

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR RAYLI TAŞIT BOĞİSİNİN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİYLE YORULMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Suat SABIRLI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR RAYLI TAŞIT BOĞİSİNİN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİYLE YORULMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Suat SABIRLI
503091238**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503091238** numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Suat SABIRLI**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ **BİR RAYLI TAŞIT BOĞİSİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YORULMA ANALİZİ** ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **13 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Malzemelerde yorulma, makine tasarımında karşılaşılan önemli bir problemdir. Birçok tasarım statik açıdan emniyetli olmasına rağmen, tekrarlı yüklerin mevcut olduğu durumlarda statik emniyet gerilmesinin çok daha altındaki gerilme bölgelerinde malzeme kırılmasının meydana geldiği görülmektedir. Bu durum özellikle demiryolu araçları gibi tekrarlı yüklerle maruz araçların tasarımında kritik gerilme limitinin yorulma limiti olarak alınmasını kaçınılmaz kılmaktadır.

Bu çalışma, İstanbul’ da şehir içi ulaşımında kullanılması planlanan bir tramvay aracı bogisinin yorulma açısından incelenmesi ve kritik görülen kesitlerde tasarım eniyilemesinin önerilmesini amaçlamaktadır.

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde tecrübeleriyle yoluma ışık tutan ve yardımlarını esirgemeyen kıymetli hocam Prof.Dr. Zahit MECİTOĞLU’na ve desteklerini her an yanımda hissettiğim değerli İSTANBUL ULAŞIM A.Ş. Ar-Ge bölümü çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2012

Suat SABIRLI
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|--|-----------|
| ÖNSÖZ..... | v |
| İÇİNDEKİLER | vii |
| SEMBOL LİSTESİ | xi |
| ÇİZELGE LİSTESİ..... | xiii |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | xv |
| ÖZET..... | xvii |
| SUMMARY | xxi |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Literatür İncelemesi..... | 2 |
| 1.2 Kapsam ve Yöntem | 3 |
| 1.3 Tezin Organizasyonu..... | 4 |
| 2. BOGİLER | 5 |
| 2.1 Bogilerin işlevleri | 5 |
| 2.2 Bogilerin özellikleri..... | 5 |
| 2.3 Bogiyi oluşturan elemanlar | 6 |
| 2.3.1 Yapısal elemanlar | 6 |
| 2.3.1.1 Boylamsal yan kirişler..... | 6 |
| 2.3.1.2 Bolster | 6 |
| 2.3.1.3 Baş kirişler | 6 |
| 2.3.1.4 Yanal kiriş | 7 |
| 2.3.1.5 Cer kolu..... | 7 |
| 2.3.1.6 Gergi kolu | 7 |
| 2.3.1.7 Aks | 8 |
| 2.3.2 Süspansiyon elemanları | 8 |
| 2.3.2.1 Birincil süspansiyon..... | 9 |
| 2.3.2.2 İkincil süspansiyon..... | 10 |
| 2.4 Bogi Tipleri | 11 |
| 2.4.1 Klasik ve gelişmiş yapıdaki bogiler..... | 11 |
| 2.4.2 Bolsterli ve bolstersiz bogiler | 12 |
| 2.4.3 Aks sayısına göre bogiler..... | 13 |
| 2.4.4 Mafsallı ve mafsalsız bogiler..... | 13 |
| 3. DÜŞÜK VE YÜKSEK ÇEVİRİMLİ YORULMA | 15 |
| 3.1 Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanımlar..... | 16 |
| 3.1.1 Semboller ve tanımlar..... | 16 |
| 3.1.2 Sinüzoidal dalgalanan gerilme durumu (Alternatif gerilme)..... | 17 |
| 3.1.3 Tekrarlı gerilme durumu (Titreşimli gerilme hali) | 18 |
| 3.1.4 Tam değişken gerilme durumu | 18 |
| 3.2 Yorulma Zorlanmalarında Kırılma Olayı..... | 19 |
| 3.3 Yorulmayı Hızlandıran Faktörler | 20 |
| 3.3.1 Yüzey özelliklerinin etkisi..... | 20 |
| 3.3.2 Çentik etkisi | 21 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 3.3.3 | Yükleme tipinin etkisi..... | 22 |
| 3.4 | Düşük Çevrimli Yorulma (LCF) | 22 |
| 3.5 | Yüksek Çevrimli Yorulma (HCF) | 22 |
| 3.6 | Yorulma Analizi Yaklaşımları..... | 23 |
| 3.6.1 | Gerilme-ömür(S-N) metodu..... | 23 |
| 3.6.2 | Gerinim-ömür metodu (Strain-life method)..... | 26 |
| 3.6.3 | Kırılma mekaniği yaklaşımı (Fracture mechanics)..... | 27 |
| 3.7 | Birikimli Yorulma Hasarı | 29 |
| 3.7.1 | Lineer birikimli hasar teorileri | 29 |
| 3.7.1.1 | Palmgren-miner teoremi | 29 |
| 3.7.2 | Non-lineer birikimli hasar teorileri | 31 |
| 3.7.2.1 | Manson teoremi (Modified S-N diagram method)..... | 31 |
| 3.8 | Uygulamada Kullanılan Yorulma Analizi Yöntemleri..... | 32 |
| 3.8.1 | Smith diyagramı..... | 32 |
| 3.8.2 | Soderberg diyagramı..... | 34 |
| 3.8.3 | Goodman ve gerber diyagramı..... | 35 |
| 3.8.4 | Haigh diyagramı..... | 36 |
| 4. | BOĞİ YAPISI VE SONLU ELEMEN MODELİ | 39 |
| 4.1 | Kullanılan Malzemeler ve Birimler | 39 |
| 4.1.1 | Kullanılan birimler..... | 39 |
| 4.1.2 | Malzeme bilgileri | 39 |
| 4.2 | Bogi Geometrisi..... | 40 |
| 4.3 | Boginin Sonlu Eleman Modeli | 40 |
| 4.3.1 | Ağ ve düğüm elemanları | 41 |
| 4.3.2 | Bir boyutlu elemanlarla modellenen bölümler | 42 |
| 4.3.3 | Bağlantı tipi ve bağlantı elemanları | 42 |
| 4.3.4 | Yay elemanlarıyla modellenen bölümler | 43 |
| 4.3.5 | Kütle elemanlarıyla modellenen bölümler..... | 44 |
| 5. | YORULMA YÜKLERİ | 45 |
| 5.1 | TS EN 13749 Bogilerin Yapısal İsterlerini Belirleme Metotları..... | 45 |
| 5.1.1 | Semboller ve birimler | 45 |
| 5.1.2 | Sınıflandırma..... | 47 |
| 5.1.3 | Araç yükleme koşulları | 48 |
| 5.1.4 | Çalışan bogideki yükler | 48 |
| 5.1.5 | Hafif metro araçları ve tramvayların bogileri için yüklemeye örnekleri (Kategori B-IV)..... | 49 |
| 5.1.5.1 | Uygulama | 49 |
| 5.1.5.2 | Yüklemeye durumları..... | 49 |
| 5.1.5.3 | Temel yüklemeye durumları için genel açıklamalar | 49 |
| 5.1.5.4 | Araç kasası ve bogi arasındaki bağlantı yükleri | 51 |
| 5.1.5.5 | Yorulma analizi senaryoları | 51 |
| 5.2 | Kütle Dağılımı | 51 |
| 5.3 | Gövde Yüklerinin Farklı Noktadan Bogi Üzerine Tatbiki | 52 |
| 5.3.1 | F_{xc} kuvvetinin tekerleklere uygulanması sonucunda oluşan moment etkisinin hesaplanması | 53 |
| 5.3.2 | Normal servis yüklemesi durumunda ivmelerin hesaplanması | 54 |
| 5.3.3 | Normal servis yüklemesi durumunda kuvvetlerin hesaplanması ve uygulanması | 54 |
| 5.3.4 | Makas bölgesi durumu..... | 56 |
| 5.3.5 | Düz yol durumu | 58 |

| | |
|---|-----------|
| 5.3.6 Kurp (Viraj) durumu..... | 60 |
| 6. YORULMA ANALİZLERİ | 63 |
| 6.1 Yüklerin Model Üzerine Uygulanması | 63 |
| 6.2 Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması | 64 |
| 6.3 Modelin Çözdürülmesi | 65 |
| 6.4 Sonuçların Okunması | 66 |
| 7. SONUÇ..... | 71 |
| KAYNAKLAR..... | 73 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 75 |

SEMBOL LİSTESİ

| | |
|----------------------------|--|
| A | : Gerilme genliğinin ortalama gerilmeye oranı |
| b | : Yorulma mukavemeti üssü |
| C | : Yüzde olarak ifade edilen ilgili boginin tekerlek yükleri |
| c | : Yorulma süneklik üssü |
| K_f | : Yorulma düzeltme faktörü |
| K_{çentik} | : Çentik etkisi katsayısı |
| K_{boyut} | : Boyut etkisi katsayısı |
| K_{yükleme} | :Yükleme tipi etkisi katsayısı |
| K_{yüzey} | :Yüzey kalitesi katsayısı |
| M_V | : Çalışma halindeki aracın kütlesi (Karoseri+bogi) |
| m⁺ | : Bogi kütlesi |
| N | : Deney sırasında herhangi bir durumda uygulanan periyot sayısı |
| 2N_f | : Tekrarlı yorulma çevrim sayısı |
| n_b | : Her bir araçtaki bogilerin adedi |
| R | : Minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranı |
| S_e | : Malzemenin yorulma limit gerilmesi |
| σ_a | : Gerilme periyodundaki en büyük ve en küçük gerilmenin farkının ortalaması |
| σ_m | : Gerilme periyodundaki en büyük ve en küçük gerilmenin aritmetik ortalaması |
| σ_{max} | : Gerilme periyodundaki en büyük gerilme |
| σ_{min} | : Gerilme periyodundaki en küçük gerilme |
| σ_r | : Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki fark |
| σ_{yt} | : Malzemenin çekme durumu için akma gerilmesi |
| σ_{yc} | : Malzemenin basma durumu için akma gerilmesi |
| σ_{UCS} | : Malzemenin maksimum basma gerilmesi |
| σ_{UTS} | : Malzemenin maksimum çekme gerilmesi |
| σ' f | : Yorulma mukavemeti katsayısı |
| ε' f | : Yorulma mukavemeti katsayısı |
| Δε_e/2 | : Gerçek elastik gerinim genliği |
| Δε_p/2 | : Plastik gerinim genliği |

ÇİZELGE LİSTESİ

| | |
|--|----|
| Çizelge 3.1 Yorulma deneyi numunesinde çentik tür ve boyutlarının yorulma dayanımı sınırına etkisi. | 21 |
| Çizelge 3.2 10^6 Çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları | 22 |
| Çizelge 3.3 Yorulma dayanımında farklı yöntemlere ait formüller..... | 25 |
| Çizelge 3.4 Yükleme koşulları..... | 32 |
| Çizelge 4.1 Malzeme mekanik özellikleri. | 39 |
| Çizelge 4.2 Yay elemanların katılık değerleri. | 43 |
| Çizelge 5.1 Kuvvetler. | 45 |
| Çizelge 5.2 İvmelenmeler. | 45 |
| Çizelge 5.3 Kütleler. | 46 |
| Çizelge 5.4 Diğer semboller ve birimler..... | 46 |
| Çizelge 5.5 Bogilerde hareketler ve deformasyonlar..... | 47 |
| Çizelge 5.6 Yükleme koşulları..... | 48 |
| Çizelge 5.7 Kütle dağılımı. | 52 |
| Çizelge 5.8 Normal servis yüklemesinde ivmeler. | 54 |
| Çizelge 5.9 Makas bölgesinde bogi üzerine gelen maksimum yükler..... | 56 |
| Çizelge 5.10 Makas Bölgesinde Bogi Üzerine Gelen Minimum Yükler..... | 57 |
| Çizelge 5.11 Düz Yolda Bogi Üzerine Gelen Maksimum Yükler..... | 58 |
| Çizelge 5.12 Düz Yolda Bogi Üzerine Gelen Minimum Yükler..... | 59 |
| Çizelge 5.13 Kurpta Bogi Üzerine Gelen Maksimum Yükler..... | 60 |
| Çizelge 5.14 Kurpta bogi üzerine gelen minimum yükler. | 61 |

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | |
|---|----|
| Şekil 2.1 Boginin yapısal elemanlarının görünümü..... | 7 |
| Şekil 2.2 Boginin çeşitli elemanları..... | 8 |
| Şekil 2.3 Süspansiyon çeşitleri..... | 9 |
| Şekil 2.4 Hava yayının yapısı..... | 10 |
| Şekil 2.5 Klasik yapıda bir taşıyıcı bogi..... | 11 |
| Şekil 2.6 Gelişmiş yapıdaki bir boginin iki parçalı gösterimi..... | 12 |
| Şekil 2.7 Bolsterli bogi..... | 12 |
| Şekil 2.8 Bolstersiz bogi..... | 13 |
| Şekil 2.9 Mafsallı ve mafsalsız bogiler..... | 14 |
| Şekil 3.1 Gerilme-zaman grafiği..... | 16 |
| Şekil 3.2 Sinüzoidal dalgalanan gerilme grafiği..... | 17 |
| Şekil 3.3 Tekrarlı gerilme grafiği..... | 18 |
| Şekil 3.4 Tam değişken gerilme grafiği..... | 18 |
| Şekil 3.5 Wöhler eğrisi..... | 24 |
| Şekil 3.6 Çeşitli yorulma kriterlerini gösteren yorulma diyagramı..... | 25 |
| Şekil 3.7 Yorulma ömrü aşamaları ve yorulmaya etki eden faktörler..... | 28 |
| Şekil 3.8 Kayma bantlarından dolayı girinti ve çıkıntılar..... | 28 |
| Şekil 3.9 Çatlak başlangıcı için farklı merkezler..... | 29 |
| Şekil 3.10 AISI 1060 HR malzeme için S-N diyagramı..... | 31 |
| Şekil 3.11 Wöhler diyagramının Smith'e uyarlanması..... | 33 |
| Şekil 3.12 Smith'e göre sürekli mukavemet diyagramı..... | 34 |
| Şekil 3.13 Soderberg diyagramı..... | 34 |
| Şekil 3.14 Goodman ve gerber eğrileri..... | 35 |
| Şekil 3.15 Goodman diyagramının çekme ve basma durumu..... | 36 |
| Şekil 3.16 Haigh diyagramı..... | 37 |
| Şekil 4.1 Bogi montajı..... | 40 |
| Şekil 4.2 Bolster bölgesinin geometrik düzenlemeden önceki ve sonraki hali..... | 41 |
| Şekil 4.3 Bogi geometrisi ve sonlu elemanlar modeli..... | 41 |
| Şekil 4.4 Ağ modelden bazı örnek kesitler..... | 42 |
| Şekil 4.5 Bir Boyutlu elemanlarla modellenen bileşenler..... | 42 |
| Şekil 4.6 Yay eleman kullanılarak modellenen kesitler..... | 44 |
| Şekil 5.1 Koordinat sistemi..... | 46 |
| Şekil 5.2 Araç gövdesi yükleri..... | 50 |
| Şekil 5.3 Bogi üzerine etki eden kuvvetler..... | 51 |
| Şekil 5.4 Çeşitli yüklerin bogi üzerinde gösterimi..... | 53 |
| Şekil 5.5 F_{xc} etkisinden kaynaklanan momentin hesaplanması..... | 53 |
| Şekil 5.6 Haigh diyagramı..... | 55 |
| Şekil 5.7 Makas bölgesi durumu birinci adım için sınır şartları..... | 56 |
| Şekil 5.8 Makas bölgesi durumu ikinci adım için sınır şartları..... | 57 |
| Şekil 5.9 Düz yol durumu birinci adım için sınır şartları..... | 58 |
| Şekil 5.10 Düz yol durumu ikinci adım için sınır şartları..... | 59 |

| | |
|--|----|
| Şekil 5.11 Kurp durumu birinci adım için sınır şartları..... | 60 |
| Şekil 5.12 Kurp durumu ikinci adım için sınır şartları..... | 61 |
| Şekil 6.1 Yüklerin program içinde sınıflandırılması..... | 63 |
| Şekil 6.2 Birinci ve ikinci adım yüklerinin gösterimi..... | 64 |
| Şekil 6.3 HYPERMESH arayüzünde malzemenin tanımlanması..... | 65 |
| Şekil 6.4 Modelin çözdürülmesi..... | 65 |
| Şekil 6.5 S355J2 malzemenin haigh diyagramı..... | 67 |
| Şekil 6.6 Bolster bölgesinde kritik kesitler..... | 68 |
| Şekil 6.7 Boylamsal yan kiriş bölgesinde kritik kesitler..... | 68 |
| Şekil 6.8 Bogi üzerinde yorulma limitini aşan bölgeler..... | 69 |

BİR RAYLI TAŞIT BOĞİSİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE YORULMA ANALİZİ

ÖZET

Raylı sistem araçlarında, araçla yol arasındaki bağlantıyı sağlayan, yolcu ve araç ağırlığını üzerinde taşıyan donanım olarak bogiler, şüphesiz bu araçların statik ve dinamik olarak incelenmesi gereken en kritik kesitleridir.

Bogiler daha iyi sürüş özellikleri sağlamak, rayda daha az aşınmaya yol açmak ve daha az raydan çıkma tehlikesi sunmak ile yükümlü bileşendir. Bogideki dingil sayısı arttıkça ray kıvrımlarından geçişteki konumlanışları daha da önem kazanmaya başlar.

Bogilerin temel işlevleri;

- Tren gövdesini desteklemek
- Düz ve virajlı yollarda kararlı kalmak ve aracın kararlılığını korumak,
- Yol düzensizliklerinden kaynaklı titreşimleri sönümleyerek konforlu bir yolculuk sağlamak,
- Tren yüksek hızlarda kurplardan geçerken oluşacak merkezkaç kuvvet etkilerini azaltmak,
- Ray aşınması ve yol düzensizliği oluşumunu minimize etmek

olarak sıralanabilir.

Bogileri sınıflandırmak çok çeşitli tasarımların var olmasından ve raylı taşıt çeşitliliğinin fazlalığından dolayı son derece zordur. Ancak bogileri genel olarak, yaptıkları işlere göre; taşıyıcı ve çekici, aks sayısına göre; tek, çift veya üç akslı, süspansiyon yapısına göre; mafsallı veya mafsalsız, tasarımlarına göre ise klasik ve gelişmiş bogiler olarak sınıflandırmak mümkündür.

Yolcu vagonu ve lokomotif bogileri iki aşamalı yay sistemine sahipken, yük treni bogileri genelde tek aşamalı yaya sahiptirler. Tekerlek aks bileşenleri ile bogi arasında birinci yay, bogi ile vagon arasında ise ikinci yay yer alır. Aks yuvası üzerinde yer alan birinci yay tabaka, burulma yayı ya da lastik yaydır. İkinci yay ise yolcu vagonlarında genelde burulma ya da hava yaylarından, lokomotif bogilerinde ise burulma yaylardan oluşur. Bogiler daha karmaşık yapılarda olabilirler.

Makine veya araç tasarımında statik ve dinamik analizler bazen yeterli olmakla birlikte, tekrarlı yüklerin görüldüğü kesitler için yorulma analizine de ihtiyaç duyulmaktadır. Malzemeler yorulma açısından incelendiğinde, belirli gerilme genliklerinde belirli yük tekrar sayılarına kadar kırılmadan dayanabilmektedir. Literatürde çok çeşitli yorulma tanımları yapılmaktadır. Genel kullanım itibarıyla yorulma kelimesi malzemelerin statik gerilme ve deformasyon altındaki davranışlarından farklı olarak, tekrarlı gerilme ve uzamaların söz konusu olduğu durumlardaki davranışını belirtmek üzere kullanılmaktadır.

Yorulma ASTM 206-72' de aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

“Bazı nokta veya noktalarda tekrarlı gerilme ya da uzamaya maruz kalan malzemelerde, yeterli tekrar sayısından sonra çatlak oluşması, çatlağın büyümesi ve bunun sonucunda malzemenin kırılmasına sebep olan kısmi ve sürekli gelişen kalıcı bir yapı değişikliği olaydır.”

Birçok tasarım yorulma analizine ihtiyaç duyulmadan sadece statik gerilme analizleriyle doğrulanırken; seçilen malzemenin akma gerilmesi çoğu zaman belirleyici faktör olmaktadır.

Ancak yorulma analizlerinde eğer sonsuz ömre göre tasarım yapılmak isteniyorsa, malzeme akma sınırının çok altında olan yorulma süreklilik limiti(endurance limit)nin altında çalışılmalıdır. Bu limit değeri deney numunesinin kırılma testiyle belirlenirken, malzemenin kullanılacağı tasarımdaki ortam koşullarının da bu değere eklenmesiyle nihai yorulma limiti ortaya çıkmaktadır. Ortam koşullarından kasıt; çentik durumu, boyut etkisi, yükleme tipi ve yüzey kalitesi gibi etkenlerdir.

Deney numunesinin yorulma gerilmesi S_e' , yüklemeye maruz kalan elemanın yorulma gerilmesi S_e ile ifade edilmesi durumunda:

$$S_e = S_e' \cdot K_{\text{çentik}} \cdot K_{\text{boyut}} \cdot K_{\text{yükleme}} \cdot K_{\text{yüzey}}$$

ifadesi ile belirlenebilir. Burada;

$K_{\text{çentik}}$: Çentik etkisini,

K_{boyut} : Boyut etkisini,

$K_{\text{yükleme}}$:Yükleme tipinin etkisini,

$K_{\text{yüzey}}$:Yüzey kalitesini,

ifade eden parametrelerdir ve bunlar yorulma dayanımı düzeltme faktörü (K_f) olarak kullanılmaktadır.

$$K_f = 1 / (K_{\text{çentik}} \cdot K_{\text{boyut}} \cdot K_{\text{yükleme}} \cdot K_{\text{yüzey}})$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

Tren dinamiğinde bogiler için yorulma hesabı ve yorulma testi otuz yıllık bir ömür için yapılır. Yani otuz yıllık ömür bu araçlarda sonsuz ömür olarak kabul edilmektedir.

TS EN 13749 standardında hafif raylı ve tramvay bogileri için yorulma testinde boginin toplamda 2.000.000 çevrimlik yüklemeye kırılmadan dayanması istenmektedir.

Bu çevrim sayısının dağılımı aşağıdaki gibidir;

- Makas durumunda 500.000
- Düzgün hatta giderken 1000.000
- Kurpta giderken 500.000

Bu çalışmada analizi yapılan bogi, bolsterli, birincil süspansiyonu çevron yayları, ikincil süspansiyonu ise hava yaylarından oluşan klasik tip bir bogi olarak sınıflandırılabilir.

Tasarımı CATIA programında yapılan bogi modeli HYPERMESH programına aktarılmıştır.

Burada elemanlar modelleme açısından dört farklı bölüme ayrılmıştır. Bunlar;

- 1- Üzerine ağ tanımlanacak olan katı gövde,
- 2- Yay ve kiriş eleman olarak modellenecek olan gergi kolu, aks, cer kolu, hava yayı ve çevron elemanlar,
- 3- Asılı kütle olarak tanımlanacak olan fren diski, ray freni
- 4- Damper elemanlardır.

Sonlu elemanlar analizinde sivri köşeler ve dar geçişler istenmediği için ilk olarak yapı üzerinde genel bir düzenleme yapılmıştır. Kaynak ağzları gibi sivri uçlar düzeltilip birleştirilerek bu bölgelere düzgün ağ elemanı tanımlanmıştır.

Cer kolu (traction rod), gergi kolu (tension rod) ve aks, dairesel kesitli bileşenler olduklarından “çizgi ağ” (line mesh) elemanlar kullanılarak “kiriş” (beam) elemanlarla modellenmiştir.

Cer kolu ve gergi kolu bağlantılarında “RBE2” elemanlar kullanılmıştır. RBE2 tipi eleman HYPERMESH yazılımında kullanılan bir boyutlu bağlantı elemanıdır. Bir boyutlu bağlantı elemanları ağ(mesh) modellerde genellikle katı ve kabuk elemanlar arasında bağlantı oluşturmak için kullanılır. Birincil ve ikincil süspansiyonların tanımlanmasında “CBUSH” eleman kullanılmıştır.

Analizlerde yapısal bir etkisi olmayan, yük taşımayan donanımların model üzerine yalnızca kütleleri tanımlanmaktadır. Bu işlem HYPERMESH programı içinde nokta kütle (point mass) elemanlarla yapılmıştır.

Yorulma yüklerinin hesaplanması ve sonlu elemanlar modeline uygulanmasında “TS EN 13749” standardı esas alınmıştır. Bu standarda göre B-IV- Tramvaylar kategorisine giren araç modeli için belirtilen yorulma yükleri kurulan model üzerine tanımlanmıştır. Her senaryo için, birinci ve ikinci adım olarak belirtilen yükleme durumlarının ayrı ayrı statik gerilme analizleri yapılmıştır. Bu analizlerden gelen gerilme sonuçları ile her bir düğüm noktası için maksimum ve minimum gerilme değerleri alınmıştır. Bu değerler ile gerilme genliği ve ortalama gerilme değerleri hesaplanarak kritik kesitler için “haigh diyagramı”nda yerine yazılarak yapının yorulma açısından emniyetli olup olmadığı incelenmiştir.

Sonuç kısmında, uygulanan yorulma yüklerine sistemin verdiği cevaplar incelenerek emniyetsiz görülen bölgeler için tasarımında bazı değişikliklere gidilmesi ve bu bölgelerde ortaya çıkan ortalama gerilme ve gerilme genliklerinin seviyelerinin düşürülmesi tavsiye edilmiştir.

Bu çalışmanın bir sonraki adımı olarak bir bogi test düzeneği kurularak, bilgisayar ortamında yapılan bu analizlerin, testlerle doğrulanması hedeflenebilir.

Anahtar kelimeler: *Raylı Taşıtlar, Bogiler, Yorulma Analizi, Yorulma Davranışı, Raylı Taşıtlarda Yorulma Analizi.*

FATIGUE ANALYSIS OF A RAILWAY VEHICLE'S BOGIE WITH FINITE ELEMENT METHOD

SUMMARY

The bogies in the rail system vehicles, which provides connection between the vehicle and road, carrying the weight of passengers and vehicles on stand-alone equipment. No doubt, the most critical cross-section is bogies in railway vehicles to be examined in static and dynamic.

Bogies, is required to provide better driving properties, less wear on the railway and less danger of derailment.

Basic functions of bogies;

- Support railcar body firmly
- Run stably on both straight and curved track
- Ensure good ride comfort by absorbing vibration generated by track irregularities and minimizing impact of centrifugal forces when train runs on curves at high speed
- Minimize generation of track irregularities and rail abrasion

Bogies are difficult to classify because of there are wide variety of designs. Generally, bogies divided into three categories;

- According to their work; motor or trailer,
- By the number of axles; one, two or three axles,
- According to the structure of the suspension; articulated or non-articulated,
- According to designs; classical or developed.

While passenger cars and locomotive bogies have two stage spring system, freight train bogies are generally consist of single-stage springs. Primary suspension is between wheel-axle and bogie components, secondary suspension is between bogie and carbody.

Static and dynamic analysis in the design of the car sometimes to be sufficient but the fatigue analysis is needed for the cross-sections, which have repeated loads. Commonly known as fatigue represents the behavior of materials in repeated stresses condition.

While without needing fatigue analysis, many designs are verified by the help of static stress analysis, the yield stress of the selected material is mostly determinant.

But, if there are time-varying loads, this situation changes slightly. Because, behavior of machine parts is entirely different when they are subjected to time-varying loading.

In fatigue analysis, if it is wanted to design based on infinite life, it is studied below endurance limit, which is far below the yield point of the material.

This limit is determined by the value of the test sample breakage test. By adding of environmental conditions to this value, the final fatigue limit occurs.

These environmental conditions are notch condition, size effect, loading type and surface quality. Test sample's fatigue limit S_e' , loading element's fatigue limit S_e ,

$$S_e = S_e' \cdot K_{\text{notch}} \cdot K_{\text{size}} \cdot K_{\text{loading}} \cdot K_{\text{surface}}$$

These refer;

K_{notch} : Notch factor,

K_{size} : Size effect,

K_{loading} : Loading type effect,

K_{surface} : Surface quality,

In train dynamics, fatigue calculation and fatigue test for bogies is executed for 30 years.

In other words, 30 years of life cycle is considered as infinite life.

TS EN 13749 standards ask the bogies to resist to a loading of 2.000.000 cycle without breaking in fatigue test for light railway and tramway bogies.

The distribution of this cycle is as follows;

- 500.000 running over points
- 1000.000 running straight ahead
- 500.000 running through curves

The bogi which is analyzed in this work can be assorted like a classic type bogi what is consists of primary suspension is chevron springs and secondary suspension is air springs.

The model of bogi is transferred to HYPERMESH program, which designed with CATIA.

In here, the terms of modelling, components are divided into different four parts;

- The solid body which will define mesh on it,
- Traction rod, axle, airspring and chevron components, which will modelling in the form of spring and beam elements,
- Brake disk, rail brake which will modelling in the form of "sprung mass"
- Damper components.

Firstly, a general refinement is made on structure, sharp corner and narrow passing is corrected. Spikes such as welding line combined and revised thus smooth mesh elements obtained in these regions.

Because of their circular sections, traction rod, tension rod and axle modelled as line mesh by using beam element.

RBE2 components are used in traction rod and tension rod connection. RBE2 type is one dimensional connection component, which is used in HYPERMESH program.

In mesh models, generally one dimensional connection components is used to compose connectivity between solid and shell elements. CBUSH component is used to define primary and secondary suspensions.

The hardware which hasn't any structural effect and doesn't transport any load in analysis, is defined only their masses on models.

This process is made by point mass elements in HYPERMESH program.

"TS EN 13749" standard is predicated on calculate of fatigue loads and apply them to finite elements model.

According to this standard, the fatigue loads applied to model which are declared for category B-IV Tramways.

For every scenario, loading conditions are specified as first and second steps. Then static stress analysis is made.

With results from this analysis, for every nodes, maximum and minimum stress values are derived.

Stress amplitude and mean stress are calculated with this values. Then nodes' places is defined on haigh diagram for critical section and the construction is controlled whether it is reliable or not for fatigue.

At the section of conclusion, the answer which is given by system to applied fatigue loads is examined, it has been recommended that it should be done some changes and it should be decreased the levels which occur stress and stress amplitude at these regions.

As a next step of this study, to verify this finite element results by establish a bogie test mechanism. The production of rail vehicles are not common in Turkey. For this reason, the service is purchased from Europe for testing of these vehicles.

Establishment of test setups in the country will be useful for employment and current account deficit.

Key words: *Railway Vehicles, Bogies, Fatigue Analysis, Fatigue Behavior, Fatigue Analysis of Railway Vehicles.*

1. GİRİŞ

Ülkemizde demiryolu ağının yeterli olmaması sebebiyle şehir içi ve şehirlerarası ulaşımda karayolları yoğun olarak kullanılmaktadır. Karayolunun yoğun kullanımı beraberinde trafik sıkışıklığı, fosil yakıtlardan kaynaklanan egzoz emisyonu ve bu yakıtların fiyatlarındaki sürekli artış nedeniyle ekonomik olmayan bir ulaşım modelini getirmektedir. Gelişmiş ülkelerde yoğun olarak kullanılan raylı sistemlerin ülkemizde de yaygınlaştırılması kaçınılmaz hale gelmiştir. Son yıllarda hayata geçirilen birçok projeye rağmen kullanıma sunulan sistemler yetersiz kalmakta ve demiryolu araçlarının ithal edilmesinden kaynaklanan yüksek maliyetler nedeniyle yeni yatırımların yapılması yavaşlamaktadır.

Bu noktada, kullanılan raylı sistemlerin yaygınlaştırılmasıyla birlikte raylı sistem teknolojisinin de ülke içine transferi ivedilikle sağlanmalıdır. Tasarımı, mühendisliği ve imalatı tamamen yerli olan raylı sistem araçlarının ülke sınırları içinde üretimi kaçınılmaz hale gelmiştir. Bu sayede bu sistemlerin ithalatı nedeniyle yurtdışına çıkan döviz içeride kalacak ve ihraç edilmesiyle de ülkeye döviz girdisi sağlanabilecektir.

Ülkemizde ilk demiryolu vagonu 1962 yılında TÜVASAŞ Adapazarı fabrikasında üretilmiş ve o günden bu yana çeşitli demiryolu bileşenleri birer TCDD iştiraki olan; TÜVASAŞ, TÜLOMSAŞ ve TÜDEMSAŞ tarafından üretilmektedir. Türkiye’de ilk tramvay imalatı 2000 yılında İSTANBUL ULAŞIM A.Ş. tarafından yapılmış ve bu aracı 2004 ve 2009 yıllarında yapılan iki araç izlemiştir. Teknolojinin karmaşıklığı ve tüm sistemlerin yerlileştirme çalışmaları nedeniyle bu araçlar birer prototip özelliği taşımış ve buradan edinilen deneyimle yeni bir seri imalat aracı çalışması başlatılmıştır.

Bu çalışmada İSTANBUL ULAŞIM A.Ş. tarafından üretilmesi planlanan hafif raylı sistem aracı bogisinin yorulma analizi sonlu elemanlar yöntemi ile bilgisayar ortamında yapılarak malzeme yorulması açısından kritik bölgeler incelenmiştir. Günümüzde birçok tasarım statik açıdan emniyetli bölgede olmasına rağmen, tekrarlı

yüklerin mevcut olduğu durumlarda statik emniyet gerilmesinin çok daha altındaki gerilme bölgelerinde malzeme kırılmasının meydana geldiği görülmektedir. Bu durum özellikle demiryolu araçları gibi tekrarlı yüklere maruz araçların tasarımında kritik gerilme limitinin yorulma limiti olarak alınmasını kaçınılmaz kılmaktadır.

Yapılan yorulma analizlerinde kritik bulunan kesitlerde tasarım eniyilemesi için tavsiyelerde bulunularak çalışma tamamlanmıştır.

1.1 Literatür İncelemesi

Kim [1], yaptığı çalışmada; kore trenlerinin yatık bogi analizlerini yapmış, statik ve dinamik açıdan bu bogileri incelemiştir. Çalışmasında, sonlu elemanlar analizinde bulunduğu gerilme değerlerini, bogi üzerinden aldığı ölçüm değerleriyle kıyasladığında benzer bir gerilme dağılımı yakalamıştır. Gerek hesaplanan gerilmeler gerekse ölçülen gerilmeler kullanılacak malzeme için oluşturulan Goodman diyagramında kaynaklı bölge için çizilen zarfın içinde kaldığı için bogiyi yorulma açısından emniyetli bulmuştur.

Potau ve Comellas [2], işletme şartları açısından farklı bogi konfigürasyonlarını ele almış; iki, üç ve dört akslı bogi tiplerinin eğimli yoldaki tırmanma davranışını incelemiştir. Yapılan çalışmada üç ve dört akslı bogilerin yoldan kaynaklanan engelleri aşmada diğer bogilere oranla daha üstün oldukları görülmüştür. Ayrıca engel aşma hızı ve kütle merkezi parametreleri de araştırılmış ve bu parametrelerin eniyilenmesiyle ihtiyaç duyulan tipe göre en iyi engel aşma performansının yakalanacağı görülmüştür.

Oyan [3], Taipei hızlı trenlerinin bogi iskelet yapısını incelemiş, sonlu elemanlar ortamında yaptığı analiz çalışmasında; aşırı yükleme durumu için statik analiz, normal servis yükleri için de yorulma analizi açısından bogi iskeletinin emniyetli olduğunu bildirmiştir.

Kim ve Yoon [4], metro araç bogilerini GFRP tipi kompozit malzemeden üreterek kritik yükleme koşullarında yapısal davranışlarını incelemiştir.

Çalışmalarını sonlu elemanlar analizi ve statik testlerle destekleyerek kompozit boginin aşırı gerilmeler ve yorulma açısından uygun olup olmadığını incelemiştir.

Sonlu elemanlar yazılımı olarak ABAQUS kullanan ekip, yapılan test ölçümünden alınan sonuçla sonlu elemanlar analizinden alınan sonucun benzer eğilim izlediğini gözlemlemiştir.

Sonuç olarak gerek test ölçümlerinde görülen gerekse sonlu elemanlar analizinde görülen gerilmelerin malzeme için oluşturulan Goodman diyagramında güvenli bölgede kaldığı görülmüştür.

Ozsoy [5], yaptığı çalışmada Tüvasaşta üretilen Y32 bogisini statik ve dinamik yükleme açısından incelemiştir. Yapılan statik hesaplamalar neticesinde oluşan gerilmelerin malzeme akma sınırının oldukça altında kaldığı görülmüştür. Ayrıca bogi dinamik davranışını incelemek amacıyla yirmi mod için bir de serbest modal analiz yapılmıştır. Çalışma neticesinde bir ileriki aşama olarak yapılan çalışmanın test düzeneğinde doğrulanması hedeflenmiştir.

Locovei ve arkadaşları [6], demiryolu akslarında yorulmaya bağlı kırılmaları incelemişlerdir. Yük bogisi akslarının yorulma ömürlerini çevrim veya kilometre cinsinden bulmaya çalışmışlardır. Sonuçta, imalat kaynaklı kalıntı gerilmelerin yorulma ömrünü ciddi oranda arttırdığını saptamışlardır. Kalıntı gerilmelerin olmadığı ortamda korozyon çatlakları hızlı ilerleyemeyeceği için kırılma da çok daha geç meydana gelecektir.

Metin ve arkadaşları [7], şehir içi ulaşımda kullanılan bir raylı taşıta ait boginin dinamik modelini iki farklı yazılımda kurarak, düşey ve yatay yol düzensizliklerinin bogi ve tekerlek setleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Oluşturulan modelleri 30 km\sa hız için 4 farklı bozucu yol girişi altında analiz etmiş ve her iki program sonucunun birbiriyle örtüştüğünü gözlemlemiştir.

1.2 Kapsam ve Yöntem

Bu çalışma TS EN 13749 “Bogilerin Yapısal İsterlerini Belirleme Metotları” standardı kapsamında, şehir içi ulaşımda kullanılan, “B-IV Tramvaylar” kategorisinde tasarlanan bir tramvay aracının yorulma analizlerini içermektedir.

Analizlerin yapılmasında öncelikle ilgili standardın yükleme senaryolarına göre hesaplanan yorulma yükleri her senaryo için birinci ve ikinci adımlar ayrı ayrı çözdürülmek üzere statik gerilme analizleri yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen ortalama gerilme ve gerilme genliği değerlerinin, kullanımı ilgili bölümlerde

anlatılan ‘‘Haigh diyagramı’’ nda yerine konulmasıyla kritik dgm noktaları için emniyet payı(safety margin) hesabı yapılmıştır.

1.3 Tezin Organizasyonu

Bu çalışmada, ilk olarak raylı sistem araçları ve bu araçların bogileri hakkında genel bilgiler verilmiş; işlevleri, özellikleri ve eşitleri kısaca anlatılmıştır. Daha sonra İstanbul Şehir içi ulaşımında kullanılacak bir tramvay araç bogisinin geometrisi, ekipmanları ve yapısal özelliklerinden bahsedilmiştir. Sırasıyla; düşük ve yüksek çevrimli yorulma, yorulma analizi standartları ve yorulma yükleri başlıkları altında bilgiler verilerek, bu yükleme koşulları altında boginin, bir sonlu elemanlar analizi programında analizi gerçekleştirilmiştir.

Sonuç kısmında, uygulanan yorulma yüklerinin etkisine sistemin verdiği cevaplar incelenerek kritik açıdan emniyetsiz görülen bölgeler için tasarımımda bazı değişikliklere gidilmesi ve bu bölgelerde ortaya çıkan ortalama gerilme ve gerilme genliklerinin seviyelerinin düşürülmesi tavsiye edilmiştir.

2. BOGİLER

Bogiler, uzun olan demiryolu taşıtlarının kıvrımlı raylarda daha uyumlu geçişini sağlamak, rijit yapıya sahip olan sabit konumlu tren tekerlek dingilinde taşıtın vagon kısmında rayların pozisyonlarındaki düzensizliklerle olan bağımlı yok etmek amacı ile ikinci bir yay basamağı elde edebilmek ve bu şekilde de sürüşteki konforu artırma amaçlı kullanılırlar. Bogiler daha iyi sürüş özellikleri sağlamak, rayda daha az aşınmaya yol açmak ve daha az raydan çıkma tehlikesi sunmak ile yükümlü bileşendir. Bogideki dingil sayısı arttıkça ray kıvrımlarından geçişteki konumlanışları daha da önem kazanmaya başlar.

2.1 Bogilerin İşlevleri

Bogilerin bazı işlevleri;

- Tren gövdesini desteklemek
- Düz ve virajlı yollarda kararlı kalmak ve aracın kararlılığını korumak,
- Yol düzensizliklerinden kaynaklı titreşimleri sönmüleyerek konforlu bir yolculuk sağlamak,
- Tren yüksek hızlarda kurplardan geçerken oluşacak merkezkaç kuvvet etkilerini azaltmak,
- Ray aşınması ve yol düzensizliği oluşumunu minimize etmek, olarak sıralanabilir.[8]

2.2 Bogilerin Özellikleri

Aks kutuları, yük vagonu bogi ileri için yatay genişliklere bağlı olarak, tekerlek aksları ve bogi gövdesinin uyumlu çalışmasını sağlamak için Uluslararası Demiryolları Birliği-UIC (International Union of Railways) tarafından bir standarda tabi tutulmuşlardır.

Bogiler aks kutusuna dışarıdan veya içeriden konumlandırılabilirler. Dışarıdan konumlandırmada, aks yuvası ve bogi gövdesinin parçalarının tekerlek disklerinin

dışında bulunurlar. İçeriden konumlandırılmada ise bogiler, tekerleklerin arasında bulunurlar.

Yolcu vagonu ve lokomotif bogileri iki aşamalı yay sistemine sahipken, yük treni bogileri genelde tek aşamalı yaya sahiptirler. Tekerlek aks bileşenleri ile bogi arasında birincil yay, bogi ile vagon arasında ise ikincil yay yer alır. Aks yuvası üzerinde yer alan birincil yay tabaka, burulma yayı ya da lastik yaydır. İkincil yay ise yolcu vagonlarında genelde burulma ya da hava yaylarından, lokomotif bogilerinde ise burulma yaylarından oluşur. Bogiler daha karmaşık yapılarda olabilirler.[9]

2.3 Bogiyi Oluşturan Elemanlar

2.3.1 Yapısal elemanlar

2.3.1.1 Boylamsal yan kirişler

Boginin esas taşıyıcı kısmıdır. Aşağıda anlatılacak diğer bölümleri üzerinde taşır ve tekerlekler ile boginin diğer elemanları arasındaki bağlantıyı sağlar. Üzerinde bulundurduğu çevron yaylarıyla tekerleklere hava yaylarıyla da bolstere bağlanır. Şekil 2.1’deki bogi montajında sarı renkte olan kısımlar boylamsal yan kiriş elemanlarıdır.

2.3.1.2 Bolster

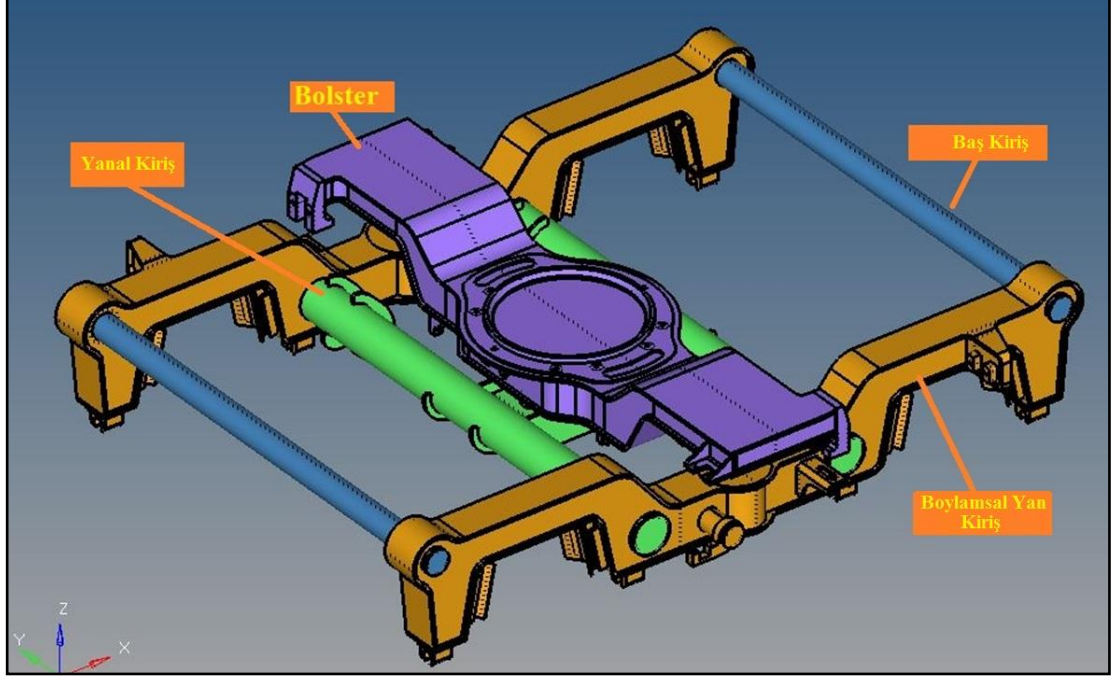
Araç karoseri ile bogi arasındaki bağlantıyı sağlayan kısımdır. Beşinci tekerlek denilen rulman kısmıyla araç gövdesine, hava yayları, cer kolları ve dikey damperler ile de yan duvarlara bağlanır. Birden fazla yay bağlantısına sahip olduğu için esnek bir yapıya sahiptir. Özellikle kurp geçişlerinde kurp içine doğru gövdeyi esneterek yolcu konforunu sağlar ve boginin kararlılığını koruyarak raydan çıkmasına engel olur. Şekil 2.1’de bolster mor renk ile gösterilmiştir.

2.3.1.3 Baş kirişler

İki boylamsal yan kirişi birbirine bağlayan kısımdır. İki adet içi boş milden oluşur. Şekil 2.1’de baş kiriş elemanları mavi renkle gösterilmiştir.

2.3.1.4 Yanal kiriş

Boylamsal yan kirişleri birbirine bağlayan diğer iki kiriş ise yanal kirişlerdir. Yanal kirişler aynı zamanda bolstere de alttan bağlanarak yük taşır ve bağlantı damper elemanlarla yapıldığı için bolsterin esnemesine yardımcı olur. Şekil 2.1’ de yeşil renkte olan bölüm yanal kiriş elemanlarıdır.



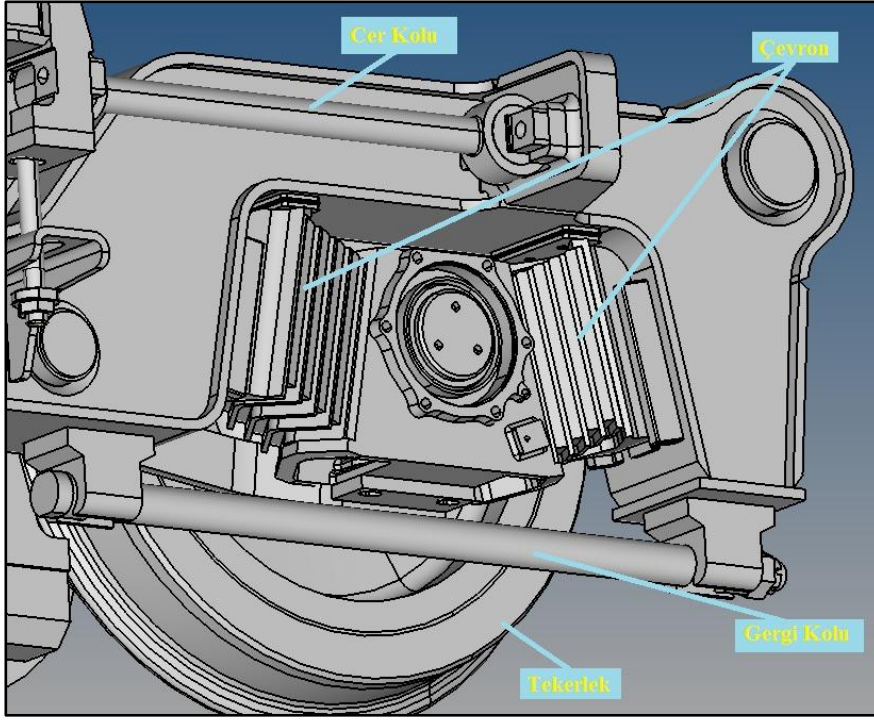
Şekil 2.1 Boginin yapısal elemanlarının görünümü.

2.3.1.5 Cer kolu

Cer kolu, bolster ile boylamsal yan kiriş arasında köprü vazifesi gören boylamsal ve yanal hareket kısıtı sağlayan bir elemandır. Şekil 2.2’ de cer kolu, gergi kolu, çevron gibi elemanlar gösterilmiştir.

2.3.1.6 Gergi kolu

Gergi kolu, bogi şasisinde birincil süspansiyondan iletilen kuvvetin doğurabileceği olumsuz etkileri engellemek amaçlı kullanılır. Örneğin; şok ve darbe yüklerinden dolayı meydana gelebilecek yüksek deformasyon ve yorulma çatlaklarının oluşmasını engellemek amacıyla ön gerilmeli montajı yapılan elemandır.



Şekil 2.2 Boginin çeşitli elemanları.

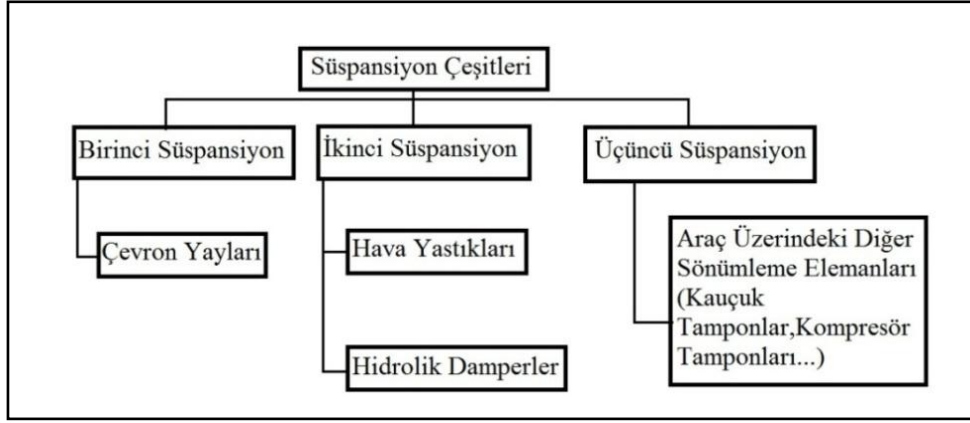
2.3.1.7 Aks

Aks, üzerinde 2 tekerleğin döndüğü, araç hareket yönüne dik doğrultuda konumlanan, aks kutusu vasıtasıyla çevron yaylarına bağlanan yük taşıyan elemandır. Her bogide iki aks her aksta da iki fren diski bulunmaktadır.

2.3.2 Süspansiyon elemanları

Araçlar hareket halindeyken meydana gelen titreşim ve darbelerin uygun ekipmanlar yardımıyla sönmülmesi ile gerekli kararlı halin ve konfor şartlarının sağlanmasına süspansiyon denir.

Hafif metro ve tramvay araçlarında primer süspansiyon(birinci süspansiyon) ve sekonder süspansiyon (ikinci süspansiyon) olmak üzere iki çeşit süspansiyon vardır. Ayrıca araç üzerinde çalışan bazı ekipmanların (kompresör, kaplin, kauçuk tamponlar...) sağladığı süspansiyon için de üçüncü süspansiyon ifadesi kullanılır. Şekil 2.3' te süspansiyon çeşitleri ayrıntılı olarak gösterilmiştir. [10]



Şekil 2.3 Süspansiyon çeşitleri. [10]

2.3.2.1 Birincil süspansiyon

Dingillerle bogi arasındaki süspansiyonu aks kutusunun her iki tarafındaki çevron kauçukları sağlar. Böylece aks, çevron yayları vasıtasıyla merkezlenir ve bogi çerçevesinden yalıtılır. Özel kauçuk ve takviye saclardan oluşan çevronlar araçtaki ilk süspansiyondur.

Bogiler, raylı sistem araçlarında, araçların yol ile temasını sağlayan kısımlardır. Aks kutuları, bogiye çevron yayları ile tutturulmuştur. Aks kutuları ile bogi çerçevesi arasına yerleştirilen çevron yayları çelik ayırıcı plakalara yapıştırılmış olan dört kauçuk tabakadan oluşur.

Birinci süspansiyon olan çevron yayları hem aracın kendi ağırlığından hem de tekerleklerin raya olan temasından dolayı meydana gelen düzensiz yaylanmaları, yatay ve dikey hareketlenmeleri minimum seviyeye indirir. Böylece, bu titreşimlerden bogilere gelebilecek muhtemel zararlar önlenir. Ayrıca, araç kurba girdiğinde aksların kurp yönünde esnemelerine de imkân tanırılır. İyi bir sürüş performansı ve tekerlek ile rayın aşınmasını en düşük seviyede tutmak için tekerlek setinin bu hareketi gereklidir. Ayrıca çevron yayları, yükün meydana getireceği deformasyonlara ve düşük sıcaklıkların etkilerine karşı dayanıklı kauçuk malzemeden yapılmıştır.

Kısaca çevronların görevi: raylardaki düzensizliklerin oluşturmuş olduğu kuvvet ve hareketleri sönümlemek ve tekerlek setinin yatay-dikey yöndeki hareketlerine sınırlı miktarda izin vermektir.

Her bir aks kutusu ile bogi çerçevesi arasında birer adet olmak üzere ikişer çevron vardır. Dolayısıyla her bir bogide sekiz adet olmak üzere bir araçta toplam 24 adet çevron yayı bulunmaktadır.

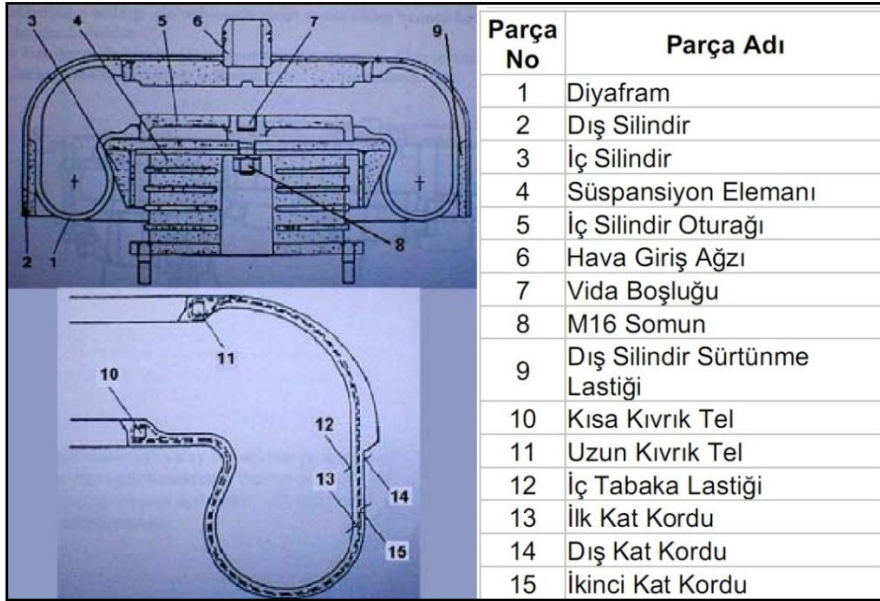
2.3.2.2 İkincil süspansiyon

Hava yastıkları ve hidrolik damperler ikinci süspansiyonu oluşturan elemanlardır. Araç şasisi ve bogi arasında dikey ve yatay olarak etkiyen kuvvetlerin etkisi, hava yastığı ve hidrolik damperler vasıtası ile sönümlenmektedir.

Hava yastıkları her bir bogide iki adet olmak üzere sıkıştırılmış hava ile çalışmaktadır. Hidrolik damperler ise her bir bogide iki adet dikey, bir adet yatay olmak üzere hidrolik akışkan içinde mil ve piston hareketi ile çalışmaktadırlar.

Hava yayları

Hafif metro ve tramvay araçlarında, her bir bogisinde ikişer adet olmak üzere toplam altı adet hava yayı vardır. Her bir hava yayı bogi ile kiriş arasına yerleştirilmiş olup araç gövdesinin bogiye göre olan yüksekliğinin ayarlanmasını sağlar. Ayrıca, hava yayları taşıyıcı kiriş ve bogi şasesi arasındaki dikey ve yanal hareketlenmeleri sönümleyerek, gerekli konforu sağlar. Şekil 2.4' te bir hava yayının genel yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Hava yayının yapısı. [10]

Hava yaylarındaki lastik membranların her iki tarafı çelik tel ile takviye edilmiştir. Her bir kiriş üzerinde bir dengeleme valfi vardır. Bu valfler hava yaylarındaki basıncın eşit olmasını sağlar. Ayrıca dengeleme valfinin görevi her bir bogideki hava yaylarında oluşan basınç farkını dengelemeye çalışmaktır. Aynı bogideki hava yayları arasında 1,5 bar'lık basınç farkı oluşunca kiriş üzerindeki dengeleme valfi açılır ve hava yayları arasındaki bu basınç farkını dengelemeye çalışır. [10]

Hidrolik damperler

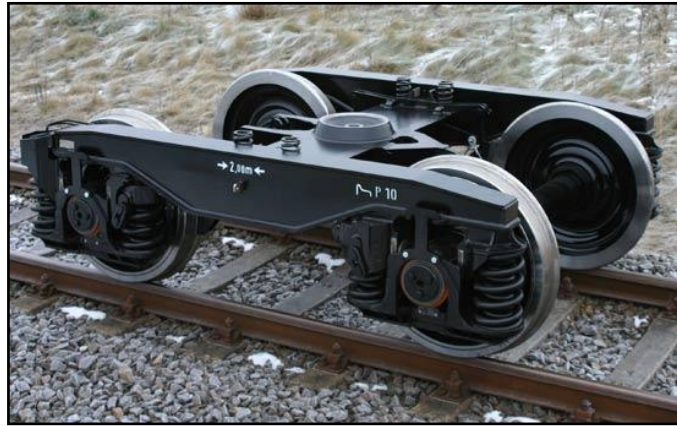
Ani yüklerden ve titreşimlerden (şok yükler) meydana gelen etkiyi montaj konumuna göre belli bir oranda sönümleyen elemana hidrolik damper denilir. Hafif metro ve tramvay araçlarında, her bir bogisinde iki adet dikey bir adet yatay olmak üzere toplam dokuz adet hidrolik damper vardır. Yatay damperin dikey damperden farkı üzerinde çıkıntının (yağ huzmesinin) olmasıdır.

2.4 Bogi Tipleri

Bogileri sınıflandırmak çok çeşitli tasarımların var olmasından ve raylı taşıt çeşitliliğinin fazlalığından dolayı son derece zordur. Ancak bogileri genel olarak, yaptıkları işlere göre; taşıyıcı ve çekici, aks sayısına göre; tek, çift veya üç akslı, süspansiyon yapısına göre; mafsallı veya mafsalsız, tasarımlarına göre ise klasik ve gelişmiş bogiler olarak sınıflandırmak mümkündür.

2.4.1 Klasik ve gelişmiş yapıdaki bogiler

Şekil 2.5' te bir klasik taşıyıcı bogi örneği görülmektedir.

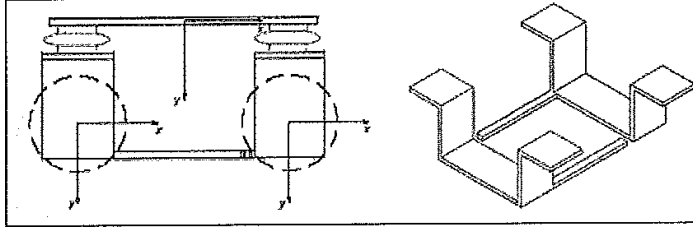


Şekil 2.5 Klasik yapıda bir taşıyıcı bogi. [11]

Klasik taşıyıcı bir bogi; rijit bir iskelet, rijit tekerlek setleri ve aks kutusu ile bogi iskeleti arasına yerleştirilmiş elastik birinci süspansiyondan oluşur. İkinci süspansiyonlar ise bolster ve bogi iskeleti arasına yerleştirilen 2 adet hava yayı, 2 adet yanıl darbe engelleyici, 1 adet yuvarlanma hareketini engelleyici çubuktan oluşur.

Gelişmiş bogiler çok çeşitli tasarımlara sahip olabilirler. Klasik bogilerden en önemli farkı, bogi iskeletinin iki ayrı parçadan oluşması ile birbirinden bağımsız hareket

edebilen tekerlek setlerine sahip olmasıdır. Bu iki ayrı iskelet, elastik elemanlarla birbirlerine bağlanır. Ayrıca, birincil süspansiyon sistemleri yoktur. İkincil süspansiyonlar ise 4 adet hava yayı, 2 adet yanal darbe engelleyici, 1 adet yuvarlanma engelleyici çubuktan oluşur. Şekil 2.6'da gelişmiş boginin şematik gösterimi verilmiştir.

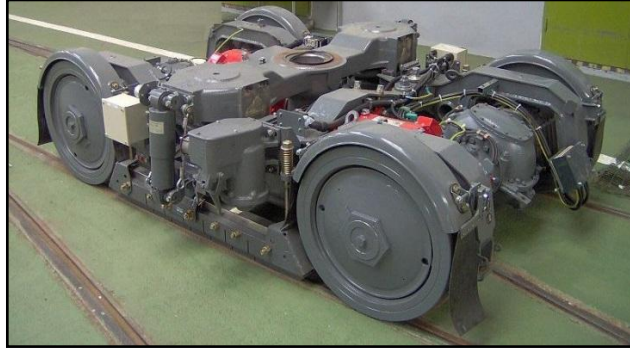


Şekil 2.6 Gelişmiş yapıdaki bir boginin iki parçalı gösterimi. [9]

Gelişmiş bogiler, her tekerlek setinin bağımsız motorlarla tahrik edildiği bir tasarıma sahip olabilirler.

2.4.2 Bolsterli ve bolstersiz bogiler

Bogiler, araç tasarımlarına göre bolsterli veya bolstersiz olarak da tasarlanabilirler. Şekil 2.7 ve 2.8' de bolsterli ve bolstersiz bogi örnekleri görülmektedir.

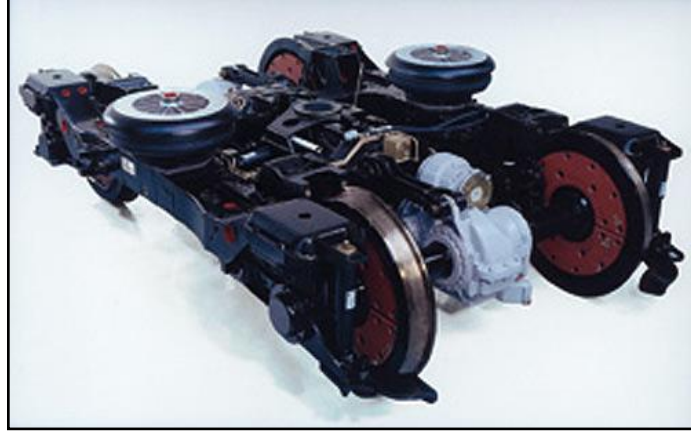


Şekil 2.7 Bolsterli bogi. [11]

Yeni nesil raylı taşıtların tasarımlarda bolstersiz bogi geliştirilmesinin başlıca sebepleri olarak şunları sayabiliriz:

- Trenin yüksek hızlarda daha kararlı olması,
- Kurplarda daha iyi dönme performansı sergilemesi,
- Daha düşük titreşim oluşması ve buna bağlı olarak sürüş konforunun artması,

- Daha küçük boyutlara ulaşıldığı için toplam ağırlığın azalarak, ray aşınımı ve yırtılmasının azaltılması.



Şekil 2.8 Bolstersiz bogi. [11]

Malzeme alanındaki, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerindeki gelişme, daha gelişmiş bogilerin tasarlanmasına katkı sağlamakta olup, gelecekte daha hafif ve yüksek performanslı bogiler kullanılacağını göstermektedir.

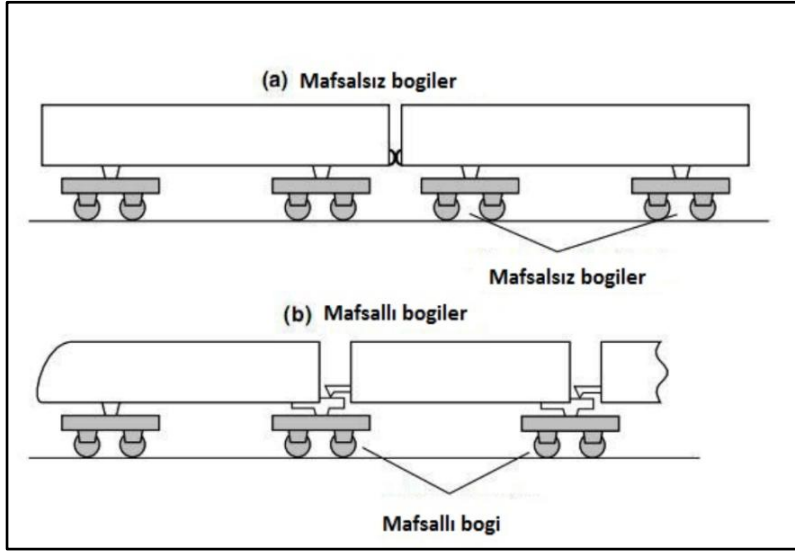
2.4.3 Aks sayısına göre bogiler

Bogiler; tek akslı, çift akslı ve üç akslı olmak üzere aks sayısına göre sınıflandırılmaktadır. İki akslı bogiler en çok kullanılan tiplerdir. Basit yapısının yanı sıra tek akslı bogilerle karşılaştırıldığında yol düzensizliklerinden kaynaklı etkileri sönümleme açısından oldukça avantajlıdır. Üç akslı bogiler çok karmaşık bir yapıya sahiptir, bu çalışma performansını ve stabilitesini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu yüzden yolcu trenlerinde genellikle kullanılmamaktadır.

2.4.4 Mafsallı ve mafsalsız bogiler

Bogiler, süspansiyon yapılarına göre mafsallı ve mafsalsız bogiler olarak sınıflandırılmaktadır. Genellikle iki mafsalsız bogi tek bir vagon gövdesini taşır. Fakat bir mafsallı bogi iki vagon arasına konularak her iki vagonu da taşıyabilmektedir. Mafsallı bogiler ilk bakışta karmaşık yapı, yüksek aks yükü ve bakım zorlukları gibi bazı dezavantajlara sahip olmalarına rağmen, sürüş ve yolcu konforu gibi avantajları sebebiyle çokça tercih edilmektedir. Bu tür bogilerin kullanıldığı araçlarda koltuklar boginin üstünde olmadığı için titreşimler yolcular tarafından görece daha az hissedilmektedir. Ayrıca vagon gövdesinin sonlandığı yerde boginin olması ve diğer vagonun da baş kısmını çekiyor olması kurp

geçişlerinde savrulmayı önlemektedir. Şekil 2.9’ da mafsallı ve mafsalsız bogiler şematik bir çizimle gösterilmiştir. [8]



Şekil 2.9 Mafsallı ve mafsalsız bogiler. [2]

3. DÜŞÜK VE YÜKSEK ÇEVİRİMLİ YORULMA

Genel anlamıyla “yorulma” terimi, tekrarlanan ya da artıp azalan gerilmelere maruz malzemelerde meydana gelen değişmelerle ilgilidir. Özellikle, bu tür gerilmelerin uygulanmasının sonucu olarak oluşan bir kırılma şeklini ifade kullanılır. Kırılmaya götüren mekanizma bir yük ya da gerilme döngü sayısı birikimine bağlıdır. Aynı şekilde, kırılmanın kendisi de ilerleyen bir karakter arz eder ve bu açıdan diğer tür kırılmalardan, özellikle pratik olarak ani sayılan gevrek, klivaj kırılmasından (tabakalaşma sonucunda gerçekleşen kırılma) farklıdır. Birçok durumda yorulma göçmesi tek bir çatlağın gelişmesinin sonucu olmaktadır. Ancak, bu göçmeye çatlak dolayısıyla kesitte meydana gelen alan küçülmesi sonucunda çatlağın doğurduğu gerilme yığılması (“çentik” etkisi), yahut plastik şekil değiştirme (sünek) ya da klivaj (gevrek) sebep olabilir. Yorulma kırılması meydana getiren gerilmeler ya çekme, basma, eğme, burma gibi basit, ya da bu basit gerilmelerin bir birleşimi olabilir.[12]

Literatürde çok çeşitli yorulma tanımları yapılmaktadır. Genel kullanım itibariyle yorulma kelimesi malzemelerin statik gerilme ve deformasyon altındaki davranışlarından farklı olarak, tekrarlı gerilme ve uzamaların söz konusu olduğu durumlardaki davranışını belirtmek üzere kullanılmaktadır.

Yorulma ASTM 206-72 de aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

“Bazı nokta veya noktalarda tekrarlı gerilme ya da uzamaya maruz kalan malzemelerde, yeterli tekrar sayısından sonra çatlak oluşması, çatlağın büyümesi ve bunun sonucunda malzemenin kırılmasına sebep olan kısmi ve sürekli gelişen kalıcı bir yapı değişikliği olayıdır.”

Görüldüğü gibi tanımlamada üzerinde durulan dört önemli özellik;

1. Olayın sürekli gelişmesi,
2. Bölgesel olması,
3. Çatlakların ilerlemesi,
4. Çatlakların büyümesi ve kırığın ortaya çıkmasıdır.

Uygulamada, makine parçalarına genellikle büyüklüğü ve yönü düzenli veya düzensiz olarak zamanla değişen kuvvetler, gerilmeler ile eğilme, burulma momentleri etki ederler.

Yorulma olayı numunenin morfolojik özelliklerine göre iki kategoriye ayrılabilir.

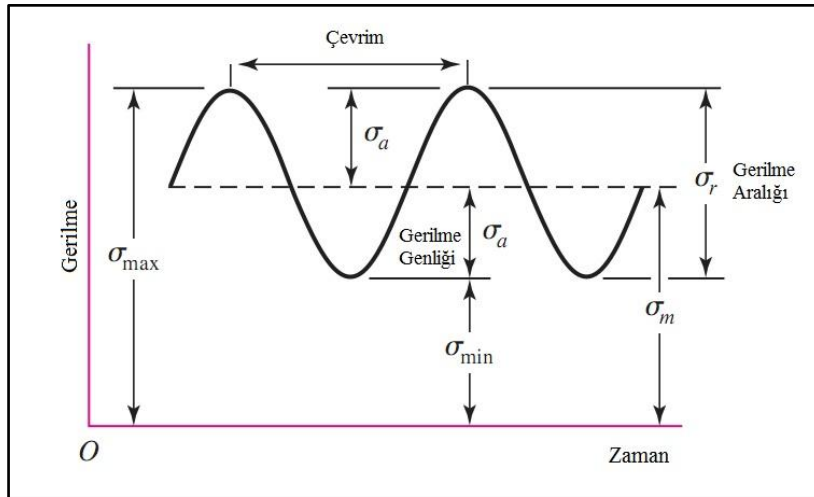
Çatlaksız Malzemelerde Yorulma: Çatlaksız malzemelerde yorulma, çatlak oluşumu ile kontrol edilir. Bu tip yorulmaya örnek olarak dişliler, akslar, krank milleri ve direksiyon millerindeki yorulmalar verilebilir.

Çatlaklı Malzemelerde Yorulma: Çatlaklı malzemelerde, olayın başında çatlak mevcuttur ve yorulma çatlak ilerlemesi ile kontrol edilir. Bu tip yorulmaya da büyük yapılar, kaynaklı konstrüksiyonlar, köprüler, tramvaylar, gemiler, uçaklar ve basınçlı kaplardaki yorulma örnek olarak verilebilir.[13]

3.1 Yorulma Dayanımına İlişkin Genel Tanımlar

3.1.1 Semboller ve tanımlar

Çevrim: Gerilme-zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına denir. Şekil 3.1'de yorulma deneyi ile ilgili gerilme-zaman çevrim grafiği yer almaktadır.



Şekil 3.1 Gerilme-zaman grafiği. [14]

σ_{max} : Maksimum Gerilme: Gerilme periyodundaki en büyük gerilme

σ_{min} : Minimum Gerilme: Gerilme periyodundaki en küçük gerilme

σ_m : Ortalama Gerilme: Gerilme periyodundaki en büyük ve en küçük gerilmenin aritmetik ortalaması

σ_a : Gerilme Genliği: Gerilme periyodundaki en büyük ve en küçük gerilmenin farkının ortalaması

σ_r : Gerilme Aralığı: Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki fark.

R : Gerilme Oranı: Minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranı

A : Genlik Oranı: Gerilme genliğinin ortalama gerilmeye oranı

N : Çevrim Sayısı: Deney sırasında herhangi bir durumda uygulanan periyot sayısı

Yukarıda sembolleri verilen gerilmeler şu formüllerle bulunmaktadır;

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3.1)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.2)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (3.3)$$

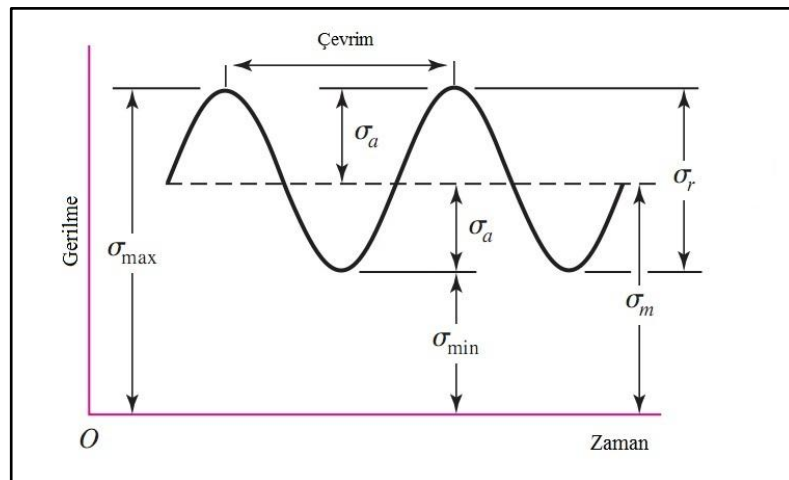
$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (3.4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (3.5)$$

3.1.2 Sinüzoidal dalgalanan gerilme durumu (Alternatif gerilme)

Ortalama gerilme sıfırdan farklı ve gerilme genliğinden daha büyüktür. ($0 < R < +1$)

Şekil 3.2 sinüzoidal çekme bölgesinde gerilme grafiğini göstermektedir.

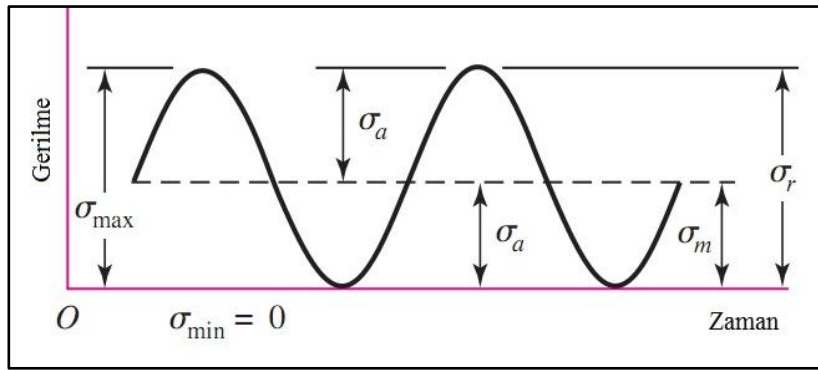


Şekil 3.2 Sinüzoidal dalgalanan gerilme grafiği. [14]

Alternatif gerilme halinde gerilme zamana bağlı olarak değişir. Mesela bir kayışta veya pnömatik silindirin cıvatalarında ki gerilme alternatif gerilmedir.

3.1.3 Tekrarlı gerilme durumu (Titreşimli gerilme hali)

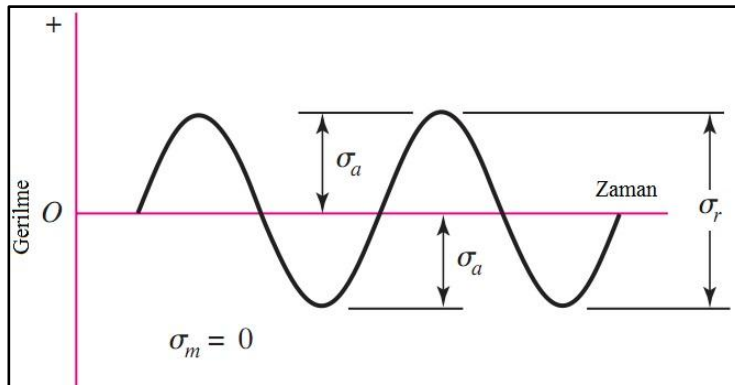
Gerilme genliği ortalama gerilmeye eşittir. Alt gerilme σ_{alt} sıfır, dolayısıyla $R=0$ 'dır. Bu durum Şekil 3.3' te gösterilmektedir. Dalgalı yorulma dayanımının sayısal değeri genel kural dışında gerilme genliğinin iki katı yani gerilme aralığına eşittir. Dişlilerin diş dibinde meydana gelen gerilmeler veya zincirde oluşan gerilmeler tekrarlı gerilme durumuna örnek olarak verilebilir. Ayrıca tramvay bogilerinde yanal dengelemeyi sağlayan durdurucu(stoper) plakalarında bu tür gerilme durumları görülmektedir.



Şekil 3.3 Tekrarlı gerilme grafiği. [14]

3.1.4 Tam değişken gerilme durumu

Ortalama gerilme her zaman sıfırdır. Yani gerilme eşit ancak ters işaretli iki sınır arasında değişir. Bu nedenle genliğin maksimum değeri alt ve üst gerilmelere eşit olup $R = -1$ 'dir. Şekil 3.4 tam değişken bölgede gerilme grafiğini göstermektedir. Ortalama gerilmenin $\sigma_m = 0$ olduğu bir durumdur. Örneğin dönen bir akstaki gerilme tam değişken gerilmedir.



Şekil 3.4 Tam değişken gerilme grafiği. [14]

3.2 Yorulma Zorlanmalarında Kırılma Olayı

Sürekli artan zorlamalarda şekil değiştirmenin tek yönlü olmasına karşın, yorulma zorlamasında kuvvet ve dolayısıyla şekil değiştirme sürekli yön değiştirerek artma-azalma gösterir. Söz konusu şekil değiştirmeler malzemenin kristal kafesi tarafından tam elastik olarak karşılanabildikleri sürece tehlikeli değildir. Küçük kalıcı şekil değiştirmeler de kırılma olmadan kristal kafesi tarafından taşınabilirler. Kalıcı şekil değiştirmeler kristal kafesin çarpılması ile değil, kafesin değişik bölümlerinin yeni bir denge durum sağlanıncaya kadar ötelenmesi ile oluşur. Kafes kısımlarının birbirlerine göre ötelenmelerine kayma adı verilir ve olay kayma düzlemleri olarak adlandırılan tercihli bazı düzlemlerde olur, Kayma düzlemlerinin kristal kafesindeki konumu kristal yapısı ile ilgilidir.

Yorulma zorlamaları sonucu meydana gelen kayma, tek yönlü zorlamalardaki gibi dislokasyonların oluşumu ve ilerlemesi ile açıklanır. Bu şekil değiştirme mekanizması, parlatılmış deney parçalarının yüzeyinde yorulma sınırına yakın zorlamalar altında kayma çizgileri oluşması ile görünür duruma gelebilir. Tek yönlü zorlamalarda olduğu gibi yorulma zorlamaları sırasında da pekleşme olayı görülür. Pekleşme sadece şekil değiştirmenin miktarına değil, ayrıca az da olsa frekansa bağlıdır. Yorulma zorlaması uygulanan malzemelerde yapılan metalografik incelemeler, pekleşme sonucu yapı değişikliklerinin oluştuğunu kanıtlamıştır. Bazı gözlemlerde ancak kayma ve yerel sıcaklık artışlarının varlığı ile açıklanabilecek çökelmeler görülmüştür. Tekrarlanan şekil değiştirmeler kristal kafes tarafından sürekli olarak taşınmadığı için, yorulma zorlamasının pekleşme dışından hasar etkisi de vardır.

Şimdiye kadar elde edilen bilgilere dayanarak, yorulma zorlaması sırasında tekrarlanan kalıcı şekil değiştirmelerin yeteri kadar birikimi sonucu, malzemenin ayrılma dayanımının aşıldığı noktalarda mikroskobik boyuttan da küçük çatlaklar oluştuğu söylenebilir. Zorlama sırasından dışarıdan verilen enerjinin büyüklüğüne bağlı olarak oluşan çatlaklar birleşir ve bu çatlaklardan herhangi biri yorulma kırılmasına neden olur.

Hasar çok küçük ve sınırlı bir bölgede başlayıp çatlak olarak ilerlediğinden dışarıdan herhangi bir kalıcı şekil değiştirme görülmez ve bu nedenle yorulma kırılmaları şekil değiştirmesiz olarak nitelenir. [15]

3.3 Yorulmayı Hızlandıran Faktörler

Yorulma kırılmasının oluşmasında genellikle birden çok etkenin aynı anda varlığı söz konusudur. Deneyimlere göre yorulma kırılmalarının yüzde sekseni malzeme hatalarından dolayı değil, çentik etkisi yapan şekil ve yüzey etkileri, aşırı yükleme, montaj hataları, yetersiz bakım vb. nedenlerle ortaya çıkmaktadır.

Yorulma deneyleri sorunsuz parçalarla yapılır. Dolayısıyla uygulamada gerek parça gerekse parçaya gelen etmenler deneylerdeki kadar düzgün değildir. Deney numunesinin yorulma gerilmesi S_e' , yüklemeye maruz kalan elemanın yorulma gerilmesi S_e ile ifade edilmesi durumunda:

$$S_e = S_e' \cdot K_{\text{çentik}} \cdot K_{\text{boyut}} \cdot K_{\text{yükleme}} \cdot K_{\text{yüzey}}$$

ifadesi ile belirlenebilir. Burada;

$K_{\text{çentik}}$: Çentik etkisini,

K_{boyut} : Boyut etkisini,

$K_{\text{yükleme}}$:Yüklemeye tipinin etkisini,

$K_{\text{yüzey}}$:Yüzey kalitesini,

ifade eden parametrelerdir ve bunlar yorulma dayanımı düzeltme faktörü (K_f) olarak kullanılmaktadır.

$$K_f = 1 / (K_{\text{çentik}} \cdot K_{\text{boyut}} \cdot K_{\text{yükleme}} \cdot K_{\text{yüzey}})$$

eşitliği ile hesaplanabilir. [16]

Bu faktörler kısaca açıklanacak olursa;

3.3.1 Yüzey özelliklerinin etkisi

Yorulma olaylarında çatlak oluşumu genellikle yüzeyde başlar. Çünkü eğilme ve burulma gerilmelerinin uygulandığı durumlarda en yüksek gerilme yüzeylerde oluşur. Yüzeyde başlayan yorulma çatlağının kendisi daha sonra çentik etkisi göstereceğinden gerilme yığılmasına ve dolayısıyla çatlağın hızla ilerlemesine yol açacaktır. Bu nedenle malzemenin yorulma dayanımını arttırmak büyük ölçüde yüzey çatlaklarının oluşumunu engellemekle olur. Çatlağa engel olma yüzey özelliklerinin artırılması ile mümkündür.

Özellikle sert malzemelerde yüzeyin düzgünlüğü yorulma dayanımını büyük ölçüde arttırmaktadır. Örneğin yüzeyi parlatılmış bir numunenin yorulma dayanımı sınırı, tornada kabaca işlenmiş bir numuneye oranla %15–40 daha yüksektir. Çünkü yüzeydeki pürüzlülükler çentik etkisi yaratır. Yüzey düzgünlüğü yanında, yüzey

sertliğinin artırılması da çatlama karşı direnci arttıracığından, yorulma dayanımının artmasını sağlar. Çeliklerde sementasyon, nitrürasyon ve benzeri yüzey sertleştirme işlemleri yorulma dayanımı açısından oldukça fayda sağlamaktadır. Öte yandan karbon çeliklerinin tavlama ve sıcak işlenmesi esnasında yüzeyde karbon azalması oluşur. Yüzeydeki 1 mm'lik bir tabakada böyle bir olayın görülmesi yorulma dayanımını düşürür. Karbon azalması ile yüzeyde yumuşak tabaka elde edileceğinden çatlak, küçük gerilmelerde dahi oluşacaktır.

3.3.2 Çentik etkisi

Parça kesitinde çentik, delik ve ani değişimlerin bulunması yorulma dayanımı ve yorulma ömrünü büyük ölçüde azaltmaktadır. Parça kesitinde görülen bu tür süreksizlikler gerilme yığılmasına ve dolayısıyla çatlak başlangıcına neden olurlar. Çentik etkisi çentiğin şekil ve boyutlarına bağlıdır. Çizelge 3.1'de çentik tür ve boyutlarının yorulma dayanımı sınırına etkisi görülmektedir.

Çizelge 3.1 Yorulma deneyi numunesinde çentik tür ve boyutlarının yorulma dayanımı sınırına etkisi. [17]

| Çentik Şekli ve Boyutu | Yorulma Dayanımı Sınırının Azalması (%) |
|------------------------|---|
| 250 mm yarıçaplı yiv | 0 |
| 25 mm yarıçaplı yiv | 5 |
| 6 mm yarıçaplı yiv | 10 |
| Küçük kavisli çıkıntı | 25 |
| 90° açılı çıkıntı | 50 |
| 90° açılı V çentik | 65 |

Mühendislik uygulamalarında, yorulma dayanımının saptanması için daha gerçekçi bir yaklaşım, gerilme yığılmalarının etkisini göz önünde bulundurmakla yapılır. Bu amaç için bazı faktör veya katsayılar tanımlanmıştır. Bunlardan birisi (K_f) ile gösterilip “Çentik Faktörü” veya “Yorulma Dayanımını Küçültme Faktörü” adını alır.

$$K_f = \text{Çentiksiz Yorulma Dayanımı Sınırı} / \text{Çentikli Yorulma Dayanımı Sınırı}$$

3.3.3 Yükleme tipinin etkisi

Yorulma dataları bir rejime göre ölçülmektedir. Örneğin eksenel çeki metoduna göre ölçülen değerler diğer metotlar(eğilme, burulma) ile analiz yapılırken $c_{yük}$ düzeltme katsayısı ile kullanılabilir. Çizelge 3.2’ de 10^6 çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları görülmektedir.

Çizelge 3.2 10^6 Çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları. [16]

| Ölçülen Yükleme | Hedeflenen Yükleme | $C_{yük}$ |
|-----------------|--------------------|-----------|
| Eksenel | Eğilme | 1,25 |
| Eksenel | Burulma | 0,725 |
| Eğilme | Burulma | 0,58 |
| Eğilme | Eksenel | 0,8 |
| Burulma | Eksenel | 1,38 |
| Burulma | Eğilme | 1,72 |

3.4 Düşük Çevrimli Yorulma (LCF)

Yorulma, akma gerilmesinin üstündeki gerilmelerde olur ($N_f < 10^4$). Bu tip yorulmaya nükleer reaktörler, türbin parçaları, motor elemanlarında meydana gelir.

Yorulmada, malzemeye uygulanan kuvvet ve momentler iki türlü etki eder.

1. Yük kesintili veya aralıklı olarak uygulanıyor olabilir.
2. Yükün genliği, yani maksimum yahut minimum değerleri önemli olduğu için yük değişimi sinüzoidal olarak kabul edilir.

3.5 Yüksek Çevrimli Yorulma (HCF)

Uzun ömürlü ya da yüksek çevrimli yorulma, akma gerilmesinin altında meydana gelir (N_f kırılma $> 10^4$). Bu tip yorulmaya titreşen ve dönen elemanlar, tekerlekler, akslar ve aşırı yüklenen parçalar örnek olarak verilebilir. Geometri ve fiziksel şartlar açısından incelendiğinde demiryolu uygulamalarında meydana gelen kırılmaların yüksek çevrimli yorulmaya birer örnek teşkil ettiği görülmektedir. Bu sebeple ayrıntılı olarak yüksek çevrimli yorulmadan bahsedilecektir.

3.6 Yorulma Analizi Yaklaşımları

Genel olarak üç çeşit yorulma analizi metodu bulunmaktadır. Bunlar;

- a) Gerilme-Ömür Metodu (Stress-Life Method)
- b) Gerinim-Ömür Metodu (Strain-Life Method)
- c) Kırılma Mekanikliği Yaklaşımı (Fracture Mechanics)

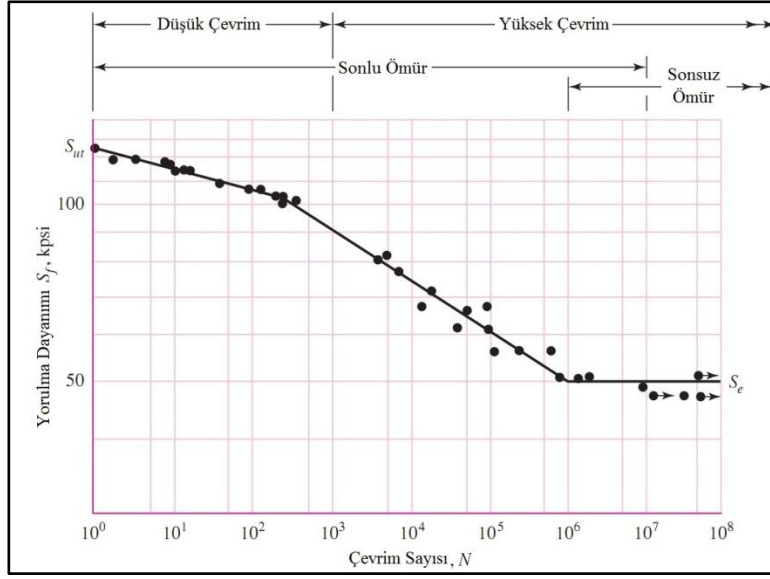
3.6.1 Gerilme-ömür(S-N) metodu

Metal yorulmasının sayısal olarak tahmininde kullanılan ilk metottur. Bu yöntemin temelini, gerilme genliği-çevrim sayısını içeren Wöhler (S-N) diyagramı oluşturur.

Wöhler yaklaşımı tasarım aşamalarında çok sık kullanılır. Bu yöntem elastik sınırdaki malzemelere gerilme uygulanıp belirli çevrim sayısına denk gelen yorulma ömrünün tayin edildiği yüksek çevrimli (HCF) yorulma analizi yöntemidir. S-N metodu düşük çevrimli (LCF) yorulma analizlerinde iyi sonuç vermez. [18]

Wöhler yönteminde malzeme, biçim ve yüzey kalitesi bakımından aynı olan deney numunelerinin her biri aralıksız ve farklı yüklemelerde zorlanarak kırılmaların olduğu çevrim sayıları saptanır. Bir deney serisinde 6-10 adet parça gereklidir. Yorulma deneyi zaman zaman durdurulursa düzgün deney parçalarında toparlanma olayı görülür ve aralıksız yük uygulanan deneyden daha yüksek yorulma dayanımı elde edilir. Çentikli deney parçalarının yapısında ise toparlanma olayı etkisi görülmez.

Wöhler yönteminde bir deney serisinde tüm parçalar için ortalama gerilme \bar{O}_m yahut alt gerilme O_{min} sabit tutularak her deney için farklı gerilme genliği O_a seçilir. İlk deney parçası üst gerilme genlikle akma sınırına yakın olacak şekilde zorlanır. Daha sonraki deney parçalarına gittikçe azalan zorlamalar uygulanır. Bir deney serisi sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayılarının bir eğri olarak çizimi ile Şekilde görülen Wöhler eğrisi elde edilir.(Şekil 3.5) Ortalama gerilmenin veya alt gerilmenin her bir değeri için ayrı bir eğri bulunmalıdır.



Şekil 3.5 Wöhler eğrisi. [14]

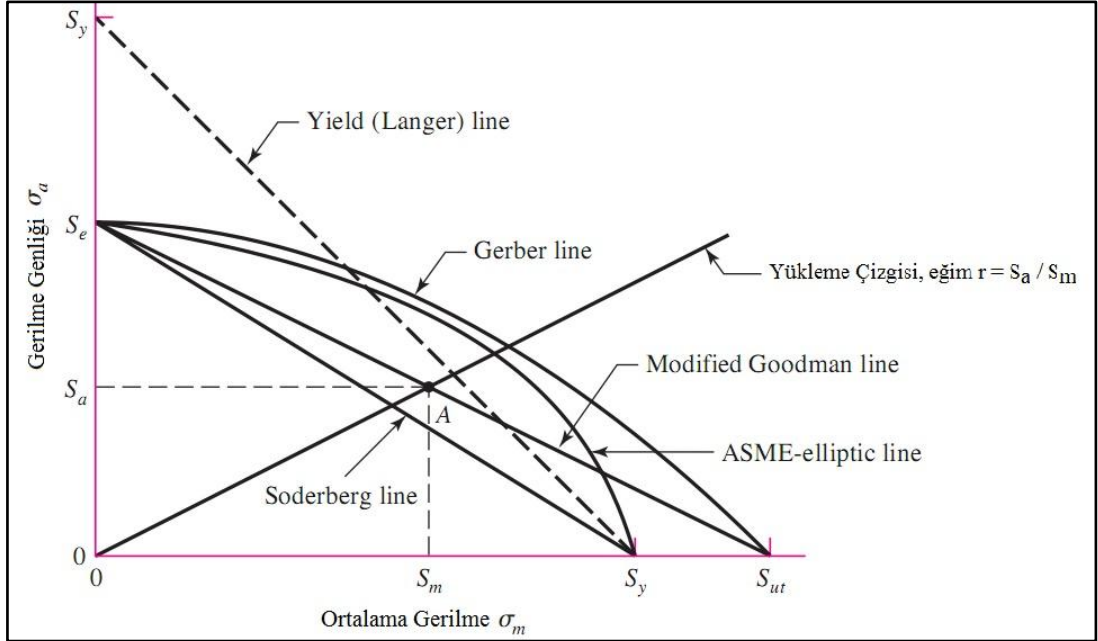
Sonsuz çevrim sayısında kırılmanın görülmediği en büyük değer yorulma dayanımıdır. Tecrübe ile elde edilen verilere göre yorulma dayanımı kopma gerilmesinin 0.35 - 0.5 katları arasında olabilmektedir. Belirli bir çevrim sayısından(sınır çevrim sayısı) sonra eğri sonsuz çevrim sayısına yaklaşıyor kabul edilir. Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve düşük sıcaklıklarda çelikler için 10^6 , ağır ve hafif metaller ile yüksek sıcaklıklarda çelikler için 10^8 ya da daha fazlası alınabilir. Wöhler eğrisinin sınır çevrim sayısına kadar olan bölümüne süreli yorulma bölgesi denir. Yorulma dayanımından daha büyük gerilme genliklerinin bir süre uygulanmasının kesin olarak hasara neden olacağı söylenemez. Önemli olan yüklemenin büyüklüğü ve yüklemeye ait çevrim sayısıdır. [14]

S-N eğrisi yöntemi yüksek çevrim altında Basquin eşitliği ile tanımlanır.

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

Basquin eşitliğinde yorulma bütünsel olarak veya çatlağın gerçek uzunluğunun zamana göre değişimi olarak ifade edilir. Basquin tarafından yapılan çalışmalarda gerilme dağılımı ($\Delta\sigma$), yorulma gerilmesi üssü (σ'_f), yorulma gerilmesi katsayısı (b) arasında güçlü bir bağlantı vardır. 1910 yılında Basquin tarafından yapılan bu çalışmanın amacı gerilme tabanlı yorulmayı değerlendirerek temel bir denklem elde etmektir. Kullanılan S-N eğrisi pürüzsüz deney numunelerini kullanarak tam değişken yükleme (fully reversed loading) kriterleri kullanarak elde edilmiştir. [19]

Bununla beraber Basquin eşitliği ortalama gerilme etkisini yorulma ömrü tayini metotlarından farklı bir yapıdadır. Ortalama gerilme etkisi aşağıda verilen yöntemlerle bağlantılıdır. Farklı yaklaşımlarla gerilme genliği-ortalama gerilme diyagramında zaman içerisinde farklı eğriler ortaya konmuştur. Bunlar Şekil 3.6’da gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Çeşitli yorulma kriterlerini gösteren yorulma diyagramı. [14]

Bu eğrilere ait formüller Çizelge 3.3’ de verilmiştir.

Çizelge 3.3 Yorulma dayanımında farklı yöntemlere ait formüller.

| | |
|-------------------|--|
| Gerber Yöntemi | $\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$ |
| Soderberg Yöntemi | $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$ |
| Goodman Yöntemi | $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$ |
| Marrow Yöntemi | $\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1$ |

Burada σ_m ; ortalama gerilme, S_e yorulma limiti, S_u nihai çekme gerilmesi, S_y akma gerilmesi, σ_f gerçek kırılma gerilmesidir.

3.6.2 Gerinim-ömür metodu (Strain-life method)

Gerinim-Ömür metodu malzemelerin kritik bölgelerindeki gerinimlere veya deformasyonlara karşı tepkilerinin gözlenmesine dayanan en temel yorulma-ömür tayin metotlarından biridir. 1950 li yılların sonlarına doğru keşfedilip yapıların yorulma –ömür ilişkilerinin tespitinde efektif olarak kullanılmıştır. [18]

Malzemeler üzerindeki elastik gerilmelerin ve gerinimlerin tespitinde çok iyi sonuç verir. Bununla beraber yapıdaki elastik gerilmeler, çentikli, kaynaklı veya diğer gerilme yığılması yüksek parçalarda lokal çevrimsel plastik deformasyonun oluşmasına sebebiyet verebilir. Lokal şekil değiştirme metodu laboratuvar ortamında eşdeğer karakteristiklere (aynı çevrimsel gerilmelere) uyularak hazırlanmış parçalardaki çatlaklı oluşumu ve çatlak yayılmasına dayalı ömür tespitinde sık kullanılır.

Elastik malzemelerin gerinim değeri gerçek gerilme genliği ve çevrim sayısı arasındaki ilişki Basquin eşitliği ile tanımlanır.

Burada:

$\Delta\sigma/2$: Gerçek gerilme genliği, (true stres amplitude)

$\Delta\varepsilon_e/2$: Gerçek elastik gerinim genliği, (true elastic strain amplitude)

$2N_f$: Tekrarlı yorulma çevrim sayısı (cyclic reversals to failure)

σ'_f : Yorulma mukavemeti katsayısı (fatigue strength coefficient)

b : Yorulma mukavemeti üssü (fatigue strength exponent)

Coffin ve Manson plastik malzemelerdeki genlik değerini aşağıdaki formülle tanımlar.

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

$\Delta\varepsilon_p/2$: Plastik gerinim genliği (plastic strain amplitude)

ε'_f : Yorulma mukavemeti katsayısı (fatigue strength coefficient)

c : Yorulma süneklik üssü (fatigue ductility exponent)

Bahsedilen gerinim genliklerinin değişimi arasında bağlantı kurulursa yorulma ömründeki elastik-plastik gerinim değişimlerinin toplamı:

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

Malzemelerin yorulma ömrünün tahmininde ortalama gerilme değerinin etkileri ihmal edilebilir. Diğer yandan yorulma ömrünün belirlenmesinde ortalama gerilme değerinin etkisi belirgindir. [18]

Morrow, gerilme-ömür eşitliğinin ortalama gerilme değerine etkisini belirlemek için denklemdaki elastik terimlerde düzeltmeler yapmıştır.

σ_0 : ortalama gerilme değeri (mean stress)

Buradan ortalama gerilme değerinin şekil değiştirmeye etkisi;

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_0}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3.9)$$

Smith, Watson ve Topper ortalama gerilme değerinin etkilerini belirlemek için yeni bir denklem geliştirmiştir.

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (3.10)$$

Bu eşitlikten:

$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta \sigma}{2} + \sigma_0 \quad (3.11)$$

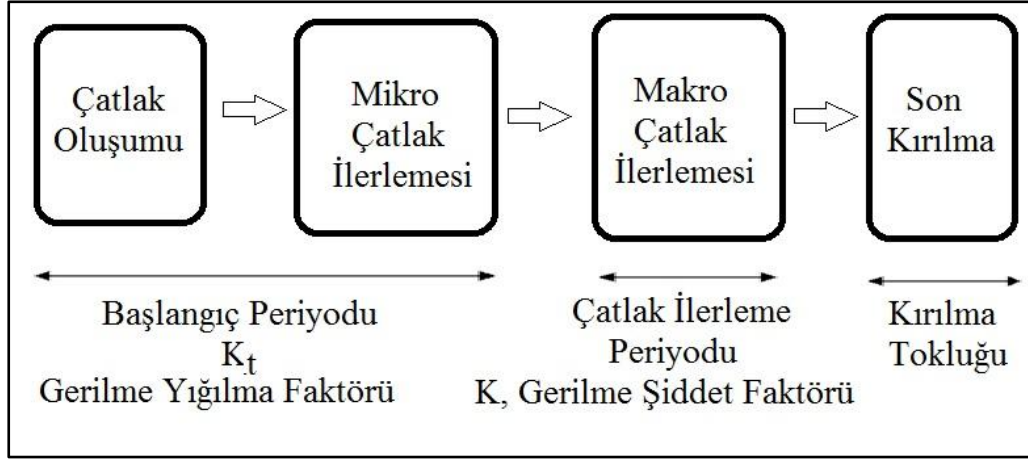
sonucu çıkarılır.

3.6.3 Kırılma mekaniği yaklaşımı (Fracture mechanics)

Yorulma olayı genel olarak üç aşamada incelenmektedir.

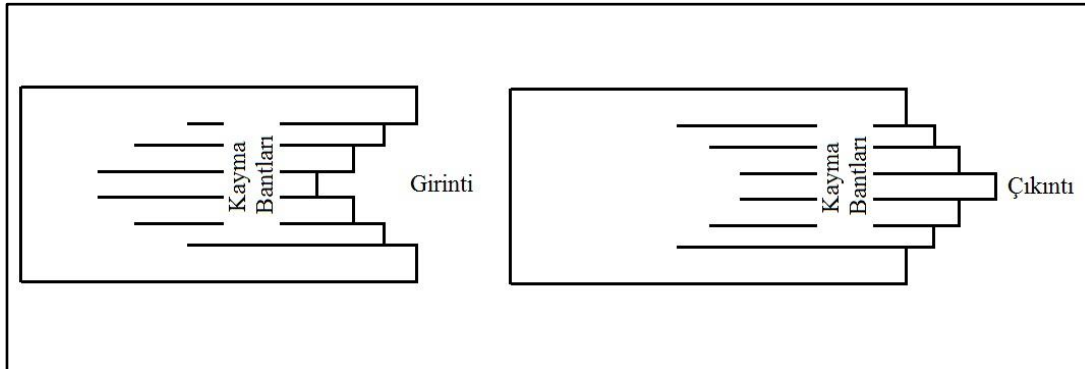
- Çatlak oluşumu ve başlangıcı (crack initiation)
- Çatlak ilerlemesi (crack propagation)
- Kalan malzeme kesitinin kırılması (fracture)

Yorulma kırılmasının başlangıç periyodunda önemli bir etki gösteren gerilme yığılma faktörü (K_t), en büyük bölgesel gerilmenin nominal ortalama gerilmeye oranıdır. Şekil 3.7'de yorulma ömrüne ait aşamalar gösterilmektedir.



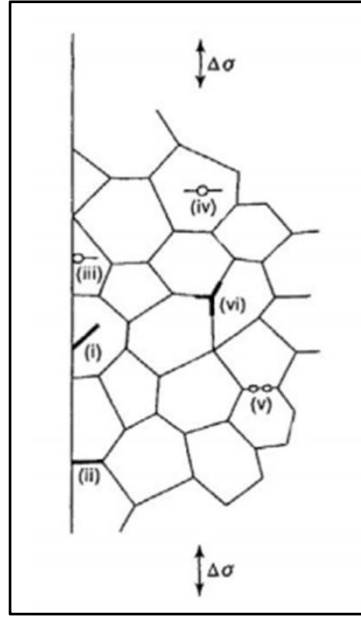
Şekil 3.7 Yorulma ömrü aşamaları ve yorulmaya etki eden faktörler. [20]

Yorulma çatlakları içyapıda bulunan kusurlar veya malzeme yüzeyindeki çentik civarında oluşan deformasyonların çok şiddetli olduğu bölgelerden başlamakta ve ilerlemektedir. Malzemelerde bulunan çatlak, çentik, boşluk, sert parçacıkların, ani kesit değiştirmelerin çevresindeki gerilmeler parçanın maruz kaldığı dış gerilmelere göre daha büyük değerdedir. Bu gerilmeler etkisinde yapı içerisinde plastik şekil değiştirmeler meydana gelir. Bir metal parçada maruz kalınan elastik sınır altındaki yükler nedeniyle mikro yapı içerisindeki mevcut hatalar (dislokasyonlar) bölgesel olarak hareket ederler ve Şekil 3.8’ de görülen kayma bantlarını oluştururlar. Kayma bantlarının oluşumu sonucu yüzeyde girinti ve çıkıntılar gerilme yığılmasına sebep olur. Mikro çatlaklar zamanla büyüyerek ilerler ve yapı içerisinde yayılırlar. [21]



Şekil 3.8 Kayma bantlarından dolayı girinti ve çıkıntılar. [20]

Şekil 3.9’ da değişik çatlak başlangıç merkezleri gözükmemektedir; (i) taneleri kesen, (ii) taneler arası, (iii) yüzeyde bulunan kalıntı veya boşluk, bunların ilk ikisi kayma bantlarının oluşturduğu yüzey çatlaklarıdır, üçüncüsü ise bazı ticari alaşımlarda gözlenir. Bunların yanında (iv) malzeme içerisindeki kalıntılar (v) tane sınırlarındaki boşluklarda çatlak başlangıç merkezleri olarak gösterilmektedir. [20]



Şekil 3.9 Çatlak başlangıcı için farklı merkezler. [20]

3.7 Birikimli Yorulma Hasarı

Malzemelerde oluşan yorulma hasarının incelenip önceden saptanabilmesi, yorulma kırılmalarını önleyebilmek için çok büyük önem taşımaktadır. Yorulma konusundaki en önemli konu ise çeşitli değişken gerilmelere maruz kalan malzemelerin gösterdikleri birikimli hasarlardır. [22]

Genellikle düşük çevrimde ve yüksek boyutta (yorulma süreklilik(endurance) limitinin üstünde) yükleme yapılacak malzemelerin ömür tayininde birikimli yorulma hasarı hesabı kullanılır.

Değişik seviyelerdeki gerilmelere bağlı olarak, yorulma hasarının lineer veya lineer olmayan birikimleri sorunu uygulamalarda büyük önem taşır.

3.7.1 Lineer birikimli hasar teorileri

3.7.1.1 Palmgren-miner teoremi

İlk birikimli hasar teorisi 1920'lerde rulmanlı yatakların ömürlerini tahmin etmek için İsveç'te A. Palmgren tarafından uygulanmıştır. Ardından 1937'de daha genelleştirilmiş koşullarla B. F. Langer kullanmıştır. Yine de kural, 1945'te M. A. Miner'in bir dokümanında ortaya çıkıncaya kadar yaygın bir şekilde bilinip kullanılmıyordu. Halen yaygın bir şekilde kullanılan bu lineer teori, Palmgren-Miner Hipotezi veya Lineer Hasar Kuralı olarak anılır. [22]

Palmgren-Miner hipotezi, diğer hasar teorilerine göre daha muhafazakar ve görece daha basit bir yaklaşımdır. Bu metotta yüklerin sırası önem arz etmez. S-N diyagramı üzerinden her yükleme koşulu için ömür hesabı yapılır ve malzemenin kalan ömrü için bilinmeyen bir yük veya çevrim hesaplanır.

Palmgren-Miner hipotezi herhangi bir gerilme seviyesindeki hasar oranının, çalışmadaki çevrim sayısının, yine bu gerilme seviyesinde hasarı gerçekleştirecek toplam çevrim adedine oranıyla doğru orantılı olduğunu söylemektedir.[23]

Yani herhangi bir malzeme için G_1 MPa'lık gerilme seviyesinde toplam ömür N_1 , G_2 MPa'lık gerilme seviyesinde toplam ömür N_2 , G_3 MPa'lık gerilme seviyesinde toplam ömür N_3 iken; bu gerilme değerlerinde malzemenin sırasıyla n_1 , n_2 ve n_3 çevrim sayılarında gerilmeye maruz kalması sonucu kalan ömür;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 1 \quad (3.12)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Bu değerlerin toplamı 1 değerine ulaşıncaya dek kırılma beklenmez.

Palmgren-Miner hipotezinin veya diğer adıyla lineer hasar kuralının diğer kurallara göre bir üstünlüğü basit olmasıdır ve bu nedenle çok kullanılır. Yine de bu basitliğin içinde bazı önemli etkilerin gözardı edildiği itiraf edilmelidir. Bu yüzden hasar tahmininde hatalar beklenebilir. Lineer teorinin en önemli ihmalleri, uygulanan çeşitli gerilme seviyelerinin uygulanış sırasının hiçbir etki yapmaması ve geçmiş yükleme durumları göz ardı edilerek hasarın belli bir gerilme seviyesinde aynı oranla birikmesinin varsayılmasıdır. Deneysel sonuçlar çeşitli gerilme seviyeleri uygulandığındaki sıranın önemli bir etkisi olabileceğini ve ayrıca verilen bir gerilme seviyesindeki hasar oranının önceki çevrimli gerilme değerinin bir fonksiyonu olabileceğini göstermektedir. Eğer çeşitli çevrimli gerilme genlikleri sırada rastgele bir şekilde karıştırılmışsa, Miner'ın toplamı hasar anında 1'e daha çok yaklaşır. Çoğu işletme uygulamalarında gerilmeler rastgele iniş çıkışları içerdiğinden, hasar tahmini için Palmgren-Miner lineer hasar kuralının kullanılışı çoğu kez tatmin edicidir. [22]

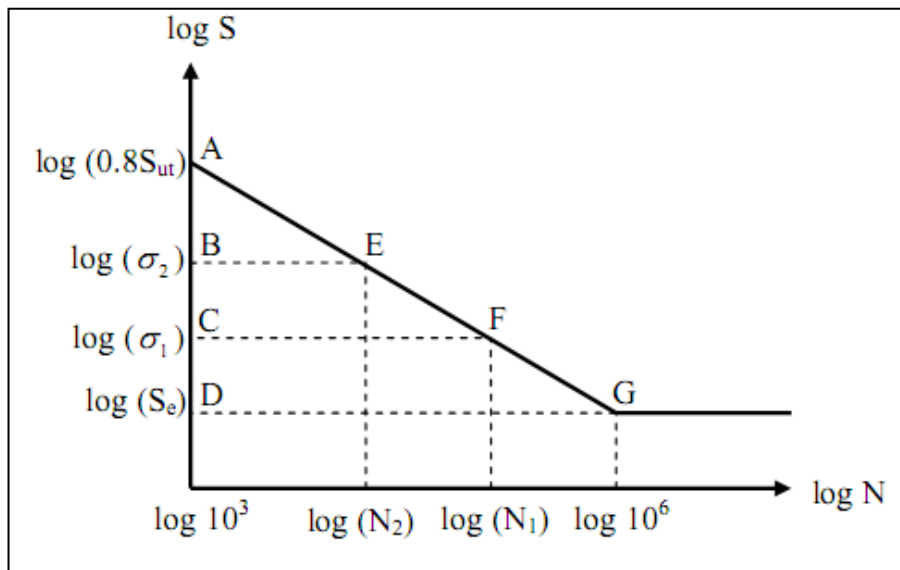
3.7.2 Non-lineer birikimli hasar teorileri

Palmgren-Miner denklemi bazı malzemelerin deneysel sonuçlarıyla yaklaşık olarak uyuşmasına rağmen, genelde hasarı tanımlamak için yetersiz bir teoridir.

Palmgren-Miner denklemindeki bu yanlışlığın bir nedeni, önceki bölümde açıklandığı üzere denklemde uygulanan gerilmelerin sırasının yorulma ömrüne hiçbir etkisinin olmadığı düşünülmesidir. Başka bir deyişle, Miner denklemi yüksek gerilmenin ilk önce veya en son uygulanması arasında hiçbir fark olmayacağını belirtmektedir. Buna rağmen testler, malzeme üzerinde yüksek gerilmenin önce uygulanmasının daha büyük bir hasar etkisi, malzeme üzerinde düşük gerilmenin önce uygulanmasının ise yararlı bir gerilme sertleşmesi etkisi oluşturabileceğini göstermektedir.

3.7.2.1 Manson teoremi (Modified S-N diagram method)

Birikimli hasar hesaplama yöntemleri arasında muhafazakâr yaklaşımlardan birisi Manson metodudur. Malzemeye uygulanacak yükler ve ilgili çevrim bilgisinin mevcut olduğu durumda, her yükün ilişkili çevrim sayısı ile malzemeye yaptığı zararın bulunması ve S-N diyagramın ilgili veriye göre güncellenmesiyle malzemenin tüm yükleme koşullarından sonraki S-N diyagramının çıkarılmasıyla analiz tamamlanır. Bu yöntemde ilk dikkati çeken durum, yüklemenin sırasının son durumdaki S-N diyagramını değiştireceğidir. Şekil 3.10'daki S-N diyagramında malzemenin σ_1 ve σ_2 gerilme seviyelerinde dayanabileceği yük çevrim sayısı N_1 ve N_2 logaritmik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.10 AISI 1060 HR malzeme için S-N diyagramı.

Çizelge 3.4' de verilen yükleme değerleri için Manson teoremine göre n_3 hesaplanmak istenirse; İlk olarak goodman diyagramından tam değişken gerilme değeri bulunur. Daha sonra S-N diyagramında bu gerilme değerine karşılık gelen çevrim sayısı bulunur ve n_1 değeri bu değerden çıkartılarak kalan ömrün çevrim sayısı bulunur. Bu bilgiye göre S-N diyagramı her bir yükleme durumu için güncellenerek son yükleme durumunda kalan ömür değeri hesaplanır.

Çizelge 3.4 Yükleme koşulları.

| Yükleme Numarası | σ_m [MPa] | σ_a [MPa] | Çevrim Değeri (n_i) |
|------------------|------------------|------------------|-------------------------|
| 1 | σ_{m1} | σ_{a1} | n_1 |
| 2 | σ_{m2} | σ_{a2} | n_2 |
| 3 | σ_{m3} | σ_{a3} | n_3 |

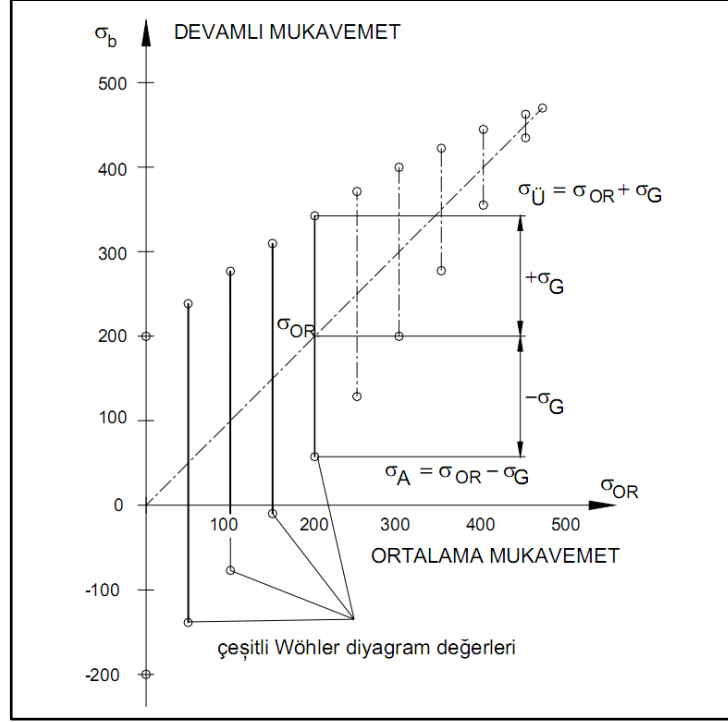
3.8 Uygulamada Kullanılan Yorulma Analizi Yöntemleri

3.8.1 Smith diyagramı

Wöhler diyagramının bütün yükleme ve zorlanma durumları için ayrı ayrı yapılması ve bu diyagramları her malzeme için ayrıca yapıp saklamak, arşivlemek oldukça zaman alan bir yöntemdir. Çeşitli durumlar için tüm Wöhler diyagramlarının sonuçlarının bir diyagramda toplanması birçok kişinin hedefi olmuştur. Bu amaçla yapılan çalışmalar sonucu ortaya birkaç yöntem çıkmıştır. Bunlardan biri Smith in yaptığı diyagramdır. Smith sürekli mukavemet diyagramı için bir koordinat sistemi ve bu sistemde sıfır noktasından geçen 45° lik bir doğru almıştır.

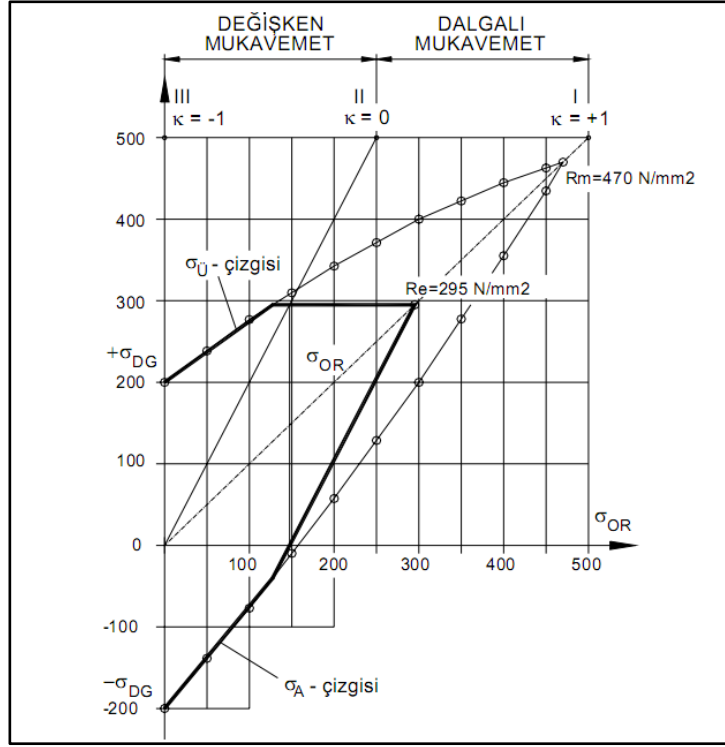
Sistemin X eksenini ve 45° lik doğru, ortalama mukavemet değeri için kullanılır. Wöhler diyagramının yapıldığı ortalama mukavemet değeri 45° lik doğruya işaretlenir. Örneğin: $\sigma_{OR} = 50$ N/mm² ile yapılmış Wöhler diyagramı alınır. Bu diyagramdaki devamlı mukavemet değerini veren genlik mukavemet değerleri Y eksenine paralel bir eksene ölçekli olarak taşınır. Daha sonra $\sigma_{OR} = 100$ N/mm² ile yapılmış Wöhler diyagramı alınır. Bu diyagramdaki devamlı mukavemet değerini veren genlik mukavemet değerleri de Y eksenine paralel bir doğruya ölçekli olarak taşınır. Bu şekilde çeşitli Wöhler diyagramları ele alınarak, değerler tanımlandığı gibi ortalama mukavemet ve genlik mukavemet değerleri ile diyagrama taşınırlar.

Genlik mukavemetlerinin değerleri birbirleri ile birleştirilerek $\sigma_{\bar{u}}$ ve σ_A mukavemet sınır çizgileri oluşturulur. Böylece çeşitli Wöhler diyagramı değerleri bir diyagrama taşınmış ve toplanmışlardır. Şekil 3.11’de sembolik olarak Smith diyagramının nasıl kurulduğu gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Wöhler diyagramının Smith’e uyarlanması. [25]

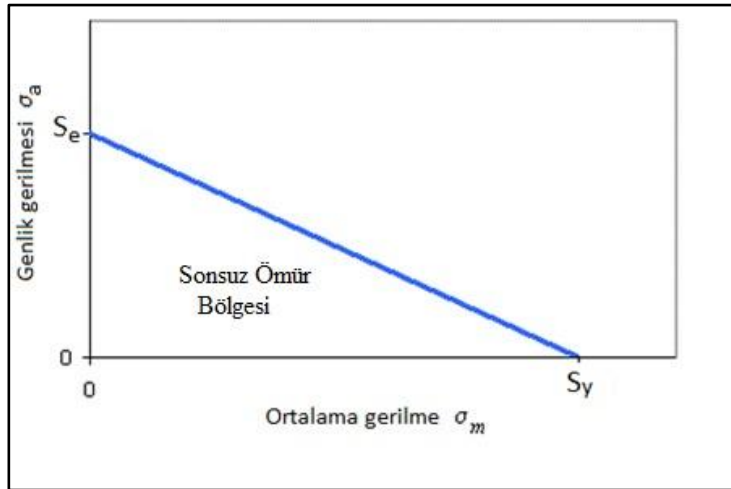
Şekil 3.12’de Smith diyagramı son durumu ile oluşturulmuştur. Wöhler diyagramları ile taşınan değerler devamlı mukavemette tamamen kullanılmazlar. Maksimum olarak akma mukavemet değeri taşınır ve bu mekik kesiti Őeklinde olan devamlı mukavemet alanını keser. Bu kesit noktası ile Y eksenindeki, yani tam dalgalı mukavemet değeri, bir doğru ile birleştirilir. Böylece pratikte geçerli olan üst mukavemet sınır çizgisi doğar. Bu kesit noktasının Y eksenine paralel doğru üzerindeki σ_{OR} çizgisine göre simetriği alt mukavemet sınır çizgisinin katlanma noktasını verir. Sonra mukavemet sınır çizgisi de tamamlanır.



Şekil 3.12 Smith'e göre sürekli mukavemet diyagramı. [25]

3.8.2 Soderberg diyagramı

Soderberg diyagramı genellikle düşük süneklığe sahip malzemeler için kullanışlıdır. Soderberg eğrisinde, yatay eksen, statik mukavemet sınırından elde edilen mukavemet değerleri ve ortalama gerilme değerleri kullanılır. Düşey eksen ise gerilme genliği ve tam değişken gerilmeden elde edilen mukavemet sınırı değeri kullanılır. Şekil 3.13'te Soderberg diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Soderberg diyagramı.

Soderberg diyagramına göre,

$\sigma_a = 0$ olduğu durum statik zorlanma halidir. Bu durum akma gerilmesinin olduğu durumdur. $\sigma_m = 0$ olduğu durum tam değişken zorlanma halidir. Burada S_e , daha önce bahsedilen limit yorulma gerilmesidir.

3.8.3 Goodman ve gerber diyagramı

Goodman ve Gerber tüm malzeme tipleri için kullanılabilmesine rağmen, Goodman gevrek malzemeler, Gerber ise sünek malzemeler için daha iyi bir tercih olmaktadır.

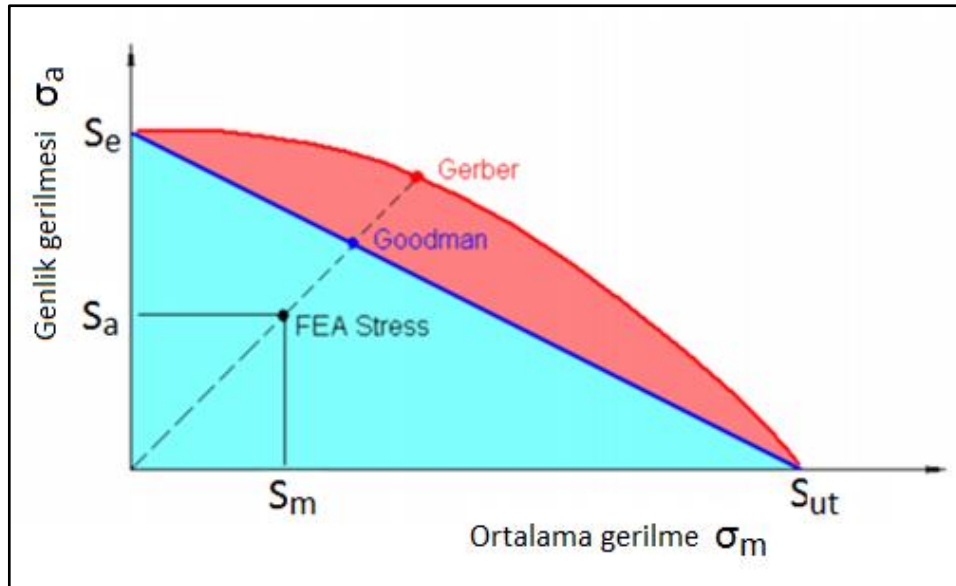
Goodman ve Gerber diyagramları, bir malzemenin kopma gerilmesi değeri (S_{ut}) ile limit yorulma gerilmesi (S_e) kullanılarak elde edilmektedir.

Goodman eğrisi, hesap edilen bu iki değer arasında lineer bir çizgi çizilerek elde edilir.

Gerber eğrisi ise bu iki değer arasında parabolik bir eğri çizilerek elde edilir. Bu eğrinin parabolik derecesi malzeme üzerinde yapılmış deneyler sonucu elde edilen verilere göre tespit edilmektedir.

Şekil 3.14'te S_m , herhangi bir düğüm noktasındaki ortalama gerilme, S_a ise gerilme genliğidir.

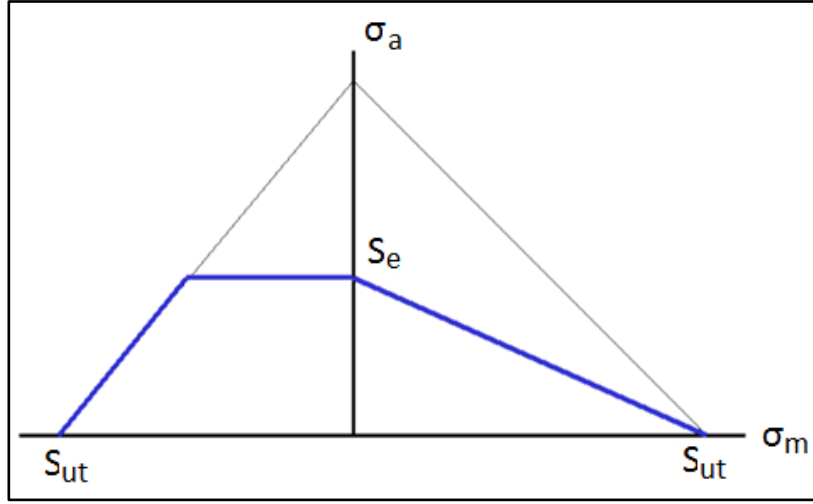
Yapılan analizde bu iki gerilme değerinin kesişimi olan nokta yeşil veya kırmızı bölge dışında kalmıyorsa gerilme kabul edilebilir sınırdadır.



Şekil 3.14 Goodman ve gerber eğrileri. [24]

Bir malzeme basma ve çekme gerilmesine maruz kaldığı durumda Goodman diyagramı Şekil 3.15'teki gibi kullanılmaktadır.

Şekilden de görülebildiği gibi ortalama gerilmenin negatif olduğu durumda malzeme daha dayanımlı gözükmektedir. Bunun sebebi gevrek malzemelerin basma mukavemetinin çekme mukavemetinden daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.15 Goodman diyagramının çekme ve basma durumu. [24]

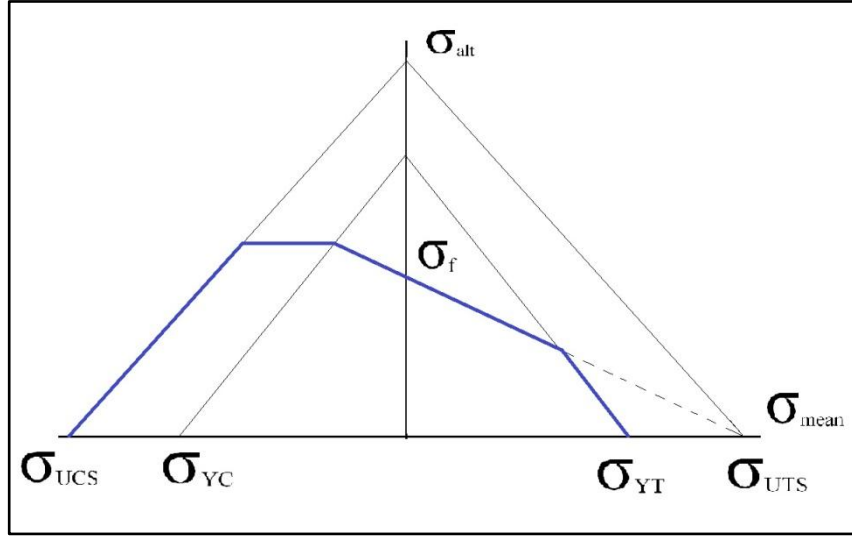
3.8.4 Haigh diyagramı

Haigh diyagramı, her malzeme için akma ve kopma dayanımı değerleri kullanılarak çizilen; statik gerilme analizi sonucunda elde edilen ortalama gerilme ve gerilme genliği değerlerinin üzerine yazılarak yapının emniyet payı(safety margin) değerinin belirlendiği diyagramdır. Bu diyagram yalnızca tek eksenli gerilme durumu için geçerlidir. Kullanılan malzeme değerlerine göre referans eğri çizilir. Analizi yapılan modelin sonsuz ömürlü çıkması için modeldeki tüm düğüm noktalarındaki gerilme değerlerinin bu eğrinin sınırladığı alanda kalması gerekmektedir. Yani referans eğrinin altı, verilen malzeme için sonsuz ömür değeridir. Hesaplanan emniyet payı değeri “1” değerine ne kadar yakınsa model yorulma açısından o kadar emniyetlidir.[25]

Haigh diyagramının kullanımı dört aşamadan oluşmaktadır;

- 1- Diyagramın çizilmesi
- 2- Diyagramın indirgenmesi
- 3- Servis yüklemelerinden elde edilen gerilme değerlerinin diyagramda yerine yazılması
- 4- Emniyet payının(safety margin) hesaplanması

Haigh diyagramı altı noktayla çizilir. Bu noktalar malzemenin çekme gerilmesi, akma gerilmesi ve yorulma süreklilik limiti(endurance limit) değerlerine göre belirlenir. Şekil 3.16' da örnek bir haigh diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.16 Haigh diyagramı. [24]

Haigh diyagramının çizimi kısaca anlatılacak olursa; ilk olarak x ekseninde bulunan malzemenin maksimum çekme gerilmesi noktası başlangıç kabul edilerek, y eksenindeki yorulma limit gerilmesinden geçen bir doğru çizilir. Daha sonra bu doğru, x eksenindeki malzeme akma gerilmesi değerinden 45°lik bir doğruyla kesilerek, diyagramın çekme gerilmesi kısmındaki emniyetli alan küçültülür. Yine aynı doğru diyagramın basma(sol) tarafından, x ekseninde bulunan çekme akması gerilme değeri başlangıç alınarak çizilen doğru 45°lik doğruyla kesilerek buradan sonra yatay eksene paralel bir yol izler ve son olarak y eksenindeki maksimum çekme gerilmesinden x eksenindeki aynı gerilme değerine uzanan doğruyla birleşerek x ekseninde nihayet bulur.

Demiryolu sektöründe özellikle bogi yorulma hesabında genel olarak kabul gören yaklaşım “Haigh” yaklaşımıdır. Bu çalışmada da yorulma analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde “Haigh diyagramı” kullanılmıştır.

4. BOĞİ YAPISI VE SONLU ELEMAN MODELİ

Bu bölümde, analizi yapılacak olan tramvay taşıyıcı bogisinin; geometrisi, malzeme özellikleri, katı modelden sonlu elemanlar modeline geçiş aşamaları anlatılmış ve ağ modele ait; eleman tipleri, eleman sayısı, kullanılan bağlantı elemanları, yay elemanları ve kütle elemanları hakkında bilgiler verilmiştir.

4.1 Kullanılan Malzemeler ve Birimler

4.1.1 Kullanılan birimler

| | |
|---------|---------------------|
| Uzunluk | : Milimetre(mm) |
| Kütle | : Kilogram (kg) |
| Kuvvet | : Newton (N) |
| Gerilme | : Mega paskal (MPa) |

4.1.2 Malzeme bilgileri

Tramvay araç modelimizde DIN EN 10025 standardına uygun olarak S355J2 G3 tipi malzeme seçilmiştir.

Malzeme Özellikleri:

- Elastizite Modülü = 210 GPa
- Poisson Oranı = 0,3
- Yoğunluk = 7800 kg/m³

Çizelge 4.1' de kullanılan malzemenin çeşitli kalınlıklar için akma ve kopma gerilmeleri verilmiştir.

Çizelge 4.1 Malzeme mekanik özellikleri.

| Mekanik Özellikler | | |
|---------------------------|-----------------------------------|--|
| Akma Gerilmesi | 355 MPa [d<16mm(kalınlık)] | 345 MPa [16mm<d<40mm(kalınlık)] |
| Kopma Gerilmesi | 510-680 MPa [d<3 mm(kalınlık)] | 410-630 MPa [3mm<d<100mm(kalınlık)] |

4.2 Bogi Geometrisi

Analizi yapılan taşıyıcı boginin yapısal elemanları genel olarak dört kısımdan oluşur; bu kısımlar Bölüm 2.3’ te “Yapısal Elemanlar” başlığı altında anlatılmıştır.

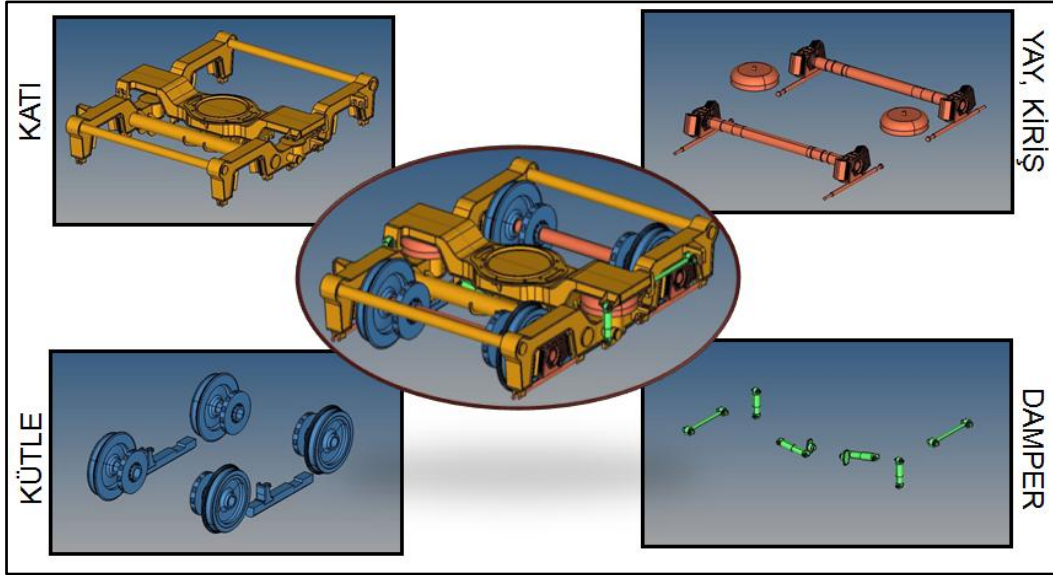
4.3 Boginin Sonlu Eleman Modeli

Tasarımı CATIA programında yapılan bogi modeli HYPERMESH programına aktarılmıştır.

Burada elemanlar modelleme açısından dört farklı bölüme ayrılmıştır. Bunlar;

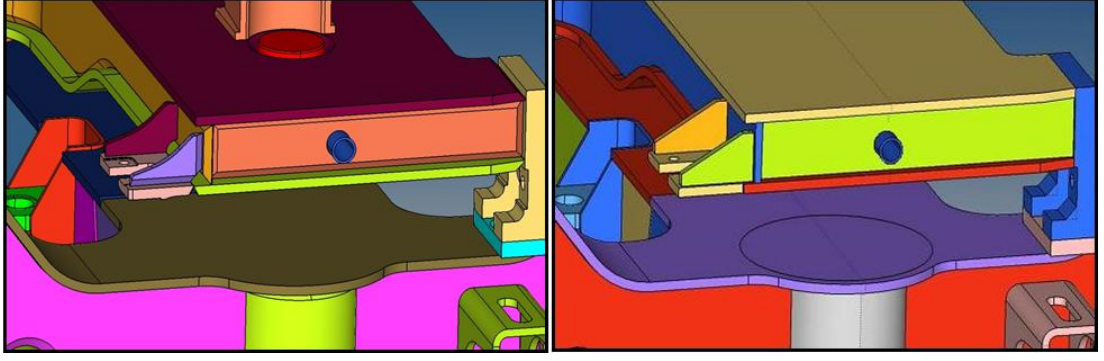
- Üzerine ağ tanımlanacak olan katı gövde,
- Yay ve kiriş eleman olarak modellenecek olan gergi kolu, aks, cer kolu, hava yayı ve çevron elemanlar,
- Asılı kütle olarak tanımlanacak olan fren diski, ray freni,
- Damper elemanlardır.

Şekil 4.1’ de bogi montajının dört bölüme ayrılmış hali gösterilmiştir.



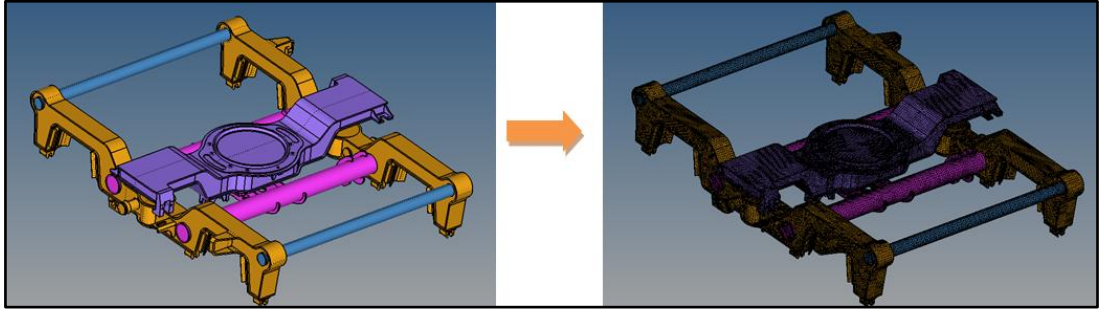
Şekil 4.1 Bogi montajı.

Sonlu elemanlar analizinde sivri köşeler ve dar geçişler istenmediği için ilk olarak yapı üzerinde genel bir düzenleme yapılmıştır. Kaynak ağızları gibi sivri uçlar düzeltilip birleştirilmiştir. Şekil 4.2’ de yapının geometrik düzenlemeden önce ve sonraki hali gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Bolster bölgesinin geometrik düzenlemeden önceki ve sonraki hali.

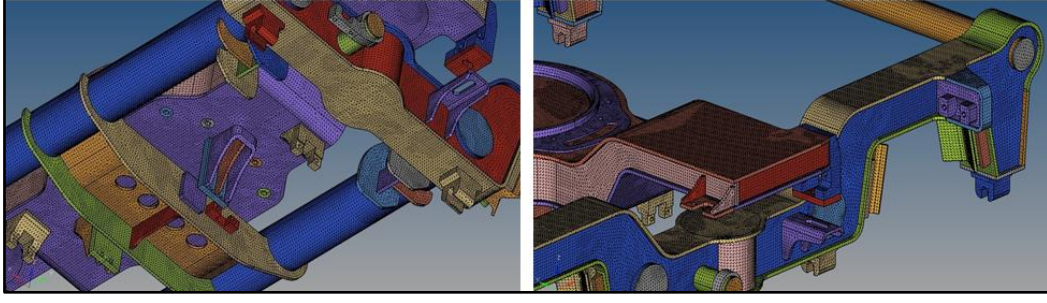
Daha sonra ağ eleman tanımlanmaya hazır hale gelen modelin her bir bileşenine ayrı ayrı eleman tanımlanarak ağ örme(meshing) işlemi tamamlanmıştır. Şekil 4.3’ de boginin geometrik modeli ve ağ modeli görülmektedir.



Şekil 4.3 Bogi geometrisi ve sonlu elemanlar modeli.

4.3.1 Ağ ve düğüm elemanları

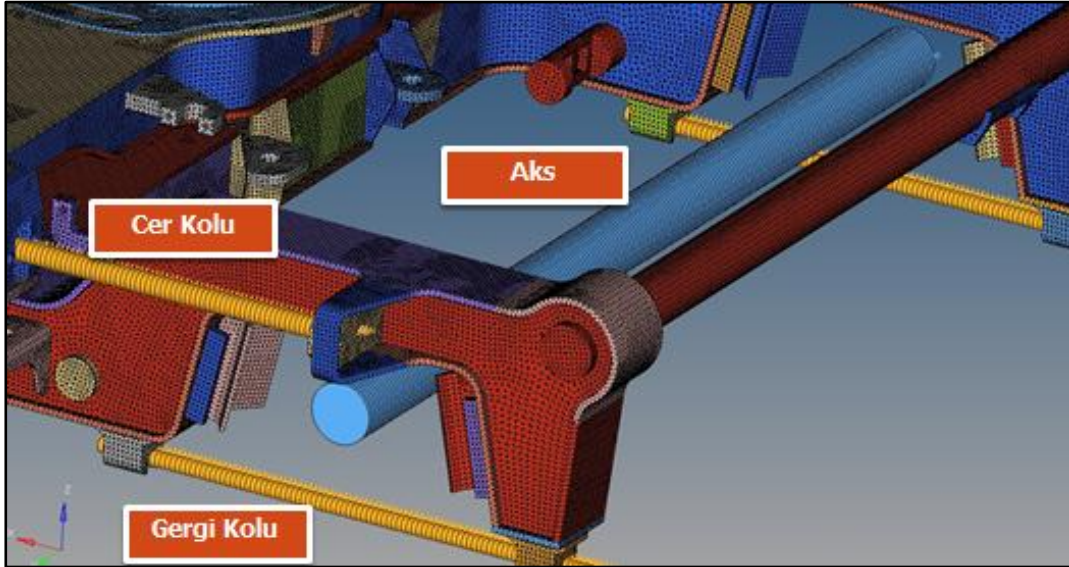
Katı ağ model oluşturulurken HYPERMESH yazılımı içinde bulunan “tetra4” elemanlar kullanılmıştır. Ayrıca 2. derece çözümler için model “tetra8” elemanlara dönüştürülmüştür. “Tetra4” 4 yüzlü ve 4 düğüm noktalı ağ elemanıdır. “Tetra8” ise bu elemanın 8 düğüm noktalıdır. Hazırlanan modelde boyutları 12mm ile 18mm arasında değişen 388.491 adet ağ elemanı ve 758.439 adet düğüm noktası bulunmaktadır. Bunun nedeni yapıyı oluşturan yan kiriş sac kalınlıklarının 12mm olmasıdır. Burada modele katı ağ tanımlandıktan sonra herbir yüzey için bu katı elemanlar üzerine bir de kabuk elemanlar oluşturularak çözümler bu şekilde yapılmıştır. Bunun nedeni yorulma çatlaklarının yüzeyden başlaması ve en yüksek gerilme değerlerine yüzeyde ulaşılmasıdır. Modelde 241.378 adet kabuk eleman bulunmaktadır. Ağ modelin bazı kesitleri Şekil 4.4’ te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Ağ modelden bazı örnek kesitler.

4.3.2 Bir boyutlu elemanlarla modellenen bölümler

Cer kolu (traction rod), gergi kolu (tension rod) ve aks, dairesel kesitli bileşenler olduklarından “çizgi ağ” (line mesh) elemanlar kullanılarak “kiriş” (beam) elemanlarla modellenmiştir. Bu modelleme yönteminde kesit merkezinden geçen bir çizgi çizilerek o çizginin üstü bir boyutlu elemanlara bölünmekte ve elemanlara çap değeri ve malzeme özellikleri girilerek gerçek geometriye benzetim yapılmaktadır. Şekil 4.5’ te bir boyutlu elemanlarla modellenen bileşenler gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Bir Boyutlu elemanlarla modellenen bileşenler.

4.3.3 Bağlantı tipi ve bağlantı elemanları

Cer kolu ve gergi kolu bağlantılarında “RBE2” elemanlar kullanılmıştır. RBE2 tipi eleman HYPERMESH yazılımında kullanılan bir boyutlu bağlantı elemanıdır.

Bir boyutlu bağlantı elemanları ağ(mesh) modellerde genellikle katı ve kabuk elemanlar arasında bağlantı oluşturmak için kullanılır. HYPERMESH içinde RBE2 ve RBE3 olmak üzere iki farklı tip bağlantı elemanı vardır.

RBE2 eleman, iki parçayı birbirine rijit olarak bağlamak için kullanılır. Bu bağlantı tipi, bir kaynak bağlantısında veya cıvatalı bağlantı yapılacak yerler için kullanılmalıdır. Bu bağlantıyla birbirine bağlanan elemanlar arasında sanki rijit bir bağ oluşur.

RBE3 eleman ise RBE2'nin aksine, iki parçayı birbirine bir anlamda elastik olarak bağlamak için kullanılır. Bu bağlantı tipi, bağlanan düğüm noktaları arasında güç dağılımını moment kolu esasına uygun olarak yapar. Yani bağlanılan düğüm noktaları elastik bir şekilde hareket edebilirler. Bu bağlantı tipi genellikle modellenmesi gerekmeyen donanımların nokta kütle (point mass) olarak tanımlanmasında, parçanın kütle merkezi ve bağlantı noktaları tanımlanırken kullanılır.

4.3.4 Yay elemanlarıyla modellenen bölümler

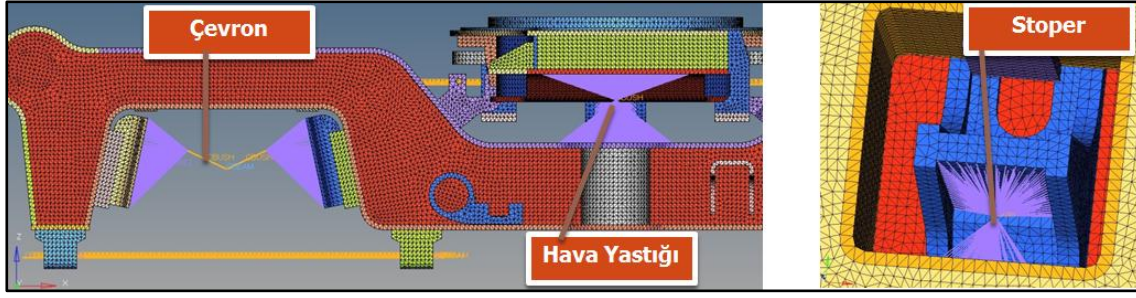
Birincil (çevron) ve ikincil (hava yastığı) süspansiyonların tanımlanmasında "CBUSH" eleman kullanılmıştır.

Ayrıca "y" ekseninde hareketi sınırlandıran durdurucu ve cer kolunun iki ucunda CBUSH elemanlar kullanılmıştır. CBUSH eleman tipi yapıda yay ve damperin olduğu yerlerde kullanılmaktadır. Çevron, hava yastığı, durdurucu(stoper) ve cer kolu kauçuğu için katılık değerleri CBUSH elemanın kontrol kartına girilmektedir. Bu değerler Çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Yay elemanların katılık değerleri.

| Yay Elemanı | Katılık Değerleri (N/mm) | | | | | |
|-------------------|--------------------------|------|------|--------|--------|--------|
| | X | Y | Z | ROT X | ROT Y | ROT Z |
| Çevron | 970 | 4000 | 4000 | 10^5 | 10^5 | 10^5 |
| Hava Yastığı | 4000 | 780 | 780 | 10^6 | 10^6 | 10^6 |
| Durdurucu(Stoper) | 40000 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Cer Kolu Kauçuğu | 40000 | 500 | 500 | 0 | 0 | 0 |

Şekil 4.6' da CBUSH elemanların kullanıldığı bazı kesitler gösterilmiştir.



Şekil 4.6 Yay eleman kullanılarak modellenen kesitler.

4.3.5 Kütle elemanlarıyla modellenen bölümler

Analizlerde yapısal bir etkisi olmayan, yük taşımayan donanımların model üzerine yalnızca kütleleri tanımlanmaktadır. Bu işlem HYPERMESH programı içinde nokta kütle (point mass) elemanlarla yapılmaktadır. Etki ettirilen kütlelerin bilgisi 5. Bölümde “kütle dağılımı” başlığı altında verilmiştir.

5. YORULMA YÜKLERİ

Bu çalışmada, yorulma yüklerinin hesaplanması ve sonlu elemanlar modeline uygulanmasında “TS EN 13749” standardı esas alınmıştır.

5.1 TS EN 13749 Bogilerin Yapısal İsterlerini Belirleme Metotları

5.1.1 Semboller ve birimler

Çizelge 5.1 Kuvvetler.

| Kuvvet | Pozisyon | Sembol | | |
|--------|---|----------|-------------|-----------|
| | | Statik | Yarı-statik | Dinamik |
| Dikey | Bogiye uygulanan kuvvet | F_z | | |
| | Yan çerçeve 1 veya yan taşıyıcı 1 üzerindeki kuvvet | F_{z1} | F_{z1qs} | F_{z1d} |
| | Yan çerçeveye 2 veya yan taşıyıcı 2 üzerindeki kuvvet | F_{z2} | F_{z2qs} | F_{z2d} |
| | Merkez pivot üzerindeki kuvvet | F_{zp} | F_{zpq} | F_{zpd} |
| | Gövde üzerindeki kuvvet | F_{zc} | | |
| Yanal | Bogiye uygulanan kuvvet | F_y | | |
| | 1. Akstaki kuvvet | F_{y1} | F_{y1qs} | F_{y1d} |
| | 2. Akstaki kuvvet | F_{y2} | F_{y2qs} | F_{y2d} |
| | Gövde üzerindeki kuvvet | F_{yc} | | |
| | Rüzgâr kaynaklı kuvvet | F_{wl} | | |
| Boyuna | Her tekerdeki kuvvet | F_{x1} | | |
| | Gövde üzerindeki kuvvet | F_{xc} | | |
| | Bogideki kuvvet | F_x | | |

Çizelge 5.2 İvmelenmeler.

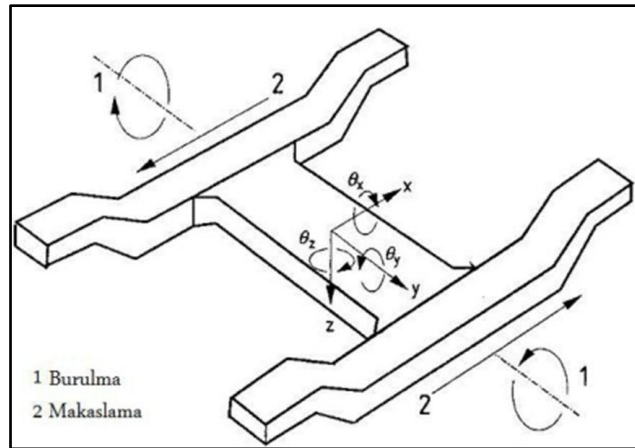
| İvmelenme (m/s^2) | Sembol | |
|--------------------------|-----------|--------------------------------|
| | Gövde | Bogi (Birincil asılı kısım) |
| Dikey | a_{zc} | a_{zb} |
| Yanal(dinamik) | a_{yc} | a_{yb} |
| Santrifüj (Yarı- Statik) | a_{ycc} | a_{ycb} |
| Boyuna | a_{xc} | a_{xb} |

Çizelge 5.3 Kütleler.

| Kütle (kg) | Sembol |
|----------------------------|--------|
| Hareket halindeki araç | M_v |
| Araç Gövdesi | m_1 |
| Bogi(Birincil asılı kısım) | m_2 |
| Boginin tamamı | m^+ |
| Aşırı yük | P_1 |
| Normal servis yükü | P_2 |

Çizelge 5.4 Diğer semboller ve birimler.

| Diğer | Sembol | Birim |
|--|--|----------|
| Rüzgâr basıncı | q | N/m^2 |
| Gerilme | σ | N/mm^2 |
| Maksimum gerilme | σ_{max} | N/mm^2 |
| Minimum gerilme | σ_{min} | N/mm^2 |
| Ortalama gerilme değeri | $\sigma_m=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2$ | N/mm^2 |
| Gerilme dögüsünün genliği | $\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2$ | N/mm^2 |
| Karoser (carbody) yüzey alanı | A_w | m^2 |
| Yuvarlanma katsayısı | α | |
| Sıçrama katsayısı | β | |
| Adezyon veya sürtünme katsayısı | μ | |
| Belirsizlik faktörü veya Emniyet faktörü | S_1 | |



Şekil 5.1 Koordinat sistemi.

Çizelge 5.5 Bogilerde hareketler ve deformasyonlar.

| Yön | Sembol | Açıklama |
|------------|------------|--|
| Boyuna | x | Hareket yönünde düzlemsel |
| Enine | y | Hareket yönüne dik, yol düzlemine paralel, düzlemsel |
| Dikey | z | Yol düzlemine dik lineer |
| Yuvarlanma | θ_x | Boyuna eksen etrafında dönme |
| Kafa vurma | θ_y | Enine eksen etrafında dönme |
| Yalpalama | θ_z | Dikey eksen etrafında dönme |
| Burulma | - | Yan çerçevelerin göreceli hareketi sonucu oluşan düzlem dışı hareket |
| Makaslama | - | Yan çerçevelerin boylamasına göreceli hareketi sonucu oluşan makaslama |

5.1.2 Sınıflandırma

TS EN 13749 standardı çok çeşitli ve farklı bogi tiplerini kapsar. Referans amacıyla bunlar kategorilere ayrılmış ve ihtiyaca göre kullanılması tavsiye edilmiştir. Bu standarda göre demiryolu araçları genel olarak yedi farklı sınıfa ayrılmıştır. Bunlar kısaca;

- Kategori B-I Ana hatlar ve şehirlerarasında yolcu taşıyan, yüksek ve çok yüksek hızlı demiryolu araçlarını da kapsayan bogilerdir, tahrikli veya tahriksiz olabilir;
- Kategori B-II İç ve dış banliyö hatlarında yolcu taşıyan demiryolu araçlarının bogileridir, tahrikli veya tahriksiz olabilir;
- Kategori B-III Metro ve hızlı transit demiryolu araçlarının bogileridir, tahrikli veya tahriksiz olabilir;
- Kategori B-IV Hafif metro araçları ve tramvayların bogileridir;
- Kategori B-V Tek kademeli süspansiyona sahip, yük taşıyan demiryolu araçlarının bogileridir;
- Kategori B-VI İki kademeli süspansiyona sahip, yük taşıyan demiryolu araçlarının bogileridir;
- Kategori B-VII Lokomotif bogileridir.

Bu çalışmada kullanılacak olan bogi modeli **B-IV tipi hafif metro araçları ve tramvay bogileri** sınıfında yer almaktadır. Bu yüzden hesaplamalarda B-IV tipi esas alınacaktır.

5.1.3 Araç yükleme koşulları

Araç yükleme koşulları Çizelge 5.6' da verilmiştir.

Çizelge 5.6 Yükleme koşulları.

| Kategori | Aşırı Yükleme P1 | Servis(yorulma) yükü P2 |
|-------------------|--|---|
| B-IV - Tramvaylar | Her koltuğa 1 yolcu Geçitler ve erişim alanlarında 6-8 yolcu / m ² Yolcu Kütlesi = 70-75 kg | Her koltuğa 1 yolcu Geçitler erişim ve servis alanlarında 6 yolcu / m ² Yolcu Kütlesi = 70-75 kg |

5.1.4 Çalışan bogideki yükler

İşletme koşullarında, bogiler aşağıda tanımlanan yüklere maruz kalırlar;

- Desteklenen aracın ağırlığı,
- Yükleme durumundaki değişiklikler,
- Araçtaki değişiklikler,
- Kurptaki durum,
- İvmelenme ve frenleme,
- Küçük raydan çıkmalar (düşük hızda balasta düşme vb.)
- Buffing etkileri,

Gerçekte yükler karmaşık bir şekilde birleştirilir ve bu nedenle yükleri hesaplamalarda tam olarak belirtmek zordur. Dolayısıyla, tekil olarak ya da birleştirilmiş olarak basitleştirilmiş bir şekilde yukarıdaki etkileri arasındaki yük durumlarında bir dizi gerçek yükleri temsil etmek analiz kolaylığı için genel bir uygulamadır.

Tasarım ve bogi çerçevesinin değerlendirilmesi için yaygın olarak benimsenen yaklaşım, yük durumlarını iki ana gruba göre bölmektedir.

Birinci grup statik yük durumlarını kapsar. Bu grup bir boginin çalışma ömrü boyunca nadiren meydana gelebilecek bu aşırı (olağanüstü) yükleme durumlarını temsil eder. Bir bogi yapısı, işlevselliğine zarar vermeyecek derecede uygulanan yüklere karşı dayanımlı olması gerekmektedir ya da yüklerin kaldırılması sonrasında kalıcı deformasyona uğramayacak şekilde olmalıdır.

İkinci grup yorulma yük durumlarını kapsar. Bu grup boginin normal çalışması durumunda meydana gelen yükleri temsil eder. Bu gibi durumlar yorgunluk başarısızlığı olmaksızın amaçlanan operasyonel (çalışma) gerekliliğini devam ettirmesi için boginin yeteneğini göstermek amacıyla kullanılır. Uygun olan durumlarda, hesaplamalarda düşük frekanslarda oluşan yarı-statik (quasi-statik) yükleme durumu alınabilir.

5.1.5 Hafif metro araçları ve tramvayların bogileri için yükleme örnekleri (Kategori B-IV)

5.1.5.1 Uygulama

Yük durumları bogilere tek olarak ya da mafsallı olarak çoklu bir şekilde uygulanabilir. Diğer yapılandırılmalı araçlar içinde, aynı ilkeler alternatif uygun tasarım yükleme durumlarını belirlemek için uygulanabilir.

5.1.5.2 Yükleme durumları

Temel Yükleme durumları aşağıda verilmiştir.

Normal işletme yüklemeleri için, belirli bir bogiye karşılık gelen ve yolcuları da içerecek şekilde etkin araç gövdesi kütlesi (m_1);

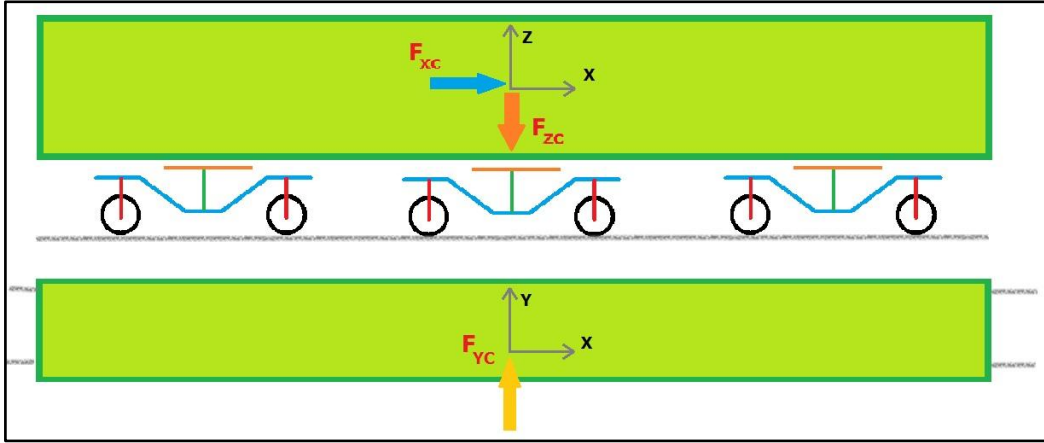
$$m_1 = (M_V + P_2) \frac{C}{100} - n_b \cdot m^+ \quad (5.1)$$

- M_V : Çalışma halindeki aracın kütlesi (Karoseri+bogi)
 P_1, P_2 : Çizelgede tanımlandığı gibi yolcuların kütleleri
 C : % olarak ifade edilen ilgili boginin tekerlek yükleri
 m^+ : Bogi kütlesi
 n_b : Her bir araçtaki bogilerin adedi

5.1.5.3 Temel yükleme durumları için genel açıklamalar

Araç Gövdesi Yükleri

Şekil 5.2' de bogi üzerine etkiyen gövde yükleri gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Araç gövdesi yükleri.

Boyuna Kuvvetler: Kütle merkezine uygulanır.

$$F_{xc} = m_1 \cdot a_{xc} \quad (5.2)$$

Yanal Kuvvetler: Kütle merkezine uygulanır.

$$F_{yc} = m_1 (a_{yc} + a_{ycc}) \quad (5.3)$$

Düşey Kuvvetler: Kütle merkezine uygulanır.

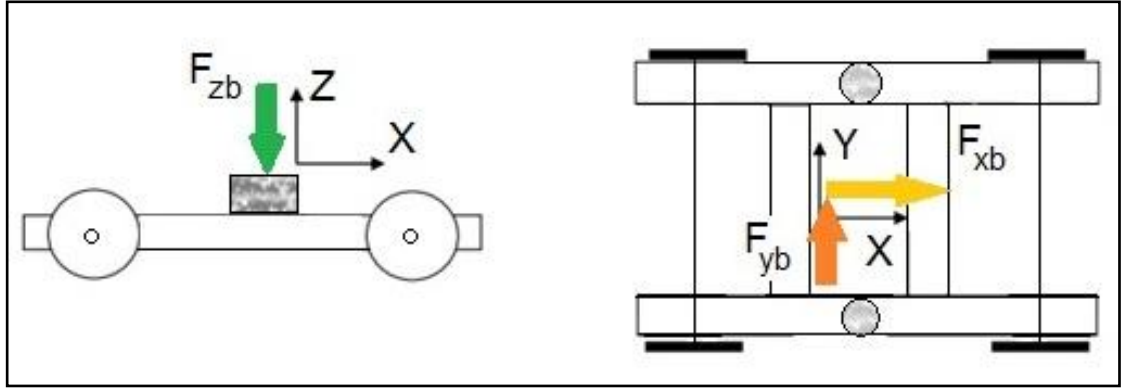
$$F_{zc} = m_1 (g + a_{zc}) \quad (5.4)$$

Yanal Kuvvetler (rüzgârdan kaynaklanan) : Araç kasası yan kısmının basınç merkezine uygulanır.

$$F_{xb} = m^+ \cdot 3g \quad (5.5)$$

Bogi çerçevesi (iskeleti) yükleri

Şekil 5.3' te bogi üzerine etkiyen bogi kaynaklı yükler gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Bogi üzerine etki eden kuvvetler.

Boyuna Kuvvetler: Kütle Merkezine uygulanır.

$$F_{xb} = m_2 \cdot a_{xb} \quad (5.6)$$

Yanal Kuvvetler: Kütle Merkezine uygulanır.

$$F_{xzc} = 3(F_{xc} + y_1) / x \quad (5.7)$$

Düşey Kuvvetler: Kütle Merkezine uygulanır.

$$F_{zb} = m_2(g + a_{zb}) \quad (5.8)$$

5.1.5.4 Araç kasası ve bogi arasındaki bağlantı yükleri

$$F_{xb} = m^+ \cdot 3g \quad (5.9)$$

5.1.5.5 Yorulma analizi senaryoları

TS EN 13749 standardında yorulma analizleri için normal servis yükleri kullanılarak üç senaryo altında analizlerin yapılması istenmiştir. Bunlar;

- 1- Makas bölgesi durumu
- 2- Düz yol durumu
- 3- Kurp durumu

5.2 Kütle Dağılımı

Analizi yapılacak aracın karoser, ekipman, iç ve dış kaplama kütleleri Çizelge 5.7' de ayrı ayrı gösterilmiştir. Boş araç toplam ağırlığı 8446,7 kg olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.7 Kütle dağılımı.

| Araç Dış İskelet Küteleri | | | Ekipman Küteleri | | |
|------------------------------|-----------|-------------------|------------------------------|-----------|-------------------|
| Yapı (Karoseri) | Kütle(kg) | Toplam Kütle(kg) | Ekipman Adı | Kütle(kg) | Toplam Kütle (kg) |
| Şase | 1619 | 4169,7 | Akü Kutusu | 200 | 1935 |
| Yan duvar | 869,7 | | Ray Freni Kutusu | 30 | |
| Çatı | 853 | | Hava Tankı | 15 | |
| Kupa | 200,4 | | A.T.C | 30 | |
| Körtük | 235,1 | | Invertor | 950 | |
| Motorlu Bogi Bağlantı Ringi | 75,9 | | Fren Rezistörü | 210 | |
| Taşıyıcı Bogi Bağlantı Ringi | 316,6 | | Klima | 500 | |
| Araç Kaplama Küteleri | | | Boş Araç Toplam Kütlesi (kg) | | |
| | Kütle(kg) | Toplam Kütle (kg) | 8446,7 | | |
| İç Kaplama | 796 | 2342 | | | |
| Dış Kaplama | 1546 | | | | |

5.3 Gövde Yüklerinin Farklı Noktadan Bogi Üzerine Tatbiki

Standartta F_{xc} , F_{yc} , F_{zc} ve F_{w1} olarak gösterilen gövde yüklerinin bogi üzerine kütle merkezinden etki ettirilmesi istenmiştir.

Şekil 5.4' te bu yükler mavi, yeşil, turuncu ve sarı olarak bogi üzerinde gösterilmiştir.

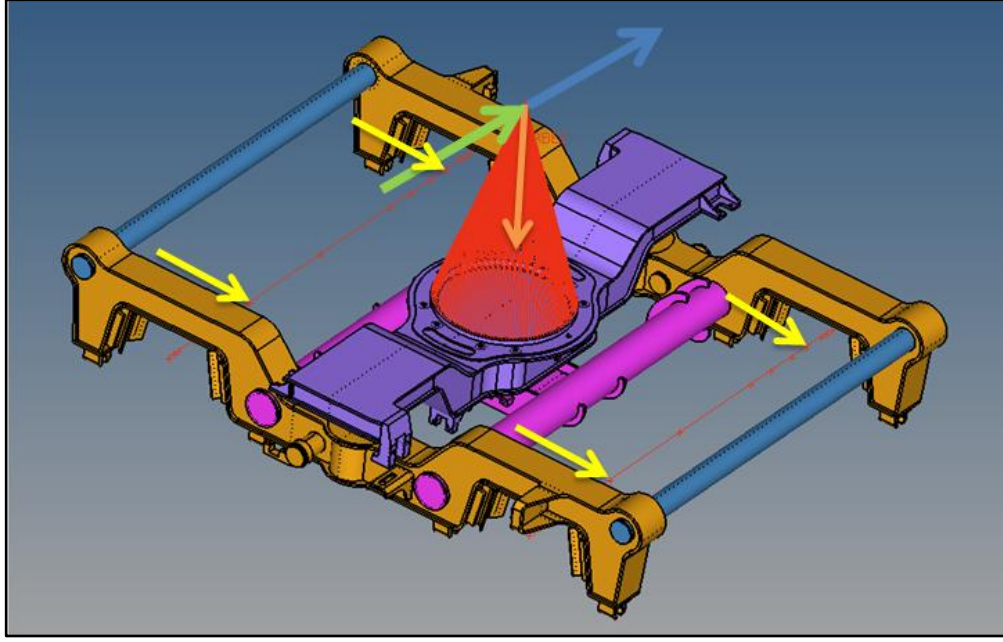
Mavi ok; rüzgâr yükü F_{w1} 'i,

yeşil ok; yanal kuvvetleri,

turuncu ok; düşey kuvvetleri,

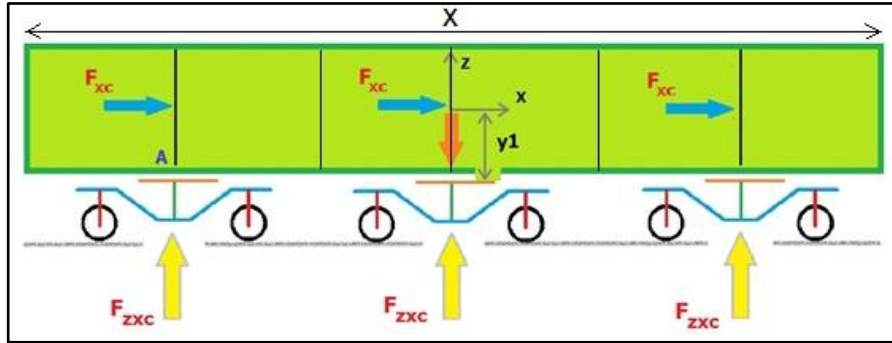
sarı ok ise; boyuna kuvvetleri temsil etmektedir.

Burada standarttan farklı olarak yapılacak olan; araç gidiş yönündeki(x) kuvvetlerin, araç kütle merkezinden tekerlek seviyesine indirgenmesi olacaktır. Bunun sebebi, x kuvvetinin y ve z kuvvetlerinin modele uygulandığı bölgeden uygulanması durumunda bolsterin dönmesidir. Bolster, araç gövdesiyle bağlantıyı sağlayan RBE2 eleman dışında bir elemanla tutulmadığı için x yönündeki kuvvetlerin tekerleklere indirgenmesi gerekmektedir. Bu indirgeme yapılırken yüklerin bu bölgelere göre momentleri de hesaba katılmalıdır.



Şekil 5.4 Çeşitli yüklerin bogi üzerinde gösterimi.

5.3.1 F_{xc} kuvvetinin tekerleklere uygulanması sonucunda oluşan moment etkisinin hesaplanması



Şekil 5.5 F_{xc} etkisinden kaynaklanan momentin hesaplanması.

A noktasına göre moment alınırsa;

$$F_{xc} \cdot y_1 + F_{xc} \cdot y_1 + F_{xc} \cdot y_1 = [F_{zxc} \cdot (2x) / 6] + [F_{zxc} \cdot (4x) / 6]$$

$$3 \cdot F_{xc} \cdot y_1 = F_{zxc} \cdot x$$

$$F_{zxc} = 3(F_{xc} \cdot y_1) / x \quad (5.10)$$

denklemini elde edilir.

F_{zxc} : Moment etkisi nedeniyle bogi üzerine gelen düşey kuvvet [N]

F_{xc} : Araç gövdesinin kütle merkezinden, bogi üzerine gelen boyuna kuvvet [N]

Araçın kütle merkezinin yerden yüksekliği $h_{vcg}=1510$ mm

İkinci süspansiyonun yerden yüksekliği $h_{ss}=880$ mm

y_1 : Araç kütle merkezi ile ikinci süspansiyon arasındaki düşey mesafe = 630 mm

x : Aracın uzunluğu = 25000 mm

5.3.2 Normal servis yüklemesi durumunda ivmelerin hesaplanması

TS EN 13749 standardının F.5.3 numaralı kısmında belirtilen, normal servis yüklemesi durumunda bogi üzerine uygulanacak olan araç gövdesi kaynaklı ve bogi kaynaklı ivmeler Çizelge 5.8’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.8 Normal servis yüklemesinde ivmeler.

| Servis Yüğü | Araç Gövdesi Kütleleri | | | | | Bogi Kütleleri | | | |
|---------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| | azc [m/s ²] | ayc [m/s ²] | aycc [m/s ²] | axc [m/s ²] | q[Nm ²] | azb [m/s ²] | ayb [m/s ²] | aycb [m/s ²] | axb [m/s ²] |
| Makas Bölgesi | 2,4 | 1,6 | - | - | 200 | 25 | 12 | - | - |
| Düz Yol | 1,2 | 0,9 | - | 1,452 | - | 8,5 | 4,5 | - | 1,452 |
| Kurp Bölgesi | 1,2 | 0,9 | 1 | 1,452 | - | 8,5 | 4,5 | 1 | 1,452 |

5.3.3 Normal servis yüklemesi durumunda kuvvetlerin hesaplanması ve uygulanması

Statik analizlerde malzemenin akma gerilmesine göre değerlendirme yapıldığı için yapıların maksimum zorlanma durumu dikkate alınıp aşırı yükleme koşulları kullanılırken; yorulma analizlerinde araçların normal servis yükleri dikkate alınmaktadır. TS EN 13749 standardında da yorulma analizi için üç farklı senaryo belirlenmiştir.

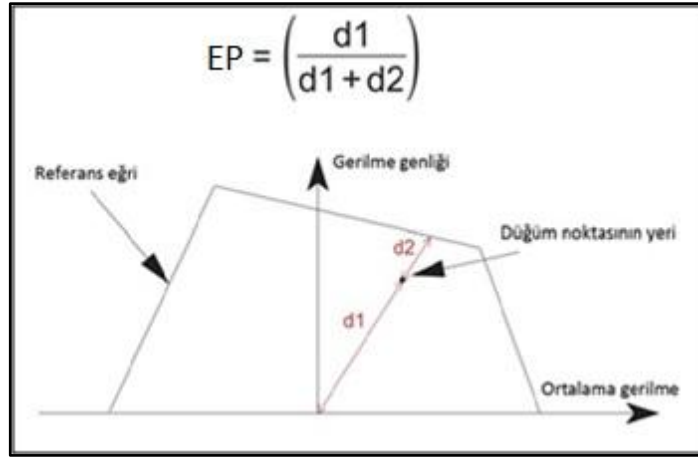
- 1- Makas bölgesinde servis yükü durumu;
- 2- Düz yolda servis yükü durumu;
- 3- Kurpta (virajda) servis yükü durumu;

Bu çalışmada da yukarıda belirtilen üç yükleme durumuna göre analizler yapılacaktır.

Boginin ivme değerleri ve hesaplanacak kütle değerlerinden yola çıkılarak her bir yükleme durumu için bir maksimum gerilme durumu (1.adım) bir de minimum gerilme durumu (2.adım) hesaplanacaktır. Çünkü yorulma analizi yapılacak olan modelde kritik görülen düğüm noktaları için maksimum ve minimum gerilme değerlerinin farkı alınarak buradan gerilme genliğine ve ortalama gerilmeye

geçilecek bu iki değerin “haigh diyagramı”nda yerine yazılmasıyla da ilgili noktaların yorulma açısından emniyetli olup olmadıkları incelenecektir.

Şekil 5.6’ da haigh diyagramının kullanımı anlatılmıştır. Kullanılan malzeme değerlerine gore referans eğri çizilir.(Bu eğrinin çizimi “düşük ve yüksek çevrimli yorulma“ kısmında anlatılmıştır.) Birinci ve ikinci adımdan gelen gerilme değerleri diyagramda yerine konarak bir düğüm noktası için “emniyet payı” değeri belirlenir. Analizi yapılan modelin sonsuz ömürlü çıkması için bu değerin 1’in altında olması gerekmektedir. Yani referans eğrinin altı, verilen malzeme için sonsuz ömür değeridir. Bu eğrinin üstünde çalışılacaksa sonlu ömür hesabı yapılarak her bir senaryo için çevrim sayılarının belirlenmesi gerekecektir. Bu çalışmada analizi yapılan bogi modeli için sonsuz ömre gore hesap yapıldığı için “haigh diyagramı” kullanılacaktır. Hesaplanan emniyet payı değeri “1” değerine ne kadar uzaksa o bölge yorulma açısından o kadar emniyetlidir.

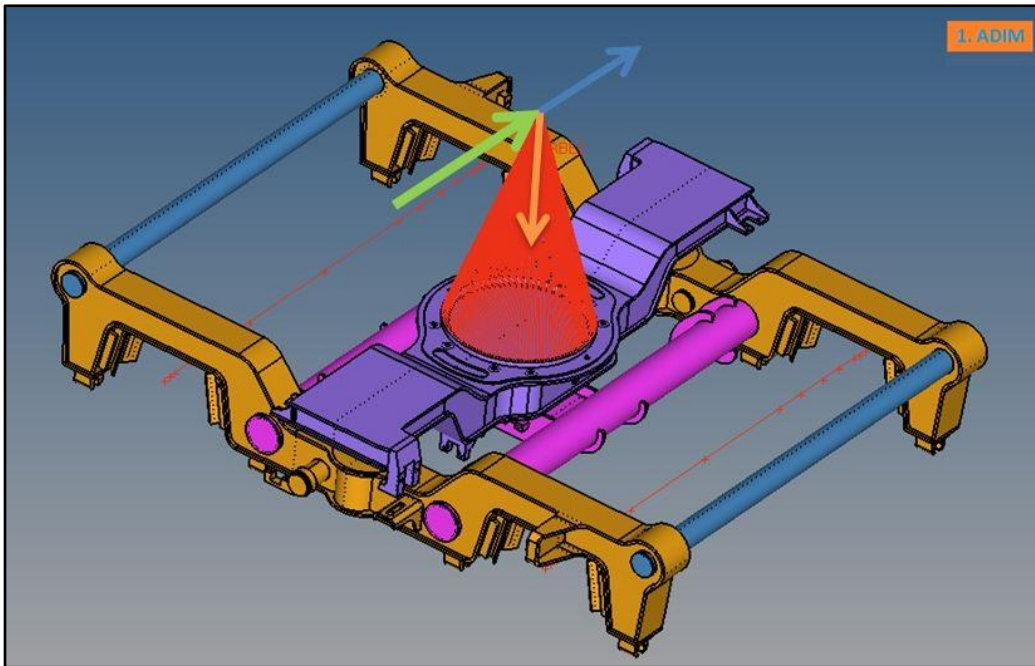


Şekil 5.6 Haigh diyagramı.

5.3.4 Makas bölgesi durumu

1. Adım

Bu durum için sınır şartları ve yüklerin uygulanma bölgeleri Şekil 5.7' de gösterilmiştir. Şekilde yeşil ok; Fyc kuvvetini, mavi ok; Fw1 kuvvetini, turuncu ok ise; Fzc kuvvetini temsil etmektedir. Bu kuvvetler aşağıda hesaplanmıştır. Bogi aks başlarından SPC elemanlarla tutulmuş ve üzerine uygulanan kuvvetler, bolster üzerindeki rulman iç bilezik çevresindeki düğüm noktaları ile araç kütle merkezi yüksekliğine atılan tek düğüm noktası arasına bağlanan RBE2 tipi eleman üzerinden uygulanmıştır.



Şekil 5.7 Makas bölgesi durumu birinci adım için sınır şartları.

Karoseri yan yüzey alanı $A_{1w} = 25 \text{ m}^2$,

Rüzgâr basıncı $q = 200 \text{ N/m}^2$

Yanal kuvvet $F_{w1} = A_{1w} * q = 5000 \text{ N}$

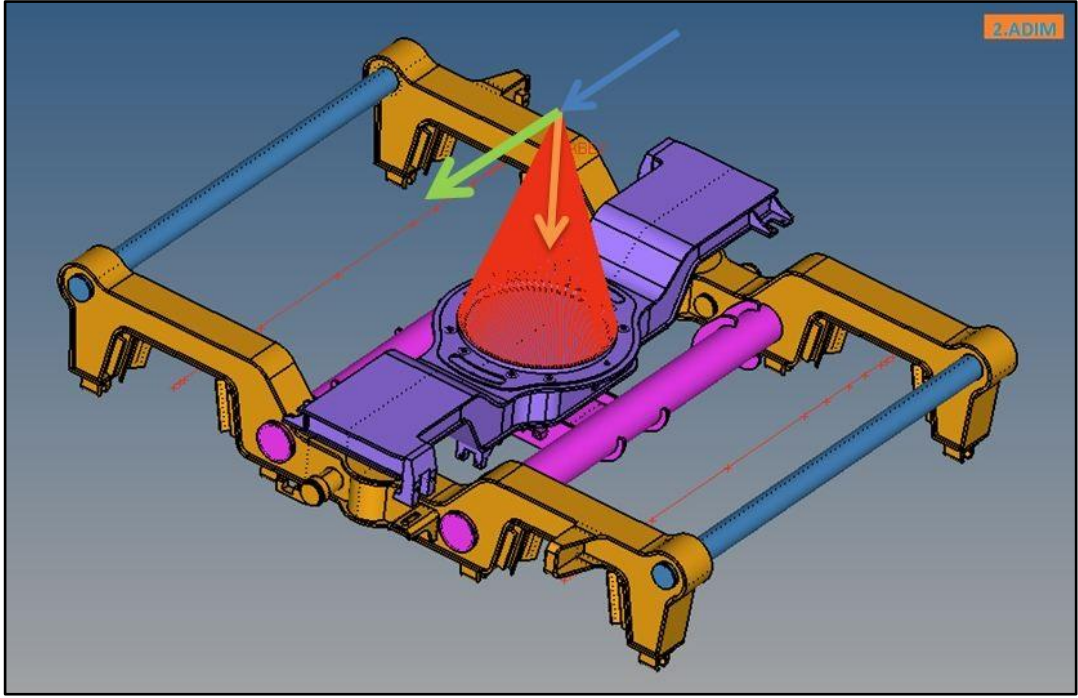
Çizelge 5.9 Makas bölgesinde bogi üzerine gelen maksimum yükler.

| | | | |
|--|--|---|---------|
| Boyuna Gelen Kuvvet [N] : | $F_{xc} = m1 * a_{xc}$ | = | 0 |
| Yanal Gelen Kuvvet [N] : | $F_{yc} = m1 * (a_{yc} + a_{ycc})$ | = | 26224 |
| Düşey Gelen Kuvvet [N] : | $F_{zc} = -m1 * (g + a_{zc})$ | = | -200122 |
| Moment Etkisiyle Araç Üzerinden İkinci Süspansiyona Gelen Kuvvet [N] | $F_{zxc} = (F_{xc} * (h_{vcg} - h_{ss}) / v1)$ | = | 0 |

2. Adım

Birinci adımda uygulanan kuvvetlerin yönü değiştirilerek minimum gerilmeler hesaplanmıştır.

Bu durum için sınır şartları ve yüklerin uygulanma bölgeleri Şekil 5.8'de gösterilmiştir. Koni biçiminde oluşturulan RBE2 elemanların tepe noktası aracın kütle merkezi hizasındadır. Sınır şartları ve kuvvetler buradan verilmiştir. Şekilde yeşil ok; F_{yc} kuvvetini, mavi ok; F_{w1} kuvvetini, turuncu ok ise; F_{zc} kuvvetini temsil etmektedir.



Şekil 5.8 Makas bölgesi durumu ikinci adım için sınır şartları.

Bu kuvvetler aşağıda hesaplanmıştır. Boginin aks başlarına SPC elemanlar atanarak hareket bu bölgelerden sınırlandırılmıştır.

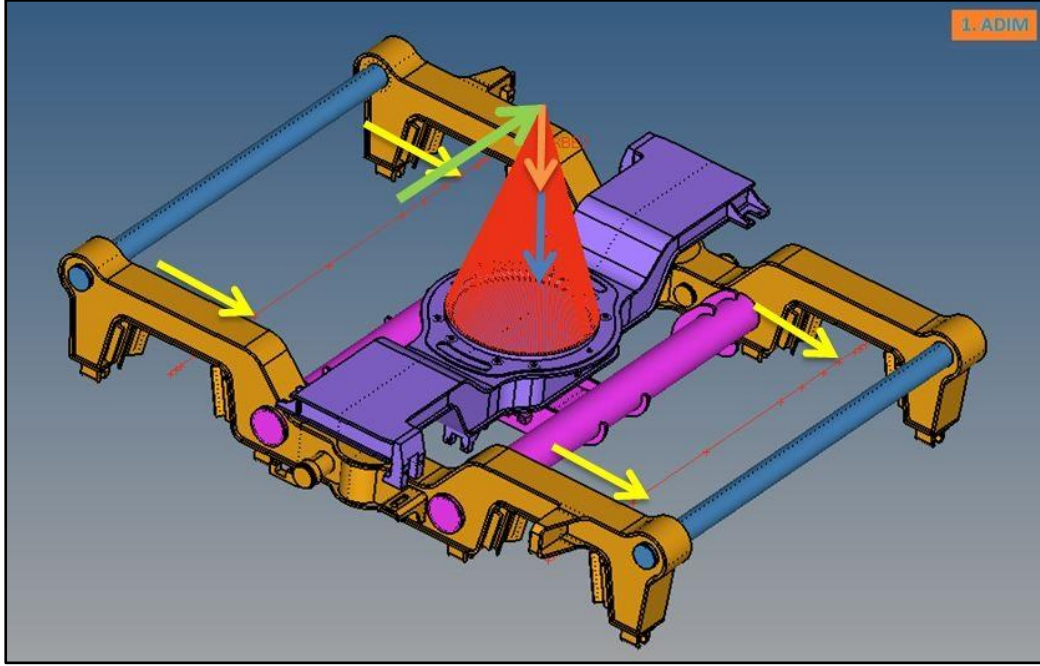
Çizelge 5.10 Makas Bölgesinde Bogi Üzerine Gelen Minimum Yükler.

| | | |
|---|--|-----------|
| Boyuna Gelen Kuvvet [N] : | $F_{xc} = -m1 * a_{xc}$ | = 0 |
| Yanal Gelen Kuvvet [N] : | $F_{yc} = -m1 * (a_{yc} + a_{ycc})$ | = -26224 |
| Düşey Gelen Kuvvet [N] : | $F_{zc} = -m1 * (g - a_{zc})$ | = -121450 |
| Moment etkisi Nedeniyle Araç Üzerinden İkinci Süspansiyona gelen kuvvet [N] | $F_{zxc} = -(F_{xc} * (h_{vcg} - h_{ss}) / v_l)$ | = 0 |

5.3.5 Düz yol durumu

1. Adım

Bu durum için sınır şartları ve yüklerin uygulanma bölgeleri Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Koni biçiminde oluşturulan RBE2 elemanların tepe noktası aracın kütle merkezi hizasındadır. Sınır şartları ve kuvvetler buradan verilmiştir. Şekilde yeşil ok; F_{yc} kuvvetini, mavi ok; F_{zxc} kuvvetini, turuncu ok ise; F_{zc} kuvvetini temsil etmektedir.



Şekil 5.9 Düz yol durumu birinci adım için sınır şartları.

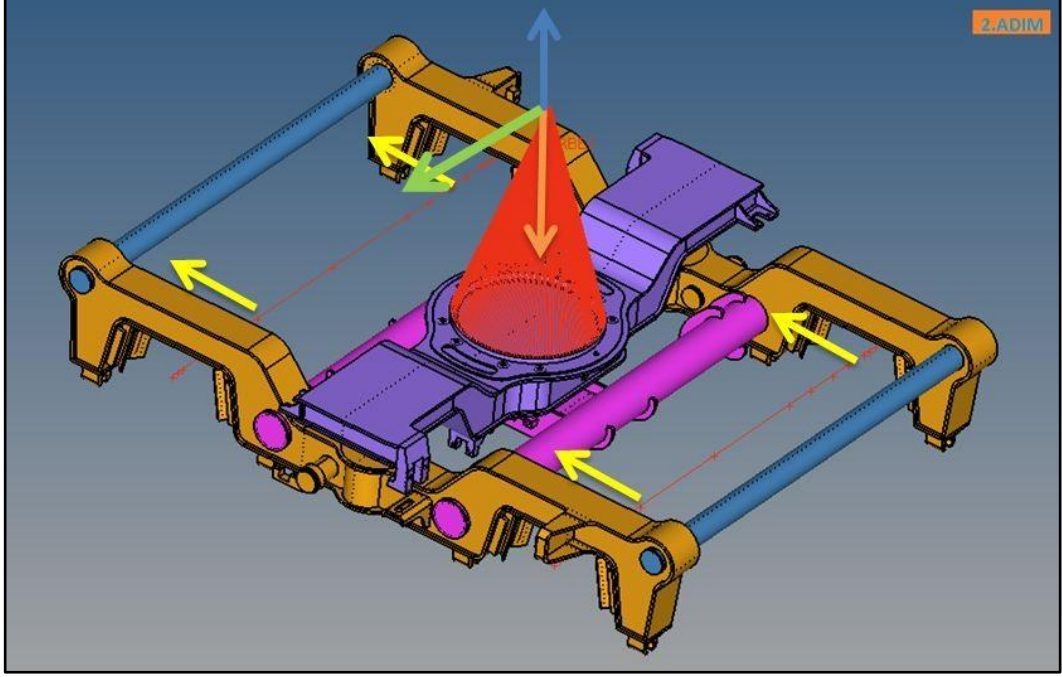
Bu kuvvetler aşağıda hesaplanmıştır. Boginin aks başlarına SPC elemanlar atanarak hareket bu bölgelerden sınırlandırılmıştır.

Çizelge 5.11 Düz Yolda Bogi Üzerine Gelen Maksimum Yükler.

| | | |
|--|---|-----------|
| Boyuna Gelen Kuvvet [N] : | $F_{xc} = m1 * a_{xc}$ | = 23798 |
| Yanal Gelen Kuvvet [N] : | $F_{yc} = m1 * (a_{yc} + a_{ycc})$ | = 14751 |
| Düşey Gelen Kuvvet [N] : | $F_{zc} = -m1 * (g + a_{zc})$ | = -180454 |
| Moment Etkisiyle Araç Üzerinden İkinci Süspansiyona gelen kuvvet [N]: | $F_{zxc} = (F_{xc} * (h_{vcg} - h_{ss}) / v_l)$ | = 600 |

2. Adım

Birinci adımda uygulanan kuvvetlerin yönü değiştirilerek minimum gerilmeler hesaplanmıştır. Bu durum için sınır şartları ve yüklerin uygulanma bölgeleri Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Koni biçiminde oluşturulan RBE2 elemanların tepe noktası aracın kütle merkezi hizasındadır. Sınır şartları ve kuvvetler buradan verilmiştir. Şekilde yeşil ok; Fyc kuvvetini, mavi ok; Fzxc kuvvetini, turuncu ok ise; Fzc kuvvetini temsil etmektedir.



Şekil 5.10 Düz yol durumu ikinci adım için sınır şartları.

Bu kuvvetler aşağıda hesaplanmıştır. Boginin aks başlarına SPC elemanlar atanarak hareket bu bölgelerden sınırlandırılmıştır.

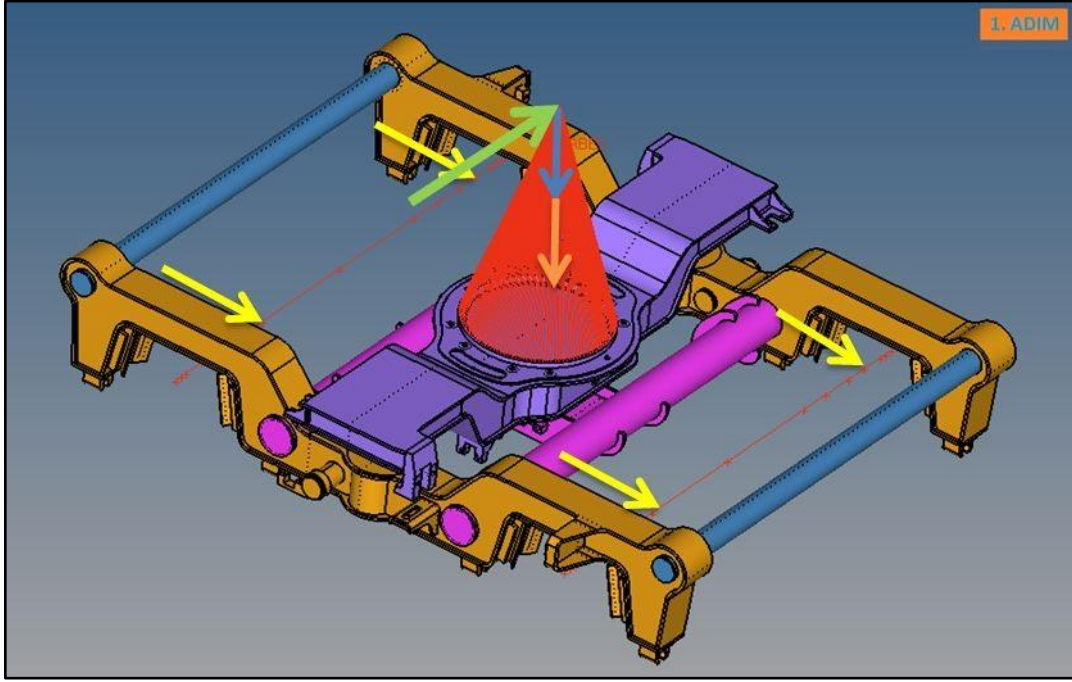
Çizelge 5.12 Düz Yolda Bogi Üzerine Gelen Minimum Yükler.

| | | |
|--|---|-----------|
| Boyuna Gelen Kuvvet [N] : | $F_{xc} = -m1 * a_{xc}$ | = -23798 |
| Yanal Gelen Kuvvet [N] : | $F_{yc} = -m1 * (a_{yc} + a_{ycc})$ | = -14751 |
| Düşey Gelen Kuvvet [N] : | $F_{zc} = -m1 * (g - a_{zc})$ | = -141118 |
| Moment Etkisiyle Araç Üzerinden İkinci Süspansiyona gelen kuvvet [N] | $F_{zxc} = -(F_{xc} * (hvcg - hss) / vl)$ | = -600 |

5.3.6 Kurp (Viraj) durumu

1. Adım

Bu durum için sınır şartları ve yüklerin uygulanma bölgeleri Şekil 5.11’de gösterilmiştir. RBE2 elemanların tepe noktası aracın kütle merkezi hizasındadır. Sınır şartları ve kuvvetler buradan verilmiştir. Şekilde yeşil ok; Fyc kuvvetini, mavi ok; Fzxc kuvvetini, turuncu ok ise; Fzc kuvvetini temsil etmektedir.



Şekil 5.11 Kurp durumu birinci adım için sınır şartları.

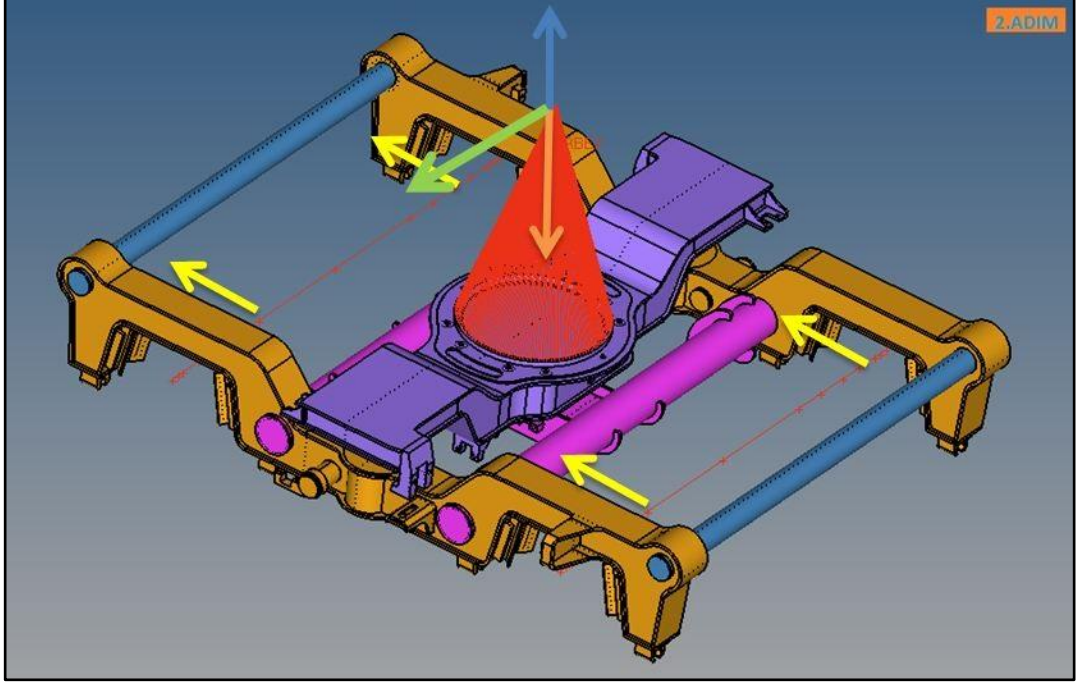
Bu kuvvetler aşağıda hesaplanmıştır. Boginin aks başlarına SPC elemanlar atanarak hareket bu bölgelerden sınırlandırılmıştır.

Çizelge 5.13 Kurpta Bogi Üzerine Gelen Maksimum Yükler.

| | | |
|--|--|-----------|
| Boyuna Gelen Kuvvet [N] : | $F_{xc} = m1 * a_{xc}$ | = 23798 |
| Yanal Gelen Kuvvet [N] : | $F_{yc} = m1 * (a_{yc} + a_{ycc})$ | = 31141 |
| Düşey Gelen Kuvvet [N] : | $F_{zc} = -m1 * (g + a_{zc})$ | = -180454 |
| Moment Etkisiyle Araç Üzerinden İkinci Süspansiyona gelen kuvvet [N] | $F_{zxc} = (F_{xc} * (h_{vcg} - h_{ss}) / v1)$ | = 600 |

2. Adım

Bu durum için sınır şartları ve yüklerin uygulanma bölgeleri Şekil 5.12'de gösterilmiştir. RBE2 elemanın tepe noktası aracın kütle merkezi hizasındadır. Sınır şartları ve kuvvetler buradan verilmiştir. Şekilde yeşil ok; Fyc kuvvetini, mavi ok; Fzxc kuvvetini, turuncu ok ise; Fzc kuvvetini temsil etmektedir.



Şekil 5.12 Kurp durumu ikinci adım için sınır şartları.

Bu kuvvetler aşağıda hesaplanmıştır. Boginin aks başlarına SPC elemanlar atanarak hareket bu bölgelerden sınırlandırılmıştır.

Çizelge 5.14 Kurpta bogi üzerine gelen minimum yükler.

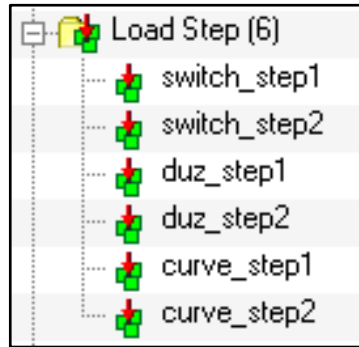
| | | |
|---|---|-----------|
| Boyuna Gelen Kuvvet [N] : | $F_{xc} = -m1 * a_{xc}$ | = -23798 |
| Yanal Gelen Kuvvet [N] : | $F_{yc} = -m1 * (a_{yc} + a_{ycc})$ | = -31141 |
| Düşey Gelen Kuvvet [N] : | $F_{zc} = -m1 * (g + a_{zc})$ | = -141118 |
| Moment Etkisiyle Araç Üzerinden İkinci Süspansiyona gelen kuvvet [N] | $F_{zxc} = (F_{xc} * (h_{vcg} - h_{ss}) / v_l)$ | = 600 |

6. YORULMA ANALİZLERİ

Bu bölümde, “yorulma yükleri” bölümünde sınır şartları anlatılan yorulma senaryoları için analizlerin yapılma şekli ve analiz sonucu bilgilerine yer verilmiştir. Sırasıyla; hazırlanan model üzerine yorulma senaryolarında belirtilen yüklerin uygulanması, kullanılacak malzemenin program içinde tanımlanması ve model üzerine atanması, daha önce sınır şartları anlatılan modelin program içinde çözdürülmesi basamakları anlatılmıştır. Son olarak, “sonuçların okunması” başlığı altında analizden elde edilen sonuçların süzülmesi ve değerlendirilmesi amacıyla EXCEL programına aktarılması detaylı olarak gösterilmiştir.

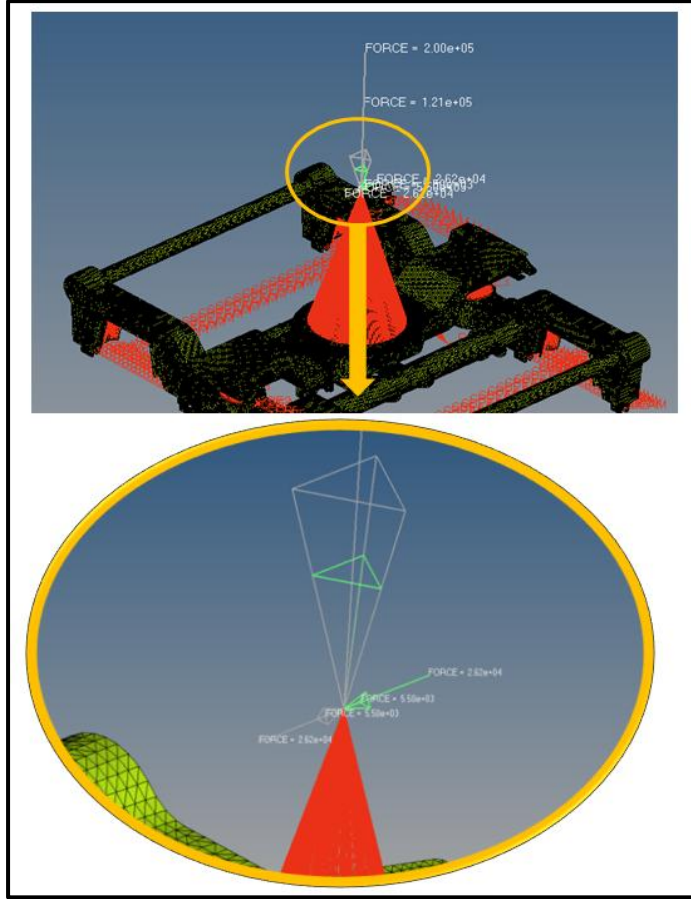
6.1 Yüklerin Model Üzerine Uygulanması

Öncelikle her bir senaryo için yukarıda hesaplanan yükler model üzerine tanımlanarak ayrı ayrı isimlendirilmiştir. Şekil 6.1’de “step1” ile ifade edilen yükleme durumları, herbir senaryo için maksimum gerilmeyi elde etmek için yapılan yüklemeyi; “step2” ismiyle tanımlananlar ise minimum gerilmeyi elde etmek için yapılan yüklemeyi temsil etmektedir.



Şekil 6.1 Yüklerin program içinde sınıflandırılması.

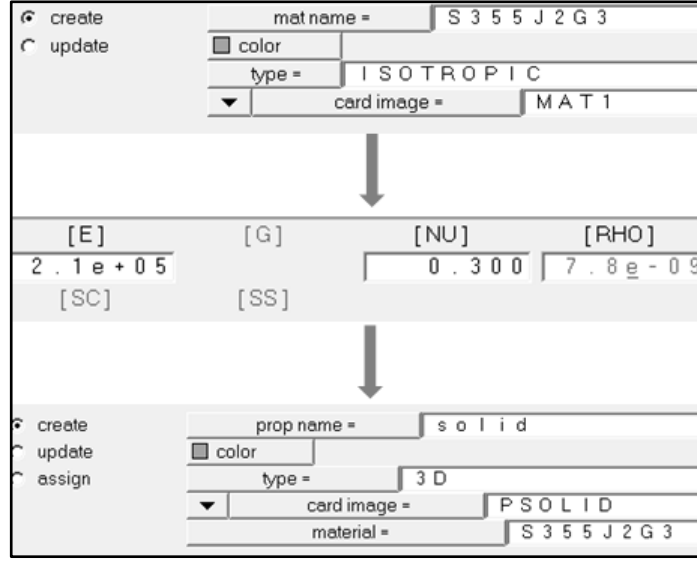
Yüklerin HYPERMESH arayüzündeki görünümü Şekil 6.2’de görülmektedir. Şekilde gri renkli yükler makas durumu için birinci adım yüklerini, yeşil renkte olanlar ise yine aynı durum için ikinci adım yüklerini göstermektedir.



Şekil 6.2 Birinci ve ikinci adım yüklerinin gösterimi.

6.2 Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması

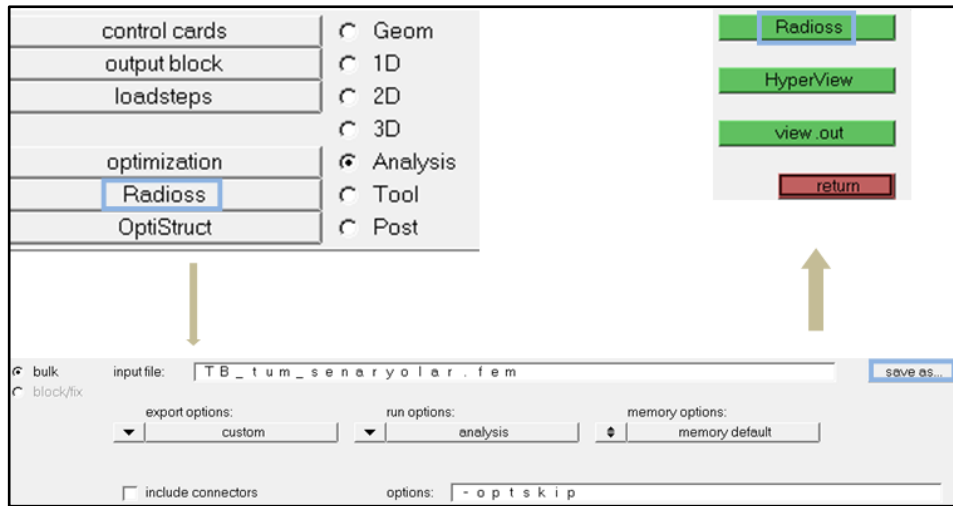
Dördüncü bölümde özellikleri verilen bogi malzemesinin, model üzerinde de tanımlanması için sırasıyla; menüden material, create tuşları kullanılarak kullanılacak çelik malzeme HYPERMESH içinde oluşturulmuştur. İkinci adım olarak program içinde malzemenin ağ elemanlar üzerine tanımlanabilmesi için sırasıyla; property, create tuşları kullanılarak “özellikler” oluşturulmuştur. Burada ağ eleman katı olduğu için seçenekler içinden solid ve 3D seçilerek son olarak “assign” tuşu yardımıyla elemanlar üzerine bu özellikler tanımlanmıştır. Şekil 6.3’te bu işlem şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.3 HYPERMESH arayüzünde malzemenin tanımlanması.

6.3 Modelin Çözdürülmesi

Analize hazır hale gelen sonlu elemanlar modeli için, menüden sırasıyla analysis ve radioss tuşları kullanılarak çözümün yapılacağı dosya seçilerek kaydedilmiş ve son kez radioss tuşuna basılarak analiz başlatılmıştır. Lineer statik olarak yapılan bu çözümün işlem aşamaları Şekil 6.4'te şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.4 Modelin çözdürülmesi.

Modelin çözüm işlemi 8 çekirdek, 48 GB rama sahip bir çözücü bilgisayarda 2 saat 12 dakika sürmüştür. Elemanlar üç boyutlu olduğu için eleman boyutunun yarıya düşürülmesiyle çözüm süresinin bu değerin 8 katına çıkabileceği öngörülmektedir.

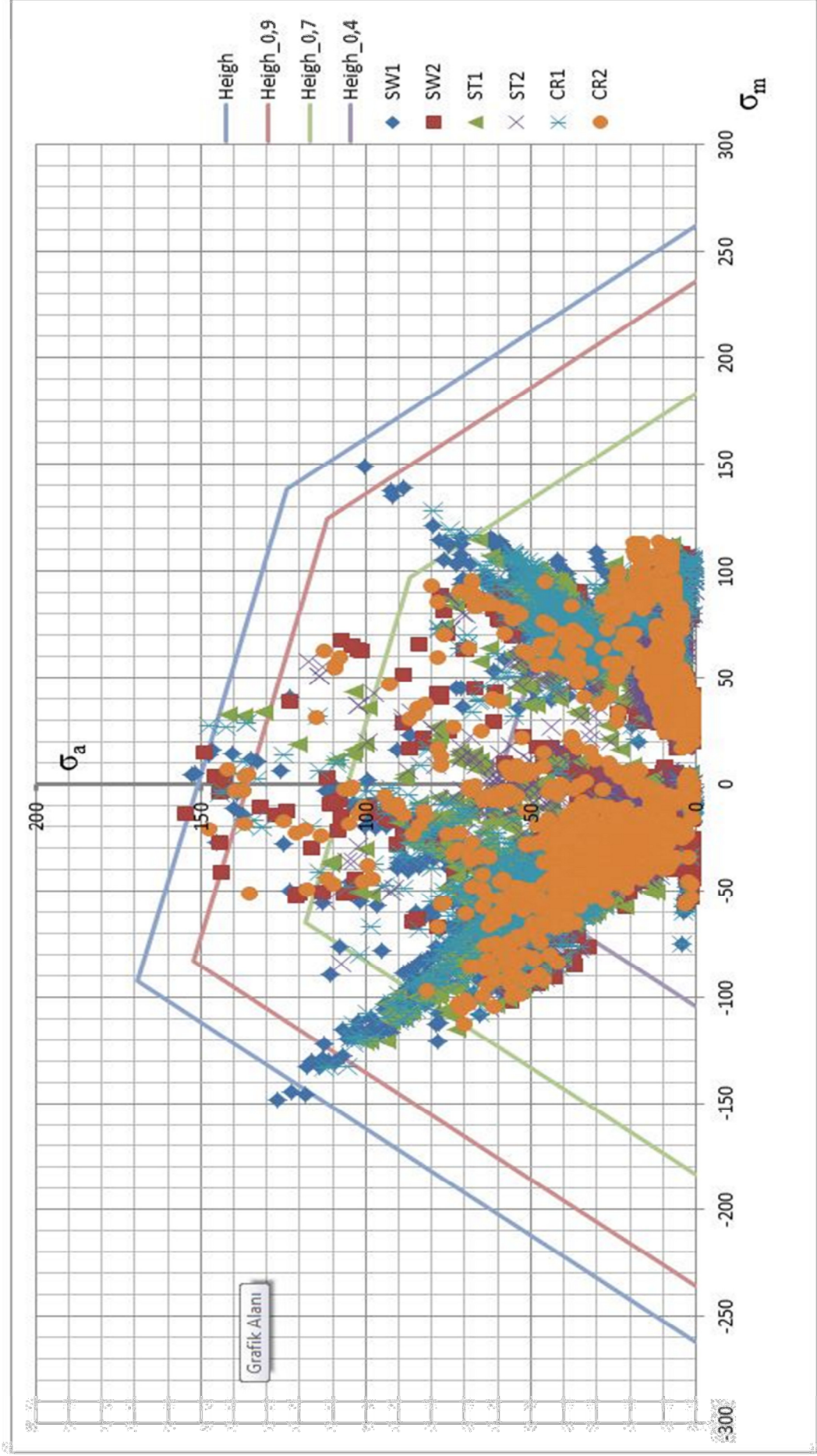
6.4 Sonuçların Okunması

özümü tamamlanan model için analiz sonuçlarına HYPERVIEW arayüzünde bakılırken model üzerindeki katı elemanlar gizlenerek sadece kabuk elemanlar bırakılmış ve HYPERMESH programında sırasıyla en büyük ve en küçük asal gerilme değeri olan P1 ve P3 gerilmeleri okunmuştur. Gerilme değeri 100 MPa'dan büyük olan elemanların listeleri hazırlanarak, EXCEL formatında çıktıları alınmıştır.

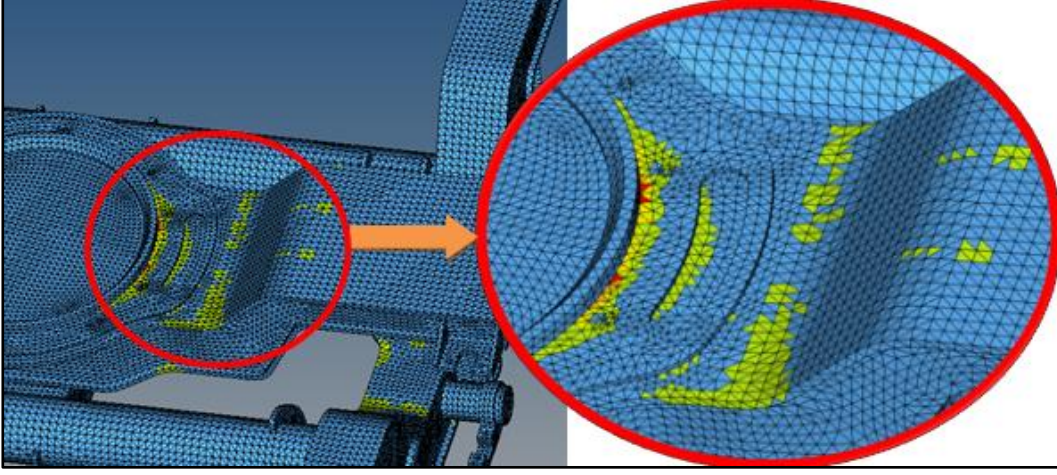
EXCEL programına aktarılan gerilme değeri (3.1) ve (3.2) numaralı denklemlerde yerine konularak; herbir eleman için σ_a ve σ_m değeri hesaplatılmış ve bu değeri üçüncü bölümde çizim esasları anlatılan haigh diyagramı üzerinde işaretlenmiştir. Haigh diyagramında elemanların emniyet payının belirlenmesi amacıyla eğri; 0.9, 0.7 ve 0.4'lük katsayılarla indirgenmiş ve birbirine paralel dört eğri çizilmiştir. Şekil 6.5' te 6 farklı senaryo için analiz sonuçlarından çıkan ortalama gerilme ve gerilme genliği değeri göre hazırlanan Haigh diyagramı görülmektedir.

Yapılan analiz sonucunda 1690 elemanın % 40'lık eğrinin altında kaldığı, 67 elemanın % 40 ila % 70 arasında, 20 elemanın ise % 90'lık eğri ile gerçek haigh eğrisi arasında kaldığı gözlenmiştir. Bu sonuçlara göre 4 eleman ise Haigh eğrisini aşarak yorulmaya göre sonlu ömürlü bölgede yer almışlardır.

Şekil 6.5' te görülen Haigh diyagramındaki düğüm noktaları buldukları bölgelere göre HYPERVIEW içinde renklendirilmiştir.Şekil 6.6 ve 6.7'de Haigh eğrisini aşan yani sonlu ömürlü bölgede bulunan elemanlar kırmızı, Haigh'e göre %10'dan az emniyet payına sahip elemanlar turuncu, % 30'dan az emniyetli elemanlar sarı, %60'tan az emniyetli elemanlar ise açık yeşil renkte gösterilmiştir.

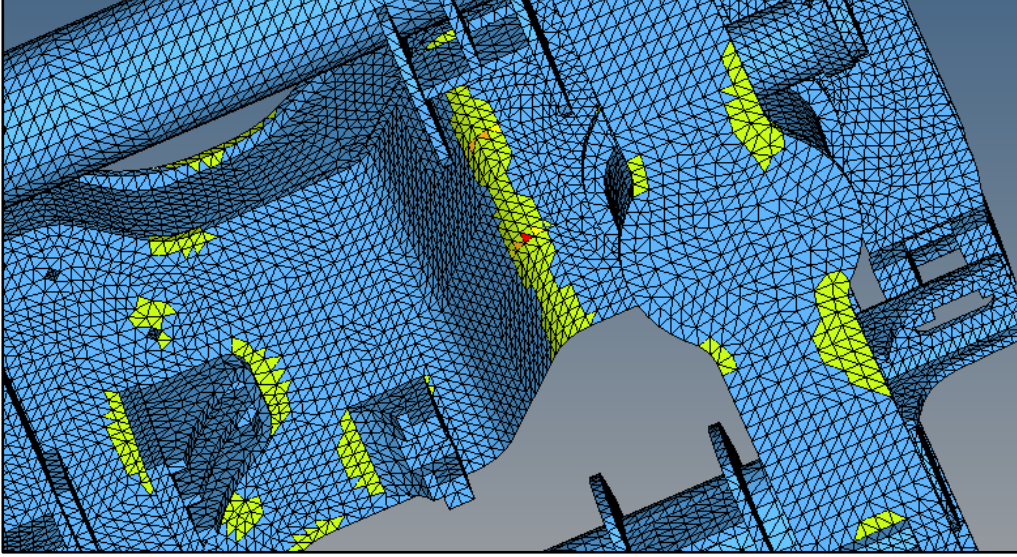


Şekil 6.5 S355J2 Malzemenin Haigh Diyagramı



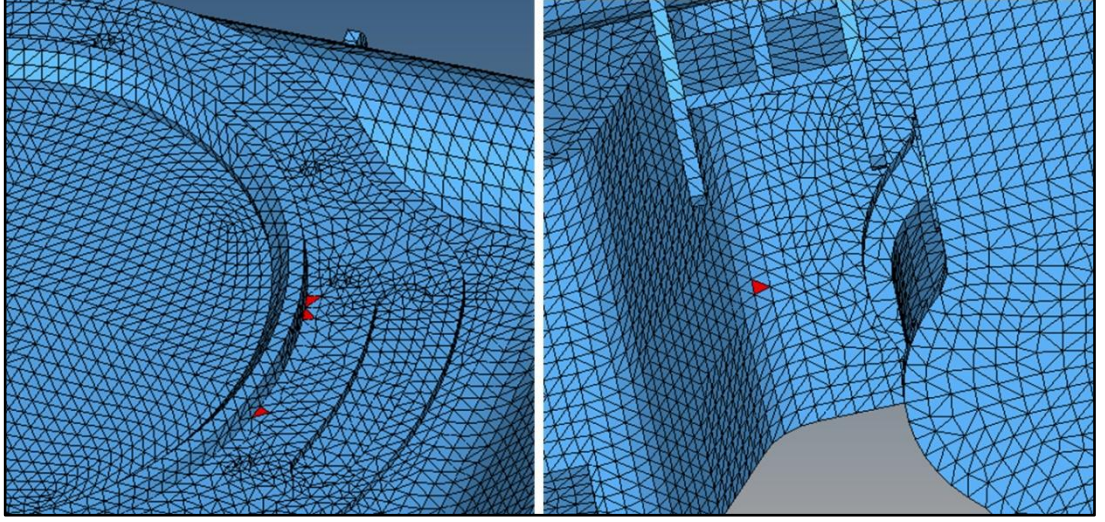
Şekil 6.6 Bolster bölgesinde kritik kesitler.

Mavi renkteki elemanlar yorulma açısından oldukça emniyetlidir. Bu elemanların gerilme seviyeleri yorulma bölgesinden en az % 60 aşağıdadır.



Şekil 6.7 Boylamsal yan kiriş bölgesinde kritik kesitler.

Bu renklerin nihai amacı, boğide yorulma dağılımı açısından fikir edinebilmektir. Sadece yorulma sınırını aşan noktalara bakmak istersek karşımıza 4 farklı nokta çıkmaktadır. Bunların üçü döner halka çevresinde birbirine yakın bölgelerde birisi de yanal kiriş alt yüzünde radyüslü bölgededir. Bu düğüm noktaları Şekil 6.8’ de kırmızı renkle gösterilmiştir.



Şekil 6.8 Bogi üzerinde yorulma limitini aşan bölgeler.

Burada dikkat çeken bir husus yorulma davranışının von Mises gerilmeleri ile paralel hareket ediyor olmasıdır. Yanal kiriş alt yüzeyinde yorulma limitini aşan eleman, von Mises gerilmelerine göre de maksimum gerilmenin görüldüğü noktadır.

7. SONUÇ

Yapılan çalışmada ilk olarak bogilerin geometrik yapılarından ve elemanlarından ayrıntılı olarak bahsedilmiş, üçüncü bölümde yorulma kavramı üzerine teorik ve pratik bilgiler verilmiştir. Dördüncü bölümde boginin katı modelden ağ modele dönüştürülme aşamaları ayrıntılı olarak anlatılmış ve kullanılan eleman tipleri hakkında bilgiler verilmiştir. Beşinci bölümde, bogiler için yorulma yüklerinin belirlendiği standartlara atıf yapılarak yorulma yükü hesabı yapılmıştır. Altıncı bölümde bu yüklerin hazırlanan sonlu elemanlar modeli üzerine uygulanması ve modelin çözdürülmesi anlatılmıştır.

Yapılan analizler sonucunda, boginin 2 ayrı bölgesinde olmak üzere toplam 4 noktasında yorulma açısından sonsuz ömür sınırının aşıldığı görülmüştür. Haigh diyagramına göre eğri üstünde kalan bu bölgelerde yeterli iyileştirmelerin yapılmaması halinde, belli bir çevrim sayısından sonra yorulma çatlaklarının meydana gelmesi olasıdır. Altıncı bölümde belirtildiği gibi bu analizde dikkat çekici bir husus yorulma durumunun von-mises gerilmeleriyle paralellik göstermesidir.

Buradan yola çıkılarak, yorulma sınırının aşıldığı bölgelerde gerilme seviyelerinin düşürülmesi halinde, yapının yorulma açısından da emniyetli bölgeye alınmasının mümkün olacağı söylenebilir.

Döner halka bağlantı plakası üzerindeki emniyetsiz bölge göz önüne alınacak olursa, burada köşe kıvrımının çok dik bir geçişle yapılmış olması şüphesiz gerilme değerinin artmasında önemli bir etkidir. Bu değer düşürülmesi için; köşe geçişinin radyüslü bir şekilde yapılması veya bu plakanın kalınlık değerinin artırılması önerilebilir.

Yanal bağlantı plakası üzerindeki emniyetsiz bölge değerlendirilecek olursa, buradaki geçiş kıvrımlı olmasına rağmen emniyetsiz çıkması şüphesiz yükün bu kesit için fazla olduğunu göstermektedir. Bu bölgede plakanın et kalınlığının artırılması çözüm olarak önerilebilir.

Önerilen çözümlerin uygulanması mümkün değilse, boginin yorulma analizinin sonlu ömre göre yeniden yapıp bölgesel ömür değerlerinin elde edilmesi gerekmektedir.

TS EN 13749 standardına göre sonlu ömür hesabı 30 yıllık işletme ömrüne göre yapıldığından, bu değere karşılık gelen çevrim sayısının boginin her bölgesinde geçilmesi halinde analizi yapılan bogi ilgili standarda göre güvenlidir denilebilir.

Bu çalışmanın bir sonraki aşaması olarak bir bogi test düzeneği kurulması ve testlerle bu analiz verilerinin doğrulanması hedeflenmektedir. Ülkemizde raylı sistem araçlarının üretiminin henüz yaygınlaşıyor olması sebebiyle bu tür araçların testleri için sürekli olarak Avrupadan destek alınmaktadır. Teknolojisi çok ta karmaşık olmamasına rağmen bu hizmetlerin yurtdışından alınması şüphesiz fuzuli bir döviz çıkışına neden olmaktadır. Test düzeneklerinin ülke içinde kurulması, hem cari açık hem de istihdam açısından ülke lehine bir yaklaşım olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Kim, J.S.**, “Fatigue assessment of tilting bogie frame for Korean tilting train: Analysis and static tests”, Conventional Rail Engineering Corps, Korea Railroad Research Institute, 2005.
- [2] **Potau, X., Comellas, M., Nogues M., Roca J.**, “Comparison of different bogie configurations for a vehicle operating in rough terrain”, GREA Innovacio Concurrent, Universitat de Lleida, Spain, 2010.
- [3] **Oyan, C.**, “Structural Strength Analysis of the Bogie Frame in Taipei Rapid Transit Systems”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Proquest Science Journals, Volume 222, 1998.
- [4] **Kim, J.S., Yoon, H.J.**, “Structural Behaviors of a GFRP Composite Bogie Frame for Urban Subway Trains under Critical Load Conditions”, Railway Structure Department, Korea Railroad Research Institute, 2011.
- [5] **Özsoy M.I.**, “Y 32 Bogisinin Bilgisayar Destekli Statik ve Dinamik Analizi”, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2008.
- [6] **Locovei, C., Raduta, A., Nicoara, M.**, “Analysis of Fatigue Fracture of Tank Wagon Railway Axles”, Proceedings of the 3rd WSEAS Int. Conference, Department of Materials and Manufacturing Engineering, POLITEHNICA University of Timisoara.
- [7] **Metin M., Duman F., Keskin G., Özer A., Güçlü R., Can K.**, “İstanbul Şehir İçi Ulaşımında Kullanılan Bir Raylı Taşıta Ait Boginin Dinamik Davranışının İncelenmesi”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Niğde, 2011.
- [8] **Okamoto, I.**, How Bogies Work, Japan Railway & Transport Review 18, 1998.
- [9] **Metin, M.**, “Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü”, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [10] **Çalık, H.**, “Ağır Bakım Mekanik Eğitim Dökümanı”, Ar-ge Kütüphanesi, İstanbul Ulaşım A.Ş., 2003.
- [11] <<http://www.railway-technology.com/contractors/bogies>>, alındığı tarih: 25.03.2012.
- [12] **Özsaraç U.**, “Raylı Taşıtlarda Teker Bandajı-Ray Sisteminde Dolgu Kaynağı ve Sabo Parçaların Aşınma ve Yorulma Davranışlarının İncelenmesi”, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Tezi, 2005.
- [13] **Çalık A.**, “Dolgu Kaynağı Yapılmış Millerin Yorulma Ömrünün Deneysel Olarak Araştırılması”, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Metalurji Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 1997.
- [14] **Shigley, J.E.**, Shigley’s mechanical engineering design, Eighth edition.
- [15] Introduction to Material Science, Dept. of Materials Science and Engineering, University of Virginia, 1999.

- [16] **Doğan M.**, “Taşıt Elamanlarında Yorulma Analizi”, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [17] **Saygın M.**, “AISI 1020 çeliklerinde borlamanın yorulma dayanımına etkisi”, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Metalurji Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2006.
- [18] **Acar, E.**, “Thermo Mechanical Fatigue Analysis”, Degree of Master Science, Department of Aeronautical Engineering, The Middle East Technical University Ankara, Türkiye, 2002.
- [19] **As, K.**, “Fatigue Assessment of Aluminum Automotive Structures”, The Department of Applied Mechanics, Norwegian University, 2002.
- [20] **Özmen D.**, “Yarı Otomatik Av Tüfeği Mekanizmasının Yorulma Dayanımının Analizi”, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [21] **Antolovich, S.D., Saxena, A.**, “Fatigue failures, Metals Handbook; 9th edition Volume11: Failure analysis and prevention, American Society for Metals, Ohio, USA, 1986.
- [22] **Saatçi, G. E., Tahralı N.**, “Birikimli Hasar Teorileri ve Hareket İletim Elemanına Uygulanması ”, “Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi”, Makine Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2003.
- [23] **Collins, J. A.**, “Failure of Materials in Mechanical Design”, 2. Edition, John Wiley & Sons, A.B.D., 1993.
- [24] <http://wikihelp.autodesk.com/Autodesk_Simulation>, alındığı tarih: 10.02.2012.
- [25] **Ekberg, A.**, “Uniaxial High Cycle Fatigue”, Program of Solid and Fluid Mechanics, University of Chalmers, 2007.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Suat SABIRLI

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa / 1987

E-Posta: suatsabirli@gmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2004-2009)

Mesleki Deneyim ve Ödüller: İSTANBUL ULAŞIM A.Ş., Ar-Ge Yapısal Analiz Mühendisi (2010- Halen)

