

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**LOKOMOTİF CER (TAHRİK) MİLLERİNDE GERİLME
VE ÖMÜR ANALİZLERİ**

Makine Müh. Onur GENCE

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Necati TAHRALI (YTÜ)

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	1
1.2 Amaç ve Kapsam	3
2. RAYLI TAŞITIN TANITILMASI	5
2.1 DE2400 Tipi Lokomotifin Teknik Özellikleri	5
2.2 Lokomotif Ana Karakteristikleri	6
2.3 Dingil Tertibi ve Tekerlek Numaralandırılması	6
2.3.1 Dingil Tertibi	6
2.3.2 Tekerlek Numaralandırılması	6
2.4 Şase	7
2.5 Boji	7
2.5.1 Bojide Bulunan Yardımcı Düzenekler	8
2.6 Dizel Motor	9
2.7 Cer Motorları	9
2.8 Cer Motor Dişli Kutuları	10
3. DİŞLİ MEKANİZMASI	11
3.1 Dişli Çarkların Tanımı ve Kullanıldığı Yerler	11
3.2 Düz Dişli Çarklar	11
3.2.1 Düz Dişli Çarkların Ana Boyutları	11
3.3 Dişli Çarkların Mukavemet Hesapları	15
3.3.1 Diş Kuvveti	15
3.3.2 Diş Kuvvetlerinin Mil Yataklarına Tepkileri	16
3.4 Dişli Çarklar Üzerinden Cer Miline Gelen Kuvvetler	20
4. YORULMA ZORLAMASI ve KIRILMASI	22
4.1 Genel	22
4.2 Kuvvetin Zamanla Değişimi, Statik Yük, Dinamik Yük	22
4.3 Yorulma Zorlaması ve Özellikleri	24
4.4 Yorulma Kırılmasının Nedeni	25
4.5 Lokomotif Millerinde Yorulma Kırılması ve Nedenleri	25

4.6	Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Kolaylaştıran Etkenler.....	26
4.7	Cer Milinin Boyut, Yüzey, Çentik Faktörü Değerleri.....	37
5.	GERİLME ANALİZLERİ ve GENEL TANIMLAR	38
5.1	Cer Milinin Genel Özellikleri.....	38
5.2	Genel Tanımlar	38
5.2.1	Bileşke Gerilmeler	39
5.2.2	Emniyet Gerilmesi.....	39
5.2.3	Emniyet Katsayısı.....	39
5.2.4	Eğilme Gerilmesi.....	40
5.2.5	Burulma Gerilmesi	40
5.2.6	Sürekli Mukavemet Değeri.....	41
5.3	Mekanizmalarda Kuvvetler	41
5.4	Lokomotifin Statik Yükünde Cer Milinde Oluşan Gerilmeler.....	42
5.4.1	Tekerleklerle Gelen Tepki Kuvvetleri	43
5.4.2	Eğilme Momentleri.....	43
5.4.2.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Moment Diyagramından Okunan Eğilme Momenti	44
5.4.3	Eğilme Mukavemet Momentleri.....	44
5.4.3.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Eğilme Mukavemet Momentleri	45
5.4.4	Milde Oluşan σ_g Değerleri	45
5.4.4.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri	46
5.5	Lokomotif Düz Yolda Seyir Halinde İken Cer Milinde Oluşan Gerilmeler	48
5.5.1	Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler	48
5.5.1.1	Tekerleklerle Gelen Tepki Kuvveti	49
5.5.1.2	Eğilme Momentleri.....	49
5.5.2	Yatay Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler.....	50
5.5.2.1	Yataklara Gelen Tepki Kuvvetleri	51
5.5.2.2	Eğilme Momentleri.....	51
5.5.3	Bileşke Moment	51
5.5.3.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Moment Diyagramından Okunan Bileşke Moment.	52
5.5.4	Milde Oluşan σ_g Değerleri	52
5.5.4.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri	53
5.5.5	Cer Milinin Mukavemet Sınırı	54
5.5.5.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Mukavemet Sınırı.....	54
5.5.6	Milde Oluşan σ_e Değerleri	55
5.5.6.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_e Değerleri	56
5.5.7	Burulma Mukavemet Momentleri	56
5.5.7.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Burulma Mukavemet Momentleri.....	57
5.5.8	Milde Oluşan τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri	57
5.5.8.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri.....	58
5.5.9	Bileşik Gerilme Değerleri	59
5.5.9.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Bileşik Gerilme Değerleri	59
5.6	Lokomotif Viraj Durumunda İken Cer Milinde Oluşan Gerilmeler	62
5.6.1	Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler	67
5.6.1.1	Eğilme Momentleri.....	68
5.6.2	Yatay Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler.....	69
5.6.2.1	Yataklara Gelen Tepki Kuvvetleri.....	69
5.6.2.2	Eğilme Momentleri.....	70

5.6.3	Bileşke Moment	70
5.6.3.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Moment Diyagramından Okunan Bileşke Moment.	71
5.6.4	Milde Oluşan σ_g Değerleri	71
5.6.4.1	Seçilen Kritik İçin σ_g Değerleri	72
5.6.5	Milde Oluşan σ_e Değerleri	72
5.6.5.1	Seçilen Kritik İçin σ_e Değerleri	73
5.6.6	Milde Oluşan τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri	74
5.6.6.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri	75
5.6.7	Bileşik Gerilme Değerleri	75
5.6.7.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Bileşik Gerilme Değerleri	76
5.7	Lokomotif Atalet Kuvveti Etkisinde İken Cer Milinde Oluşan Gerilmeler	79
5.7.1	Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler	79
5.7.1.1	Tekerleklerle Gelen Tepki Kuvvetleri	81
5.7.1.2	Eğilme Momentleri	81
5.7.2	Yatay Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler	82
5.7.2.1	Yataklara Gelen Tepki Kuvvetleri	83
5.7.2.2	Eğilme Momentleri	83
5.7.3	Bileşke Moment Değerleri	84
5.7.3.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Diyagramından Okunan Bileşke Moment Değerleri	84
5.7.4	Milde Oluşan σ_g Değerleri	84
5.7.4.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri	85
5.7.5	Milde Oluşan σ_e Değerleri	86
5.7.5.1	Seçilen Kritik İçin σ_e Değerleri	87
5.7.6	Bileşik Gerilme Değerleri	87
5.7.6.1	Seçilen Kritik Noktalar İçin Bileşik Gerilme Değerleri	88
6.	ÖMÜR ANALİZİ	90
6.1	Genel Tanımlar	90
6.2	Ömür Denklemi	92
6.3	Yorulmada Birikimli Hasar	93
6.3.1	Palmgren-Miner Denklemi	93
6.4	Ömür Hesabı	96
6.4.1	Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında Değilken $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	96
6.4.1.1	Kalkış Durumu İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	96
6.4.1.2	Kurp (Viraj) Durumu İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	98
6.4.1.3	Düz Yol Durumu İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	99
6.4.2	Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında Değilken $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	99
6.4.2.1	Kalkış Durumu İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	99
6.4.2.2	Kurp (Viraj) Durumu İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	100
6.4.2.3	Düz Yol Durumu İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri	100
6.5	Cer Milinin Ömür Hesabı	101
6.5.1	Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında Değilken Ömür Tayini	102
6.5.1.1	Düz Yol ve Kalkış Durumları İçin Ömür Hesabı (Darbe Katsayısız)	102
6.5.1.2	Kurp (Viraj) Durumu İçin Ömür Hesabı	102
6.5.2	Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında İken Ömür Tayini	103
6.5.2.1	Düz Yol ve Kalkış Durumları İçin Ömür Hesabı (Darbe Katsayılı)	103

6.5.2.2	Kurp (Viraj) Durumu İçin Ömür Hesabı	103
7.	CER MİLİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	104
7.1	Sonlu Elemanlar Analizi	104
7.1.1	Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları	105
7.1.2	Sonlu Elemanlar Metodu Yaklaşımı	105
7.1.3	Sonlu Elemanlar Çözüm Yöntemi	108
7.2	ANSYS 12.0 ile Gerilme Analizi	109
7.2.1	ANSYS 12.0 Workbench ile Modelin Oluşturulması	110
7.2.2	Analiz Tipinin Tanımlanması	111
7.2.3	Malzeme Özelliklerinin Girilmesi	112
7.2.4	Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	114
7.2.5	Kuvvetlerin ve Sınır Şartlarının Uygulanması	115
7.2.6	Yorulma Analiz Girdileri (Fatigue Data)	116
7.2.7	Cer Milinin ANSYS 12.0 Workbench ile Sonuçlarının Alınması	117
7.2.7.1	Statik Analiz	117
7.2.7.2	Düz Yol Seyir Hali Durumu	119
7.2.7.3	Viraj Durumu	122
7.2.7.4	Kalkış Durumu	125
8.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	128
	KAYNAKLAR	131
	EKLER	132
Ek 1	Ansys Programında Yapılan Analiz Çıktıları	133
Ek 2	Farklı Yol Koşullarında Milde Meydana Gelen Gerilme ve Emniyet Katsayısı. Değerleri	150
Ek 3	Araca Ait Genel Karakteristikler	153
Ek 4	DE24000 Tipi Anahat Lokomotifinin Bojisinin Görünüşleri	154
Ek 5	Analizi Yapılan Mile Ait Teknik Resimler	155
	ÖZGEÇMİŞ	157

SİMGE LİSTESİ

b	Diş genişliği
C	Çevrim yüzdesi
D	Dever miktarı
d	Çap
do	Bölüm dairesi çapı
d1	Diş bası dairesi çapı
Fat	Atalet kuvveti
Fe	Eksenel kuvvet
Fsant.	Merkezkaç kuvveti
Fç	Dişli çark yükü
Fr	Radyal kuvvet
Ft	Teğetsel kuvvet
Fv	Vagon yükü
h	Diş yüksekliği
i	Dişli oranı
Kb	Boyut faktörü
Kç	Çentik faktörü
Kt	Teorik gerilme yığılması faktörü
Ky	Yüzey faktörü
MB	Bileşke moment
Me	Eğilme momenti
Mb	Burulma momenti
m	Modül
N	Ömür, çevrim sayısı
Nes	Eşdeğer ömür değeri
Nles	Eşdeğer logaritmik ömür
n	Devir sayısı
P	Motor gücü
R	Güvenirlilik, Reliability
q	Çentik hassasiyet faktörü
t	Hatve
Wb	Burulma direnç momenti
We	Eğilme direnç momenti
z	Diş sayısı
α	Dever eğim açısı
η	Verim
σ_k	Akma mukavemeti
σ_B	Bileşke gerilme
σ_D	Malzemenin mukavemet sınırı
σ_D^*	Makine elemanının mukavemet sınırı
σ_e	Dinamik eğilme gerilmesi
σ_{em}	Emniyet gerilmesi
σ_g	Gerilme genliği
σ_k	Kopma mukavemeti
τ_b	Statik burulma gerilmesi

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
DE	Dizel Elektrik
2D	Two Dimensionally (İki Boyutlu)
3D	Three Dimensionally (Üç Boyutlu)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Cer motoru ve dişli çarkların dingil üzerindeki konumu	10
Şekil 3.1 Düz dişli çarkın boyutları	14
Şekil 3.2 Dişli çarka etkiyen kuvvetler.....	16
Şekil 3.3 Dişli kuvvetleri	18
Şekil 3.4 İki yatak arasına yerleştirilmiş dişlide yataklara gelen kuvvetler	18
Şekil 4.1 Statik ve dinamik yükler.....	25
Şekil 4.2 Cer milinde belirlenen bölgeler ve yarıçapları	29
Şekil 4.3 Cer milinde belirlenen bölgeler ve kritik noktalar	38
Şekil 5.1 Statik durumda mile etkiyen düşey kuvvetler	43
Şekil 5.2 Milde belirlenen bölgeler ve yarıçapları	45
Şekil 5.3 Milde statik durumdaki eğilme moment diyagramı	48
Şekil 5.4 Mil düz yolda seyir halinde iken mile etkiyen düşey kuvvetler.....	49
Şekil 5.5 Mil düz yolda seyir halinde iken mile etkiyen yatay kuvvetler	51
Şekil 5.6 Mil düz yolda seyir halinde iken oluşan eğilme moment diyagramı	62
Şekil 5.7 Bir kurba, demiryolu arabası üzerine etki eden kuvvetler.....	65
Şekil 5.8 Lokomotif viraj durumunda iken mile etkiyen düşey kuvvetler	68
Şekil 5.9 Lokomotif viraj durumunda iken mile etkiyen düşey kuvvetler	70
Şekil 5.10 Milde viraj durumunda iken oluşan eğilme moment diyagramı	79
Şekil 5.11 Mil ilk kalkış anında iken mile etkiyen düşey kuvvetler.....	81
Şekil 5.12 Mil ilk kalkış anında iken mile etkiyen yatay kuvvetler	83
Şekil 5.13 Mil ilk kalkış anında iken oluşan eğilme moment diyagramı	91
Şekil 6.1 Wöhler eğrisinin pratik yoldan çiziminde verilen katsayıların kullanılması	93
Şekil 6.2 Wöhler eğrisi	96
Şekil 6.3 Wöhler diyagramı.....	103
Şekil 7.1 Üçgenin alan bilgileri kullanılarak dairenin alanının hesaplanması	108
Şekil 7.2 Alanları eşit dört üçgen kullanılarak sonuca yaklaşım.....	108
Şekil 7.3 Üçgen sayısının artırılmasıyla doğru sonuca yaklaşım	109
Şekil 7.4 Mil ölçü değerleri	112
Şekil 7.5 Milin iki boyutlu (2D) çizimi	112
Şekil 7.6 Milin üç boyutlu (3D) modeli	113
Şekil 7.7 Analiz tipi seçimi	114
Şekil 7.8 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi	115
Şekil 7.9 Sonlu elemanlar modeli.....	116
Şekil 7.10 Modelin kritik noktalarda refinement uygulanmış hali.....	117
Şekil 7.11 Kuvvet ve sınır şartlarının uygulanması.....	118
Şekil 7.12 Fully Reversed, Stress Life diyagramları	118
Şekil 7.13 Statik mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları.....	119
Şekil 7.14 Statik yükleme durumunda von Mises gerilme dağılımı	120
Şekil 7.15 von Mises gerilmelerinin maksimum olduğu bölge	120
Şekil 7.16 Statik yükleme durumunda milde oluşan toplam deformasyonlar	121
Şekil 7.17 Düz yolda seyir durumunda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları	122
Şekil 7.18 Düz yolda seyir durumunda eşdeğer ortalama gerilme dağılımı.....	122
Şekil 7.19 Düz yolda seyir durumu için emniyet katsayısı	123
Şekil 7.20 Düz yolda seyir hali durumunda yorulma ömrü.....	124
Şekil 7.21 Viraj durumunda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları.....	125
Şekil 7.22 Viraj durumunda eşdeğer ortalama gerilme dağılımı.....	125

Şekil 7.23 Viraj durumu için emniyet katsayısı	126
Şekil 7.24 Viraj durumunda yorulma ömrü.....	127
Şekil 7.25 Kalkış durumunda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları	127
Şekil 7.26 Kalkış durumunda eşdeğer ortalama gerilme dağılımı.....	128
Şekil 7.27 Kalkış durumu için emniyet katsayısı	129
Şekil 7.28 Kalkış durumunda yorulma ömrü	129

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Lokomotif ana karakteristikleri	6
Çizelge 2.2 16 PA4 V 185 tipi motorların teknik özellikleri.....	9
Çizelge 2.3 TC 1074 tipi cer motorlarının teknik özellikleri	11
Çizelge 3.1 Alın ve konik dişliler için standart modül değerleri.....	14
Çizelge 4.1 Çap düzeltme katsayısı.....	29
Çizelge 4.2 Yüzey düzgünlük katsayısı K_y	33
Çizelge 4.3 Faturalı millerde çekme, eğilme ve burulma için K_t faktörü	34
Çizelge 4.4 Çevresel kanallı millerde K_t faktörü	34
Çizelge 4.5 Çelik ve alüminyum alaşımları için ‘‘q’’ çentik hassasiyeti katsayısı	35
Çizelge 5.1 Bazı genel ve ıslah çelikleri için kopma ve sürekli mukavemet değerleri	39
Çizelge 6.1 Malzeme ve zorlanma farklılıklarına göre yorulma limitleri	92
Çizelge 6.2 $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ değerlerinin genel gösterimi.....	103
Çizelge 6.3 Milin farklı kritik noktalarındaki ömür değerleri	105
Çizelge 7.1 42CrMo4 malzeme özellikleri.....	115

ÖNSÖZ

Çağımızda ulaştırma sektörünün bir alt sektörü olan demiryollarının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Bu yüzden toplu taşımacılık hizmetinde kullanılacak olan demiryolu taşıtının teknolojik ve ekonomik bakımdan irdelenmesi önem kazanmış ve gerekli hale gelmiştir.

Bu noktadan hareketle bu çalışmada lokomotif cer millerinin maruz kaldığı zorlanmaların çeşitli durumlar etkisinde gerilme ve ömür analizleri yapılmıştır. Teorik yöntem ve hesaplamalarla yapılan çalışmalardan sonra analiz işlemi, prototip ve test maliyetlerini önemli ölçüde düşürmesi ve ürünün oluşturulma ve üretilme süreçlerini hızlandırması gibi çeşitli avantajlara sahip “sonlu elemanlar analizi metodu” kullanılarak yapılmış ve çıkan sonuçlar çeşitli mühendislik formülleriyle yapılan hesaplamalarla karşılaştırılmıştır.

Çalışmalarım esnasında katkılarını ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Prof. Necati TAHRALI'ya, gerekli bilgileri sağlamamda yardımcı olan TCDD ve TÜLOMSAŞ çalışanlarına, ayrıca manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs, 2010

Onur GENÇE

ÖZET

Cer motorundan aldığı gücü tekerleklerle aktaran cer milleri taşıt hareketi süresince çalışan parçalardandır. Bu nedenle sürekli üzerinde değişken yüklere maruz kalmaktadırlar. Miller hem burulma hem de eğilme gerilmeleri ile zorlanmaktadır. Bu nedenle taşıtın en fazla yorulan parçalarındandır.

Yorulma, tekrarlanan ya da değişken yük altında tek bir uygulamada parça üzerinde yeteri derecede deformasyona neden olmayan bir hasar şeklidir. Statik yüklemeler altında güvenli görünen parçalar, dinamik yüklemeler altında hasara uğrayabilir. Yorulma, aynı zamanda bir çatlağın başlaması ve büyümesi ya da var olan bir kusurun, parçanın iki yada daha fazla parçaya ayrılması gibi kritik bir boyuta ulaşana dek büyümesi olarak düşünülebilir.

Bu çalışmada DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotifine ait cer milinin dinamik analizleri farklı yol koşullarında incelenmiş ve elde edilen bulgular neticesinde cer milinin toplam yorulma ömrü bulunmuştur. Teorik yöntem ve hesaplamalarla yapılan çalışmalar daha sonra bilgisayar ortamında sunduğu çeşitli avantajlar nedeni ile “sonlu elemanlar analizi metodu” kullanılarak yapılmış ve çıkan sonuçlar farklı mühendislik formülleriyle yapılan hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan modelleme ve analiz, Ansys yazılımıyla gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen analitik ve nümerik analizler sonucunda cer milinde kritik noktalar belirlenmiş ve toplam yorulma ömrü hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Cer mili, sonlu elemanlar yöntemi, Ansys, gerilme analizi.

ABSTRACT

Drive shafts, which transfer power from traction motor to wheels, are the pieces that run during action of vehicle. Therefore they are exposed to variable loads on them continually. Shafts are constrained by both twisting and bending stress. So they are the most exhausted parts of vehicle.

Fatigue, is a kind of damage that doesn't cause deformation adequately on a part at a single application under recursive or variable load. The parts that seem safe under static loading can be damaged under dynamic loading. Fatigue, can also be thought as expanding until a critical point such as start and expand of a crack or shatter into two or more pieces of an existing defection, part.

In this study dynamical analysis of driving shaft that belongs to DE24000 type diesel electrical baseline locomotive are examined under different road conditions and total fatigue life of driving shaft is explored in consequence of obtained findings. Studies that are done theoretical methods and calculations, is done by using 'finite elements analysis method' by reason of variable advantages in electronic environment and results are compared with calculations that are done by different engineering formulas. Modeling and analysis that are done by finite elements method are achieved by Ansys software.

In consequence of analytical and numerical analysis obtained, critical points are determined on drive shaft and total fatigue life is calculated.

Keywords: Drive shaft, finite elements method, Ansys, stress analysis.

1. GİRİŞ

Sosyo-ekonomik gereksinimler sonucu, insanların ve eşyaların bir yerden diğer bir yere taşınması görevi, karmaşıklık arttıkça insan ve hayvandan giderek çağımızın modern taşıma sistemleri tarafından yerine getirilmeye başlanmıştır. Çağımızda ulaştırma sektörünün bir alt sektörü olan demiryollarının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Bu açıdan konuya bakıldığında iyi organize olmuş, çağın gereklerine göre yapılanmasını sağlamış demiryolları ekonomik gelişmeyi hızlandırır.

Toplu taşımacılıkta demiryollarının ülkeye maliyetinin düşük olması artık inkar edilemez bir gerçektir. Demiryolu taşımacılığında bu ilkedan hareket ederek bir güzergahın etüdü ile mali ve ekonomik fizibilitesinin yapılması gerekliliği önem kazanmış, çekim türü, tren türü, hatların mesafesi, enerjinin fiyatları, trafik miktarı ve sistem değişikliğinin maliyeti ve maliyetin amortismanı bakımından dikkatli bir araştırma mecburiyeti doğmuştur. Bu noktadan hareketle, bir hat güzergahında toplu taşımacılık hizmetinde kullanılacak olan demiryolu taşıtının teknolojik ve çekim ekonomisi bakımından irdelenmesi önem kazanmış ve gerekli hale gelmiştir.

Bu araştırmaları yaparken mekaniğin temel kanunlarından bilhassa dinamikten istifade etmek ve bunları demiryolu taşıtlarına uygulamak gerekir. Kısaca tren dinamiğinden bahsetmek gerekirse bir trenin bir hat üzerinde seyretmesinde, hattın geometrik yapısı istenilen yük ve sürata göre yapılacak hesaplamalarda mekaniğin temel kanunlarından istifade edilir. Daha ziyade iş, güç, ivme (akselerasyon), hız, kuvvet, kütle gibi konuların birbirleriyle olan ilişkilerinden hareketle tren dinamiğini incelemek mümkündür.

Bu çalışmada ele alınan DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotifine ait cer milinin dinamik analizi gerçekleştirilecek ve elde edilen bulgular neticesinde raylı taşıta ait cer milinin birikimli hasar metoduna göre toplam yorulma ömrü bulunacaktır.

1.1 Literatür Araştırması

Literatürde dinamik analiz ve yorulma konularında çeşitli çalışmalar mevcuttur. Akslarla ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, aksların pratik uygulamaları, kullanım kısıtlamaları ve hasar analizleri yapılmıştır.

Yavuz (2006), yaptığı çalışmada hasara uğramış güç aktarma organlarını genel olarak incelemiş ve örnek olarak, kardan mili mafsalları ile aks milinin kırık yüzeyleri, metalografik numuneleri hazırlanarak analiz edilmiş incelemeler sonunda kırılmaların yorulmadan ve malzeme kusurlarından kaynaklandığını tespit etmiştir.

Eren (2007) , çalışmalarında tüm diferansiyel sistemi elemanları için ve bütün vites durumları için kuvvet analizleri ve ömür hesapları yapmıştır. Elde edilen analiz sonuçları yorumlanarak diferansiyel mekanizması elemanlarında yüklemeler sonucu oluşacak kritik bölgeler konusunda bilgi edinilmiştir.

Vogwell (1998), bir araç milinin yenilmesi üzerinde çalışmış, eğilme ve burulma momentinin gerilme seviyesini üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmasında eğilme ve burulma momentinin yorulma üzerindeki etkilerini birbirinden bağımsız hesaplamıştır. Juuma (2000), sıkı geçmeli bir yatak ile desteklenen bir milde temas basıncının, kayma gerilmesi genliği üzerindeki etkisi üzerinde çalışmıştır. Sabit çap oranı ile tekerlek göbeğindeki kamanın ve üzerindeki yuvarlatmaların belirli değerlerde düzenlenmesi ile sürtmenin önlenebileceğini ve böylelikle milin sürekli mukavemet sınırının yükseltilebileceğini vurgulanmıştır.

Dikmen (1989), yaptığı doktora tezi çalışmasında raylı taşıtlarda dingil kırılması ve önlenmesi üzerinde çalışmış ve bilgisayar yardımıyla dinamik analiz ve konstrüksiyon değerlendirmesi yapmıştır. Çalışmasında öncelikle bir vagonun dinamik modelini yapmış, vagonun gövde, boji ve dingillerinin öteleme ve dönmelerle birlikte bütün yer değiştirmelerini ve bu vagonun her bir dingiline tesir eden bütün dinamik kuvvetleri hesaplamış ve bu dinamik kuvvetlerin hız, vagon yükü, süspansiyon durumu ve yol şartları ile nasıl değiştiğini araştırmıştır. Çalışma sonucunda düşük hız değerlerinde bazı yer değiştirmelerin ve dinamik kuvvetlerin rezonans bölgelerinden geçtiği, ancak sistemde uygun bir sönümleyici olması halinde bu rezonans bölgelerindeki tehlikenin ortadan kalktığı gözlemlenmiştir. Dinamik kuvvetler için bulunan teorik sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Hesaplamalar sonucu muhtemel kırılma noktaları bulunmuş ve en tehlikeli kesit için değişik işletme şartlarına göre ömür hesabı yapmıştır. Kırılmanın meydana gelmemesi ve ömrün daha uzun olması için önerilerde bulunmuştur.

Hirakawa (1998), demiryolu taşıtlarında güvenlik açısından dingillerin önemi üzerinde durmuşlardır. Sıkı geçmeli dingillerde sürtmeden dolayı yorulma çatlak oluşumunu incelemiştir. McQuaid ve Jones (1999), Thomas Andrews'in (1847-1907) demiryolu millerinin anlık etki direnci ile ilgili araştırmasını tekrar incelemiştir. Çalışmada önceleri demiryolu işletmecilerinin, millerinin anlık etki direncinin yükseltilebilmesi için ağır mali yükümlülükleri karşılamak zorunda kaldıkları vurgulanmıştır. Ekberg (2004), demiryolu millerinin sürtme yenilmesi üzerinde çalışmıştır. Çalışmasında ömür tahmin metodlarını gözden geçirmiş ve sonlu elemanlar yöntemine dayalı bir ömür tahmin modeli sunmuştur. Bu

çalışmada sürtme yorulması ömür tahmini için metotlar kategorize edilmiştir. Bunlar; klasik yaklaşımlar, sürtme için şematik gösterim kavramları, düzlem yorulma yaklaşımları, çok eksenli yorulma kriteri ve kırılma mekaniği yaklaşımıdır. Çeşitli modeller için özellikler, yararlar ve dezavantajlar incelenmiştir.

Hillmansen ve Smith (2004), demiryolu millerinde yorulma çatlağı büyümesinin kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Demiryolu millerinin güvenlik açısından kritik parçalar olduğu ve tasarımlarının bu noktada daha da önem kazandığını vurgulamışlardır. Bu çalışmada, tasarımın ve demiryolu millerinin kontrolünün tarihsel gelişimi gözden geçirilmiş ve demiryolu millerinin etkili kontrolü için bir metodoloji önermişlerdir. Aran ve Demirkol (1987), yük vagonu dingilini örnek alarak, muhtemel bir çatlak olması halinde, çatlağın başlangıç derinliğine göre, dingilin ne kadar sürede yorulma kırılmasına uğrayacağı hakkında teorik bir çalışma yapmışlardır. Übelacker (1903), raylı taşıt dinamiği hakkındaki çalışmasında virajdaki hareketin kinematiğini incelemiştir. Clarke (1973), dingillere yeni konstrüktif şekil verilerek, kırılmaların önüne geçilmesi konusunu araştırmıştır.

Zerbst (2005 a), miller, tekerlekler ve raylar gibi demiryolu parçaları için kırılma mekaniği uygulamalarına genel bir giriş yapmışlardır. Emniyet-ömür, emniyet-yenilme ve hasar toleransı üzerinde durmuşlardır ve bu konuda literatürden örnekler sunmuşlardır. Ayrıca, demiryolu parçalarında karşılaşılan çeşitli çatlak tiplerinin tahribatsız testler uygulanarak denetimleri yapılmış ve yorulma çatlağı ilerlemesi incelenmiştir. Zerbst (2005 b), demiryolu bileşenleri için hasar toleransı ve bir demiryolu miline uygulandığı üzerinde çalışmışlardır. Bir demiryolu mili ele alarak, hasar tolerans analizi için genel bir yaklaşım önermişlerdir. Mili oluşturan parçalar, geometri, boyutlar, potansiyel çatlakların ya da kusurların konumlanması ve pozisyonu, termal ve kalıntı gerilmeler gibi yüklemeleri, malzemenin şekil değiştirme karakteristiği, malzemenin çatlak ilerlemesine karşı direnci, malzemenin yorulma çatlak ilerleme karakteristiği gibi bilgiler içermektedir. Marin (1966), kendi ismiyle geçen birikimli hasar teorisini Palmgren – Miner ile karşılaştırmıştır. Böyle bir karşılaştırma Collins'te (1993), geçmektedir. Marin yöntemi nonlinear bir yöntemdir. Metodun uygulandığı hakkında bir de örnek vermiştir.

1.2 Amaç ve Kapsam

Bu çalışmada, dinamik denklemlerden hareketle lokomotif dingiline etki eden dinamik kuvvetler ve bunların farklı seyir durumlarına göre değişimleri incelenerek muhtemel kırılma noktaları bulunmuş ve bu bulgular ışığında dingil ömrü araştırılmıştır.

Burada incelenmiş olan lokomotif tipi DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotifidir. Bu lokomotifin ait cer milinin statik ve dinamik davranışları incelenerek birikimli hasar metoduna göre yorulma ömrü hesaplanmıştır. Bu hesaplamaları yaparken lokomotifin çeşitli seyir durumları göz önüne alınmış ve buna göre dinamik ve ömür analizleri yapılmıştır. İncelenen seyir durumları olarak ;

Lokomotifin,

- statik yük durumu
- düz yolda seyir hali
- viraj (kurp) durumu
- atalet kuvveti etkisindeki (kalkış durumu)

statik ve dinamik davranışları incelenerek ömür analizleri yapılmıştır.

2. RAYLI TAŞITIN TANITILMASI

Konumuz olan ‘Lokomotif Cer Millerinde Gerilme Ve Ömür Analizleri’ için seçilen lokomotif tipi DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotifidir. Bu anahat lokomotifinin genel özelliklerinden bahsedelim.

2.1 DE2400 Tipi Lokomotifin Teknik Özellikleri

1970 yılında Fransız SOCIETE-MTE firması tarafından imal edilen bu lokomotiflerden 18001 ve 18002 ile 24001 ve 24008 no.lu olanlar Fransa’da 18003 ve 24009 ise ELMS’de montajları yapılmış, 1970’te 12 lokomotif hizmete girmiştir. Türkiye’de ilk lokomotif 24010 imal edilmiş ve 1971’de çalışmaya başlamıştır. Son lokomotif 24418 imal edilerek üretime son verilmiştir. Temmuz 2004 yılı verilerine göre servisteki lokomotif sayısı 279’a düşmüştür.

İmalatçı Firma	TÜLOMSAŞ-MTE (1970-1985)
Güç Aktarma Şekli	Dizel Elektrik
Dingil Tertibi	CO – CO
Tahrik sistemi	Cer motor ve cer dişlileri ile
Loko. Gücü	2400 HP
Servis Ağırlığı	112.8 ton
Dingil Basıncı	18.6 ton
Azami Hız	120 km/s
Patinaj Sınırı	24,18 km/s
En dar karp yarıçapı	90 metre
Tamponlar arası mesafe	19040 mm.
Genişlik	2700 mm.
Yükseklik	4172 mm.

2.2 Lokomotif Ana Karakteristikleri

Çizelge 2.1 Lokomotif ana karakteristikleri

Lokomotif Ağırlığı	113 ton
Dingil Tertibatı	Co-Co
Dingil Yüğü	18,8 ton
Hız	119 km/h
Ray Ağırlığı	1435 mm.
Tamponlar Arası	1900 mm.
Cer Motor Tipi	TC 1074-DC
Cer Motor Gücü	271 Kw
Cer Motor Akımı	800 A
Cer Motor Devri	697 d/d
Alternatör Tipi	AST-108.30.5-12 T
Alternatör Gücü	1560 Kw
Alternatör Akımı	2400 A
Alternatör Devri	1500 d/d

2.3 Dingil tertibi ve tekerlek numaralandırması

2.3.1 Dingil tertibi

Bu tip lokomotifler birbirinin aynısı olan, 3 dingilli, bu üç dingili de cer motorları ile tahrik edilen iki adet CO-CO bojsi ile teçhiz edilmişlerdir. Cer motorlarından dingile kuvvetin aktarılması düz dişliler vasıtası ile yapılır.

O° O° O° --- ° O° O° O° Lokonun iki bojili, altı dingilli, altı cer motorlu olduğunu,
Co --- Co her bojide üç dingil, üç cer motoru bulunduğunu gösterir.

2.3.2 Tekerlek Numaralandırılması

Lokomotiflerin sağ tarafında bulunan tekerlekler çift, sol tarafında bulunan tekerlekler tek numara alırlar.



2.4 Şase

17.8 metre uzunluğunda olan şase lokonun esas iskeletini oluşturur. Lokomotifin gövdesi üst ve alt şase saçları ile bunların arasındaki iki adet boyuna kirişin ve enine parçaların birleştirilmesiyle elde edilmiş, yüksek mukavemette monoblok (kaynak konstrüksiyon) bir şaseye sahiptir.

Lokomotif gövdesine cer gücünün aktarılması, şase altına civatalar ile bağlanmış olan 2 adet çelikten pivot pim ile sağlanmıştır. Pivot pimlerin boji göbeğine giren kısımlarına lokomotif eksenini doğrultusunda çalışan mangallı çelik saçlar(aşınmaya karşı) ve yanal doğrultuda çalışan (özellikle kurptan geçişte) lastik takozlar tespit edilmiştir.

Dizel motor, kompresör, alternatör gibi ağır ve dönerek çalışan makinelerin tabanları şaseye sağlam bir şekilde irtibatlanır.

2.5 Boji

Bojiler, lokomotifin gideceği yol güzergahındaki kurpları rahatlıkla geçebilmesi ve lokonun çekme gücüne zarar vermeyecek şekilde planlanarak yapılırlar. Lokomotif şasesi altında iki adet boji bulunur. Her bojide üç adet olmak üzere toplam altı adet tekerlek takımı vardır. Boji şasesi kaynak konstrüksiyon veya çelik dökümden imal edilir.

Boji şasesi ile lokomotif şasesinin birbiriyle bağlantıları lokomotif tiplerine göre farklılık arz eder. DE 24000 tipi lokomotiflerde göbek milinin (pivo göbeği) boji göbeğine oturtulması ve alttan somun ile bağlanması şeklindedir. Bojiler bir lokomotifte iyi bir süspansiyon sağlamasının dışında, dingil basıncının düşürülmesi, yüksek hızlara uyum ve loko boyunun uzatılması gibi faydalar sağlar.Bojilerde bulunan başlıca elemanlar şunlardır;

- Boji gövdesi
- Boji üst bağlantı göbeği
- Boji süspansiyonu için dikey ve yatay amortisörler, lastik takozlar
- Fren silindirleri, bağlantı boruları ve boji iptal muslukları
- Fren çarıkları, sabolar ve reglaj ayar kolları, el freni tertibatı

- Kumluk boruları ve süpürgelikler
- Aks alternatörü ve bağlantıları
- Tekerlekler, buatlar ve kayma plakalar
- Cer motor taşıyıcı yatakları, askı yatağı ve yağ keçeleri
- Cer motorları ve cer motor bağlantıları
- Cer motor dişli kutuları
- Boden yağlama memeleri ve tertibatları

2.5.1 Bojide Bulunan Yardımcı Düzenekler

Dingil : İki tekerleği birbirine bağlayan, bir kiriş gibi üzerindeki yükleri taşıyan ve döndürme momentini tekerleğe aktaran tekerlek takımı parçasıdır.

Dingil yatakları : Dingil yatakları lokomotifin ağırlıklarını taşır ve bu ağırlığı dingil başlarına (turyonlara) iletir. Rulmanlı yataklar kullanılır, içindeki rulmanlar sayesinde 12 adet tekerin dingil başlıklarına yataklık ederler.

Dingil kutusu(buategresler) : Yataklara ve dingil yatağı yağına depoluk yapar ve onları dış etkilere korurlar. Bir dingil yatağı kutusu içinde yağı tutamayacak veya içine toz, su girebilecek şekilde hasarlı olmamalıdır. Ayrıca, elin tersi ile dokunulamayacak derecede ısınmamalıdır.

Tekerlek Takımları : Belirli bir açsal hızla ray üzerinde yuvarlanarak kitleleri taşır. Bir tekerlek takımı, bir dingil ve iki adet tekerlek gövdesinden oluşur. Tekerlek takımı, tekerlek gövdelerinin 0,25-0,40 mm. sıklıkta presle dingile geçirilmesi suretiyle oluşturulur. Lokomotif tekerlek takımlarında ayrıca dingile sıkı geçme olarak takılmış cer dişlisi de bulunur. Tekerlek takımlarının genel olarak görevleri şunlardır.

- Cer gücünü üzerine alarak iletir.
- Fren gücünü üzerine alarak taşıtın durdurulmasını sağlar.
- Üzerine bağlanan aks alternatörü vasıtasıyla devir sayısı bilgisi verir.
- Lokomotifin ağırlığını raya eşit olarak iletir.
- Yataklar vasıtasıyla sürtünme ve yuvarlanma dirençlerini azaltır.
- Bodenler vasıtasıyla lokomotifin raydan çıkmasını önler.
- Raydan iletilen yatay, dikey ve karmaşık titreşimlerin bir kısmını sönümleyerek lokomotif şasesine iletir.
- Lokomotifin ağırlığını raya iletirken dinamik, yatay, dikey ve karmaşık kuvvetlerin bir kısmını sönümleyerek iletir.

2.6 Dizel motor

İçten yanmalı motor olan dizel motorlar, yakıtın kimyasal enerjisini silindirler içinde mekanik enerjiye çeviren yüksek verimli ısı makinalarıdır. DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotiflerinde kullanılan dizel motor 16 PA4 V 185 tipi motorlardır.

Çizelge 2.2 16 PA4 V 185 tipi motorların teknik özellikleri

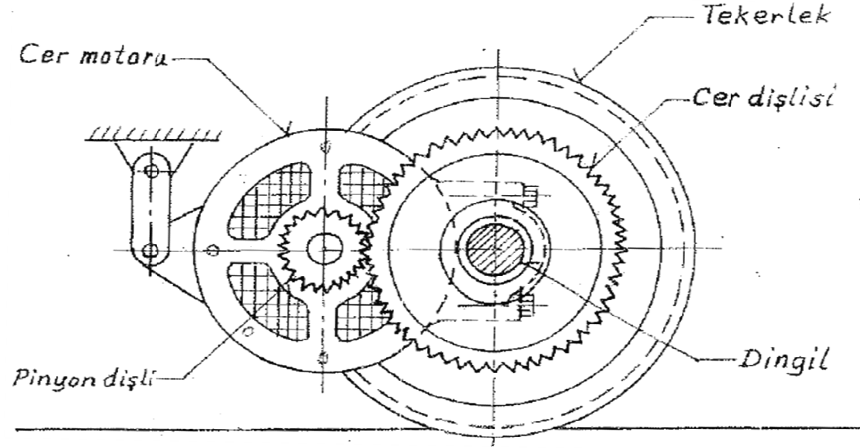
Üreticisi	SEMT PIELSTICK
Gücü	2400 HP (2098 HP ye düşürülmüştür)
Rolanti Devri	650 devir/dakika
Tam devir	1500 devir/dakika
Aşırı devir	1680 devir/dakika
Zaman	4 zamanlı
Silindir sayısı	16
Silindir diziliş şekli	V 90°
Silindir çapı	185 mm
Strok	210 mm
Strok hacmi	5,65 lt
Yanma odası hacmi	0.452 lt
Sıkıştırma oranı	13,5 / 1
Enjektör basıncı	240 kg/cm ²
Sıkıştırma basıncı	32 kg/cm ²
Yanma sonucu basıncı	110 kg/cm ²
Rölantide yakıt sarfiyatı	16 kg/saat
Tam yükte yakıt sarfiyatı	408 kg/saat
Ağırlığı	7120 kg
Dönüş yönü	Alternatör tarafından bakıldığında saat yönü tersi

2.7 Cer Motorları

Dizel motor tarafından tahrik edilen, alternatörden elde edilen elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren elektrik makinelerine cer motoru denir. Lokomotif cer gücünü sağlamak için aks ve tekerlekleri döndürürler .

DE 2400 tipi lokolarda kullanılan TC 107⁴ tipi cer motorları seri sargılı tipte olup, doğru akımla çalışırlar. En önemli özellikleri yüke göre devirlerini ayarlamak suretiyle karşılarlar.

Cer motorunun dingil üzerine montaj durumu ve dişli çarkların konumu şematik olarak şu şekilde gösterilebilir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 Cer motoru ve dişli çarkların dingil üzerindeki konumu

Çizelge 2.3 TC 107⁴ tipi cer motorlarının teknik özellikleri

TC 107 ⁴ Tipi Cer Motorlarının Teknik Özellikleri	
Güç	271 Kw (370 HP)
Azami Devir	3000 d/d
Ağırlığı	2000 kg.
Pinyondaki Dişli Sayısı	16 adet
Tekerlekteki Dişli Sayısı	83 adet
Dişli Oranı	1/5,1875

2.8 Cer Motor Dişli Kutuları

Cer motorları ile tekerleklerin bağlantısında cer motor pinyon dişlisi ile aksa bağlı cer dişlisinin bağlandığı yerdir ve bu dişlilere muhafazalık eder. İçinde yağ bulunur ve yağsız bırakılmamalıdır. Dişliler için yağ ikmali ve yağ seviye kontrolü dolgu kapağı deliğinden yapılır. Genelde yağlama yağı olarak katran türü kalın yağ kullanılır.

3. DİŞLİ MEKANİZMASI

3.1 Dişli Çarkların Tanımı ve Kullanıldığı Yerler

Hareket ve mekanik güç iletiminde kullanılan makine elamanlarıdır. Hareket ve mekanik güç iletimi büyük aralıklarda kayış ve halatlarla, orta aralıklarda kayış ve zincirlerle, kısa aralıklarda ise dişli çarklarla iletilir.

Her türlü mekanik güç ve dairesel hareketin iletilmesinde, doğrusal hareketin dairesel harekete, dairesel hareketin doğrusal harekete dönüştürülmesinde kullanılırlar. Taşıtların hız kutuları, takım tezgahları hız kutuları, bütün genel makine konstrüksiyonlarında kullanılırlar. Cer motorları ile tekerleklerin bağlantısı cer motor pinyon dişlisi ile aksa bağlı cer dişlisi vasıtasıyla gerçekleşir. Bu bağlantı için kullanılan dişli tipi düz dişlilerdir.

3.2 Düz Dişli Çarklar

Bunlar en basit ve en çok kullanılan dişlilerdir. Dişler dişlinin eksenine aynı doğrultuda olacak şekilde açılmışlardır. Düz dişliler birbirine paralel ve zıt yönde dönen şaftların birleştirilmesinde açılmışlardır. Düz dişliler dişlerinin şeklinden dolayı yük altında birbirlerinden ayrılmaya çalışırlar ve bağlı oldukları şaftın ve yatakların radyal yük ile yüklenmesine neden olurlar.

3.2.1 Düz Dişli Çarkların Ana Boyutları

1. Bölüm dairesi: Üzerinde dişlerin taksimatı yapılan ve esas dişli çarkın büyüklüğünü belirleyen dairedir.

d_0 : Bölüm dairesi çapı

2. Hatve: Bölüm dairesi üzerinde ölçülen ve bir diş kalınlığı ile bir diş arası boşluğu kapsayan uzunluğa taksimat veya hatve denir.

t: Hatve

Dişli çarkın diş sayısı z ile gösterilir ise bölüm dairesinin çemberi,

$$\pi \cdot d_0 = z \cdot t \quad (3.1a)$$

şeklinde yazılır. Taksimat dairesinin çapı,

$$d_o = \frac{t}{\pi} \cdot z \quad (3.1b)$$

3. Modül (m):

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (3.2a)$$

ifadesi ile,

$$d_o = m \cdot z \quad (3.2b)$$

olarak bulunur. Modül değerleri standartlaştırılmıştır. Çizelge 3.1' de alın ve konik dişli çark için DIN 780'e göre modül değerleri verilmiştir.

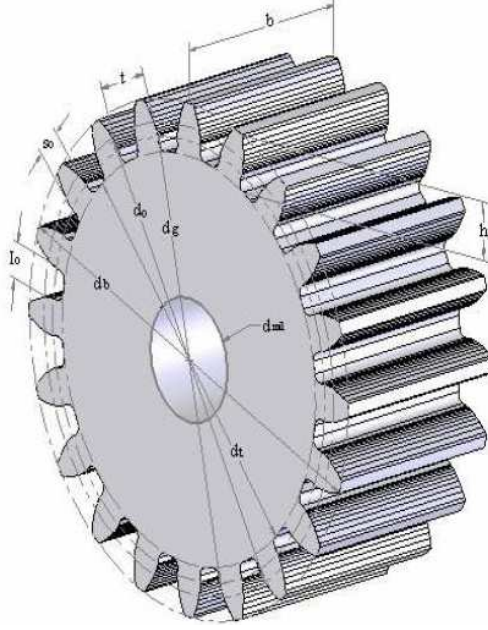
Tablodaki seriler tercih sırasını göstermektedir. Tercih edilen 1. seridir; özel hallerde 2. seri kullanılabilir.

Çizelge 3.1 Alın ve konik dişliler için standart modül değerleri

Modül m (mm)		Modül m (mm)			Modül m (mm)		
Seri 1	Seri 2	Seri 1	Seri 2	Seri 3	Seri 1	Seri 2	Seri 3
0,03			0,63				
	0,055	0,7			6		(6,25) 6,5 (6,75)
0,06			0,75			7	(7,5)
	0,07	0,8			8		(8,5)
0,08			0,85			9	(9,5)
	0,09	0,9			10		
0,1			0,95			11	
	0,11	1			12		(13)
0,12			1,125			14	
	0,14	1,25			16		(15)
0,16			1,375			18	
	0,18	1,5			20		
0,2			1,75			22	(24)
	0,22	2			25		(27)
0,25			2,25			28	
	0,28	2,5			32		(30)
0,3			2,75			36	(33)
	0,35	3		3,25	40		(39)
0,4			3,5	3,75		45	(42)
	0,45	4		(4,25)	50		
0,5			4,5	(4,75)		55	
	0,55	5		(5,25)	60		65
0,6			5,5	(5,75)		70	75

Bu değerler normal kesit içindir. 1 serisindeki modüller 2'ye kadar tercih edilmelidir. 3 serisindeki modüller özel hallerde kullanılabilir. Parantez içindeki değerler DIN 780 standardında olup ISO R-54 standardında öngörülmemiştir.

Şekil 3.1’de bir silindirik düz dişli çarkın boyutları gösterilmektedir. Dişliyi belirleyen ana boyutlar *bölüm dairesi*, *diş sayısı* ve *modül*’dür. Diğer boyutlar bunlara bağlı olarak belirlenir.



Şekil 3.1 Düz dişli çarkın boyutları

Düz dişli çarkın boyutlandırılmasındaki semboller:

h_b : Diş başı yüksekliği

h_t : Taban yüksekliği

$$h = h_b + h_t : \text{Diş yüksekliği} \quad (3.3)$$

$$t = \pi.m : \text{Hatve} \quad (3.4a)$$

s_0 : Diş kalınlığı

I_0 : Dişler arasındaki boşluk

b : Diş genişliği

$$t = \pi.m = s_0 + I_0 \quad (3.4b)$$

Teorik olarak,

$$S_0 = I_0 = \frac{t}{2} = \frac{\pi.m}{2} \quad (3.5)$$

Ancak eş çalışan dişlilerin birbirlerini daha iyi kavrayabilmesi için I_0 , tolerans mertebesinde, s_0 'dan daha büyük yapılır.

Dişlerin yükseklikleri, dişli çarkın diş başı dairesi ve diş taban dairesini belirler.

d_b : Diş başı dairesi çapı

d_t : Diş taban dairesi çapı

$$d_b = d_0 + 2 h_b \quad (3.6a)$$

$$d_t = d_0 - 2 h_t \quad (3.6b)$$

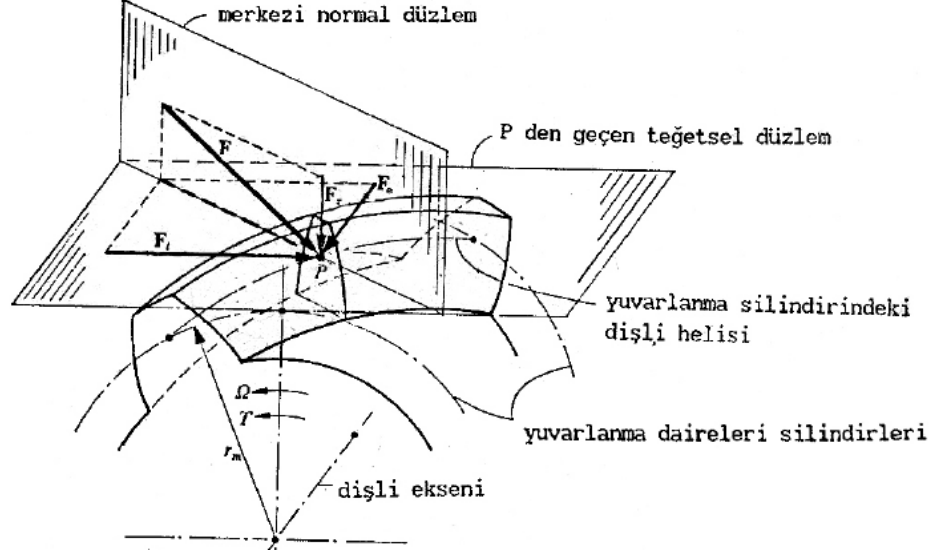
şeklinde ifade edilir.

Modül, dişlilerin taksimat üzerindeki kalınlığını, baş ve taban yüksekliklerini tayin etmektedir.

m ve α 'ın değerleri standarttır. Modülün standart değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Genellikle $\alpha = 20^\circ$ kullanılır.

3.3 Dişli Çarkların Mukavemet Hesabı

3.3.1 Diş Kuvveti



Şekil 3.2 Dişli çarka etkiyen kuvvetler

F_e : Dişlinin aksenal bileşeni

F_t : Dişlinin teğetsel bileşeni

F_r : Dişlinin radyal bileşeni

Kavrama sırasında diş üzerine gelen ve diş kuvveti veya normal kuvvet adını taşıyan kuvvet kavrama doğrusu boyunca etkimektedir. Eş çalışan dişlilerin temas yeri yuvarlanma dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin teğetsel bileşeni,

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha \quad (3.7)$$

Radyal bileşeni,

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha \quad \text{veya} \quad F_r = F_t \cdot \tan \alpha \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilir. Diğer taraftan iletilen burulma momenti M_b göz önüne alınırsa, teğetsel kuvvet,

$$F_t = \frac{2M_b}{d_0} \text{ [N]} \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir. Burada burulma momentini şu şekilde hesaplayabiliriz ;

$$M_b = 9550 \cdot \frac{P}{n} \text{ (N.m)} \quad (3.10)$$

Burada güç (P) kW, devir sayısı (n) dev/dak cinsinden ifade edilir.

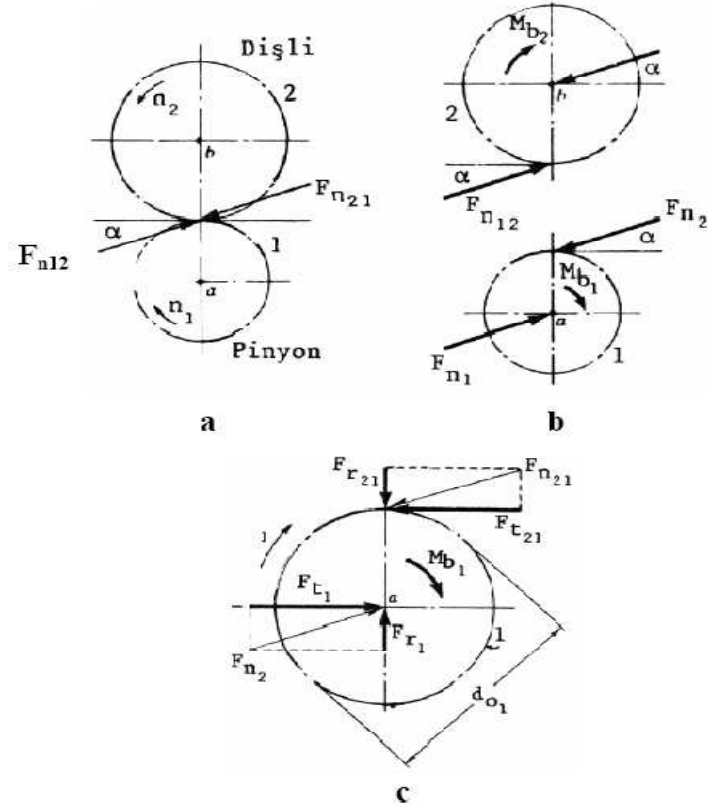
3.3.2 Diş Kuvvetlerinin Mil Yataklarındaki Tepkileri

Eş çalışan bir dişli çiftinde dişe gelen F_n kuvveti (Şekil 3.3 a) tepki ilkesine göre her iki dişli çarkta Şekil 3.3 b 'de gösterilen şekildedir. Bir dişteki etki kuvveti, diğerinde tepki şeklindedir. F_n kuvvetinin,

$$F_t = \frac{2M_b}{d_0} \quad (3.9)$$

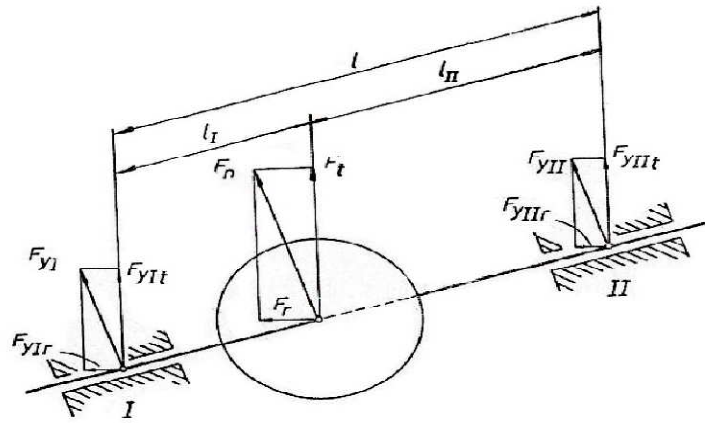
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \quad (3.8)$$

şeklinde bileşenleri göz önüne alınırsa, bunların mil merkezindeki tepkileri Şekil 3.3 c 'de verilmiştir.



Şekil 3.3 Diş kuvvetleri

Dişliler iki yatak arasına simetrik olarak yerleştirildiğinde yatak yükleri iki yatağa eşit olarak dağılmışlardır. Simetrik yerleştirilmemiş dişlilerde yataklara gelen kuvvetlerin ayrıca incelenmesi gerekir.



Şekil 3.4 İki yatak arasına yerleştirilmiş dişlide yataklara gelen kuvvetler

Dişlide etki eden kuvvet F_n 'dir. Yatak aralığına l ve dişlinin 1 no'lu yatağa olan uzaklığına l_I dersek Şekil 3.4 için yataklara gelen kuvvetleri şöyle yazabiliriz :

$$F_{yI} = F_n \cdot \frac{l_{II}}{l} \quad (3.11)$$

$$F_{yII} = F_n \cdot \frac{l_I}{l} \quad (3.12)$$

Bu formüllerde yataklara gelen kuvvetler doğruca F_n kuvvetinden hesaplanmıştır. Ancak çok kere F_n 'in teğetsel ve radyal bileşeni bilindiğinden yatak kuvvetleri bu F_t ve F_r bileşenlerinden hesaplanır. Bu durumda yataklara gelen radyal kuvvetler :

$$F_{yIr} = F_r \cdot \frac{l_{II}}{l} \quad (3.13)$$

$$F_{yIIr} = F_r \cdot \frac{l_I}{l} \quad (3.14)$$

ve yataklara gelen teğetsel kuvvetlerin etkisi :

$$F_{yIt} = F_t \cdot \frac{l_{II}}{l} \quad (3.15)$$

$$F_{yII t} = F_t \cdot \frac{l_I}{l} \quad (3.16)$$

Şeklinde bulunur. Bu durumda yataklara gelen toplam kuvvetler şu şekilde hesaplanır :

$$F_{yI} = \sqrt{F_{yIr}^2 + F_{yIt}^2} \quad (3.17)$$

$$F_{yII} = \sqrt{F_{yIIr}^2 + F_{yII t}^2} \quad (3.18)$$

Tüm bu bilgiler ışığında incelemekte olduğumuz DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotifine ait cer miline etkiyen dişli kuvvetleri ile motor ve tekerlek milindeki moment değerlerini şu şekilde hesaplarız :

Motor Milindeki Moment (M_{b_1})

$$M_{b_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{P}{\eta} \quad (3.10)$$

Motor Gücü : $P = 271 \text{ Kw}$

Motor Devir Sayısı : $n = 1500 \text{ d/dk}$

Motor milindeki momenti denklem (3.10) yardımıyla şu şekilde hesaplarız ;

$$M_{b_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{271}{1500} = 1725366 \text{ [Nmm]}$$

$M_{b_1} = 1725366 \text{ [Nmm]}$ olarak hesaplanır.

Tekerlek Milindeki Moment (M_{b_2})

$$M_{b_2} = M_{b_1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \quad (3.19)$$

Pinyondaki Dişli Sayısı (z_1) : 16 adet

Tekerlekteki Dişli Sayısı (z_2) : 83 adet

Dişli Oranı : $i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{83}{16} = 5,1875$

Verim : $\eta_{12} = 0,95$

Tekerlek milindeki momenti denklem (3.19) yardımıyla şu şekilde hesaplarız ;

$$M_{b_2} = 1725366 \cdot 5,1875 \cdot 0,95 = 8502819 \text{ [Nmm]}$$

Tekerlek miline gelen moment : $M_{b_2} = 8502819 \text{ [Nmm]}$ olarak hesaplanır.

Dişli çark üzerinden cer miline gelen kuvvetleri hesaplayabilmek için dişli modülüne ihtiyacımız vardır.

Dişli modülünü hesaplarsak ;

d_0 : Bölüm dairesi çapı

d_1 : Diş başı dairesi çapı

$$d_0 = m \cdot z \quad (3.2b)$$

$$d_1 = d_0 + 2m \quad (3.20)$$

(3.2b) denklemini (3.20) denkleminde yerine yazarsak ;

$$d_1 = m \cdot z + 2m = m \cdot (z + 2) \quad (3.21)$$

$$d_1 = 735 \text{ mm.} \quad \longrightarrow \quad 735 = (83 + 2) \cdot m$$

Dişli modülünü denklem (3.21) yardımıyla şu şekilde hesaplarız ;

$$m = \frac{735}{85} = 8,64 \sim 9 \text{ mm.}$$

Bulduğumuz modül değerini Çizelge 4.1'deki alın ve konik dişliler için standart modül değerleri tablosundan en uygun değeri seçerek 9 mm. olarak belirleriz.

3.4 Dişli Çarklar Üzerinden Cer Miline Gelen Kuvvetler

(3.22) ve (3.23) denklemleri yardımıyla F_t teğetsel dişli kuvvetini hesaplarsak;

$$F_t \cdot r_o = M_{b_2} \quad (3.22)$$

$$r_o = \frac{m.z}{2} = \frac{9.83}{2} = 373,5 \text{ mm.} \quad (3.23)$$

$$F_t = \frac{M_{b2}}{r_o} = \frac{8502819}{373,5} = 22765 \text{ N}$$

$F_t = 22765 \text{ N}$ olarak buluruz.

Denklem (3.7) ile F_n kuvveti ;

$$F_t = F_n \cdot \cos\alpha_o \quad (3.7)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_o} = \frac{22765}{\cos 20^\circ} = 24226 \text{ N}$$

Denklem (3.8) ile F_r kuvveti

$$F_r = F_n \cdot \sin\alpha_o \quad (3.8)$$

$$F_r = 24226 \cdot \sin 20^\circ = 8285 \text{ N}$$

olarak hesaplanır.

4. YORULMA ZORLAMASI VE KIRILMASI

4.1 Genel

Uygulamada statik yüklemelere çok fazla rastlanmamaktadır. Araca ve dolayısıyla araç parçalarına genellikle büyüklüğü ve yönü düzenli yada düzensiz olarak değişen kuvvetler ile eğme ve burma momentleri etkimektedir. Değişen zorlamalardan dolayı kırılma, söz konusu malzemenin akma sınırının çok altındaki gerilmelerde oluşabilir. Bu tür kırılmalara **yorulma kırılması** adı verilir. Tasarım sırasında mukavemet bilgisinin temel denklemleri yardımıyla sadece anma gerilmelerinin hesaplanması yeterli olamayıp, gerilmelerin kesitteki dağılımının ve zamanla değişmelerinin de dikkate alınması gerektiği, ancak belirli aşamalardan sonra anlaşılmıştır.

Tasarımcılar tasarımlarda malzemelerin ekonomik olarak kullanımını göz önünde bulundurmak zorundadırlar. Mukavemet ve elastisite bilgisinin gelişmesi, giderek daha düşük güvenlik katsayılarının seçimi ve yüklerin daha hassas şekilde tahmin edilebilmesi ile malzeme değişikliğine gitmeden de tasarlanan elemanların küçük kesitli olarak boyutlandırılabilmesini mümkün kılmaktadır. Ancak bu durumda gerilmelerin akma sınırını aşmamasına yeterince özen gösterildiği halde, çalışma esnasında elemanlarda kırılmalar gözlenmeye başlanmıştır. Herhangi bir şekil değiştirme yaratmadan ortaya çıkan bu kırılmaların, yüksek yüklerin bir kez ve tek yönde uygulanması ile oluşan kırılma yüzeylerinden, görünüşleri açısından tamamen farklı oldukları saptanmıştır. Bu gözlemlere dayanarak kısa bir süre sonra yüklerin veya momentlerin büyüklüğü ve yönünde zamanla değişmelerin söz konusu olduğu durumlarda, statik deneylerle saptanan mukavemet değerlerinin malzemenin davranışını belirlemede yetersiz kaldığı anlaşılmıştır.

Bu deneyimler **yorulma dayanımı** kavramının ortaya çıkmasına neden olmuştur.

Yorulma Dayanımı: Sonsuz sayıda tekrarlanmasına rağmen kırılmaya neden olmayan en yüksek gerilmedir. Deneysel olarak yorulma dayanımının, statik dayanım değerinden daha küçük olduğu saptanmıştır (Shingley, Mischke, 1989).

4.2 Kuvvetin Zamanla Değişimi, Statik Yük, Dinamik Yük

Elemanlara etkiyen kuvvetleri zamanın fonksiyonu olarak üçe ayırmak mümkündür.

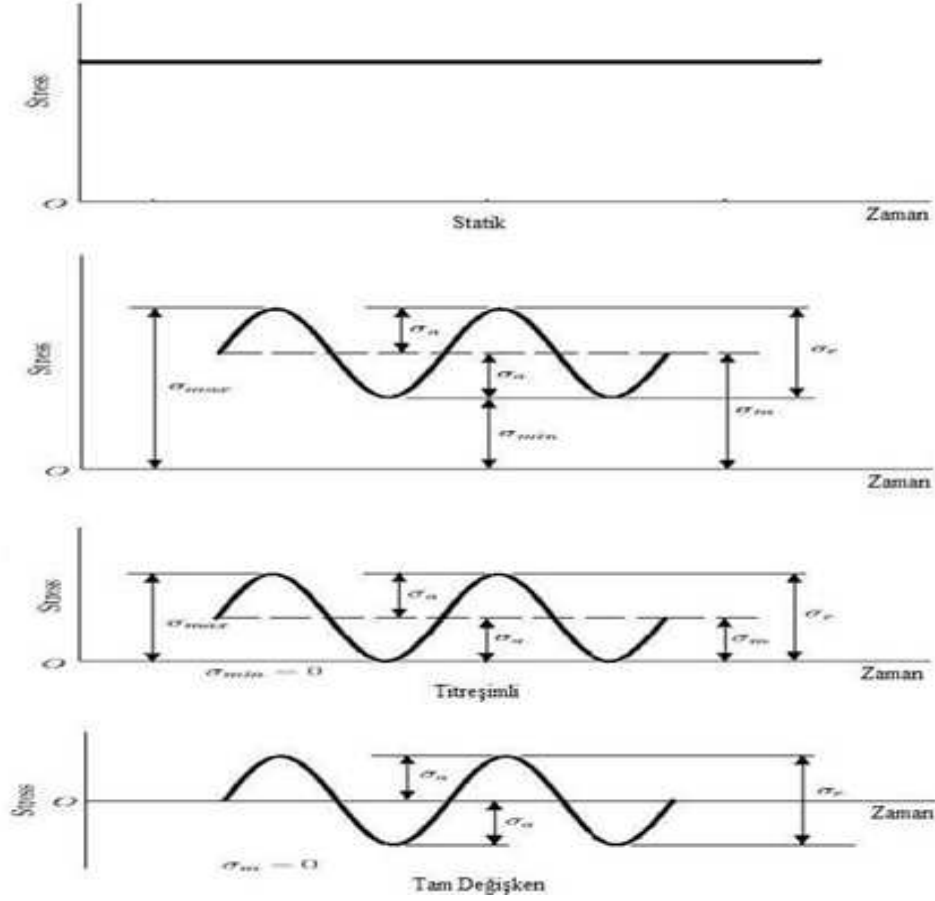
a) Sürekli artan kuvvet: Sadece malzeme muayene deneylerinde rastlanabilecek bir kuvvettir. Deney esnasında numuneye sıfırdan başlayarak kalıcı deformasyon meydana gelinceye kadar sürekli artan bir kuvvet tatbik edilir.

b) Statik kuvvet: Değeri zamanla değişmeyip sabit kalan kuvvetlerdir. Malzemeye etkiyen kuvvet statik karakterli ise oluşturduğu gerilmenin, malzemenin emniyet gerilmesinden küçük olup olmadığı kontrol edilir.

c) Dinamik kuvvet: Değeri zamanla değişen kuvvetlerdir. Makine elemanlarına etkiyen dinamik kuvvetlerde değişme çoğunlukla periyodiktir. Örneğin bir taşıt mili taşıtın ağırlığı nedeniyle eğilmeye zorlanacaktır. Eğilme momentinin değeri ve yönü sabittir, ancak mil döndüğü için milin her bir noktasındaki eğilme gerilmesi maksimum bir bası gerilmesi ile maksimum bir çeki gerilmesi arasında, milin dönme frekansı ile değişen zorlamaya uğrayacaktır.

Bach yükleme şekillerini üç grupta toplamıştır (Şekil 4.1).

1. Grup yükleme şekli : Statik yükleme
2. Grup yükleme şekli : Titreşimli yükleme
3. Grup yükleme şekli : Tam değişken yükleme



Şekil 4.1 Statik ve dinamik yükler

$$\text{Ortalama Gerilme : } \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.1)$$

$$\text{Gerilme Genliği : } \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4.2)$$

$$\text{Gerilme Aralığı : } \sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (4.3)$$

4.3 Yorulma Zorlaması ve Özellikleri

Büyükliği ve yönü düzenli yada düzensiz bir şekilde sürekli değişen kuvvet veya momentlerin etkimesi **yorulma zorlaması** olarak adlandırılır. Zorlama sırasında yük istendiği kadar tekrarlanabilir veya zorlamanın olmadığı zaman aralıkları olabilir. Yorulma zorlamasında yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinden çok, alt ve üst sınır değerlerinin büyüklüğü önemli olduğundan, yük değişimi genellikle sinüs fonksiyonu olarak kabul

edilebilir. Birim zamandaki çevrim sayısı (periyot) çok düşük (saatte bir çevrim) ya da malzemenin ısınmasına neden olacak kadar çok yüksek olmamak kaydıyla yorulma ömrünü (kırılmaya kadar geçen çevrim sayısı) önemli ölçüde etkilemez.

4.4 Yorulma Kırılmasının Nedeni

Parçanın şekli, yüzey kalitesi, ortamın korozyon etkisi, kuvvet iletiminin türü, ön gerilme, malzeme hatası, mikro yapının heterojen olması gibi nedenlerden dolayı yerel gerilme yığılmaları oluşmaktadır. Yorulma çatlakları gerilme yığılmalarının bulunduğu bölgelerde başlar. Ayrıca elemanın doğal frekansına yakın bölgelerde zorlanması sonucu oluşan rezonans titreşimlerine ya da her zaman önlenmesi mümkün olmayan aşırı yüklere dayanacak şekilde tasarlanmış olmaması da yorulma çatlaklarına yol açabilir.

Gözlemler yorulma çatlakları ilerleme hızının, çatlak derinliğinin karesi ile arttığını göstermektedir. Parçanın ikiye ayrılması çoğunlukla uzun bir süreyi gerektirdiği ve zorlama sürekli değiştiği için olay yorulma kırılması olarak adlandırılır. Bazı durumlarda ise yorulma çatlakları kesitin tam olarak ayrılması ile sonuçlanmaz. Çatlak oluşması ile parça daha az zorlanır ve dolayısıyla gerilmenin üst sınırı malzemenin yorulma dayanımı değerinin altında kalırsa veya çatlakların çevresinde gerilme durumunun değişmesi ile yerel bir malzeme pekleşmesi oluşursa çatlak ilerlemesi durabilir (Bishop ve Sharnet, 2000).

4.5 Lokomotif Millerinde Yorulma Kırılması ve Nedenleri

Yorulma kırılması olayının zamanla tüm lokomotif millerinde görülebilir. Yorulma kırılması olayını bir tek nedene bağlamak doğru olmaz. Kırılmaya sebep olacak nedenler aşağıda sıralanmıştır.

- Eğimler ve kurplar
- Yol düzensizlikleri
- Aşırı yükleme
- Tekerlek ve ray profilindeki aşınmalar
- Bakım ve yağlamanın aksaması
- Malzeme seçimi

Yukarıdaki sebeplerin bir veya birkaçının kombinasyonu ile çekirdeklenen çatlak sonucu kırılma olayı görülebilmektedir.

Mil kırılması önlemek amacıyla birtakım çalışmalar ve denemeler yapılmıştır. Bu çalışmalar şöyle sıralanmıştır:

- Kırılmanın yol şartlarından kaynaklanabileceği ihtimali dahilinde raylarda iyileştirme yoluna gidilmiştir. Yol şartlarının tümünün düzeltilmesi mümkün olmadığından iyileştirme, ancak kısıtlı bir bölgede yapılabilmektedir.
- Kırılma takibi için, 2001-2003 yılları arasında kırılan millere ait bilgileri içeren çizelgeler tutulmuştur.
- Kademeli millerde özellikle kademe geçişlerinde gerilme yığılmaları meydana gelmekte ve çatlak oluşumuna sebep olabilmektedir. Kritik bölgelerde mil çapının artırılması mil mukavemetini olumlu yönde etkileyecektir.

4.6 Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Kolaylaştıran Etkenler

Bir yorulma hasarının oluşmasında genellikle birçok etkenin aynı anda varlığı söz konusudur. Deneyimlere göre yorulma kırılmalarının büyük çoğunluğu (%80-85) malzeme hatalarından dolayı değil, çentik etkisi yapan şekil ve yüzey etkileri, aşırı yükleme, montaj hataları, yetersiz bakım vb. nedenlerle ortaya çıkmaktadır. Yorulma deneyleri sorunsuz parçalarla yapılır. Dolayısıyla uygulamada gerek parça gerekse parçaya gelen etmenler deneylerdeki kadar düzgün değildir. Belli bir ortalama gerilme değeri için malzemenin devamlı dayanabileceği bir gerilme genliği mevcuttur. Bu değere sürekli mukavemet değeri denir.

$$\sigma_D^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\sigma} \cdot \sigma_D \quad [N/mm^2] \quad (4.4)$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K \quad (4.5)$$

İncelediğimiz mil 42CrMo4 ıslah çeliğinden imal edilmiştir. Kopma gerilmesi değeri $\sigma_K = 900 \text{ N/mm}^2$ 'dir. Dolayısıyla (4.5) denklemi ile σ_D değeri ,

$$\sigma_D = 0,5 \cdot 900 = 450 \text{ N/mm}^2$$

ifadesi ile belirlenebilir.

Burada ;

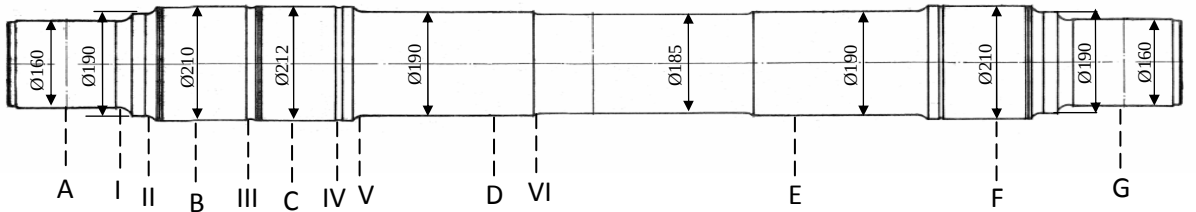
$K_{\text{çentik}}$: Çentik etkisini,

K_{boyut} : Boyut etkisini,

$K_{\text{yüzey}}$: Yüzey kalitesi etkisini belirtir.

Sürekli mukavemet diyagramlarının elde edilmesi için yapılan deneylerde, 10 mm. çapında, yüzeyleri parlatılmış deney çubukları kullanılır. Endüstride kullanılan makine elemanlarının boyut ve yüzey özellikleri ise deney çubuklarından çok farklıdır. Ayrıca makine elemanlarının kesitleri konstrüktif nedenlerle (kama yuvası, fatura gibi) değişmeler gösterir. Makine elemanlarının bu durumları mukavemet azaltıcı etkenler olarak üç ayrı grupta incelenebilir

Şekil 4.2 'de cer milinde belirlenmiş bölgeler ve bu bölgelerin yarıçapları verilmiştir. Bu yarıçaplar yardımıyla gerekli hesaplamalar yapılarak boyut, yüzey, çentik faktörleri hesaplanacaktır.



Şekil 4.2 Cer milinde belirlenen bölgeler ve yarıçapları

1) Boyut Faktörü

Sürekli mukavemet parça büyüklüğüne bağlıdır. 10 mm'den daha büyük çaplı kesitler için mukavemet azaltıcı bu durum K_b çap düzeltme katsayısı ile göz önüne alınmalıdır. Çizelge 4.1 'de çapa bağlı boyut faktörü verilmektedir. Ara değerler için enterpolasyon yapılmıştır.

Çizelge 4.1 Çap düzeltme katsayısı (Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001)

d (mm)	10	15	20	30	40	60	120
K_b	1.00	0.98	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75

A noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_A = 160 \text{ mm.}$$

d	→	120	160	200
K_{b_B}		0,75	α	0,57

$$K_{b_B} = 0,66$$

B noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_B = 210 \text{ mm.}$$

d	→	200	210	220
K_{b_B}		0,57	α	0,525

$$K_{b_B} = 0,5286$$

C noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_C = 212 \text{ mm.}$$

d	→	200	212	220
K_{b_C}		0,57	α	0,525

$$K_{b_C} = 0,528$$

D noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_D = 190 \text{ mm.}$$

d	→	120	190	200
K_{b_D}		0,75	α	0,57

$$K_{b_D} = 0,5925$$

E noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_E = 190 \text{ mm.}$$

d	→	120	190	200
K_{b_E}		0,75	α	0,57

$$K_{b_B} = 0,5925$$

F noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_F = 210 \text{ mm.}$$

d	→	200	210	220
K_{b_E}		0,57	α	0,525

$$K_{b_E} = 0,5286$$

G noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_A = 160 \text{ mm.}$$

d	→	120	160	200
K_{b_B}		0,75	α	0,57

$$K_{b_B} = 0,66$$

I noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_I = 190 \text{ mm.}$$

d	→	120	190	200
K_{b_I}		0,75	α	0,57

$$K_{b_I} = 0,5925$$

II noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_{II} = 190 \text{ mm.}$$

$$\begin{array}{ccc} d & \longrightarrow & 200 \quad 210 \quad 220 \\ K_{b_{II}} & & 0,57 \quad \alpha \quad 0,525 \end{array}$$

$$K_{b_{II}} = 0,5286$$

III noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_{III} = 212 \text{ mm.}$$

$$\begin{array}{ccc} d & \longrightarrow & 200 \quad 212 \quad 220 \\ K_{b_{III}} & & 0,57 \quad \alpha \quad 0,525 \end{array}$$

$$K_{b_{III}} = 0,528$$

IV noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_{IV} = 212 \text{ mm.}$$

$$\begin{array}{ccc} d & \longrightarrow & 200 \quad 212 \quad 220 \\ K_{b_{IV}} & & 0,57 \quad \alpha \quad 0,525 \end{array}$$

$$K_{b_{IV}} = 0,528$$

V noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_V = 212 \text{ mm.}$$

$$\begin{array}{ccc} d & \longrightarrow & 200 \quad 212 \quad 220 \\ K_{b_V} & & 0,57 \quad \alpha \quad 0,525 \end{array}$$

$$K_{b_V} = 0,528$$

VI noktası için boyut faktörü ;

$$\varnothing d_{VI} = 190 \text{ mm.}$$

$$\begin{array}{ccc} d & \longrightarrow & 120 \quad 190 \quad 200 \\ K_{b_{VI}} & & 0,75 \quad \alpha \quad 0,57 \end{array}$$

$$K_{b_{VI}} = 0,5925$$

2) Yüzey Faktörü

Makine elemanının yüzeyindeki pürüzler arttıkça mukavemet küçük oranda da olsa azalır. Yüzey kalitesinin mukavemet azaltıcı etkisi K_y yüzey düzgünlük katsayısı ile göz önüne alınır. Çizelge 4.2 'de çelikler için kopma gerilmesine bağlı olarak çeşitli yüzey kalitelerindeki yüzey düzgünlük katsayıları verilmektedir.

Çizelge 4.2 Yüzey düzgünlük katsayısı K_y (Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001)

$\sigma_k (R_m) (N/mm^2)$	300	400	500	600	700	800	1000
ÇOK İNCE PARLATILMIŞ	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
PARLATILMIŞ	1.0	0.99	0.985	0.98	0.975	0.972	0.97
TAŞLANMIŞ	0.97	0.96	0.95	0.94	0.935	0.937	0.93
İNCE TALAŞ ALINMIŞ	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.885	0.88
KABA TALAŞ ALINMIŞ	0.91	0.90	0.88	0.86	0.84	0.82	0.78
TUFALLI	0.80	0.76	0.67	0.61	0.56	0.51	0.43

Bu durumda milde yüzey düzgünlük katsayıları Çizelge 4.2'ye göre şu şekildedir :

Yüzey Faktörleri

$$K_{yA} = K_{yB} = K_{yC} = K_{yF} = K_{yG} = 0,9335 \longrightarrow \text{Taşlanmış}$$

$$K_{yD} = K_{yE} = 0,971 \longrightarrow \text{Parlatılmış}$$

$$K_{yI} = K_{yII} = K_{yIII} = K_{yIV} = 0,9335 \longrightarrow \text{Taşlanmış}$$

$$K_{yV} = K_{yVI} = 0,971$$

→ Parlatılmış

3) Çentik Faktörü

Makine elemanının imalatı esnasında konstrüksiyon gereği oluşan delikler, faturalar, kama yuvaları ve kesit değişiklikleri gibi çentik genel adıyla tanımlanan geometrik düzgünsüzlüklerin de etkisi hesaplarda göz önüne alınmalıdır. Bu iş için $K_{\text{ç}}$ çentik faktörü tanımlanmıştır. Buna göre çentik faktörü, çentiksiz parçanın sürekli mukavemet değerinin çentikli parçanın sürekli mukavemet değerine oranını gösterir; geometrik şartlara ve yükleme cinsine bağlı olup, ayrıca malzeme cinsine göre de değişir. Gerilme yığılmasının hesaplanmasında şu yol izlenir :

$$K_{\text{ç}} = q (K_t - 1) + 1 \quad (4.6)$$

q : Çentik hassasiyet katsayısı

(bkz: Çizelge 4.5)

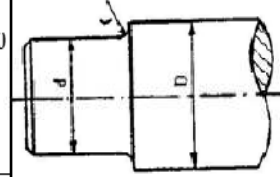
K_t : Teorik gerilme yığılması faktörü

(bkz: Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4)

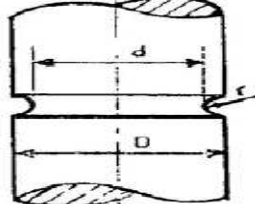
Çizelge 4.3 Faturalı millerde çekme, eğilme ve burulma için K_t teorik gerilme yığılması faktörü (Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001)

ÇEKME							EĞİLME						
r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	
D/d													
1.01	1.36	1.24	1.17	1.15	1.14	1.13	1.54	1.36	1.26	1.20	1.16	1.14	
1.02	1.48	1.34	1.26	1.22	1.20	1.19	1.64	1.44	1.33	1.27	1.22	1.19	
1.05	1.70	1.46	1.37	1.32	1.27	1.25	1.78	1.53	1.42	1.34	1.28	1.25	
1.1	1.87	1.56	1.44	1.37	1.32	1.29	1.88	1.58	1.46	1.38	1.31	1.27	
1.2	2.12	1.69	1.53	1.44	1.38	1.34	1.96	1.62	1.48	1.39	1.34	1.28	
2	2.55	2.00	1.78	1.64	1.54	1.49	2.16	1.74	1.55	1.43	1.36	1.30	
6	-	-	-	-	-	-	2.42	1.88	1.64	1.48	1.38	1.33	

BURULMA							
r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	
D/d							
1.09	1.26	1.17	1.13	1.11	1.09	1.08	
1.20	1.56	1.34	1.23	1.18	1.14	1.12	
1.33	1.68	1.41	1.29	1.23	1.19	1.15	
1.75	1.75	1.46	1.34	1.27	1.22	1.18	



Çizelge 4.4 Çevresel kanallı millerde K_t teorik gerilme yığılması faktörü
(Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001)

EĞİLME							BURULMA					
r/d	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
D/d												
1.01	1.58	1.40	1.32	1.27	1.23	1.20	1.28	1.20	1.16	1.14	1.13	1.13
1.02	1.78	1.53	1.42	1.34	1.28	1.25	1.33	1.27	1.22	1.18	1.16	1.15
1.05	2.05	1.70	1.55	1.46	1.38	1.33	1.59	1.35	1.27	1.23	1.20	1.18
1.1	2.24	1.82	1.61	1.50	1.42	1.36	1.65	1.42	1.32	1.27	1.23	1.20
1.5	2.5	1.95	1.73	1.58	1.48	1.41	1.78	1.49	1.36	1.30	1.25	1.22
2	2.55	1.97	1.74	1.59	1.49	1.42	1.80	1.50	1.37	1.31	1.26	1.23
1.02	1.84	1.59	1.48	1.41	1.34	1.30						
1.05	2.21	1.81	1.67	1.53	1.46	1.40						
1.15	2.72	1.94	1.86	1.71	1.60	1.53						
1.50	-	2.34	2.00	1.80	1.68	1.58						
ÇEKME												

Çizelge 4.5 Çelik ve alüminyum alaşımları için "q" çentik hassasiyeti katsayısı
(Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001)

r (mm)		0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
ÇELİKLER σ_k (daN/mm ²)	140	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.955	0.96	0.96
	105	0.80	0.85	0.88	0.90	0.91	0.915	0.92	0.92
	70	0.67	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86
	42	0.56	0.64	0.68	0.72	0.74	0.76	0.77	0.78
ALÜMİNYUM ALAŞIMLARI		0.40	0.55	0.64	0.70	0.75	0.77	0.80	0.83

Bu durumda milde eğilme için çentik faktörleri çizelgeler yardımıyla şu şekilde hesaplanır :

$$K_{\epsilon} = q \cdot (K_t - 1) + 1$$

q : Çentik Hassasiyet Faktörü

K_t : Teorik Gerilme Yığılması Faktörü

Çentik dibi eğrilik yarıçapı (r) hesaplaması yapılan mil için oldukça büyük bir değer olduğundan $q = 1$ olarak kabul edilir.

I noktası için ;

$r = 16 \text{ mm.}$ ve $\sigma_K = 90 \text{ daN/mm}^2$ için $q = 1$ olarak alınır.

Çizelge 4.4 yardımıyla ;

$$\frac{D}{d} = \frac{190}{160} = 1,18 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{R} = \frac{16}{160} = 0,1 \quad \text{için} \quad K_{tI} = 1,612$$

(4.6) denklemi yardımıyla ;

$$K_{\zeta I \text{ eğilme}} = 1. (1,612 - 1) + 1 = 1,612$$

II noktası için ;

$r = 16 \text{ mm.}$ ve $\sigma_K = 90 \text{ daN/mm}^2$ için $q = 1$ olarak alınır.

Çizelge 4.3 yardımıyla ;

$$\frac{D}{d} = \frac{210}{190} = 1,105 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{R} = \frac{16}{190} = 0,08 \quad \text{için} \quad K_{tII} = 1,7$$

(4.6) denklemi yardımıyla ;

$$K_{\zeta II \text{ eğilme}} = 1. (1,7 - 1) + 1 = 1,7$$

III noktası için ;

$r = 25 \text{ mm.}$ ve $\sigma_K = 90 \text{ daN/mm}^2$ için $q = 1$ olarak alınır.

Çizelge 4.4 yardımıyla ;

$$\frac{D}{d} = \frac{212}{162} = 1,30 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{R} = \frac{25}{162} = 0,15 \quad \text{için} \quad K_{tIII} = 1,799$$

(4.6) denklemi yardımıyla ;

$$K_{\zeta_{III}eğilme} = 1. (1,799 - 1) + 1 = 1,799$$

IV noktası için ;

$r = 16$ mm. ve $\sigma_K = 90$ daN/mm² için $q = 1$ olarak alınır.

Çizelge 4.4 yardımıyla ;

$$\frac{D}{d} = \frac{212}{180} = 1,17 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{R} = \frac{16}{180} = 0,088 \quad \text{için} \quad K_{t_{IV}} = 1,903$$

(4.6) denklemi yardımıyla ;

$$K_{\zeta_{IV}eğilme} = 1. (1,903 - 1) + 1 = 1,903$$

V noktası için ;

$r = 25$ mm. ve $\sigma_K = 90$ daN/mm² için $q = 1$ olarak alınır.

Çizelge 4.3 yardımıyla ;

$$\frac{D}{d} = \frac{212}{190} = 1,11 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{R} = \frac{25}{190} = 0,13 \quad \text{için} \quad K_{t_V} = 1,472$$

(4.6) denklemi yardımıyla ;

$$K_{\zeta_{V}eğilme} = 1. (1,472 - 1) + 1 = 1,472$$

VI noktası için ;

$r = 25$ mm. ve $\sigma_K = 90$ daN/mm² için $q = 1$ olarak alınır.

Çizelge 4.3 yardımıyla ;

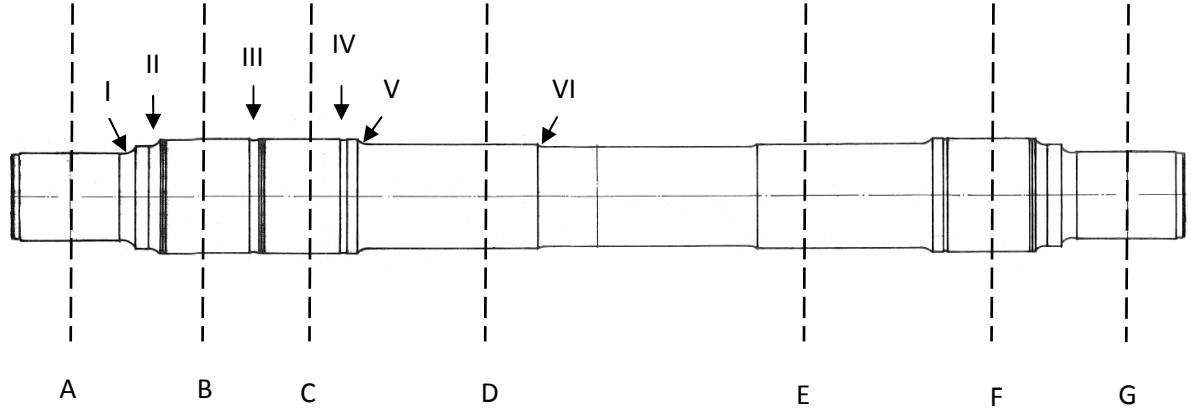
$$\frac{D}{d} = \frac{190}{185} = 1,02 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{R} = \frac{25}{185} = 0,13 \quad \text{için} \quad K_{tII} = 1,374$$

(4.6) denklemi yardımıyla ;

$$K_{\zeta VIeğilme} = 1. (1,374 - 1) + 1 = 1,374$$

4.7 Cer Milinin Boyut, Yüzey, Çentik Faktörü Değerleri

Cer milinde belirlenen noktalar için hesaplanan boyut, yüzey, çentik faktörlerini genel olarak gösterirsek;



Şekil 4.3 Cer milinde belirlenen bölgeler ve kritik noktalar

Kesit No.	K_b	K_y	K_{ζ}
A	0,66	0,9335	-
B	0,5286	0,9335	-
C	0,528	0,9335	-
D	0,5925	0,971	-
E	0,5925	0,971	-
F	0,5286	0,9335	-
G	0,66	0,9335	-
I	0,5925	0,9335	1,612
II	0,5286	0,9335	1,7
III	0,528	0,9335	1,799
IV	0,528	0,9335	1,903
V	0,528	0,971	1,472
VI	0,5925	0,971	1,3

5. GERİLME ANALİZLERİ ve GENEL TANIMLAR

5.1 Cer Milinin Genel Özellikleri

Makine elemanlarının yapımında kullanılan her malzemenin zorlamalara karşı bir dayanma sınırı (akma, kopma v.b.) vardır.

İncelenecek olan cer mili ıslah çeliğinden imal edilmiştir. (42CrMo4)

Bu mil için kabul edilen akma ve kopma gerilme değerleri aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_{AK} = 700 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_K = 900 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Çizelge 5.1 Bazı genel yapı ve ıslah çelikleri için kopma ve sürekli mukavemet değerleri
(Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001) (N/mm²)

	$\sigma_{ÇK}$ (R_m)	$\sigma_{ÇAk}$ (R_e)	$\sigma_{ÇD}$	σ_{eAk}	σ_{eD}	τ_{bAk}	τ_{bD}
Fe 37	370	240	170	340	190	140	110
Fe 42	420	270	190	380	220	150	130
Fe 50	500	320	220	450	250	180	150
Fe 60	600	380	260	540	320	220	180
Fe 70	700	450	320	620	370	260	100
Ck 45	600	360	300	500	320	220	180
30 Mn 5	700	450	360	620	400	270	230
34 CrMo 4	800	550	400	770	450	320	260
42 CrMo 4	900	700	450	980	500	600	290
50 CrMo 4	1000	900	500	1060	540	460	350

5.2 Genel Tanımlar

Bir makine elemanının, karşılaşılabileceği her türlü zorlanmaya dayanabilecek nitelikte olması en önemli tasarım ölçütlerinden biri olarak göz önüne alınmalıdır (Bozacı, Koçaş, Çolak, 2001).

Miller, üzerine takılı elemanlar için taşıyıcı olmakla beraber esas itibariyle moment ileten elemanlardır. Bunun için mil üzerine kavrama, dişli çark, kayış kasnağı gibi elemanlar bağlanır; bu nedenle miller, ana zorlanma olarak burulmaya ve taşıyıcı eleman olduklarından eğilmeye maruz kalırlar.

5.2.1 Bileşke Gerilmeler

Makine konstrüksiyonunda en çok rastlanan bileşik gerilme hallerinden biri de eğilme ile burulma halleridir. Bir elemana etkiyen kuvvetin değeri kısa zaman aralığında değişiyorsa dinamik yük söz konusudur ve eleman bir süre sonra yorulma sonucu kırılır.

Burada eşdeğer gerilme değerlerinin hesaplanmasında ‘‘Maksimum Şekil Değiştirme Enerjisi’’ hipotezi kullanılacaktır.

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \sigma_{em} \quad (5.1)$$

$$\sigma_e = \sigma_o + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \cdot \sigma_g \quad (5.2)$$

5.2.2 Emniyet Gerilmesi (σ_{em})

Bir elemanın yapıldığı malzemenin mekanik özelliklerine elemanın şekline, boyutlarına bağlı olarak ve mukavemet değerlerinden hareketle deneysel olarak belirlenen, söz konusu elemanın dayanabileceği en büyük gerilme sınırıdır. (Bozacı, Kocas, Colak, 2001)

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (5.3)$$

5.2.3 Emniyet Katsayısı (s)

Tüm hesaplamalarda nominal gerilme değerlerinin malzeme mukavemet değerlerinden küçük olması istenir. Yani mukavemet değeri nominal gerilmenin s katı büyük olmalıdır. Burada s emniyet katsayısıdır.

$$s = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_{em}} \quad (5.4)$$

5.2.4 Eğilme Gerilmesi (σ_e)

Kesit boyunca lineer olarak değişen normal gerilmedir.

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} [N/mm^2] \quad (5.5)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada ;

M_e : Eğilme Momenti [Nmm]

W_e : Eğilme Mukavemet Momenti [mm³]

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} [\text{mm}^3] \quad \text{Eğilme Mukavemet Momenti} \quad (5.6)$$

5.2.5 Burulma Gerilmesi (τ_b)

Burulma momentinin oluşturduğu kayma gerilmesidir.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} [N/mm^2] \quad (5.7)$$

Bağıntısıyla hesaplanır. Burada ;

M_b : Burulma Momenti [Nmm]

W_b : Burulma Mukavemet Momenti [mm³]

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\text{mm}^3] \quad \text{Burulma Mukavemet Momenti} \quad (5.8)$$

5.2.6 Sürekli Mukavemet Değeri (σ_D^*)

Belli bir ortalama gerilme değeri için malzemenin devamlı dayanabileceği bir gerilme genliği mevcuttur. Bu değere sürekli mukavemet değeri denir.

$$\sigma_D^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\phi} \cdot \sigma_D \quad [N/mm^2] \quad (5.9)$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K \quad (5.10)$$

$$\sigma_K = 900 \, N/mm^2 \quad ; \quad \sigma_D = 0,5 \cdot 900 = 450 \, N/mm^2$$

5.3 Mekanizmalarda Kuvvetler

Bir mekanizma içerisinde makine uzuvları ile iletilen kuvvetler iki gruba ayrılırlar. Birinci gruptakilere statik kuvvetler denir ki bunlar servis kuvvetleri ve uzuvların ağırlıklarından kaynaklanır; ikinci grup kuvvetler dinamik kuvvetlerdir ve ivmelenmiş uzuvların ataletlerinden kaynaklanırlar.

Bir makine elemanının dizaynında her iki grubun tesirlerinin özellikle yüksek hız uygulamalarında bileşik olarak hesaba katılması gerekir.

Dinamik kuvvetlerin incelendiği dinamik analiz iki kısma ayrılır :

- Kinematik : Sadece geometrik açıdan hareket karakteristikleri olan yer değiştirme, hız ve ivmenin incelenmesidir. Yani hareketin geometrisinin etüdüdür.
- Kinetik : Bu, cisme etkiyen kuvvetlerle cismin kütlesi ve hareketi arasındaki bağıntıyı kurar; kinetik verilmiş kuvvetlerin sebep olacağı hareketi bulmak veya verilmiş bir hareketi meydana getirmek için gerekli kuvvetleri belirlemekle uğraşır.

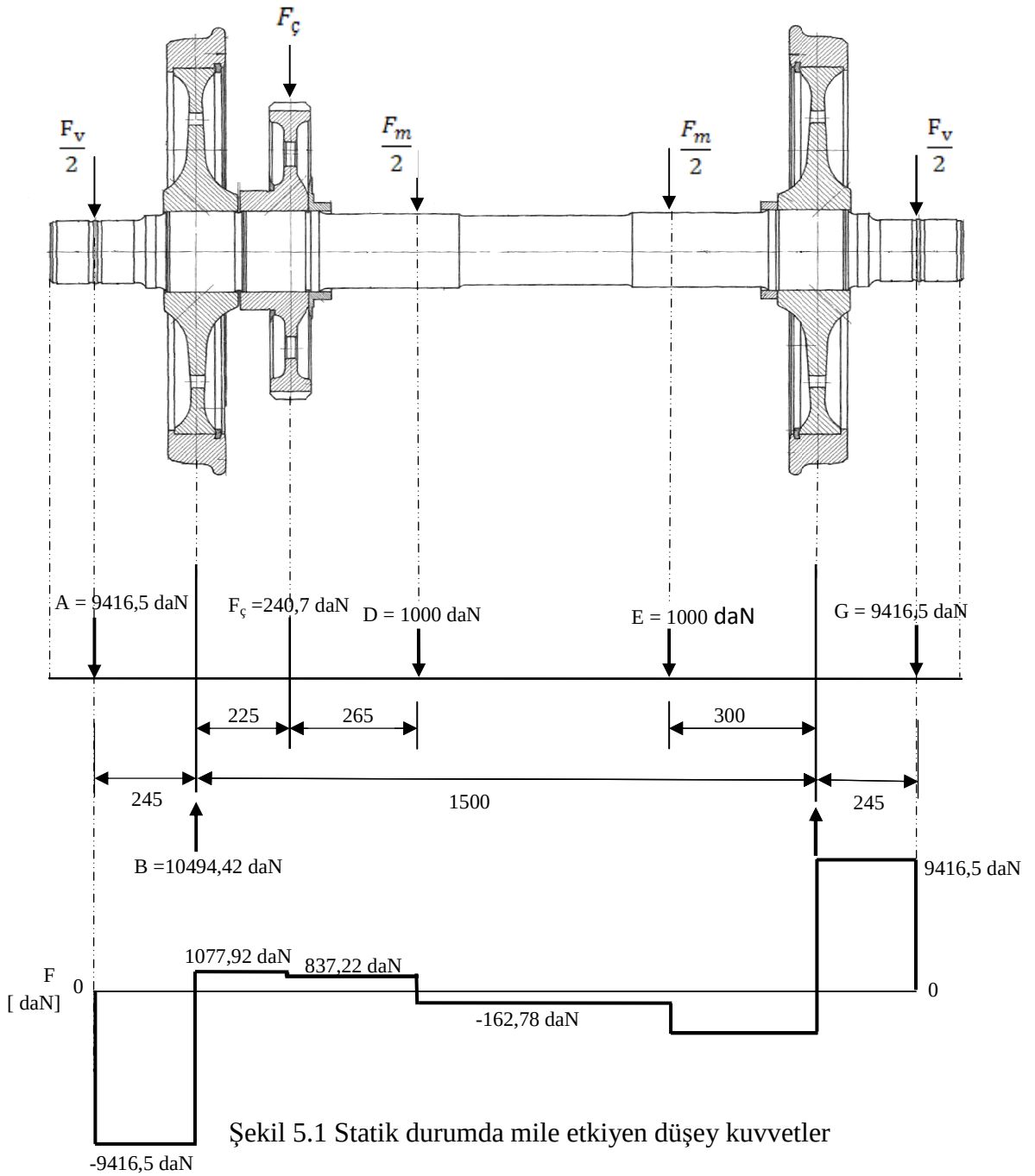
Bizde inceleyeceğimiz cer mili için yapılacak gerilme analizlerinde mile etkiyen kuvvetleri statik ve dinamik durumlara göre araştıracağız.

Lokomotifin statik durumda, seyir halinde düz yolda, viraj durumunda ve kalkış durumunda mile etkiyen kuvvetleri ve buna bağlı olarak birikimli hasarda ömür değerini hesaplayacağız. Şimdi sırasıyla tüm bu şartlar altında mildeki gerilme durumlarını inceleyelim.

5.4 Lokomotifin Statik Yükünde Cer Milinde Oluşan Gerilmeler

Genel olarak bir raylı taşıt dingiline etki eden kuvvetler ; motor yükü, dingil başına vagon yükü, dişli çark kuvvetleri ve yoldaki düzgünsüzlükler nedeniyle meydana gelen dinamik kuvvetlerdir.

Taşıt dingiline statik durumda etki eden kuvvetler lokomotifin konstrüktif değerlerinden bulunan motor yükü, dingil başına vagon yükü ve dişli çark yüküdür. Burada lokomotifin statik yük durumunda cer milinde meydana gelen gerilmeleri ve bu gerilmelerin mil üzerindeki etkilerini inceleyeceğiz.



(A,G) F_v : Dingil başına kasa yükü

(D,E) F_m : Dingile gelen motor yükü

$(F_\zeta + F_r)$: Dişli ağırlığı + Dişli çarka etki eden radyal kuvvet

$$F_v = \frac{\text{Lokomotif ağırlığı}}{\text{Dingil sayısı}} = \frac{113000}{6} = 18833 \text{ [daN]}$$

$$F_m : \text{Motor yükü} = 2000 \text{ [daN]}$$

$$F_\zeta : \text{Dişli çark yükü} = 240,7 \text{ [daN]}$$

5.4.1 Tekerleklerle Gelen Tepki Kuvvetleri;

Şekil 5.1 üzerindeki uzunluk ve kuvvet değerleri ile tekerleklerle gelen tepki kuvvetleri hesaplanırsa ;

$$\Sigma F_z = 0, \quad -A + B_z - C - D - E + F_z - G = 0,$$

$$B_z + F_z = 21073,7 \text{ [daN]}$$

$$\Sigma M_B = 0, \quad -A \cdot 245 + C \cdot 225 + D \cdot 490 + E \cdot 1200 - F_z \cdot 1500 + G \cdot 1745 = 0$$

$$F_z = 10579,27 \text{ [daN]}$$

$$B_z = 10494,42 \text{ [daN]}$$

5.4.2 Eğilme Momentleri

Statik durumda Şekil 5.1 'deki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla milde oluşan eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0, \quad M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ [mm]}, \quad M_B = -A \cdot x = -2307042,5 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ [mm]}, \quad M_C = -A \cdot x + B_z \cdot 225 = -2064510,5 \text{ [daNmm]}$$

$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ [mm]}, \quad M_D = -A \cdot x + B_z \cdot 490 - C \cdot 265 = -1842647,2 \text{ [daNmm]}$$

$$E \text{ ' de : } x = 1445 \text{ [mm]}, \quad M_E = -A \cdot x + B_z \cdot 1200 - C \cdot 975 - D \cdot 710 = -1958221 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } x = 1745 \text{ [mm]}, \quad M_F = -A \cdot x + B_z \cdot 1500 - C \cdot 1275 - D \cdot 1010 - E \cdot 300 \\ = -2307055 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } x = 1990 \text{ [mm] , } M_G = -A \cdot x + B_z \cdot 1745 - C \cdot 1520 - D \cdot 1255 - E \cdot 545 + F_z \cdot 245 \\ = -14,95 \text{ [daNmm] } 0$$

5.4.2.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Moment Diyagramından Okunan Eğilme Momenti Gerilmeleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki eğilme momentleri bulunduktan sonra oluşturulan Şekil 5.3 'teki eğilme moment diyagramı yardımıyla, belirlenen kritik noktalardaki eğilme moment değerleri diyagramdan okunur.

$$I \text{ ' de : } x = 93 \text{ [mm] , } M_I = 840000 \text{ [daNmm]}$$

$$II \text{ ' de : } x = 170 \text{ [mm] , } M_{II} = 15700000 \text{ [daNmm]}$$

$$III \text{ ' de : } x = 337,5 \text{ [mm] , } M_{III} = 2200000 \text{ [daNmm]}$$

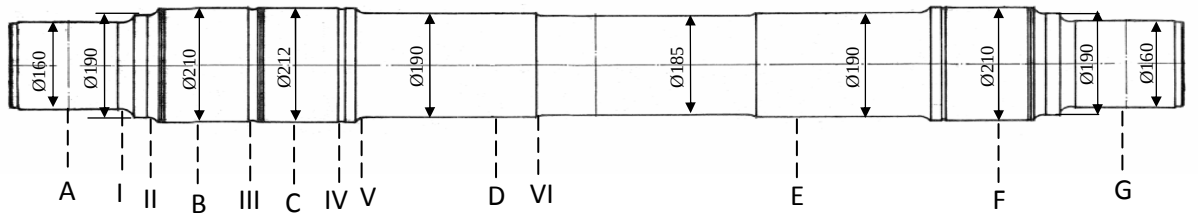
$$IV \text{ ' de : } x = 509 \text{ [mm] , } M_{IV} = 2030000 \text{ [daNmm]}$$

$$V \text{ ' de : } x = 541 \text{ [mm] , } M_V = 2000000 \text{ [daNmm]}$$

$$VI \text{ ' da : } x = 880 \text{ [mm] , } M_{VI} = 1860000 \text{ [daNmm]}$$

5.4.3 Eğilme Mukavemet Momentler

Şekil 5.2'de görülen mildeki yarıçap değerleri ve denklem (5.6) yardımıyla mildeki eğilme mukavemet momenti değerlerini hesaplayalım ;



Şekil 5.2 Milde belirlenen bölgeler ve yarıçapları

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Eğilme mukavemet momenti

(5.6)

$$\text{Ø}d_A = 190 \text{ [mm] , } = 673380 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\text{Ø}d_B = 210 \text{ [mm] , } = 909196 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\text{Ø}d_C = 212 \text{ [mm] , } = 935421 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_D = 190 \text{ [mm]} , W_{e_D} = 673380 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_E = 190 \text{ [mm]} , W_{e_E} = 673380 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_F = 210 \text{ [mm]} , W_{e_F} = 909196 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_G = 190 \text{ [mm]} , W_{e_G} = 673380 \text{ [mm}^3\text{]}$$

5.4.3.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Eğilme Mukavemet Momentleri

Şekil 5.2 ve denklem (5.6) ile mildeki kritik noktalar için eğilme mukavemet momenti değerleri ise şu şekilde hesaplanır ;

$$\varnothing d_I = 160 \text{ [mm]} , W_{e_I} = 402123 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{II} = 190 \text{ [mm]} , W_{e_{II}} = 673380 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{III} = 212 \text{ [mm]} , W_{e_{III}} = 935421 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{IV} = 212 \text{ [mm]} , W_{e_{IV}} = 935421 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_V = 212 \text{ [mm]} , W_{e_V} = 935421 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{VI} = 190 \text{ [mm]} , W_{e_{VI}} = 673380 \text{ [mm}^3\text{]}$$

5.4.4 Milde Oluşan σ_g Değerleri

Milde oluşan eğilme momentleri ve denklem (5.6) yardımıyla eğilme mukavemet momentleri bulunduğundan sonra denklem (5.11)' de yerine koyulan değerler ile milde belirlenen noktalar için emniyet katsayıları bulunur.

$$\sigma_g = \frac{M_e}{W_e} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{AK} = 700 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_A} = 0$$

$$\sigma_{g_B} = \frac{M_B}{W_{e_B}} = 25,37 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 27,6679$$

$$\sigma_{g_C} = \frac{M_C}{W_{e_C}} = 22,07 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 31,7167$$

$$\sigma_{g_D} = \frac{M_D}{W_{e_D}} = 27,36 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 25,5809$$

$$\sigma_{g_E} = \frac{M_E}{W_{e_E}} = 29,08 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 24,0711$$

$$\sigma_{g_F} = \frac{M_F}{W_{e_F}} = 25,37 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 27,5865$$

$$\sigma_{g_G} = \frac{M_G}{W_{e_G}} \approx 0$$

5.4.4.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri

Mildeki kritik noktaların emniyet katsayısı değerleri ise şu şekildedir;

$$\sigma_{g_I} = \frac{M_I}{W_{e_I}} = 20,88 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 33,5102$$

$$\sigma_{g_{II}} = \frac{M_{II}}{W_{e_{II}}} = 23,31 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 30,0233$$

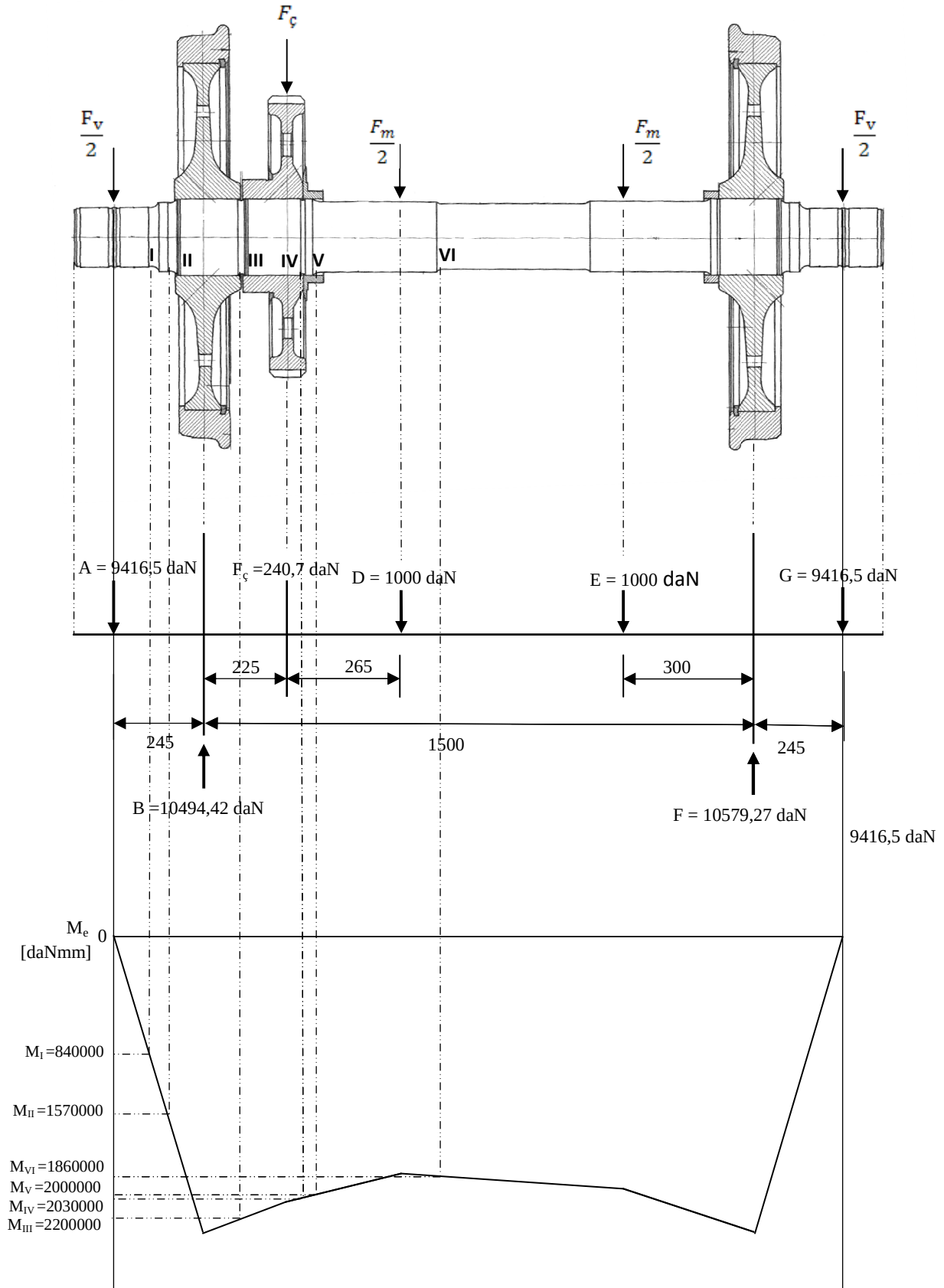
$$\sigma_{g_{III}} = \frac{M_{III}}{W_{e_{III}}} = 23,51 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 29,7633$$

$$\sigma_{g_{IV}} = \frac{M_{IV}}{W_{e_{IV}}} = 21,70 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 32,2558$$

$$\sigma_{g_V} = \frac{M_V}{W_{e_V}} = 21,38 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 32,7397$$

$$\sigma_{g_{VI}} = \frac{M_{VI}}{W_{e_{VI}}} = 27,62 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \leq \frac{700}{s} \longrightarrow s = 25,3422$$

Görüldüğü gibi lokomotif statik durumda iken Şekil 5.1 'e göre mile etki eden kuvvetlerin milde oluşturduğu gerilmeler sonucu belirlenen emniyet katsayılarına baktığımızda minimum emniyet katsayısı değeri $s = 24,0711$ ile "E" noktasında çıkmıştır.

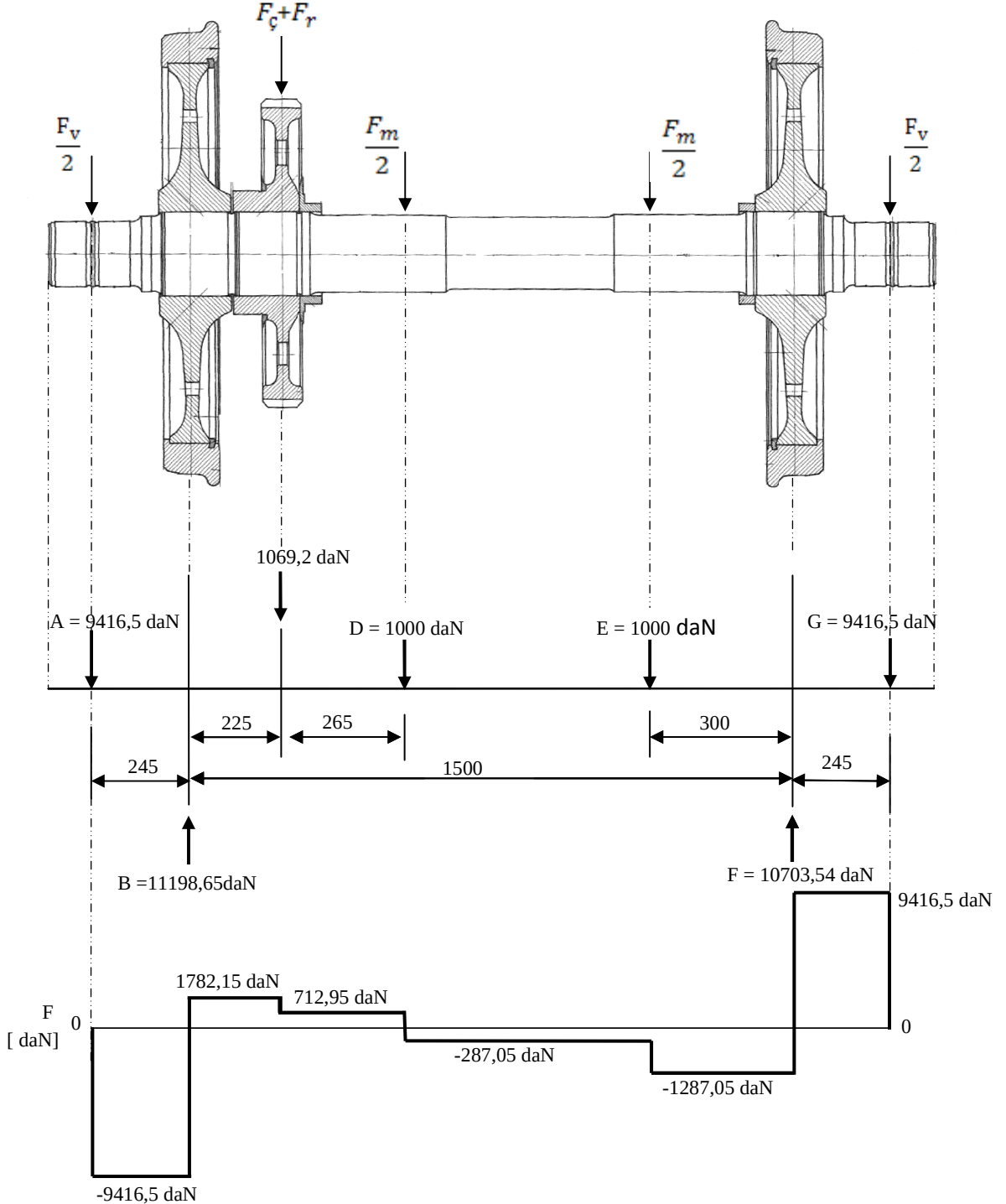


Şekil 5.3 Milde statik durumdaki eğilme moment diyagramı

5.5 Lokomotif Düz Yolda Seyir Halinde İken Cer Milinde Oluşan Gerilmeler

Lokomotif düz yolda seyir halinde iken mile, statik yüklere ilave olarak motordan aldığı tahrik nedeniyle mile gelen ilave yükler söz konusudur. Bu bölümde lokomotifin düz yolda seyir halinde iken cer miline gelen statik ve dinamik kuvvetler ile motordan dişli çarklar aracılığıyla aldığı döndürme momenti etkisinde oluşan gerilmeleri ve bu gerilmelerin milde yarattığı etkileri inceleyeceğiz.

5.5.1 Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler (z-ekseni)



Şekil 5.4 Mil düz yolda seyir halinde iken mile etkiyen düşey kuvvetler

(A,G) F_v : Dingil başına kasa yükü

(D,E) F_m : Dingile gelen motor yükü

($F_\zeta + F_r$) : Dişli çark ağırlığı + Dişli çarka etki eden radyal kuvvet

$$F_v = \frac{\text{Lokomotif ağırlığı}}{\text{Dingil sayısı}} = \frac{113000}{6} = 18833 \text{ [daN]}$$

$$F_m = \text{Motor yükü} = 2000 \text{ [daN]}$$

$$F_\zeta + F_r = 240,7 + 828,5 = 1069,2 \text{ [daN]}$$

5.5.1.1 Tekerleklere Gelen Tepki Kuvveti

Şekil 5.4 üzerindeki uzunluk ve kuvvet değerleri ile tekerleklere gelen tepki kuvvetleri hesaplanırsa ;

$$\Sigma F_z = 0 \quad , \quad -A + B_z - (C + F_r) - D - E + F_z - G = 0$$

$$B_z + F_z = 21902,2 \text{ [daN]}$$

$$\Sigma M_B = 0 \quad , \quad -A \cdot 245 + (C + F_r) \cdot 225 + D \cdot 490 + E \cdot 1200 - F_z \cdot 1500 + G \cdot 1745 = 0$$

$$F_z = 10703,54 \text{ [daN]}$$

$$B_z = 11198,65 \text{ [daN]}$$

5.5.1.2 Eğilme Momentleri (Düşey eksen)

Düz yolda seyir halinde Şekil 5.4 'teki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla milde oluşan eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0 \quad , \quad M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ mm. , } M_B = -A \cdot x = -2307042,5 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ mm. , } M_C = -A \cdot x + B_z \cdot 225 = -1906058,75 \text{ [daNmm]}$$

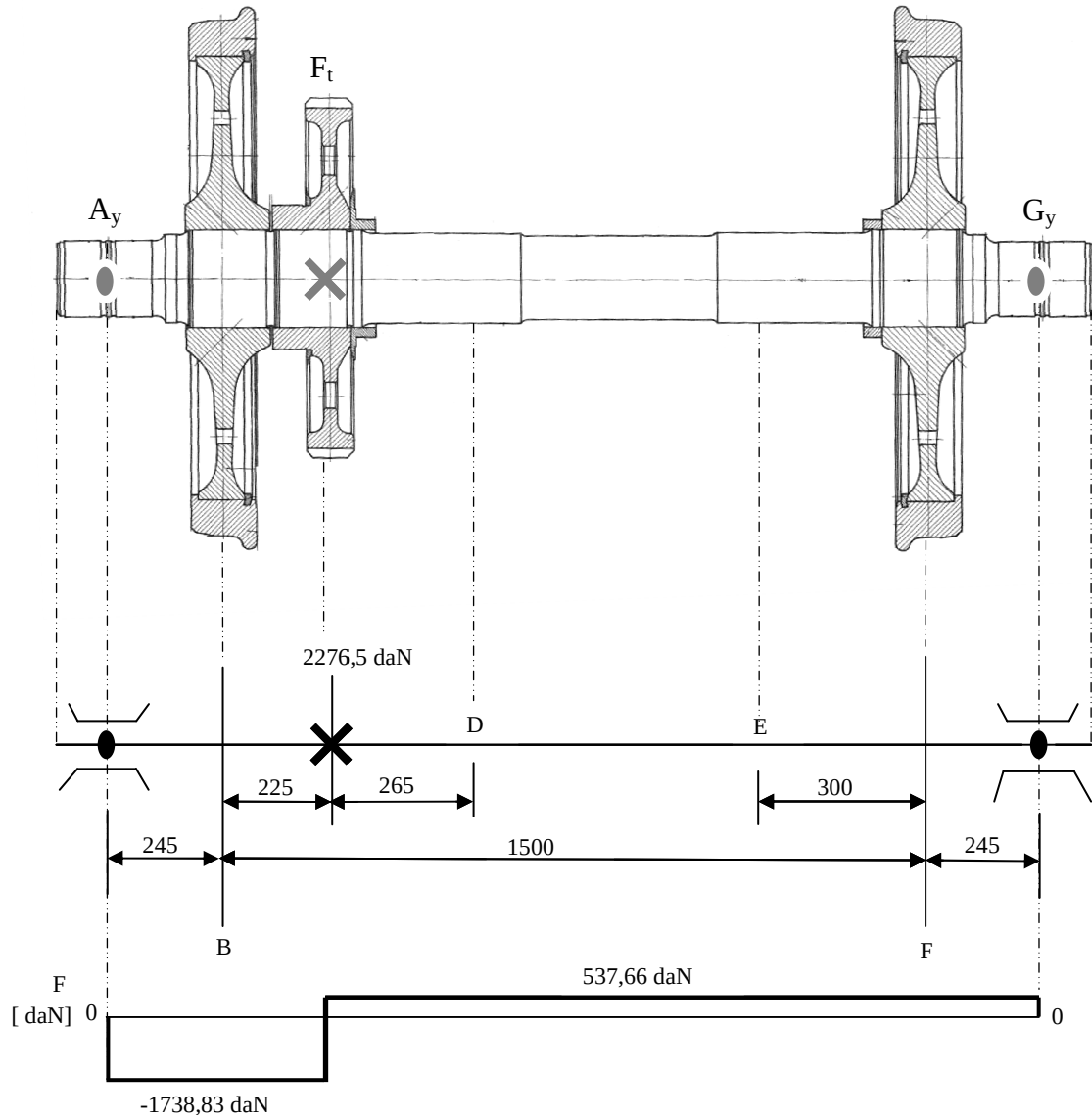
$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ mm. , } M_D = -A \cdot x + B_z \cdot 490 - (C + F_r) \cdot 265 = -1717127 \text{ [daNmm]}$$

$$E' \text{ de : } x = 1445 \text{ mm. , } M_E = -A \cdot x + B_z \cdot 1200 - (C+F_r) \cdot 975 - D \cdot 710 \\ = -1920932,5 \text{ [daNmm]}$$

$$F' \text{ de : } x = 1745 \text{ mm. , } M_F = -A \cdot x + B_z \cdot 1500 - (C+F_r) \cdot 1275 - D \cdot 1010 - E \cdot 300 \\ = -2307047,5 \text{ [daNmm]}$$

$$G' \text{ de : } x = 1990 \text{ mm. , } M_G = -A \cdot x + B_z \cdot 1745 - (C+F_r) \cdot 1520 - D \cdot 1255 - E \cdot 545 + \\ F_z \cdot 245 = -7,45 \text{ [daNmm]} \quad 0$$

5.5.2 Yatay Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler (y-ekseni)



Şekil 5.5 Mil düz yolda seyir halinde iken mile etkiyen yatay kuvvetler

5.5.2.1 Yataklara Gelen Tepki Kuvvetleri

Şekil 5.5 üzerindeki uzunluk ve kuvvet değerleri ile yataklara gelen tepki kuvvetleri hesaplanırsa;

$$\Sigma F_y = 0 \quad , \quad A_y + G_y - F_t = 0$$

$$A_y + G_y = 2276,5 \text{ [daN]}$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad , \quad -F_t \cdot 470 + G_y \cdot 1990 = 0$$

$$G_y = 537,66 \text{ [daN]}$$

$$A_y = 1738,83 \text{ [daN]}$$

5.5.2.2 Eğilme Momentleri (Yatay eksen)

Düz yolda seyir halinde Şekil 5.5 'deki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla milde oluşan yatay eksendeki eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0 \quad , \quad M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ mm. , } M_B = -A \cdot x = -426013,35 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ mm. , } M_C = -A \cdot x = -817250,1 \text{ [daNmm]}$$

$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ mm. , } M_D = -A \cdot x + F_t \cdot 265 = -674767,55 \text{ [daNmm]}$$

$$E \text{ ' de : } x = 1445 \text{ mm. , } M_E = -A \cdot x + F_t \cdot 975 = -293021,85 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } x = 1745 \text{ mm. , } M_F = -A \cdot x + F_t \cdot 1275 = -131720,85 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } x = 1990 \text{ mm. , } M_G = -A \cdot x + F_t \cdot 1520 = 8,3 \text{ [daNmm]}$$

5.5.3 Bileşke Moment

Milin yatay ve düşey eksenindeki eğilme moment değerleri bulunduğundan sonra denklem (5.12) yardımıyla milde oluşan bileşke moment değerleri hesaplanır ;

$$\Sigma M_x = \sqrt{M_t^2 + M_r^2} \quad (5.12)$$

$$A' \text{ da : } \Sigma M_A = 0$$

$$B' \text{ de : } \Sigma M_B = \sqrt{(-2307042,5)^2 + (-426013,35)^2} = 2346046,12 \text{ [daNmm]}$$

$$C' \text{ de : } \Sigma M_C = \sqrt{(-1906058,75)^2 + (-817250,1)^2} = 2073875,04 \text{ [daNmm]}$$

$$D' \text{ de : } \Sigma M_D = \sqrt{(-1717127)^2 + (-674767,55)^2} = 1844948,88 \text{ [daNmm]}$$

$$E' \text{ de : } \Sigma M_E = \sqrt{(-1920932,5)^2 + (-293021,85)^2} = 1943152,97 \text{ [daNmm]}$$

$$F' \text{ de : } \Sigma M_F = \sqrt{(-2307047,5)^2 + (-131720,85)^2} = 2310804,74 \text{ [daNmm]}$$

$$G' \text{ de : } \Sigma M_G = 0$$

5.5.3.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Moment Diyagramından Okunan Bileşke Moment Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki bileşke moment değerleri bulunduğundan sonra Şekil 5.6'daki bileşke moment diyagramı yardımıyla milde kritik noktalardaki bileşke moment değerleri hesaplanır ;

$$I' \text{ de : } x = 93 \text{ mm. , } M_I = 860000 \text{ [daNmm]}$$

$$II' \text{ de : } x = 170 \text{ mm. , } M_{II} = 1620000 \text{ [daNmm]}$$

$$III' \text{ de : } x = 337,5 \text{ mm. , } M_{III} = 2240000 \text{ [daNmm]}$$

$$IV' \text{ de : } x = 509 \text{ mm. , } M_{IV} = 2040000 \text{ [daNmm]}$$

$$V' \text{ de : } x = 541 \text{ mm. , } M_V = 2020000 \text{ [daNmm]}$$

$$VI' \text{ da : } x = 880 \text{ mm. , } M_{VI} = 1860000 \text{ [daNmm]}$$

5.5.4 Milde Oluşan σ_g Değerleri

Milde oluşan bileşke eğilme momentleri ve denklem (5.6) yardımıyla eğilme mukavemet momentleri bulunduğundan sonra denklem (5.5)' de yerine koyulan değerler ile mildeki $[\sigma_g]$ gerilme genliği değerleri hesaplanır ;

$$\sigma_g = \frac{M_e}{W_e} \tag{5.5}$$

$$\sigma_{gA} = 0$$

$$\sigma_{gB} = \frac{M_B}{W_{eB}} = 25,80 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gC} = \frac{M_C}{W_{eC}} = 22,17 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gD} = \frac{M_D}{W_{eD}} = 27,39 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gE} = \frac{M_E}{W_{eE}} = 28,85 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gF} = \frac{M_F}{W_{eF}} = 25,41 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gG} = 0$$

5.5.4.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki $[\sigma_g]$ gerilme genliği değerleri bulunduktan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{gI} = \frac{M_I}{W_{eI}} = 21,38 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gII} = \frac{M_{II}}{W_{eII}} = 24,05 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gIII} = \frac{M_{III}}{W_{eIII}} = 23,94 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gIV} = \frac{M_{IV}}{W_{eIV}} = 21,80 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gV} = \frac{M_V}{W_{eV}} = 21,59 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gVI} = \frac{M_{VI}}{W_{eVI}} = 27,62 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

5.5.5 Cer Milinin Mukavemet Sınırı (σ_D^*)

Daha önce bulmuş olduğumuz ve Şekil 4.3 'de genel gösterimi olan boyut, yüzey ve çentik faktörlerini denklem (4.5) yardımıyla σ_D değerini bulduktan sonra (5.9) 'da yerine koyarsak milde belirlenen noktalar için $[\sigma_D^*]$ sürekli mukavemet değerlerini hesaplayabiliriz ;

$$\sigma_D^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D \quad [N/mm^2] \quad (4.4)$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K \quad (4.5)$$

$$(\sigma_K = 900 \text{ N/mm}^2)$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot 900 = 450 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{D_A}^* = 0$$

$$\sigma_{D_B}^* = \sigma_D \cdot K_{b_B} \cdot K_{y_B} = 222,05 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{D_C}^* = \sigma_D \cdot K_{b_C} \cdot K_{y_C} = 221,79 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{D_D}^* = \sigma_D \cdot K_{b_D} \cdot K_{y_D} = 258,89 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{D_E}^* = \sigma_D \cdot K_{b_E} \cdot K_{y_E} = 258,89 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{D_F}^* = \sigma_D \cdot K_{b_F} \cdot K_{y_F} = 222,05 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{D_G}^* = 0$$

5.5.5.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Mukavemet Sınırı

$$\sigma_{D_I}^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D = 154,40 \text{ [N/mm}^2]$$

$$\sigma_{DII}^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D = 130,61 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{DIII}^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D = 123,29 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{DIV}^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D = 116,55 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{DV}^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D = 156,73 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{DVI}^* = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\zeta} \cdot \sigma_D = 188,42 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.5.6 Milde Oluşan σ_e Değerleri

Milde $[\sigma_g]$ gerilme genliği ve $[\sigma_D^*]$ sürekli mukavemet değerleri bulunduğundan sonra $[\sigma_e]$ eğilme gerilmesi değerini (5.2) denklemi ile şu şekilde hesaplarız ;

$$\sigma_e = \sigma_o + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \cdot \sigma_g \quad (5.2)$$

Hesaplamalarımızda mile etki eden dinamik zorlama tam değişken olduğundan, Şekil 4.1 'den de görüleceği gibi ortalama gerilme genliği sıfıra eşittir.

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{mak.} - \sigma_{min.}}{2} \longrightarrow (\sigma_{mak.} = \sigma_{min.}) \longrightarrow \sigma_o = 0$$

$$(\sigma_{AK} = 700 \text{ N/mm}^2, \sigma_o = 0)$$

$$\sigma_{eA} = 0$$

$$\sigma_{eB} = \frac{700}{222,05} \cdot 25,80 = 81,33 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eC} = \frac{700}{221,79} \cdot 22,17 = 69,97 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eD} = \frac{700}{258,89} \cdot 27,39 = 74,05 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eE} = \frac{700}{258,89} \cdot 28,85 = 78,00 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eF} = \frac{700}{222,05} \cdot 25,41 = 80,10 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eG} = 0$$

5.5.6.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_e Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki $[\sigma_e]$ eğilme gerilmesi değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{eI} = \frac{700}{154,40} \cdot 21,38 = 96,93 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eII} = \frac{700}{130,61} \cdot 24,05 = 128,89 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eIII} = \frac{700}{123,29} \cdot 23,94 = 135,92 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eIV} = \frac{700}{116,55} \cdot 21,80 = 130,93 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eV} = \frac{700}{156,73} \cdot 21,59 = 96,42 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eVI} = \frac{700}{188,42} \cdot 27,62 = 102,61 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.5.7 Burulma Mukavemet Momentleri

Şekil 5.2'de görülen mildeki yarıçap değerleri ve denklem (5.8) yardımıyla mildeki burulma mukavemet momenti değerlerini hesaplayalım ;

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad \text{Burulma mukavemet momenti} \quad (5.8)$$

$$\varnothing d_A = 190 \text{ mm. , } W_{b_A} = 1346760 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_B = 210 \text{ mm. , } W_{b_B} = 1818392 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_C = 212 \text{ mm. , } W_{b_C} = 1870842 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_D = 190 \text{ mm. , } W_{b_D} = 1346760 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_E = 190 \text{ mm. , } W_{b_E} = 1346760 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_F = 210 \text{ mm. , } W_{b_F} = 1818392 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_G = 190 \text{ mm. , } W_{b_G} = 1346760 \text{ [mm}^3\text{]}$$

5.5.7.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Burulma Mukavemet Momentleri

Şekil 5.2 ve denklem (5.8) ile mildeki kritik noktalar için eğilme mukavemet momenti değerleri ise şu şekilde hesaplanır ;

$$\varnothing d_I = 160 \text{ mm. , } W_{b_I} = 804246 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{II} = 190 \text{ mm. , } W_{b_{II}} = 1346760 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{III} = 212 \text{ mm. , } W_{b_{III}} = 1870842 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{IV} = 212 \text{ mm. , } W_{b_{IV}} = 1870842 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_V = 212 \text{ mm. , } W_{b_V} = 1870842 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\varnothing d_{VI} = 190 \text{ mm. , } W_{b_{VI}} = 1346760 \text{ [mm}^3\text{]}$$

5.5.8 Milde Oluşan τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri

Tekerlek milindeki momenti $[M_{b_2}]$ ve burulma mukavemet momentini $[W_b]$ bulduktan sonra (5.7) denkleminde yerine koyarak milde oluşan burulma gerilmesi değerlerini hesaplayabiliriz.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.7)$$

$$(M_b = 8502819 \text{ N/mm}^2)$$

$$\tau_{bA} = \frac{M_b}{W_{bA}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bB} = \frac{M_b}{W_{bB}} = \frac{8502819}{1818392} = 4,676 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bC} = \frac{M_b}{W_{bC}} = \frac{8502819}{1870842} = 4,5449 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bD} = \frac{M_b}{W_{bD}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bE} = \frac{M_b}{W_{bE}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bF} = \frac{M_b}{W_{bF}} = \frac{8502819}{1818392} = 4,676 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bG} = \frac{M_b}{W_{bG}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 [N/mm^2]$$

5.5.8.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki τ_b burulma gerilmesi değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\tau_{bI} = \frac{M_b}{W_{bI}} = \frac{8502819}{804246} = 10,57 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bII} = \frac{M_b}{W_{bII}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,31 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bIII} = \frac{M_b}{W_{bIII}} = \frac{8502819}{1870842} = 4,54 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bIV} = \frac{M_b}{W_{bIV}} = \frac{8502819}{1870842} = 4,54 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bV} = \frac{M_b}{W_{bV}} = \frac{8502819}{1870842} = 4,54 [N/mm^2]$$

$$\tau_{b_{VI}} = \frac{M_b}{W_{b_{VI}}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,31 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.5.9 Bileşik Gerilme Değerleri

(5.13) denklemi kullanılarak cer milinin seyir halinde düz yolda maruz kaldığı bileşik gerilme değerleri ile belirlenen kritik noktalar için emniyet katsayısı değerlerini şu şekilde hesaplarız ;

$$\sigma_B = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D} \cdot \sigma_g\right)^2 + 3 \cdot \tau_b^2} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{B_A} = 0$$

$$\sigma_{B_B} = \sqrt{(81,33)^2 + 3 \cdot (4,67)^2} = 81,73 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 8,5646$$

$$\sigma_{B_C} = \sqrt{(69,97)^2 + 3 \cdot (4,54)^2} = 70,41 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 9,9417$$

$$\sigma_D = \sqrt{(74,05)^2 + 3 \cdot (6,31)^2} = 74,85 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 9,3517$$

$$\sigma_{B_E} = \sqrt{(78,00)^2 + 3 \cdot (6,31)^2} = 78,76 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 8,8875$$

$$\sigma_{B_F} = \sqrt{(80,10)^2 + 3 \cdot (4,67)^2} = 80,50 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 8,6948$$

$$\sigma_{B_G} = 0$$

5.5.9.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Bileşik Gerilme Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki σ_B bileşik gerilme değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{B_I} = \sqrt{(96,93)^2 + 3 \cdot (10,57)^2} = 98,64 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 7,0962$$

$$\sigma_{B_{II}} = \sqrt{(128,89)^2 + 3 \cdot (6,31)^2} = 129,35 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 5,4115$$

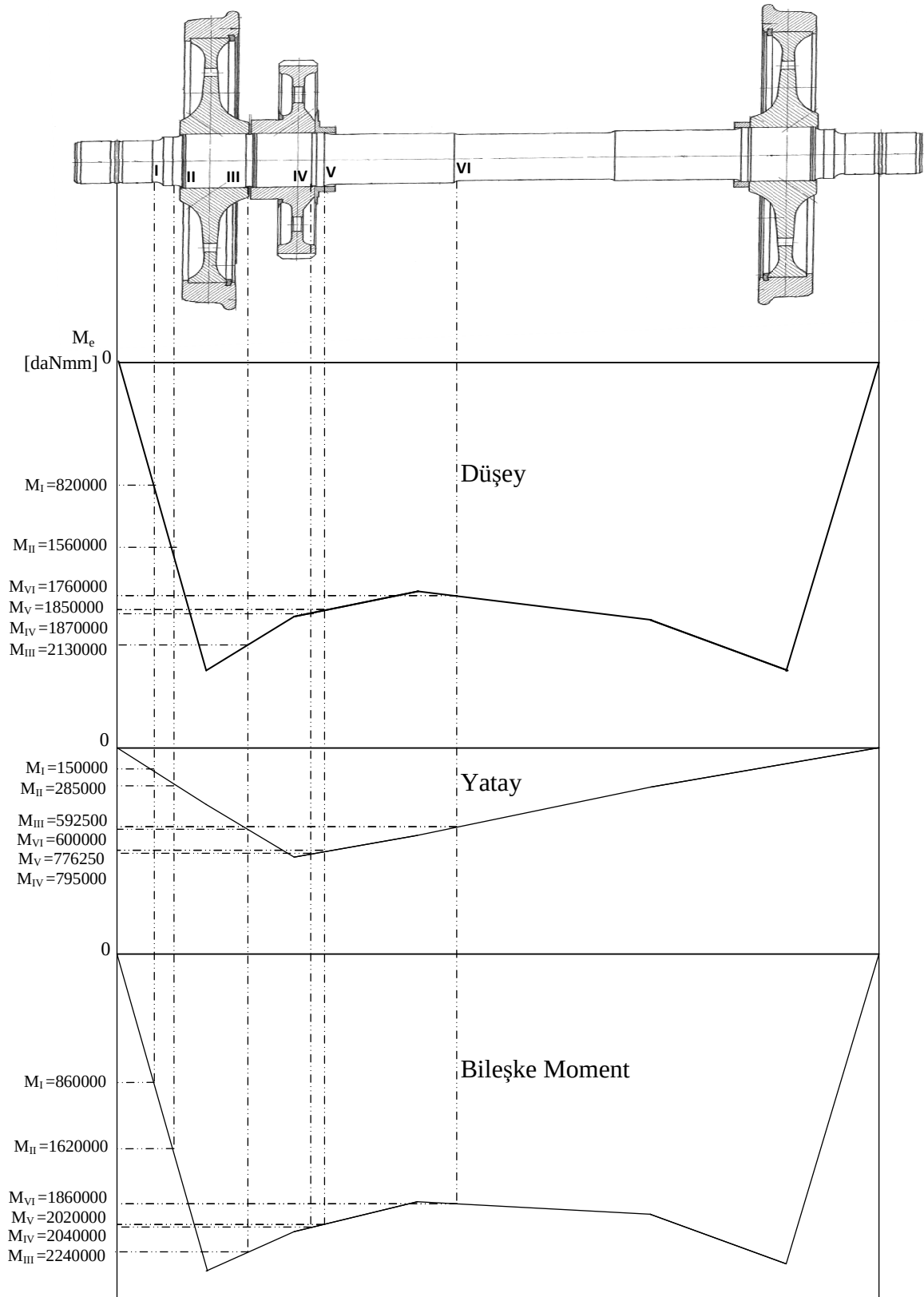
$$\sigma_{B_{III}} = \sqrt{(135,92)^2 + 3 \cdot (4,54)^2} = 136,14 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 5,1414$$

$$\sigma_{B_{IV}} = \sqrt{(130,93)^2 + 3 \cdot (4,54)^2} = 131,16 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 5,3367$$

$$\sigma_{B_V} = \sqrt{(96,42)^2 + 3 \cdot (4,54)^2} = 96,74 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 7,2358$$

$$\sigma_{B_{VI}} = \sqrt{(102,61)^2 + 3 \cdot (6,31)^2} = 103,19 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 6,7835$$

Görüldüğü gibi lokomotif düz yolda seyir halinde iken Şekil 5.4 ve Şekil 5.5' e göre mile etki eden kuvvetlerin milde oluşturduğu bileşik gerilmeler sonucu belirlenen emniyet katsayılarına baktığımızda minimum emniyet katsayısı değeri $s = 5,1414$ ile "III" noktasında çıkmıştır.



Şekil 5.6 Milde düz yolda seyir halinde iken oluşan eğilme moment diyagramları

5.6 Lokomotif Viraj Durumunda İken Cer Milinde Oluşan Gerilmeler

(R) yarıçaplı bir demiryolu kurbunda (v) hızıyla giden bir taşıtın cer miline merkezkaç kuvvetinden dolayı ilave yükler binecektir. Bizde bu ilave yükler etkisinde cer milinde meydana gelen gerilmeleri ve milde yarattığı etkileri inceleyeceğiz.

Minimum viraj yarıçapı : $R = 300 \text{ m}$.

Lokomotif hızının maksimum değeri : $V = 120 \text{ km/h} = \frac{120 \cdot 1000}{3600} = 33,33 \text{ [m/s]}$

Dever : Kurplarda trenler hareket halinde iken merkezkaç kuvvetinin etkisinde kalır ve kurp dışına doğru savrulur. Yol dışına çıkmak ve devrilmek gibi tehlikeler karşısında kalır. İşte bu kuvvetleri karşılamak ve zararsız hale getirmek için kurplarda dış ray dizisi, iç ray dizisine nazaran belirli bir miktarda yükseltilir. Buna dever denir. Dever hız ile doğru orantılı, yarıçap ile ters orantılıdır. Yani hız arttıkça deverde artar. Yarıçap büyüdükçe dever küçülür.

Dever şu formülle hesaplanır,

$$D = \frac{8 \cdot V^2}{R} \quad (5.14)$$

D : Dever miktarı (mm)

8 : Değişmez katsayı

V : Saatteki hız (km/h)

R : Kurbun yarıçapı (m)

$$D = \frac{8 \cdot 120^2}{300} = 384 \text{ [mm]}$$

Bu formül ile bulunan dever değerleri 5 ve 10 mm.'lere yuvarlanarak uygulanır. Bu durumda bizim dever miktarımız 385 mm. olarak alınabilir.

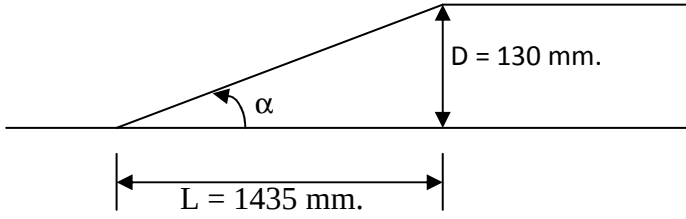
Azami Dever :

Dever yolda dirençlere karşı gelir. Yüksek deverleri sabit tutmak ve muhafaza etmek çok zordur. Bu sebeple bir sınır dever konulmuştur. Bundan fazla dever (formül ile hesap edilen dever miktarı fazla çıksa dahi) uygulanmaz.

Demiryollarımızın genel durumu dikkate alınarak, azami dever (uygulanacak en fazla dever) 130 mm. olarak tespit edilmiştir.

Travers (Dever) eğim açısı (α) :

Dever yüksekliği 130 mm. ve ray genişliği 1435 mm. için travers eğim açısı değerini sinüs teoremi yardımıyla hesaplayalım ;



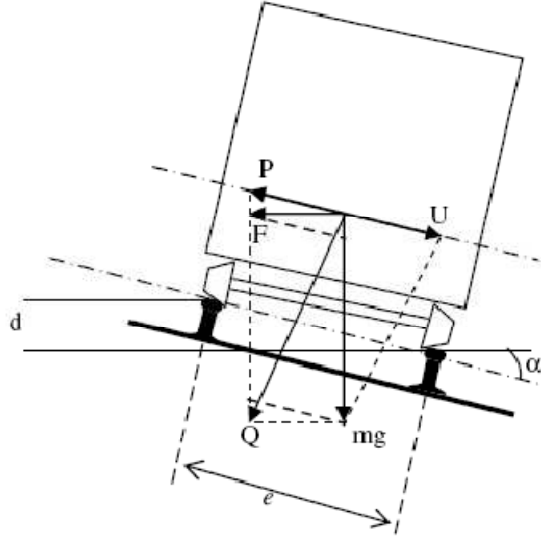
Sinüs teoremi yardımıyla,

$$\frac{130}{\sin \alpha} = \frac{1435}{\cos \alpha} \quad \longrightarrow \quad \frac{130}{1435} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha$$

$$\tan^{-1} \alpha = 0,090 \quad \longrightarrow \quad \alpha = 5,18^\circ$$

Yola Etki Eden Kuvvetler

Ray üzerinde hareket eden bir lokomotif ve vagonların tasarımında yola hangi kuvvetlerin etki edeceğini bilmek önemlidir. Bu kuvvetler; düşey, enlemesine (yanal) ve uzunlamasına (yatay) olarak üç kısımda incelenebilir. Şekil 5.7 'de eğik yolda bir demiryolu arabasına etkiyen tepki kuvvetleri verilmiştir.



Şekil 5.7 Bir kurbu, demiryolu arabası üzerine etki eden kuvvetler (Bozkurt, 1985)

- Hareket halindeki vagon ve lokomotifin ağırlığından dolayı meydana gelen **düşey kuvvetler**: Vagon ve lokomotifin öne-arkaya salınım hareketi, sağa-sola sallanma, eğik yollarda oluşan farklı tepkiler, tekerlek jantları ve yol bozukluklarından dolayı oluşan kuvvetlerdir.
- Ray açıklığı ve budenler (yanak) arası açıklığın farklı oluşu, kurplardaki merkezkaç kuvveti, ray açıklıklarının farklı olmasından dolayı oluşan **enlemesine kuvvetler**.
- Çok uzun yerüstü katarlarında oluşan **uzunlamasına kuvvetler**.

Merkezkaç (Santrifüj) Kuvveti

Merkezkaç kuvvetinin değeri denklem (5.15) 'de verilmiştir.

$$F_{sant.} = \frac{G \cdot V^2}{g \cdot R} \quad (5.15)$$

Burada;

G = lokomotif ağırlığı

v = hız

R= kurb yarıçapı

F = merkezkaç kuvveti

Dingile etki eden kasa yükü, boji ağırlığı ve dingilin kendi ağırlığı hesaba katılarak toplam merkezkaç kuvvetini hesaplırsak ;

$$\text{Lokomotif ağırlığı} = 113 \text{ ton} = 113000 \text{ [daN]}$$

$$\text{Boji ağırlığı (cer motoru ile)} = 19000 \text{ [daN]}$$

$$m_g = \text{Dingil başına gelen kasa yükü}$$

$$m_b = \text{Dingil başına boji ağırlığı}$$

$$m_a = \text{Dingil ağırlığı}$$

$$m_g = \frac{113000}{6} = 18833 \text{ [daN]}$$

$$m_b = \frac{19000}{3} = 6333 \text{ [daN]}$$

$$m_a = 1956 \text{ [daN]}$$

$$F_{sant.g} = \frac{18833 \cdot 33,33^2}{9,81 \cdot 300} = 7108,85 \text{ [daN]}$$

$$F_{sant.b} = \frac{6333 \cdot 33,33^2}{9,81 \cdot 300} = 2390,50 \text{ d[daN]}$$

$$F_{sant.a} = \frac{1956 \cdot 33,33^2}{9,81 \cdot 300} = 738,32 \text{ [daN]}$$

Santrifüj Kuvvetin Yatay Bileşeni

Şekil 5.7 'de de görüldüğü gibi merkezkaç kuvvetinin lokomotif etkidiği yatay bileşenleri şu şekilde hesaplayabiliriz ;

$$F_{sant.g}' = F_{sant.g} \cdot \cos \alpha = 7079,81 \text{ [daN]} \quad (5.16)$$

$$F_{sant.b}' = F_{sant.b} \cdot \cos \alpha = 2380,73 \text{ [daN]} \quad (5.17)$$

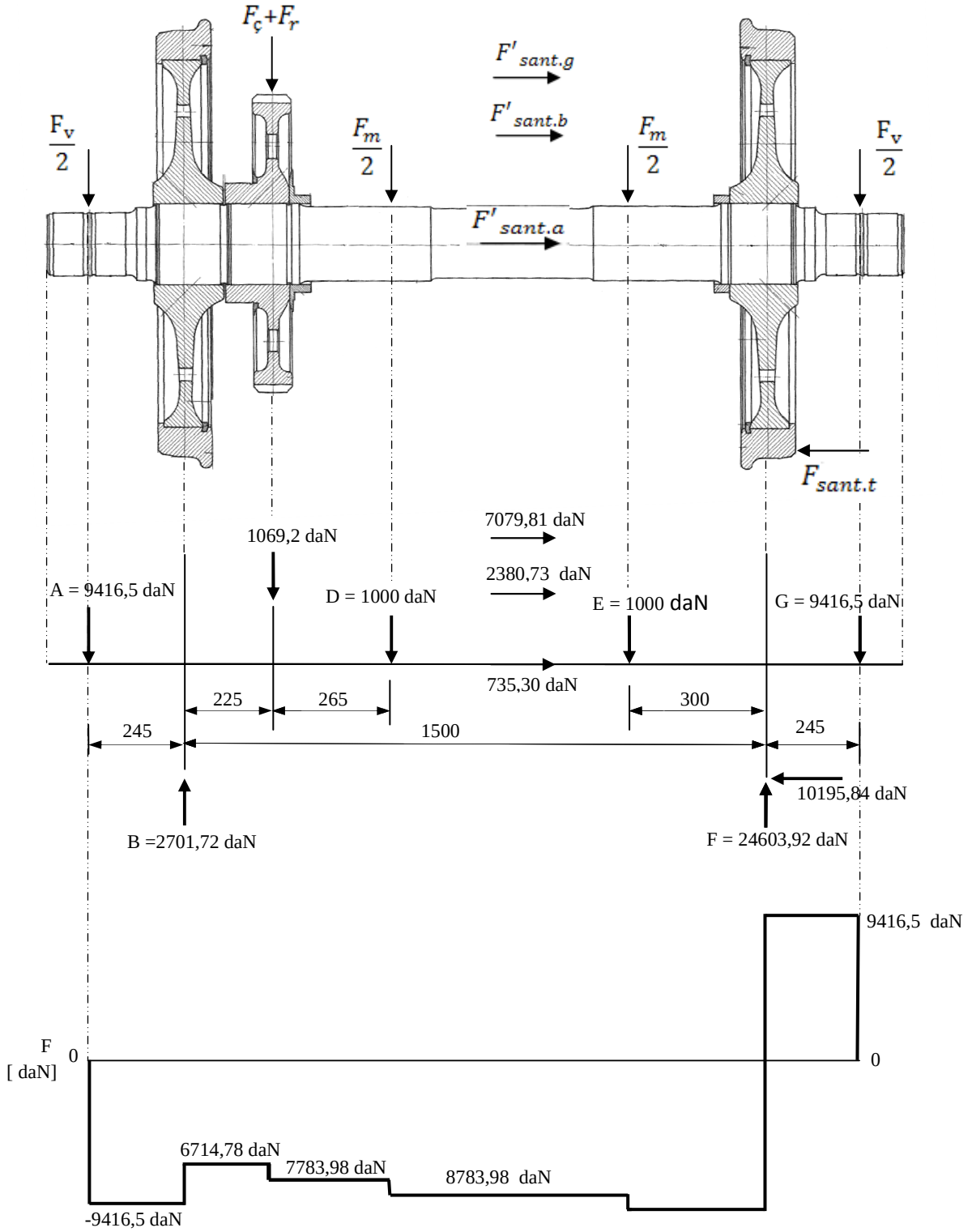
$$F_{sant.a}' = F_{sant.a} \cdot \cos \alpha = 735,30 \text{ [daN]} \quad (5.18)$$

Yatay yöndeki santrifüj kuvvetleri hesapladıktan sonra (5.19) ile toplam santrifüj kuvvetleri hesaplayalım ;

$$F_{sant.t} = F_{sant.g}' + F_{sant.b}' + F_{sant.a}' \quad (5.19)$$

$$F_{sant.t} = 7079,81 + 2380,73 + 735,30 = 10195,84 \text{ daN}$$

5.6.1 Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler



Şekil 5.8 Lokomotif viraj durumunda iken mile etkiyen düşey kuvvetler

Tekerleklerle Gelen Tepki Kuvvetleri

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = -A.245 + (C+F_r).225 + D.490 + [F_{sant.g}' .2550 + F_{sant.b}' .1005 + F_{sant.a}' .D_t /2] + E.1200 - F.1500 + G.1745$$

$$F = 24603,92 \text{ daN}$$

$$\sum M_F = 0$$

$$\sum M_F = -A.1745 + B.1500 - (C+F_r).1275 - D.1010 + [F_{sant.g}' .2550 + F_{sant.b}' .1005 + F_{sant.a}' .D_t /2] - E.300 + G.245$$

$$B = 2701,72 \text{ daN}$$

5.6.1.1 Eğilme Momentleri (Düşey eksen)

Milde viraj durumunda iken Şekil 5.8'deki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla oluşan düşey eksenindeki eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0 , M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ mm. , } M_B = -A . x = -2307042,5 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ mm. , } M_C = -A . x + B_z . 225 = -3817868 \text{ [daNmm]}$$

$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ mm. , } M_D = -A . x + B_z . 490 - (C+F_r) . 265 = -5880622,7 \text{ [daNmm]}$$

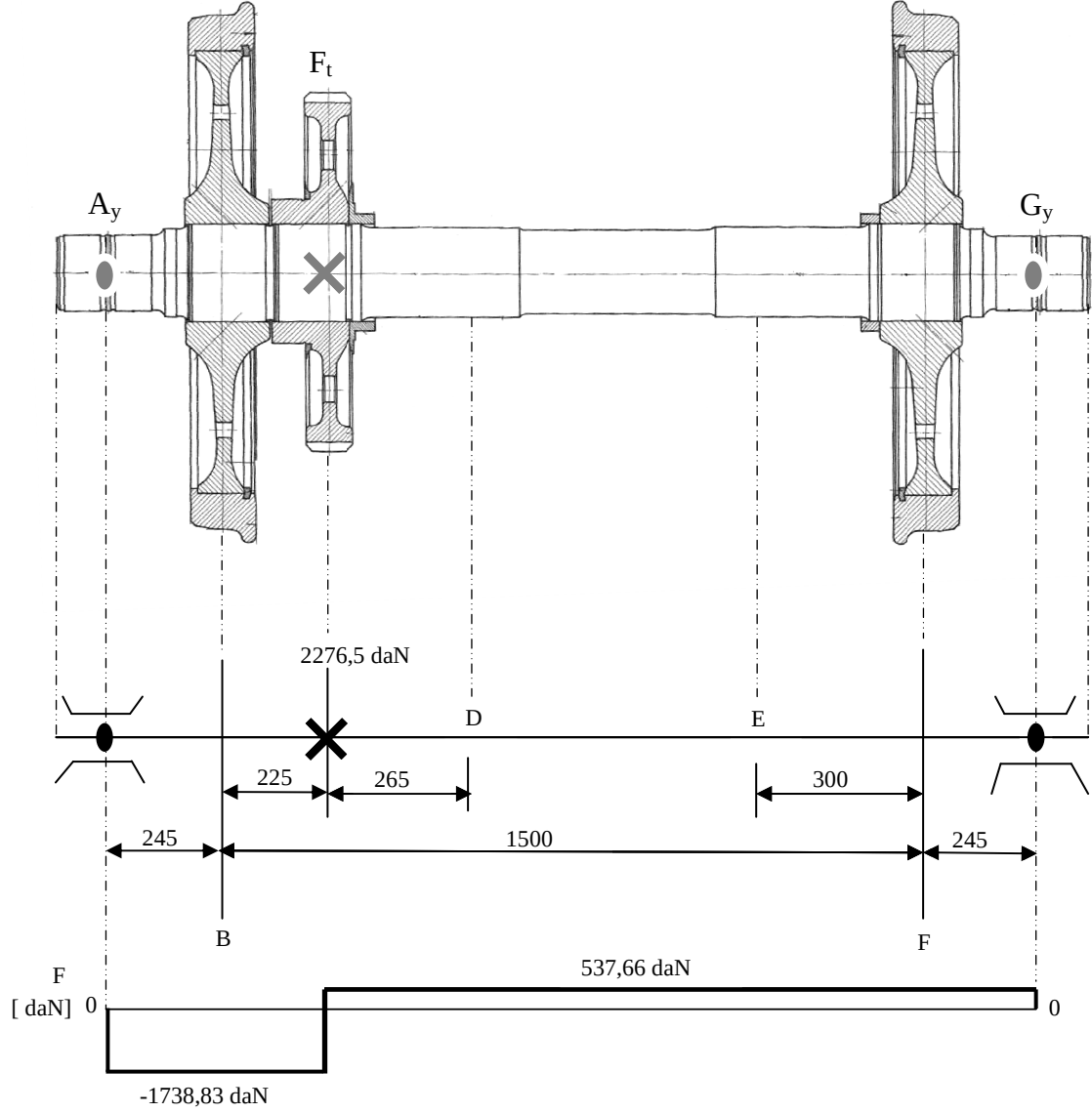
$$E \text{ ' de : } x = 1445 \text{ mm. , } M_E = -A . x + B_z . 1200 - (C+F_r) . 975 - D . 710 \\ = -12117248,5 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } x = 1745 \text{ mm. , } M_{FI} = -A . x + B_z . 1500 - (C+F_r) . 1275 - D . 1010 - E . 300 \\ = -15052442,5 \text{ [daNmm]}$$

$$M_{FII} = -A . x + B_z . 1500 - (C+F_r) . 1275 - D . 1010 - E . 300 + F_{sant.t} . D_t /2 \\ = -9444730,5 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } x = 1990 \text{ mm. , } M_G = 0$$

5.6.2 Yatay Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler



Şekil 5.9 Lokomotif viraj durumunda iken mile etkiyen yatay kuvvetler

5.6.2.1 Yataklara Gelen Tepki Kuvvetleri

Şekil 5.9 üzerindeki uzunluk ve kuvvet değerleri ile yataklara gelen tepki kuvvetleri hesaplanırsa ;

$$\Sigma F_y = 0 \quad , \quad A_y + G_y - F_t = 0$$

$$A_y + G_y = 2276,5 \text{ [daN]}$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad , \quad -F_t \cdot 470 + G_y \cdot 1990 = 0$$

$$G_y = 537,66 \text{ [daN]}$$

$$A_y = 1738,83 \text{ [daN]}$$

5.6.2.2 Eğilme Momentleri (Yatay eksen)

Milde viraj durumunda iken Şekil 5.9 'daki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla oluşan yatay eksendeki eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0 \text{ , } M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ mm. , } M_B = -A \cdot x = -426013,35 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ mm. , } M_C = -A \cdot x = -817250,1 \text{ [daNmm]}$$

$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ mm. , } M_D = -A \cdot x + F_t \cdot 265 = -674767,55 \text{ [daNmm]}$$

$$E \text{ ' de : } x = 1445 \text{ mm. , } M_E = -A \cdot x + F_t \cdot 975 = -293021,85 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } x = 1745 \text{ mm. , } M_F = -A \cdot x + F_t \cdot 1275 = -131720,85 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } x = 1990 \text{ mm. , } M_G = -A \cdot x + F_t \cdot 1520 = 8,3 \text{ [daNmm]}$$

5.6.3 Bileşke Moment

Milin yatay ve düşey eksenlerdeki eğilme moment değerleri bulunduğundan sonra denklem (5.12) yardımıyla milde oluşan bileşke moment değerleri hesaplanır ;

$$\Sigma M_x = \sqrt{M_t^2 + M_r^2} \quad (5.12)$$

$$A \text{ ' da : } \Sigma M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } \Sigma M_B = \sqrt{(-2307042,5)^2 + (-426013,35)^2} = 2346046,13 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } \Sigma M_C = \sqrt{(-3817868)^2 + (-817250,1)^2} = 3904358,30 \text{ [daNmm]}$$

$$D \text{ ' de : } \Sigma M_D = \sqrt{(-5880622,7)^2 + (-674767,55)^2} = 5919208,94 \text{ [daNmm]}$$

$$E \text{ ' de : } \Sigma M_E = \sqrt{(-12117248,5)^2 + (-293021,85)^2} = 12120790,94 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } \Sigma M_{FI} = \sqrt{(-15052442,5)^2 + (-131720,85)^2} = 15053018,82 \text{ [daNmm]}$$

$$\Sigma M_{FII} = \sqrt{(-9444730,5)^2 + (-131720,85)^2} = 9445648,97 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } \Sigma M_G = 0$$

5.6.3.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Moment Diyagramdan Okunan Bileşke Moment Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki bileşke moment değerleri bulunduğundan sonra Şekil 5.10'daki bileşke moment diyagramı yardımıyla milde kritik noktalardaki bileşke moment değerleri hesaplanır ;

$$\text{VII ' de : } x = 1794 \text{ mm. , } M_{\text{vii}} = 11000000 \text{ [daNmm]}$$

$$\text{VIII ' de : } x = 1810 \text{ mm. , } M_{\text{viii}} = 13750000 \text{ [daNmm]}$$

$$\text{IX ' da : } x = 1846 \text{ mm. , } M_{\text{ix}} = 14125000 \text{ [daNmm]}$$

$$\text{X ' de : } x = 1625 \text{ mm. , } M_{\text{x}} = 6375000 \text{ [daNmm]}$$

$$\text{XI ' de : } x = 1589 \text{ mm. , } M_{\text{xi}} = 4125000 \text{ [daNmm]}$$

$$\text{XII ' de : } x = 1256 \text{ mm. , } M_{\text{xii}} = 3375000 \text{ [daNmm]}$$

5.6.4 Milde Oluşan σ_g Değerleri

Milde oluşan bileşke eğilme momentleri ve denklem (5.6) yardımıyla eğilme mukavemet momentleri bulunduğundan sonra denklem (5.5)' de yerine koyulan değerler ile mildeki $[\sigma_g]$ gerilme genliği değerleri hesaplanır ;

$$\sigma_g = \frac{M_e}{W_e} \quad (5.5)$$

$$\sigma_{gA} = 0$$

$$\sigma_{gB} = \frac{M_B}{W_{eB}} = 25,80 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gC} = \frac{M_C}{W_{eC}} = 41,73 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gD} = \frac{M_D}{W_{eD}} = 87,90 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{gE} = \frac{M_E}{W_{eE}} = 179,99 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_{FI}} = \frac{M_{FI}}{W_{eF}} = 165,56 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_{FII}} = \frac{M_{FII}}{W_{eF}} = 103,89 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_G} = 0$$

5.6.4.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki $[\sigma_g]$ gerilme genliği değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{g_{VII}} = \frac{M_{VII}}{W_{eVII}} = 163,33 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_{VIII}} = \frac{M_{VIII}}{W_{eVIII}} = 146,99 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{IX} = \frac{M_{IX}}{W_{eIX}} = 155,35 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_X} = \frac{M_X}{W_{eX}} = 70,11 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_{XI}} = \frac{M_{XI}}{W_{eXI}} = 61,25 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{g_{XII}} = \frac{M_{XII}}{W_{eXII}} = 83,92 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

5.6.5 Milde Oluşan σ_e Değerleri

Milde $[\sigma_g]$ gerilme genliği ve $[\sigma_D^*]$ sürekli mukavemet değerleri bulunduğundan sonra $[\sigma_e]$ eğilme gerilmesi değerini (5.2) denklemi ile şu şekilde hesaplarız ;

$$\sigma_e = \sigma_o + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \cdot \sigma_g \quad (5.2)$$

Hesaplamalarımızda mile etki eden dinamik zorlama tam değişken olduğundan, Şekil 4.1'den de görüleceği gibi ortalama gerilme genliği sıfıra eşittir.

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{mak.} - \sigma_{min.}}{2} \longrightarrow (\sigma_{mak.} = \sigma_{min.}) \longrightarrow \sigma_o = 0 \quad (5.20)$$

$$(\sigma_{AK} = 700 \text{ N/mm}^2, \sigma_o = 0)$$

$$\sigma_{eA} = 0$$

$$\sigma_{eB} = \frac{700}{222,05} \cdot 25,80 = 81,33 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eC} = \frac{700}{221,79} \cdot 41,73 = 131,70 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eD} = \frac{700}{258,89} \cdot 87,90 = 237,66 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eE} = \frac{700}{258,89} \cdot 179,99 = 486,66 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eFI} = \frac{700}{222,05} \cdot 165,56 = 521,91 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eFII} = \frac{700}{222,05} \cdot 103,89 = 327,50 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eG} = 0$$

5.6.5.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_e Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki $[\sigma_e]$ eğilme gerilmesi değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{eVII} = \frac{700}{188,42} \cdot 163,33 = 606,78 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eVIII} = \frac{700}{156,73} \cdot 146,99 = 656,49 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{IX}} = \frac{700}{116,55} \cdot 155,35 = 933,03 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_X} = \frac{700}{123,29} \cdot 70,11 = 398,06 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{XI}} = \frac{700}{130,61} \cdot 61,25 = 328,26 \text{ N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{XII}} = \frac{700}{154,40} \cdot 83,92 = 380,46 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.6.6 Milde Oluşan τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri

Tekerlek milindeki momenti [M_{b_2}] ve burulma mukavemet momentini [W_b] bulduktan sonra (5.7) denkleminde yerine koyarak milde oluşan burulma gerilmesi değerlerini hesaplayabiliriz.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \tag{5.7}$$

$$(M_b = 8502819 \text{ Nmm})$$

$$\tau_{b_A} = \frac{M_b}{W_{b_A}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{b_B} = \frac{M_b}{W_{b_B}} = \frac{8502819}{1818392} = 4,676 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{b_C} = \frac{M_b}{W_{b_C}} = \frac{8502819}{1870842} = 4,5449 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{b_D} = \frac{M_b}{W_{b_D}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{b_E} = \frac{M_b}{W_{b_E}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{b_F} = \frac{M_b}{W_{b_F}} = \frac{8502819}{1818392} = 4,676 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{bG} = \frac{M_b}{W_{bG}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,3135 [N/mm^2]$$

5.6.6.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin τ_b Burulma Gerilmesi Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki τ_b burulma gerilmesi değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\tau_{bVII} = \frac{M_b}{W_{bVII}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,31 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bVIII} = \frac{M_b}{W_{bVIII}} = \frac{8502819}{1870842} = 4,54 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bIX} = \frac{M_b}{W_{bIX}} = \frac{8502819}{1818392} = 4,67 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bX} = \frac{M_b}{W_{bX}} = \frac{8502819}{1818392} = 4,67 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bXI} = \frac{M_b}{W_{bXI}} = \frac{8502819}{1346760} = 6,31 [N/mm^2]$$

$$\tau_{bXII} = \frac{M_b}{W_{bXII}} = \frac{8502819}{804246} = 10,57 [N/mm^2]$$

5.6.7 Bileşik Gerilme Değerleri

(5.13) denklemi kullanılarak cer milinin viraj durumunda merkezkaç kuvvetin etkisinde maruz kaldığı bileşik gerilme değerleri ile belirlenen kritik noktalar için emniyet katsayısı değerlerini şu şekilde hesaplarız ;

$$\sigma_B = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \cdot \sigma_g\right)^2 + 3 \cdot \tau_b^2} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{B_A} = 0$$

$$\sigma_{B_B} = \sqrt{(81,33)^2 + 3.(4,67)^2} = 81,73 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 8,5646$$

$$\sigma_{B_C} = \sqrt{(131,70)^2 + 3.(4,54)^2} = 131,93 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 5,3056$$

$$\sigma_D = \sqrt{(237,66)^2 + 3.(6,31)^2} = 237,91 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,9422$$

$$\sigma_{B_E} = \sqrt{(486,66)^2 + 3.(6,31)^2} = 486,78 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,4380$$

$$\sigma_{B_{FI}} = \sqrt{(521,91)^2 + 3.(4,67)^2} = 521,97 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,3410$$

$$\sigma_{B_{FII}} = \sqrt{(327,50)^2 + 3.(4,67)^2} = 327,59 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,1367$$

$$\sigma_{B_G} = 0$$

5.6.7.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Bileşik Gerilme Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki σ_B bileşik gerilme değerleri bulunduktan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{B_{VII}} = \sqrt{(606,78)^2 + 3.(6,31)^2} = 606,87 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,1534$$

$$\sigma_{B_{VIII}} = \sqrt{(656,49)^2 + 3.(4,54)^2} = 656,53 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,0662$$

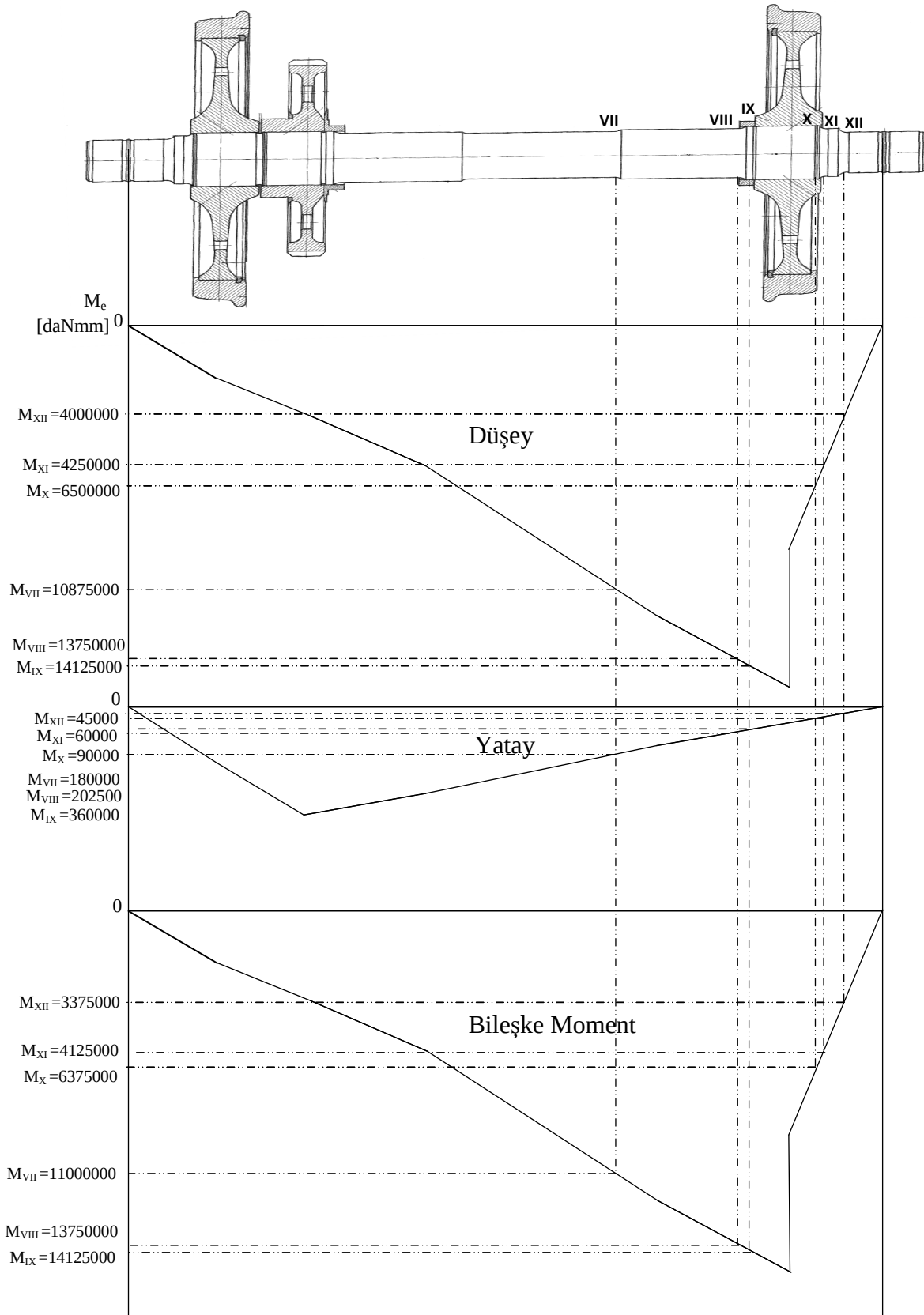
$$\sigma_{B_{IX}} = \sqrt{(933,03)^2 + 3.(4,67)^2} = 933,06 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 0,7502$$

$$\sigma_{B_X} = \sqrt{(398,06)^2 + 3.(4,67)^2} = 398,14 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,7581$$

$$\sigma_{B_{XI}} = \sqrt{(328,26)^2 + 3.(6,31)^2} = 328,44 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,1312$$

$$\sigma_{B_{XII}} = \sqrt{(380,46)^2 + 3.(10,57)^2} = 380,90 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,8377$$

Görüldüğü gibi lokomotif viraj durumunda merkezkaç kuvveti etkisinde iken Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 'a göre mile etki eden kuvvetlerin milde oluşturduğu bileşik gerilmeler sonucu belirlenen emniyet katsayılarına baktığımızda minimum emniyet katsayısı değeri $s = 0,7502$ ile "IX" noktasında çıkmıştır. Ayrıca lokomotifin $v = 40$ km/h ve $v = 75$ km/h hızla kurba girme durumları da incelenmiştir. Bununla ilgili bilgiler Ek'ler kısmında gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Milde viraj durumunda iken oluşan eğilme moment diyagramları

5.7 Lokomotif Atalet Kuvveti Etkisinde İken Cer Milinde Oluşan Gerilmeler

Lokomotif tarafından çekilen vagonları, ray üzerinde hareket ettirebilmek için hareketi önleyen tüm dirençlerin yenilmesi gerekir. Diğer bir deyişle, çekme kuvvetinin dirençler toplamından büyük olması gerekir. Maksimum çekme kuvveti kalkışta ve rampada gerekli olup düz yolda daha az çekme kuvvetiyle gerekli hız sağlanmaktadır.

Ayrıca çekme esnasında lokomotif tekerleğinin patinaj (kayma) yapmaması için tekerlek döndürme kuvvetinin sürtünme direncinden büyük olmaması gerekir.

Bir lokomotifin ilk kalkma anında silkinbilmesi için bir kuvvete ihtiyacı olacaktır ki buna havalanma direnimi denmektedir. Direnim değeri Tülomsaş'tan alınan bilgiler ışığında $1,2 \text{ m/s}^2$ olarak alınmıştır.

Bu bölümde lokomotifin ilk kalkış anında mile binen ek yükler altında oluşan gerilmeler ve milde yarattığı etkileri inceleyeceğiz.

$$m : \text{Lokomotif kütlesi} = \frac{350 \cdot 1000}{9,81} = 356778,7 \text{ kg.}$$

$$a_{at} : \text{Lokomotifin kalkıştaki ivmelenme miktarı} = 1,2 \text{ m/s}^2$$

$$\begin{aligned} F_{at} = m \cdot a_{at} &= 356678,7 \cdot 1,2 = 428014,44 \text{ N} \\ &= 42801,44 \text{ daN} \end{aligned} \quad (5.21)$$

5.7.1 Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler

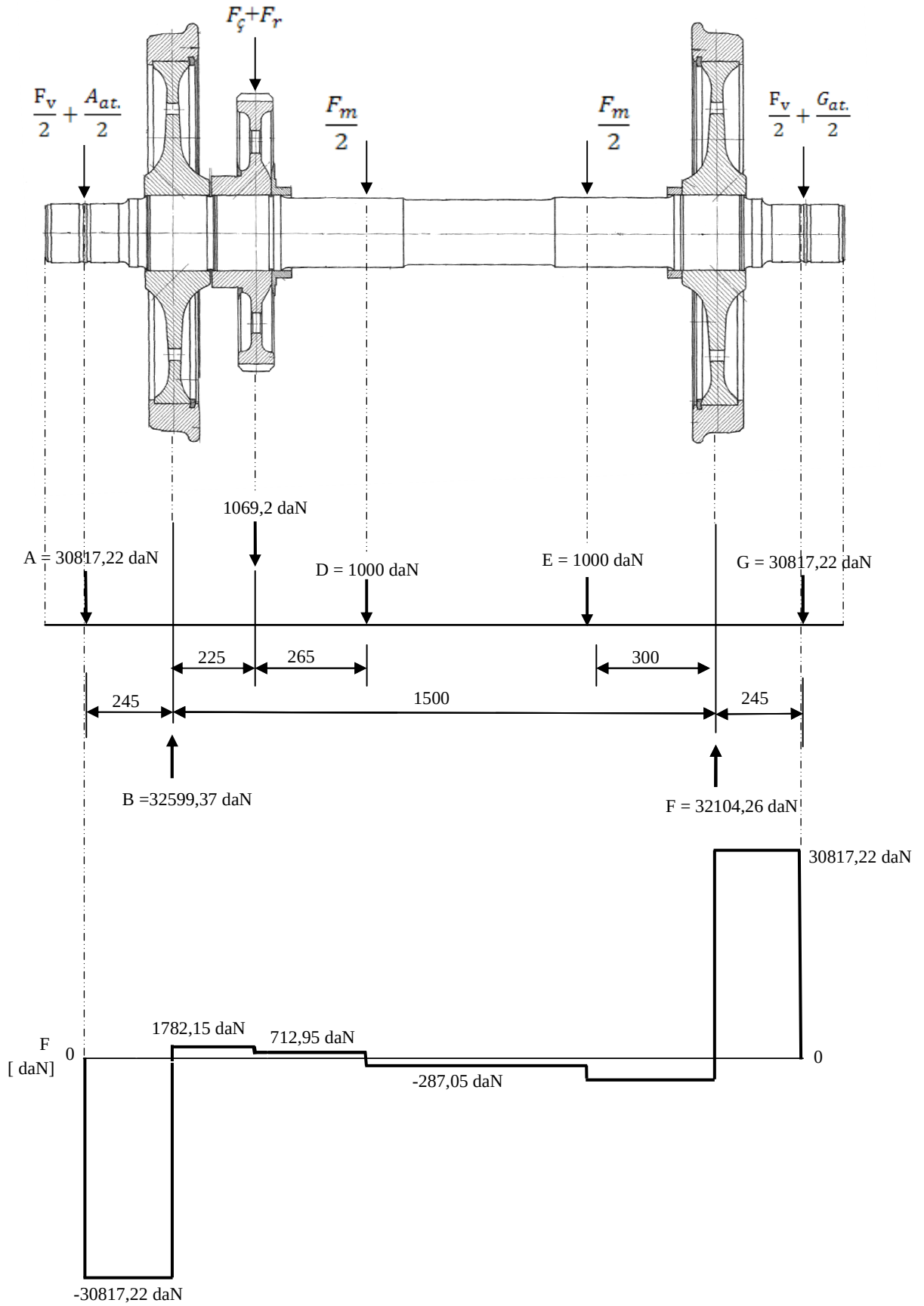
İlk kalkış anında atalet kuvveti etkisiyle mil yataklarına binen ek yükler bulunmaktadır. (5.21)'de bulunan bu kuvvetler yataklara eşit şekilde dağıtıldığında yataklarda oluşan yükler şu şekilde olacaktır ;

$$F_{at} = A_{at} + G_{at} = 42801,44 \text{ [daN]}$$

$$A = \frac{F_v}{2} + \frac{A_{at}}{2} = \frac{18833}{2} + \frac{42801,44}{2} = 30817,22 \text{ [daN]}$$

$$G = \frac{F_v}{2} + \frac{G_{at}}{2} = \frac{18833}{2} + \frac{42801,44}{2} = 30817,22 \text{ [daN]}$$

Düşey Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler



Şekil 5.11 Mil ilk kalkış anında iken mile etkiyen düşey kuvvetler

5.7.1.1 Tekerleklerle Gelen Tepki Kuvveti

Şekil 5.11 üzerindeki uzunluk ve kuvvet değerleri ile tekerleklerle gelen tepki kuvvetleri hesaplanırsa ;

$$\Sigma F_z = 0 \quad , \quad -A + B_z - (C + F_r) - D - E + F_z - G = 0$$

$$B_z + F_z = 64703,64 \text{ [daN]}$$

$$\Sigma M_B = 0 \quad , \quad -A \cdot 245 + (C + F_r) \cdot 225 + D \cdot 490 + E \cdot 1200 - F_z \cdot 1500 + G \cdot 1745 = 0$$

$$F_z = 32104,26 \text{ [daN]}$$

$$B_z = 32599,37 \text{ [daN]}$$

5.7.1.2 Eğilme Momentleri (Düşey eksen)

İlk kalkış anında Şekil 5.11 'deki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla milde oluşan eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0 \quad , \quad M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ mm. , } M_B = -A \cdot x = -7550218,9 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ mm. , } M_C = -A \cdot x + B_z \cdot 225 = -7149235,15 \text{ [daNmm]}$$

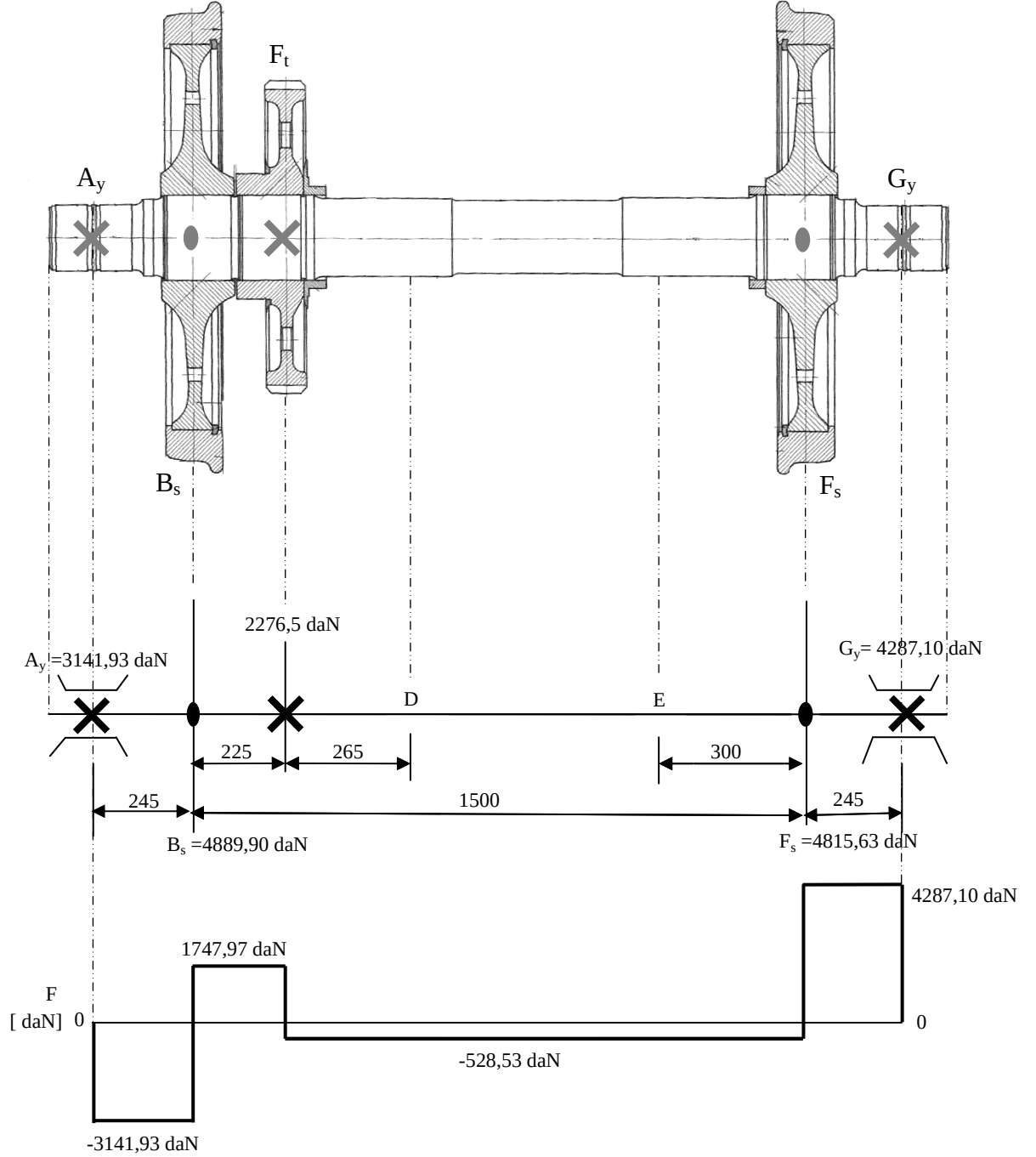
$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ mm. , } M_D = -A \cdot x + B_z \cdot 490 - (C + F_r) \cdot 265 = -6960303,4 \text{ [daNmm]}$$

$$E \text{ ' de : } x = 1445 \text{ mm. , } M_E = -A \cdot x + B_z \cdot 1200 - (C + F_r) \cdot 975 - D \cdot 710 \\ = -7164108,9 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } x = 1745 \text{ mm. , } M_F = -A \cdot x + B_z \cdot 1500 - (C + F_r) \cdot 1275 - D \cdot 1010 - E \cdot 300 \\ = -7550223,9 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } x = 1990 \text{ mm. , } M_G = -A \cdot x + B_z \cdot 1745 - (C + F_r) \cdot 1520 - D \cdot 1255 - E \cdot 545 \\ + F_z \cdot 245 = -7,45 \text{ [daNmm]} \cong 0$$

5.7.2 Yatay Eksende Mile Etki Eden Kuvvetler (y-ekseni)



Şekil 5.12 Mil ilk kalkış anında iken mile etkiyen yatay kuvvetler

İlk kalkış anında lokomotif tekerleklerinde oluşan sürtünme kuvveti değerleri denklem (5.22) ve (5.23) yardımıyla ve sürtünme katsayısı alınarak şu şekilde hesaplanır ;

$$B_s = B_z \cdot \mu \quad (5.22)$$

$$F_s = F_z \cdot \mu \quad (5.23)$$

$$(\mu : 0,15)$$

$$B_s = 32599,37 \cdot 0,15 = 4889,90 \text{ [daN]}$$

$$F_s = 32104,26 \cdot 0,15 = 4815,63 \text{ [daN]}$$

5.7.2.1 Yataklara Gelen Tepki Kuvveti

Şekil 5.12 üzerindeki uzunluk ve kuvvet değerleri ile yataklara gelen tepki kuvvetleri hesaplanırsa;

$$\Sigma F_y = 0 \quad , \quad A - B_s + F_t - F_s + G = 0$$

$$A + G = 7429,03 \text{ [daN]}$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad , \quad -B_s \cdot 245 + F_t \cdot 470 - F_s \cdot 1745 + G \cdot 1990 = 0$$

$$G = 4287,10 \text{ [daN]}$$

$$A = 3141,93 \text{ [daN]}$$

5.7.2.2 Eğilme Momentleri (Yatay eksen)

Kalkış anında Şekil 5.12 'deki uzunluk ve kuvvetler yardımıyla milde oluşan yatay eksendeki eğilme momenti değerleri şu şekilde hesaplanır ;

$$A \text{ ' da : } x = 0 \quad , \quad M_A = 0$$

$$B \text{ ' de : } x = 245 \text{ mm. , } M_B = A \cdot x = 769772,85 \text{ [daNmm]}$$

$$C \text{ ' de : } x = 470 \text{ mm. , } M_C = A \cdot x - B_s \cdot 225 = 376479,6 \text{ [daNmm]}$$

$$D \text{ ' de : } x = 735 \text{ mm. , } M_D = A \cdot x - B_s \cdot 490 + F_t \cdot 265 = 516540,05 \text{ [daNmm]}$$

$$E \text{ ' de : } x = 1445 \text{ mm. , } M_E = A \cdot x - B_s \cdot 1200 + F_t \cdot 975 = 891796,35 \text{ [daNmm]}$$

$$F \text{ ' de : } x = 1745 \text{ mm. , } M_F = A \cdot x - B_s \cdot 1500 + F_t \cdot 1275 = 1050355,35 \text{ [daNmm]}$$

$$G \text{ ' de : } x = 1990 \text{ mm. , } M_G = A \cdot x - B_s \cdot 1745 + F_t \cdot 1520 - F_s \cdot 245 = 15,85 \text{ [daNmm]} \cong 0$$

5.7.3 Bileşke Moment Değerleri

Milin yatay ve düşey eksenlerdeki eğilme moment değerleri bulunduğundan sonra denklem (5.12) yardımıyla milde oluşan bileşke moment değerleri hesaplanır ;

$$\Sigma M_x = \sqrt{M_t^2 + M_r^2} \quad (5.12)$$

$$(M_e)_A = 0$$

$$(M_e)_B = \sqrt{(-7550218,9)^2 + (769772,85)^2} = 7589358,05 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_C = \sqrt{(-7149235,15)^2 + (376479,6)^2} = 7159141,01 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_D = \sqrt{(-6960303,4)^2 + (516540,05)^2} = 6979443,89 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_E = \sqrt{(-7164108,9)^2 + (891796,35)^2} = 7219401,43 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_F = \sqrt{(-7550223,9)^2 + (1050355,35)^2} = 7622934,29 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_G = 0$$

5.7.3.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Diyagramdan Okunan Bileşke Moment Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki bileşke moment değerleri bulunduğundan sonra Şekil 5.13'deki bileşke moment diyagramı yardımıyla milde kritik noktalardaki bileşke moment değerleri hesaplanır ;

$$(M_e)_I = 2760000 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_{II} = 5100000 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_{III} = 7380000 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_{IV} = 7110000 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_V = 7080000 \text{ [daNmm]}$$

$$(M_e)_{VI} = 7020000 \text{ [daNmm]}$$

5.7.4 Milde Oluşan σ_g Değerleri

Milde oluşan bileşke eğilme momentleri ve denklem (5.6) yardımıyla eğilme mukavemet momentleri bulunduğundan sonra denklem (5.24)' de yerine koyulan değerler ile $\{\sigma_g\}$ gerilme genliği değerine buradan da milde belirlenen noktalar için emniyet katsayısı değerine ulaşılır.

$$\sigma_g = \frac{(M_e)_{Bil}}{W_e} \leq \frac{\sigma_D^*}{s} \quad (5.24)$$

$$\sigma_{gA} = 0$$

$$\sigma_{gB} = \frac{(M_e)_B}{W_{eB}} = 83,47 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gC} = \frac{(M_e)_C}{W_{eC}} = 76,53 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gD} = \frac{(M_e)_D}{W_{eD}} = 103,64 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gE} = \frac{(M_e)_E}{W_{eE}} = 107,21 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gF} = \frac{(M_e)_F}{W_{eF}} = 83,84 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gG} = \frac{(M_e)_G}{W_{eG}} \approx 0$$

5.7.4.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_g Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki σ_g gerilme genliği değerleri bulunduğundan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanarak emniyet katsayıları hesaplanır.

$$\sigma_{gI} = \frac{(M_e)_I}{W_{eI}} = 68,63 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gII} = \frac{(M_e)_{II}}{W_{eII}} = 75,73 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gIII} = \frac{(M_e)_{III}}{W_{eIII}} = 78,89 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gIV} = \frac{(M_e)_{IV}}{W_{eIV}} = 76,00 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gV} = \frac{(M_e)_V}{W_{eV}} = 75,68 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{gVI} = \frac{(M_e)_{VI}}{W_{eVI}} = 104,25 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.7.5 Milde Oluşan σ_e Değerleri

Milde $[\sigma_g]$ gerilme genliği ve $[\sigma_D^*]$ sürekli mukavemet değerleri bulunduktan sonra $[\sigma_e]$ eğilme gerilmesi değerini (5.2) denklemi ile şu şekilde hesaplarız ;

$$\sigma_e = \sigma_o + \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \cdot \sigma_g \quad (5.2)$$

Hesaplamalarımızda mile etki eden dinamik zorlama tam değişken olduğundan, Şekil 4.1'den de görüleceği gibi ortalama gerilme genliği sıfıra eşittir.

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{mak.} - \sigma_{min.}}{2} \longrightarrow (\sigma_{mak.} = \sigma_{min.}) \longrightarrow \sigma_o = 0 \quad (5.20)$$

$$(\sigma_{AK} = 700 \text{ N/mm}^2, \sigma_o = 0)$$

$$\sigma_{eA} = 0$$

$$\sigma_{eB} = \frac{700}{222,05} \cdot 83,47 = 263,13 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eC} = \frac{700}{221,79} \cdot 76,53 = 241,53 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eD} = \frac{700}{258,89} \cdot 103,64 = 280,22 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eE} = \frac{700}{258,89} \cdot 107,21 = 289,87 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eF} = \frac{700}{222,05} \cdot 83,84 = 264,30 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_G} = 0$$

5.7.5.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin σ_e Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki $[\sigma_e]$ eğilme gerilmesi değerleri bulunduktan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{e_I} = \frac{700}{154,40} \cdot 68,63 = 311,14 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{II}} = \frac{700}{130,61} \cdot 75,73 = 405,87 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{III}} = \frac{700}{123,29} \cdot 78,89 = 447,91 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{IV}} = \frac{700}{116,55} \cdot 76,00 = 456,45 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_V} = \frac{700}{156,73} \cdot 75,68 = 338,00 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{e_{VI}} = \frac{700}{188,42} \cdot 104,25 = 387,29 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

5.7.6 Bileşik Gerilme Değerleri

(5.13) denklemi kullanılarak cer milinin seyir halinde düz yolda maruz kaldığı bileşik gerilme değerleri ile belirlenen kritik noktalar için emniyet katsayısı değerlerini şu şekilde hesaplarız ;

$$\sigma_B = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D^*} \cdot \sigma_g\right)^2 + 3 \cdot \tau_b^2} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{B_A} = 0$$

$$\sigma_{B_B} = \sqrt{(263,13)^2 + 3 \cdot (4,67)^2} = 263,25 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,6590$$

$$\sigma_{B_C} = \sqrt{(241,53)^2 + 3.(4,54)^2} = 241,65 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,8966$$

$$\sigma_D = \sqrt{(280,22)^2 + 3.(6,31)^2} = 280,43 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,4961$$

$$\sigma_{B_E} = \sqrt{(289,87)^2 + 3.(6,31)^2} = 290,07 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,4131$$

$$\sigma_{B_F} = \sqrt{(264,30)^2 + 3.(4,67)^2} = 264,42 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,6472$$

$$\sigma_{B_G} = 0$$

5.7.6.1 Seçilen Kritik Noktalar İçin Bileşik Gerilme Değerleri

Mile kuvvetlerin etkidiği noktalardaki σ_B bileşik gerilme değerleri bulunduktan sonra aynı işlem kritik noktalar için de tekrarlanır.

$$\sigma_{B_I} = \sqrt{(311,14)^2 + 3.(10,57)^2} = 311,67 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,2459$$

$$\sigma_{B_{II}} = \sqrt{405,87^2 + 3.(6,31)^2} = 406,01 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,7240$$

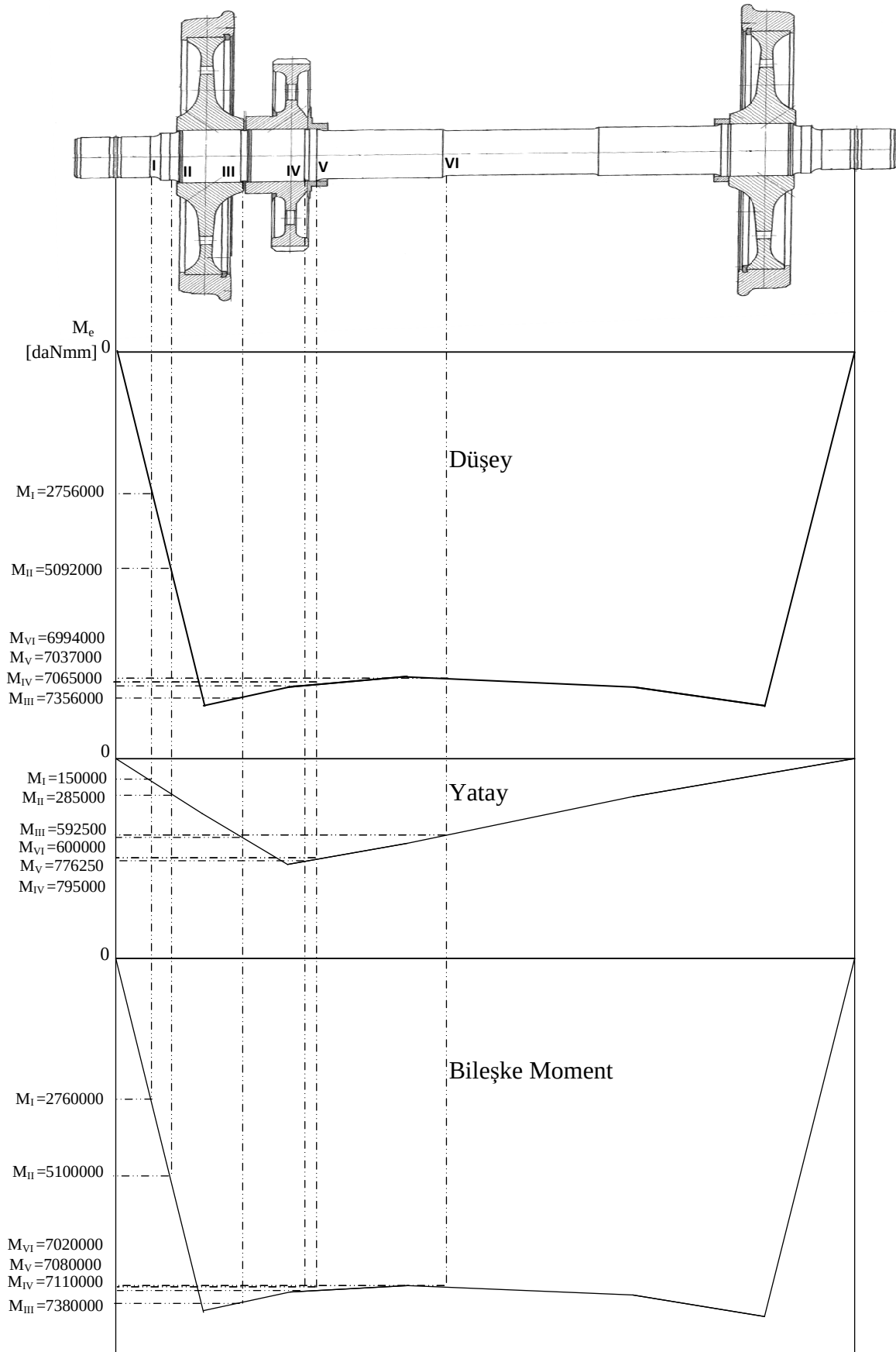
$$\sigma_{B_{III}} = \sqrt{(447,91)^2 + 3.(4,54)^2} = 447,97 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,5625$$

$$\sigma_{B_{IV}} = \sqrt{(456,45)^2 + 3.(4,54)^2} = 456,51 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,5333$$

$$\sigma_{B_V} = \sqrt{(338,00)^2 + 3.(4,54)^2} = 338,09 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 2,070$$

$$\sigma_{B_{VI}} = \sqrt{(387,29)^2 + 3.(6,31)^2} = 387,44 \leq \frac{700}{s} \rightarrow s = 1,8067$$

Görüldüğü gibi lokomotif viraj durumunda iken Şekil 5.11 ve Şekil 5.12' ye göre mile etki eden kuvvetlerin milde oluşturduğu bileşik gerilmeler sonucu belirlenen emniyet katsayılarına baktığımızda minimum emniyet katsayısı değeri $s = 1,5333$ ile "IV" noktasında çıkmıştır.



Şekil 5.13 Milde ilk kalkış anında iken oluşan eğilme moment diyagramları

6. ÖMÜR ANALİZİ

6.1 Genel Tanımlar

Bu bölümde, önceki bölümde dinamik analizi tamamlanmış olan lokomotifin verilen farklı yol fonksiyonları için cer milindeki yorulmaya göre ömür hesabı yapılacaktır. Ömür değerlendirmesi için gereken bileşenlerin hesabı aşağıdaki alt başlıklarda verilmiştir.

Herhangi bir malzemenin yaklaşık yollarla Wöhler diyagramını çıkartmak için öncelikle ilgilenilen malzemenin Çizelge 6.1 'de hangi gruba gireceğini belirlemek gerekir. Bu çizelge Niemann'da (1975) verilmiştir. Aynı çizelge Tahralı ve Dikmen'de de (1995) geçmektedir. Ayrıca Saatçi (2002) ve Ayaroğlu (2002) çalışmalarında bu çizelgeden faydalanmışlardır. Saatçi ve Tahralı'nın (2003) yazdıkları makale ve bildirilerde de bu çizelge kullanılmıştır.

Çizelge 6.1 Malzeme ve zorlanma farklılıklarına göre yorulma limitleri (Niemann, 1975; Tahralı ve Dikmen, 1995)

Malzeme	Dinamik Zorlanmalar					
	Çekme		Eğilme		Burulma	
	σ_D	σ_{DT}	σ_D	σ_{DT}	τ_D	τ_{DT}
Genel İmalat Çeliği	$0,45.\sigma_k$	$1,3.\sigma_D$	$0,49.\sigma_k$	$1,5.\sigma_D$	$0,35.\sigma_k$	$1,1.\tau_D$
İslah Çeliği	$0,41.\sigma_k$	$1,7.\sigma_D$	$0,44.\sigma_k$	$1,7.\sigma_D$	$0,30.\sigma_k$	$1,6.\tau_D$
Semantasyon Çeliği	$0,40.\sigma_k$	$1,6.\sigma_D$	$0,41.\sigma_k$	$1,7.\sigma_D$	$0,30.\sigma_k$	$1,4.\tau_D$
Dökme Demir	$0,25.\sigma_k$	$1,6.\sigma_D$	-	-	$0,36.\sigma_k$	$1,6.\tau_D$
Hafif metal	$0,30.\sigma_k$	-	-	-	$0,25.\sigma_k$	-

σ_k : Kopma gerilmesi

σ_D, τ_D : Tam değişken zorlanmada sürekli mukavemet değeri ($\sigma_o = 0, \tau_o = 0$)

σ_{DT}, τ_{DT} : Genel değişken zorlanmada (dalgalı zorlanma) sürekli mukavemet değeri

$$(\sigma_o = \sigma_g / 2, \tau_o = \tau_g / 2)$$

Makina konstrüksiyonunda genellikle, yük tekrar sayısına göre süreli ve sürekli mukavemet bölgeleri aşağıdaki gibi kabul edilir.

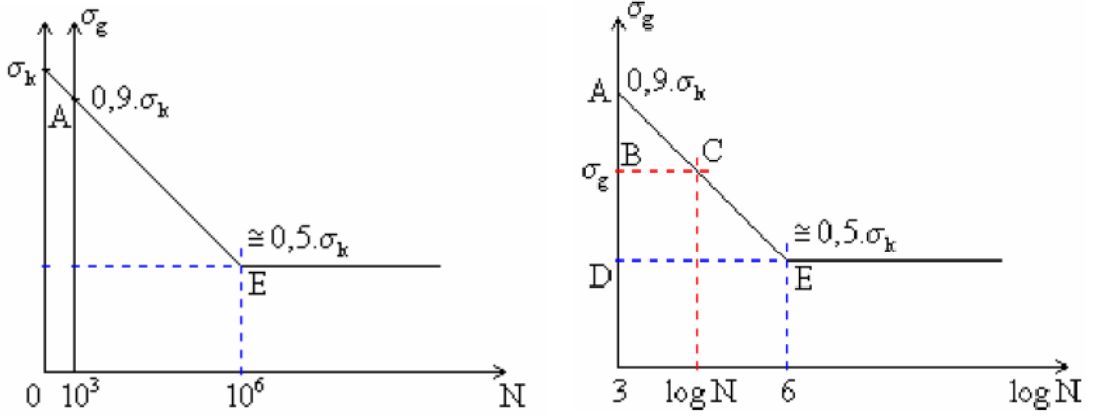
$N < 10^3$: Statik zorlanma bölgesi

$10^3 < N < 10^6$: Süreli mukavemet bölgesi (zaman mukavemeti)

$N > 10^6$: Sürekli mukavemet bölgesi

Buna göre eğer bir yük, makine parçasına 10^3 veya daha az defa tesir ettirilirse bu yükleme

tarzı statik yüklemeye girer. Bu nedenle Wöhler diyagramı çizilirken ömür eksenini 10^3 'ten başlatılır. Bunun yanında gerilme eksenini de, yaklaşık olarak 10^3 ömre karşılık gelen katsayıları 0,9. σ_k 'ya ötelenir. Şekil 6.1 'de eksenlerin ötelenmesi durumunu ve katsayıları gösteren bir çizim mevcuttur.



Şekil 6.1 Wöhler eğrisinin pratik yoldan çiziminde verilen katsayıların kullanılması
(Saatçi, 2002)

Çizelge 6.1'in kullanılması ile aslında Wöhler diyagramının geçeceği iki adet nokta bulunmuş olmaktadır. Şekil 6.1 'de bu noktalar, A ile gösterilen $10^3 - 0,9. \sigma_k$ noktası ve E ile gösterilen ve $10^6 - 0,5. \sigma_k$ noktasıdır. (Saatçi, Doktora Tezi 2006)

Genel imalat çelikleri için, tam değişken eğilme haline göre genelleştirilmiş ömür bağıntısı şu şekilde bulunur. Eğilme zorlanmalarında Çizelge 6.1 'e göre $\sigma_D = 0,49 \sigma_k$ olarak alınır.

Wöhler diyagramının matematiksel fonksiyonunu hesaplamak için ABC ve ADE üçgenlerinde benzer üçgen bağıntısı yazılırsa,

$$\overline{AB}/\overline{AD} = \overline{BC}/\overline{DE} \quad (6.1)$$

$$\overline{AB} = 0,9.\sigma_k - \sigma_g \quad (6.2)$$

$$\overline{AD} = 0,9.\sigma_k - 0,49.\sigma_k = 0,41.\sigma_k \quad (6.3)$$

$$\overline{BC} = \log N - 3 \quad (6.4)$$

$$\overline{DE} = 6 - 3 = 3 \quad (6.5)$$

olduğundan, bu değerler (6.1) nolu bağıntıda kullanılırsa;

$$\frac{0,9.\sigma_k - \sigma_g}{0,41.\sigma_k} = \frac{\log N - 3}{3} \quad (6.6)$$

$$\frac{0,9.\sigma_k}{0,41.\sigma_k} - \frac{\sigma_g}{0,41.\sigma_k} = \frac{\log N - 3}{3} \quad (6.7)$$

$$2,1951 - 2,4390 \cdot \frac{\sigma_g}{\sigma_k} = \frac{\log N - 3}{3} \quad (6.8)$$

$$\log N = 9,5853 - 7,317 \cdot \frac{\sigma_g}{\sigma_k} \quad (6.9)$$

Genel imalat çeliği için eğilme halinde ve tam değişken zorlanmada genelleştirilmiş ömür denklemi bu şekilde bulunmuş olur.

6.2 Ömür Denklemi

Aynı uygulamayı incelemekte olduğumuz, malzeme olarak ıslah çeliği kullanılan (42CrMo4) ve tam değişken zorlanmaya maruz kalan, cer mili için uygularsak ömür denklemimiz şu şekilde olacaktır;

$N_0=6$ için ömür denklemi;

$$\frac{0,9.\sigma_K - [\sigma_{ges}]_{ger.}}{0,9.\sigma_K - \sigma_D} = \frac{\log N - 3}{6 - 3} \quad (6.10)$$

$$\frac{0,9.\sigma_K - [\sigma_{ges}]_{ger.}}{0,9.\sigma_K - 0,44.\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{6 - 3} \quad (6.11)$$

$$\frac{0,9.\sigma_K}{0,46.\sigma_K} - \frac{1}{0,46} \cdot \frac{[\sigma_{ges}]_{ger.}}{\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{3} \quad (6.12)$$

$$3. \left(1,9565 - 2,1739 \frac{[\sigma_{ges}]_{ger.}}{\sigma_K} \right) = \log N - 3 \quad (6.13)$$

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{[\sigma_{ges}]_{ger.}}{\sigma_K} \quad (\text{Ömür Denklemi}) \quad (6.14)$$

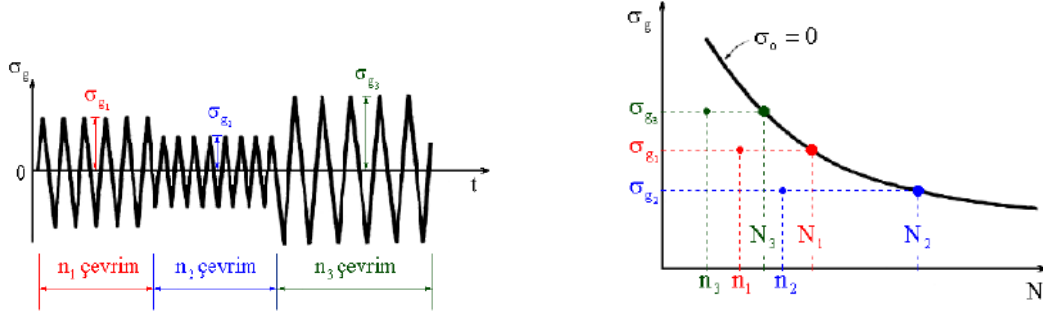
Makine parçasının farklı yüklerle yüklenmesi durumunda Wöhler diyagramı üzerinde eşdeğer ömrü bulmak için çeşitli metodlar kullanılır. Bunların en çok kullanılanı Palmgren-Miner metodudur.

6.3 Yorulmada Birikimli Hasar

6.3.1 Palmgren-Miner Denklemi

Herhangi bir makine parçasına uygulanan değişken genlikli gerilme durumunda parçanın göstereceği yorulma ömrünü önceden tahmin edebilmek için, sabit genlikli gerilmeler için olan Wöhler yorulma eğrilerini kullanan bazı yöntemler olmuştur. Literatürde bu yöntemleri tanıtan Marin (1966), Akkurt ve Kent (1975), Collins (1993), Dowling (1999), Saatçi (2002), Ayaroğlu (2002) gibi çeşitli yayınlar olmuştur.

Bu yöntemlerden ilki ve en çok kullanılanı (yani ilk birikimli hasar teorisi) 1920'lerde rulmanlı yatakların ömürlerini tahmin etmek için İsveç'te A. Palmgren tarafından uygulanmıştır. Ardından 1937'de daha genelleştirilmiş koşullarla B. F. Langer kullanmıştır. Yine de bu kural, 1945'te M. A. Miner'in bir dokümanında ortaya çıkıncaya kadar yaygın bir şekilde bilinip kullanılmıyordu. Halen yaygın bir şekilde kullanılan bu lineer teori *Palmgren-Miner Hipotezi* veya *Lineer Hasar Kuralı* olarak anılır. Teori Şekil 6.2 'de gösterilen Wöhler eğrisini kullanarak açıklanabilir.



Şekil 6.2 Her bir değişik gerilme seviyesi σ_i 'ye tekabül eden çevrimlerinin ve her σ_i için N_i toplam ömrün gösterildiği Wöhler eğrisi (Dowling, 1999)

Şekil 6.2 'de herhangi bir malzeme için, sabit genlikli yükleme durumunda parçanın erişebileceği toplam ömür değerini veren Wöhler eğrisi gösterilmiştir. Wöhler eğrisinin tanımına göre, σ_1 gibi bir sabit gerilme genliğinde çalışmak, N_1 çevrim sonra tümüyle hasar veya işe yaramama oluşturacaktır. σ_1 gerilme genliğinde N_1 'den daha küçük olan n_1 çevrim sayısında çalışmak ise D_1 denilebilecek daha küçük bir hasar oranı oluşturacaktır (D genellikle hasar oranını ifade etmektedir).

Değişken genlikli bir yükleme durumunda birçok değişik gerilme seviyesi olabilir. Böyle bir yükleme altında çalışmak, her değişik gerilme genliğine (σ_i) karşılık farklı D_i hasar oranları oluşturacaktır. İşte bu gerilmelerin her biri elemanda ayrı hasarlar meydana getireceğinden ve kırılmaya sebep olan hasar bunların birikmesinden ileri geleceğinden bu olaya birikimli (kamülatif) hasar yorulması denilmektedir. Yani bahsedilen hasar oranlarının toplamı K 'ya ($K=1$ olarak alınabilir) erişince, hasar olacağı beklenir (Akkurt ve Kent (1975), Collins (1993), Dowling (1999)).

$$D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_{i-1} + D_i = K \quad (6.15)$$

Palmgren – Miner hipotezi, herhangi bir gerilme genliği seviyesi olan σ_i 'nin neden olacağı hasar oranının (D_i), parçanın tüm işletme durumunda bu gerilme altında yaşayacağı toplam çevrim sayısının, yine bu gerilme seviyesinde hasarı gerçekleştirecek toplam çevrim adedine (Wöhler eğrisinden okunacak değer) oranıyla doğru orantılı olduğunu ifade etmektedir.

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (6.16)$$

Palmgren – Miner Kuralı’na göre, Denklem (6.15) ’de verilen bu çevrim oranlarının toplamı 1’e ulaştığında (yani ömür % 100 tükendiğinde) yorulma hasarının gerçekleşmesi beklenir. Denklem (6.15) ve (6.16) birleştirilirse teoremin ana denklemi Denklem (6.17)’deki gibi yazılabilir. Burada $n_1, n_2, \dots, n_i$ sırasıyla $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ ’ye karşılık gelen tüm çalışmada yaşanacak yük tekrarları, $N_1, N_2, \dots, N_i$ ise sırasıyla $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ ’ye tekabül eden parçanın ilgili gerilme altında göstereceği toplam ömür değerleridir.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{i-1}} + \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (6.17)$$

Böyle karışık bir çalışma altında asıl elde edilmek istenen değer olan parçanın göstereceği toplam ömür (eşdeğer ömür) $N_{eş}$, kırılmaya kadar yapılan çeşitli gerilme genliklerindeki çevrim adetlerinin toplamı olacaktır.

$$N_{eş} = n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_i \quad (6.18)$$

Akkurt ve Kent’te (1975) verilen başka bir ayrıntı ise şudur: Denklem 6.18’de verilen $n_1, n_2, \dots, n_i$ değerlerinin tespiti çok güç olduğundan, bunlar $C_1, C_2, \dots, C_i$ orantı faktörleri olmak üzere elemanın $N_{eş}$ toplam ömrünün $n_1 = C_1 \cdot N_{eş}, n_2 = C_2 \cdot N_{eş}, \dots, n_i = C_i \cdot N_{eş}$ kısımları olarak ifade edilirse, Denklem (6.19) aşağıdaki şekile dönüşür:

$$\frac{C_1}{N_1} + \frac{C_2}{N_2} + \dots + \frac{C_i}{N_i} = \frac{1}{N_{eş}} \quad (6.19)$$

Burada tüm C_i ’lerin toplamı 1’i verecektir.

Yorulmada birikimli hasar ömrünü hesaplayabilmek için Palmgren - Miner yönteminden başka çeşitli yöntemler de vardır. Üstelik bu diğer yöntemler Palmgren– Miner ‘in hesaba katmadığı gerilmelerin uygulanma sıralanışını da dikkate almalarına rağmen, Saatçi (2002) ile Saatçi ve Tahrallı’da da (2003-makale) vurgulandığı gibi pratik açıdan aralarında çok büyük farklar yoktur. Diğer yöntemler ile arasında büyük farklar çıkmamasının nedeni genelde makine parçalarına gerilmelerin gelişigüzel bir sırada gelmesidir. Böylelikle gerilme sıralanışı etkisini yitirmekte ve Palmgren – Miner’in verdiği sonuçlar tatminkar olmaktadır.

Bu ihmalinin yanında Palmgren – Miner lineer hasar kuralı, kolay uygulanabilirliği sayesinde bu konuda en çok kullanılan yöntem olmuştur. Özellikle birikimli hasarın ne olduğunu açıklayan ve Palmgren – Miner denkleminin uygulanma şekli ile çeşitli örnekler Akkurt ve Kent (1975), Collins (1993) ve Dowling’de (1999) bulunabilir. Üstelik Collins’te (1993) verilen bir örnekte Palmgren – Miner yöntemi, literatürdeki diğer birikimli hasar teorileri ile de karşılaştırılmıştır. Böyle bir karşılaştırma Saatçi’de de (2002) yapılmıştır.

6.4 Ömür Hesabı

Yük veya yolcu taşıyan bir lokomotifin bir yerden bir yere giderken karşılaştığı durumlar ve bu durumların yolculuk süresindeki tesir yüzdeleri şu şekilde belirlenmiştir.

Türkiye geneli toplam demiryolu uzunluğu : 11005 km.

Toplam kurp (viraj) uzunluğu : 1579 km. (R : 200 – 500 m. arası)

$$\frac{\text{Toplam kurp uzunluğu}}{\text{Toplam demiryolu uzunluğu}} = \frac{1579}{11005} = 0,14 \quad \text{kurp durumu çalışma yüzdesi (\%14)}$$

Çalışma Yüzdeleri

1-) Kalkış durumu	→	$c_1 = 0,06$ (%6)
2-) Kurp (viraj) durumu	→	$c_2 = 0,14$ (%14)
3-) Düz yol durumu	→	$c_3 = 0,80$ (%80)
		+
		$c_{\text{top.}} = 1$ (%100)

6.4.1 Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında Değilken $[\sigma_{geş}]_{\text{gerçek}}$ Değeri

6.4.1.1 Kalkış Durumu (III. Nokta) İçin $[\sigma_{geş}]_{\text{gerçek}}$ Değeri

Kalkış durumu için yapılan hesaplamalarda kritik noktalardan biri III. noktadır.

3. Nokta İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değerleri

1.Durum (Kalkış)

$$[\sigma_{g_3}]_{nom.} = 78,89 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = \frac{[\sigma_{g_1}]_{nom.}}{\sigma_D^*} = \frac{K_\zeta}{K_b \cdot K_y} \cdot [\sigma_{g_3}]_{nom.} = \frac{1,799}{0,528 \cdot 0,9335} \cdot 78,89 = 287,94 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = 287,94 \text{ N/mm}^2$$

2.Durum (Kurp)

$$[\sigma_{g_3}]_{nom.} = 32,07 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = \frac{[\sigma_{g_2}]_{nom.}}{\sigma_D^*} = \frac{K_\zeta}{K_b \cdot K_y} \cdot [\sigma_{g_3}]_{nom.} = \frac{1,799}{0,528 \cdot 0,9335} \cdot 32,07 = 117,05 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = 117,05 \text{ N/mm}^2$$

3.Durum (Düz yol)

$$[\sigma_{g_3}]_{nom.} = 23,94 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = \frac{[\sigma_{g_3}]_{nom.}}{\sigma_D^*} = \frac{K_\zeta}{K_b \cdot K_y} \cdot [\sigma_{g_3}]_{nom.} = \frac{1,799}{0,528 \cdot 0,9335} \cdot 23,94 = 87,37 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = 87,37 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{c_1}{[\sigma_{g_1}]_{gerçek}} + \frac{c_2}{[\sigma_{g_2}]_{gerçek}} + \frac{c_3}{[\sigma_{g_3}]_{gerçek}} = \frac{1}{[\sigma_{geş}]_{gerçek}}$$

$$\frac{0,06}{287,94} + \frac{0,14}{117,05} + \frac{0,80}{87,37} = \frac{1}{[\sigma_{geş}]_{gerçek}}$$

$$[\sigma_{geş}]_{gerçek} = 94,68 \text{ N/mm}^2$$

6.4.1.2 Kurp (Viraj) Durumu (IX. Nokta) İçin $[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}$ Değeri

Kurp (viraj) durumu için yapılan hesaplamalarda en kritik nokta IX. noktadır.

IX. Nokta İçin $[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}$ Değerleri

1.Durum (Kalkış)

$$[\sigma_{g_9}]_{nom.} = 82,49 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = \frac{[\sigma_{g_1}]_{nom.}}{\sigma_D^*} = \frac{K_\zeta}{K_b \cdot K_y} \cdot [\sigma_{g_9}]_{nom.} = \frac{2,1678}{0,528 \cdot 0,9335} \cdot 82,49 = 362,80 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = 362,80 \text{ N/mm}^2$$

2.Durum (Kurp)

$$[\sigma_{g_9}]_{nom.} = 155,35 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = \frac{[\sigma_{g_2}]_{nom.}}{\sigma_D^*} = \frac{K_\zeta}{K_b \cdot K_y} \cdot [\sigma_{g_9}]_{nom.} = \frac{2,1678}{0,528 \cdot 0,9335} \cdot 155,35 = 692,70 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = 692,70 \text{ N/mm}^2$$

3.Durum (Düz yol)

$$[\sigma_{g_9}]_{nom.} = 24,19 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = \frac{[\sigma_{g_3}]_{nom.}}{\sigma_D^*} = \frac{K_\zeta}{K_b \cdot K_y} \cdot [\sigma_{g_9}]_{nom.} = \frac{2,1678}{0,528 \cdot 0,9335} \cdot 24,19 = 106,39 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = 106,39 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{c_1}{[\sigma_{g_1}]_{gerçek}} + \frac{c_2}{[\sigma_{g_2}]_{gerçek}} + \frac{c_3}{[\sigma_{g_3}]_{gerçek}} = \frac{1}{[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}} \quad (6.20)$$

$$\frac{0,06}{362,80} + \frac{0,14}{692,70} + \frac{0,80}{106,39} = \frac{1}{[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}}$$

$$[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek} = 126,79 \text{ N/mm}^2$$

6.4.1.3 Düz Yol Durumu (III. Nokta) İçin $[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}$ Değeri

Düz yol durumu için yapılan hesaplamalarda en kritik nokta III. noktadır. Kalkış durumu için yapılan hesaplamalar düz yol durumu içinde geçerlidir.

$$[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek} = 94,68 \text{ N/mm}^2$$

6.4.2 Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında İken $[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}$ Değeri

Lokomotif seyir halinde iken zorlanmış titreşimlerden dolayı milin üzerinde gerilme artışları söz konusudur. Milde oluşan bu gerilme artışlarını (k) darbe katsayısı' nı hesaba katarak inceleyeceğiz. Oluşan bu titreşimler etkisiyle milde ömür hesabını lokomotif düz yolda seyir halinde iken darbeleri duruma göre yapacak olursak,

Darbe katsayısı: $k_t = 1,2$

6.4.2.1 Kalkış Durumu (III. Nokta) İçin $[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}$ Değeri

Kalkış durumu için yapılan hesaplamalarda kritik noktalardan biri III. noktadır.

3. Nokta İçin $[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}$ Değerleri

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = 287,94 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{kalkış durumu})$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = 117,05 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{kurp durumu})$$

$$[\sigma_g]_{gerçek} \times k_t$$

$$[\sigma_{g_3}]_{gerçek} = 87,37 \times 1,2 = 104,84 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{düz yol durumu})$$

$$\frac{c_1}{[\sigma_{g_1}]_{gerçek}} + \frac{c_2}{[\sigma_{g_2}]_{gerçek}} + \frac{c_3}{[\sigma_{g_3}]_{gerçek}} = \frac{1}{[\sigma_{g_{eş}}]_{gerçek}}$$

$$\frac{0,06}{287,94} + \frac{0,14}{117,05} + \frac{0,80}{104,84} = \frac{1}{[\sigma_{geş}]_{gerçek}}$$

$$[\sigma_{geş}]_{gerçek} = 110,67 \text{ N/mm}^2$$

6.4.2.2 Kurp (Viraj) Durumu (IX. Nokta) İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri

Kurp (viraj) durumu için yapılan hesaplamalarda en kritik nokta IX. noktadır.

IV. Nokta İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değerleri

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = 362,80 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{kalkış durumu})$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = 692,70 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{kurp durumu})$$

$$[\sigma_g]_{gerçek} \times k_t \quad (6.21)$$

$$[\sigma_{g_9}]_{gerçek} = 106,39 \times 1,2 = 127,66 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{düz yol durumu})$$

$$\frac{c_1}{[\sigma_{g_1}]_{gerçek}} + \frac{c_2}{[\sigma_{g_2}]_{gerçek}} + \frac{c_3}{[\sigma_{g_3}]_{gerçek}} = \frac{1}{[\sigma_{geş}]_{gerçek}}$$

$$\frac{0,06}{362,80} + \frac{0,14}{692,70} + \frac{0,80}{127,66} = \frac{1}{[\sigma_{geş}]_{gerçek}}$$

$$[\sigma_{geş}]_{gerçek} = 150,73 \text{ N/mm}^2$$

6.4.2.3 Düz Yol Durumu (III. Nokta) İçin $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ Değeri

Düz yol durumu için yapılan hesaplamalarda en kritik nokta III. noktadır. Kalkış durumu için yapılan hesaplamalar düz yol durumu içinde geçerlidir.

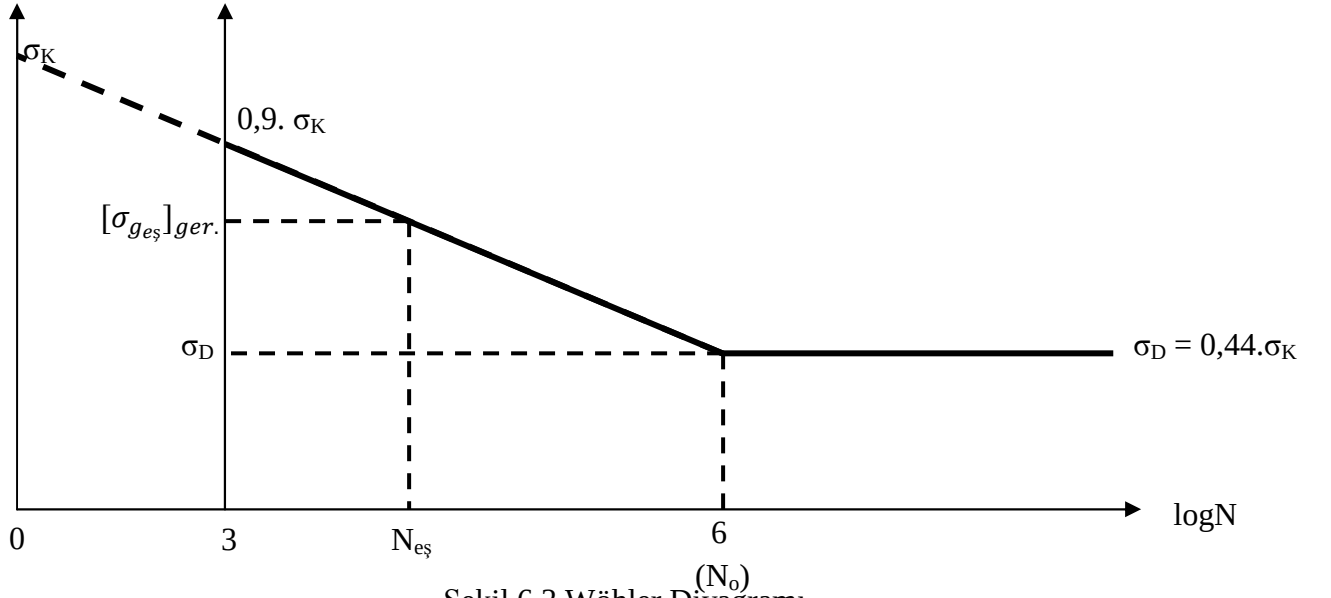
$$[\sigma_{geş}]_{gerçek} = 110,67 \text{ N/mm}^2$$

Milde oluşan $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ değerlerinin tablo halinde genel gösterimi,

Çizelge 6.2 $[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ değerlerinin genel gösterimi

Farklı yol koşullarında mildeki kritik noktalar	Darbe katsayısız	Darbe katsayısı ile
Kalkış durumu (3.Nokta)	94,68 N/mm ²	110,67 N/mm ²
Kurp (viraj) durumu (9.Nokta)	126,79 N/mm ²	150,73 N/mm ²
Düz yol durumu (3.Nokta)	94,68 N/mm ²	110,67 N/mm ²

6.5 Cer Milinin Ömür Hesabı



Şekil 6.3 Wöhler Diyagramı

$N_0=6$ için ömür denklemi;

$$\frac{0,9.\sigma_K - [\sigma_{geş}]_{ger.}}{0,9.\sigma_K - \sigma_D} = \frac{\log N - 3}{6 - 3}$$

$$\frac{0,9.\sigma_K - [\sigma_{geş}]_{ger.}}{0,9.\sigma_K - 0,44.\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{6 - 3} \longrightarrow \frac{0,9.\sigma_K}{0,46.\sigma_K} - \frac{1}{0,46} \cdot \frac{[\sigma_{geş}]_{ger.}}{\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{3}$$

$$3. \left(1,9565 - 2,1739 \frac{[\sigma_{geş}]_{ger.}}{\sigma_K} \right) = \log N - 3$$

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{[\sigma_{geş}]_{ger.}}{\sigma_K} \quad (\text{Ömür Denklemi})$$

6.5.1 Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında Değilken Ömür Tayini

6.5.1.1 Düz Yol ve Kalkış Durumları (III. Nokta) İçin Ömür Hesabı (Darbe Katsayısız)

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{94,68}{900} \longrightarrow \log N = 8,1834$$

$$N = 152551738 \text{ yük tekrarı}$$

Ömür (km.)

$$152551738 \cdot (3455,75 \cdot 10^{-6}) = 527180,66 \text{ km}$$

$$N_{km} = 527180,66 \text{ km}$$

6.5.1.2 Kurp (Viraj) Durumu (IX. Nokta) İçin Ömür Hesabı (Darbe Katsayısız)

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{[\sigma_{geş}]_{ger.}}{\sigma_K} \quad (\text{Ömür Denklemi})$$

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{126,79}{900} \longrightarrow \log N = 7,9507$$

$$N = 89276549 \text{ yük tekrarı}$$

Ömür (km.)

$$89276549 \cdot (3455,75 \cdot 10^{-6}) = 308517,43 \text{ km}$$

$$N_{km} = 308517,43 \text{ km}$$

6.5.2 Lokomotif Seyir Halinde Darbe Etkisi Altında İken Ömür Tayini

6.5.2.1 Düz Yol ve Kalkış Durumları (III. Nokta) İçin Ömür Hesabı (Darbe Katsayılı)

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{110,67}{900} \longrightarrow \log N = 8,0675$$

$$N = 116828362 \text{ yük tekrarı}$$

Ömür (km.)

$$116828362,6 \cdot (3455,75 \cdot 10^{-6}) = 403729,61 \text{ km}$$

$$N_{\text{km}} = 403729,61 \text{ km}$$

6.5.2.2 Kurp (Viraj) Durumu (IX. Nokta) İçin Ömür Hesabı (Darbe Katsayılı)

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{[\sigma_{ges}]_{ger.}}{\sigma_K} \quad (\text{Ömür Denklemi})$$

$$\log N = 8,8695 - 6,5217 \cdot \frac{150,73}{900} \longrightarrow \log N = 7,7772$$

$$N = 59877019 \text{ yük tekrarı}$$

Ömür (km.)

$$59877019 \cdot (3455,75 \cdot 10^{-6}) = 206920,01 \text{ km.}$$

$$N_{\text{km}} = 206920,01 \text{ km}$$

Çizelge 6.3 Milin farklı kritik noktalarındaki ömür değerleri

Farklı yol koşullarında mildeki kritik noktalar	Darbe katsayısız		Darbe katsayısı ile	
	N (km)	N (yük tekrarı)	N (km)	N (yük tekrarı)
Kalkış durumu (3.Nokta)	527180,66	152551738	403729,61	116828362
Kurp (viraj) durumu (9.Nokta)	308517,43	89276549	206920,01	59877019
Düz yol durumu (3.Nokta)	527180,66	152551738	403729,61	116828362

7. CER MİLİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Bu çalışmada lokomotif cer milinin statik ve dinamik durumlarında gerilme analizleri yapılmıştır. Analizlerde ANSYS 12.0 programı kullanılmıştır. Cer milinin üç boyutlu katı modeli ANSYS DesignModeler kısmında çizilerek mil üzerine gelen kuvvetler etkisinde analizleri yapılmıştır.

7.1 Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar metodu çözümü çok zor olan mühendislik problemlerinin kolay bir şekilde çözümünü sağlayan nümerik bir metottur. Özellikle karmaşık olan problemlerin kolay ve kısa bir sürede çözülmesi bu metodu popüler kılmıştır. Sonlu elemanlar metodu karmaşık olan mühendislik problemlerini kendi içerisinde daha basit alt bölümlere ayırarak çözümü bu bölümler içerisinde gerçekleştirmektedir.

Sonlu eleman yöntemi ile karmaşık geometriye sahip çizimler modellendiği gibi diğer çözüm metodlarıyla çözülmesi imkansız olan problemler de rahatlıkla çözülebilmektedir.

Çeşitli metodlar kullanılarak yapılan çözümlemelerin hiçbirinde kesin bir çözüm elde etmek mümkün değildir. Kullanılacak metoda bağlı olarak yaklaşık bir çözüm elde edilmektedir. Sonlu elemanlar metodu çözülen problem hakkında yaklaşık bir çözüm önerir. Bu metodla eğer daha kesin sonuçlar elde etmek isteniyorsa tanımlanan düğüm noktaları ve elemanların sayılarının artırılması gerekir. Bu sayede çözümün doğruluğu artırılmış olur. Fakat sonlu elemanlarda düğüm noktaları ve eleman sayılarının artırılması çözümün doğruluğu açısından önemli ise de çok sayıda düğüm ve eleman tanımlamak problemin çözümünde uzun zaman almaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme, modal, harmonik, akustik, termal gibi analizler kolayca yapılabilir.

Sonlu elemanlar metodunda ilk olarak çözümü yapılacak olan bölge eleman olarak adlandırılan alt bölgelere ayrılır. İkincisi elemanlardaki sürekli fonksiyonlar cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanır. Üçüncü adımda ise aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan denklemlerinin belirli düğüm noktalarındaki değerlerinin elde edilmesi problemi çözmek açısından yeterli olmasıdır (Topçu ve Taşgetiren, 1998).

Sonlu elemanlar metodu ile birlikte özellikle bilgisayar teknolojisinin hızla gelişmesi ve sonlu elemanlar tabanlı ANSYS, NASTRAN, FRANC gibi programların gelişmesiyle büyük modellerin bu yöntemle kısa bir sürede çok fazla düğüm ve eleman sayısı ile çözümleri gerçekleştirilmektedir. Bu sayede çok büyük makine parçalarının modellenmesi ve çözümü çok kısa bir sürede gerçekleştirilebilmektedir.

7.1.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları

Sonlu elemanlar metodu makine, inşaat, havacılık, deniz ve diğer mühendislik dalları arasında ortak olan parçalardaki gerilmeleri, uzamaları ve yer değiştirmeleri hesaplamak için güçlü bir sayısal tekniktir.

Türbin, jeneratör, uçak, tünel veya baraj tasarımında rastlanan karmaşık problemlerin çözümü için analitik metodların uygulanabilir olmadığı yerlerde etkili, çok yönlü ve güvenilir bir çözüm yaklaşımı sunar.

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan sağ duyulu yaklaşım geniş kapsamdaki karmaşık problemlerin bilgisayarlar yardımıyla çözülmesi için uygundur.

Sonlu elemanlar analizi büyük bir sayıda eş zamanlı denklemlerin bilgisayar tarafından kolayca çözülmesine yol göstermiştir. Diğer analitik metodlar daha karmaşık çözüm tekniklerine gereksinim duyabilir.

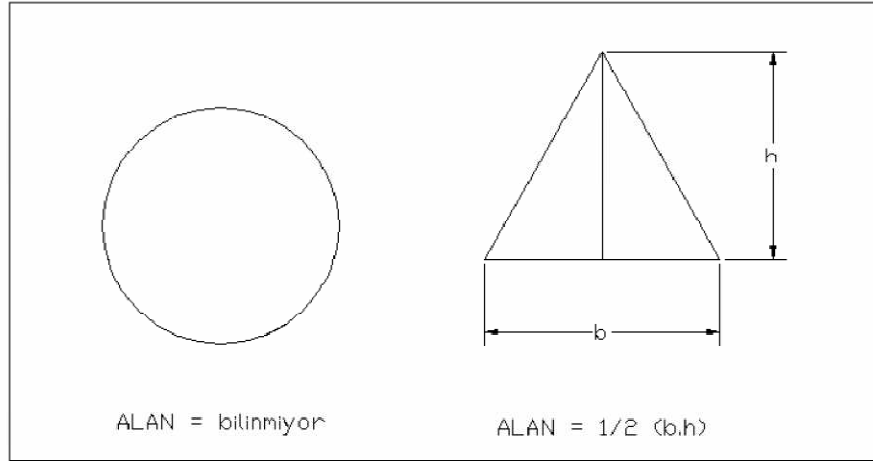
Sonlu elemanlar analizi tasarımları iyileştirmek, maliyetleri azaltmak ve tasarım çevrim zamanını azaltmak için kullanılabilir.

Sonlu elemanlar analizi parçaların fiziksel testi için olan ihtiyacı azaltmaktadır

7.1.2 Sonlu Elemanlar Metodu Yaklaşımı

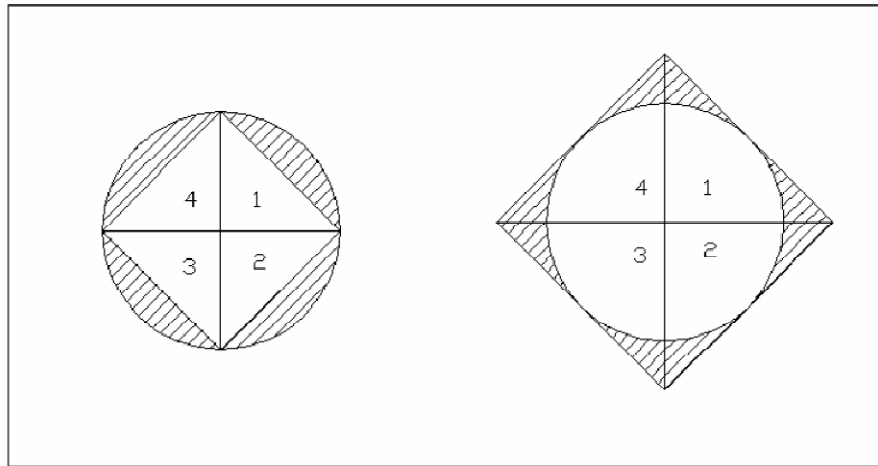
Tüm mühendislik problemlerinde, bir fiziksel sistemin bütün olarak analizlerinin yapılması ve matematik modellerinin oluşturulması mümkün olmamaktadır. Bir uçak gövdesinin aerodinamik analizlerinin yada bir otomobil karoserinin analizlerinin yapılması gibi durumlarda klasik mekanik yöntemleri ile problemlere çözüm bulmak çok zor yada imkansız olmaktadır. Bu gibi durumlarda yapının tamamını analiz etmek yerine esas yapının özelliklerini taşıyan ve analizi daha kolay olan sonlu elemanları kullanmak incelenen problemler için yaklaşık bir çözüm yolu olmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunun temelini anlamak için bir dairenin alanının bulunmasını göz önüne alalım. Farz edelim ki elimizde üçgenin alan formülü dışında bir formül olmasın.



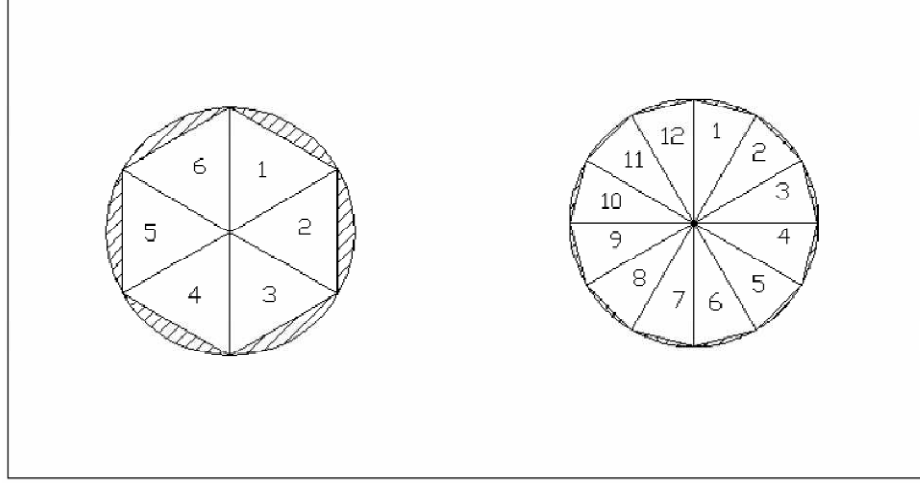
Şekil 7.1 Üçgenin alan bilgileri kullanılarak dairenin alanının hesaplanması

Sadece birbirine eşit üçgenler kullanılarak dairenin alanını hesaplayabilmek için Şekil 7.2 'den de görüldüğü gibi iki farklı dizilim ile üçgenleri yerleştirebiliriz.



Şekil 7.2 Alanları eşit dört üçgen kullanarak sonuca yaklaşım

Birbirine eşit dörder üçgenin kullanıldığı bu iki örnekten de görüldüğü gibi birinci şekilde taralı alanlar kadar eksik tahmin, ikinci örnekte ise taralı alanlar kadar tahmin yapılmıştır. Üçgenlerin alanlarını küçültüp sayılarını arttırırsak Şekil 7.3 'den de görüleceği üzere taralı alanlar küçüleceğinden tahminde yapılan hata azalacaktır.



Şekil 7.3 Üçgen sayısının artırılmasıyla doğru sonuca yaklaşım

Bu şekilde üçgen sayılarını arttırarak dairenin alanını oldukça yakın bir şekilde hesaplayabiliriz. Böylece bilinmeyen daire alanını bilinen üçgen alanı kullanarak hesaplamış oluruz.

Sonlu elemanlar analizi de aynı esaslara dayanır. Davranışı çok iyi saptanan basit elemanlarla bölümleme ve idealleştirme kullanıldığından yapısı güçlü bir tekniktir.

Çoğu sonlu elemanlar metodu kullanan program ‘‘yer değiştirme’’ metodunu esas almaktadır.

Yer değiştirme için çözülen bilinmeyen değişken aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$R = K \times U \quad (7.1)$$

Gereken denklemler uygun yapısal teoriden ve aşağıdaki denklemlerden elde edilir:

1. Gerilmeleri uygulanan kuvvetlere nakleden denge denklemleri
2. Uzunlukları yer değiştirmelere nakleden uygunluk denklemleri
3. Gerilmeleri uzunluklara nakleden yapısal denklemler

Denge, uygunluk ve yapısal ilişkiler yer değiştirme esaslı sonlu elemanlar analizi denklemlerini şekillendirmek için kullanılır. Çok sayıdaki denklem matris formunda ifade edilebilir:

$$[K] \times \{D\} = \{R\} \quad (7.2)$$

Burada $[K]$ global katılık matrisi, $\{D\}$ yer değiştirme vektörü, $\{R\}$ yük (dış kuvvet) vektörüdür.

Matris denklemi daha sonra yer değiştirme vektörü $\{D\}$ için çözülür. Denklemleri çözmek doğrudan kuvvetlerden yer değiştirmelere çıkmamıza müsaade eder. Daha sonra gerilmeler ve uzamalar yer değiştirme sonuçlarından hesaplanır.

Sonlu elemanlar denge denklemlerinin çözümü, $[K] \times \{D\} = \{R\}$ şeklindeki bir denklemin çözümünü gerektirir.

Eş zamanlı lineer denklemlerden oluşan bir sistemi çözmek için her birinin kendi değerleri olan direkt ve iteratif çözümler olmak üzere iki tip çözümler vardır.

Direkt çözümler birçok sayıda sonlu eleman programı tarafından kullanılan Gauss eliminasyon tekniğini temel almıştır. Bu çözümler güçlü, genel ancak büyük problemler için yavaşlar ve çalıştırmak için büyük miktarda hard disk alanına ihtiyaç duyarlar. İteratif çözümler ise daha az hard disk alanına ihtiyaç duymalarına rağmen çok hızlı olabilirler.

7.1.3 Sonlu Elemanlar Çözüm Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bir problemi çözme metodu aşağıdaki adımları içerir:

1. Problemi teşhis etmek, geometrik özellikler, malzeme özellikleri ve problemin modelleneyeceği uygun sonlu elemanlar yazılımına karar verilmesi.
2. CAD (bilgisayar destekli tasarım) sistemi veya geometrik biçimlendirici kullanarak problem geometrisinin yaratılması.
3. Malzeme özelliklerinin tayin edilmesi, sonlu eleman modeli üzerinde sınır şartlarının uygulanması, model üzerindeki yüklerin tanımlanması.
4. Kullanıcı tarafından seçilen ağ elemanları ile ağ yapısının, düğümlerin ve ayarlamaların yapılması.
5. Tamamlanan sonlu eleman modelinin analiz için sunulması.
6. Sonuçları değerlendirmek ve yorumlamak.

7.2 ANSYS 12.0 ile Gerilme Analizi

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan interaksyonunu simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır.

Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simülasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır.

ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing” imkanları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı preprocessor içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir.

Genel olarak, ANSYS kullanılarak sonlu elemanlar analizleri üç kademede gerçekleştirilir:

1) Preprocessing (Problemin tanımlanması) : Preprocessing ana kademeleri aşağıda verildiği gibidir:

- Anahtar nokta/çizgi/alan/hacimlerin tanımlanması
- Eleman tipi ve malzeme/geometri özelliklerinin tanımlanması
- Çizgi/alan/hacimlerin sonlu elemanlara bölünmesi.

2) Solution (Yüklerin ve sınır şartlarının atanması ve çözümün gerçekleştirilmesi) :

Bu kademede yükler (noktasal veya basınç) belirlenir, sınır şartları tanımlanır ve sonuçta çözüme gidilir. Yük ve sınır şartları preprocessing kademesinde de tanımlanabilir.

3) Postprocessing(Sonuçların değerlendirilmesi): Bu kademede şunlar yapılabilir;

- a. Düğüm noktası yer değiştirmelerinin listelenmesi
- b. Eleman kuvvet ve momentlerinin izlenmesi
- c. Yer değiştirme çizimleri , gerilme diyagramları

Her hangi bir işleme başlamadan önce analizin planlanması çok önemlidir ve simülasyonun başarısına direk etkisi vardır. Bir sonlu elemanlar analizinin amacı bilinen yükler altında

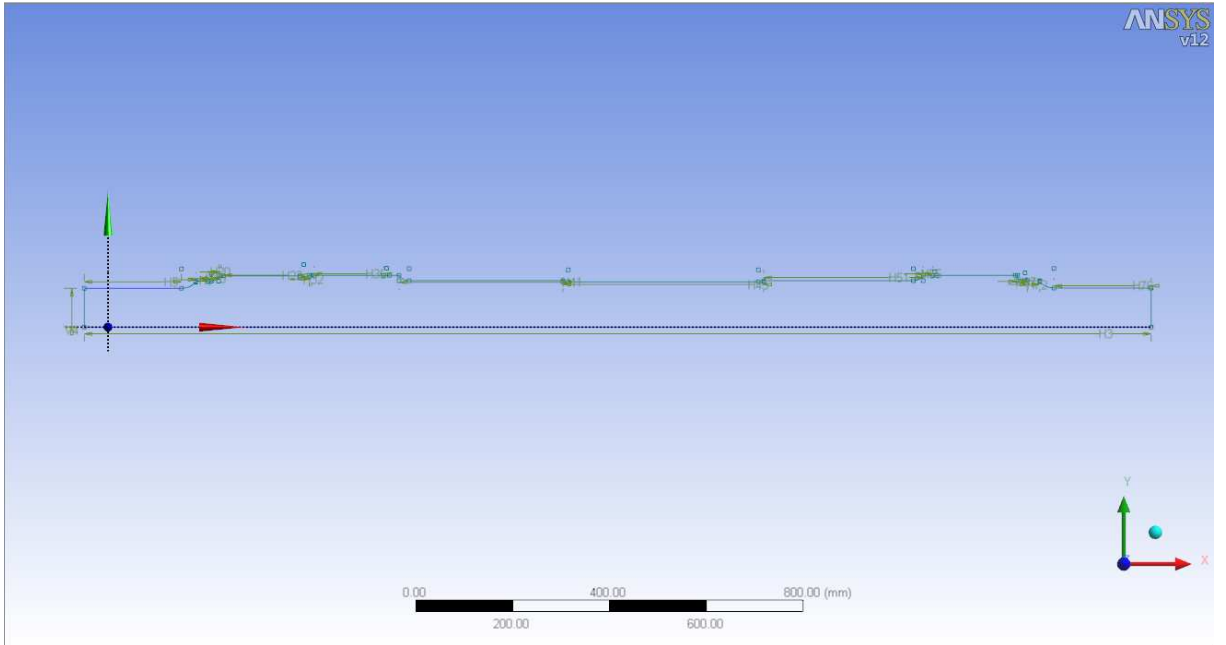
sistem davranışının modellenmesidir. Analizin doğruluk derecesi planlama kademesine oldukça bağlıdır.

7.2.1 ANSYS 12.0 Workbench ile Modelin Oluşturulması

Aşağıdaki çizim gerekli ölçü ve constrainler verilerek oluşturulur.

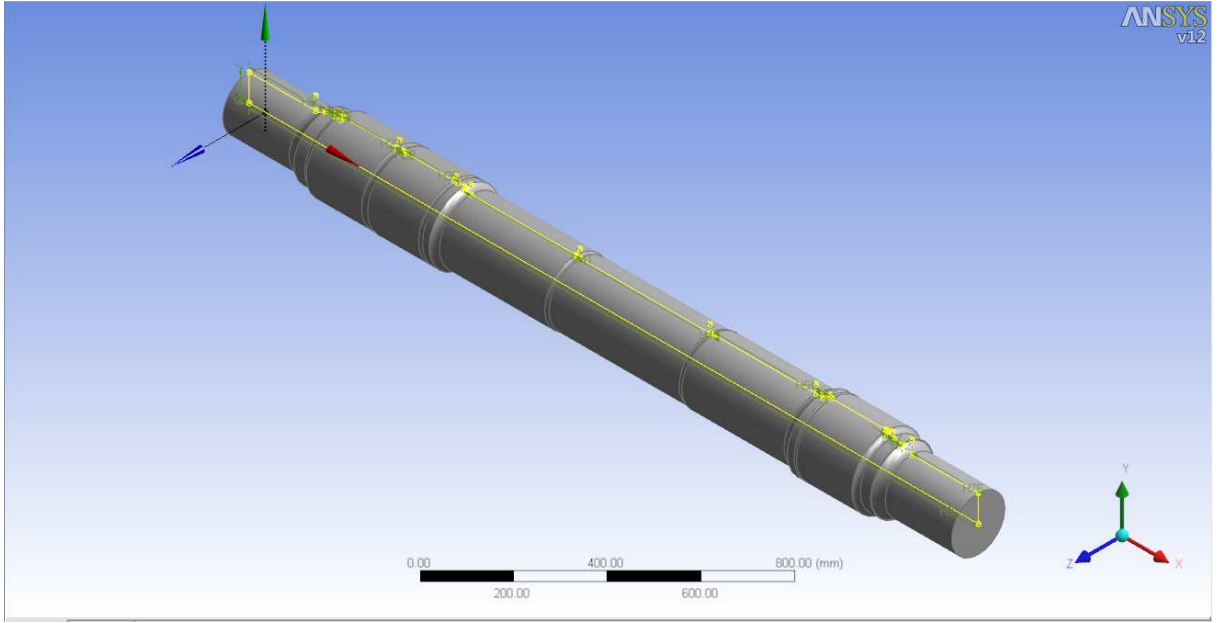
Details View	
Details of Sketch1	
Sketch	Sketch1
Sketch Visibility	Show Sketch
Show Constraints?	No
Dimensions: 16	
☐ H10	22 mm
☐ H20	5 mm
☐ H23	157,5 mm
☐ H3	2206 mm
☐ H32	5 mm
☐ H35	144 mm
☐ H41	339 mm
☐ H45	415 mm
☐ H5	201 mm
☐ H51	330 mm
☐ H55	20 mm
☐ H67	22 mm
☐ H72	25,5 mm
☐ H76	201 mm
☐ H9	25,5 mm
☐ V4	80 mm

Şekil 7.4 Mil ölçü değerleri



Şekil 7.5 Milin iki boyutlu (2D) çizimi

Daha sonra Şekil 7.5'deki çizim Revolve komutu kullanılarak katı hale getirilir.

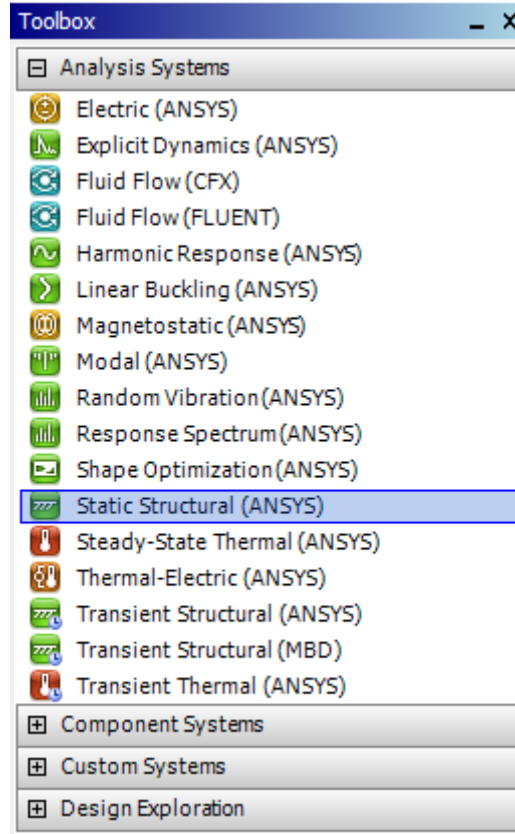


Şekil 7.6 Milin üç boyutlu (3D) modeli

Bu şekilde model hazır hale gelmiş olur.

7.2.2 Analiz Tipinin Tanımlanması

Ansys programı açıldıktan sonra Toolbox penceresinde yapılacak olan analize göre uygun olan maddeler seçilir. Bu projede yapılacak olan analize göre Static Structural seçilir (Şekil 7.7).



Şekil 7.7 Analiz tipi seçimi

7.2.3 Malzeme Özelliklerin Girilmesi:

Analiz tipinin belirlenmesi ve modelin Ansys ortamında oluşturulmasından sonraki aşama malzeme özelliklerinin tanımlanmasıdır. Ansys 12.0 'da bazı malzemelerin özellikleri tanımlanmıştır. Listeden bu malzemelerden uygun olanlar seçilebilir. Listede yer almayan malzemelerin özellikleri de listeye eklenebilmektedir. Malzeme özelliklerinin girmek için project ekranında malzeme özelliklerini gireceğimiz “Engineering Data” bölümü açılır. Bu projede analizleri yapılacak olan malzemelerin tamamı ıslah çeliğinden (42CrMo4) yapılmıştır.

Çizelge 7.1 42CrMo4 malzeme özellikleri

Name	Value
Compressive Yield Strength	550 MPa
Density	7850 kg/m ³
Poisson's Ratio	0,3
Tensile Yield Strength	550 MPa
Tensile Ultimate Strength	950 Mpa
Young's Modulus	2,1e^05 MPa
Thermal Expansion	1,2e^ -05 1/°C

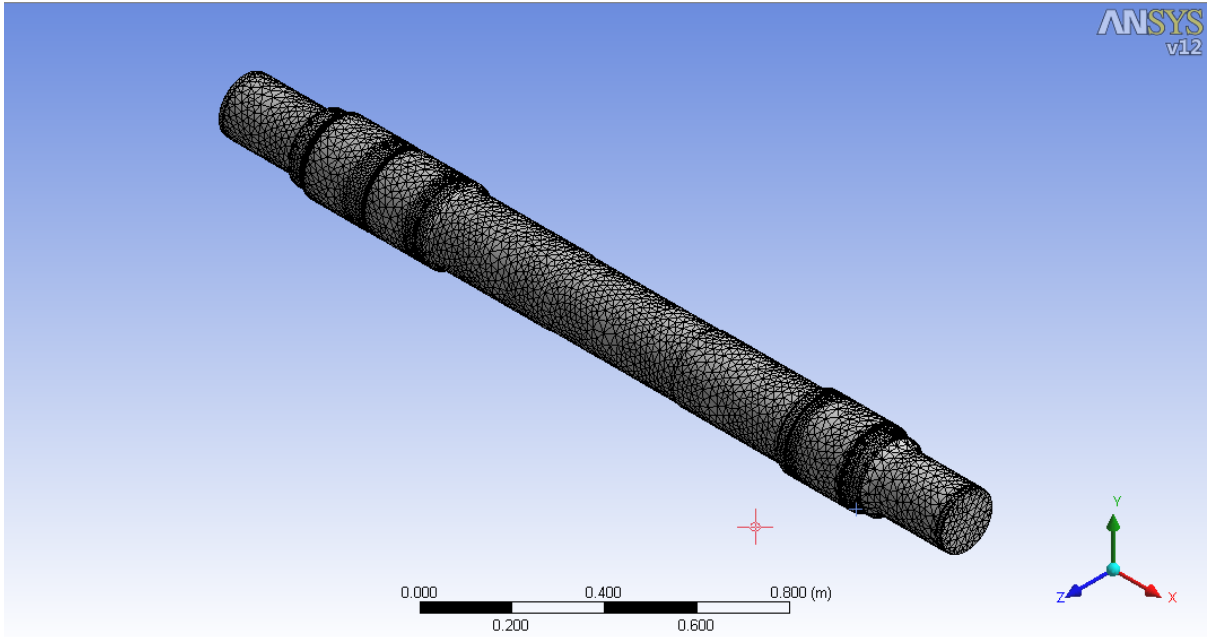
Properties of Chart : Strain-Life Parameters (Strain-Life) Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m^-3		
3	Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C^-1		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Young's Modulus	2,1E+05	MPa		
8	Poisson's Ratio	0,3			
9	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
10	Scale	1			
11	Offset	0	Pa		
12	Interpolation	Semi-Log			
13	Strain-Life Parameters				
14	Display Curve Type	Strain-Life			
15	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
16	Strength Exponent	-0,106			
17	Ductility Coefficient	0,213			
18	Ductility Exponent	-0,47			
19	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa		
20	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2			
21	Tensile Yield Strength	550	MPa		
22	Compressive Yield Strength	550	MPa		
23	Tensile Ultimate Strength	950	MPa		
24	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Şekil 7.8 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

7.2.4 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Modellemesi tamamlanan ve malzeme özellikleri girilen cer milinin analizi yapılmadan önce MESH (ağ örgüsü) yapılması gerekir.

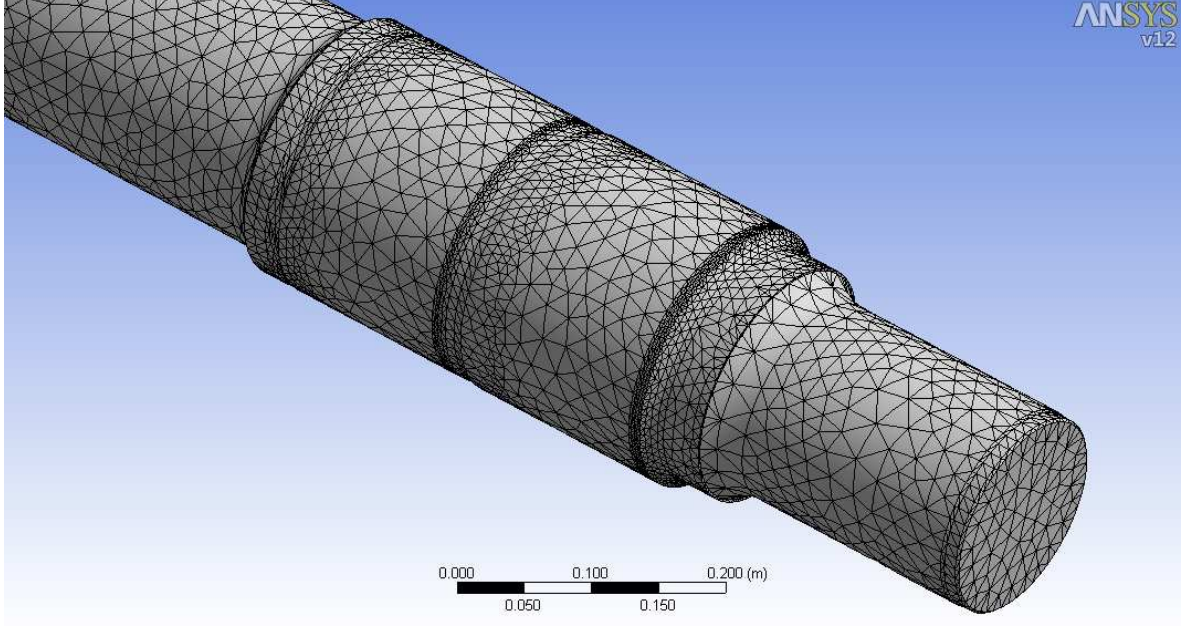
Model > Mesh > sağ tık > insert yaparak mesh özellikleri değiştirilebilir. Bunlar sizing, refinement, contact gibi özelliklerdir. Özellikle birden çok parçadan oluşan ya da çok girişli yapılardan oluşan parçalarda bölgesel olarak eleman sayısı artırılabilir. ANSYS Workbench 12.0 programı elemana bölme işlemini otomatik olarak yapmakta ve aynı zamanda sonlu eleman ağının önemli parametrelerinin kullanıcı tarafından girilmesine olanak sağlamaktadır. Eleman sayısının düşük tutulması gerçekten uzak sonuç vermekte olduğu gibi, çok fazla sayıda eleman kullanılması analiz için gereken bilgisayar gereksinimini artırmakta ve analiz süresini uzatmaktadır. Bu nedenle sonlu eleman ağındaki eleman sayısı, kullanıcı tarafından iyi bir şekilde optimize edilmelidir. Parçanın genelinde 20 mm (sizing) ile ayırma işlemi uygulanmıştır.



Şekil 7.9 Sonlu elemanlar modeli

Milde kritik bölgelerde "Mesh > Refinement" komutu ile eleman sayısı artırılabilir. Milin özellikle çentik etkisi altındaki kritik bölgelerinde eleman sayısı artırılarak bu bölgelerde daha hassas analiz yapılmıştır. Ardışık çözümler sonrasında yapılan kritik bölgelerdeki eleman sayısı artırımı sonucunda 67243 eleman ve 107823 düğüm noktası ile

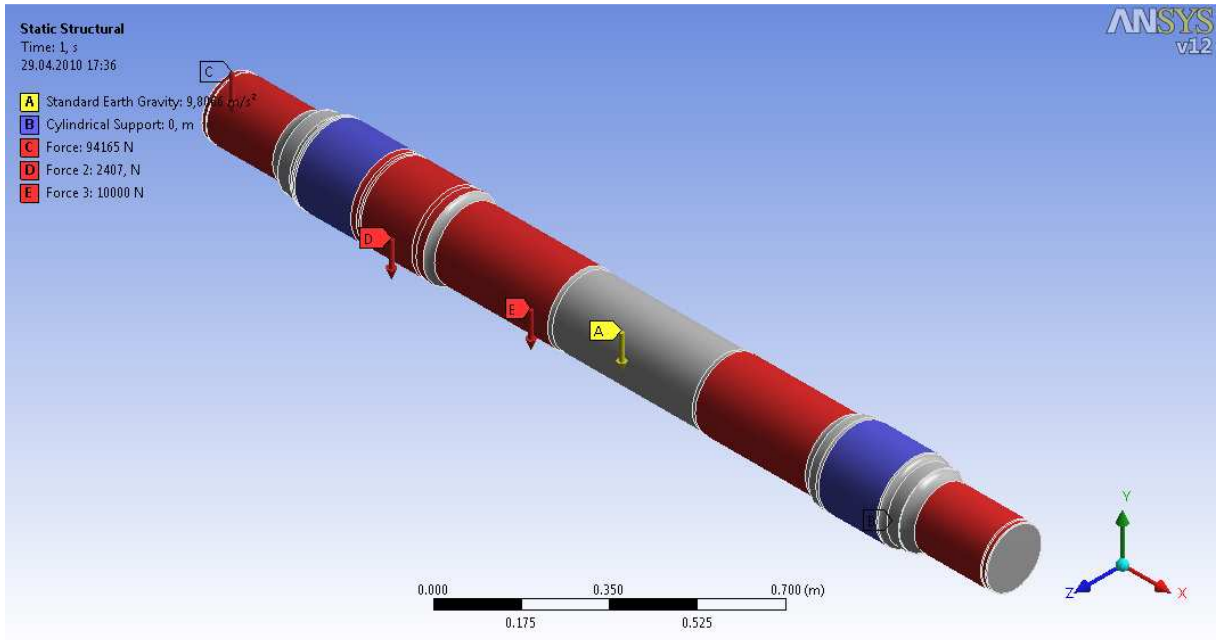
oluşturulan sonlu eleman ağı ile analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.10 'da eleman sayısı arttırılmış kritik bölgeler görülmektedir.



Şekil 7.10 Modelin kritik noktalarda refinement uygulanmış hali

7.2.5 Kuvvetlerin ve Sınır Şartlarının Uygulanması

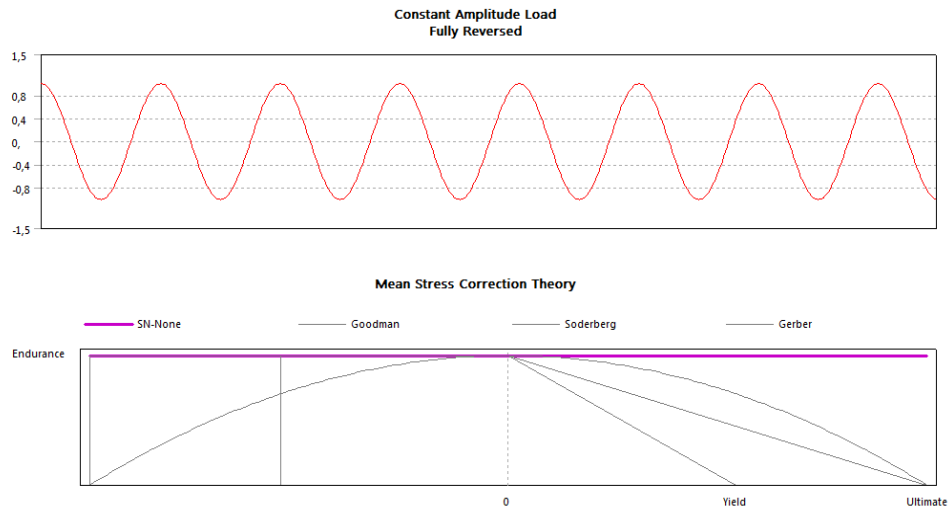
Bu bölümde parçanın üzerindeki dış etkiler (kuvvet, moment vb.) ve mesnet noktaları, sabitlemeler girilir. Öncelikle milin mesnet noktaları olarak milde tekerlek bağlantılarının olduğu kısımlar environment > supports > cylindrical supports olarak belirlenir. Daha sonra mile etkiyen dış kuvvetler ve moment değerleri environment > loads kısmından girilir. Şekil 7.11 'de mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları görülmektedir.



Şekil 7.11 Kuvvet ve sınır şartlarının uygulanması

7.2.6 Yorulma Analizi Girdileri (Fatigue Data)

Çözüm kısmına geçmeden önce wizard penceresinden “Insert Fatigue Tool” butonuna basılarak ilk önce analiz tipine karar verilip seçilir; yükleme biçimi olarak analizlerimizi tam değişken zorlamada yaptığımız için “Fully reversed” , analiz biçimi olarakta “Stress Life” seçilir.



Şekil 7.12 Fully reversed, Stress Life diyagramları

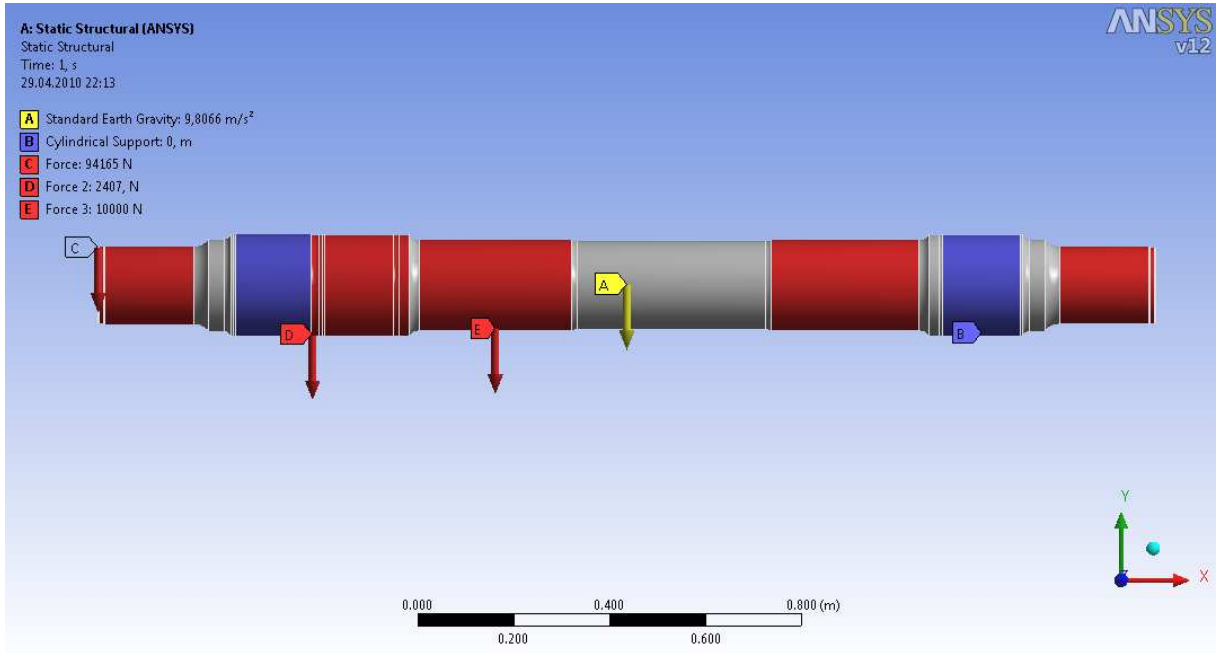
7.2.7 Cer Milinin ANSYS 12.0 Workbench ile Sonuçlarının Alınması

Modellenen, ağ örgüsü yapılan, malzeme özellikleri ile kuvvetleri ve sınır şartları girilen parçanın analiz sonuçları bu bölümde ekranda gözlemlenebilir.

Yapılan analizler ile cer milinin yorulmaya karşı dayanımı incelenmiştir. Dolayısıyla önce statik analiz yapıp sonuçlar elde edilmiş, daha sonra bu sonuçlardan hareketle yorulma dayanımı incelenmiştir.

7.2.7.1 Statik Analiz

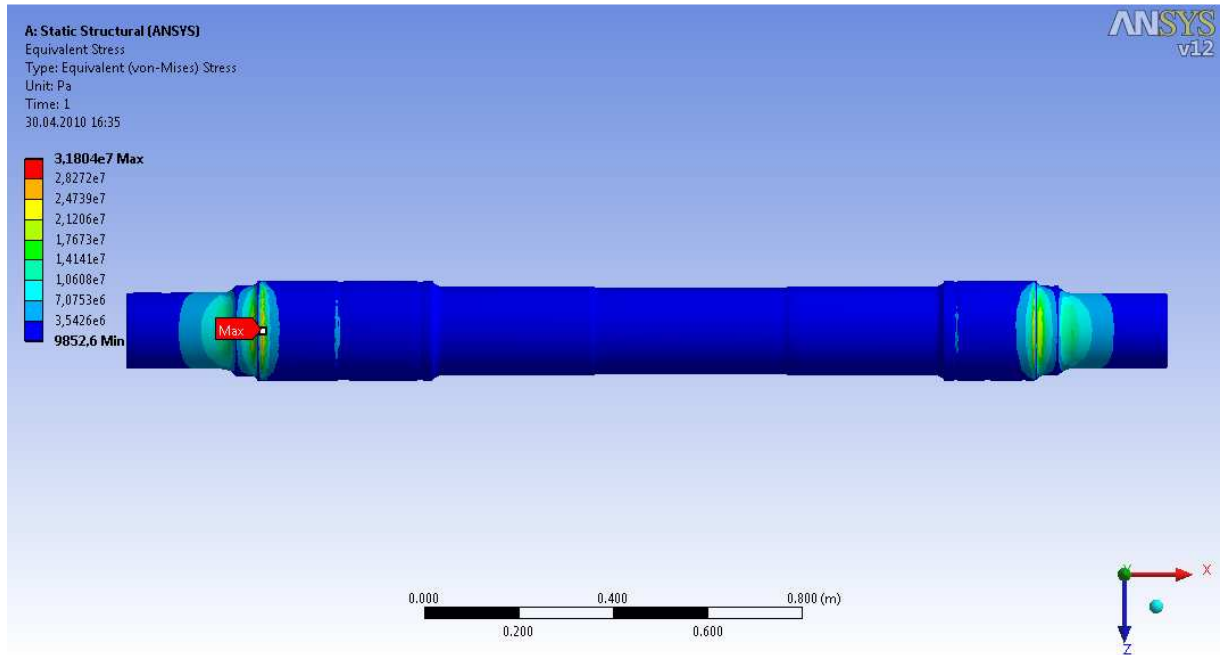
Lokomotif statik durumda iken mile etkiyen dış kuvvetler environment > loads kısmından lokomotif kasa ağırlığının milde yataklarda oluşturduğu kasa yükü (94165 N), dişli çark yükü (2407 N) ve de mile iki noktadan etkiyen motor yükü (20000 N) olarak girilmiştir. Ayrıca tekerlek bağlantılarının yapıldığı bölgeler environment > supports > cylindrical supports olarak belirlenmiştir. Şekil 7.13 'de bu yükler ve sınır şartları görülmektedir.



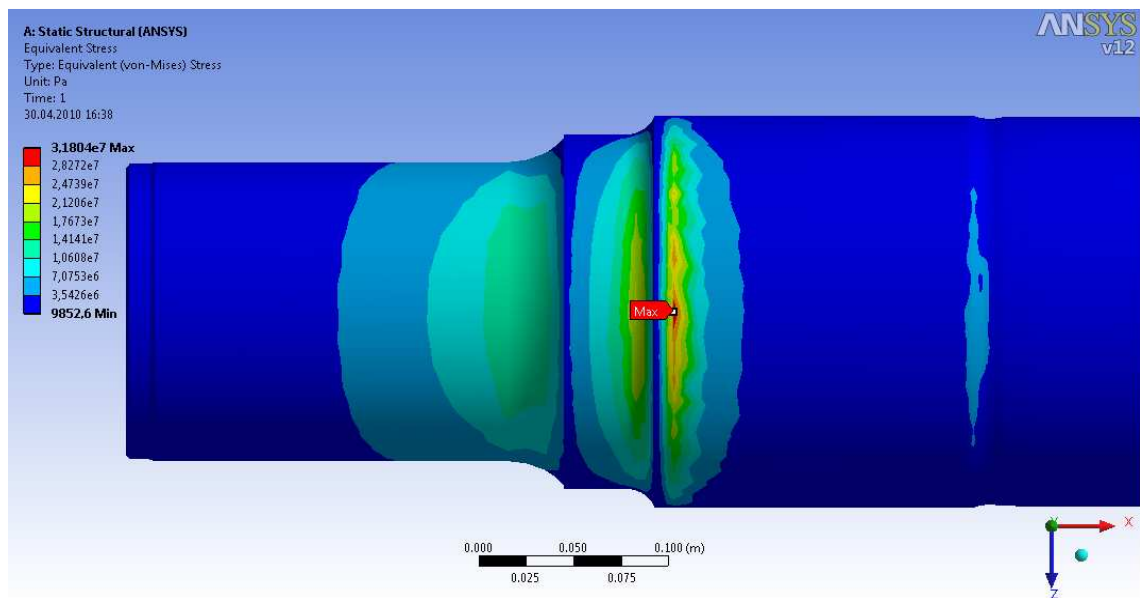
Şekil 7.13 Statik durumda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları

von-Mises Gerilmeleri

Malzeme sünek yapıda olduğundan, von Mises gerilmeleri incelenmiştir. Analiz öncesi öngörülen, yük altında parçanın elastik bölgede (akmadan) çalışacağı analiz sonucunda teyit edilmiştir. En büyük gerilmeler mile tekerlek bağlantısının yapıldığı ve çentik etkisindeki bölgelerde görülmektedir.



Şekil 7.14 Statik yükleme durumunda von Mises gerilme dağılımı



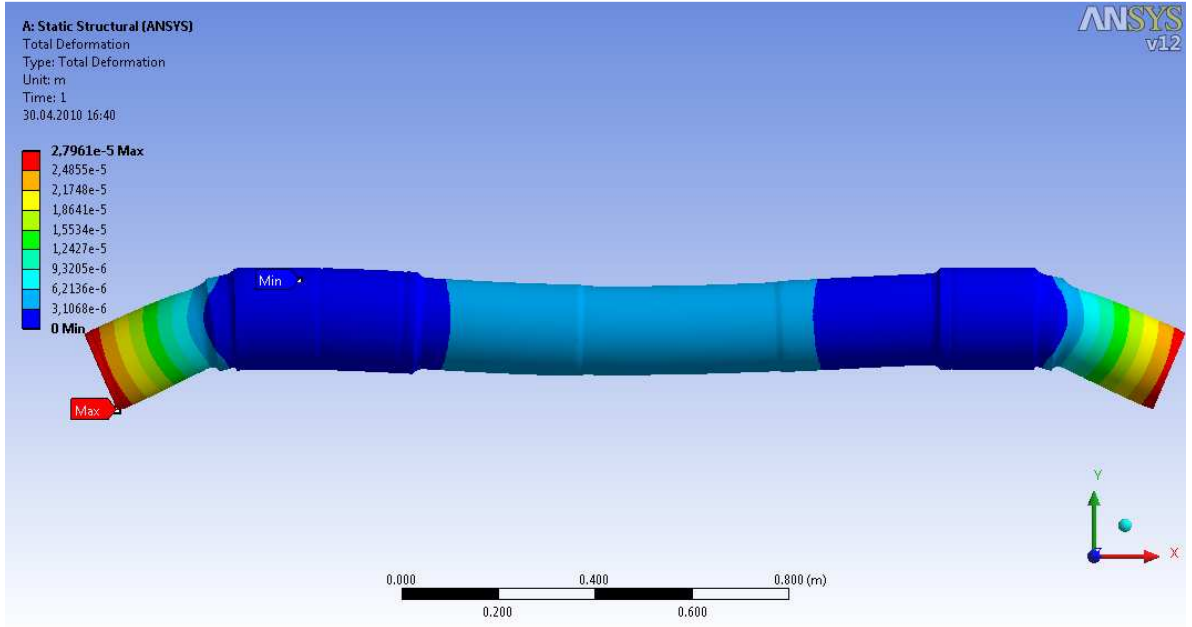
Şekil 7.15 von Misses gerilmelerinin maksimum olduğu bölge

Analiz sonucunda, en yüksek eş değer gerilme milde tekerlek bağlantısının yapıldığı yer ile lokomotif kasa yükünün yataklara bindiği yer arasında milin üst kısmındaki çentik etkisine maruz kalan kısımda oluşmaktadır ve değeri 31,804 MPa 'dır. Mil malzemesi olan 42CrMo4 malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar olmayacaktır.

Deformasyonlar

Analiz sonucunda milde en yüksek deformasyon değeri mile lokomotif kasa yükünün bindiği yatakların uç kısmında görülmektedir.

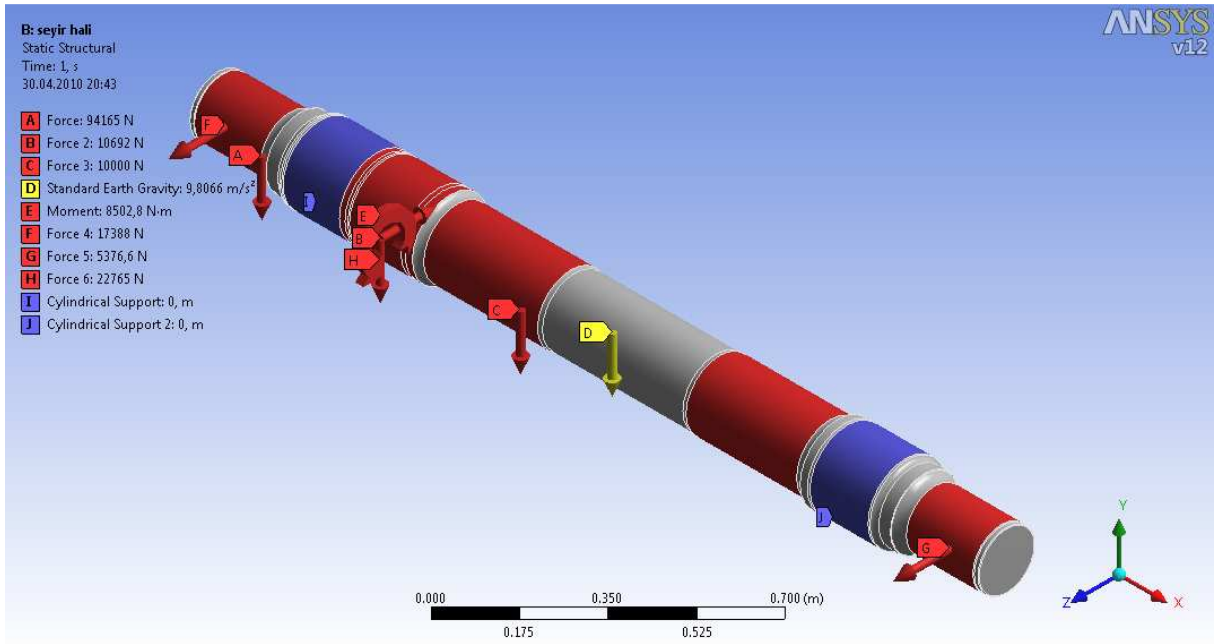
Milin esnemesinin ölçümünde referans olarak alınan oturma yüzeylerinde yaklaşık 0,027961 mm'lik deformasyona rastlanmıştır. Mildeki toplam deformasyon Şekil 7.16 'da görülmektedir.



Şekil 7.16 Statik yükleme durumunda milde oluşan toplam deformasyonlar

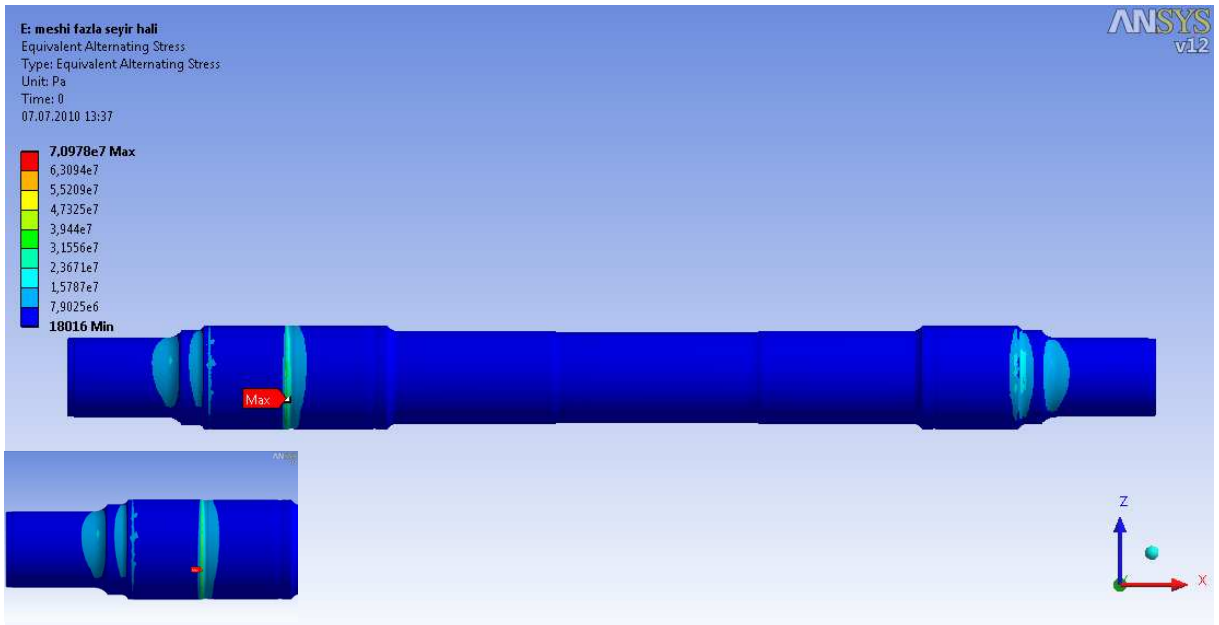
7.2.7.2 Düz Yolda Seyir Hali Durumu

Şekil 7.17 'de düz yolda seyir hali durum için mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları görülmektedir.



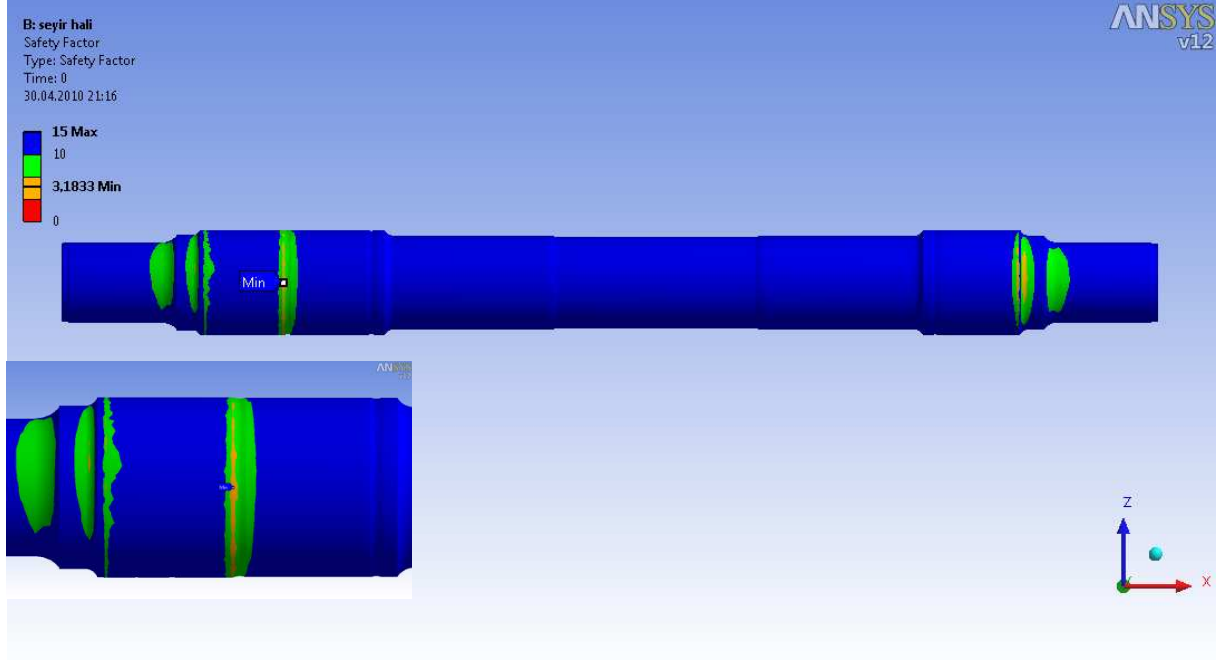
Şekil 7.17 Düz yolda seyir hali durumunda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları

Şekil 7.18’de yapılan analiz sonucunda elde edilen eş değer ortalama gerilme değerleri görülmektedir.



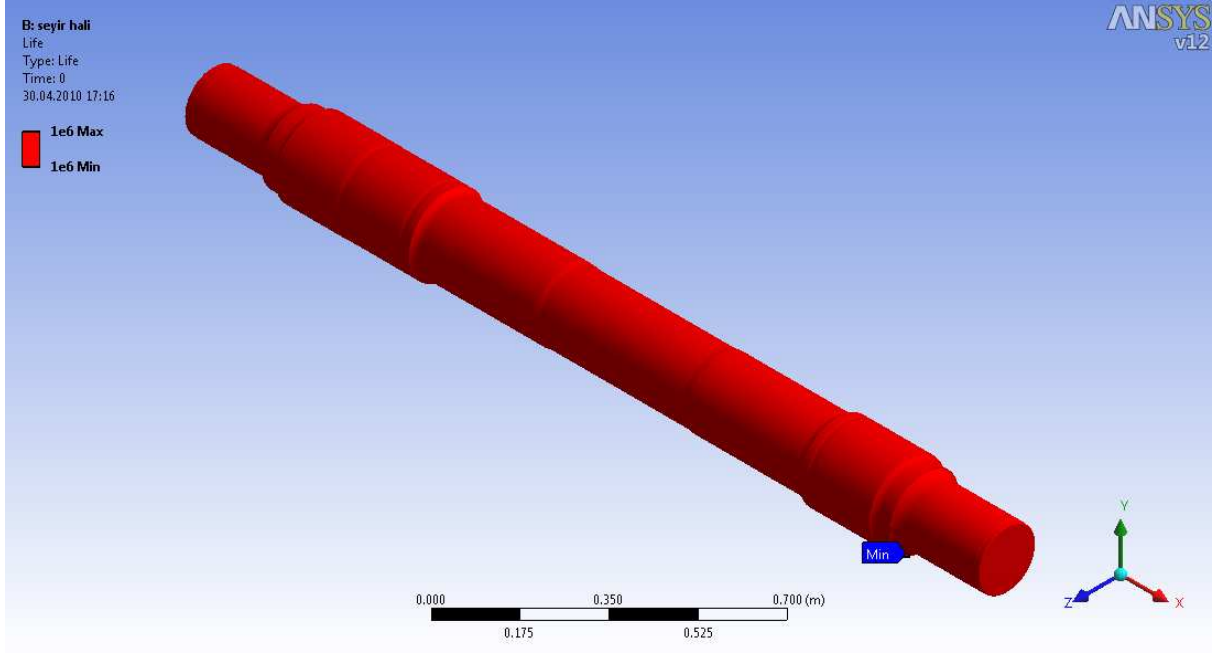
Şekil 7.18 Düz yolda seyir hali durumunda eş değer ortalama gerilme dağılımı

Analiz sonucunda, en yüksek gerilme değeri milde tekerlek bağlantısının yapıldığı yer ile mile motor momentinin iletildiği dişli çark bağlantısının olduğu bölge arasında milin çentik etkisine maruz kalan kısmında oluşmaktadır ve değeri 70,97 MPa 'dır. Mil malzemesi olan 42CrMo4 malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar olmayacaktır.



Şekil 7.19 Düz yolda seyir hali durumu için emniyet katsayısı

Şekil 7.19 'da görüldüğü gibi minimum emniyet katsayısı değeri daha önceki hesaplamalarımızda yaptığımız gibi mile motor momentinin iletildiği dişli çarkın bağlandığı çentik etkisi altındaki noktada görülmektedir ve değeri emniyetli sınırlar içinde kabul edilen 3,1833 ' tir.



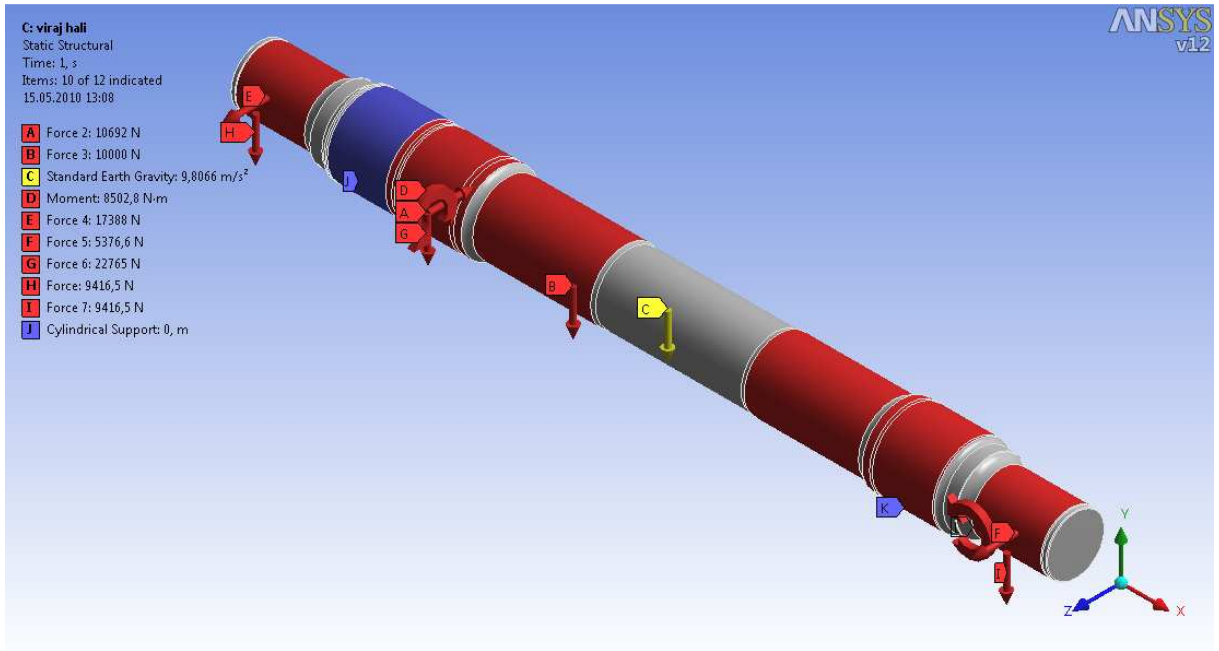
Şekil 7.20 Düz yolda seyir hali durumunda yorulma ömrü

Eğer yükten dolayı malzemede oluşacak gerilme genliği S-N diyagramındaki gerilme genliklerinin en küçüğünden daha küçük ise, S-N diyagramında en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısı bize parça ömrünü verir.

Görüldüğü gibi parçamız tamamen kırmızı renkte ve minimum life S-N diyagramında en düşük genliğe karşılık gelen çevrim sayısına eşittir. (10^6 çevrim)

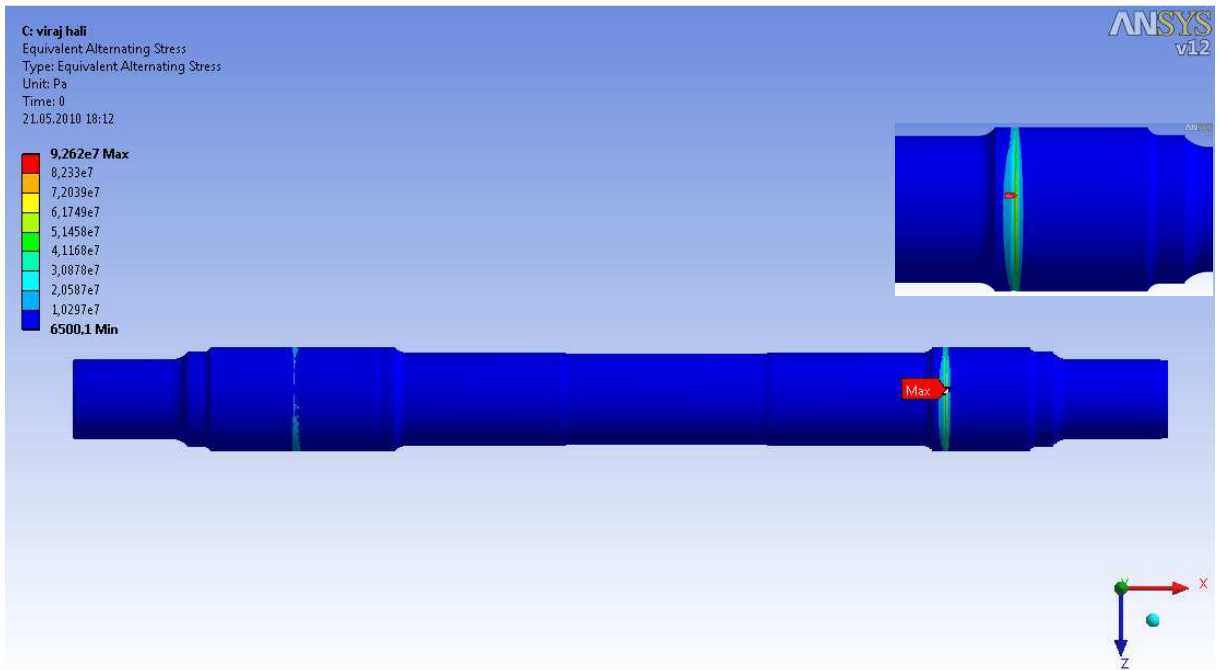
7.2.7.3 Viraj Durumu

Şekil 7.21 'de viraj durum için mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları görülmektedir.



Şekil 7.21 Viraj durumunda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları

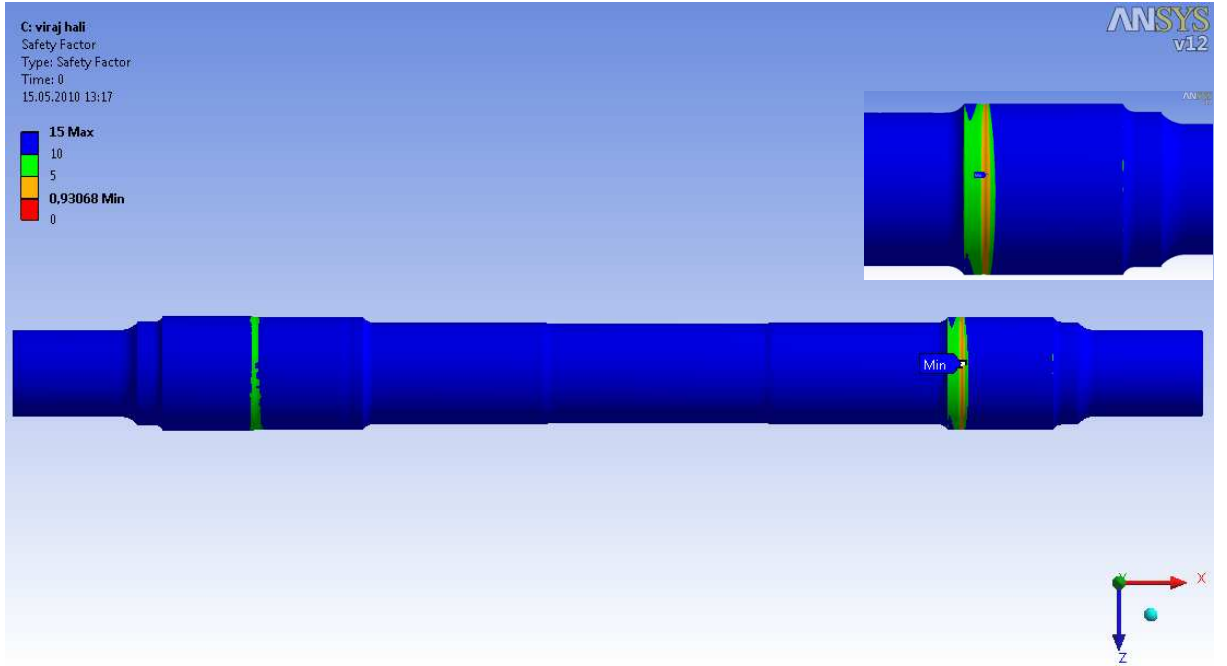
Şekil 7.22 'de yapılan analiz sonucunda elde edilen eş değer ortalama gerilme değerleri görülmektedir.



Şekil 7.22 Viraj durumunda eş değer ortalama gerilme dağılımı

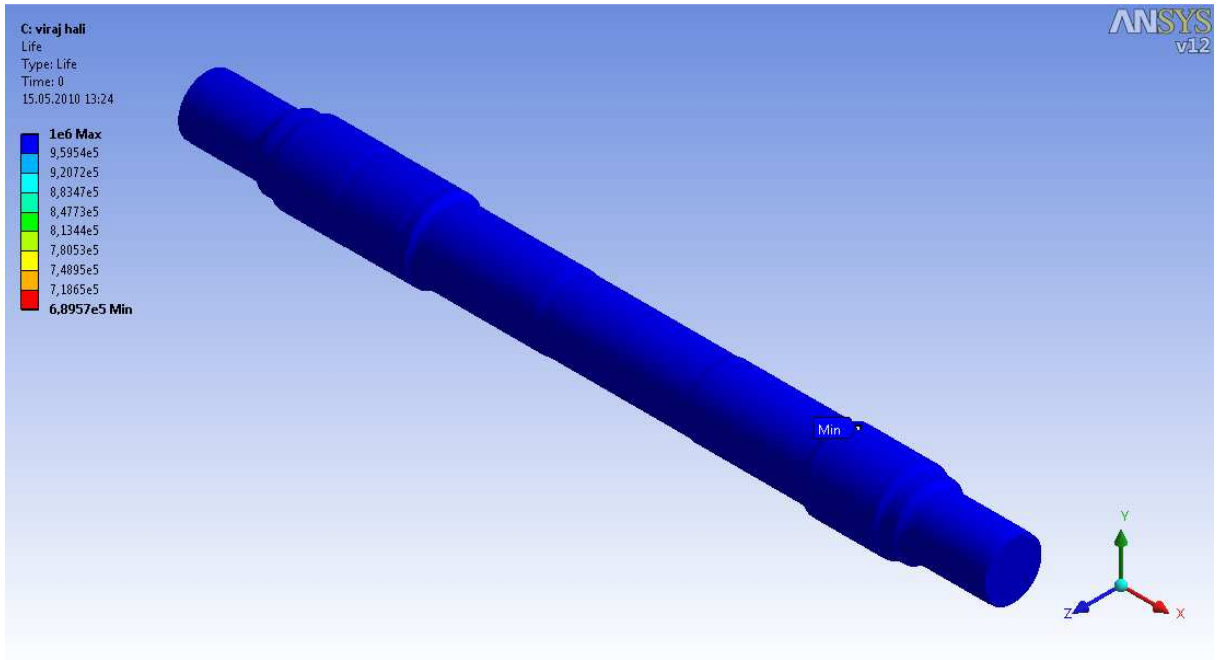
Analiz sonucunda, en yüksek gerilme değeri milde tekerlek bağlantısının yapıldığı yerde milin üst kısmındaki çentik etkisine maruz kalan kısımda oluşmaktadır ve değeri 92,62 MPa'dır. Mil malzemesi olan 42CrMo4 malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar olmayacaktır.

Şekil 7.23 'de yapılan analiz sonucunda viraj durumu için milde emniyet katsayısı değerleri görülmektedir. Minimum emniyet katsayısı değeri emniyetli 0,9306 ile emniyet sınırları içinde kabul edilen $\sigma_{em}=1 \geq 0,9306$ altındadır.



Şekil 7.23 Viraj durumu için emniyet katsayısı

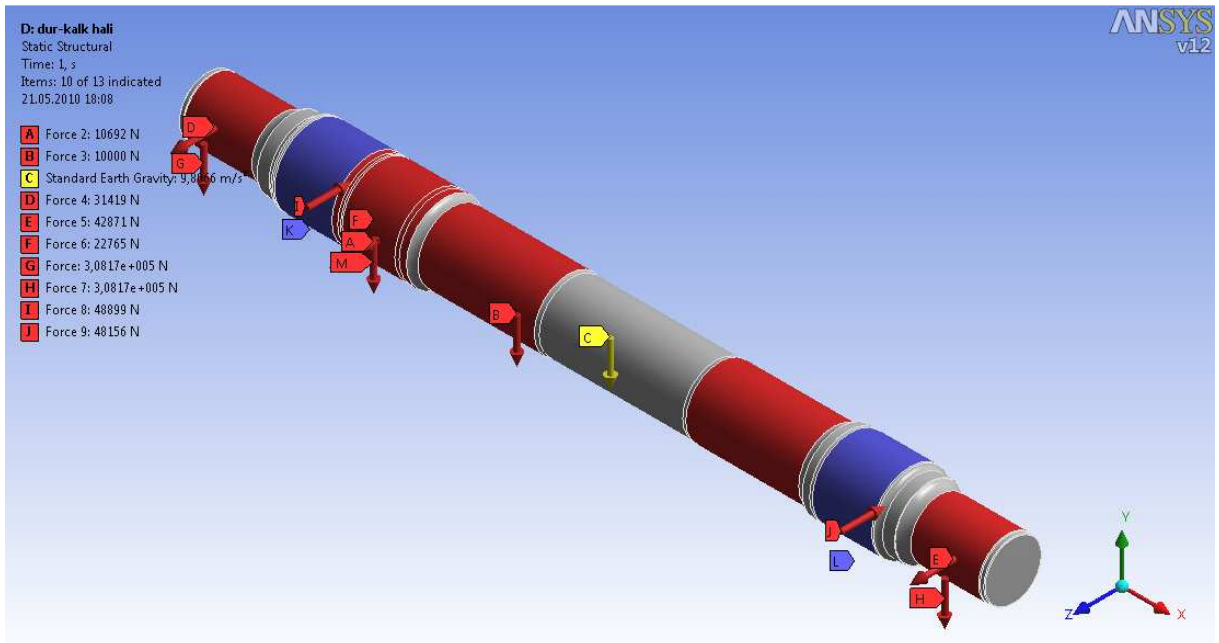
Şekil 7.24 'de viraj durumunda yorulma ömrü görülmektedir. Yapılan yorulma ömrü analizi sonucu minimum ömür değeri 689570 çevrim olarak milde maksimum gerilmeye maruz kalan bölgede belirlenmiştir.



Şekil 7.24 Viraj durumunda yorulma ömrü

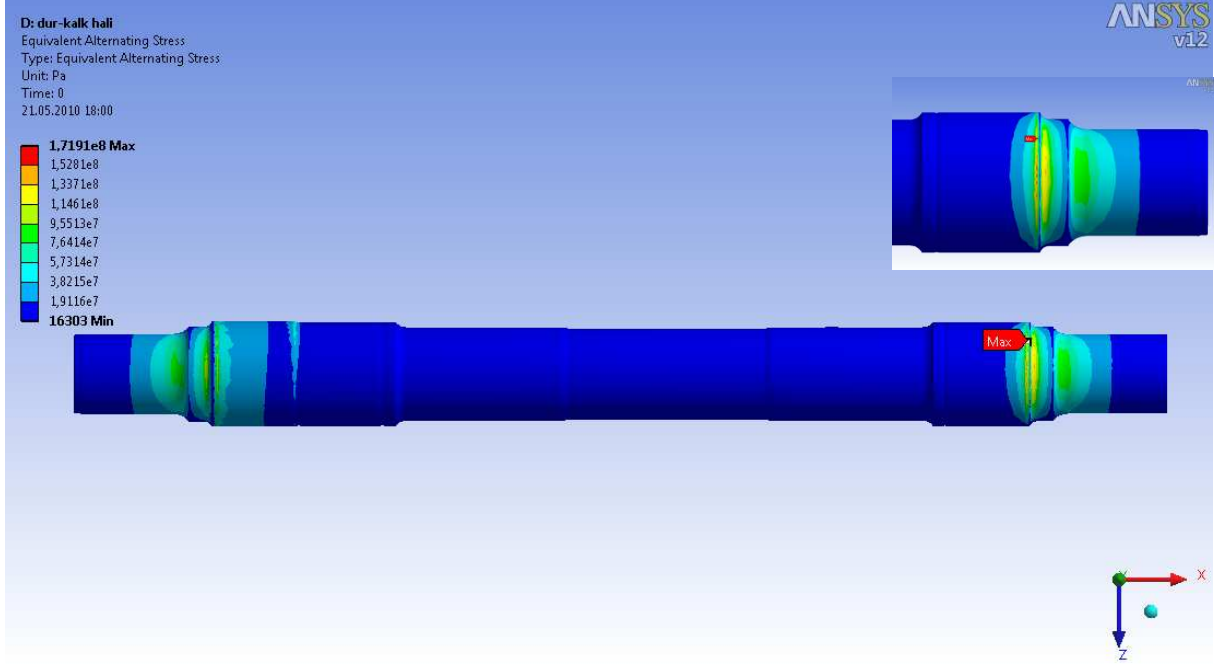
7.2.7.4 Kalkış Durumu

Şekil 7.25 'de kalkış durumu için mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları görülmektedir.



Şekil 7.25 Kalkış durumunda mile etkiyen kuvvetler ve sınır şartları

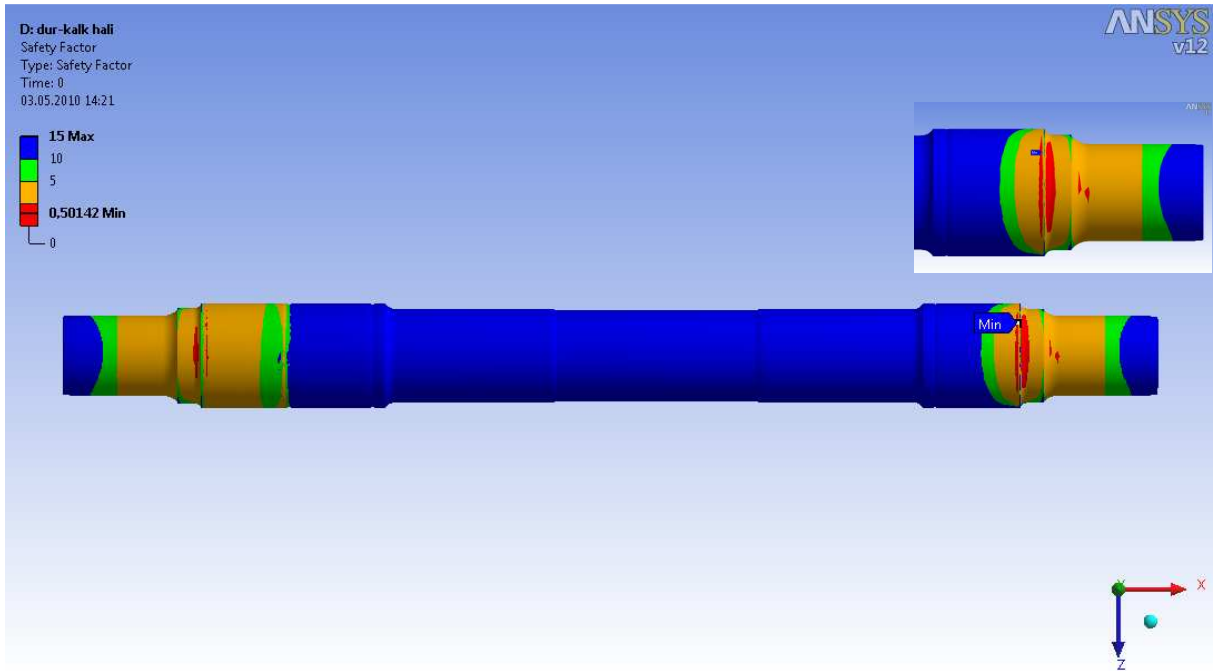
Şekil 7.26 'da yapılan analiz sonucunda elde edilen eş değer ortalama gerilme değerleri görülmektedir.



Şekil 7.26 Kalkış durumunda eş değer ortalama gerilme dağılımı

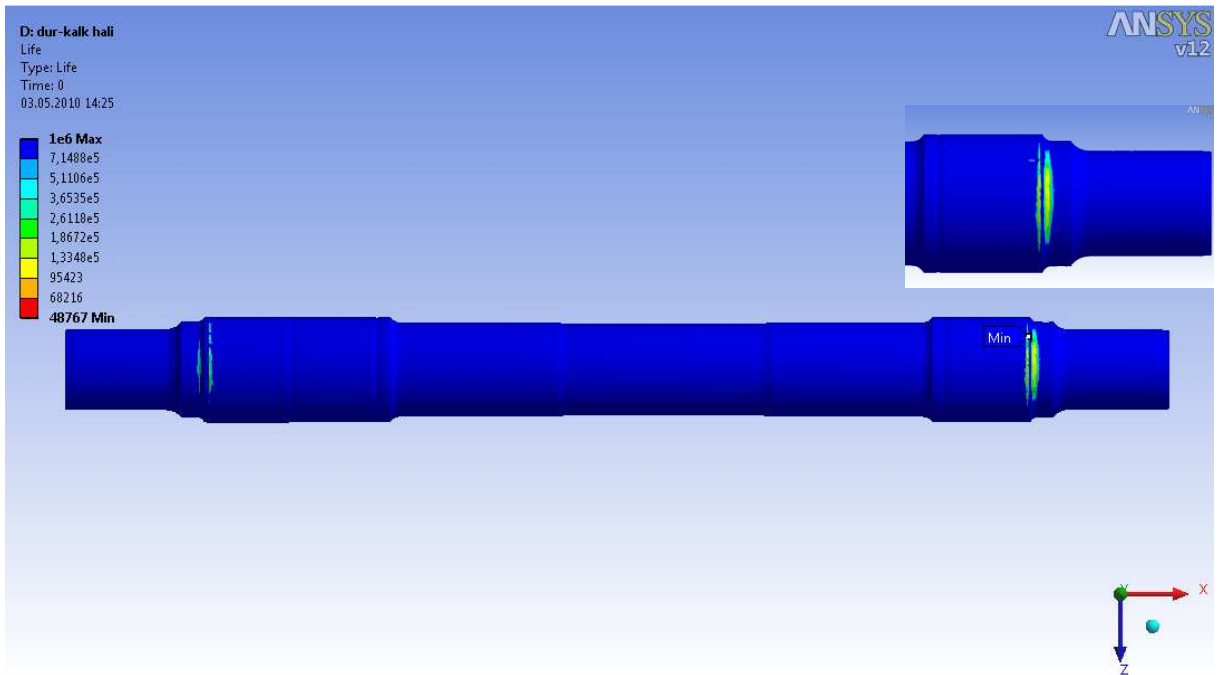
Analiz sonucunda, en yüksek gerilme değeri milde tekerlek bağlantısının yapıldığı yer ile lokomotif kasa yükünün yataklara bindiği yer arasında milin üst kısmındaki çentik etkisine maruz kalan kısımda oluşmaktadır ve değeri 171,91 MPa 'dır. Mil malzemesi olan 42CrMo4 malzemesinin akma sınırından küçük olduğu için parçada herhangi bir kalıcı hasar olmayacaktır.

Şekil 7.27 'de yapılan analiz sonucunda kalkış durumu için milde emniyet katsayısı değerleri görülmektedir. Minimum emniyet katsayısı değeri 0,50142 ile emniyetli sınırın dışına çıkmıştır.



Şekil 7.27 Kalkış durumu için emniyet katsayısı

Şekil 7.28 'de kalkış durumunda yorulma ömrü görülmektedir. Yapılan yorulma ömrü analizi sonucu minimum ömür değeri 48767 çevrim olarak milde maksimum gerilmeye maruz kalan bölgede belirlenmiştir.



Şekil 7.28 Kalkış durumunda yorulma ömrü

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında öncelikle TÜLOMSAŞ 'tan mil kırılmalarının görüldüğü lokomotifler, mil malzemesi, mil kırılmalarının en sık olduğu bölgeler gibi konuyla ilgili görüő ve öneriler alınmıştır.

Toplanan bu bilgiler ışığında y k ve yolcu taşımacılığında kullanılan DE24000 tipi dizel elektrik anahat lokomotifine ait cer milinin statik ve dinamik analizleri farklı yol koşullarında incelenmiş ve elde edilen bulgular neticesinde raylı taşıta ait cer milinin birikimli (kümülatif) hasara göre yorulma ömrü bulunmuştur.

Çalışmada cer milinin maruz kaldığı eğilme ve burulma gerilmeleri hesaplanmıştır. Daha sonra nümerik analiz kısmına geçilerek cer milinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi yapılmıştır.

Cer milleri taşıt hareketi süresince çalışan parçalardandır. Bu nedenle sürekli üzerinde değişken gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Miller hem burulmaya hem de eğilme gerilmelerine maruz kalırlar. Bu nedenle taşıtın en fazla yorulan parçalarındandır.

Bu çalışmada cer milinin farklı yol koşullarında maruz kaldığı gerilmeler ile bu gerilmelerin milin belirlenen kritik noktalarındaki değerleri incelenmiőtır.

Yapılan hesaplamalar ve elde edilen bulgular neticesinde cer milindeki maksimum gerilmelerin meydana geldiği noktalar tespit edilmiş ve kırılma meydana gelebilecek yerler belirlenmiştir. Buna göre cer motorunun tahrik momenti ile mile dişliler aracılığıyla ilettiği kısımdaki, çentik etkisine maruz kalan bölge milde en kritik bölge olarak göze çarpmaktadır.

Lokomotifin statik durumda maruz kaldığı yükler incelendiğinde cer mili üzerinde herhangi bir kalıcı hasar meydana getirecek ya da güvenlik sınırları dışına çıkacak bir durum gözükmemektedir. Yapılan nümerik analizler sonucunda da elde edilen değerler yaklaşık sonuçlar vermiştir.

Lokomotifin düz yolda seyir halindeki durumu incelendiğinde statik durumdan farklı olarak mil burulma gerilmesine de maruz kalmaktadır. Bu durumda mile etkiyen bileşke gerilmelerde artmaktadır.

Lokomotif viraj durumunda iken kurplardaki merkezkaç kuvveti etkisinden dolayı milin maruz kaldığı gerilmeler neticesinde bazı bölgelerinde emniyet kaysayısı güvenirlik sınırının altına inmektedir.

Lokomotifin kalkış anında (ivmelenme durumunda) mil atalet kuvveti etkisi altına girmektedir. Bu durumda mil yataklarına binen yüklerde önemli derecede artmaktadır. Her iki

mil yatağına binen düşey yükler 308172 N gibi bir değere çıkmaktadır. Milde özellikle yatay ekseninde kuvvetler kalkış anında oldukça büyük artış göstermektedir.

Ayrıca ANSYS programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemiyle de nümerik analizler yapılmış ve elde edilen hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda yapılan hesaplamalar ve nümerik analiz sonucu elde edilen değerler birbirine yakın sonuçlar vermektedir.

Nümerik analiz yapılırken geometrik modeli oluşturulan milin mekanik özellikleri kullanılarak statik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Gerilme kriterleri olarak von Mises gerilmeleri kullanılmıştır.

Akma ve kopma değerleri von Mises kriteri kapsamında malzemenin güvenli olup olmadığını belirler. Bu koşullar dikkate alınarak aks millerinin emniyet katsayısı hesaplanmış ve bulunan sonuçlara göre milin güvenli olduğu tespit edilmiştir.

ÖNERİLER

Lokomotif mili kademeli bir mildir ve kademeli millerde özellikle bu kademe geçişlerinde gerilme yığılmaları meydana gelmekte ve çatlak çekirdeklenmeleri bu bölgelerde başlayarak ilerlemektedir. Kritik bölgelerde mil çapının ve geçiş radiuslarının artırılması mil mukavemetini olumlu yönde etkileyecektir.

Halihazırda mil üretildikten sonra, mil üzerinde herhangi bir ısıtma işlemi yapılmamaktadır. Üretimden sonra yüzeyde kalıcı baskı gerilmeleri oluşturan ısıtma işlemlerinin uygulanmasının milin yorulma ömrüne katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Geometri üzerinde yapılan iyileştirmeye ilaveten, milin yorulma mukavemetini artırmak için indüksiyon sertleştirme ve kumlama gibi ikincil işlemlerin uygulanması, mil ömründe dikkate değer iyileştirme sağlayacağı düşünülmektedir.

Mile etki eden dinamik kuvvetler üzerinde rol oynayan en büyük etkenin yol düzensizlikleri ve aşırı yükleme olduğu görülmektedir. Bu durumda ray hatlarında yapılacak iyileştirmeler mile etkiyen dinamik kuvvetlerin azalmasını sağlayacaktır. Ayrıca, işletme koşullarında lokomotif ile taşınan dolu yük vagon sayısının kısıtlanması, mil üzerinde oluşan burulma gerilmelerinin azaltılması açısından önem taşımaktadır.

İşletmelerin olası iyileştirme etkinlikleri sonucunda, düşünülen iyileştirmelerin hangi oranda mil ömrüne katkı sağlayacağı, oluşturulan sanal model ile sınanabilir. Böylelikle maliyet ve verim açısından, işletme için en uygun çözüm metodu sanal model üzerinde alınacak veriler

doğrultusunda seçilebilir. Ayrıca bu model ile olası farklı çözüm yöntemleri hızlı ve güvenilir bir şekilde sınanabilir.

Ultrasonik yöntemler ile millerde çatlak oluşumu ve ilerlemesi takip edilebilmektedir. Tahribatsız bir muayene yöntemi olması ve kısa sürede sonuç vermesi yöntemi çekici kılmaktadır. Lokomotif milleri periyodik aralıklarla kontrol edilerek hasar oluşmadan önce ultrasonik yöntemler ile çatlaklar tespit edilebilir ve değiştirilmesi sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M. ve Kent, M., (1975), “Makina Elemanları 1. Cilt”, İ.T.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi sayı: 106, İ.T.Ü. Matbaası Gümüşsuyu-İstanbul.
- Bishop, N., Sharnet, F., (2000), “Finite Elements Based Fatigue Calculations”, Innovative Properties Company, Woodbury.
- Bozacı, A., Çolak, Ö.Ü. ve Koçaş, İ., (2000), Makina Elemanlarının Projelendirilmesi, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- Bozkurt, M., (1985), Demiryolu I. İTÜ İnşaat Fakültesi Ders Notları, İTÜ İnşaat Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- Collins, J.A., (1993), “Failure of Materials in Mechanical Design”, 2. Edition, John Wiley & Sons, A.B.D.
- Dağhan, A., (1991), Demiryolu Taşıtları Mekaniği, TCDD Matbaası, Ankara.
- Dikmen, F., (1989), Raylı Taşıtlarda Dingil Kırılmaları ve Önlenmesi, Bilgisayar Yardımıyla Dinamik Analiz ve Konstrüksiyon. Doktora Tezi (Yayımlanmamış), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Dowling, N.E., (1999), “Mechanical Behaviour of Materials”, Prentice Hall, 2. Edition, A.B.D.
- Ekberg, A., (2004), Fretting Fatigue of railway Axles-a review of Predictive Methods and Outline of a Finite Element Model, Journal of Rail and Rapid Transit, Göteborg.
- Hirakawa, K., Toyama, K. ve Kubota, M., (1998), The Analysis and Prevention of Failure in Railway Axles. Int. J. Fatigue, Japan.
- Juuma, T., (2000), Torsional Fretting Fatigue Strength of a Shrink-Fitted Shaft with a Grooved Hub., Tribology International, Oulu.
- McQuaid, J., and Jones, N., (1999), A Re-examination of Andrews’ Research on Impact Resistance of Railway Axles, International Journal of Impact Engineering, Liverpool.
- Saatçi, G.E., (2002), “Dinamik Kırılmalarda Birikimli (Kümülatif Hasar Metotlarının İncelenmesi ve GTD Model 4x4 Askeri Aracın Aktarma Elemanlarına Uygulanması”, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- Tahralı, N. ve Dikmen, F., (1995), “Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlilik ve Ömür Hesapları”, Y.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- Urlu, C., (1990), Demiryollarında Tren Mekaniğine Giriş, TCDD Matbaası, İzmir.
- Vogwell, J., (1998), Analysis of a Vehicle Wheel Shaft Failure, Engineering Failure Analysis, Oxford.

EKLER

- Ek 1 Ansys Programında Yapılan Analiz Çıktıları
- Ek 2 Farklı Yol Koşullarında Milde Meydana Gelen Gerilme ve Emniyet Katsayısı
Değerleri
- Ek 3 Araca Ait Genel Karakteristikler
- Ek 4 DE24000 Tipi Anahat Lokomotif Bojisinin Görünüşleri
- Ek 5 Analizi Yapılan Mile Ait Teknik Resimler

Ek 1 Ansys Programında Yapılan Analiz Çıktıları

Model (A4)**Geometry****Model (A4) > Geometry**

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
Definition	
Source	C:\Users\x\Desktop\mil_files\dp0\SYS\DM\SYS.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
Bounding Box	
Length X	2,206 m
Length Y	0,2112 m
Length Z	0,2112 m
Properties	
Volume	6,144e-002 m ³
Mass	482,3 kg
Scale Factor Value	1,
Statistics	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	107823
Elements	67243
Mesh Metric	None
Preferences	
Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	No
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	Yes
Temporary Directory	C:\Users\x\AppData\Local\Temp

Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

Model (A4) > Geometry > Parts

Object Name	<i>Solid</i>
State	Meshed
Graphics Properties	
Visible	Yes
Transparency	1
Definition	
Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Material	
Assignment	Structural Steel
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Length X	2,206 m
Length Y	0,2112 m
Length Z	0,2112 m
Properties	
Volume	6,144e-002 m ³
Mass	482,3 kg
Centroid X	1,0447 m
Centroid Y	-6,7166e-002 m
Centroid Z	-2,1269e-012 m
Moment of Inertia Ip1	2,1561 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	182,93 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	182,93 kg·m ²
Statistics	
Nodes	107823
Elements	67243
Mesh Metric	None

Coordinate Systems

Model (A4) > Coordinate Systems > Coordinate System

Object Name	<i>Global Coordinate System</i>
State	Fully Defined

Definition	
Type	Cartesian
Ansys System Number	0,
Origin	
Origin X	0, m
Origin Y	0, m
Origin Z	0, m
Directional Vectors	
X Axis Data	[1, 0, 0,]
Y Axis Data	[0, 1, 0,]
Z Axis Data	[0, 0, 1,]

Mesh

Model (A4) > Mesh

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Fine
Element Size	2,e-002 m
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Medium
Minimum Edge Length	0,483810 m
Inflation	
Use Automatic Tet Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled

Pinch	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate on Refresh	No
Statistics	
Nodes	107823
Elements	67243
Mesh Metric	None

Model (A4) > Mesh > Mesh Controls

Object Name	Patch Conforming Method		Refinement
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Body	5 Faces	
Definition			
Suppressed	No		
Method	Tetrahedrons		
Algorithm	Patch Conforming		
Element Midside Nodes	Use Global Setting		
Refinement		1	

Material Data

Structural Steel

Structural Steel > Constants

Density	7850 kg m ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-007 ohm m

Structural Steel > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa
0

Structural Steel > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa
5.5e+008

Structural Steel > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
5.5e+008

Structural Steel > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
9.5e+008

Structural Steel > Alternating Stress

Alternating Stress Pa	Cycles	Mean Stress Pa
3.999e+009	10	0
2.827e+009	20	0
1.896e+009	50	0
1.413e+009	100	0
1.069e+009	200	0
4.41e+008	2000	0
2.62e+008	10000	0
2.14e+008	20000	0
1.38e+008	1.e+005	0
1.14e+008	2.e+005	0
8.62e+007	1.e+006	0

Structural Steel > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient Pa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient Pa	Cyclic Strain Hardening Exponent
9.2e+008	-0.106	0.213	-0.47	1.e+009	0.2

Structural Steel > Relative Permeability

Relative Permeability
10000

Structural Steel > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio
	2.1e+011	0.3

Solution (A6) Statik Durum**Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Results**

Object Name	Equivalent Stress	Total Deformation
State	Solved	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	All Bodies	
Definition		
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Total Deformation
By	Time	
Display Time	Last	
Calculate Time History	Yes	
Use Average	Yes	
Identifier		
Results		
Minimum	9852,6 Pa	0, m
Maximum	3,1804e+007 Pa	2,7961e-005 m
Information		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Stress Tool > Results

(11) State Structural (15) Solution (15) Stress Ratio (15)			
Object Name	Safety Factor	Stress Ratio	Safety Margin
State	Solved		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	All Bodies		
Definition			
Type	Safety Factor	Stress Ratio	Safety Margin
By	Time		
Display Time	Last		
Calculate Time History	Yes		
Use Average	Yes		
Identifier			
Results			
Minimum	> 10	1,7914e-005	> 9
Maximum		5,7826e-002	
Information			
Time	1, s		
Load Step	1		
Substep	1		

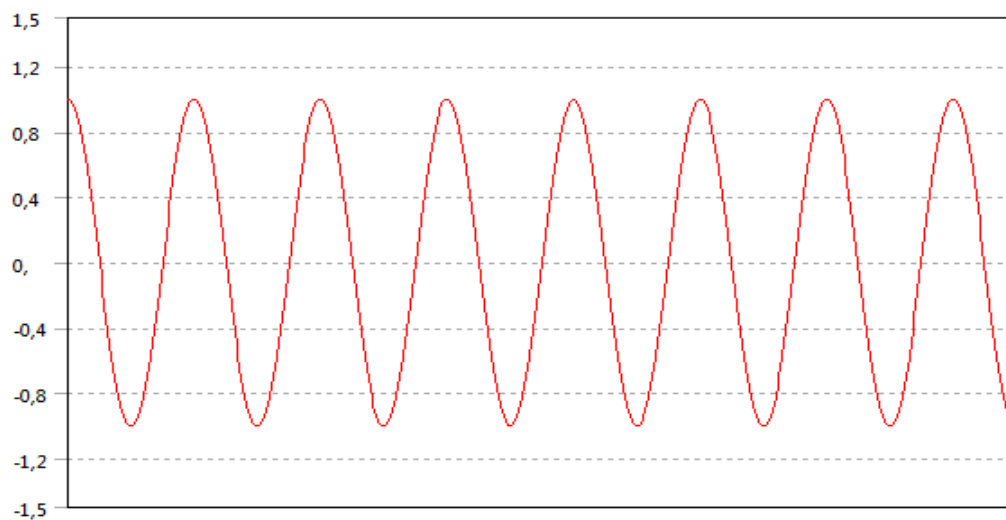
Iteration Number	1
------------------	---

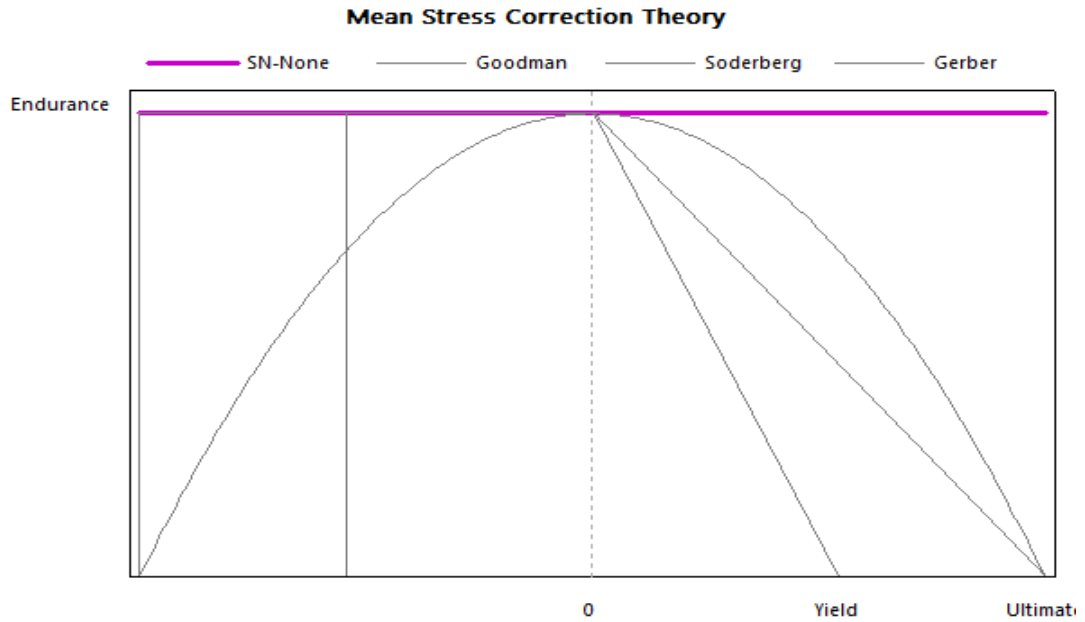
Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Fatigue Tools

Object Name	<i>Fatigue Tool</i>
State	Solved
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
Loading	
Type	Fully Reversed
Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	None
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Fatigue Tool

Constant Amplitude Load
Fully Reversed



Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Fatigue Tool

Model (A4) > Static Structural (A5) > Solution (A6) > Fatigue Tool > Results

Object Name	Life	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Life	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress
Identifier				
Design Life		1,e+009 cycles		
Results				
Minimum	1,e+006 cycles		2,7103	9852,6 Pa
Maximum		1000,		3,1804e+007 Pa

Solution (B6) Düz Yol Seyir Durumu
Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Total Deformation
State	Solved	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	All Bodies	
Definition		
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Total Deformation

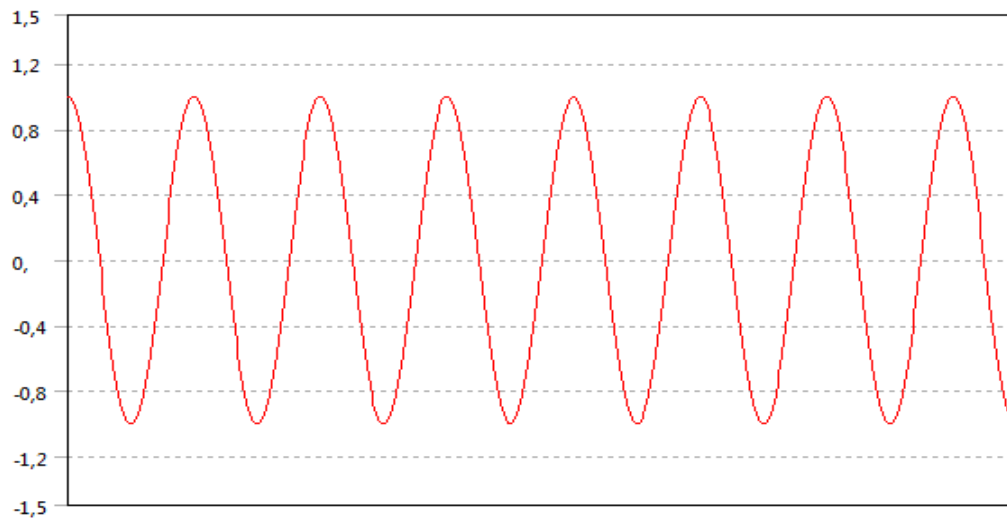
By	Time	
Display Time	Last	
Calculate Time History	Yes	
Use Average	Yes	
Identifier		
Results		
Minimum	29832 Pa	0, m
Maximum	2,7079e+007 Pa	3,827e-005 m
Information		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tools

Object Name	<i>Fatigue Tool</i>
State	Solved
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
Loading	
Type	Fully Reversed
Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	None
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

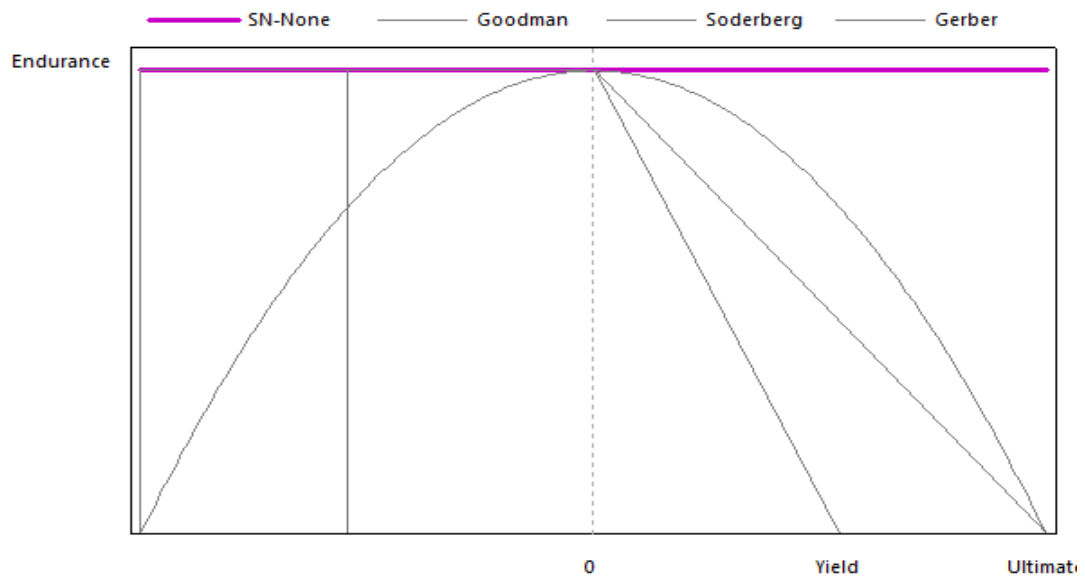
Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool

**Constant Amplitude Load
Fully Reversed**



Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool

Mean Stress Correction Theory



Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool > Results

Model (D1)	State Structural (D2)		Solution (D3)	Finite Element Results
Object Name	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress	Life
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Design Life	1,e+009 cycles			

Type	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress	Life
Identifier				
Results				
Maximum	1000,		2,7079e+007 Pa	
Minimum		3,1833	29832 Pa	1,e+006 cycles

Solution (C6)Viraj Durumu

Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Results

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>
State	Solved
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Equivalent (von-Mises) Stress
By	Time
Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Use Average	Yes
Identifier	
Results	
Minimum	6500,1 Pa
Maximum	9,262e+007 Pa
Information	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

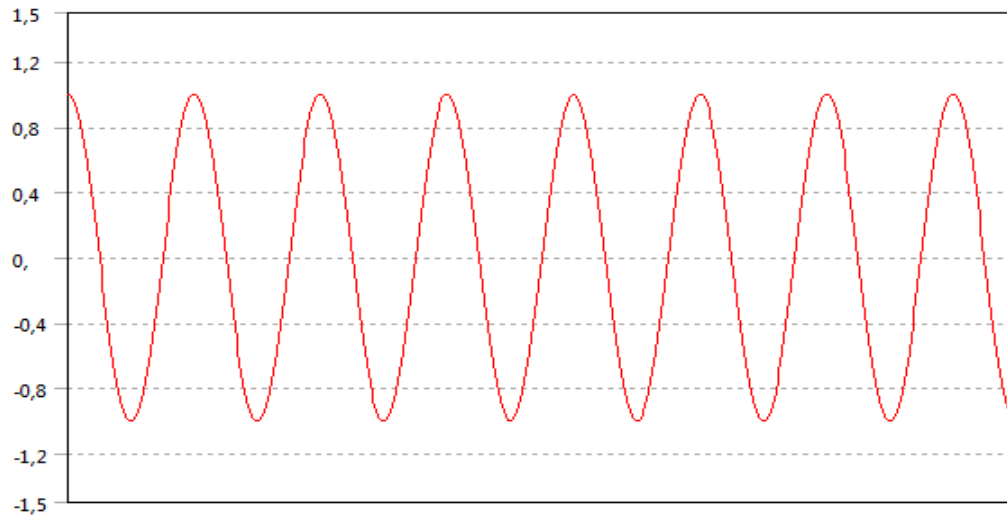
Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Fatigue Tools

Object Name	<i>Fatigue Tool</i>
State	Solved
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
Loading	
Type	Fully Reversed
Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life

Mean Stress Theory	None
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

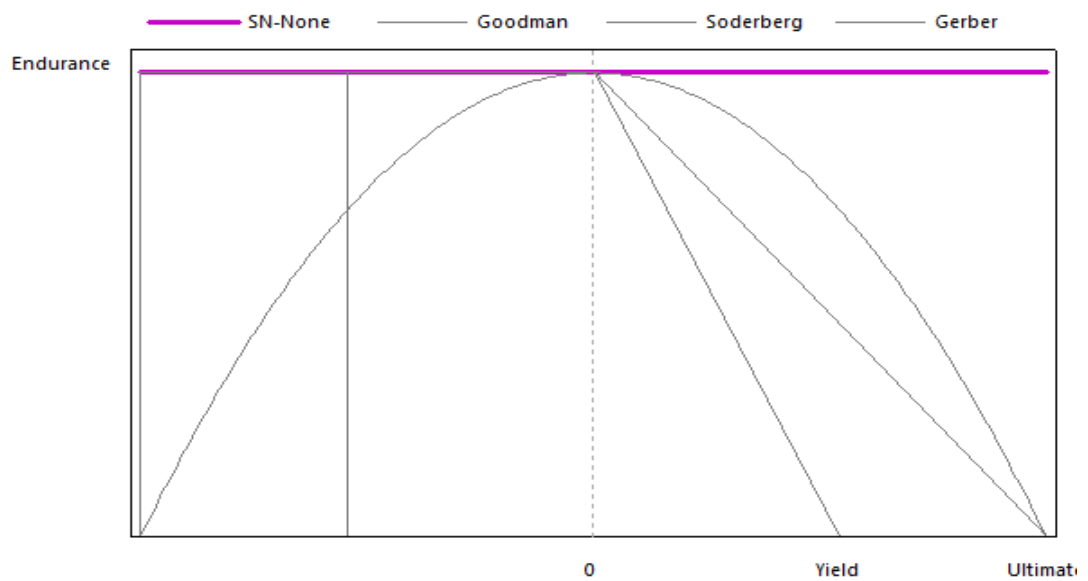
Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Fatigue Tool

**Constant Amplitude Load
Fully Reversed**



Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Fatigue Tool

Mean Stress Correction Theory

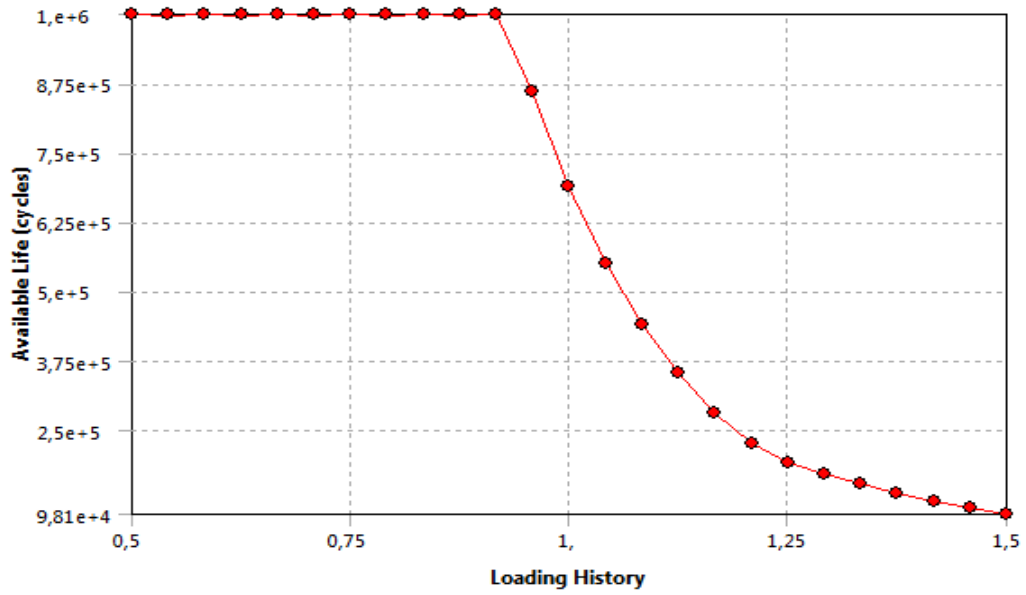


Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Fatigue Tool > Results

Object Name	<i>Life</i>	<i>Damage</i>	<i>Safety Factor</i>	<i>Equivalent Alternating Stress</i>	<i>Biaxiality Indication</i>
State	Solved				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	All Bodies				
Definition					
Type	Life	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress	Biaxiality Indication
Identifier					
Design Life		1,e+009 cycles			
Results					
Minimum	6,8958e+005 cycles		0,93069	6500,1 Pa	-1,
Maximum		1450,2		9,262e+007 Pa	0,99366

Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Fatigue Tool > Result Charts

Object Name	<i>Fatigue Sensitivity</i>
State	Solved
Scope	
Geometry	All Bodies
Definition	
Sensitivity For	Life
Options	
Lower Variation	50, %
Upper Variation	150, %
Number of Fill Points	25
Chart Viewing Style	Linear

Model (C4) > Static Structural (C5) > Solution (C6) > Fatigue Tool > Fatigue Sensitivity

Solution (D6) Kalkış Durumu
Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Maximum Principal Stress	Normal Stress	Shear Stress
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Maximum Principal Stress	Normal Stress	Shear Stress
By	Time			
Display Time	Last			
Calculate Time History	Yes			
Use Average	Yes			
Identifier				
Orientation			X Axis	XY Plane
Coordinate System			Global Coordinate System	
Results				
Minimum	16303 Pa	-1,0646e+008 Pa	-1,6342e+008 Pa	-9,2867e+007 Pa
Maximum	1,7191e+008 Pa	2,2939e+008 Pa	1,5664e+008 Pa	6,7461e+007 Pa
Information				
Time	1, s			

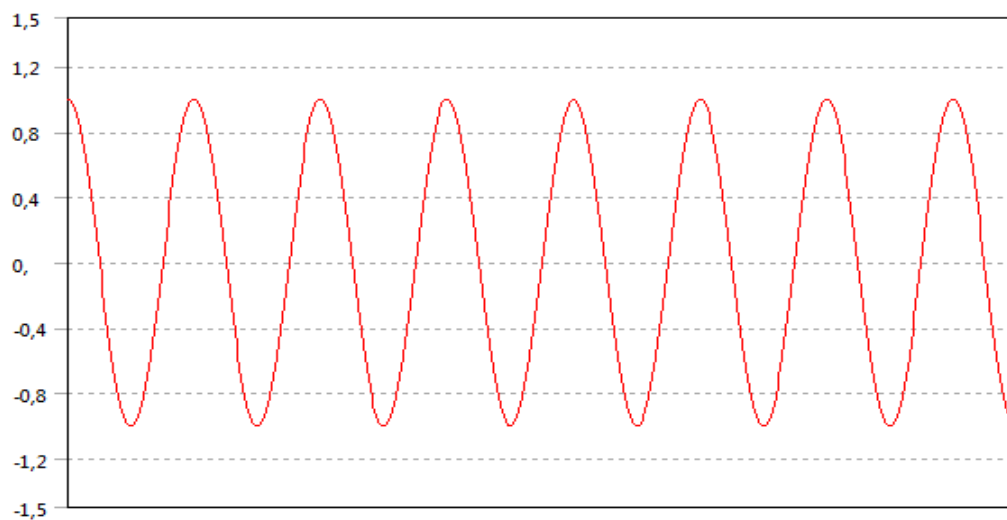
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

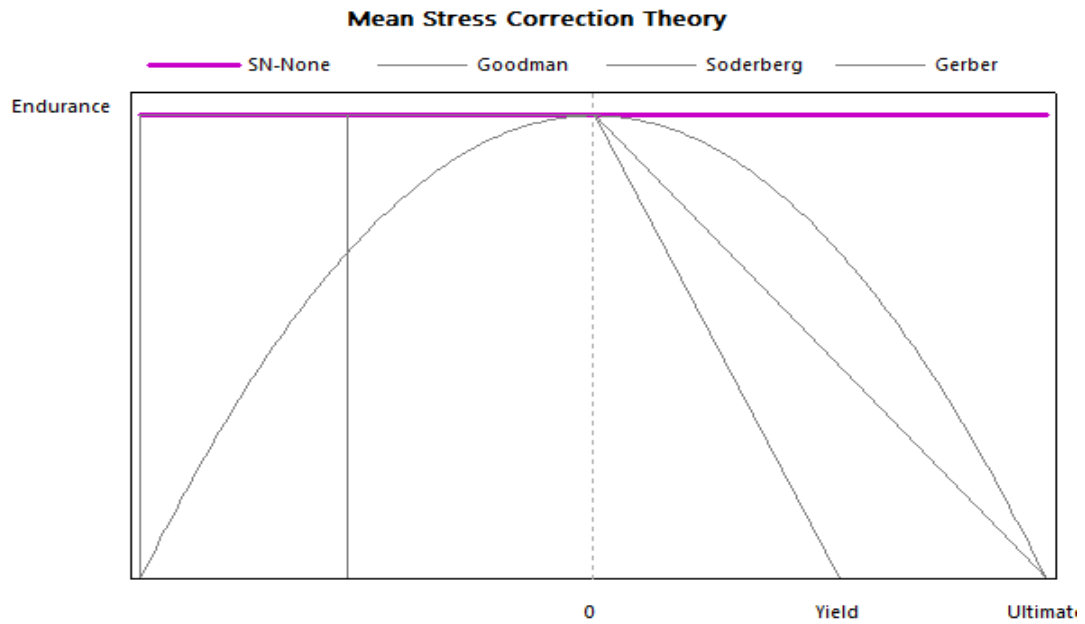
Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Fatigue Tools

Object Name	<i>Fatigue Tool</i>
State	Solved
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
Loading	
Type	Fully Reversed
Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	None
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Fatigue Tool

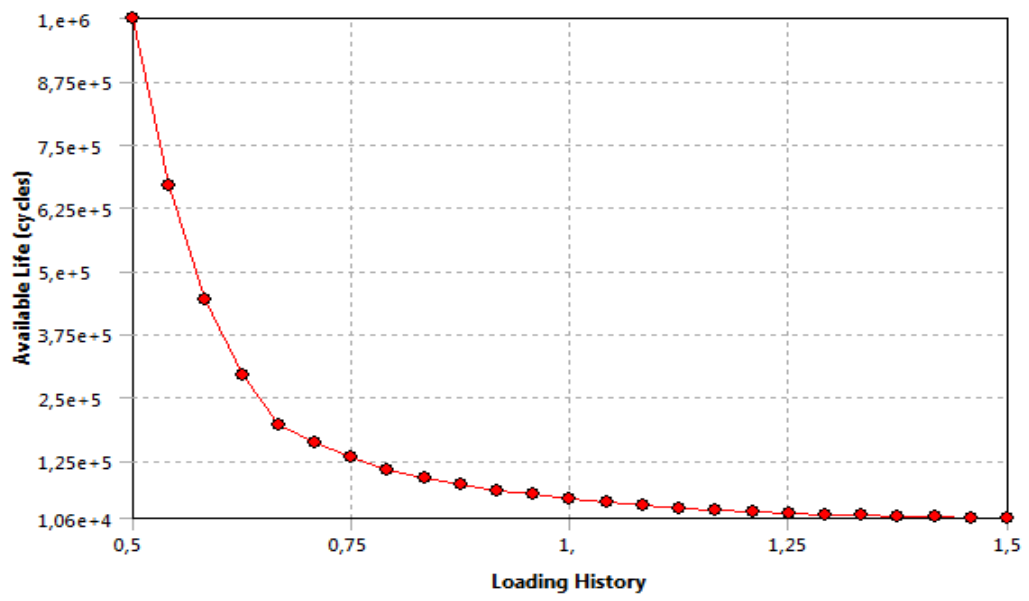
Constant Amplitude Load
Fully Reversed



Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Fatigue Tool

Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Fatigue Tool > Results

Object Name	Life	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress	Biaxiality Indication
State	Solved				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	All Bodies				
Definition					
Type	Life	Damage	Safety Factor	Equivalent Alternating Stress	Biaxiality Indication
Identifier					
Design Life		1,e+009 cycles			
Results					
Minimum	48767 cycles		0,50142	16303 Pa	-0,99998
Maximum		20506		1,7191e+008 Pa	0,98818

Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Fatigue Tool > Fatigue Sensitivity



Ek 2 Farklı Yol Koşullarında Milde Meydana Gelen Gerilme ve Emniyet Katsayısı Değerleri

Statik Durumda Gerilme ve Emniyet Katsayısı Değerleri

Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı	Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı
A	-	-	I	20,88	33,5102
B	25,37	27,6679	II	23,31	30,0233
C	22,07	31,7167	III	23,51	29,7633
D	27,36	25,5809	IV	21,70	32,2558
E	29,08	24,0711	V	21,38	32,7397
F	25,37	27,5865	VI	27,62	25,3422
G	-	-			

Düz Yolda Seyir Durumunda Gerilme ve Emniyet Katsayısı Değerleri

Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı	Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı
A	-	-	I	98,64	7,0962
B	81,73	8,5646	II	129,35	5,4115
C	70,41	9,9417	III	136,14	5,1414
D	74,85	9,3517	IV	131,16	5,3367
E	78,76	8,8875	V	96,74	7,2358
F	80,50	8,6948	VI	103,19	6,7835
G	-	-			

Lokomotifin Viraja v=120 km/h Hızla Girme Durumunda Gerilme ve Emniyet Katsayısı Değerleri

Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı	Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı
A	-	-	VII	606,87	1,1534
B	81,73	8,5646	VIII	656,53	1,0662
C	131,93	5,3056	IX	933,06	0,7502
D	237,91	2,9422	X	398,14	1,7581
E	486,78	1,4380	XI	328,44	2,1312
F _I	521,97	1,3410	XII	380,90	1,8377
F _{II}	327,59	2,1367			
G	-	-			

Lokomotifin Viraja $v= 40$ km/h Hızla Girme Durumunda Gerilme ve Emniyet Katsayısı
Değerleri

Kesit	σ_g [N/mm ²]	σ_e [N/mm ²]	σ_B [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı
A	-	-	-	-
B	25,80	81,33	81,73	8,5646
C	25,62	80,86	81,24	8,6162
D	38,08	102,96	103,53	6,7607
E	56,21	151,98	152,37	4,5940
F _I	50,87	160,36	160,56	4,3596
F _{II}	44,37	139,87	140,10	4,9962
G	-	-	-	-
VII	51,97	193,07	193,37	3,6198
VIII	45,43	202,90	203,05	3,4473
IX	48,11	288,94	289,05	2,4216
X	30,24	171,69	171,88	4,0725
XI	25,98	139,23	139,65	5,0122
XII	37,30	169,10	170,08	4,1155

Lokomotifin Viraja $v= 40$ km/h Hızla Girme Durumunda Ömür Hesabı
[$\sigma_{geş}$]_{gerçek} değerlerinin genel gösterimi

	Darbe katsayısız	Darbe katsayısı ile
Kalkış durumu (3.Nokta)	91,60 N/mm ²	106,48 N/mm ²
Kurp (viraj) durumu (9.Nokta)	119,81 N/mm ²	140,97 N/mm ²
Düz yol durumu (3.Nokta)	91,60 N/mm ²	106,48 N/mm ²

Milin farklı kritik noktalarındaki ömür değerleri

	Darbe katsayısız		Darbe katsayısı ile	
	N (km)	N (yük tekrarı)	N (km)	N (yük tekrarı)
Kalkış durumu (3.Nokta)	554981,08	160596422	432964,95	125288274
Kurp (viraj) durumu (9.Nokta)	346624,39	100303665	243515	70466774
Düz yol durumu (3.Nokta)	554981,08	160596422	432964,95	125288274

Lokomotifin Viraja $v= 75$ km/h Hızla Girme Durumunda Gerilme ve Emniyet Katsayısı
Değerleri

Kesit	σ_g [N/mm ²]	σ_e [N/mm ²]	σ_B [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı
A	-	-	-	-
B	25,80	81,33	81,73	8,5646

C	34,60	109,20	109,48	6,3937
D	65,93	178,26	178,31	3,9256
E	125,74	339,98	340,15	2,0578
F _I	115,32	363,53	363,61	1,9250
F _{II}	91,13	287,28	287,39	2,4356
G	-	-	-	-
VII	113,23	420,66	420,80	1,6634
VIII	101,55	453,55	453,61	1,5431
IX	108,61	652,31	652,36	1,0730
X	60,49	343,44	343,61	2,0371
XI	51,97	278,53	278,74	2,5112
XII	71,49	324,11	324,62	2,1563

Lokomotifin Viraja $v = 75$ km/h Hızla Girme Durumunda Ömür Hesabı

$[\sigma_{geş}]_{gerçek}$ değerlerinin genel gösterimi

	Darbe katsayısız	Darbe katsayısı ile
Kalkış durumu (3.Nokta)	93,72 N/mm ²	109,35 N/mm ²
Kurp (viraj) durumu (9.Nokta)	125,34 N/mm ²	148,69 N/mm ²
Düz yol durumu (3.Nokta)	93,72 N/mm ²	109,35 N/mm ²

Milin farklı kritik noktalarındaki ömür değerleri

	Darbe katsayısız		Darbe katsayısı ile	
	N (km)	N (yük tekrarı)	N (km)	N (yük tekrarı)
Kalkış durumu (3.Nokta)	535692,98	155014969	412720,23	119430004
Kurp (viraj) durumu (9.Nokta)	316072,63	91462818	214084,39	61950197
Düz yol durumu (3.Nokta)	535692,98	155014969	412720,23	119430004

Kalkış Durumunda Gerilme ve Emniyet Katsayısı Değerleri

Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı	Kesit	Gerilme Değeri [N/mm ²]	Emniyet Katsayısı
A	-	-	I	311,67	2,2459
B	263,25	2,6590	II	406,01	1,7240
C	241,65	2,8966	III	447,97	1,5625
D	280,43	2,4961	IV	456,51	1,5333
E	290,07	2,4131	V	338,09	2,070
F	264,42	2,6472	VI	387,44	1,8067
G	-	-			

Ek 3 Araca Ait Genel Karakteristikler



DE24000 tipi anahat lokomotifi genel görünüşü

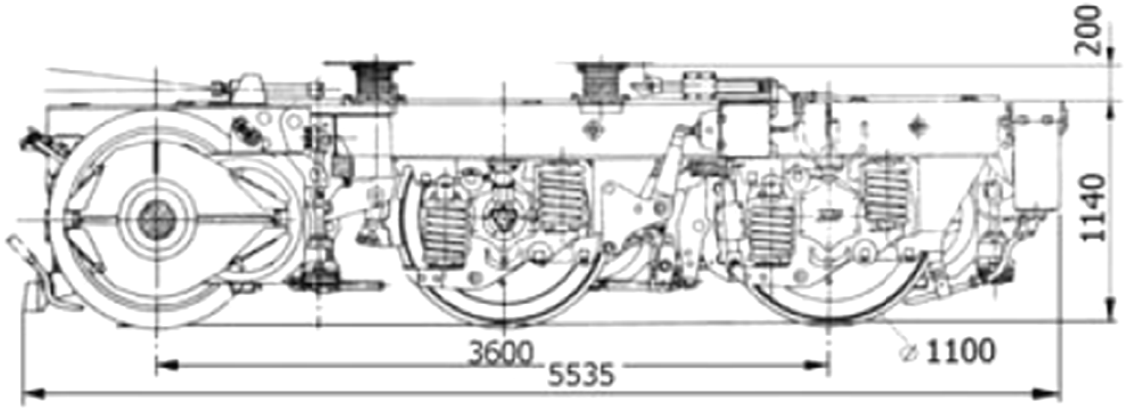
Genel KarakteristiklerÖlçüler

Dingil yatak kutuları merkezleri arası dingil boyu	1990 mm
Yeni tekerlek çapı	1100 mm
Dış dingillerin eksenleri arası	3600 mm
Vagon yüksekliği	4172 mm
Vagon uzunluğu	19040 mm
Vagon genişliği	2700 mm
Boji Uzunluğu	5535 mm
Boji genişliği	2560 mm
Tekerlekler arası	1500 mm

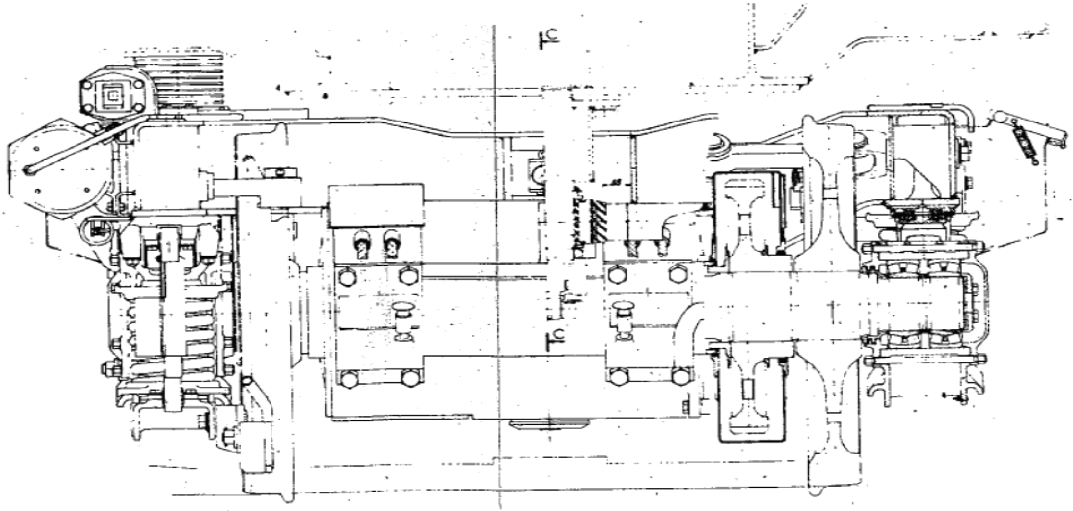
Ağırlıklar

Lokomotif ağırlığı	113000 daN
Dingil yükü	18833 daN
Boji ağırlığı (cer motorsuz)	13000 daN
Boji ağırlığı (cer motorları ile)	19000 daN
Cer motoru ağırlığı	2000 daN
Dingil üzerindeki tahrik dişlisi	204,7 daN

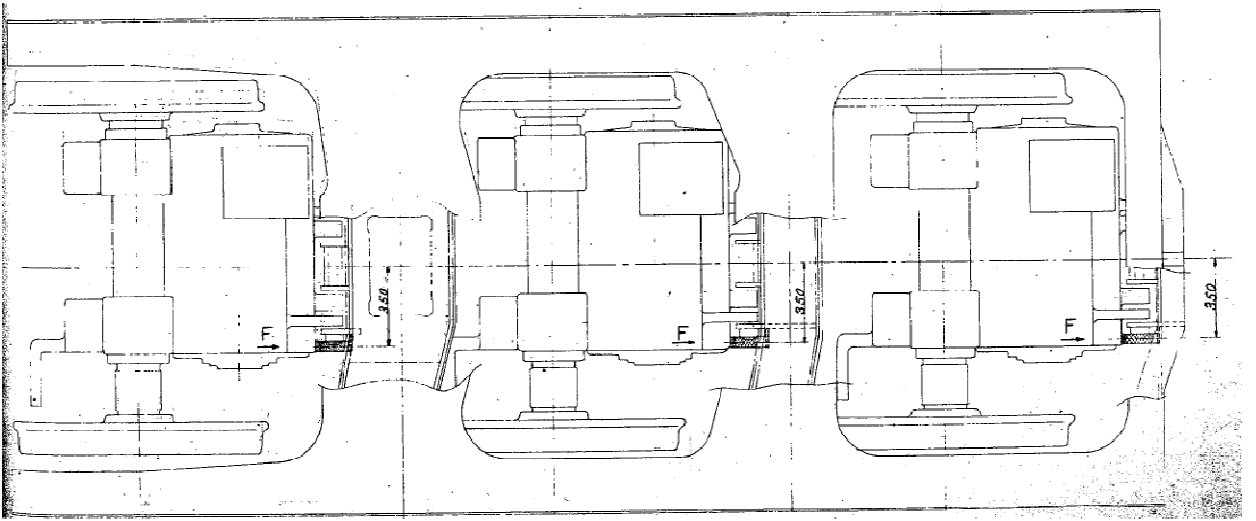
Ek 4 DE24000 Tipi Anahat Lokomotif Bojisinin Görünüşleri



Yandan Görünüş

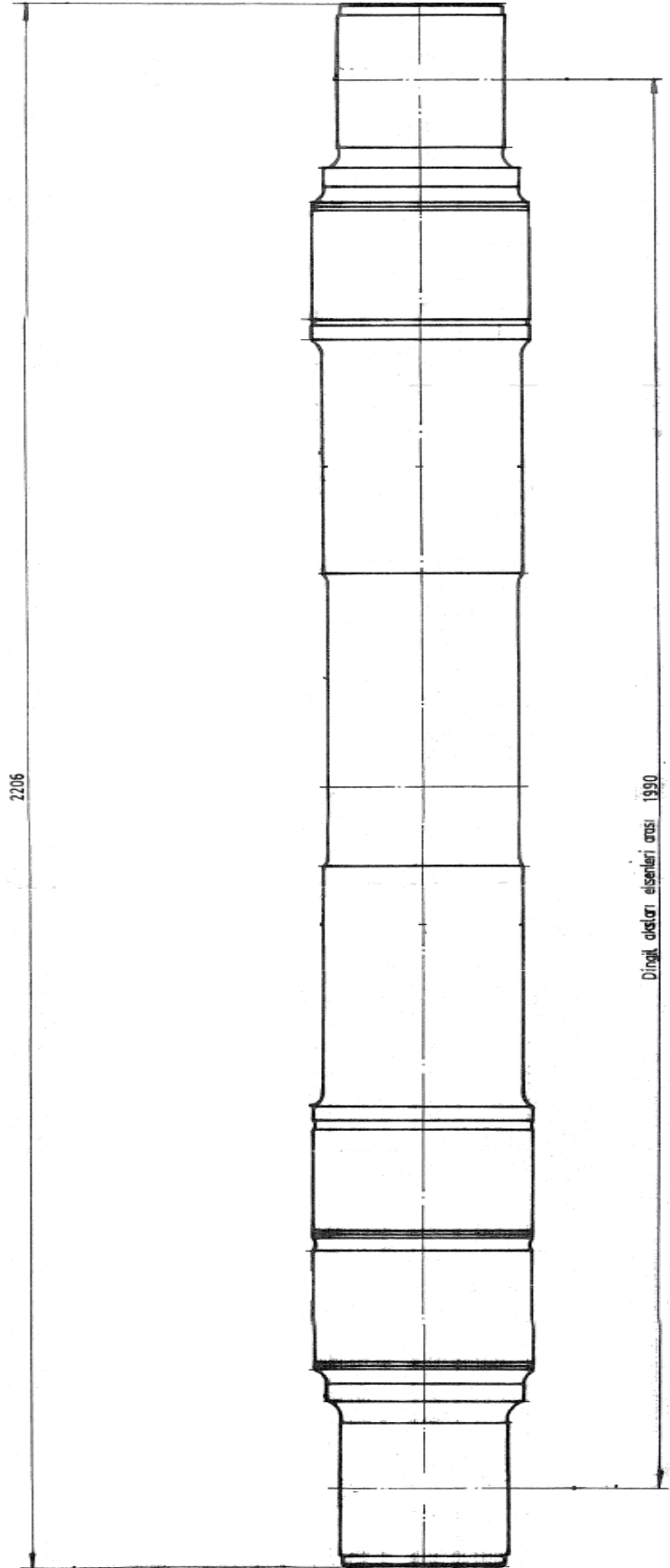


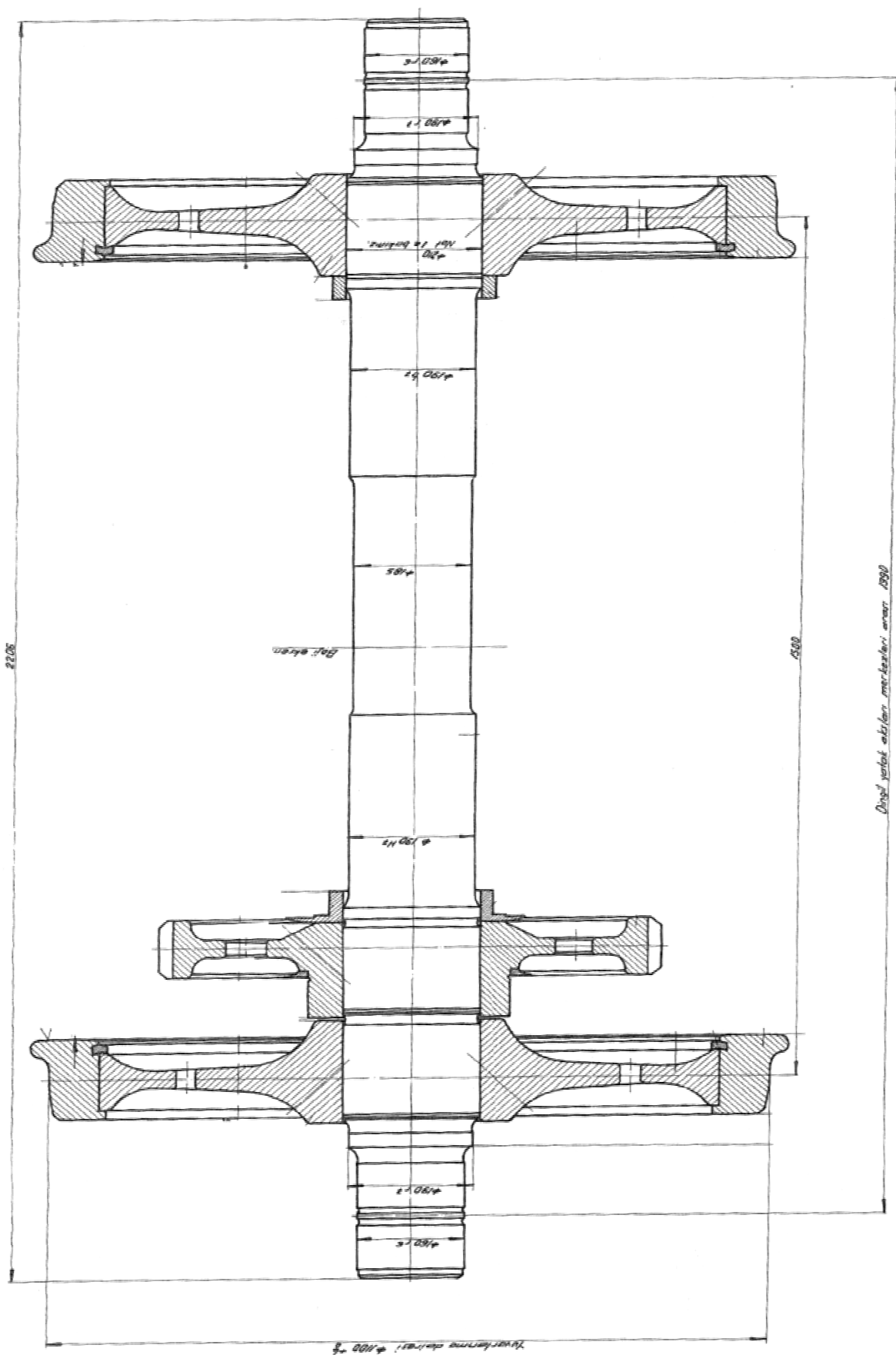
Önden Görünüş



Üstten Görünüş

Ek 5 Analizi Yapılan Mile Ait Teknik Resimler





ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 19.01.1986

Doğum yeri Eskişehir

Lise 1999-2004 Eskişehir Anadolu Lisesi

Lisans 2004-2008 Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2008-2010 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı,
Konstrüksiyon Programı