

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİNEK ARAÇ JANTLARININ YORULMA ÖMRÜ
TEST SÜRESİNİN OPTİMİZASYONU



Hüseyin Emre KARAKAŞ

Şubat, 2020

İZMİR

BİNEK ARAÇ JANTLARININ YORULMA ÖMRÜ TEST SÜRESİNİN OPTİMİZASYONU

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Programı

Hüseyin Emre KARAKAŞ

Şubat, 2020

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

HÜSEYİN EMRE KARAKAŞ, tarafından PROF. DR. MELTEM EVREN TOYGAR yönetiminde hazırlanan “BİNEK ARAÇ JANTLARININ YORULMA ÖMRÜ TEST SÜRESİNİN OPTİMİZASYONU” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Meltem Evren TOYGAR

Yönetici


Prof. Dr. Binnur Gören KİRAL

Jüri Üyesi


Doç. Dr. H. Serail ARTEM

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, engin bilgi ve tecrübesi ile bana yol gösteren ve mühendislik alanında ilerlememi sağlayan tez danışmanım, değerli hocam, Sn. Prof. Dr. Meltem Evren TOYGAR’a;

Çalışmanın her aşamasında desteklerini esirgemeyen, başta Sn. Halil Emre ÇUBUKLUSU olmak üzere Sn. Ali KARA, Sn. Meriç IŞIK, Sn. Yiğitcan BALIKÇIOĞLU’na, tüm çalışma arkadaşlarıma, çalışmalarda maddi ve manevi her türlü desteği veren sektöründe öncü CMS Jant ve Makina Sanayi A.Ş.’ne;

Tüm hayatım boyunca yanımda olup beni sonuna kadar destekleyen, bugünlere gelmem için büyük emek sarf eden sevgili aileme;

Saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Hüseyin Emre KARAKAŞ

BİNEK ARAÇ JANTLARININ YORULMA ÖMRÜ TEST SÜRESİNİN OPTİMİZASYONU

ÖZ

Binek araç jantları, araçlarda yarattığı görsel etkinin yanı sıra statik ve dinamik yükler altında değişken zorlanmalara maruz kaldığından, tasarım aşamasında güvenlik faktörünün de göz önünde bulundurulması gereken en kritik komponentlerden biridir. Günümüzde, binek araç jantları olarak özellikle yüksek darbe dirençleri, düşük ağırlıkları ve yüksek mukavemetleri gibi avantajlarından dolayı alüminyum alaşımlı jantlar kullanılmaktadır. Jantlardan proses sürecinde, ortaya çıkarılan tasarımın doğrulanması için otomotiv ve jant üreticileri tarafından standart hale getirilmiş çeşitli mekanik performans testlerini geçmesi beklenmektedir. Jantların en geleneksel ve en fazla zaman alan performans testlerinden birisi olan dinamik yorulma ve ömür testi yılda yaklaşık olarak 1500 kez yapılmaktadır. Bu çalışma kapsamında jantın ömür tur sayısının azalmaması ve üzerinde oluşan hasar miktarının artmaması şartı ile sonlu elemanlar analiz programından alınacak çıktılarından da faydalanılarak dinamik yorulma ve ömür testinin çevrim süresinin iyileştirilmesi hedeflenmektedir.

Temeli deneysel ve sayısal yöntemlerle jantın komponent S-N eğrisinin elde edilmesine dayanan bu çalışmada çevrim süresinin iyileştirilebilmesi için iki yöntem üzerinde durulmuştur. Bu yöntemler, test makinesinin devir sayısının artırılması ve janta uygulanan eğilme momentinin kontrollü bir şekilde arttırılarak ömür testinin daha kısa sürede tamamlanmasıdır. Test makinesinin devir sayısındaki artışın jantın yorulma ömrü üzerine etkileri deneysel olarak incelenerek testin çevrim süresi iyileştirilmiştir. Aynı zamanda jantın komponent S-N eğrisi kullanılarak eğilme momenti kontrollü bir şekilde arttırılmıştır. Moment artışı sayesinde jant, müşterinin kriter olarak belirlemiş olduğu minimum çevrim sayısında hasara uğratarak ömür testinin çok daha kısa sürede tamamlanması sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Binek araç jantı, yorulma, ömür testi çevrim süresi, optimizasyon

OPTIMIZATION OF THE FATIGUE LIFE TEST DURATION OF PASSENGER CAR RIMS

ABSTRACT

Passenger car rims are one of the most critical components that its safety factor also must be taken into consideration in the design stage as they are subjected to varying stresses under static and dynamic loads as well as the visual impact it creates. In today's world, aluminum alloy wheels are especially used as passenger car rims due to their advantages such as high impact resistance, low weight and high strength. Wheels are expected to pass a variety of mechanical performance tests standardized by automotive and wheel manufacturers to verify the design in the process. One of the most traditional and most timeconsuming performance tests of the wheels, the dynamic fatigue and life test is performed approximately 1500 times in a year. Within the scope of this study, it is aimed to improve the cycle time of the dynamic fatigue and life test by making use of the outputs to be taken from the finite element analysis program conditioned that the number of life cycles of the rim does not decrease and the amount of damage occurring on it does not increase.

In this study, which is based on obtaining component S-N curve of the rim with experimental and numerical methods, two methods have been emphasized in order to improve cycle time. These methods include increasing the speed of the test machine and increasing the bending moment applied to the rim in a controlled manner and completing the life test in a shorter time. The effects of the increase in the speed of the test machine on the fatigue life of the rim were examined experimentally and the cycle time of the test was improved. At the same time, the bending moment was increased in a controlled manner by using component S-N curve of the rim. Due to the increase in torque, the rim has been damaged in the minimum number of cycles that the customer has set as a criterion and the fatigue life test is completed in a much shorter time.

Keywords: Passenger car rim, fatigue, cycle time of fatigue life test, optimization

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	x
BÖLÜM - BİR GİRİŞ.....	1
BÖLÜM İKİ - ALÜMİNYUM ALAŞIMLI JANT	6
2.1 Alüminyum Alaşımli Jantın Yapısı ve Sınıflandırılması	6
2.2 Jant Üretim Yöntemleri	8
2.2.1 Dövme yöntemi ile jant üretimi.....	8
2.2.2 Soğuk şekillendirme yöntemi ile jant üretimi.....	9
2.2.3 Alçak Basınçlı Döküm Yöntemi ile Jant Üretimi.....	11
2.3 Alüminyum Alaşımli Jantın Üretim Aşamaları.....	12
2.4 Alüminyum Alaşımli Jantlara Uygulanan Mekanik Performans Testleri	18
2.4.1 13° Darbe Testi	18
2.4.2 Radyal Yorulma Testi.....	19
2.4.3 ZWARP Testi	20
BÖLÜM ÜÇ - DİNAMİK VİRAJ YORULMASI.....	22
3.1 Yorulma.....	22
3.2 Yorulmanın Tarihçesi.....	23
3.3 Yorulma Ömür Hesabı Yaklaşımları.....	25

3.3.1 Gerinim – Ömür yaklaşımı	26
3.3.2 Kırılma mekaniği yaklaşımı	28
3.3.3 Gerilme – Ömür yaklaşımı	30
3.4 Dinamik Viraj Yorulması Testi	33
3.4.1 Dinamik viraj yorulması test makinesinin temel çalışma prensibi.....	33
3.5 Genel S – N Eğrisinin Elde Edilmesi ve Komponent S – N Eğrisi.....	35
3.5.1 Dinamik viraj yorulması sonlu elemanlar analizi.....	44
 BÖLÜM DÖRT - METODOLOJİ	50
 4.1 Tezgah Devir Sayısının Arttırılması.....	50
4.1.1 Frekansın yorulma ömrüne etkisi	50
4.2 Eğilme Momentinin Arttırılması	53
 BÖLÜM BEŞ - SONUÇLAR	57
 5.1 Devir Sayısındaki Artışın Yorulma Testinin Çevrim Süresine Etkisi.....	57
5.2 Eğilme Momentindeki Artışın Yorulma Testinin Çevrim Süresine Etkisi	60
 BÖLÜM ALTI - DEĞERLENDİRME	62
 KAYNAKLAR	63

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Alüminyum alaşımlı jant	2
Şekil 2.1 Alüminyum alaşımlı jant kesiti	6
Şekil 2.2 Dövme jant üretim prosesi	8
Şekil 2.3 Dövme yönteminde kullanılan alüminyum kütükler	8
Şekil 2.4 Rölle operasyonun gerçekleştirildiği tezgah	10
Şekil 2.5 Soğuk sıvama operasyonu	10
Şekil 2.6 Alçak basınçlı döküm yöntemi	11
Şekil 2.7 Alüminyum külçelerin eritildiği alüminyum ergitme fırını	13
Şekil 2.8 Gaz giderme işlemi	13
Şekil 2.9 Alçak basınçlı döküm yönteminde kullanılan kalıp ve elemanlar	14
Şekil 2.10 Alüminyum ısıtma işlem tesisi	15
Şekil 2.11 Alüminyum alaşımlı janta uygulanan ilk talaş operasyonu	16
Şekil 2.12 Helyum sızdırmazlık test tezgahı	17
Şekil 2.13 Ön yüzey işlemleri (sol) ve ön yüzey işlemeli (sağ) jant	17
Şekil 2.14 13° darbe test tezgahının şematik gösterimi	18
Şekil 2.15 Radyal yorulma testinin şematik gösterimi	20
Şekil 2.16 Nürburgring pistine ait bir kroki	20
Şekil 2.17 ZWARP test makinesine ait bir görsel	21
Şekil 3.1 Temsili gerilme – şekil değiştirme eğrisi	22
Şekil 3.2 Yorulma hasarına uğramış bir parça A) Çatlak başlangıç noktası B) Çatlak ilerlemesi C) Nihai kırılma	23
Şekil 3.3 Wöhler'in geliştirdiği test düzeneğinin şematik gösterimi	24
Şekil 3.4 Yolcu uçağının penceresinde meydana gelen hasar	25
Şekil 3.5 Gerilme genliği ve yorulma ömrü grafiği	28
Şekil 3.6 Yükleme tipine bağlı çatlakların ilerleme durumu	29
Şekil 3.7 Tekrarlı yükleme durumunda gerilme – zaman grafiği	30
Şekil 3.8 Dinamik viraj yorulması test düzeneğinin şematik gösterimi	34
Şekil 3.9 a) Doğrusal skalada çizilmiş S-N eğrisi b) Logaritmik skalada çizilmiş S-N eğrisi	35

Şekil 3.10 Farklı gerilme genlik değerleri için S-N eğrisinin oluşumu	36
Şekil 3.11 Gerilme genliği – ortalama gerilme grafiği	38
Şekil 3.12 Çekme çubuklarının çıkarıldığı jant bölgeleri	39
Şekil 3.13 Model jantın ofset yüzey pürüzlülük ölçümü	41
Şekil 3.14 Dinamik viraj yorulması testi	42
Şekil 3.15 Çevrim sayısının dağılım kontrolü.....	43
Şekil 3.16 Test düzeneği üzerindeki standart parçaların modellenmesi	45
Şekil 3.17 Janta uygulanan sınır koşulları ve yükleme	46
Şekil 3.18 3000 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı	46
Şekil 3.19 3500 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı	47
Şekil 3.20 4000 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı	47
Şekil 3.21 4500 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı	47
Şekil 3.22 AlSi ₇ Mg T6 alaşımı için janta ait komponent S-N eğrisi	49
Şekil 4.1 Düşük karbonlu çeliğin farklı frekans değerindeki S-N eğrisi	52
Şekil 4.2 Komponent S-N eğrisi üzerinden gerilme değerinin belirlenmesi	55
Şekil 4.3 Gerilme – eğilme moment grafiği.....	55
Şekil 5.1 İki farklı devir sayısı için deneylerden elde edilen verilere f-testi uygulaması.....	58
Şekil 5.2 İki farklı devir sayısı için deneylerden elde edilen verilere t-testi uygulaması.....	59

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1 Alüminyum alaşımlı jantın sınıflandırılmasında kullanılan ölçüler	7
Tablo 2.2 Alüminyum alaşımlı jantın sınıflandırılmasında kullanılan flanş tipleri	7
Tablo 3.1 Gerilme oranı değerleri için çeşitli yükleme koşulları.....	32
Tablo 3.2 Jantın farklı bölgelerindeki ortalama von Mises gerilmeleri	37
Tablo 3.3 Model jantın feder bölgesinin mekanik özellikleri	39
Tablo 3.4 Model jantın iç flanş bölgesinin mekanik özellikleri.....	40
Tablo 3.5 Model jantın dış flanş bölgesinin mekanik özellikleri.....	40
Tablo 3.6 Komponent S-N eğrisinde kullanılan jantın teknik özellikleri	41
Tablo 3.7 Farklı moment değerleri için çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayıları	42
Tablo 3.8 Farklı moment değerleri için jantın ön ve arka yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler	48
Tablo 4.1 Dinamik viraj yorulması ömür testi için müşterinin belirlemiş olduğu kriterler.....	54
Tablo 5.1 Farklı devir sayılarında çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayıları ve test süreleri	57
Tablo 5.2 3768 Nm test yükü için jantın yorulma hasarına uğradığı çevrim sayıları ve test süreleri	60
Tablo 5.3 2881 Nm test yükü için jantın yorulma hasarına uğradığı çevrim sayıları ve test süreleri	60

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Artan küresel rekabet ve ekolojik kaygılar, otomotiv yan ve ana sanayi üreticilerini yeni arayışlar ve araştırmalara yapmaya zorlamıştır. Sürüş konforundan ve güvenlikten ödün vermeksizin otomobillerin az yakıt tüketimi için düşük yoğunluklu ancak yüksek mukavemete sahip malzemelerin seçimi üreticilerin en önemli hedefleri arasında yer almaktadır (Köse, 2015). Doğada en çok bulunan üçüncü element olan alüminyum, çok az bir enerji sarfıyatı ile yeniden üretime kazandırılabilme, alaşımlandırılarak mukavemet özelliklerinin artırılabiliyor olmasının yanı sıra, imalat sürecinde kolay işlenebilmesi, yüksek korozyon direnci ve hafif olması gibi çeşitli özelliklerinden dolayı günümüz otomotiv endüstrisi için tercih nedeni haline gelmiştir (Başer, 2013). Çelikten sonra en çok kullanılan metal olan alüminyum ve alaşımlarının çarpma esnasında açığa çıkan kinetik enerjinin depolanarak bu enerjinin yolcu veya sürücü tarafından absorbe edilmesini önlemesi ve ciddi ölçüde yakıt tasarrufu sağlamasından dolayı gelişmekte olan otomotiv endüstrisi için kullanım alanının büyük ölçüde artmasına neden olmuştur (Doruk, Başer ve Durgun, 2016). Ülkemizde otomotiv sektörünün gelişimi, beraberinde jant sektörüne ve pazarının oluşumuna neden olmuştur. Batılı ülkelerin otomotiv yan sanayi faaliyetlerinden çok montaj kısmına yönelmeleri, teknolojik faaliyetlerle beraber ülkemizde jant sanayisinin temellerinin atılmasına katkı sağlamıştır.

Türkiye Döküm Sanayiciler Derneği'nin 2012 yılında paylaşmış olduğu sektör raporuna göre Türkiye'de alüminyum alaşımlı yerli jant üretimi 25 yıl önce yıllık 20.000 - 25.000 adet olarak başlamış olup bugün 400 kat artarak 9 milyon jant /yıl kapasiteye ulaşılmıştır. Sektörde ikisi yabancı sermayeli 6 adet alüminyum jant üreticisi mevcuttur. Alaşımlı jant üretim üssü haline gelen İzmir'de 9.500.000 adet/yıl kurulu kapasiteye ulaşılmış olup, 2011 yılında %95 kapasite ile üretim yapılmış, üretimin %80'i orijinal ürün üreticisine (OEM); %20'si yan sanayiye olmuştur ve üretimin %90'ı ihraç edilmiştir (Dal, 2012).

Otomobil üzerinde insan hayatını doğrudan etkileyen ve devletlerin belirlemiş olduğu çeşitli yasal zorunlulukları olan parçalara emniyet parçaları denir (Tarkun, 2015). Otomobillerin aks sistemine bağlı olan jant, motorun üretmiş olduğu momenti güç aktarma organlarının da aracılığı ile üzerine takılmış olduğu lastiğe aktaran ve aracın hareket etmesi için dönen en önemli emniyet parçalarından birisi olarak tanımlanmaktadır (Şekil 1.1). Jant araçlarda yarattığı görsel etkinin yanı sıra, performans, sürüş konforu ve ekonomisine de önemli ölçüde katkı sağlamaktadır. Araç üzerindeki jantın temel görevi; torku güç aktarma organları ile lastiğe iletmek ve sürüş esnasında yoldan kaynaklanan ani yükleri absorbe ederek sürücüye konforlu ve güvenli bir sürüş imkânı sağlamaktır.



Şekil 1.1 Alüminyum alaşımlı jant (CMS, 2019)

Jantlar çalışma koşullarında gerek araç ağırlığı gerekse yol şartlarından kaynaklanan çeşitli kuvvetlere maruz kalmaktadırlar. Araç ağırlığı, seyir koşulları ve araca takılı olan lastik vb. gibi etmenlere bağlı olarak janta etkiyen kuvvetlerde değişiklikler gözlemlenir. Etkiyen bu kuvvetler sonucunda jant üzerinde metal yorgunluğuna bağlı yorulma hasarı oluşur.

Kocabıçak ve Fırat (2000) yapmış oldukları analitik çalışmada otomobil üzerinde bulunan çelik jantın yorulma ömrünü tahmin edebilmek için öncelikle çentiksiz bir çekme numunesinden malzemeye ait gerilme – şekil değiştirme eğrisini elde ettiler. Bu veri ile beraber çentikteki plastik şekil değiştirmeyi hesaplayarak çentikli bölgedeki gerilme – şekil değiştirme analizi için gerekli bilgiyi elde etmiş oldular. Toplam plastik deformasyon teorisini kullanarak elasto – plastik gerilme bileşenlerini hesapladılar. Değişken yüklemeye maruz bir parçanın toplam ömrünün belirlenmesi için çeşitli gerilme genlik değerlerindeki farklı hasar miktarlarının toplanarak elde edilebileceğini belirten Palmgren – Miner kuralını kullanarak toplam hasar miktarını

hesapladılar ve bu verileri C programlama diliyle bir yorulma analiz programı yazmak için kullandılar. Yazmış oldukları analiz programıyla bir jantın otomobilin viraj alması esnasındaki yorulma ömrünü tahmin ettiler. Elde edilen bu tahmini ömür ile jantın yorulma test sonuçlarını kıyaslayarak yalnızca %11'lik bir fark olduğunu gözlemlediler.

Ercan (2011) yapmış olduğu çalışmada seyir esnasındaki bir araca ait jant üzerine etkileyen radyal yükleri sonlu elemanlar analiz programında simüle ederek bir statik analiz gerçekleştirmiştir. Analiz sonucunda minimum ve maksimum gerilme değerlerini ölçerek üç boyutlu jant modeli üzerindeki kritik bölgeyi tespit etmiştir. Statik analiz sonucunda tespit etmiş olduğu kritik bölgenin yorulma ömrünü belirlemek amacıyla, elde ettiği gerilme değerleri ile birlikte parçanın sürekli mukavemet değerinin belirlenmesinde kullanılan Marin faktörlerini (yüzey faktörü, boyut faktörü, yük faktörü, sıcaklık faktörü, düzeltme faktörü) de göz önünde bulundurarak yaklaşık bir S-N eğrisi oluşturmuştur. Daha sonra jant prototipleri üzerinde radyal yorulma testi yaparak hasar oluşumunun gözlemlendiği yorulma ömrü çevrimlerini belirlemiş ve farklı bir S-N eğrisi daha oluşturmuştur. Bu iki S-N eğrisini birlikte değerlendirerek eğrinin son halini belirlemiştir. Gerekli olan bilgileri analiz programına aktararak bir yorulma analizi gerçekleştirmiştir. Yorulma analizi sonucunda elde ettiği veri ile test sonuçlarını kıyaslayarak birbirlerine oldukça yakın olduğunu gözlemlemiştir.

Thakare (2017) yapmış olduğu çalışmada çelik jantın sonlu elemanlar analiz yöntemiyle yorulma davranışını incelemek ve en doğru sınır koşullarını belirlemek için iki farklı çalışma ortaya koymuştur. İlk durumda eğilme momenti, jantın sadece bijon deliklerine uygulanmış, ikinci durumda ise moment, jantın bijon deliklerine ve disk üzerine uygulanmıştır. İki durum için de beşer adet janta strengeler yapııştırarak söz konusu bölgelerin şekil değiştirme miktarlarını gözlemlemiştir. Aynı zamanda bu iki çalışmayı sonlu elemanlar analiz yöntemiyle simüle etmiş ve söz konusu bölgeler için analiz sonucunda elde ettiği gerilme değerleri ile deneysel çalışmalarında elde ettiği gerilme değerlerini karşılaştırmıştır. Çalışmasının sonucunda eğilme momentinin bijon deliklerine ve disk üzerine etki etmesi durumunda analiz sonucundaki değerler ile deneylerden elde ettiği gerilme değerlerinin birbirlerine çok

daha yakın olduğunu gözlemlemiş ve buradan yola çıkarak ikinci çalışmasındaki sınır koşullarının çok daha doğru olduğunu belirlemiştir.

Raju, Rajesh, Satyanarayana ve Ramji (2011) yapmış oldukları çalışmada A356.2-T6 alüminyum alaşımının yorulma ömrünü, logaritmik normal dağılım modeli ile tahmin etmişlerdir. Başlangıç olarak üç adet numuneyi eğme momentine maruz bırakıp test ederek ve aşamalı istatistiksel prosedürü kullanarak hata oranını tahmin etmişlerdir. Farklı gerilme ve güven seviyeleri için kabul edilebilir maksimum hata oranını da göz önünde bulundurarak alüminyum alaşımın farklı gerilme seviyelerinde ortalama yorulma ömrünü hesapladılar ve S-N eğrisini oluşturdular.

Jantın dış görünümünün, aracın estetik görünümünü ve cazibesini önemli bir biçimde etkilediği bilinen bir gerçektir. Bununla birlikte jantlar fonksiyonları gereği araç üzerinde bulundukları çalışma süresi boyunca statik ve dinamik olarak çeşitli yüklemelere maruz kalırlar. Dolayısıyla jant, dış görünümünün yanı sıra maruz kalabileceği çevresel etkileri ve yükleri tolere edebilecek kadar da sağlam yapılı olmalıdır. Jant üreticileri tarafından üretim aşamasında ortaya çıkarılan tasarımın doğrulanması için janta etki eden kuvvetlerin benzetimleri sayısal ve deneysel metotlarla yapılmakta ve jantlardan mekanik anlamda çeşitli performans kriterlerini sağlaması beklenmektedir. Jantların, jant üreticileri tarafından en geleneksel dayanıklılık testlerinden birisi olarak kabul gören dinamik viraj yorulması testini geçmesi söz konusu bu performans kriterlerinden yalnızca bir tanesidir.

Dinamik viraj yorulması testi, aracın viraj alması esnasında jant üzerine etki eden kuvvetlerin benzetimlerinin yapılmasıyla jantın yorulma ömrünün tespit edilmesine olanak sağlayan bir testtir. Otomotiv ve jant üreticileri için oldukça büyük bir önem sahip olan dinamik viraj yorulması testi, çevrim sürelerinin uzun olması nedeniyle üretici ve müşteri açısından problem teşkil etmektedir. Artan küresel rekabette boşa geçen her saniye üreticiye mali anlamda ve prestij anlamında kayıp olarak geri dönebilmektedir. Bu nedenle ürünün mümkün olan en kısa zamanda devreye alınarak üretilmesi ve müşteriye sunulması üretici açısından çok büyük önem arz etmektedir. Tüm bunlar göz önüne alındığında, testlerin çevrim sürelerinde yapılabilecek bir iyileştirme çalışmasının getirisi üreticiye oldukça fazla olacaktır.

Bu çalışma kapsamında alüminyum alaşımlı jantlara uygulanan ve standartlarda yer alan dinamik viraj yorulması testlerinin incelenmesi ve test süresinin optimize edilmesi amaçlanmıştır. Optimizasyonun yapılabilmesi için ilk etapta ısıtılmış bir janta ait komponent S-N eğrisinin elde edilmesi ve ANSYS Workbench 18.0 sonlu elemanlar analiz programında jantın yorulma analizlerinin yapılması, S-N eğrisinin oluşturulabilmesi için gereken gerilme değerlerinin programdan çıktı olarak alınması hedeflenmiştir. Komponent S-N eğrisi elde edilerek müşterinin jant için belirlemiş olduğu minimum yorulma ömründe, jantın hasara uğrayabileceği kritik moment değeri belirlenecektir. Böylece müşterinin ön gördüğü kriterleri sağlayan jant için çok uzun süren yorulma testleri çok daha kısa sürelerde tamamlanabilecektir. Janta söz konusu bu kritik yük uygulanırken aynı zamanda tezgahın devir sayısı da arttırılarak, ömür testi süresinin daha da kısa sürmesi sağlanacaktır.

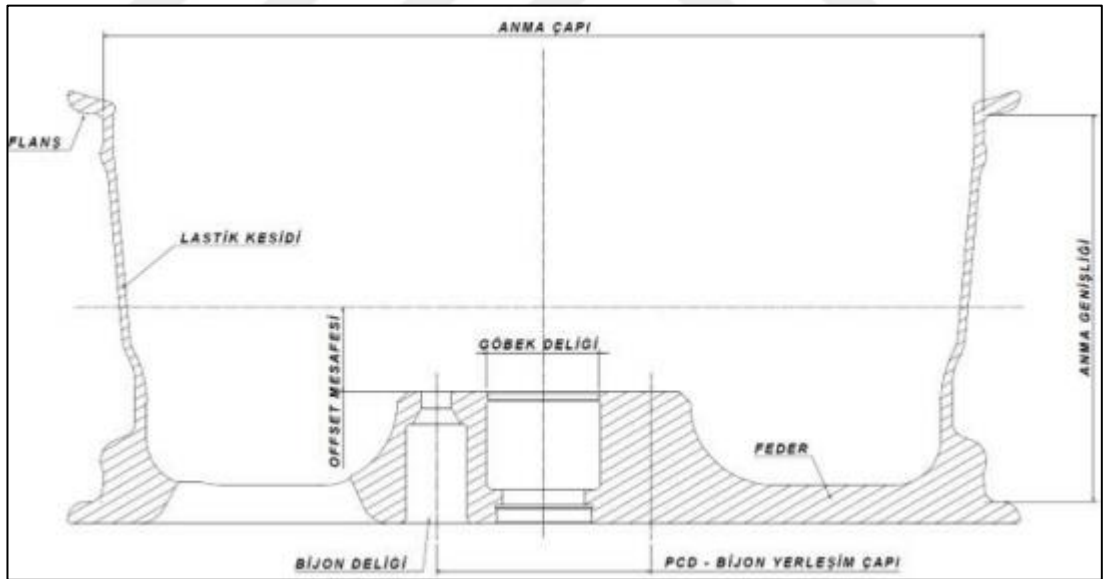
BÖLÜM İKİ

ALÜMİNYUM ALAŞIMLI JANT

Bu bölümde alüminyum alaşımlı jant, jant üretim yöntemleri ve alüminyum alaşımlı jantlara uygulanan mekanik performans testleri hakkında bilgi verilecektir.

2.1 Alüminyum Alaşımlı Jantın Yapısı ve Sınıflandırılması

ETRTO (Avrupa Lastik ve Jant Teknik Birliği) tarafından belirlenen standartlara göre jantların ölçüsel olarak sınıflandırılması yapılmaktadır ve jantlar bu standartlarda yer alan temel ölçülere bağlı kalınarak tasarlanmaktadır (Tablo 2.1). Jantın tanımı için kullanılan temel ölçüler sırasıyla; anma genişliği, anma çapı, flanş tipi, ofset mesafesi, bijon sayısı ve PCD (bijon yerleşim çapı) olarak standartlarda yer almaktadır (Şekil 2.1). Binek araçlarda jantın anma genişliği 4'' ile 10'' arasında, anma çapı ise 10'' ile 22'' arasında değişmektedir (ETRTO, 2019).



Şekil 2.1 Alüminyum alaşımlı jant kesiti (Işık, 2018)

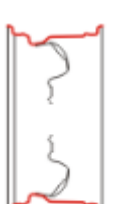
Anma genişliği, lastiğin jant üzerine oturduğu dış ve iç flanşlar arasında kalan mesafe olarak tanımlanır. Anma çapı, Lastik oturma yüzeyi bitimindeki radyus başlangıcından geçen, jant üzerinden doğrudan ölçülemeyen, jant çapını tarifte kullanılan boyut olarak tanımlanabilir. Lastiğin yanak kısımlarının jant üzerine

oturduğu bölge flanş olarak tanımlanır. Amacı lastiğin janta tam olarak oturmasını sağlamaktır. Üreticiye göre flanş tipleri değişim göstermektedir (Tablo 2.2). Jantın anma genişliğinin yarısına tekabül eden simetri ekseninin, disk yüzeyine olan mesafesine ofset mesafesi denir. Bijon deliği, jantın otomobil aksına bağlanmasını sağlayan saplamaların geçtiği dairesel deliklerdir. Bijon yerleşim çapı (PCD) ise bijonların jant üzerindeki konumunu belirleyen eksenin milimetre cinsinden ifadesidir.

Tablo 2.1 Alüminyum alaşımlı jantın sınıflandırılmasında kullanılan ölçüler (ETRTO, 2019)

7,5 X 17 H2 ET36 5 X 100	
<i>Anma genişliği</i>	7,5 [inç]
<i>Anma çapı</i>	17 [inç]
<i>Flanş tipi</i>	H2
<i>Ofset mesafesi</i>	36 [mm]
<i>Bijon sayısı</i>	5
<i>Bijon yerleşim çapı</i>	100 [mm]

Tablo 2.2 Alüminyum alaşımlı jantın sınıflandırılmasında kullanılan flanş tipleri (ETRTO, 2019)

Markalama	H	H2	FH	FH2	CH	EH2	EH2+
Profil							
Tanımlama	Kambur	Çift Kambur	Yassı Kambur	Çift Yassı Kambur	Birleşik Kambur	Uzatılmış Kambur	Uzatılmış Kambur +
Şekil	İç	Kambur	Kambur	Yassı Kambur	Yassı Kambur	Yassı Kambur	Uzatılmış Kambur
	Dış	Normal	Kambur	Normal	Yassı Kambur	Normal	Uzatılmış Kambur

2.2 Jant Üretim Yöntemleri

Bu bölümde alüminyum alaşımlı ve çelik jantların imalat yöntemleri hakkında bilgi verilecektir.

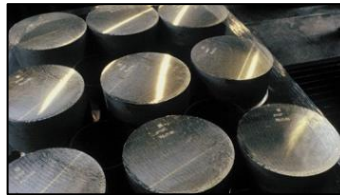
2.2.1 Dövme yöntemi ile jant üretimi

Alüminyum alaşımlı jantlardan çok yüksek mukavemet ve çok düşük ağırlık beklenen durumlarda (kamyon, kamyonet, treyler, yarış arabaları), jant üretim yöntemlerinden biri olan dövme yöntemine başvurulur (Şekil 2.2). Dövme yöntemiyle jant üretimi, alçak basınçlı döküm yöntemiyle jant üretimine benzer proseslere sahip olmasına karşın, üretici için alçak basınçlı döküm yöntemine göre çok daha maliyetli oluşu sebebiyle çok fazla rağbet görmemektedir (Tarkun, 2015).



Şekil 2.2 Dövme jant üretim prosesi (Alexrims-Wheels, 2019)

Dövme yöntemiyle jant üretiminde, jant Şekil 2.3'te görüldüğü gibi kesilmiş olan bir alüminyum kütükten üretilir. Alüminyum kütük, yüksek basınç ve sıcaklık altında şekillendirilerek blok jant halini alır. Alçak basınçlı döküm yöntemiyle jant üretiminde de olduğu gibi dövme işleminden sonra jantın mekanik özelliklerini arttırmak amacıyla ısıtılma işlemi uygulanması gerçekleştirilir. Dövme yöntemi ile üretilen jantlar, döküm yöntemiyle üretilen jantlara göre çok daha dayanıklı ve hafif olduğu için dış görünüm açısından da daha geniş bir ürün yelpazesine sahip hale gelebilmektedir.



Şekil 2.3 Dövme yönteminde kullanılan alüminyum kütükler (Alcoa Wheels, 2019)

2.2.2 Soğuk şekillendirme yöntemi ile jant üretimi

Jantlar, hafif metal alaşımlı malzemelerden üretilebildikleri gibi çelik malzemelerden de üretilebilmektedir. Genellikle kamyon, forklift, iş makinaları ve ticari taşıtlarda kullanımına sıkça rastlanan çelik jantların üretiminde, soğuk şekillendirme ve kaynaklı birleştirme yöntemleri kullanılmaktadır.

Çelik jantların imalatında soğuk şekillendirme metodu olarak sıvama yöntemi esas alınır ve bu yöntem jantı iki veya daha fazla parçalı şekilde imal edebilme olanağı sağlar. Sıvama yöntemi, diğer sac metal şekillendirme yöntemlerine göre bu yönetime özgü avantajlara sahiptir. Bu yöntem üreticilere, üretilen parça veya ürünün uygulanan işlemler sonunda simetrik olarak elde edilebilmesi, düşük şekil verme maliyeti, oldukça iyi bir yüzey kalitesi elde edebilme ve sıvama sonrasında metalin iç yapısındaki meydana gelen değişimlerden dolayı şekil verilen parçanın çok daha iyi mekanik özelliklere sahip olabilmesi gibi çeşitli avantajlar sunmaktadır (Karagöz, 2017).

Çelik jant imalat proseslerini temel olarak kasnak imalatı, disk imalatı ve söz konusu parçaların montaj aşamaları olarak üç ana bölümde kategorize etmek mümkündür. Kasnak imalatı aşamasında, rulo halindeki haddelenmiş sac üzerindeki oksit yüzeyin yok edilmesi amacı ile kumlama prosesine tabii tutulur. Bu işlemin ardından dikdörtgen biçimindeki sac, kasnak hattına gönderilerek alın kaynak operasyonunun hazırlık aşamasına geçilir. Çelik jant imalatında genellikle direnç veya yakma alın kaynakları tercih edilmektedir. Kaynak operasyonu neticesine uçları birleştirilen sac üzerinde, kaynak işlemi sırasında yüksek akımın sebep olduğu ergimiş fazla metal oluşumu söz konusudur ve bu metalin sac üzerinden çeşitli operasyonlarla uzaklaştırılma işlemi gerçekleştirilir. Kasnak üzerindeki profilin uygun ölçülere getirilebilmesi amacıyla röle operasyonu ve kasnak çapının uygun boyuta getirilebilmesi amacıyla kalibre operasyonu gerçekleştirilerek kasnak imalat aşaması tamamlanmış olur (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Rôle operasyonun gerçekleştirildiği tezgah (Uslu, 2017)

Kasnak imalat prosesinin başlangıcındaki aşamaların aynıları disk imalat prosesi için de söz konusudur. Rulo açma ve plaka kesme işlemlerinin ardından sac, uygun ölçülerde dairesel olarak kesilerek yüzeyindeki oksit tabakasını yok etme amacıyla kumlama işlemine tabii tutulur. Disk malzemesine sıvama tezgahında soğuk sıvama işlemi uygulanarak istenilen profil elde edilir (Şekil 2.5). Bu işlemin ardından disk üzerine hava deliği, bijon ve porya delme işlemi uygulanarak, CNC tezgahlarda diskin boyu, dış çapı ve porya çapı istenilen ölçülere getirilir ve montaj hattına gönderilir (Uslu, 2017).

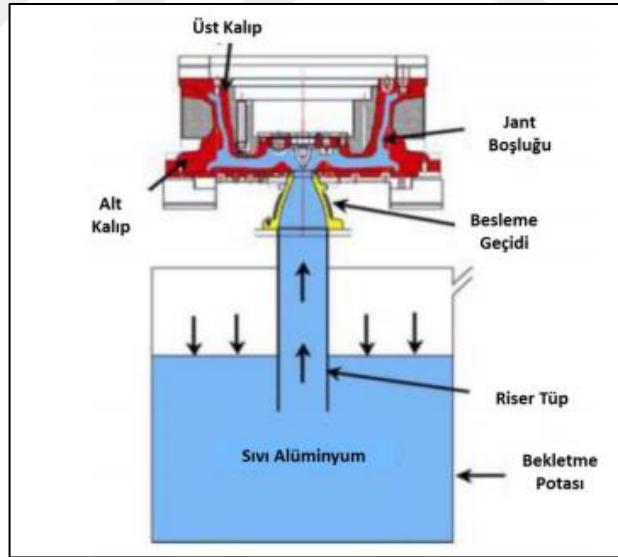


Şekil 2.5 Soğuk sıvama operasyonu (Uslu, 2017)

İmalat aşamaları tamamlanan kasnak ve disk, montaj hattında pres yardımı ile sıkı geçme olarak birleştirilir. Daha sonrasında kasnak ve diskin birleştirilmek istenen bölgesi üzerine ayrı bir kanaldan toz dökülmesi suretiyle, kaynak işleminin gerçekleşmesini sağlayan tozaltı kaynak yöntemi kullanılarak birleştirme işlemi tamamlanmış olur. Jant, iç ve dış yüzeyinin tornalanması için tekrar CNC tezgahlarda işlenir ve bir sonraki proses olan boya prosesine aktarılır.

2.2.3 Alçak Basıncılı Döküm Yöntemi ile Jant Üretimi

Alüminyum alçak basınçlı döküm yöntemi, otomotiv endüstrisinde jant üretimi için en sık kullanılan üretim yöntemlerinden biridir. Bu yöntem, kalıbın altında ergimiş halde bulunan sıvı alüminyumun yüzeyine hava basıncı uygulayarak metalin yükseltici tüp ve yolluk vasıtası ile kontrollü bir şekilde kalıba doldurulması esasına dayanmaktadır (Şekil 2.6). Kalıp içerisine dolan sıvı metalin soğutularak katılaşması gerçekleşir ve daha sonra yan bloklar ayrılarak nihai ürün elde edilmiş olur (Topçuoğlu, 2014).



Şekil 2.6 Alçak basınçlı döküm yöntemi (Topçuoğlu, 2014)

Yüksek kalıp maliyetlerinden dolayı yalnızca seri üretime uygun olan bu yöntemden önce gravite döküm yöntemi ile jant üretimi söz konusuydu. Ancak otomotiv sektörünün büyümesiyle beraber artan müşteri talepleri ve gravite döküm yöntemiyle üretilen jantların kendisinden istenen mekanik performansı

karşılayamaması gerekçesiyle alüminyum alaşımlı jant üreticileri alçak basınçlı döküm yöntemine yönelmiştir.

Alçak basınçlı döküm yöntemine göre çok daha gelişmiş bir yöntem olan yüksek basınçlı döküm yöntemi, geometrisi çok daha zor ve daha küçük parçaların dökülmesi için oldukça elverişli bir yöntemdir. Alçak basınçlı döküm yöntemi ile kalıbın madenle yeterince beslenememesi durumunda, yüksek basınçlı döküm yöntemini kullanmak çok daha makuldür. Ancak yüksek basınçlı döküm yönteminin çok daha yüksek maliyetli olması ve alçak basınçlı döküm yöntemi ile üretilen alüminyum alaşımlı jantların kendisinden istenen gereksinimleri karşılayabiliyor olması nedeniyle yüksek basınçlı döküm yöntemi ile jant üretimi söz konusu değildir.

2.3 Alüminyum Alaşımlı Jantın Üretim Aşamaları

CMS Jant ve Makine Sanayi A.Ş. bünyesinde alüminyum alaşımlı jantların üretim aşamalarında bu kısımda bahsedilecektir.

Alüminyum külçeler için dökümden önce mikroyapı kontrolü, görsel kontrol ve kimyasal içerik analizleri yapılarak giriş kalite kontrolleri gerçekleştirilir. Kalitesi ilgili şartnamelere göre uygun bulunan külçeler, hammadde hazırlık bölümüne gönderilir. Müşterinin talebi doğrultusunda ticari adı A356.2 olarak bilinen $AlSi_7Mg$ veya ticari adı A356.0 olarak bilinen $AlSi_{11}Mg$ alaşımlı külçelerin StrikoWestofen markalı alüminyum ergitme fırınında eritilmesi ile hammadde hazırlık aşaması başlamış olur (Şekil 2.7). Külçelerin yanı sıra ilgili alaşımlara ait üretimden çıkan talaşlar da maliyet azaltma amacıyla ergitilerek tekrar üretimde kullanılırlar.



Şekil 2.7 Alüminyum külçelerin eritildiği alüminyum ergitme fırını (Industrialheating, 2019)

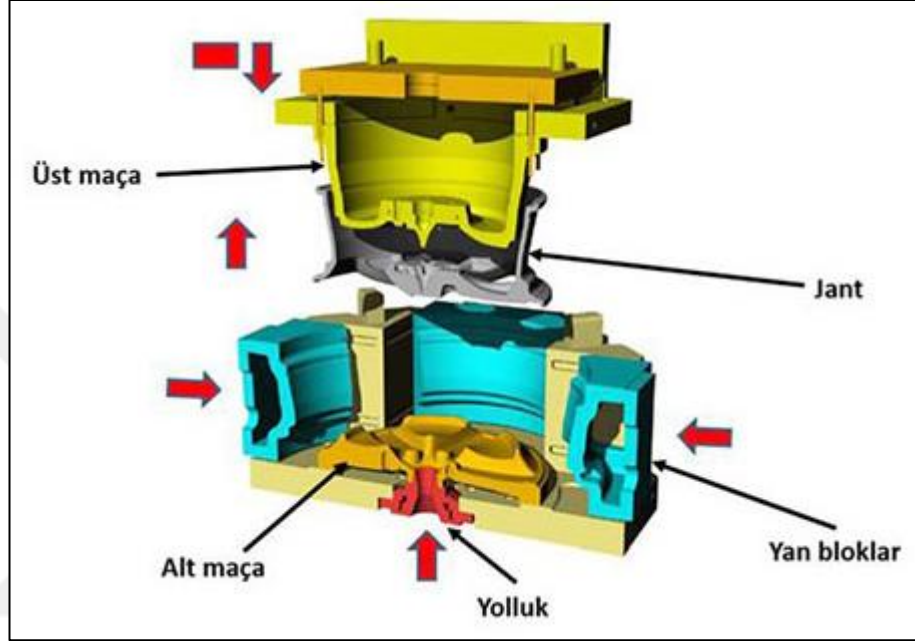
Alüminyum ergitme fırınında eritilmiş haldeki madenin mekanik özellikleri arttırmak amacı ile dökümden önceki maden alımı sırasında çeşitli elementlerle alaşımlandırılarak tane inceltme ve modifikasyon işlemleri gerçekleştirilir. Bu işlemin ardından sıvı metalde bulunan istenmeyen elementlerin eriyik içerisinde uzaklaştırılması amacıyla flaks veya N_2 gazı kullanılarak gaz giderme işlemi gerçekleştirilir (Şekil 2.8). Gaz giderme işlemi, istenmeyen partiküllerin metalin yüzeyine doğru gelmesine olanak sağlayarak daha temiz bir metal ile döküm yapma imkanı sunar. Bu da nihai ürünün mekanik özelliklerine son derece olumlu katkı verir.



Şekil 2.8 Gaz giderme işlemi (Metaldünyası, 2019)

Alçak basınçlı döküm yönteminde kalıp alt ve üst maça, yan bloklar ve yolluktan oluşur (Şekil 2.9). Gaz giderme işlemini tamamlayan ergimiş metalin döküm tezgahına transferi gerçekleşir. Metal ve ocak sıcaklığının istenilen seviyeye gelmesiyle birlikte,

kalıbın alt kısmında bulunan pota içerisindeki sıvı metal üzerine 1 bar basınçla N₂ gazı üflenir. Pota içerisindeki metal, dikey yolluk ve yükseltici tüp vasıtasıyla kalıba dolmaya başlar. Dolumun başlaması ve metalin kalıpta katılaşması, üretilen jantın boyutuna ve geometrisine bağlı olarak ortalama 110 saniye içerisinde gerçekleşir ve böylece döküm prosesi tamamlanmış olur.



Şekil 2.9 Alçak basınçlı döküm yönteminde kullanılan kalıp ve elemanlar (PAÜ, 2019)

Döküm işlemi tamamlanan jant kalıp üzerinden alınarak, tezgahın yan kısmında bulunan soğutma havuzuna bırakılır. Kalıptan çıkan jantın sıcaklığının çok yüksek olmasından dolayı sonraki aşamalarda kullanılan tezgahlara ve operatöre zarar verebilmektedir. Aynı zamanda dökümden ilk çıktığı esnada jant çok yumuşak olduğu için diğer proseslere taşıma esnasında kolaylıkla darbelenebileceğinden jantın hızlı soğumasını sağlamak ve yüzey sertliğini bir miktar arttırmak amacıyla soğutma havuzları kullanılmaktadır.

Döküm prosesini tamamlayan jantlara, döküm esnasında oluşabilecek olası malzeme yetersizliklerin tespit edebilmek amacıyla X-Ray kontrolü uygulanır. Jantta döküm esnasında oluşabilecek bir hata insan sağlığını doğrudan ilgilendirebileceği için bu güvenlik kontrolünün %100 olarak tüm jantlara yapılması gerekmektedir. Bu

kontrolde uygun bulunan jantlar konveyörler aracılığıyla göbek delme tezgahlarına gelerek, jant modeline uygun matrislerle göbek delme işlemi gerçekleştirilir.

Göbek delme işlemi tamamlanan jantlar için artık iki istasyon vardır; jantlar ısıtılma işlemi prosesine tabi tutularak oradan talaşlı imalat prosesine gönderilebilir veya ısıtılma işlemi hiç uğramadan doğrudan talaşlı imalat prosesi gerçekleştirilebilir. $AlSi_{11}Mg$ alaşımlı jantlarda ısıtılma işlemi istenilen verimin alınamamasından dolayı ısıtılma işlemi uygulamasının yapılması sadece maliyet arttırır. Bu nedenle $AlSi_{11}Mg$ alaşımlı jantlara ısıtılma işlemi uygulaması yapılmadan doğrudan talaşlı imalata gönderilir. Ancak $AlSi_7Mg$ alaşımlı jantlara ısıtılma işlemi uygulamak mümkündür. Müşterinin janttan beklediği mekanik performansa bağlı olarak ısıtılma işlemi tabi tutulabilir veya doğrudan talaşlı imalata gönderilebilir.

Jantın mekanik özelliklerinin istenilen seviyeye çıkarılması amacıyla T6 ile sembolize edilen yapay yaşlandırma yöntemi ile ısıtılma işlemi uygulaması gerçekleştirilir. Bu yöntemle yapılan ısıtılma işlemi; çözeltiye alma, su verme ve yaşlandırma aşamalarından oluşmaktadır (Koç, 2017). Şekil 2.10'da alüminyum ısıtılma işlemi tesisine ait bir görsel verilmiştir.



Şekil 2.10 Alüminyum ısıtılma işlemi tesisi (Sistemteknik, 2019)

Döküm işleminin ardından jantın üretildiği alaşıma bağlı olarak, ısıtılma işlemi prosesi uygulanan veya uygulanmayan jantlar için bir sonraki operasyon talaşlı imalat operasyonudur. Dökümden çıkan ve hiçbir işleme operasyonu yapılmamış janta brüt jant denir. Talaşlı imalat operasyonu genel hatlarıyla brüt jantın lastik kesiti formunun verilmesi, supap ve bijon deliklerinin delinmesi ile gerçekleşir. Bu operasyonların

gerçekleşebilmesi için öncelikle jant modeline uygun tezgah programlarının hazırlanmasının yanı sıra işleme esnasında göz önünde bulundurulması gereken operasyon talimatlarının ve kontrol planlarının hazırlanması gerekmektedir.

Talaşlı imalatatta jantlara ilk olarak ilk talaş işlemi uygulanır (Şekil 2.11). Bu işlemde jantın iç ve dış lastik yüzeyi, iç ve dış flanşı, göbek ve ofset kenar diye adlandırılan kısımlarına talaş kaldırma işlemi uygulanır. İlk talaş operasyonunu tamamlayan jantlar, dik işlem freze tezgahlarında gönderilerek burada supap ve bijon deliklerini delme operasyonları uygulanır.



Şekil 2.11 Alüminyum alaşımlı janta uygulanan ilk talaş operasyonu (Cevher Jant, 2019)

Bir sonraki istasyon olan balans tezgahlarında delik delme ve talaş kaldırma işlemlerini tamamlayan jantların balans kontrolleri gerçekleştirilir. Balansı uygun bulunan jantların fırçalama tezgahlarında tesviye işlemleri gerçekleştirilir.

Talaşlı imalat operasyonunu tamamlayan jantların tamamı helyum sızdırmazlık testine tabi tutulur. İnsan hayatını doğrudan etkileyebileceği için sızdırmazlık testi bir güvenlik karakteristiğidir ve bu testin uygulanması çok büyük bir önem arz etmektedir. Bu testin yapılabilmesi için jantların ilk olarak yüzey hazırlama banyolarına girmesi gerekmektedir. Bunun da temel nedeni, ilk talaş operasyonunda işleme esnasında jantların yüzeyine kesme sıvısı temas eder ve jant yüzeyinin bu kesme sıvısından

arındırılması gerekmektedir. Aksi halde sızdırmazlık testi uygulanan jantlarda hatalı test sonuçları görölme ihtimali bulunmaktadır. He (helyum) sızdırmazlık limit değeri $3,2 \cdot 10^{-4}$ ün altında olan jantlar sağlam olarak değerlendirilir. Şekil 2.12’de helyum sızdırmazlık test tezgahına ait bir görsel verilmiştir.



Şekil 2.12 Helyum sızdırmazlık test tezgahı (BMT Makine, 2019)

Sızdırmazlık prosesini tamamlayan jantlar, konveyörler aracılığıyla tesviye istasyonlarına gelir ve bu istasyonlarda tesviye operatörleri tarafından jantların son tesviyesi yapılarak final kontrolleri gerçekleştirilir. Final kontrol bölümünde uygun görülen jantlar boyanmak üzere boyahaneye gönderilir. Boyahane bölümünde yüzey hazırlama, kuru boya, sıvı boya ve vernik gibi işlemler gerçekleştirilmektedir.

Müşterinin isteği doğrultusunda boyahane sürecini tamamlayan jantlara, kozmetik açıdan daha şık bir görünüm kazandırılması için son talaş bölgesinde ön yüzey işleme operasyonu uygulanır. Sıvı boya sürecini tamamlayan jantlar vernik uygulaması yapılmadan son talaş bölgesine gönderilir. Burada jantın ön yüzeyinden 0,1 – 0,5 mm aralığında talaş kaldırma işlemi gerçekleştirilerek janta daha şık bir görünüm kazandırılır (Şekil 2.13). Son talaş operasyonunu tamamlayan jantlar vernik atılması için tekrar boyahaneye gönderilir.



Şekil 2.13 Ön yüzey işlenmiş (sağ) ve ön yüzey işlenmemiş (sol) jant (CMS, 2019)

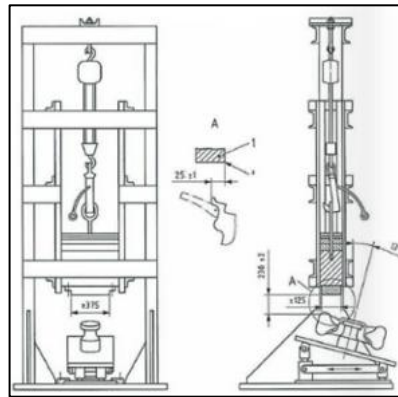
2.4 Alüminyum Alaşımli Jantlara Uygulanan Mekanik Performans Testleri

Jantlardan proses sürecinde, ortaya çıkarılan tasarımın doğrulanması için otomotiv ve jant üreticileri tarafından standart hale getirilmiş çeşitli mekanik performans testlerini geçmesi beklenmektedir. Bu bölümde alüminyum alaşımli jantlara uygulanan 13° darbe testi, radyal yorulma testi ve ZWARP testi hakkında bilgi verilecektir. Bir başka mekanik performans testi olan dinamik viraj yorulması testi bir sonraki bölümde anlatılacaktır.

2.4.1 13° Darbe Testi

Alüminyum alaşımli jantlar için ISO 7141 kodu ile uluslararası standartta tanımlanan bu darbe testi, aracın yolda seyir etmesi esnasında sürücünün sürüş güvenliğini tehlikeye atmamak koşulu ile yanıl yönden gelebilecek darbelere karşı jantın davranışını inceleyerek dayanımını belirlemeyi amaçlar (ISO 7141, 2005).

Testin yapılması için ilk olarak jantın boyutlarına uygun bir lastiğin montajı yapılarak standartta belirtilen şekilde 200 kPa hava basıncı ile şişirilmesi gerekmektedir. Testten doğru sonuçlar elde edebilmek için kalibrasyon frekansı yılda 1 kez olacak şekilde tezgahın kalibre edilmesi gerekmektedir. Kalibrasyon işlemi, jantın bağlandığı bölge üzerine konulan kalibrasyon adaptörü üzerine 1000 ± 20 kg dikey bir yük uygulamak suretiyle yapılır ve uygulanan bu yüke karşı çelik levhadaki sehım miktarının 7,5 ± 0,75 mm olarak ölçülmesi beklenmektedir. Şekil 2.14'te 13° darbe testi tezgahının şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 2.14 13° darbe test tezgahının şematik gösterimi (ISO 7141, 2005)

Lastik takılmış halde bulunan jant bijon cıvataları ile tezgaha bağlanır. En az 375 mm uzunluğunda ve 125 mm genişliğinde, kenarları yuvarlatılmış olan darbe plakası üzerine aşağıdaki formülde “m” (kg) ile gösterilmiş bir darbe kütlesi yüklenir ve bu darbe plakası üzerindeki kütle ile beraber 230 ± 2 mm yükseklikten jant üzerine serbest düşme yapacak şekilde bırakılır (ISO 7141, 2005). Bu formüldeki (Denklem 2.1) “W” (kg) statik tekerlek yüküdür.

$$m = 0,61 \times W + 180 \quad (2.1)$$

Darbe testi sonucunda jantın göbek bölgesinde herhangi bir çatlak oluşumu meydana gelmemeli, jantın göbeği ve dış flanşı arasında bulunan federlerde herhangi bir kırılma ya da kopma gözlemlenmemelidir. Bunun yanı sıra lastiğin içerisinde bulunan havanın basıncında 1 dakika içerisinde ani bir düşüş meydana gelmemelidir.

2.4.2 Radyal Yorulma Testi

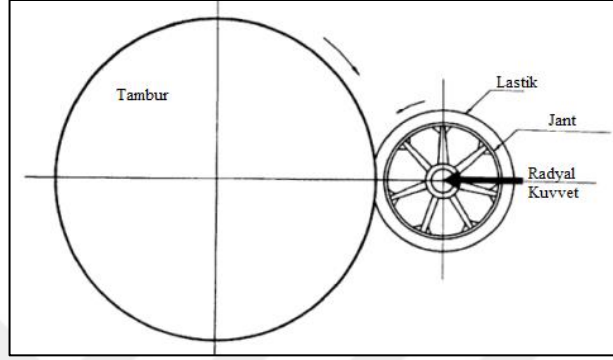
ISO 3006 kodu ile uluslararası standartta tanımlanan radyal yorulma testinin amacı, aracın sürüş esnasında jantın maruz kaldığı radyal kuvvetlere karşı yorulma dayanımını belirlemektir.

Radyal yorulma testinde ilk olarak aynı darbe testinde olduğu gibi jant tasarımına uygun bir lastiğin montajı yapılır ve lastik hava basıncının standartta belirtildiği şekilde 206 kPa olması gerekmektedir. Test esnasında jant üzerine etkiyen radyal kuvvetin formülü (Denklem 2.2) aşağıda verilmiştir. Radyal kuvvetin (F_r) hesaplanabilmesi için maksimum statik tekerlek yükünün (F_v) ve standartta belirtilen test faktörünün (k) alüminyum alaşımlı jant için 2,2 olarak belirlenmesi gerekmektedir (ISO 3006, 2015).

$$F_r = F_v \times k \quad (2.2)$$

Lastik takılmış halde bulunan jant bijon cıvataları yardımıyla temsili akstan oluşan bloğa bağlanır ve lastiğin tezgah üzerinde dönen tambura baskı yapmasıyla test başlatılmış olur. Test zaman zaman durdurularak jant üzerinde herhangi bir çatlak

oluşumu veya kırılmanın meydana gelip gelmediği kontrol edilir ve bu işlem jantta yorulma çatlak başlangıcı oluşuncaya dek yapılır. Jantta yorulma çatlak başlangıcı gözlemlenince test durdurulur ve böylece hasarın meydana geldiği çevrim sayısı belirlenerek jantın yorulma dayanımı değerlendirilir. Şekil 2.15’de radyal yorulma testinin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.15 Radyal yorulma testinin şematik gösterimi (ISO 3006, 2015)

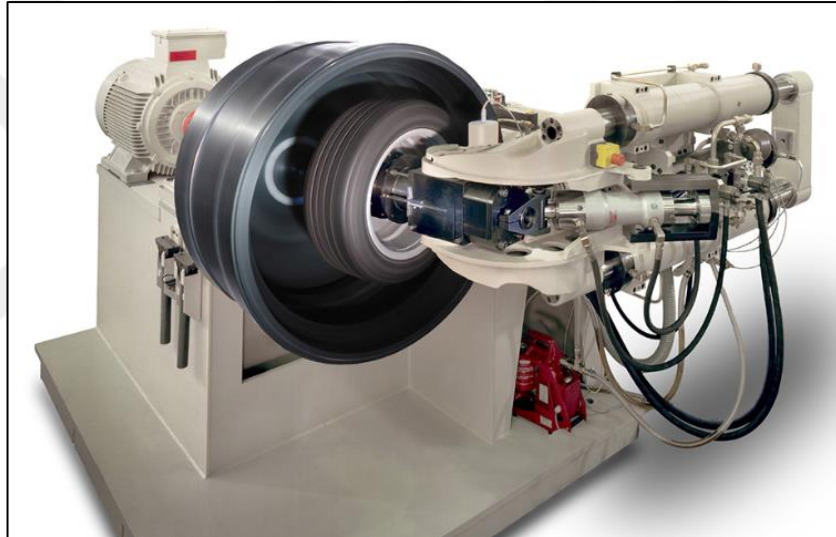
2.4.3 ZWARP Testi

Zwei Axialer Rader Prüfstand kelimelerinin baş harflerinin birleştirilmesiyle ZWARP adını alan yorulma testini dilimize, çift eksenli jant testi olarak çevirmek mümkündür. Bu testte jant lateral ve radyal değişken yüklemelere maruz kalmaktadır. ZWARP testinin radyal ve dinamik yorulma testlerinden farkı, jantı değişken yüklemelere peş peşe maruz bırakarak gerçek hayattaki yol koşullarına en yakın benzetimlerin uygulanmasını sağlar. Test sırasında jantın tambur üzerinde aldığı yolun benzetiminde, Almanya’daki zorlu yol şartları ile bilinen meşhur Nürburgring pistindeki yol şartlarından esinlenilmiştir. Şekil 2.16’da Nürburgring pistine ait bir kroki görülmektedir. Kısacası test süresi boyunca, jant sanki bu pistte hareket eden bir araç üzerindeymiş gibi çeşitli değişken yüklemelere maruz kalmaktadır.



Şekil 2.16 Nürburgring pistine ait bir kroki (Webtekno, 2019)

Kapalı bir ortamda gerçekleştirilen bu testte, ZWARP test makinesi kullanılır ve test makinesi düzeneğinde lastiğin temas ettiği bir tambur bulunmaktadır. Şekil 2.17’de ZWARP test makinesine ait bir görsel görülmektedir. Lastik tambur üzerine basarak, jantın test edilebilmesi için gereken yükleme şartları sağlanır. Test sırasında lastiğin aşınımı da göz önünde bulundurularak belirli aralıklarla lastik değişimi gerçekleştirilir. Testin kapalı bir ortamda gerçekleştirilmesinin temel nedeni, aşınan lastiğin patlayarak çevreye zarar vermesini önlemektir. Test tezgahında bulunan elektrik motoru sayesinde, tamburun dönüş hızı kontrol edilebilmekte olup, veriler bilgisayar yardımı ile takip edilmektedir. ZWARP testi jantta yorulma hasarı oluşumu gözleninceye kadar devam eder.



Şekil 2.17 ZWARP test makinesine ait bir görsel (Instron, 2019)

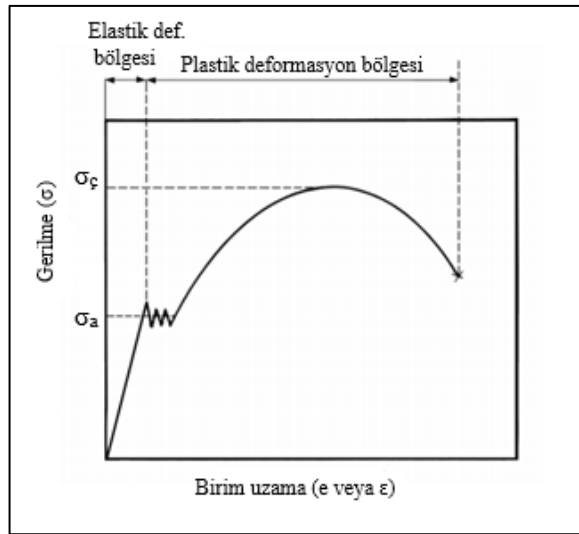
BÖLÜM ÜÇ

DİNAMİK VİRAJ YORULMASI

Çalışma kapsamında alüminyum alaşımlı jantın dinamik viraj yorulması davranışının incelenebilmesi için ilk etapta yorulma konusunun ve yorulma konusuyla ilgili temel kavramların iyi anlaşılması gerekmektedir. Bu bölümde yorulma konusu ile ilgili temel bilgilerin verilmesinin ardından dinamik viraj yorulması konusu anlatılacaktır.

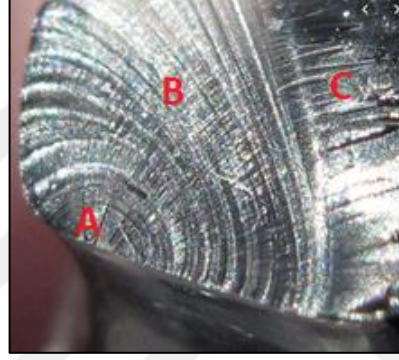
3.1 Yorulma

Mekanik yapıların ve makine elemanlarının hasara uğramasındaki en yaygın sebep olarak karşımıza çıkan yorulma, malzemenin çevrimsel ve değişken yüklemelere maruz kalması sonucunda ortaya çıkan ilerlemeli ve lokal yapısal hasar olarak tanımlanmaktadır. Parça üzerine gerilme genliğinin elastik bölgede kalacak şekilde az sayıda yükleme yapıldığında hasar oluşumu meydana gelmez. Ancak yapılan yüklemenin tekrar sayısı arttıkça, gerilme genliği statik malzeme mukavemetinin altında olsa bile yorulma hasarının oluşumunu görmek mümkündür. Bir başka deyişle yorulma hasarı malzemenin elastik deformasyon bölgesinde gerçekleşmektedir. Şekil 3.1’de bir malzemeye ait temsili gerilme – şekil değiştirme eğrisinde, malzemenin elastik deformasyon bölgesi görülmektedir.



Şekil 3.1 Temsili gerilme – şekil değiştirme eğrisi (Philleo, 2003)

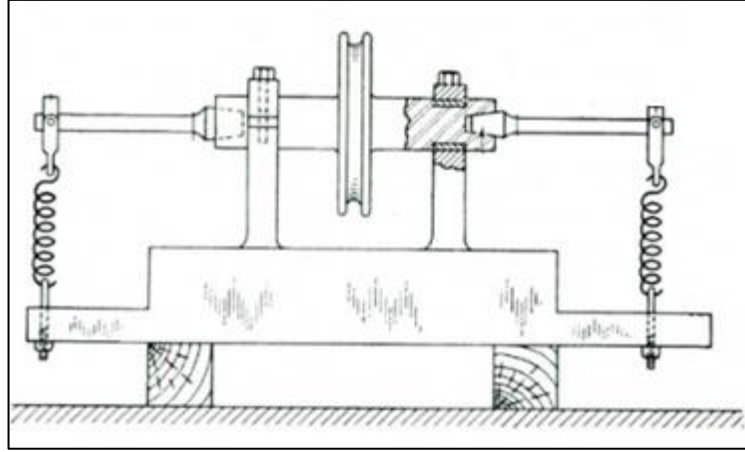
Yorulma hasarının gözlemlendiği bir parça veya mekanik yapıda hasarın oluşumu üç aşamada gerçekleşmektedir. İlk aşamada, literatürde çatlak başlangıcı olarak karşımıza çıkan ve mikro ölçekte tespit edilebilen mikroçatlaklar meydana gelir. İkinci aşamada ise bu mikroçatlaklar, tekrarlı yüklemelerle büyüyerek makro boyuta ulaşır. Ancak nihai kırılma bu aşamada gerçekleşmez. Makro boyuta ulaşan çatlaklar kritik bir uzunluğa ulaşıncaya kadar çevrimsel yüklerle büyümeye devam eder ve son aşamada ise tekrarlı yüklerden dolayı söz konusu kritik uzunluğa ulaşan makro çatlaklar nihai kırılmaya sebep olur. Şekil 3.2’de yorulma hasarına uğramış bir parçada hasar oluşum aşamaları görülmektedir.



Şekil 3.2 Yorulma hasarına uğramış bir parça A) Çatlak başlangıç noktası B) Çatlak ilerlemesi C) Nihai kırılma (Leancrew, 2014)

3.2 Yorulmanın Tarihçesi

Yorulma konusu ile ilgili ilk çalışmalar 1842 yılında Fransa’ da meydana gelen bir trafik kazası sonucunda, Alman demiryolu mühendisi August Wöhler’ in kazaya sebebiyet veren tren lokomotifinin aksını incelemesiyle başlamıştır. Wöhler incelemeleri sonucunda tren aksı üzerinde çatlakların oluştuğunu ve oluşan bu çatlakların aks yüzeyinde büyüyerek ilerlediğini tespit etmiştir. Oluşan çatlakların belirli kritik bir boyaya ulaşmasının ardından aniden yayıldığını ve hasara yol açtığını gözlemlemiştir. August Wöhler araştırmalarını bir adım daha ileriye taşıyarak, akslara tekrarlı yükler uygulayabileceği bir test düzeneği geliştirmiştir. Şekil 3.3’te August Wöhler’ in o dönemde geliştirmiş olduğu test düzeneğinin şematik gösterimi görülmektedir.

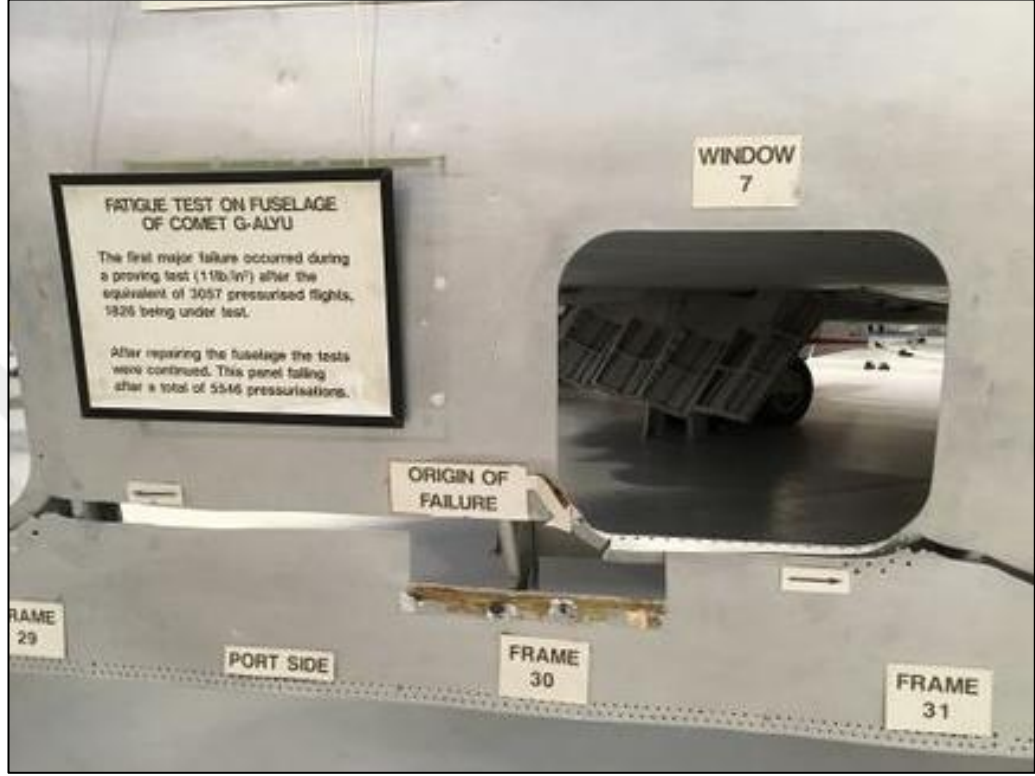


Şekil 3.3 Wöhler'in geliştirdiği test düzeneğinin şematik gösterimi (Dobmann, 2016)

Wöhler, Krupp marka demiryolu aks çeliğinden çeşitli numuneler elde edip, bu numuneleri eğilme, burulma ve eksenel yüklemelere maruz bırakmıştır. Yaptığı bu çalışma sayesinde parçaya etki eden yük miktarı ile yorulma hasarı oluşana kadar tekrarlanan çevrim sayısı arasında bir ilişki olduğunu tespit etmiş ve gerilme genlik değerlerine karşılık gelen çevrim sayılarını hesaplayarak, günümüzde Wöhler veya S-N eğrisi adıyla bilinen grafiği o dönemde oluşturmayı başarmıştır (Küçükay, 2009).

İkinci Dünya Savaşı yıllarında havacılık sektörüne damga vuran Amerika Birleşik Devletleri sektörteki konumunu, İngiltere'nin o dönemde önemi giderek artan jet motorlarını yolcu uçaklarına entegre etmesiyle kaybetmiştir. İngiliz De Havilland şirketi tarafından dünyanın ilk jet motorlu yolcu uçağı olarak tanıtılan De Havilland Comet, ilk uçuşunu 27 Temmuz 1949'da gerçekleştirmiştir. Havacılık sektöründe yeni bir çağ açan bu şirket, meydana gelen uçak kazaları nedeniyle çok ağır darbeler almıştır. İlk incelemelerde kazanın pilotaj hatası veya mekanik problemlerden kaynaklandığı düşünülse de uzman ekip tarafından yapılan detaylı çalışmalar neticesinde gerçek nedenin bu olmadığı anlaşılmıştır. Uzmanlar yaptıkları incelemeler sonucunda uçağın gövdesinin çok ince tasarlandığını ve aynı zamanda pencerelerin köşeli bir tasarıma sahip olmasının bu kazalara yol açtığını tespit etmişlerdir. Uçuş esnasında gövde üzerinde akan hava, pencerelerin köşelerinde yüksek gerilmelerden dolayı çatlak oluşması neden olmuştur. Oluşan bu çatlaklar zamanla gövdeye kadar ilerleyerek uçakların havada parçalamasına sebebiyet vermiştir (Boardinginfo, 2019).

Bu kazalardan çıkarılan ders neticesinde günümüzdeki yolcu uçaklarının pencereleri elips veya yuvarlak bir tasarıma sahiptir. Şekil 3.4’te Comet marka yolcu uçağının penceresinin kenarında oluşan yorulma hasarı görülmektedir.



Şekil 3.4 Yolcu uçağının penceresinde meydana gelen hasar (Cambridge Üniversitesi, 2019)

Yorulma konusu ile ilgili yaşanan bu kazaların insan hayatına etkileri de göz önünde bulundurulduğunda, bu konu ile ilgili yapılan araştırmalar gün geçtikçe önemli hale gelmiştir. 19.yüzyılın üçüncü çeyreğinde S.S. Manson ve L.F. Coffin isimli araştırmacılar, yapmış oldukları çalışmalar sonucunda Manson – Coffin yerel şekil değiştirme yaklaşımında bulunmuşlardır. Bu yaklaşımda çatlak başlangıcı konusu üzerinde durulmuş ve bu problemi çözmeye yönelik çalışmalar yapılmıştır. Çatlak ilerlemesi konusuna açıklık getirebilmek için de 1960’lı yıllarda “Doğrusal Elastik Kırılma Mekanikliği” yaklaşımı geliştirilmiştir (Wikipedia, 2019).

3.3 Yorulma Ömür Hesabı Yaklaşımları

Mekanik yapıların ve makine elemanlarının yorulma ömürlerinin hesaplanabilmesi için üç temel ömür tahmin metodu kullanılmaktadır. Bunlar; gerilme – ömür, gerinim

– ömür ve kırılma mekaniği yaklaşımlarıdır (Maddox, 2003). Söz konusu bu üç yaklaşım da ayrı ayrı incelendiğinde toplam ömrün, çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi ile doğrudan ilişkili olduğu ortaya konulmuştur. Denklem 3.1’de çatlak başlangıcına kadar olan çevrim sayısı (N_i) ile çatlak ilerlemesine kadar olan çevrim sayılarının toplamı (N_p), toplam ömrün çevrim sayısına (N_f) eşit olduğu görülmektedir (Küçükay, 2009)

$$N_f = N_i + N_p \quad (3.1)$$

Bir makine parçasının yorulma ömrünü tahmin edebilmek için toplam ömrü oluşturan, çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi oranları malzemenin cinsine, sahip olduğu geometriye ve yükleme koşullarına göre farklılık gösterebilmektedir. Örneğin, sünek malzemeler için çatlak ilerlemesi miktarı toplam ömür içinde oldukça büyük bir paya sahip olmasına rağmen, gevrek malzemelerde çatlak ilerlemesi miktarı toplam ömür içinde oldukça küçük bir paya sahiptir (Küçükay, 2009).

3.3.1 Gerinim – Ömür yaklaşımı

Tekrarlı yüklemelere maruz kalan bir parçanın yorulmaya uğramasının nedeni, yüklemeler sonucunda parçada meydana gelen birim şekil değiştirmelerdir. Çatlak başlangıcının olduğu bir makine parçası için malzemenin elastik bölge sınırlarından çıkıp plastik deformasyona uğradığı bilinen bir gerçektir ve plastik deformasyona uğrayan parçadan uzun ömürlü olması beklenemez. Gerinim – ömür yaklaşımı, yükleme seviyelerinin büyük olduğu ve buna bağlı olarak düşük çevrimlerin olduğu yorulma ömürlerini tahmin ederken oldukça sağlıklı sonuçlar vermektedir.

Makine parçası, uygulanan bir yükün etkisi altında iken elastik deformasyon bölgesi sınırları içerisinde kalması durumunda, parça üzerindeki gerilme ile malzemenin birim şekil değiştirmesi arasında doğrusal bir ilişki olduğu söylenebilmektedir. Statik yükleme durumunda parça üzerinde meydana gelen elastik gerinimin hesaplanabilmesi için Hooke kanunundan (Denklem 3.2) yararlanılır. Hooke kanununa göre elastik gerinim (ϵ_e), parça üzerindeki gerilmenin (σ) malzemeye ait elastisite modülüne (E) oranıdır (Budynas, 2010).

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (3.2)$$

Statik yükleme durumunda parça üzerinde meydana gelen plastik gerininin (ε_p) hesaplanabilmesi için de Ramberg Osgood eşitliği (Denklem 3.3) kullanılır (Stephens, 2001).

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.3)$$

Bu formülde K malzemenin dayanım sabiti, n ise pekleşme üstelidir. Elastik ve plastik gerinimlerin toplanmasıyla, parça üzerinde oluşan toplam gerinim (ε_t) elde edilir. Böylece statik yükleme durumu için toplam gerinim aşağıda verilen formülle (Denklem 3.4) ifade edilebilmektedir (Stephens, 2001);

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.4)$$

1910 yılında Basquin, gerilme – ömür verisini logaritmik bir skala sayesinde doğru denkleme (Denklem 3.5) dönüştürmüştür (Stephens, 2001).

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (3.5)$$

Bu formülde σ_a gerçek gerilme çevrim genliği, σ'_f yorulma direnç sabiti, $2N_f$ yorulma ömrü çevrim sayısı ve b yorulma direnç üstelidir. Basquin' in elde etmiş olduğu bu denklem elastik gerinim denkleminde yerine yazıldığında (Denklem 3.6), elastik gerinim ile çevrim sayısı arasındaki ilişki ortaya konulmuş olur (Stephens, 2001).

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (3.6)$$

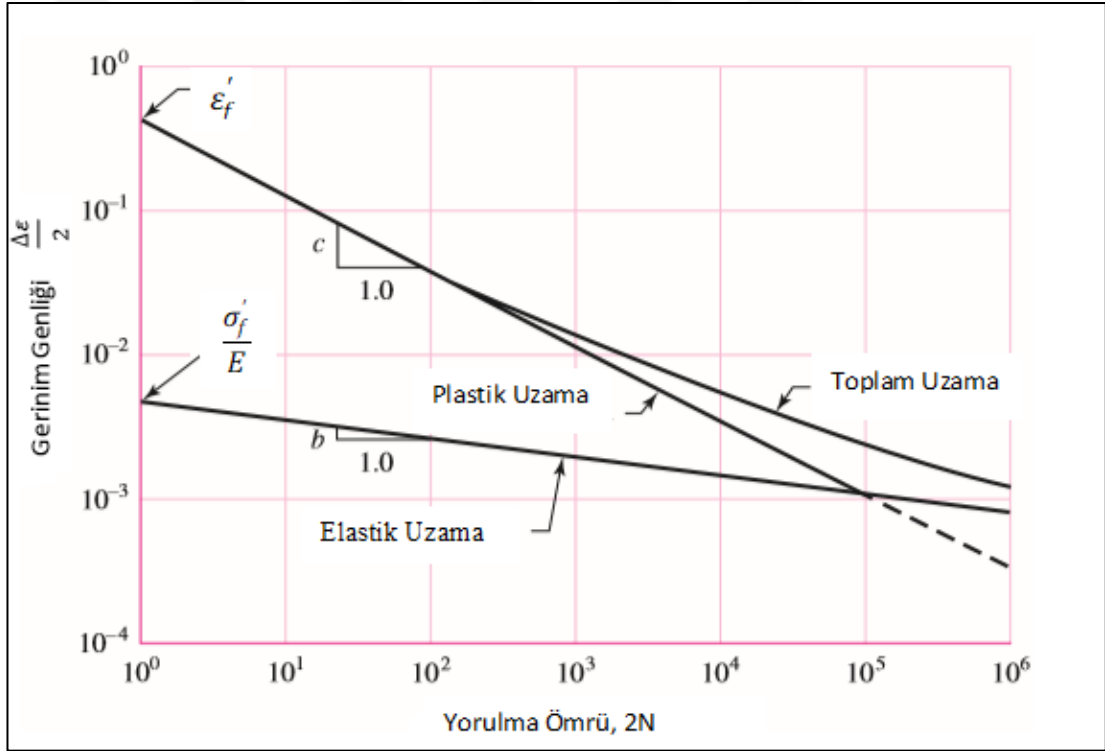
L.F. Coffin ve S.S. Manson plastik gerinim ile yorulma ömrü arasındaki ilişkiyi aşağıdaki denklemle (Denklem 3.7) açıklamışlardır (Stephens, 2001).

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3.7)$$

Morrow, Basquin ve Coffin-Manson denklemlerini kullanarak elastik gerinim genliği ile plastik gerinim genliklerinin toplamının, toplam gerinim genliğine eşit (Denklem 3.8) olduğunu ortaya koymuştur (Stephens, 2001)

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3.8)$$

Şekil 3.5'te Morrow' un çıkarımı sonucu, gerinim genliği ile yorulma ömrü arasındaki ilişkiye gösteren grafik görülmektedir.



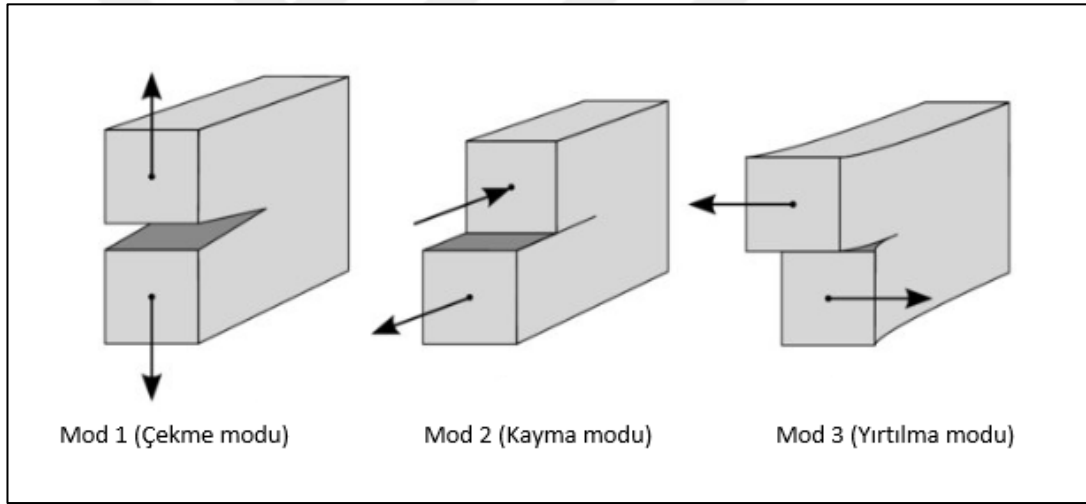
Şekil 3.5 Gerinim genliği ve yorulma ömrü grafiği (Budynas, 2010)

3.3.2 Kırılma mekaniği yaklaşımı

Teorik olarak yorulma hasarı oluşumunun çatlak başlangıcından nihai kırılmaya kadar geçen sürede üç aşamada gerçekleştiğine daha önce değinilmiştir. Kırılma mekaniği yaklaşımı, çatlak ilerlemesi ile makro boyuta ulaşan çatlakların nihai kırılma

anına kadar geçen süredeki parçanın dayanımını inceler. Bir başka deyişle bu yaklaşım, daha önce bahsi geçen üç aşamadan son iki aşamayı kapsar.

Kırılma mekaniği yaklaşımında yukarıda bahsi geçen aşamaları incelemek için malzemenin mekanik davranışları da göz önünde bulundurularak lineer elastik kırılma mekaniği (LEFM) ve elasto – plastik kırılma mekaniği (EPFM) metotları kullanılır. Gevrek malzemelerde plastik deformasyonun meydana gelmediği bilirse de gerçek malzemelerin çatlak ucunda büyük gerilmelerin sebep olduğu plastik deformasyonlar oluşur. Oluşan plastik bölgenin büyüklüğü malzemenin mekanik davranışına bağlıdır (Ay, 2019). Plastik bölgenin küçük olduğu durumda LEFM metodunun kullanılması, büyük olduğu durumda ise EPFM metodunun kullanılması sağlıklı sonuçlar verecektir.

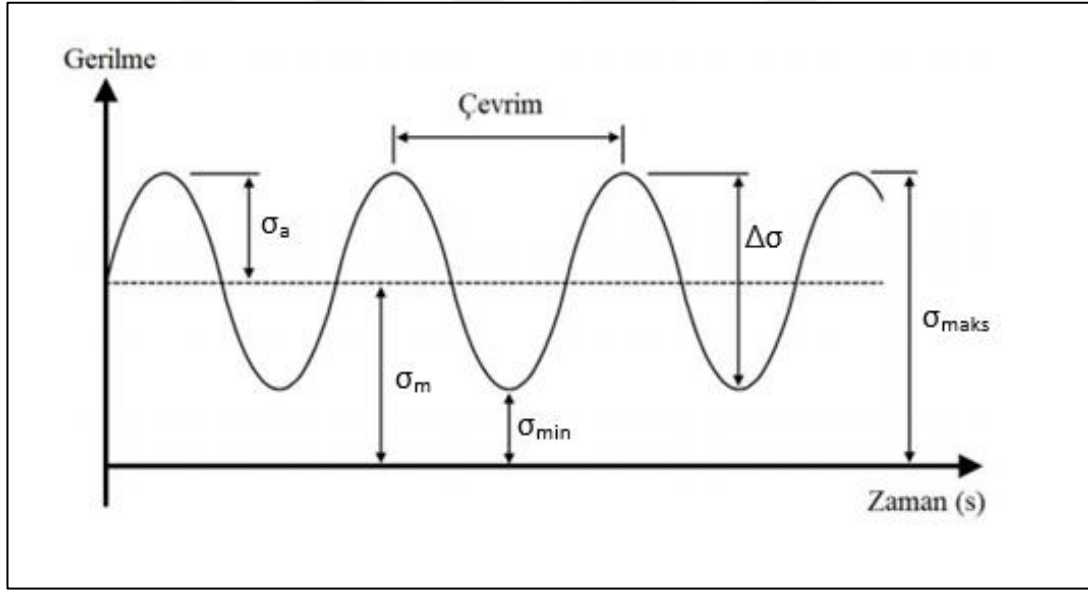


Şekil 3.6 Yükleme tipine bağlı çatlakın ilerleme durumu (Kammer, 2014)

Şekil 3.6’da kenar çentikli numunelerde yükleme tipine bağlı çatlak ilerleme durumları görülmektedir. Mod 1 yüklemesine maruz bırakılan lineer elastik kırılma malzemelerde oldukça hızlı bir çatlak ilerleme süreci gerçekleşir. Çatlak yüzeyine dik olarak uygulanan Mod 1 yüklemesi çatlakın ilerlemesini tetiklediğinden mühendislik problemlerinde en kritik yükleme tipidir ve en sık karşılaşılan problemlerdir. Mod 2 yüklemesi çatlak yüzeyinde düzlemde kayma gerilmesinin oluşmasını, Mod 3 yüklemesi ise çatlakın düzlemden dışarı yırtılarak açılmasına neden olmaktadır.

3.3.3 Gerilme – Ömür yaklaşımı

Tekrarlı yüklemelerin neden olduğu yorulma hasar problemlerine çözüm üretebilmek adına geliştirilen ilk metot olan gerilme – ömür yaklaşımı, parça üzerinde bulunan gerilme seviyelerinin elastik sınırlar içinde kaldığı ve yüksek yorulma çevrimlerinin gözlemlendiği durumlarda kullanılan bir yöntemdir. Düşük yorulma çevrimlerinin gözlemlendiği durumlarda, parça üzerindeki birim uzamalar ve gerilme değerleri elastik bölge sınırlarını aşp plastik bölge sınırlarına girdiği için bu yaklaşımı kullanmak yorulma ömrünün yanlış tahmin edilmesine neden olmaktadır. CMS laboratuvarlarında yorulma testleri gerçekleştirilen alüminyum alaşımlı jantlar incelendiğinde, jantlar üzerinde oluşan düşük gerilme seviyeleri yorulma hasarlarının yüksek çevrimlerde gözlemlenmesine neden olmuştur. Bu bilgi göz önünde bulundurulduğunda yorulma analizleri için gerilme – ömür yaklaşımının bahsi geçen diğer yaklaşımlara göre daha sağlıklı sonuçlar vereceği düşünülmüştür.



Şekil 3.7 Tekrarlı yükleme durumunda gerilme – zaman grafiği (Comsol, 2018)

Şekil 3.7’de tekrarlı yükleme durumunda parça üzerinde oluşan gerilmelerin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Tekrarlı bir yükleme durumu için maksimum (σ_{maks}) ve minimum gerilmelerden (σ_{min}) bahsetmek mümkündür. Maksimum ve minimum gerilme değerleri kullanılarak grafikte görülen ortalama gerilme (σ_m), gerilme genliği (σ_a), gerilme aralığı ($\Delta\sigma$) ifadeleri hesaplanabilmektedir. Gerilme

çevrimlerini tanımlamak için söz konusu bu ifadelerin yanı sıra gerilme oranı (R) ve genlik oranı (A) ifadeleri de kullanılmaktadır (Budynas, 2010).

Ortalama gerilme (Denklem 3.9), minimum ve maksimum gerilmelerin aritmetik ortalamasına eşittir (Budynas, 2010);

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.9)$$

Gerilme genliği (Denklem 3.10), gerilme aralığının yarısına eşittir (Budynas, 2010);

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.10)$$

Ortalama gerilme (Denklem 3.13) ve gerilme genliği (Denklem 3.14) ifadelerini, gerilme oranı (Denklem 3.11) ve genlik oranı (Denklem 3.12) cinsinden de hesaplayabilmek mümkündür (Budynas, 2010);

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (3.11)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (3.12)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks}}{2} (1 + R) = \frac{\sigma_{maks}}{2} \left(1 + \left(\frac{1 - A}{1 + A} \right) \right) \quad (3.13)$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks}}{2} (1 - R) = \frac{\sigma_{maks}}{2} \left(1 - \left(\frac{1 - A}{1 + A} \right) \right) \quad (3.14)$$

Ayrıca gerilme oranı (Denklem 3.15) ve genlik oranı (Denklem 3.16) ifadelerini birbiri cinsinden de elde etmek mümkündür (Budynas, 2010);

$$R = \frac{1 - A}{1 + A} \quad (3.15)$$

$$A = \frac{1 - R}{1 + R} \quad (3.16)$$

Herhangi bir yükleme durumu için gerilme oranının bilinmesi, yükleme şartları hakkında yorum yapabilmeyi mümkün kılmaktadır. Tablo 3.1’de gerilme oranı değerlerine karşılık gelen yükleme koşulları görülmektedir.

Tablo 3.1 Gerilme oranı değerleri için çeşitli yükleme koşulları

Gerilme Oranı	Yükleme Koşulları
$R < 0$	$\sigma_{\min} < 0 < \sigma_{\max}$ ve $ \sigma_{\max} < \sigma_{\min} $
$R = -1$	$ \sigma_{\max} = \sigma_{\min} $, tam tersinir yükleme durumudur ve $\sigma_m = 0$
$0 < R < 1$	$\sigma_{\max} > 0$, $\sigma_{\min} > 0$ ve $ \sigma_{\max} > \sigma_{\min} $
$R = 0$	$\sigma_{\min} = 0$
$R = 1$	Statik yükleme durumudur.
$R > 1$	$\sigma_{\max} < 0$, $\sigma_{\min} < 0$ ve $\sigma_m < 0$
$R \rightarrow +\infty$	$\sigma_{\max} = 0$

$R > 1$ durumu için parça üzerinde bası yönünde çevrimsel gerilmeler bulunmaktadır. $0 < R < 1$ durumu için parça üzerinde çeki yönünde çevrimsel gerilmeler bulunmaktadır. $R = 1$ durumu statik yükleme durumudur. Dolayısıyla parça üzerinde çevrimsel gerilmelerden bahsetmek söz konusu olamaz. Çeki veya bası yönünde tek bir gerilme bulunmaktadır. $R = -1$ durumunda çevrimsel gerilmeler mutlak değer olarak birbirlerine eşittir ve ortalama gerilmenin değeri sıfırdır.

3.4 Dinamik Viraj Yorulması Testi

Dinamik viraj yorulması testi, radyal yorulma testi ile beraber ISO 3006 kodu ile uluslararası standartta tanımlanmıştır. Dinamik viraj yorulması testinin amacı, aracın viraj alması esnasında jant üzerine etkiyen kuvvetlerin benzetiminin yapılması ve bunun sonucunda etkiyen bu kuvvetlere karşı jantın davranışının incelenerek yorulma dayanımının belirlenmesidir (ISO 3006, 2005).

Janta yapılan diğer mekanik performans testlerine kıyasla dinamik yorulma testinde jantın üzerine lastik montajının yapılması söz konusu değildir. Jant göbek bölgesinden bijon cıvataları ve göbek flanş adaptörü yardımıyla, iç flanşından ise cıvata – somun bağlantısı yapılması suretiyle monte edilir. Cıvataların sıkılması için gereken uygun tork değeri firmaya ait şartnamede belirtilmiştir. Aracın viraj alması esnasında jant üzerine etkiyen kuvvetlerin benzetimi, test makinesine bağlantısı yapılmış olan jant üzerine eğilme momenti uygulayarak yapılır. Söz konusu eğilme momentinin hesaplanması ISO 3006 standardında yer alan aşağıda verilen formül sayesinde mümkün olmaktadır (Denklem 3.17).

$$M = (\mu \times R + d) \times F_v \times S \quad (3.17)$$

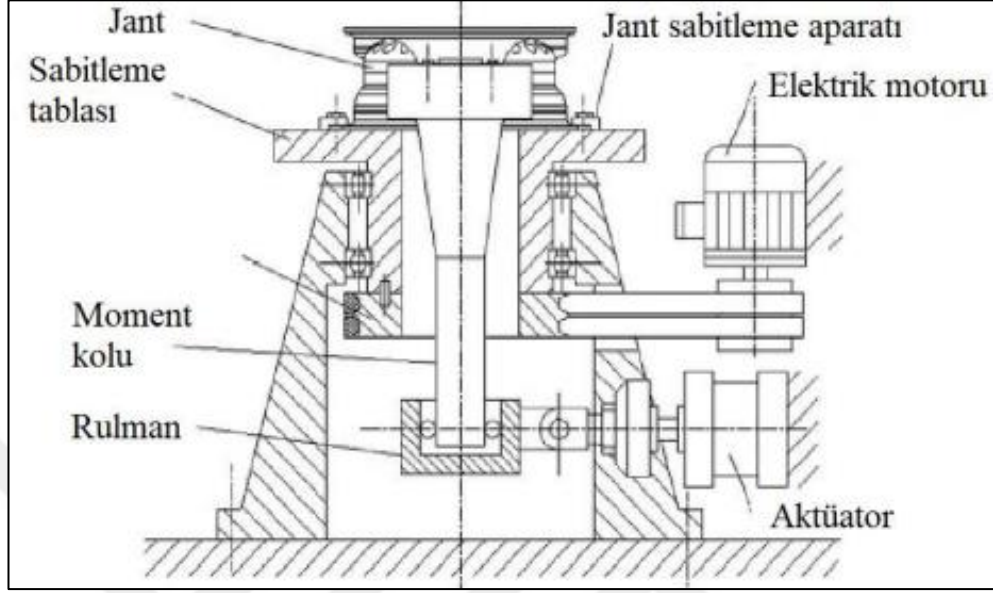
Bu formülde M (Nm) eğilme momenti değeri, μ lastik ve yol arasındaki sürtünme katsayısı, R (m) statik yük uygulanmış tekerin yarıçap değeri, d (m) jantın ofset mesafesi, F_v (N) maksimum statik teker yükü ve S test faktörüdür (ISO 3006, 2015).

Tez kapsamında incelenen dinamik viraj yorulması testinin araştırmacılar tarafından daha iyi anlaşılabilmesi için dinamik viraj yorulması test tezgahının konstrüksiyonu ve çalışma prensibi hakkında bilgi verilmesine ihtiyaç duyulmaktadır.

3.4.1 Dinamik viraj yorulması test makinesinin temel çalışma prensibi

Dinamik viraj yorulması testi, aracın viraj alması esnasında jant üzerine etkiyen kuvvetlerin benzetimlerinin yapılmasıyla jantın yorulma dayanımı hakkında veri elde etmeyi amaçlar ve bu amaç doğrultusunda dinamik yorulma test tezgahlarından

faydalanılır. Şekil 3.8’de dinamik yorulma test makinesinin şematik gösterimi verilmektedir.



Şekil 3.8 Dinamik viraj yorulması test düzeneğinin şematik gösterimi (Wang, 2010)

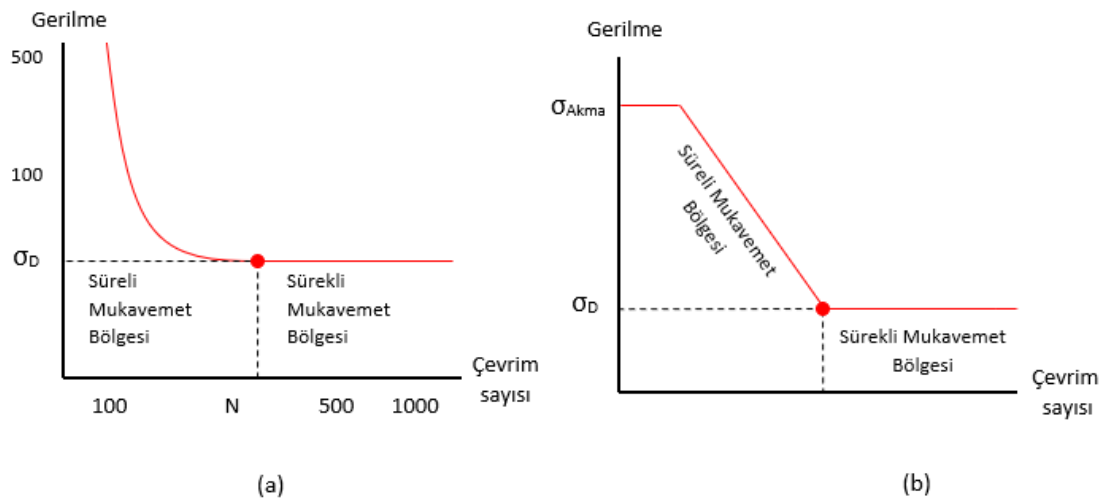
Dinamik viraj yorulması test makinesi; sabitleme tablası, jant sabitleme aparatı, moment kolu, yükleme yatağı ve elektrik motoru gibi temel bileşenlerin bir araya gelmesiyle oluşturulmuştur (Wang, 2010). Moment kolu jantın göbek bölgesinden geçen ve herhangi bir dönme hareketi yapma imkanı olmayan bir şafttır. Bu şaft üzerinde dönen bir yükleme yatağı ve bu yatağa bağlı bir balans ağırlığı bulunmaktadır. Elektrik motoru, kayış yardımıyla yükleme yatağını 360° boyunca belirli bir devir sayısında dönmeye tahrik etmektedir. Yükleme yatağı ile bağlantısı bulunan balans ağırlığı da yatak ile beraber dönme hareketi yapmakta ve balans ağırlığının yapmış olduğu dönme hareketiyle, moment kolu üzerine merkezci kuvvet etki etmektedir. Böylece jantın göbek bölgesinden geçen moment kolu üzerine etkiyen bu kuvvet, jant üzerinde eğilme momenti oluşturmaktadır.

Moment kolu üzerinde gerinim ölçerler ve yer değiştirme sensörleri bulunmaktadır. Gerinim ölçerler şaft üzerindeki gerinimleri ölçerek voltaj üretirler. Tezgahta gömülü halde bulunan yazılım da ölçülen bu voltaj değerlerini kalibrasyonda bu değerlere karşılık gelen yük verilerine dönüştürerek, jant üzerine etkiyen eğilme momentinin kontrol edilmesine olanak sağlamaktadır. Makine gerinim ölçerlerden gelen sinyaller

doğrultusunda, gömülü tezgah yazılımına veri olarak girilen test yüküne ulaşıncaya kadar çalışmaya devam etmekte ve söz konusu test yüküne ulaşıldığında tezgah yazılımı gerinim ölçerlerden gelen sinyaller doğrultusunda devir sayısı ayarını kendisi yapmaktadır (Koran, 2017). Ayrıca test makinesine veri olarak girilen test yükü değerindeki değişim belirli bir tolerans aralığında olmalıdır. ISO 3006 standardında eğilme momentinin tolerans değeri $\pm\%2,5$ olarak belirlenmiştir (ISO 3006, 2015). Yer değiştirme sensörleri makinenin çalıştığı süre boyunca moment kolunun yapmış olduğu salınım miktarını denetlemektedir. Eğilme momentine maruz kalan jantta bir süre sonra yorulma hasarı oluşumu gözlemlenir. Hasar oluşumunun ardından yük değişimleri meydana gelmeye başlar ve moment kolunun yapmış olduğu deplasman miktarında artış gözlemlenir. Tezgah yazılımına veri olarak girilen salınım toleransının aşılması durumunda yer değiştirme sensörleri tezgahı durdurur.

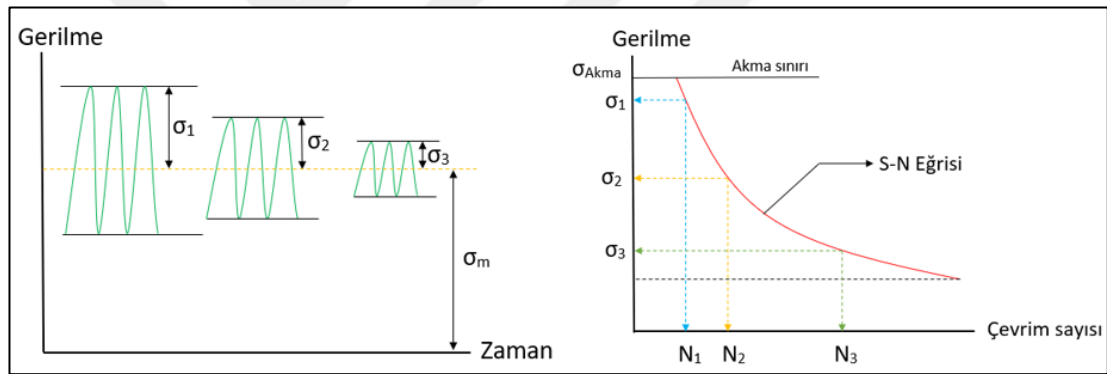
3.5 Genel S – N Eğrisinin Elde Edilmesi ve Komponent S – N Eğrisi

August Wöhler’ in demiryolu akslarından elde ettiği numuneleri eğilme, burulma ve eksenel yüklemelere maruz bırakarak parçaya etki eden yük miktarı ile hasar oluşuncaya kadar tekrarlanan çevrim sayıları arasındaki ilişkiyi belirleyerek Wöhler veya S-N eğrisi adıyla bilinen grafikleri oluşturduğu çalışmanın önceki kısımlarında bahsedilmişti. Şekil 3.9’da doğrusal ve logaritmik skalalarda çizilmiş S-N eğrileri verilmiştir.



Şekil 3.9 a) Doğrusal skalada çizilmiş S-N eğrisi b) Logaritmik skalada çizilmiş S-N eğrisi

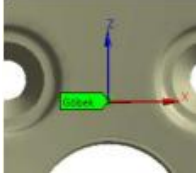
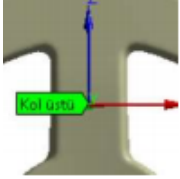
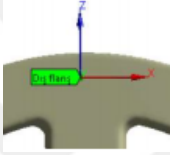
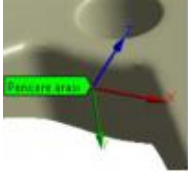
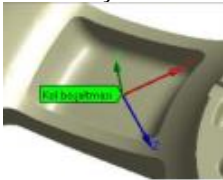
S-N eğrileri incelendiğinde, eğrilerin iki kısımdan oluştuğu görülmektedir. İlk kısım zaman veya süreli mukavemet bölgesi olarak adlandırılır ve bu bölgede parçanın yorulma dayanımı belirli bir çevrim sayısı ile sınırlıdır. İkinci kısım ise sürekli mukavemet bölgesi olarak isimlendirilmiştir ve bu bölgede parça üzerindeki gerilme genlik değeri, yorulma sınırını (σ_D) aşmadığı sürece teorik olarak parçanın sonsuz bir ömre sahip olduğunu söylemek mümkündür (Ayhün, 2015). Bununla birlikte S-N eğrileri tek bir ortalama gerilme değeri için çizilen eğrilerdir. Şekil 3.10’da farklı gerilme genlik değerleri için çizilen S-N eğrisi görülmektedir. Bu şekilde görüldüğü üzere belirli bir ortalama gerilme değeri için parça, σ_1 gerilme genliği ile yüklenirse N_1 çevrim sayısında, σ_2 gerilme genliği ile yüklenirse N_2 çevrim sayısında, σ_3 gerilme genliği ile yüklenirse N_3 çevrim sayısında hasara uğramaktadır. (σ_1, N_1) , (σ_2, N_2) ve (σ_3, N_3) noktalarından geçen eğri söz konusu parçaya ait S-N eğrisini oluşturmaktadır.



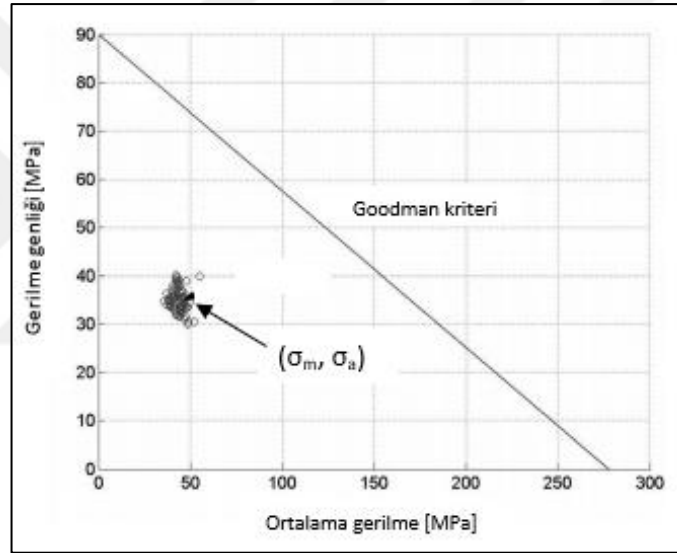
Şekil 3.10 Farklı gerilme genlik değerleri için S-N eğrisinin oluşumu (Küçükay, 2009)

Belirli yük altında olan parçanın her bölgesinde birbirinden farklı ortalama gerilme değerlerini görmek mümkündür. Yük altındaki parça üzerinde farklı ortalama gerilme değerlerinin görüldüğü durumda, her bir ortalama gerilme değeri için ayrı ayrı S-N eğrilerinin çizilmesi gerekmektedir. Alüminyum alaşımlı jantlar incelendiğinde, döküm prosesindeki metalin soğuma hızı farklılığından dolayı jantın çeşitli bölgeleri için birbirinden farklı ortalama gerilme değerleriyle karşılaşılmaktadır. Tablo 3.2’de ANSYS paket programında bir jant modeli için yapılan yorulma analizi sonucunda, jantın farklı bölgelerindeki ortalama von Mises gerilme değerleri görülmektedir.

Tablo 3.2 Jantın farklı bölgelerindeki ortalama von Mises gerilmeleri

<i>Jant bölgesi</i>	<i>Ortalama von Mises gerilmesi (MPa)</i>
<i>Göbek</i> 	8,4
<i>Feder</i> 	37,8
<i>Dış flanş</i> 	15,7
<i>Lastik kesiti</i> 	5,3
<i>Feder arası</i> 	3,1
<i>Kol boşaltması</i> 	29,7
<i>Ofset kenar</i> 	19,1

Tablodaki veriler incelendiğinde maksimum ortalama von Mises gerilmesinin 37,8 MPa olduğu görülmektedir. Dinamik viraj yorulması testine tabi tutulan alüminyum alaşımlı jantların üzerindeki maksimum ortalama von Mises gerilmesini tespit etmeye yönelik yapılmış olan bir çalışmada Hsu ve diğer. (2007) 159 adet jantı dinamik viraj yorulması testine tabi tutmuşlar ve Goodman kriterini kullanarak ortalama gerilme değerinin yaklaşık olarak 40 MPa seviyesinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Goodman kriteri, kırılğan ve sünek malzemelerin sürekli mukavemet değerlerinin belirlenmesinde kullanılan bir hasar kriteridir (Küçükay, 2009). Şekil 3.11’de Hsu ve diğerlerinin yapmış olduğu çalışma sonucunda elde ettikleri gerilme genliği – ortalama gerilme grafiği verilmiştir.



Şekil 3.11 Gerilme genliği – ortalama gerilme grafiği (Hsu, 2007)

ANSYS Workbench 18.0 paket programında bizim tarafımızdan yapılan yorulma analizlerinden elde edilen sonuçlar ile Hsu ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmanın sonuçları kıyaslandığında oldukça tutarlı oldukları görülmektedir. Jant üzerinde yaklaşık 40 MPa seviyelerinde ortalama gerilme oluşmaktadır. Ancak bu değer jant üzerinde oluşan gerilme değerleriyle kıyaslandığında oldukça küçüktür. Komponent S-N eğrisini oluştururken ortalama gerilmenin sıfır olduğu kabulü yapılarak jantın tam tersinir yüklendiği varsayılmıştır.

Seri üretim koşullarında üretilen jantların mekanik ve kimyasal özellikleri ile optimum şartlarda yapılan döküm ile üretilen jantların laboratuvar ortamında yapılan

testler sonucunda elde edilen kimyasal ve mekanik özellikleri farklılıklar gösterebilmektedir. Optimum koşullarda üretilen jantlardan elde edilen verilerin tasarım girdisi olarak kullanılması, seri üretim koşullarında üretilen jantlar için doğru sonuçları vermeyebilir. Bu nedenle yorulma testi yapılacak olan jantların, numune üretim aşamasından değil de seri üretim aşamasından alınarak mekanik özelliklerinin belirlenmesi ilerisi için daha sağlıklı sonuçlar verecektir.



Şekil 3.12 Çekme çubuklarının çıkarıldığı jant bölgeleri (Akojant, 2019)

Şekil 3.12’de bir jantın üç farklı bölgesi görülmektedir. Döküm prosesi incelendiğinde jantın feder bölgesindeki metal, iç ve dış flanş bölgelerindeki metale göre daha yavaş soğuduğu gözlemlenmiştir. Feder bölgesinde oluşan taneler diğer bölgelere kıyasla daha büyük, buna bağlı olarak feder bölgesinin mukavemet özellikleri diğer bölgelere kıyasla daha düşük elde edilmiştir. Tez çalışmasında kullanılan jantın üç farklı bölgesinden çekme çubukları çıkarılarak çekme testine tabi tutulmuştur. Tablo 3.3, Tablo 3.4 ve Tablo 3.5’te tez kapsamında yapılan çalışmamızda kullanılan jantın farklı bölgelerindeki mekanik özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.3 Model jantın feder bölgesinin mekanik özellikleri

<i>Feder</i>	<i>Elastisite modülü (MPa)</i>	<i>Akma dayanımı (MPa)</i>	<i>Kopma dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
Ortalama	75501,16	209,79	270,94	6,53
Standart sapma	4352,64	1,84	2,94	1,10

Tablo 3.4 Model jantın iç flanş bölgesinin mekanik özellikleri

<i>İç flanş</i>	<i>Elastisite modülü (MPa)</i>	<i>Akma dayanımı (MPa)</i>	<i>Kopma dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
Ortalama	80681,54	227,68	295,03	9,85
Standart sapma	10847,11	4,12	4,12	1,65

Tablo 3.5 Model jantın dış flanş bölgesinin mekanik özellikleri

<i>Dış flanş</i>	<i>Elastisite modülü (MPa)</i>	<i>Akma dayanımı (MPa)</i>	<i>Kopma dayanımı (MPa)</i>	<i>Uzama (%)</i>
Ortalama	74161,08	227,60	299,94	13,18
Standart sapma	3764,56	1,66	1,50	0,52

İç flanş, dış flanş ve feder bölgeleri için metalin soğuma hızlarında gözlemlenen farklılık, jantın kendi içinde dahi farklı mekanik özellik gösteren bölgelerin oluşmasına neden olmaktadır. Bu nedenden ötürü çalışma kapsamında, jantın yorulma ömrünün tahmin edilebilirliğini arttırmak ve daha sağlıklı sonuçlar elde edebilmek amacıyla alüminyum alaşımlı jantın komponent S-N eğrisinin çıkarılması gerektiği düşünülmüştür. Komponent S-N eğrisinin çıkarılması için döküm ve talaşlı imalat süreçlerinde meydana gelebilecek olası proses sapmalarından en az seviyede etkilenebilecek sade stil yüzeyi, geniş federlere ve derin olmayan kol boşaltmalarına sahip bir jant seçilmiştir. Tablo 3.6’da komponent S-N eğrisinin elde edilmesi için tez çalışması kapsamında kullanılan jant ve janta ait teknik özellikler verilmektedir.

Tablo 3.6 Komponent S-N eğrisinde kullanılan jantın teknik özellikleri

	
6,5 X 15 H2 ET43 5 X 112	
<i>Anma genişliği [inç]</i>	6,5
<i>Anma çapı [inç]</i>	15
<i>Flanş tipi</i>	H2
<i>Ofset mesafesi [mm]</i>	43
<i>Bijon sayısı</i>	5
<i>Bijon yerleşim çapı [mm]</i>	112

Komponent S-N eğrisinin elde edilmesinde kullanılacak olan jant için eğilme moment değeri olarak 2881 Nm değeri belirlenmiştir. Belirtilen bu moment değeri jant geometrisine ve araç yüküne bağlı olarak ISO 3006 standardında yer alan formüller ile hesaplanmaktadır. Fakat eğrinin elde edilebilmesi için jantı bu moment değerinin dışındaki farklı moment değerlerinde de test ederek, söz konusu moment değerlerine karşılık gelen ve jantın hasara uğramasına neden olan gerilme değerlerinin de belirlenmesi gerekmektedir. Bu nedenle seri üretim aşamasında üretilen 20 adet jant seçilmiş ve yorulma deneyi öncesinde deneydeki sapmaları minimize etmek amacıyla ağırlıkları, ofset yüzey pürüzlülükleri ve boyutsal kontrolleri yapılmıştır. Şekil 3.13'te ofset yüzey pürüzlülüğü kontrolünün gerçekleştirildiği deney jantı görülmektedir.



Şekil 3.13 Model jantın ofset yüzey pürüzlülük ölçümü (Kişisel arşiv, 2019)

Komponent S-N eğrisinin doğru bir biçimde çizilebilmesi için ilk olarak jant üzerindeki çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayısının deney esnasında belirlenmesi gerekmektedir. Magnezyum ve alüminyum tozlarıyla güçlü bir tepkime verme özelliği gösteren çinko oksidin (ZnO), deneye başlanmadan önce jantın ön ve arka yüzeyine sürülmesi çatlak başlangıcının gerçekleştiği bölgeyi tespit etmekte büyük kolaylık sağlamaktadır. Yorulma testine tabi tutulacak olan jantlara çinko oksit uygulaması yapıldıktan sonra dörderli gruplar halinde 3000 Nm, 3500 Nm, 4000 Nm ve 4500 Nm momentler uygulanmıştır (Şekil 3.14).



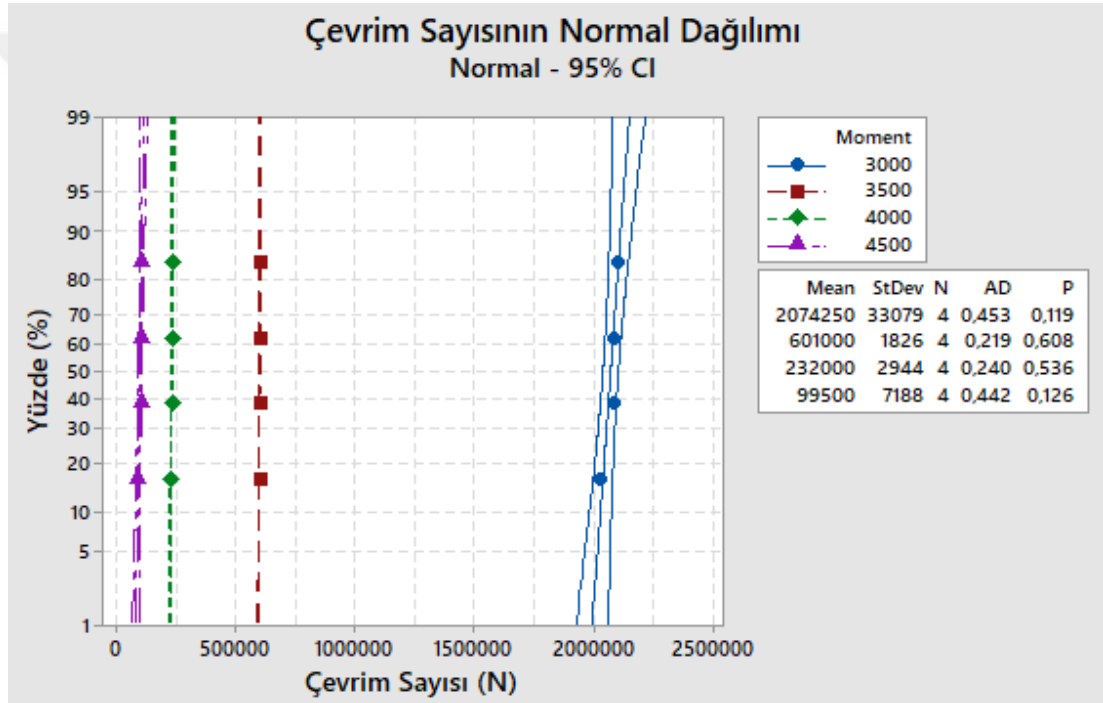
Şekil 3.14 Dinamik viraj yorulması testi (Kişisel arşiv, 2019)

Test süresince belirli aralıklarla jantların ön ve arka yüzeylerinde göz ile çatlak başlangıcı kontrolü yapılmış ve çatlak başlangıcının tespit edildiği noktalardaki çevrim sayıları kayıt altına alınmıştır. Tablo 3.7’de söz konusu moment değerleri için çatlak başlangıcının tespit edildiği çevrim sayıları verilmiştir.

Tablo 3.7 Farklı moment değerleri için çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayıları

<i>Moment [Nm]</i>	<i>Çevrim sayısı (N_i)</i>			
3000	2026000	2087000	2101000	2083000
3500	600000	602000	603000	599000
4000	232000	231000	236000	229000
4500	89000	101000	105000	103000

Özellikle istatistiksel araştırmalarda bir testin tutarlı olup olmadığını sınavabilmek için elde edilen ölçüm verilerinin dağılımları incelenmelidir. Ölçüm verilerine ait dağılımın normal veya normale yakın olması yapılan testin yeterliliği konusunda bilgi vermektedir. Normal dağılım kısaca, örneklemin ana kütleyi temsil etme yeteneği olarak tanımlanmaktadır. Normal dağılım testlerinde p değerinin 0,05'ten büyük olması, verilerin %95 güven aralığında normal dağılım gösterdiğini belirtmektedir (Frost, 2018). Yaptığımız yorulma testlerinden elde ettiğimiz verilerin normal dağılım kontrolünün yapılması, ilerleyen aşamalarda elde edilecek olan S-N eğrisinin hangi büyüklükteki bir kitleyi temsil ettiğinin anlaşılmasına olanak sağlayacaktır.



Şekil 3.15 Çevrim sayısının dağılım kontrolü

Şekil 3.15'te verilen grafik ve tabloda, çalışma kapsamında test edilen jantın her bir moment değeri için çevrim sayılarının normal dağılım gösterdiği görülmektedir. Sonuç olarak dinamik viraj yorulması testinden elde edilen çevrim sayılarının, CMS genelinde yapılan dinamik viraj yorulması testleri ile uyum sağladığı söylenebilmektedir.

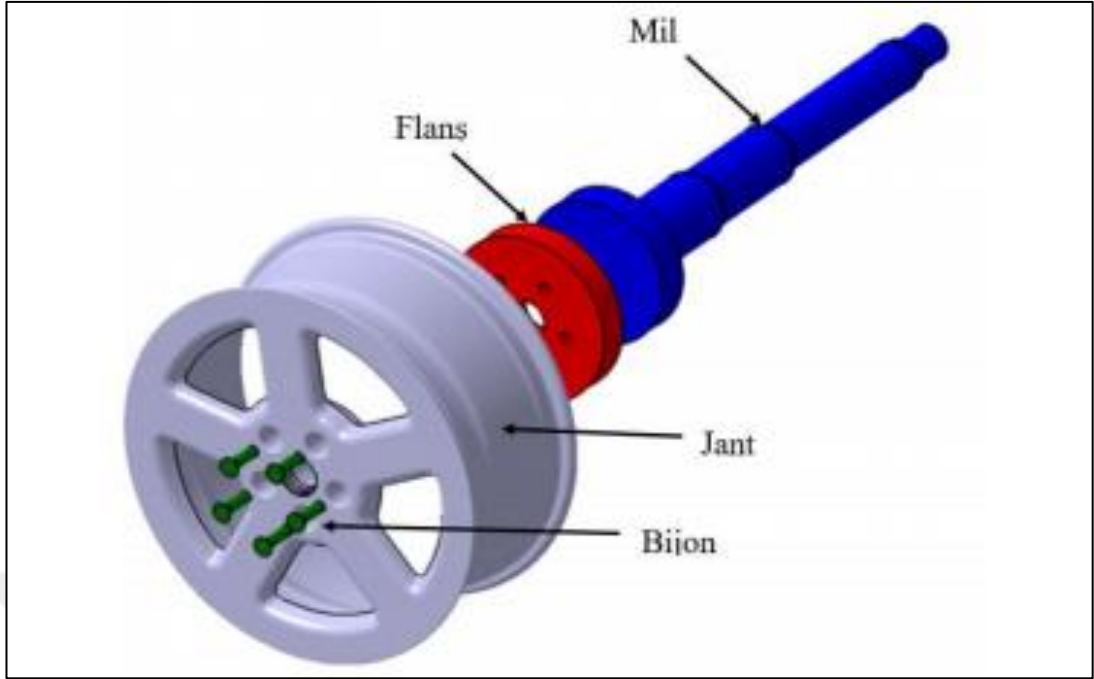
Komponent S-N eğrisinin oluşturulabilmesi ilaveten söz konusu çevrim sayılarında jantı yorulma hasarına uğratan gerilme değerlerinin de belirlenmesi gerekmektedir. Bu

yüzden çalışma kapsamında incelenen model için sonlu elemanlar analiz yöntemi kullanılarak analiz sonucunda elde edilecek veriler sayesinde komponente ait S-N eğrisi oluşturulmuştur.

3.5.1 Dinamik viraj yorulması sonlu elemanlar analizi

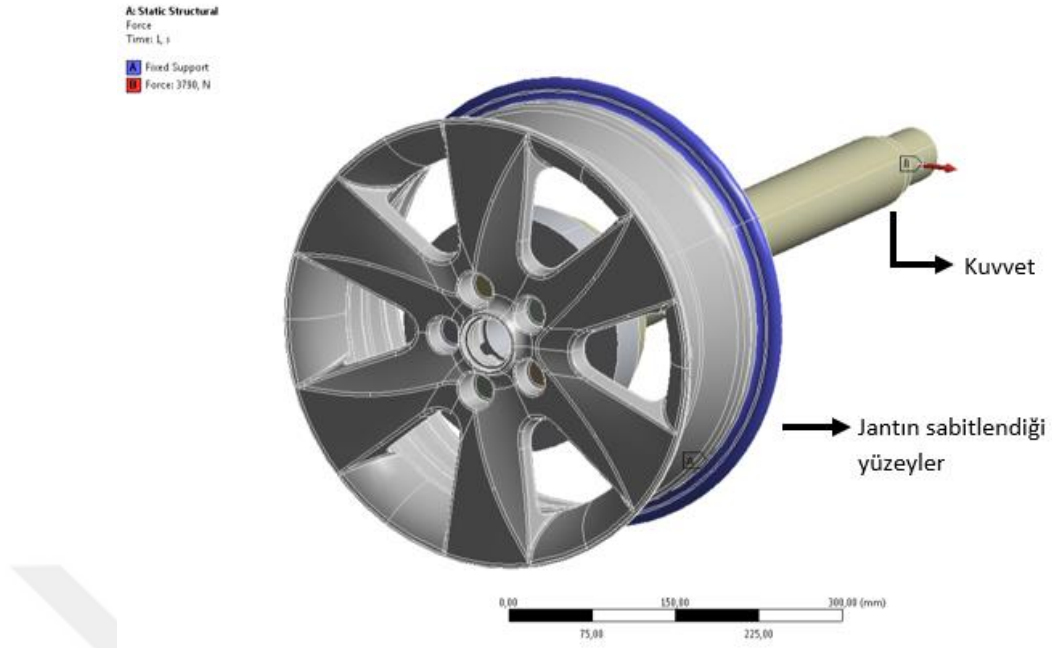
Sonlu elemanlar analizi, mühendislik problemlerinin çözülmesinde kullanılan ve sonlu elemanlar metodu adı verilen sayısal tekniğin kullanıldığı herhangi bir fiziksel olgunun simülasyonudur (Simscale, 2019). Yeni ürün devreye alma aşamasında zaman, işçilik, maliyet ve enerji giderlerinden dolayı testlerde rastlanılabilecek çeşitli yetersizliklerin ve problemlerin öngörülebilmesi için bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizlerinin yapılmasını zorunlu hale gelmiştir.

Katı modeli CATIA v5 R22 programında oluşturulan jantın dinamik viraj yorulması sonlu elemanlar analizi ANSYS Workbench 18.0 paket programında gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarının analiz sonuçlarıyla karşılaştırılması için test düzeneği üzerindeki jant, bijon, flanş ve mil gibi standart parçalar modellenerek sonlu elemanlar analiz yöntemiyle çözüme kavuşturulmuştur. Şekil 3.16'da test düzeneği üzerinde bulunan standart parçaların katı modeli görülmektedir. Analiz sonuçlarında değişkenlik görülmemesi için sonlu elemanlar analizinde kullanılacak olan modellerin montajı, Şekil 3.8'de görülen test düzeneğindeki montajlama sistemine mümkün olduğunca benzer olmalıdır.



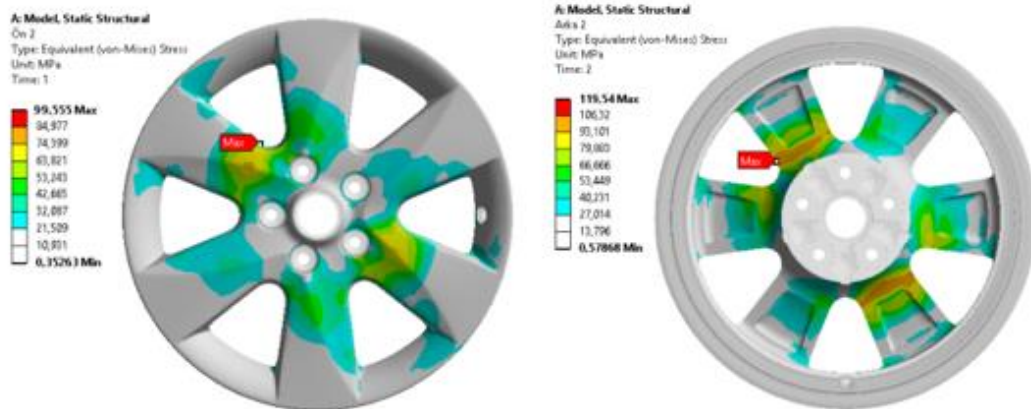
Şekil 3.16 Test düzeneği üzerindeki standart parçaların modellenmesi (Işık, 2018)

Dinamik viraj yorulması sonlu elemanlar analizinin gerçekleştirilebilmesi için test düzeneğinde kullanılan parçaların ve jantın modellenmesi, malzeme özelliklerinin tasarım girdisi olarak analiz programında tanımlanması, montajlama tipinin belirlenerek analiz programı üzerinde uygulanması, uygun ağ yapısının belirlenerek modeller üzerinde oluşturulması ve sınır koşullarının belirlenerek jant üzerine etkiyecek kuvvetin oluşturulması gerekmektedir. Jantın stil yüzeyindeki mesh boyutu 4 mm olarak, jantın diğer yüzeylerindeki mesh boyutu 6 mm olarak belirlenmiştir. Jant dışındaki diğer parçaların mesh boyutu 25 mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca jantta kullanılan mesh tipi tetragonal olarak, diğer parçaların mesh tipi hex dominant olarak belirlenmiştir. Yorulma analizindeki sınır koşulları ISO 3006 dinamik viraj yorulması test standardında belirtildiği şekilde yapılmıştır. Jant iç flanş bölgesinden sabitlenmiş ve bijonlara standartta belirtilen şekilde ön gerilme kuvveti uygulanmıştır (ISO 3006, 2005). Bunun yanı sıra alüminyum alaşımlı jantın ofset yüzeyi ile flanşın birbirine temas etme şekli sürtünmeli temas olarak, diğer kısımların birbirleriyle temas şekli ise yapışık olarak tanımlanarak dinamik viraj yorulması analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.17’de söz konusu sınır koşulları ve jant üzerine uygulanan kuvvet görülmektedir. Milin uç kısmından uygulanan kuvvet sayesinde jant üzerinde eğilme momenti oluşmakta ve bu eğilme momenti jantı deforme etmeye çalışmaktadır.

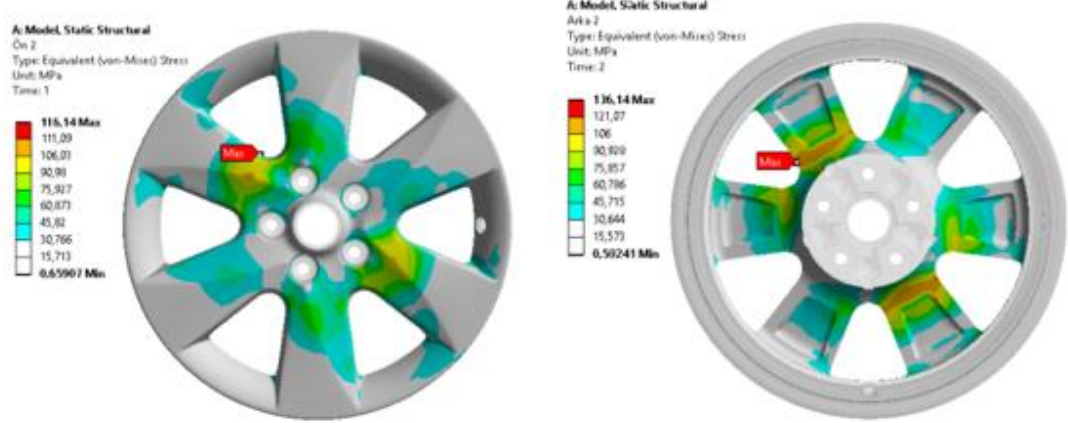


Şekil 3.17 Janta uygulanan sınır koşulları ve yükleme

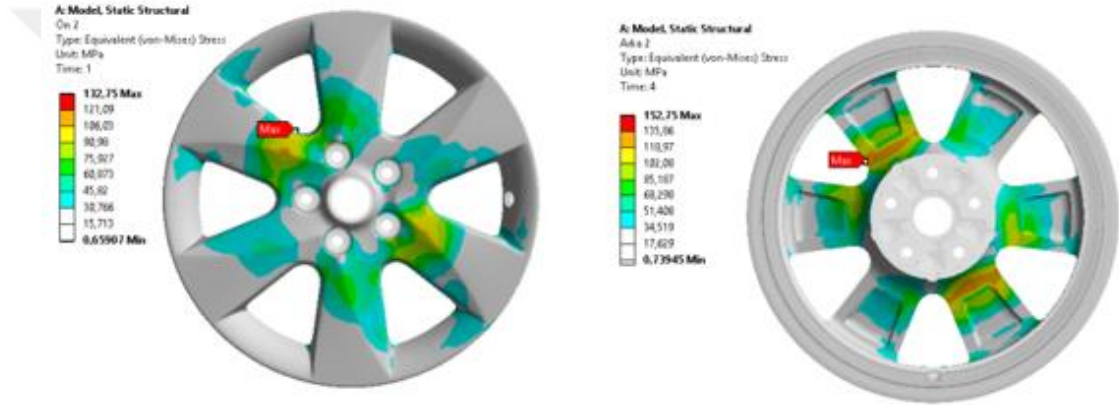
Eğilme momentine sebep olan kuvvetin 360° boyunca uygulanması durumunda, jant üzerindeki simetrik olan noktalarda aynı büyüklükte von Mises gerilmeleri ile karşılaşılacaktır. Bu bilgi göz önünde bulundurulduğunda, çalışma kapsamında kullanılan 5 feder ve 5 bijona sahip jantın analizini gerçekleştirmek için 72° 'lik kısmın yorulma analizinin yapılması yeterli olacaktır (Işık, 2018). Şekil 3.18, Şekil 3.19, Şekil 3.20 ve Şekil 3.21'de jant üzerine sırasıyla 3000 Nm, 3500 Nm, 4000 Nm ve 4500 Nm eğilme momenti uygulandığı durumda sonlu elemanlar analiz programından çıktı olarak alınan gerilme dağılımı görülmektedir.



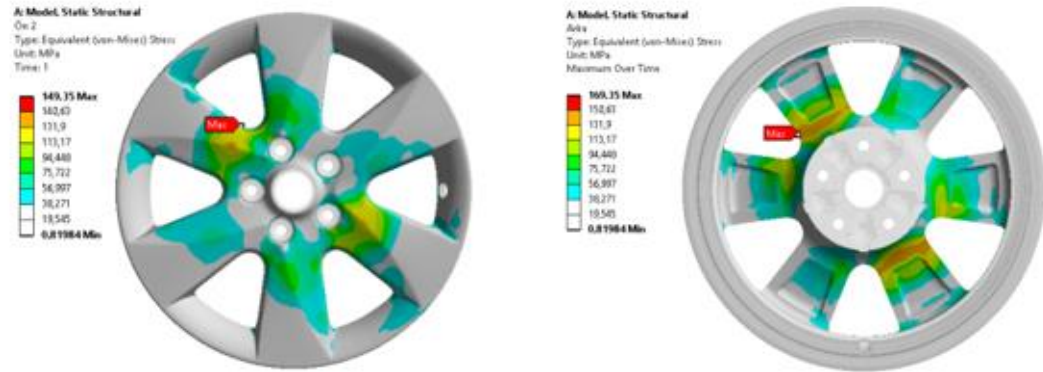
Şekil 3.18 3000 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı



Şekil 3.19 3500 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı



Şekil 3.20 4000 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı



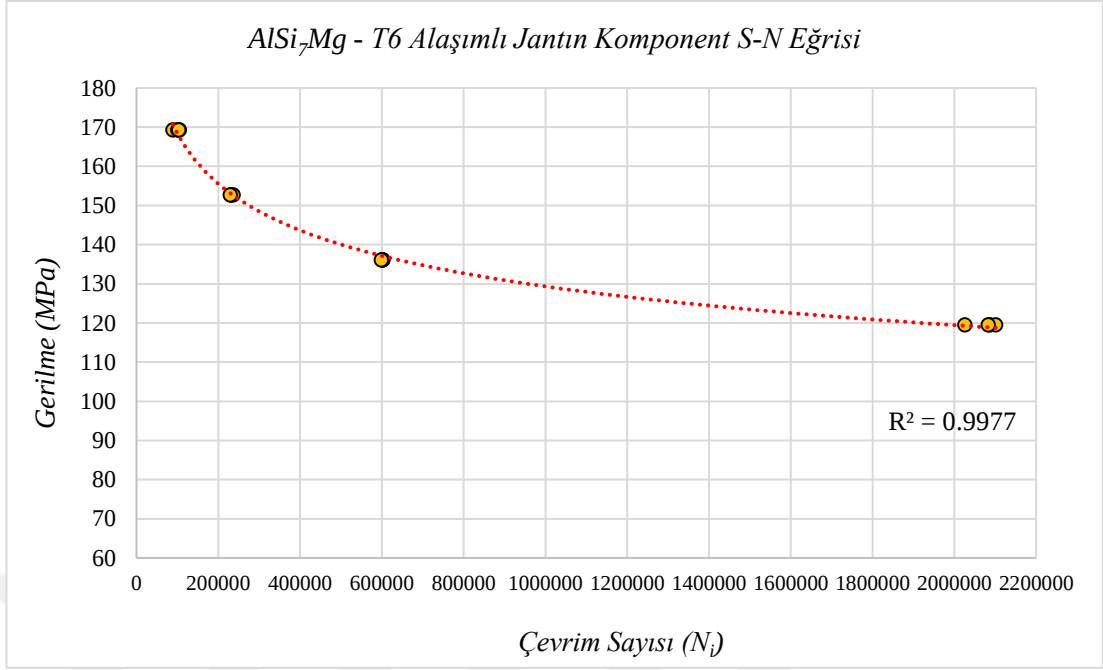
Şekil 3.21 4500 Nm moment için jantın ön (sol) ve arka (sağ) yüzeyinde oluşan gerilme dağılımı

Yukarıdaki şekillerde verilen gerilme dağılımları incelendiğinde maksimum von Mises gerilmesinin, jantın federi ile ofset yüzeyini birbirine bağlayan radyus üzerinde olduğu görülmektedir.

Tablo 3.8 Farklı moment değerleri için jantın ön ve arka yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler

<i>Moment [Nm]</i>	<i>Ön yüzeyde meydana gelen gerilme [MPa]</i>	<i>Arka yüzeyde meydana gelen gerilme [MPa]</i>
3000	99,5	119,5
3500	116,1	136,1
4000	132,7	152,7
4500	149,3	169,3

Tablo 3.8’de 3000 Nm, 3500 Nm, 4000 Nm ve 4500 Nm moment değerleri için jantın ön ve arka yüzeyinde oluşan maksimum von Mises gerilmeleri verilmiştir. Ancak S-N eğrisinin oluşturulması için kullanılacak olan gerilme değerleri jant üzerinde oluşan maksimum gerilme değerleridir. Dolayısıyla S-N eğrisi her bir moment değeri için jantın arka yüzeyinde meydana gelen maksimum gerilme değerlerine göre çizilecektir. Şekil 3.22’de testlerden elde edilen çevrim sayıları ile sonlu elemanlar analiz programından elde edilen maksimum gerilme değerleriyle oluşturulan S-N eğrisi görülmektedir. Bu eğriden de anlaşılaçağı üzere, janta uygulanan eğilme momentinin arttırılmasıyla jant üzerinde oluşan yüksek gerilme seviyeleri, yorulma hasarının düşük çevrimlerde görülmesine neden olmuştur. Bu durum da dolaylı olarak jantın yorulma ömrü üzerinde negatif bir etki yaratmaktadır. Yine elde edilen S-N eğrisinden anlaşılaçağı üzere, jantlar üzerinde oluşan düşük gerilme seviyeleri yorulma hasarlarının yüksek çevrimlerde gözlemlenmesine neden olmaktadır.



Şekil 3.22 AlSi₇Mg T6 alaşımı için janta ait komponent S-N eğrisi

İstatistiksel çalışmalarda bağımlı ve bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi araştırmak için regresyon analizi yapılmaktadır. Regresyon analizi, iki değişken arasındaki bir birlikteliğin var olup olmadığı hakkında bilgi vermektedir. Regresyon analizinin başarısı, determinasyon katsayısı (R^2) adı verilen bir katsayı ile belirlenebilmektedir. Determinasyon katsayısı, regresyonun ne kadar güçlü olduğunu belirten bir katsayıdır. 0 ile 1 arasında değişen bu katsayı 1'e ne kadar yaklaşırsa, değişkenler arasındaki ilişki o kadar güçlü olur (Academia, 2019). Şekil 4.2'deki grafikte determinasyon katsayısı 0,9977 olarak belirtilmiştir. Bu da çevrim sayısı ile gerilme değerlerinin arasında oldukça iyi bir ilişki olduğunu göstermektedir.

BÖLÜM DÖRT

METODOLOJİ

Temeli komponent S-N eğrisinin oluşturulmasına dayanan bu çalışmanın amacı; jantın ömür tur sayısının azalmaması ve jant üzerinde oluşan hasar miktarının artmaması şartı ile dinamik yorulma ve ömür testinin çevrim süresinin iyileştirilmesidir. Bu amaca istinaden dinamik viraj yorulması ömür testi süresinin iyileştirilebilmesi için yapılan çalışma kapsamında iki farklı metot belirlenmiştir. Bu bölümde söz konusu bu iki metot hakkında bilgi verilecektir.

4.1 Tezgah Devir Sayısının Arttırılması

Ömür testi çevrim süresinin iyileştirilebilmesi için izlenecek iki metottan biri olan tezgah devir sayısının arttırılması ile jantlara uygulanan dinamik viraj yorulması ömür testi çevrim süresinin kısaltılması hedeflenmektedir.

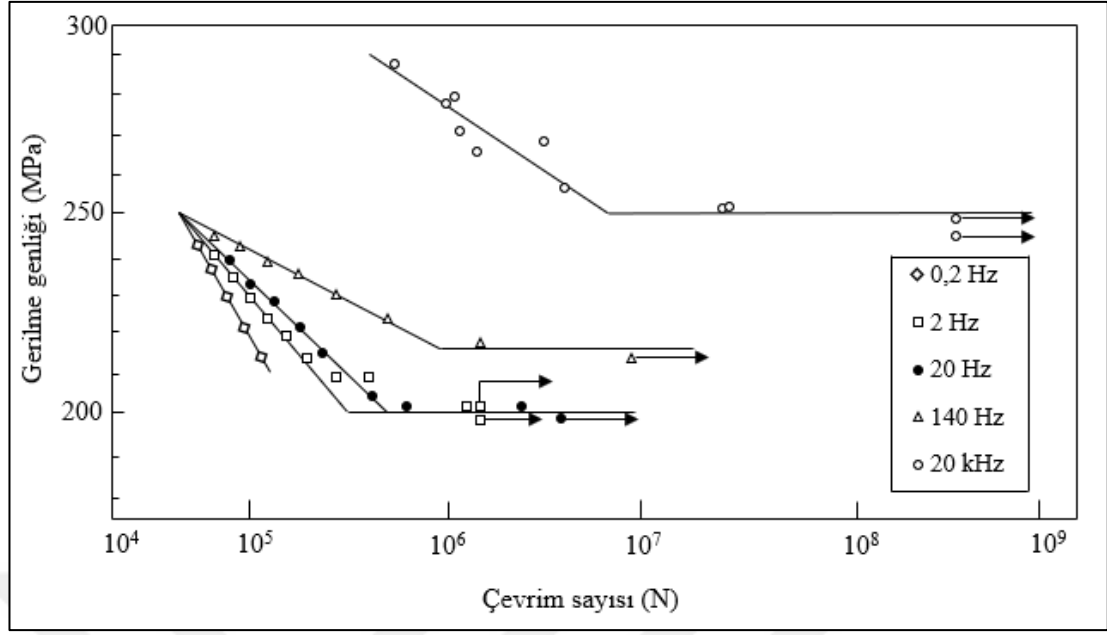
Çalışmanın önceki bölümlerinde test makinesinin çalışma prensibi hakkında bilgi verilmişti. Tezgahın devir sayısının arttırılması ile yükleme yatağıyla beraber dönme hareketi yapan balans ağırlığı da daha hızlı bir şekilde dönmeye başlar. Balans ağırlığının 360° boyunca dönmesiyle moment kolu üzerinde oluşan merkezci kuvvet, tezgahın devir sayısının artışıyla beraber jantın daha yüksek bir frekansta eğilme momentine maruz kalmasına neden olur. Böylece jantta yorulma hasarının gözlemlendiği çevrim sayısına, devir sayısı artışı sayesinde daha hızlı bir şekilde ulaşılır. Ancak bu çalışmanın yapılabilmesi için frekans artışının jantın yorulma ömrü üzerindeki etkisinin de incelenmesi gerekmektedir.

4.1.1 Frekansın yorulma ömrüne etkisi

Stephens ve diğerleri (2001) frekansın yorulma ömrü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yalnızca frekansın metallerin S-N eğrisi üzerindeki etkilerini incelemek zor bir konudur. Çünkü frekans konusundan önce ortam sıcaklığı ve korozyon etkileri, metalin yorulma ömrü üzerinde tekil olarak frekansa göre çok daha etkin bir rol oynamaktadır. Frekansın yorulma ömrüne etkisinin tam olarak tespit edilebilmesi

için bahsi geçen parametrelerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Bu parametrelerin sabit tutulabildiği koşullarda; eksenel yüklemeye veya eğilmeye maruz kalan parçalar için 1 Hz'den 200 Hz'ye kadar olan frekans değerlerinde, frekansın yorulma ömrüne etkisinin oldukça küçük olduğu söylenebilmektedir. Frekans değerlerinin 200 Hz değerini aşması durumunda, parçaların 10^6 'dan 10^8 'e kadar olan yorulma ömürlerinde 0'dan %10'a kadar bir artış söz konusudur. Frekans değerlerinin kHz mertebelerine çıkması durumunda frekansın yorulma ömrüne etkisi, 1 Hz – 200 Hz aralığındaki frekans değerlerinin etkisine göre çok daha büyük olmaktadır. Bu etki o kadar büyüktür ki frekans değerlerinin 1 Hz – 200 Hz aralığında olduğu durumdaki yorulma ömrüne göre kHz mertebelerinde yorulma ömründe 1 ile 2,6 kat arasında artış gözlemlenebilmektedir. Ancak kHz mertebelerinde ortam sıcaklığının kontrol edilmesi oldukça zor olduğundan su, hava veya yağ gibi soğutucular kullanılarak sıcaklık etkisi kontrol altında tutulmaya çalışılır.

Guenneec ve arkadaşları (2014) yapmış oldukları çalışmada düşük karbonlu çelik bir malzemeden elde ettikleri numuneleri 0,2 Hz, 2 Hz, 20 Hz, 140 Hz ve 20 kHz frekanslarda yorulma testine tabi tutmuşlardır. Çalışma sonucunda her ne kadar frekans artışıyla beraber yorulma dayanımının bir miktar arttığını belirlemiş olsalar da 0,2 Hz, 2 Hz, 20 Hz ve 140 Hz frekanslarında yapılan testlerden elde ettikleri sonuçların birbirlerine oldukça yakın olduğunu gözlemlemişlerdir. Ancak frekans mertebesinin 20 kHz'e ulaşması durumunda sonuçlar, diğer frekans değerlerindeki sonuçlara göre oldukça büyük farklılık göstermektedir. Şekil 4.1'de düşük karbonlu çelik için farklı frekans değerlerindeki S-N eğrisi görülmektedir.



Şekil 4.1 Düşük karbonlu çeliğin farklı frekans değerlerindeki S-N eğrisi (Guenec, 2014)

Pastırmacı ve arkadaşları (2018) yapmış oldukları çalışmada frekansın alüminyum alaşımlı jantın dinamik viraj yorulma ömrü üzerine etkisini incelediler. Test esnasında janta uygulanan eğilme momentini sabit tutmak koşulu ile jantın farklı bölgelerine strengeler yapıştırarak, farklı frekanslarda oluşan gerilim seviyelerini kıyaslamışlardır. Sonuç olarak test makinasının devir sayısının arttırılmasının jantın yorulma ömrüne bir etkisinin olmadığını ancak test süresinde yaklaşık olarak %18'lik bir azalma gözlemleyerek testlerin daha hızlı bir şekilde tamamlanabileceğini tespit etmişlerdir.

CMS laboratuvarlarında bulunan dinamik viraj yorulması test makinesi 1500 devir/dakika (25 Hz) ile 2400 devir/dakika (40 Hz) aralığında dönme hızına sahiptir. Ancak laboratuvarda yapılan testler genellikle 1700 devir/dakika ile 1900 devir/dakika arasındaki dönme hızlarında gerçekleştirilmektedir. Frekansın yorulma ömrü üzerine etkisi ile ilgili yukarıda bahsi geçen literatür araştırmalarından elde edilen bilgiler de göz önünde bulundurulduğunda, testlerin Hz mertebesinde olan söz konusu bu frekans değerlerinde gerçekleştirilmesi durumunda jantın yorulma ömrüne bir etkisinin olmayacağı yorumu yapılabilmektedir.

Bu çalışmada, devir sayısı artışının jantın yorulma ömrü üzerindeki etkisi incelemek amacıyla jant üzerine uygulanacak olan eğilme momenti sabit tutularak, iki farklı devir sayısı için dinamik viraj yorulması ömür testleri gerçekleştirilmiştir. Farklı devir sayılarında gerçekleştirilmiş olan bu testlerin sonucunda, jantlarda yorulma çatlağının gözlemlendiği çevrim sayıları ile testlerin tamamlanması için geçen süreler kıyaslanmıştır. Bir sonraki bölümde yapılan testlerin sonuçları paylaşılmıştır.

4.2 Eğilme Momentinin Arttırılması

CMS Jant ve Makine Sanayi A.Ş. bünyesinde kalite standartları oldukça yüksek şekilde üretilen jantlar, müşterinin dinamik viraj yorulma ömür testi için belirlemiş olduğu kriterleri fazlasıyla karşılamaktadır. Uygulanan diğer mekanik performans testlerinden de başarılı sonuçlar alınabilmesi için jantların oldukça kaliteli bir şekilde üretilmesi zorunlu hale gelmiştir. Ancak bu durum dinamik viraj yorulması ömür testinin tamamlanması için gereken ömür testi çevrim sürelerinin oldukça uzun olmasına neden olmuştur.

Bu problemin giderilmesi için tasarlanan çalışmada janta uygulanan eğilme momentinin arttırılması ile kısa bir süre içerisinde jant üzerinde yorulma hasarının gözlemlenebileceği ve böylece dinamik viraj yorulması ömür testinin çok daha kısa sürelerde tamamlanabileceği öngörülmektedir. Ancak moment artışının müşterinin kriterlerine uygun olarak kontrollü bir biçimde gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Aksi halde jant, müşterinin belirlemiş olduğu kriterleri sağlayamayarak dinamik viraj yorulması testini geçememe riski taşımaktadır. Oluşacak süreçten dolayı da müşteride güven kaybına sebep olacaktır.

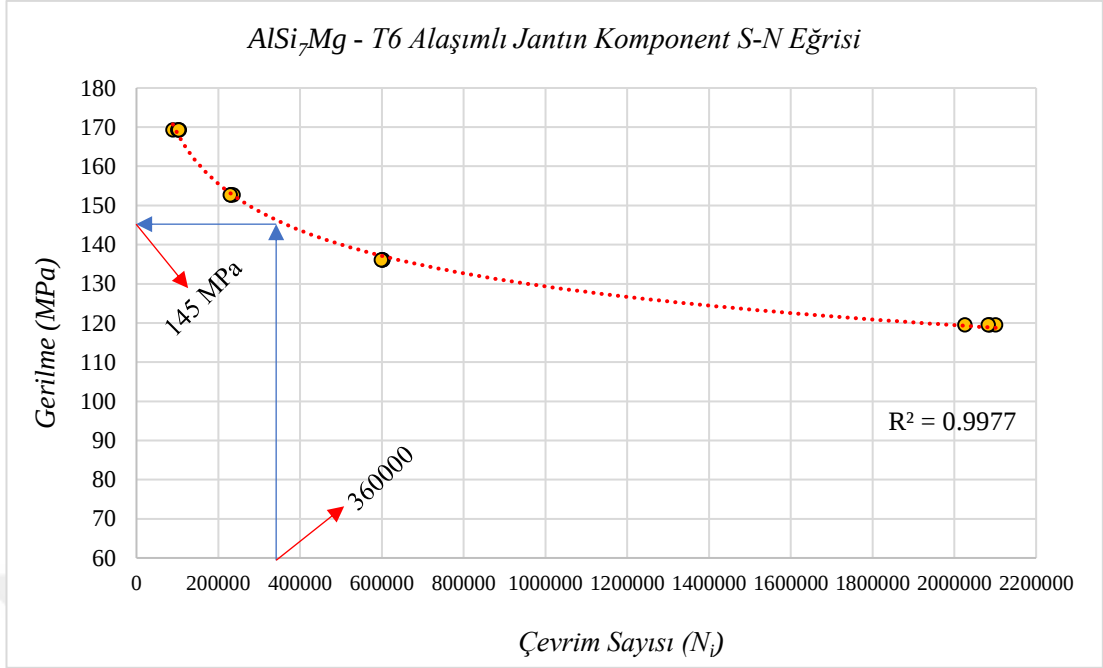
Janta uygulanan eğilme momenti ISO 3006 standardında yer alan formüllerle müşteri tarafından hesaplanmakta ve yine müşteri tarafından jant için belirlenen minimum yorulma ömrü çevrim sayısı ile beraber jant üreticilerine iletilmektedir. Müşterinin jant için belirlemiş olduğu minimum yorulma ömrü çevrim sayısında, jantı hasara uğratarak dinamik viraj yorulması ömür testini başarıyla tamamlamak için eğilme momentini kontrollü bir biçimde arttırmak gerekmektedir. Tablo 4.1’de çalışmada kullanılan jant için müşterinin belirlemiş olduğu kriterler yer almaktadır.

Tablo 4.1 Dinamik viraj yorulması ömür testi için müşterinin belirlemiş olduğu kriterler

<i>Test tipi</i>	<i>Dinamik viraj yorulması</i>
<i>Test yükü (Nm)</i>	2881
<i>Minimum çevrim sayısı (N_i)</i>	300000

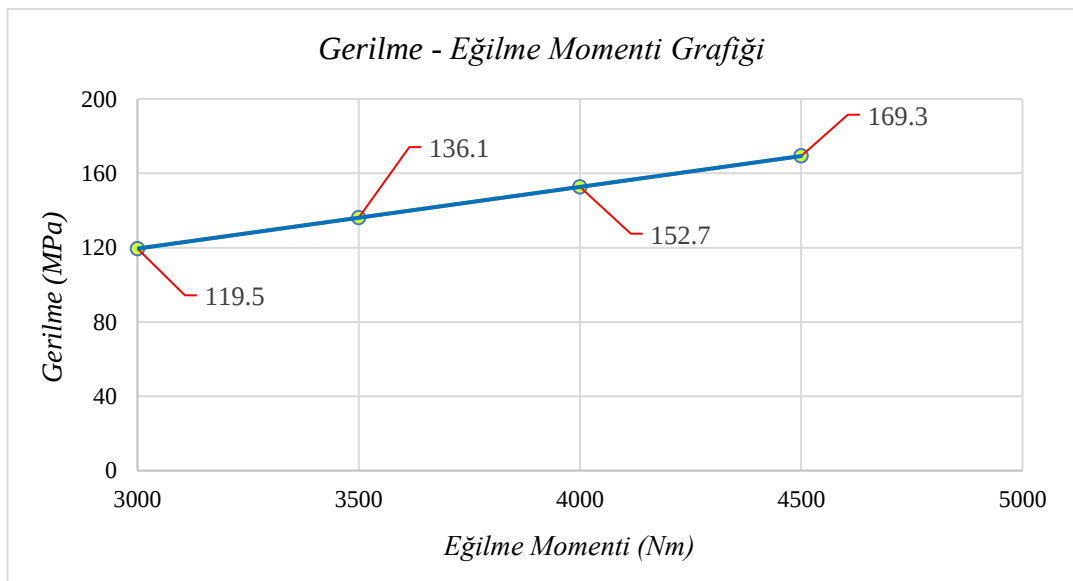
Müşterinin belirlemiş olduğu test yükü, dinamik viraj yorulması testinde çalışmada kullanılan müşteri jantına uygulandığında çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayılarının ortalaması 2.600.000 olarak tespit edilmiştir. Söz konusu test yüküne karşılık gelen çevrim sayısı, çalışmanın önceki kısımlarında elde edilen komponent S-N eğrisi kullanılarak tespit edilmeye çalışıldığında çatlak başlangıcının gerçekleştiği çevrim sayısı 2.580.000 olarak belirlenmiştir. Bu bilgiler göz önünde bulundurulduğunda test sonuçları ile komponent S-N eğrisinden elde edilen sonuçların oldukça tutarlı olduğu görülmektedir.

Jantın müşteri tarafından belirlenen minimum çevrim sayısında hasara uğratılmasının test sonuçları açısından riskli olabileceği, bu nedenle %20’lik bir emniyet payı bırakılması kabulü öngörülmektedir. Dolayısıyla jantın 360.000 çevrim sayısında hasara uğratılması gerekmektedir. Jantın söz konusu çevrim sayısında hasara uğrayabilmesi için, jant üzerinde oluşması gereken maksimum gerilme değeri komponent S-N eğrisi kullanılarak 145 MPa olarak belirlenmiştir. Şekil 4.2’de müşterinin belirlemiş olduğu minimum çevrim sayısına karşılık gelen gerilme değerinin belirlenme şekli görülmektedir.



Şekil 4.2 Komponent S-N eğrisi üzerinden gerilme değerinin belirlenmesi

Jant üzerinde 145 MPa gerilmenin oluşturulabilmesi için, jantın maruz bırakılması gereken moment değerinin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 4.3'te söz konusu moment değerinin tespit edilebilmesi için çizilmiş olan gerilme – moment grafiği görülmektedir. Bu grafiğin oluşturulması için komponent S-N eğrisinin elde edilmesinde kullanılan moment değerleri ve sonlu elemanlar analizlerinden çıktı olarak alınan gerilme değerleri kullanılmıştır (Tablo 3.8).



Şekil 4.3 Gerilme – eğilme moment grafiği

Sonlu elemanlar analiz programından elde edilen gerilme değerleri incelendiğinde jant alaşımının 209 MPa olan akma sınırını henüz geğmediği dolayısıyla gerilmelere elastik bölgede maruz kaldığı anlaşılmaktadır. Dolayısıyla gerilme – eğilme momenti grafiğinin şekilde görüldüğü gibi doğrusal olarak elde edilmesi beklenmiştir. Gerilme – eğilme momenti grafiğini oluşturan doğru denkleminin (Denklem 4.1) kullanılmasıyla jantın maruz bırakılması gereken maksimum moment değeri 3768 Nm olarak hesaplanmıştır. Bir sonraki bölümde 3768 Nm olarak hesaplanan test yükü için yapılan testlerin sonuçları paylaşılmıştır.

$$\sigma = 0,0332 \times M + 19,9 \quad (4.1)$$

BÖLÜM BEŞ

SONUÇLAR

Bu bölümde dinamik viraj yorulması ve ömür testi çevrim sürelerinin iyileştirilmesi için çalışmanın önceki kısımlarında belirtilen iki metodun uygulanması nihayetinde elde edilen test sonuçları paylaşılacaktır.

5.1 Devir Sayısındaki Artışın Yorulma Testinin Çevrim Süresine Etkisi

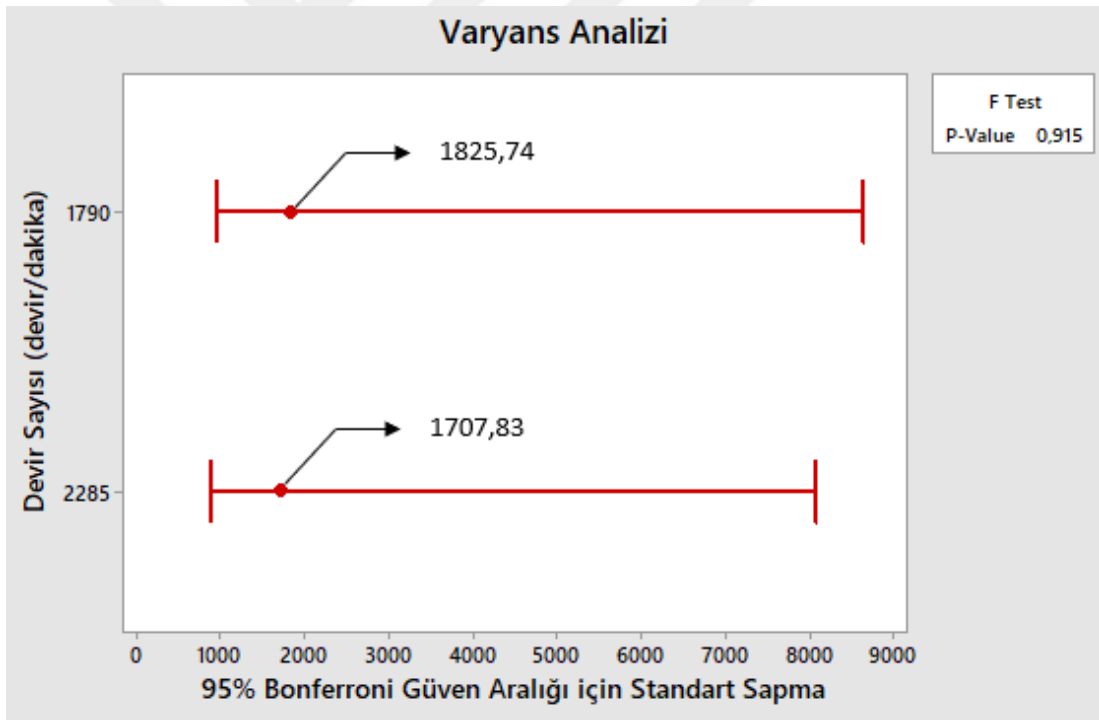
Devir sayısı artışının jantın yorulma ömrü üzerindeki etkisi incelemek amacıyla jant üzerine uygulanacak olan eğilme momenti 3500 Nm olarak belirlenmiş olup, test makinesinin kapasitesi de göz önünde bulundurularak her bir devir sayısı için dörder jant 1790 devir/dakika (30 Hz) ve 2285 devir/dakika (38 Hz) dönme hızlarında test edilmiştir. Tablo 5.1’de 3500 Nm yük altındaki jantların farklı devir sayılarındaki çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayıları ve test süreleri görülmektedir.

Tablo 5.1 Farklı devir sayılarında çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayıları ve test süreleri

<i>Deney numarası</i>	<i>Çevrim sayısı (N_i)</i>	<i>Test süresi (dakika)</i>	<i>Devir sayısı (devir/dakika)</i>
1.deney	600000	335	1790
2.deney	602000	336	
3.deney	603000	337	
4.deney	599000	335	
Ortalama	601000	336	
5.deney	601000	263	2285
6.deney	600000	262	
7.deney	602000	263	
8.deney	604000	264	
Ortalama	602000	263	

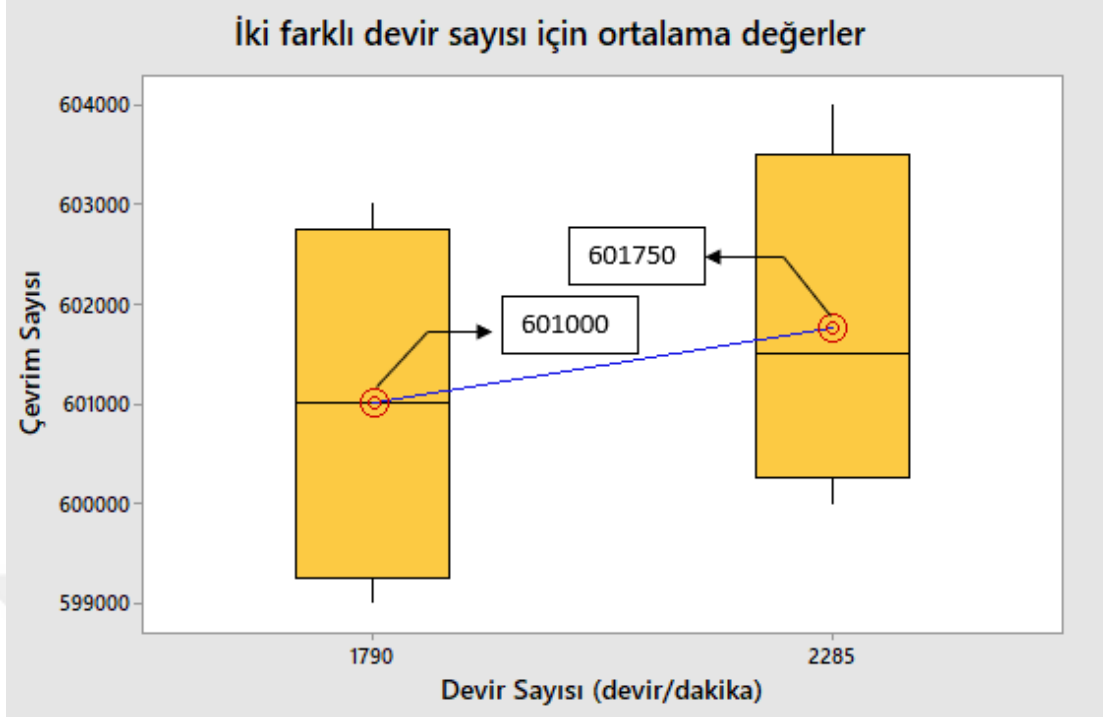
İstatistiksel çalışmalarda iki farklı test grubundan elde edilen verilerin ortalamaları arasında belirgin bir farklılık olup olmadığını kontrol etmek için t-testi veya f-testi

kullanılır (Spssanalizi 2019). Bağımlı örneklem t-testi, ilişkili iki örneklem ortalaması arasındaki farkın istatistiksel manidarlığını test eder. Bu ölçümlerin en az eşit aralık ölçeği düzeyinde olması, normal dağılım ve varyansların homojenliği varsayımlarını da sağlaması gerekir. F testi, iki ya da daha çok ilişkili ölçüme ait verilerin ortalamaları arasında manidar bir farklılık gösterip göstermediğini test etmek amacıyla kullanılır (Yalçın, 2016). İki farklı devir sayısı için gerçekleştirilmiş olan bu testlerden elde edilen veriler arasında istatistiksel olarak anlamlı bir ilişki olup olmadığını tespit edebilmek amacıyla her iki test yöntemi de kullanılmıştır. Şekil 5.1’de Minitab paket programında gerçekleştirilmiş olan f-testi için iki farklı grubun standart sapma değerleri görülmektedir. Şekilde görülen grafik incelendiğinde iki farklı devir sayısı için oluşturulan grupların varyansları arasında belirgin bir farklılık olmadığı görülmektedir.



Şekil 5.1 İki farklı devir sayısı için deneylerden elde edilen verilere f-testi uygulaması

Şekil 5.2’de Minitab paket programında gerçekleştirilmiş olan t-testi için iki farklı grubun ortalama değerleri görülmektedir. Yapılan f-testinin sonucunda standart sapmalar, dolayısıyla varyanslar birbirine oldukça yakın çıktığı için, t-testinde varyansların eşit olduğu kabulü yapılmıştır.



Şekil 5.2 İki farklı devir sayısı için deneylerden elde edilen verilere t-testi uygulaması

Şekilde görülen grafik incelendiğinde iki farklı devir sayısı için oluşturulan grupların ortalama değerleri arasında belirgin bir farklılık olmadığı tespit edilmiştir. Deney sonucunda elde edilen verilerin hem varyansları hem de ortalama değerleri arasında belirgin bir farklılık olmadığı gerekçesiyle bu verilerin birbirleriyle örtüşükleri söylenebilmektedir.

Deneyssel çalışmalardan elde edilen Tablo 5.1'deki veriler incelendiğinde devir sayısının 1790 devir/dakikadan 2285 devir/dakikaya çıkması durumunda, çatlak başlangıcının gözlemlendiği çevrim sayılarında çok büyük bir değişim söz konusu değildir. Dolayısıyla jantın yorulma ömründe çok büyük bir değişimin olmadığı yorumu yapılabilmektedir. Yine Tablo 5.1'deki veriler incelendiğinde devir sayısının 1790 devir/dakika olduğu durumda jant, çatlak başlangıcının gözlemlendiği 602000 turu 336 dakikada tamamlamış, devir sayısının 2285 devir/dakika olduğu durumda jant aynı tur sayısına 263 dakikada ulaşmıştır. Bu veriler göz önünde bulundurulduğunda devir sayısının artırılmasından dolayı test süresinin yaklaşık olarak %21 iyileştiği saptanmıştır.

5.2 Eğilme Momentindeki Artışın Yorulma Testinin Çevrim Süresine Etkisi

Tez kapsamında yapılan çalışmada eğilme momentindeki artışın yorulma testinin çevrim süresine etkisini tespit edebilmek amacıyla test makinesinin devir sayısı 2285 devir / dakika olarak sabit tutulmuş ve 4 adet jant bir önceki bölümde 3768 Nm olarak hesaplanan maksimum eğilme momentine maruz bırakılarak test edilmiştir. Tablo 5.2’de 3768 Nm yük altında olan 4 adet jant için jantın yorulma hasarına uğradığı çevrim sayıları ve test süreleri verilmiştir.

Tablo 5.2 3768 Nm test yükü için jantın yorulma hasarına uğradığı çevrim sayıları ve test süreleri

<i>Deney numarası</i>	<i>Çevrim sayısı (N_i)</i>	<i>Test süresi (dakika)</i>	<i>Devir sayısı (devir/dakika)</i>
1.deney	358000	157	2285
2.deney	361000	158	
3.deney	362000	158	
4.deney	364000	159	
Ortalama	361000	158	

Tablo 5.3’te CMS Jant ve Makine Sanayi A.Ş. bünyesinde daha önceden tez çalışmasında kullanılan jant modeli ile yapılmış olan testlerin sonuçları verilmektedir. Buradaki veriler yine jantın 2881 Nm momente maruz bırakılması ile elde edilmiştir.

Tablo 5.3 2881 Nm test yükü için jantın yorulma hasarına uğradığı çevrim sayıları ve test süreleri

<i>Deney numarası</i>	<i>Çevrim sayısı (N_i)</i>	<i>Test süresi (dakika)</i>	<i>Devir sayısı (devir/dakika)</i>
1.deney	2596000	1442	1795
2.deney	2603000	1446	
3.deney	2602000	1445	
4.deney	2598000	1443	
Ortalama	2599000	1444	

Tablo 5.2 ve Tablo 5.3’teki veriler karşılaştırıldığında, test yükünün 2881 Nm’den 3768 Nm’ye arttırıldığında ve devir sayısının da (CMS laboratuvarlarında standart

olarak belirlenen) 1795 devir/dakika'dan 2285 devir/dakika'ya çıkarıldığında dinamik viraj yorulması testlerinin çevrim sürelerinin yaklaşık olarak yapılan hesaplamalar sonucu %89 civarında iyileştiği saptanmıştır.



BÖLÜM ALTI

DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında CMS Jant ve Makine Sanayi A.Ş. bünyesinde yaklaşık olarak yılda 1500 kez gerçekleştirilen ve tamamlanması çok uzun süreler alan dinamik viraj yorulması ömür testleri incelenerek testlerin çevrim sürelerinin iyileştirilebilmesi için iki metot belirlenmiştir. Belirlenen metotların uygulanabilmesi ve test sonuçlarının kontrol edilebilmesi için ilk etapta deneysel ve sayısal yöntemlerin kullanılması suretiyle alüminyum alaşımlı janta ait komponent S-N eğrisi oluşturulmuştur.

Test makinesinin devir sayısının arttırılarak çevrim sürelerinin iyileştirilebileceği düşünülmüştür. Yapılan çalışmalar neticesinde test makinesinin devir sayısının arttırılmasının, jantın yorulma ömrüne herhangi bir etkisi olmadığı belirlenmiş ve devir sayısının arttırılmasıyla yapılan testlerin çevrim süreleri yaklaşık olarak %21 iyileştirilmiştir.

Bu yöntemin yanı sıra jantlara uygulanan eğilme momentinin müşteri kriterlerinin göz önünde bulundurularak arttırılmasıyla, ömür testlerinin çok daha kısa sürelerde tamamlanabileceği düşünülmüştür. Yapılan çalışmalar sonucunda janta etki etmesi uygun bulunan optimum bir test yükü hesaplanmış ve jantlar söz konusu bu yük altında test edilmiştir. Test sonuçları incelendiğinde, janta uygulanan eğilme momentinin ve test makinesinin devir sayısının arttırılmasıyla ömür testinin çevrim süreleri yaklaşık olarak %89 iyileştirilmiştir.

KAYNAKLAR

- Ay, İ. (2019). *Elasto-plastik kırılma mekaniği*. 12 Ağustos 2019, <http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/km/lecture5.pdf>
- Ayhün, S. (2015). *Otobüslerde kullanılan yakıt tanklarının yorulma analizleri*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Başer, T. A. (2013). Alüminyum alaşımları ve otomotiv endüstrisinde kullanımı. *Mühendis ve Makina*, 53 (635), 51-58.
- Budynas, R. G. ve Nisbett, J. K. (2010). *Shigley's mechanical engineering design* (9th ed.). New York: McGraw-Hill.
- Dal, K. (2012). *Türkiye Döküm Sanayicileri Derneği sektör raporu*, SubconTurkey. 25 Haziran 2019, <http://www.subconturkey.com/2012/Eylul/haber-Turkiye-Dokum-Sanayicileri-Dernegi-Sektor-Raporu.html>
- Doruk, E., Başer, T. A. ve Durgun, İ. (2016). Taşıt elemanlarında kullanılan alüminyum alaşımlarının enerji sönmleme yeteneklerinin incelenmesi. *Metalurji*, 73, 49-52.
- Ercan, S. (2011). *Ticari taşıtlarda kullanılan jantlarda dinamik işletim yükü altında oluşan yorulma ömrünün bilgisayar destekli belirlenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.
- F testi* (b.t.). 25 Kasım 2019, <http://spssanalizi.com/uygulama/f-testi-varyans-analizi-anova>
- Fatigue* (b.t.). 7 Ağustos 2019, [https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_\(material\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(material))

Frost, J. (2018). *Normal distribution in statics*. 15 Eylül 2019, <https://statisticsbyjim.com/basics/normal-distribution/>

Guenneec, B., Ueno, A., Sakai, T., Takanashi, M., & Itabashi, Y. (2014). Effect of the loading frequency on fatigue properties of JIS S15C low carbon steel and some discussions based on micro-plasticity behavior. *International Journal of Fatigue*, 66, 29-38.

Hsu, Y. L., Yu, C. C., Wu, S. C., & Hsu, M. H. (2007). Developing an automated design modification system for aluminium disc wheels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 221(3), 447-456.

Işık, M., Kırıl, G. B., Özer, S. ve Kara, A., (2018). Alüminyum alaşımlı binek araç jantlarının dinamik viraj yorulması davranışının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, 9. Otomotiv Teknolojileri Kongresi. 16 Aralık 2018, <http://otekon.org/dokuman/8thOtekonBook.pdf>

Karagöz, O. (2017). *Sivama operasyonunun malzemenin mekanik ve mikroyapı özelliklerine etkisinin incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Adnan Menderes Üniversitesi, Aydın.

Kocabıçak, Ü. ve Fırat, M. (2000). Jantların virajda yorulma testlerinin sayısal analizi. *Makine Tasarım ve İmalat Dergisi*, (450), 25-37.

Koç, F. G., Çöl, M. ve Çeliker, T. (2017) Al-Zn-Mg-Cu alaşımlarının su verme hassasiyeti. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 23 (8), 963-966.

Koran, L. (2017). *Jantlar için dinamik viraj yorulma test makinesi tasarlanması üretilmesi ve testlerin yapılması*. Yüksek Lisans Tezi, Adnan Menderes Üniversitesi, Aydın.

Köse, C. N. (2015). *Bir B segment araç için ön gövde çarpma parçalarının tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Küçükay, Y. B. (2009), *Bir ticari taşıtın gövde-şasi bağlantı bölgesindeki mukavemetinin artırılmasına yönelik bir uygulama*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Maddox, S. J. (2003). Review of fatigue assessment procedures for welded aluminium structures. *International Journal of Fatigue*, 25(12), 1359-1378.

Pastirmaci, A., Kara, A., & Kalender, C. (2018). Optimization of Dynamic Cornering Fatigue Test Process of Aluminum Alloy Wheels. In *Key Engineering Materials*, 774, 361-366.

Raju, P., R., Rajesh, S., Satyanarayana, B., ve Ramji, K. (2011). Statistical analysis of fatigue life data of A356.2-T6 aluminum alloy. *Structural Durability & Health Monitoring*, 7 (2), 139-152.

Regresyon analizi (b.t.). 21 Kasım 2019, https://www.academia.edu/5382439/Regresyon_analizi

Standart el kitabı. (2005) International Organization for Standardization 7141:2005 Road vehicles - Light alloy wheels - Impact test. 20 Temmuz 2019, <https://www.iso.org/standard/39422.html>

Standart el kitabı. (2005) International Organization for Standardization 3006:2015 Road vehicles - Passenger car wheels for road use - Test methods. 21 Temmuz 2019, <https://www.iso.org/standard/60208.html>

Standart el kitabı. (2014). Rims, European Tyre and Rim Technical Organization. 19 Nisan 2019, <https://www.etrto.org/Publications/Available/Standards-Manual>

Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. ve Fuchs, H. O. (2001). *Metal fatigue in engineering* (2nd ed.). New York: A Wiley – Interscience Publication.

Tarkun, D. (2015). *AlSi₇Mg T6, AlSi₇Mg ve AlSi₁₁Mg alaşımlarının binek araç jant malzemesi olarak kullanılabilirliklerinin araştırılması*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Thakare, R., B. (2017). Stress analysis in wheel rim by using dynamic cornering fatigue test under different conditions. *International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education*, 3, 4863 – 4868.

Topçuoğlu, Ö. Y., Çe, Ö. B., Aybarç, U. ve Keskiç, M. (2014). Alçak basınç döküm prosesinde kullanılan kalıp kaplama malzemesinin metal akışkanlığına etkisi. 7. *Uluslararası Ankiros Döküm Kongresi*. 11 Eylül 2014, <https://ankirosfoundrycongresstr.files.wordpress.com/2014/09/manuscript14.pdf>

Uçak pencereleri neden oval?, (b.t.). 2 Ağustos 2019, <http://boardinginfo.com/ucak-pencereleri-neden-oval/>

Uslu, O. C. (2017). *Geniş tabanlı zirai jantlarda kulak profilinin yorulma ömrüne etkisinin bilgisayar destekli analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Adnan Menderes Üniversitesi, Aydın.

Wang, X. ve Zhang, X. (2010). Simulation of dynamic cornering fatigue test of a steel passenger car wheel. *International Journal of Fatigue*, 32(2), 434-442.

What is finite element analysis?, (b.t.). 3 Ekim 2019.
<https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/fea/whatisfea.html>

Yalçın, S. (2016). *Parametrik istatistiksel yöntemler*. 25 Kasım 2019,
<https://acikders.ankara.edu.tr/mod/resource/view.php?id=1372>

