

**T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**BİR TİCARİ ARAÇ ARKA AKS MİLİNİN MODELLENMESİ VE
YORULMA ANALİZİ**

OZAN SEREN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

DANIŞMAN: DOÇ. DR. EMEL KURAM

TEMMUZ 2024

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

BİR TİCARİ ARAÇ ARKA AKS MİLİNİN
MODELLENMESİ VE YORULMA ANALİZİ

OZAN SEREN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: DOÇ. DR. EMEL KURAM

TEMMUZ 2024

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL

**MODELING AND FATIGUE ANALYSIS OF A
COMMERCIAL VEHICLE REAR AXLE SHAFT**

OZAN SEREN

A THESIS OF MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

ADVISOR: ASSOC. PROF. EMEL KURAM

JULY 2024

YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun 01/07/2024 tarih ve 2024/33 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 08/07/2024 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Ozan SEREN' ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Doç. Dr. Emel KURAM

ÜYE

: Doç. Dr. Fevzi Çakmak BOLAT

ÜYE

: Dr. Öğr. Üyesi Saeed LOTFAN

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun

...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

Eşime

ve

biriciğ oğluma

ÖZET

Ürün geliştirme ve iyileştirme süreçlerinde tasarım ve analiz büyük önem taşımaktadır. Teknoloji ve üretim süreçlerindeki gelişmeler ışığında ürün yelpazesi sürekli olarak yükselmiş ve çeşitlenmiştir. Hızla genişleyen (ve değişen) Ağır ve Orta Hizmet Araç pazarlarını karşılamak için yeni bileşenler tasarlamak ve geliştirmek önemlidir. Aks mili, tekerlek hareketini ve tahrik kuvvetini iletmek için genellikle tekerlekleri ve diferansiyeli bağlamak için kullanılan döner bir mildir. Tahrik torkunu tekerleklerle iletir ve tekerleklerin birbirlerine ve araç gövdesine göre konumunu korurlar. Çoğu ticari araçta, tahrik tekerleklerinin dairesel hareketi, arka aksın ayrılmaz bir parçası olan aks milleri aracılığıyla sağlanır. Şaftlar diferansiyellerin yakınında lastiğin tekerlek yuvasına oturur ve aracın alt kısmı boyunca uzanır. Şaftlar genellikle ağır yükler veya ani hızlanma nedeniyle çalışma sırasında çok büyük torka maruz kalır ve bu nedenle çeşitli sertleştirilmiş çelik sınıflarından üretilir. Bu şaftlar milyonlarca çevrimden geçer ve burulma gerilmelerine maruz kalır. Çevrimsel yükleme nedeniyle aks milleri yorulma deformasyonuna yatkındır. Aşırı durumlarda, sürüş sırasında şaftlarda meydana gelen kırılmalar aracın devrilmesine neden olabilir. Aks milinin tasarımında dikkatle incelenmesi gereken birçok parametre olmakla birlikte; bu çalışma kapsamında, aks mili tasarımında çok fazla önemli olan aks miline etkiyen en yüksek tork değerlerinin saptanması hususu ayrıntılı şekilde incelenecektir. Taşıt işletim koşullarında aks miline etkiyen ve dikkatle incelenmesi gereken 2 farklı tork türü vardır. Bunlar, başlangıç torku ve tekerlek kuvvet bağlantısı torklarıdır. Motorda üretilen torkun, şanzıman (debriyaj) ve/veya transfer kutusunda belirli çevrim oranları doğrultusunda artırıldıktan sonra aks miline iletilen değeri, hareket ettirici tork ya da başlangıç torku olarak adlandırılır. Tekerlek kuvvet bağlantı torku ise araç tahrik aksına etkimekte olan toplam yüke göre tekerleklerden yola iletilen maksimum tahrik kuvvetinden hareketle hesaplanan tork değeridir. Çalışmada 470 hp motor gücünde ve otomatik vitesli, 4x2 arkadan itişli bir çekici için teorik tork hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar doğrultusunda aks milinin modellenmesi sağlanmış olup, sonlu elemanlar yöntemi ile aks milinin lineer statik analizleri ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Aks milinin deneysel olarak testleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleşen testler ile sonlu elemanlar analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Gerek statik gerekse yorulma dayanımına etki eden aks mili parametrelerinin incelemesi detaylı bir şekilde gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Aks Mili, Tasarım, Sonlu Elemanlar Metodu, Yorulma

ABSTRACT

Design and analysis are of great importance in product development and improvement processes. In the light of developments in technology and manufacturing processes, the product range has continuously increased and diversified. It is important to design and develop new components to meet the rapidly expanding (and changing) Heavy and Medium Duty Vehicle markets. The axle shaft is a rotating shaft usually used to connect the wheels and differential to transmit wheel motion and drive force. They transmit the drive torque to the wheels and maintain the position of the wheels relative to each other and the vehicle body. In most commercial vehicles, the circular motion of the drive wheels is provided by axle shafts, which are an integral part of the rear axle. The shafts fit into the wheel well of the tyre near the differentials and extend through the lower part of the vehicle. Shafts are often subjected to very large torque during operation due to heavy loads or sudden acceleration and are therefore manufactured from various grades of hardened steel. These shafts go through millions of cycles and are subjected to torsional stresses. Due to cyclic loading, axle shafts are prone to fatigue deformation. In extreme cases, fractures in the shafts during driving can cause the vehicle to tip over. Although there are many parameters that should be carefully examined in the design of the axle shaft, this study will examine in detail the determination of the highest torque values acting on the axle shaft, which is of great importance in axle shaft design. Under vehicle operating conditions, there are 2 different types of torque acting on the axle shaft that should be carefully analysed. These are starting torque and wheel force coupling torque. The value of the torque produced by the engine, which is transmitted to the axle shaft after being increased in the transmission and / or transfer case in line with certain cycle ratios, is called travelling torque or starting torque. The wheel force coupling torque is the torque value calculated from the maximum drive force transmitted from the wheels to the road according to the total load acting on the vehicle drive axle. In this study, theoretical torque calculations were made for a 4x2 rear-wheel drive tractor with 470 hp engine power and automatic transmission. In line with these calculations, the axle shaft was modelled, and linear static analyses and fatigue analyses of the axle shaft were carried out by finite element method. Experimental tests of the axle shaft were carried out. The results of the tests and finite element analyses were compared. The axle shaft parameters affecting both static and fatigue strength have been analysed in detail.

Keywords: Axle Shaft, Design, Finite Element Method, Fatigue

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmam sürecinde yaptığı danışmanlıkla bana gösterdiği destekten ötürü saygıdeğer hocam Doç. Dr. EMEL KURAM' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Çalışmam süresince desteklerinden dolayı Sn. GÜRBÜZ GÜZEY ve Sn. FAZLI ŞAHİN' e minnettarlığımı sunarım. Eğitim hayatım boyunca benden desteğini hiç esirgemeyen eşim GÜLSÜM Ç. SEREN' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
TABLolar DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	3
2. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDAKİ AKTARMA SİSTEMLERİ	5
2.1. Ağır Ticari Araç Tipleri	5
3. SEYİR DİRENÇLERİ VE GÜÇ GEREKSİNİMİ	8
3.1. Taşıta Tesir eden Direnç Kuvvetleri	8
3.1.1. Yuvarlanma Direnci	9
3.1.2. Hava Direnci	10
3.1.3. Yokuş Direnci	11
3.2. Motor ve Çevrim Oranları	11
3.2.1. Üst Devir Aralığı ve Aks Oranı	12
3.2.2. Tork Eğrisi ve Çekme Kuvveti Hiperbolü	12
3.3. Çekiş Sınırı	13
4. YORULMA MEKANİZMASI	14
4.1. Yorulma Hasar Teorisi	14
4.2. Yükleme Tanımı	15
4.3. Yorulma Dayanımını Etkileyen Faktörler	16
4.3.1. Yüzey Etkileri ve Yüzey İşlemleri	17
4.3.2. Boyut Faktörü	19
4.3.3. Yükleme Faktörü	20
4.3.4. Sıcaklık Faktörü	20
4.3.5. Döner Kiriş Test Numunesi Dayanıklılık Limiti	21
5. AKS MİLİNİN TASARIMI VE MODELLEMESİ	22
5.1. Referans Taşıt: 4x2 RWD Çekici Kamyon	23
5.2. Arka Aks Mili	26
5.3. Arka Aks Mili Teorik Hesaplamaları	27
5.3.1. Malzeme ve Metod	29
5.3.2. Aks Miline Gelen Yükün Belirlenmesi	34
5.3.3. Aks Milinin Geometrik Boyutlandırılması ve Modellenmesi	36
6. AKS MİLİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ	42
6.1. Aks Milinin Sonlu Elemanlar Modeli	45
7. AKS MİLİNİN DENEYSEL TESTLERİ	51
7.1. Torsiyon Testi ve Test Düzeneği	52

8. SONLU ELEMENLAR ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA	55
8.1. Lineer Statik Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları	55
8.2. Yorulma Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları	57
9. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA	60
9.1. Statik Dayanım Test Sonuçları	60
9.2. Yorulma Cyclic Test Sonuçları	65
10. SONUÇLAR ve YORUMLAR	70
 KAYNAKLAR	 72
ÖZGEÇMİŞ	74
TEZ METNİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR	75

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

F_{Toplam}	: Toplam direnç
F_{RO}	: Yuvarlanma direnci
F_L	: Hava direnci
F_{ST}	: Yokuş direnci
ρ_L	: Havanın yoğunluğu
A	: Aracın enine kesit alanı
v	: Aracın havaya göre reaktif hızı
C_W	: Hava direnci katsayısı
G	: Aracın ağırlığı
α_{ST}	: Yokuş eğimi
$v_{vehicle}$	: Aracın hızı
r_{dyn}	: Tekerlek dinamik yarıçapı
$i_{şanzıman}$	: Şanzıman vites oranı
i_{aks}	: Aks vites oranı
n_{motor}	: Motor devri
S_e	: Kullanım koşullarında bir makine parçasının dayanıklılık sınırı
k_a	: Yüzey etkileri ve yüzey işlemleri modifikasyon faktörü
k_b	: Boyut modifikasyon faktörü
k_c	: Yükleme modifikasyon faktörü
k_d	: Sıcaklık modifikasyon faktörü
k_e	: Güvenirlilik modifikasyon faktörü
k_f	: Muhtelif efekt modifikasyon faktörü
S'_e	: Döner kiriş test numunesi dayanıklılık limiti
f_R	: Yuvarlanma direnç katsayı
ΔP	: Yük aralığı
P_a	: Yük genliği
P_m	: Ortalama yük
R	: Yük oranı
A	: Genlik oranı
p	: Yüzey basıncı
M_t	: Uygulanan tork
d_m	: Ortalama profil çapı
h	: Spline dış yüksekliği
i	: Spline dış sayısı
φ	: Taşıma yük faktörü (0,75-0,90)
EDX	: Enerji dağılımı x-ışını

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1: Dört çeker (RWD) bir araca ait aktarma sistemi	5
Şekil 2.2: Taşıt sınıflandırma sistemi.	6
Şekil 2.3: Tahrik ve şasi tipleri.	7
Şekil 2.4: 96/53/EEC Direktifine göre izin verilen maksimum aks yükleri	7
Şekil 2.5: 96/53/EEC Direktifine göre izin verilen maksimum brüt ağırlıklar	7
Şekil 3.1: Direnç Kuvvetleri.	9
Şekil 3.2: Çeşitli temel araç şekilleri için hava direnci katsayıları c_w .	10
Şekil 3.3: Taşıta etkiyen yokuş direncinin şematik gösterimi.	11
Şekil 3.4: Mercedes OM471 motor tanım eğrisi.	12
Şekil 3.5: Bir aracın aktarma organları için tahrik kuvveti grafiği.	13
Şekil 4.1: Yorulma hasarının üç aşaması.	14
Şekil 4.2: Düşük ve yüksek seviyelerde uygulanan stres ve stres konsantrasyonu için tipik yorulma kırığı yüzey görünümünün birkaç modeli.	15
Şekil 4.3: Yorulma yükleme çevrimleri.	15
Şekil 4.4: $R = 0$ ve $R = -1$ yük oranında yorulma yüklemesi.	16
Şekil 4.5: Yüzey kalitesi düzeltilmesi faktörü.	18
Şekil 4.6: İndüksiyonla sertleştirilmenin Cr-çelik bir araba aksının S-N eğrisi üzerindeki etkisi.	19
Şekil 4.7: a) Bilyeli çekiçlemenin etkisi. b) Ezmenin etkisi.	19
Şekil 4.8: Sıcaklığın yorulma ömrü üzerindeki etkisini gösteren şematik grafik.	20
Şekil 4.9: Çelik ve dökme demir çekme dayanımı yorulma limit grafiği.	21
Şekil 5.1: a) Tasarımın bilgi transferi b) Dayanıma etkiyen parametreler.	22
Şekil 5.2: 4x2 RWD çekici kamyon.	24
Şekil 5.3: Referans kamyon boyutları.	24
Şekil 5.4: Arka aks milinin yerleşimi.	26
Şekil 5.5: Arka aks milinin tekerlek göbek bağlantısı.	27
Şekil 5.6: Şaftların hesaplanması için akış şeması.	28
Şekil 5.7: Şaft çelik malzemeleri.	29
Şekil 5.8: Aks mili dövme ve işleme proses görseli.	30
Şekil 5.9: Aks milinin indüksiyon sertleştirme görseli.	31
Şekil 5.10: SAE 15B41H Gerilim - gerinim eğrisi.	33
Şekil 5.11: SAE 15B41H jominy-sertlik alabilme eğrisi.	33
Şekil 5.12: %20'lik yokuş eğiminde araca etkiyen seyir dirençleri.	34
Şekil 5.13: Taşıt tekerleğine ait boyutlar.	35
Şekil 5.14: Aracın arka aksındaki yük dağılımını gösteren şematik görsel.	36
Şekil 5.15: Torsiyonel yük altında dairesel çubuk ve kayma gerilmeleri.	37
Şekil 5.16: Sertleştirilmiş aks milinin kesiti ve sertlik değerleri.	38
Şekil 5.17: Spline açılmış aks milinin şematik görseli.	39
Şekil 5.18: Kisssoft spline hesaplama.	40
Şekil 5.19: Camnetics Geartrax DIN 5480 spline bilgileri.	41
Şekil 5.20: Modellenmiş aks mili ve arka aks üzerindeki yerleşimi.	41
Şekil 6.1: Yorulma tasarım akış şeması.	43
Şekil 6.2: Aks milinin sertlik tarama sonuçları.	46
Şekil 6.3: Mesh modelinin sertlik katmanları.	47

Şekil 6.4: Altair Hyperworks aks mili modellemesi.	48
Şekil 6.5: Altair Hyperlife S-N yaklaşım modeli.	49
Şekil 6.6: Altair Hyperlife malzeme tanımlama.	49
Şekil 6.7: Cyclic yükleme grafiği.	50
Şekil 6.8: Altair Hyperlife yükleme modellemesi.	50
Şekil 7.1: Hızlandırılmış dayanıklılık test metotları.	52
Şekil 7.2: Burulma test sistemi.	53
Şekil 7.3: Test sisteminin hidrolik ünite ve güç panosu.	54
Şekil 7.4: Test sisteminin hidrolik ünite ve güç panosu.	54
Şekil 8.1: Aks mili lineer statik analiz sonucu.	56
Şekil 8.2: Aks mili spline geçiş bölgesi lineer statik analiz sonucu.	56
Şekil 8.3: Aks mili flanş bölgesi lineer statik analiz sonucu.	57
Şekil 8.4: Aks mili yorulma sonlu elemanlar analiz sonucu.	58
Şekil 8.5: Yorulma ömrüne etki eden unsurlardan bazıları.	59
Şekil 9.1a: Statik dayanım test-1 sonuçları.	62
Şekil 9.1b: Statik dayanım test-2 sonuçları.	63
Şekil 9.1c: Statik dayanım test-3 sonuçları.	64
Şekil 9.2a: Cyclic test-1 sonuçları.	67
Şekil 9.2b: Cyclic test-2 sonuçları.	68
Şekil 9.2c: Cyclic test-3 sonuçları.	69

TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1: Yuvarlanma direnç katsayıları.	10
Tablo 5.1: Referans kamyon boyutları ve yük kapasitesi.	25
Tablo 5.2: Referans kamyon özellikleri.	25
Tablo 5.3: SAE 15B41H Kimyasal kompozisyonu.	32
Tablo 5.4: SAE 15B41H Mekanik özellikleri.	32
Tablo 9.1: Statik dayanım laboratuvar test sonuçları.	60
Tablo 9.2: Cyclic yükleme laboratuvar test sonuçları.	65

1. GİRİŞ

Ürün geliştirme ve iyileştirme süreçlerinde tasarım ve analiz büyük önem taşımaktadır. Teknoloji ve üretim süreçlerindeki gelişmeler sayesinde ürün yelpazesi sürekli olarak artmış ve güncellenmiştir. Otomotiv sektöründeki gelişmeler ekonomiye ve güvenliğe bağlıdır. Teknolojinin ilerlemesi nedeniyle araçlara yeni sistemler veya bileşenler eklenmektedir [1]. Bu nedenle, hızla genişleyen (ve değişen) Ağır ve Orta Hizmet Araç pazarlarını karşılamak için yeni bileşenler tasarlamak ve geliştirmek önemlidir.

Araçların hareketi, motorların ürettiği torkun bazı modifikasyonlardan sonra lastiklere aktarılmasıyla sağlanabilmektedir. Araçların aktarım ve modifikasyon sistemi güç aktarım sistemi olarak adlandırılır ve aracın sürüş tipine göre önden çekişli, arkadan çekişli veya dört tekerlekten çekişli olmak üzere farklı yapısal özelliklere sahiptir. Sistemin elemanları arasında debriyaj, şanzıman sistemi, pervane mili, mafsallar, diferansiyel, tahrik milleri ve lastikler bulunmaktadır. Her bir eleman, araçlara bağlı olarak birçok farklı tasarım ve yapı özelliğine sahiptir [2].

Aks mili, tekerlek hareketini ve tahrik kuvvetini iletmek için genellikle tekerlekleri ve diferansiyeli bağlamak için kullanılan döner şafttır [3]. Tekerleklerle tahrik torku iletirler ve tekerleklerin birbirlerine ve araç gövdesine göre konumunu korurlar.

Çoğu ticari araçta, tahrik tekerleklerinin dairesel hareketi arka aksın ayrılmaz bir parçası olan aks milleri aracılığıyla sağlanır. Şaftlar diferansiyellerin yakınında lastiğin tekerlek yuvasına oturur ve aracın alt kısmı boyunca uzanır. Şaftlar genellikle ağır yükler veya ani hızlanma nedeniyle çalışma sırasında çok büyük torka maruz kalır ve bu nedenle çeşitli derecelerde sertleştirilmiş çelikten üretilir [4].

Arka aks mili, motordan tork aldığı için her aracın kritik parçasıdır. Arka aks kovanının içine yerleştirilir [5]. Hasar analizi, mekanik bileşenlerin güvenli bir şekilde çalışması ve kazaların önlenmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Hasar modları ve nedenleri belirlenerek, şaftların hizmet ömrünü uzatmak ve olası kazaları ortadan kaldırmak için etkili önlemler önerilebilir. Yorulma kırılması, normal çalışma koşulları altında döngüsel (tekrarlanan) yüklerin şaftlar üzerindeki etkisi nedeniyle şaftlar için en yaygın arıza mekanizmasıdır. Tek seferlik yük hasarından ziyade kümülatif bir hasardır. Yorulma hasarı, malzemenin akma veya nihai mukavemetinin

altındaki gerilme seviyelerinde gerçekleşir. Yorulma hasarı, yanlış tasarım, malzeme ve yaygın kusurlar gibi çeşitli faktörlere bağlıdır [6].

Yapılan bir çalışmada, bir otomobilin arka aks milinin hasarı incelenmiştir. Araştırmacılar, hasarın sebebinin şaftın uygun olmayan ısıtılma işlemine tabi tutulması olabileceğini ve bunun da gevrek kırılmaya katkıda bulunan zayıf sünekliğe yol açtığını belirtmişlerdir [4].

Nanaware ve arkadaşları, 575 DI traktörün arka aks milinin arıza analizini gerçekleştirmiştir. Araştırmacılar, arka aks milindeki arızanın yetersiz spline kök yarıçapından kaynaklandığını, bunun da döngüsel yükleme altında çatlak başlangıcına ve ardından çatlak büyümesine yol açtığını belirtmişlerdir. Yiv kök yarıçapı için optimum değer olan 1,5 mm'nin (sonlu eleman analizine göre), yiv bölgesinin bilyeli çekiçleme ile birlikte kullanılması ve yorulma mukavemetini artırmak için malzemeye bor eklenmesi gerektiğini belirtmişlerdir [7].

Literatürde indüksiyonla sertleştirilmiş otomobil akslarının arıza analizi gerçekleştirilmiştir. Bu araştırmacılar, tekli aşırı yük arızalarının genellikle flanş yarıçaplarında meydana geldiği, yorulma arızalarının ise makaralı rulmanın dış kenarındaki aks muylusu yüzeyinde meydana geldiği sonucuna varmışlardır [8].

Arka aks şaftları üzerinde birçok çalışma yapılmıştır. Hasar analizi incelemelerinin bir parçası olarak kimyasal analizler, mekanik özelliklerin incelenmesi, mikro yapı ve kırılma yüzeyi (fraktografi) ve EDX analizleri gerçekleştirilmiştir. Bir arka aks milinin arızalanması veya kırılması ölüm ve yaralanmalara ve önemli mali kayıplara neden olabilir. Uygun olmayan bir tasarım veya diğer metalürjik nedenler genellikle arka aks milinin kırılmasına yol açar. Diğer araştırmacılar hasarı tahmin etmek için bazı simülasyon çalışmaları yürütmüştür. Simülasyonlar, hasar ve gerilim bölgelerinin benzer olduğu sonucuna varmalarını sağlamıştır [9].

Aks milleri gibi torsiyonel yük taşıyan komponentler için malzeme ve sertleştirme prosesi genellikle aynıdır. Tez çalışmasında incelenen malzeme ve sahip olduğu kimyasal bileşim dayanım ve maliyet kalemlerinde olumlu etki yaratmaktadır.

İyi sertleştirilebilirliğe sahip yüksek mukavemetli çelik arayışında, kimyasındaki küçük değişiklikler alaşımın tasarım kriterlerini karşılama yeteneği üzerinde dramatik bir etkiye sahip olabilirler ve bir aks mili gibi ürünü oluşturma yöntemini önemli oranda değiştirebilirler [10]

Bu çalışmada diğerlerinden farklı olarak mevcut bir kamyon üreticisi tarafından araçlarında kullanılan aks milinin tüm adımları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu adımlar; aracın mevcut bilgileri doğrultunda aks mili için gerekli olan yük hesabının yapılması, tasarlanması, modellenmesi, sonlu elemanlar analizlerinin yapılması ve gerek statik gerekse de ömür analizlerinin gerçekleştirilmesi gibi. Ayrıca parçanın dayanımına etki eden en önemli parametrelerinden olan sertleştirme prosesinin (indüksiyonla sertleştirme) parçada meydana getirdiği sertlik dağılımı, sonlu elemanlar analizlerinde yansıtılarak maksimum yakınsama sağlanmıştır.

Genelde ana araç üreticilerinin aks mili için belirlemiş olduğu malzeme ve indüksiyon sertlik derinliği birbirlerinin aynısıdır. Bu çalışma farklı bir malzeme ve indüksiyon sertlik derinliği kombinasyonu olan aks mili üzerinden ilerlemiştir. Sonlu elemanlar analizleri ve testler bu kombinasyona sahip olan aks mili üzerinden yürütülmüştür. Bu malzeme ve indüksiyon sertlik derinliğine sahip kombinasyon gerek maliyet gerekse de ömür anlamında çok büyük pozitif etkileri mevcuttur.

Parça tasarımının amacı, gerçekleştirilmesi beklenen ömrün yanı sıra gerekli bir işlevdir. Bu parametreler sağlandığı sürece, parçaların şekil, malzeme ve boyut açısından optimizasyonu düşünülebilir. Ancak, beklenen ömürden önce arıza veya tatmin edici olmayan performans gibi bir sorun olduğunda, malzeme sınıfı, malzemenin sertliği, sertleştirme işlemleri, üretim süreçleri, ısıtma işlemleri ve çalışma koşulları gibi çeşitli yönlerin araştırılması gerekir. Bunlarda herhangi bir değişiklik yoksa hasar türü, kırılmanın doğası ve indüklenen gerilimin analizi gibi ayrıntılar incelenmeli ve bazı değişikliklerin işi yapıp yapamayacağı veya parçanın tamamen yeniden tasarlanması gerekip gerekmediği konusunda bir sonuca varılmalıdır.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Tezin amacı, taşıtın hareketi sırasında aks mili üzerine etki eden tork değerlerinin belirlenmesi, bu değerlerden yola çıkarak tasarımının gerçekleştirilmesi ve sonlu elemanlar analizlerinin yapılması, laboratuvar testlerinin gerçekleştirilmesidir. Bu kapsamda, ilk olarak güç aktarma sistemleri üzerinde genel bilgilendirme sağlanacak, ardından 470 hp motor gücüne sahip, otomatik vites donanımına sahip, 4x2 bir çekici için teorik tork hesaplamaları yapılacaktır. Aks milinden beklenen yorulma dayanımı ve bu dayanıma etki eden tasarım parametreleri teorik olarak incelenip, aksın tasarımı

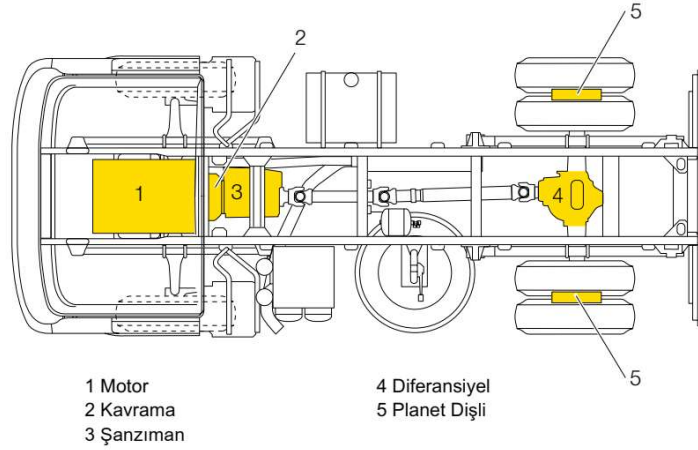
esnasında dikkate alınacaktır. Giriş bölümünde belirtildiği gibi aks tasarımına etki eden, malzeme seçimi, sertleştirme prosesi, spline seçimi vb. birçok parametre aks tasarımında detaylıca incelenecektir. Tasarımı gerçekleştirilen aks mili sonlu elemanlar analiz yöntemi ile lineer statik ve yorulma bazında incelenip, laboratuvar testleri yürütülecektir.

Aks mili gibi torsiyonel yüke maruz kalan makine elemanları için yapılan bu çalışma tasarım aşamasında rehber niteliği olabilecek seviyededir. Ayrıca çalışma tasarım, imalat, malzeme gibi tüm bileşenleri bir bütünsel olarak incelediğinden dolayı, ağırlık azaltma ve bunun akabinde maliyet düşürme çalışmaları için referans niteliği taşıyacaktır.

2. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDAKİ AKTARMA SİSTEMLERİ

Aktarma organları sisteminin temel işlevi, motordan sağlanan ve şanzıman aracılığıyla değeri yükseltilecek torkun tahrik tekerleklerine aktarılması işlemidir. Aktarma organları, etkin seyir direnci kuvvetlerine karşılık bulan bir taşıtın hareketi için gerekli çekiş ve itme kuvvetlerini sağlama görevine sahiptir [11].

Motordan gelen torkun tahrik tekerleklerine aktarılmasında başlıca rol oynayan kavrama (debriyaj), vites kutusu (şanzıman), kardan şaftı ve diferansiyel gibi bileşenler; aktarma organları sisteminin temel komponentlerini oluşturur. Bu bileşenler Şekil 2.1’de belirtilmiştir.



Şekil 2.1: Dört çeker (RWD) bir araca ait aktarma sistemi [12].

2.1. Ağır Ticari Araç Tipleri

Ticari taşıtlar, karayolunda yolcu ya da eşya taşımacılığı için kullanılan motorlu taşıt türlerinden biridir. Bu taşıtların tasarımı, belirli miktarda yükü veya belirli sayıda yolcu taşıyabilecek biçimde gerçekleştirilmektedir. Yasal çerçeve ve uygulamaya özel gereksinimler nedeniyle, kullanıcıya sunulan ticari taşıtlar için belirli özelliklere sahip sınıflandırma ortaya çıkmıştır. Solo taşıtlar için yapılandırma özellikleri, 2 akslı araçlar için 2,8, 3,5, 7,5, 12 ve 18 ton, 3 akslı araçlar için 26 ton ve 4 akslı araçlar için 32 ton ağırlık sınıflarıdır. Araç konfigürasyonları için, aks sayısına ve sonuçta ortaya çıkan sınırlı toplam ağırlığa bağlı olarak, 28 ton, 36 (38) ton ve 40 ton vardır. Ayrıca,

tahrik edilen ve yönlendirilen tekerlek sayısı, süspansiyon tipi ve toplam araç ağırlığına atanan motor gücü araç konsept tasarımını belirler. Çoğu durumda, belirli ağırlık sınıflarındaki veya ortak bir amaca yönelik araç grupları, toplam ağırlıkları, dingil mesafeleri ve tahrik güçleri kademelendirilmiş bir seri olarak geliştirilir [13].

Ticari taşıtlar, ulaşım amaçlı değerlendirildiğinde, toplu yolcu taşımacılığını sağlayan araçlardır. Sanayi kapsamında değerlendirildiğinde ise yük taşımacılığını kolaylaştırmak için kullanılmaktadır. **Şekil 2.2**'de toplam yük taşıma kapasitelerine göre sınıflara ayrılmış taşıt tipleri görülmektedir.

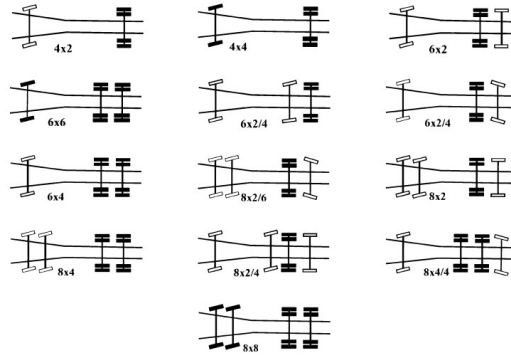
Araç Sınıfı	Tanımlama	Ağırlık
M1 	Maks. Sürücü koltuğuna ek olarak 8 koltuk ile sınırlandırılabilir. Tek sürücü koltuğu, ayakta durma kapasitesi yok.	-----
M2 	Sürücü koltuğuna ek olarak 8'den fazla koltuk, koltuklara ek olarak ayakta durma kapasitesine sahip olabilir	$\leq 5\text{ t}$
M3 	Sürücü koltuğuna ek olarak 8'den fazla koltuk	$> 5\text{ t}$
N1 	Kamyonetler	$\leq 3,5\text{ t}$
N2 	Orta ağırlıktaki kamyonlar	$> 3,5\text{ t}$ $\leq 12\text{ t}$
N3 	Ağır yük kamyonları	$> 12\text{ t}$
O1 	Çok hafif treylerler	$\leq 0,75\text{ t}$
O2 	Hafif treylerler	$> 0,75\text{ t}$ $\leq 3,5\text{ t}$
O3 	Orta ağırlıktaki treylerler	$> 3,5\text{ t}$ $\leq 10\text{ t}$
O4 	Ağır treylerler	$> 10\text{ t}$

Şekil 2.2: Taşıt sınıflandırma sistemi [14].

Motor ve tahrik akslarının düzenine bağlı olarak, aşağıdaki tahrik konseptleri arasında ayırım yapılır [14]:

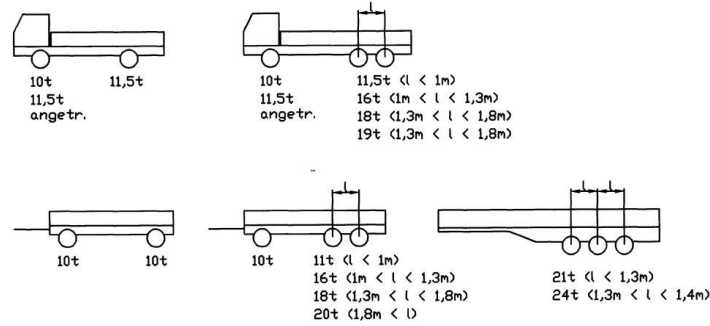
- Arkadan itişli,
- Önden çekişli (genellikle binek araçlar),
- Çoklu aks tahriki,
- Tüm tekerleklerden çekiş.

Binek araçların farklı olarak ticari taşıtlarda ikiden fazla aks kullanıldığından, çok sayıda farklı tahrik konsepti mevcuttur [14]. Bu farklı tahrik ve şasi tipleri **Şekil 2.3**'te belirtilmiştir.



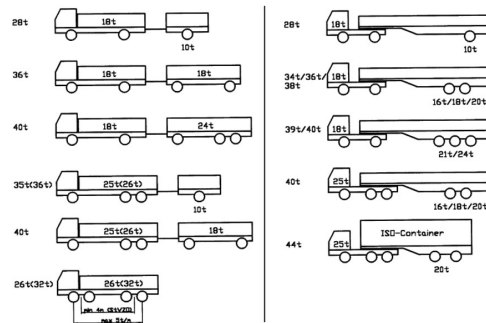
Şekil 2.3: Şasi ve tahrik tipleri [13].

Şekil 2.4'te belirtilen teknik çerçevede izin verilen aks yükü, bir aks veya aks grubunun tekerleklerinden yola aktarılan ve izin verilen maksimum statik dikey yüke eşit olan kütleyi belirtir. Taşıtın ve aksın tasarımıyla ilgili performans özelliklerinin yanı sıra tasarımına da bağlıdır [14].



Şekil 2.4: 96/53/EEC Direktifine göre izin verilen maksimum aks yükleri [13].

Bir araç kombinasyonunun teknik çerçevede izin verilen toplam ağırlığı, bir motorlu araç ve bir veya daha fazla römorktan oluşan bir kombinasyona paylaştırılabilecek maksimum ağırlığı ifade eder [14]. Şekil 2.5'de maksimum brüt ağırlıklar belirtilmiştir.



Şekil 2.5: 96/53/EEC Direktifine göre izin verilen maksimum brüt ağırlıklar [13].

3. SEYİR DİRENÇLERİ VE GÜÇ GEREKSİNİMİ

Aktarma organları tasarlanırken ağırlık, hizmet ömrü ve benzeri gibi çok çeşitli gereksinimler göz önünde bulundurulur. Ancak her şeyden önce aktarma organları, taşıtın toplam seyir direncini yenmesini sağlayan temel gereksinimi karşılayacak biçimde yapılandırılmalıdır [15].

Uygun bir aktarma organı tasarlamak için, bir aracın seyir dirençleri için doğru ve net bilgi gereksinimi vardır. Bu bilgiler nihai olarak aracın enerji ve güç gereksinimlerinin yanında hızlanma performansını ve yakıt tüketimini de belirleyecektir [15].

3.1. Taşıta Tesir eden Direnç Kuvvetleri

Bir taşıtın hareketi esnasında motor gücünün yenmesi gereken hareket dirençleri ortaya çıkar. Bu hareket dirençlerinin toplamı, taşıtın hareket etmesi için motordan tahrik tekerleklerine aktarılması gereken kuvveti saptar, seyir dirençleri ve tahrik güçlerinin beraber etkimesinden bir taşıtın:

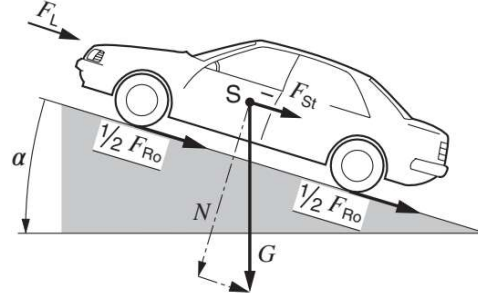
- Hareket güçleri
- Maksimum hız
- Tırmanma kapasitesi
- İvmelenme kapasitesi türetilir [16].

Taşıt hareketini sağlamak için motor, seyir dirençleri ve tahrik sistemindeki kayıpları aşabilmek için belirli bir gücü üretmelidir. Düz yoldaki sürüş esnasında toplam seyir dirençleri yuvarlanma ve hava dirençlerinden oluşmaktadır; yokuşta ayrıca yokuş direnci de etkimektedir **Şekil 3.1** [16].

Toplam seyir direnç kuvvetleri **Denklem (3.1)**'de belirtilmiştir [16].

$$F_{Toplam} = F_{RO} + F_L + F_{ST} \quad (3.1)$$

α Eğim açısı,
 S Ağırlık merkezi,
 F_L Hava direnci,
 F_{Ro} Yuvarlanma direnci,
 F_{St} Yokuş direnci,
 G Araç ağırlığı
 N Normal Kuvvet.



Şekil 3.1: Direnç Kuvvetleri [17].

3.1.1. Yuvarlanma Direnci

Yuvarlanma direnci, doğrusal hareket eden bir taşıtın lastiğine etki eden dirençlerin maksimum olanıdır. Yuvarlanma direnci, lastiğin yuvarlanma esnasında yol ve lastiklerdeki şekil değiştirmelerden kaynaklanır [16].

Yapılan deneysel çalışmalardan 125...150 km/saat hızları arasında yuvarlanma direncinin sebepleri oransal olarak belirtilmiştir [16].

- Lastiğin yapısal histerezislerinden: % 90...95
- Lastik ile yer arasındaki sürtünmeden: % 2...10
- Hava direncinden: % 1,5...3,5

Denklem (3.2)'de yuvarlanma direnci, yuvarlanma direnci katsayısı f_R ve normal kuvvet, yola dik olarak etkiyen N kuvveti ile tayin edilir [16].

$$F_{Ro} = f_R \cdot G \cdot \cos \alpha = f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (3.2)$$

Düzeltilmiş yollarda lastiğin şekil değişiminden kaynaklı yuvarlanma direncinin oranı ihmal edilebilir seviyededir. Ancak yumuşak veya akıcı bir yüzeye sahip yollarda lastiğin şekil değişimi, yuvarlanma direnç katsayısına önemli bir etkide bulunur (Tablo 3.1) [16].

Tablo 3.1: Yuvarlanma direnç katsayıları [14].

Kuru asfalt	0,007
Islak asfalt	0,015
Beton zemin	0,008
Sert beton	0,011
Blok kaldırım	0,017
Kötü pürüzlü yol	0,032
Toprak pist	0,15-0,94
Kum zemin	0,15-0,30

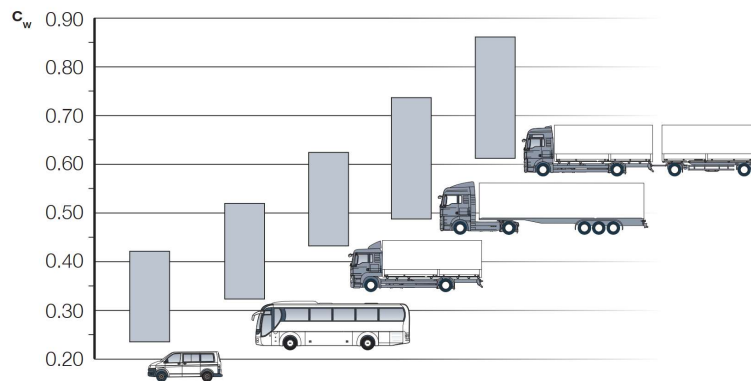
3.1.2. Hava Direnci

Akışkan içerisinde yer değiştiren cisimlere hareketlerini kısıtlayıcı doğrultuda kuvvetler etki eder. Havanın akışkan olarak kabul görmesi durumunda, durgun havada v hızı ile yer değiştiren taşıta seyir yönünün tersi yönünde bir direnç kuvveti, hava direnç kuvveti F_L etki eder [16].

Bu kuvvet taşıtın etrafından hareket eden havanın dinamik basıncına, taşıtın hareket yönüne dik kesit alanına ve taşıtın aerodinamik şekline bağlıdır [16]. **Denklem (3.3)**'te hava direnci belirtilmiştir.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot A \cdot v^2 \cdot C_w \quad (3.3)$$

Farklı taşıt tipleri için c_w katsayılarının dağılım aralığı gösterilmektedir (**Şekil 3.2**). Ticari bir araç, yolcu aracına kıyasla daha yüksek hava direnci katsayısına sahiptir [16].



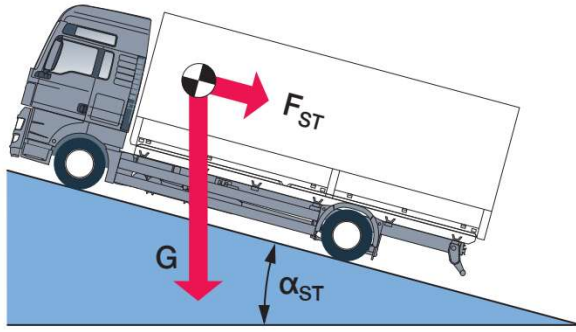
Şekil 3.2: Çeşitli temel araç şekilleri için hava direnci katsayıları c_w [14].

3.1.3. Yokuş Direnci

Yokuş direnci, taşıtın eğimli bir yolda seyri esnasında aracın ağırlığının yola olan paralel bileşeninden oluşmaktadır. **Şekil 3.3**'te eğimli bir yolda araç üzerindeki ağırlık bileşenleri vektörel olarak belirtilmiştir [16].

Taşıt ağırlığının yola olan paralel bileşeni $G \cdot \sin \alpha_{ST}$, aynı zamanda araca etki eden yokuş direncidir. **Denklem (3.4)**'te yokuş direnci belirtilmiştir [16].

$$F_{ST} = G \cdot \sin \alpha_{ST} = m \cdot g \cdot \sin \alpha_{ST} \quad (3.4)$$



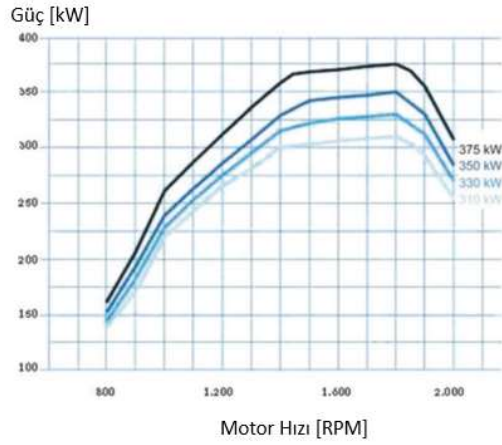
Şekil 3.3: Taşıta etkiyen yokuş direncinin şematik gösterimi [14].

Karayollarında yokuş eğim değeri açı şeklinde belirtilmez, aksine yüzdesel (% p) değer olarak belirtilir. % 10 yokuş eğiminin anlamı : Yatay yönlerdeki 100 m ilerlemeye karşılık 10 m yükselme anlamına gelmektedir [16].

3.2. Motor ve Çevrim Oranları

Ağır yük taşıtlarında yer alan modern bir dizel motor için tipik bir motor karakteristik eğrisi **Şekil 3.4**'te belirtilmiştir. Bu eğri, motorun dönme devrine karşı çizilen motorun ürettiği maksimum güç eğrisini göstermektedir. Motorun dönme hızı, vites kutusu ve tahrikli aks tarafından tekerleklerin dönme hızına ve dolayısıyla taşıtın hareket hızına dönüştürülür. Motor devri ve taşıt hızı şu şekilde ilişkilendirilir: şanzıman oranı $i_{\text{şanzıman}}$, aks oranı i_{aks} ve tekerlek dinamik yarıçapı r_{dyn} ile motor devri n_{motor} bir fonksiyonu olarak **Denklem (3.5)**, araç hızını v elde etmek için kullanılabilir [18].

$$v_{\text{vehicle}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{motor}} \cdot r_{\text{dyn}} \cdot \frac{1}{i_{\text{şanzıman}}} \cdot \frac{1}{i_{\text{aks}}} \quad (3.5)$$



Şekil 3.4: Mercedes OM471 motor tanım eğrisi [18].

3.2.1. Üst Devir Aralığı ve Aks Oranı

Dizel içten yanmalı motorlar yakıt tüketimi bakımından bilhassa düşük devirlerde verimli bir biçimde çalışır. Bu sebeple, motoru yaklaşık 1100-1200 dev/dak hızlarda çalıştırmak yakıt tüketimi bakımından maksimum fayda sağlayan yöntemdir. Diğer bir amaç da şanzımanı aracın ana çalışma noktasında direkt viteste çalıştırmaktır, çünkü bu durum yakıt tüketimi bakımından verimlidir. Direkt vites $i_{şanzıman} = 1$ anlamına gelir. Uzun yol ticari bir taşıt için pratik bir aks oranı, **Denklem (3.6)** ile elde edilir [18].

$$i_{aks} = 2 \cdot \pi \cdot n_{motor} \cdot r_{dyn} \cdot \frac{1}{i_{şanzıman}} \cdot \frac{1}{v_{ve}} \quad (3.6)$$

3.2.2. Tork Eğrisi ve Çekme Kuvveti Hiperbolü

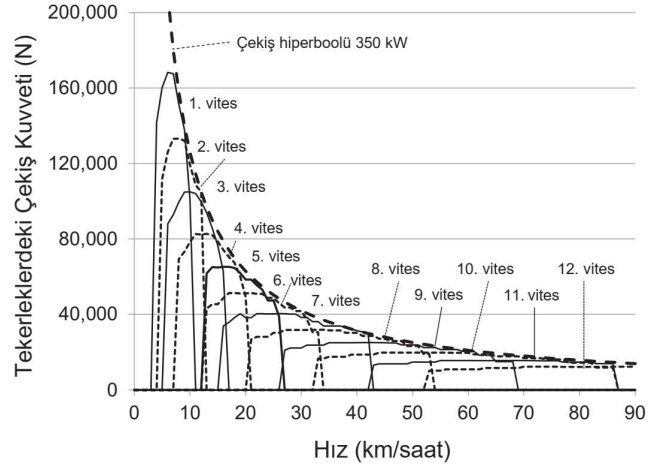
Şekil 3.4'e göre motorun güç eğrisi, motorun yalnızca dar bir devir aralığında maksimum motor gücü sağladığını belirtmektedir. Motoru sürekli bir hız profiliyle her daim maksimum motor gücü noktasında çalıştırmak için **Denklem (3.5)**'e göre sonsuz sayıda vitesi olan bir şanzıman kullanma ihtiyacı vardır. Buna sürekli değişken şanzıman adı verilir [18].

Ticari taşıtlarda kademeli şanzımanlar kullanılır, çünkü bu tür şanzımanlar çok az güç kaybına sebep olur, ayrıca özellikle ucuz ve sağlamdır. Şimdi çözülmesi gereken problem, uygun sayıda vites kademesi kullanarak mevcut çekiş gücünü, çekiş gücü eğrisine olabildiğince yaklaştırmaktır. Tekerleklerde normalde mevcut olan kuvvet,

hıza bağılı motor torku $M_{motor}(v)$ ile her vites kademesi için **Denklem (3.7)**'ye göre hesap edilir [18].

$$F_{tahri} = M_{motor}(v) \cdot i_{vites} \cdot i_{aks} \cdot \frac{1}{r_{dyn}} \quad (3.7)$$

Şekil 3.5'de gösterilen tahrik kuvveti eğrileri her bir vites kademesi için ayrı ayrı elde edilir. Dişliler birbirine yeterince yakınsa, mümkün olan en yüksek tahrik kuvveti için yeterli bir eğri yaklaşımı da elde etmek oldukça mümkündür [18].



Şekil 3.5: Bir aracın aktarma organları için tahrik kuvveti grafiği [18].

3.3. Çekiş Sınırı

Bir taşıtın gerçek kullanılabilir kuvvetini bulmak için, çekiş hiperbol kuvvet eğrisinin yanı sıra, aracın kuvvetinin tekerlekler aracılığıyla yere aktarılması gerektiğini de bilmek elzemdir. Taşıt çekiş sınırına ulaşırsa, daha güçlü bir motor, hiçbir şekilde fayda sağlamaz. Lastiklerden biri tarafından yola aktarılabilen maksimum kuvvet, **Denklem (3.8)**'de belirtildiği gibi, μ sürtünme katsayısı ve tekerlek yükü, yani lastiğin yol yüzeyine bastırıldığı kuvvet vasıtasıyla verilir. Çekiş sınırı **Şekil 3.5**'de yatay bir çizgi olarak kabul edilir. Bu çizginin üstünde bir kuvvet lastiklere aktarılırsa, lastikler patinaj çekecektir [18].

$$F_{Max, \text{çekiş limiti}} = F_{tekerlek \text{ yükü}} \cdot \mu \quad (3.8)$$

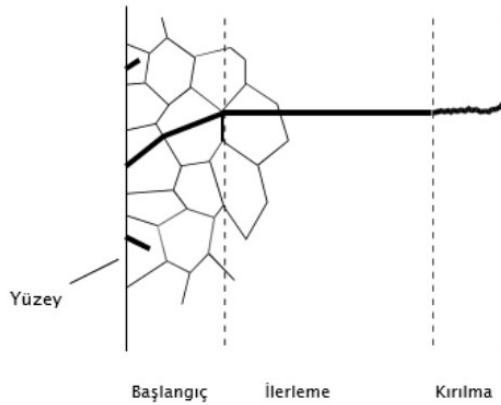
4. YORULMA MEKANİZMASI

Birçok yapısal düzenek, yeterli sayıda ve yeterli büyüklükte tekrarlayan gerilmeler ile karşılaşır, yalnız uygulanan bu tekrarlayan gerilmenin maksimum değeri malzemenin statik çekme mukavemetinden ciddi ölçüde daha az olabilir. Bu tür bir dinamik yükleme, malzemede kalıcı bir hasar oluşturarak önemli bir hizmet süresinden sonra kullanılamaz duruma geçmesine sebep olur. Malzemenin yük uygulamasında kırılmasına sebep olan ve gerekenden çok daha düşük bir gerilimde bu kademeli deformasyonuna yorulma denir. Dolayısıyla, yorulma, malzemenin statik çekme dayanımından daha düşük bir maksimum değere sahip olan tekrarlanan gerilmeler altında ilerleyen ve bir kalıcı hasara sebep olan olgu olarak tanımlanabilir. Hizmetteki tüm mekanik hasarların %80-90'ının yorulma kaynaklı olduğu tahmin edilmektedir [19].

4.1. Yorulma Hasar Teorisi

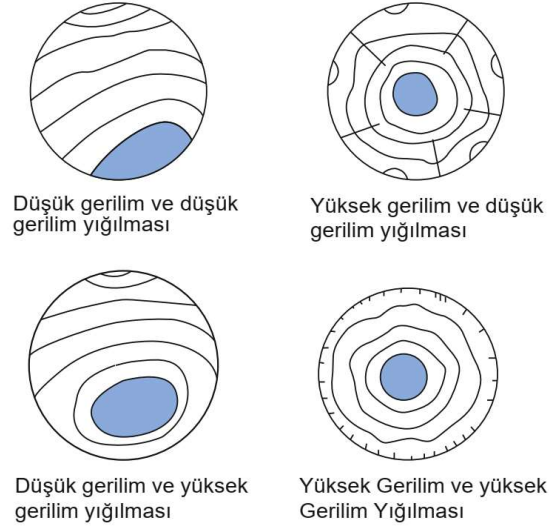
Yorulma, döngüsel yükleme ile karşılaşan bir bileşenin bölgesel hasar sürecidir. Bu bileşende çatlak başlatması, ilerlemesi ve son olarak kırılmasından oluşan kümülatif bir sürecin sonucudur [20].

Yorulma çatlakları çoğunlukla komponentin yüzeyinden başlar, bu duruma çatlak başlaması adı verilir. Oluşan çatlak, tekrarlı yüklemeler ile çoğunlukla gerilmeye dik yönde ilerler, bu durum ise çatlak ilerlemesi olarak tanımlanır. Çatlak ilerlemesi ile bir noktadan sonra komponent kırılır. **Şekil 4.1**'de çatlak başlangıcı, ilerlemesi ve kırılma durumu belirtilmiştir [20].



Şekil 4.1: Yorulma hasarının üç aşaması [21].

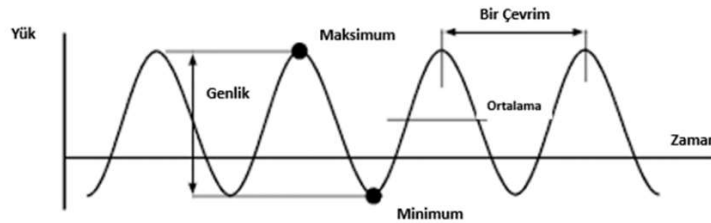
Şekil 4.2'deki diyagram 1966 yılında “Wulpi” tarafından ifade edilen, düşük ve yüksek düzeylerde maruz bırakılan gerilme ve gerilme yoğunluğu için yorulmada tipik kırılma şekli görünümünün birkaç modelini göstermektedir. Mümkün oldukça, stres konsantrasyonundan uzaklaşılmalı ve parçaya uygulanan gerilme seviyesi minimuma çekilmelidir [20].



Şekil 4.2: Düşük ve yüksek seviyelerde uygulanan stres ve stres konsantrasyonu için tipik yorulma kırığı yüzey görünümünün birkaç modeli [20].

4.2. Yükleme Tanımı

Yükleme geçmişi için farklı kavramlar mevcuttur. Bu kavramlar yükleme durumunu daha iyi kavramamızı sağlar. **Şekil 4.3'**te yükleme geçmişine ait örnek ve yükleme üzerindeki kavramlar belirtilmiştir.



Şekil 4.3: Yorulma Yükleme çevrimleri [21].

En yüksek yük (P_{max}) ve en düşük yük (P_{min}) terimleri ile yorulma yüklemesini tanımlayan denklemler; **Denklem (4.1)**, **Denklem (4.2)**, **Denklem (4.3)**, **Denklem (4.4)** ve **Denklem (4.5)**'de belirtilmiştir.

$$\Delta P = P_{max} - P_{min} \quad (4.1)$$

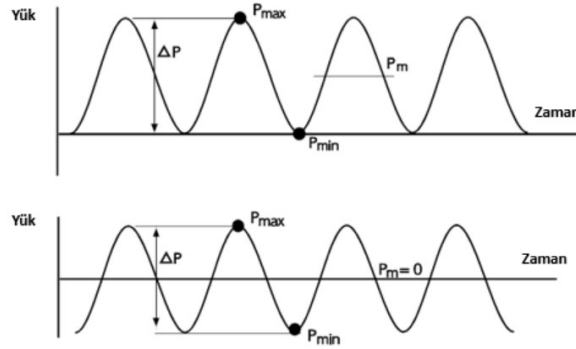
$$P_a = \frac{\Delta P}{2} \quad (4.2)$$

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad (4.3)$$

$$R = \frac{P_{min}}{P_{max}} \quad (4.4)$$

$$A = \frac{P_a}{P_m} \quad (4.5)$$

Yükün bir uygulaması yorulma döngüsü veya çevrimi olarak tanımlanır. Komponentin yorulma testinde her bir döngüde aynı yük miktarına maruz kalacağından yüklemeler sabit genlikli olmalıdır. Yorulma testlerinde genel olarak kullanılan yük oranları, en düşük yükün sıfır olduğu $R = 0$ veya en düşük ve en yüksek yüklerin eşit miktarlarda, ters olarak uygulandığı yani yüklemenin toplamda sıfıra denk geldiği $R = -1$ 'dir. Yükleme oranlarının grafikleri **Şekil 4.4**'te belirtilmiştir [21].



Şekil 4.4: $R = 0$ ve $R = -1$ yük oranında yorulma yüklemesi [21].

4.3. Yorulma Dayanımını Etkileyen Faktörler

Yorulma dayanımını belirlemek için deneylerde kullanılan döner kiriş test numunesinin çok dikkatli bir biçimde hazırlanması ve test numunesinin kontrol altında test edilmesi gerekir. Mekanik veya yapısal bir elemanın dayanıklılık sınırının deneylerde elde edilen çıktılarla örtüşmesini beklemek doğru bir yaklaşım değildir. Bu nedenle yapısal elemanlar için düzeltme faktörlerini göz önünde bulundurmak gerekmektedir [22].

Bu düzeltme faktörleri şu şekildedir:

- Malzeme: hasarın kaynağı, değişkenlik, bileşim
- İmalat: ısıtıl işlem, yöntem, yüzey durumu, aşındırma korozyonu, gerilim yoğunluğu
- Çevre: korozyon, gerilme durumu, sıcaklık
- Tasarım: şekil, boyut, gerilim durumu, ömür, aşınma, sürtünme, hız

Joseph Marin tarafından boyut, yüzey durumu, yükleme, sıcaklık ve farklı öğelerin etkilerini gösteren faktörler **Denklem (4.6)**'da belirtilmiştir. Dayanıklılık sınırının azaltıcı düzeltmelerle mi yoksa çarpımsal düzeltmelerle mi belirleneceği, 4340 çeliğin detaylı bir istatistiksel analizi ile belirlenmiştir. Komponentin dayanıklılık testleri mevcut değilse, dayanıklılık limitine J.Marin faktörleri uygulanarak varsayımlar yürütülür [22].

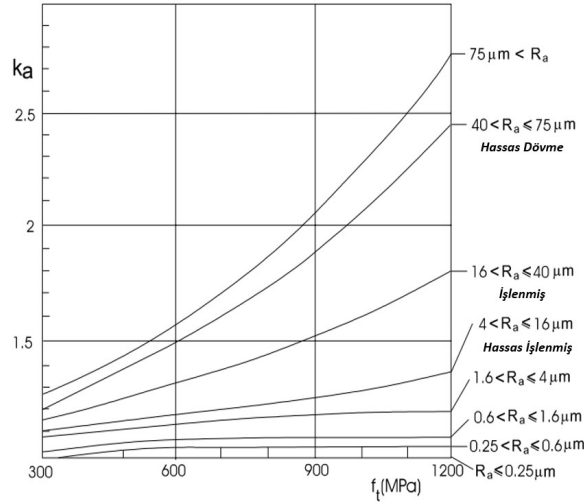
$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (4.6)$$

4.3.1. Yüzey Etkileri ve Yüzey İşlemleri

Yorulma çatlakları genellikle her zaman bir bileşenin yüzeyinde çekirdeklenir. Birçok yorulma hasarının yüzeyde başlamasına neden olan faktörlerden bazıları şunlardır:

- Yüzey, birçok gerilim yoğunlaşmasının büyümesi için sebeptir. Talaşlı imalat izleri, yüzey çizikleri, çukurlar ve dolgular vb.
- Koroziif saldırıların sebep olduğu yüzey pürüzlülüğü ve oksidasyon aynı zamanda stres artırıcı olarak da işlev görür.
- Eğilme ve burulma gibi yüklemeler için en yüksek stres yüzeyde oluşur.

Yüzey olası bir zayıflık sebebi olduğundan, yüzeyin durumu aşırı derecede önemlidir. Pürüzlü bir yüzey güçlü bir gerilim artırıcı olarak hareket edebilir ve yorulma dayanımını %15-20'ye varan oranlarda azaltabilir [20]. **Şekil 4.5**'de bazı R_a değerine karşılık gelen “ k_a ” faktörleri yer almaktadır.



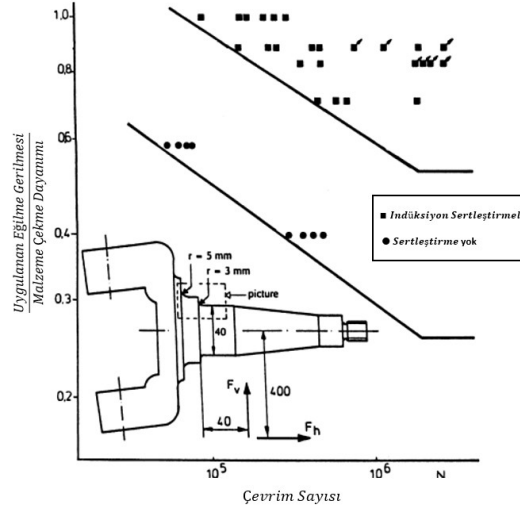
Şekil 4.5: Yüzey kalitesi düzeltmesi faktörü [21].

Yorulma özellikleri yüzey şartlarına karşı çok hassas olduğundan, yorulma test numunesinin veya parçasının yüzeyini bölgesel olarak değiştirecek belirli yüzey işlemleriyle özellikte çok büyük farklar elde etmek mümkündür. Yüzey işlemleri, gerilim yoğunlaşmalarını engelleyici yönde etki eder. Malzemenin çekme mukavemetini arttırarak yorulmaya karşı daha dayanıklı hale getirebilir. İndüksiyon sertleştirme gibi işlemler yüzeyde artık bası gerilmeleri bırakarak yorulma ömrünü pozitif yönde etkiler. Yüzey işlemleri üç farklı sınıfa ayrılabilir [20]:

- Mekanik işlemler: ezme (deep rolling), bilyalı dövme (shot peening), parlatma, taşlama.
- Isıl işlemler: indüksiyon sertleştirme, alevli sertleştirme, ısıl yumuşatma vb.
- Kaplama işlemleri: nitrüleme, sementasyon, elektrolitik kaplama vb.

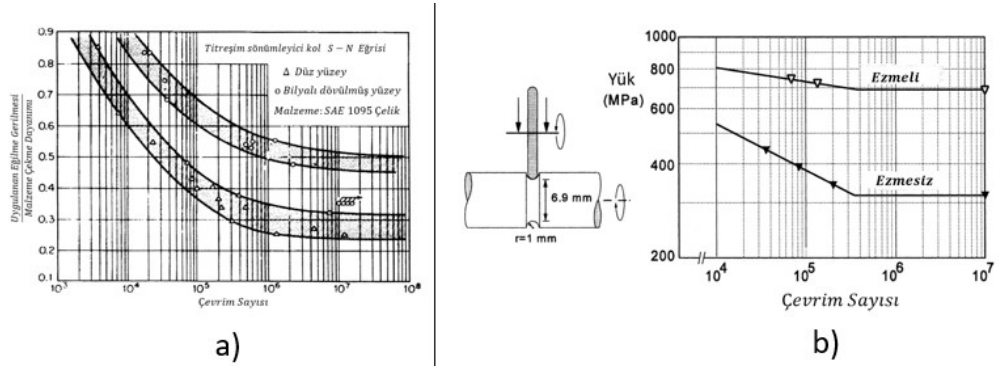
Malzemenin yorulma dayanımı normalde gerilme dayanımına bağlıdır, yani gerilme dayanımı ne kadar düşükse yorulma dayanımı da o kadar düşüktür.

Çelik komponentlerin nitrüleme veya karbonlama yoluyla sertlik kazandırılması, daha sert yüzeylerin oluşmasına sebebiyet verecek ve bu da yorulma dayanımlarını önemli oranda arttıracaktır. Benzer şekilde, çelik komponentlerin indüksiyonla veya alevle sertlik kazandırma işlemleri de yorulma dayanımlarını arttıracaktır (Şekil 4.6). Bu işlemlerde, yüzeyde meydana gelen martensitik katmanın sertliği ve çekme mukavemeti önemli ölçüde arttığından, yorulma mukavemetini de önemli ölçüde iyileşir [20].



Şekil 4.6: İndüksiyonla sertleştirmenin Cr-çelik bir araba aksının S-N eğrisi üzerindeki etkisi [23].

Yorulma özelliklerini geliştirmenin ve iyileştirmenin en etkin yollarından biri de yüzeyde artık bası gerilimi üretmektedir. Ezme (Şekil 4.7a) ve bilyalı dövme (Şekil 4.7b) yöntemlerinin yorulma özelliklerinin iyileştirilmesindeki temel etkisi, yüzey tabakasında artık bası gerilmesi oluşturmalarıdır [20].



Şekil 4.7: a) Bilyeli çekiçlemenin etkisi. b) Ezmenin etkisi [23].

4.3.2. Boyut Faktörü

Çoğu durumda, deneylerde test edilen küçük çaplı test numunelerin yorulma dayanımlarının genellikle serviste kullanılan geniş çaplı parçalarından daha yüksek olduğu görülmüştür. Test sonuçlarının boyuta bağlı olması boyut etmeni olarak tanımlanır [22]. Bu etmen **Denklem (4.7)** ve **Denklem (4.8)**'de belirtilmiştir.

$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$k_b = 1.51d^{-0.157} \quad 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \quad (4.8)$$

4.3.3. Yükleme Faktörü

Burulma veya eksenel yüklemesi ile gerçekleştirilen yorulma deneyleri, her bir yükleme tipi için yorulma mukavemeti ile çekme mukavemeti arasında farklı ilişkiler olduğunu göstermektedir. Bu farklılıklar, eğilmeden elde edilen yorulma dayanımını sağlamak için bir yük faktörü ile hesaba dahil edilebilir [22]. Farklı tip yüklemelere ait faktörler, **Denklem (4.9)**, **Denklem (4.10)** ve **Denklem (4.11)**'de belirtilmiştir.

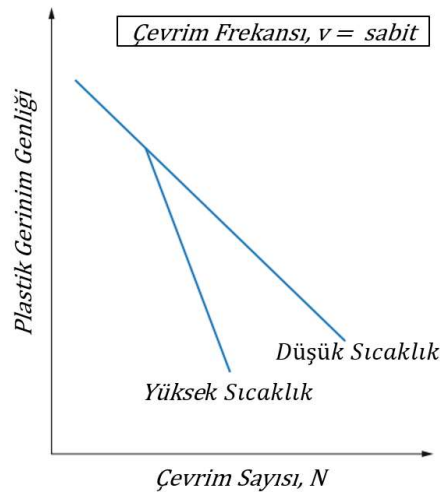
$$k_c = 1 \quad \text{eğilme} \quad (4.9)$$

$$k_c = 0.85 \quad \text{eksenel} \quad (4.10)$$

$$k_c = 0.59 \quad \text{torsiyonel} \quad (4.11)$$

4.3.4. Sıcaklık Faktörü

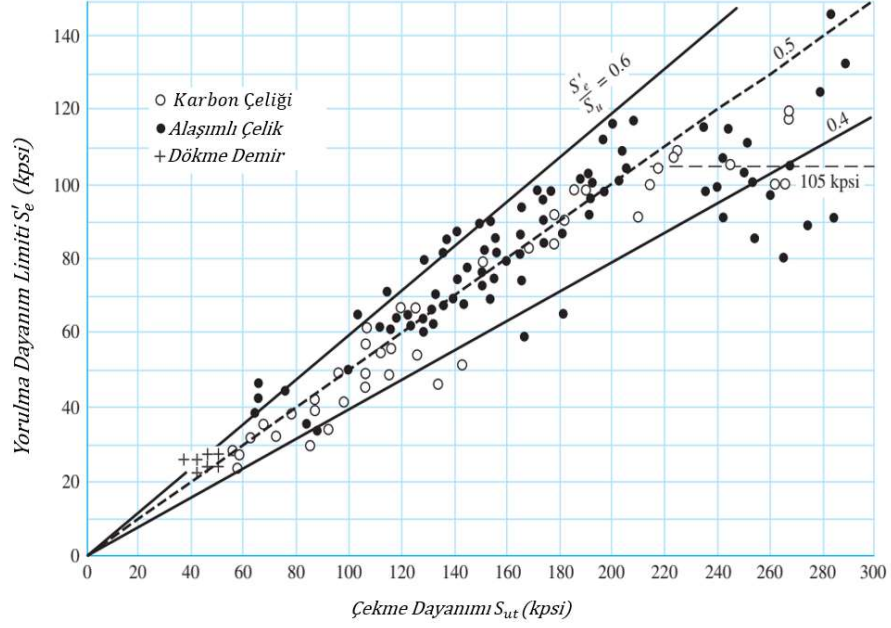
Sıcaklık oda sıcaklığının üzerine çıktıkça, metallerin yorulma mukavemeti çoğunlukla azalır. Sıcaklığın yorulma ömrü üzerindeki etkisini gösteren, havada sabit bir çevrim sıklığında, kırılmaya kadar olan çevrim sayısı N 'ye karşı plastik stres genliği grafiği **Şekil 4.8**'de şematik olarak gösterilmiştir [20].



Şekil 4.8: Sıcaklığın yorulma ömrü üzerindeki etkisini gösteren şematik grafik [20].

4.3.5. Döner Kiriş Test Numunesi Dayanıklılık Limiti

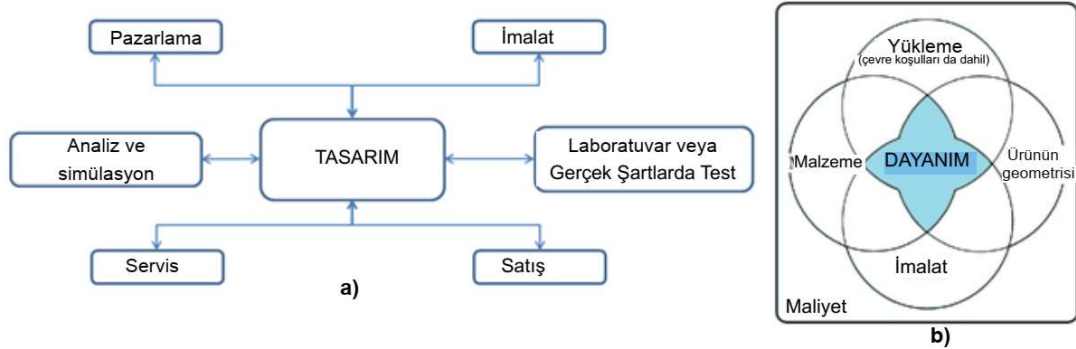
Prototip ve ön seri tasarım ve bazı hasar analizleri için, dayanıklılık sınırlarını tahmin etmek için hızlı bir yönteme ihtiyaç duyulmaktadır. Literatürde, aynı çubuk veya külçeden alınan test numunelerin döner kiriş testleri ve basit gerilim testlerinin sonuçları hakkında çok fazla data mevcuttur [22]. Şekil 4.9’da farklı tip malzemelere ait yorulma dayanıklılık limitleri belirtilmiştir.



Şekil 4.9: Çelik ve dökme demir çekme dayanımı yorulma limit grafiği [22].

5. AKS MİLİNİN TASARIMI VE MODELLEMESİ

Bir araç tasarımının hayata geçirilmesi birçok etkene bağlıdır. **Şekil 5.1 (a)**'da tasarımın üretilmesi ve bunun neticesinde ürünün kullanıcıyı memnun edebilmesi için, zorunlu olan parametreler gösterilmektedir. Bu etkenler doğrultusunda ürün sürekli olarak bir değişime maruz bırakılmaktadır. Bir taşıt modelinin, gerek deneysel ortamındaki testlerde, gerekse dışarıda çalışma şartlarındaki dataları hesap değerleriyle uyduğunda, imalata ve bunun sonrası ürünün satışına geçilmektedir. Kullanıcı ile üretici arasındaki bilgi aktarımının sağlandığı servis noktaları, ürünün değişik kullanıcılar için data bankaları olduğundan, tasarımın geliştirilmesi ve iyileştirilmesi açısından oldukça büyük önem taşımaktadır. Ortaya konulacak ürünün çalışma dayanımının belirlenmesi ihtiyacı vardır. **Şekil 5.1 (b)**'de bir taşıtın veya parçanın çalışma dayanımının belirlenebilmesi için gerekli olan dört temel etken belirtilmiştir. Bunlar çevre koşullarının da içinde bulunduğu ürünün geometrisi, malzemesi, yükleme durumu ve imalatıdır. Uygun bir tasarımın ortaya konulabilmesi için de, çalışma esnasında karşılaşılan harici yüklerin, ürünün kritik bölümlerine etki eden lokal gerilmelerin, malzemenin yorulma karakteristiği ilgili özelliklerinin bilinmesi ihtiyacı vardır. Bu şekilde, araç veya araca bir ürün için gerekli olan “güvenirlilik” ve “emniyet” faktörleri belirlenmiş olacaktır. Bu sebeple aşırı yükleme gibi farklı durumlarda parçanın en düşük seviyedeki ömrünün belirlenmesi bu açıdan değerlidir. Parça ömrünün saptanabilmesi veya öngörülen ömür içerisinde tüm işlevlerini yerine getirmesi parçadan beklenen ana özelliktir. Dolayısıyla günümüz ürün geliştirme ve iyileştirme kavramında, araç, aks ve bileşenlerinin yorulma ve ömür kavramları ön plana çıkmıştır [24].



Şekil 5.1: a) Tasarımın bilgi ağı b) Dayanıma etkiyen parametreler. [24].

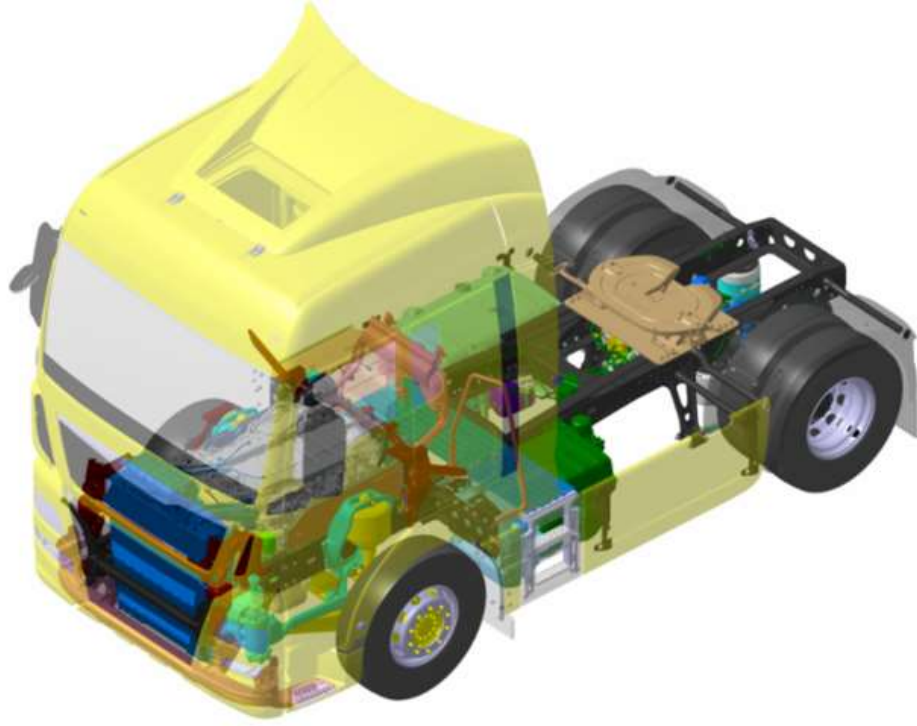
Yapısal tasarım yaklaşımlarının esasları, malzemelerin dayanımı, kırılma tokluğu, yorulma davranışı, sürünme direnci ve malzemelerin korozyon direnci ile saptanır. Malzeme dayanımı tasarım yaklaşımında, tipik olarak yük taşıma kapasitesinin belirlenmesi gereken belirli bir yapısal geometri vardır. Bunu sağlamak için, ilk olarak yük ile yapıda var olan en yüksek gerilme arasındaki ilişkiyi saptamak için bir hesaplama yapılır. En yüksek gerilme daha sonra malzemenin dayanımı ile eşleştirilir. En yüksek gerilme malzemenin dayanımından daha az olduğunda ve bir güvenlik katsayısı ile uygun şekilde azaltıldığında kabul edilebilir bir tasarım elde edilir. En yüksek gerilme (σ_{max}) malzemenin akma dayanımını (σ_y) aşmadıkça hasar meydana gelmeyeceği varsayılabilir. Bunu elde etmek için, malzeme değişkenliğini ve/veya öngörülemeyen daha büyük servis yükünü hesaba katmak üzere bir güvenlik faktörü (GF) dahil edilir. Malzemelerin mukavemeti yaklaşım biçimi, kusursuz malzemeler ve basit yapılar için en iyi bir yaklaşım biçimidir [25].

5.1. Referans Taşıt: 4x2 RWD Çekici Kamyon

Kamyon gibi ticari araç taşımacılığında, iki taşıma konsepti mevcuttur: Bunlardan ilki, kendine ait başka bir "kargo alanı" veya kendi yükleme alanı olmayan yarı römork çekicidir. Çekici bir yarı römorku çekmek üzere dizayn edilmiştir ve yalnızca bu yarı römorkla birlikte ürün taşımacılığı yapmak için uygundur. Bir diğeri, üst yapısı veya yükleme alanı olan kamyondur. Ayrıca kamyon arkasında bir römork çekebilir ve bu durumda mafsallı tren olarak tanımlanır [26].

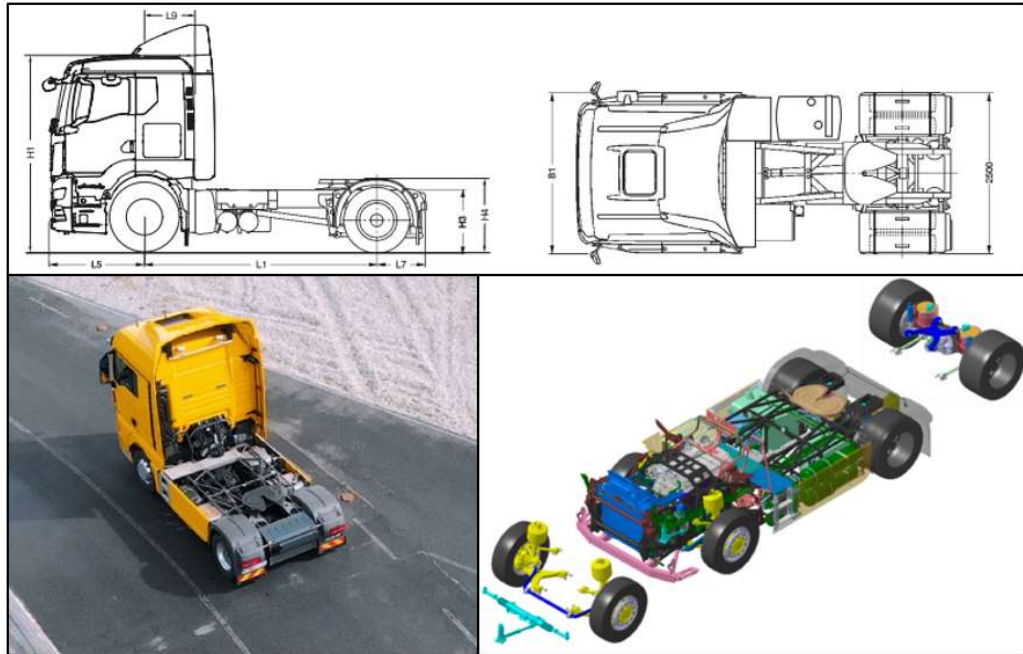
Yarı römork çekici, daha yüksek bir taşıma kapasitesi sunmaktadır. Yakıt tüketimi açısından da diğer kamyon tipine göre daha ekonomiktir. Yarı römork çekicinin kullanımı esnek bir yapıya sahiptir. Farklı yarı römorklara rahatça bağlanabilmektedir [26].

Beş akslı bir çekici / yarı römork konfigürasyonunda, çekici biriminin maksimum 18 ton brüt ağırlık (ölü ağırlık + kargo) taşımasına müsaade edilir, römorkun arka aks grubu için izin verilen maksimum ağırlık miktarı, 24 tondur. Çekici / yarı römork kombinasyonu aks yüklerini aşmadan maksimum 40 ton brüt ağırlığa ulaşabilir [26].



Şekil 5.2: 4x2 RWD çekici kamyon [13].

Tez kapsamında referans olarak ele alınan 4x2 arkadan itişli kamyonu ait boyut ve yük taşıma kapasite bilgileri **Tablo 5.1**'de yer almaktadır. Aynı kamyonu ait güç ve aktarım bileşenlerinin detayları **Tablo 5.2**'de yer almaktadır. Kamyonun boyutlarını belirten görsel **Şekil 5.3**'te yer almaktadır.



Şekil 5.3: Referans kamyon boyutları.

Tablo 5.1: Referans kamyon boyutları ve yük kapasitesi.

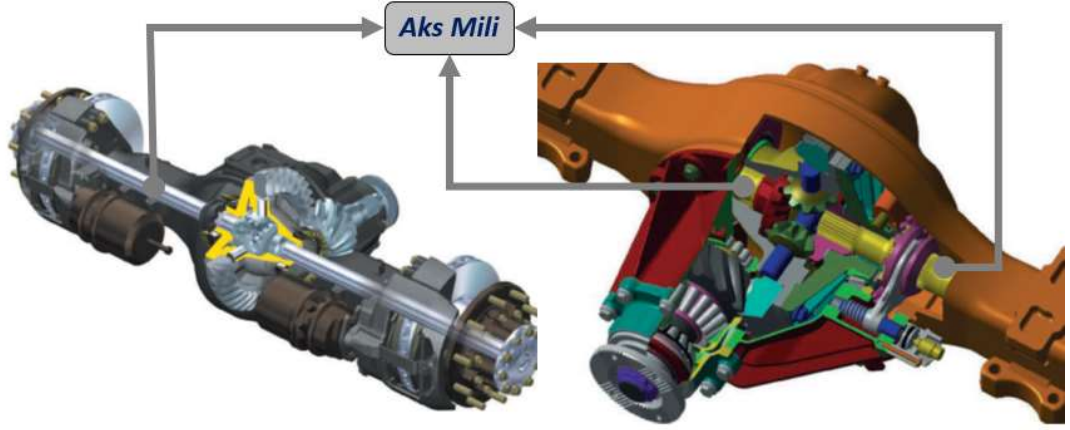
Boyutlar	
Dingil mesafesi (L1)	3900 mm
Toplam Uzunluk (L1 + L5 + L7)	6175 mm
Genişlik (B1)	2500 mm
Yükseklik (H1)	3112 mm
Yük Kapasitesi	
İzin Verilen Toplam Kütle (Gross Train Weight (GTW))	40000 Kg
İzin Verilen Taşıt Kütle (Gross Vehicle Weight (GVW))	18000 Kg
Ön Aks	7500 Kg
Arka Aks	11500 Kg

Tablo 5.2: Referans kamyon özellikleri.

Motor	
Güç	470 PS
Anma Hızı	1800 Rpm
Tork	2400 Nm
Tork Aralığı	930-1350 Nm
Silindir Sayısı	6
Otomatik Şanzıman (Dişli Kutusu)	
İleri Vites	12 (16.69 ... 1.00)
Geri Vites	2 (15.54 – 12.03)
Aks	
Tahrikli Aks Tipi (Arka Aks)	Tek Redüksiyonlu
Aks Oranı	2.31
Tekerlek	315 / 70 R22.5

5.2. Arka Aks Mili

Aracın güç iletim sisteminin önemli bir parçası olan aks milleri, torku tekerleklere aktararak taşıtın hareket etmesini sağlar (Şekil 5.4). Bu açıdan yeni bir taşıtta kullanılacak aks milinin tasarımı taşıt üreticileri için büyük önem taşımaktadır.



Şekil 5.4: Arka aks milinin yerleşimi [14].

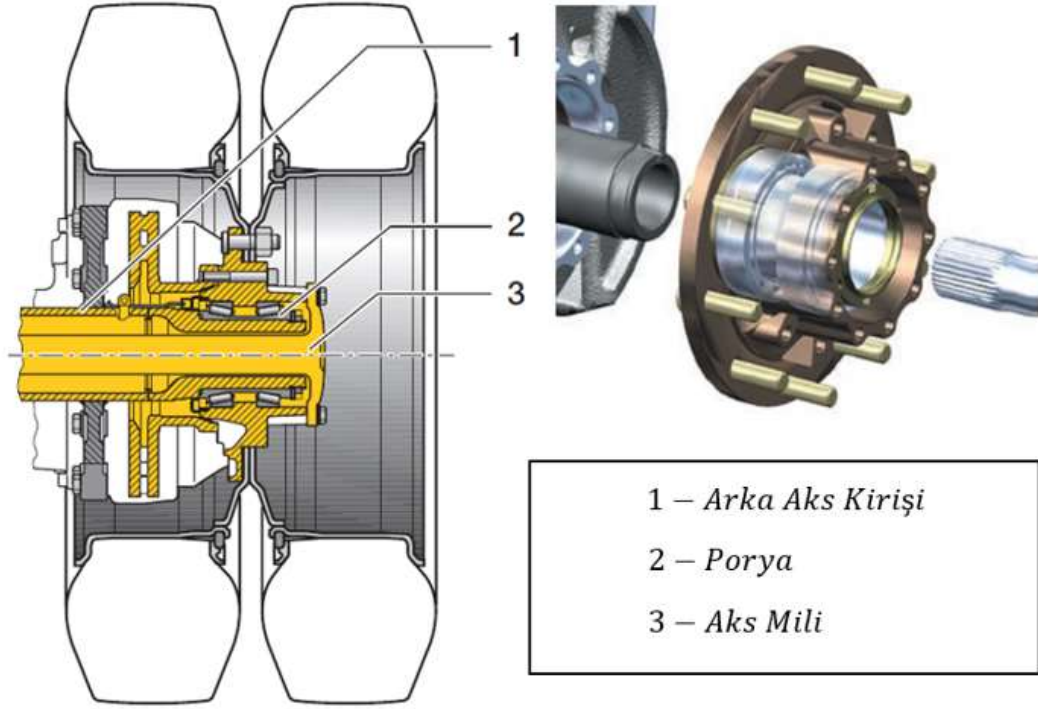
Tahrik aksları üzerindeki tekerlek bağlantıları 3 farklı şekilde sağlanır.

- Yarı-yüzer (Semi-floating) aks
- $\frac{3}{4}$ yüzer ($\frac{3}{4}$ floating) aks
- Tam-yüzer (Full-floating) aks

Yarı-yüzer akslarda göbek taşıyıcısı direkt olarak tahrik miline bağlanır. Bu, tek bir yatakla aks kirişine monte edilir. Yükler şafta tahrik torku (burulma), tekerlek yükleri ve viraj kuvvetleri (esneme) şeklinde uygulanır [14].

$\frac{3}{4}$ yüzer aks çok kullanılan bir aks türü değildir ve yarı yüzer ile tam yüzer aks arasında bir ara çözümü temsil eder [14].

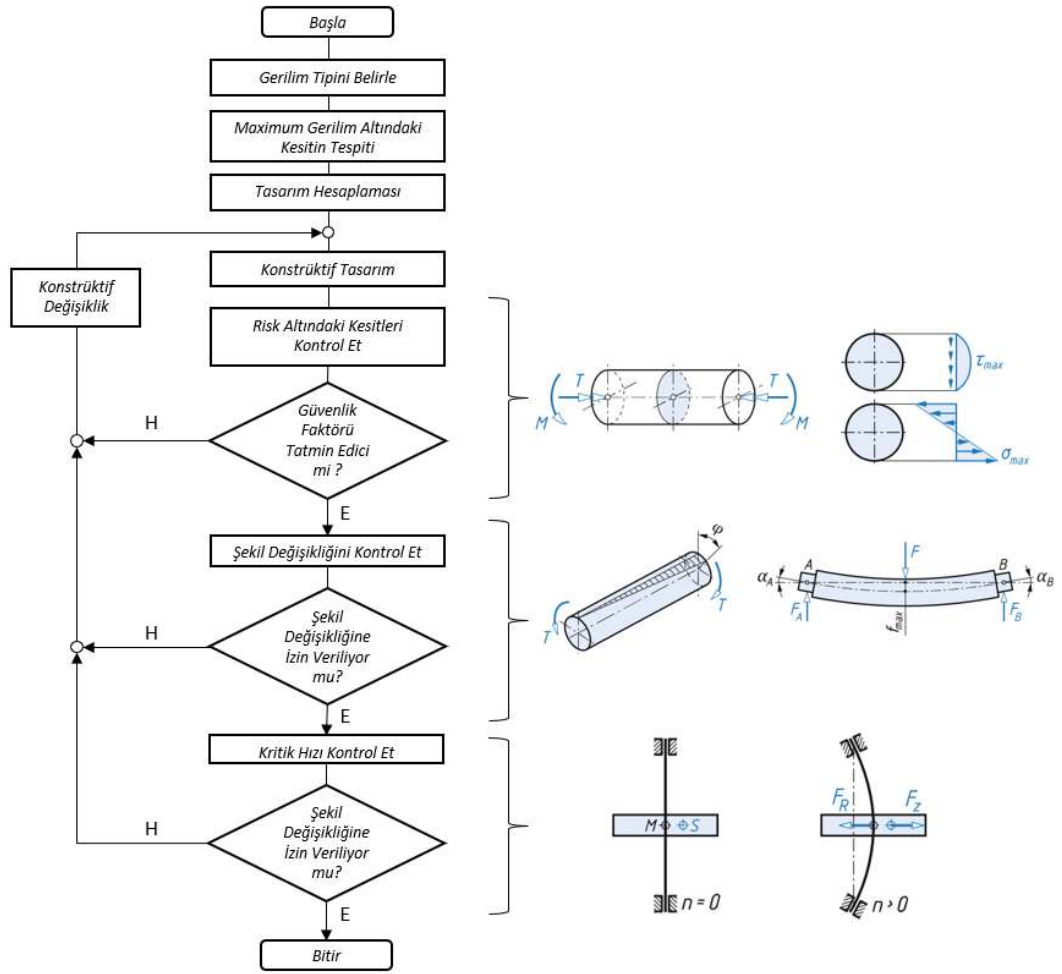
Tam-yüzer akslarda, göbek taşıyıcıları genellikle iki adet geçmeli konik yatakla parçası ile montajı sağlanır. Tek parçalı tahrik şaftı, tekerleğin çıkarılmasına gerek kalmadan kolay bir şekilde sökülüp takılabilir. Bu tasarımda tahrik şaftı yalnızca tahrik torkunun aktarılması sırasında burulma yüküne maruz kalır. Tam-yüzer aks türü esas olarak ticari araçlarda kullanılır [14]. Şekil 5.5’de tam yüzer tip aks milinin bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 5.5: Arka aks milinin tekerlek göbek bağlantısı [14].

5.3. Arka Aks Mili Teorik Hesaplamaları

"Şaft" kelimesi, tork veya güç aktarmak için kullanılan dönen makine elemanları için tanımlanır. Şaft burulmaya, eğilmeye ve arasına da eksenel yüklemeye maruz kalmaktadır. Aks adı verilen komponent ise sabit ve dönen elemanları taşır ve barındırır, öncelikle eğilmeye maruz kalır. İletim veya hat şaftları, torku motordan makineye aktaran nispeten uzun millerdir. Karşı şaftlar, motor ile tahrik edilen makine arasında işlev gören kısa millerdir. Baş şaftları veya saplama şaftları direkt olarak motora bağlı şaftlardır [27]. Şekil 5.6'da yük ileten bir milin hesaplama akış şeması yer almaktadır.



Şekil 5.6: Şaftların hesaplanması için akış şeması [28].

Tasarım ihtiyaçları ne olursa olsun, çentiklerde, kama yuvalarında vb. gerilme yığılmalarını azaltmaya çok çaba harcanmalıdır. Çentik hassasiyetinin uygun şekilde incelenmesi, dayanımı malzeme araştırmasından daha önemli ölçüde artırabilir. Tasarım için bir diğer önemli olan etken de boyut, yüzey durumu, artık gerilme, sıcaklık ve korozyon ortam gibi shaftın yorulma dayanımını etkilediği bilinen etkenlerin uygun şekilde dikkate alınmasıdır [27].

Yorulma veya statik dayanım için tasarlanan millerin boyutları, mil malzemesinin çalışma yüküne, sürdürülecek burulma yüklerine ve yorulma dayanımını etkileyen herhangi bir gerilim yığılmasına veya diğer etkenlere göre seçilir. Rijitlik için tasarlanan miller, aksenal bükülme, yanal sapma veya bunların bazı kombinasyonlarında sapma gereksinimlerine cevap vermek için dayanım kriterleri tarafından belirlenenlerden daha fazla güvenlik faktörüne sahiptir. İstenmeyen kritik hızlardan kaçınmak için mil boyutunda bir artış da gerekli olabilir [27].

5.3.1. Malzeme ve Metod

Güç iletim milleri en yaygın olarak karbon çeliğinden işlenir. (DIN EN 10083-2) veya alaşımlı (DIN EN 10083-3) çelik çubuk malzeme gibi. Çubuk malzeme sıcak haddelenmiş veya soğuk işlenmiş (soğuk çekilmiş ve işlenmiş) olabilir. Soğuk çekme sadece mekanik dayanımı değil bununla birlikte işlenebilirliğinde, yüzey kalitesinde ve boyutsal doğruluğunda da iyileşme sağlar. Sıcak haddelenmiş miller için genellikle daha fazla dayanım sağlamak amacıyla ısıtıl işlem uygulanır ve ardından daha iyi boyutsal doğruluk ve yüzey kalitesi için işlenir [27]. Şekil 5.7’de şaft imalatında kullanılan malzeme kaliteleri belirtilmiştir.

Malzeme Kalitesi	46MnS6	42CrMo4 (DIN 4028)	42CrMo4 (DIN 4032)	C45 / C45E (C45)	Cr53	34MnB5	SAE 4340H
Malzeme Numarası	1.1304 / 1.5233 *)	1.7225		1.0503 / 1.1191	1.1213	-	H43400
Isıl İşlem	Kontrolü soğutma	Su ertirniş + Temperlenmiş	Kontrolü Soğutma / Su ertirniş + Temperlenmiş	Kontrolü Soğutma / Su ertirniş + Temperlenmiş	Kontrolü soğutma	+ C (alt. BK)	-
Kimyasal Kompozisyon %							
C	0.42-0.47	0.38-0.45	0.42-0.45	0.45-0.50	0.50-0.55	0.33-0.37	0.37-0.44
Si	0.50-0.80	max. 0.40	0.15-0.35	max. 0.40	0.15-0.35	0.15-0.30	0.15-0.35
Mn	1.30-1.60	0.60-0.90	0.50-0.80	0.70-0.90	0.65-0.80	1.20-1.40	0.55-0.90
P	max. 0.025	max. 0.025	max. 0.025	max. 0.035	max. 0.035	max. 0.020	max. 0.030
S	0.020-0.040	0.020-0.040	0.020-0.035	0.020-0.045	0.025-0.045	max. 0.006	max. 0.040
Cr	0.20-0.30	0.90-1.20	0.90-1.20	0.25-0.50	0.10-0.20	0.10-0.18	0.65-0.95
Mo	max. 0.07	0.15-0.30	0.15-0.25	max. 0.10	max. 0.10	-	0.20-0.30
Ni	max. 0.25	max. 0.25	max. 0.25	max. 0.25	max. 0.25	-	1.55-2.00
Cu	max. 0.25	max. 0.25	max. 0.25	max. 0.25	max. 0.25	-	max. 0.35
Al	0.010-0.050	-	min. 0.015	min. 0.020	0.020-0.040	0.020-0.050	-
Sn	max. 0.030	max. 0.030	max. 0.030	max. 0.030	max. 0.030	-	-
Ti	-	-	-	-	-	0.020-0.040	-
V	0.10-0.15	-	-	-	-	-	-
B	-	-	-	-	-	0.0015-0.0035	-

Şekil 5.7: Şaft çelik malzemeleri [29].

Krank millerine ve içi boş, büyük çaplı veya flanşlı millere genellikle dövme prosesi uygulanır ve ardından son ölçülere göre işlenir (**Şekil 5.8**). Genellikle krank milleri, dövme miller ve büyük kesitli miller için dayanımı sağlamak amacıyla daha yüksek karbonlu çelik veya alaşımlı çelik kullanılır [27].

Bununla beraber, daha düşük kalitede bir çeliğe geçişte öngörülen maliyet tasarrufu, bazen şaftın boyutlarını artırmak ihtiyacıyla ortadan kalkabilir [27].

Birçok durumda, özellikle ağırlık ve boyuta hassas tasarımlarda, 4140 veya 4340 gibi daha yüksek dayanıma sahip bir alaşımlı çeliğe geçmek daha uygun olabilmektedir [27].



Şekil 5.8: Aks mili dövme ve işleme proses görseli.

Hem düşük hem de yüksek mukavemetli çelikler esasen eşit elastik modül özelliklerine sahip olduğundan, mil sertliğinin belirleyici etken olduğu uygulamalar için daha pahalı, daha yüksek dayanımlı bir çelik belirtmek tasarım hatasıdır. Sadece mil kesitindeki belirli bir artış veya yatak destek açıklığındaki bir azalma, sabit bir yük altında mil sapmasını ciddi derecede azaltabilir [27].

İndüksiyonla sertleştirme esnasında, bir iş parçasının yalnızca belirli bir bölgesi sertleştirilir, örnek olarak çalışma yüzeyleri, diş yanakları, yatak yuvaları ve kamlar. Bu işlem, aşınmaya dayanıklı yüzeyler gerektiren iş parçalarının yanı sıra darbeye ve/veya değişen mekanik yüklere maruz kalan iş parçalarında da kullanılır. İndüksiyonla sertleştirme için ön koşul, karbon miktarı ağırlıkça yüzde 0,35'den fazla olan bir çeliktir [30].

Bir indüksiyon bobini iş parçasının yüzey tabakasında girdap akımları oluşturur. Joule ısıtması daha sonra bu yüzey tabakasının yaklaşık 1100 °C sıcaklığa ulaşmasına sebep olur. Sonrasında yağ-su bileşimi kullanılarak yapılan su verme işlemi esnasında çok sert ve aşınmaya dirençli bir martensit katman oluşur [30].

İndüksiyonla sertleştirilmiş miller, burulma uygulamasına çok iyi karşılık verir, çünkü indüksiyonla sertleştirme prosesi, sertliği en çok gereken yüzeye yakın yerlerde artırır ve yüzeye bası gerilmesi bırakarak yorulma ömrünü ve statik mukavemetini artırır. **Şekil 5.9**'da indüksiyon sertleştirme sonrası mildeki sertlik dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 5.9: Aks milinin indüksiyon sertleştirme görseli.

Bu çalışma kapsamında aks mili malzemesi olarak SAE 15B41H seçilmiştir. İçerdiği elementler ile derin bir sertlik kazanabilmektedir. Bu malzemenin kimyasal kompozisyonu (**Tablo 5.3**) ve sertleştirme öncesi mekanik özellikleri (**Tablo 5.4**)

belirtilmiştir. Bu malzemeye ait gerilim-genlik grafiği **Şekil 5.10**'da, jominy-sertlik alabilme grafiği ise **Şekil 5.11**'de yer almaktadır.

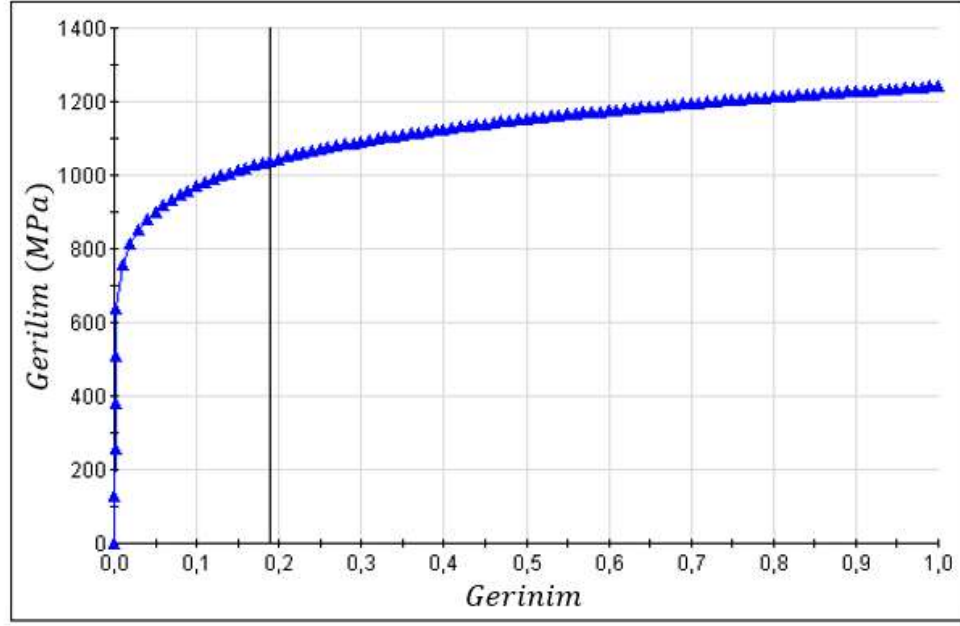
Tablo 5.3: SAE 15B41H Kimyasal kompozisyonu.

Element	Ağırlık (%)
C	0.39
Si	0.23
Mn	1.59
Cr	0.15
Mo	0.02
B	0.0014
Al	0.026
Cu	0.13

Tablo 5.4: SAE 15B41H Mekanik özellikleri.

Mekanik Özellikler	
Elastite Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0.30
Akma Dayanımı	638 MPa
Çekme Dayanımı	806 MPa

Gerçek Gerilim – Gerinim Eğrisi

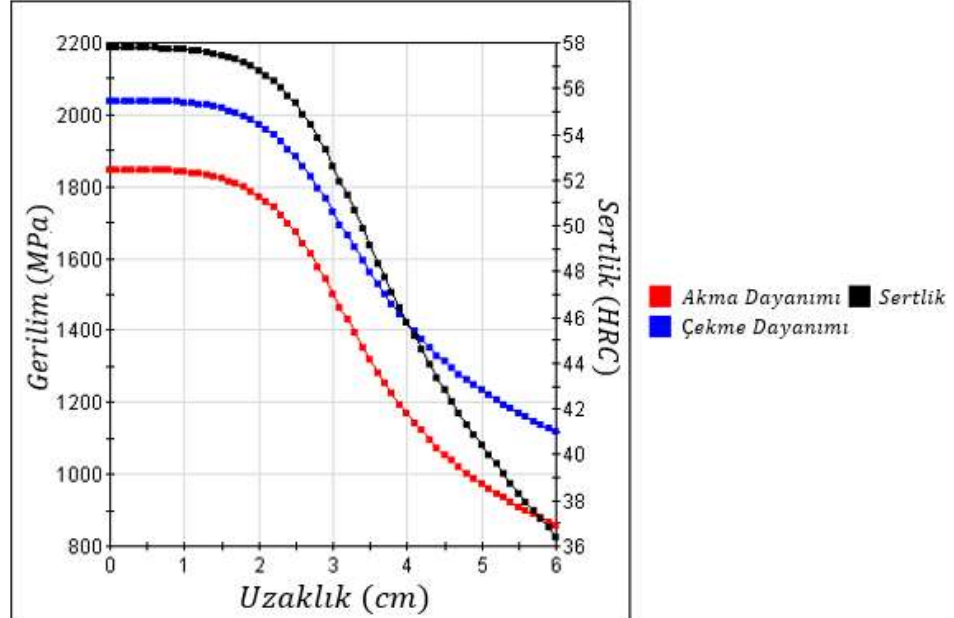


Pekleşme Katsayısı: 0.1072

Akma Dayanımı (%0.2 Proof Stress): 638 MPa

Şekil 5.10: SAE 15B41H Gerilim-gerinim eğrisi.

Sertleştirilebilme Diyagramı (Jominy)



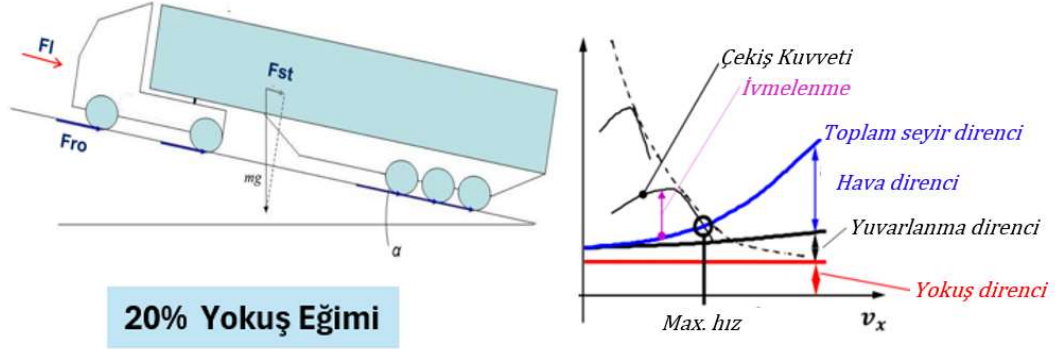
Tanecik Boyutu: 7 ASTM

Östenitleşme Sıcaklığı : 860 ° C

Şekil 5.11: SAE 15B41H jominy-sertlik alabilme eğrisi.

5.3.2. Aks Miline Gelen Yükün Belirlenmesi

Aks miline etki eden maksimum tork değerinin belirlenmesi için kamyonu etkileyen en ağır koşullarda seyir direnç kuvvetlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu seyir direnç kuvvetleri için oluşturulan senaryoya göre; taşıt %20'lik eğimli yolda, tam yüklü bir şekilde kalkış yapmaktadır. Bu durumda taşıt üzerine etkiyen yüklerin tespiti aşağıdaki gibi sağlanmaktadır. Bu senaryo görsel olarak **Şekil 5.12**'de resmedilmiştir.



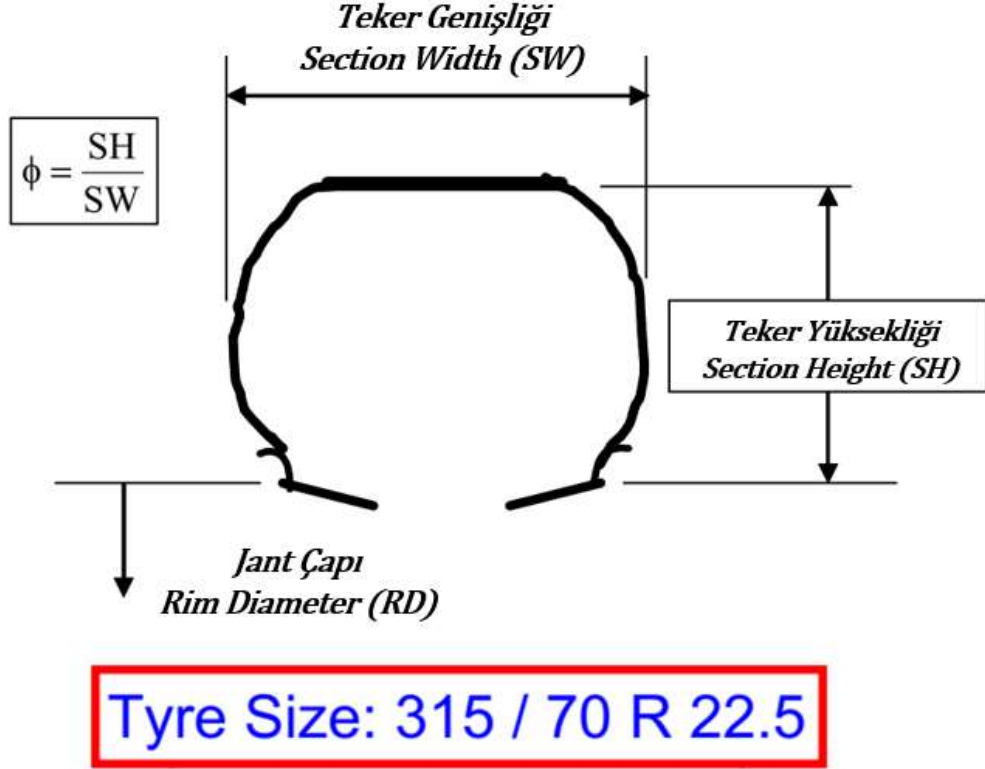
Şekil 5.12: %20'lik yokuş eğiminde araca etkiyen seyir dirençleri.

Denklem (5.1)'de aracın yokuş eğim açısı;

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{20}{100} = 11.3^\circ \quad (5.1)$$

Tablo 5.2'de yer alan tekerlek verisine göre tekerleğin sahip olduğu dinamik yarıçap aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. "K" değeri ağır ticari vasıtalar için "1" olarak kabul edilir. Denklem (5.2)'de yer alan boyutlar Şekil 5.13'te yer almaktadır.

$$r_{dyn} = K \cdot \left[\frac{RD}{2000} + \frac{\phi(SW)}{1000} \right] = 1 \cdot \left[\frac{22.5 \times 25.4}{2000} + \frac{0.7 \times 315}{1000} \right] = 0.506 \text{ m} \quad (5.2)$$



Şekil 5.13: Taşıt tekerleğine ait boyutlar.

Yuvarlanma direnç kuvvetini hesaplamak için **Tablo 5.1**'de yer alan ağırlık verisi ve **Tablo 3.1**'de yer alan yuvarlanma direnç katsayı (Kuru Asfalt: 0,007) verisi üzerinden hesaplamalar yapılmaktadır. Aracın toplam ağırlığı %10 arttırılarak, 44000 kg üzerinden hesaplanmıştır. Burada tasarlanan milin daha güvenli bölgede kalması amaçlanmıştır.

$$F_{RO} = f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha = (0.007) \cdot (44000 \text{ Kg}) \cdot \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot (\cos 11.3^\circ) = 2963 \text{ N} \quad (5.3)$$

Yokuştan kaynaklanan direnç kuvveti aşağıda yer alan bağıntı üzerinden hesaplanır.

$$F_{ST} = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha = (44000 \text{ Kg}) \cdot \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot (\sin 11.3^\circ) = 84578.2 \text{ N} \quad (5.4)$$

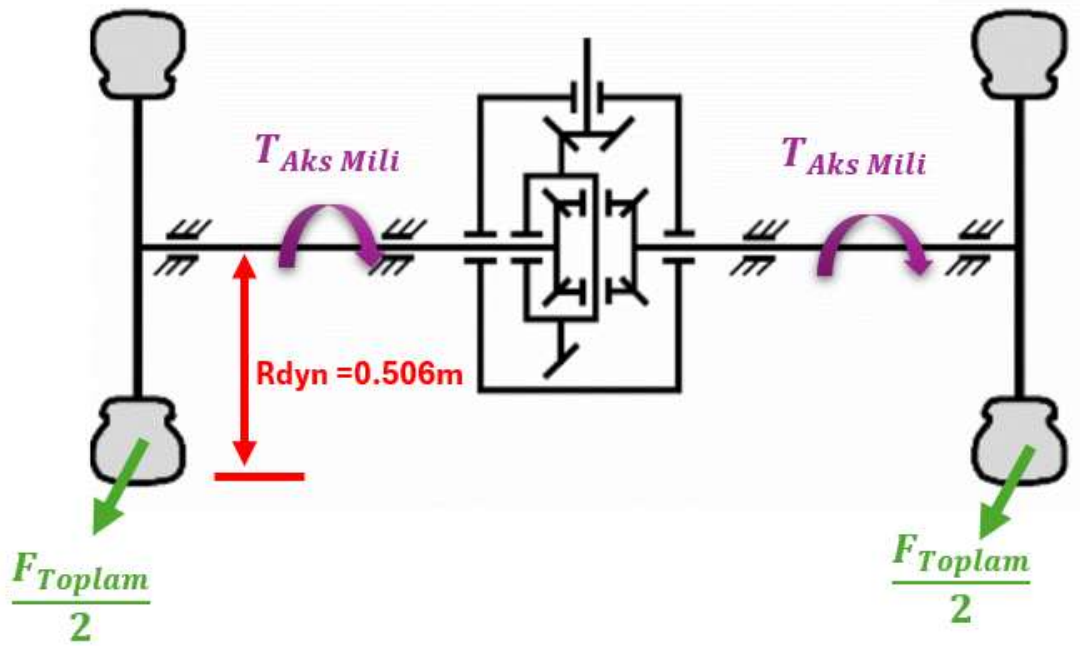
Hesaplama senaryosunda yokuşdaki aracın kalkışı incelenmektedir. Bu durumda hız ($v = 0$) olacağından dolayı ihmal edilebilir.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot A \cdot v^2 \cdot C_W = \text{İhmal edilebilir.}$$

Araç üzerine etkiyen toplam seyir direnç kuvveti ve bu kuvvetten kaynaklı aks miline etkiyen tork değerleri aşağıda hesaplanmıştır. Şekil 5.14'te aks miline gelen yük resmedilmiştir.

$$F_{Toplam} = F_{Ro} + F_{ST} + F_L = 87541.2 \text{ N} \quad (5.5)$$

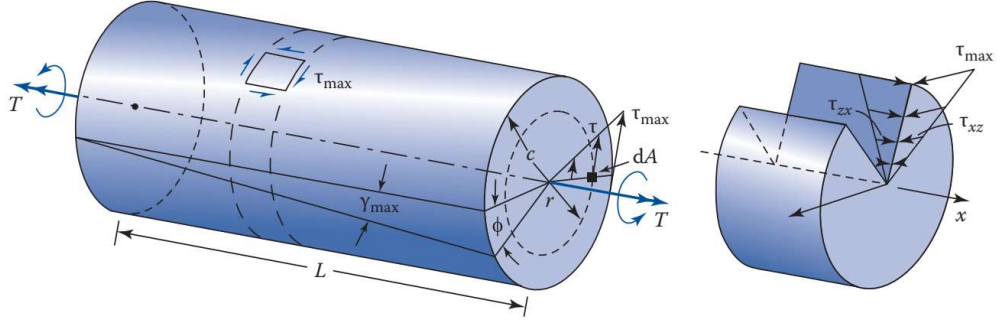
$$T_{Aks Mili} = \frac{F_{Toplam}}{2} \cdot r_{dyn} = 22148 \text{ N.m} \quad (5.6)$$



Şekil 5.14: Aracın arka aksındaki yük dağılımını gösteren şematik görsel.

5.3.3. Aks Milinin Geometrik Boyutlandırılması ve Modellenmesi

Aks mili bilindiği üzere burulmaya maruz kalmaktadır. Bu sebeple kayma gerilmeleri yüzeyde en yüksek, merkezde ise sıfırdır. Gerilme konsantrasyon faktörünün yokluğunda, gerilme merkezden yüzeye doğru doğrusal olarak artar. Bu nedenle, yalnızca yüzeyin uygulanan gerilmeyi yeterince aşacak bir derinliğe kadar sertleştirilmesi gerekir. Yüzey katmanını sertleştirildiğinde, martenzitik dönüşüm, çekirdeğin de yüzeyine artık bası gerilmesi altında bırakarak yüzeyin sıkışmasına ve genişlemesine neden olur [31]. Bu durum yorulma dayanımı için pozitif etki oluşturur.



Şekil 5.15: Torsiyonel yük altında dairesel çubuk ve kayma gerilmeleri [19].

Şekil 5.15'de herhangi bir çubuk kesitine uygulanan torsiyonel yükleme sonrasında meydana gelen gerilim dağılımı belirtilmiştir. Kesite etki eden tork değeri **Denklem (5.7)** ile hesaplanmaktadır.

$$T = \int r(\tau dA) = \int r \left(\frac{r}{c} \tau_{max} \right) dA \quad (5.7)$$

Burada entegrasyon kesitin tüm alanı üzerinde devam eder. Herhangi bir kesitte, maksimum kayma gerilmesi τ_{max} ve merkezden uzaklık c sabittir. Dolayısıyla, önceki ifade, **Denklem (5.8)** gibi yazılabilir.

$$T = \frac{\tau_{max}}{c} \int r^2 dA \quad (5.8)$$

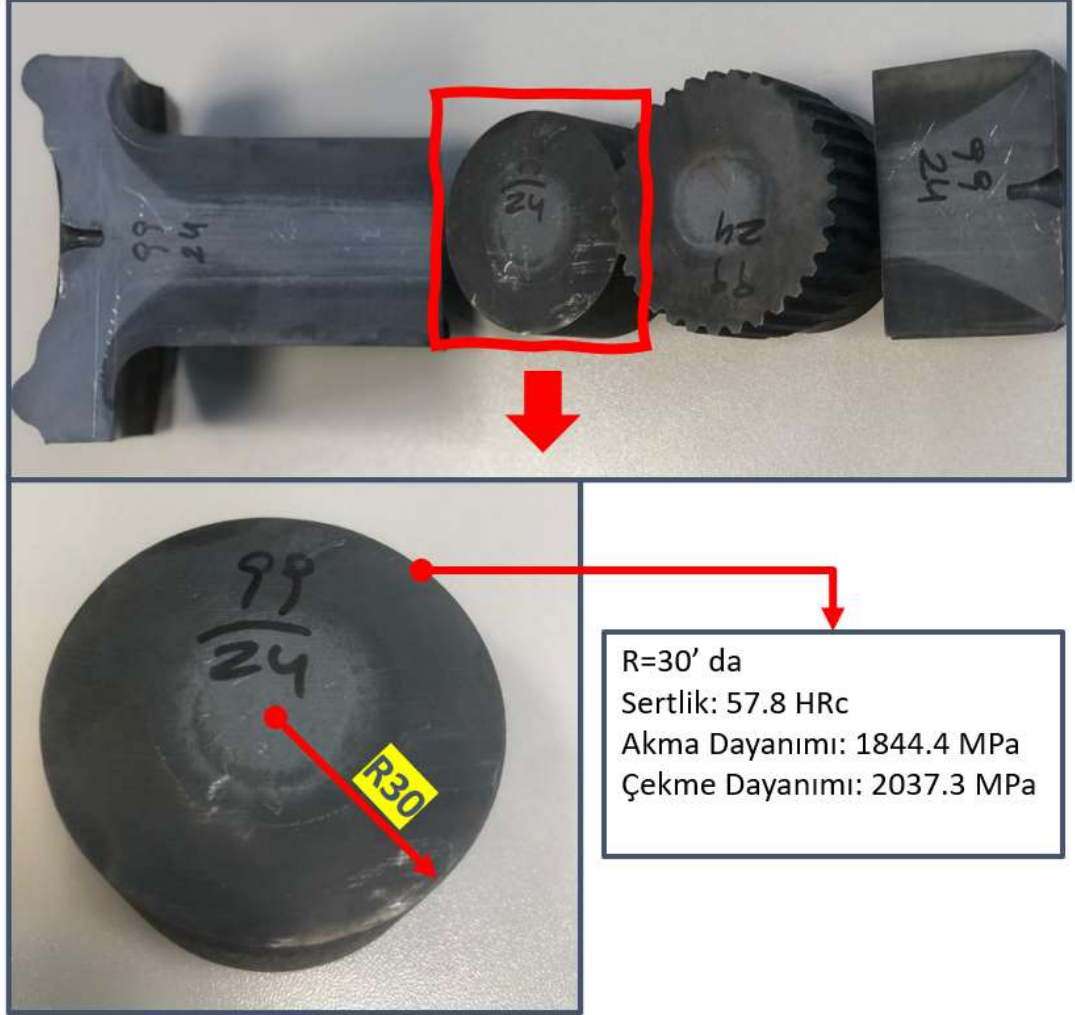
Dolu kesitli bir milde, merkezden r uzaklığındaki kesitte oluşan maksimum kayma gerilmesi, **Denklem (5.9)**'teki gibi hesaplanmaktadır [19].

$$\tau_{Max} = \frac{T.r}{J} \quad (5.9)$$

Bu doğrultuda aks milinin çapını belirlemek amacıyla; Ø60 çapında mil için etki eden maksimum kayma gerilmesini τ_{max} aşağıdaki bağıntı üzerinden çıkarabiliriz.

$$\tau_{Max} = \frac{T.r}{J} = \frac{(22148.10^3 \text{ N.mm}).(30 \text{ mm})}{\frac{1}{2}\pi(30\text{mm})^4} = 522.2 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Aşağıdaki sertleştirilmiş mil kesiti incelendiğinde milin dış kısmında sertliğin 57,8 HRc olduğu belirlenmiş olup bu sertliğe bağlı akma ve çekme değerleri belirtilmiştir (Şekil 5.16).



Şekil 5.16: Sertleştirilmiş aks milinin kesiti ve sertlik değerleri.

Çeliklerde kayma gerilmesinin değeri aşağıdaki formulasyon üzerinden tayin edilebilir.

$$\tau_{akma} = \sigma_{akma} \cdot (0.577) = (1844.4 \text{ MPa}) \cdot (0.577) = 1064.24 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

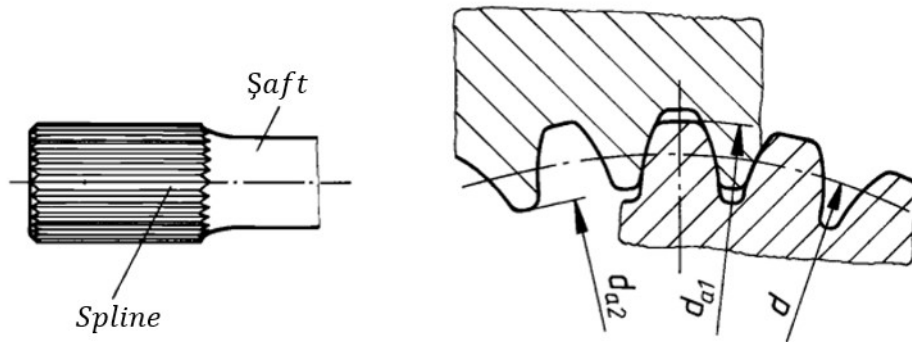
Sertleştirme sonrası milin dış çapının maksimum akma gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Aks miline etkiyen maksimum tork sonucu milin dış kesitinde 522,2 MPa'lık kayma gerilmesi yaratmış idi. Bu doğrultuda bakıldığında mil için sağlanan güvenlik faktörü aşağıda belirtilmiştir.

$$\text{Güvenlik Faktörü} = SF = \frac{1064.24 \text{ MPa}}{522.2 \text{ MPa}} = 2.04 \quad (5.12)$$

Spline şaft profilleri, şaft ve göbek arasında burulmaya karşı rijit bağlantılar olarak (örneğin motorlu taşıtlardaki tahrik şaftları için) ve aktarılacak büyük, değişken ve aralıklı yükler sebebiyle paralel ve kayar anahtarların kullanımının bir opsiyon olmadığı yerlerde uzunlamasına hareketli bağlantılar olarak (örneğin makine aletlerindeki kayar dişliler) kullanılmaktadır [28].

DIN 5480'e göre iç içe geçmiş diş yanakları Şekil 5.17'de belirtilmiştir. Profiller genellikle haddeme işlemi kullanılarak üretilir. Spline profiller, çok sayıda "diş" nedeniyle büyük ve darbe torklarını iletebilir [28].



Şekil 5.17: Spline açılmış aks milinin şematik görseli [28].

Bu çalışma kapsamında uygulanan maksimum torkun taşınabilmesi için gerekli olan spline seçimi ve bu torka karşılık sağladığı güvenlik faktörü KISSsoft programı vasıtasıyla hesaplanmıştır **Şekil 5.18**.

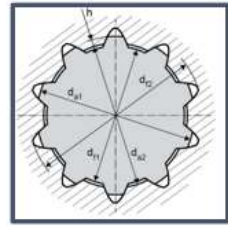
Programın nümerik olarak arka planda yaptığı işlem, **Denklem (5.13)**'ya dayanmaktadır. Belirli bir tork yüküne karşılık gelen, yüzey basıncının diş yanağında yaptığı etkiyi göstermektedir.

$$p = \frac{2.M_t}{d_m.h.l_{tr}.i.\varphi} \quad (5.13)$$

Standard

DIN 5480:1991 (Preference series)

d_{a1} [mm]	d_{a2} [mm]	m_n [mm]	z	x
64.4000	59.0000	3.0000	20	0.2833
64.6000	61.0000	2.0000	31	0.2000
67.4000	62.0000	3.0000	21	0.2833
67.6000	64.0000	2.0000	32	0.4500
69.4000	64.0000	3.0000	22	0.1167
69.6000	66.0000	2.0000	34	-0.0500
71.4000	66.0000	3.0000	22	0.4500
71.6000	68.0000	2.0000	34	0.4500



Max. Tork Değeri

Operating data

Nominal torque T_n 11074.0000 Nm

Maximum torque T_{max} 22148.0000 Nm

Application factor K_A 2.0000

Type of loading No alternating torque

Number of changes of load direction N_{10} 1

Number of load peaks N_L 1000

Geometry

Supporting length l_s 67.5000 mm

Big outside diameter of hub D_2 140.0000 mm

Small outside diameter of hub D_1 150.0000 mm

Inside diameter, Shaft d_i 0.0000 mm

Tolerance field according to DIN 5480 H9

Distance a_0 50.0000 mm

Width of hub-part with D_2 c 0.0000 mm

Materials

Shaft Through hardened steel

Hub Case hardening steel

Own Input

16 MnCr 5 (1), case-hardened

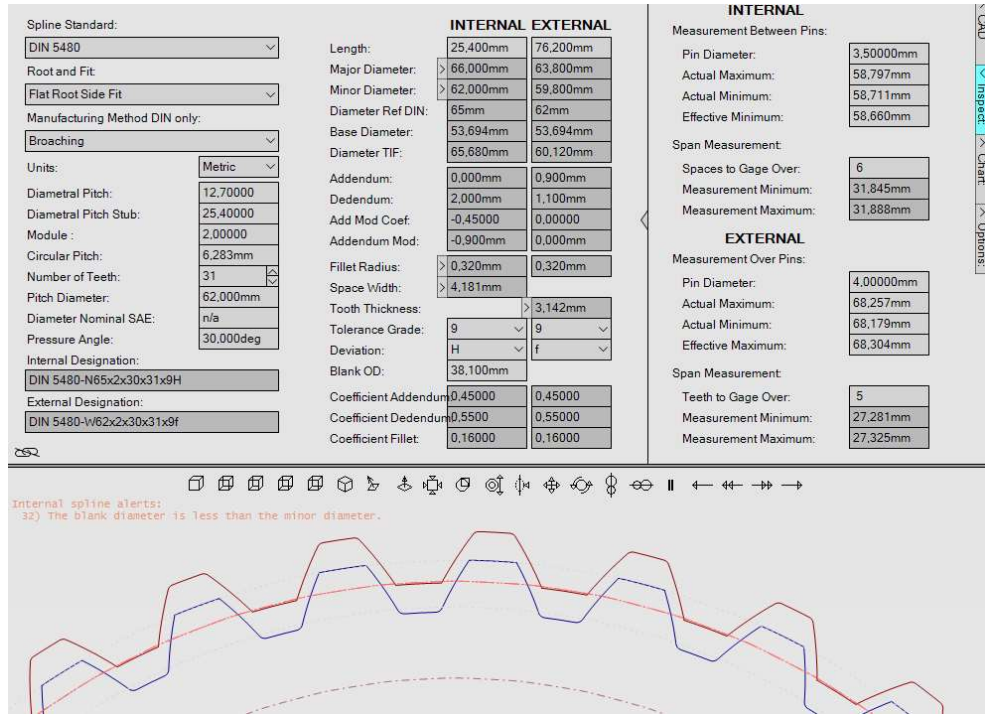
Results (basic calculation)

	Shaft	Hub
Pressure stress at T_n (N/mm ²)	435.5029	435.5029
Pressure stress at T_{max} (N/mm ²)	435.5029	435.5029
Safety at T_n	2.23	1.38
Safety at T_{max}	3.35	2.06

Güvenlik Faktörleri

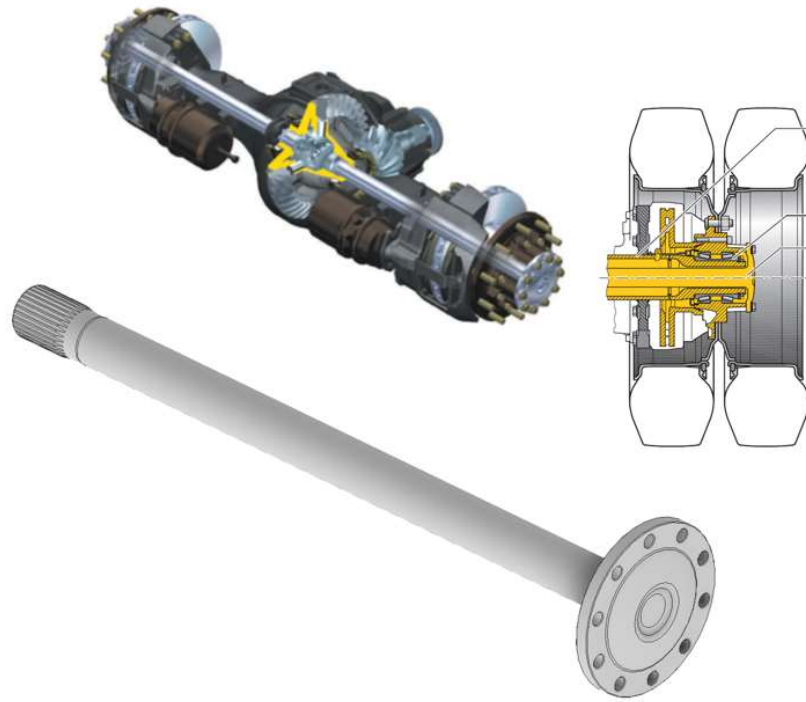
Şekil 5.18: KISSsoft spline hesaplama.

Spline profilinin DIN 5480'e göre boyutları Camnetics Geartrax ile elde edilmiş olup, **Şekil 5.19**'da yer almaktadır.



Şekil 5.19: Camnetics Geartrax DIN 5480 spline bilgileri.

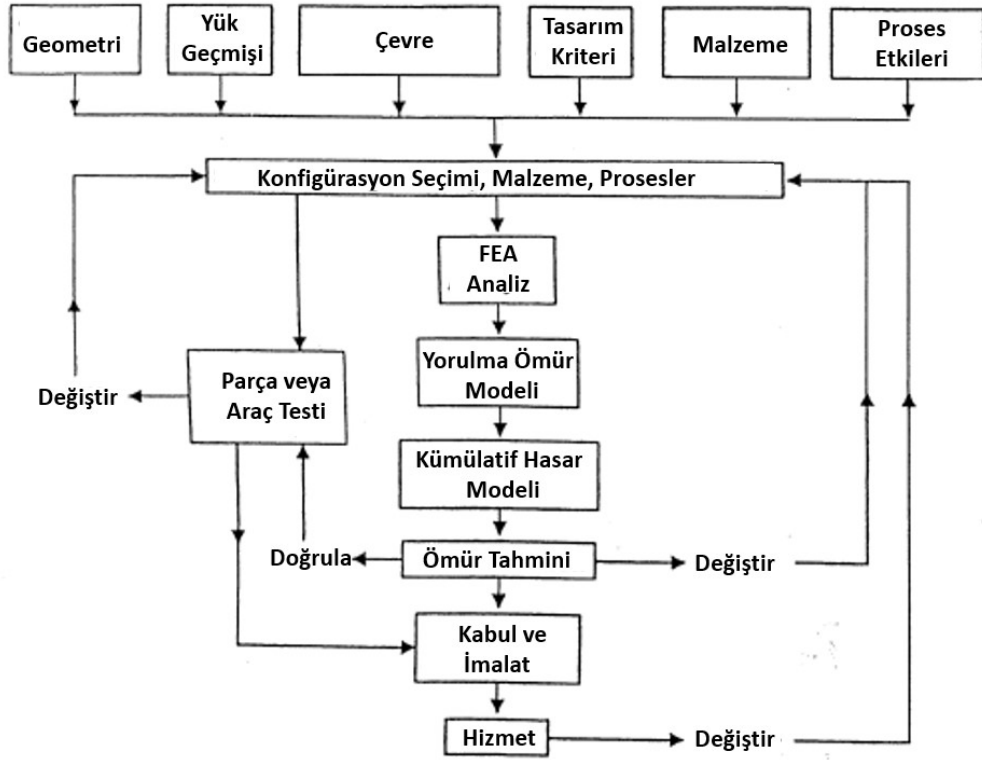
Hesaplaması ve modellemesi tamamlanan aks mili ve arka aks üzerindeki yerleşimi Şekil 5.20’de yer almaktadır.



Şekil 5.20: Modellenmiş aks mili ve arka aks üzerindeki yerleşimi [14].

6. AKS MİLİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

Yorulma dizayn yöntemlerinde birçok benzerliğin yanı sıra farklılıklar da mevcuttur. Farklılıklar, bir komponentin, yapının veya aracın güvenlik bakımından kritik veya kritik olmayan, karmaşık veya basit, ucuz veya pahalı olmasından ve hasarların problem yaratıcı veya yıkıcı olmasından kaynaklanmaktadır. Yalnız tek bir son ürün istenebilir ya da son üründen onbinlerce veya milyonlarca imal edilmesi gerekebilir. Ürün, mevcut bir modelin revizyonu ya da yeni bir ürün olabilir. Bilgisayar destekli mühendislik (CAE) ve bilgisayar destekli dizayn (CAD) kabiliyetlerini tasarım mühendisi için taşıyabilir veya taşıyamayabilir. Yukarıdaki tüm olasılıklarda, yorulma dizaynının ortak özelliği **Şekil 6.1**'de gösterilen yorulma tasarımı akış şeması ile izah edilebilir. Akış şeması, yorulma tasarımının yukarıdaki belirtilenlerden herhangi biri için geçerli olan birçok yönünü açık bir şekilde ortaya koymaktadır. **Şekil 6.1** yorulma tasarımının iteratif doğasını ve geometri, çevre, yük geçmişi, malzeme özellikleri, tasarım kriterleri ve işleme etkileri gibi önem arz eden girdi parametrelerine (üst sıra) olan gerekliliği bildirmektedir. Bu girdilerle yorulma tasarımı sentez, analiz ve test yoluyla gerçekleştirilir. Bu konfigürasyonun, işlemenin ve malzemenin seçimini, gerilme sonlu elemanlar analizinin gerçekleştirilmesini, bir yorulma ömrünün ve kümülatif hasar modelinin seçimini ve hesaplamalı bir ömür öngörüsünün yapılmasını gerektirir [32].



Şekil 6.1: Yorulma tasarım akış şeması [32].

Şekil 6.1'deki akış şemasında belirtildiği gibi, test ve analiz yorulma tasarımının iki değerli bileşenidir. Her birine ne kadar para ve zaman harcanması gerektiği önemli bir mühendislik kararıdır. Optimizasyon ve yineleme içeren daha kesin ve doğru bir analiz, son ürüne daha yakın modeller sağlayabilir ve böylece daha az test gereksinimi ortaya çıkar. Yanlış veya yetersiz analiz, test ve yeniden teste çok fazla bağlı olunmasına sebep olarak hem para hem de zaman kaybı oluşturur. Analiz kabiliyetleri büyük oranda mühendisin sahip olduğu bilgisayar durumuna da bağlıdır. Bir ürünü yük spektrumu veya yol profili veya gerinim gibi bir girdiden hesaplanan nihai yorulma ömrüne ulaştırmak için birçok bilgisayar yazılımları vardır. Ancak, tasarımcı bu hesaplamaların modeller için olduğunun bilincinde olmalıdır; bu sonuçlara güvenmenin kriteri, modellerin olması gereken ürünü ve kullanımını ne kadar temsil ettiğidir. Örneğin, çevresel etki ve orantılı olmayan çok eksenli yükleme şartlarının çoğunlukla analiz programlarına düzgün bir biçimde entegrasyonu sağlanamamakta ve çıktılar mükemmel, orta ve kötü arasında değişiklik göstermektedir. Bu sebeple, özellikle güvenlik bakımından büyük önem taşıyan ürünlerde çok iyi sonlu elemanlar analizinin dahi nihai ürün tasarımı olması problem oluşturur. Ancak sonlu elemanlar analizi, parça tasarımında yorulmaya dayanımı için çok önemlidir ve çok makul bir

prototip tasarımını sağlamaktadır. Yorulma testi gerçekleştirmeksizin yalnızca sonlu elemanlar analizine bağlı bir tasarım, ya büyük bir belirsizlik ya da büyük bir başarısızlık olasılığını doğurmaktadır. Taşıt koltuk ısıtma parçalarında olduğu gibi, problemler hayati tehlike oluşturmuyorsa ve değiştirme rutin bir mesele olarak kabul ediliyorsa, yüzde birkaçlık bir hata olasılığına maruz görülebilir. Diğer çoğu durumda, analizin testlerle doğrulanması ihtiyacı vardır [32].

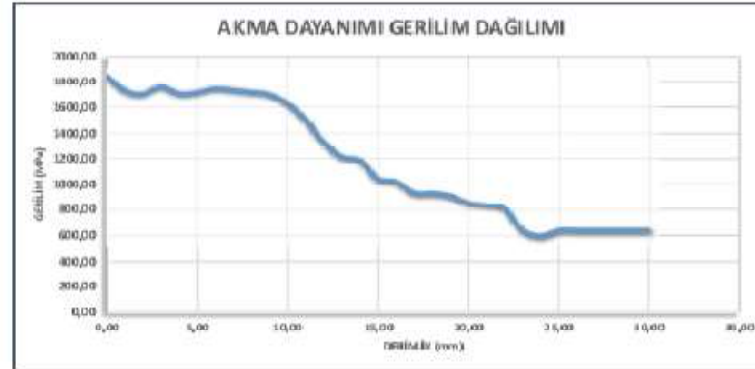
CAE, dizayn prosedüründeki sentez ve analiz yinelemelerini sağlamak için bilgisayar kullanımı gerekir. "Sanal prototipleme", ürünün nihai durumuna yakın veya nihai durumunda bilgisayar vasıtasıyla üretilen gerçekçi bir prototip modelini ifade eder. Bu sebeple, bir bilgisayar prototipinin sadece analiz ve sentezle oluşturulduğu manasına gelir. Bu prosedür "Sanal test" olarak da tanımlandırılabilir. Amaçları, ürün geliştirmesi için gereken süreyi ve maliyetini azaltmak ve neredeyse optimum bir ürün gerçekleştirmektir. Hesaplama şeması birkaç giriş seviyesinden başlayabilir. Bunlar arasında kara taşıtları için yük-zaman geçmişleri, gerilme veya gerinim-zaman geçmişleri ve bilinen veya varsayılan yol veya arazi profilleri yer alır. Hesaplama prosedürleri ve gerek duyulan bilgiler giriş seviyesine bağlıdır. En kapsamlı hesaplama gereksinimleri yol girdisi giriş düzeyi için, en az kapsamlı olanlar ise gerilme veya gerinim-zaman geçmişi giriş düzeyi için ortaya çıkar. Hesaplama şemaları yorulma ömrü tahmin analizi, tasarım optimizasyonu güvenilirlik analizi ve tasarım hassasiyeti analizi sağlayabilir. Bu, şekil belirleme için üç boyutlu grafikler, bileşen/yapı/araç modelleme, hız, ivme veya yük-zaman geçmişi saptama için rijit veya esnek çok gövdeli kinematik ve dinamikler, malzeme özellikleri, işleme etkileri ve yorulma ömrü tahmin metodolojisi gerektirebilir. Tasarım hassasiyeti analizi ve optimizasyonu gerilim, gerinim, sertlik vb. veya yorulma ömrüne bağlı olarak gerçekleştirilebilir. Bilgisayar destekli mühendislik ve sanal prototipleme kullanımı, yorulma tasarımının çok önemli ve hızla yükselen önemli bir segmentidir [32].

6.1. Aks Milinin Sonlu Elemanlar Modeli

Burulma yükü, maksimum gerilmeyi, parçanın dış çapında yaratır. Yorulma olayının dış yüzeyden başladığı da bilinmektedir. Bu nedenlerle, her iki aks mili için farklı indüksiyon sertleştirme profilleri mevcuttur. İndüksiyonla sertleştirme işlemi parçanın dış yüzeyinde sertlik artışı sağlar ve böylece malzemenin akma ve çekme dayanımları artar.

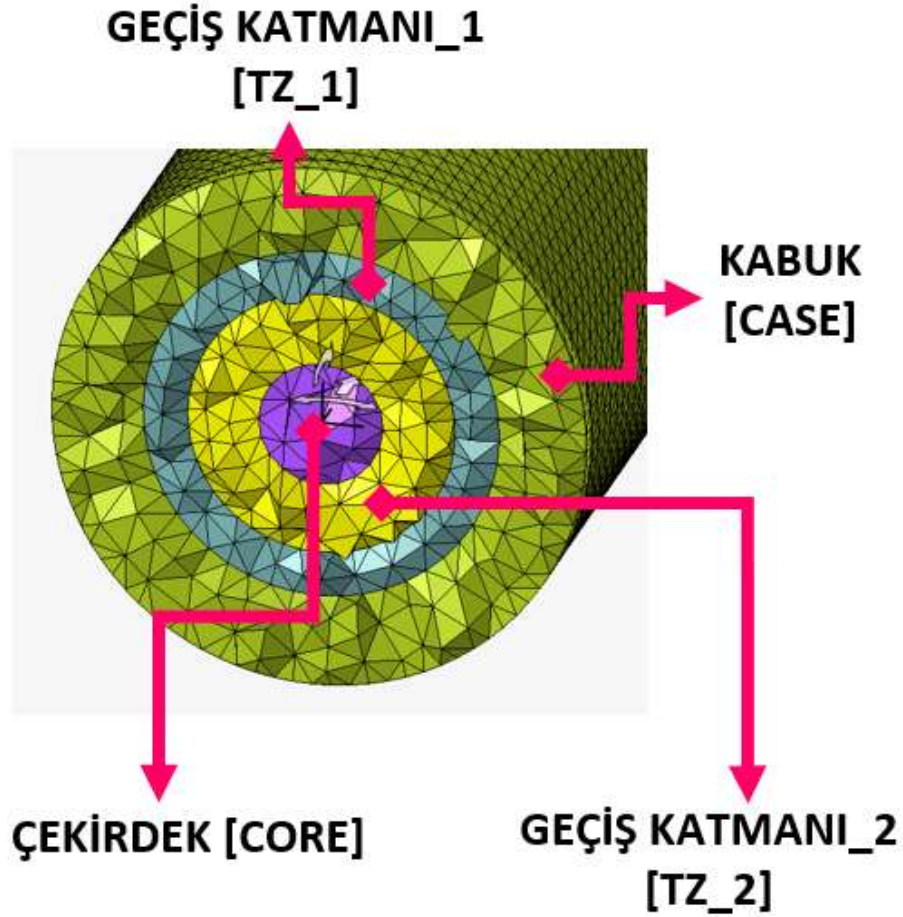
Aks millerinden alınan numuneler malzeme laboratuvarında sertlik taramasından geçirilmiştir. Daha sonra ampirik formüller ile akma ve çekme dayanımı değerleri elde edilmiştir. Aks millerinden alınan numunelerden derinlik bazlı sertlik dağılımları ve bu sertlik değerlerine karşılık gelen akma ve çekme dayanımı değerleri belirlenmiştir. Belirlenen bu değerler **Şekil 6.2**'de belirtilmiştir.

ÖLÇÜM SONUÇLARI				SİMLENDİRME	MALZEME MODELLEME	
DERİNLİK (mm)	SERTLİK (HRC)	AKMA DAYANIMI (MPa)	ÇEKME DAYANIMI (MPa)		ORT. AKMA DAYANIMI (MPa)	ORT. ÇEKME DAYANIMI (MPa)
0,00	57,80	1844,40	2037,30	KABUK [CASE]	1733,12	1937,57
1,00	56,15	1728,15	1932,14			
2,00	55,76	1701,28	1909,01			
3,00	56,53	1755,13	1957,35			
4,00	55,82	1705,11	1912,45			
5,00	55,93	1712,79	1919,34			
6,00	56,34	1741,33	1944,97			
7,00	56,18	1730,01	1934,81			
8,00	55,97	1715,55	1921,82			
9,00	55,71	1697,43	1905,55			
10,00	54,65	1627,37	1842,52	GEÇİŞ KATMANI_1 [TRANSITION_ZONE_1 (TZ_1)]	1372,81	1609,89
11,00	52,63	1503,90	1730,90			
12,00	49,42	1331,59	1573,31			
13,00	46,90	1214,78	1464,70			
14,00	46,23	1186,39	1438,02	GEÇİŞ KATMANI_2 [TRANSITION_ZONE_2 (TZ_2)]	916,91	1175,98
15,00	42,53	1043,88	1301,93			
16,00	41,86	1020,35	1279,06			
17,00	39,13	933,13	1193,09			
18,00	39,02	929,83	1189,80			
19,00	38,35	910,12	1170,07			
20,00	36,36	854,97	1114,24			
21,00	35,62	835,76	1094,56			
22,00	34,47	807,20	1065,05			
23,00	26,34	639,42	884,99	ÇEKİRDEK [CORE]	633,22	878,03
24,00	23,83	597,79	838,20			
25,00	26,26	638,09	883,51			
26,00	26,26	638,09	883,51			
27,00	26,26	638,09	883,51			
28,00	26,26	638,09	883,51			
29,00	26,26	638,09	883,51			
30,00	26,26	638,09	883,51			



Şekil 6.2: Aks milinin sertlik tarama sonuçları.

Malzeme tanımlaması, sonlu elemanlar analizinin önemli bir adımıdır. Yakınsamanın doğru olabilmesi için tüm katmanların mekanik özelliklerinin ayrı ayrı tanıtılması gerekir. Mesh modeli üzerinde sertlik katmanlarının dağılımı Şekil 6.3'te belirtilmiştir.

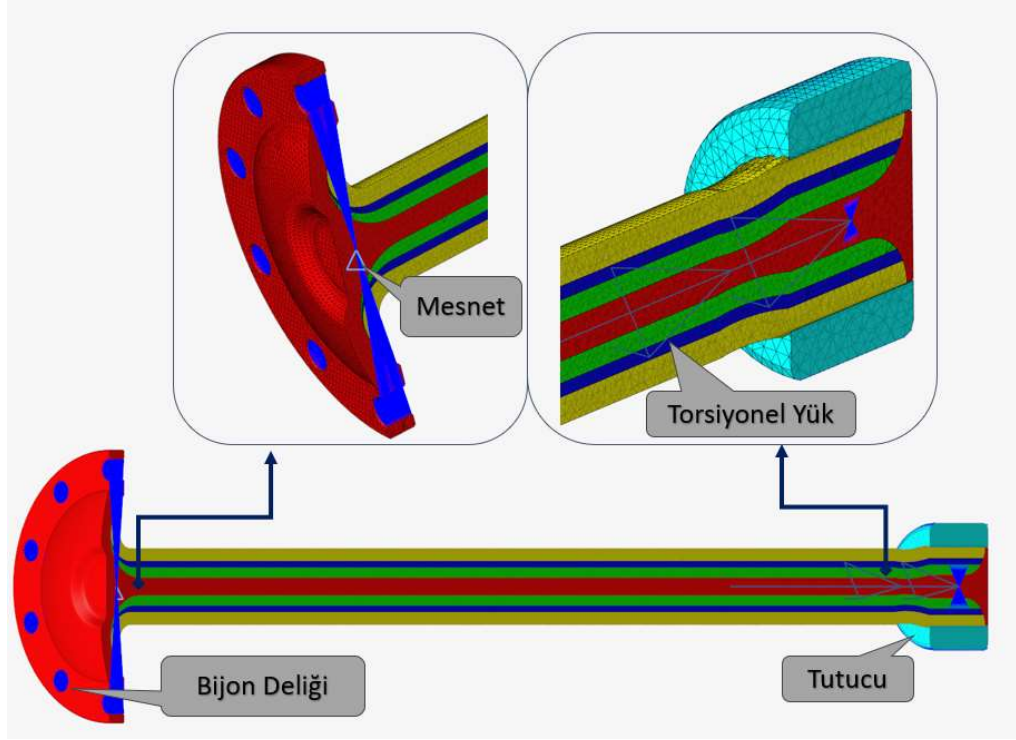


Şekil 6.3: Mesh modelinin sertlik katmanları.

Cad program vasıtası ile katmanlarına ayrılmış aks milinin node to node olacak şekilde meshleme işlemi Altair Simlab programı ile sağlanmıştır. Ağ modellemesi için TET 10 / 2,5 mm 3D boyutlu ağ modeli kullanılmıştır. Bu ağ modellemesi 11274977 Node, 776449 eleman ile sağlanmıştır. Ağ modellenmesi yapılmış aks milinin malzeme ataması, sınır şartları ve yükleme koşulları Altair Hyperworks programı ile gerçekleştirilmiştir.

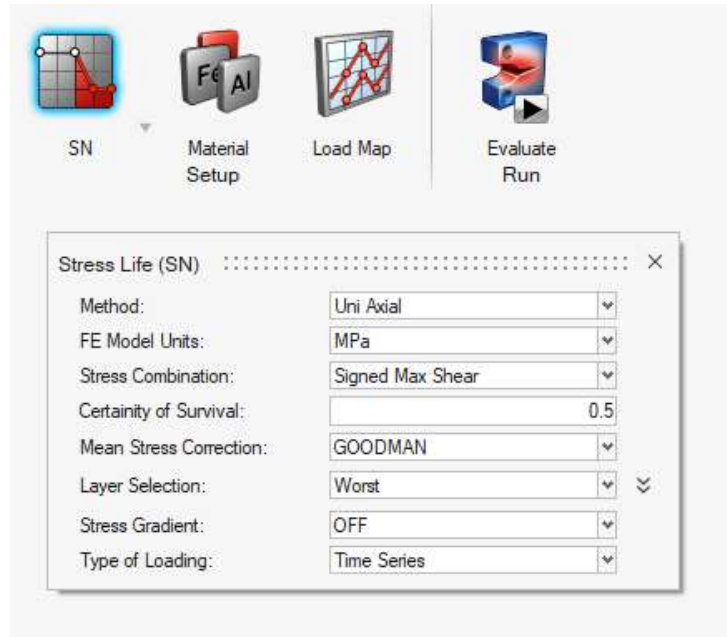
Aks mili araç üzerinde bijon deliklerinden sabitlenir, spline kısmının ise aks dışlisine montajı sağlanır. Bu senaryonun modellenmesi için Hyperworks programında aks mili bijon deliklerinden “RBE2” mesnet ile sabitlenip, clamp parçası üzerinden “RBE3”

tork uygulaması gerçekleştirilmiştir. Clamp parçası ile spline arasında ise “Contact” bağlantısı sağlanmıştır. Torsiyonel olarak 27000 N.m yük uygulanmış, ve linear statik analizleri koşturulmuştur. Yapılan modellemeye ilişkin görsel **Şekil 6.4**’te yer almaktadır.



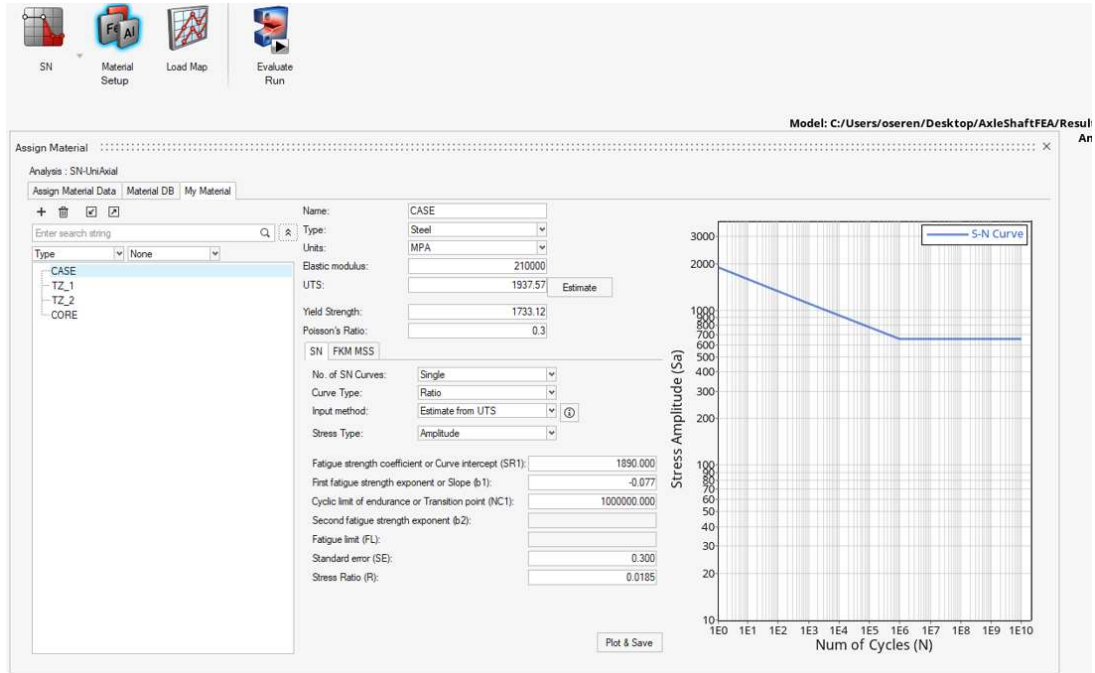
Şekil 6.4: Altair Hyperworks aks mili modellemesi.

Aks milinin yorulma dayanımının modellenmesi Altair Hyperlife programı üzerinden gerçekleştirilmiştir. Parça ömür olarak 10^4 çevrimden daha fazla ömür sağlayacağı için, bu modellenmede “S-N yaklaşımı” kullanılmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken husus; parça sadece torsiyonel bir yüklemeye maruz kaldığından bu yaklaşım “Signed Max Shear” üzerinden ilerlemiştir (**Şekil 6.5**).



Şekil 6.5: Altair Hyperlife S-N yaklaşım modeli.

Yorulma analiz modellemesindeki kritik noktalarından biri olan malzeme tanımlamasında her bir katmanın ayrı ayrı dayanım değerleri girilmiştir. Bu dayanım değerleri ayrıntılı olarak Şekil 6.2’de yer almaktadır. Girilen değerler sonucunda programın sağladığı “S-N eğrileri” vasıtasıyla yorulma dayanım bilgisine ulaşılmaktadır (Şekil 6.6).



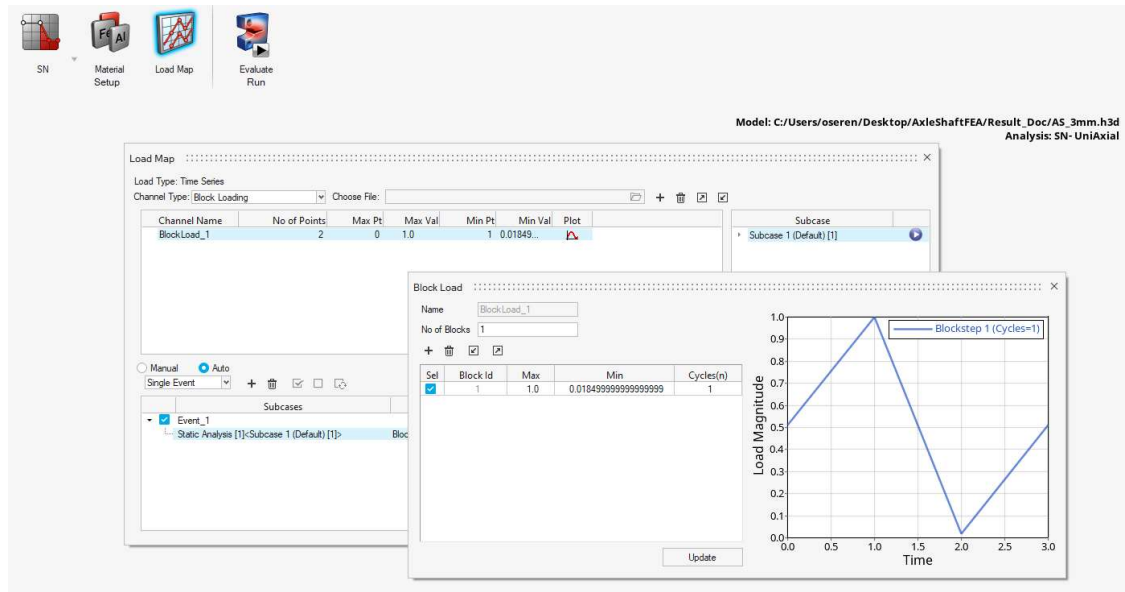
Şekil 6.6: Altair Hyperlife malzeme tanımlama.

Tezin konusu olan aks milinin cyclic yüklemesi “500 Nm-27000 Nm” yüklerinde ve “0,35 Hz” frekans aralığında gerçekleşmiştir. Bu yüklemeye ait grafik **Şekil 6.7**’de belirtilmiştir.



Şekil 6.7: Cyclic yükleme grafiği.

Bu yüklemenin yorulma dayanım modellesi için “Hyperlife-Load Map” modülü kullanılmıştır. Linear statik analizleri 27000 Nm üzerinden gerçekleştirilen modelin yüklemesi block loading üzerinden (1-0,0185) olarak tanıtılmıştır. Yükleme modellemesi **Şekil 6.8**’de belirtilmiştir.



Şekil 6.8: Altair Hyperlife yükleme modellemesi.

7. AKS MİLİNİN DENEYSEL TESTLERİ

Yorulma testleri farklı hedefler için gerçekleştirilmektedir. Mühendislik amaçları, çeşitli tasarım opsiyonlarının karşılaştırılması da dahil olmak üzere bağlantıların, yapısal elemanların, malzemelerin vb. yorulma özelliklerinin saptanmasıdır. Yorulma testlerinin araştırma amaçları, yorulma olgusunun ve değişkenlerinin anlaşılması ile ilgilidir. Araştırma hedefleri ve mühendislik hedefleri birbirini bütünleştirici olabilir.

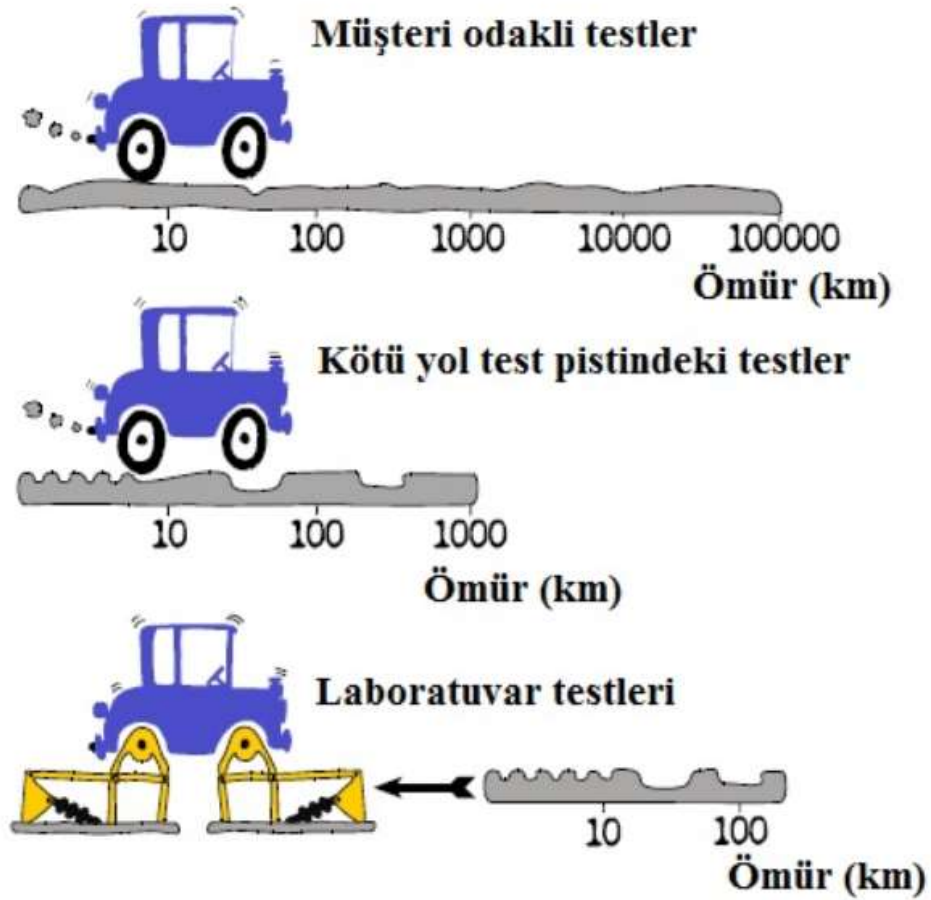
Literatürde belirtilen yorulma testi programlarının çeşitliliği büyüktür ve kaynak sayısı giderek artmaktadır. Çeşitli yorulma yükleri, ortamlar numuneler ve test düzenekleri kullanılmaktadır. Yorulma testleri çoğunlukla önemli deneysel efor ve zaman ihtiyacı doğurur, bu da bu testlerin diğer bazı mekanik özelliklerin basit testlerinden daha maliyetli olduğu anlamını taşır. Yorulma problemleri üzerine yapılan deneylerin soruları cevaplaması beklenirken, deneysel cevapların teorik bir analizden daha etkili olduğu düşünülür. Bir söz vardır: "Deneyler asla yalan söylemez". Ancak, bir test söz konusu olan soruyu yanıtlamak için doğru bir biçimde gerçekleştirilmezse, çıktı yanlış bir soruya doğru bir yanıt olabilir [23].

Yorulma problemlerine ilişkin detaylı literatür, yorulma incelemelerinin çok çeşitli hedefleri olduğunu göstermektedir. Bazı hedefler şunlardır:

- Mühendis tarafından malzeme seçimi için malzemenin yorulma özellikleri için data toplanması.
- Çeşitli yüzey işlemlerinin ve üretim proseslerinin etkileri üzerine çalışmalar.
- Bağlantılar ve diğer yapısal elemanlar üzerinde incelemeler.
- Çevresel etmenler üzerine çalışmalar.
- Çatlak çekirdeklenmesi ve çatlak ilerlemesi üzerine çalışmalar.
- Yorulma varsayım modellerinin korelasyonu [23].

Taşıt sektöründe belirli güvenilirlik şartlarını sağlamak için, taşıtlar gerçekçi sürücü kullanımına bağlı yükleme koşulları ile dizayn edilmeli ve testleri sağlanmalıdır. Günümüzde taşıt dayanıklılık deneysel testlerinin daha kısa sürelerde ve çeşitli yol şartlarında sağlanabilmesi için çeşitli hızlandırılmış test metodları geliştirilmiştir [24].

Taşıt endüstrisinde, yeni ürün dizaynında veya varolan ürünlerin geliştirilmesinde, üreticiler öncelikle ürünün dijital prototipini oluşturmakta ve sonlu elemanlar ortamında analiz etmektedirler. Sonrasında bu analizlerin yeni ürünlerin gerçek prototipleri üzerinde gerçek yol koşulları test uygulamaları ile korelasyonun sağlanması ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Rekabetin çok yüksek olduğu bu endüstride test maliyeti ve harcanan zaman en önemli parametrelerdir. Özellikle yapısal parçalardaki test uygulamalarının maliyeti göz önünde bulundurulduğunda, hızlandırılmış araç testleri (Şekil 7.1) kendini bir adım öne çıkarmaktadır [24].

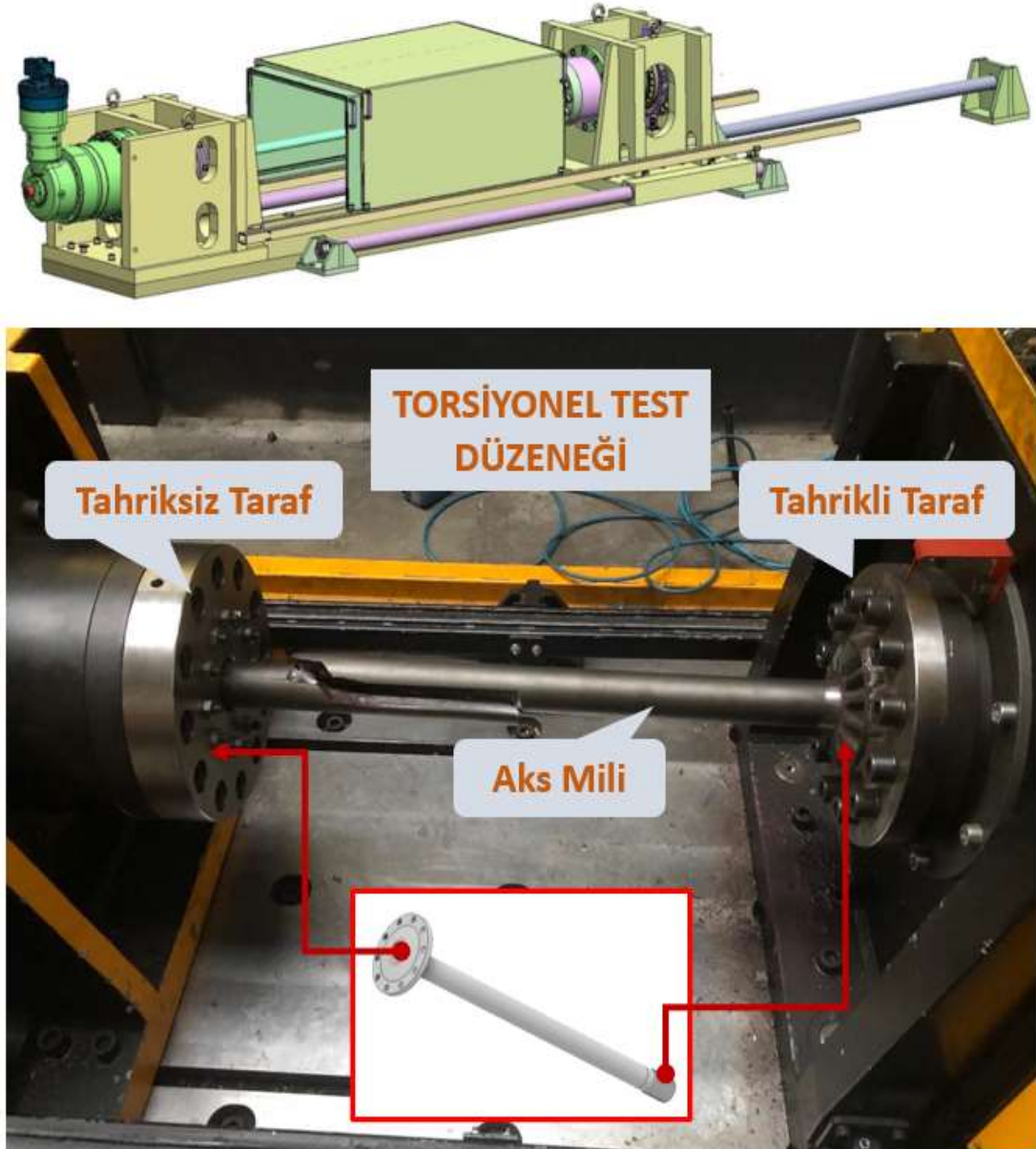


Şekil 7.1: Hızlandırılmış dayanıklılık test metotları [24].

7.1. Torsiyon Testi ve Test Düzenegi

Tez çalışmasının konusu olan aks millerinin testlerinin gerçekleştirildiği düzeneğe ait görsel aşağıdaki Şekil 7.2’de yer almaktadır. Görsel de tezgahın kapasite bilgileri ve aks milinin tezgaha bağlı şekli detaylı bir şekilde gösterilmiştir.

Bu test sisteminin kullanım amacı; aksların, millerin veya burularak test edilebilecek parçaların yorulma, ömür, ön gerilim ve kırma testlerini gerçekleştirmektir.



Şekil 7.2: Burulma test sistemi.

Test sistemini oluşturan başlıca üniteler; hidrolik ünite ve güç panosu, sabit şase komponentleri ve hareketli şase komponentleridir.

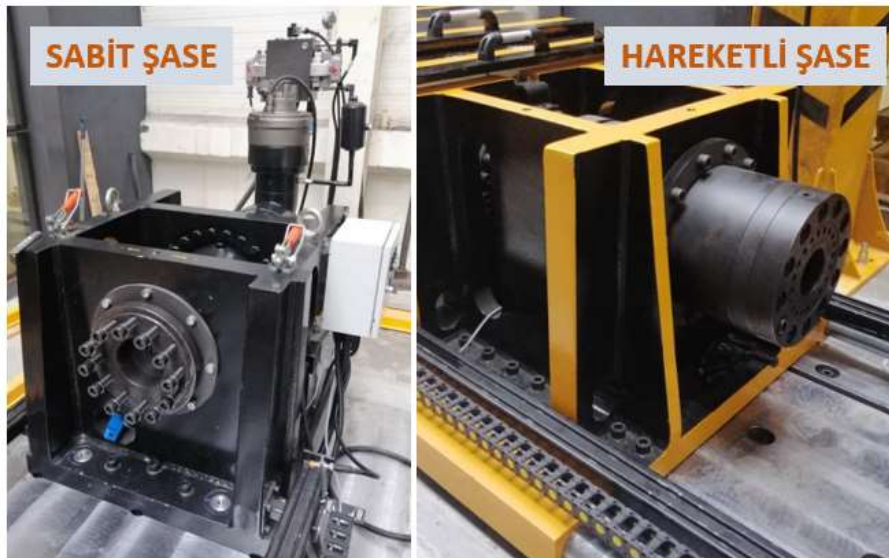
Hidrolik ünite test sisteminde hidrolik motoru beslemek için gerekli basınç ve debiyi oluşturmaktadır. Güç panosu üzerinde elektrik motorunu, fanları ve valfleri enerjilendirmek için gerekli elektriksel dağıtımı yapmaktadır **Şekil 7.3.**



Şekil 7.3: Test sisteminin hidrolik ünite ve güç panosu.

Sabit şase üzerinde redüktör, hidromotor, hidrolik blok, servo valfler ve test parçasının bir ucunun bağlantı flanşı ile birleştirileceği kısım bulunmaktadır. Test parçasına hareket ve yük bu taraftan uygulanmaktadır.

Hareketli şase üzerinde tork sensörü ve kaplini, hareketli kablo kanalı ve test parçasının diğer ucunun bağlanacağı flanş bulunmaktadır. Hareketli şasenin arkasında bulunan hidrolik silindir yardımı ile ileri veya geri hareket ettirilerek test parçasının sökülmesi veya takılması işlemi yapılmaktadır Şekil 7.4.



Şekil 7.4: Test sisteminin hidrolik ünite ve güç panosu.

8. SONLU ELEMENLAR ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA

8.1. Lineer Statik Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

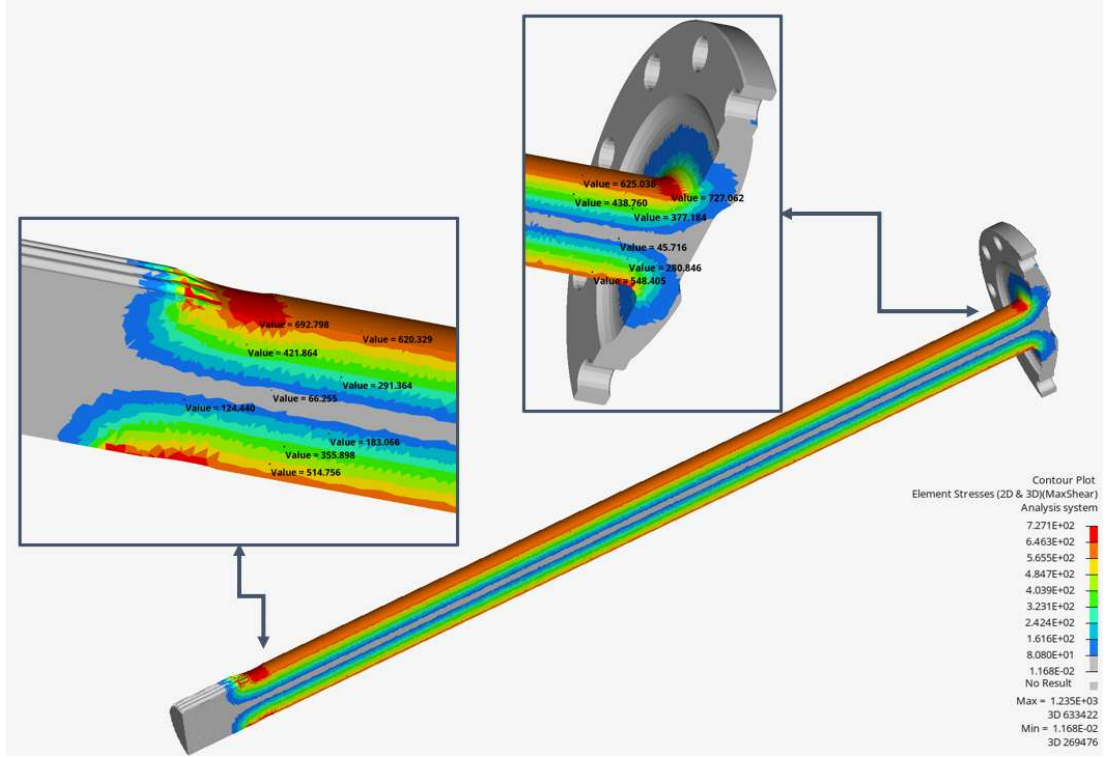
Aks miline uygulanan 27000 N.m tork değerinin, linear statik analizi sonucu kontür dağılımı **Şekil 8.1**'de yer almaktadır. Bu analiz çıktısını inceleyecek olursak; gerilimin yüzeyden çekirdeğe doğru azaldığı görülmektedir. Bu durum torsiyonel yüklemenin bir çıktısı olarak da karşımıza çıkmaktadır. Bir sertleştirme prosesi olan indüksiyon sertleştirmenin derinlik ve sertliği konusunda da bilgi vermektedir. Ayrıca gerekliliği konusunda da bilgi vermektedir. Analiz sonucunda maksimum kayma gerilmesi, 727 MPa olarak belirlenmiştir.

Analiz sonucu elde edilen 727 MPa kayma gerilmesi değerini şu şekilde değerlendirmek gerekir. Literatürde kayma gerilmesinin akma değeri, çekme testlerinden elde edilen akma değerinin yaklaşık olarak, 0,577 katı olarak değerlendirilir.

Aks milinin malzeme kalitesi olan SAE 15B41H'ın çekme testinden elde edilen akma dayanımı değeri yaklaşık olarak, 638 MPa'dır (**Tablo 5.4**). Yani bu malzeme kalitesinin kaymaya karşı akma değeri, 368 MPa olacaktır. Bu malzeme kalitesinin (SAE 15B41H) kayma gerilmelerine karşı çekme dayanımı ise; 450 MPa olacaktır. Analiz sonucu olan 727 MPa kayma gerilmesi değeri, kaymaya karşı akma dayanımı olan 368 MPa değerinin yaklaşık olarak 2 katıdır.

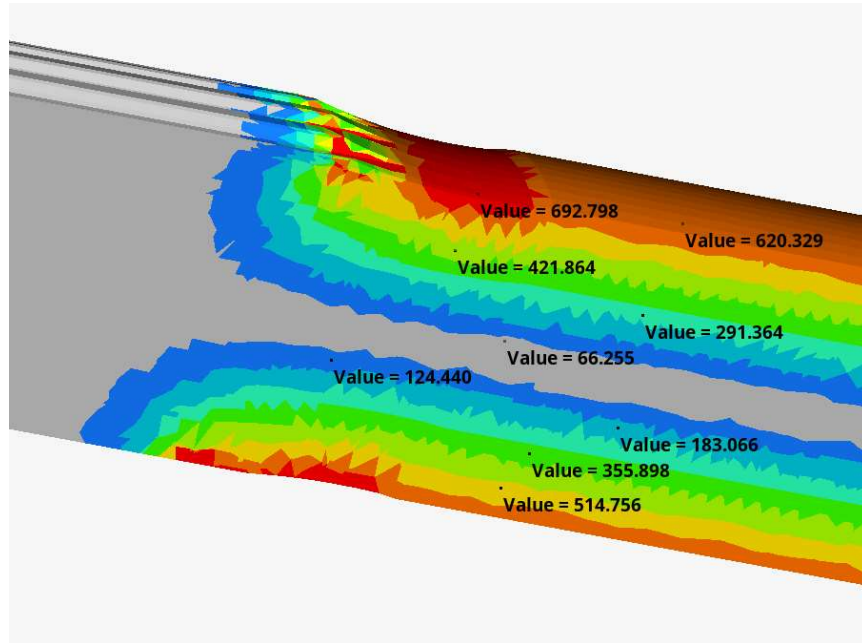
Bu yükleme koşulları altında parçada herhangi bir sertleştirme prosesisinin olmaması durumunda, parçanın plastik deformasyona uğrayacağı ve hatta kopacağı görülmektedir. Parçada yüklemeye karşı herhangi bir güvenlik faktörü (GF) olmayacaktı.

Tork aktarımını sağlayan spline ve poryaya bağlantısını sağlayan flanş bölgelerinde kayda değer bir gerilim görülmemektedir. Spline geçiş bölgesinde ve milin flanşa geçiş bölgesinde yüksek gerilim görülmektedir. Bu durum parçada deformasyonun ilk nerede gerçekleşeceği konusunda bilgi vermektedir.



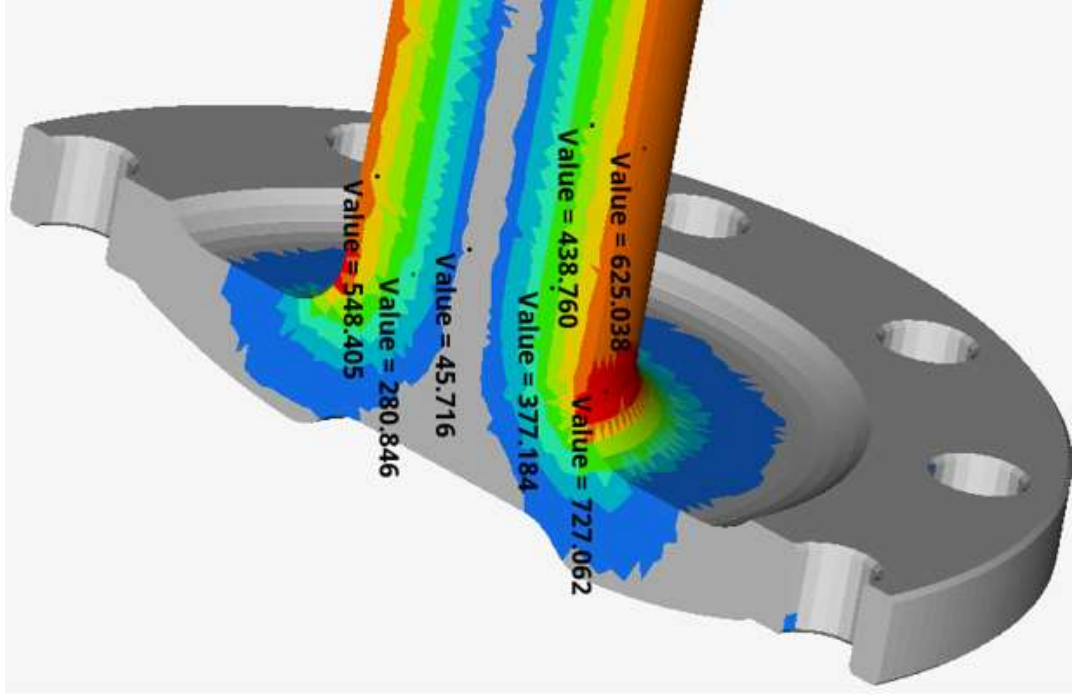
Şekil 8.1: Aks mili lineer statik analiz sonucu.

Spline geçiş bölgesinde yaklaşık olarak 693 MPa gerilme mevcuttur (Şekil 8.2). Bu kayma gerilmesi malzemenin kaymaya akma dayanımı olan 368 MPa için yüksek bir değerdir. Bu derecede yüksek bir gerilim çıkmasının sebebi; bölgenin yüksek gerilim yığılmasına sahip olmasıdır.



Şekil 8.2: Aks mili spline geçiş bölgesi lineer statik analiz sonucu.

Yükleme sonucu, parçada maksimum kayma gerilmesi (727 MPa) bu kısımda oluşmaktadır. Bu değer malzemenin kaymaya karşı akma dayanımının çok üzerinde bir değerdir. Bu değere karşılık herhangi bir güvenlik faktörü (GF) sağlanamamaktadır. Spline bölgesinde olduğu gibi bu kısımda da oluşan gerilmenin temel sebebi; gerilim yığılmasıdır. Gerçekleştirilen statik dayanım deneysel testlerde parça bu bölgeden kırılmaktadır. Böylelikle sonlu elemanlar analiz sonuçları ile laboratuvar testlerinin korelasyonu sağlanmış olmaktadır.

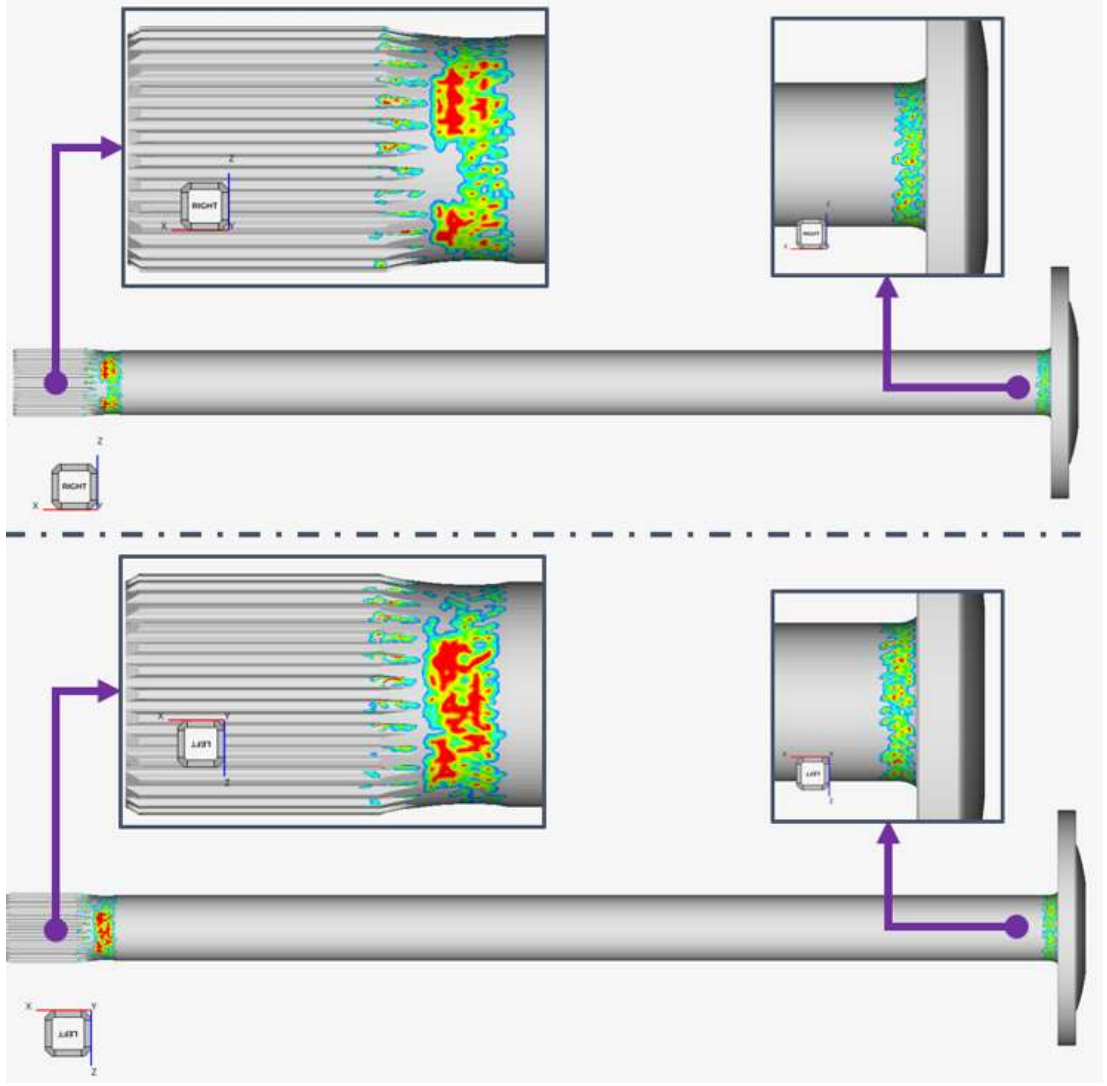


Şekil 8.3: Aks mili flanş bölgesi lineer statik analiz sonucu.

Lineer statik analiz çıktısı birçok tasarım önerisini de içerisinde barındırmaktadır. Okunan gerilim değerlerinden malzemenin mekanik özellikleri ve ısıl işlem prosesi hakkında çıkarım yapılabilir. Ayrıca indüksiyon sertlik derinliği ve sertliği için de bir fikir oluşturabilir. Torsiyonel yük, parçanın merkezinde kayda değer bir gerilim oluşturmadığından parçanın merkezinde malzeme boşaltma gibi ağırlık azaltma çalışmaları yapılabilir.

8.2. Yorulma Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Şekil 6.7’de belirtildiği gibi parçanın cyclic yüklemeye sonlu elemanlar analizleri “500 Nm-27000 Nm” yüklemeye değerlerinde gerçekleştirildi. Aks milinin, bu yüklemeye koşulları altındaki kontür dağılımı Şekil 8.4’te yer almaktadır.



Şekil 8.4: Aks mili yorulma sonlu elemanlar analiz sonucu.

Sonlu elemanlar analiz ortamında yorulma analizi linear statik analizinden farklı olarak birçok bileşene bağlıdır. Bu bileşenler **Denklem (4.6)**'da ayrıntılı olarak yer almaktadır. Bu bileşenlerin sonlu elemanlar modeline tanıtılması çok mümkün değildir. Bu sebeple sonuç çıktısı incelenirken sayısal verilerden ziyade kontür dağılımının incelenmesi çok daha mantıklı olacaktır.

Analiz sonucu ortaya çıkan kontür (renk) dağılımında parçanın linear statik analiz sonucuna paralel olarak, geometri geçiş farklılıklarının bulunduğu bölgelerde daha düşük ömür elde edilmektedir. Bu bölgelerde oluşan gerilim yoğunluğu yorulma ömrünü olumsuz yönde etkilemektedir. Aks mili gibi endüstriyel uygulamalar için geçiş bölgelerine yorulma ömrünü iyileştirici prosesler uygulanır. Bu prosesler, ilgili kısmın işleme yoluyla yüzey pürüzlülüğünü düşürme ve geçiş profilini daha yumuşak

bir duruma getirmek, ezme (deep rolling) uygulaması ile artık bası gerilmesi bırakmak olabilir. **Şekil 8.5'**de yüzey pürüzlülüğü ve gerilim yığılmasından kaynaklı yorulma hasarlarını önleyici çalışma yer almaktadır. R100 ve işlenmiş olan parça daha yüksek yorulma ömrüne sahip olacaktır.



Şekil 8.5: Yorulma ömrüne etki eden unsurlardan bazıları.

9. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

9.1. Statik Dayanım Test Sonuçları

Burulma testleri, bir test bileşenini veya malzemeyi, belirli bir kuvvetle veya malzeme burulmada, kullanılmaz duruma gelene kadar belirli bir açı değerine kadar burar. Bir burulma testinin burma kuvveti, test numunesine, dönmeyecek şekilde bir ucu tutturularak veya hareket edemeyecek ve diğer uç kısmına bir tork uygulayarak test parçasının kendi eksenini etrafında döndürülmesi ile uygulanır.

Burulma testinin amacı, eksen etrafında kayma gerilimine sebep olan uygulanan torkların bir sonucu olarak burulduğunda veya burulma kuvvetleri altında bir malzemenin veya test parçasının gösterdiği davranışı tespit etmektir. Ölçüm sonuçları şunları içerir: akma kayma dayanımı, süneklik ve kaymada kopma modülü. Hizmet koşullarını sanal olarak simüle etmek, ürünün kalitesini ve tasarımını kontrol etmek ve doğru bir biçimde üretildiğinden emin olmak için kullanılabileceğinden imalatla önemli bir yere sahiptir.

Tez çalışmasının konusu olan aks milleri için üç farklı statik dayanım testleri gerçekleştirilmiştir. Aks millerinin statik dayanım test sonuçları **Şekil 9.1a**, **Şekil 9.1b** ve **Şekil 9.1c**’deki görsellerde yer almaktadır.

Bu testlerin sonuçları **Tablo 9.1**’de yer almaktadır. Tabloda da görüleceği üzere statik dayanım testlerinin sonucunda aks millerinin ortalama değer olarak 39363 Nm tork yükü altında plastik deformasyona geçtiği, yaklaşık olarak 61616 Nm tork değerinde ise tamamen kırıldığı görülmektedir. Teorik hesaplamalarda aks milinin maruz kalacağı maksimum tork değeri 22148 Nm olarak hesaplanmış idi. Bu demek oluyor ki aks milleri için yaklaşık olarak 1.8 güvenlik faktörü (GF) sağlanmıştır.

Tablo 9.1: Statik dayanım laboratuvar test sonuçları.

Test No	Akma Açısı	Akma Torku	Kopma Açısı	Kopma Torku
Test-1	24,69°	38710,23 Nm	203,40°	61095,16 Nm
Test-2	25,84°	39880,30 Nm	184,16°	60846,60 Nm
Test-3	27,66°	39498,93 Nm	197,39°	62906,16 Nm
ORTALAMA	26,06°	39363,15 Nm	194,98°	61615,97 Nm

Parçaların statik dayanım testlerinin sonuçları incelendiğinde; teste tabi tutulan tüm aksların benzer bölgeden hasar aldığı görülmektedir. Bu bölge, aks milinin porya ile bağlantısının sağlandığı flanşın geçiş bölgesidir. İncelenen aks mili özelinde süreksizliğin meydana geldiği iki noktadan biri olan bu bölgede gerilim yoğunluk faktörünün önemi birkez daha gözler önüne serilmiştir.

Yorulma testinden farklı olarak statik dayanım testlerinde parçaların tasarımına etki eden bileşenlerin arasında maksimum öneme sahip olan unsur gerilim yoğunluk faktörüdür.

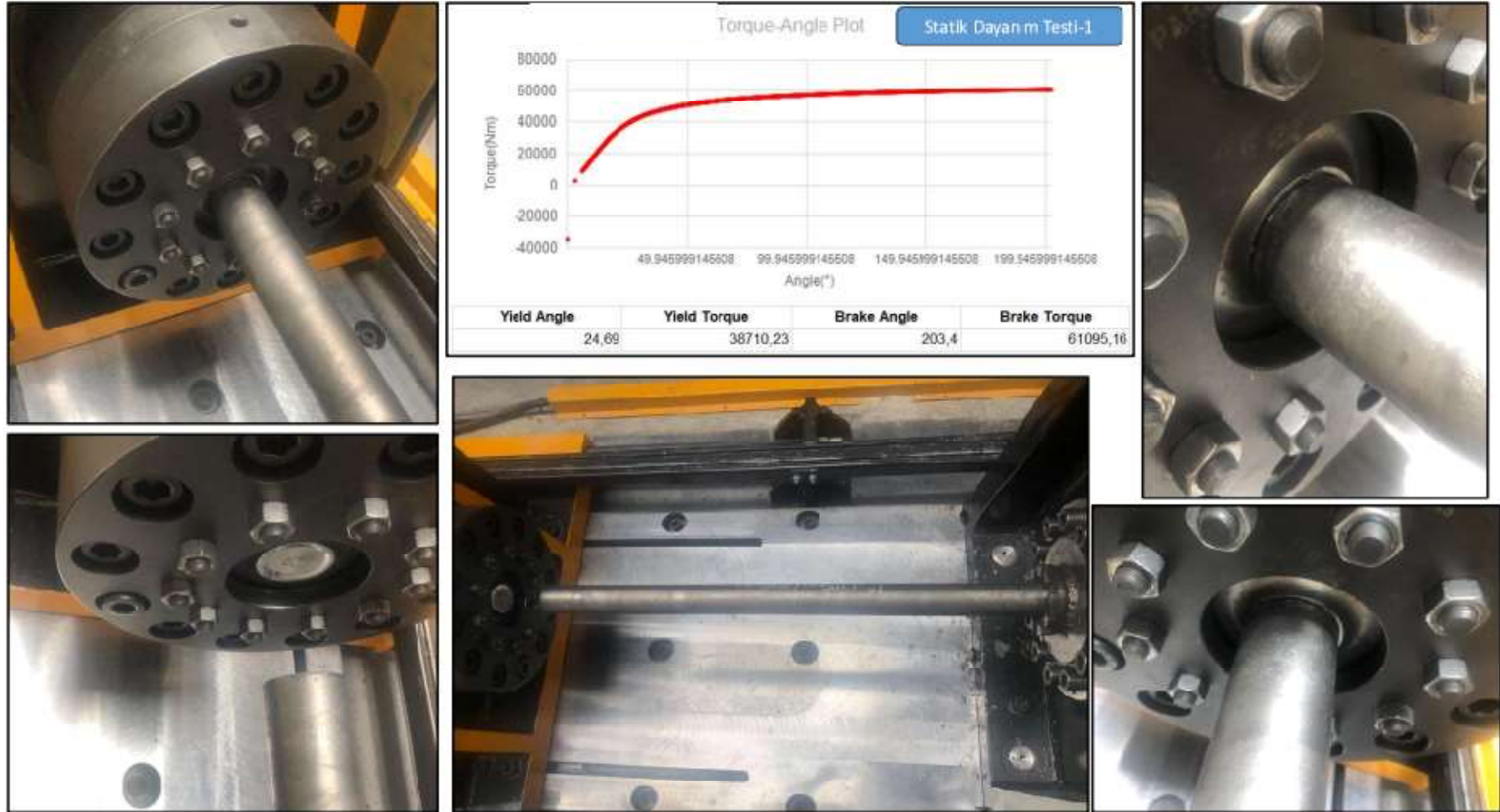
Şekil 8.1'de yer alan sonlu elemanlar analiz sonuçları da incelendiğinde; maksimum kayma gerilme değeri flanş dibinde olduğu görülmektedir. Böylelikle statik dayanım testleri ile sonlu elemanlar lineer statik analizlerinin korelasyonu sağlamıştır.

Akma ve kopma dayanımına karşı belirlenen güvenlik faktörü, doğru belirlenmiştir. Maksimum koşullar altında ilk kalıcı deformasyonun aks milinde meydana gelmesi talep edilmektedir. Gerek ucuz, gerekse de montajının kolay olması sebebiyle ilk deformasyon aks milinde meydana gelmelidir. Bu sebeple mühendis tarafından yapılan hesaplamalarda, belirlenen güvenlik faktörü büyük önem taşımaktadır.

Aks mili sadece burulma yüküne maruz kalmaktadır. Bu gibi bir parçada yapılacak olan ağırlık azaltma çalışması; shaftın dış çapını sabit tutarak merkezden malzeme boşaltma işlemi ile yapılmalıdır. Aksi takdirde, yani direkt olarak dış çapın değerini küçültmek istenen sonuçların elde edilmesini sağlamayacaktır.

Aks millerinin statik dayanım test sonuçları (**Şekil 9.1a**, **Şekil 9.1b** ve **Şekil 9.1c**) detaylı incelendiğinde sertleştirilmiş ve sertleştirilmemiş tabaka ayırt edilebilmektedir. Sert tabakadaki yüzey daha parlak iken, sünek tabaka daha mat görünüme sahiptir.

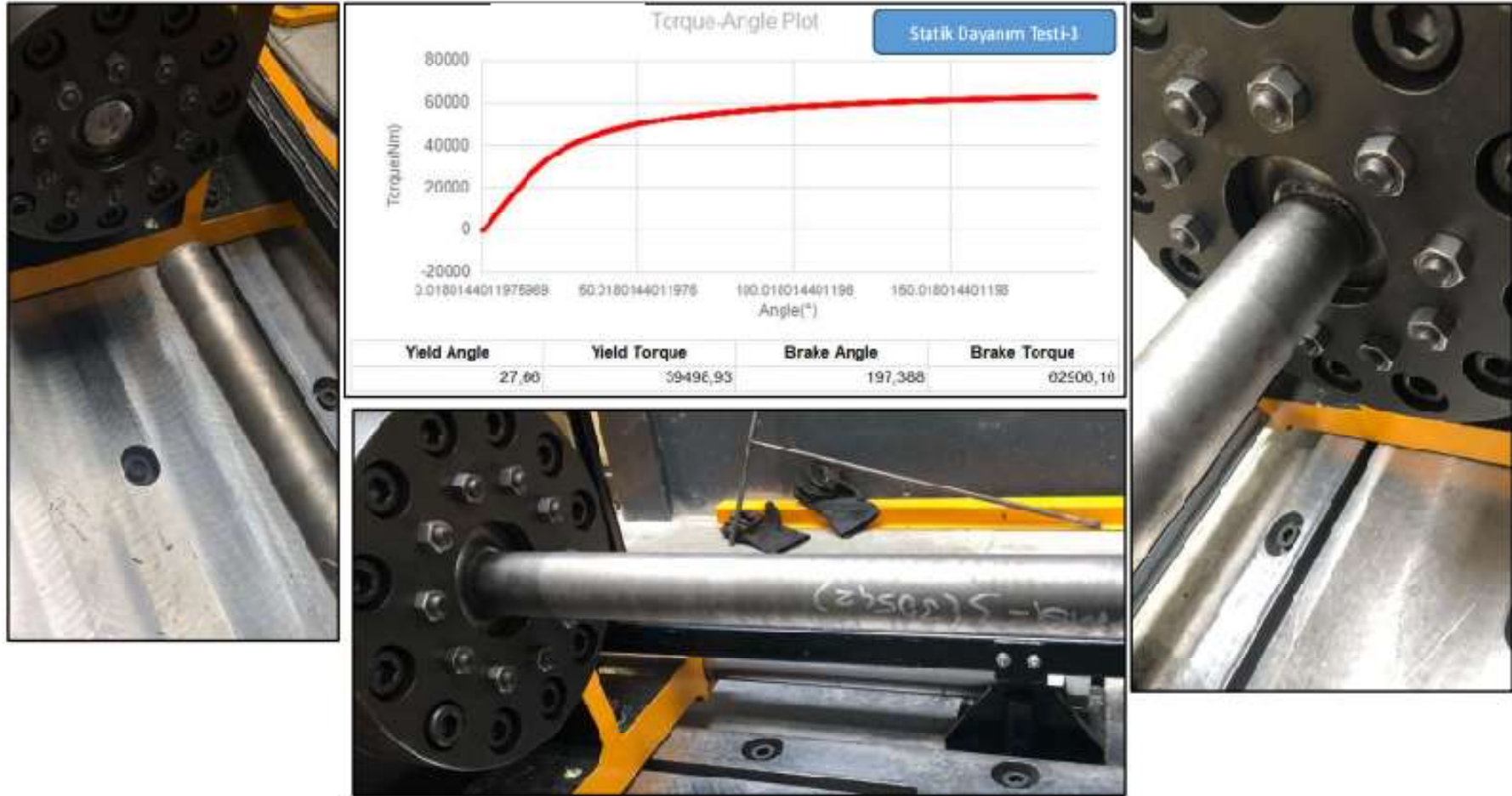
Ayrıca testlerle gerçekleşen malzemelerin shaft çapında herhangi bir çentik olmaması testlerin beklenen doğrultuda gerçekleştiğini göstermektedir.



Şekil 9.1a: Statik dayanım test-1 sonuçları.



Şekil 9.1b: Statik dayanım test-2 sonuçları.



Şekil 9.1c: Statik dayanım test-3 sonuçları.

9.2. Yorulma Cyclic Test Sonuçları

Aks millerinin cyclic testlerinin yükleme parametreleri maksimum torkun %36-40'ı olacak şekilde gerçekleşir [33]. Bu çalışmada tasarlanan aks milinin cyclic testleri 500 Nm-27000 Nm gerçekleştirildi. Sistemdeki en zayıf noktanın tahrik mili olarak ayarlanması sebebiyle bu akslar için belirlenen yaklaşık olarak 200000 cycle hedef olarak belirlenmiş idi.

Tez çalışmasının konusu olan aks milleri için üç farklı cyclic testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testlerin sonuçları Şekil 9.2a, Şekil 9.2b, Şekil 9.2c ve Tablo 9.2'de yer almaktadır.

Tablo 9.2: Cyclic yükleme laboratuvar test sonuçları.

Test No	Çevrim Sayısı
Test-1	164914
Test-2	238322
Test-3	193628
ORTALAMA	198954,67

Gerçekleştirilen yorulma test sonuçları incelendiğinde; parçaların statik dayanım testlerinden farklı olarak, tork aktarımı sağlayan spline dibinden kırıldığı belirlenmiştir. İncelenen aks mili özelinde süreksizliğin meydana geldiği iki noktadan biri olan bu bölgede stres yoğunluk faktörü, yüzey pürüzlülüğü gibi unsurlar büyük rol oynamıştır.

Yorulma testinde parçanın ömrünü belirleyen unsur, dış çap değerinin büyüklüğünden ziyade yorulma ömrünü arttırıcı bir takım olgulara bağlıdır. Parçada kırılmanın meydana geldiği spline dibi, arka aks kompleksinde fonksiyonel bir işleve sahip olmamasına rağmen, geniş bir radyüs değeri ile işlenmiştir. Bu aksiyonun alınma sebebi; stres yoğunluk faktörünü minimize ederek, daha yüksek bir yorulma ömrü elde etmektir. Ayrıca bu bölgede alınan aksiyonlardan biri de, yüzeyin daha düşük bir yüzey pürüzlülüğüne işlenmesidir. Bu aksiyonun alınma sebebi ise; Şekil 4.8'de belirtildiği gibi pürüzlülüğü minimize etmek ve yorulma dayanımını arttırmaktır. Çatlakların derin çukurlarda ilerleme durumu daha yüksektir.

Şekil 8.1'de yer alan yorulma sonlu elemanlar analiz sonuçları da incelendiğinde; spline dibinin, flanş bitimine göre daha düşük ömür değerine sahip olduğu kontür olarak belirlenmiş idi. Böylelikle yorulma testleri ile sonlu elemanlar yorulma analizlerinin korelasyonu sağlanmıştı.

Spline dibinin, flanş bitimindeki ömür değerinden düşük olmasının bir sebebi de; bu bölgenin çap değerinin daha düşük olması ve buna bağlı olarak indüksiyon sertlik derinliğinin daha düşük olmasıdır.

Yorulma dayanımını iyileştirici birçok unsur mevcuttur. Bunlardan bazıları; düşük yüzey pürüzlülüğü, bilyalı dövme (shot-peening), düşük stres yoğunluğu, ezme (deep rolling), yüzey kaplama, yüzey sertleştirme. Bu unsurların parçaya uygulanması, parça maliyetini önemli derecede arttıracaktır. Aks mili gibi arka aks sisteminin en zayıf olması gereken parça için uygulanması çok da mühendislik açısından uygun değildir. Daha önce de belirtildiği gibi bu parçanın gerek ucuz, gerekse de montajının kolay olması sebebiyle en zayıf parça olması gerekmektedir. Bu sebeple tasarımcı parçaya ne derecede uygulanıp, uygulanmamasına doğru karar vermelidir.

Parçanın yorulma testlerinin **Şekil 9.2a**, **Şekil 9.2b** ve **Şekil 9.2c**'de yer alan görselleri incelendiğinde kayma gerilmelerinden kaynaklı 45° kopma durumu çok net belirlenmektedir. Ayrıca **Şekil 9.2b**'de ki üst görselde yer alan parça üzerinden yorulma başlangıç noktası, ilerleme çizgileri ve aşırı yüklemenin maruz kaldığı bölgeler çok net bir şekilde belirtilmiştir.

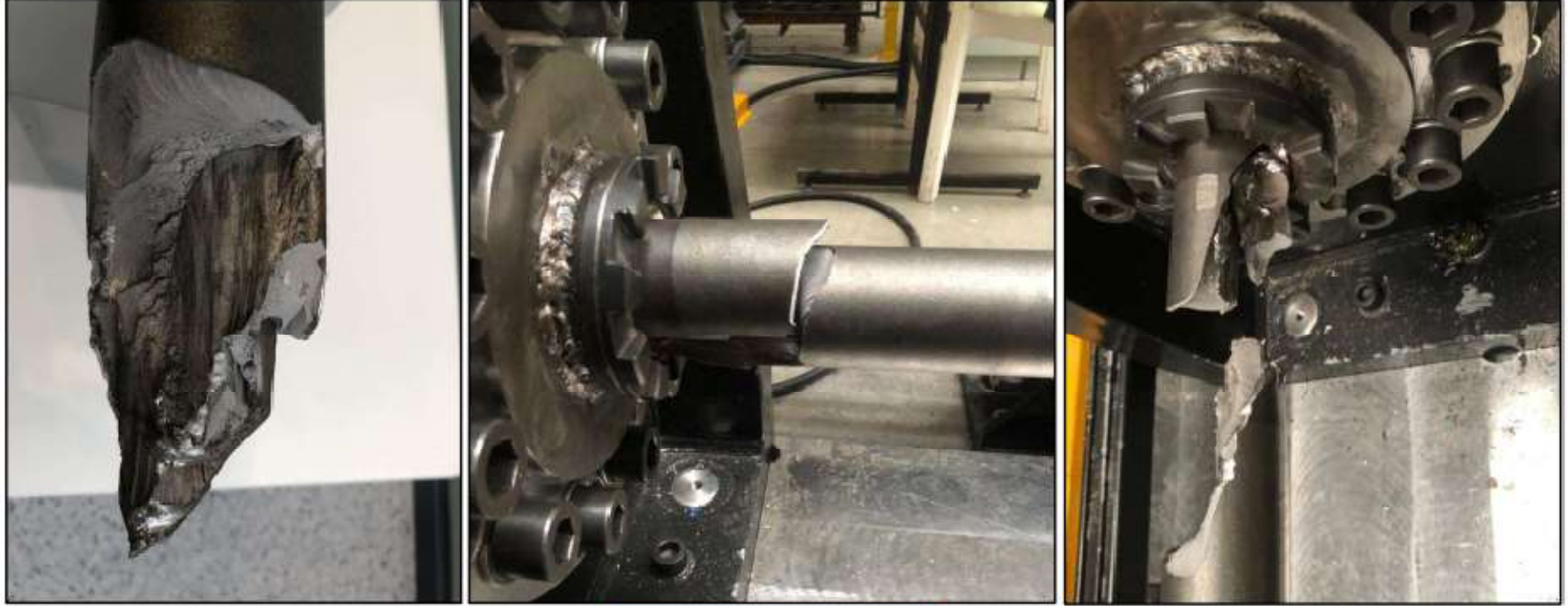
Aks mili gibi sadece torsiyonel yük taşıyan komponentlerde gerçekleştirilen en sık ağırlık azaltma yöntemi şaft merkezinin belirli bir çapta boşaltılmasıdır. Bu boşaltma işleme ile de elde edilebilir. Dövme prosesi ile de elde edilebilir. Fakat bu çalışma beklendiği gibi ömür değeri sağlamamaktadır. Dövme veya işlemeden kaynaklı yüzey hataları yorulmada çatlak ilerleyişini hızlandırmaktadır.

Şekil 4.2'de sol altta yer alan kırılma tipi, gerçekleşen yorulma test sonuçlarını karakterize etmektedir. Buna göre stresin düşük dereceli ve yüksek stress yoğunluğunun olduğunu işaret etmektedir. Bu gibi hasar analiz bilgileri tasarımcıyı yönlendirmektedir. Yani sonlu elemanlar analizlerinin yanı sıra laboratuvar testleri de çalışmalarda bir kaynak yöntemi olabilir.



Cyclic Test-1 : 164914 Cycle

Şekil 9.2a: Cyclic test-1 sonuçları.



Cyclic Test-2 : 238322 Cycle

Şekil 9.2b: Cyclic test-2 sonuçları.



Cyclic Test-3 : 193628 Cycle

Şekil 9.2c: Cyclic test-3 sonuçları.4

10. SONUÇ VE YORUMLAR

Çalışmamızın genel amacı, ağır vasıta taşıtlarının hareketini sağlayan aks milinin tasarlanması, sonlu elemanlar analiz ortamında lineer statik ve yorulma analizlerinin koşturulması ve laboratuvar testlerinin gerçekleştirilmesi idi. Bu çalışmada hedeflenen tüm kilometre taşları tek tek gerçekleştirilmiş ve sonuçları paylaşılmıştır. Çalışmamızın daha anlaşılır olması amacıyla, ağır vasıta taşıtlarının güç aktarma organları, yorulma teorisi gibi konular hakkında gerekli bilgiler çalışma içerisine dahil edilmiştir.

Çalışmamızın ilk aşamasında, referans olarak 470 hp motor gücüne sahip, otomatik şanzımanlı, 4x2 çekici kamyon seçilmiştir. Seçilen referans taşıtın bilgilerinden yola çıkarak, aracın maksimum zorlanma senaryosu altında seyir dirençleri elde edilmiştir. Oluşan bu kuvvetlerin toplamının aks milinde oluşturduğu torsiyonel yük miktarı hesaplanmıştır.

İkinci aşamasında, belirlenen yük değerine mukavim sağlayacak çelik malzeme seçimi yapılmış ve bu malzemeye uygun sertleştirme prosesi belirlenmiştir. Ardından belirli güvenlik faktörleri doğrultusunda aks milinin çap değeri hesaplanmış ve tekerleklerle sağlanan yük akışını sağlayan spline bağlantı tipi belirli standartlar doğrultusunda seçilmiş ve aks milinin modellenmesi tamamlanmıştır.

Sonraki aşamada, sonlu elemanlar analizlerinde maksimum yakınsamayı sağlamak için aks mili belirli sertlik katmanlarına ayrılmış ve bu katmanlarının sertlik değerlerine göre malzemenin akma ve çekme mukavemet değeri hesaplanmıştır. Sonlu elemanlar analiz ortamında parçanın ağ modellemesi, sınır şartları ve yüklemeleri gerçekleştirilmiş olup, lineer statik ve yorulma analizleri koşturulmuştur. Analiz çıktıları dikkatle incelenmiş ve incelenen bu çıktılar aslında tasarımın parametreleri hakkında birçok çıkarımlar sunmuştur. Bu çıkarımlar; malzeme seçimi, sertleştirmenin derinliği, gerilim yoğunlaşması gibi olguların dikkate alınmasıdır. Bu çıkarımlardan yola çıkarak parçanın gerek statik gerekse de yorulma dayanımına pozitif etkiye bulunacak aksiyonlar alınmıştır. Statik ve yorulma dayanımı arttırmak amacıyla alınan aksiyonlar; spline geçiş bölgesini geniş bir radyüs değeri ile sağlama ve flanş dibi ile

spline dibini daha iyi bir yüzey pürüzlülük değeri ile geçmektir. Bu aksiyonlar doğrultusunda parçanın imalatı sağlanmıştır.

Son olarak, özellikle otomotivde yeni ürün tasarımında ya da geliştirilmesinde test faaliyetlerinin önemi belirtilmiştir. “Deneyler yalan söylemez” yaklaşımı ile hareket edilip, imalatı sağlanan aks millerinin laboratuvar ortamında üç farklı parça üzerinde statik dayanım ve yorulma testleri gerçekleştirilip, sonuçları incelenmiş ve sonlu elemanlar analiz ortamında koşturulan analiz sonuçları ile kıyaslanmıştır. Sonuçlar arasında paralellik sağlamıştır. Durability testleri olarak bilinen bu testlerin yapılması mecburidir. Bu mecburiyetin sebebi; hiçbir zaman sonlu elemanlar analizlerinde, yakınsama ne kadar iyi sağlanmış olsa da net bir değer alınamamasıdır. Bu sebeple sonlu elemanlar analiz ortamında incelenen yorulma analizleri “prediction” veya “estimation” sözcükleri ile yan yana kullanılmaktadır.

Bu çalışma, tasarım, imalat, analiz, test gibi birçok disiplini içinde barındırmaktadır. Ürünün ortaya konulmasında tüm bu disiplinler arasındaki iletişimi sağlamak çok önemlidir. Bir disiplinden elde edilen çıktı, diğer bir disiplinin girdisi olmaktadır. Tüm bu girdilerin kümülatif toplamında optimum düzeyde parça elde edilmektedir. Bu sebeple tüm bu disiplinleri bir arada işleyen bu çalışma oldukça kıymetlidir. Ayrıca yürütülen bu çalışmadaki akış aks mili gibi endüstriyel uygulamaların hesaplama, analiz ve test gibi süreçlerinde kaynak niteliği taşımaktadır.

Yakıt verimliliğinin artırılması ve enerji üretimi ve ulaşım ile ilişkili sera gazlarının zararlı emisyonlarının azaltılmasına yönelik sürekli artan talep, son yıllarda hafif malzemelere ve yeni hafif tasarım stratejilerine olan ilginin yeniden canlanmasına yol açmıştır. Otomotiv endüstrisinde, araç ağırlığını azaltma ihtiyacı, araç aktarma sistemi parçaları için hafif ağırlıklı bileşenler geliştirmeye yönelik kapsamlı araştırma çabalarına yol açmıştır. Hafif yapı, başta ulaşım sektörü olmak üzere genel mühendislik, makine aletleri ve mimaride de başarı için kilit bir faktördür. Tasarım, malzeme ve üretim süreçleri entegre bir şekilde ele alınmalıdır. Bu ve benzeri çalışmalardan yola çıkarak hafifletme çalışmaları gerçekleştirilebilir.

Bu çalışmada, hızlandırılmış test parametreleri ile gerçekleştirilen sonlu elemanlar analiz ve testlerin parça tasarımı ve iyileştirmesindeki rolü de vurgulanmıştır. Ayrıca bu çalışma, aracın diğer parçalarının tasarımı ve iyileştirilmesi için bir referans niteliği taşımaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Yavuz, I., “Failure Analysis of Distributor Gear”, International Journal of Automotive Science and Technology. **2021**, 5(1), 63-66.
- [2] Bayrakceken, H., Tasgetiren, S., Yavuz, I., “Two Cases of Failure in the Power Transmission System on Vehicles: A Universal Joint Yoke and a Drive Shaft”, Engineering Failure Analysis. **2007**, 14(4), 716- 724.
- [3] Chaudhary, SK., Rajak, AK., Ashish, K., “Failure Analysis OF Rear Axle Shaft of a Heavy Vehicle”, Materials Today Proceedings. **2021**, 38(5), 2235-2240.
- [4] Tawancy, HM., Al-Hadhrami, LM., “Failure of a Rear Axle Shaft of an Automobile due to Improper Heat Treatment”, Journal of Failure Analysis and Prevention. **2013**, 13, 353-358.
- [5] Verma, RP., Singh, M., Lila, MK., “Failure Prediction of Rear Axle of a Three Wheeler Vehicle by Dynamic Analysis: Computational approach”, Materials Today Proceedings. **2021**, 46, 10896-10903.
- [6] Hou, N., Ding, N., Qu, S., Guo, W., Liu, L., Xu, N., Tian, L., Xu, H., Chen, X., Zaïri, F., Wu, C.M.L., “Failure modes, mechanisms and causes of shafts in mechanical equipment ”, Engineering Failure Analysis. **2022**, 136, 106216
- [7] Nanaware, G.K., Pable, M.J., “Failures of rear axle shafts of 575 DI tractors”, Engineering Failure Analysis. **2003**, 10, 719-724.
- [8] Clarke, C.K., Halimunanda, D., “Failure analysis of induction hardened automotive axles”, Journal of Failure Analysis and Prevention. **2008**, 8, 386-396
- [9] Yavuz, I., “Failure Analysis of a Tractor Front Axle”, Materials and Technology, **2023**, 57(2), 163-167.
- [10] Davison K.E, Rickert, M.E., (1988), “Low Grade Material Axle Shaft”, U.S. Patent 4,895,700.
- [11] Akkurt T., (2013), “Ağır Ticari Araçlarda Kardan Şaftına Etkiyen Tork Değerlerinin Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [12] MAN Nutzfahrzeuge AG, (1998), “Fundamentals of Commercial Vehicle Technology”
- [13] Hoepke E., Breuer S., (2012), “Nutzfahrzeugtechnik Grundlagen, Systeme, Komponenten” 7th Edition, Springer Vieweg
- [14] Man Truck & Bus AG, (2016), “Fundamentals of Commercial Vehicle Technology”, 4th Edition, Man Academy
- [15] Heiβing B., Ersoy M., (2011), “Chassis Handbook”, 1st Edition, Springer

- [16] Kuralay N.S.,(2008), "Motorlu Taşıtlar Cilt 1", 1st Edition, TMMOB
- [17] Robert Bosch GmbH, (2022), "Automotive Handbook", 11th Edition, Wiley
- [18] Hilgers M., Achenbach W., (2019), "Transmissions and Drivetrain Design", 1st Edition, Springer Vieweg
- [19] Uğural C.A., (2015), "Mechanical Design of Machine Components", 2nd Edition, CRC Press
- [20] Bhaduri A., (2018), "Mechanical Properties and Working of Metals and Alloys", 1st Edition, Springer
- [21] Dassault Systemes Simulia, (2019), " fe-safe 2019 FATIGUE THEORY REFERENCE". 3D Experience
- [22] Budynas R., Nisbett K., (2015)," Shigley's Mechanical Engineering Design", 10th Edition, Mc Graw Hill
- [23] Schijve J., (2009), "Fatigue of Structures and Materials" , 2nd Edition, Springer
- [24] Toprak, M., Ereke M., (2014), "Ticari Taşıt Akslarının Dayanım Testlerinde Kullanılacak Yüklerin Müşteri Çevrimindeki Taşıt Ölçümlerinden Elde Edilmesi," Mühendis ve Makina, cilt 55, sayı 651, s. 26-42
- [25] Campbell F.C, (2012), "Fatigue and Fracture—Understanding the Basics",1st Edition, ASM International
- [26] Hilgers M., (2023), "Entire Vehicle", 2nd Edition, Springer Vieweg
- [27] Loewenthal H. S., (1984), "Design of Power Transmitting Shafts", Technical Report No: NASA RP-1123, NASA, USA.
- [28] Wittel H., Spura C., Jannasch D., (2022), "Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung", 25th Edition, Springer Vieweg
- [29] GILLES, (2013), Requirements Specification Rear Axle / Through Drive Shafts, DAIMLER.
- [30] Raedt W.H., (2014), "Massivumgeformte Komponenten Forged Components", 2nd Edition, EGGER Druck + Medien GmbH
- [31] Gregory A.F., (1985), "Induction Case Depths for Torsional Applications", Metal Progress, p 49-52
- [32] Stephens I.R, Fatemi A., Stephens R.R, Fuchs O.H, "Metal Fatigue in Engineering", 2nd Edition, John Wiley & Sons Inc.
- [33] Wright H.D., (1993), "Testing Automotive Materials and Components", 1st Edition, Society of Automotive Engineers Inc.

ÖZGEÇMİŞ

Ozan SEREN lisans eğitimini 2015 yılında Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği'nde tamamladı. 2021 yılından itibaren Parsan Makine Parçaları Sanayii A.Ş' de Şasi ve Güç aktarma Sistemleri Ar&Ge ve Tasarım Uzmanı olarak çalışmaktadır.

TEZ ÇALIŞMASI KAPSAMINDA YAPILAN YAYINLAR

Seren O., Güzey G., Kuram E., (2024), “Development and Performance Analysis of Commercial Vehicle Axle Shaft”, International Journal of Automotive Science and Technology (IJASTECH), 8 (2), 232-241.