

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNELERİN DİNAMİK DAVRANIŞLARINA GÖRE
TASARIM PROSEDÜRLERİNİN BELİRLENMESİ**

Makine Müh. Efes ASLAN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU (YTÜ)

İSTANBUL, 2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1. DİNAMİK ANALİZ.....	1
1.1 Giriş	1
1.2 Dinamik Sistemlerin Tanımlanması	3
1.3 Dinamik Sistemlerin Analizi	7
1.3.1 Dinamik Analizde Sürekli Ortam Problemleri	7
1.3.2 Dinamik Analizde Geçici Ortam Problemleri	11
2. SONLU ELEMANLAR METODU	14
3. MODEL MAKİNE PARÇASININ TANITIMI.....	17
3.1 Kullanım Alanı	17
3.2 Malzeme Özellikleri	18
4. MODEL MAKİNE PARÇASININ TASARIMI VE ANALİZİ	22
4.1 Katı Model Hazırlama.....	22
4.2 Katı Modelin Ansys'e Aktarılması.....	24
4.3 Katı Modelin Sonlu Elemanlara Ayrılması	25
4.4 Sınır Koşullarının Belirlenmesi	27
4.5 Bağlantıların Tanımlanması.....	28
4.6 Yorulma Değerlerinin Belirlenmesi	28
5. MODELİN GERÇEK ORTAMDA TEST EDİLMESİ	41
6. SONUÇ VE YORUMLAR	43
KAYNAKLAR.....	45
ÖZGEÇMİŞ.....	47

SİMGE LİSTESİ

m	Kütle
J	Kütle atalet momenti
c	Sönümleyici elemanlar
F_s	Sönüm kuvveti
K	Cismin tümel direngenlik matrisi
P	Tümel kuvvet vektörü
P	Dış kuvvetler
I	Eleman iç kuvvetler
M	Kütle Matrisi
ü	İvme
t	Zaman
Δt	Zaman artım değeri
L	Sonlu elemanlar modeli içindeki en küçük eleman uzunluğu
c	Malzeme içindeki ses hızı
E	Malzemenin elastisite modülü
ρ	Yoğunluk
f k	Fatigue Strength Factor
N	Newton
mm	Milimetre
WD	Wheel-Drive System
GG-25	Gray Cast Iron
MPa	Megapascal

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design
Mathcad	Mathematical Cad
Matlab	Matrix Laboratory
LCF	Low Cycle Fatigue
HCF	High Cycle Fatigue
Pro-E	Pro-Engineer
Max	Maksimum
Min	Minimum

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Dinamik sistemlerin tanımlanması	3
Şekil 1.2 Sönümsüz serbest titreşimin fiziksel modeli	6
Şekil 3.1 Traktörün ana parçaları.....	18
Şekil 3.2 Ön dingil mesnedi.....	19
Şekil 4.1 Üç boyutlu katı model	24
Şekil 4.2 Şasi bağlantı yüzeyi	24
Şekil 4.3 Modelin Ansys görünümü	25
Şekil 4.4 Modelin Ansys görünümü	26
Şekil 4.5 Ansys Ortamında Mesh Halindeki Model	26
Şekil 4.6 Ansys Ortamında Mesh Halindeki Model	27
Şekil 4.7 Goodman eğrisi ve yükleme eğrisi	31
Şekil 4.8 Statik yük uygulama şekli.....	31
Şekil 4.9 Statik yükler.....	32
Şekil 4.10 Statik yük grafiği	33
Şekil 4.11 Statik yapısal analiz üst görünüş.....	33
Şekil 4.12 Statik yapısal analiz alt görünüş	34
Şekil 4.13 Statik yapısal analiz toplam deformasyon üstten görünüm	34
Şekil 4.14 Statik yapısal analiz toplam deformasyon alttan görünüm.....	35
Şekil 4.15 Statik eşdeğer elastik gerinim analizi	35
Şekil 4.16 Statik eşdeğer elastik gerinim analizi	36
Şekil 4.17 Statik eşdeğer elastik gerilme analizi	37
Şekil 4.18 Statik eşdeğer elastik gerilme analizi	37
Şekil 4.19 Dinamik yük grafiği.....	38
Şekil 4.20 Ömür faktörü – yapısal dinamik analiz alt görünüş.....	39
Şekil 4.21 Ömür faktörü –yapısal dinamik analiz üst görünüş.....	40
Şekil 4.22 Güvenlik faktörü-yapısal dinamik analiz alt görünüş.....	40
Şekil 4.23 Güvenlik faktörü-yapısal dinamik analiz üst görünüş.....	41
Şekil 4.24 Dinamik eşdeğer gerilme dağılımı.....	42
Şekil 5.1 Ön dingil mesnedi test düzeneği	43
Şekil 5.2 Ön dingil mesnedi motor bağlantı yüze	44
Şekil 5.3 Test aşamasında mesnette oluşan hasar	44

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1	Malzemeler için aşınma dayanımı değerleri 21
Çizelge 3.2	GG-25 malzeme özellikleri..... 22
Çizelge 4.1	Sonlu elemanlar analiz verileri 28
Çizelge 4.2	Analiz için sabit bağlantı yüzeylerinin tanımlanması..... 29
Çizelge 4.3	Analiz için Ansys malzeme verileri 30
Çizelge 4.4	Alternating Stress -Mean Stress Değerleri..... 30
Çizelge 4.5	Statik analiz için sabit yük değeri Ansys verileri..... 32
Çizelge 4.6	Dinamik analiz için yük değeri Ansys verileri 38
Çizelge 6.1	Analiz sonuçları Ansys verileri..... 45

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmamın bütün aşamalarında bana engin bilgi ve tecrübeleri ile yardım ve desteğini esirgemeyen çok değerli hocam Sn. Yrd.Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU'ya en samimi teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca bilgi ve yardımlarından fazlaca yararlandığım Sn.Selim HARTOMACIOĞLU'na ve Sn.Özgür DEMİR'e en içten şükranlarımı sunarım.

Her şeyden önemlisi, hayatımın her aşamasında benden desteklerini esirgemeyen çok kıymetli babam, annem, kardeşlerim ve tüm arkadaşlarıma en içten sevgi, saygı ve minnet duygularıyla teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Traktörün çalışması sırasında, ön dingil ve ön dingil mesnedi traktör üzerindeki en kötü yükleme koşullarıyla karşılaşır. Bu parçaların tasarımı iyi bir mühendislik yaklaşımıyla yapılmadığı sürece kullanıcılar ani arızalar ile karşılaşabilir. Bu çalışmada bir 2WD traktörün ön aksı bilgisayarlı mühendislik analizi ve deneysel test yöntemleri ile tasarlanmış ve arızalara, ani sorunlara karşı önlemler alınmıştır.

Ön dingil mesnedi prototipine uygulanan düşey yorulma testleri sırasında, öngörülen yük tekrar sayılarına ulaşılmadan ortaya çıkan yorulma hasarı incelenmiştir. Testlerde numunelerin genellikle aynı bölgeden hasara uğradığı gözlenmiştir. Hasarın nedenini belirlemek amacıyla gövdenin bilgisayar destekli katı modeli oluşturulmuş, bu veriler kullanılarak, sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla gövde modelinin gerilme ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Hasara uğraması muhtemel bölgeler ve bu hasarın ortaya çıkabileceği minimum yük tekrar sayısı belirlenmiştir. Test ve analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, gövdenin yorulma ömrünün artırılması için tasarım önerilerinde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: traktör, dinamik analiz, ön dingil mesnedi, ansys yorulma analizleri

ABSTRACT

During the operations of an agricultural tractor, front axle and front axle support encounter the worst load conditions of the whole tractor. If the design of these components is not verified by systematic engineering approach, the customers could face with sudden failures. In this study, the design of 2WD agricultural tractor's front axle support has been verified by developing a verification method, which involves testing the tractor on a special test track and field together with the computer aided engineering analysis, in order to prevent such failures in the lifetime of the tractor.

During the vertical fatigue tests of front axle support prorotype, fatigue damage is analyzed that occurs before valid load repeat times. It has seen in tests that all samples are damaged from same areas. To determine the reason of damage, solid part of front axle support is developed, mechanical characterictics of support material are taken from tension assays. These datas are used with finite elements method and strain and fatigue analysis of support model is realized. Possible damage area and min. load repeat number are modified. Results of tests and analysis are compared and overtured in order to optimize fatigue life .

Keywords: agricultural tractor, dynamic analysis, front axle support, fatigue analysis

1. DİNAMİK ANALİZ

1.1 GİRİŞ

Tekrar eden yükler altında çalışan makinelerde gerilme yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde çatlak oluşumu ve ilerlemesi yorulma problemlerinin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Uzun süreli ve çevrimsel yüklemeler altında kullanılan makinelerde nominal gerilme değerlerini arttırarak gerilme yoğunluğuna neden olabilecek bağlantılar da kullanılmaktadır. Bu tür bağlantılarda, uzun süreli ağır yüklemeler altında kullanılan makinelerde çatlak başlangıcı ve ilerlemesi beklenen bir sonuçtur. Bu nedenle bu makinelerin tasarımında bağlantı bölgelerinde yorulma ve kırılma problemlerini ele almak gerekmektedir.

Makine tasarımına yön veren önemli etkenlerden biri de mekanik sistemlerin analizidir.

Tasarımcı açısından bütün muhtemel çözümler için kuvvetli, hızlı ve esnek araçlar kullanmak çok önemlidir. Analiz sonuçları, mekanizmanın en uygun çizelgelerinin, atalet durumlarının, makine parametrelerinin, vb. geliştirilmesinde uygulanabilir. Bu uygulamalar için mekanizmanın bütün olası montajlarının dinamik analizlerinin ve kinematiklerinin çalıştırılması gerekmektedir.

Elemanların ivmeli hareketlerinden kaynaklanan eylemsizlik kuvvetlerine, zamanla değişim gösteren etken kuvvetlere, sisteme çok kısa zaman aralıklarında tesir eden ani kuvvetlere ve çarpışmalardan doğan etkilere dinamik kuvvetler diyoruz. Dinamik kuvvetlerin statik kuvvetlerden en önemli farklılığı etkidikleri cisim üzerinde, yarattıkları gerilimlere ve şekil değişimlerine statik kuvvetler gibi kademeli olarak artarak değil, kendi koşullarının yarattığı karakterde bir etki göstermesidir. Bu nedenle dinamik gerilim ve şekil değişimi hesaplarında da başka prensipler uygulanır. Mukavemet alanında yapılan çalışmaların ışığında dinamik kuvvetlerin de bazı ek katsayılar kullanılarak statik kuvvetlerin hesaplama prensipleriyle bulunabileceğini söyleyebiliriz.

Bütün gerçek fiziksel yapılar yüklere ya da yer değiştirmeye maruz kaldığında, dinamik davranış gösterir. Ek atalet kuvvetleri, Newton'un ikinci yasasına göre, kuvvetle ivmenin çarpımına eşittir. Eğer yükler yada yer değiştirmeler çok yavaş uygulanırsa atalet kuvvetleri göz ardı edilebilir ve statik yük analizleri uygulanır. Bundan dolayı dinamik analiz statik analizin basit bir uzantısıdır.

Bütün gerçek yapılar sonsuz yer değiştirme potansiyeline sahiptirler. Bundan dolayı; yapısal analizlerin en kritik fazı sınırlı sayıda kütlesiz parçalar ve gerçek yapının davranışını yansıtan sınırlı sayıda noktanın yer değiştirmesiyle bir bilgisayar modeli yaratmaktır. Yapısal sistemlerin kesin olarak hesaplanabilen kütleleri, düğümelerde toplanır. Lineer elastik yapılar için, deneysel dotalarla desteklenen, parçaların katılık özellikleri yüksek derecede güvenilirlikle tahmin edilebilmelidir. Birçok yapı için dinamik yüklemeyi, enerji kaybı özelliklerini ve başlangıç koşullarını hesaplamak zordur.

Yapılan bazı yaklaşımlar nedeniyle oluşan hataları azaltmak için, farklı bilgisayar modelleri, yüklemeler ve başlangıç koşulları kullanılarak farklı dinamik analizler yapmak gereklidir. Yeni bir yapı tasarlamak için yada var olan bir yapıyı geliştirmek için 20 yada daha fazla bilgisayarı çalıştırmak gerçekçi bir uygulama değildir. Tipik bir dinamik analiz için çok sayıda bilgisayarın işletilmesi gerektiğinden bilgisayar programı içinde, kesin ve sayısal olarak etkili metotlar kullanmak çok önemlidir.

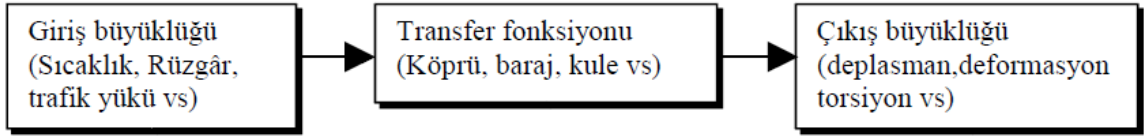
Titreşim mekanik bir sistemdeki salınım hareketini tanımlayan terimdir. Frekans ve genlikle tanımlanır. Fiziksel bir parça ya da yapının hareketi veya mekanik bir sisteme etki eden salınımsal kuvvetler genel olarak titreşimdir. Kavramsal olarak, titreşimin zaman grafiği sinüs ya da basit harmonik formda düşünülebilir. Titreşimler kararlı veya random (gelişigüzel) titreşimler olarak tanımlanabilir. Eğer düzgün salınımlı bir titreşimse kararlı bir yörüngeyi takip eder ki gelecekteki herhangi bir zamanda titreşimin değeri tamamen geçmişteki hareketinden tahmin edilebilir. Eğer gelişigüzel titreşimse harmonik salınımlar gibi belli bir genliği ve frekansı yoktur. Dolayısıyla bu titreşimlere bakarak titreşime sebep olan kuvvet hakkında fikir yürütmek imkansızdır.

Mekanik sistemlerin analizinin çözümünde değişik yöntemler vardır. Bunlardan biri Mathcad, Matlab, vb. matematiksel programlarının kullanımıdır. Bunun gerekliliği ise matematiğin temellerini ve programın özelliklerini iyi bilmektir.

Bu alanda diğer bir yöntem ise sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla hesaplama birimlerinin integralle kullanımıdır. Bu yaklaşımın CAD sistemleriyle kullanımı güçlü bir donanım gerektirir. Alternatif yaklaşım biçimi ise en baştan otomatik sistemlerin geliştirilmesidir.

1.2 DİNAMİK SİSTEMLERİN TANIMLANMASI

Dinamik sistemler, sistem teorisine göre enerji depolayan ve zamanla depoladığı enerjiyi veren sistemler olarak tanımlanmaktadır. Değerlendirme sırasında geçmişteki belirli bir zaman noktasına kadar $t-t$ değerlendirmeye katılmaktadır. Aşağıdaki görüldüğü gibi dinamik bir sistemdeki etki büyüklüğüne karşı oluşan tepki büyüklüğü ve dönüşümü (transfer fonksiyonu) ifade edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 1.1 Dinamik sistemlerin tanımlanması

Dinamik sistemleri tanımlamak için matematiksel modeller kullanılmaktadır. Matematiksel modeller de statik ve dinamik modeller olarak ikiye ayrılmaktadırlar.

Sistem teorisinde, sistem tanımlaması, dinamik bir sistemin transfer fonksiyonunun matematiksel-fiziksel gösteriminin oluşturulması şeklinde ifade edilmektedir. Transfer fonksiyonunun oluşturulması için farklı pek çok model tanımlanmıştır. Bu tür modeller hem zaman hem de frekans bölgesinde incelenmektedir. Zaman bölgesinden frekans bölgesine geçiş ise Fourier dönüşümü ile gerçekleşmektedir.

Mühendislik yapıları iç ve dış kuvvetlerin etkisi altında sürekli olarak deforme olmaktadır. Bu yüzden mühendislik ölçmeleri bu etkilerin ve tepkinin ölçülmesi açısından önemli olmaktadır. Mühendislik yapıları birer dinamik sistemlerdir. Dinamik sistemler oldukça karmaşık ve çalışılması zor sistemlerdir.

Modellerle kimyasal, fiziksel ya da elektro-teknik bir olayın matematiksel tanımları yapılmaktadır. Aynı olayın farklı alanlardaki tanımları, pek çok farklı modellerin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu tanımlamalar amaca göre değişmektedirler. Model oluşturmada, sistem sınırlarının belirlenmesi çok önemlidir. Eğer çok geniş bir sınır seçilir ise, modelin parametrelerini kestirmek zor olmaktadır. Eğer sınırlar çok dar seçilir ise, konu ile ilgili bazı detaylar modelde yer almamaktadır. Model elde etmede çeşitli metotlar vardır. Bunlardan biride tümdengelimdir. Öncül bilgiye dayalı olarak, model elde edilebilmektedir. İşlemin öncül bilgisi, fiziksel yasalara dayanmaktadır. Fiziksel yasalar diferansiyel yada cebirsel eşitlikler yardımı ile tanımlanmaktadır. Sadece giriş-çıkış değişkenleri arasındaki ilişkiyi değil, aynı zamanda modelin yapısı da ifade edilmektedir.

Bazı durumlarda, işlemin bütün parametrelerini hesaplamak için yeterince öncül bilgi olmamaktadır. Bu yüzden uygun değerler bulmak için tanımlama tekniklerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bir modelin parametre değerleri giriş ve çıkış sinyallerini ölçülmesi ile belirlenebilmektedir. Bu teknik, sistem derecesi, giriş ve çıkış sinyallerinin secimi ile ilgili olarak bazı öncül varsayımlar yapılarak uygulanabilmektedir. Sistemle ilgili bilginin bu şekilde elde edilmesine tümevarım denilmektedir.

Dinamik Sistem Elemanları

Dinamik sistemlerdeki titreşimler, dış kuvvetler ve sistemin bu dış kuvvetlere cevap verme özelliğinden kaynaklanır. Dolayısıyla dış kuvvetler veya sistemin bu kuvvetlere cevap verme özelliği değiştirilerek sistemin titreşim özelliği değiştirilmiş olur. Uyarıcı kuvvetler ya sistemin bağlı olduğu temelden gelen bir kuvvet veya herhangi bir dış kuvvet dönen sistemlerde dengelenmiş kütle, motorlarda gidip gelen kütleler, darbe kuvvetli deprem vs. gibi titreştirici özellikteki kuvvetler olabilir

Bir titreşim sistemi genellikle, potansiyel enerji depolayan elemanlar (yay, kauçuk ve elastik elemanlar [k]), kinetik enerjiyi depolayan elemanlar (kütle [m], kütle atalet momenti [J]) ve yavaş yavaş enerjiyi yutan elemanlar (damper, amortisör, daspot, sönümleyici elemanlar [c]) dan oluşur.

Bir sistemin titreşimi, bu sistemin potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye, kinetik enerjisinin de potansiyel enerjiye dönüşümü ile olur. Eğer bu sistemde bir sönüm elemanı varsa titreşimin her periyodunda bir miktar enerji kaybı olacak ve bir müddet sonra sistemdeki titreşim sönümlenecektir. Eğer titreşimin sürekliliği arzu ediliyorsa bu durumda sisteme dışarıdan bir enerji verilmelidir.

Serbestlik derecesi

Hareket halindeki bir sistemi ve sistem elemanlarının durum ve konumlarını belirleyen parametrelere koordinat denir. Bir sistemin serbestlik derecesi herhangi bir zamanda bu sistemin bütün parçalarının konumlarının tamamen belirli olması için gerekli birbirinden bağımsız minimum koordinat sayısıdır.

Ayrık ve sürekli sistemler

Sonlu sayıda serbestlik dereceli sistemlere ayrık sistemler denir. Serbestlik derecesi sonsuz olan sistemler ise sürekli sistemler olarak adlandırılırlar.

Rezonans

Dışarıdan tahrik eden zorlayıcı etkinin frekansı, sistemin tabii frekansı ile çakışırsa sistemin salınımlarının son derece büyüdüğü ve sistemi tahrip edecek mertebeye ulaştığı görülür. Bu olaya rezonans denir.

Yay Elemanları

Yay, kütle ve sönümü ihmal edilebilen mekanik bir bağlantı biçimidir. Yay elemanı sıkışarak veya uzayarak enerji depo eder. Bir yayın iki ucu arasında izafi bir hareket, yer değiştirme miktarı ile orantılı bir kuvvet oluşur. Lineer yay elemanı durumu için yayda biriken enerji ve yay kuvveti yayın geometrisine, yay sabiti ile titreşim esnasında yaydaki sıkışma oranına bağlıdır. Bununla beraber Hooke kanununa uymayan, yani lineer olmayan, yay davranışları da vardır. Orantı sınırı ötesinde yay nonlineer olarak davranır.

Sönüm Elemanları

Pratikte sistemlerin çoğunda titreşim enerjisi yavaş yavaş ısı veya sese dönüşür. Enerji kaybından dolayı sistemin yer değiştirmeleri de yavaş yavaş azalır. Titreşim enerjisini ısı ya da sese dönüştüren bu mekanizma sönüm olarak adlandırılır ve C (Ns/m) ile gösterilir. Titreşim literatüründe sönüm elemanları damper olarak bilinir. Bir damper ne bir kütle ne de bir yay elemanıdır. Sönüm kuvveti (F_s) ancak ve ancak sönümleyicinin iki ucu arasında izafi bir hız farkı olduğu zaman ortaya çıkar. Şu halde titreşim sistemlerinde sönüm kuvveti dolayısıyla yutulan enerji, sönüm sabiti ve titreşim hızı ile orantılıdır.

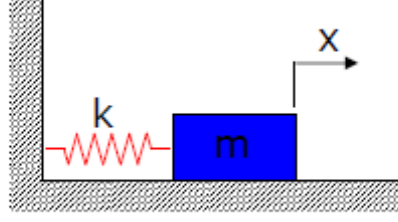
Serbest Titreşimler

Eğer bir sistem dışarıdan sürekli zorlayıcı bir etki olmaksızın başlangıçtaki denge konumunun bozulması ile kendi kendine titreşim yapıyorsa bu hareket serbest titreşim olarak adlandırılır. Serbest titreşim durumunda sistemin titreşim frekansı, sistemin doğal frekansına eşittir. Sistemlerin tabii frekansları, elastiklik(yay) ve kütle özelliklerine bağlı olup dışarıdan etkilerle değişmezler. Zorlayıcı kuvvetin herhangi bir etkisi yoktur. Ancak sönüm elemanının çok az bir etkisi olabilmektedir.

Titreşim sistemlerini zorlanma durumu ve sönüm özelliklerine göre dört gruba ayırarak incelemek mümkündür.

- a- Sönümsüz Serbest Titreşimler
- b- Sönümlü Serbest Titreşimler
- c- Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler
- d- Sönümlü Zorlanmış Titreşimler

Sönümsüz Serbest Titreşimler



Şekil 1.2 Sönümsüz serbest titreşimin fiziksel modeli

Şekilde gösterilen kütle-yay sistemi mümkün olabilecek en basit bir titreşim sistemini oluşturmaktadır. Bu sistem, tek serbestlik dereceli bir sistemdir. Çünkü sistemin kütesinin konumu herhangi bir anda sadece x koordinatının verilmesi ile belirlenebilir. Sisteme dışarıdan etki eden herhangi bir zorlayıcı kuvvet olmadığı için sistem eğer denge konumunu bir an için bozduracak bir etki ile karşılaşır serbest titreşim yapacaktır. Sistemde enerjiyi yutan bir eleman olmadığı için titreşimin genlikleri zaman ile değişmez sabit kalır. Bu yüzden bu sistem sönümsüz sistemdir. Titreşim genlikleri zamanla azalan titreşimlere ise sönümlü sistemler denir.

Sönümlü Serbest Titreşimler

Sönümlü sistem demek, konservatif olmayan yani bir miktar enerjinin herhangi bir şekilde sistemden çekilmesi demektir. Dolayısıyla, sistemin titreşimleri zamanla sönümlenir ve hareketsiz hale gelir. Genellikle sönüm elemanları, sönüm mekanizmalarıyla titreşim enerjisini bir çeşit sürtünme ile ısı ve ses enerjisine dönüştürerek sönümlerler. Böylece, enerji sistemden çevreye verilmiş olur.

Zorlanmış Titreşim

Eğer bir sistem dışarıdan tahrik eden zorlayıcı bir etki (kuvvet veya moment) altında titreşiyorsa bu titreşim hareketi, zorlanmış titreşim olarak adlandırılır. Bir benzin veya dizel motorun titreşimi, bu tip titreşimlere örnektir. Zorlanmış titreşimin frekansı zorlayıcı kuvvet veya momentin frekansına eşittir.

Bu tür titreşimleri oluşturan kuvvete zorlayıcı kuvvet denir. Mekanik sistemlerde, titreşim doğuran çok çeşitli zorlayıcı kuvvetler vardır. Bu kuvvetler ayrı ayrı titreşim oluşturdukları gibi birkaçı beraber de sisteme etki edebilirler. Örneğin; kavisli veya kasisli bir yolda seyahat eden bir taşıtın, tekerlerine yoldan gelen darbelerle bir titreşim hareketi yaparken aynı

zamanda taşıt, motorundaki dengelenmemiş kütlelerin doğuracağı merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle de titreşim hareketi yapacaktır. Zorlanmış titreşimde kuvvet fonksiyonları periyodik olmadığında veya sistemin serbestlik derecesi arttığında problemin çözümü daha karmaşık hale gelmektedir. Genelde, titreşim oluşturan zorlayıcı kuvvetleri üç ayrı grupta sınıflandırmak mümkündür:

- 1-Zorlayıcı dış kuvvetler,
- 2- Dengelenmemiş kütlelerin oluşturduğu kuvvetler,
- 3- Zeminden gelen kuvvetler,

1.3 Dinamik Sistemlerin Analizi

Doğadaki her cisim, "Doğal Titreşim Frekansı" olarak adlandırılan, sonsuz sayıda titreşim frekansı ve şekline sahiptir. Bu frekansların hesaplanması ve şeklinin bilinmesi, titreşim kaynaklı mühendislik problemlerinin çözülmesinde temel önemi taşımaktadır. Basit cisimlerin doğal frekans ve şekillerini analitik olarak hesaplamak mümkündür. Ancak karmaşık şekillerin hesabı nümerik yöntemlerle mümkündür. Sonlu elemanlar yöntemi ve bilgisayar hesap kapasitelerindeki gelişmeler, karmaşık yapıların, ancak idealleştirme yapılarak hesaplanabilen doğal frekans ve şekillerini daha doğru ve anlaşılır hesaplanmasına imkân tanımışlardır

Titreşim analizleri iki aşamada yapılmaktadır;

- Doğal frekanslar ve mod şekillerinin bulunması (Modal Analiz)
- Zorlanmış titreşim analizlerinin yapılması (Yorulma Analizi)

1.3.1 Dinamik Analizde Sürekli Ortam Problemleri

Modal Analiz

Doğal titreşim analizinin yapılması ile yapının doğal titreşim frekansları bulunmuş olur. Yapıya uygulanan periyodik bir kuvvetin frekansı, bu doğal frekanslardan herhangi birisi civarında ise, bu frekans uyarılmış olur ve yapı bu doğal frekans ve şekli ile titreşmeye başlar. Eğer uyarıcı kuvvetin frekansı ile yapının doğal frekansı çakışır ise "rezonans" olayı meydana gelir. Rezonans istenmiyorsa, ya uyarıcı kuvvetin frekansının, ya da yapının frekansının değiştirilmesi gerekecektir.

Karmaşık yapılarda, rezonanstan kaçmanın mümkün olmadığı durumlar ortaya çıkmaktadır. Bu durumda oluşacak titreşimin mertebesini bilmek gerekmektedir. Zorlanmış titreşim

analizi, yapının frekansı ile uyarıcı kuvvet frekansının çakışması durumunda titreşim seviyelerinin ne mertebede olacağını görmek için yapılan analizdir.

Zorlanmış titreşim analizinde, doğal frekansların bilinmesi kadar zorlayıcı kuvvetlerin de doğru bir şekilde bilinmesi gerekmektedir. Titreşim problemlerinde zorlayıcı kuvvetler, ya frekans olarak ya da büyüklük olarak bazen her ikisi birden hesaplanması kolay olmayan büyüklüklerdir. Örneğin bir asma köprü etrafındaki hava akımının oluşturacağı kuvvetin periyodunu ve büyüklüğünü hesaplamak zordur. Ya da düzensiz akım içinde çalışan bir gemi pervanesinin kuvvet değişimini bulmak zordur. Diğer yandan zorlanmış titreşim analizinden gerçeğe yakın sonuç elde edebilmek için malzeme ve yapı için sönüm katsayısının çok iyi tayin edilmesi gerekmektedir.

Titreşim analizlerinde diğer önemli bir husus da yapının içinde bulunduğu akışkanın, yapının doğal frekansına bağlı olarak yapının kütlelerinde meydana getirdiği değişimdir. Yapı-akışkan etkileşimi olarak tarif edilen bu problem özellikle gemilerin global frekanslarında etkili olmakta ve bu etkinin dikkate alınmadığı sonuçlar yanlış olmaktadır.

Yorulma Analizi

Makine elemanları genel olarak değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altındadır. Elemana etki eden yükler statik olsa bile kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Örneğin dönen bir mil etki eden statik yükün oluşturduğu gerilmeler tam değildir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda bunların maksimum değerleri değil tekrar sayısı önemlidir. Çevrimsel olarak değişen gerilmeler malzemenin iç yapısında bazı yıpranmalara sebep olur. Böylece kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelir. Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin iç yapısındaki değişikliklere **yorulma** ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye de **ömür** adı verilir. Elemanın ömrü genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir. Değişken zorlanmada kopma iç yapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu nokta civarında malzeme yorulur bir çatlak meydana gelir. Zamanla bu çatlak derinleşir, sonunda çatlak dışındaki bölgedeki gerilme mukavemet sınırını aşarak elemanın birden bire kırılmasına neden olur. Bu şekilde oluşan kırılma yüzeylerinde iki bölge görülür. Kırılma yüzeyinin bir kısmı mat ve düz, diğer kısmı ise parlak ve tanelidir. Birinci bölge önceden meydana gelen ve zamanla büyüyen çatlağı gösterir. İkinci bölge ise birden bire kopan bölgedir.

Makinelerin yorulmaya karşı tasarımını gerçekleştirebilmek için farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımları gerilme ya da gerinim dağılımını kullanan yöntemler [1] ve

kırılma mekaniği yöntemi [2,3] olarak iki ana kategoride toplamak mümkündür. Gerilme ya da gerinim dağılımlarının kullanıldığı analizlerde makine içerisindeki kritik noktalar tespit edildikten sonra geliştirilmiş yorulma yaklaşımlarından birisi kullanılarak makinenin yaklaşık yorulma ömrü belirlenebilmektedir. Bu metodu kullanabilmek için yapılacak testler neticesinde elde edilecek olan dayanma limiti gibi malzeme özelliklerinin de kullanılması gerekmektedir. Kırılma mekaniği yönteminde ise makine içerisinde çatlak başlangıcı olabilecek noktalar belirlenir. Bu çatlakların modelleri geliştirilerek çatlağın uygulanan yüklemeye altında nasıl ilerleyeceği gözlemlenir ve ömür tayini yapılır.

Birçok parça başlangıçta çok iyi çalışabilir yalnız belli bir süre sonra yüklemenin çevrim sayısına bağlı olarak yorulma hasarına uğrayarak işlevselliğini yitirir. Yorulma analizinin temel amacı malzemenin ömrü süresince ne kadarlık bir çevrime dayanabileceğini karakterize etmektir. Yorulma analizinde genel olarak 3 ana metod mevcuttur. Bunlar Strain Life, Stress Life ve Fracture Mechanics'dir. Strain Life yaklaşımı günümüzde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir metottur. Diğer yandan Stress Life ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir bunun için çatlak başlangıcını ve çatlak ilerleyişini kapsamaz. Analizleri çevrim sayılarına göre sınıflandırırsak Strain Life düşük sayılı çevrimler için kullanırız bu yüzden Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir aynı zamanda yüksek sayıdaki çevrimler içinde kullanılabilir. LCF genellikle 105 ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Stress Life S-N (Stress- Cycle Curves) diagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar bundan dolayı High Cycle Fatigue (HCF) diye bilinir. 105 ve üzeri çevrimleri kapsar. Fracture Mechanics (Kırılma Mekaniği) varsayılan bir kusur veya boyutu bilinen bir hasar ile başlar ve çatlağın ilerlemesini inceler bu yüzden bazen de "Crack Life" (Çatlak Ömrü) diye bilinir. Çatlağın büyüme hızı, çatlağın ömrü sürecindeki bölgeler ve kritik çatlak boyu hakkındaki bilgileri kapsar. Bu durumda Çatlak başlangıcı (Crack initiation) artı Çatlak ömrü (Crack Life) parçanın toplam ömrüne eşittir. İşte bu çalışma parçanın toplam ömrü üzerine yapılmıştır.

Sonsuz Ömür Değeri

Değişken genlikli (non-constant amplitude) yüklemeye yorulma analizi yaparken kullanılacak diğer bir seçenek ise sonsuz ömür değeridir. Sabit genlikli yüklemeye, meydana gelen gerilme genliği S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğinden daha küçük ise parça ömrünü, S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısı olacaktır (Birçok malzeme sınır limitinde bulunmadığı için bunu güvenlik

dolayısıyla yapar). Diğer yandan değişken genlikli yüklemelerde çok küçük gerilme genlikleri meydana gelse de eğer çevrim sayıları yeterince yüksek ise önceden tahmin edilemeyen deformasyonlara yol açabilir. Bunu kontrol etmek için bir sonsuz ömür değeri girilebilir. Bu değer analiz sırasında gerilme genliği S-N diyagramında belirtilen değerlerin dışında olursa kullanılır. Yüksek bir sonsuz ömür değerinin seçilmesi küçük gerilme çevrim sayılarının yüksek olması durumunda daha az deformasyon olmasına neden olur.

Yorulma Mukavemet Faktörü

Malzemenin yorulma özellikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise bu modifikasyon faktörü aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Fatigue Strength Factor (f_k) yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez.

Yük Faktörü

Eğer istenirse girilen bir Loading Scale Factor değeri için hem gerilme genlikleri hem de ortalama gerilmeleri ölçüp bu değere göre dengelenebilir. Bu değer statik bir modelin üzerinde değişen ortalama ve gerilme genliklerin şiddetlerini görmek için her defasında çözüm bulmaktan kaçınmak için kullanışlıdır.

Gerilme Ömrü Tayini

Stress Life analizi S-N eğrisinde belli bir değeri bulmak isterse her zaman mevcut olmayabilir. Bunun için stress life interpolasyona gider. Stress Life analizinde bu işlemi gerçekleştiren 3 ayrı metod bulunur bunlar; log-log , Semi-log ve Lineer 'dir.Sonuçlar seçilen metoda göre değişir. Ama genellikle S-N eğrisini ve karşılık gelen değerleri görmek açısından log-log metodunun kullanılması daha uygundur.

Sonuçların Değerlendirilmesi

Yorulma Ömrü

Yorulma analizi yapılan parçanın muhtemel ömrünün tayini için kullanılır. Yorulmadan dolayı parçanın kopacağı ana kadar ki çevrim sayılarını gösterir.

Yorulma Hasarı

Verilen ömür için yorulma hasarını gösterir. Fatigue Damage için birden büyük değerler ömür tamamlanmaya kadar olan hasarları gösterir.

Yorulma Güvenlik Faktörü

Verilen ömürde parçanın güvenilirliği hakkında bize bilgi verir. Maksimum güvenlik faktörü 15 değeridir ve 1'den küçük olan değerler ömür tamamlanmadan önceki güvensiz bölgeleri temsil eder.

Biaxiality Tayini

Daha önce belirtildiği gibi yorulma ile ilgili malzeme özellikleri tek eksenli gerilmeler altında belirlenir. Bu sonuç kullanıcıya bütün model üzerindeki gerilme durumları ve bunların yorumlanması hakkında bilgi verir. Tek eksenli gerilmeler 0, kayma gerilmeleri -1 ve çift eksenli gerilmeler 1 ile temsil edilir.

Yorulma Hassasiyeti

Yorulma sonuçları kritik bölgelerdeki yüklemenin bir fonksiyonu olarak nasıl değiştiğini gösterir. Hassasiyet ömür, hasar veya güvenlik faktörü için bulunabilir.

1.3.2 Dinamik Analizde Geçici Ortam Problemleri

Şok Analizi

Şok, basit bir tanımla hareketin periyodik olmadığı örneğin çarpma, basamak ya da geçici titreşim olduğu durumlarda bir bakıma titreşimin bir halidir.

Şok kelimesi ani hareketin ve şiddetin bir derecesidir. Bu tanımlar karakteristik mutlak ölçümlerden daha görecelidir; şok karakteristiklerinin sık kullanılan kavramlarıyla bağlantılıdır ve uygulanabilir ilkelerin temel analizlerinde yaygın değildir. Analitik bakış açısıyla, şokun en önemli özelliği, şoku harekete geçirme frekansı ve sistemin doğal frekansını içeren sistem hareketidir. Eğer harekete geçme kısaysa, sistemin devam eden hareketi kendi doğal frekansında serbest titreşimdir. Şok ve titreşim ölçümü için analiz yöntemleri ve araçları öncelikli önem derecesindedir. Analiz ve ölçüm sonuçları şok ve titreşim ortamını değerlendirmek, test prosedürlerini ve test cihazlarını planlamak ve araçları ve makineleri tasarlamak ve kullanmak için kullanılır. Şok ve titreşim şartlara bağlı olarak bazen istenen bazen istenmeyen durumlardır. Örneğin titreşim, taşıma ve tarama makineleri gibi ekipmanların birincil mod çalışmasıyla ilgili olsun; perçinlerin ayarlanması şok ve darbe uygulamalarına dayanır. Fakat çoğunlukla şok ve titreşim istenmez. Amaç şiddetlerini azaltmak veya elimine etmek ya da alternatif olarak, çevre etkilerine direnecek ekipman tasarlamaktır. Bu prosedürler şok ve titreşimin kontrolünde oluşur.

Çarpışma Analizi

Sonlu elemanlar metodu ile analiz yöntemleri otomotiv endüstrisinde ürün geliştirme aşamalarında yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Dinamik çarpışma analizleri bu yöntemlerden birisidir ve birçok yazılım içinde bu tür analizler yapılmaktadır. Bu yazılımlar çarpma analizleri için implisit (kapalı) ve eksplisit (açık) zaman entegrasyonu yöntemini kullanmaktadırlar.

Çarpma problemlerinde olduğu gibi çok küçük zaman aralıklarında değişen büyüklükler varsa bu tür analizler için açık zaman entegrasyonu yöntemi kullanılır. Hareket denkleminin zaman alanında entegrasyonu merkezi farklar yöntemi ile hesaplanır. İlk adımda aşağıdaki hareket denklemi çözülür:

$$M\ddot{u} = P - I \quad (1.1)$$

Burada;

P: dış kuvvetleri,

I: eleman iç kuvvetleri,

M: kütle matrisini,

\ddot{u} : ivmeyi

göstermektedir. t zamanı anında ivme değeri;

$$\ddot{u}_{(t)} = (M)^{-1} (P - I)_{(t)} \quad (1.2)$$

Merkezi farklar yöntemi ile ivme, zaman alanında entegre edilerek hız büyüklüğü hesaplanır;

$$\dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} = \dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} + \frac{(\Delta t_{(t+\Delta t)} + \Delta t_{(t)})}{2} \ddot{u}_{(t)} \quad (1.3)$$

Düğüm noktalarındaki yer değiştirme değerleri ise;

$$u_{(t+\Delta t)} = u_{(t)} + \Delta t_{(t+\Delta t)} \dot{u}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} \quad (1.4)$$

denklemleri ile hesaplanır.

İlk adımda denge eşitliğinin sağlanması ile ivmeler bulunur. İvmelerin bilinmesi ile hız ve yer değiştirmeler sonraki adımlar için hesaplanabilir. Hesaplanan değerlerin doğruluğu ve kararlılığı açısından zaman artım değeri (Δt)'nin oldukça küçük seçilmesi gerekir. Böylece küçük zaman artımları için ivme değerinin sabit olduğu kabul edilebilir. Ayrıca zaman artım değerinin çok küçük alınması çözüm süresini artırır. Ancak her bir adımdaki çözüm işlemi

için denklem takımı çözümü gerçekleştirilmez. Bu nedenle her bir adım için çözüm kısa sürer. Hesaplama süresi daha çok eleman kuvvetlerinin hesaplanmasına harcanır.

Zaman artım değerinin seçimi çözümün kararlılığı açısından önemlidir. Bunun için aşağıdaki eşitlikten yararlanılır ve çoğunlukla yazılım tarafından belirlenir:

$$\Delta t_{\text{kararlı}} = L/c \quad (1.5)$$

L: sonlu elemanlar modeli içindeki en küçük eleman uzunluğu,

c: malzeme içindeki ses hızı.

Seçilen Δt değeri $\Delta t_{\text{kararlı}}$ değerinden küçük veya eşit olmalıdır. Burada c ses hızı malzemenin karakteristik bir özelliği olup;

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1.6)$$

denklemleri ile hesaplanır (E: malzemenin elastisite modülü, ρ : yoğunluk).

Yer değiştirme değerlerinin hesaplanmasının ardından gerilme ve gerilme değerleri bulunur.

Eleman iç kuvvetleri (I) bulunduktan sonra $t+\Delta t$ zaman artımı yapılır ve bir sonraki adım çözülür.

2. SONLU ELEMANLAR METODU

Bilim adamları ve mühendisler alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkânsız fiziksel problemlerle sık sık karşılaşır. Örneğin bir dış kuvvet takımı etkisinde üç boyutlu bir elastik cisim düşünelim. Bu kuvvetlere cismin kesin tepkisini hesaplamak için deformasyonlar cinsinden yazılmış denklemlerin bir kapalı form çözümünü aramak zorundayız. Bununla birlikte genellikle karmaşık geometrik şekilli uygulama problemlerinin böyle bir çözümünü elde etmek aşırı ölçüde zor ve çoğunlukla imkânsızdır. Bu tip problemler mühendislik ve diğer bilim dallarında çok sık ortaya çıkmaktadır. Böyle bir problemle karşılaşan çözümleyici doğal olarak sayısal adı verilen çözüme başvuracaktır. Başka metotlarla çözülemeyen problemlerin çözümünde kullanılabilen çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu eleman metodu bunlardan biridir. Sonlu eleman metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan seçkin özelliklere sahiptir. (Nath 1974) Bu metotta cismin sonlu sayıda elemana ayrıldığı düşünülür. Metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda n (1, 2, 3) boyuta sahipse, n -boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır.

Bir boyutlu cisimler düğümlerle, iki boyutlu cisimler çizgilerle, üç boyutlu cisimler düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılır. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç boyutlularda elemanlar, eşit olmayan boyutlarda olabileceği gibi farklı şekillerde de olabilirler. Bununla birlikte, bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar düğümlerle bağlanacaktır. Sonuçta cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır.

Metodun çözümlemesinde bundan sonraki adım, cismi temsil eden elemanların her birinin eleman direngenlik matrisini tanımlamaktır. Daha sonra eleman direngenlik matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına ait tümel direngenlik matrisini oluşturmak üzere toplanır. Bu toplamada, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve yer değiştirmelerinin sürekliliği sağlanır. Buradan şu matris denkleme ulaşılır.

$$[K] \{\delta\} = \{P\} \quad (2.1)$$

$[K]$, cismin tümel direngenlik matrisini tanımlar. Tümel kuvvet vektörü $\{P\}$, bütün düğümlere uygulanan dış kuvvetleri; $\{\delta\}$ ise, bütün düğümlerin yer değiştirmelerini göstermektedir. $[]$ işareti kare (veya dikdörtgen) matrisleri, $\{ \}$ işareti vektörünü gösterir.

Denklem 2.1 incelenirse, $[K]$ nitelik bakımından, parçalara ayrılmış cisimde birim yer değiştirme oluşturacak kuvveti ifade eder. Buradan cismin sonlu eleman modelini bir yaya eşdeğer olarak düşünersek cismin direngenliği $[K]$ 'nin yay sabitine karşılık olacağı açıktır.

Dolayısıyla sonlu eleman metodu, esas itibariyle, cismin direngenlik açısından analizinin yapıldığı bir metottur.

Cisme etkiyen belirli bir dış kuvvetler ve belirli bir sınır şartları takımını için, denklem 2.1' den yegâne çözüm olarak düğüm yer değiştirmeleri $\{ \delta \}$ bulunur. Yer değiştirmelerden de, gerilmeler ve zorlanmalar hesaplanabilir.

Verilen bir problemin sonlu eleman metodu ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekir:

- (1) Cismi bir sonlu elemanlar sistemi halinde bölme
- (2) Cismi temsil eden elemanların her birinin eleman direngenlik matrisi ve diğer özelliklerinin çıkarılması.
- (3) Tümel direngenlik matrisi $[K]$ ve tümel kuvvet vektörü $\{P\}$ nin toplama işlemi.
- (4) $\{ \delta \}$ yi tayin etmek için, belirlenmiş sınır şartlarıyla denklem 2.1' in çözümü.
- (5) Hesaplanan düğüm yer değiştirmeleri $\{\delta\}$ 'dan elemanların zorlanmalarının ve gerilmelerinin hesaplanması.

Uygulamada bilimsel ve mühendislik problemlerinde, genellikle, büyük $[K]$ matrisleri doğar. Bu yüzden, Denklem 2.1' i çözmek için bilgisayar kullanılması kaçınılmaz hale gelir. Belirtilen işlem adımlarını otomatik hale getirmek için basit programlar yazılabilir. Gerçekten sonlu eleman metodu, otomatik hesaplama ile birleştirilmekle, çözümü çok zor hatta olanaksız karmaşık fiziksel problemleri hassas olarak çözmekte çok etkin ve zarif bir araç oluşturur (Nath 1974).

Sonlu elemanlar metodunu diğer sayısal yöntemlerden ayıran özellikleri kısaca özetleyecek olursak:

- Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerin esnekliği nedeni ile verilen bir cisim eksiksiz temsil edebilir, çok bağlantılı bölgeler veya köşeleri olan bölgeler zorluk çekilmeksizin incelenebilir.
- Değişik malzeme veya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometrik ve malzeme non-lineeriteleri, kalıtsal olsa bile malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.
- Sebep sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler veya yer değiştirmeler cinsinden formüle

edilebilir. Sonlu eleman metodunun bu özelliği problemin anlaşılabilmesini ve çözülebilmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.

- Sınır şartları kolayca uygulanır.
- Sonlu elemanlar metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep sonuç iliksilerini hesaplayabilmek için çok etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Analitik ve deneysel incelemelerde daha hassas sonuçlar verir.

3. MODEL MAKİNE PARÇASININ TANITIMI

Bir traktörün ana parçaları aks, ön dingil mesnedi, şasi, transmisyon, rops ve çeki sistemidir. Traktör endüstrisinde, sistem ve parça tasarımı önceden belirlenen özelliklere ve ihtiyaçlara göre yapılır. Parçalar için en kritik tasarım kriteri kuvvet gereksinimine göre belirlenir. Çünkü bu parçalar traktörlerin uygulama alanında yüksek kuvvetlere maruz kalırlar. Ana komponentlere göre, en kritik yükleme koşulları kuvvetlerin direkt etki ettiği ön dingil ve ön dingil mesnedinde oluşur.



Şekil 3.1 Traktörün ana parçaları; 1) Arka Aks, 2) Lift Kaldırıcı, 3) Yakıt Tankı, 4) Motor, 5) Ön Dingil Mesnedi, 6) Ön Aks

3.1 Kullanım Alanı

Traktörde ön düzen taşıyıcının bulunduğu sistemi üzerinde taşıyan parçadır. Modellere göre farklı yapıda ve tasarımda olabilir. Mesnede ön ağırlık taşıyıcı montajı yapılır. Taşıyıcı üzerine de 35x6 adet ağırlık bağlanır. Mesnet diğer taraftan işlenmiş yüzeyden motor bağlantı kulaklarıyla birlikte motora bağlanır. 2WD traktör modellerinde sabitleme pivot pimle, 4WD modellerde ön ve arka taşıyıcı mesnetleriyle birlikte montaj işlemi yapılmaktadır. Ön dingil mesnedinin üst kısmına ise traktörün soğutucu kısmı olan radyatör montajı yapılmaktadır. Klimalı modellerde klima soğutucu peteğinin montajı da ön mesned taşıyıcı üzerine yapılmaktadır. Radyatör sıvısı ile birlikte yağ soğutucu peteği de bağlanmaktadır.



Şekil 3.2 Ön dingil mesnedi

3.2 Malzeme Özellikleri

Giderek artan malzeme çeşitliliği, makine tasarımlarında, malzeme seçiminde çok sayıda seçenekle karşılaşılmasına yol açmaktadır.

Günümüz koşullarında, makine konstrüksiyonlarında malzeme seçimi amacıyla, seçim indeksleri geliştirilmiştir. Bu indekslerden elde edilen sonuçlar, malzeme özelliklerine göre çizilmiş grafiklere taşınarak optimal malzeme seçimi yapılmaktadır. Ancak bu işlemler çok sayıda malzemenin kullanıldığı günümüz koşullarında uzun zaman gerektirmekte ve bazı özel durumlarda da sonuç almayı güçleştirmektedir.

Bu nedenle, bu prosesin daha hızlı işlem imkanı tanıyan bilgisayarların desteğiyle yapılması daha doğru olacaktır. Bilgisayar ortamında malzeme seçimi prosesi üç aşamada gerçekleştirilebilir. İlk aşamada malzemelerin fiziksel, kimyasal vb. özellikleri ile ilgili kapsamlı bir veri tabanları oluşturulmalıdır. İkinci aşamada, analitik malzeme seçimine imkan verecek şekilde, malzeme seçim indeksleri geliştirilmeli veya mevcut olanlar kullanılmalıdır. Son olarak, belirlenecek sınır koşullarına göre, optimal seçime imkan tanıyan, yapay sinir ağları, genetik algoritma vb. yazılım algoritmaları kullanılarak bilgisayar yardımıyla optimal malzeme seçimini gerçekleştirmek mümkün olacaktır.

Malzeme seçim indeksleri,

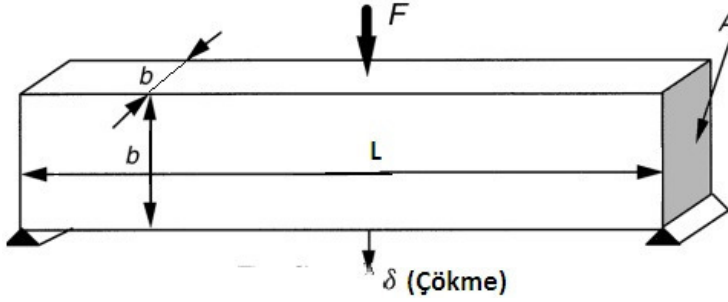
Malzeme seçim indeksleri optimizasyon sınırlamalarına göre geliştirilmektedir. Örneğin aşağıdaki işlemler yardımıyla, katılık, dayanım, korozyon direnci, şekillendirme karakteristikleri vb. adımlara göre malzeme seçim indeksi belirlenmiştir.

- a- Tasarım gereksinimlerinin saptanması
- Fonksiyon; Eleman ne iş yapacak

- Amaç; Maksimum ve minimumlar nelerdir.
- Sınırlamalar; Katılık, dayanım, korozyon direnci, şekillendirme karakteristikleri vb. gereksinimler.
- b- Geometrik ve malzemesel gereksinimlere uygun amaç fonksiyonunun geliştirilmesi.
- c- Serbest değişkenlerin belirlenmesi
- d- Sınırlamalara uygun eşitlikler geliştirme.
- e- Sınırlama fonksiyonundaki serbest değişkenleri amaç fonksiyonunda yerine koymak
- f- Değişkenleri üç grupta toplamak, bunlar, fonksiyonel gereksinimler, F; Geometrik gereksinimler, G ve malzeme özellikleri, M, böylece,
Performans karakteristiği $\leq f_1(F) \cdot f_2(G) \cdot f_3(M)$
Veya, Performans karakteristiği $\geq f_1(F) \cdot f_2(G) \cdot f_3(M)$
- g- Malzeme indeksini okumak, performans karakteristiklerini optimize etmek için M değerini açıklamak.

Malzeme seçim indeksi ile malzemenin, kütlesi (veya hacmi), ömrü ve maliyeti gibi bazı kabuller açıklanabilmektedir.

Örnek. Hafif ve katı bir kirişin malzeme indeksinin bulunması.



- Fonksiyon : Kiriş
- Amaç : Minimum kütle
- Sınırlamalar : a. Boy verilmiş, L
b. Çok büyük çökmelere yol açmayacak kuvvet uygulanacak, F

Burada kirişin yay katsayısı, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$k = \frac{F}{\delta} \geq \frac{C_1 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (3.1)$$

Burada E elastisite modülü ve C_1 yük dağılımına bağlı olarak değişen bir faktördür. Kare profile sahip kiriş için atalet momenti aşağıdaki gibi verilebilir.

$$I = \frac{b^4}{12} = \frac{A^2}{12} \quad (3.2)$$

$m = A \cdot L \cdot \rho$ olduğunu göz önüne alarak bu denklemlerden kütle ifadesini aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$m \geq \left(\frac{12 \cdot k}{C_1 \cdot L} \right)^2 L^3 \left(\frac{\rho}{E^{1/2}} \right) \quad (3.3)$$

Burada boyutlar sabit kabul edildiği takdirde malzeme indeksi aşağıdaki gibi verilebilir.

$$MI = \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (3.4)$$

Burada malzeme indeksi, MI maksimize edilecek olursa kütle minimum olacaktır.

Avantaj ve Dezavantajları

Çizelge 3.1 Malzemeler için aşınma dayanımı değerleri

Çeşitli metaller için aşınma dayanımı değerleri	
Malzeme	Sönümleme kapasitesi
Gri Dökme Demir	100–500
Sünek Dökme Demir	5–20
Temper Dökme Demir	8–15
Beyaz Demir	2–4
Çelik	4
Alüminyum	0.4

- Düşük maliyet
- İyi talaşlı işleme kabiliyeti
- Aşınma dayanımı yüksek (içindeki yüksek grafit oranı)
- Yüksek titreşim sönümleme yeteneği
- Yüksek korozyon dayanımı
- Düşük çarpışma ve şok dayanımı
- Kırılgan yapı

Çizelge 3.2 GG-25 malzeme özellikleri

Çekme Mukavemeti	250 N/mm ²
Akma Mukavemeti	163 N/mm ²
Sertlik	180-220HB
Elastiklik Modülü	120 N/mm ²
Yoğunluk Sınırı	115 N/mm ²
Darbe Sönümleme	%28

4. MODEL MAKİNE PARÇASININ TASARIMI VE ANALİZİ

Ön dingil mesnedi prototipine uygulanan düşey yorulma testleri sırasında, öngörülen yük tekrar sayılarına ulaşılmadan ortaya çıkan yorulma hasarı incelenmiştir. Testlerde numunelerin genellikle aynı bölgeden hasara uğradığı gözlenmiştir. Hasarın nedenini belirlemek amacıyla gövdenin bilgisayar destekli katı modeli oluşturulmuş, gövde malzemesinin mekanik özellikleri çekme deneylerinden elde edilmiştir. Bu veriler kullanılarak, sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla gövde modelinin gerilme ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Hasara uğraması muhtemel bölgeler ve bu hasarın ortaya çıkabileceği minimum yük tekrar sayısı belirlenmiştir. Test ve analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, gövdenin yorulma ömrünün arttırılması için tasarım önerilerinde bulunulmuştur.

4.1 Katı Model Hazırlama

Bu çalışmada katı modelleme programı olarak Pro/Engineer yazılımı seçilmiştir. Bu yazılımın en önemli özelliği parametrik tabanlı olmasıdır yani program, oluşturulan bir model üzerinde istenildiği zaman herhangi bir değişiklik yapmaya olanak verir. Bu program kullanıcılara iki boyutlu çizim, üç boyutlu katı modelleme, katı modelleri montaj haline getirme, oluşturulan model üzerinden teknik resim alma imalat modülü, analiz modülü gibi olanaklar sunar.

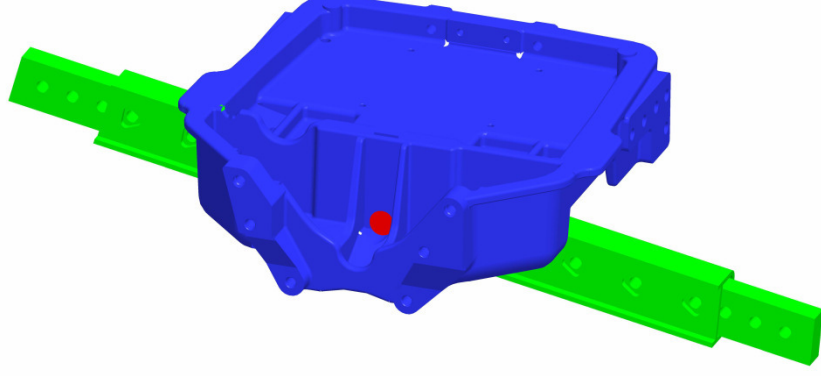
Bu çalışmada sonlu eleman yazılımı olarak ANSYS paket programı seçilmiştir. Bu yazılım sayesinde statik analiz, dinamik analiz, ısı transferi analizi, akışkanlar mekaniği analizi, elektromanyetik analiz yapılabilir. ANSYS yazılımı temel olarak modelleme, analiz ve sonuçların değerlendirilmesi olmak üzere üç ana aşamadan oluşur.

Dinamik analizde ProEngineer programında oluşturulan katı modelin sadeleştirilmiş hali kullanılmıştır. Özellikle dinamik analizde bu bölümlerdeki geometri tam olarak oluşturulmak istendiğinde program çok sık ve küçük boyutlu eleman kullanmaktadır. Böylece modelin eleman sayısı artımı ile doğru orantılı olarak analiz çözüm süresi de artmaktadır.

Sonlu eleman analizi gerçekleştirilirken kullanılan program ile oluşturulan katı modelin en küçük elemanlara ayrılarak ve bu elemanlara genel yapının malzeme modeli özellikleri yüklenerek, elemanlar arasındaki etkileşimlerin adım adım çözümü elde edilmektedir. Bu nedenle yapılan analizin doğru ve geçerli sonuçlar verebilmesi için kullanılan eleman tipi ve oluşturulan eleman sayısı (ağ yoğunluğu) büyük önem taşımaktadır. Yapılacak analizde yoğun bir ağ oluşturulduğunda (yani çok sayıda eleman oluşturulduğunda) ise hesaplama süresi ve hesaplama maliyeti eldeki sınırlarını aşabilir. Bu durum göz önüne alınarak etkileşime girecek ve deformasyon beklenen bölgelerde daha yoğun ağ diğer bölgelerde ise

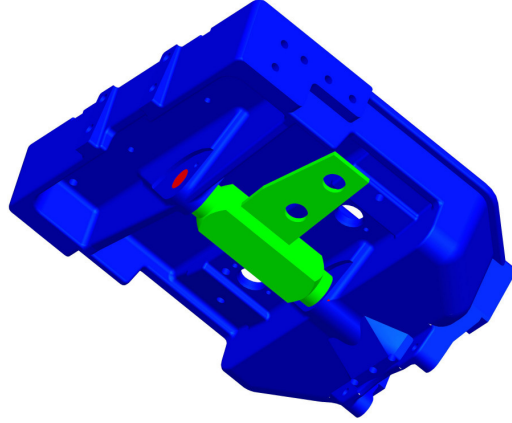
daha seyrek ağ oluşturulur. Bu şekilde oluşturulan ağlar ile hem çözüm geçerli sınırlar içerisinde kalır hem de çözüm maliyetinin kabul edilebilir seviyelerde kalması sağlanır.

Hasarın nedenini belirlemek amacıyla, Pro-Engineer yazılımı kullanılarak ön dingil mesnedinin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.1 Üç boyutlu katı model

Pivot mili ön dingil mesnedine sabitlenmiştir ve ön aks x-ekseni etrafında pivot mil üzerinde dönebilmektedir. Fakat bu dönüş 12° ile sınırlıdır.

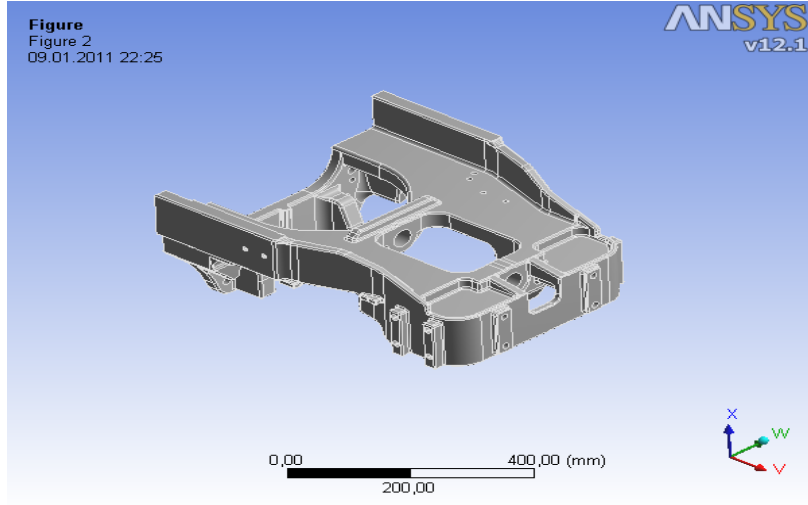


Şekil 4.2 Şasi bağlantı yüzeyi

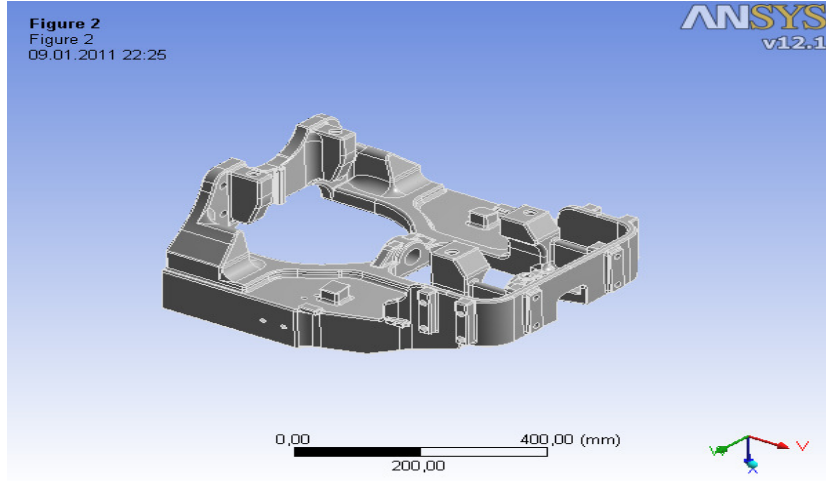
Yol düzgünlükleri nedeniyle ortaya çıkan dinamik kuvvetler, bu sistemin asıl taşıyıcı elemanı olan aks gövdesini çalışma ömrü boyunca darbeli olarak zorlar. Bu nedenle tasarımın yalnızca statik yükleme etkileri üzerinden yapılması, sistemin öngörülen işletim ömründen daha önce hasara uğramasıyla sonuçlanabilir. Bunu önlemek için tasarım aşamasında, yorulma ömrü hesaplamalarının da göz önüne alınması gerekir.

Katı Modelin Ansys'e Aktarılması

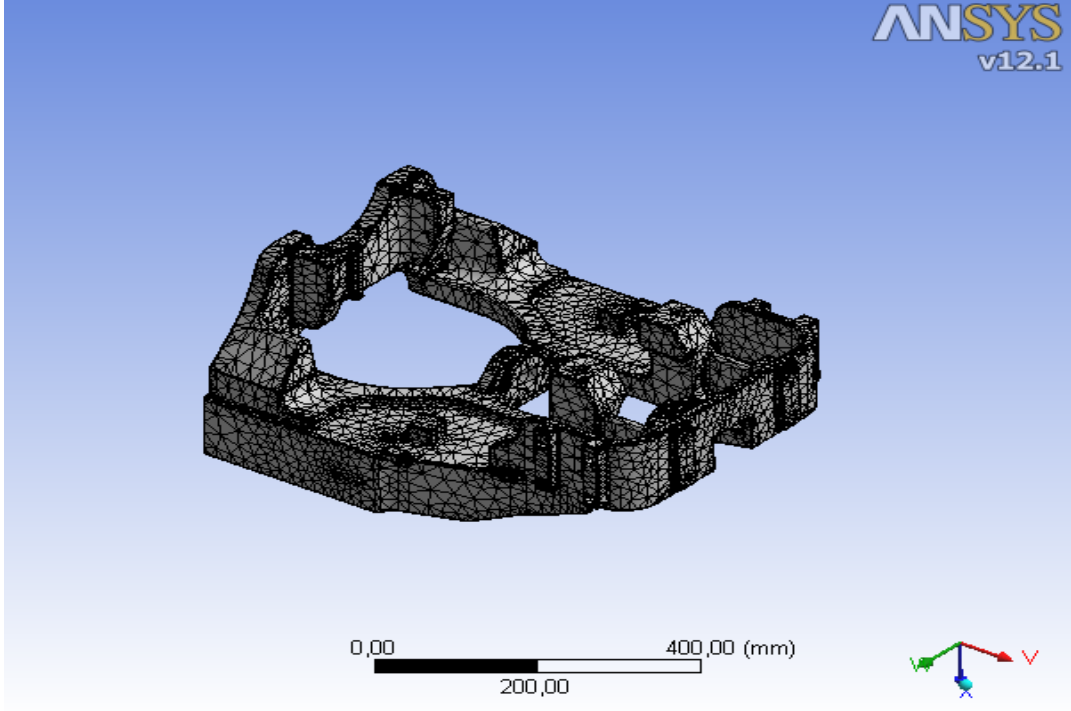
Model elemanları Pro/Engineer programının Part Modeling bölümünde oluşturulmuştur. Pro/Engineer programındaki katı modelinde kaynaklı bağlantılar, cıvatalı birleştirmeler, yaylar ve amortisörler ihmal edilmiştir. Bunlarla ilgili işlemler Ansys'te yapılmıştır. Montaj işlemi tamamlandıktan sonra oluşturulan model, sonlu elemanlar yöntemi ile çözümleme yapan ANSYS yazılımına aktarılmıştır. Pro/Engineer yazılımında oluşturulan model aktif halde iken Workbench yazılımı açılır. Geometri araç çubuğunda aktif olan çalışma seçilir. Yazılım otomatik olarak modeli ANSYS WORKBENCH ortamına aktarır.



Şekil 4.3 Modelin Ansys görünümü

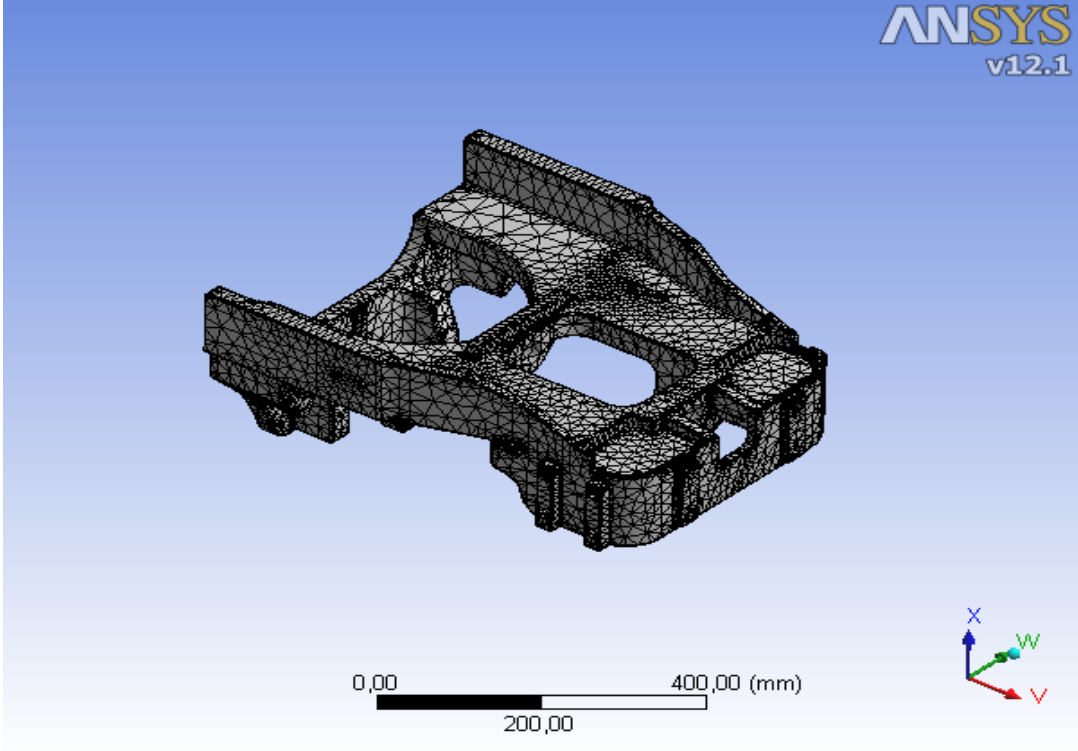


Şekil 4.4 Modelin Ansys görünümü

Katı Modelin Sonlu Elemanlara Ayrılması (Mesh İşlemi)

Şekil 4.5 Ansys Ortamında Mesh Halindeki Model

Şekilde görülen sonlu elamanlar model mesh, solid tetrahedron kullanılarak oluşturulmuştur. Genellikle hacimli parçaların analizi solid element kullanımını gerektirir. Tetrahedron elementler iki tiptir; lineer ve parabolik. Lineer tetrahedron elementler sayısal olarak daha hızlıdır fakat hassas değildir. Diğer taraftan, parabolik tetrahedron daha çok sayısal kaynak gerektirir fakat daha hassas sonuçlar verir. Parabolik tetrahedron için diğer önemli bir özellik de eğrisel yüzeyleri daha iyi kapsamasıdır. Bu nedenle, ön dingil mesnedi sonlu elemanlar modeli daha hassas sonuçlar elde etmek için parabolik tetrahedron ile oluşturulmuştur.



Şekil 4.6 Ansys Ortamında Mesh Halindeki Model

Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Modelin gerçek fiziksel özelliklerini yakalayabilmek için ANSYS programında her bir eleman için yoğunluk değerleri tanımlanmıştır. Model toplam 76503 eleman ve 132989 düğüm noktasından oluşmaktadır.

Model (B4) > Geometry > Parts

Çizelge 4.1 Sonlu elemanlar analiz verileri

Object Name	<i>Support</i>	<i>Pin</i>
State	Meshed	
Definition		
Suppressed	No	
Stiffness Behavior	Flexible	
Coordinate System	Default Coordinate System	
Reference Temperature	By Environment	
Material		
Assignment	gg-25	Structural Steel
Nonlinear Effects	Yes	
Thermal Strain Effects	Yes	
Bounding Box		
Length X	628, mm	290, mm
Length Y	533,51 mm	40, mm
Length Z	311,25 mm	40, mm
Properties		
Volume	1,383e+007 mm ³	3,6442e+005 mm ³
Mass	9,9573e-002 t	2,8607e-003 t
Centroid X	901,71 mm	1034, mm
Centroid Y	0,14612 mm	-2,3669e-014 mm
Centroid Z	231,62 mm	243, mm
Moment of Inertia Ip1	3240,9 t·mm ²	0,56636 t·mm ²
Moment of Inertia Ip2	4483,7 t·mm ²	20,231 t·mm ²
Moment of Inertia Ip3	6996,6 t·mm ²	20,231 t·mm ²
Statistics		
Nodes	132989	1805
Elements	76503	336
Mesh Metric	None	

Bağlantıların tanımlanması

Ön Dingil Mesnedi ve Şasi arasındaki motora bağlantı yüzeyleri sabit bağlantı (fixed joint) olarak tanımlandı.

Model (B4) > Connections > Contact Regions

Çizelge 4.2 Analiz için sabit bağlantı yüzeylerinin tanımlanması

Object Name	<i>Contact Region</i>
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	2 Faces
Target	1 Face
Contact Bodies	Front Axle Support
Target Bodies	pim

4.3.4 Yorulma Değerlerinin Belirlenmesi

Çatlağın hangi yük tekrar sayısında ortaya çıkacağı hakkında fikir edinmek amacıyla, hazırlanan modelinin yorulma analizi yapılmıştır. Bunun için, çekme deneyi sonuçlarından yola çıkılarak gövde malzemesinin Wöhler diyagramı, yorulma mukavemeti düzeltme faktörleri ışığında yaklaşık olarak oluşturulmuştur.

Değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda bunların maksimum değeri değil tekrar sayısı önemlidir. Çevrimsel olarak değişen gerilmeler malzemenin iç yapısında bazı yıpranmalara sebep olur. Böylece kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelir.

Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin iç yapısındaki değişikliklere yorulma ve elemanların kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir. Elemanın ömrü genellikle çevrim sayısı ile ifade edilir. Değişken zorlamada kopma iç yapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu nokta civarında malzeme yorulur ve bir çatlak meydana gelir. Oluşan bu çatlak zamanla genişler ve derinleşir. Sonunda çatlak dışındaki bölgedeki gerilme mukavemet sınırını aşarak elemanın birden bire kırılmasına neden olur.

Kullandığımız malzeme GG-25 döküm malzemedir. Yorulma analizimize başlamadan önce bu malzemeye ait özellikleri sisteme tanıtmamız gerekmektedir. Sonlu elemanlar modelini çözmek için elastiklik modülü ve poisson oranına ihtiyaç vardır. Bu değerler; elastiklik modülü 120000 ve poisson oranı 0,28 olarak sisteme girilmiştir.

Çizelge 4.3 Analiz için Ansys malzeme verileri

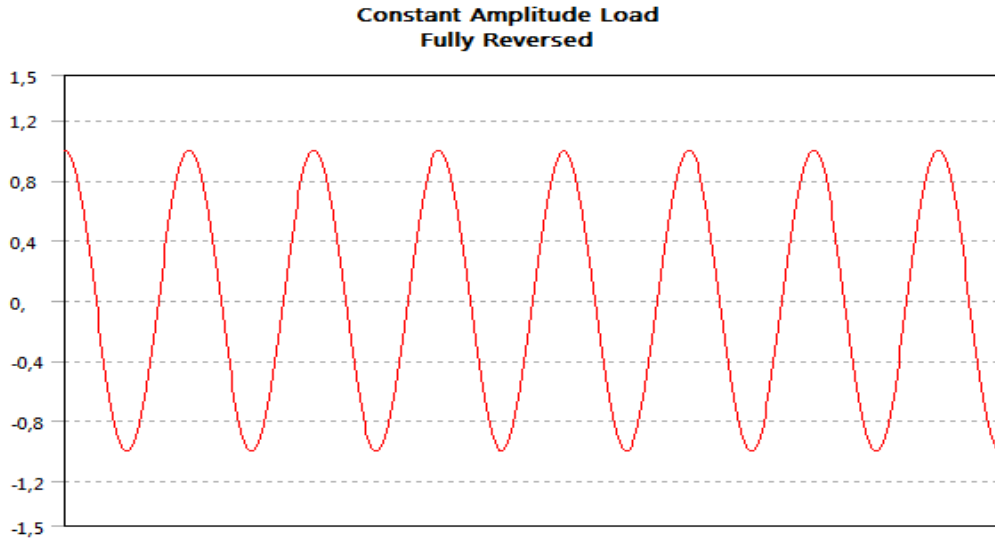
Density	Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
7.2e-009 tonne mm ⁻³	1.1e+005	0.28	120000	42969

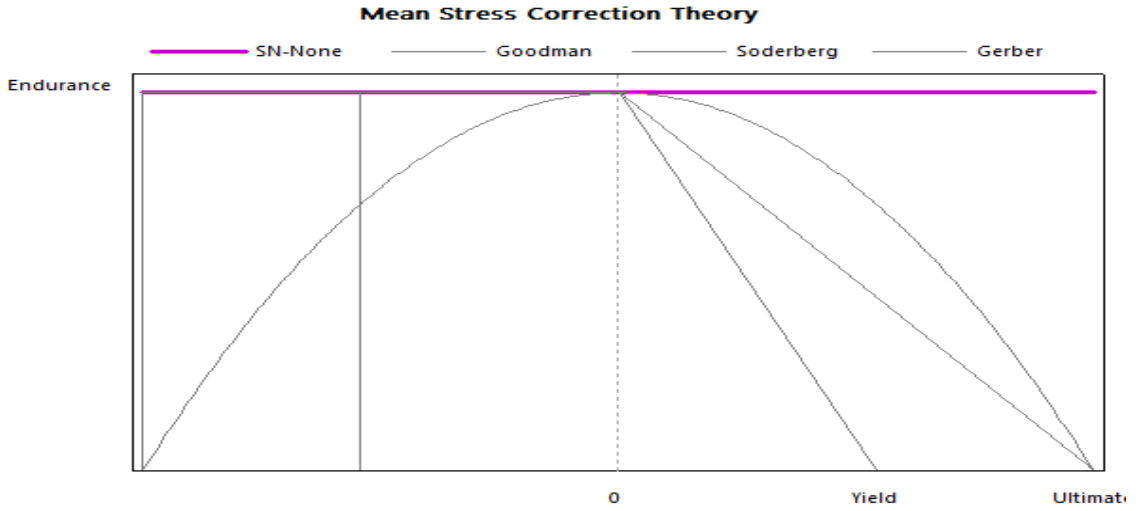
Çizelge 4.4 Alternating Stress -Mean Stress Değerleri

Alternating Stress MPa	Cycles	Mean Stress MPa
110	100	94.596
106	1000	94.596
102	10000	94.596
90	1.e+005	94.596
65	1.e+006	94.596

Malzemeye ait gerekli olan parametreleri programa tanıtmamızın ardından yapacağımız yorulma analizinin kriterlerini belirlememiz gerekmektedir. ANSYS programı ile farklı yorulma teorilerinde yorulma analizi yapmamız mümkündür. Sistemimiz için en uygun olan yorulma teorisi Goodman Teorisidir

Ansys programının kullandığı bu teoride gerekli olan malzeme özelliklerini programa girmiştik. Program daha önceden hesaplatmış olduğumuz gerilme değerleri kullanarak parçamıza yorulma analizini yaptırmaktadır. Gerekli olan sürekli mukavemet sınırını belirlemek amacıyla programımıza yorulma dayanım faktörünü tanımlamamız gerekmektedir. Bu faktör yüzey düzgünlüğü, büyüklük, sıcaklık, gerilme yığılması, güvenilirlik ve diğer etkiler gibi faktörlere bağlıdır. Gerekli olan parametreleri programa tanıtmamızla birlikte istenilen Goodman yorulma eğrisini ve yükleme eğrisini elde etmiş oluruz.

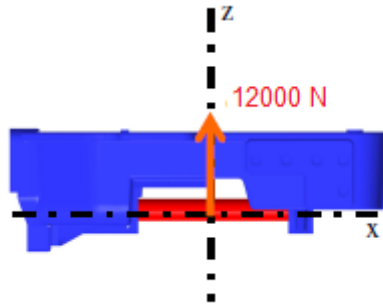




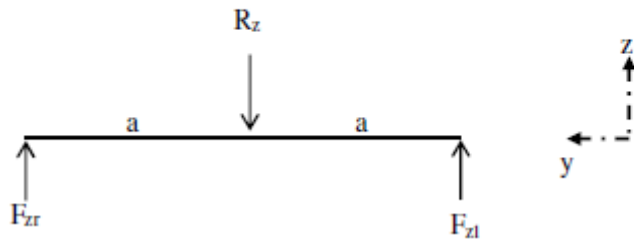
Şekil 4.7 Goodman eğrisi ve yükleme eğrisi

Statik Analizler

Statik Analiz için ön dingil mesnedi üzerinde şasi ile temas eden pivot pin üzerine 12000N'luk düşey yüklemeler uygulanmıştır.



Şekil 4.8 Statik yük uygulama şekli



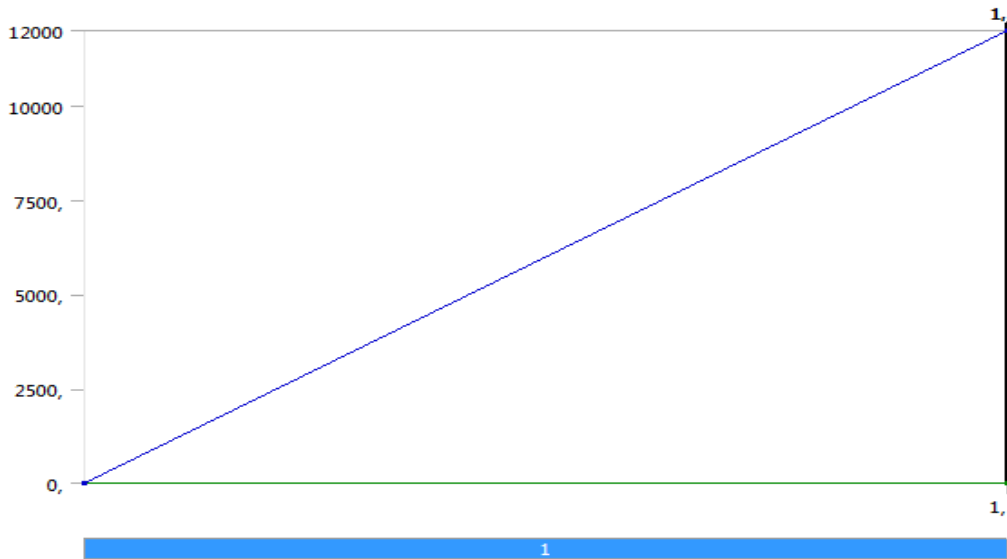
Şekil 4.9 Statik yükler

Model (B4) > Static Structural (B5) > Loads

Çizelge 4.5 Statik analiz için sabit yük değeri Ansys verileri

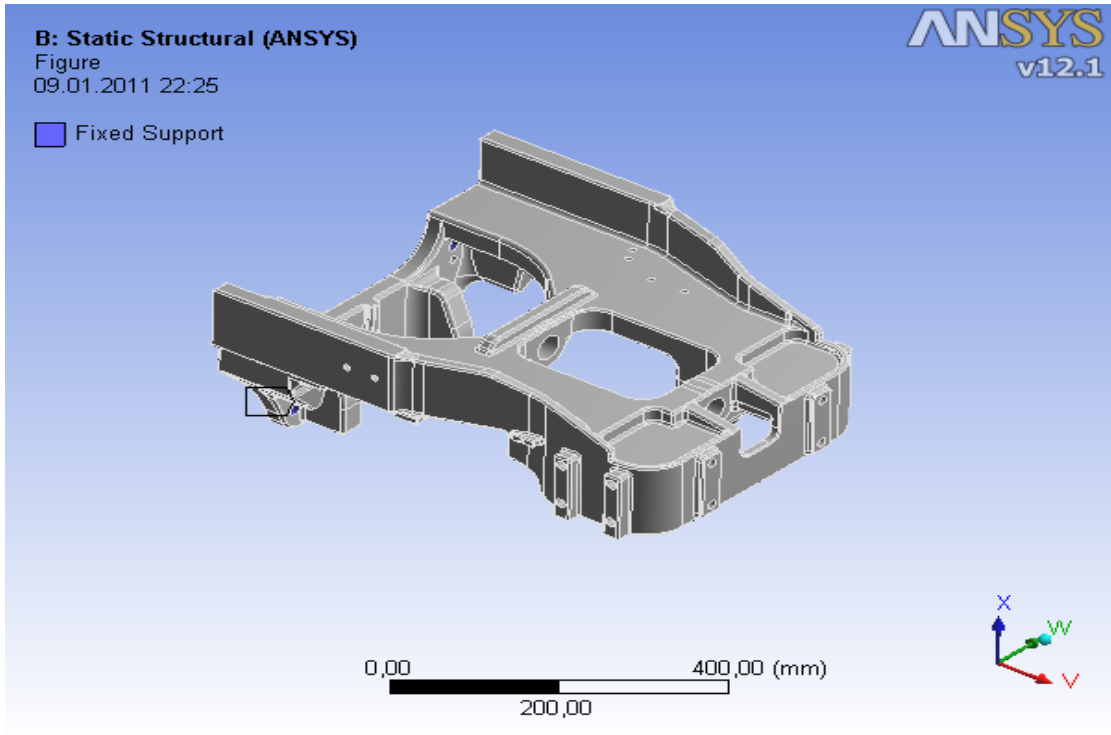
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	6 Faces	1 Face
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (ramped)
Y Component		0, N (ramped)
Z Component		12000 N (ramped)

Model (B4) > Static Structural (B5) > Force



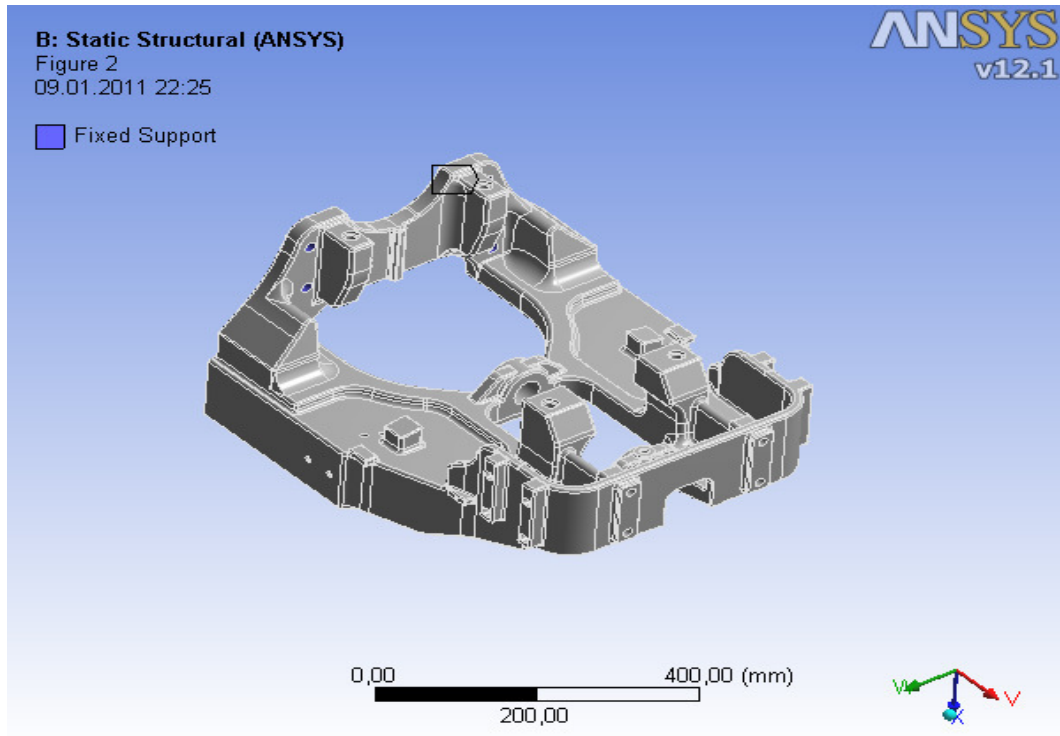
Şekil 4.10 Statik yük grafiği

Model (B4) > Static Structural (B5) > Figure



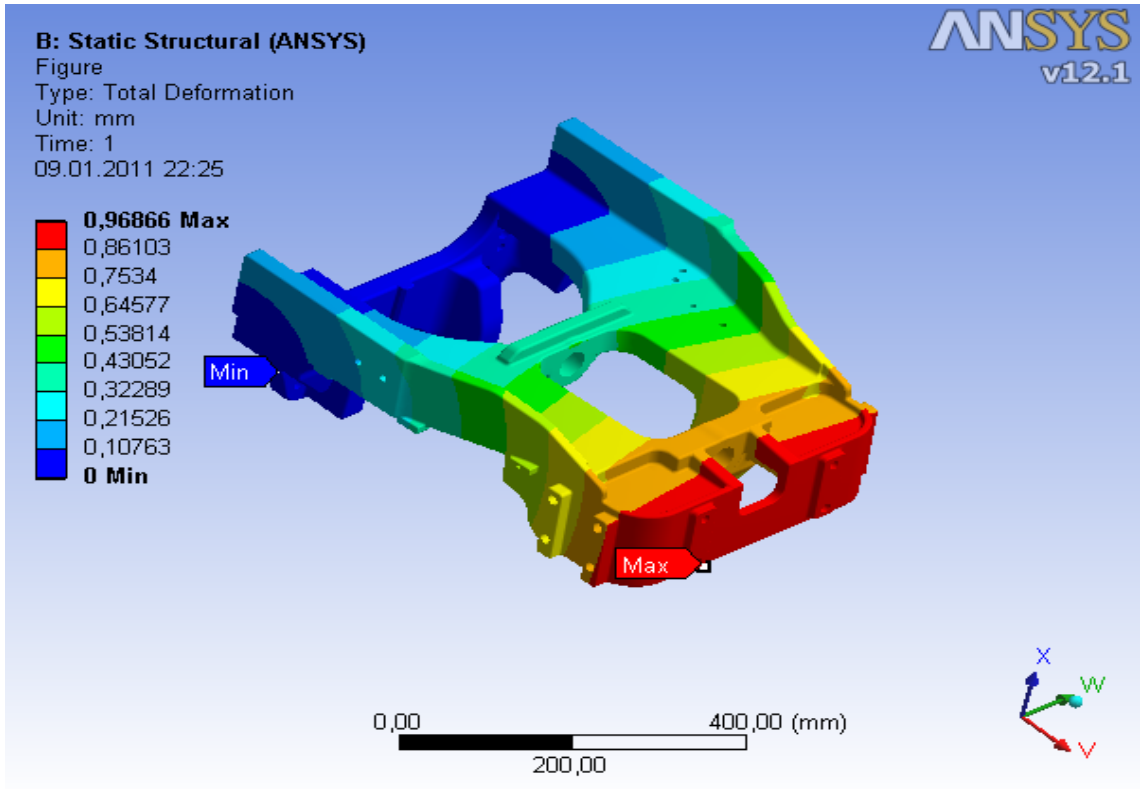
Şekil 4.11 Statik yapısal analiz üst görünüş

Model (B4) > Static Structural (B5) > Figure 2



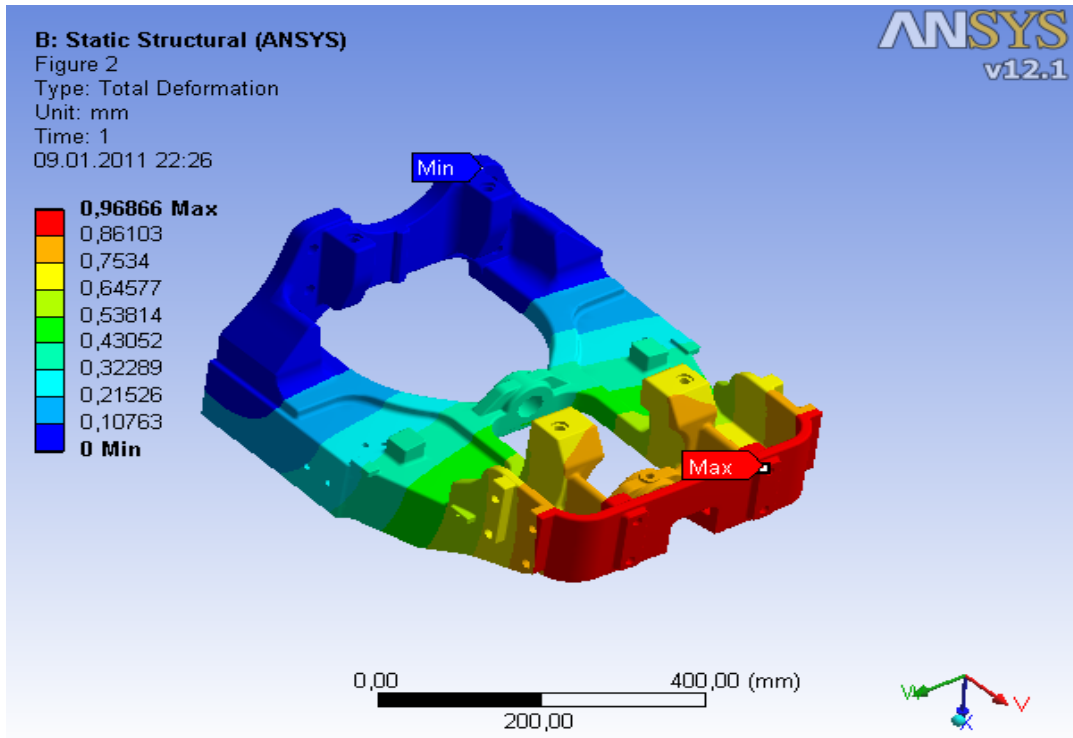
Şekil 4.12 Statik yapısal analiz alt görünüş

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Total Deformation > Figure



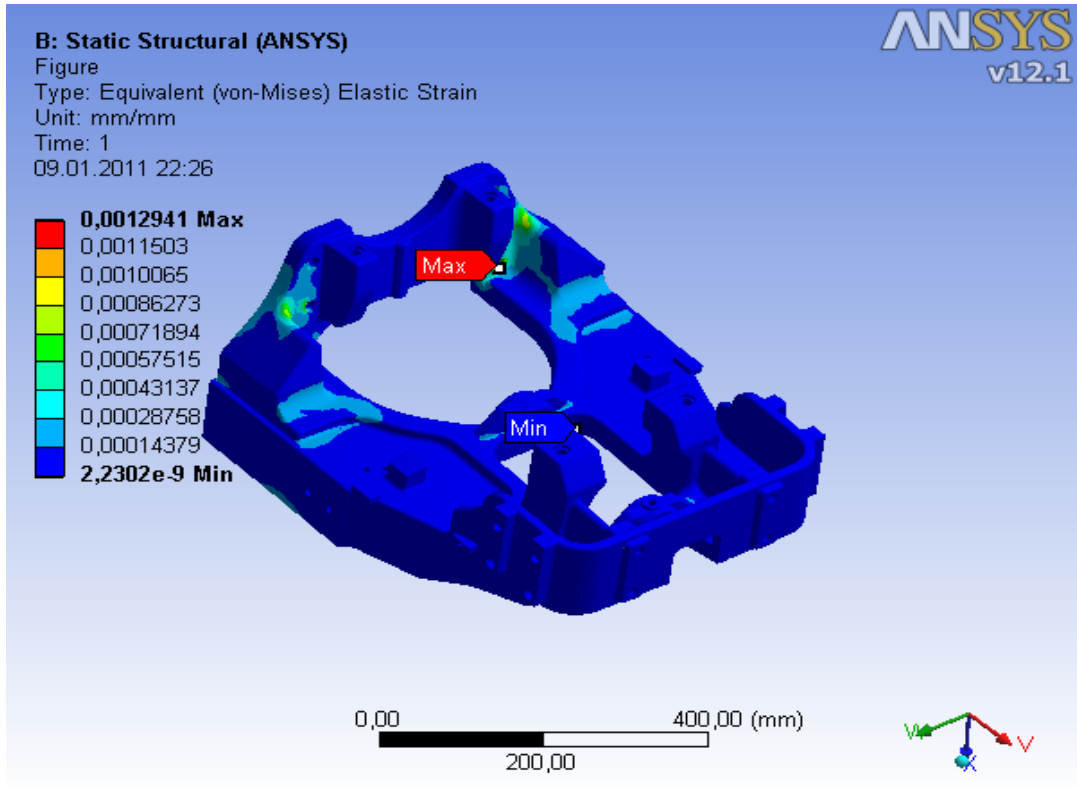
Şekil 4.13 Statik yapısal analiz toplam deformasyon üstten görünüm

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Total Deformation > Figure 2



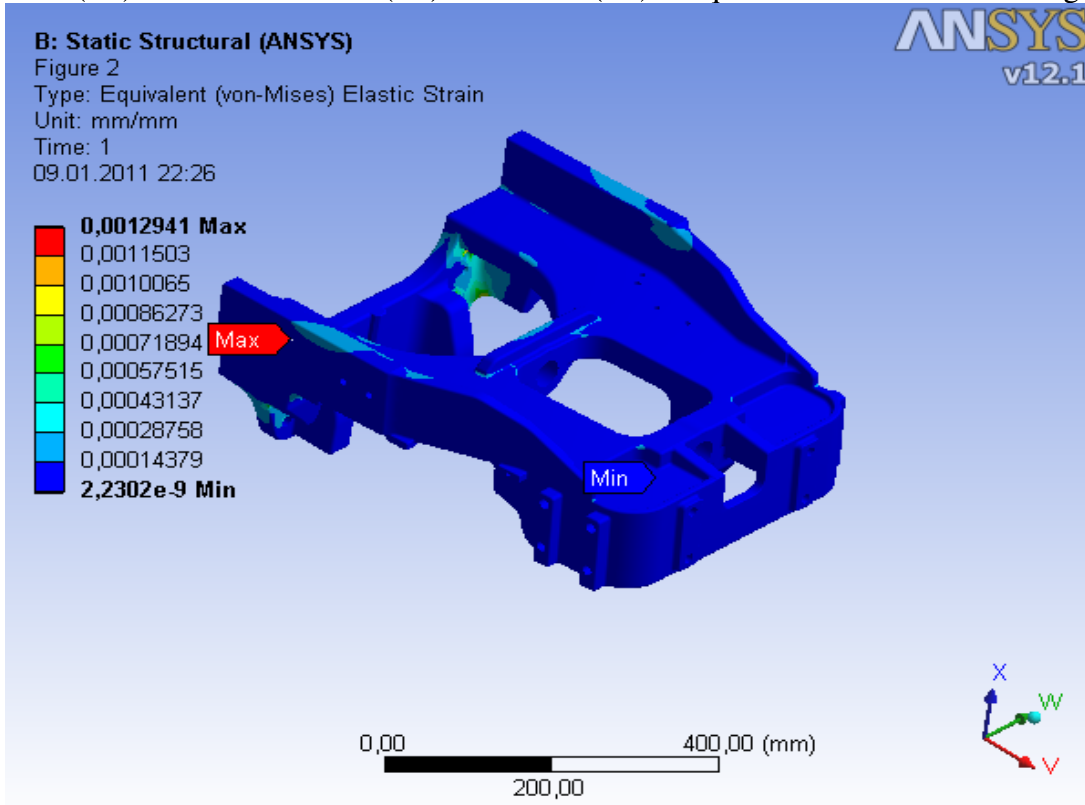
Şekil 4.14 Statik yapısal analiz toplam deformasyon alttan görünüm

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Equivalent Elastic Strain > Figure



Şekil 4.15 Statik eşdeğer elastik gerinim analizi alt görünüm

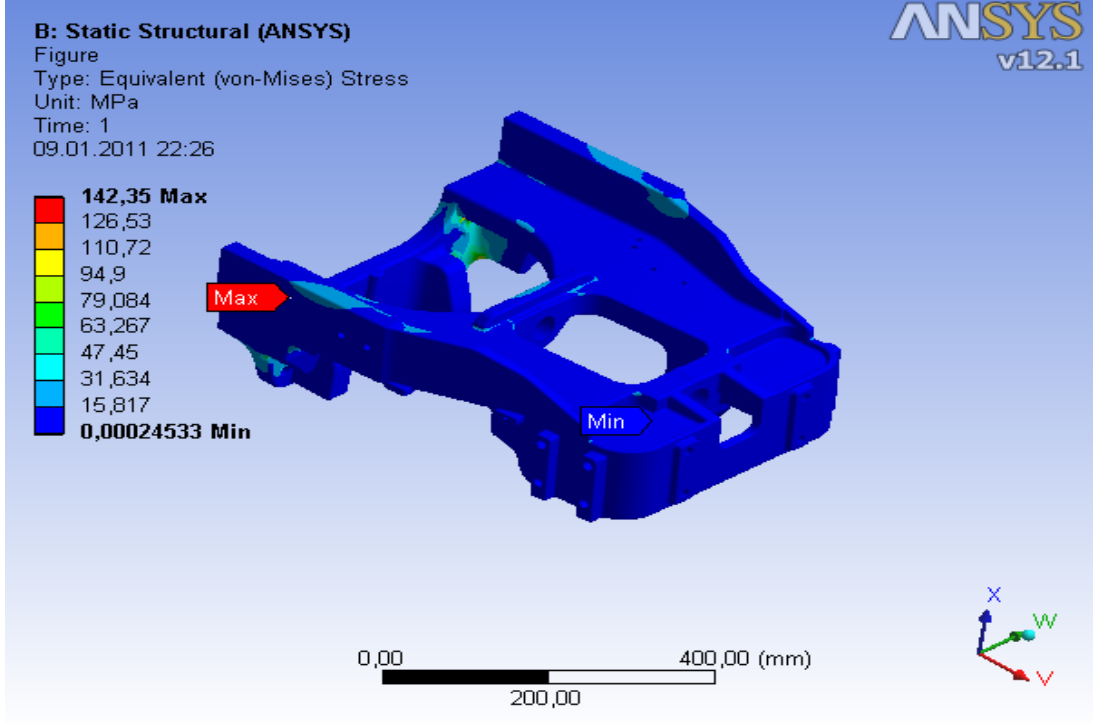
Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Equivalent Elastic Strain > Figure



Şekil 4.16 Statik eşdeğer elastik gerinim analizi üst görünüm

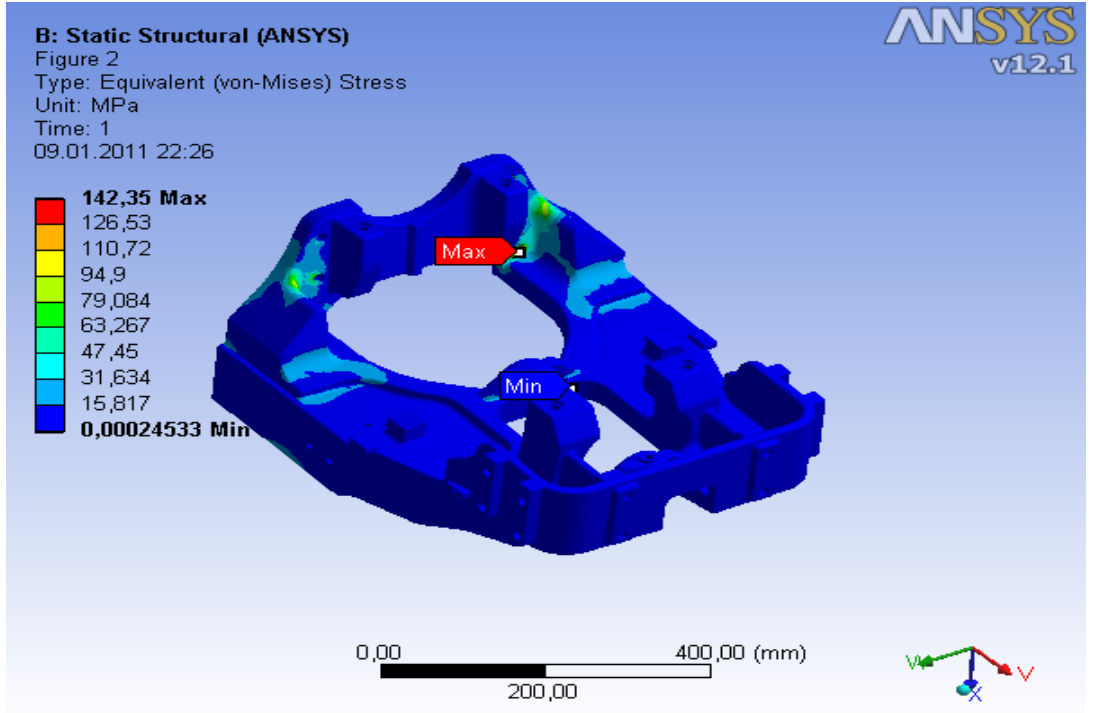
Maksimum ve minimum eşdeğer gerinim sonuçları her yükleme şekli için Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da gösterilmiştir.

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Equivalent Stress > Figure



Şekil 4.17 Statik eşdeğer elastik gerilme analizi

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Equivalent Stress > Figure 2



Şekil 4.18 Statik eşdeğer elastik gerilme analizi

Dinamik analiz

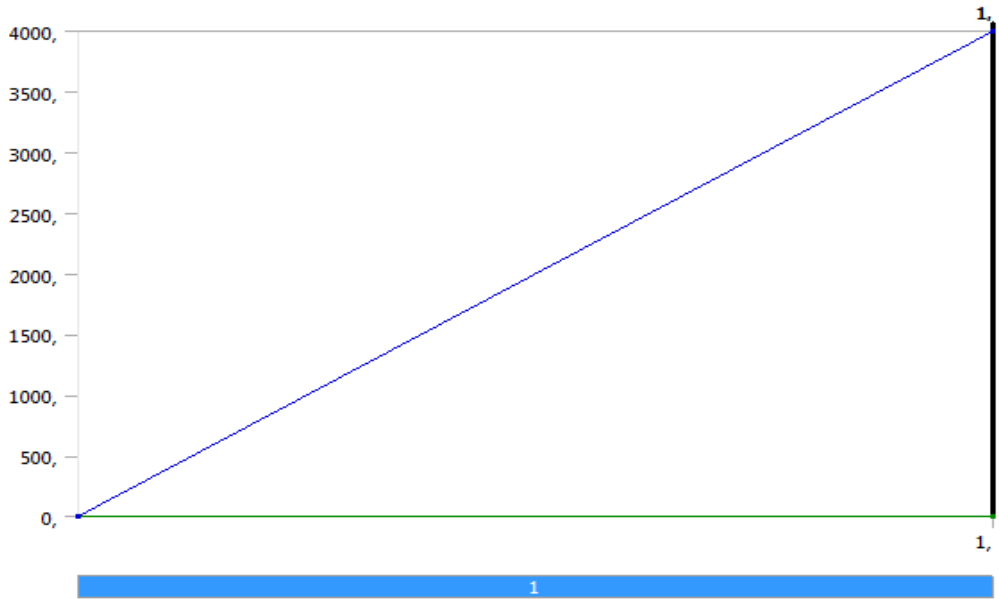
Dinamik Analiz için ön dingil mesnedi üzerinde şasi ile temas eden pivot pin üzerine 50000 çevrim sayısı ile 4000N'luk düşey yüklemeler uygulanmıştır.

Model (B4) > Static Structural (B5) > Loads

Çizelge 4.6 Dinamik analiz için yük değeri Ansys verileri

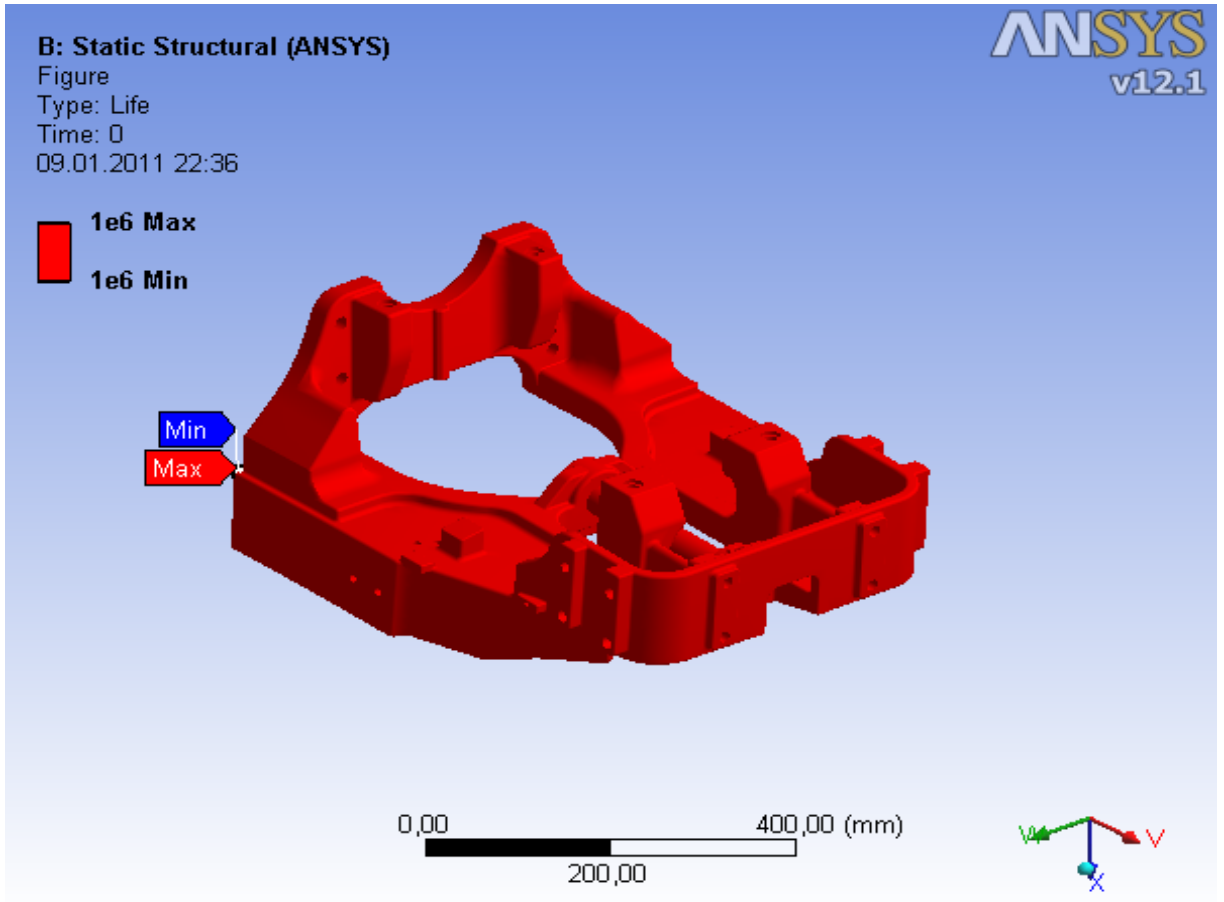
Object Name	<i>Fixed Support</i>	<i>Force</i>
State	Fully Defined	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	6 Faces	1 Face
Definition		
Type	Fixed Support	Force
Suppressed	No	
Define By		Components
Coordinate System		Global Coordinate System
X Component		0, N (ramped)
Y Component		0, N (ramped)
Z Component		4000, N (ramped)

Model (B4) > Static Structural (B5) > Force



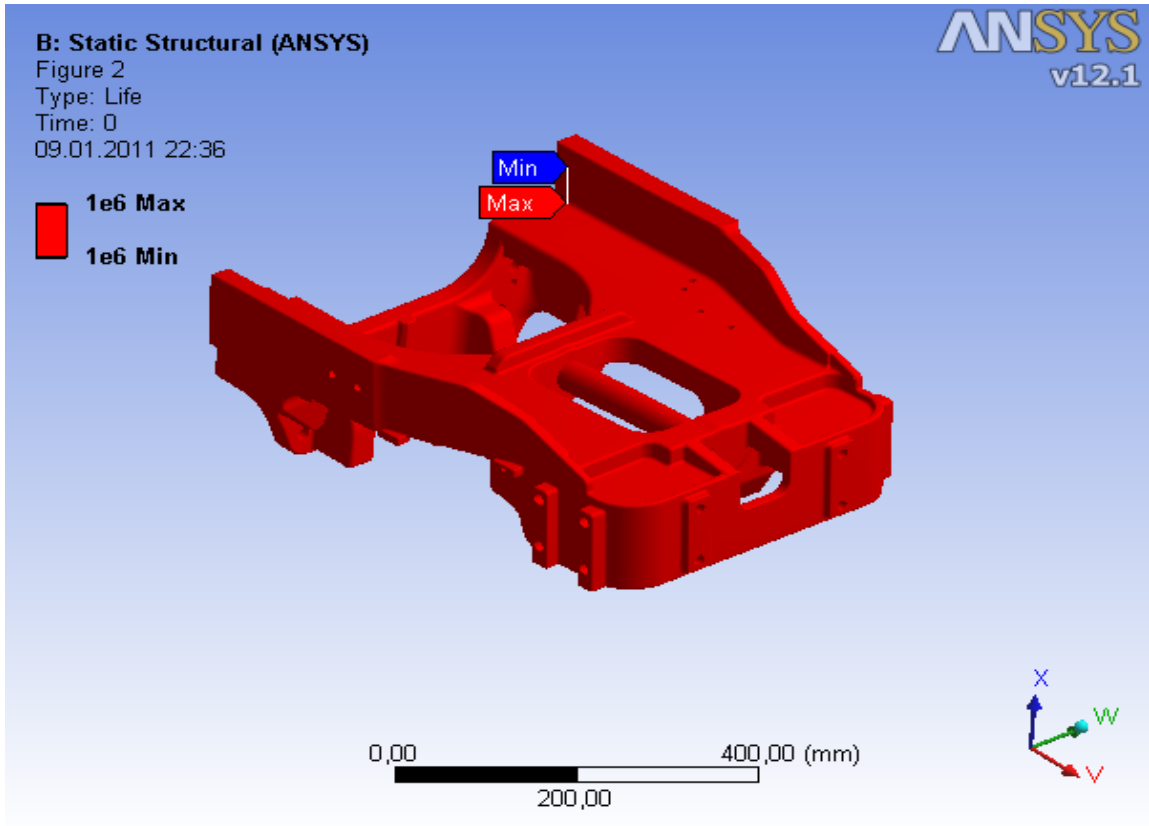
Şekil 4.19 Dinamik yük grafiği

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool > Life > Figure



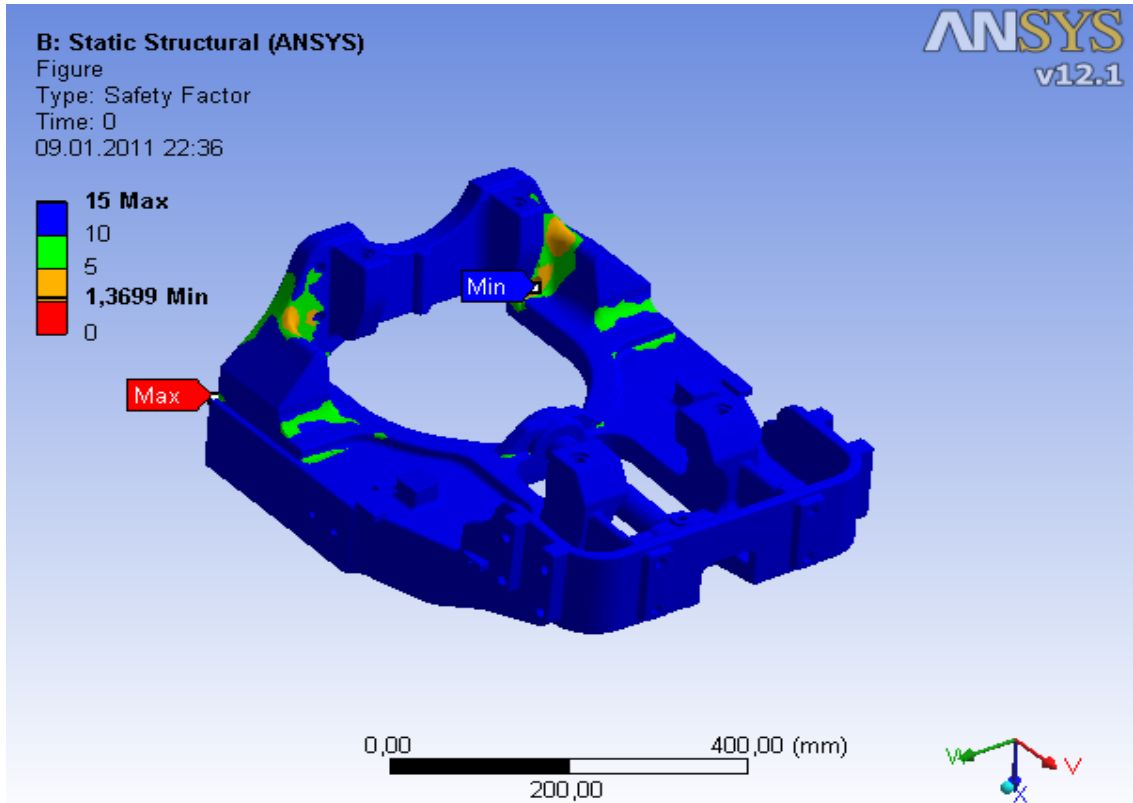
Şekil 4.20 Ömür faktörü – yapısal dinamik analiz alt görünüş

Yorulma analizi yapılan parçanın muhtemel ömrünün tayini için kullanılır. Yorulmadan dolayı parçanın kopacağı ana kadarki çevrim sayılarını gösterir.



Şekil 4.21 Ömür faktörü –yapısal dinamik analiz üst görünüş

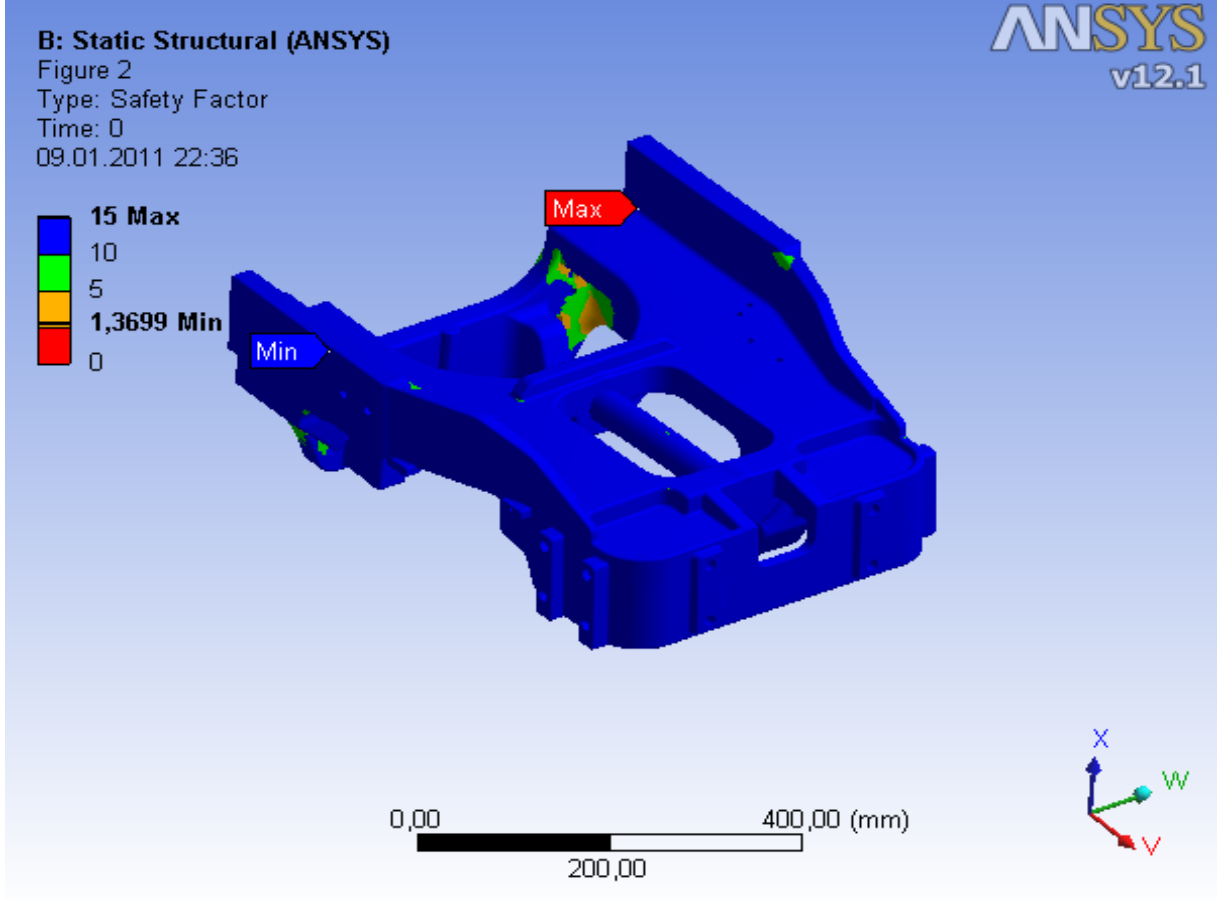
Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool > Safety Factor > Figure



Şekil 4.22 Güvenlik faktörü-yapısal dinamik analiz alt görünüş

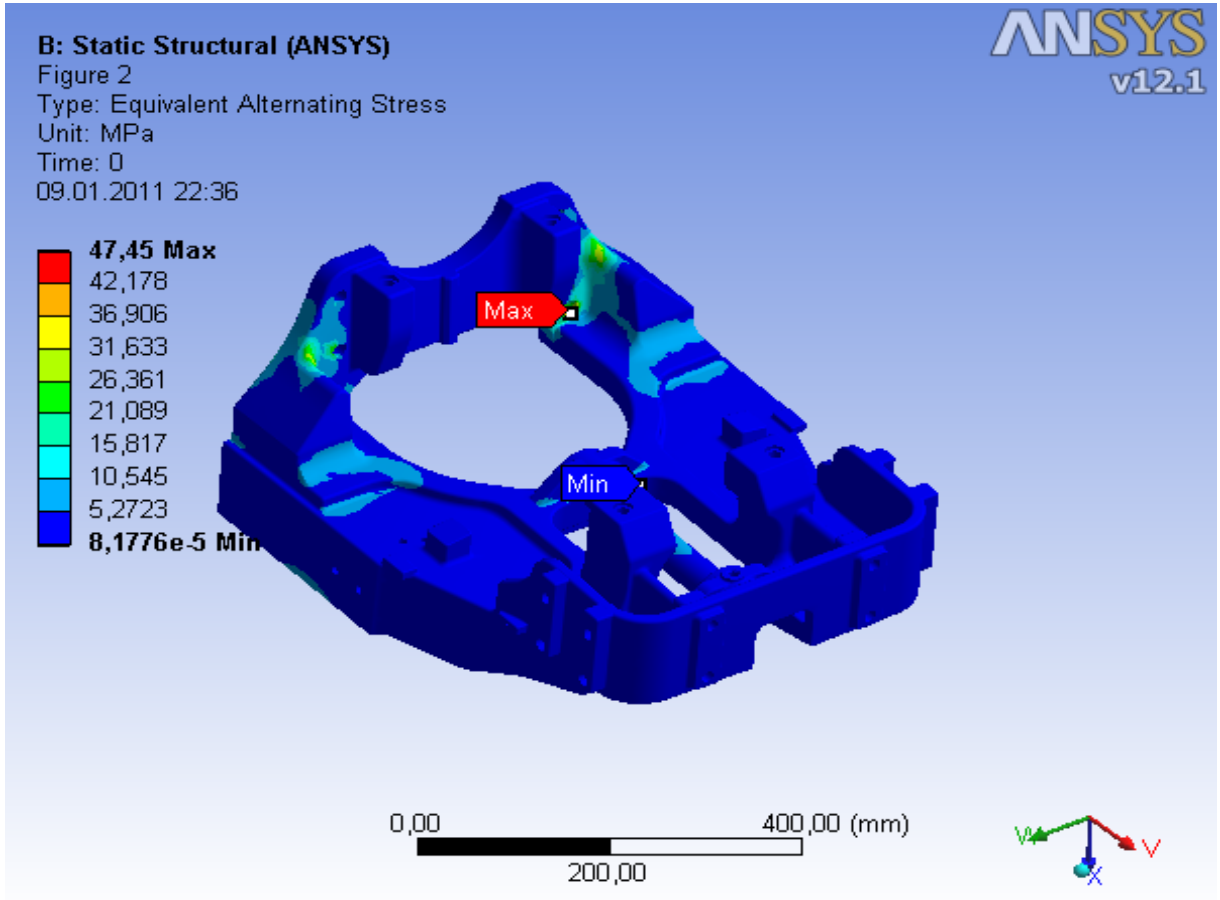
Verilen ömürde parçanın güvenilirliği hakkında bize bilgi verir. Maksimum güvenlik faktörü 15 değeridir ve 1'den küçük olan değerler ömür tamamlanmadan önceki güvensiz bölgeleri temsil eder.

Model (B4) >Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool > Safety Factor > Figure 2



Şekil 4.23 Güvenlik faktörü-yapısal dinamik analiz üst görünüş

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool > Equivalent Alternating Stress > Figure 1

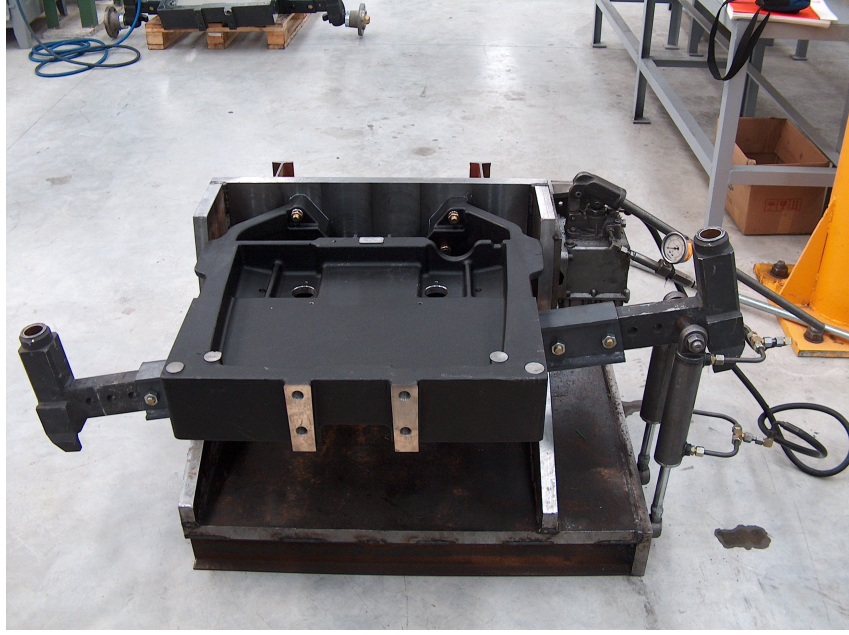


Şekil 4.24 Dinamik eşdeğer gerilme dağılımı

Gerilmelerin max. değerine, sabitlenmiş sınır koşullarının uygulandığı cıvata bağlantı deliklerinde rastlanmıştır. Bu nedenle bağlantı deliklerindeki gerilme sonuçları değerlendirme dışı bırakılmıştır.

5. MODELİN GERÇEK ORTAMDA TEST EDİLMESİ

Endüstriyel uygulamalarda aks gövdesi prototiplerinin taşıma kapasitesi ve tekrarlı düşey yükler altındaki yorulma ömrü, Şekil 5.1'de görülen düşey yorulma testleri yardımıyla belirlenmektedir. Bu testlerde şaseye taşıyıcı bağlantı noktalarından düşey doğrultuda monte edilen hidrolik silindir, öngörülen test yükünü yorulma hasarı oluşuncaya kadar numuneye tekrarlı olarak uygular.



Şekil 5.1 Ön dingil mesnedi test düzeneği

Şekil 5.2'de geometrik yapısı görülen asimetrik tipteki bir ön dingil mesnedinin düşey yorulma testi sırasında bazı numunelerinin, öngörülen sınıra ulaşmadan hasara uğradığı görülmüştür. Hasarın genellikle, numunelerin sabit bağlantı delikleri etrafında ortaya çıktığı gözlenmiştir.



Şekil 5.2 Ön dingil mesnedi motor bağlantı yüzeyi

Test sırasında oluşan hasara ait örnek Şekil 5.3'te verilmektedir.



Şekil 5.3 Test aşamasında mesnette oluşan hasar

6. SONUÇLAR ve YORUMLAR

Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Fatigue Tool > Results

Çizelge 6.1 Analiz sonuçları Ansys verileri

Object Name	Life	Damage	Safety Factor	Biaxiality Indication	Equivalent Alternating Stress
State	Solved				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	All Bodies				
Definition					
Type	Life	Damage	Safety Factor	Biaxiality Indication	Equivalent Alternating Stress
Identifier					
Design Life		1,e+009 cycles			
Results					
Minimum	1,e+006 cycles		1,3699	-1,	8,1776e-005 MPa
Minimum Occurs On	Front Axle Support		Front Axle Support		
Maximum		1000,		0,99475	47,45 MPa
Maximum Occurs On		Front Axle Support		Front Axle Support	

Yapılan çalışmada statik ve dinamik yüklemelere dayanıklı, sonsuz yorulma ömürlü bir öndingil mesnedi elde edilmeye çalışılmıştır. Geometrik tasarımı için ProEngineer statik analizler için Ansys, dinamik analizler için ve yorulma analizleri için ise Ansys/Workbench yazılımları kullanılmıştır.

Statik koşullarda ayrılma kırılması, dinamik koşullarda yorulma kırılması söz konusudur. Ayrılma kopması elemanın kesitine gelen gerilme kopma sınırının üstüne çıktığında gerçekleşir. Yani eleman kaldıramayacağı kadar büyük bir yükte yüklenmiş demektir.

Statik analiz için MS standartlarında yer alan şartlara uygun olarak mesnede uygulanan testler sonucu malzemenin 50 bin cycle için 12000 N'luk statik kuvvete karşı emniyetli olduğu görülmüştür. Bilgisayar destekli analiz sonuçlarına göre ise malzeme değerleri girilerek ve kuvvet değeri 12000 N verilerek max. gerilme değerinin 79,084 MPa civarında olduğu görülmüştür. Malzeme akma sınırı 163 MPa olduğundan emniyet katsayısı;

$$S = 163(\text{MPa}) / 79,084 (\text{MPa}) = 2$$

olarak hesaplanmıştır. Bu durumda tasarımın emniyetli olduğu kanısına varılmıştır. Test sonuçları ile analiz sonuçlarının örtüştüğü görülmüştür.

Yorulma kırılması ise tamamen farklıdır. Dinamik yükler söz konusu olduğu zaman elamanın kesitini zorlayan gerilmeler de değişken olur. Bu durumda gerilmenin şiddeti statik akma sınırını aşmazsa bile değişimin defalarca tekrarlanmasından ötürü eleman yorulur. Malzemenin en çok zorlanan lifleri en erken yorulur ve bu noktalarda ilk kılcal çatlaklar başlar. Eleman çalışmaya devam ettikçe çatlaklar derinleşir. Çatlağın bu şekilde ilerlemesi sonucunda iyice zayıflayan kesit, çentik etkisi ile aniden kırılır.

Dinamik yük altında çalışan elemanın ömrü malzemenin yorulması nedeniyle sınırlı olup yorulma kırılması ile nihayet bulur. Dinamik gerilmelere maruz elemanlarda ömür yük tekrar sayısı ile ölçülmekte ve ifade edilmektedir. Yükün bir periyodik değişimi bir yük tekrarıdır. Bir eleman yoruluncaya kadar kaç periyodik yük tekrar sayısına dayanabilirse, ömrü o kadar yük tekrar sayısıdır. Burada değişimin sıklığının belirleyici bir önemi yoktur.

Statik analiz sonucunda en iyi değerleri veren mesnet dizaynı üzerinden yapılan yorulma analiz sonucunda yapıda oluşan gerilme değerlerinin malzeme akma sınırı altında kaldığı görülmüştür. Ön dingil mesnedi dinamik analizinde, uygulanan 4000N'luk dinamik kuvvetler karşısında maksimum gerilme 47,45 MPa olarak elde edilmiştir. Mesnet tasarımında kullanılan malzemenin akma sınırı 163 MPa olduğundan dinamik analiz sonuçlarına göre tasarımın sonsuz ömür için güvenli olduğu kanısına varılmıştır. Seçilen şase tasarımının yorulma analizinde ise şase üzerine gelen yükün 2 katına kadar olan yüklemelerde yorulma ömrünün sonsuz ömür olarak gerçekleştiği görülmüştür. Bu değerler üzerindeki yüklemelerde ise yorulma ömrü sonsuzdan ulaklaşmakla beraber elde edilen değer bir ön dingil mesnedinin yükleme hareketi düşünüldüğünde sonsuz bir ömrü ifade etmektedir. Seçilen mesned dizaynına göre üretim gerçekleştirildiği takdirde güvenli bir yapı elde edileceği görülmektedir. Seçilen şasenin analizler neticesinde mukavim çıkmasına rağmen, malzeme içersinde meydana gelen mikro çatlakların ve özellikle kaynaklı imalat aşamasında, kaynak bölgesinde oluşan mikro çatlakların şasenin mukavemet değerlerini düşüreceği göz ardı edilmemelidir. Bunu engellemek için kaynak bölgesinde ultrasonik muayene yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Şenalp,Z. ve Bezer,Y., (2006), Treyler Şasisinin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Metodu ile Yapısal Analiz, Balıkesir
- Üstün,B., (2008), 2 Körüklü Havalı Süspansiyon Sisteminin Dinamik Analizi, Dokuz Eylül Üniversitesi
- Özsoy, M., (2008), Y32 Bojisinin Bilgisayar Destekli Statik ve Dinamik Analizi, Sakarya Üniversitesi
- Öztürk,İ. ve Kaya, N., (2008), Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi ve Optimizasyonu, Uludağ Üniversitesi, Cilt 13, Sayı 1
- Rajani, B.B., ve Kleiner, Y., (2010), Fatigue failure of large-diameter cast iron mains, Water Distribution System Analysis , Tucson, AZ, USA
- Aksöz, K., (2004), Dynamic Analysis of Hydraulic Cylinder, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir
- Chaush, Y. , (2008), Ansys Workbench ile Yorulma Analizi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir
- Baicchi,P., Collini,L. ve Riva E., (2006), A methodology for the fatigue design of notched castings in gray cast iron, Italy
- Demir,İ. Kayabaşı O. ve Ekici B., (2007),Probabilistic Design of Sheet-Metal Die by Finite Element Method, Gebze Institute of Technology, Kocaeli
- Li,X.D. ve Wiberg,N.E.,(1996), Structural Dynamic Analysis Finite Element Method by a time-discontinous Galerkin, Department of Structural Mechanics, Chalmers University of Technology, S-412 96 Goteborg, Sweden
- Hopmann,W. H. ,(1952), Effects of Impact on Structures
- Hurty, W.C.,(1965), Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes. AIAA Journal ,
- Goldman, R.L.,(1969), Vibration Analysis by Dynamic Partitioning. AIAA Journal , volume 7(6)
- Roy,R.,Craig,Jr. ve Ching-Jone,C.,(1976), A Review of Substructure Coupling Methods for Dynamic Analysis,The University of Texas at Austin SUBIC A., Simulation Models For Dynamic Analysis of Machinery, Royal Melbourne Institute of Technology
- Boivin,N., Pierre,C. ve Shaw,S.W.,(1995), Non-linear Modal Analysis of Structural Systems Featuring Internal Resonances, The University of Michigan\ Ann Arbor\ Michigan , USA (1995)
- Shen R.W. ve Weifeng Q., (2008), Nonlinear transient dynamic analysis by explicit finite element with iterative consistent mass matrix, The Institute for Computational Engineering and Science, University of Texas, Austin, TX, U.S.A.
- İlksöz S., (2008), Mekanizmaların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul

Saatçi G.E., (2006), Askeri Tankların Palet Mekanizmalarının Dinamik Analizi ve Ömür Değerlendirmeleri , Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul

Bangash,M.Y.H, (1993),Shock, Impact and Explosion, Structural Analysis and Design, London

Ralph,E.B, (1961), Basic Vibration Theory , Technical Center of Silicon Valley, San Jose

Cyril,M.H. ve Allan,G.P., (2002), Harris' shock and vibration handbook, Piersol Engineering Company, Woodland Hills, California, Electrical Engineering, Columbia University New York

Koyuncu,A., (2006), Acquisition of Field Data for Agricultural Tractor, Middle East Technical University

Ansys User Manual

İnternet Kaynakları

[1] <http://www.turkcadcam.net/rapor/kamyon-aks-cae/index.html>

[2] <http://web.deu.edu.tr/ansys/>

[3] <http://www.nrc-cnrc.gc.ca/irc>

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 26.09.1984

Doğum yeri İstanbul

Lise 2001-2003 Muğla Anadolu Lisesi

Lisans 2003-2007 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2008-2011 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve
Kontrol Programı

Çalıştığı Kurumlar

2010-Devam ediyor Hattat Tarım A.Ş. Satınalma Mühendisi

2007-2008 Günmak A.Ş. Proje Mühendisi