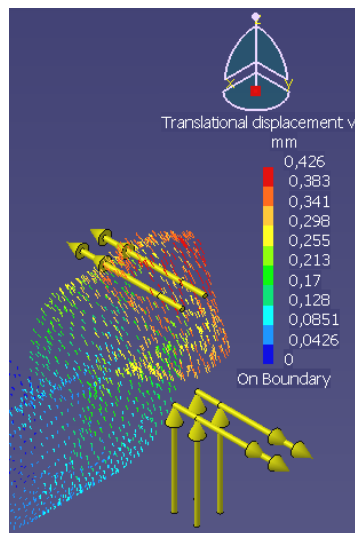


Şekil 5.8 Maksimum ve Minimum Von Mises Gerilme Değerleri

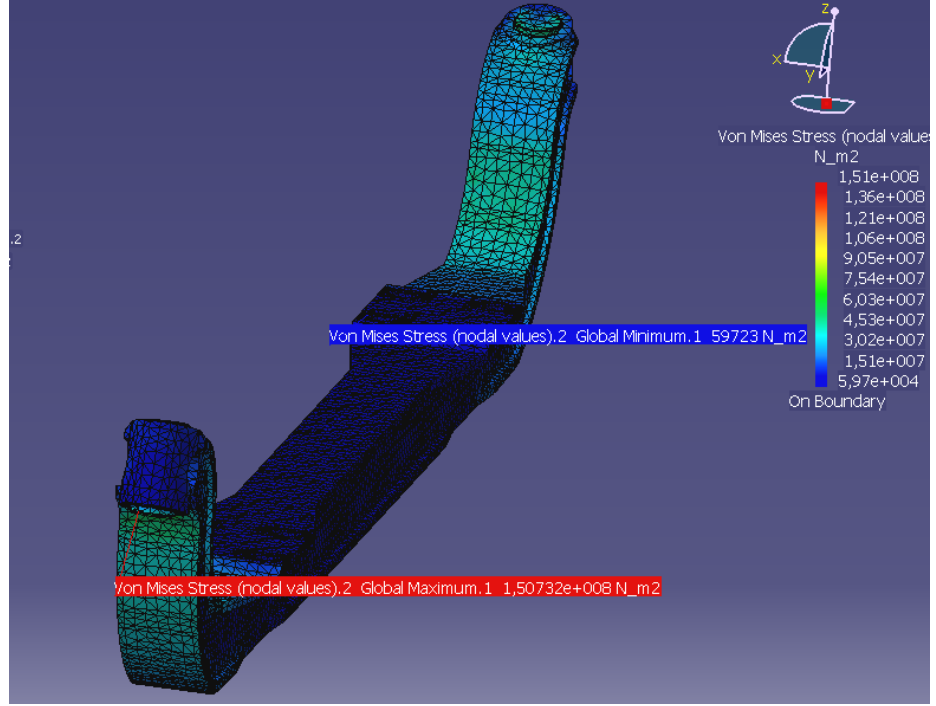


5.5.2 İkinci Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar

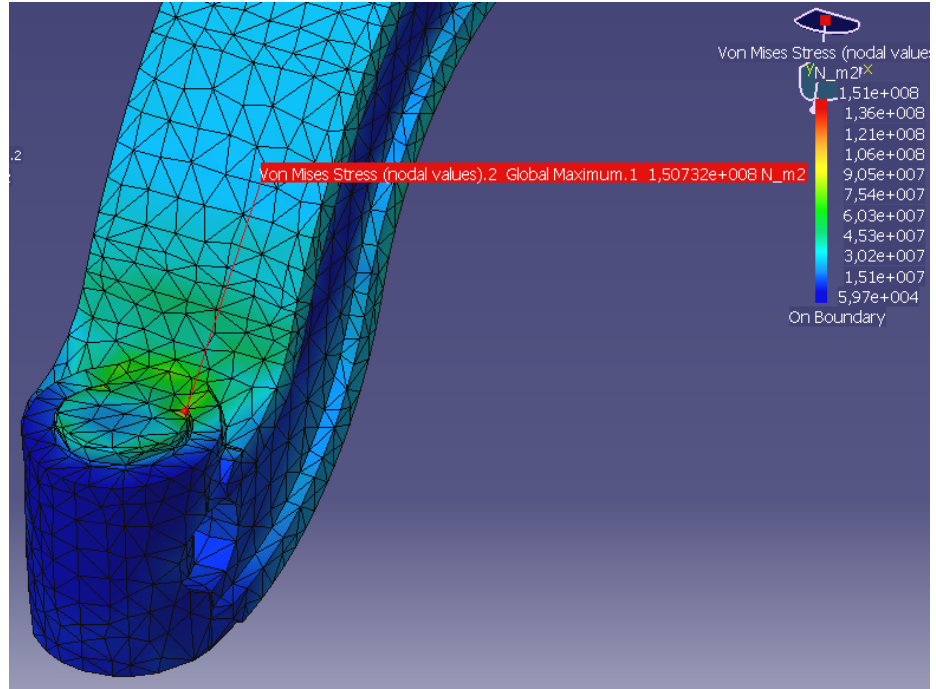
$P_{dinamik-DS\ min}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetlerinin gözönüne alındığı 2. çözüm yönteminde ve bu kuvvetlerin etkisi altında deplasman değerleri en çok dingil kütüğünün silindirik baş kısmında görülmüştür ($\approx 0,426$ mm maksimum değer) (Şekil 5.10).



2. çözüm yönteminde elde edilen maksimum gerilme değeri 150,73 Mpa olup, kingpinin alt yüzeyinin kenarında görülmüştür. Minimum gerilme değeri ise 0,0597 Mpa olup, makas oturma yüzeyleri arasında görülmüştür (Şekil 5.11). Maksimum gerilme değeri tek bir noktada oluşmaktadır (Şekil 5.12).



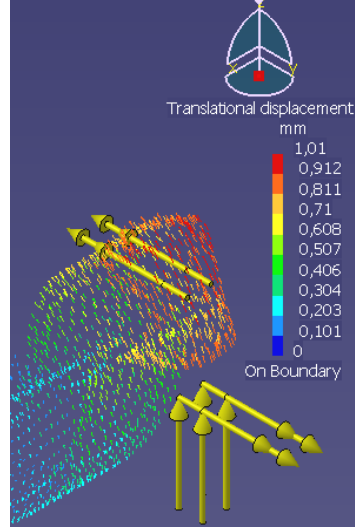
Şekil 5.11 Maksimum ve Minimum Von Mises Gerilme Değerleri



Şekil 5.12 Maksimum Zorlanma Bölgesi

5.5.3 Üçüncü Çözüm Yönteminde Elde Edilen Sonuçlar

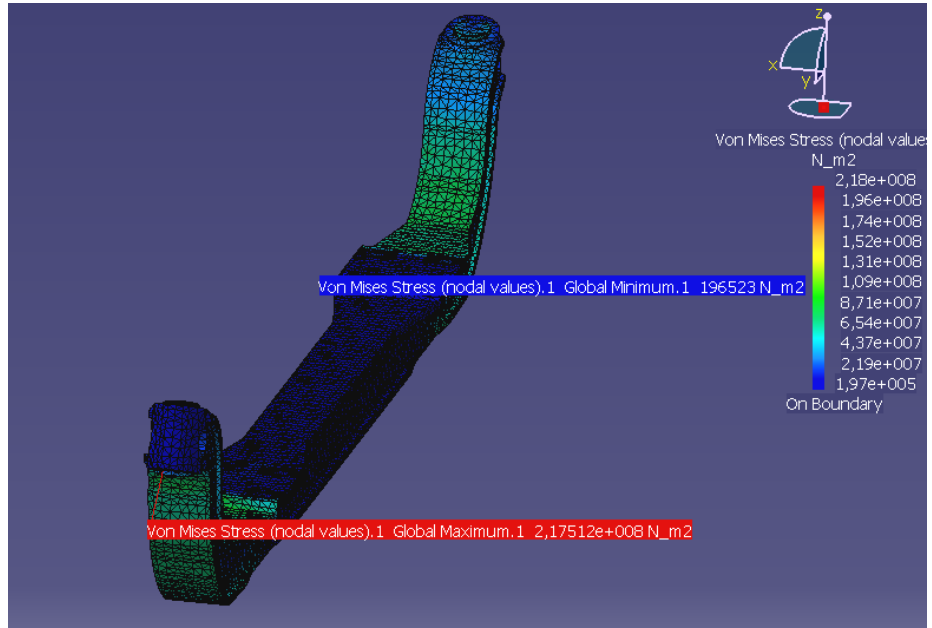
P_{statik} kuvvetinin gözönüne alındığı 3. çözüm yönteminde ve bu kuvvetin etkisi altında deplasman değerleri en çok dingil kütüğünün silindirik baş kısmında görülmüştür ($\approx 1,01$ mm maksimum değer) (Şekil 5.13).



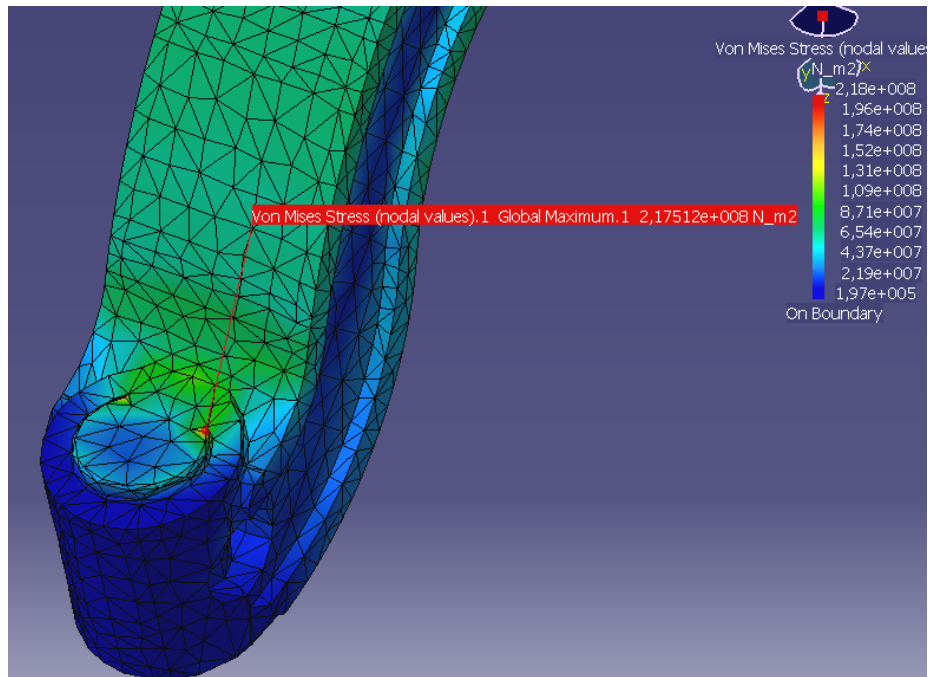
Şekil 5.13 Üçüncü Çözüm Yöntemindeki Maksimum Deplasman Değeri

3. çözüm yönteminde elde edilen maksimum gerilme değeri 217,51 Mpa olup, kingpinin alt yüzeyinin kenarında görülmüştür. Minimum gerilme değeri ise 0,196 Mpa olup, makas oturma yüzeyleri arasında görülmüştür (Şekil 5.14). Maksimum gerilme değeri tek bir noktada oluşmaktadır (Şekil 5.15).

Görüldüğü gibi; kötü senaryoya göre de geliştirilen her üç çözüm yönteminde maksimum zorlanma bölgesi tek bir noktada ve aynı noktada -kingpinin alt yüzeyinin kenarında- oluşmaktadır.



Şekil 5.14 Maksimum ve Minimum Von Mises Gerilme Değerleri



Şekil 5.15 Maksimum Zorlanma Bölgesi

6. İYİ VE KÖTÜ SENARYOYA GÖRE ELDE EDİLEN SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

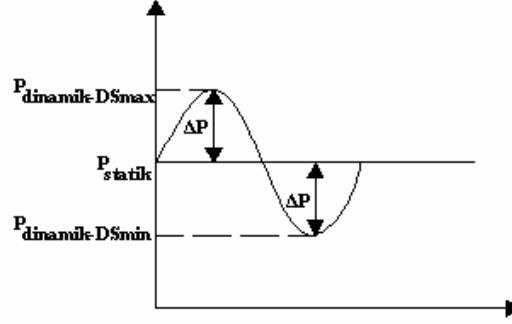
Projede öngörülen iki senaryoya göre elde edilen sonuçlar alttaki tabloda karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.1 Sonuçların Karşılaştırılması

Senaryo	Çözüm Yöntemleri	Dingil Gelen Kuvvetler		Maksimum Deplasman Değeri	Maksimum Gerilme Değeri	Minimum Gerilme Değeri
İyi Senaryo	1.	$P_{dinamik-DS\max}$	3605,65 daN	2,34 mm	544,37 Mpa	0,431 MPa
		$S_{dinamik-DS}$	431,864 daN			
	2.	$P_{dinamik-DS\min}$	94,35 daN	0,414 mm	145,79 MPa	0,058 MPa
		$S_{dinamik-DS}$	431,864 daN			
	3.	P_{statik}	1850 daN	1,01 mm	217,51 MPa	0,196 MPa
Kötü Senaryo	1.	$P_{dinamik-DS\max}$	3610,935 daN	2,36 mm	549,99 MPa	0,4336 MPa
		$S_{dinamik-DS}$	449,232daN			
	2.	$P_{dinamik-DS\min}$	89,065 daN	0,426 mm	150,73 MPa	0,0597 MPa
		$S_{dinamik-DS}$	449,232 daN			
	3.	P_{statik}	1850 daN	1,01 mm	217,51 MPa	0,196 MPa

Buna göre;

- Senaryo kötüleştikçe, yani tekerleğe uygulanan kuvvetlerin kötü yol şartlarında etkiyen kısmının büyümesi halinde, dizayn spektrumu bağıntısına göre (kötü yollardan gelebilecek zorlamaların %100 etkidiği kabul edildi) dingile gelen kuvvetlerde bir değişiklik olmaması gerekirdi; oysa formülasyon sonucunda dingile gelen $P_{dinamik-DS\max}$ ve $S_{dinamik-DS}$ kuvvetleri az bir miktar büyümüştür. Buna karşın $P_{dinamik-DS\min}$ kuvveti küçülmüştür. Bu durum, statik yükleme etrafındaki periyodik salınım (ΔP) değerinin artmasına bağlanabilir (1755,65 daN'dan 1760,935 daN'a yükselmiştir). (4.15) denklemine göre ΔP artacağından (P_{statik} değişmez) $P_{dinamik-DS\max}$ artmıştır. Buna karşın (4.16) denklemine göre ΔP artacağından (P_{statik} değişmez) $P_{dinamik-DS\min}$ azalmıştır.



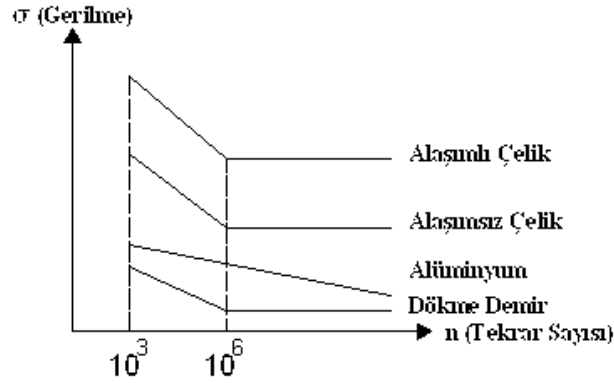
Şekil 6.1 $6\Delta P$ 'nin Etkisi

- Senaryo kötüleştikçe, yani tekerleğe uygulanan kuvvetlerin kötü yol şartlarında etkiyen kısmının büyümesi halinde, birinci ve ikinci çözüm yöntemlerine göre elde edilen maksimum deplasman değerleri ile maksimum ve minimum gerilme değerleri az bir miktar artmıştır (Dingile gelen ve değişmemesi gereken kuvvetlerde bir miktar artış olduğu için). Üçüncü çözüm yöntemine göre elde edilen deplasman değeri ile maksimum ve minimum gerilme değerleri, P_{statik} değeri değişmeyeceğinden değişmemiştir.

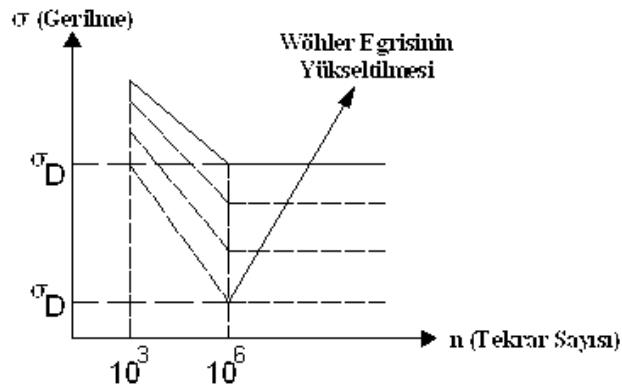
7. SABİT TİP BİR ÖN DİNGİLİN YORULMA ANALİZİ

7.1 Yorulma Dayanımı

Malzemelerin gerilme değerlerinin bunlara bağlı tekrar sayılarına bağlı olarak değişimlerini veren Wöhler eğrilerinden, ilgili malzemenin yorulma dayanımını saptayabilmek mümkündür. Aşağıdaki grafikte çeşitli malzemelerin Wöhler eğrileri verilmiştir (Şekil 7.1). Bu grafiğe bakılacak olursa alaşımli çelik kullanmak suretiyle Wöhler eğrisini yukarıya çekebilmek, sürekli mukavemet sınır değerini yükseltebilmek, dolayısıyla da modellenecek parçanın yorulma dayanımını artırabilmek mümkündür (Şekil 7.2). Projede dingilin yorulma dayanımını artırabilmek için; malzeme olarak SAE 1045 alaşımli çeliği kullanılmıştır.



Şekil 7.1 Çeşitli Malzemelerin Wöhler Eğrileri



Şekil 7.2 Wöhler Eğrilerinin Yükseltilmesi

Yorulma dayanımını artırabilmek için malzeme seçimi yanında yükleme katsayısı, yüzey katsayısı, gradyant katsayısı gibi faktörler de etkilidir. 1'den küçük ve/veya 1'e eşit bu katsayıları azaltmak suretiyle aşağıdaki bağıntıya göre sürekli mukavemet sınır değerini yükseltmek, dolayısıyla yorulma dayanımını artırmak mümkündür.

$$\sigma_D = c_L \cdot c_S \cdot c_G \cdot 0,5 \cdot \sigma_K \quad (7.1)$$

- $\sigma_D \Rightarrow$ Sürekli mukavemet sınır değeri (MPa)
- $c_L \Rightarrow$ Yükleme şekline göre belirlenen yükleme katsayısı
- $c_G \Rightarrow$ Numunelerin çapına bağlı olarak değişen gradyant katsayısı
- $c_S \Rightarrow$ Parçanın yüzey kalitesine göre belirlenen yüzey katsayısı
- $\sigma_K \Rightarrow$ Kopma gerilmesi (MPa)

Projede, katsayılar $c_L=1$; $c_G=0,9$; $c_S=0,35$ ve kopma gerilmesi $\sigma_K=930$ MPa olacak şekilde seçilmiş, buna göre sürekli mukavemet sınır değeri aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$\sigma_D = c_L \cdot c_S \cdot c_G \cdot 0,5 \cdot \sigma_K = 1 \cdot 0,35 \cdot 0,9 \cdot 0,5 \cdot 930 = 146,475 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

Hazır deney numunelerinden gerçek makine parçalarına geçildiğinde elbette ki yukardaki katsayılar yetersiz kalacaktır. Darbe faktörü, sıcaklık faktörü, korozyon faktörü ve parçanın kurallara aykırı kullanımı gibi beklenmeyen etkiler faktörü devreye girdiğinde aşağıdaki bağıntıya göre sürekli mukavemet sınır değeri, dolayısıyla yorulma dayanımı düşecektir; çünkü bu değerler de 1'e eşit ve/veya 1'den küçüktür.

$$\sigma_{De} = k_d \cdot k_s \cdot k_k \cdot k_b \cdot \sigma_D \quad (7.3)$$

- $\sigma_{De} \Rightarrow$ Gerçek sürekli mukavemet sınır değeri (MPa)
- $k_d \Rightarrow$ Darbe faktörü
- $k_s \Rightarrow$ Sıcaklık faktörü
- $k_k \Rightarrow$ Korozyon faktörü
- $k_b \Rightarrow$ Beklenmeyen etkiler faktörü

- $\sigma_D \Rightarrow$ Sürekli mukavemet sınır değeri (MPa)

Projede dingilin ideal koşullarda kullanıldığı varsayılmış, buna göre yukardaki faktörlerin tümünün 1'e eşit olduğu kabul edilmiştir. Böylece gerçek sürekli mukavemet sınır değeri, literatürdeki sürekli mukavemet sınır değerine eşit alınmıştır (Ereke, İ. Murat, 2006).

$$\sigma_{De} = \sigma_D = 146,475 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

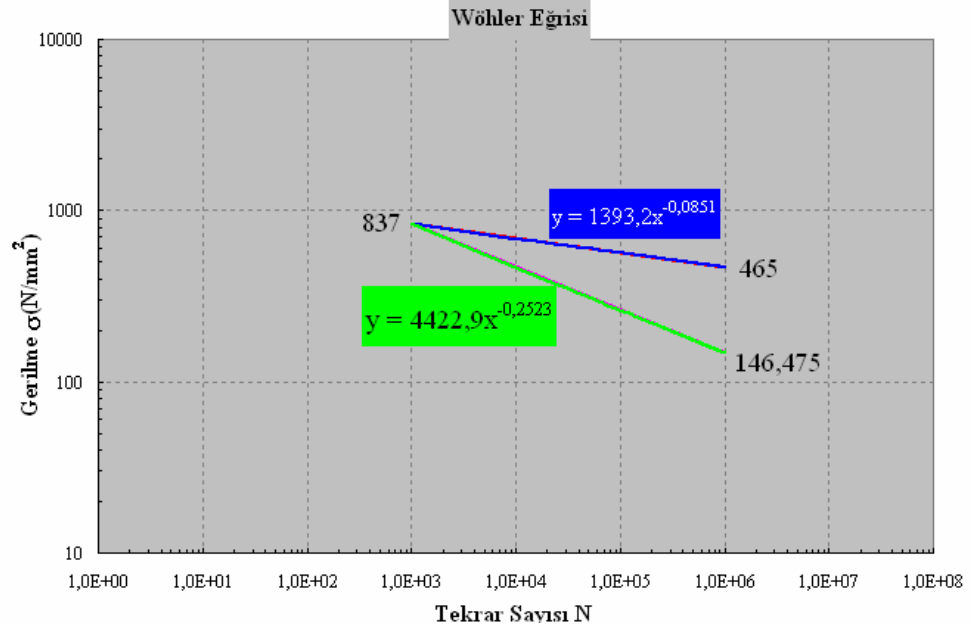
Projede dingilin yorulma dayanımının saptanması, dolayısıyla yorulmaya neden olabilecek gerilmelerin tayin edilebilmesi için; Wöhler eğrisine ihtiyaç duyulmuştur. Malzemenin Wöhler Eğrisi, Excel programında çizilmiştir (Şekil 7.3). Bunun için;

- 10^3 yükleme sayısı ile bu yükleme sayısında hasara neden olabilecek gerilme değerinin kesiştiği noktanın tayini için; bu gerilme değerinin, malzemenin kopma gerilmesinin 0,9 katı olduğundan yola çıkılmıştır (Akkurt, M., Kent, M., 1979).

$$\sigma_A = 0,9 \cdot \sigma_K = 0,9 \cdot 930 = 837 \text{ MPa} \quad (7.5)$$

- 10^6 yükleme sayısı ile bu yükleme sayısında hasara neden olabilecek gerilme değerinin kesiştiği noktanın tayini için; bu gerilme değerinin, malzemenin sürekli mukavemet sınır değerine eşit olduğundan yola çıkılmıştır (Akkurt, M., Kent, M., 1979).

$$\sigma_B = \sigma_D = 146,475 \text{ MPa} \quad (7.6)$$



Şekil 7.3 Malzemenin Wöhler Eğrisi (Mavi diyagram demir esaslı malzemeler için)

7.2 Çeşitli Yol Durumlarındaki Maksimum ve Minimum Gerilmeler

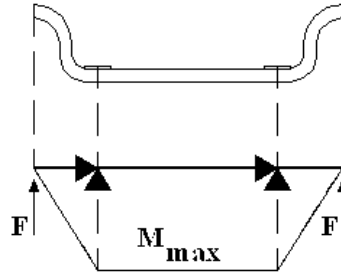
Yorulmaya neden olabilecek gerilmelerin tayin edilebilmesi için; öncelikle dingilin ömrü boyunca maruz kaldığı çeşitli yol durumlarındaki maksimum ve minimum gerilmelerin bulunması gerekir.

- Doğrusal iyi yoldaki maksimum gerilme σ_{iyi} olsun
- Doğrusal kötü yoldaki maksimum gerilme σ_{1max} ve minimum gerilme σ_{1min} olsun
- Dönemeçli kötü yoldaki maksimum gerilme σ_{2max} ve minimum gerilme σ_{2min} olsun
- Tekil darbeli yoldaki maksimum gerilme σ_{3max} olsun

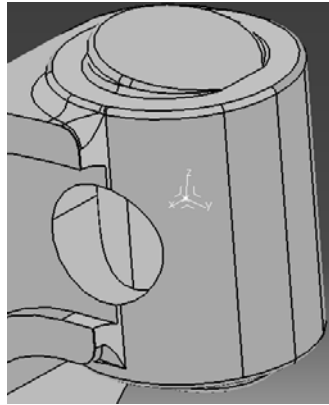
Yukarıdaki gerilmelerin tayin edilebilmesi için; her 4 yol durumundaki kuvvetlerden yola çıkarak dingile etkiyen kuvvetlerin belirlenmesi gerekir. Bu kuvvetler etkisi altında dingilde oluşan gerilmelerin maksimum değerleri istenen gerilmeleri verecektir.

Yorulmaya neden olabilecek gerilmelerin tayininde sadece yol durumları önemlidir. Senaryo, hasarın bulunmasında, dolayısıyla ömür hesabında devreye girer. Bunun yanı sıra daha önceki bölümlerde her iki senaryoya göre ve her üç çözüm yöntemine göre elde edilen sonuçlarda, maksimum zorlanma bölgesi tek bir noktada -kingpinin

alt yüzeyinin kenarında- oluşmaktaydı. Meshleme hatasından ve yetersiz radyüslerden kaynaklanan bu durumu giderebilmek için; ekstrem gerilmelerin tayininden önce tasarımın iyileştirilmesine gidilmiştir. Daha doğrusu meshleme hatasından ve yetersiz köşe yuvarlatmalarından dolayı lokal bölgelerde oluşacak çok yüksek gerilme değerleri yorulmaya sebebiyet vermez. Şekil 7.4’de görüldüğü gibi ideal modellenmiş bir dingilde momentin dolayısıyla gerilmelerin dingil kütüğünün baş kısmından yay yastığına doğru giderek artması ve yay yastığında maksimum değerine ulaşması gerekir. Dolayısıyla maksimum gerilmeleri yay yastığına doğru kaydırabilmek ve gerilme yığılmalarını önleyebilmek için; kingpinin dingil kütüğünün silindirik baş kısmına birleştiği yere ve kingpinin alt ve üst yüzeyinin kenarlarına gerilme yığılmalarını önlemek için atılan 1 mm’lik radyüs değeri 1,5 mm’ye çıkarıldı. Dingil kütüğünün silindirik baş kısmının alt ve üst yüzeyinin kenarlarına da 1,5 mm’lik radyüs eklendi (Şekil 7.5). Bunun yanısıra yay yastığının kenarlarına 2 mm’lik radyüs eklendi (Şekil 7.6).



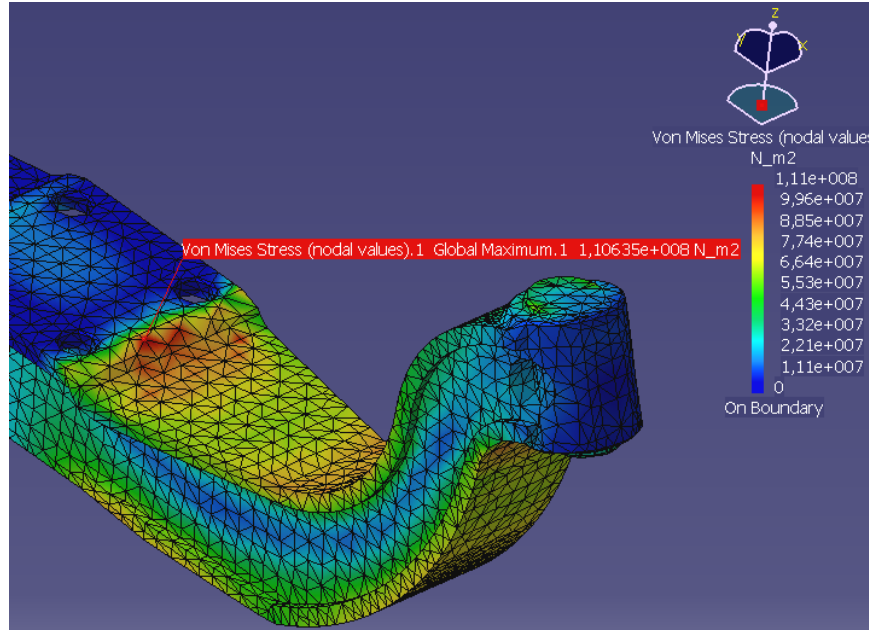
Şekil 7.4 İdeal Tasarlanmış Bir Dingilde Oluşacak Moment Diyagramı



Şekil 7.5 Dingil Kütüğünün Silindirik Baş Kısmında Yapılan İyileştirme

Bu aşamada modelin sonlu elemanlara bölünüp, sınır koşullarının ve yüklemelerin uygulanması ile hesaplama işlemleri 4. ve 5. bölümdekine benzer şekilde yapılmıştır. Sonuçta doğrusal iyi yoldaki maksimum gerilme aşağıdaki gibi olup yay yastığında bulunmuştur (Şekil 7.8).

$$\sigma_{iyi} = \sigma_{statik} = 110,63 \text{ MPa} \quad (7.9)$$



Şekil 7.8 Doğrusal İyi Yoldaki Maksimum Gerilme

7.2.2 Doğrusal Kötü Yoldaki Maksimum Gerilmenin ($\sigma_{I_{max}}$) Tayini

Doğrusal kötü yoldaki düşey kuvvet;

$$P_{dinamik-Doğ} = k_1 \cdot P_{statik} = 1,909.1850 = 3531,65 \text{ daN} \quad (7.10)$$

Doğrusal kötü yoldaki yol pürüzlülüklerinden kaynaklanan yan kuvvet ise;

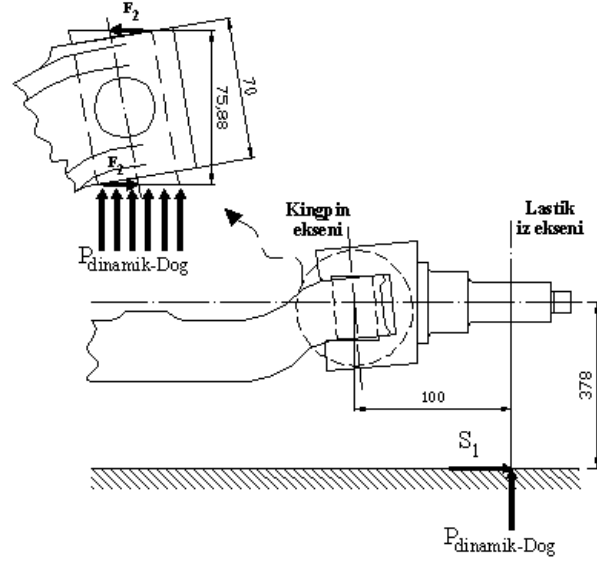
$$+ S_1 = \mu_{F1} \cdot P_{statik} = 0,184.1850 = 340,4 \text{ daN} \quad (7.11)$$

Şekil 7.9'dan da görüleceği gibi bu kuvvetler kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur. Dingil kütüğünün başına etkiyen bu moment;

$$M_2 = (P_{dinamik-Doğ} \cdot 100) + (S_1 \cdot 378) \quad (7.12)$$

$$M_2 = (3531,65.100) + (340,4.378) = 481836,2 \text{ daNmm} = 4818,36 \text{ Nm} \quad (7.12a)$$

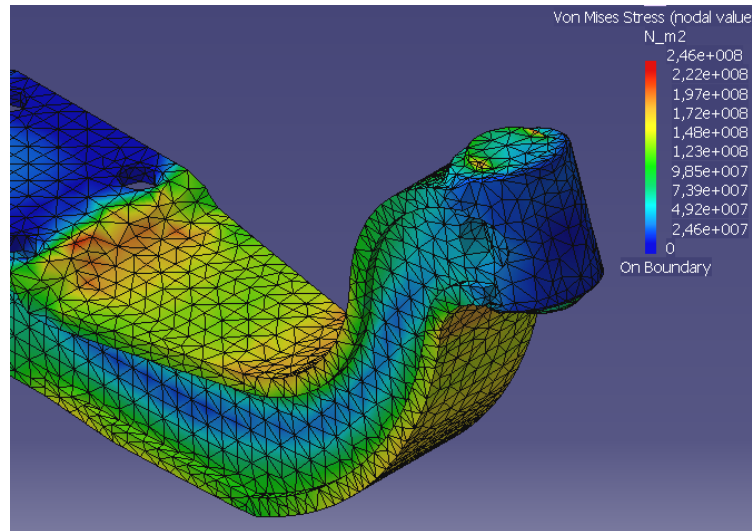
$$F_2 = \frac{M_2}{0,07588} = \frac{4818,36}{0,07588} = 63499,76 \text{ N} \quad (7.13)$$



Şekil 7.9 $P_{dinamik-Dog}$ ve S_1 Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

Bu aşamada modelin sonlu elemanlara bölünüp, sınır koşullarının ve yüklemelerin uygulanması ile hesaplama işlemleri 4. ve 5. bölümdekine benzer şekilde yapılmıştır. Sonuçta doğrusal kötü yoldaki maksimum gerilme aşağıdaki gibi olup yay yastığında aynı bölgede bulunmuştur (Şekil 7.10).

$$\sigma_{I_{max}} = 227 \text{ MPa} \quad (7.14)$$



Şekil 7.10 Doğrusal Kötü Yoldaki Maksimum Gerilme

7.2.3 Doğrusal Kötü Yoldaki Minimum Gerilmenin (σ_{1min}) Tayini

Doğrusal kötü yoldaki düşey kuvvet;

$$P_{dinamik-Doğ} = k_1 \cdot P_{statik} = 1,909.1850 = 3531,65 \text{ daN} \quad (7.15)$$

Doğrusal kötü yoldaki yol pürüzlülüklerinden kaynaklanan yan kuvvet ise;

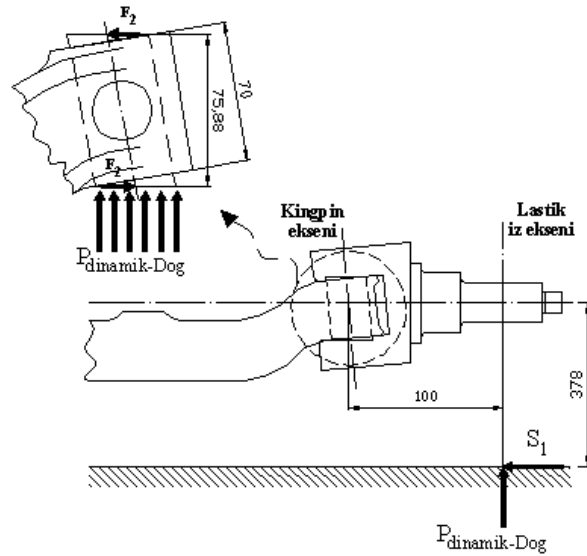
$$-S_1 = \mu_{F1} \cdot P_{statik} = 0,184.1850 = 340,4 \text{ daN} \quad (7.16)$$

Şekil 7.11'den de görüleceği gibi bu kuvvetler kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur. Dingil kütüğünün başına etkiyen bu moment;

$$M_2 = (P_{dinamik-Doğ} \cdot 100) - (S_1 \cdot 378) \quad (7.17)$$

$$M_2 = (3531,65 \cdot 100) - (340,4 \cdot 378) = 224493,8 \text{ daNmm} = 2244,93 \text{ Nm} \quad (7.17a)$$

$$F_2 = \frac{M_2}{0,07588} = \frac{2244,93}{0,07588} = 29585,37 \text{ N} \quad (7.18)$$

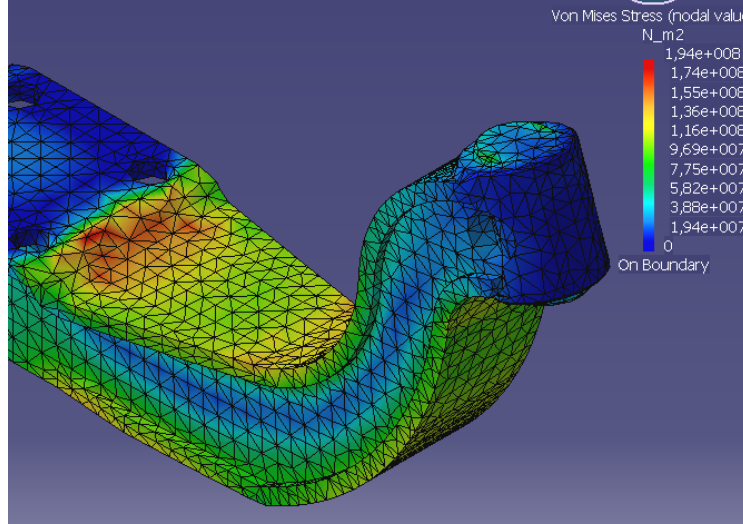


Şekil 7.11 $P_{dinamik-Doğ}$ ve $-S_1$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

Bu aşamada modelin sonlu elemanlara bölünüp, sınır koşullarının ve yüklemelerin uygulanması ile hesaplama işlemleri 4. ve 5. bölümdekine benzer şekilde yapılmıştır.

Sonuçta doğrusal kötü yoldaki minimum gerilme aşağıdaki gibi olup yay yastığında aynı bölgede bulunmuştur (Şekil 7.12).

$$\sigma_{lmin} = 194 \text{ MPa} \quad (7.19)$$



Şekil 7.12 Doğrusal Kötü Yoldaki Minimum Gerilme

7.2.4 Dönemeçli Kötü Yoldaki Maksimum Gerilmenin (σ_{2max}) Tayini

Dönemeçli kötü yoldaki düşey kuvvet;

$$P_{dinamik-Dön} = k_1 \cdot P_{statik} = 1,909.1850 = 3531,65 \text{ daN} \quad (7.20)$$

Dönemeçli kötü yoldaki virajdan kaynaklanan yan kuvvet ise;

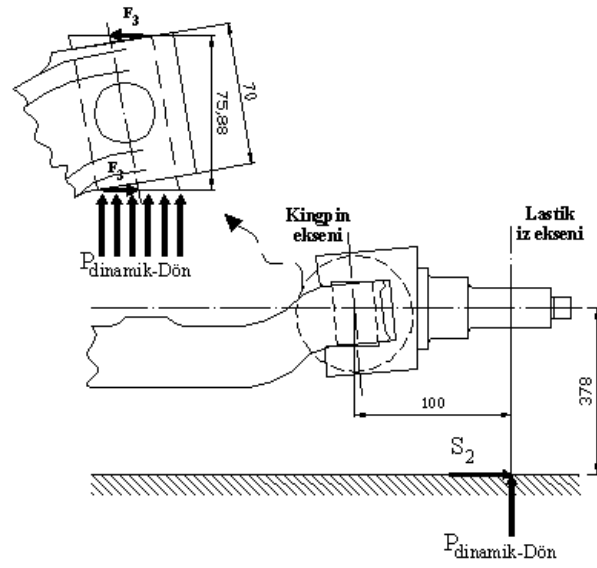
$$+ S_2 = \mu_{F2} \cdot P_{statik} = 0,594.1850 = 1098,9 \text{ daN} \quad (7.21)$$

Şekil 7.13'den de görüleceği gibi bu kuvvetler kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur. Dingil kütüğünün başına etkiyen bu moment;

$$M_3 = (P_{dinamik-Dön} \cdot 100) + (S_2 \cdot 378) \quad (7.22)$$

$$M_3 = (3531,65 \cdot 100) + (1098,9 \cdot 378) = 768549,2 \text{ daNmm} = 7685,49 \text{ Nm} \quad (7.22a)$$

$$F_3 = \frac{M_3}{0,07588} = \frac{7685,49}{0,07588} = 101284,81 \text{ N} \quad (7.23)$$

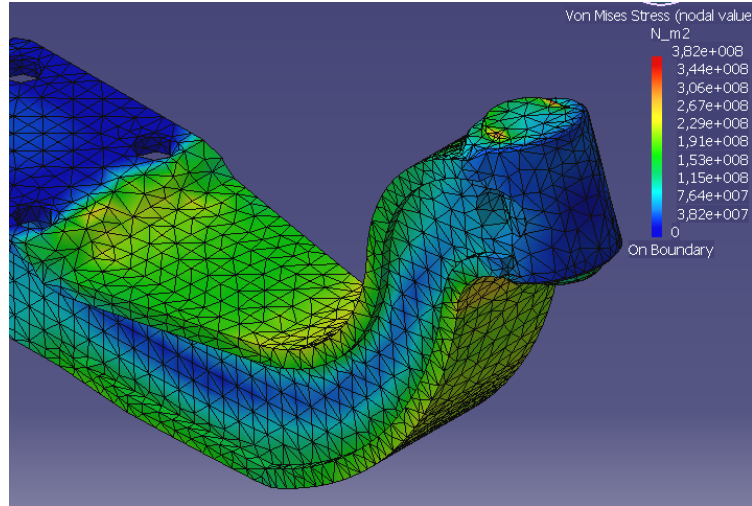


Şekil 7.13 $P_{dinamik-Dön}$ ve $+S_2$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

Bu aşamada modelin sonlu elemanlara bölünüp, sınır koşullarının ve yüklemelerin uygulanması ile hesaplama işlemleri 4. ve 5. bölümdekine benzer şekilde yapılmıştır. Sonuçta dönemeçli kötü yoldaki maksimum gerilme aşağıdaki gibi olup yay yastığında aynı bölgede bulunmuştur (Şekil 7.14).

$$\sigma_{2max} = 266 \text{ MPa}$$

(7.24)



Şekil 7.14 Dönemeçli Kötü Yoldaki Maksimum Gerilme

7.2.5 Dönemeçli Kötü Yoldaki Minimum Gerilmenin (σ_{2min}) Tayini

Dönemeçli kötü yoldaki düşey kuvvet;

$$P_{dinamik-Dön} = k_1 \cdot P_{statik} = 1,909.1850 = 3531,65 \text{ daN} \quad (7.25)$$

Dönemeçli kötü yoldaki virajdan kaynaklanan yan kuvvet ise;

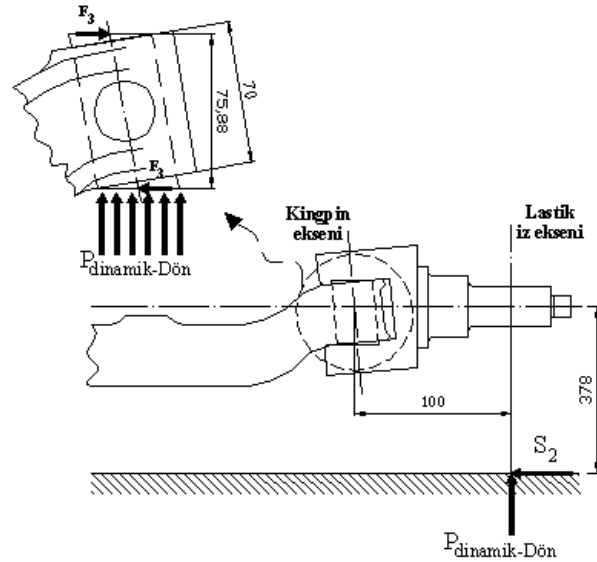
$$-S_2 = \mu_{F2} \cdot P_{statik} = 0,594.1850 = 1098,9 \text{ daN} \quad (7.26)$$

Şekil 7.15’den de görüleceği gibi bu kuvvetler kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur. Dingil kütüğünün başına etkiyen bu moment;

$$M_3 = (P_{dinamik-Dön} \cdot 100) - (S_2 \cdot 378) \quad (7.27)$$

$$M_3 = (3531,65 \cdot 100) - (1098,9 \cdot 378) = -62219,2 \text{ daNmm} = -622,19 \text{ Nm} \quad (7.27a)$$

$$F_3 = \frac{M_3}{0,07588} = \frac{-622,19}{0,07588} = -8199,68 \text{ N} \quad (7.28)$$

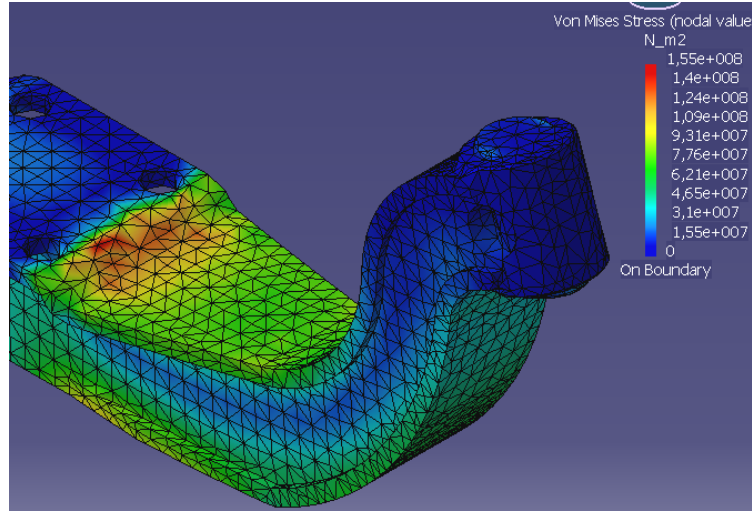


Şekil 7.15 $P_{dinamik-Dön}$ ve $-S_2$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

Ekstrem gerilmelerin tayininde düşey yönde gelen kuvvetlerin dingil kütüğünün başına aynen etki ettiği varsayılır.

Bu aşamada modelin sonlu elemanlara bölünüp, sınır koşullarının ve yüklemelerin uygulanması ile hesaplama işlemleri 4. ve 5. bölümdekine benzer şekilde yapılmıştır. Sonuçta dönemeçli kötü yoldaki minimum gerilme aşağıdaki gibi olup yay yastığında aynı bölgede bulunmuştur (Şekil 7.16)

$$\sigma_{2min} = 155 \text{ MPa} \quad (7.29)$$



Şekil 7.16 Dönemeçli Kötü Yoldaki Minimum Gerilme

7.2.6 Tekil Darbeli Yoldaki Maksimum Gerilmenin (σ_{3max}) Tayini

Tekil darbeli yoldaki düşey kuvvet;

$$P_{dinamik-TD} = k_2 \cdot P_{statik} = 2,909.1850 = 5381,65 \text{ daN} \quad (7.30)$$

Tekil darbeli yolda oluşabilecek yan kuvvet ise;

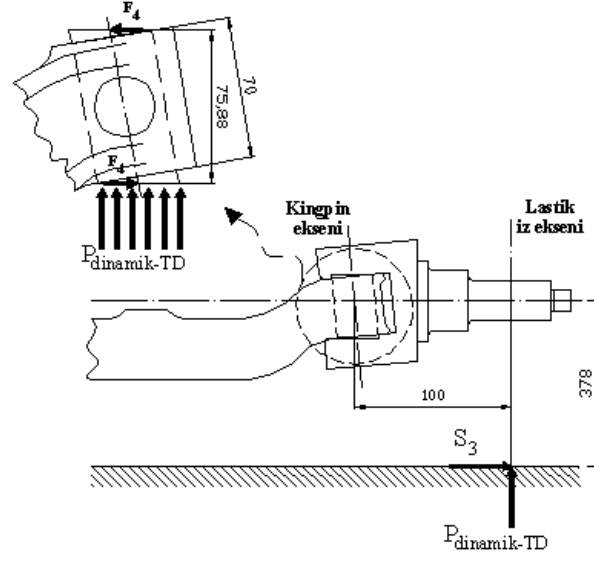
$$+ S_3 = \mu_{F3} \cdot P_{statik} = 0,6.1850 = 1110 \text{ daN} \quad (7.31)$$

Şekil 7.17'den de görüleceği gibi bu kuvvetler kingpinin yüzeylerinde birer kuvvet çifti oluştururlar. Bu kuvvet çiftlerinin toplanmasıyla, dingil kütüğünün başına etkiyen moment bulunmuş olur. Dingil kütüğünün başına etkiyen bu moment;

$$M_4 = (P_{dinamik-TD} \cdot 100) + (S_3 \cdot 378) \quad (7.32)$$

$$M_4 = (5381,65 \cdot 100) + (1110 \cdot 378) = 957745 \text{ daNmm} = 9577,45 \text{ Nm} \quad (7.32a)$$

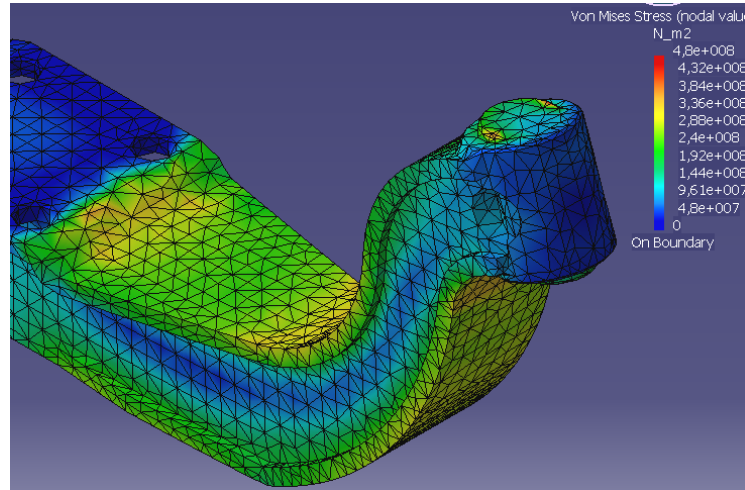
$$F_4 = \frac{M_4}{0,07588} = \frac{9577,45}{0,07588} = 126218,371 \text{ N} \quad (7.33)$$



Şekil 7.17 $P_{dinamik-TD}$ ve $+S_3$ Kuvvetlerinin Dingile Uygulanması

Bu aşamada modelin sonlu elemanlara bölünüp, sınır koşullarının ve yüklemelerin uygulanması ile hesaplama işlemleri 4. ve 5. bölümdekine benzer şekilde yapılmıştır. Sonuçta tekil darbeli yoldaki maksimum gerilme aşağıdaki gibi olup yay yastığında aynı bölgede bulunmuştur (Şekil 7.18).

$$\sigma_{3max} = 376 \text{ MPa} \quad (7.34)$$



Şekil 7.18 Tekil Darbeli Yoldaki Maksimum Gerilme

7.3 Yorulmaya Neden Olabilecek Gerilmelerin Tayini

Aşağıdaki tabloda tüm yol durumları için elde edilen maksimum ve minimum gerilme değerleri özet halinde gösterilmiştir.

Tablo 7.1 Tüm Yol Durumları İçin Elde Edilen Ekstrem Gerilme Değerleri

<i>Yol Durumları</i>	<i>Maksimum Gerilme</i>	<i>Minimum Gerilme</i>
<i>Doğrusal İyi Yol</i>	110,63 MPa	-
<i>Doğrusal Kötü Yol</i>	227 MPa	194 MPa
<i>Dönemeçli Kötü Yol</i>	266 MPa	155 MPa
<i>Tekil Darbeli Yol</i>	376 MPa	-

Doğrusal iyi yol durumu için; taşıtımızın sabit hızla ve kaymak asfalt yolda gittiği varsayılmış, dolayısıyla $\sigma_{iyi} = \sigma_{statik}$ alınmış ve gerilme genliği $\Delta\sigma = 0$ kabul edilmiştir.

Tekil darbeli yol durumunda elde edilecek ekstrem gerilme değerleri, periyodik salınımlarla oluşmaz, dolayısıyla tekil darbeli yol durumu için gerilme genliği bulmak anlamsızdır. Ömür hesabında, dingilin ömrü boyunca ne kadar tekil darbeye maruz kaldığı (n) göz önünde bulundurulur (Ereke, İ. Murat, 2006).

Tüm yol durumlarında elde edilen maksimum ve minimum gerilme değerleri, dingil kütüğünün tek bir bölgesinde –yay yastığında– görülmüştür. Dolayısıyla her bir yol durumu için; bu ekstrem değerlerin farklarının yarısıyla bulunacak gerilme genliklerinin, malzemenin gerçek sürekli mukavemet sınır değeri ile karşılaştırılması yoluyla, hangi yol durumundaki gerilme genliğinin dingilde yorulmaya neden olabileceği saptanabilir. Sözü edilen gerilme genlikleri, her bir yol durumu için elde edilen ekstrem değerlerinin aritmetik ortalamasıyla bulunacak ortalama gerilmeler etrafında, periyodik salınımlarla oluşur.

Gerilme genlikleri;

$$\Delta\sigma_{iyi} = 0 \quad (\text{Doğrusal iyi yol için}) \quad (7.35)$$

$$\Delta\sigma_1 = \frac{227 - 194}{2} = 16,5 \text{ MPa} \quad (\text{Doğrusal kötü yol için}) \quad (7.36)$$

$$\Delta\sigma_2 = \frac{266 - 155}{2} = 55,5 \text{ MPa} \quad (\text{Dönemeçli kötü yol için}) \quad (7.37)$$

$$\Delta\sigma_3 = - \quad (\text{Tekil darbeli yol için}) \quad (7.38)$$

Ortalama gerilmeler;

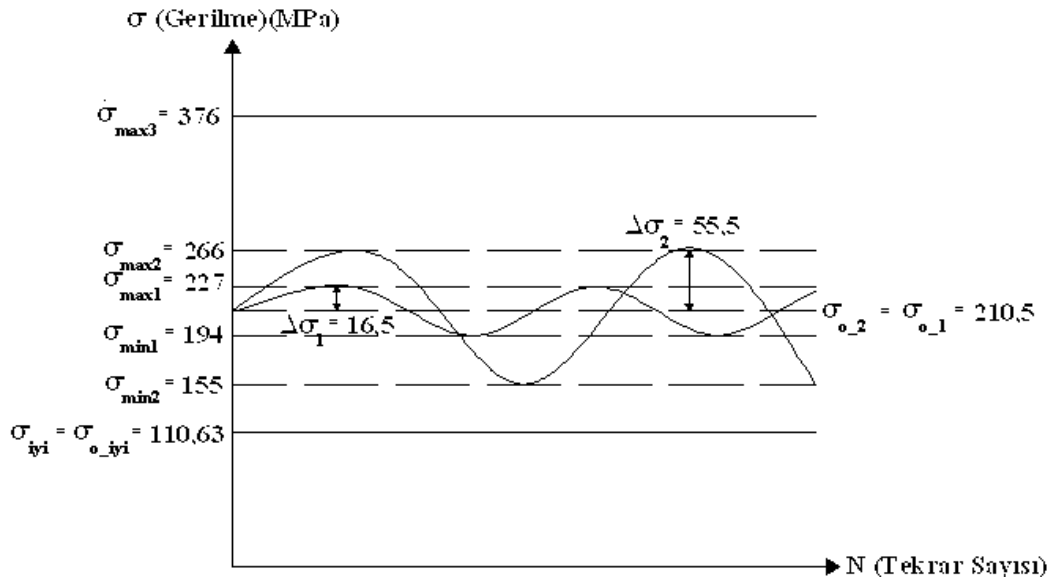
$$\sigma_{o_iyi} = 110,63 \text{ MPa} \quad (\text{Doğrusal iyi yol için}) \quad (7.39)$$

$$\sigma_{o_1} = \frac{227 + 194}{2} = 210,5 \text{ MPa} \quad (\text{Doğrusal kötü yol için}) \quad (7.40)$$

$$\sigma_{o_2} = \frac{266 + 155}{2} = 210,5 \text{ MPa} \quad (\text{Dönemeçli kötü yol için}) \quad (7.41)$$

$$\sigma_{o_3} = - \quad (\text{Tekil darbeli yol için}) \quad (7.42)$$

Tüm yol durumları için elde edilen gerilme genlikleri ve ortalama gerilmeler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

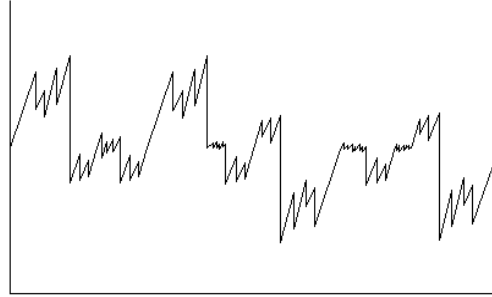


Şekil 7.19 Gerilme Genlikleri ve Ortalama Gerilmeler

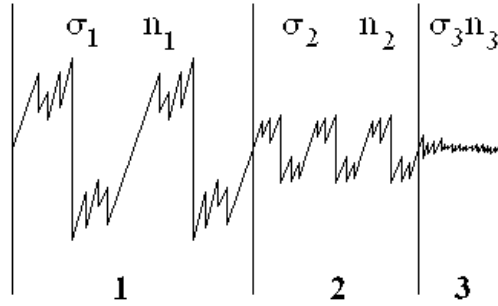
Yukarıdaki şekilde doğrusal kötü yol ve dönemeçli kötü yol için; sinyallerin, sinüzoidal olarak sabit ortalama gerilmeler etrafında (belirli bir ön yükleme etkisi altında) sabit genliklerle titreştiği varsayılmıştır. Gerçekte bu sinyaller random (gelişigüzel) sinyallerdir.

Dingilimizin yorulma analizini gerçekleştirebilmek için; karakutu kayıt cihazıyla 3 tip yoldan toplanacak random yol sinyali şekil 7.20'deki gibi olsun. Doğrusal iyi yol

(3), doğrusal kötü yol (2) ve dönemeçli kötü yoldan (1) toplanacak bu random yol sinyali proses edildikten sonra, şekil 7.21'deki gibi tasnif edilmiş yani sınıflandırılmış hale gelir (Hangi gerilmelerin hangi grupta olduğu ve bunların kaç kere tekrar ettikleri bilgisi vardır).



Şekil 7.20 Random Yol Sinyali



Şekil 7.21 Tasnif Edilmiş Yol Sinyali

Sınıflandırılan gerilmelerin, daha doğrusu gerilme genliklerinin Wöhler eğrisindeki karşılıkları (N tekrar sayıları), dingil malzemesi olan SAE 1045 çeliğinin Wöhler eğrisinin denkleminde bulunabilir. Buna göre;

- Doğrusal iyi yol için;

Taşıtımızın sabit hızla ve kaymak asfalt yolda gittiği varsayılmış, dolayısıyla $\sigma_{iyi} = \sigma_{statik}$ alındığından, bu yoldan elde edilecek gerilme genliğinin olmadığını, dolayısıyla da bu tür yol koşulunun dingilde herhangi bir hasara yol açmayacağını söyleyebiliriz ($\Delta\sigma_{iyi} = 0$) (Şekil 7.22).

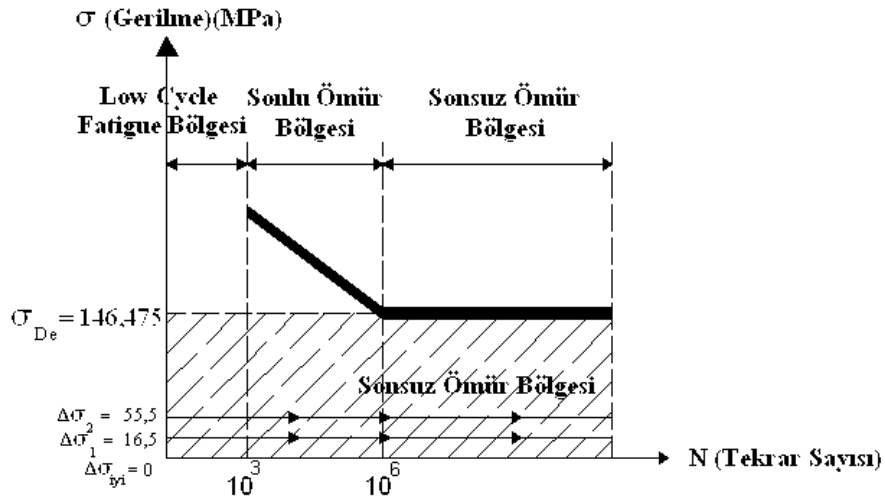
- Doğrusal kötü yol için;

$\Delta\sigma_1 = 16,5$ MPa gerilme genliği, dingil malzemesi olan SAE 1045 çeliğinin Wöhler eğrisindeki sürekli mukavemet sınırı olan 146,475 MPa değerinin altında kaldığından, doğrusal kötü yoldan elde edilen yol sinyalinin, malzemenin Wöhler

eğrisinde sonsuz ömür bölgesine tekabül eden gerilme genliklerine yol açtığını, dolayısıyla bu tür yol koşulunun dingilde herhangi bir hasara yol açmayacağını söyleyebiliriz (Şekil 7.22).

- Dönemeçli kötü yol için;

$\Delta\sigma_2 = 55,5$ MPa gerilme genliği, dingil malzemesi olan SAE 1045 çeliğinin Wöhler eğrisindeki sürekli mukavemet sınırı olan 146,475 MPa değerinin altında kaldığından, dönemeçli kötü yoldan elde edilen yol sinyalinin, malzemenin Wöhler eğrisinde sonsuz ömür bölgesine tekabül eden gerilme genliklerine yol açtığını, dolayısıyla bu tür yol koşulunun dingilde herhangi bir hasara yol açmayacağını söyleyebiliriz (Şekil 7.22).



Şekil 7.22 Malzemenin Wöhler Eğrisinde Ömür Bölgeleri

7.4 Ömür Testi ve Tayini

Ömür tayini için genellikle birikimli hasar teorisinden yararlanılır. Çeşitli yol durumlarından toplanacak random sinyallerin (uyarı sinyallerinin) proses edildikten sonra tasnif edilmiş hale geldiğini söylemiştik. İşte çeşitli yol durumlarından elde ettiğimiz gerilme genlikleri ve bunların tekrar sayıları (n_i), tasnif edilmiş sinyallerin eşdeğeridir (Şekil 7.21). Ayrıca bir de gerilme genliklerinin Wöhler eğrisindeki karşılıkları olan tekrar sayıları (N_i) vardır. Birikimli hasar teorisine göre ömür tayini yapılacak olan parça için aşağıdaki kural geçerlidir:

- $\Sigma \frac{n_i}{N_i} < 1 \Rightarrow \text{Parçada hasar oluşmaz}$ (7.43)

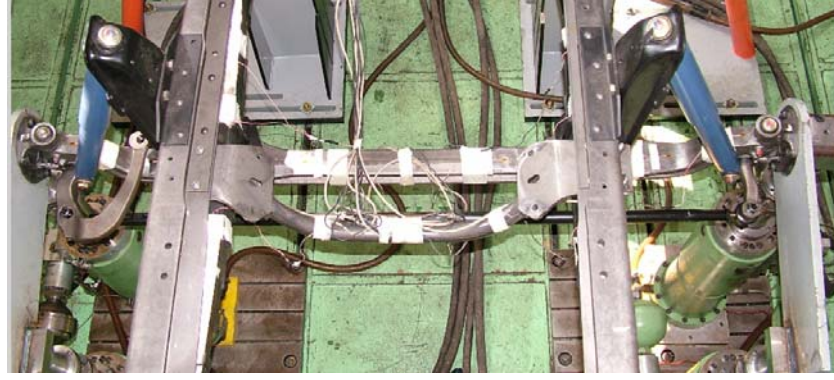
- $\Sigma \frac{n_i}{N_i} > 1 \Rightarrow \text{Parçada hasar oluşur}$ (7.44)

Diğer bir yöntem olarak dingilin gerçek laboratuvar ortamında hızlandırılmış ömür testlerine tabi tutulması ve bu yöntemle ömür ve hasar tayininin yapılması sayılabilir. Uyarı sinyallerinin işlenmesinden sonra dingil test cihazına bağlanıp, bu sinyaller dingile uygulanır. Yani hidropuls denilen sarsıcılarla test cihazına bağlanan dingilin gerçek yol koşullarındaki gibi sarsılması sağlanır (Şekil 7.23). Bu yöntemde çeşitli yol durumlarından toplanan sinyal verileri toplam ömre yayılır (ekstrapole etme); ayrıca test süresini (hasar etkisini bozmadan) azaltmak adına hızlandırılmış olarak laboratuvar ortamında çalınır.

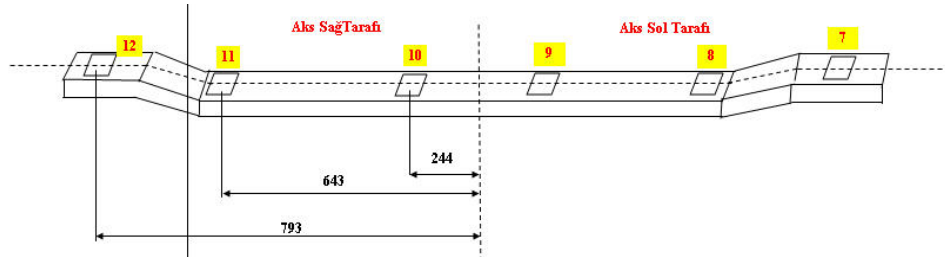


Şekil 7.23 Dingilin Laboratuvar Ortamında Hızlandırılmış Ömür Testi

Uyarı sinyallerinin en yaygın üretim yolu, “strain gage” ile yapılan ölçümlerdir (Birim uzamalar bulunup, burdan gerilmelere geçilir). Parçanın hangi bölgelerinde ömür ve hasar tayini yapılacaksa, o bölgelere strain gage yapıştırılır. Laboratuvarda ömür testi gerçekleştirilmiş bir firmaya ait dingil üzerine bu amaçla 6 adet strain gage yapıştırılmış (Şekil 7.24 ve Şekil 7.25) ve bu bölgelerden elde edilen sonuçlar, aşağıdaki tabloda listelenmiştir (Tablo 7.2). Dingil için gerekli uyarı sinyalleri, bu test için 8 adet yol durumundan toplanmıştır.



Şekil 7.24 Dingil Üstüne Yapıştırılan Strain Gage'ler



Şekil 7.25 Strain Gage'lerin Konumları (İlk Altısı Sustalar Üstünde)

Tablo 7.2 Strain Gage ile Elde Edilen Gerilme Değerleri

7 nolu strain gage		8 nolu strain gage		11 nolu strain gage		12 nolu strain gage	
Maksimum Gerilme	Minimum Gerilme	Maksimum Gerilme	Minimum Gerilme	Maksimum Gerilme	Minimum Gerilme	Maksimum Gerilme	Minimum Gerilme
13,7214	-122,569	23,9547	-98,847	37,4451	-102,102	27,8313	-121,229
27,2118	-115,826	37,4451	-98,847	47,6784	-102,102	34,671	-124,767
16,9785	-119,314	23,9547	-98,847	37,4451	-98,847	27,8313	-117,692
47,6784	-122,569	54,4236	-105,592	71,6352	-109,08	58,9638	-128,306
3,4881	-119,314	6,7452	-95,3568	13,7214	-95,3568	6,8397	-114,389
20,4666	-115,826	33,957	-98,847	47,6784	-102,102	34,671	-121,229
27,2118	-122,569	37,4451	-102,102	44,1903	-102,102	38,2095	-114,389
13,7214	-126,059	23,9547	-109,08	51,1686	-102,102	34,671	-124,767

Laboratuvarıda ömür testi yapılan dingil için; sınır koşulları projemizdeki gibi makas oturma yüzeylerinden verildiği için; makas oturma noktaları arasına yerleştirilen 9 ve 10 nolu strain gage ile saptanan birim uzama, dolayısıyla gerilme değerleri sıfıra yakın çıkmıştır.

Beşinci sıradaki yol durumu için (senaryodaki en kötü yol durumu); her bir strain gage'de elde edilen ekstrem gerilme değerlerinin mutlak değerlerinin farklarının yarısıyla saptanacak gerilme genliklerinin büyüklüğü sebebiyle meydana gelen yorulma ve buna bağlı oluşacak hasar, bu yol durumu için maksimum mertebelerdedir. Buna karşın bu hasar değerleri 10^{-6} gibi 1 değerinin çok çok

altındaki değerlerdir; dolayısıyla dingilde herhangi bir hasara neden olmayacak türdendir. Zaten gerilme genlikleri malzemenin gerçek sürekli mukavemet sınır değerinin çok altındadır.

$$\Delta\sigma_{Strain_gage-7} = \frac{119,314 - 3,4881}{2} = 57,91 \text{ MPa } (<146,475 \text{ MPa}) \quad (7.45)$$

$$\Delta\sigma_{Strain_gage-8} = \frac{95,3568 - 6,7452}{2} = 44,3 \text{ MPa } (<146,475 \text{ MPa}) \quad (7.46)$$

$$\Delta\sigma_{Strain_gage-11} = \frac{95,3568 - 13,7214}{2} = 40,81 \text{ MPa } (<146,475 \text{ MPa}) \quad (7.47)$$

$$\Delta\sigma_{Strain_gage-12} = \frac{114,389 - 6,8397}{2} = 53,77 \text{ MPa } (<146,475 \text{ MPa}) \quad (7.48)$$

8. SONUÇLAR

Öngörülen senaryoda adı geçen yol durumlarında, yorulmaya neden olabilecek gerilmelerin tayin edilebilmesi için; bu yol durumlarına ait ekstrem gerilme değerleri belirlenmiş, bu ekstrem değerlerin farklarının yarısıyla bulunacak gerilme genliklerinin, malzemenin gerçek sürekli mukavemet sınır değeri ile karşılaştırılması yoluyla, hangi yol durumundaki hangi türden gerilme genliğinin dingilde yorulmaya neden olabileceği saptanmıştır. Sözü edilen gerilme genlikleri, öngörülen senaryodaki doğrusal kötü yol ve dönemeçli kötü yol durumu için elde edilen ekstrem değerlerin aritmetik ortalamasıyla bulunacak ortalama gerilmeler etrafında, periyodik salınımlarla oluşmaktadır. Buna göre sonuç olarak, doğrusal iyi yoldan, doğrusal kötü yoldan ve dönemeçli kötü yoldan toplanacak yol sinyallerinin dingilde herhangi bir hasara yol açmayacağı söylenebilir. Çünkü tüm yollardan elde edilen yol sinyalleri, malzemenin Wöhler eğrisinde sonsuz ömür bölgesine tekabül eden gerilme genliklerine yol açmaktadır; diğer bir deyişle bu gerilme genlikleri malzemenin gerçek sürekli mukavemet sınır değerinin çok altındaki değerlerdir. Buna göre dingilin hiçbir yol koşulunda yorulmaya maruz kalmayacağını, dolayısıyla hasara uğramayacağını söyleyebiliriz.

Test laboratuvarında ömür testi yapılan dingil içinse, 8 adet yol durumundan toplanan yol sinyallerinin dingilde herhangi bir hasara yol açmadığı gözlenmiştir.

Her ne kadar dingillerin geometrileri, yükleme koşulları ve uygulanan senaryoları farklı da olsa; yorulma analizi yapılan dingilimizde en kötü yol koşulunda elde edilen gerilme genlik değeri (55,5 MPa), laboratuvarında ömür testleri yapılan dingildeki en kötü yol koşulunda elde edilen gerilme genlik değerleri (40,81...57,91 MPa) ile benzerlik taşımaktadır.

KAYNAKLAR

Akkurt, M., Kent, M., 1979. Makina Elemanları Birinci Cilt, Birsen Kitabevi Yayınları, ÖR Matbaası, İstanbul.

CADEM, Catia V5 Eğitim Notları.

Demirsoy, Mustafa, 1991. Motorlu Araçlar Cilt:2, Birsen Yayınevi A.Ş., İstanbul.

Ereke, İ. Murat ve Yay, Kubilay, 2005. Bir jant modeli üstünde yeni bir yaklaşım tekniği kullanılarak yorulma dayanımının FEM ile hesap edilmesi, *Teknik Makale*, İTÜ Makine Fak. Otomotiv Anabilim Dalı 80191 Gümüşsuyu, İstanbul.

Ereke, İ. Murat, 2006. Taşıtlarda Ömür Testleri Yüksek Lisans Dersi Notları.

GOODYEAR T.A.Ş., 1997. GOODYEAR Teknik Bilgi Bankası, İstanbul.

Grubisic, V. and Fischer, G., 1984. Procedure for Optimal Lightweight Design and Durability Testing of Wheels, Int. J. of Vehicle Design, vol.5, no.6.

LMS Virtual Lab, 2005. On-line Documentary Files.

Nalbant, Muammer, 2005. Catia V5 Temrin Kitabı, Beta Basım A.Ş., İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

1981 yılında İzmir’de doğdu. 1999 yılında İzmir Atatürk Anadolu Lisesi’nden mezun olduktan sonra aynı yıl Celal Bayar Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde lisans öğrenimine başladı. Burada 1,5 yıl öğrenim gördükten sonra Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’ne yatay geçiş yaptı. Burada 3 yıl öğrenim gördükten sonra 2004’de bölüm 3.’sü olarak mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Programında Yüksek Lisans yapmaya hak kazandı. Halen öğrenimine devam etmektedir.