

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇ KABİN DENGİ ÇUBUĞU İÇİN MALZEME SEÇİMİ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mesut GÖRÜRGÖZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

EYLÜL 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇ KABİN DENGİ ÇUBUĞU İÇİN MALZEME SEÇİMİ
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mesut GÖRÜRGÖZ
(503121309)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mustafa BAKKAL

EYLÜL 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121309 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mesut GÖRÜRGÖZ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “AĞIR TİCARİ ARAÇ KABİN DENGİ ÇUBUĞU İÇİN MALZEME SEÇİMİ ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Mustafa BAKKAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Haydar LİVATYALI**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Turgut GÜLMEZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 25 Ağustos 2015
Savunma Tarihi : 18 Eylül 2015

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca gerçekleştirdiğim tüm akademik çalışmalarda ilgisini ve desteğini esirgemeyen, değerli hocam ve tez danışmanım Doç.Dr. Mustafa Bakkal'a,

Tez çalışmamı yapmama destek veren ve gerekli tüm olanakları sağlayan Ford Otosan Ürün Geliştirme Yöneticilerine, yaptıkları yorumlar, paylaştıkları fikirler ve tüm katkıları için Ar&Ge ekibi çalışanları Ahmet Paşaoğlu, Mahmut Duruş, Mustafa Başaran, Mehmet Akif Ünal, Kağan Kozan, Ergün Tutuk, Erkan Emek ve Ata Mert Toker'e.

En çok da tezim süresince sevgi, destek ve özverisini esirgemeyen sevgili eşim Pınar'a teşekkür ederim.

Ağustos 2015

Mesut Görürgöz
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
2. KABİN SÜSPANSİYON SİSTEMİ.....	3
2.1 Kabin Süspansiyon Sisteminin Görevleri.....	3
2.2 Kabin Denge Çubuğu Özellikleri.....	7
2.2.1 Genel tasarım	7
2.2.2 Kesit geometrisi.....	8
2.2.3 Bağlantı şekli.....	9
3. YORULMA TEORİSİ	15
3.1 Yorulma	15
3.2 Yorulma Ömrü	17
3.3 Yorulmaya Etki Eden Metalurjik Faktörler	20
4. DENGİ ÇUBUĞU İMALATI VE MALZEME SEÇİMİ	21
4.1 Uç Şekillendirme – Uç Dövme	21
4.2 Tavlama	22
4.3 Sertleştirme	22
4.4 Temperleme	24
4.5 Doğrultma	25
4.6 Kumlama.....	26
4.7 Boyama	27
4.7.1 Toz Boyama	27
4.7.2 Katodforz Boyama.....	28
4.8 Malzeme Seçimi.....	28
5. HESAP VE ANALİZLER	33
5.1 Rijitlik Hesabı	33
5.1.1 Genel rijitlik hesabı yöntemi.....	33
5.1.2 Mevcut kabin denge çubuğu rijitlik hesabı	34
5.1.4 Bilgisayar analizi ile kabin denge çubuğu rijitliğinin çıkarılması.....	37
5.2 Dayanım Analizi	40
5.2.1 Yol verilerinin elde edilmesi.....	40
5.2.2 Yorulma analizi	43
6. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	47
6.1 Isıl İşlem	49
6.1.1 Tavlama	49
6.1.2 Sertleştirme	50

6.1.3 Temperleme	52
6.2 Kaynak.....	53
6.2.1 Kaynak işlemi	53
6.2.2 Sertlik ölçümü.....	56
6.2.3 Mikroyapı inceleme	57
6.3 Yorulma Testi	58
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....	67
EKLER	69
ÖZGEÇMİŞ.....	71

KISALTMALAR

ARB	: Anti Roll Bar
HV	: Vickers sertlik değeri
HRC	: Rockwell sertlik değeri
GPa	: Giga Pascal
MPa	: Mega Pascal
PG	: Proving Ground
HAZ	: Heat Affected Zone
ITAB	: Isı Tesiri Altında Bölge

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Yorulma test numunesi tablosu.	2
Çizelge 4.1 : Denge çubuğu aday malzemeleri.	29
Çizelge 4.2 : Denge çubuğu malzemelerinin kimyasal bileşenleri.	30
Çizelge 4.3 : Isıl işlem görmüş numunelerin mikrosertlik değerleri.	31
Çizelge 5.1 : Mevcut kabin denge çubuğu bilgileri.	35
Çizelge 5.2 : Mevcut kabin denge çubuğu rijitlik ölçüm sonucu.	35
Çizelge 5.3 : Rakip araç kabin denge çubuğu rijitlik ölçümü.	37
Çizelge 5.4 : Yeni kabin denge çubuğu için önerilen boyutlar.	39
Çizelge 6.1 : Numune boruların boyutları.	47
Çizelge 6.2 : Test numunelerinin ısıtılma işlem sonucu sertlik hedefleri.	49
Çizelge 6.3 : Sertleştirme ortamı ve yüzey sertlik değerleri.	52
Çizelge 6.4 : Temperleme sonrası sertlik değerleri.	53
Çizelge 6.5 : Kaynak sonrası boru yüzey sertlik değerleri.	56
Çizelge 6.6 : Yorulma testi deplasman değerleri.	59
Çizelge 6.7 : Strain gage testinde	61

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Araç ve kabin süspansiyon sistemlerinin araç üzerinde pozisyonları.....	3
Şekil 2.2 : Kabin süspansiyon sistemi ana parçaları.	4
Şekil 2.3 : Kabin süspansiyon sisteminin sağ ve sol hareketi.	4
Şekil 2.4 : Kabin denge çubuğunun çalışma şekilleri.....	5
Şekil 2.5 : Kabin denge çubuğunun bağlandığı sistemler.....	6
Şekil 2.6 : Kabin kaldırma.	6
Şekil 2.7 : Kabin denge çubuğu bağlantı tiplerinin şematik gösterimi.....	7
Şekil 2.8 : İçin dolu ve boş çubukta gerilme dağılımı.	9
Şekil 2.9 : Boru ve içi dolu çubuk gerilme dağılımları	9
Şekil 2.10 : Mevcut denge çubuğu bağlantısında gerilme dağılımı ve hasar.	10
Şekil 2.11 : Kaynaklı kabin denge çubuğu örnekleri.	11
Şekil 2.12 : Manyetik ark kaynağı yöntemiyle üretilmiş bir kabin denge çubuğu. ...	12
Şekil 2.13 : Sıkı geçme bağlantısınsa sahip bir kabin denge çubuğu.....	13
Şekil 3.1: Dayanıklılık ve ömür tasarımında yüklemeler.	15
Şekil 3.2 : Yorulma hasarı örneği.....	16
Şekil 3.3 : Kırılma evreleri.....	16
Şekil 3.4 : Yorulma hasarının başlaması.	17
Şekil 4.1 : Soğutma ortamı – soğutma hızı ilişkisi.....	23
Şekil 4.2 : Soğutma hızının parça sıcaklığıyla değişimi.	23
Şekil 4.3 : Soğutma süresi – Parça büyüklüğü ilişkisi.....	24
Şekil 4.4 : Farklı karbon oranları olan üç tip çeliğin 1 saat temperleme süresinde sertlik grafiği.....	25
Şekil 4.5 : Kumlanmış parçanın artık gerilme profili.	26
Şekil 4.6 : Elektrostatik toz boyama.....	28
Şekil 4.7 : Yağda sertleştirilen SAE 4140 çeliğinin farklı temperleme sıcaklıklarına göre çekme dayanımı grafiği.	31
Şekil 4.8 : Boron'un çelik mekanik özelliklerine etkisi.	32
Şekil 5.1 : Denge çubuğu burulma açısı.	33
Şekil 5.2 : Mevcut denge çubuğunun rijitlik ölçümü.	36
Şekil 5.3 : Rakip araç denge çubuğu rijitlik ölçümü.	36
Şekil 5.4 : Headtoss hesabı.	38
Şekil 5.5 : Araç ADAMS modeli.	38
Şekil 5.6 : Araç devrilme açısı için iterasyon çalışmaları.	39
Şekil 5.7 : Yeni kabin denge çubuğu yüklenme durumu.....	40
Şekil 5.8 : Araç üzerinden data toplanması.	41
Şekil 5.9 : Kabin denge çubuğuna strain gage uygulaması.	42
Şekil 5.10 : Kabin körüklerinden deplasman farkı verisi.	42
Şekil 5.11 : Test aracı ve koordinat sistemi.	43
Şekil 5.12 : Denge çubuğu dayanım testlerinde kabin yükünün uygulandığı bölge ve yönlerinin gösterimi.	43
Şekil 5.13 : Sonlu eleman model üzerinden zamana bağlı yorulma çevrimi.....	44
Şekil 5.14 : SAE 4140 S-N eğrisi.....	45

Şekil 5.15 : Yorulma analizi sonucu.	45
Şekil 6.1 : SAE 4140 boru kullanılan numune.	48
Şekil 6.2 : Denge çubuklarının üretim akış şeması.	48
Şekil 6.3 : Kondüksiyonla ısıtma.	50
Şekil 6.4 : Kondüksiyon ısıtma esnasında termal kamera ölçümü.	50
Şekil 6.5 : Polimerli su ile sertleştirme.	51
Şekil 6.6 : Yağ ile sertleştirme.	51
Şekil 6.7 : Sertlik ölçüm cihazı.	52
Şekil 6.8 : Kaynak ağızı.	54
Şekil 6.9 : Kaynak fikstürü.	54
Şekil 6.10 : Gazaltı kaynak makinası.	55
Şekil 6.11 : Sertlik ölçüm numunesi soğutma şekli.	55
Şekil 6.12 : Boru sertlik numunesi alınan bölge.	56
Şekil 6.13 : Kaynak bölgesi sertlik taraması.	57
Şekil 6.14: Kaynak bölgesi sertlik taraması karşılaştırması.	57
Şekil 6.15 : Boru mikroyapı görüntüleri: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c) 34MnB5..	57
Şekil 6.16 : Kaynak mikroyapı incelemesi: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c) 34MnB5.	58
Şekil 6.17 : ITAB mikroyapı incelemesi: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c) 34MnB5..	58
Şekil 6.18 : Yorulma testi fikstürü.	59
Şekil 6.19 : Strain gage uygulaması.	60
Şekil 6.20 : Straingage ölçümü.	60
Şekil 6.21 : Tork strain gage'i pozisyonu.	60
Şekil 6.22 : İki eksenli gerilme durumu	61
Şekil 6.23 : Yorulma hasarının olduğu kesit.	62
Şekil 6.24 : Hasara uğramış parça örnekleri.	62
Şekil 6.25 : Boru kaynak dikişi boyunca hasara uğrayan 26MnB5.	62
Şekil 6.26 : Yorulma testi sonuçları.	63

AĞIR TİCARİ ARAÇ KABİN DENGİ ÇUBUĞU İÇİN MALZEME SEÇİMİ ANALİZİ

ÖZET

Denge çubuğu tüm taşıtlarda kullanılan, aracın devrilme direncini sağlayan en önemli elemandır. Ağır ticari araçların yüksek yük taşıma kapasitesi ve zor yol şartlarında çalışması yüksek rijitlikte bir süspansiyon sistemi ve denge çubuğuna sahip olmasını gerektirmektedir. Süspansiyon sistemi rijitliğinin yüksek olması güvenli sürüş sağlarken buna karşın sürücü konforunu azaltıcı yönde etkilemektedir. Bu nedenle ağır ticari araçların kabinlerinde fazladan bir süspansiyon sistemi tasarımı yapılmaktadır ve kabin süspansiyonunda kullanılan denge çubuğuna kabin denge çubuğu adı verilmektedir.

Bu çalışmada ağır ticari araçların kabin süspansiyon sistemlerinde kullanılan bir kabin devrilme çubuğunun genel tasarımı yapılmış, malzeme, ısıtma işlem ve kaynak işleminin yorulma ömrüne etkisinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Yeniden tasarlanan kabin süspansiyon sisteminde, kabin denge çubuğunun değişen montaj şekline göre analitik hesapları yapılmıştır. İçi dolu ve boş çubuk kullanımı değerlendirilmiş ve boru kullanımına karar verilmiştir. Kabin denge çubuğunun uç bağlantı şekli için rakip ve teknoloji araştırması yapılarak, uygulanabilirlik ve maliyet açısından gaz altı kaynak yönteminin en uygun olduğu belirlenmiştir. Kabin denge çubuğundan beklenen rijitlik değerine göre boyutları hesaplanmıştır. Gerilme analizi sonuçlarına ve piyasadaki kullanım ve bulunabilirlik göz önüne alınarak malzeme alternatifleri değerlendirilmiş ve üç malzeme seçilerek karşılaştırılmıştır ; SAE 4140, 26MnB5, 34MnB5. Borular kondüksiyon yöntemiyle tavlandıktan sonra yağ ve polimerli su ortamlarında sertleştirilmişlerdir. Sertleştirme sonrası farklı sıcaklıklarda temperlenerek farklı sertliklerde borular elde edilmiştir. Kaynak çalışmasında kaynak ön ısıtma derecesi, kaynak parametreleri ve kaynak sonrası uygulanacak işlemler belirlenmiştir. Kaynak ön ısıtma için indüksiyon yöntemiyle kaynak bölgesi ısıtılmıştır. Kaynak sonrası havada soğutma ve battaniye sararak yavaş soğutma yapılmış ve battaniye ile yavaş soğutmanın daha uygun olduğuna karar verilmiştir. Hazırlanan kaynak numunelerinden sertlik ölçümleri alınmış, makro ve mikroyapı incelemesi yapılmıştır. Hazırlanan numuneler sadece burulma zorlanmasına maruz kalacakları yorulma testine tabi tutulmuştur.e. Yorulma testinde numunelere eş gerilme uygulanmış ve çevrim sayıları üzerinden karşılaştırma yapılmıştır. Bu testlere göre en uzun çevrim sayısı yüksek sertlikteki 34MnB5 malzemede gözlenmiştir. Tüm numunelerde hasar kaynak bölgesinde meydana gelmiştir. Sonuç olarak yüksek yorulma ömrü gerektiren bir parça olan denge çubuğu malzemesi ve imalat yöntemi belirlenmiştir.

MATERIAL SELECTION ANALYSIS FOR HEAVY COMMERCIAL CABIN STABILIZER BAR

SUMMARY

Because the spring rates of the chassis springs in heavy duty are inevitably high, due to the heavy vehicle loads, unevennesses in the road surface or even vibrations and structure-borne noise, resulting from axles and the drive train transmitted to a considerable extent, to the chassis via the axle spring mounting. In order to minimize the transmission of such continuous shocks and vibrations to the driver's cabin, and thus to driver's workplace in terms of ergonomics and occupational safety, driver's cabin suspensions have been developed in which the drivers's cab is supported by vehicle chassis using a separate suspension system. Cabin suspension system can be designed with lower spring rates and softer shock absorbers than the axle suspension due to the much lower weight of the cabin, which is why unevennesses of the road surface or vibrations originating from the drive train or axles of the vehicle can therefore be isolated or kept away from the driver's workplace. Cabin stabilizer is sub assembly of cab suspension system and it is very important from the aspect of safety and comfort, it transmits the loads from the outside to the inside wheel to minimize the body roll.

Stabilizer bar is working under dynamic loads through all its life. Therefore, fatigue life is very important for robust design. When the vehicle is moving on uneven surfaces and vehicle is rolling, torsional stress is applied on stabilizer bar. Despite lateral and horizontal stress are applied on stabilizer bar, torsional stress is main stress.

It is because stabilizer bar is safety part for heavy commercial vehicles, high strength materials are required to be used. Stabilizer bar should be durable under both high stresses and dynamic loads. To achieve these criteria, high yielding stress and toughness are required. For this purpose, instead of conventional steels high strength steels are selected. High strength steels are required to be heat-treated to have good mechanical properties.

In order to introduce the forces, torques and motions of the cabin into the stabilizer bar, and for the purpose of the guidance of the cabin in the longitudinal and transverse direction, generally torque levers are attached to both ends of stabilizer bar. Connection between stabilizer bar and arm exposed to very high stresses during service life. Current stabilizer bar ends are assembled with bolt and nut very reliably after forging both ends. Bolt-nut assembly after forging is very good opportunity for attaching the ends of stabilizer bar thanks to its solid bar design. However, because of new stabilizer bar is tubular, new attaching strategy is required. After examining benchmark vehicles, patents and supplier's technology, MIG welding is proposed. Welding is very conventional and well-known method also used at stabilizer bar connections for long years. However, using especially MIG welding with high strength steels requires special attention because of heat introduced during welding

and with the associated microstructural changes and possible occurrence of notch stresses. For this special case of welding, material selection, manufacturing process and laboratory tests should be examined and pre-specified before final design study.

In this study, optimal material selection, dimensions and manufacturing process for new tubular welded cabin stabilizer bar are specified and verified through laboratory torsional fatigue test and some metallurgical analysis like hardness measurement, micro and macro analysis. Stiffness is calculated analytically for previous and new design stabilizer bar and dimensions are proposed for new design. Current stabilizer bar is solid bar, however for new design tubular stabilizer bar is proposed. Weight reduction plays very important role in fuel economy to be competitive in heavy commercial vehicle market. Weight reduction can be achieved primarily by the introduction of better material, design optimization and better manufacturing processes. Through proposing tubular stabilizer bar instead of solid bar, weight advantage is gained. Three different materials are selected from candidates as SAE4140, 26MnB5 and 34MnB5. Different quenchants are used as quenching media for each material; oil quenchant for SAE 4140, polymer-water mixture for 26MnB5 and 34MnB5. The use of polymer-water mixture is increased in the automotive and heat treatment industry. Polymer-water mixture quenchants provide uniform heat removal during quenching resulting in reduced distortion and thermal gradient compared to water as a quenchant media. Cooling rate can be controlled by polymer concentration. Hardness of quenched part decreases with increasing polymer concentration of quenchant. After quenching, tempering is applied for all specimens. Tempering temperature is main parameter for final hardness of parts. For SAE 4140, three different specimens are manufactured through three different tempering temperature. For 26MnB5 and 34MnB5, two different specimens are manufactured. The reason of manufacturing specimens with different temperature is to examine optimum hardness of material because weldability and strength of material are not proportional to each other. Rockwell hardness is measured from tube surface. Micro-hardness measurement is done from some specimens tubular bar sections. Up to the hardness results SAE 4140 and 34MnB5 tubular bars' hardness values are around 460HV and 26MnB5 tubular bar's hardness is around 420 HV. Microstructures of bars are checked and it is observed that all specimens have martensitic structure as expected.

At second step, tubular bars are welded to forged ends. Forged end materials are selected same for all parts as SAE 4140. To eliminate operator factor, welding is done with automated welding machine. Welding company was responsible for setting welding parameters. Pre-heating before welding and wrapping with blanket after welding is applied to all parts to decrease cooling rate during and after welding. Slow cooling also decreased distortion that is very important for automotive parts because of tight assembly tolerances. Micro hardness is measured from welded section. It is observed that all specimens have highest hardness at heat affected zone and lowest hardness value at welded zone. 34MnB5 has more uniform hardness through welded zones compared to other specimens and highest hardness value at HAZ. SAE 4140 hardness values are differ too much between welding zones for example it is measured 210 HV at welding location and 460 HV at bar. Up to microstructure analysis, 34MnB5 specimen weldability is better than other specimens.

All specimens are subjected to torsional fatigue test at laboratory. Fatigue test results are evaluated for comparison by means of highest fatigue cycle. One side of

tubular bar is fixed and other side is pushed and pulled. Torsional stress is calculated by displacement of one arm so from torsional angle. To correlate analytical calculations, stress is measured with 0-90 rosette strain gage during fatigue test. Fatigue test cycle target is set between 10,000 and 100,000 to avoid low-cycle fatigue and to reduce testing time. Test frequency is not increased very much to avoid possible heat generation and set 1.5 Hz. Up to the results best candidate is 34MnB5 with high strength. All fractures are observed at welding location. This proves that welding is weakest location of welded cabin stabilizer part. New design is proposed for welding location of cabin stabilizer part to reduce stress at welding location. As a result, best candidate material with optimum hardness is proposed with proven torsional fatigue test.

1. GİRİŞ

Kabin denge çubuğu, aynı zamanda kabin devrilme çubuğu olarakta adlandırılabilir (ingilizce kaynaklarda cabin anti-roll bar, cabin stabilizer bar, cabin sway bar olarak bulunabilir), araçta güvenlik ve konfor parçası olarak görev yapar [1][1]. Tüm süspansiyon sistemlerinde bulunan denge çubuğu, ağır ticari araçların kabin süspansiyon sisteminin önemli bir parçasıdır.

Denge çubukları çalışma ortamında sürekli olarak dinamik yüklere maruz kalırlar. Dinamik yükler arasında çalışma prensibi açısından denge çubuğuna en çok etki eden burulma momentidir. Bundan dolayı denge çubukları dayanımı burulma momenti altında parçanın yorulma ömrü değerlendirilerek belirlenir. Yorulma ömrünü etkileyen en önemli faktörler malzeme seçimi ve imalat sürecidir. İmalat sürecinin en önemli adımları da ısıl işlem ve parçanın tasarımının gerektirdiği birleştirme yöntemi olarak seçilen işlemdir.

Yeni tasarlanan kabin süspansiyon sisteminde geometri, bağlantı noktaları, yükler ve performans beklentilerinin değişmesi sebebiyle yeni bir kabin denge çubuğuna ihtiyaç duyulmuştur. Yeni tasarlanacak kabin süspansiyonundan mevcut araca göre daha ağır bir kabini taşıması ve daha yüksek bir devrilme direncine sahip olması beklenmektedir. Ağırlık azaltma çalışması kapsamında içi dolu çubuk olan mevcut kabin denge çubuğu yerine boru denge çubuğu kullanılacaktır. Bu belentileri karşılayabilmesi için denge çubuğu malzemesi yüksek dayanımlı bir çelik olması gerekmektedir. Boru tipine geçilmesinden dolayı mevcut kabin denge çubuğundan farklı bir bağlantı şekli olarak gaz altı kaynak yöntemi belirlenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Geometrik pakete göre belirlenmiş olan genel tasarımda imalat yönteminin yorulma davranışına etkisini değerlendirmek için karşılaştırmalı testlerin yapılmasına karar verilmiştir. Parça tasarımında karar verilen kaynaklı tasarımda kaynak işleminin

malzeme yapısına etkisini anlamak için statik ve yorulma testleri ile metalurjik inceleme yapılmıştır.

- Malzemelerin ısıtılma özellikleri belirlenmiştir.
 - o Uygun sertleştirme ortamının belirlenmesi
 - o Uygun temperleme sıcaklık değerlerinin belirlenmesi
- Kaynak sonrası soğutma şeklinin parça üzerinde etkisi incelenmiştir.
- Yorulma ömrü laboratuvar testleri ile test edilmiştir.
 - o Malzeme seçiminin yorulma ömrüne etkisi.
 - o Malzeme sertliğinin yorulma ömrüne etkisi.

1.2 Kapsam

Kabin denge çubuklarında kullanılabilen, piyasada bulunabilen yüksek dayanımlı denge çubuğu malzemeleri seçenekleri arasından üç malzeme seçilmiştir. Denge çubuğu imalatında, parça mekanik özelliklerini etkileyecek ve müdahale etmemizin en uygun olduğu temperleme sıcaklığının etkisini anlamak için farklı temperleme sıcaklıkları belirlenmiştir. Tüm denge çubukları aynı koşullarda kaynak edilmişlerdir. Denge çubuklarında aynı gerilme oluşturacak şekilde laboratuvar ortamında deplasman kontrollü yorulma testleri yapılarak yorulma ömrü en uzun olan numune belirlenmiştir. Yorulma testlerinde dağılımı görebilmek için her tip numune için üçer yorulma deneyi yapılmıştır (Çizelge 1.1).

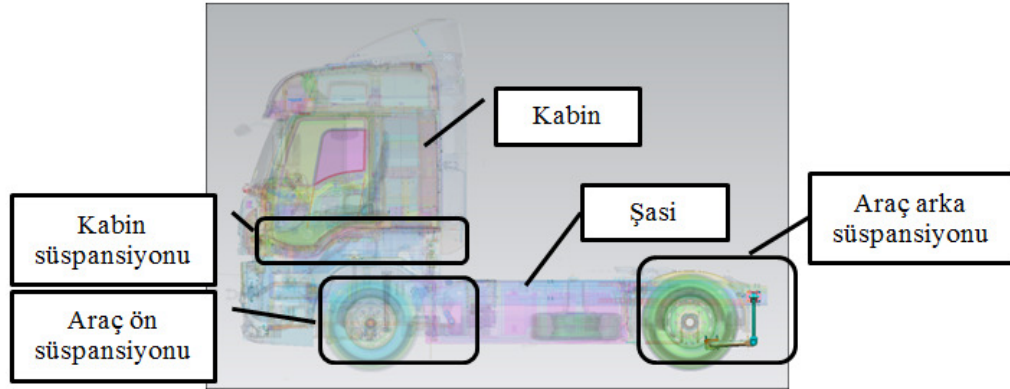
Çizelge 1.1 : Yorulma test numunesi tablosu.

Denge Çubuğu Malzemesi	Temperleme Sıcaklıkları		
	Yüksek sertlik	Düşük sertlik	Orta sertlik
SAE 4140	3	3	3
26MnB5	3	3	-
34MnB5	3	3	-

2. KABİN SÜSPANSİYON SİSTEMİ

2.1 Kabin Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Ağır ticari araçların, yüksek araç ağırlıkları nedeniyle yüksek rijitlikte araç süspansiyon sistemine sahip olması kaçınılmazdır [2]. Yüksek rijitlikte süspansiyon sisteminden dolayı yol bozuklukları, titreşimler, aks ve aktarma organları kaynaklı gürültüler süspansiyon bağlantıları yoluyla önemli oranda şasiye aktarılır. Bu tür sürekli şok ve titreşimlerin ergonomi ve sürücü sağlığı için sürücü kabine iletiliminin en aza indirilmesi amacıyla şasi tarafından desteklenen ayrı bir kabin süspansiyon sistemi geliştirilmiştir. Araç ve kabin süspansiyon sistemlerinin araç üzerinde yerleri Şekil 2.1’te gösterilmiştir.

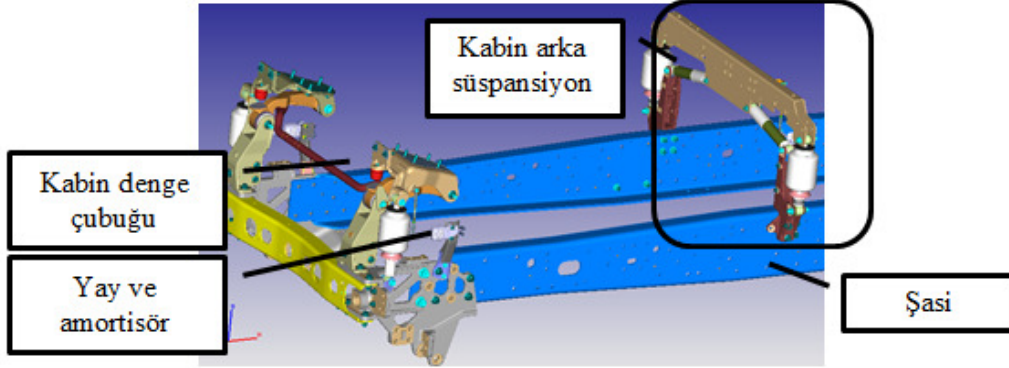


Şekil 2.1 : Araç ve kabin süspansiyon sistemlerinin araç üzerinde pozisyonları.

Sürücü kabini için özel geliştirilen bu süspansiyon sisteminde, sürücü kabini ağırlığının araç ağırlığından daha düşük olması sayesinde araç süspansiyon sisteminde kullanılan daha düşük rijitlikte yay ve sönüm oranı daha düşük amortisör kullanılabilir. Bu sayede bozuk zeminli yollarda oluşan salınım ve aktarma organı, aks gibi sistemler kaynaklı gürültüler yumuşak süspansiyon sistemi sayesinde önemli oranda sürücünün çalışma alanından yalıtılmış olur.

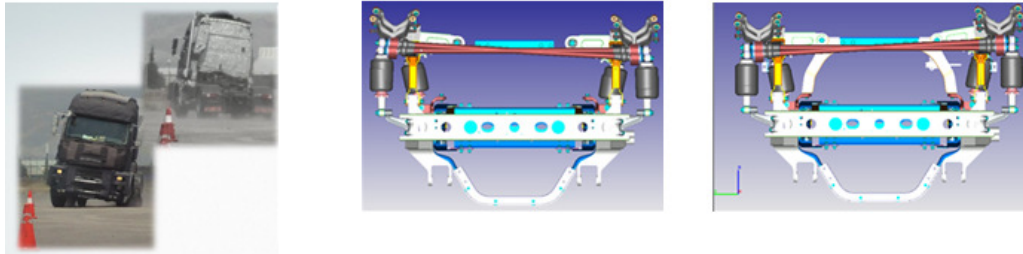
Kabin süspansiyon sistemleri özellikle aracın viraj dönmesi esnasında oluşan yanal kuvvetleri sönümlemek için kompleks bir tasarıma sahiptir. Bundan dolayı yay ve amortisörün yanında, araç süspansiyonunda olduğu gibi, kabinin şasiye göre yanal

hareketini engellemek için viraj denge çubuğunu kabin süspansiyon sisteminde de kullanmak gerekir. Kabin süspansiyon sistemine ait ana elemanlar Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Kabin süspansiyon sistemi ana parçaları.

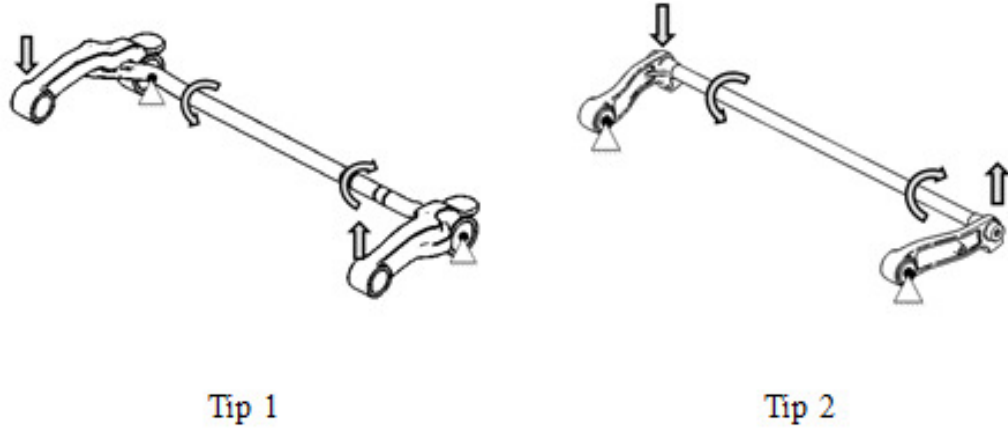
Kabin denge çubuğu kabinin yanal hareketini kontrol etmek amacıyla kullanılan kabin süspansiyon sistemine ait bir parçadır. Kabin denge çubuğundan beklenti, araç ve kabin süspansiyon sistemi elemanlarının engelleyemediği limit dışı zorlanmalarda kendi içinde burularak ve eğilerek ek direnç göstermektir. Yalpa açısını sınırlandırarak kabinin stabilizasyonunu sağlar. Sürüş konforu ve viraj içi savrulmalarda kabin rijitliğini iyileştirir. Sağ ve sol süspansiyon sistemleri arasında, kuvvetin fazla olduğu taraftan düşük olan tarafa yük transferi yapar. Kabinin sağ ve sol hareketleri esnasında kabin süspansiyon hareketleri Şekil 2.3’te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Kabin süspansiyon sisteminin sağ ve sol hareketi.

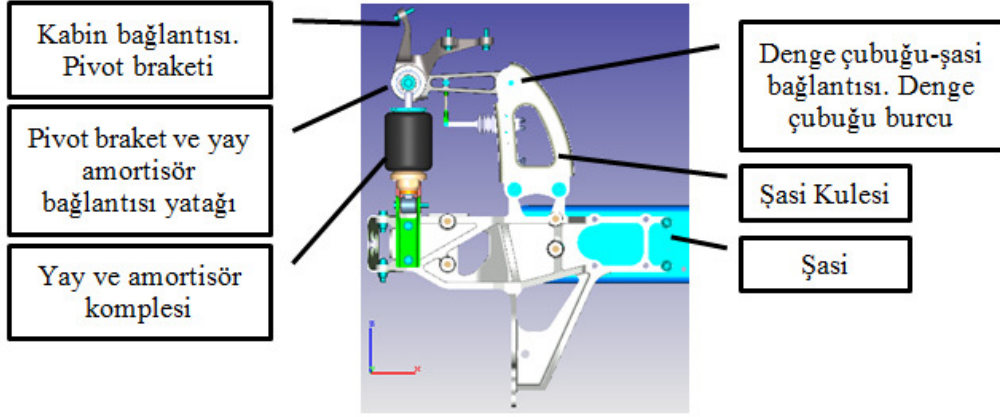
Denge çubuğu, kabin sağ ve sol süspansiyon sistemlerini şasiyi referans alarak birbirine bağlar ve kabinin şasiye göre izafi hareketini düşürür. Kabinin önünde veya arkasında bulunabilirler fakat genel yaklaşım kabinin önünde bulunmasıdır. Kabinin önünde konumlandırılmasının en önemli avantajı aynı zamanda tek silindire kabin kaldırma durumunda oluşan yük dağılım dengesizliğini engellemektir. Denge çubuğu iki ucundan sağ ve sol süspansiyon elemanlarına rijit bağlanır ve orta kısım

serbest şekilde çalışır. Sağ ve sol bağlantı aynı şekilde hareket ettiklerinde denge çubuğunda gerilme oluşmaz, süspansiyon elemanları burçlar etrafında burç rijitliğine bağlı olarak serbest hareket ederler. Denge çubuğu, sağ ve sol süspansiyon elemanlarının şasiye göre yaptıkları izafi hareketi dengelemeye çalışır. Denge çubuğunun bu izafi harekete gösterdiği dirence devrilme direnci denir. Tasarıma göre kabin denge çubuğunun iki farklı çalışma şekli Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



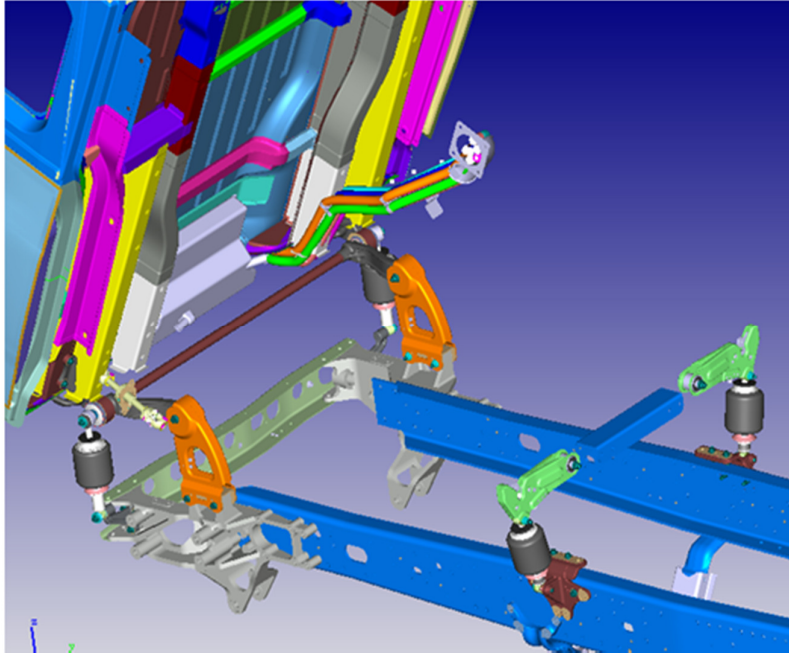
Şekil 2.4 : Kabin denge çubuğunun çalışma şekilleri.

Kabin denge çubukları, fonksiyonel beklentileri karşılamak için yapısal olarak sahip olması gereken özellikler vardır. Şasi, kabin ve kabin süspansiyon sistemini birbirine bağlayan bir sistem olduğundan dolayı, bağlandığı her sistem için gerekli bağlantı noktalarına ve yataklara sahip olmalıdır. Kabin denge çubuğunun bağlandığı sistemler Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Kabin konforunu en üst düzeyde sağlamak için bütün bağlantılarda burç kullanılmaktadır. Denge çubuğu ile kabin bağlantısı pivot braketı adı verilen braket ile sağlanır. Pivot braketı kabine rijit olarak, civatalar ile bağlanır. Pivot braketı kabin denge çubuğuna kaymalı yatak veya burulma özelliği olan bir burç ile bağlanır. Bu bağlantının kaymalı olmasının nedeni kabin kaldırma esnasında (Şekil 2.6), kabin kaldırma açısı kadar kabin bu yatak etrafında döner. Denge çubuğu ile şasi bağlantısı, şasi kulesi braketı ile sağlanır. Denge çubuğu ile şasi kulesi bağlantısında belirli burulma rijitliğine sahip burç kullanılır. Denge çubuğu ile yay ve amortisör kompleksi arasında bağlantı kaymalı burç ile sağlanır. Denge çubuğu iki taraftan kabin yay-amortisör kompleplerine bağlanır ve çalışma sınır şartları bu elemanlar tarafından belirlenir. Yay-amortisör kompleksi viraj esnasında çalışarak kabin devrilme direncini etkiler ve kabin denge çubuğuna destek olur.



Şekil 2.5 : Kabin denge çubuğunun bağlandığı sistemler.

Bu bağlantıları sağlayabilmesi için kabin denge çubuğunun kolları, araç denge çubuğundan farklı şekilde yekpare bükülmüş boru veya çubuk yerine, denge çubuğunda ayrı bir parça olarak yapılır. Kabin denge çubuğu kolları döküm veya dövmeden tasarlanarak gerekli yatak bağlantıları için montaj kolaylığı sağlanır. Kabin denge çubuğu kollarında gerekli yerlerde talaşlı imalat ve diş çekme gibi işlemler ile farklı montaj şekillerine göre esnek tasarım yapılabilir. Bu gereklilik, denge çubuğu ile kolları arasında rijit bir bağlantı yapılmasını gerektirir. Bu ihtiyaca cevap vermek için farklı tasarımlar kullanılmaktadır, bunlar gelecek bölümde gösterilerek avantaj ve dezavantajları anlatılacaktır.



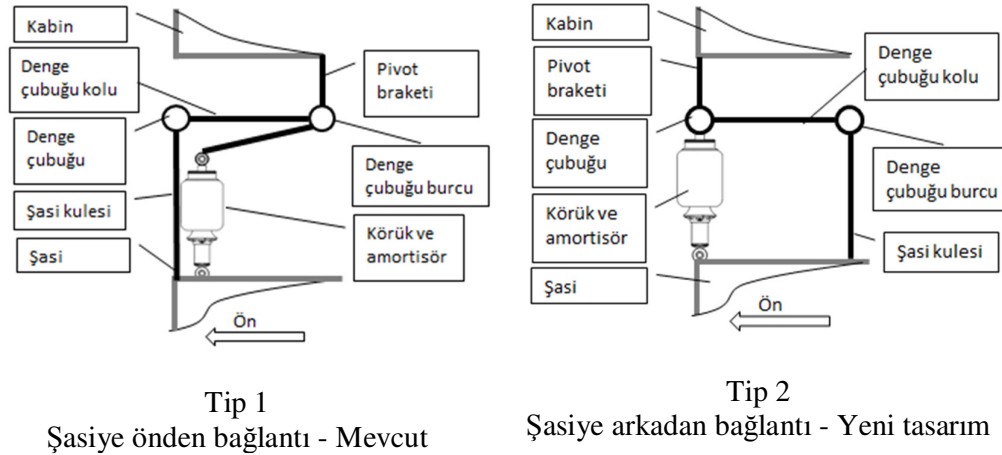
Şekil 2.6 : Kabin kaldırma.

2.2 Kabin Denge Çubuğu Özellikleri

2.2.1 Genel tasarım

Kabin denge çubukları tasarımı, şasi ve kabinin konsept tasarımları belirlendikten sonra belirlenir. Şasi ve kabin genişliği, kabin yüksekliği, amortisör lokasyonu kaba olarak belirlendiğinde, kabin denge çubuğunun bağlantı noktaları ve tasarım sınırları belli olmuş olur. İkinci aşamada denge çubuğunun arkasında bulunan radyatörün lokasyonu ve aracın en önünde bulunan kaput kapağı, kabin denge çubuğu tasarımı için diğer kısıtlar olarak sayılabilir. Kabin denge çubuğu, araç denge çubuğundan farklı olarak sistemlerin etrafında dolaşması için kompleks şekillerde yapılmaz, tüm ağır ticari araçlarda düz geometriye sahiptir. Kabin moment dengesini en iyi şekilde sağlamak için yay ve amortisör kabinin köşe noktalarına yerleştirilir ve denge çubuğu bu noktalara bağlanacak şekilde genişletilir.

En önemli tasarım farkı şasiye ve kabine bağlantı noktasının seçimidir. Bu farka göre denge çubuğunun zorlanma şekli de etkilenir. Denge çubuğu şasiye önden bağlanırsa denge çubuğunun kolunun arka ucu serbest hareket eder, arkadan sabitlendiği durumda denge çubuğuna ek olarak eğilme momenti gelir. Bu bağlanma durumu farkı Şekil 2.7’de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Kabin denge çubuğu bağlantı tiplerinin şematik gösterimi.

Kabin denge çubuğu geometrisinde bir diğer fark yataklama tasarımıdır. Bu tasarım değişikliği parça fonksiyonuna önemli bir etkisi yoktur, amaç montaj veya servis kolaylığı olabilir. Yataklama yöntemi olarak rulmanlı tasarım, kaymalı yatak veya burç bağlantıları tercih edilebilir.

Denge çubuğu kolları için yüksek rijitlik önemlidir. Statik olarak maruz kaldığı en yüksek yüke göre sonlu elemanlar yöntemi analizi ile optimizasyon yapılarak parçada boşaltmalar yapılır. Parçanın üretim yöntemine göre parça geometrisi değiştirilebilir. Parça geometrisi, maruz kaldığı yük ve maliyete göre döküm veya dövme yöntemlerinden birisi seçilir. Bağlantı yöntemi de denge çubuğu kolları için sınırlayıcı bir tasarım kriteri olabilir. Örneğin sıkı geçme bağlantı için bölgesel yüksek gerilmeler oluşacağından dövme gerekebilir. Bir diğer dövme gerektirebilecek bağlantı şekli örneği olarak kaynaklı bağlantı verilebilir.

Burulma esnasında boyutsal bozuklukların kabin hareketini etkileyeceğinden ve yataklama yaptığı sistemleri açısından parça geometrik toleransları önemlidir.

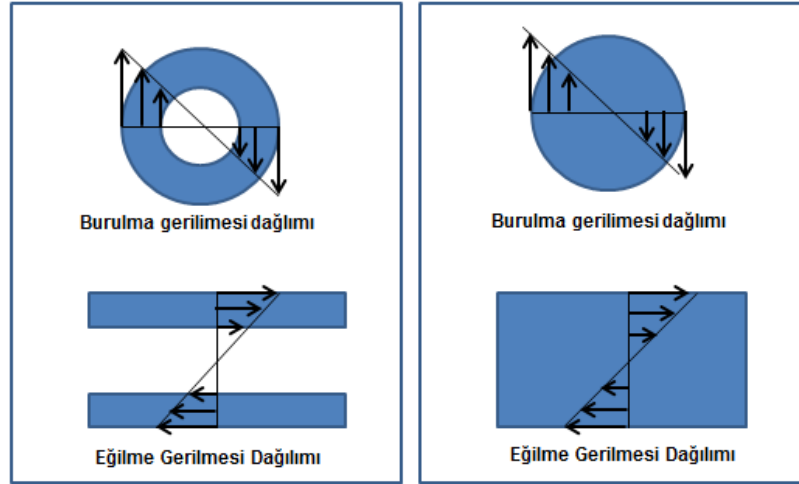
2.2.2 Kesit geometrisi

Kabin denge çubukları iki farklı kesit geometrisine sahip olabilir;

- İçi dolu çubuk
- Boru kesitli çubuk

Değişken veya açık kesitli geometriye sahip denge çubukları araç denge çubuğu olarak kullanılmaktayken, kabin denge çubuğunda ihtiyaç duyulmaz.

Borunun tercih edilme nedeni ağırlık kazancıdır. Şekil 2.8’ de gösterildiği gibi burulma ve eğilme gerilmeleri altında merkezde gerilme düşük olduğundan, bu bölgeyi boşaltmanın parça dayanımı ve rijitliğine etkisi düşük olur. Aradaki farkı rijitlik farkını kapatmak için çap büyütülebilir. Gerilme farkı için daha yüksek dayanımlı malzeme kullanılabilir. İstenen çapta ve kalitede boru bulmak son yıllarda yaygınlaşmaya başlamıştır. Boru imalatının maliyetleri nedeniyle, ağırlık avantajına rağmen boru maliyetleri dolu çubuk maliyetlerinden yüksek olabilmektedir. Özel talebe göre istenen çap ve et kalınlığına göre boru imalatı yapılabilmektedir. Yüksek kalitede boruların üretimi ülkemizde henüz yaygınlaşmadığından genellikle yurtdışından ithal edilmektedir. Borularda oluşacak yüksek gerilmelere dayanması için boruların dikişsiz imal edilmiş, yani kaynaklı boru olması önerilmektedir. Piyasada rekabetçi olabilmek için yakıt ekonomisi önemli bir faktördür. Yakıt ekonomisini arttırmanın önemli yöntemlerinden birisi ağırlık azaltmadır. Bu açıdan araç ağırlık azaltma fırsatlarını değerlendirmek için gerektiğinde parça birim maliyetlerinin artması kabul edilmektedir.



Şekil 2.8 : İçin dolu ve boş çubukta gerilme dağılımı.

2.2.3 Bağlantı şekli

Kabin denge çubuğu ile kolları arasında rijit bağlantı farklı şekillerde yapılabilmektedir. Bağlantı şeklini belirlerken değerlendirilen kriterler;

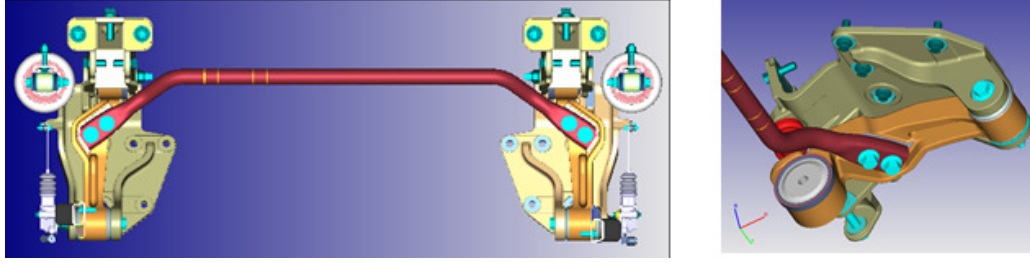
1. Bağlantının sağlamlığı
2. Maliyet
3. Parça imalatı
4. Araç montajı
5. Servisi
6. Patent ihlali

Kullanılan bağlantı şekilleri;

1. Civatalı bağlantı
2. Kaynaklı bağlantı
3. Sıkı geçme bağlantı

Civatalı bağlantıda dikkat edilmesi gerekenler civatanın pozisyonu, civatanın maruz kaldığı kuvvet ve civata-somun bağlanma yüzeylerinde parça düzlemsellik ve paralelliği gibi geometrik toleranslardır. Şekil 2.9’da gösterilen mevcut denge çubuğu tasarımında denge çubuğu kola alttan tek taraftan iki civata ile bağlanmıştır. Civatanın bu pozisyonda seçilmesinin sebebi civatanın maruz kaldığı kuvvetin çekme yönünde olmasıdır. Civatalı tasarımın avantajlarından birisi, civata bağlantısının kontrol edilebilir ve güvenilir bir bağlantı olmasıdır. Diğer bir avantaj, slot delikler sayesinde parça ve araç montaj toleransını rahatlatıcı etkisidir. Parçalı

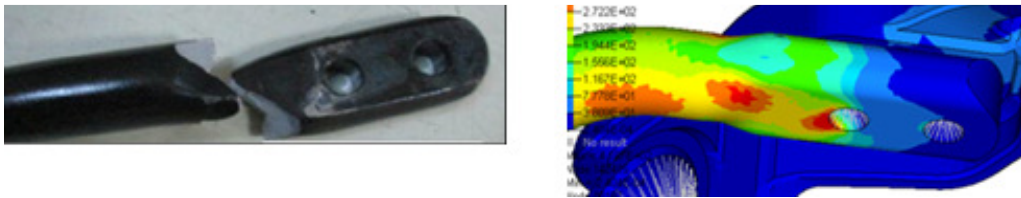
tasarım sayesinde araç montajında ve servis işlemlerinde ayrıca ergonomik kolaylık sağlanır.



Şekil 2.9: Mevcut kabin denge çubuğunun civata bağlantısı.

Tasarımın dezavantajlarından ilki civata bağlantısı için denge çubuğuna bükme ve bükülmüş bölgede uçlarına ezme ek işlemleri gelir. Bükme işi dolayısıyla bükülmüş bölgede gerilme yüksek çıkar. Yüksek gerilme durumu ve testlerde karşılaşılmış hasar durumu Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Ezme bölgesindeyse kesit geometresinin değişmesinden dolayı gerilme riski oluşturur. Civatanın bağlandığı bölgede ezilmiş denge çubuğu ucunun düzlemsellik toleransı önemlidir. Düzlemsellik geometrik toleransı sağlanmazsa, civatada tork kaybına bağlı civata kesmesi yaşanma riski yüksektir.

Bu tip bağlantıya sahip bir denge çubuğunda, çubuk yerine boru kullanılması çok zordur. Öncelikle bükme işleminde, boru bükülen bölgede eliptik bir kesite dönüşür ve gerilme seviyesi çubuğa göre daha yüksek çıkar. Boru tasarımına geçildiğinde, aynı rijitlik oranını yakalamak için daha yüksek çapta bir boru kullanılması gerektiğinden dolayı, ezilmiş bölgede oluşan kesit geometrisi farkı daha yüksek olacak ve gerilme için ikinci risk bölgesi oluşturacaktır.

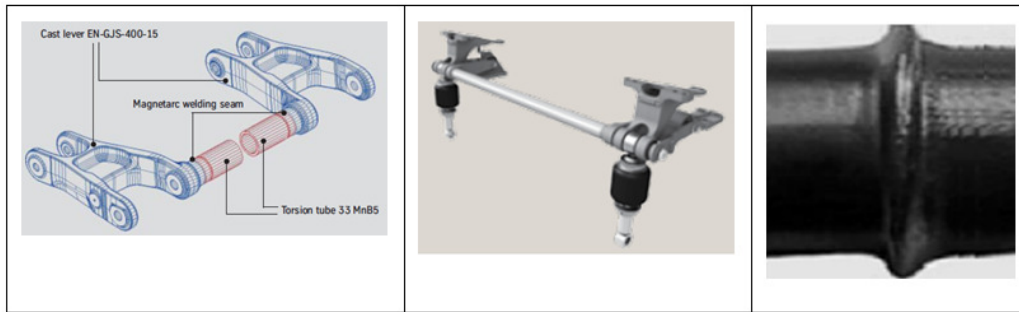


Şekil 2.10 : Mevcut denge çubuğu bağlantısında gerilme dağılımı ve hasar.

Kaynaklı bağlantı denge çubuğu tasarımında uzun zamandır kullanılan bir yöntemdir. Tasarım, kaynak yönteminin kendi doğasında bulunan zorlukları barındırmakla birlikte yüksek dayanımlı çeliklerin kaynağı söz konusu olduğundan özel bir dikkat gerektirmektedir. Güvenilir bir kaynak yapıldığı durumda parça

Manyetik ark yöntemi kaynağı boruların kaynağına uygun, kabin denge çubuğunda kullanımı yeni başlamış bir kaynak yöntemidir [4]. Bu yöntemde kaynak yapılacak parçalar temas ettirilir, dönen manyetik ark kaynağı sayesinde temas bölgesinde yükselen sıcaklıkla malzeme erir ve parçalar birbirine bastırılarak birleştirilir. Kaynak kalitesi yüksektir. Sadece temas bölgesinde sıcaklık arttığından ve eriyen malzeme, parçalar birbirine bastırıldığında dudak şeklinde kaynak bölgesinden dışarıya açılarak parça yapısından dışarıya atıldığından mikroyapı değişimi geleneksel yöntemlere kıyasla çok küçük bir bölgede kalır. Parçalar dönmediği için sürtünme kaynağındaki gibi doğrulsallığın bozulması riski yoktur. Farklı malzemelerin birleştirilebilmesi önemli bir avantajdır.

Manyetik ark kaynağının en önemli dezavantajı yatırım maliyetleridir. Manyetik ark kaynağı makinasını dünyada yapan imalatçı sayısı sayılıdır. İlk yatırım maliyetleri çok yüksektir. Kaynak parametrelerinin ayarlanması için makina imalatçısının uzmanlarından destek almak gerekmektedir. Dolayısıyla bir makina ile farklı parçaları imal etmek mümkün değildir. Ayrıca makinanın her sene imalatçı firma uzmanları tarafından kontrol edilmesi gerekmekte ve bu ayrıca maliyet getirmektedir. Bu maliyetlerin çıkarılabilmesi için yıllık üretilen parça adetlerinin yüksek olması şarttır. Ağır ticari kamyon adetlerinin, ticari araç adetlerine oranla çok düşük olması nedeniyle mevcut durumda manyetik ark kaynağı yönteminin kullanılması ekonomik değildir. Bu yöntemle üretilmiş rakip araçta kullanılan kabin denge çubuğu Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



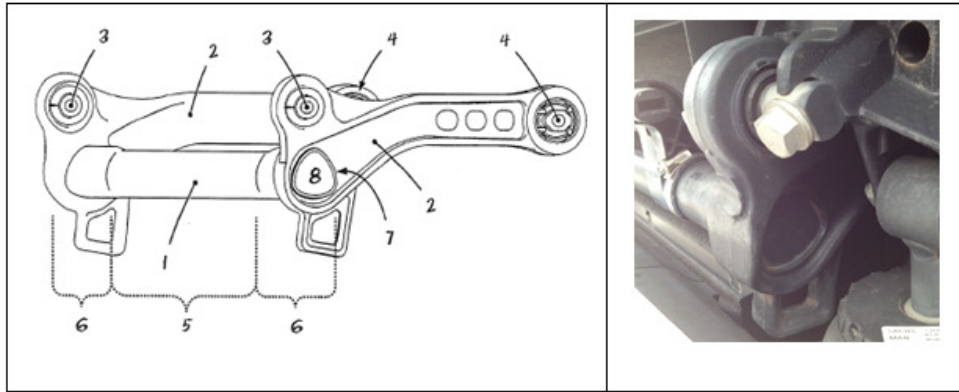
Şekil 2.12 : Manyetik ark kaynağı yöntemiyle üretilmiş bir kabin denge çubuğu.

Sürtünme kaynağı, kabin denge çubuğunda kullanılmasının en önemli riski, kaynak esnasında parçaların dönmesi gerektiğinden dolayı, doğrusallık toleransının tutturulmasının zorluğudur. Bu riski azaltmak için denge çubuğunun her iki tarafına kaynatılması gereken kolların aynı anda kaynatılması gerekir. Bu alternatifte iki kol

kenarda sabit dururken, denge çubuğunun ortada dönmesi gerekir. Kabin denge çubuğunun uzunluğunun fazla olması, sürtünme kaynağı makinası kapasitesi için zorlayıcı önemli bir kıstas olmasının yanında, dönme esnasında oluşabilecek küçük açısal kaçıklıkların, diğer uçta önemli ölçüsel kaçıklıklara sebep olabilir. Bir diğer alternatif, sürtünme kaynağı esnasında görece geniş geometrik toleranslarla kaynak işlemini yaptıktan sonra, yatakların işlenmesi ile iki taraflı yatak toleranslarının tutturulmasıdır. Bu alternarifin zorluğu ise, yekpare şekilde olan uzun kabin denge çubuğunu yataklayacak büyüklükte bir CNC torna makinasının pek bulunmamasıdır.

Sıkı geçme bağlantılı tasarım az rastlanan bir tasarımdır. Sıkı geçme bağlantının avantajı, kaynak bağlantısında olduğu gibi parçaya ısıl girdi olmadığından ısıl etkinin oluşturduğu dezavantajlar giderilmiş olur. Riskleri, zamanla sıkı geçme bağlantının gevşemesidir. Sıkı geçme bağlantı bölgelerinin boyutsal toleransları ayrıca önemlidir.

Şekil Şekil 2.13'te gösterilen patentli olan bir tasarım şu an bir araçta kullanılmaktadır [5]. Bu tasarımda sıkı geçme bağlantı şekil bağı ile desteklenmiştir. İç boş boru içine bir pim çakılarak boru et kalınlığı, iç pim ile denge çubuğu kolu arasında kalmıştır. Çakma operasyonunu ile sıkı geçme için gerekli dar toleransta çalışma dezavantajı da giderilmiştir. Bu tasarımın zorlukları; CNC ile işlenmesi gereken ek bir pim parçasına ihtiyaç duyulur, imalata sıkı geçme süreci eklenir, sıkı geçme yüzeyleri boyanmadığından ara yüzeyde pas oluşabilir.

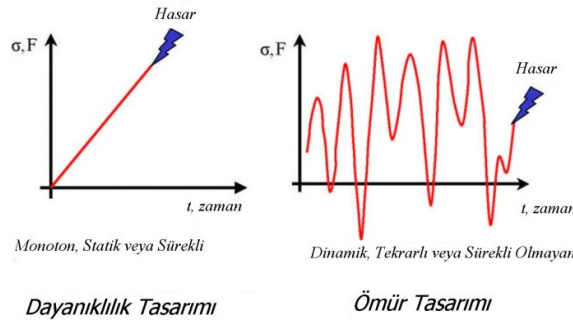


Şekil 2.13 : Sıkı geçme bağlantısına sahip bir kabin denge çubuğu.

3. YORULMA TEORİSİ

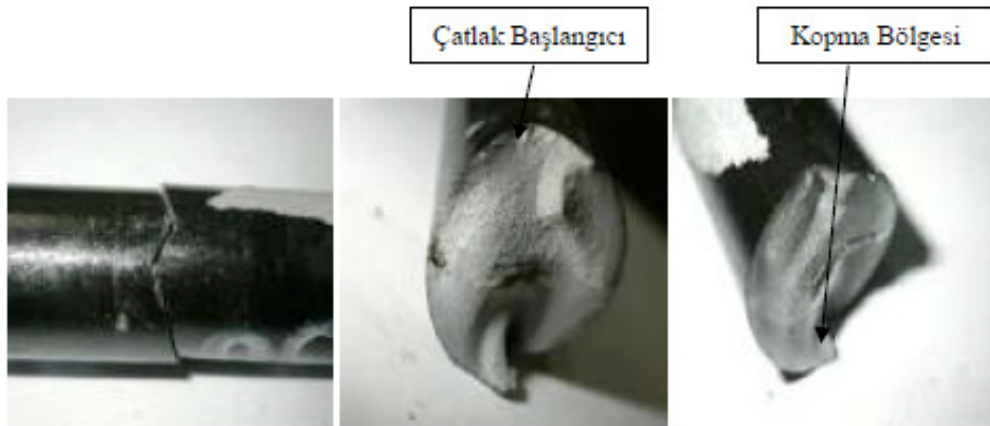
3.1 Yorulma

Yorulma, büyüklüğü zamanla değişen, malzemelerin akma dayanımlarının altındaki dinamik yüklere maruz kalan makina elemanlarında zaman içinde meydana gelen kalıcı değişiklikler sonucu çatlağın başlaması veya birkaç çevrim sonucunda komple kırılmanın meydana gelmesidir [6]. Makina elemanının maruz kaldığı maksimum gerilme değerleri malzemenin akma dayanımı değerini geçmediği durumlarda, yük altında parçada meydana gelen şekil değişimi yükün kaldırılmasıyla ortadan kalkar ve parça başlangıç durumuna döner [7]. Söz konusu yükleme, malzemenin akma dayanımı sınırları içinde tekrarlanabilir. Tekrar sayısı yüzler mertebesinde olduğunda malzemedede statik yükleme durumu geçerlidir. Fakat tekrar sayısı binler ve milyonlar mertebesinde olduğunda, malzemenin akma dayanımının altında bir hasar gözlenir [8]. Tasarım yapılırken bu duruma göre iki farklı konsept dikkate alınarak yapılır; statik yükleme göre tasarım konsepti (Konvansiyonel tasarım) ve tekrarlı dinamik yükleme göre tasarım konsepti. Konvansiyonel tasarım yönteminde, kuvvetler ve momentler statik, referans alınan malzeme mekanik dayanım değeri ise akma sınırıdır. Çekme, basma, eğilme, burulma ve kesme zorlaması gibi zorlama türleri ayrı ayrı olabildiği gibi, birlikte etki edebilir. Eşdeğer gerilme, kayma gerilmesi hipotezine göre hesaplanabileceği gibi, şekil değiştirme hipotezine (von Mises) göre de hesaplanabilir. Tekrarlı dinamik yükleme göre yapılan tasarım konseptinde malzeme yorulması dikkate alınır (Şekil 3.1).

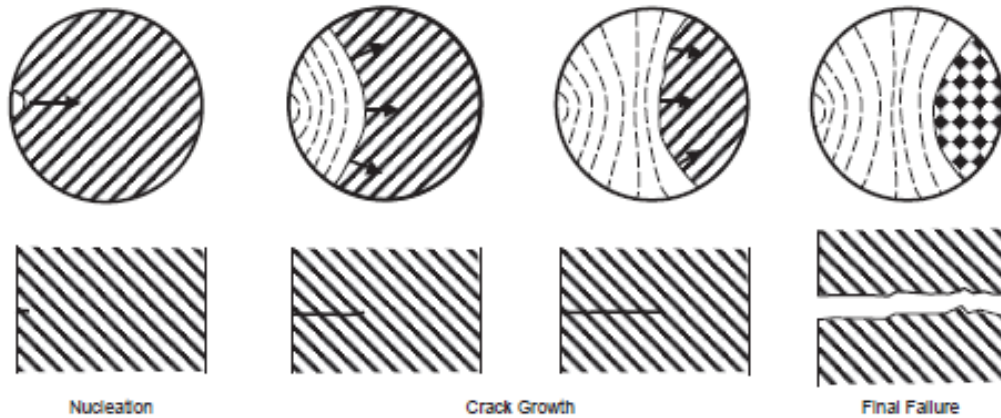


Şekil 3.1: Dayanıklılık ve ömür tasarımında yüklemeler.

Yorulma hasarı kırık bir yüzeyin görünüşünden anlaşılabilir. Şekil 3.2’de içi dolu denge çubuğunun kırık yüzeyi incelendiğinde değişik özelliklerdeki bölgelerin varlığı dikkati çeker . Yorulma çatlağında oluştuğu noktayı içeren kararlı ilerleme bölgesinde makroskopik ölçekte duraklama çizgileri ile çatlak ilerleme yönünü gösteren radyal çıkıntılar yer alır (Şekil 3.3). Duraklama çizgileri, yüklemenin durdurulması, gerilme seviyesinin değiştirilmesi, çalışma ortamındaki değişiklikler gibi nedenlerle oluşmakta ve çatlakın ilerleme yönündeki cephe izlerinden meydana gelmektedir. Duraklama çizgileri arasında mikroskopik ölçekte, yorulma zorlanmasının her bir çevriminde oluştuğu iddia edilen yorulma striasyonları’na rastlanır [9]. Çatlak kararlı ilerleme bölgesinden sonra çatlak cephesinde ulaştığında malzemenin kalan kestinin zorlamayı taşıyamayacak kadar küçülmüş olmasından dolayı ani ve zorunlu olarak kırılır. Burada sünek kırılma belirtisi olan lifli kırık yüzeyler gözlenir [10].



Şekil 3.2 : Yorulma hasarı örneği.



Şekil 3.3 : Kırılma evreleri.

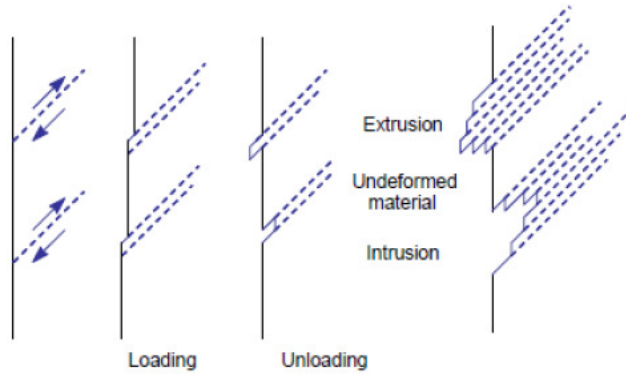
3.2 Yorulma Ömrü

Makina parçalarının yorulma ömrünü, hasara neden olan dinamik yüklerin tekrar sayısı ve genlik şiddeti belirler. Yorulma ömrü, belirli şiddetteki dinamik yük genliklerinin tekrar sayısıdır. Yorulma hasarı oluşumu mekanizması dört safhadan oluşur [6];

1. Yorulma çatlağının oluşumu,
2. Çatlağın kayma bantlarında ilerlemesi,
3. Çatlağın gerilmeye dik olarak ilerlemesi
4. Zorunlu kırılma.

Yorulma çatlağı büyük olasılıkla parça yüzeyinde meydana gelmektedir. Çünkü gerilmeler yüzeyde en büyük değerine ulaşır, yüzeyler dış etkilere açıktır ve çevrimsel zorlanmanın kristal içindeki kayma hareketleri yüzeyde son bulmaktadır .

Çatlak oluşumunda önce mikro ölçekte plastik şekil değişimlerinden kaynaklanan kararlı kayma bantları meydana gelmektedir. Gerilmenin yön değiştirmesiyle bantlardaki kayma olayı birtakım yan etkilere dolayı tam anlamıyla geri dönememekte, böylece malzeme yüzeyinde girinti ve çıkıntılara neden olmaktadır. Atomik mertebedeki bu yüzey pürüzlülüğü zorlanmalar sırasında gerilme yığılmasına neden olur, bunun neticesinde büyük değerlere ulaşan gerilmeler yorulma çatlağının çekirdeklemesine neden olur. Bu mekanizma toplam yorulma ömrünün yaklaşık %10'unu kapsamaktadır (Şekil 3.4)[6].



Şekil 3.4 : Yorulma hasarının başlaması.

Oluşan mikro çatlaklar önce kayma bantları boyunca ilerler. Bu ilerleme genellikle uygulanan gerilmenin yönü ile yaklaşık 45° lik bir açı yapar ve bu şekilde gelişmesini sürdürür. Bundan sonra çatlak gerilme yönüne dik gelecek şekilde

ilerlemeye başlar ve kararlı çatlak ilerleme safhasını oluşturur. Çatlak açılma sırasında kayma mekanizması yardımıyla bir miktar uzamakta, bu sırada çatlak dibindeki plastik şekil değişimi neticesinde burada körelme gerçekleştiğinden gerilme şiddeti azalmakta ve ilerleme durmaktadır. Ancak kapanma sırasında çatlak dibi bu defa keskinleşmekte ve takip eden açılma sırasında gerilme yığılmasını tekrar arttırarak çatlağın ilerlemesine neden olmaktadır. Bu olay her çevrim sırasında tekrarlanmakta olup yorulma striasyonlarının oluşumu da bu şekilde açıklanmaktadır.

Bir makina elemanının yorulmaya karşı emniyetli olabilmesi için işletme sırasında doğabilecek anma gerilmelerinin malzemenin yorulma sınırı veya dayanımının altında seçilmesi yeterli olmayabilir [7]. Diğer bir deyişle zorlanma şartları gerek malzemenin yorulma dayanımını indirgeyici, gerekse gerilme genliğini arttırıcı faktörleri de içerebilir. Ortalama gerilme, boyut, yüzey durumu ve kesit biçimi yorulma dayanımını indirgeyici etkiler olarak değerlendirilirken, darbeli yükler ve çentik etkisi gerilme genliğini arttırıcı etkiler olarak değerlendirilir.

Literatürdeki malzemelere ait yorulma dayanımını veren verilerin büyük çoğunluğu değişken yorulma zorlanması ortalama genliği sıfır için belirlenmiştir [8]. Ancak işletme şartlarında malzemelere gerilme genliğinin yanısıra ortalama gerilmenin de etkidiği görülmektedir. Çoğunlukla ortalama gerilmenin pozitif olduğu çekme yönündeki ortalama gerilme durumunun basma yönüne göre daha tehlikeli durumlar ortaya çıkardığı bilinmektedir. Ortalama gerilmenin varlığı durumunda yorulma dayanımı olarak tanımlanan değerin hangi değere indirgeneceğinin bilinmesi gerekmektedir. Bu iki temel yaklaşımla elde edilebilir; yorulma deneyleri sonucu elde edilen verilerin yorumlanması ile malzemenin akma ve çekme dayanımı gibi özelliklerinden faydalanarak indirgenmiş yorulma dayanımı değerini bulmak. Yorulma dayanımı verileriyle Smith diyagramları grafiklerinden bu bilgi doğrudan elde edilebilir. Bunun için malzeme yapısına ve zorlanma şekline uygun Smith diyagramının elde edilmesi gerekmektedir. Uygulamalarda sık kullanılan malzemeler için bu diyagramların bulunması kolaydır. Diğer yaklaşımda malzemenin yorulma dayanımının ortalama gerilmeyle değişimi malzemenin akma veya çekme dayanımıyla ilişkilendirilir. Bu yaklaşımda en çok kullanılan yöntemler Soderberg doğrusu, Gerber parabolü ve Goodman doğrusudur [9].

Parçaların şekillendirilmesi ve çalıştıkları ortamdan kaynaklı oluşan yüzey kalitesi yorulma dayanımı üzerinde etkin rol oynamaktadır. Literatürde yorulma dayanımı

değerlerini veren veriler yüzeyi parlatılmış deney parçalarından elde edilmiş değerlerdir. Yüzey kalitesi azaldıkça veya pürüzlülük arttıkça yüzey etki faktörü(k_a) düşer, yorulma dayanımı azalır. Bu azalma malzemenin çekme dayanımı arttıkça daha belirginleşmektedir.

Yapılan çalışmalar makina parçalarının boyutlarının, malzemenin eğme ve burulma yorulma dayanımlarını önemli oranda etkilediğini ortaya koymuştur [1]. Parça büyüdükçe yorulma dayanımı azalmaktadır. Bu etki büyük kesitli parçaların yüzeylerinin daha büyük olması ve yorulmanın yüzeyde başlaması nedeniyle hasar oluşumunun hızlanması ile büyük kesitli parçalarda eğme ve burulma zorlanması nedeniyle oluşan gerilme gradyanının, yüksek gerilme altında bulunan hacim oranının artmasına neden olması şeklinde açıklanmaktadır. Boyut etki katsayısı (k_b) birden küçük bir değer içermek olup parça çapı değerine göre referans grafiklerden okunur.

Yükleme durumuna göre yorulma davranışı değişkenlik gösterir, özellikle burulma yüklemesinde kritik olmakla birlikte, eksenel, eğilme ve burulma yüklemeleri için farklı çarpanlar kullanılır. Yüklem çarpanı (k_c) olarak isimlendirilir.

Sıcaklık çarpanı (k_d), oda sıcaklığının altında ve üstünde olan ortamlarda yorulma davranışına olan etkiyi hesaplamakta kullanılan çarpanıdır. Yüksek sıcaklıklarda sürünme davranışının etkisi ve sünek kırılma, düşük sıcaklıklarda gevrek kırılma etkili olur.

Hassasiyet faktörü (k_e) ise test datalarının dağılımları sonrası oluşan pay oranlarına göre belirlenen güvenilirliği arttırmak için kullanılan bir çarpanıdır.

Diğer etkenleri hesaba katmak için ise (k_f) çarpanı kullanılmaktadır. Artık gerilmeler, korozyon, kaplama, çevrim frekans değerlerinin etkisi çarpan içinde değerlendirilir. Artık gerilmeler, işletme gerilmeleri yönünde ise yorulma ömründe önemli azalmalara neden olur. Ancak işletme gerilmesinin tersi yönünde bir artık gerilme malzeme bünyesinde yaratılmışsa ömürde artış olur. Yorulmaya çalışan makina parçalarının sadece yüzeyleri ve yüzeye çok yakın bölgeleri bilya püskürtülerek plastik deformasyona uğratılmaktadır. Bu işleme Bilya Püskürtme (Shot Peening) adı verilmekte olup malzeme yüzeyinde basma yönünde artık gerilme oluşturulmaktadır. Böylece parça yorulma ömründe 2-10 misline varan artışlar sağlanabilmektedir. Çevresel etkenlerin bir kısmı da bu bağlamda değerlendirilir. Tüm bu etkenlerin birleşimi ile tasarım için sonsuz ömür tespit edilebilmektedir.

Malzemenin kopma değeri tespit edilip sonsuz ömrünü hesaplayabilmek için karşılık gelen malzeme sabiti ile çarpılıp yine malzemenin sonsuz ömrü bulunur (3.1). Malzemenin sonsuz ömrüne de süreçteki bütün değişkenlerin etkileri yansıtılarak tasarım sonsuz ömrüne ulaşılır (3.2)[11].

$$S_e' = k \cdot S_{ut} \quad (3.1)$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (3.2)$$

S_e' = Standart yorulma numunesinin sonsuz ömür limiti

S_e = Tasarlanan parçanın kritik bölgesinin sonsuz ömür limiti

3.3 Yorulmaya Etki Eden Metalurjik Faktörler

Yorulma dayanımının malzemenin çekme dayanımı ile doğrudan ilgili oluşu sonucunda birleşilmektedir. Demir esaslı metal ve alaşımlar için yorulma dayanımının çekme dayanımına oranı %50 mertebelerindedir. Sadece akma dayanımındaki artış yorulma özelliğini geliştirmez.

Sadece kaba perlitten oluşan yapı sertlik ve dayanım özellikleri açısından önemli bir fark yaratmamakla beraber, yorulma dayanımını önemli oranda azaltmaktadır. Bu perlitteki kaba karbür lamellerinin yapıda çentik etkisi göstermesine bağlanmaktadır.

Düşük gerilmelerin söz konusu olduğu yorulma zorlanmalarında tane büyüklüğü, çatlağın oluşum ve ilerleme safhalarında etkin olabilmektedir. Statik çekme dayanımında olduğu gibi tane büyüklüğü yorulma dayanımıyla ters orantılıdır.

Geleneksel yöntemlerle üretilen çeliklerde yapılan çalışmalar, metalin şekillendirme yönüne dik yöndeki yorulma dayanımının paralel yöndekinin yaklaşık %60-70'i olduğunu ortaya koymuştur. Bu empürilerin deformasyon yönünde uzaması ve enine yöndeki zorlanmalarda keskin çentik etkisi yaratmasıyla açıklanmaktadır.

Demir alaşımlarında görülen yorulma sınırı, yapıda var olan arayır atomlarına bağlanmaktadır. Mikro seviyede bile olsa deformasyon yaşanması oluşturabilen metal ve alaşımlar yorulma sınırı özelliği de göstermektedir.

Metal yapısının gerek fazlar, gerekse deforme olan bölgeler açısından homojensizlik göstermesi yorulma dayanımını azaltıcı yönde etki yapmaktadır. Özellikle karbürlerin tane sınırına çökelmiş olması ve artan karbür tanesi büyüklüğü yorulma dayanımını ters yönde etkileyen faktörlerdendir.

4. DENGE ÇUBUĞU İMALATI VE MALZEME SEÇİMİ

Denge çubukları istenilen çap, mekanik özellikler ve kesit geometrisine göre 3 farklı şekilde tasarlanabilir;

1. Dolu çubuk
2. Boru kesitlik çubuk
3. Değişken kesitli çubuk

Dolu çubuk kullanımı en yaygın kullanım olmakla birlikte araç hafifletme çalışmalarıyla birlikte ağırlık azaltma fırsatlarından boru kesitli çubuk kullanımı artmaktadır. Boru kesitli çubukların uçları dövme veya kaynak ile şekillendirilir. Değişken kesitli çubuklar üretim maliyeti açısından çok fazla tercih edilmemektedir.

Denge çubukları sıcak ve soğuk büküm olarak 2 yöntem ile üretilir. Kabin denge çubukları, araç üzerinde bulundukları konum sayesinde genelde büküme ihtiyaç duymazlar. Tasarlanan kabin denge çubuğumuzda da büküm gerekmediğinden büküm prosesi anlatılmayacaktır.

4.1 Uç Şekillendirme – Uç Dövme

Uç şekillendirmenin iki amacı olabilir; denge çubuğunu montajı için uygun geometriye getirmek veya uç kısmında mukavemeti artırmak amacıyla malzeme yığmak. Uç şekillendirme dövme işlemiyle yapılır. Parçada istenen şekil değişimini sağlamak amacıyla uç dövme işlemi birden fazla kademe içerebilir. Denge çubuklarını dövme işleminde şekillendirilebilecek yumuşaklığa getirmek için indüksiyon akımları veya doğalgazla çalışan fırınlarda sadece uç kısımları ısıtılır. Uç tavlama işlemi 950-1200°C arasında östenit yapısına dönüştürülür. Sıcaklık değeri denge çubuğu malzemesi, çapı ve kalınlığına göre belirlenir. Sıcaklık düşük tutulursa dövme işleminde gerekli kuvvetler artar ve dövme kalıpları hızlı aşınır. Sıcaklık yüksek tutulursa, borunun akışkanlığı artacağından daha fazla çapak çıkar, dövme sonrası parçaya istenen şekil verilemeyebilir. Aynı zamanda yüksek sıcaklıkta çubuk yüzeyinden karbon difüzyonu hızlanacağı için derkarbürizasyon oluşumu artar,

çubuk yüzey sertliğinde düşme meydana gelir. Isıtma sonrası dövmeye giren çubuğun sıcaklığının yaklaşık 950°C olması gerekir. Bunun için ısıtma işleminden çıkan borunun dövmeye girene kadar geçirdiği süre önemlidir. Dövme işlemi sonrası parçadaki fazla kısımlar çapak kesme tezgahında alınır.

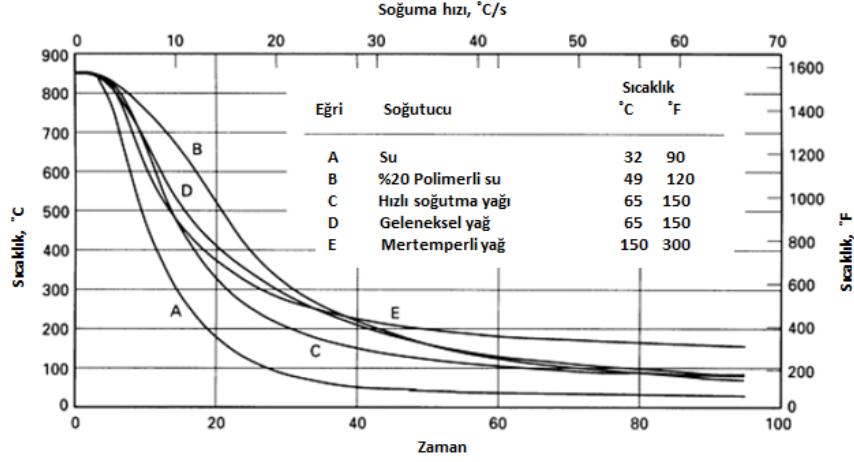
4.2 Tavlama

Östenit sıcaklığının üzerine çıkarılan borular sertleştirme işlemine hazır hale getirilir. Tavlama sıcaklığı boru malzemesine göre seçilir, en çok kullanılan denge çubuğu malzemeleri için genelde 880-950°C arasındadır [12]. Tavlama işlemi tav fırınlarında veya kondüksiyonla yapılabilir. Konduksiyonla ısıtma işleminde parça çok kısa süre içinde elektrik direnci sayesinde östenit sıcaklığına ulaşır. Parça sıcaklığı lazer ölçüm cihazıyla yüzeyden anlık ölçülebilir ve parça östenit sıcaklığını gördüğü anda ısıtma işlemi kesilir. Zaman kaybetmeden sertleştirme işlemine geçmek için parça soğutma banyosuna taşınır. Fırınla ısıtma işleminde, parçalar fırına yerleştirilir ve fırın sıcaklığı östenit sıcaklık değerine ulaşınca bu sıcaklıkta parçalar tutulmadan fırından çıkarılarak sertleştirme işlemi için uygun soğutma banyosuna taşınır.

4.3 Sertleştirme

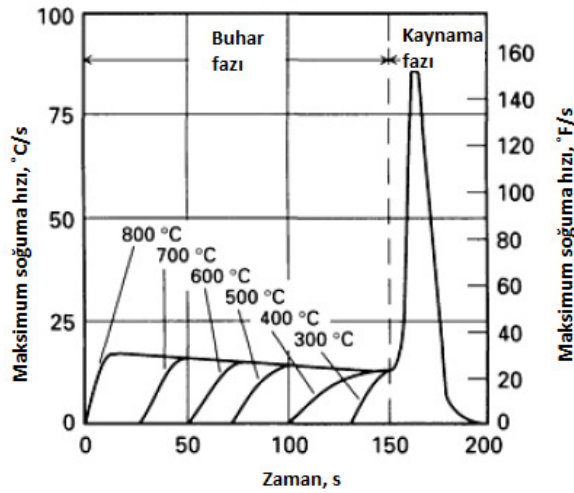
Tavlama işleminde çıkan borular, arada zaman kaybetmeden sertleştirme işlemi için uygun soğutma sıvısı içeren havuza daldırılırlar. Soğutma sıvısı yağ, polimerli su ve su olabilir. Soğutma sıvısı soğuma hızını belirleyen en önemli faktördür (Şekil 4.1). En hızlı soğuma su ile elde edilir, en yavaş soğuma yağ ile soğutmada elde edilir. Polimerli su, yağ ve su arasında bir soğutma hızına sahiptir. Banyo sıcaklığı oda sıcaklığında olabilir, soğutma işlemi esnasında boruların sıcaklıkları nedeniyle sıvı sıcaklıkları artabilir, sıcaklığın artmasıyla soğuma hızı azalacağından kontrol edilmeli ve bu 70°C'nin üzerine çıkmamalıdır. Düşük soğutma banyosu sıcaklıkları, denge çubuğunun hızlı soğuma etkisinde çarpılmasına, çatlak oluşumuna, heterojen sertlik dağılımlarının oluşmasına neden olur. Yüksek banyo sıcaklığı, soğutma sıvısı olarak yağ kullanıldığı durumlarda yağın yanmasına, fazla duman çıkmasına ve yağın kullanım ömrünün kısalmasına neden olur. Sertleştirme banyosunda çubukların kalma süresi çubuk çapına ve malzeme özelliklerine göre belirlenmektedir. Sertleştirme sonrası denge çubuğunun mekanik özellikleri soğutma banyosunda kullanılan sıvı tipine, banyo sıcaklık özelliklerine ve soğutma süresine göre

değişmektedir (Şekil 4.1)[12]. Sertleştirme sonrası denge çubuğu sertlikleri 50-59HRC arasında istenmektedir.



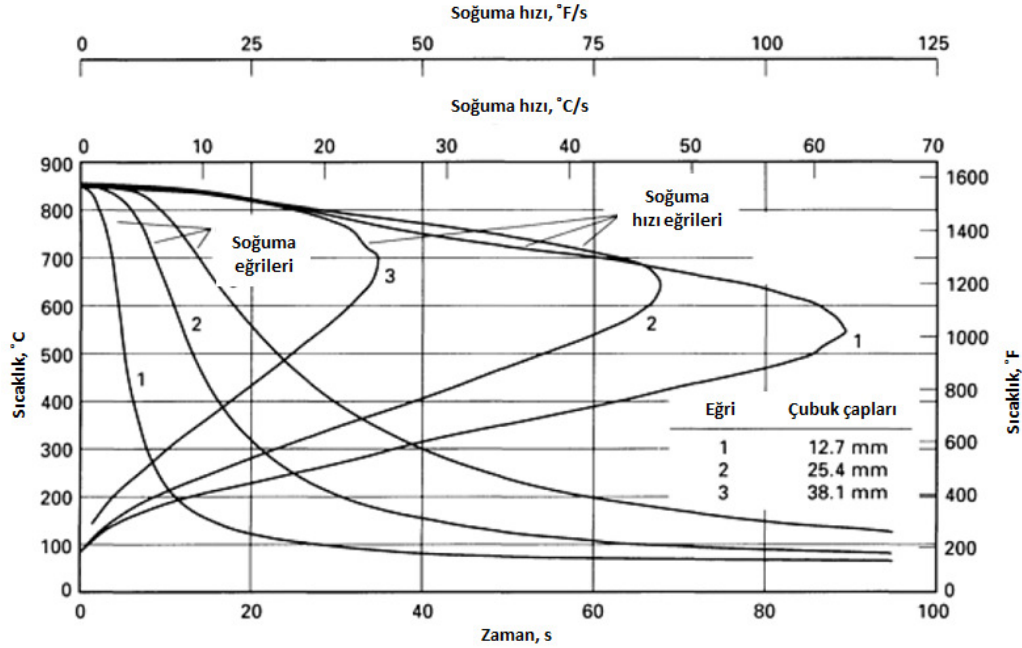
Şekil 4.1 : Soğutma ortamı – soğutma hızı ilişkisi.

Soğuma anında parça sıcaklığı çok yüksek olduğundan sıvı ile direk temas edemez, parça etrafını buhar örtüsü sarar. Bu faza buhar fazı denir. Isı transferi bu fazda yavaştır. Yavaş olmasının nedeni buhar örtüsün soğutma sıvısını parça yüzeyinden uzak tutması ve yalıtkan gibi davranmasıdır. Bu fazda ısı transferi buhar film içinden radyasyon ile gerçekleşir. Parça sıcaklığı düştüğünde buhar tabakasının parçalanması ile parça ile sıvı temas eder ve en yüksek soğuma hızının görüldüğü kaynama fazı başlar. Parça sıcaklığı, sıvının kaynama derecesi altına indiğinde konveksiyon fazı denir. Sertleştirme esnasında parça sıcaklığının soğuma hızı ile değişimi Şekil 4.2 de gösterilmiştir [12].



Şekil 4.2 : Soğuma hızının parça sıcaklığıyla değişimi.

Parça büyüklüğünün soğutma hızına etkisi Şekil 4.3'te gösterilmiştir [12]. Soğuma test numunesi olarak kullanılan çubuk çapına göre önemli değişiklik gösterdiği ortaya konmuştur. Kalın kesitli parçaların sertleştirme işleminde parça merkezinden yüzeyine olan ısı iletimi parçanın ısı iletim katsayısına bağlı olduğundan, sertleştirme hızını yüksek tutmak için sertleşme kabiliyeti yüksek malzemeler seçilmelidir.

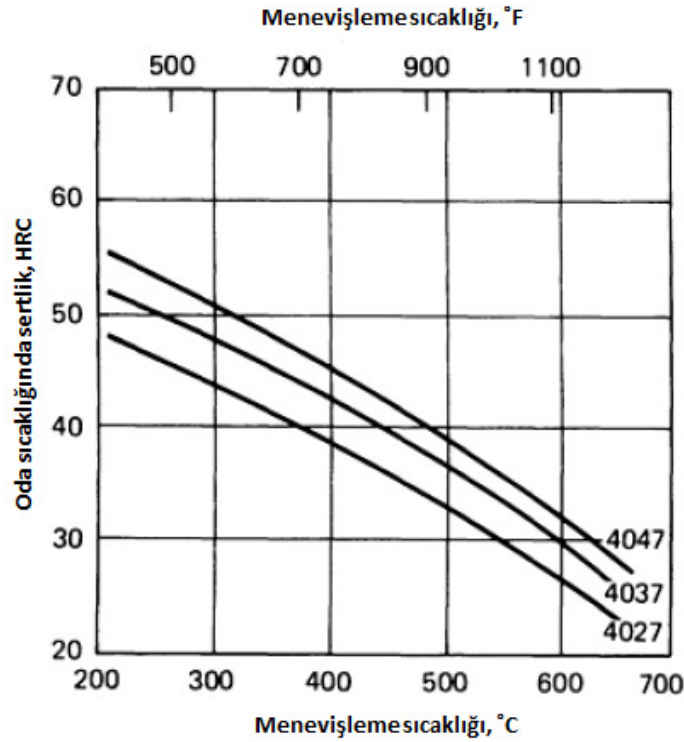


Şekil 4.3 : Soğutma süresi – Parça büyüklüğü ilişkisi.

4.4 Temperleme

Sertleştirme işleminde östenit sıcaklıktan hızlı soğuma etkisinde oda sıcaklığına getirilen denge çubuğunda oluşan iç gerilmeler parçanın mekanik özelliklerini istenmeyen şekilde etkiler; yorulma ömrü ve tokluk değerleri düşer. Bu etkiyi ortadan kaldırma için temperleme işlemi yapılır. Yağda sertleştirilen çubukların yüzeyinde kalan yağ tabakası temperlemeye girmeden önce su ile yıkanarak giderilir. Sertleştirme sonrasında martenzit yapıya gelen sert ve kırılgan çubuklar temperleme fırınında malzemeye göre belirlenen 220-500°C sıcaklık aralığında değerlerde yaklaşık 1 saat tutularak iç gerilmeler giderilir ve iç yapı tempermartenzite dönüşür. Temperleme sonrası çubukların sertlik değerlerinde düşüş olur, şekil verilebilme ve tokluk özellikleri iyileşir. Sertlik değerinde düşüş, malzemenin ilk sertlik değerine, malzemenin cinsine, temperleme sıcaklığına ve süreye göre değişir (Şekil 4.4). Temperleme işleminde uygun sıcaklıkta tavlanan çubuklar, fırından çıkarıldıktan

sonra su püskürterek veya soğutma kabininde belirli süre tutulduktan sonra oda koşullarında soğumaya bırakılır.



Şekil 4.4 : Farklı karbon oranları olan üç tip çeliğin 1 saat temperleme süresinde sertlik grafiği.

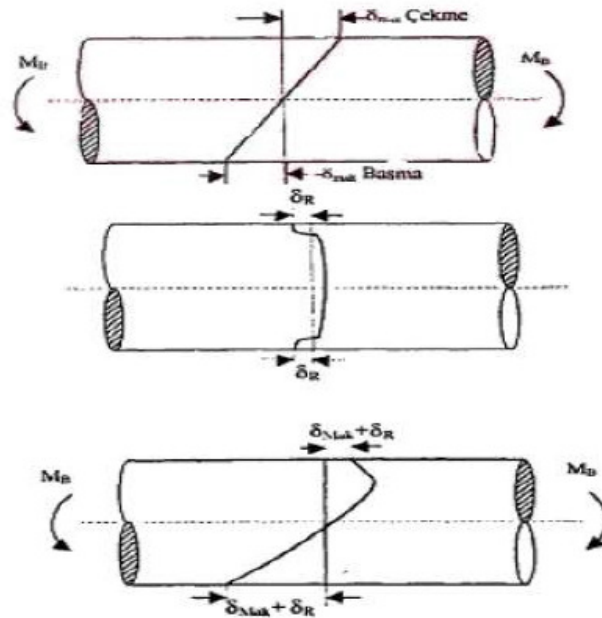
4.5 Doğrultma

Isıl işlemler esnasında, özellikle sertleştirme işlemi esnasında boruda çarpılmalar meydana gelebilir. Bu çarpılmalar parça geometrisini etkilediğinden giderilmesi gerekmektedir. Çarpılma miktarı malzemenin cinsine, boyuna ve soğutma sıvısına göre artabilir. Hızlı soğutma sağlayan soğutma sıvısı olan su ile soğutma çarpılma miktarı daha fazla olur. Dolayısıyla soğutma işlemi seçilirken çarpılma miktarı da değerlendirilmelidir. Doğrultma işlemi oda sıcaklığında, parça soğukken yapılır, bir soğuk şekillendirme işlemidir. Master (kalıp) kontrolü ile çubuğun şekli kontrol edildikten sonra genelde operatör tarafından basma kuvvetleri etkisinde çarpılmalar giderilir. Doğrultma işlemi yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli bir nokta, doğrultma işlemi için kuvvet uygulanan noktalara dış etki ile gerilme yığılması yapıldığından, bu noktalar parçanın çalışması esnasında yüksek gerilmeye maruz kalan kritik bölgeleri olmamalıdır.

4.6 Kumlama

Kumlama işleminin amacı yüzey temizlemenin yanında esasen yorulma dayanımı artırmaktır. Burulma etkisinde çalışan denge çubuklarında en yüksek gerilme parça yüzeyinde çekme gerilmesi olarak etkisini gösterir. Bu nedenle yorulma çatlakları genellikle parça yüzeyinde oluşur. Parça yüzeyinde dış etki ile oluşturulabilecek basma gerilmeleri ile parçanın çalışma esnasında oluşan çekme gerilmesine ters yönde bir ön gerilme elde edilerek, süper pozisyon yöntemine göre yüzey gerilmelerinin dengelenmesini sağlayarak yorulma ömrü artırılır. Kumlama işleminde kontrollü şartlarda küçük, küresel ve yüksek sertlikte bilyalar parça yüzeyine yüksek hızda çarptırılarak plastik deformasyon ile kalıcı basma gerilmeleri oluşturulur.

Bilyaların denge çubuğu yüzeyine çarpmasıyla, yüzeyinde plastik şekil değiştirme oluşurken, plastik şekil değişimi oluşan yüzeye yakın iç yapı elastik şekil değiştirir. Plastik deformasyona uğrayan yüzey bölgesi genişlemeye çalışırken elastik deformasyona uğrayan iç bölge bu harekete engel olmaya çalışır. İç bölge genişlemeye çalışan yüzeye basma kuvveti uygular. Plastik deformasyona uğrayan yüzey, ilk boyutuna dönmeye çalışan iç bölgelere çekme kuvveti uygular. Kumlanmış parçanın artık gerilme profili Şekil 4.5'te verilmiştir [13].



Şekil 4.5 : Kumlanmış parçanın artık gerilme profili.

İlk şekil kumlama öncesinde iç gerilme bulunmayan parçanın kuvvet altında iç gerilme dağılımını, ikinci şekil kumlama sonrası serbest durumda iç gerilme dağılımını, üçüncü şekil kumlanmış parçanın kuvvet altında iç gerilme dağılımını göstermektedir.

Yüksek mukavemetli malzemelerde kumlama ile sağlanan yorulma ömrü iyileşmesi, düşük mukavemetli malzemelere göre daha iyidir. Yorulma ömrü daransı olarak uzun ömürlü yorulmaya etkisi, kısa ömürlü yorulmaya göre daha iyidir. Yüzey pürüzlülüğünün yorulmaya etkisi ile karşılaştırıldığından, düşük yüzey pürüzlülük ile sağlanan yorulma ömrü iyileşmesine göre daha fazla iyileştirme sağlamaktadır.

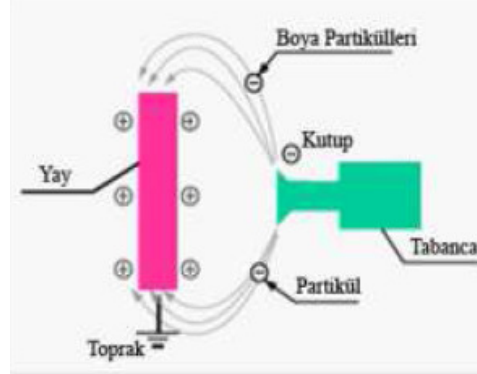
4.7 Boyama

Otomotiv parçaları dış ortama etkilerine maruz kaldığından korozyon parçanın hasara uğraması ve görseiliği için önemlidir. Boyama işlemi parçaları korozyondan korumak için çok önemlidir. Boyama işlemi toz ve katodize olarak iki şekilde uygulanabilir. Toz boyamada daha iyi boya tabakası düzgünlüğü elde edilir. Katodize boyama, parça yüzeyine gelecek darbelere karşı daha hassastır. Korozyon direnci ve yüzeye yapışma özelliği katodize boyamada daha iyidir.

4.7.1 Toz Boyama

Kumlamadan çıkan parçalar, kapalı ortamda yapılan boyama işlemi için askıya asılır. Boyama öncesi yıkama işlemi ile parça yüzeyinde kir ve yağ tabakası temizlenir. Yüzey hazırlama; yağ alma, aktivasyon, fosfatlama ve pasivasyon işlemlerinden oluşur. Yıkama sonrasında çubuklar aktivasyon banyosuna daldırılarak yüzey fosfat banyosuna hazırlanır. Fosfatlama işlemi ile boyanın yüzeye yağışması sağlanır. Yüzeyde fosfatlama işleminde oluşan kristalleşmeyi gidermek için pasivasyon işlemi yapılır. Son işlemde deiyonize suya daldırılan çubukların yüzeyindeki kimyasallar giderilmiş olur. Yüzey hazırlama işlemi tamamlanan çubuklar kurutma fırınına girerek nem alma işlemi yapılır. Toz boya işleminde, parçaya elektrik akımı uygulanır ve parça topraklanır. Boya tabancası ile çubuk üzerine püskürtülen elektrostatik olarak yüklenmiş boya tozları denge çubuğuna yapışır. Boya tozları tabancadan çıkarken negatif olarak yüklenir ve topraklanmış çubuk yüzeyinde oluşan zıt kutupa yapışır. Aynı yüklü boya tanelerinin birbirini itmesi sayesinde çubuk

yüzeyinde homojen dağılım sağlanmış olur (Şekil 4.6)[1]. Boyanan parçalar 150-200°C sıcaklıkta fırında pişirilir.



Şekil 4.6 : Elektrostatik toz boyama.

4.7.2 Katodofrez Boyama

Katodofrez boyama işleminde çubuklar sıvı boya ortamına daldırılarak boyanır. Yüzey hazırlama işlemleri, toz boyamada olduğu şekilde gerçekleşir. Yüzey hazırlama işlemi tamamlanan denge çubukları boya havuzuna daldırılarak elektriksel yüklenmenin etkisi ile boyanır. Boyanan parçalar 150-200°C sıcaklıkta fırında pişirilir.

4.8 Malzeme Seçimi

Kabin denge çubuğu boru malzemesinden beklentiler şunlardır;

- Yüksek akma dayanımı
- Uzun yorulma ömrü
- İyi ısıl işlem kabiliyeti
- Kaynak kabiliyetinin

Yüksek akma dayanımı malzemenin plastik bölgeye geçmeden yüksek şekil değiştirme kabiliyeti için önemlidir. Parça dinamik yükler altında çalışacağından yorulma ömrü önemlidir. Malzemeler yüksek akma dayanımına sahip olması için ısıl işlem gerekli olduğundan ısıl işlemle sertleşme kabiliyetinin iyi olmasının yanında ısıl işlem hasarlarına karşı direnci yüksek olması beklenmektedir. Kaynaklı tasarım kullanılacağından, söz konusu tasarımda özel olarak kaynak kabiliyeti önem kazanmaktadır. Denge çubuğu aday malzemeleri Çizelge 4.1’de verilmiştir [14].

Çizelge 4.1 : Denge çubuğu aday malzemeleri.

Boru malzemesi	Çekme Dayanımı	Akma Dayanımı	% Uzama	%C
50CrV4 (SAE 6150)	883	460	18.2	0.51
65Si7 (SAE 9260)	780	440	22	0.60
55Cr3 (SAE 5155/5160)	924	510	16	0.58
42CrMo4 (SAE 4140)	655	417	16	0.41
26MnB5	574	336	15	0.26
34MnB5	620	305	14	0.34
S500MC	550	500	14	0.12
S355MC	470	355	20	0.20

Tüm borular ısıtılma işlemine tabi tutulacaktır. Çizelge 4.1’te verilen değerler, boruların imalatçıda alındığı durumda ölçülen mekanik özelliklerdir.

Araç denge çubuğu malzemesinde yay çelikleri kullanılmaktadır. Fakat, kaynak gerektiren söz konusu kabin denge çubuğu tasarımında, özellikle kaynak bölgesi yüksek gerilme altında çalışması gerektiğinden, kaynak kabiliyetinin yetersizliği nedeniyle yay çeliği kullanımı uygun değildir.

Hem sıcak hem soğuk işleme uygun olan mikro alaşımlı boron çeliklerinden 26MnB5 ve 34MnB5 seçilmiştir. Piyasada bulunabilen boru malzemesi olarak bu çeliklere ulaşılabilmektedir. İki farklı malzeme seçilmesinin nedeni farklı karbon oranlarına sahip iki malzemenin yorulma davranışlarını ortaya koymaktır.

Isıl işlem sonrası mekanik değerler için SAE 4140 çeliği için çok sayıda çalışma yapıldığından ayrıntılı bilgiye ulaşılabilmektedir. Seçilen iki tip boron çeliğine özel ısı işlem ve mekanik özellik tablo ve grafiklerine ulaşılamamıştır. Boron alaşımının, düşük alaşımlı yüksek dayanımlı çelikler üzerine etkileri referans alınmıştır.

Yorulma ömrü için en önemli malzeme özelliği çekme dayanımıdır. Çekme dayanımı 500MPa’ın altında olan S500MC ve S355MC düşük dayanımları ve düşük sertleşme kabiliyetleri nedeniyle elenmiştir.

Muylu parçası kaynak kabiliyeti için dövme yapılması gerekmektedir. Döküm parçaların kaynaklı tasarımı risklidir. Dövme malzemesi olarak boru malzemesinde seçilen malzemeler incelenmiştir. Piyasada elimizde bulunan dövme kalıbına uygun çapta kütük malzeme boron alaşımlı çelik bulunamadığından yorulma test

numunelerinin hepsi tek bir malzeme olarak SAE 4140 malzeme ile hazırlamak gerekmiştir.

Malzeme davranışını etkileyen en önemli etmenlerden birisi malzemenin kimyasal içeriğidir. Özellikle C, Mn, Cr, B ve Mo elementleri malzemenin mekanik davranışını etkiler. Seçilen üç malzeme için kimyasal bileşim ve oranları Çizelge 4.2’de verilmiştir [14].

Çizelge 4.2 : Denge çubuğu malzemelerinin kimyasal bileşenleri.

Alaşım Elementleri	SAE 4140	26MnB5	34MnB5
C %	0.43	0.25	0.335
Si %	0.26	0.25	0.23
Mn %	0.79	1.24	1.21
P %	0.018	0.013	0.006
S %	0.024	0.002	0.001
Al %	0.015	0.040	0.38
N %	0.23	0.0028	0.003
Cr %	0.86	0.12	0.124
Ti %	-	0.031	0.031
B %	-	0.0025	0.0021
Mo %	0.165	0.004	0.009
Ni %	0.23	0.018	0.04
Cu %	0.23	0.010	0.032

Alaşım elementlerinin etkileri kısaca şöyledir;

Karbon (C): Mukavemet ve sertleşme kabiliyeti sağlar. Şekillenebilirliği ve kaynak kabiliyetini azaltır.

Krom (Cr): Sertleşme derinliği, ısı mukavemet, korozyona dayanıklılık sağlar. Krom paslanmaz çeliklerin temel alaşım elementidir.

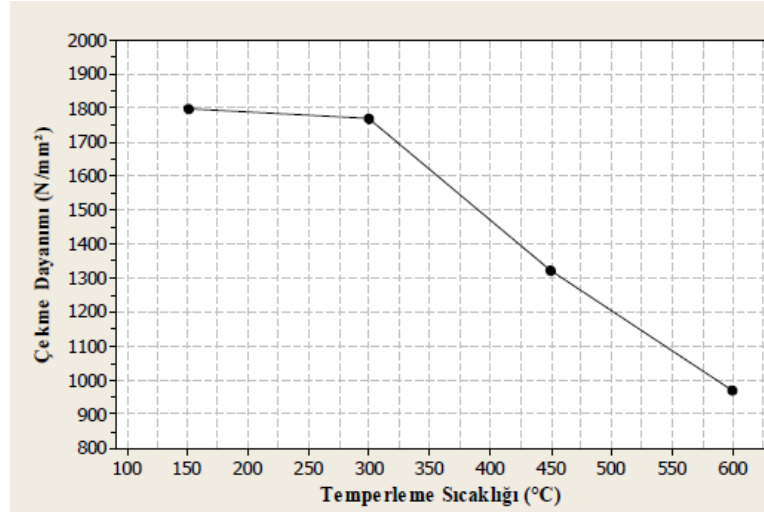
Manganez (Mn): Dayanımı artırır. Sertleşme derinliği, kaynak kabiliyeti, sünekliği geliştirir. Kükürt (S) ile bağlanarak (MnS), kükürdün sebep olacağı kırılganlığı (kırılgan FeS bileşimini) engeller.

Molibden (Mo): Isıl mukavemet, temper gevrekliği, korozyona, aşınmaya dayanıklılık sağlar.

Bor (B): Çeliklerde sertleşebilirliği büyük oranda arttırmaktadır. Östenit tane sınırlarındaki bor segregasyonları nedeniyle tane sınırlarında azalan ara yüzey enerjisi ile çeliklerde sertleşebilirliği arttırdığı, ferrit ve perlitin çekirdeklenmesini geciktirdiği ve böylece hızlı soğuma esnasında martenzit yapı oluşumuna imkan

sağlamaktadır. Yüksek karbon oranlarında etkisini kaybetmektedir. Genellikle karbon oranı % 0,10 ile % 0,45 arasında tutulur. Bor elementinin çok düşük miktarda ilavesi önemli mukavemet artışları sağlaması sebebiyle Cr ve Mo gibi bazı pahalı elementlerin yerini almıştır [15].

Malzeme seçiminde sertleşme kabiliyeti önemli bir kriterdir. SAE 4140 çeliğinin uygun sertleştirme ortamında yüksek sertlik değerlerine ve çekme dayanımlarına sahip olduğu ortaya konmuştur (Şekil 4.7)[16].



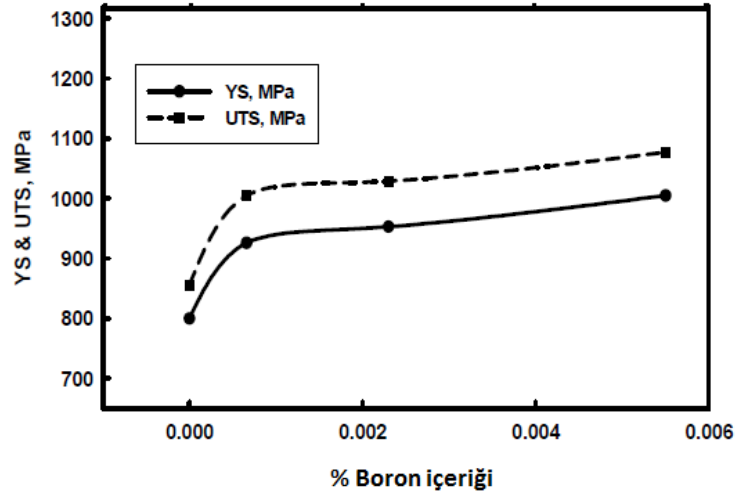
Şekil 4.7 : Yağda sertleştirilen SAE 4140 çeliğinin farklı temperleme sıcaklıklarına göre çekme dayanımı grafiği.

Bir başka çalışmada boron alaşımı olarak 30MnB5 üzerinde yapılan ısıtıl işlem sonucu parça sertlik değeri ve mikroyapısı incelenmiş ve alaşımın yüksek sertleşme kabiliyetine sahip olduğu ortaya konmuştur. Östenitleme sıcaklığına getirilen 30MnB5 su verilerek sertleştirilmiş ve sertlik değeri ölçülmüştür. Ardından 400°C’de 2 saat temperlenmiştir. Sonuçlar Çizelge 4.3’te paylaşılmıştır [17]. Bu sonuca göre boron alaşımlarının yüksek sertleşme kabiliyetine sahip olduğu belirtilebilir. 30MnB5 malzeme ile yapıla bir diğer çalışmada ısıtıl işlem görmüş numunelerin çekme dayanım değerlerinin 1400-1500MPa değerleri arasında ölçüldüğü görülmüştür [15]

Çizelge 4.3 : Isıl işlem görmüş numunelerin mikrosertlik değerleri.

Açıklama	HRC – 150kg
30MnB5 – su veilmiş	49
30MnB5 – temperlenmiş	40

Boron elementinin mekanik özelliklerine etkisini araştıran bir çalışma AISI 1536 çeliğine farklı oranlarda boron eklenerek elde edilen alaşımın çekme ve akma dayanımlarının yükseldiğini ortaya koymuştur (Şekil 4.8)[18].



Şekil 4.8 : Boron'un çelik mekanik özelliklerine etkisi.

5. HESAP VE ANALİZLER

Hesap ve analizler kısmı şu başlıklar altında incelenecektir.

- Rijitlik
- Dayanım analizi

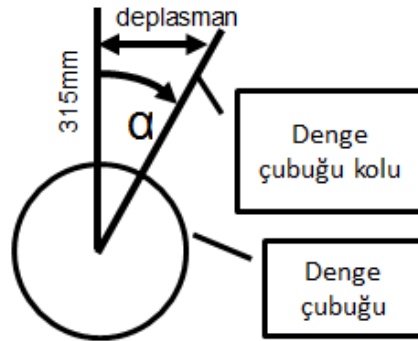
5.1 Rijitlik Hesabı

Rijitlik belirleme çalışmasında yapılanlar şunlardır;

- Mevcut kabin denge çubuğunun analitik hesap ve laboratuvar ölçümü karşılaştırılmıştır.
- Rakip araç kabin denge çubuğunun analitik hesap ve laboratuvar ölçümü karşılaştırılmıştır.
- Yeni tasarım kabin denge çubuğu rijitliğinin analitik hesabı yapılmıştır.

5.1.1 Genel rijitlik hesabı yöntemi

Rijitlik hesabı burulma açısı referans alınarak hesaplanır. Burulma açısı, kabin denge çubuğunun sağ ve sol kolları arasındaki deplasman farkından hesaplanır (Şekil 5.1). Bu şekilde deplasman, kabin yay-amortisör kompleksinin tasarım pozisyonu ile kabin hareketi dolayısıyla hareket ederek geldiği anlık pozisyon arasında doğrusal uzunluktur.



Şekil 5.1 : Denge çubuğu burulma açısı.

Denge çubuğu kolunun deplasmana karşılık dönme açısı bulunur. Dönme açısından burulma momenti elde edilir. Burulma momenti ayrıca kuvvet ve kuvvet kolundan hesaplanan formüle eşitlenir. Bu formülde kullanılmak üzere burulma momenti hesabından kullanılan polar alan eylemsizlik momenti bulunur. Denge çubuğu deplasman miktarı ve toplam kuvvet bilindiğinden rijitlik değeri bulunmuş olur.

$$\tan\varphi = \delta / L_{kol} \quad (5.1)$$

$$I_p = \pi(d_2^4 - d_1^4) / 32 \quad (5.2)$$

$$M_{burulma} = \varphi G I_p / L_{\text{çubuk}} \quad (5.3)$$

$$F_{burulma} = M_{burulma} / L_{kol} \quad (5.4)$$

$$k = F_{burulma} / \delta \quad (5.5)$$

Tip2 modelinde çalışan denge çubuklarına burulma momenti yanında ayrıca eğilme momenti etkileyecektir. Süperpozisyon kuralına göre burulma ve eğilme momentli kaynaklı kuvvetlere toplanır. Formüllerden anlaşıldığı gibi Tip2 modeline göre çalışan kabin denge çubukları aynı koşullar altında daha fazla zorlanmaktadır.

$$F_{eğilme} = 3\delta E I_x / L_{\text{çubuk}}^3 \quad (5.6)$$

$$F_{toplam} = F_{burulma} + F_{eğilme} \quad (5.7)$$

5.1.2 Mevcut kabin denge çubuğu rijitlik hesabı

Mevcut kabin denge çubuğu rijitliğinin analitik hesabında işlemi kolaylaştırmak için büküm olmadan, düz bir çubuk olduğu varsayımı yapılmıştır. Mevcut kabin denge çubuğu için Şekil 2.9'a bakılabilir.

Mevcut araçta kullanılan denge çubuğunun boyutları ve özellikleri Tablo 5.1'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.1 : Mevcut kabin denge çubuğu bilgileri.

Açıklama	Değer
Çubuk boyu ($L_{\text{çubuk}}$)	930mm
Çubuk çapı	32mm
Kol boyu (L_{kol})	301mm
Çubuk-Boru	Çubuk
Malzeme	50CrV4
G (kayma modülü)	78000 n/mm ²
Çalışma şekli	Tip1

Mevcut kabin denge çubuğu çalışma şekli Tip1 olduğundan eğilme yükleri etki etmemektedir, sadece burulma zorlanması altında çalışmaktadır. Parça testte rijitlik ölçümü +/-50mm deplasman ile sadece tek taraftan yük verilerek yapılmıştır. Analitik hesaplarda buna göre tekrarlanmıştır.

$$\tan\varphi = \delta / L_{\text{kol}} = 50 / 301 = 0.16 \text{ radian} = 9.5^\circ$$

$$I_p = \pi d^4 / 32 = \pi 32^4 / 32 = 102944 \text{ mm}^4$$

$$M = \varphi G I_p / L_{\text{çubuk}} = 0.16 * 78000 * 102944 / 930 = 1419.7 \text{ Nm}$$

$$F_{\text{burulma}} = M / L_{\text{kol}} = 1419.7 / 0.301 = 4717 \text{ N}$$

$$k = F_{\text{burulma}} / \delta = 4717 / 50 = 95 \text{ N/mm}$$

Laboratuvarda denge çubuğu rijitliği Şekil 5.2’de gösterildiği gibi ölçülmüştür;

Çizelge 5.2 : Mevcut kabin denge çubuğu rijitlik ölçüm sonucu.

Açıklama	Değer
Deplasman (δ)	50mm
Kuvvet	4780N
Ölçüm Rijitlik (k)	4780/50=95.6N
Rijitlik (k) [Araç üzerinde]	191.2 N

Buna göre analitik hesap ile laboratuvar ölçümü tutarlıdır. Laboratuvar testinde kuvvet tek taraftan uygulandığından, hesapta çubuk boyu tam boy alınmıştır. Parçanın gerçek çalışma koşullarında iki taraflı kuvvet uygulanır, bu nedenle orta

eksende kayma açısı oluşmaz. Buna göre parça rijitliği hesaplanırken denge çubuğunun yarım boyu alınmalıdır. Testte ölçülen rijitlik değerinin iki katı alınarak parçanın çalışma koşullarındaki rijitlik değeri elde edilmiş olur. Çizelge 5.2’de araç üzerinde rijitlik değeri olarak verilmiştir.

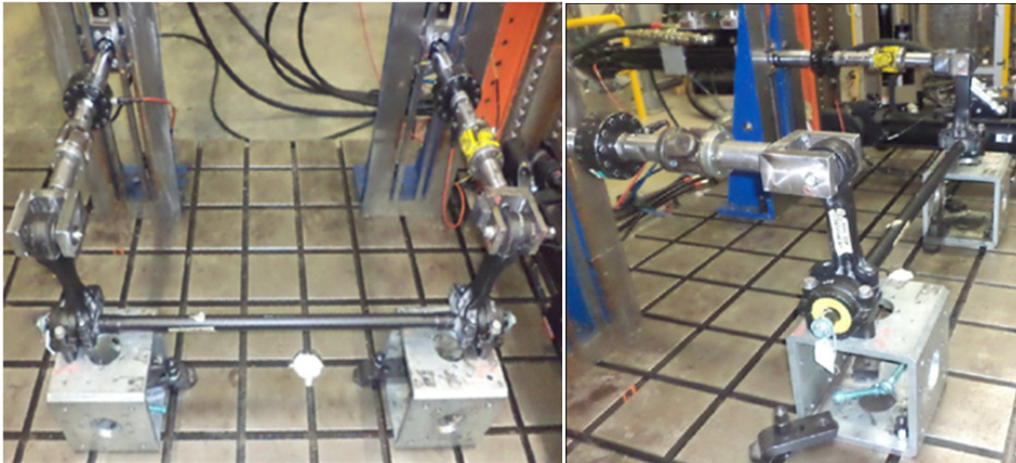


Şekil 5.2 : Mevcut denge çubuğunun rijitlik ölçümü.

5.1.3 Rakip araç kabin denge çubuğu rijitlik hesabı

Rakip araç denge çubuğu Tip2 şeklinde çalışmaktadır. Ölçüm kolaylığından dolayı ölçüm Şekil 5.3’te gösterildiği gibi sadece burulma şeklinde yapılmıştır. Analitik hesabın doğrulaması için, ölçüm şekline göre hesap yapılmıştır. Akabinde araç üzerinde rijitliğini Tip2 yöntemine göre bulmak için eğilme rijitliği eklenmiştir .

Denge çubuğuna +/-40mm deplasman verilmiş ve sekiz ayrı ölçüm yapılarak kuvvetler kaydedilmiştir. Sekiz ölçümün ortalaması alınarak rijitlik değeri bulunmuştur. Rakip araç denge çubuğu boyutsal ölçüleri ve rijitlik değeri tabloda verilmiştir. Malzeme spektrometre analizi sonucunda SAE 4140 olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.3 : Rakip araç denge çubuğu rijitlik ölçümü.

Rakip araç denge çubuğu boyutsal ölçüleri ve rijitlik ölçümü sonucu Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Rakip araç kabin denge çubuğu rijitlik ölçümü.

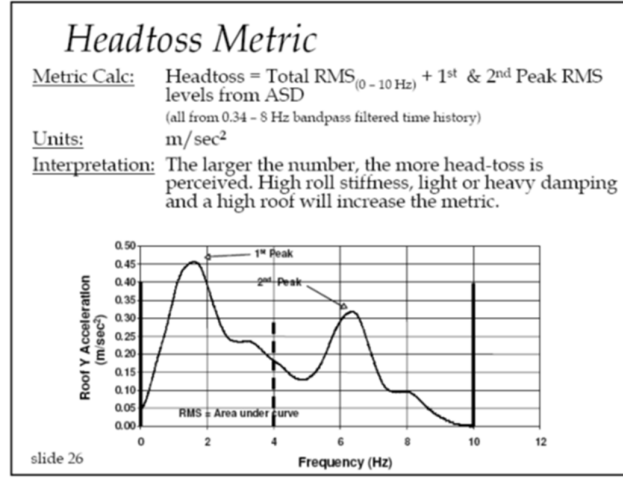
Açıklama	Değer
Çubuk boyu ($L_{\text{çubuk}}$)	1069mm
Çubuk çapı	45mm
Çubuk iç çapı	37mm
Kol boyu (L_{kol})	315mm
Çubuk-Boru	Boru
Malzeme	SAE 4140
G (kayma modulu)	78000 n/mm ²
Çalışma şekli	Tip2
Rijitlik (k)	311 N/mm
Analitik hesaplara bulunan rijitlik	321.5 N/mm
Analitik hesabın rijitlik tutarlılığı	%96.8

Bu sonuçlara göre rakip araç denge çubuğunun rijitliği, mevcut denge çubuğunun yaklaşık 1.63 (311/191.2) katı.

5.1.4 Bilgisayar analizi ile kabin denge çubuğu rijitliğinin çıkarılması

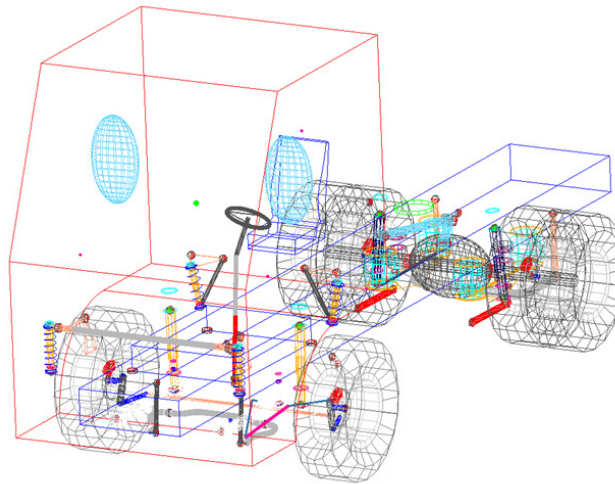
Kabin denge çubuğu rijitliğinin belirlenmesinde tüm araç davranışı değerlendirilir. Aracın yanal ivmeye karşı devrilme açısı hesabı yapılarak hedeflenen değer tutturmak için optimizasyon yapılır. Aracın devrilme direncini etkileyen diğer ana etmenler araç süspansiyonu denge çubuğu rijitliği ve yay amortistörlerinin değerleri, kabin genişliği, kabin amortisör ve yaylarının yerleri ve değerleridir. Aracın devrilmemesi ve sürücünün kendini güvenli hissedebilmesi için, aracın düzgün yollarda yol alırken, virajlarda devrilme açısının olabildiğinde düşük olması beklenir. Buna karşın engebeli yollarda düşük hızlarda ilerlerken denge çubuğu rijitliğinin fazla olması, konforlu bir sürüş için kabin devrilme açısını etkileyen rijitliğin olabildiğince düşük olması istenir. Konforlu sürüşün sayısal hesabı için “Headtoss Metric” olarak isimlendirilen hesap kullanılır (Şekil 5.4). Bu hesap için araç sürüş esnasında sürücünün başının bulunduğu bölgeye yakın ivme ölçer yerleştirilerek, sürücünün başının maruz kaldığı toplam ivme hesaplanır. Yüksek devrilme direnci ve çok az veya çok yüksek sönüme sahip amortisörlerin bulunması headtoss metric değeri olarak hesaplanan parametrenin büyük olmasına neden olur. Bir diğer önemli durumda, sürücünün araca gelen ivmeyi belirli bir orana kadar hissederek ivmenin büyüklüğünü hissetmesi gerekliliğidir. Bunun nedeni, kabinin yatma miktarını

hisseden sürücünün yavaşlayarak olası bir devrilme ihtimalini fark ederek öz kontrol sağlaması ve virajlarda yavaşlayarak aracın maruz kaldığı devrilme momentini düşürmesidir.



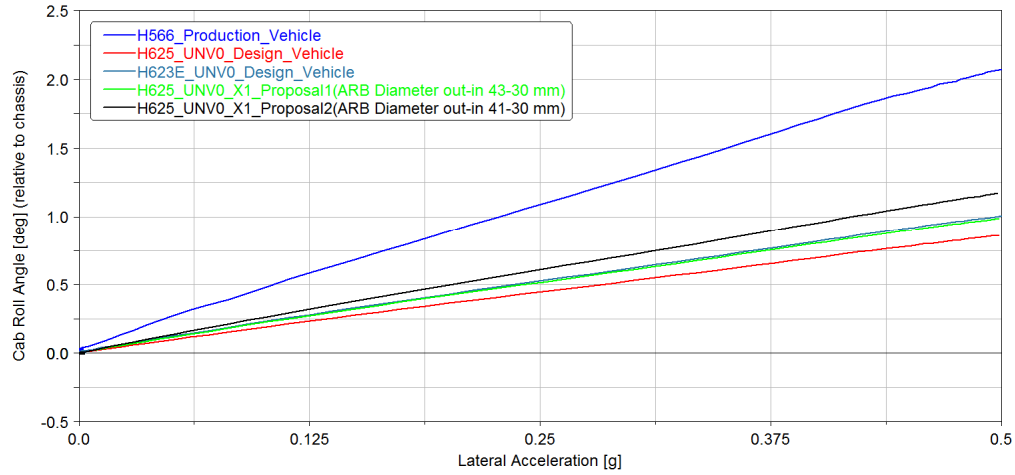
Şekil 5.4 : Headtoss hesabı.

Hedef belirlemek için ana rakip araçlarında testler yapılarak yanal ivme ve devrilme açıları çıkarılır. Ayrıca araç sürüş ekibi tarafından öznel değerlendirmelerle puanlar verilir. Bu çalışma sonucunda hedef kabin devrilme açısı değeri belirlenmiş olur. Bu değer tutturulabilmesi için ADAMS programı ile araç modeli kurulur (Şekil 5.5) ve yukarıda belirtilen aracın devrilme açısını etkisi olan sistemlerin parametrelerinde iterasyon yapılarak araç paketi, parça imalatı ve maliyetleri göz önüne alınarak her bir parçadan beklenen rijitlik değerleri belirlenir ve ilgili parçanın mühendisi bilgilendirilir.



Şekil 5.5 : Araç ADAMS modeli.

Belirlenen hedeflerin tutturulması için yapılan iterasyonların sonuçları Şekil 5.6’da gösterilmiştir. Kabin süspansiyon noktaları ne kadar geniş olursa, kabin hareketlerini kontrol etmek kolaylaşacağı ve konfor artacağından paketin izin verdiği en geniş noktalara yerleştirildi. Analizi yapan ekibe ağırlık kazancı için boru tipi denge çubuğu kullanmak istendiği belirtilerek piyasada bulunabilen boru ebatları iterasyon için verildi.



Şekil 5.6 : Araç devrilme açısı için iterasyon çalışmaları.

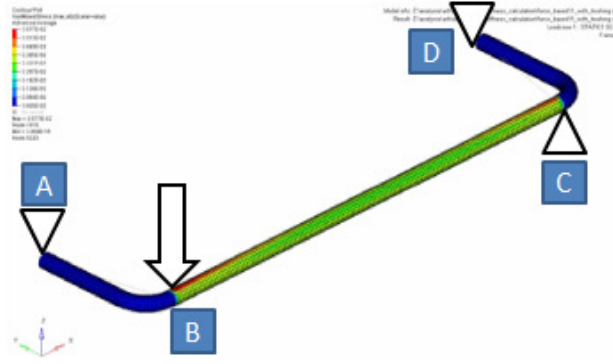
Analiz sonucu en uygun rijitlik hedefini tutturan denge çubuğu ebatları Çizelge 5.4’te verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Yeni kabin denge çubuğu için önerilen boyutlar.

Açıklama	Değer
Dış çap (d_2)	43mm
İç çap (d_1)	30mm
Boru uzunluk (L_{boru})	1295mm
Yarım boy uzunluk ($L_{\text{boru}}/2$)	647.5mm
Kol boyu (L_{kol})	300mm
Çalışma şekli	Tip2

5.1.5 Yeni tasarım kabin denge çubuğu rijitlik hesabı

Yeni tasarım kabin denge çubuğu Tip2 şeklinde çalışmaktadır (Şekil 5.7). Analitik hesap amortisörlerin izin verdiği en büyük deplasman değeri 45mm’ye göre yapılmıştır.



Şekil 5.7 : Yeni kabin denge çubuğu yüklenme durumu.

$$\tan\varphi = \delta/L_{kol} = 45/300 = 0.15 \text{ radian} = 8.5^\circ$$

$$I_p = \pi(d_2^4 - d_1^4)/32 = \pi(43^4 - 30^4)/32 = 256,118 \text{ mm}^4$$

$$M = \varphi G I_p / L_{boru/2} = 0.15 * 78000 * 256,118 / 647,5 = 4593.7 \text{ Nm}$$

$$F_{burulma} = M / L_{kol} = 4593.7 / 0.300 = 15312.3 \text{ N}$$

$$k = F_{burulma} / \delta = 15312 / 45 = 340.3 \text{ N/mm}$$

Bu sonuca göre yeni kabin denge çubuğu tasarımının rijitliği mevcut denge çubuğu ve rakip araç denge çubuğundan daha yüksek rijitliğe sahip olmuştur.

5.2 Dayanım Analizi

5.2.1 Yol verilerinin elde edilmesi

Parçaların çalışma esnasında dinamiklerinin anlamak için en iyi yöntem araç sürülürken parça üzerinden gerekli verilerin toplanmasıdır. Bu veriler ivme, deplasman, gerilme, basınç, kuvvet veya açı olabilir. Toplanan veriler parça tasarımına yön verirken parça doğrulama çalışmaları bilgisayar destekli analiz programı yardımıyla veya laboratuvar ortamında kurulan test düzenekleriyle yapılabilir [8]. Araç testlerinde araç ömrünün tümünü karşılayacak şekilde bir test yapmak çok uzun zaman gerektirdiğinden olanaksız oluğu için müşteri kullanımını

yansıtmak hızlandırılmış testler için özel parkurlar kullanılmaktadır. Bu parkurlar farklı yol karakteristiklerini içeren bir çok parkura sahiptir. Araç, müşteri kullanımıyla aynı hasarı verecek şekilde belirlenen parkurlardan hesaplanan çevrim sayısında koşar. Bu parkurlar sayesinde araç testleri çok daha hızlı yapılarak test süreleri kısaltılır, tekrarlanabilirliği iyi olur ve kontrol altında tüm testler izlenebilir. Ford Otomotiv, ağır ticari kamyonlarda yol testleri için Belçika Lommel’de bulunan parkuru kullanmaktadır.

Parkurda koşacak araçta veri toplanacak yerler ve parçalar üzerine gerekli ölçüm ekipmanları bağlanır. Aracın süspansiyon sistemine gelen yüklerin tespiti için aks merkezi olarak teker jant merkezine altı eksenli kuvvet ölçümü yapan yük hücreleri (WFT-Wheel force transducer) yerleştirilir. Bu altı eksenli yük hücresi sayesinde araç aksından ölçülen yük ADAMS analizinde tüm araca yansıtılır. Analizin doğrulanması için korelasyon kanalı olarak analizin çıktısı olan verilerle ölçüm alınan noktalar karşılaştırılır, iterasyonla doğruluk oranı artırılır. Korelasyon kanalı olarak kullanılan önemli ölçümler kabin denge çubuğunun iki tarafında bulunan amortisörlerin deplasman ve ivme verileridir (Şekil 5.8).



WFT takılmış ön aks



Kabin amortisörlerinden deplasman ölçümü

Şekil 5.8 : Araç üzerinden data toplanması.

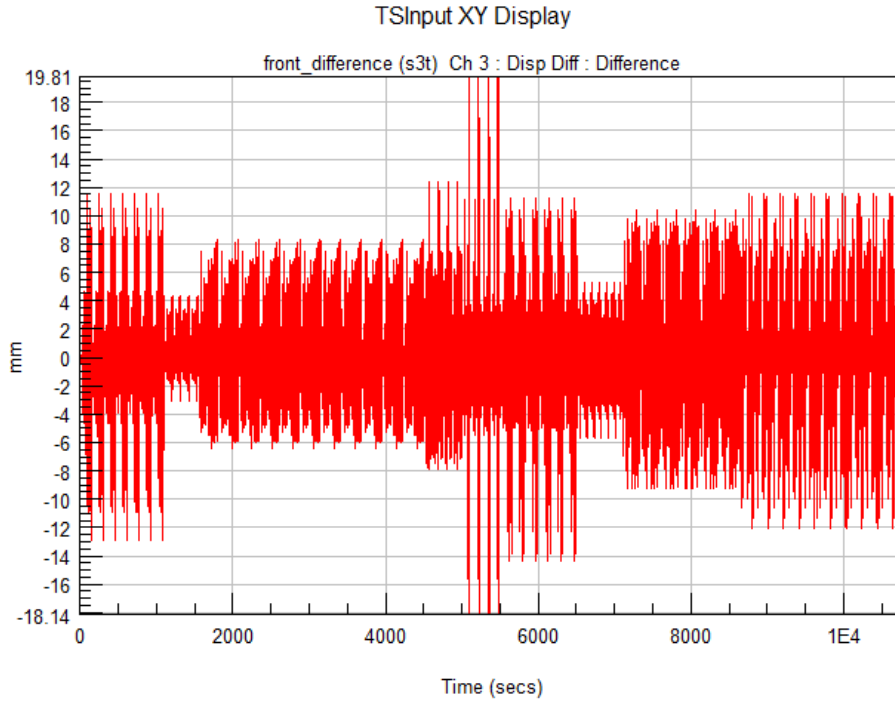
Deplasman verileri ile kabin denge çubuğunun sağ ve sol kolları arasındaki farktan denge çubuğunun burulma açısı çıkarılabilir. Elde edilen verinin doğrulanması için

ayrıca denge çubuğu üzerine bağlanan strain gage ile gerilme analizi yapılır (Şekil 5.9).



Şekil 5.9 : Kabin denge çubuğuna strain gage uygulaması.

Şekil 5.8’de belirtildiği şekilde sağ ve sol kabin amortisörlerinden toplanan deplasman verilerinin birbirinden çıkartılmasıyla elde edilen Şekil 5.10’da verilen grafik ile Şekil 5.9’da görüldüğü gibi kabin denge çubuğu üzerinden ölçülen strain gage sonuçları karşılaştırılarak ölçüm doğrulanmış olur. Bu veriler kabin denge çubuğuna etkiyen sadece burulma momentlerini belirtmektedir. Maksimum deplasman farkından statik hesap yapmak için uygun veri aynı şekilde bu grafikten kolayca okunabilir.



Şekil 5.10 : Kabin körüklerinden deplasman farkı verisi.

Aracın kullanım ömrünü yansıtan hızlandırılmış yol testinde ölçülen verilerin ADAMS analiziyle bağlantı noktalarına aktarılmasıyla kabin denge çubuğunun maruz kaldığı yük ve deplasmanlar elde edilmiş olur. Bu veriler ile denge çubuğunun

maruz kaldığı yükleme şekli ve şiddeti çıkarılmış olur. Bilgisayar analizinde test kurulum zorluğu ve maliyetleri gibi endişeler olmadığından parçanın kullanım koşullarında elde edilen tüm yüklemelerle analiz yapılabilir. Laboratuvar ortamında yapılan testlerde ve analitik hesaplarda ise kabin denge çubuğunun temel maruz kaldığı burulma momenti altında statik ve dinamik hesaplamaları yapılır.

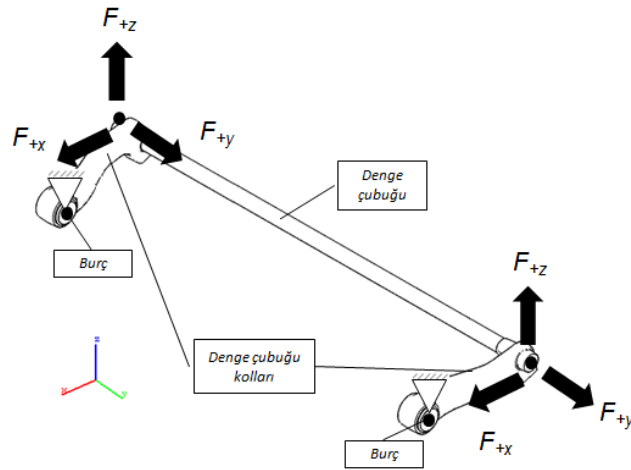
Otomotivde araç koordinat sistemi evrensel olarak belirlidir. Ölçümden gelen verilerin sınıflandırılması ve testte uygulanmasında bu eksenler referans alınarak isimlendirilir. Şekil 5.11’de araç üzerinde aracın eksenleri gösterilmiştir.



Şekil 5.11 : Test aracı ve koordinat sistemi.

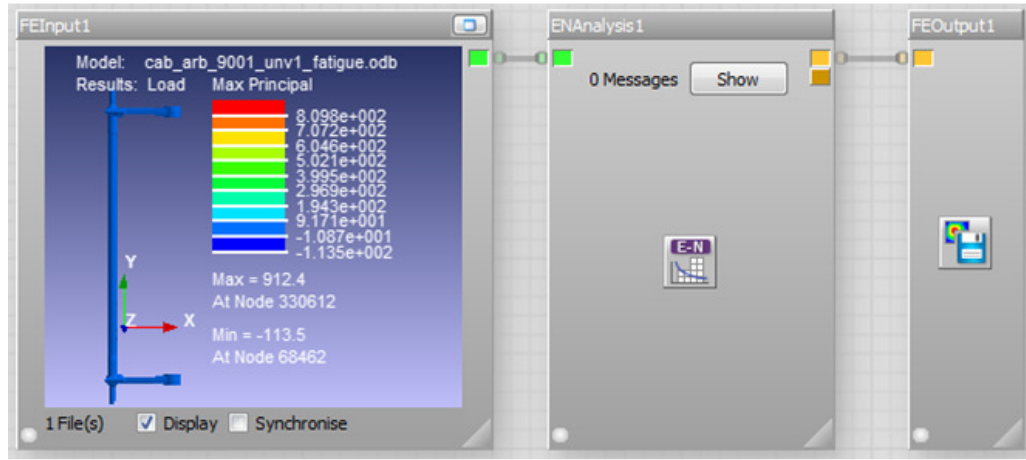
5.2.2 Yorulma analizi

Denge çubuğunun bilgisayarda sonlu elemanlar yöntemiyle analizinde parçanın sabit bağlandığı noktalar ve kuvvetin uygulandığı noktalar Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



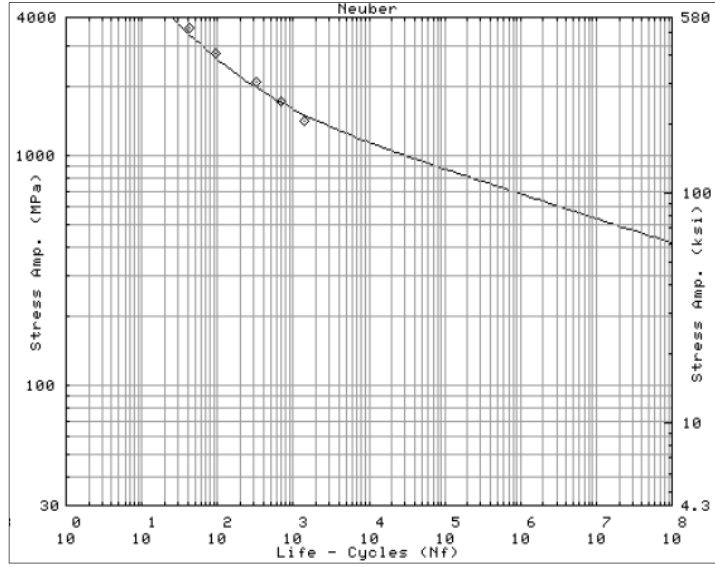
Şekil 5.12 : Denge çubuğu dayanım testlerinde kabin yükünün uygulandığı bölge ve yönlerinin gösterimi.

Model kurulumunda Abaqus programı kullanılmıştır. Yol verilerinin elde edilmesi bölümünde anlatıldığı gibi kuvvet uygulama noktalarına gelen veriler elde edildiğinden denge çubuğu modeli analiz için yeterlidir. Öncelikle statik analiz olarak birim yük analizi yapılır. Birim yük analizinde, kuvvet uygulama noktasına tek eksen yönünde birim kuvvet (genelde 1N) uygulanır. Uygulanan yüke karşı parçanın kuvvet yönünde gerilme değerleri elde edilmiş olur. Birim yük x-y-z eksenlerinde uygulanarak üç eksen gerilme değerleri elde edilmiş olur. Bu çalışmanın amacı, birim yükleri zamana bağlı yük verisinin içerdiği yüklerle eşleştirerek, zamana bağlı yüklerle analiz yapıldığında meydana gelen gerilme değerlerini çıkarmaktır. Zamana bağlı verinin içerdiği kuvvetlerin oluşturduğu gerilme değerlerini bulmak için maximum principle değeri kullanılır [20]. Ortalama gerilme değeri elde edildikten sonra malzeme bilgilerinin tanımlanmasıyla yorulma analizi sonucu ömür hesabı yapılmış olur. Şekil 5.13’de malzeme sonlu eleman verisi ve malzeme bilgisiyle yapılan analizde program arayüzünün ekran görüntüsü verilmiştir.



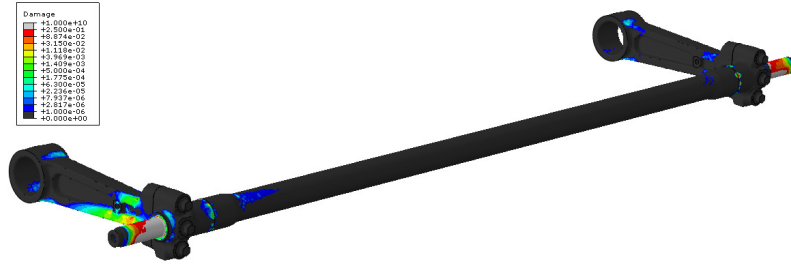
Şekil 5.13 : Sonlu eleman model üzerinden zamana bağlı yorulma çevrimi.

Analizde malzeme bilgilerinin girilmesi için ilgili malzemenin S-N eğrisinin girilmesi gerekmektedir. Malzeme S-N eğrisi Şekil 5.14’te gösterilmiştir. Analiz sonucunda yorulma hasar değeri elde edilir. Bu değerin yorumlanması şu şekilde yapılır; örneğin hasar değeri 1 bulunmuşsa parça tam bir araç ömrü boyunca hasara uğramayacak demektir. Dolayısıyla 1 bölü hasar değeri hesabından parçanın araç üzerinde hasara uğramadan koşacağı süre belirlenmiş olur.



Şekil 5.14 : SAE 4140 S-N eğrisi.

Firmanın belirlediği gereklilik gereği analiz sonucunda hasar değerinin 0.25 in altında kalması amaçlanmıştır. Bunun anlamı parçanın $1/0.25=4$ araç ömrü boyunca hasara uğramamasıdır. Analiz sürecinde bu hedef tutturulmuştur. Yorulma hasar miktarını gösteren analizi sonucu Şekil 5.15'te gösterilmiştir.



Şekil 5.15 : Yorulma analizi sonucu.

6. DENEYSEL ÇALIŞMA

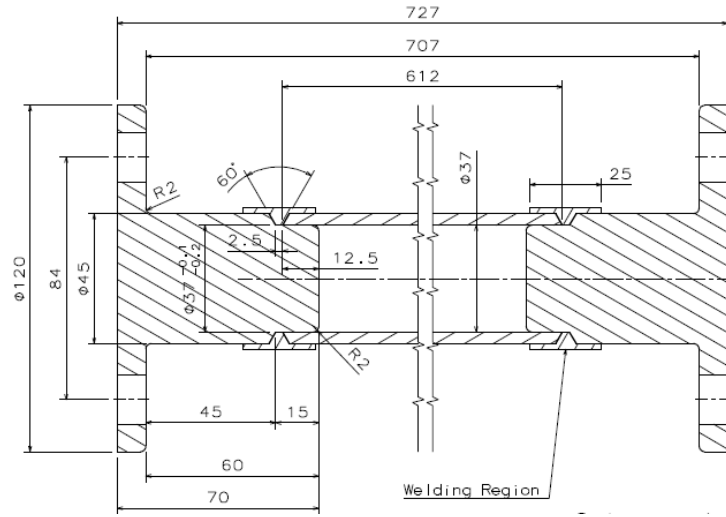
Üç farklı malzeme ile imal edilen denge çubuklarının imalat süreçlerinde performansları incelenmiş ve laboratuvar ortamında kurulan yorulma testinde yorulma ömürleri karşılaştırılmıştır. İmalat süreçlerinden ısıtılma işlem ve gazaltı kaynak yöntemi üzerinde durulmuştur. Isıtılma işlem sonuçları malzeme yüzey sertliği ile kontrol edilirken, kaynak kaliteleri makro ve mikro incelemeler yardımıyla yorumlanmıştır. Yorulma testinde numunelere eşdeğer gerilme uygulanarak, aynı test kurulumunda, aynı frekansta yük uygulanmıştır. Çalışmanın başında belirtildiği gibi piyasada aynı çapta borular bulunmadığından farklı ebatlarda (Çizelge 6.1) olan borularda aynı gerilme oluşturmak amacıyla farklı yükler uygulanmıştır.

Çizelge 6.1 : Numune boruların boyutları.

Boru malzemeleri	Dış Çap (mm)	İç Çap (mm)	Et kalınlığı (mm)
SAE 4140	45	37	4
26MnB5	48.3	38.3	5
34MnB5	43	30	6.5

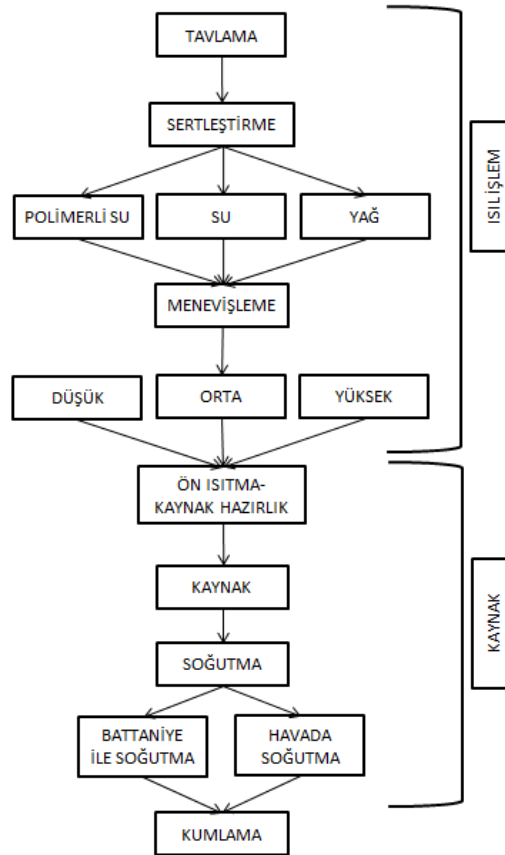
Çalışma sonucuna etkisi olmayacak şekilde, çalışma kolaylığı sağlaması ve test maliyetlerini düşürmek amacıyla yarım boy boru kullanılmıştır. Tüm borular aynı boyda alınmıştır. Numunelerin kaynak sonrası yorulma test düzeneğine bağlanmaya hazır durumda boyutsal ölçüleri Şekil 6.1’de belirtilmiştir. Denge çubuğu muylu üzerine serbest geçmektedir. Denge çubuğu iç çapı ölçüsüyle muylu pimi arasında 0.1mm boşluk bırakmak yeterlidir. Bu boşluğun fazla bırakılması montaj geometrik toleranslarını olumsuz etkileyeceği gibi kaynak esnasında boşluk oluşturma riski vardır. Daha düşük tutulması veya tatlı sıkı bir tasarım montajda imalat zorluğu çıkaracak ve parçaya fazladan gerilme yükleyecektir. Bu boşluk toleransı parça performansı için çok kritiktir. Bu toleransı sağlayabilmek için boru iki ucundan iç çapı muylunun boru içine gireceği boyu kadar işlenmelidir. İşleme sonrası parça temizlenmeli ve çapak bırakılmamalıdır. Boru iç çapının yanında boru alın yüzeyi de kaynak ağzı hazırlığına uygun pah için işlenmelidir. Pah açısı kaynak havuzu için

kritiktir. Kaynak ağzı açısının geniş tutulması fazla kaynak metalinin bölgeye yığılmasına ve sonuç olarak parçaya fazla ısı girdisine neden olur.



Şekil 6.1 : SAE 4140 boru kullanılan numune.

Denge çubukları üretim akış şeması Şekil 6.2’de belirtilmiştir.



Şekil 6.2 : Denge çubuklarının üretim akış şeması.

6.1 Isıl İşlem

Isıl işlem çalışmasında amaç farklı sertliklerde boru numuneleri hazırlayarak kaynak ve yorulma testinde performanslarını incelemektir. Numune detayları Çizelge 6.2’de belirtilmiştir. Temperleme ve sertleştirme ortamlarının etkisini incelemek amacıyla ayrıca numuneler hazırlanmıştır.

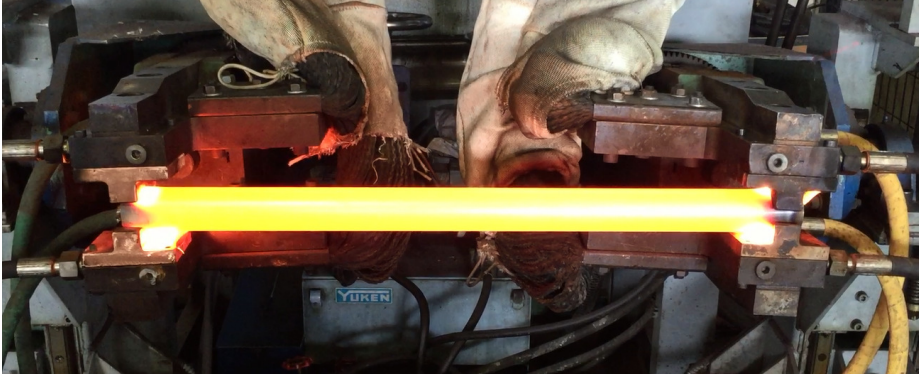
Çizelge 6.2 : Test numunelerinin ısıtıl işlem sonucu sertlik hedefleri.

Boru malzemesi	Sertlik hedefleri	Ölçülen sertlik değerleri (HRC)
SAE 4140	Yüksek	52
	Orta	45
	Düşük	40
26MnB5	Yüksek	47
	Düşük	43
34MnB5	Yüksek	47
	Düşük	43

Isıl işlemler; tavlama, uygun ortamda sertleştirme ve temperleme işlemlerinden oluşmaktadır. Tavlama ile yüksek sertlik kazanan malzemede kalıntı gerilme gidermek amacıyla istenen sertlik değerine göre uygun sıcaklık ve sürede temperleme uygulanmıştır. Üç tip malzemeden üretilen denge çubuklarının ısıtıl işlem süreçleri aynıdır, Şekil 6.2’de üretim akış şemasının ısıtıl işlem kısmında belirtilmiştir.

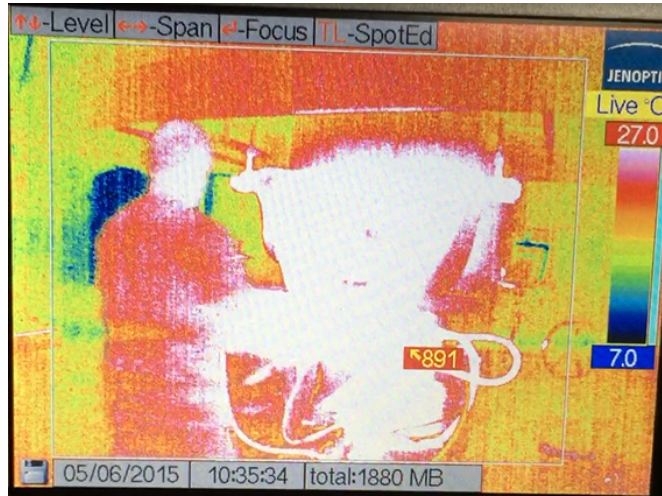
6.1.1 Tavlama

Tavlama işlemi kondüksiyon ısıtma yöntemiyle, Şekil 6.3’te gösterilen sistemle yapılmıştır. Çubuklar iki ucundan bakır elektrodlar ile tutulduktan sonra 890°C’ye kadar ısıtılmıştır. Bu sıcaklığı gelen çubukta elektrik akımı otomatik olarak kesilerek ısıtma işlemi sonlandırılmıştır. Tavlama işleminde malzemenin ilk bulunduğu ferritik yapı östenit forma dönmüştür. Tavlama sıcaklığı belirlenirken demir karbon denge diyagramı referans alınmıştır. Üç malzeme için aynı sıcaklık değerinin yeterli olduğundan ısıtma parametreleri değiştirilmemiştir. Gereken sıcaklığın üzerinde sıcaklıklarda tavlamanın malzemelerde karbon kaybının artarak dekarbürizasyon olması ve mekanik özelliklerinin olumsuz etkilenme riski vardır. Özellikle en yüksek gerilmenin meydana geldiği yüzeyden karbon kaybı nedeniyle oluşacak bir yumuşama yorulma ömrünü düşürebilir [2]. Yüksek sıcaklıklarda tavlamanın bir diğer riski de tane irileşmesidir. Tane irileşmesi de yorulma ömrünü olumsuz etkileyen bir diğer faktördür.



Şekil 6.3 : Kondüksiyonla ısıtma.

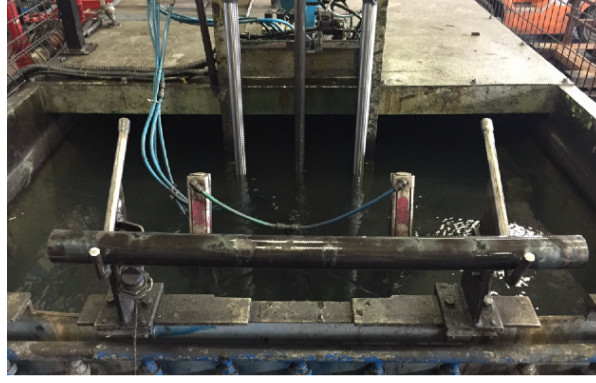
Kondüksiyonla ısıtma işleminde sıcaklık kontrolü laser ölçüm cihazıyla yapılmıştır. Ek kontrol amaçlı termal kamera ile ortam denge çubuğunun sıcaklık değerleri kaydedilmiştir, Şekil 6.4'te termal kamera görüntüsü gösterilmiştir.



Şekil 6.4 : Kondüksiyon ısıtma esnasında termal kamera ölçümü.

6.1.2 Sertleştirme

Sertleştirme işleminde amaç östenit yapıda bulunan malzemeyi ani soğutarak martenzit iç yapıya kavuşturarak, tavlama öncesine kıyasla çok yüksek akma ve çekme dayanımları ile yüksek sertlik elde etmektir. 26MnB6 ve 34MnB5 çubukları için en uygun sertleştirme ortamı polimerli su olduğu bilinmektedir. SAE 4140 çeliği için ise yaygın olarak kullanılan en uygun sertleştirme ortamı yağ'dır. SAE 4140 çeliğinin su ile sertleştirme denemelerinde yüzey çatlakları gözlenmiştir. Yorulma testlerine bağlanacak ana kontrol numunelerinin soğutma ortamları dolayısıyla; SAE 4140 çeliği için yağ, boron çelikleri için polimerli su seçilmiştir. Polimerli su ortamında sertleştirilen borunun soğuma esnasında görüntüsü Şekil 6.5'te verilmiştir.



Şekil 6.5 : Polimerli su ile sertleştirme.

Banyo sıcaklıkları 25-50°C arasında olmalıdır. Soğuma hızının en düşük olduğu yağ banyosunun sıcaklığı özellikle kontrol edilmeli, banyo sıcaklığı arttığı durumda gerekli sıcaklık aralığına soğuyana kadar beklenmelidir. Tavlama işleminden çıkarılan borular operatörler tarafından manuel olarak taşınarak hızlı bir şekilde banyoya daldırılmaktadır. Çubuklar 890°C’de soğutma banyosuna girmiş, oda sıcaklığında çıkartılmıştır. Borular polimer banyosunda 890°C’den 30 °C’ye yaklaşık 30 saniyede inmiştir. Polimer banyosu %8 polimer konsantrasyonuna sahiptir.

Standart soğutma ortamı olarak yağ seçilen SAE 4140 borularının hazırlanması Şekil 6.6’da gösterilmiştir. Yağın yanması sonucu ortama gaz çıkışı olduğundan yağ banyosunda sertleştirme işlemi yaparken maske kullanılmasına veya kazanın yanında bulunmamaya dikkat edilmelidir. Yağ banyosunda soğuma hızı düşük olduğundan bekleme süresi yaklaşık 8-10 dakika arasındır.



Şekil 6.6 : Yağ ile sertleştirme.

Sertleştirme işleminden sonra boruların yüzeyinden sertlik ölçümü yapılarak temperleme öncesi malzemenin ulaştığı en yüksek sertlik değerleri belirlenmiş ve temperleme işlemi için gerekli sıcaklık değerleri tahmin edilmeye çalışılmıştır. Aynı

zamanda farklı soğutma banyolarının etkileri gözlenmiştir. Sertlik değerleri boru dış çap yüzeylerinden Şekil 6.7’de gösterilen Rockwell ölçüm cihazı ile ölçülmüştür.



Şekil 6.7 : Sertlik ölçüm cihazı.

34MnB5 borunun yağ ile soğutma sonucu sertlik değerinin 44 HRC olduğu ölçülmüştür. Malzemenin gerekli mekanik özellikler ulaşabilmesi için temperleme sonrası sertlik değeri yaklaşık 47 HRC belirlenmiştir. Buna göre yağda soğutma ile malzemenin yeterli sertleşmediği tespit edilmiştir.

26MnB5 malzeme borunun su ve polimerli su ortamlarında sertleştirmesinde aynı sertlik değeri olarak yaklaşık 49 HRC ölçüldü. Su ile sertleştirmenin soğuma hızı daha yüksek olmasına rağmen sertlik değerini arttırmaması, dolayısıyla mekanik özellikleri iyileştirici etkisi olmayacağı ön görüşüyle, güvenli tarafta kalmak için polimerli su ile ilerlemeye karar verildi. 34MnB5 borunun yağ ile soğutma denemesinde istenen sertlik değerine ulaşamaması referans alınarak, 26MnB5 borunun daha düşük karbon oranına sahip olduğundan istenen sertleşme olmayacağı değerlendirilerek yağ ile soğutma denemesi yapılmasına gerek görülmemiştir.

Çizelge 6.3 : Sertleştirme ortamı ve yüzey sertlik değerleri.

Boru malzemesi	Sertleştirme ortamı	Sertleştirme sonrası sertlik değerleri (HRC)
SAE 4140	Yağ	55
26MnB5	Polimerli su	49
34MnB5	Polimerli su	49.3

6.1.3 Temperleme

Sertleştirme işlemi ile elde edilen yüksek sertlik ve akma dayanımına sahip martenzit iç yapıya sahip boruların, daha yüksek tokluk ve sünek bir yapıda olan

tempermartenzit yapıya dönüştürülmesi ve mikroyapıda oluşan gerilmelerin giderilmesi için temperleme işleminin yapılması gerekmektedir.

Borular temperleme fırınında, fırının ayarlanan sıcaklık değerine gelmesinden sonra 1 saat süreyle bekletilmiştir. Temperleme sıcaklık değerleri malzeme türü ve istenen sertlik değerine göre belirlenmiştir. Boruların temperlenme sıcaklıkları ve temperleme sonrası sertlik ölçüm sonuçları Çizelge 6.4’te verilmiştir.

Çizelge 6.4 : Temperleme sonrası sertlik değerleri.

Boru malzemesi	Sertlik hedefleri	Temperleme sıcaklıkları (°C)	Isıl işlem sonrası sertlik (HRC)
SAE 4140	Yüksek	300	51
	Orta	420	46
	Düşük	500	39
26MnB5	Yüksek	245	47
	Düşük	360	43
34MnB5	Yüksek	225	47
	Düşük	300	43

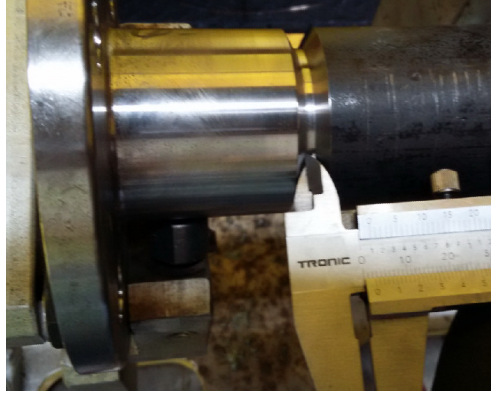
6.2 Kaynak

6.2.1 Kaynak işlemi

Kaynak yöntemi olarak gaz altı kaynak seçilmiştir. Kaynak robot ile yapılmıştır. Kaynak parametreleri, kaynak uzmanlığı olan firmanın bilgisi dahilinde önerilerek değiştirilmiştir. Bu çalışmada kaynak parametrelerine değinilmeyecektir. Borular arasında çap ve et kalınlıkları farkları olduğundan kaynak parametrelerinden salınım ve hız değiştirilmiş, gerilim ve akım değerleri aynı tutulmuştur. Kaynak karakterleri tüm numunelerde aynı tutulmaya çalışılırken parçaya ısı girdisi düşük tutulmaya çalışılmıştır.

Gazaltı kaynak makinasında parça fikstüre yerleştirilir. Kaynak ağzı ölçümü Şekil 6.8’de gösterildiği gibi yapılarak kaynak ağzının tasarımda öngörüldüğü şekilde olduğu doğrulandı. Muylu parçaları düz dayama yüzeylerinden fikstür yüzeylerine dayanmıştır. Ayrıca muylunun deliklerinden fikstürün pabuçları geçirilmiştir. Parça kaynağı tamamlandıktan sonra soğuması fikstür üzerinde tamamlanmıştır . Bu önlemler ile parça çarpılmasının engellenmesi hedeflenmiştir. Parçada oluşacak çarpılmalar araç üzerinde montajı engelleyebileceği gibi yorulma testleri esnasında

parçaya öngörülmeyen eğme momenti gelmesine neden olarak sonuçların hatalı yorumlanması neden olma riski taşımaktadır.



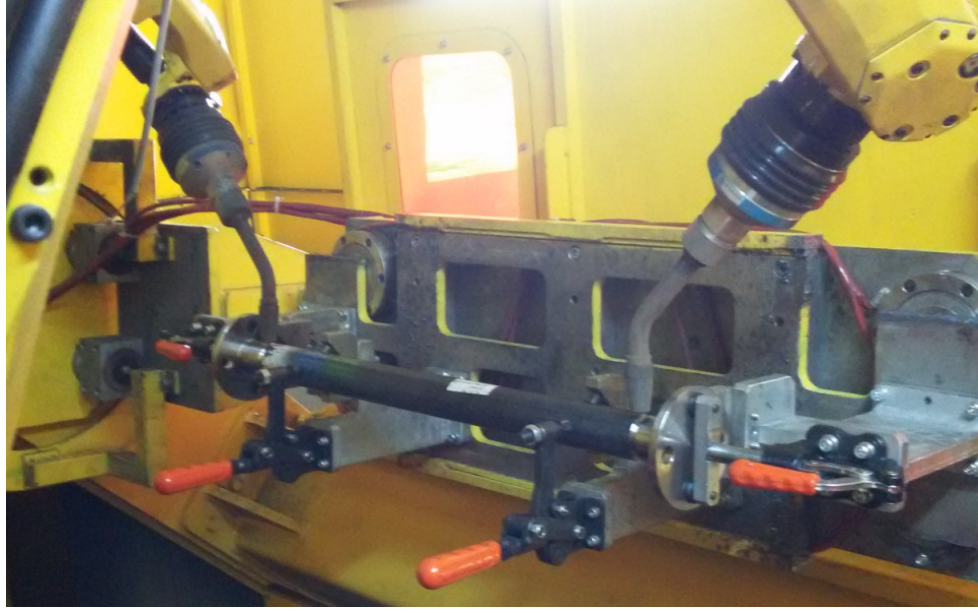
Şekil 6.8 : Kaynak ağzı.

İndüksiyon yöntemiyle kaynak bölgesine kaynak ön ısıtma uygulanır. Sıcaklık ölçümü için lazer sıcaklık ölçüm cihazı anlık sıcaklık ölçümü yapar. Lazer ölçüm cihazının fikstür üzerinde konumu ve kontrol bölgesi Şekil 6.9’da verilmiştir. Kaynak ön ısıtma değeri olarak 325°C sıcaklık belirlenmiştir. Bu sıcaklık değeri daha yüksek ön ısıtma sıcaklık değerlerinde kaynak malzemesinin kaynak ağzını doldurmadığı gözlenmiştir. Daha düşük kaynak ön ısıtma değerlerinde kaynak bölgesinde yüksek sertlik ve nüfuziyet sorunu gözlenmiştir.



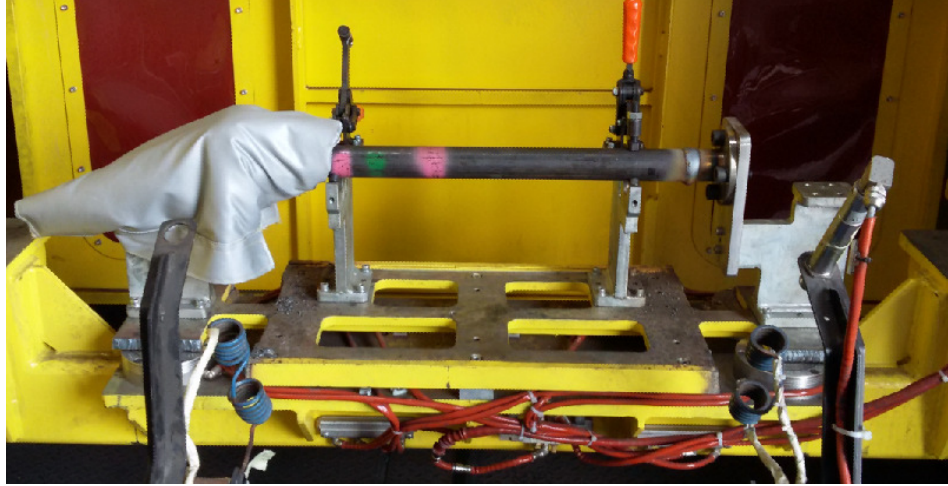
Şekil 6.9 : Kaynak fikstürü.

Sıcaklık değeri istenen değere geldiğinde kaynak işlemi başlar. Robota girilen kaynak parametreleriyle kaynak işlemi tamamlanır. Kaynak pozisyonu Şekil 6.10’da verilmiştir. Kaynak ön ısıtmanın tamamlanması ve kaynağın başlaması arasında 15-20 saniye süre vardır.



Şekil 6.10 : Gazaltı kaynak makinası.

Kaynak sonrası uygun soğutma şeklini bulmak için Şekil 6.11’de görüldüğü gibi tek taraf soğuma hızını düşürecek termal battaniye ile sarıldı. Diğer taraf havada soğuma olması için boş bırakıldı.

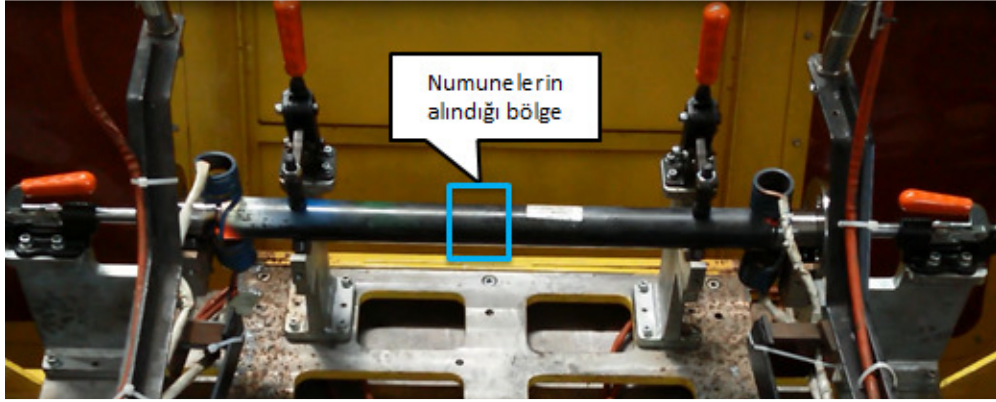


Şekil 6.11 : Sertlik ölçüm numunesi soğutma şekli.

Kaynak sonrası parça kesilerek sertlik ölçümü yapıldı. Havada ve battaniye ile soğutulan taraflar arasında sertlik farkı gözlenmedi. Fakat havada soğutulan tarafın bir miktar daha fazla çarpılmaya maruz kaldığı gözlemlendi. Denge çubuğunda parça toleransları çok önemli olduğundan battaniye ile soğutmaya karar verildi.

6.2.2 Sertlik ölçümü

Kaynak sonrası boru üzerinden sertlik ölçümü için numune çıkarıldı. Numuneler kaynak sıcaklığından etkilenmemesi için Şekil 6.12’de gösterildiği gibi kaynak bölgesine uzak bölgeden alındı.



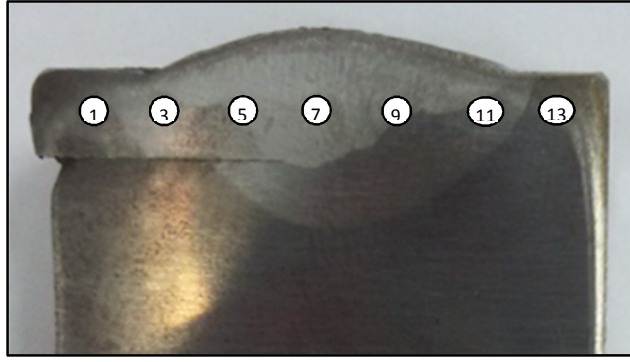
Şekil 6.12 : Boru sertlik numunesi alınan bölge.

Kesilen boru parçaları bakalite gömüldü. Boru et kalınlığı boyunca HV ölçüm alındı. Ayrıntılı sonuçlar EkA da incelenebilir. Sertlik taraması sonucu boru dış yüzeyinde kaynak öncesi ölçüme göre düşüş olduğu gözlenmiştir. Bunun sebebi kaynak ön ısıtma sıcaklık derecesinin yüksek olmasıdır. Seçilen sertlikte boruların kaynak öncesi ve sonrası sertlikleri Çizelge 6.5’te verilmiştir.

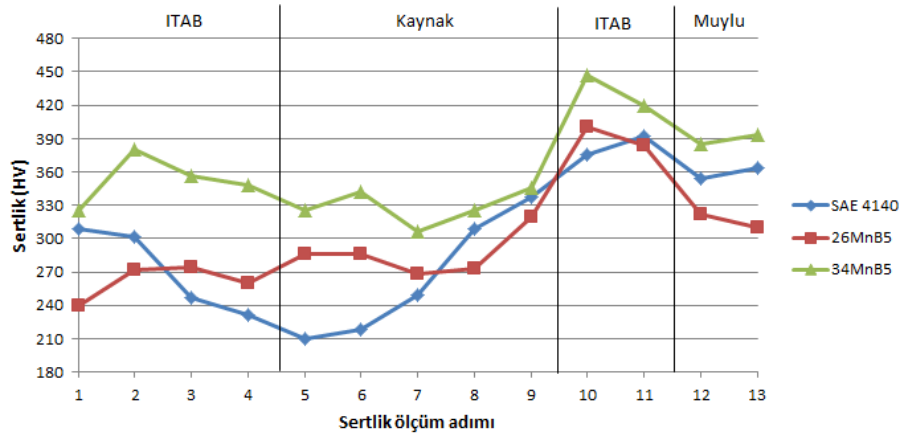
Çizelge 6.5 : Kaynak sonrası boru yüzey sertlik değerleri.

Boru malzemesi	Sertlik hedefleri	Temperleme sıcaklıkları (°C)	Isıl işlem sonrası sertlik (HRC)	Kaynak işlemi sonrası sertlik (HRC)
SAE 4140	Yüksek	300	51	44.3
26MnB5	Düşük	360	43	37.3
34MnB5	Yüksek	225	47	42

Kaynak bölgesi sertlik taraması sonuçları beklendiği gibi çıkmıştır. ITAB bölgesinde sertlik artışı gözlenmiştir. SAE 4140 çeliğinin sertlik değerinin düşük çıkması, parçanın kaynaklanabilirlik özelliğinin kötü olduğunun bir göstergesidir. Kaynak bölgesi sertlik taraması Şekil 6.13’te gösterildiği sırayla alınmıştır, sonuçlar Şekil 6.14’te verilmiştir. Bu sonuçlara göre en uniform dağılım 34MnB5 boruda gözlenmiştir. Ayrıca kaynak bölgesi yumuşaması da en az 34MnB5 boruda meydana gelmiştir.



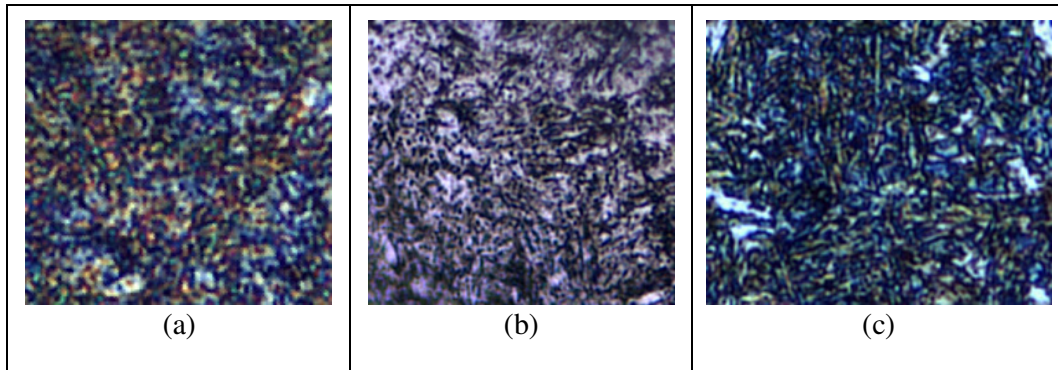
Şekil 6.13 : Kaynak bölgesi sertlik taraması.



Şekil 6.14: Kaynak bölgesi sertlik taraması karşılaştırması.

6.2.3 Mikroyapı inceleme

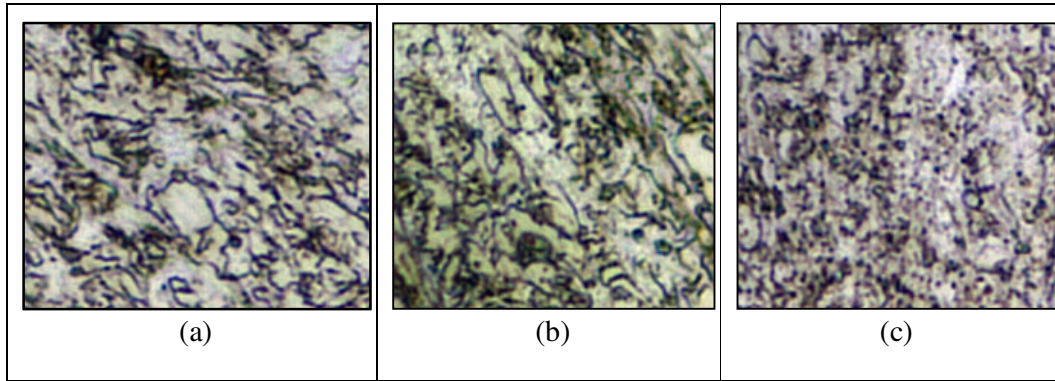
Borunun ve kaynak bölgesinin mikroyapı incelemesi gerçekleştirilmiştir. Boru iç yapısı referans görüntülerden anlaşıldığı üzere temper mertenzit yapıdadır. 1000x büyütme ile alınan görüntüler Şekil 6.15'te verilmiştir.



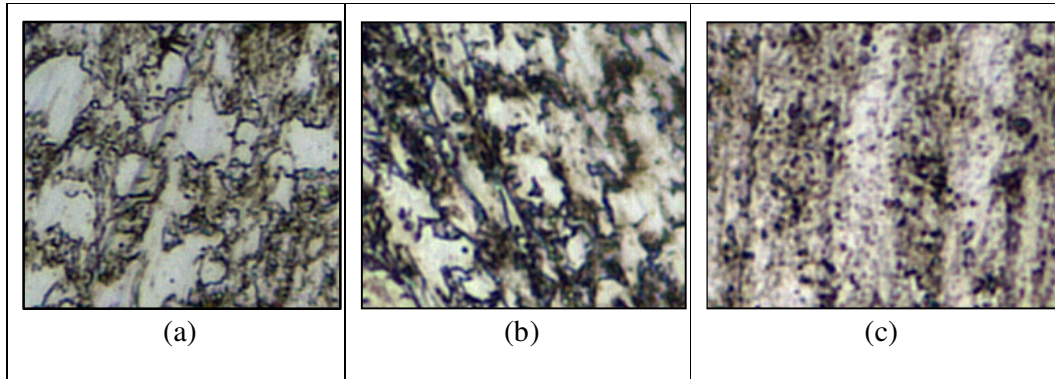
Şekil 6.15 : Boru mikroyapı görüntüleri: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c) 34MnB5.

Kaynak bölgesinde yapılan mikroyapı incelemesinde kaynak ve ITAB bölgesinde beklendiği gibi tane büyümesi gözlenmiştir. Kaynak dolgu malzemesinden alınan

mikroyapı incelemesi görüntüleri Şekil 6.16’da, ITAB bölgesinden alınan mikroyapı görüntüleri Şekil 6.17’de verilmiştir. Sertlik taraması sonucuna göre en fazla yumuşama olan kaynak bölgesinde tane irileşmesi gözlenmiştir. En düşük kaynak bölgesi sertliği görünen SAE 4140 borunun kaynak bölgesi mikroyapısında taneler beklendiği gibi daha büyüktür. Sertlik taraması sonuçlarına paralel şekilde 34MnB5 boruda uniform tane büyüklükleri gözlemiştir. 34MnB5 borunun kaynak ve ITAB bölgelerinde tane büyüklükleri her iki malzemeye göre daha küçük yapıdadır. Bu, 34MnB5 malzemenin martenzit iç yapısını kaynak sonrası tamamen kaybetmediğinin bir göstergesidir.



Şekil 6.16 : Kaynak mikroyapı incelemesi: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c) 34MnB5.



Şekil 6.17 : ITAB mikroyapı incelemesi: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c) 34MnB5.

6.3 Yorulma Testi

Yorulma test kurulumu Şekil 6.18’de gösterilmiştir. Yorulma testinde parça tek taraftan sabitlenmiştir. Diğer uçtan hidrolik kol tarafından sadece burulma yönünde yük gelecek şekilde tahrik edilmiştir. Burulma dışında oluşan eğme momentinin parçaya etkilememesi için tahrik edilen kol tarafından kaymalı yatak ile parça yataklanmıştır. Sabit genlik ve frekansta yük uygulanmıştır. Frekans değeri 1.5Hz

olarak belirlenmiştir. Test zamanını düşürmek için frekans değeri arttırıldığında parçada tireşim olduğu gözlemlendiği için bu frekans değeri seçilmiştir. Test, deplasman kontrolü ile yapılmıştır.



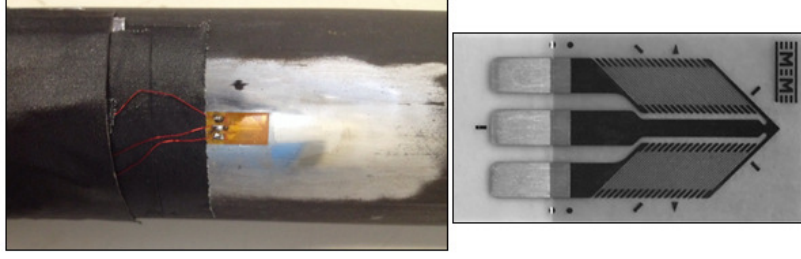
Şekil 6.18 : Yorulma testi fikstürü.

Farklı çaplarda olan borulara aynı gerilme değerini uygulamak için farklı deplasman değerleri belirlenmiştir (Çizelge 6.6).

Çizelge 6.6 : Yorulma testi deplasman değerleri.

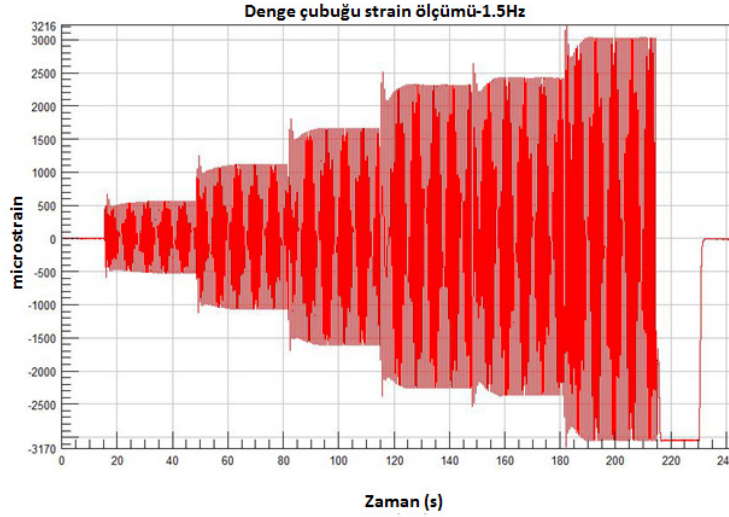
Boru malzemeleri	Dış Çap (mm)	İç Çap (mm)	Et kalınlığı (mm)	Deplasman (mm)	Hesaplanan gerilme (MPa)
SAE 4140	45	37	4	21	365
26MnB5	48.3	38.3	5	20	
34MnB5	43	30	6.5	22	

Parçaya gelen gerilme değerini belirlemek için parça yüzeyinden strain gage ölçümü yapılmıştır. Sadece SAE 4140 borusu üzerinden ölçüm alınmıştır. Vishay marka, 062UV, 0-90 tipi strain gage kullanılmıştır. Ölçüm esnasında farklı deplasmanlar uygulanarak sonuçlar karşılaştırılmış, kısa ömürlü yorulma bölgesine girmeyecek şekilde bir gerilme değeri belirlenmiştir. Strain gage'in denge çubuğu üzerine uygulaması ve strain gage'in fotoğrafı Şekil 6.19'da verilmiştir.



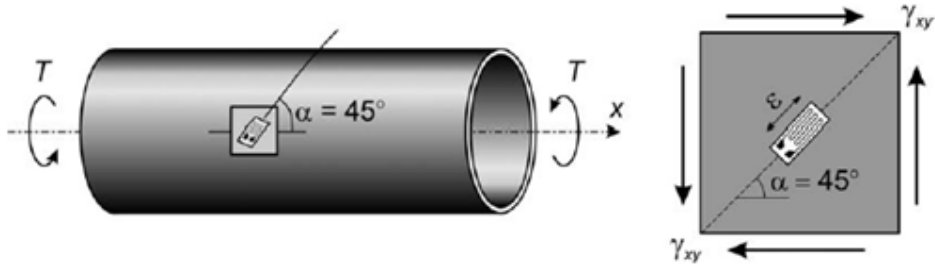
Şekil 6.19 : Strain gage uygulaması.

Strain gage uygulandıktan sonra farklı deplasmanlar verilerek strain gage'le ölçüm yapılmıştır. Ölçülen microstrain saf burulma hesabına veya iki eksenli gerilme haline göre hesaplanarak gerilmeye çevrilebilir. Ölçüm 1 Hz ve 1.5Hz frekansta tekrarlanarak frekans değerinin 1.5 Hz yapılması durumunda gerilme durumunun etkilenmediği doğrulanmıştır. Strain gage ölçümü farklı deplasmanlarda yapılmıştır;



Şekil 6.20 : Straingage ölçümü.

Saf burulma hesabına göre işlem yapıldığında, 0-90 tipi strain gage'in strain gage'lerinin ölçülen strain değerleri birbirine eşit, ters işaretlidir. Bu değere ϵ_s diyelim.



Şekil 6.21 : Tork strain gage'i pozisyonu.

Buna göre denklem yazılır ve sadeleştirilmeler yapılır. 6.3 denklemini elde edilir.

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy} \quad (6.1)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_x \cos^2 \theta + \varepsilon_y \sin^2 \theta + \gamma_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad (6.2)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_s \cos^2 45 - \varepsilon_s \sin^2 45 + \gamma_{xy} \sin 45 \cos 45$$

$$2\varepsilon = \gamma_{xy}$$

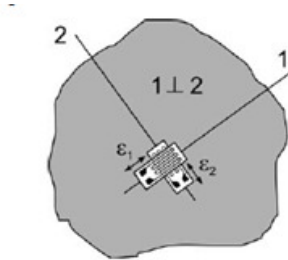
$$\tau_{xy} = G2\varepsilon \quad (6.3)$$

Bu sonuca göre testte okunan değerler için gerilim hesabı yapılabilir (Çizelge 6.7). İşlemler öncesinde microstrain 1000 ile bölünerek strain'e çevrilir. Çelikler için G değeri yaklaşık 80 GPa alınmıştır. Hedeflenen 365MPa gerilme değerine yaklaşık 21mm deplasman uygulandığında ulaşılmıştır.

Çizelge 6.7 : Strain gage testinde

Ölçüm adımları	Deplasman (mm)	Microstrain	Stress (MPa)
1	5	560	89.6
2	10	1100	176
3	15	1700	272
4	21	2300	368
5	22	2400	384
6	28	3000	480

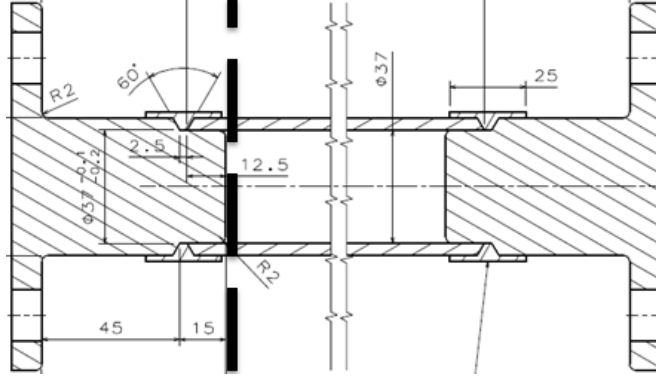
Diğer bir yöntem, iki eksenli gerilme hali için aynı gerilme sonuçları bulunabilir (Şekil 6.22). Silindir bir parçaya burulma momenti uygulandığında asal gerilme eksenlerinin borunun eksenini ile 45° açı yapan eksenler olduğunu bildiğimiz için iki eksenli gerilme hesabından gerilmeyi hesaplayabiliriz. Poisson oranı 0.31, young modülü 210GPa alınmıştır. ε_1 ve ε_2 birbirine eşit alınarak hesap yapılır.



Şekil 6.22 : İki eksenli gerilme durumu

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \varepsilon_2) \quad (6.4)$$

Parça hasarı beklendiği gibi en zayıf bölge olan ITAB bölgesinde meydana gelmiştir (Şekil 6.23, Şekil 6.24). Tüm numunelerde hasar benzer oluşmuştur.



Şekil 6.23 : Yorulma hasarının olduğu kesit.



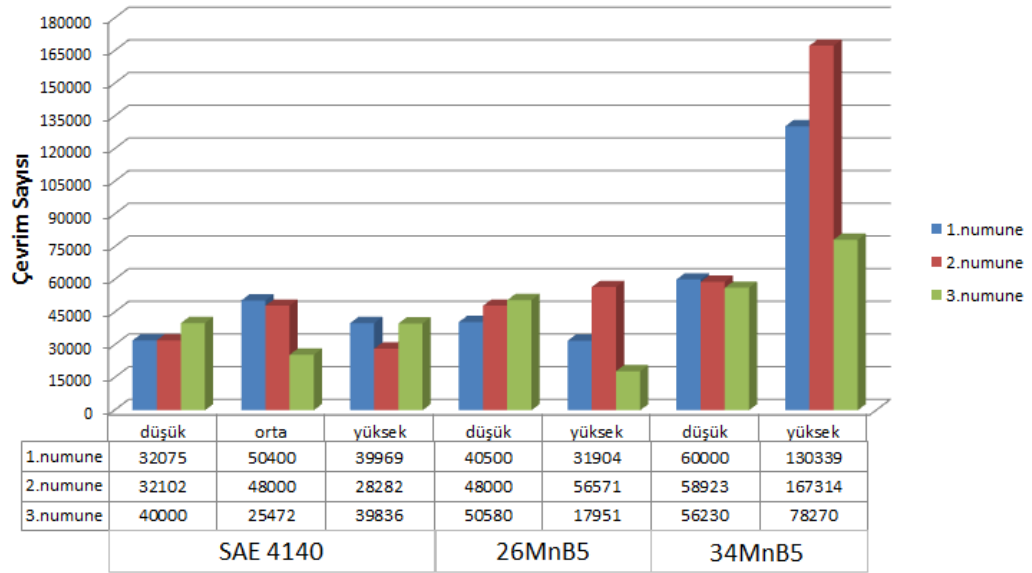
Şekil 6.24 : Hasara uğramış parça örnekleri.

Kullanılan borulardan 26MnB5 dikişli boru, diğer borular SAE4140 ve 34MnB5 dikişsiz borudur. Bir adet 26MnB5 boru diğer numunelerden farklı olarak boru kaynak dikişi boyunca hasara uğramıştır (Şekil 6.25).



Şekil 6.25 : Boru kaynak dikişi boyunca hasara uğrayan 26MnB5.

Test sonuçlarına göre en uzun ömür 34MnB5 malzeme, yüksek sertlikte imal edilen borularda görünmektedir. Yorulma ömrü sonuçları Şekil 6.26’te verilmiştir.



Şekil 6.26 : Yorulma testi sonuçları.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Ağır ticari araçlarda, bu araçlardan beklenen performansa uygun olarak yüksek rijilikte süspansiyon sistemi kullanılır. Ancak bu araçlarda yolcu konforunun sağlanabilmesi amacıyla ilave kabin süspansiyon sistemine de ihtiyaç duyulur. Çalışmada yer alan denge çubuğu bu ilave kabin süspansiyon sisteminin önemli bir güvenlik parçasıdır.

Çalışmada denge çubuğunun bağlantı şekli ve buna uygun malzeme seçimi üzerinde durulmuştur. Kaynaklı bağlantı diğer birleştirme alternatifleriyle karşılaştırıldığında ekonomiklik ve imalat kolaylığı sebebiyle ön plana çıkmaktadır. Ancak bu bağlantı şeklinde yüksek ısı girdisinin neden olduğu problemlerin ayrıca çözülmesi önemlidir. Çalışma boyunca denge çubuğu için alternatif malzemeler seçilmiş, birleştirme işlemi için kaynak süreçleri ve ısıtma şartları analiz edilmiştir. Çalışmanın son kısmında denge çubuğunun yorulma davranışını incelemek amacıyla burulma zorlaması altında yorulma testleri yapılmıştır. Sonuçlar kısaca şu şekilde verilebilir.

- İstenen şartları sağlayan malzeme alternatiflerinin SAE 4140, 26MnB5 ve 34MnB5 olduğu
- SAE 4140 malzemesi için en uygun ısıtma ortamının yağ ortamı olduğu
- Diğer iki malzeme için en uygun ısıtma ortamının polimerli su ortamı olduğu
- Kaynak sonrası soğuma hızını düşürmek için battaniye ile soğutmanın parça çarpılmasını azalttığı
- Kaynak sonrası yapılan sertlik ölçümlerinde kaynak sonrasında, özellikle kaynak ön ısıtmanın etkisiyle denge çubuğu numunelerinin sertlik değerlerinin 5-7 HRC arası düştüğü
- Kaynak bölgesi sertlik ölçümü ve mikro yapı incelemeleri sonucunda SAE 4140 malzemenin kaynak işleminden olumsuz etkilenerek beklenenin altında sertlik düşüşü yaşadığı ve mikroyapısında tane irileşmesi olduğu

- Yorulma testlerinde tüm hasarın ITAB bölgesinde meydana geldiği, hasarın kesit düzlemine paralel olduğu
- 26MnB5 malzemesinde hasarın dikiş boyunca oluşmasından dolayı denge çubuğu malzemesinin dikişsiz imal edilmesi gerektiği,
- En uzun yorulma ömrüne sahip olan malzemenin yüksek sertliğe sahip 34MnB5 olduğu
- Başlangıç malzeme sertliğinin yorulma test sonucunu direk olarak etkilediği, bu yüzden temperleme miktarının belirlenmesinin kritik bir öneme sahip olduğu,

sonuçlarına varılmıştır.

Yukarıda yapılan tüm çalışmaların sonucunda: Dayanımı en düşük bölge olan “kaynak bağlantı bölgesi” ndeki gerilme yığılmasını düşürmek amacıyla “uç şişirme” işlemine tabi tutulması gerektiği ortaya çıkmıştır.

Bu tezde denge çubuğunun temel zorlanma şekli olan burulma momentine göre yorulma testleri gerçekleştirilmiştir. Diğer bir yöntem olarak denge çubuğuna çok eksenli yorulma test uygulanabilir. Bu sayede parça testi araç üzerindeki kullanıma daha çok yaklaşacaktır.

Birleştirme yöntemlerinden bölgesel dayanım düşmesine sebep olmayan teknikler kullanılabilir. Bu durumda hasarın birleştirme bölgesi dışında bir bölgeden olması beklenmelidir.

Ağırlık azaltma çalışması kapsamında alternatif malzemelerin testleri gerçekleştirilebilir. Özellikle kompozit denge çubuğu yorulma testine tabi tutulursa sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilebilir.

KAYNAKLAR

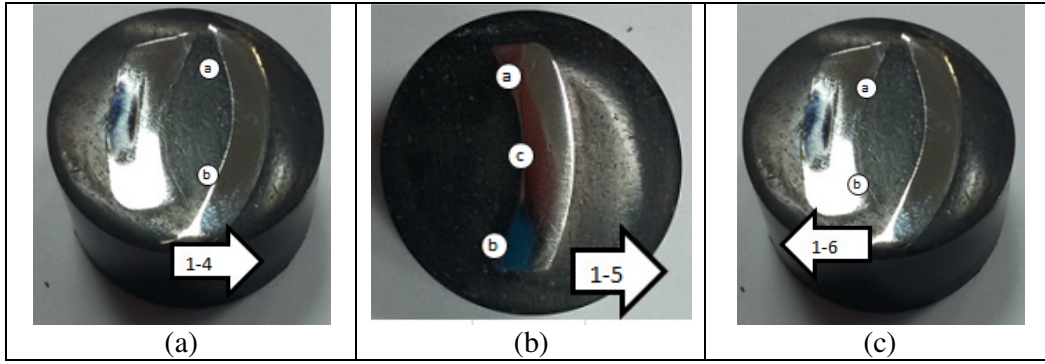
- [1] **Ezgi, E.** (2012). *Otomotiv endüstrisinde kullanılan denge çubukları için ısıtıl işlem prosesindeki farklı sertleştirme ortamlarının yorulma davranışına etkileri.* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Sayılğan, N.** (2015). *Ağır ticari araçların havalı süspansiyonun sisteminde kullanılan boru denge çubuğu tasarımı.* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [3] **Gercke, M., Eismann, J. & Arquardt, F.** (2008). *U.S. Patent No. 20080268965.* Scarborough, NY: U.S. Patent and Trademark Office.
- [4] **Hiller, F., Schmidt, M., Breiksch, W.** (2003) “Use of magnetic welding process in the production of truck cab suspension systems”, ThyssenKrupp TechForum.
- [5] **Markus, R., Walter, B., Tobias, D.** (2011). *Patent No. DE102010035976.* Deutsches Patent und Markenamt
- [6] **Demirkol, M.** (2012). *Malzemelerin mekanik davranışları ders notları,* İstanbul Teknik Üniversitesi
- [7] **Ereke, M.** (2013). *Taşıtlarda ömür testleri ders notları,* İstanbul Teknik Üniversitesi, Ders Sunum 1-8.
- [8] **Duruş, M.** (2014). *Ağır ticari araç havalı süspansiyonunda kullanılan z tipi makas tasarımı.* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [9] **Temiz, V.** (2012). *Makina elemanlarının sürekli mukavemete göre hesabı ders notları,* İstanbul Teknik Üniversitesi
- [10] **Akarsu, C.**(2012). *Bir ticari kamyon şasisine bağlı parçaların titreşim kaynaklı yorulma analizi.* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Budynas, R.G. & Nisbett, J.K.** (2009). *Shigley's Mechanical Engineering Design,* 9th Edition, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York
- [12] **ASM Handbook.** (1991). *Heat treating,* (Cilt 4)
- [13] **Subaşı, M.** (2006). *AISI 4140 çeliğinde sertlik, yorulma dayanımı ve kalıcı gerilme ilişkisi.* (Yüksek Lisans Tezi), Gazi Üniversitesi, Ankara.
- [14] **ASM Handbook.** (1990). *Properties and Selection: Irons Steels and High Performance Alloys,* (Cilt 1)
- [15] **Güler, H., Ertan, R. & Özer, H.** (2014). *30mnb5 çelik malzemenin kırılma enerjisi ve dayanım değerlerine ısıtıl işlem sıcaklıklarının etkisi,* 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, Türkiye: Mayıs 26-27

- [16] **Kesti, E.** (2009). *Ç-4140 çeliğinin, mikro yapı ve mekanik özelliklerine su verme ortamının etkilerinin araştırılması.* (Yüksek Lisans Tezi). Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- [17] **Kayral, S.** (2014). Isıl işlem görmüş 30MnB5 çeliğinin mekanik özelliklerinin ve çentik darbe geçiş sıcaklığının incelenmesi, NWSA Technological Applied Sciences, Manisa, Türkiye
- [18] **Ghali, S.N., El-Faramawy, H.S. & Eissa, M.M.** (2012) Influence of boron additions on mechanical properties of carbon steel, *Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering*, 11, 995-999
- [19] **Ceyhan, A. & Duruş, M.** (2015). Wheel hub fatigue performance under non-constant rotational loading and comparison to eurocycle test, 3rd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading, Prague, Czech Republic: Marach 23-26

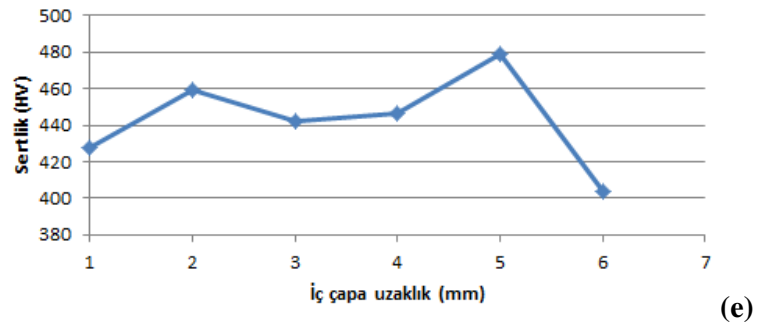
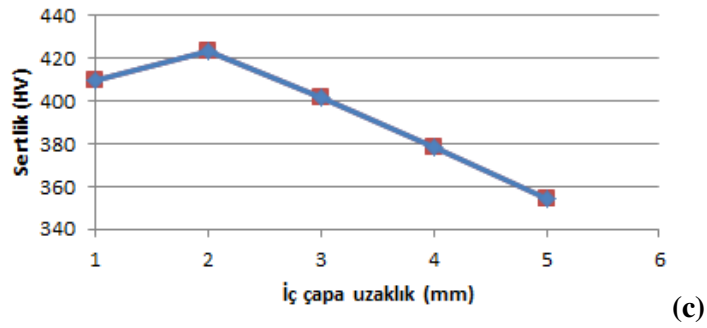
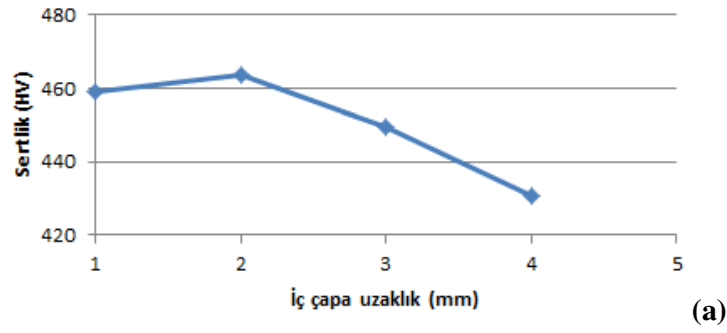
EKLER

EK A: Boru Kesitlerinden Alınan Sertlik Ölçümü Sonuçları

EK A



Şekil : Bakalite gömülmüş borular: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c)34MnB5



Şekil A.1 : Boru kesitlerinin sertlik ölçüm sonuçları: (a)SAE 4140. (b)26MnB5. (c)34MnB5

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Mesut Görürgöz
Doğum Tarihi ve Yeri : Niğde, 26/07/1985
E-posta : gorurgozm@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2008, İTÜ, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2009-2010 yılları arasında Arçelik Elektrik Motoları Fabrikasında ürün geliştirme mühendisi olarak çalıştı.
- 2012'den Ford Otosan Şasi Mühendisliğinde çalışmakta.