

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇ ŞASİSİNE AİT
KAMBUR TRAVERSİN MEKANİK TASARIM
AÇISINDAN OPTİMİZASYONU

İbrahim SARI

Eylül, 2021
İZMİR

TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇ ŞASİSİNE AİT KAMBUR TRAVERSİN MEKANİK TASARIM AÇISINDAN OPTİMİZASYONU

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Mekanik Programı**

İbrahim SARI

**Eylül, 2021
İZMİR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

İBRAHİM SARI, tarafından **PROF. DR. YUSUF ARMAN** yönetiminde hazırlanan **“TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇ ŞASİSİNE AİT KAMBUR TRAVERSİN MEKANİK TASARIM AÇISINDAN OPTİMİZASYONU”** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Yusuf ARMAN

Yönetici

Doç. Dr. Metin SAYER

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Okan ÖZDEMİR

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Özgür ÖZÇELİK

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez sürecim boyunca benden desteklerini hiçbir koşulda esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Yusuf ARMAN'a, sonsuz teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca sürekli bana güvenen ve maddi, manevi destek olan değerli aileme ve eşime, değerli arkadaşlarım Mak. Müh. Mehmet Refik ERDOĞAN'a, Mak. Müh. Gökhan NAMDAR'a ve Mak. Müh. Aykut BACAKSIZ'a teşekkürü bir borç bilirim.

İbrahim SARI

TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇ ŞASİSİNE AİT KAMBUR TRAVERSİN MEKANİK TASARIM AÇISINDAN OPTİMİZASYONU

ÖZ

Bu çalışmada off-road sürüş koşullarında kullanılacak bir taktik tekerlekli araç şasisinin önemli bir yapısal elemanı olan şanzıman üzeri kambur traversin tasarımı optimize edilerek oluşan bu yeni geometrinin dayanıma ve şasi katılığına etkileri incelenecektir.

Çalışmada öncelikle 8x8 bir taktik tekerlekli araca şasi kompleksi tasarlanmıştır. İlk durum çalışması olarak tasarlanan şasinin kambur traversi 8 mm kalınlığındaki S420 çelik malzeme ile basit geometrilik şekilde modellenmiştir. Mevcut ilk durumdaki şasinin arka fil kulağı dönme eksenine sabit tutulup ön dingil pedlerinden 5000 Nm’lik bir burulma momenti uygulanarak ANSYS programında sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Bu analiz ile tüm şasinin burulma katılığı değerini çıkarmamıza yarayacak maksimum yer değiştirmesi tespit edilmiştir. Ayrıca bu yükleme durumu altında traversin Von Mises gerilim dağılımı çıkarılmıştır.

İlk durumda ikinci bir çalışma olarak kambur traversin 500 Hz frekans değerine kadar oluşan doğal frekans modları çıkarılmıştır. Çıkarılan doğal frekans modları NATO askeri standardı MIL STD-810 G tarafından belirlenen rastgele titreşim profilleri ile karşılaştırılmıştır. İlgili modlarda oluşan maksimum Von Mises gerilme değerleri bulunmuştur.

İkinci durum için 5 mm kalınlığındaki S420 çelik malzeme gerekli güçlendirmeleri yapılmış iyileştirilmiş bir travers tasarlanmıştır. İlk durum için uygulanan 5000 Nm’lik burulma momenti ile yapılan statik analiz ve rastgele titreşim analizi tekrarlanmıştır.

Traverse yapılan optimizasyon çalışmaları sonrasında araç şasisi burulma katılığında yüzde 4 iyileştirme, burulma momenti altında yüzde 35 dayanım

iyileştirmesi, rastgele titreşim modlarında oluşan gerilmelerde yüzde 24 dayanım iyileştirmesi ve yüzde 25 kütle kazancı elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Burulma katılığı, şasi, travers, optimizasyon, taktik tekerlekli ara, sonlu elemanlar analizi, rastgele titreşim.



OPTIMIZATION OF CROSSMEMBER OF TACTICAL WHEELED VEHICLE CHASIS IN TERMS OF MECHANICAL DESIGN

ABSTRACT

In this study, the design of the hump traverse on the gearbox, which is an important structural element of a tactical wheeled vehicle chassis, will be optimized. The effects of this new geometry on strength and chassis stiffness will be examined.

In the study, a chassis assembly was designed for an 8x8 tactical wheeled vehicle. The hump traverse of the chassis, which was designed as a first case study, is modeled with 8 mm thick S420 steel material in a simple geometry. Finite element analysis was carried out in the ANSYS program by the rear spring bracket rotation axis fixed and applying a torsion moment of 5000 Nm from the front axle pads. With this analysis, the maximum displacement of the entire chassis, which will allow us to calculate the torsional stiffness value, has been determined. In addition, the Von Mises stress distribution of the traverse was obtained under this loading condition.

In the first case, as a second study, natural frequency modes up to 500 Hz frequency were extracted. The extracted natural frequency modes are matched with random vibration profiles determined by NATO military standard MIL STD-810 G. The maximum Von Mises stress values in the respective modes were found.

For the second case, an improved traverse with the necessary reinforcements is designed. In this design, 5 mm thick S420 steel material is used. Static analysis which with a torsional moment of 5000 Nm applied for the first case, and random vibration analysis repeated.

The effects of optimization studies on the traverse on the chassis torsional stiffness, strength improvement under torsional moment, strength improvement in random vibration modes and traverse mass gain were evaluated.

Keywords: Torsional stiffness, chassis, cross member, optimization, tactical wheeled vehicle, finite element analysis, random vibration.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ	xii
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 Şasi Dayanımı Konusunda Yapılmış Çalışmalar	5
BÖLÜM İKİ – SONLU ELEMANLAR ANALİZİ VE ŞASİ DAYANIM	
ANALİZİ İÇİN KULLANILAN GENEL METODLAR	7
2.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi	7
2.1.1 Sonlu Elemanlar Yönteminde Analizin Kurgulanması	7
2.1.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Temel Denklemler.....	8
2.1.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman Tipleri.....	12
2.1.2.1 Bir Boyutlu Elemanlar	12
2.1.2.2 İki Boyutlu Elemanlar.....	13
2.1.2.3 Üç Boyutlu Elemanlar.....	14
2.2 Şasi Burulma Katılığı	15
2.3 Rastgele Titreşim.....	19
2.4 Miner Doğrusal Hasar Kuralı	24

BÖLÜM ÜÇ – TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇ ŞASİSİNE AİT KAMBUR TRAVERSİN MEKANİK TASARIM İYİLEŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....	30
3.1 Şasi Komple Tasarımı	30
3.2 İlk Durum Kambur Travers Tasarımı ve Özellikleri.....	31
3.3 İlk Durum Kambur Traverse Sahip Şasinin Burulma Katılığı	32
3.4 İlk İlk Durum Kambur Traversin Rastgele Titreşim Analizi	37
3.5 İlk Durum Kambur Traversin Yorulma Ömrü Hesabı	40
3.6 Kambur Travers Tasarım İyileştirmeleri.....	41
3.7 İyileştirilmiş Kambur Traverse Sahip Şasinin Burulma Katılığı	42
3.8 İyileştirilmiş Kambur Traversin Rastgele Titreşim Analizi	44
3.9 İyileştirilmiş Kambur Traversin Yorulma Ömrü Hesabı	45
BÖLÜM DÖRT – SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	46
KAYNAKLAR	49

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Akslar, yakıt sistemi, direksiyon sistemi gibi temel sistemleri taşıyan şasi	2
Şekil 1.2 Örnek şasi kolları	3
Şekil 1.3 Örnek bir şasi traversi	3
Şekil 1.4 Şasi çerçevesine etkiyen ana yükler.....	4
Şekil 2.1 Sonlu elemanlar düğüm çözümü örneği	9
Şekil 2.2 CAD programında tasarlanmış çubuk cisim	12
Şekil 2.3 Tek boyutlu çubuk elemanın meshlere bölünmüş hali	13
Şekil 2.4 CAD programında tasarlanmış 2 mm kalınlıklı sac parça	13
Şekil 2.5 Çıkarılmış orta düzlemin ağ yapısı oluşturulması sonrası görünümü.....	14
Şekil 2.6 Tetrahedral (Dört yüzlü) örgüye sahip 3 boyutlu ağ yapısı	14
Şekil 2.7 Hekzahedral (6 yüzlü) örgüye sahip 3 boyutlu ağ yapısı.....	15
Şekil 2.8 Rastgele titreşim frekansından spectral yoğunluğa geçiş.	22
Şekil 2.9 1σ , 2σ ve 3σ standart sapmaları	24
Şekil 2.10 $R = -1$ ve -3σ değerlerine göre düzenlenmiş S-N eğrisi.....	28
Şekil 3.1 İlk durum şasi kompleksi 3D modeli	30
Şekil 3.2 İlk durum ANSYS şasi komple modeli	31
Şekil 3.3 İlk durum kambur travers.....	31
Şekil 3.4 Bazı çeliklerin S-N diyagramları	32
Şekil 3.5 Kuvvet çifti uygulaması	33
Şekil 3.6 Makas kulakları geometri kabulleri	33
Şekil 3.7 İlk durum burulma analizi yükleme durumu	34
Şekil 3.8 Genel mesh kalitesi	35
Şekil 3.9 Ortogonal mesh kalitesi	35
Şekil 3.10 İlk durum en yüksek yer değiştirme.....	36
Şekil 3.11 İlk traversin burulma yükü altındaki dayanımı	36
Şekil 3.12 İlk durum rastgele titreşim analizi sabitleme durumu.....	37
Şekil 3.13 İlk durum ANSYS titreşim çözümü analiz ağacı.....	38
Şekil 3.14 İlk durum rastgele titreşim analizi sonuçları.....	40
Şekil 3.15 İlk ve son durumdaki traversin modelleri	41
Şekil 3.16 İkinci durum burulma analizi yükleme durumu.....	42

Şekil 3.17 İkinci durum en yüksek yer değıştirme.....	43
Şekil 3.18 İyileştirilmiş traversin burulma yükü altındaki dayanımı.....	43
Şekil 3.19 İyileştirilmiş travers rastgele titreşim analizi sabitleme durumu.....	44
Şekil 3.20 İyileştirilmiş travers rastgele titreşim analizi sonuçları	44
Şekil 4.1 Tasarımların burulma katılığı değeri kıyaslaması	46
Şekil 4.2 Burulma yükü altında Von Mises Gerilmesi kıyaslaması	47
Şekil 4.3 Rastgele titreşimde Von Mises Gerilmesi kıyaslaması.....	47
Şekil 4.4 Tasarımlar arası ağırlık kıyaslaması	48



TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Farklı araç grupları için yuvarlanma sertliği ve şasi burulma sertliği	17
Tablo 3.1 S420 Çelik malzemenin mekanik özellikleri	32
Tablo 3.2 Analiz modeli temas durumları	34
Tablo 3.3 MIL STD 810 G Taktik tekerlekli araç titreşim yoğunluğu	39
Tablo 3.4 İlk durum kambur traversin 1000000 çevrimde ömür tablosu	40
Tablo 3.5 İyileştirilmiş kambur traversin 1000000 çevrimde ömür tablosu.....	45



BÖLÜM BİR

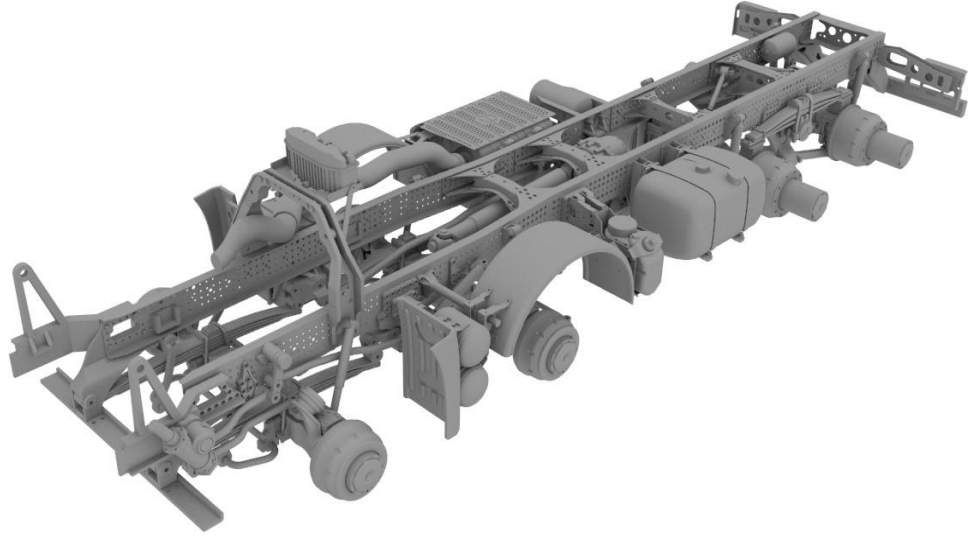
GİRİŞ

1.1 Giriş

Günümüzün kara taşıtı endüstrisindeki en büyük zorluk, daha yüksek performans, daha düşük ağırlık ve daha uzun bileşen ömrü için artan talepleri makul bir maliyetle ve kısa bir sürede aşmaktır. Şasili ağır taşıtlar lojistik, tarım, fabrikalar gibi bir çok endüstriyel sektörde kullanıldığı gibi, savunma sektöründe de lojistik ve taktik olarak sıklıkla kullanılmaktadır (Patel ve Srivastava, 2016).

Şasi, ağır ticari ve savunma araçlarında gövde ve ek donanımlar hariç tüm aracı ifade eden Fransızca bir terimdir (Murali ve Naveen, 2013). Motor, direksiyon, askı sistemi ve amortisör gibi temel sistemlerin bağlandığı, aksın destek noktaları üzerinde faydalı yükün taşınması ve dağılımını sağlayan mekanik yapıdır. Şok, bükülme, titreşim ve diğer streslere dayanacak kadar güçlü olmalıdır (Patel, Gawande ve Morabiya, 2014). Frenleme ve tahrik esnasında oluşan boyuna kuvvetlerin ve yön verme ve virajda ortaya çıkan yanal kuvvetlerin karşılanması ve iletilmesini sağlar. Şasiler araç için stabil bir iskelet görevi görür.

Herhangi bir darbe anında şasi tarafından emilen enerji ne kadar yüksek olursa, araç içindekilere ve çevresine iletilen enerji seviyeleri o kadar düşük olur. Böylece araç içerisindeki canlıların yaralanma ihtimali veya taşınan malzemelerin hasar görme ihtimali azalır (Agrawal, 2015).



Şekil 1.1 Akslar, yakıt sistemi, direksiyon sistemi gibi temel sistemleri taşıyan şasi

Şasilerde yanlardan destek olan boyuna taşıyıcı profillere şasi kolları, şasi kollarını enine birbirine bağlayan destek elemanlarına travers adı verilir.

Kamyonlarda iki boyuna taşıyıcı (şasi kolu) pek çok enine taşıyıcı (travers) ile bağlanarak burulma katılığı, eğilme mukavemeti ve taşıma kapasitesi yüksek merdiven formundaki şasiler elde edilir. Şasi kolu ve travers örneklerini Şekil 1.2 ve Şekil 1.3'te, yakıt tankı, dingiller ve çamurluklar gibi şasi üstü ekipmanları da içeren örnek bir şasi kompleksini Şekil 1.1 de görebilirsiniz.

Şasi travers bağlantılarında perçin veya cıvata-somun bağlantıları kullanılır. Perçin kullanıldığında şasi çerçevesindeki delikler perçin çapından yaklaşık 1/16 daha fazla delinir. Perçinler daha sonra akkor sıcaklığına kadar ısıtılır ve hidrolik veya hava basıncı ile yuvasına sürülür. Sıcak perçinler deliğin şekline uyar ve soğuyunca sıkılır. Bu bağlantının bir avantajı, şasi katılığını arttırmasıdır. Cıvata-somun bağlantıları ise bileşen onarım veya değişimi amaçlandığında parçanın kolayca sökülmesini sağlar (Özes, 2001).

Şasiler genelde $355-700 \text{ N/mm}^2$ mukavemete sahip çelik sacların soğuk veya sıcak preslenmesi ile elde edilir.



Şekil 1.2 Örnek şasi kolları



Şekil 1.3 Örnek bir şasi traversi

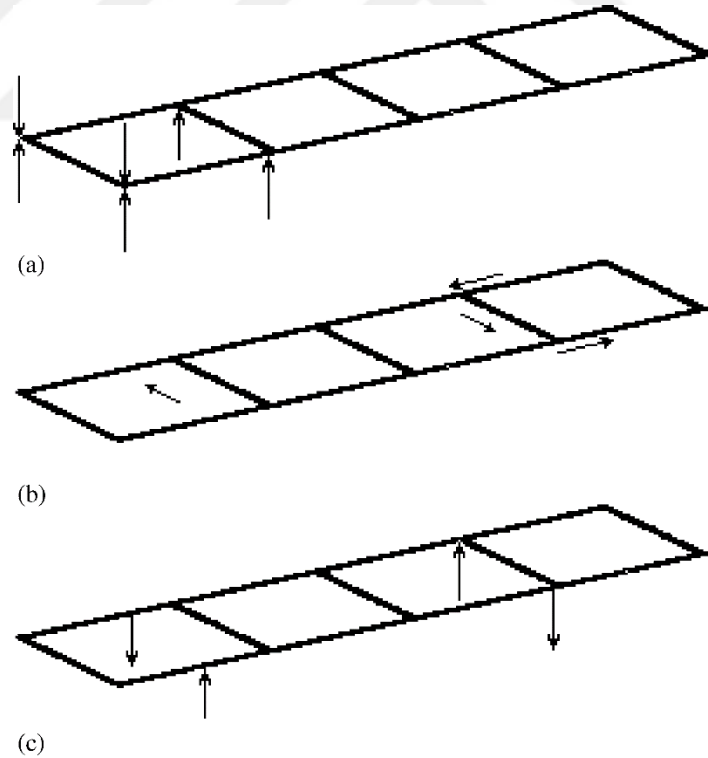
Şasi tasarımında dayanıklılığın yanı sıra önemli bir husus da katılık (eğilme ve burulma) özelliklerini arttırmaktır. İyi yol tutuş özelliklerine sahip olmak için yeterli burulma katılığı gereklidir. Normalde şasi, dayanım ve katılık temelinde tasarlanır. Geleneksel tasarım prosedüründe tasarım, mukavemete dayalıdır ve daha sonra şasi katılığının artırılması sağlanır.

Şasi gibi yapısal sistemler, sonlu eleman teknikleri kullanılarak dayanımı, eğilme ve burulma katılığı için kolayca analiz edilebilir (Patel, 2014).

Tüm araçlar hem statik hem de dinamik yüklere maruz kalır. Dinamik yükler, düz olmayan yüzeylerde sürüşten kaynaklanan atalet kuvvetlerinden kaynaklanır. Statik yükler aşağıdaki gibidir:

- Duran aracın statik yükü,
- Frenleme, hızlanma yükleri,
- Viraj alma, burulma yükleri,
- Treyler, kendini kurtarma vinci ve benzeri bağlantı sisteminden gelen çeki yükleri.

Çerçeveye etkiyen yükler, şasi kollarının ve traverslerin eğilmesine veya burulmasına neden olur. En önemli yük türlerinin basitleştirilmiş bir grafiği Şekil 1.4'te verilmiştir. Dikey yönde hareket eden simetrik yükler, ağırlıklı olarak yan elemanlarda eğilmeye neden olur. Ters yönlü dikey yükler şasi kollarının ve traverslerin burulmasına neden olur (Özes ve Kuralay, 2001).



Şekil 1.4 Şasi çerçevesine etkiyen ana yükler

1.2 Şasi Dayanımı Konusunda Yapılmış Çalışmalar

Şasi kolları ve şasi traverslerinin mekanik dayanımını arttırmak amacı ile kolların ve traverslerin topolojik optimizasyonunu içeren bir çok çalışma gerçekleştirilmiştir.

Karaoğlu (1999), belirlenen ortak makas braketlerinin bağlandığı eşit yükler uygulanan 8 mm ve 13 mm profil kalınlıklarındaki şasi kollarındaki gerilim farklılıklarını incelemiştir.

Poyraz (2004), basit bir 8 ton taşıma kapasiteli kamyon şasisi tasarlayıp yan kollar ve ara traversler üzerinde topoloji optimizasyonu uygulamış ve tüm şasinin yol ve yükleme koşulları altında daha az sayıda travers ve travers profili içerisindeki ara boşaltmalarla da dayanımı sağlayabileceğini ortaya koymuştur.

Bölükbaş (2012), bir otobüste kullanılan arka çeki taşıyıcısının topolojik analizini yapıp sonrasında ise üretilebilir bir yeni tasarım ile analizi tekrarlamış ve kazanımlarını paylaşmıştır.

Akarsu (2012), bir ticari kamyon şasisine asılı olan parçaların yorulma karakterinin belirlenmesi amacıyla parçaların statik davranışlarından ziyade özellikle yoldan gelen yükleme frekanslarının parçaların doğal frekanslarını tahrik etme olasılığından dolayı dinamik yüklemeler altındaki yorulma durumu incelemiştir. Sisteme etkiyen yükleme frekanslarının yapının doğal frekansları ile çakışmasından dolayı dinamik zorlamalar halinde yorulma davranışının belirlenebilmesi için güç spektrum yoğunluğu (PSD) yöntemini esas alarak titreşim kaynaklı yorulma analizi yapmıştır.

Murali ve Naveen (2013), bir kamyon şasisinin yük taşıma kapasitesini artırmak için tasarım iyileştirmeleri yapmışlardır ve farklı malzeme kalınlıkları üzerinde analizler gerçekleştirerek optimum sonuca ulaşmaya çalışmışlardır.

Patel, Gawande ve Morabiya (2014), TATA 2516TC model bir kamyon şasisinin katılık, mukavemet ve doğal frekans analizlerini gerçekleştirmiş ve St37 malzeme ile oluşturulmuş şasinin güvenli bir tasarım olduğunu ortaya koymuştur.

Agrawal (2015), TATA 1612 model bir ticari aracın yapılarına ilişkin mukavemet, rijitlik ve yorulma özelliklerini iyileştirmek adına şasi bileşenlerinin kesit ölçülerini optimize etmiş ve sonuçlarını ortaya koymuştur.

Höke (2016), hafif ticari bir araçta kullanılan motor traversinin yapısal ve topolojik optimizasyonunu, optimizasyon yöntemlerini de kapsamlı bir şekilde kıyaslamış ve başlangıç tasarımı ile optimize edilmiş tasarım arasındaki dayanım ve ağırlık kazanımlarını değerlendirmiştir.

Patel ve Srivastava (2016), TATA 2518TC model bir ağır araç şasisinin çelik malzeme ile aynı koşullara tabi tutulan üç farklı alaşımlı çelik için yapısal analizlerini yapmış ve gerilme dağılımı ve deformasyon miktarlarını ortaya koymuşlardır.

Bu araştırmada ise off-road sürüş koşullarında kullanılacak bir taktik tekerlekli aracın önemli bir şasi destek elemanı olan şanzıman üzerindeki kambur traversin tasarımı optimize edilerek mekanik özelliklerinin iyileştirilmesi, ağırlığının azaltılması amaçlanmaktadır.

BÖLÜM İKİ

SONLU ELEMANLAR ANALİZİ VE ŞAŞİ DAYANIM ANALİZİ İÇİN KULLANILAN GENEL METODLAR

2.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, değişik mühendislik problemlerine çözüm elde etmek için kullanılan sayısal yöntemler bütünüdür. Isı transferi, akışkanlar, gerilme ve manyetizma analizlerinde statik(zamandan bağımsız), dinamik(zamana bağlı), lineer(doğrusal) ve nonlineer(doğrusal olmayan) problemler farklı algoritmalarla çözülebilir.

2.1.1 Sonlu Elemanlar Yönteminde Analizin Kurgulanması

Ön Hazırlık; Çözüm yapılacak bölgenin katı modellemesi ve çeşitli yöntemlerle sonlu elemanlı bölümlere ayrılması.(Çubuk ve düğüm noktası olarak modellenmesi)

Fonksiyon Belirlenmesi; Elemanların fiziksel durumlarını en iyi şekilde belirleyecek olan fonksiyonun belirlenmesi.

Denklem Geliştirilmesi ve Sınır Şartları; Elemanlar için denklemlerin kurulması, küresel rijitlik matrisinin oluşturulması, sınır şartları ve yüklerin uygulanması.

Çözüm Aşaması; Düğüm noktalarındaki deplasmanlar veya bir akışkanlar dinamiği probleminde katı cisim üzerindeki yüzey gerilimi cinsinden çözümlere ulaşmak için doğrusal veya doğrusal olmayan denklemlerin eş zamanlı çözümü.

Son İşlemler ve Çıktıların Değerlendirilmesi; Denklemlerin çözümünden çıkan gerilmelerin ya da görülmek istenen büyüklüklerin şemalarının oluşturulması.

2.1.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Temel Denklemler

Sonlu elemanların çözümlemelerinde kullanılan bazı formüller aşağıda tanımlanmıştır. Örneğin “l” uzunluğunda “A” kesit alanına sahip bir çubuğun “F” kuvvetinin etkisinde oluşan şekil değişikliğini göz önüne alırsak, çubuktaki gerilme (σ);

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

Çubuktaki birim şekil değiştirme ise (ε);

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.2)$$

olarak formüle edilmektedir. Burada yer alan Δl birim uzunluk için uzunluktaki değişimi ifade etmektedir. Gerilme ve boyca uzama arasındaki ilişkiyi Hooke Yasası kapsamında aşağıdaki şekilde tanımlayabiliriz;

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (2.3)$$

Bu formülde E malzemenin elastisite modülüdür. Formülleri birleştirirsek;

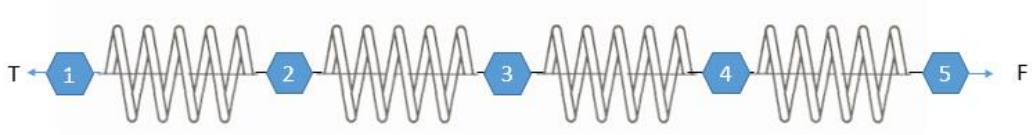
$$F = \frac{A \times E}{l} \times \Delta l \quad (2.4)$$

formülünü elde edebiliriz. Çubuğu, lineer uzamaya sahip, elastik bir yay olarak göz önüne alırsak $F=k.x$ yay denklemi ile yukarıda edindiğimiz denklemi eşitlik olarak yazabiliriz. Böylece;

$$k \times x = \frac{A \times E}{l} \times \Delta l \quad (2.5)$$

bağıntısını elde ederiz. Bu bağıntıyı baz alarak, çubuğumuzun elastik deformasyon sınırları içerisinde bir yay olduğu varsayımını kabul edebiliriz. Hatta çubuğun aynı yay

çeliğinden yapılmış, uç uca eklenmiş lineer davranışlı 4 yaydan oluştuğunu varsayabiliriz.



Şekil 2.1 Sonlu elemanlar düğüm çözümü örneği

Bu durumda statik denge nedeniyle düğüm noktalarına etkiyen kuvvetler toplamı sıfır olmalıdır. Bu koşula istinaden aşağıda yer alan, sonlu elemanların temel mantığını oluşturan denklemler topluluğunu elde ederiz.

- Birinci nokta için;

$$T - k_1 \times (U_2 - U_1) = 0 \quad (2.6)$$

- İkinci nokta için;

$$k_1 \times (U_2 - U_1) - k_2 \times (U_3 - U_2) = 0 \quad (2.6)$$

- Üçüncü nokta için;

$$k_2 \times (U_3 - U_2) - k_3 \times (U_4 - U_3) = 0 \quad (2.7)$$

- Dördüncü nokta için;

$$k_3 \times (U_4 - U_3) - k_4 \times (U_5 - U_4) = 0 \quad (2.8)$$

- Beşinci nokta için;

$$k_4 \times (U_5 - U_4) - F = 0 \quad (2.9)$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & k_3 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

T burada tepki kuvvetini, F ise uygulanan kuvveti belirtmektedir. Bu denklemleri matris formatında aşağıdaki şekilde yazabiliriz;

$$[Tepki\ Matrisi] = [Katılık\ Matrisi][Yer\ Değiştirme\ Matrisi] - [Yük\ Matrisi] \quad (2.11)$$

$$[T] = [K] \times [u] - [F] \quad (2.12)$$

Bu denkleme göre çubuğumuzu bir noktadan sabitlersek “Tepki Matrisi” tarafının sıfır olduğu açıkça görülebilir. Bu durumda sabit sınır şartı için matrisimiz aşağıdaki şekle dönüşecektir;

$$[Katılık\ Matrisi] \times [Yer\ Değiştirme\ Matrisi] = [Yük\ Matrisi] \quad (2.13)$$

Bu matrislere göre; çubuğu 5 düğüm noktalı sonlu elemanlı yapıya döndürmek mümkün olmaktadır. Böylece her bir düğüm noktası için gerilmeler ve boyca uzama değerleri hesaplanabilmektedir.

Benzer uygulamayı bir ısı transferi problemi Fourier yasası kapsamında tanımlarsak;

$$Q_x = -k \times A \times \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (2.14)$$

Q_x ısı transfer oranının x bileşeni, k ortamın ısı iletkenliği, A ısı akışına dik yöndeki alanı ve $(\Delta T/\Delta X)$ sıcaklık değişimini temsil etmektedir. Denklemden ısı iletim katsayısını U faktörü cinsinden yazdığımızda ise;

$$q = U \times A \times (T_{i+1} - T_i) \quad (2.15)$$

Hareket eden akışkan ve temas eden durağan yüzey arasında sıcaklık farkı varsa, taşınım türü ısı transferi olur ve Newton'un soğutma yasasına bağlı olarak aşağıdaki şekilde modellenir;

$$q = h \times A \times (T_s - T_f) \quad (2.16)$$

Mekanik çözümde kullanılan yöntemin aynısı ısı transferi modellemesi için de kullanılır. Örneğin bir duvarın iç ve dış yüzeyi arasındaki ısı geçişini modellemek için aşağıdaki gibi bir model oluşturulabilir;

$$U_2 \times A \times (T_3 - T_2) = U_1 \times A \times (T_2 - T_1) \quad (2.17)$$

$$U_3 \times A \times (T_4 - T_3) = U_2 \times A \times (T_3 - T_2) \quad (2.18)$$

$$U_4 \times A \times (T_5 - T_4) = U_3 \times A \times (T_4 - T_3) \quad (2.19)$$

$$U_5 \times A \times (T_6 - T_5) = U_4 \times A \times (T_5 - T_4) \quad (2.20)$$

$$U_6 \times A \times (T_7 - T_6) = U_5 \times A \times (T_6 - T_5) \quad (2.21)$$

Yukarıdaki bağıntılar aşağıdaki matris formunda ifade edilebilir.

$$\begin{pmatrix} U_1 + U_2 & -U_2 & 0 & 0 & 0 \\ -U_2 & U_2 + U_3 & -U_3 & 0 & 0 \\ 0 & U_3 & U_3 + U_4 & U_4 & 0 \\ 0 & 0 & -U_4 & U_4 + U_5 & -U_5 \\ 0 & 0 & 0 & -U_5 & U_5 + U_6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_1 \times A \times T_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ U_6 \times A \times T_7 \end{pmatrix} \quad (2.22)$$

2.1.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman Tipleri

Sonlu elemanlar çözümlerinde analiz yapılacak sistemi veya parçayı modellemek için 3 farklı eleman tipi kullanılır. Bunlar;

- Bir Boyutlu Elemanlar
- İki Boyutlu Elemanlar
- Üç Boyutlu Elemanlar

olarak gruplanabilir.

2.1.2.1 Bir Boyutlu Elemanlar

Genellikle profil benzeri geometrilerin analiz modellemesinde kullanılan eleman tipidir. Kesit formu sabit parçalar (Uniform) için kullanılabilir. Elektronik aletlerin işlemcilerinin üzerinde yer alan uniform kesitli kanatçıklar, model oluşturulurken tek boyutlu sabit eleman olarak kullanılabilir. Şekil 2.3'te birkaç düğüm noktasından oluşan tek boyutlu eleman yapısının bir örneği yer almaktadır.



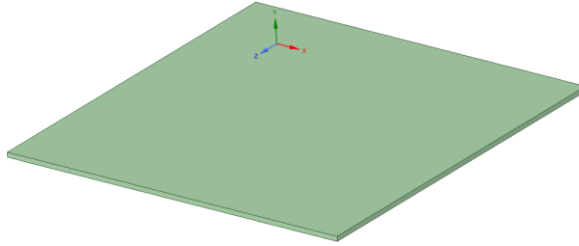
Şekil 2.2 CAD programında tasarlanmış çubuk cisim



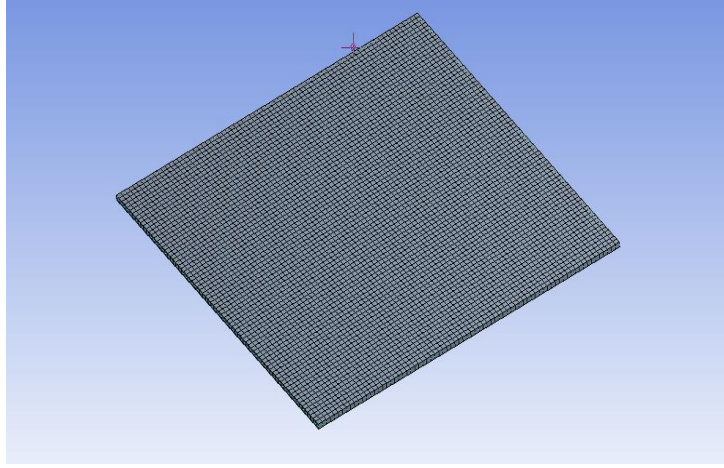
Şekil 2.3 Tek boyutlu çubuk elemanın meshlere bölünmüş hali

2.1.2.2 İki Boyutlu Elemanlar

Genellikle kirişler, levhalar ve iki boyutlu modellenebilen diğer parçaların sonlu eleman modellemesi yapılırken kullanılır. Bu tarz modellemeler çeki-bası, eğilme ve burulma gibi yüklere maruz kalan parçalar için uygundur. Çubuk elemanların kesit yüklerinin hesaplanmasında da kullanılabilmektedir. Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'te iki boyutlu bir eleman yapısı örneği yer almaktadır.



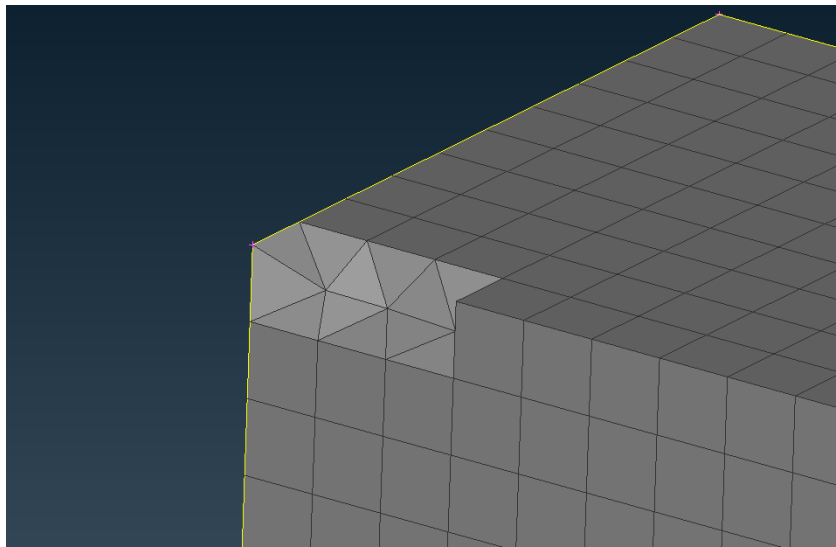
Şekil 2.4 CAD programında tasarlanmış 2 mm kalınlıklı sac parça



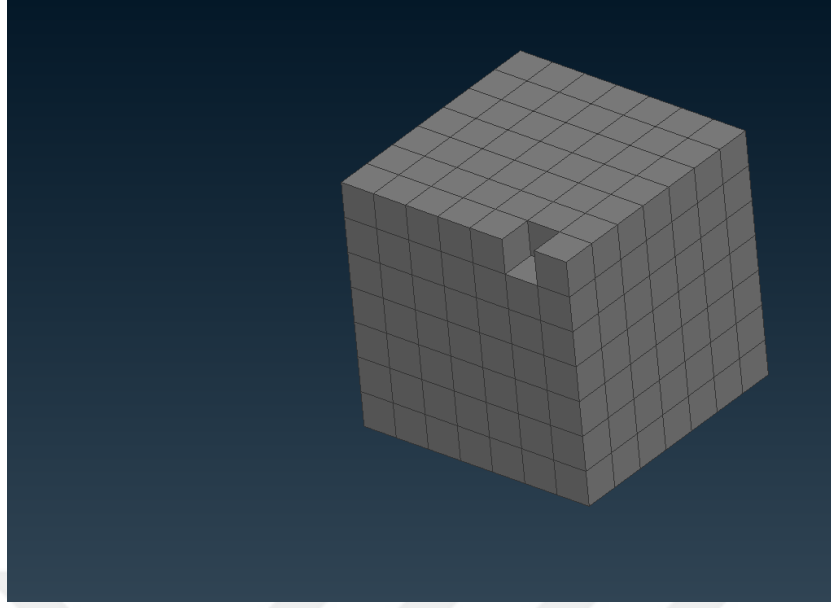
Şekil 2.5 Çıkarılmış orta düzlemin ağ yapısı oluşturulması sonrası görünümü

2.1.2.3 Üç Boyutlu Elemanlar

Hacim modellemesi gerektiren problemlerin çözümlerinde bu yöntem kullanılmaktadır. Öncelikle kapalı hacime sahip cismin yüzeylerinde oluşturulan 2 boyutlu elemanların, kapalı hacimde tetrahedral veya hekzahedral görünümlü yapısal katı modeli oluşturulmaktadır. Bu yöntem, matris sayısını çok fazla arttırarak, çözücü bilgisayarı gereğinden fazla yormaktadır. Bu nedenle 3 boyutlu cisimlerde orta düzlem çıkarılması(2 boyut) veya kiriş yapısının oluşturulması (1 boyut) uygulamasına gidilmektedir. Şekil 2.6 ve 2.7’de 3 boyutlu eleman yapısının örneği yer almaktadır.



Şekil 2.6 Tetrahedral (Dört yüzlü) örgüye sahip 3 boyutlu ağ yapısı



Şekil 2.7 Hekzahedral (6 yüzöl) örgüye sahip 3 boyutlu ağ yapısı

2.2 Şasi Burulma Katılığı

Burulma sertliği, şasi tasarımında aracın performansının yanı sıra sürüş ve konforu da etkileyen önemli bir özelliktir. Tasarımın amacı, şasinin ağırlığını önemli ölçüde artırmadan burulma sertliğini artırmaktır. Bu amaca ulaşmak için burulma sertliğini belirlemede çeşitli yöntemler bulunmaktadır. Analitik yöntem, simülasyon yöntemi ve deneysel yöntem bunların başlıcalarıdır (Tebby, Esmailzadeh ve Barari, 2011).

Yüksek şasi sertliğinin tercih edilmesinin birkaç nedeni vardır. Şasi burulma sertliğinin olmaması, yanıl yük transfer dağılımını etkiler, süspansiyon kinematikini değiştiren süspansiyon bağlantı noktalarının yer değiştirmesine izin verir ve rezonans fenomenleri veya titreşimler gibi istenmeyen dinamik etkileri tetikleyebilir.

Çoğu zaman, yeni bir yarış veya spor otomobil satışa sunulduğunda, burulma sertliği rakamları verilerek şasisinin kalitesi övölür. Aslında iyi bir yol tutuş performansı elde etmek için hafiflik ve ağırlık dağılımı ile birlikte rijitliğin bir şasinin en önemli özelliklerinden biri olduğu bilinmektedir. Şekline ve üretimine bağlı olarak, bir şasi, deformasyona karşı belirli bir direnç gösterir. Şasi katılığı terimi genellikle bükölme veya esnemeye karşı direnci belirtirken, burulma katılığı bükölme karşı

direnci belirtir. Ancak bükülmede yeterli katılığa sahip olmadan yeterli burulma sertliğine sahip bir şasi hayal etmek zordur, bu nedenle şasi tasarımının kriteri ve aslında yüksek performanslı bir şasinin birincil işlevi burulma katılığıdır.

Sonuç olarak, mevcut makaleler sadece burulma katılığı ile ilgilenmektedir ve katılık ve burulma katılığı terimleri eşanlamlı olarak kabul edilmektedir.

Şasinin burulma katılığını araç dinamiğinde önemli bir rakam yapan birkaç faktör vardır. Düşük burulma katılığına sahip bir şasi farklı sorunlar yaratır:

- Yanal yük transfer dağılımının kontrolü zordur ve araç başlangıçta hesaplanan temel hesaplamalara beklendiği gibi yanıt vermez.
- Süspansiyon bağlantı noktalarının yer değiştirmeleri meydana gelir, böylece lastiklerin hareketinin istenen kontrolü garanti edilemez.
- Titreşimler gibi dinamik etkiler meydana gelebilir.
- Yorulma olayları daha belirgindir.
- Sürüş kalitesi kötüleşir.

Ele alınan aracın sınıfına bağlı olarak, bu sorunlar az ya da çok önemli olabilir.

Tasarımcıya yukarıda bahsedilen sorunlardan kaçınılmasını sağlayan minimum şasi burulması hakkında bazı rakamlar öneren, yarış, savunma vb. sektörlerde yayılmış bazı temel kurallar vardır. Ancak, optimizasyon amacıyla veya gelişmiş tasarım için kullanılamazlar (Sampo, Sorniotti ve Crocombe, 2010). Bazı araç türlerinin hesaplanmış şasi burulma katılıkları Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

Tablo 2.1 Farklı araç grupları için yuvarlanma sertliği ve şasi burulma sertliği

Araç	Yalpa Direnci [Nm/deg]	Şasi Burulma Katılığı [Nm/deg]	Şasi Katılığı / Yalpa Direnci
Formula SAE aracı	500-1500	1000-5000	2-8
Yolcu arabası	500-2500	5000-20000	4-10
Winston Kupası aracı	1500-2500	15000-30000	6-12
Spor araba	500-5000	15000-40000	3-8
Formula 1 aracı	1500-7500	10000-100000	6-12

Konunun önemine rağmen ilgili literatür oldukça yetersizdir. Ağır ticari araçların şasi kompleleri için burulma katılığı optimizasyonu konusunda sınırlı sayıda çalışma yapılmıştır. Mevcut literatür teknik süreli yayınlardan, araştırma makalelerinden ve endüstriyel araştırmalardan oluşmaktadır. Kilimnik ve Korbin(1966), burulma sırasında şasinin uç kısımlarındaki yüksek gerilmelerin neden olduğu yorulmanın hesaplamasını araştırmış ve şasi komplei içindeki traverslerin konumunun yapıdaki gerilme durumuna etkisini dikkate almıştır.

Seyfried ve arkadaşları(2015), kesiti değiştirerek ama kesit modülünü aynı seviyede tutarak şasi çerçevesi yapısındaki hafifleştirme fırsatlarını vurgulamıştır. Bu yaklaşımla U şeklindeki şasi yan kol profilinin ağırlığı mevcut ağırlığın üçte birine kadar azaltabilmiştir.

Oskar ve Alejandro(2015), Volvo otomobil şasi çerçevesinin burulma, eğilme katılığını araştırmış ve Weerawut ve Supasit uzay kafes yapısına sahip yarış arabası ön ve arka bağlantı braketlerinin tasarımını burulma katılığı açısından değerlendirmiştir. Lonny ve arkadaşları(1998) Winston kap şasisinin burulma sertliğini ölçmek için bir burulma fiktürü tasarlamışlardır. Ojo ve Pakharuddin(2014), şekil modifikasyonları ile yüksek burulma katılığı için Hino modeli kamyon şasi çerçevesinin optimizasyonunu araştırmışlardır. Burulma katılığı yapının özelliğine bağlıdır, ancak uygulanan yükün büyüklüğünden bağımsızdır.

Şasinin burulma katılığı, kullanılan kesit tiplerine ve şasi çerçevesinin malzemesine bağlıdır. Kurisetty ve arkadaşları(2016), optimum katılığı elde etmek için çerçeve genişliği, tekerlek mesafesi ve şasi kolu genişliği ve et kalınlığı gibi çeşitli çerçeve parametrelerinin şasi çerçevesi katılığı üzerindeki etkisini incelemişlerdir.

Rahul ve arkadaşları(2016), minimum kalınlıkta X tipi şasi kullanan bir kamyon kasası için burulma katılığı optimizasyonunu araştırmışlardır. İlk model ve optimize edilmiş model için ANSYS Workbench kullanılarak sonlu elemanlar analizi gerçekleştirmiş ve burulma sertliğinde %17'lik bir iyileşme elde etmişlerdir.

Goel ve arkadaşları(2016) Ashok Leyland Vikings modelinin şasi çerçevesini, mevcut C-kesitli bir traversi, önce I-kesitli bir travers ile sonra da kutu profilli bir travers ile değiştirerek burulma katılığı sonuçlarını araştırmışlardır. Sonuç olarak, I-kesitli traversin maksimum mukavemete sahip olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Devaraj ve Raghu(2016), şasi katılığı parametrelerinin çerçevesinin çarpışma dayanıklılığı üzerindeki etkisini araştırmışlardır.

Bir aracın yol tutuş özellikleri çoğunlukla şasinin burulma sertliği ile ilgili olduğundan, şasi çerçevesinin burulma sertliği tasarım açısından en önemli faktörlerden biridir. Artan şasi burulma sertliği, araç kullanım özelliklerini iyileştirir. Daha yüksek burulma sertliği, süspansiyon bileşenlerinin araç kinematiğinin daha büyük bir yüzdesini kontrol etmesine olanak tanır. Şasi çerçevesinin burulma sertliği eksikliği, aracın direksiyon ve aşırı direksiyon etkisi altındaki etkiyi büyütme eğilimindedir. Pürüzlü yol yüzeyleri nedeniyle tek tekerlek çarpma koşulları göz önüne alındığında, şasi çerçevesinin ön ve arka aks kısmı x ekseninde bükülür. Çalışmalar ve endüstriyel araştırmalar, burulma yükü durumunun en kötü yük durumlarından biri olduğunu bildirmiştir. Bu nedenle, şasi çerçevesinin burulma sertliği optimizasyonu gereklidir (Gawande, Muley ve Yerrawar, 2018).

2.3 Rastgele Titreşim

Rastgele titreşimler, zaman ve belki de uzayda rastgele değişen ortamlar tarafından uyarılan mekanik sistemlerin salınımlarıdır. Pratik olarak tüm gerçek fiziksel sistemler rastgele dinamik ortamlara tabidir ve bu maruziyetlerin etkileri nedeniyle birçok sistem hasara uğrayacaktır. Rastgele titreşimlerin matematiksel ve deneysel çalışmaları, gözlemlenen fenomenleri açıklamak, sistem tepkilerinin özelliklerini tahmin etmek, mekanik sistemlerin tasarımına yardımcı olmak ve fiziksel sistemlerin sürdürülebilirliğini göstermek için takip edilir. Rastgele titreşimler, yaklaşık bir önceki yüzyılın başından beri matematiksel bir çerçevede incelenmiştir. Albert Einstein (1905), sıvı bir ortamda asılı kalan parçacıkların Brownian hareketini modellediğinde, rastgele bir titreşim analizi olarak kabul edilebilecek ilk matematiksel analizi gerçekleştirmiştir. (1921 Nobel fizik ödölünü aldığı fotoelektrik etki ile ilgili sonuçlarının ve özel görelilik üzerine sonuçlarının yayınlandığı yılla aynı yıl.) Takip eden yıllarda sonuçları daha sonra mekanik sistemlerin rastgele titreşimini açıklamak için kullanılacak olan çok sayıda çalışma yapılmıştır ve 1930'da Norbert Wiener durağan bir rastgele sürecin, geçici bir kararlı durumda rastgele bir sürecin spektral yoğunluğunu resmen tanımlamıştır. Spektral yoğunluk, günümüzde kullanılan durağan rastgele süreçlerin fiili temel nicel tanımlayıcısıdır. Ancak 1950'lere kadar mekanik sistemlerin rastgele titreşimleri konusu, günümüzde kullanılan yaklaşımla doğrudan ele alınamadı. Jet motoru gürültüsüne ve füze fırlatma kaynaklı ortamlara yapısal tepkiyi doğru bir şekilde tahmin etmek için kapsamlı bir rastgele titreşim teorisine ihtiyaç vardı.

1958'de Steven Crandall, Massachusetts Teknoloji Enstitüsü'nde mekanik sistemlerin rastgele titreşimlerinin çeşitli alanlarındaki sorunları ele almak için özel bir yaz programı düzenlemiştir. Makaleler özellikle, rastgele titreşimlerin analizi ve rastgele ortamlar için tasarım, rastgele titreşim testi ve rastgele ortamlardan gelen verilerin analizi gibi konuları kapsıyordu. Einstein zamanından 1958'e kadar rastgele titreşimlerin teorisine ve pratiğine yapılan bu katkıların tarihi ve hemen sonraki yıllar anlatılmaktadır. Tarihsel sunum, mümkün olduğu ölçüde kronolojiktir ve bazı sınırlı matematik dahil edilmiştir.

Rastgele titreşimlerin matematiğine giriş veya daha gelişmiş bir sunum arayanlar için bir çok metin mevcuttur. Bunlardan bazıları Crandall (1958, 1963); Crandall ve Mark (1963); Robson (1964); Lin (1967); Elishakov (1983); Nigam (1983); Newland (1993); Bolotin (1984); Augusti, Baratta ve Casciati (1984); İbrahim (1985); Yang (1986); Schueller ve Shinozuka (1987); Roberts ve Spanos (1990); Ghanem ve Spanos (1991), Soong ve Grigoriu (1993); Wirsching, Paez ve Ortiz (1995); ve Bendat ve Piersol (2000). Stokastik süreçler teorisindeki tarihsel gelişmeler Gnedenko (1997) ve Feller'de (1971) yer almaktadır.

$$S_{XX}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{XX}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad -\infty < \omega < \infty \quad (2.23)$$

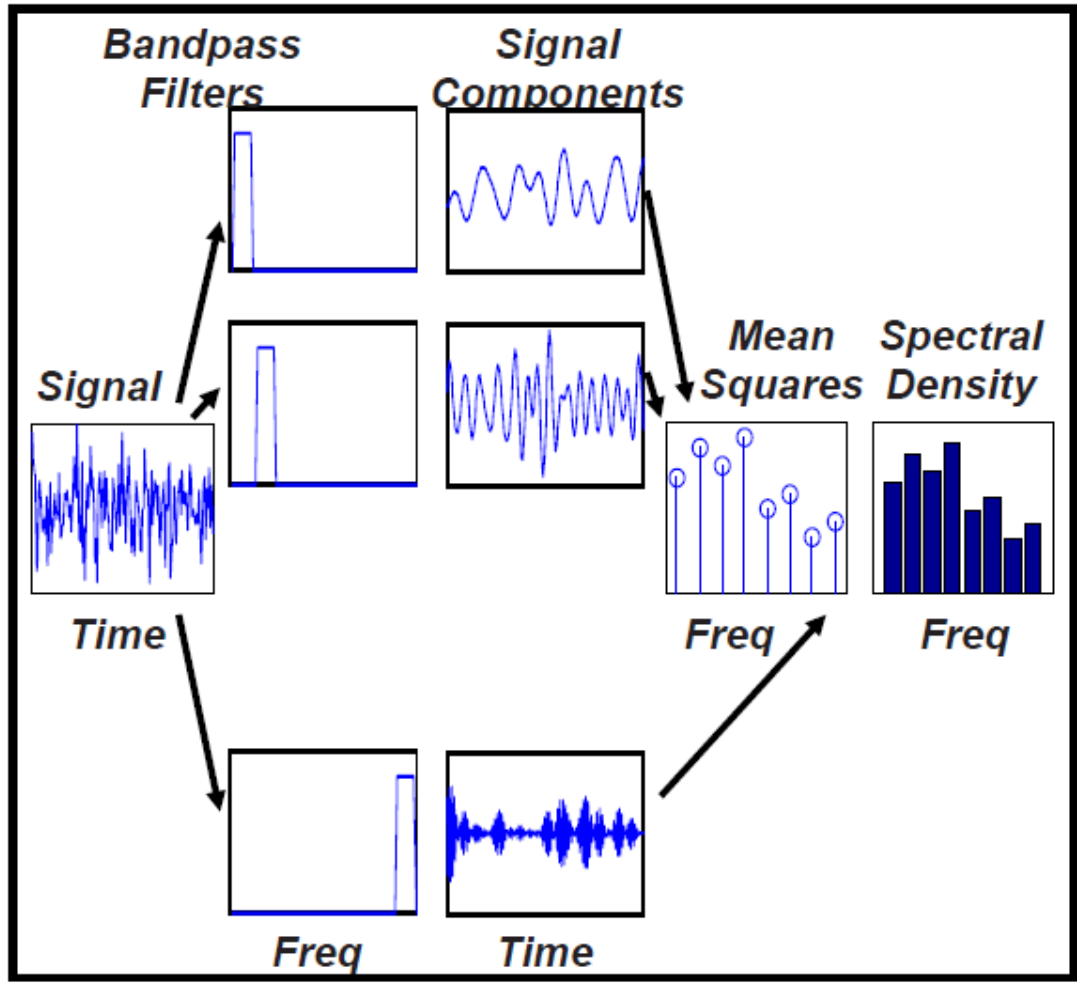
Denklemden tanımlanan fonksiyon, katı terimlerle, bir otospektral yoğunluktur, çünkü otokorelasyon fonksiyonunun Fourier dönüşümüdür ve rastgele bir sürecin ortalama kare davranışının frekans alanı karakterizasyonudur.

1930'daki spektral yoğunluğu tanımlayan makalesinde Wiener, spektral yoğunluğun altında yatan temel fikri Schuster'e (1899, 1900, 1905) atfetti. Şöyle yazdı: "Bu makalenin genelleştirilmiş harmonik analizinin temelleri zaten Schuster'in çalışmasıdır. Schuster teorisini genişletmeye ve genellemeye uygun bir biçime sokmak için radikal bir yeniden biçimlendirme gereklidir."

Bununla birlikte, spektral yoğunluğun altında yatan bazı fikirler, Schuster'in 1899 tarihli makalesinden önce geldi. Rayleigh(1889), rastgele bir sürecin bir otokorelasyona sahip olduğu fikrini ortaya attı ve bir dipnotta, nasıl ve neden var olduğuna dair mükemmel bir örnek verdi. Yine de otokorelasyonu bir denklem yoluyla tanımlamadı. Aynı makalede, bir enerji spektrumunun durağan rastgele bir sürecin frekans alanı tanımı olarak nasıl tanımlanabileceğini gösterdi. Eksi sonsuzdan sonsuza uzanan bir sinyalin Fourier dönüşümünü yazmanın zorluğunu fark etti ve Fourier dönüşümünü iyi tanımlı hale getirmek için zaman alanı sinyalini simetrik, üstel bir gecikme ağırlığı ile çarptı. Otokorelasyonun spektral yoğunlukla ilişkili olabileceği ihtimalini ima etmedi, ancak sabit bir kaynak için spektral bir temsilin geliştirilebileceği fikrini kesinlikle ortaya koydu.

Schuster, rastgele sinyaller için bir spektral temsil fikrini tartışan başka bir makale (1894) yazdı. Konusu ışığın karakterizasyonuydu, ancak Rayleigh'in daha önce yaptığı gibi, rastgele kaynakların enerji spektrumları açısından tanımlanabileceğini ve sınırlı frekans aralıklarındaki enerjinin sinyal bileşenlerinin içeriğini temsil ettiğini öne sürdü. 1894 tarihli makalesinde Schuster, daha uzun süreli sinyaller temsil edildiği için durağan bir sinyalin Fourier dönüşüm büyüklüğünün büyümesi sorununu barındırmamış görünmektedir. Ancak daha sonraki bir makalede Schuster (1897), $(t, t + T)$ aralığında alınan durağan rastgele bir sinyal parçasının Fourier dönüşümünün modülünün, sinyalin periyodik bileşenleri olmadığında T 'nin karekökü olarak arttığını belirtti. Yine de, 1897 makalesindeki spektral karakterizasyonundaki düzeltmeyi uygulamadı. Schuster(1905), düzeltmeyi periyogram tanımına sonradan dahil etti. Geliştirdiği ifade limiti $T \rightarrow \infty$ olarak almadı, ancak bugün kullanılan spektral yoğunluğa çok benzeyen bir miktarın hala en eski tanımıdır.

Otokorelasyon fonksiyonunun ilk matematiksel tanımı Taylor (1920) tarafından yazılmış gibi görünmektedir. Türbülanslı hareket halindeki akışkanlarda ısının difüzyonunu ele alan bir makalede, ayrık, zamansal adımlarla ilerleyen rastgele bir süreç tanımladı. Bitişik adımlarda süreçteki rastgele değişkenler arasındaki korelasyonu tanımladı ve süreç için bir korelasyon yapısı çıkardı.



Şekil 2.8 Rastgele titreşim frekansından spectral yoğunluğa geçiş

Spektral yoğunluğun anlamını pratik ve sezgisel bir şekilde anlamak için Şekil 2.8'deki şemayı inceleyecek olursak şekilde solda gösterilen gibi her gerçek sinyalin sonlu sayıda bileşene filtrelenebileceğini gösterir. İkinci sütunda idealize edilmiş filtre kazanç fonksiyonları dizisi gösterilmektedir. Filtreler örtüşmeyen, bant geçiren, eşit genişliktedir ve düşükten yüksek frekansa, yukarıdan aşağıya değişir. Soldaki sinyalin bazı bileşenleri, üçüncü sinyal sütununda gösterilmektedir. Sinyaller, en üstteki en düşük frekans bileşeninden en alttaki en yüksek frekans bileşenine kadar değişir. Her sinyalin ortalama kare değeri, her bileşenin uzun süreli bir bölümünün karesini alarak ve ortalamayı hesaplayarak tahmin edilebilir. Sinyal bileşenlerinin ortalama kare değerleri, şekillerin dördüncü sütununda bant geçiren filtre merkez frekanslarının bir fonksiyonu olarak çizilir. Son olarak, ölçülen sinyalin ortaya çıktığı rastgele kaynağın spektral yoğunluğunun tahminini elde etmek için sinyal bileşenlerinin ortalama kare

değerleri etkin filtre bant genişliklerine bölünür. Elbette, spektral yoğunluğun birimleri, frekans birimi (genellikle Hz) başına ölçülen sinyalin karesi birimleridir. Bu, spektral yoğunluğun rastgele kaynakla ilişkisidir. Açıklama, yalnızca spektral yoğunluğun anlamının kaba bir açıklamasıdır. Filtre tipi, şekli ve genişlikleri ve ölçülen sinyal süresi gibi konuların tümü önemlidir.

Buna rağmen, burada açıklanan işlemin fiziksel bir uygulaması, 1960'larda ve 1970'lerde ölçülen kaynakların spektral yoğunluğunu tahmin etmek için kullanıldı. Miles (1954), rastgele titreşim analizleri yapmak için deneysel olarak ölçülen sinyallerden bir spektral yoğunluk tahmini elde etme ihtiyacından bahseder ve burada özetlenene benzer bir yöntem önerir. Rona'nın (1958) bir makalesi, mekanik sistem hareketlerinin spektral yoğunluğunun tahmini için burada grafik olarak gösterilen süreci açıklar.

Mekanik sistemlerin rasgele titreşimleri ve genel olarak olasılıksal yapısal dinamiklerin modern alanı, gerçek mekanik ortamların stokastik olduğu bilincinin artmasıyla önem kazanmıştır. Günümüzde rastgele titreşim analizleri sıklıkla ve pratik ortamlarda, genellikle ticari bir sonlu eleman kodu çerçevesinde gerçekleştirilmektedir. Ticari sonlu eleman kodları, genel olarak, en azından çok fazla ön ve son işleme olmaksızın, olasılıksal yapısal dinamik analizleri gerçekleştirmek için sınırlı yetenekler içerir.

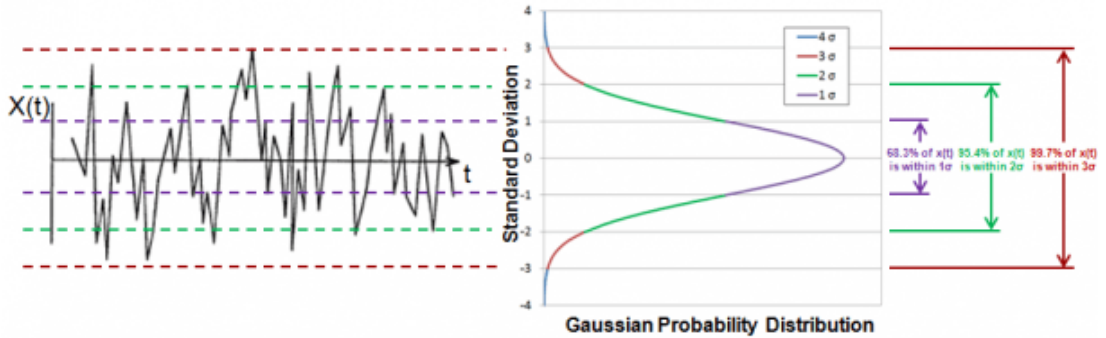
Rona(1958), test enstrümantasyonu, rastgele sinyal analizi ve rastgele titreşim testi kontrolü konusunda erken bir tartışma sundu. Yıllar boyunca, analitik tekniklerin geliştirilmesine harcanan zaman, çaba ve finansmanın laboratuvar ve sahada rastgele titreşim testi ve analizinin performansına harcanması muhtemeldir. Nedeni basit; test edilebilen gerçek sistemlerin sağlam ve güvenilir olmasını sağlama zorunluluğuyla yükümlü olanlar, analitik tahminlere veya analitik tahminlere ek olarak fiziksel deneylerin sonuçlarına güvenme eğiliminde olmuştur.

Bu bölümde tartışılan makaleler, rastgele titreşimler teorisinin modern gelişiminin mirasının bir parçasını oluşturur. 1960'larda ve sonrasında mekanik sistemlerin

rastgele titreşimleri üzerine çalışmalar gelişti ve konuyla ilgili birçok makale yayımlandı. Son 50 yılda rastgele titreşim araştırmalarında ele alınan konuların en kısa özeti bile önemli bir tartışma gerektirecek ve muazzam bir kaynakçayı kabul edecektir. Bu nedenlerle, burada özetlenen makaleler, modern rastgele titreşimler teorisinin başlangıç noktasını oluşturmaktadır (Paez, 2011).

2.4 Miner Doğrusal Hasar Kuralı

Rastgele titreşim analizinde, yükleme ve cevabın doğada istatistiksel olarak bulunduğu ve gaussian dağılımla temsil edilebileceği varsayılmaktadır. Bu dağılımı, belli bir yük seviyesinin veya cevabın ortalamadan belirli bir standart sapma içine düşme olasılığı perspektifinden görmek bazen uygun olabilir. Genellikle, 1σ , 2σ ve 3σ (standart sapma) seviyeleri dikkate alınır. Örnek olarak, rastgele bir $x(t)$ Gauss yüklemesi göz önüne alındığında, $x(t)$ 'nin $\pm 1\sigma$ arasında olma olasılığı %68,3'tür (örneğin, zaman içindeki yüklemenin çoğunluğunun nominal seviyelerde gerçekleştiği, tepe noktalarının daha az sıklıkla meydana geldiği kabul edilir), $\pm 2\sigma$ arasında kalma olasılığı %95,4 ve $\pm 3\sigma$ için aşağıda Şekil 2.9'de gösterildiği gibi %99,7'dir.



Şekil 2.9 1σ , 2σ ve 3σ standart sapmaları

Rainflow çevrim sayma metodunu kullanan zaman alanı yöntemleri de rastgele titreşimlerde uygulanabilir. Bununla birlikte sayısal hesaplama açısından önemli avantajları nedeniyle genellikle frekans alanındaki analizler tercih edilir. Yıllar

boyunca geliştirilmiş rasgele bir titreşim yüklemesine dayanarak hasarı hesaplayan birçok frekans tabanlı yöntem vardır. Bu farklı yöntemler, sonlu elemanlar analizlerinde tipik olarak kullanılan 1σ değerine dayanarak yorulma ömrünü hesaplayan çeşitli teknikler kullanır. Örneğin, bir FEM analizinde hesaplanan $S_{max} = 5$ ksi maksimum gerilme değeri, S_{max} 'ın 5 ksi veya daha az olması olasılığını %68,3 (1σ) olarak belirtir. Bu nedenle, yorulma ömrünü hesaplamak için bir yöntem seçilmeli ve istatistiksel değişkenliği hesaba katmak için (hasara uğramama oranı olarak %68,3 kabul edilebilir değilse) bu sonuçlara uygulanmalıdır. Tasarım için kullanılabilecek en basit yaklaşımlardan biri, $\pm 3\sigma$ 'nın Goodman diyagramına göre sonsuz ömre denk geldiğini varsaymaktır (S_{max} 'ın 3×5 ksi = 15 ksi veya daha az olması olasılığı %99,7'dir (3σ)). Bu yaklaşım çoğu zaman çok konservatif olabilir, bu durumda daha karmaşık yöntemler mevcuttur.

Günümüzde kullanılan tüm yaygın yöntemler, gerçekleşen yorulma hasarının uygulanan gerilme düzeyiyle orantılı olduğunu ve hasarın gerilmelerin uygulanma sırasından bağımsız olduğunu iddia eden Palmgren-Miner hipotezine dayanmaktadır.

Bu teknik kullanılarak yorulma performansı, hesaplanan kümülatif hasar oranı ile belirtilen kümülatif hasar indeksinin karşılaştırılması yoluyla değerlendirilir.

Steinberg 3-bant hasar hesaplama yöntemi basitliği nedeniyle sıkça kullanılmaktadır. Belirli bir bölgedeki gerilme genliği cevabının aşağıdaki üç aralığa bölünmüş bir Gauss dağılımına sahip olduğunu varsayarak, kümülatif yorulma hasarını hesaplamak için Miner Kuralı yaklaşımını kullanır:

1σ 'da zamanın %68,3'ü

2σ 'da zamanın %27,1'i

3σ 'da zamanın %4,3'ü

Bu aralıkların her birinde, hasar oluşması için gerekli çevrimlerin sayısı (N_1 , N_2 ve N_3) malzemenin S-N eğrisinden belirlenebilir. Daha sonra, toplam uygulanan çevrim

sayısı “n” biliniyorsa, kümülatif yorulma hasarı indeksi R_n ’yi belirlemek için aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi Steinberg 3-bant yöntemi kullanılabilir.

$$R_n = n \left(\frac{0,683}{N_1} + \frac{0,271}{N_2} + \frac{0,043}{N_3} \right), R_n \geq C \text{ olduğunda hasar oluşur.} \quad (2.24)$$

Malzeme ömrü tamamlandığında R_n ’nin değeri 1’e eşit olacaktır. Ancak, bu yöntemin belirsizlikleri nedeniyle, hasar indeksi C’ye emniyet faktörleri dahil edilmiştir. Kullanılacak C’nin değeri endüstri ve uygulama standartlarına göre seçilir. Örneğin, elektronikler için test verilerine dayanarak 1 değeri çok yüksek olabilir ve bu değer 0,7 veya 0,3’e düşürülebilir.

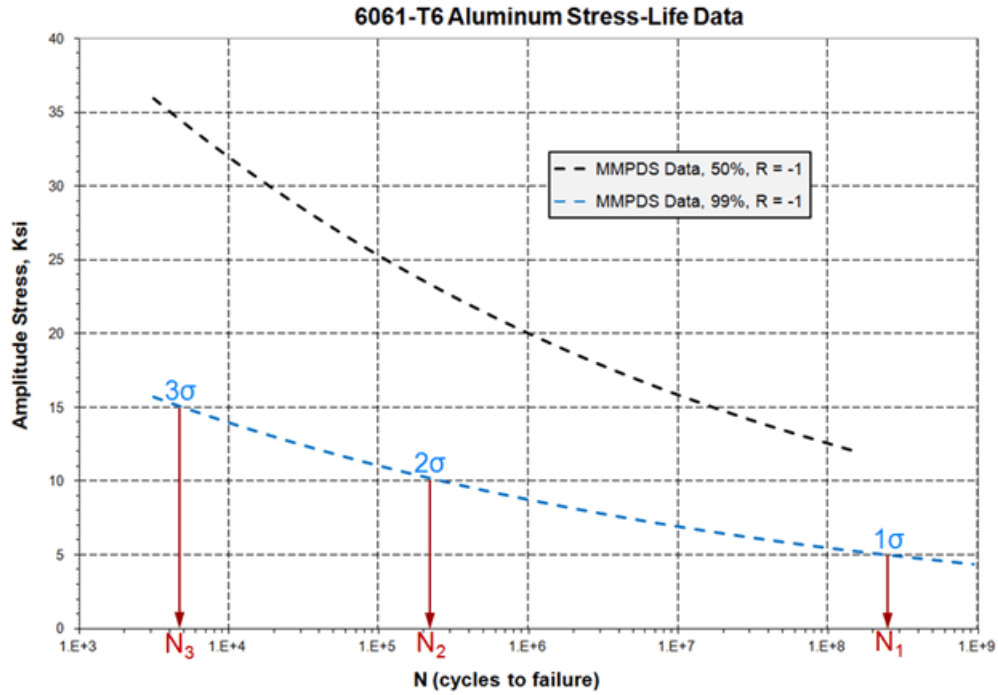
Yukarıda anlatılan metodu kullanmak için gereken veriler aşağıdaki gibidir:

1. RMS (1σ) gerilmesi. Bu değer doğrudan sonlu elemanlar analizinden elde edilir. 2σ ve 3σ değerlerini hesaplamak için kullanılır (yani $1\sigma = 5\text{ksi}$, $2\sigma = 10\text{ksi}$ ve $3\sigma = 15\text{ksi}$)
2. Malzemenin S-N eğrisi. Bu eğriyi kullanırken göz önünde bulundurulması gerekenler şunlardır:
 - a. Eğri, gerilme genliği (maksimum gerilme değil) formunda olmalıdır.
 - b. Sıfır-ortalama durağan rastgele işlem için, uygulanan gerilmenin, tamamen tersinir bir gerilme döngüsüne karşılık gelen hem pozitif hem de negatif tepelerden oluştuğu varsayılabilir. S-N eğrisi daha sonra $R = -1$ oranı için göz önüne alınmalıdır.
 - c. S-N eğrisi, malzeme ömründeki herhangi bir ani azalmayı hesaba katmalıdır; eğrinin -3σ seviyesine ayarlanması, yüzey işlemleri vb.
3. Bileşenin zaman içinde maruz kaldığı çevrim sayısı (n). Bu değer aşağıdaki teknik ile hesaplanabilir:

a. Öncelikle, modeldeki söz konusu konum için istatistiksel ortalama frekansın (zaman başına çevrim frekansı) ne olduğunun belirlenmesi gerekir. FEA yorulma değerlendirmesi frekans alanında yapıldığından, bu değeri hız çözümünü yer değiştirme çözümüne bölerek hesaplayabiliriz (belirli bir gerilme miktarı için ve sonucu birim zaman başına çevrim frekansına çeviririz, örneğin $f = \omega / 2\pi$). Bu, işlemin birim zaman başına pozitif sıfır geçiş sayısını temsil eder ve dar bantlı durağan bir işlem için, her pozitif sıfır geçişi bir titreşim çevrimini ifade eder.

b. İstatistiksel ortalama frekans hesaplandıktan sonra (örneğimiz için 500 Hz olsun) istatistiksel ortalama çevrim sayısını hesaplamak için bu değeri giriş sinyalinin süresiyle çarpabiliriz. Bu komponent bir titreşim masası üzerinde 2 saatlik bir teste maruz kalırsa, ilgilendiğimiz konum için döngü sayısı $500 \text{ Hz} \times 7200 \text{ sn} [2 \text{ saat}] = 3,6 \text{ e}6$ çevrim olacaktır.

Şimdi Steinberg 3-bant yöntemine dayanarak yorulma hasarı R_n 'yi hesaplamak için gereken tüm bilgilere sahibiz. Önceki 1σ gerilmemizi kullanarak, hasar için gerekli çevrim sayısı için Şekil 2.10'da görülen S-N eğrisini kullanarak $N_1 = 2,5 \text{ e}8$ çevrim değerini bulabilir ve aynı işlemi N_2 ve N_3 için tekrarlayabiliriz.



Şekil 2.10 R = -1 ve -3σ değerlerine göre düzenlenmiş S-N eğrisi

Steinberg 3-bant yöntemi kullanılarak, $R_n = 34,4$ olduğu tespit edilir.

$$R_n = (0,0099 + 3,59 + 30,81) = 34,4 \quad (2.25)$$

Bu nedenle bu komponent, R_n 'nin 1'den küçük olma gereksinimini karşılamayabilir. Hasarın çoğunun, metaller ile bu yaklaşım kullanıldığında genellikle görüldüğü gibi 3 gerilme seviyesinden geldiğine dikkat edilmelidir. Bu R_n değeri ayrıca hasar oluşması için geçecek ortalama sürenin 3,5 dakika olduğu anlamına da gelir (test süresi yukarıdaki parantez içindeki değere bölünür). Ortalama S-N verisinin kullanılması ve hasar oluşması için geçecek ortalama sürenin 200 saat olması durumunda R_n 'nin 0,01'e eşit olacağını da belirtmek gerekir (bu durumda bu komponentte kullanılan malzemenin bu özelliklere sahip olması ihtimali 50/50 olur).

Steinberg'in metodu rastgele durumlarda temel yorulma analizi kavramını göstermek için kullanışlıdır, ancak doğruluğunu engelleyen birkaç dezavantajı vardır. Birincisi, gerilme seviyeleri genliklerine göre dağıldıkları zaman, 1, 2, 3σ

değerlerindeki 3 grupta toplanır. Diğer, her pozitif sıfır geçişinin, dar bant cevabı için iyi olan ancak geniş bant cevabı için fazla konservatif olan bir titreşim çevrimini gösterdiği varsayımdır (Mrsnik, Slavic ve Boltezar, 2012).

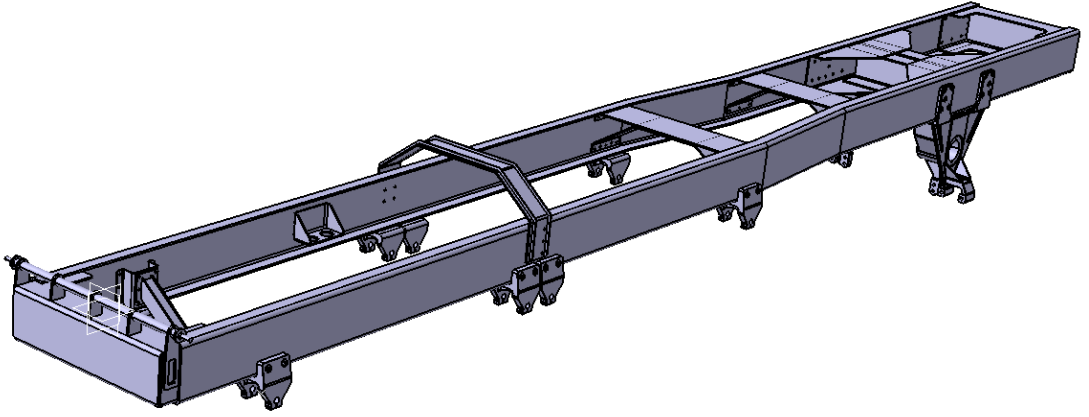


BÖLÜM ÜÇ

TAKTİK TEKERLEKLİ ARAÇ ŞASİSİNE AİT KAMBUR TRAVERSİN MEKANİK TASARIM İYİLEŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

3.1 Şasi Komple Tasarımı

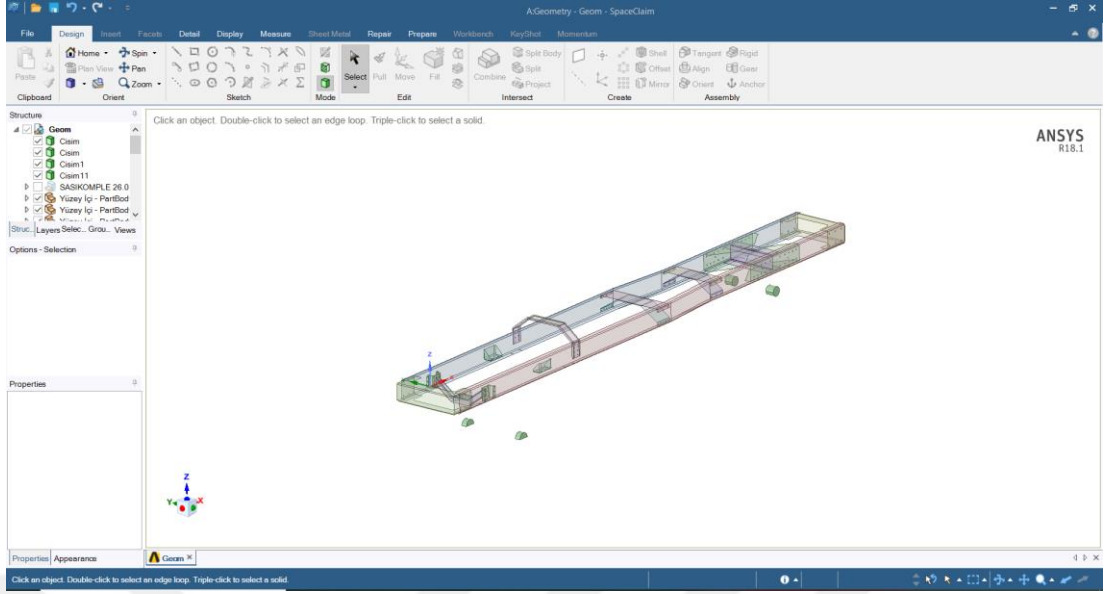
Çalışmada öncelikle ilk durumda 8 mm kalınlığındaki S420 çelik malzeme ile basit yapılı bir kambur travers ve geriye kalan tüm yapıları içeren şasi kompleksi üç boyutlu olarak modellendi. Şekil 3.1’de CATIA programında oluşturulmuş datayı görebilirsiniz.



Şekil 3.1 İlk durum şasi kompleksi 3D modeli

Üç boyutlu modeli oluşturulan şasi kompleksinin ANSYS programında orta düzleme indirgenmiş modeli oluşturuldu. Saclarda orta düzleme indirgeme (mid surface) kullanımı ile sonuçların yüksek doğruluk ile elde edilirken analiz hızının artırılması ve bilgisayar kaynak tüketiminin azaltılması amaçlanmıştır. ANSYS modeli Şekil 3.2’de gösterilmiştir.

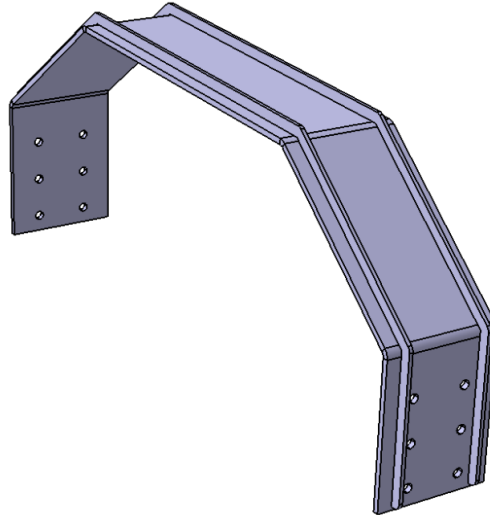
Analiz modeli basitleştirmesi amacıyla ayrıca sadece travers bağlantı delikleri modelde tutulup kalanı körlendi. Torsiyon traversi kabin dönme mili analiz datasından çıkarıldı.



Şekil 3.2 İlk durum ANSYS şasi komple modeli

3.2 İlk Durum Kambur Travers Tasarımı ve Özellikleri

İlk durum kambur travers basit dört büküme sahip bir sac plaka ve üzerine gerekli eğilme yüklerini karşılamak amacıyla kaynaklanan çevreleyici federlerden oluşmaktadır. Traversin CATIA modelini Şekil 3.3’de görebilirsiniz.



Şekil 3.3 İlk durum kambur travers

Malzeme olarak 420 MPa akma dayanımına sahip Tablo 3.1 ve Şekil 3.4'te mekanik, kimyasal ve yorulma değerleri verilen S420 malzeme kullanılmıştır. Kullanılan tüm kaynaklar MIG / MAG kaynağıdır.

Tablo 3.1 S420 Çelik malzemenin mekanik özellikleri

Mechanical properties according to DSTU EN 10025-4

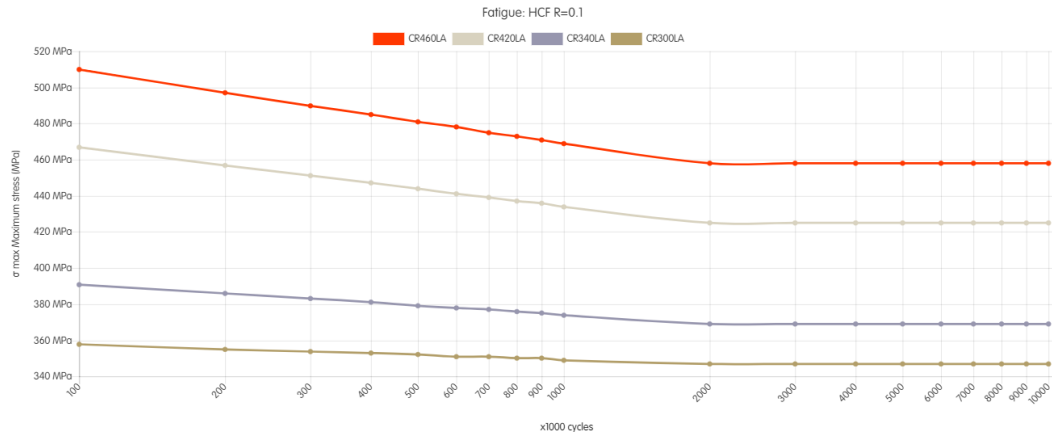
Thickness (t), mm	Yield strength, min MPa	Tensile strength, MPa	Elongation, min %
≤ 16	420	520-680	19
16 < t ≤ 40	400	520-680	19
40 < t ≤ 50	390	500-660	19

Steel grade	Impact energy KV, min J						
	+20	0	-10	-20	-30	-40	-50
S420M	55	47	43	40	-	-	-
S420ML	63	55	51	47	40	31	27

Chemical composition

According to DSTU EN 10025-4 (max %)

Grade	C	Si	Mn	P	S	Nb	V	Ti	Cr	Ni	Mo	Cu	Al (min)	N
S420M	0.16	0.50	1.70	0.030	0.025	0.05	0.12	0.05	0.30	0.80	0.20	0.55	0.02	0.025
S420ML				0.025	0.020									



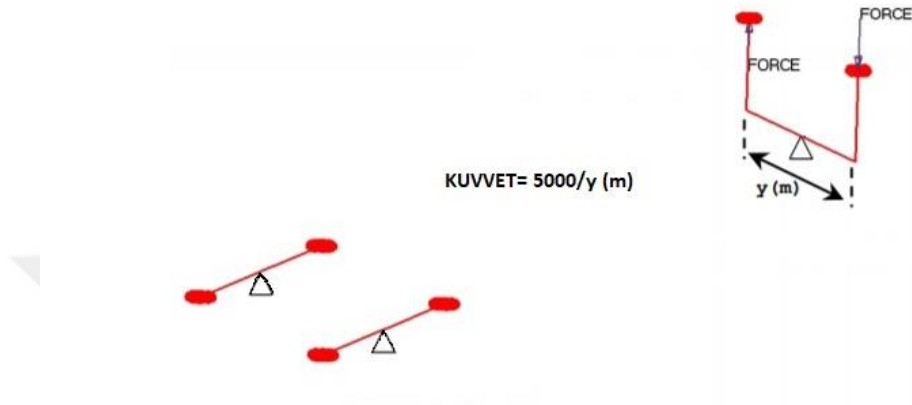
Şekil 3.4 Bazı çeliklerin S-N diyagramları

3.3 İlk Durum Kambur Traverse Sahip Şasinin Burulma Katılığı

Şasi katılığı kıyaslaması yapabilmemiz için kabul edilen 5000 Nm burulma momenti, ön dingil mesafe parçalarının oturduğu yüzeylerden 5556 N'luk ters yönlü

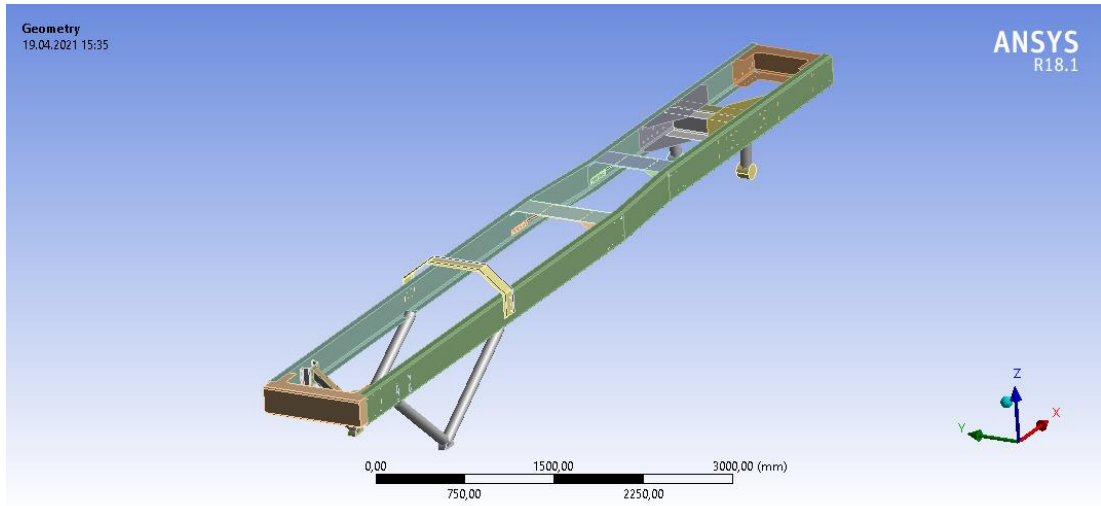
kuvvet çifti olarak uygulandı ve şasi kompleksi arka fil kulağı makas ekseninden sabitlendi. Kuvvet çifti uygulaması ve hesabı Şekil 3.5'te verilmiştir.

$$\frac{5000 (Nm)}{0,9 (m)} = 5556 (N) \quad (3.1)$$

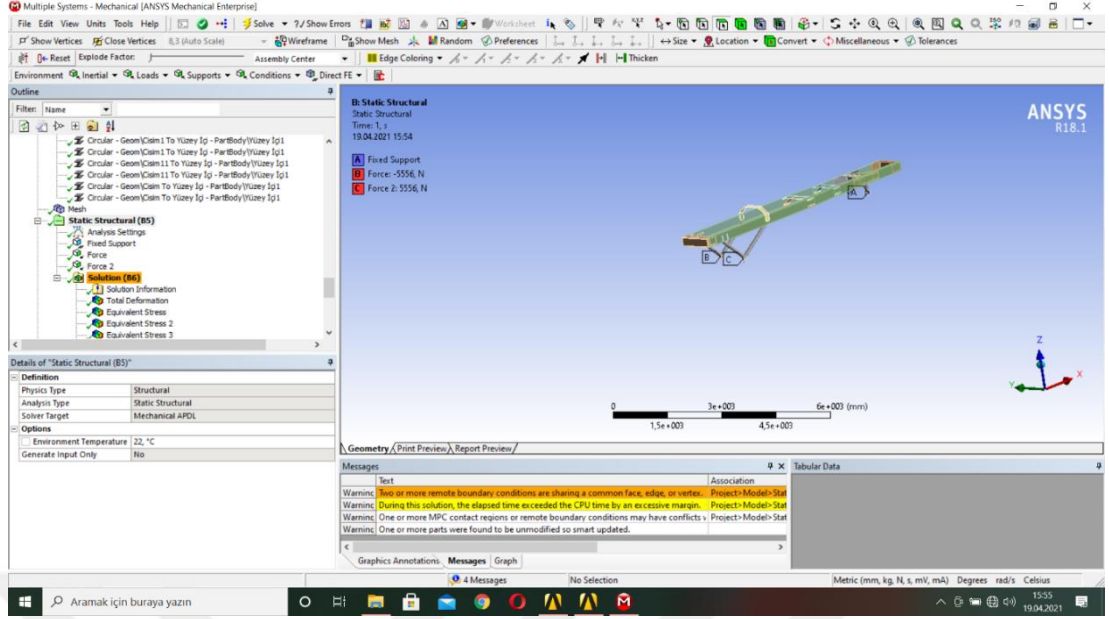


Şekil 3.5 Kuvvet çifti uygulaması

Analiz modeli basitleştirilmesi için makas kulakları, şasi oturma yüzeylerinden kuvvet aktaran full rijit çubuk elemanlar olarak tanımlandı. Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de ANSYS modelleri paylaşılmıştır.



Şekil 3.6 Makas kulakları geometri kabulleri



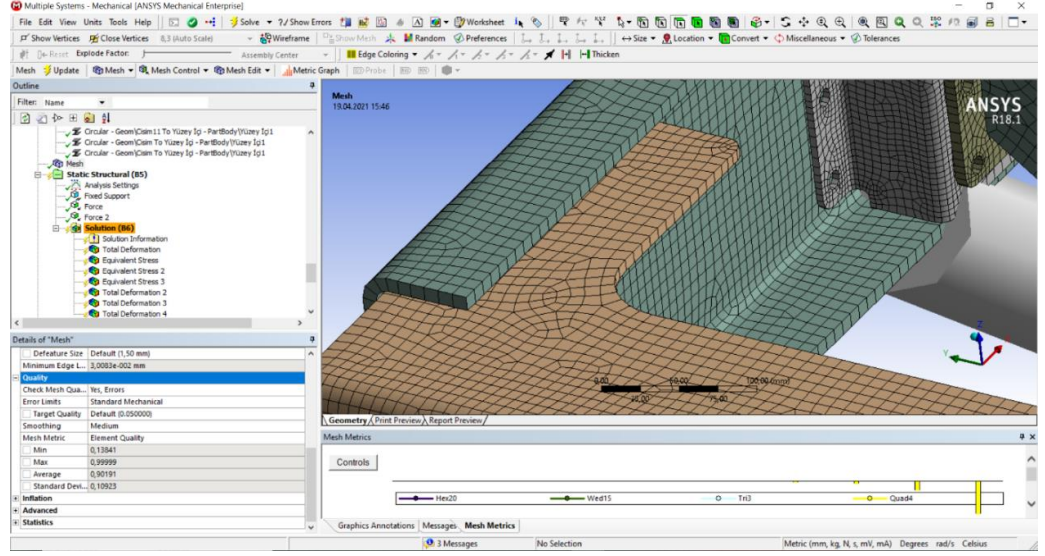
Şekil 3.7 İlk durum burulma analizi yükleme durumu

Temaslar “bonded contact” olarak belirlendi. Sonra “generate initial contact status” ile kontak durumu kontrolü yapıldı. Sorunlu kontaklar için temas yüzeylerine pinball elemanlar atandı. Sorunlu kontakların belirtildiği listeyi Tablo 3.2’de bulabilirsiniz.

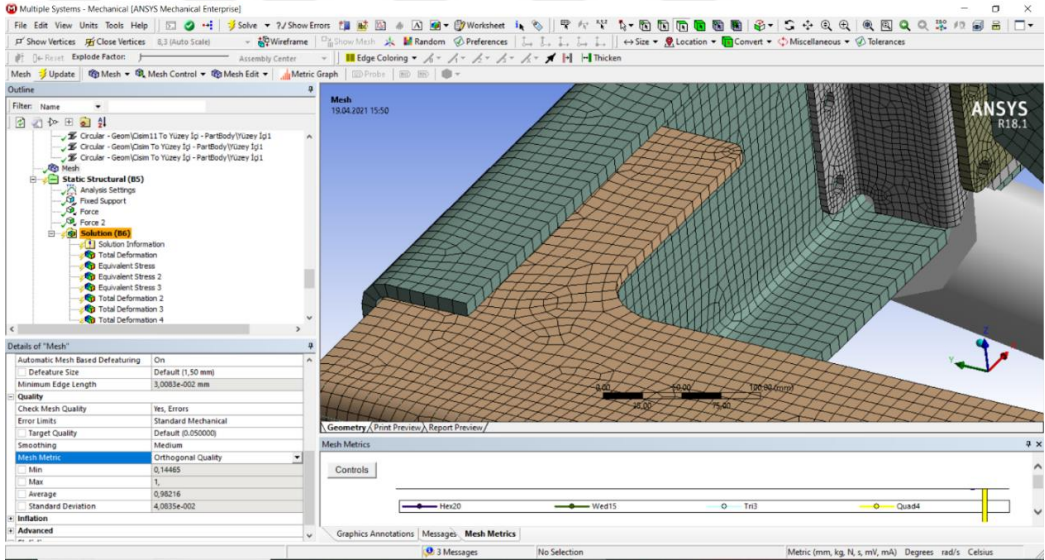
Tablo 3.2 Analiz modeli temas durumları

Name	Contact Side	Type	Status	Number Contacting	Penetration (mm)	Gap (mm)	Geometric Penetration (mm)	Geometric Gap (mm)
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Far Open	0,	0,	0,	0,	0,
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Far Open	0,	0,	0,	0,	0,
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Far Open	0,	0,	0,	0,	0,
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Closed	138,	0,	0,	0,	9,
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Closed	137,	0,	0,	0,	9,
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Far Open	0,	0,	0,	0,	0,
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Closed	173,	0,	0,	0,	7,5
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Contact	Bonded	Closed	548,	0,	0,	0,	6,5
Bonded - Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1 To Yüzey Ig - PartBody\Yüzey Ig1	Target	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Analiz sonuç doğruluğunu arttırmak için köşelerde “curvature” olarak mesh atandı. Mesh elemanları en küçük mesh boyutu 3 mm düzgün dörtyüzlülerden oluşturuldu. Genel mesh kalitesi %90(Şekil 3.8) ve Ortogonal kalitesi ise %98(Şekil3.9) olarak tespit edildi.



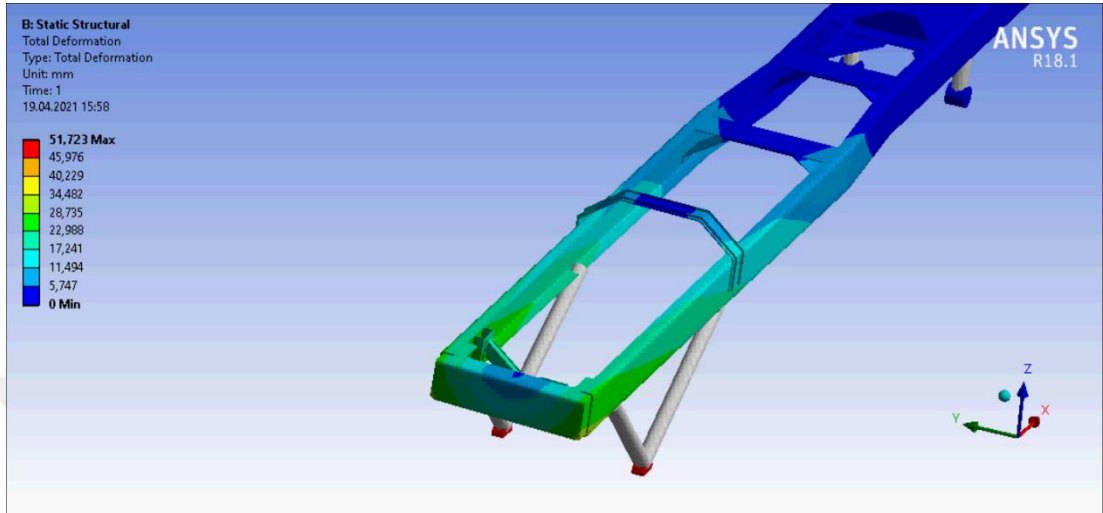
Şekil 3.8 Genel mesh kalitesi



Şekil 3.9 Ortogonal mesh kalitesi

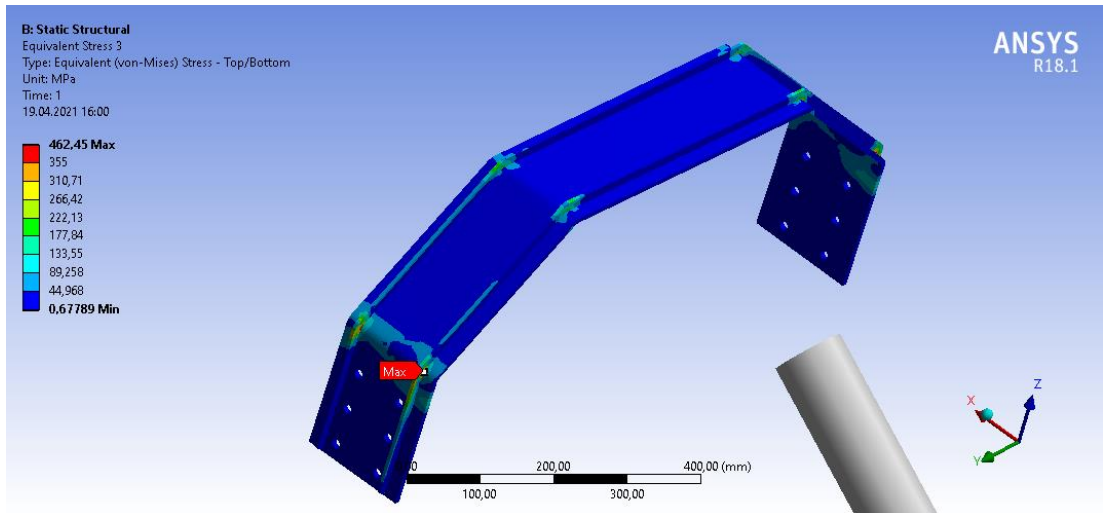
İlk durumdaki şasi kompleksi ile belirtilen burulma analizi koşulmuştur. Şasi kompleksinin en yüksek yer değiştirme değeri 52 mm olarak sonuçlanmıştır. ANSYS analiz görseli Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Burulma katılığı, orta noktaya uygulanan momentin (M), bu noktada ve x eksenini etrafında oluşturduğu açıya (α), oranı olarak hesaplanır. Bu değerle birlikte başlangıç kambur traversli şasi kompleksi burulma katılığı 758,54 Nm/° bulunmuştur.

$$\frac{M}{\tan^{-1}\left(\frac{\delta z}{L}\right)} = \frac{5000}{\tan^{-1}\left(\frac{0,052}{0,45}\right)} = 758,54 \text{ Nm/}^\circ \quad (3.2)$$



Şekil 3.10 İlk durum en yüksek yer değiştirme

Analiz yükleri altında ilk durumdaki kambur traversin Von Mises gerilme değeri 462 MPa olarak belirlenmiştir. ANSYS analiz çıktısı Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Travers S420 Malzeme kullanılması durumunda gerekli dayanımı gösterememektedir.

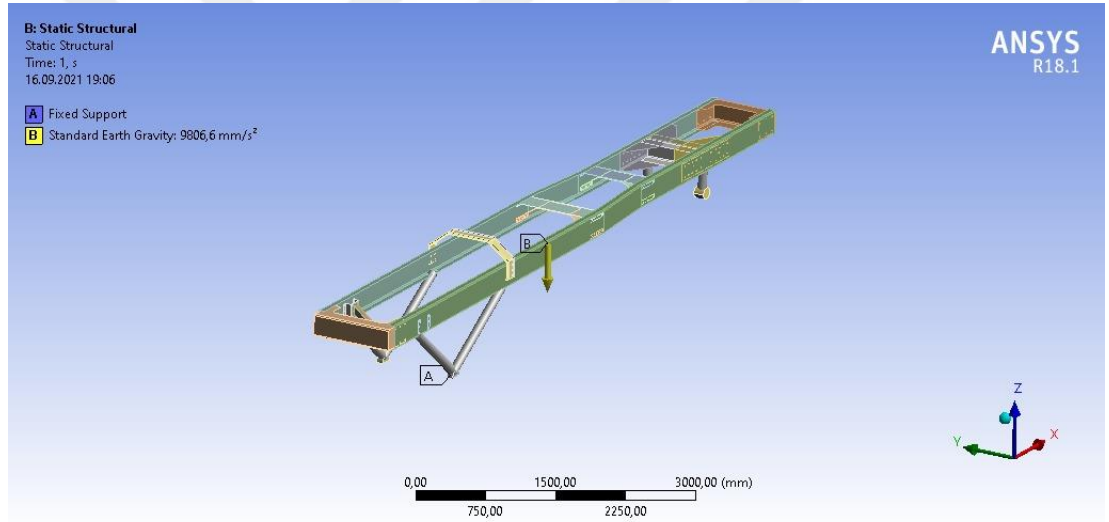


Şekil 3.11 İlk traversin burulma yükü altındaki dayanımı

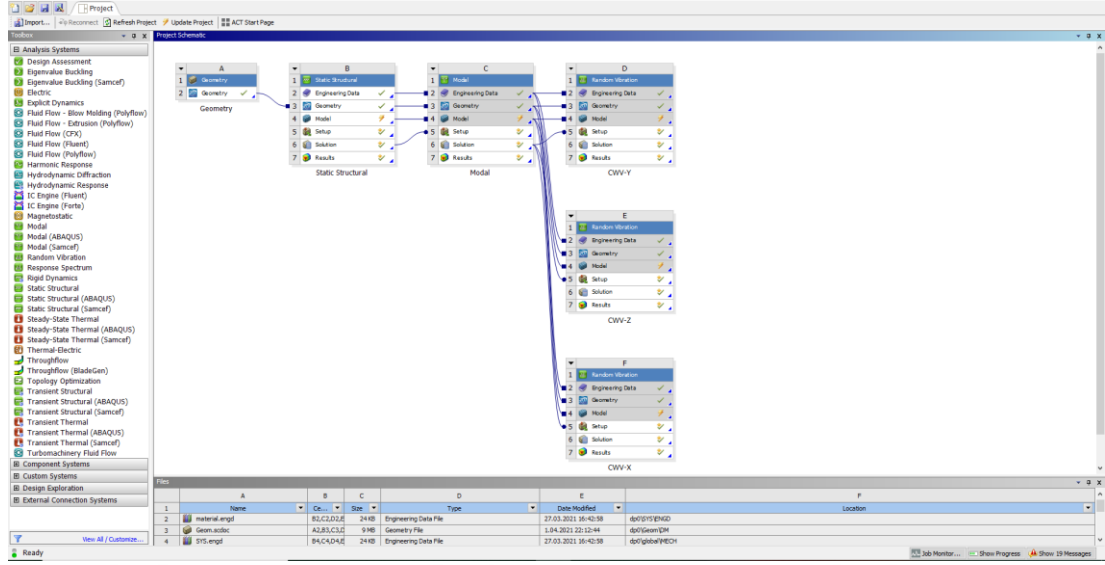
3.4 İlk Durum Kambur Traversin Rastgele Titreşim Analizi

İlk ve son durumdaki traverslerin bir diğer kıyaslama kriteri de modal analizdeki dayanımı olacaktır. Bu sebeple ilk durum şasi kompleksinin bir de rastgele titreşim analizi gerçekleştirilmiştir.

Aynı kabullerle oluşan modelde bu sefer şasi kompleksi ön dingil mesafe parçalarından ve makas kulağı eksen merkezlerinden sabitlendi ve yerçekimine maruz bırakılmıştır. Mesh yapısı önceki analizdeki haliyle korunmuştur. ANSYS modeli Şekil 3.12’de, ANSYS çözüm ağacı Şekil 3.13’te gösterilmiştir.



Şekil 3.12 İlk durum rastgele titreşim analizi sabitleme durumu

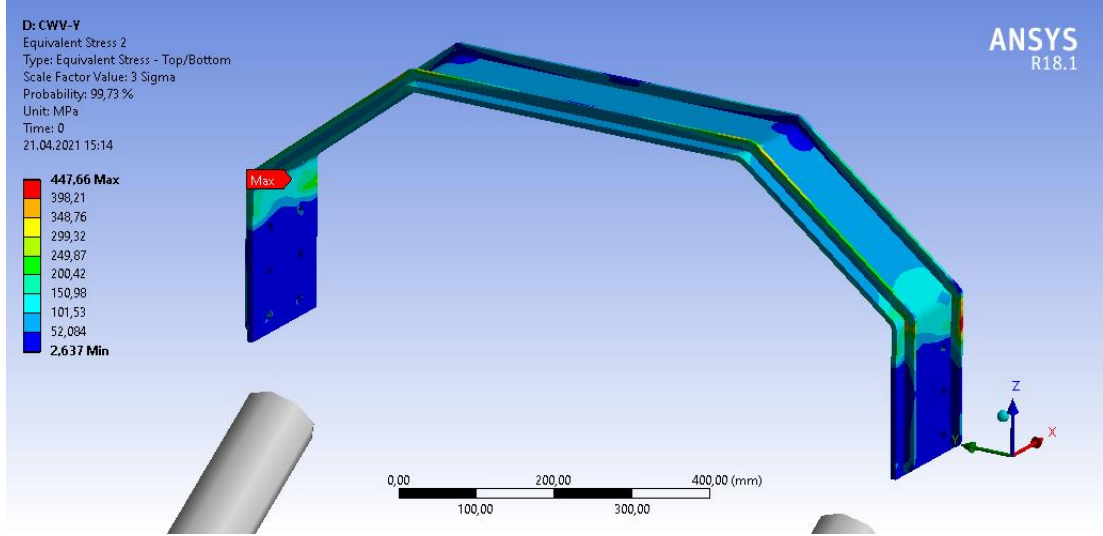


Şekil 3.13 İlk durum ANSYS titreşim çözümü analiz ağacı

Yapılan analiz ile 500 Hz frekans değerine kadar oluşan doğal frekans modları çıkarılmıştır. Çıkarılan doğal frekans modları NATO askeri standardı MIL STD-810 G tarafından belirlenen rastgele titreşim profilleri ile karşılaştırılmıştır. MIL STD-810G standardının 514.6C-VI tablosu Tablo 3.3'te paylaşılmıştır. Sonuçta belirlenen en kritik modda oluşan en yüksek Von Mises gerilme değerleri 448 MPa olarak bulunmuştur. ANSYS analiz çıktısı Şekil 3.14'te verilmiştir. Travers S420 malzeme kullanılması durumunda yine gerekli dayanımı gösterememektedir.

Tablo 3.3 MIL STD 810 G Taktik tekerlekli araç titreşim yoğunluğu

MIL-STD-810G METHOD 514.6 ANNEX C					
Table 514.6C-VI. Category - 4 - Composite wheeled vehicle vibration exposure.					
Vertical		Transverse		Longitudinal	
Frequency, Hz	PSD, g ³ /Hz	Frequency, Hz	PSD, g ³ /Hz	Frequency, Hz	PSD, g ³ /Hz
5	0.1759	5	0.0998	5	0.0441
8	0.5120	7	0.0799	7	0.0390
11	0.0660	9	0.1115	8	0.0576
12	0.0585	10	0.0577	9	0.0430
13	0.0348	14	0.0294	10	0.0293
15	0.1441	15	0.0651	13	0.0221
16	0.1237	16	0.0646	15	0.0558
20	0.0241	17	0.0436	16	0.0585
23	0.0536	18	0.0393	18	0.0160
26	0.0124	19	0.0622	20	0.0099
27	0.0118	24	0.0100	23	0.0452
30	0.0331	37	0.0045	25	0.0110
34	0.0086	38	0.0065	35	0.0036
39	0.0347	44	0.0033	37	0.0098
43	0.0073	55	0.0024	40	0.0040
45	0.0141	57	0.0042	41	0.0044
49	0.0084	59	0.0019	45	0.0023
52	0.0089	76	0.0012	47	0.0047
57	0.0045	79	0.0021	50	0.0016
67	0.0160	83	0.0010	54	0.0017
80	0.0037	114	0.0006	64	0.0010
90	0.0077	135	0.0017	69	0.0030
93	0.0053	142	0.0010	77	0.0007
98	0.0065	158	0.0018	85	0.0015
99	0.0063	185	0.0010	90	0.0012
111	0.0046	191	0.0007	97	0.0015
123	0.0069	206	0.0008	104	0.0036
128	0.0055	273	0.0035	114	0.0040
164	0.0031	300	0.0016	122	0.0015
172	0.0035	364	0.0074	132	0.0013
215	0.0133	374	0.0022	206	0.0033
264	0.0056	395	0.0051	247	0.0226
276	0.0096	500	0.0012	257	0.0041
292	0.0032	rms = 1.48 g		264	0.0054
348	0.0044			276	0.0040
417	0.0031			303	0.0073
500	0.0008			332	0.0092
rms = 2.24 g				353	0.0172
				382	0.0071
				428	0.0157
				500	0.0016
				rms = 1.90 g	



Şekil 3.14 İlk durum rastgele titreşim analizi sonuçları

3.5 İlk Durum Kambur Traversin Yorulma Ömrü Hesabı

Rastgele titreşim analizinden çıkan veriler kullanılarak yapılan Miner doğrusal hasar kuralı hesabında çıkan sonuçlar Tablo 3.4 verilmiştir.

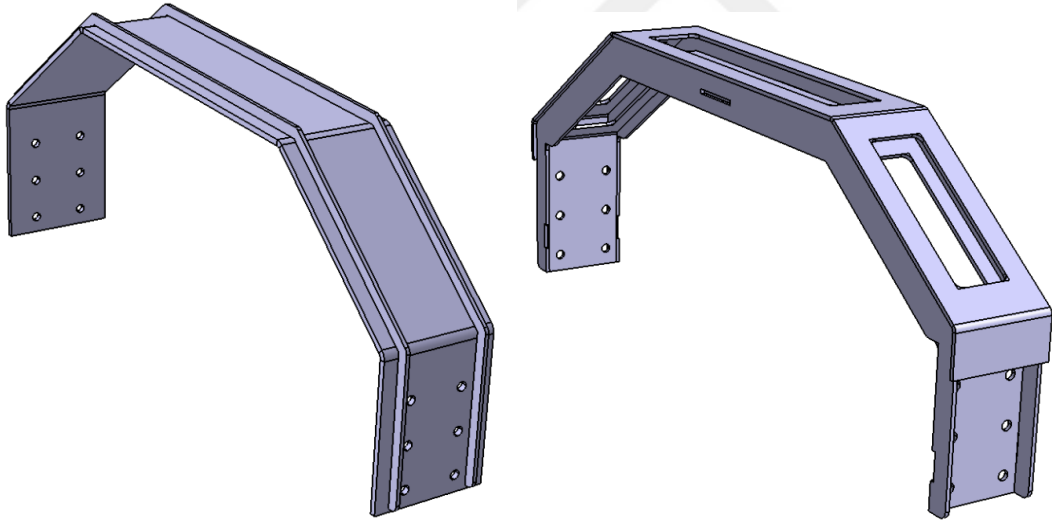
Tablo 3.4 İlk durum kambur traversin 1000000 çevrimde ömür tablosu

Reference Cycle in S-N Curve (N_b)	Reference Stress at Reference Cycle (S_b) (MPa)	Stress in Model (S_e) (MPa) (1 σ)	First Mode Frequency of Model (Hz)	b
1000000	434	447	21,74	1
N_1				
FOR 1 σ =	970917,226			
FOR 2 σ =	485458,613			
FOR 3 σ =	323639,0753			
QUICK METHOD				
NUMBER OF FATIGUE CYCLE =	497906,2697			
APPROXIMATE FATIGUE LIFE (HOUR) =	6,361881193			
THREE BAND METHOD				
Testing Time				
10				
Accumulated Cycles During Test Time				
FOR 1 σ =	534543,12			
FOR 2 σ =	212095,44			
FOR 3 σ =	33888,312			
FATIGUE DAMAGE RATIO TO ESTIMATE FATIGUE LIFE (R_d) =	1,092162038			
EXPECTED LIFE (HOUR) =	9,078379622			

3 σ genliğinde yapılan çalışmada 1000000 çevrimde etkiyen yükler 10 saatlik bir süre içerisinde parçaya uygulanmıştır. 1000000 çevrim askeri araçlar için yaklaşık 10 yıllık bir ömre karşılık geldiği kabul edilir. Miner doğrusal hasar kuralına göre 9,08 saatte parça hasara uğramıştır. Yaklaşık ömrünün 907837 çevrimlik yani 9 yıllık bir kullanım ömrünün olacağı çıkarımı yapılabilir.

3.6 Kambur Travers Tasarım İyileştirmeleri

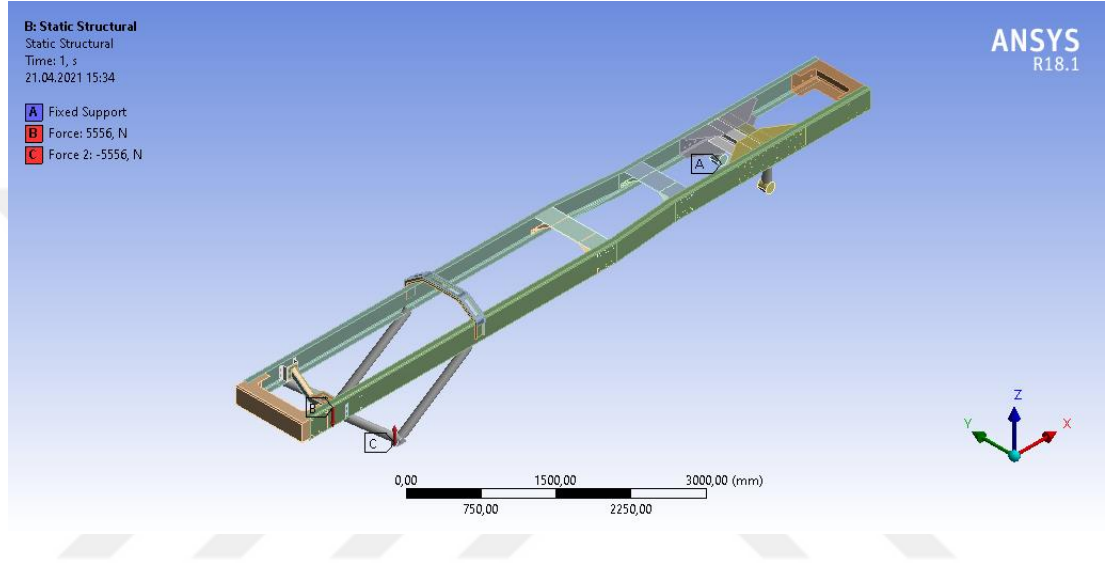
İkinci durum için 5 mm kalınlığındaki S420 çelik malzeme ile geometrik olarak profil benzeri bir yapı oluşturacak şekilde kaynaklı komple olarak iyileştirilmiş bir travers tasarlanmıştır. Gerilme yığılması riski olmayan bölümlerde boşaltmalar yapılmıştır. İki travers arasındaki farklılıkları göstermek adına Şekil 3.15'te CATIA dataları paylaşılmıştır.



Şekil 3.15 İlk ve son durumdaki traversin modelleri

3.7 İyileştirilmiş Kambur Traverse Sahip Şasinin Burulma Katılığı

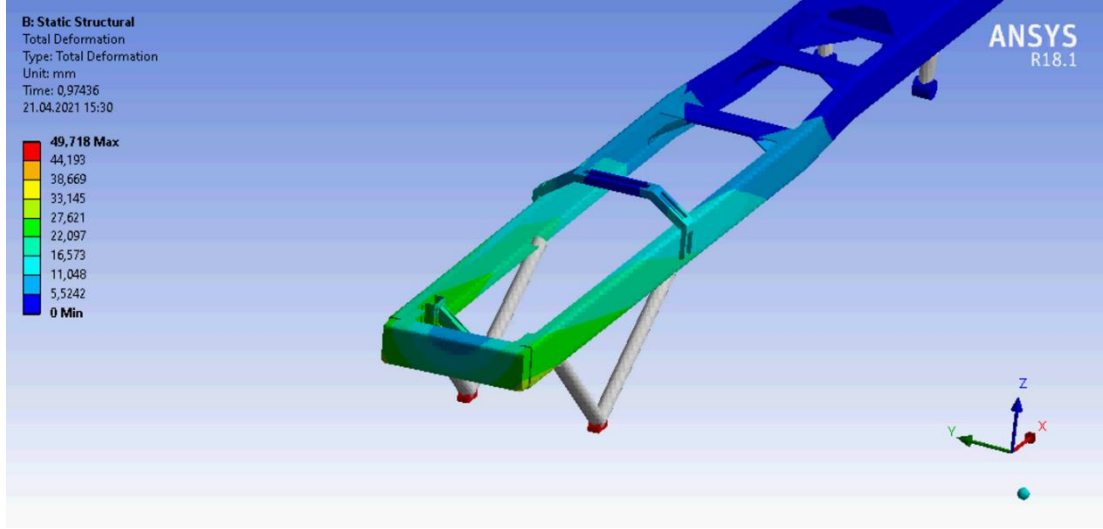
İlk durum için uygulanan 5000 Nm’lik burulma momenti ile yapılan statik analiz ve rastgele titreşim analizi tekrarlanmıştır. İkinci durum için de aynı analiz modeli yapısı ve mesh yapısı korunmuştur. ANSYS modeli Şekil 3.16’da gösterilmiştir.



Şekil 3.16 İkinci durum burulma analizi yükleme durumu

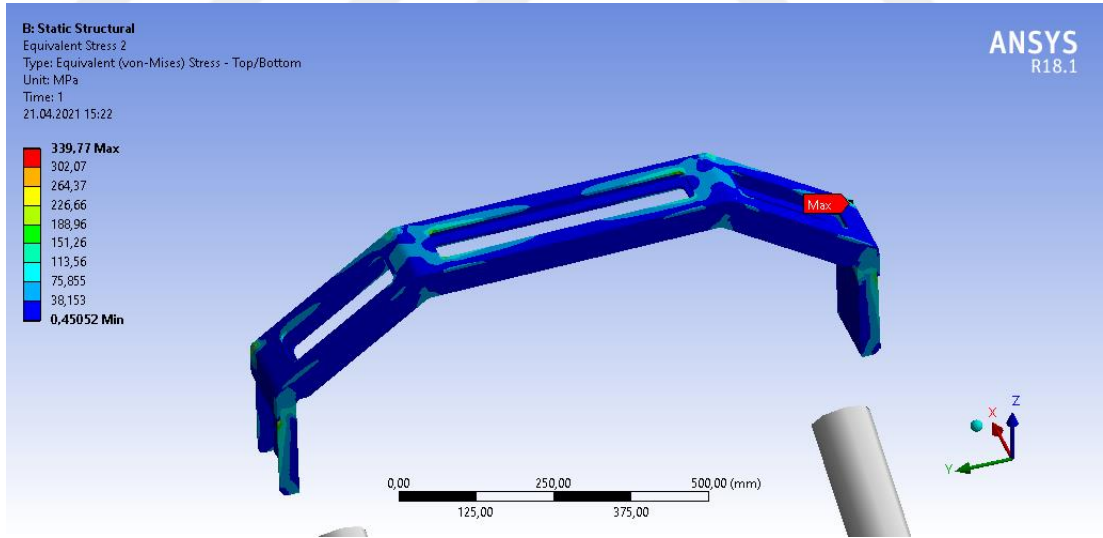
Tekrarlanan burulma analizi ile şasi kompleksinin en yüksek yer değiştirme değeri 50 mm olarak belirlenmiştir. ANSYS analiz çıktısı Şekil3.17’de gösterilmiştir. Bu değerle birlikte başlangıç kambur traversli şasi kompleksi burulma katılığı 788,62 Nm/° bulunmuştur.

$$\frac{M}{\tan^{-1}\left(\frac{\delta z}{L}\right)} = \frac{5000}{\tan^{-1}\left(\frac{0,05}{0,45}\right)} = 788,62 \text{ Nm/}^\circ \quad (3.3)$$



Şekil 3.17 İkinci durum en yüksek yer değıştirme

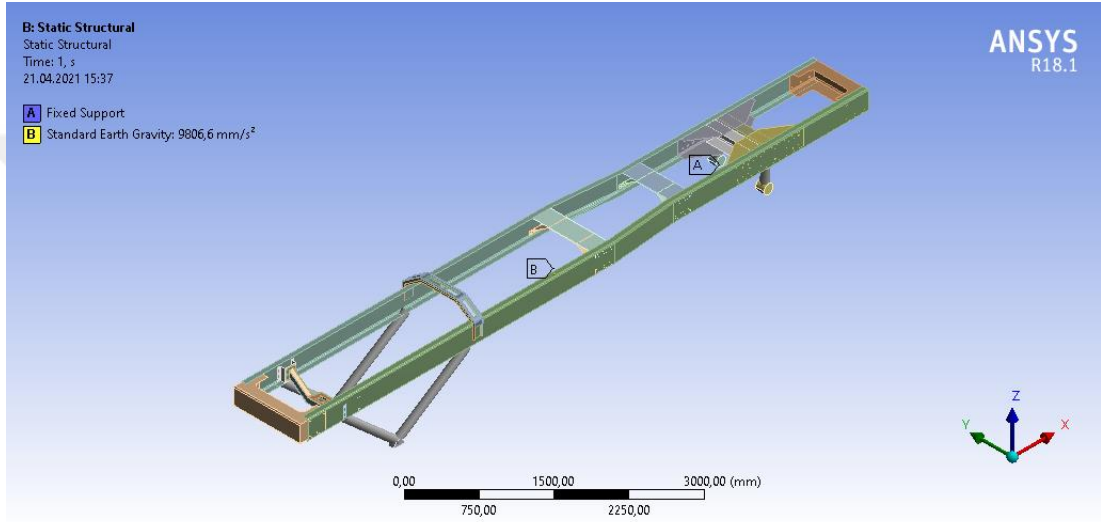
Tekrarlanan analiz yükleri altında ikinci durumdaki kambur traversin Von Mises gerilme değeri 340 MPa olarak belirlenmiştir. ANSYS analiz çıktısı Şekil 3.18’de gösterilmiştir. S420 Malzeme kullanılması durumunda travers gerekli dayanımı gösterecektir.



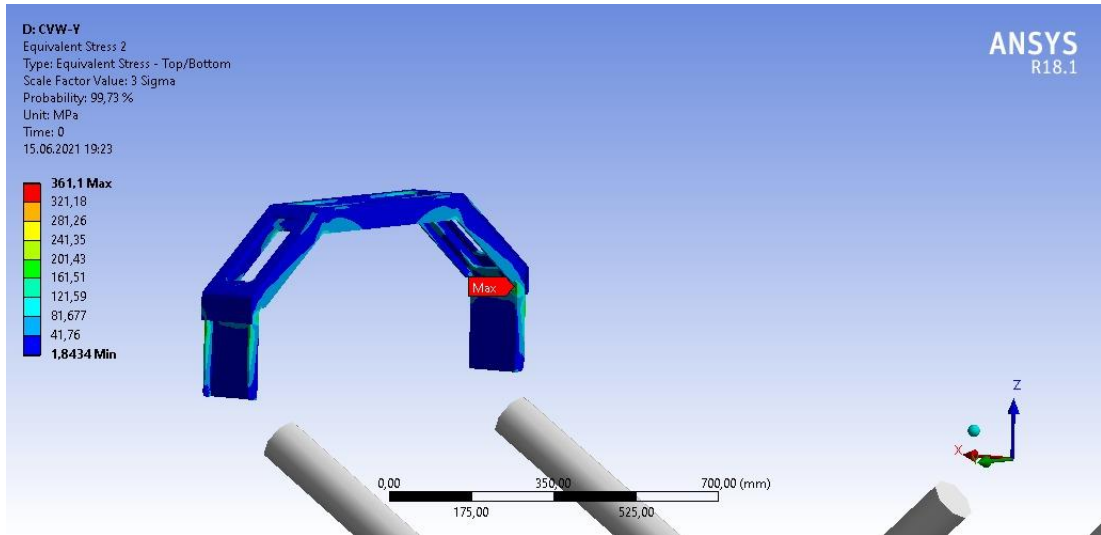
Şekil 3.18 İyileştirilmiş traversin burulma yükü altındaki dayanımı

3.8 İyileştirilmiş Kambur Traversin Rastgele Titreşim Analizi

Burulma analizinde olduğu gibi rastgele titreşim analizinde de sadece kambur travers değiştirilerek analiz tekrarlandı. Sonuçta belirlenen en kritik modda oluşan en yüksek Von Mises gerilme değerleri 361,1 MPa olarak bulunmuştur. ANSYS modeli Şekil 3.19’da, ANSYS analiz çıktılarını Şekil 3.20’de gösterilmiştir. S420 malzeme kullanılması durumunda travers gerekli dayanımı gösterecektir.



Şekil 3.19 İyileştirilmiş travers rastgele titreşim analizi sabitleme durumu



Şekil 3.20 İyileştirilmiş travers rastgele titreşim analizi sonuçları

3.9 İyileştirilmiş Kambur Traversin Yorulma Ömrü Hesabı

Rastgele titreşim analizinden çıkan veriler kullanılarak yapılan Miner doğrusal hasar kuralı hesabında çıkan sonuçlar Tablo 3.5'te verilmiştir.

Tablo 3.5 İyileştirilmiş kambur traversin 1000000 çevrimde ömür tablosu

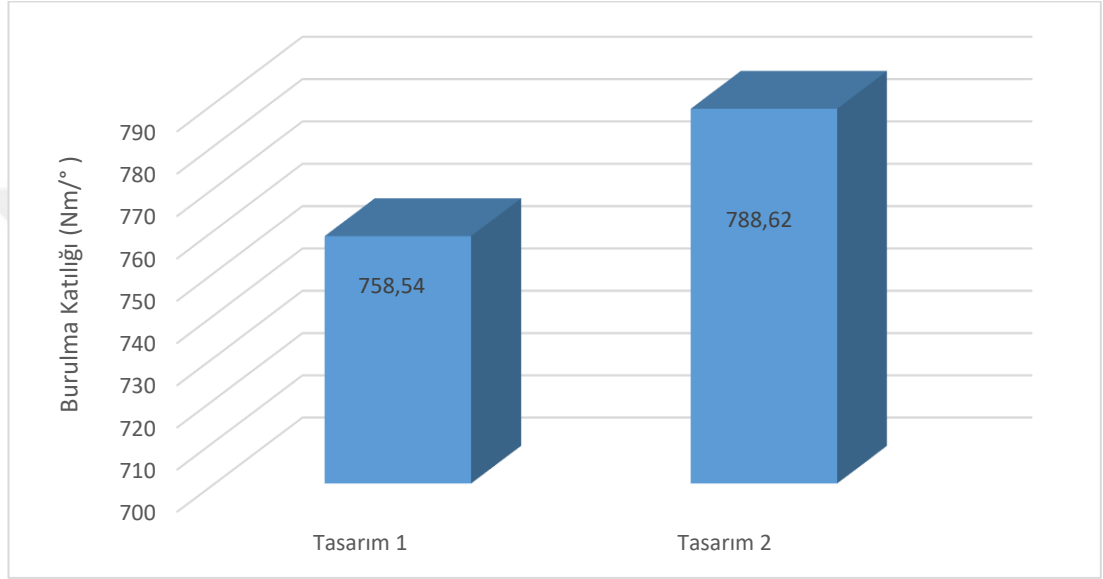
Reference Cycle in S-N Curve (N_0)	Reference Stress at Reference Cycle (S_0) (MPa)	Stress in Model (S_1) (MPa) (1 σ)	First Mode Frequency of Model (Hz)	b
1000000	434	361,1	22,361	1
N_1				
FOR 1 σ =	1201883,135			
FOR 2 σ =	600941,5674			
FOR 3 σ =	400627,7116			
QUICK METHOD				
NUMBER OF FATIGUE CYCLE =	616350,3256			
APPROXIMATE FATIGUE LIFE (HOUR) =	7,656563829			
THREE BAND METHOD				
Testing Time				
10				
Accumulated Cycles During Test Time				
FOR 1 σ =	549812,268			
FOR 2 σ =	218153,916			
FOR 3 σ =	34856,3268			
FATIGUE DAMAGE RATIO TO ESTIMATE FATIGUE LIFE (R_m) =	0,907483472			
EXPECTED LIFE (HOUR) =	10,92516528			

3 σ genişliğinde yapılan çalışmada 1000000 çevrimde etkiyen yükler 10 saatlik bir süre içerisinde parçaya uygulanmıştır. 1000000 çevrim askeri araçlar için yaklaşık 10 yıllık bir ömre karşılık geldiği kabul edilir. Miner doğrusal hasar kuralına göre 10,9251 saatte parça hasara uğrayacaktır. Yaklaşık ömrünün 1092516 çevrimlik yani 10,9 yıllık bir kullanım ömrünün olacağı çıkarımı yapılabilir.

BÖLÜM DÖRT

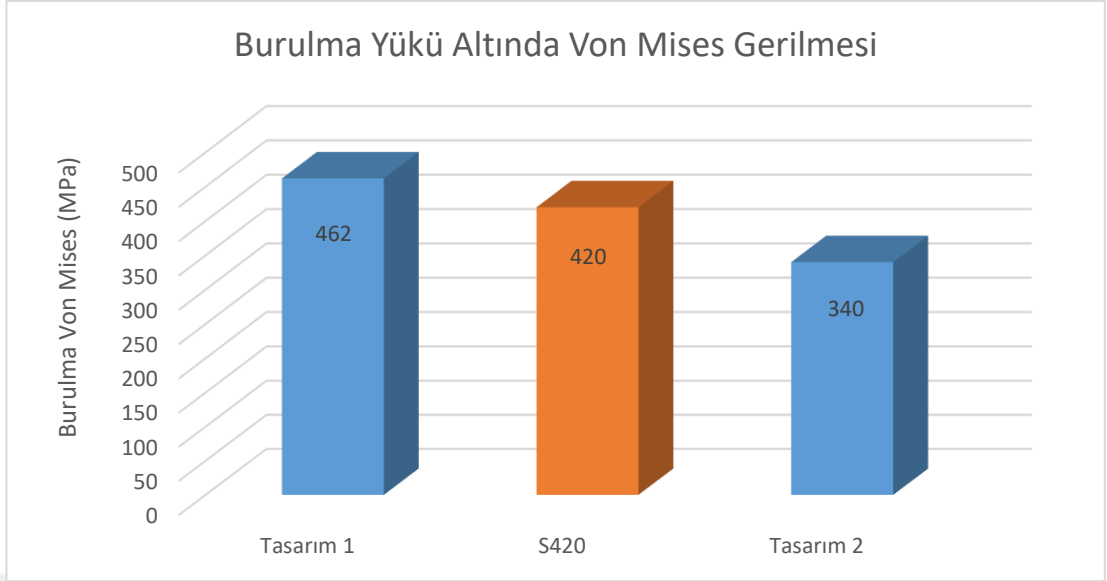
SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan iyileştirmeler ile burulma katılığı değeri ilk durumda 758,54 iken 788,62 Nm/° değerine yükseltilerek sadece bir traversin optimizasyonu ile Şekil 4.1’de de gösterildiği gibi şasi kompleksine yüzde 4 güçlendirme sağlanmıştır.



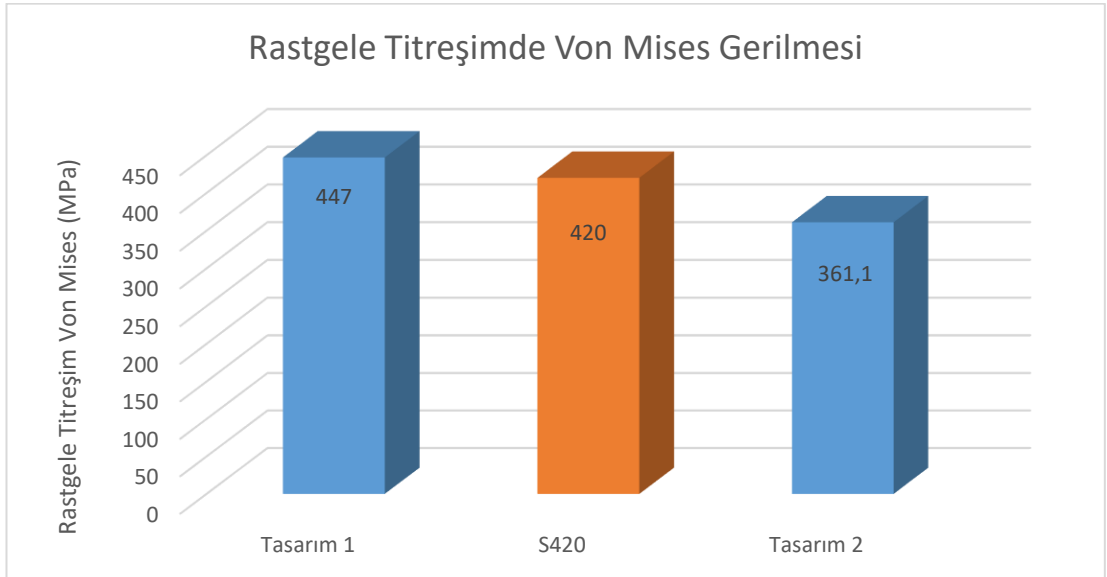
Şekil 4.1 Tasarımların burulma katılığı değeri kıyaslaması

Burulma katılığı ölçüm standardı yükleri altında traversin sağlaması gereken Von Mises dayanımı miktarı 462 MPa iken 340 MPa değerine iyileştirildi. Karşılanması gereken gerilim Şekil 4.2’de de gösterildiği gibi yüzde 35 azaltılmıştır.



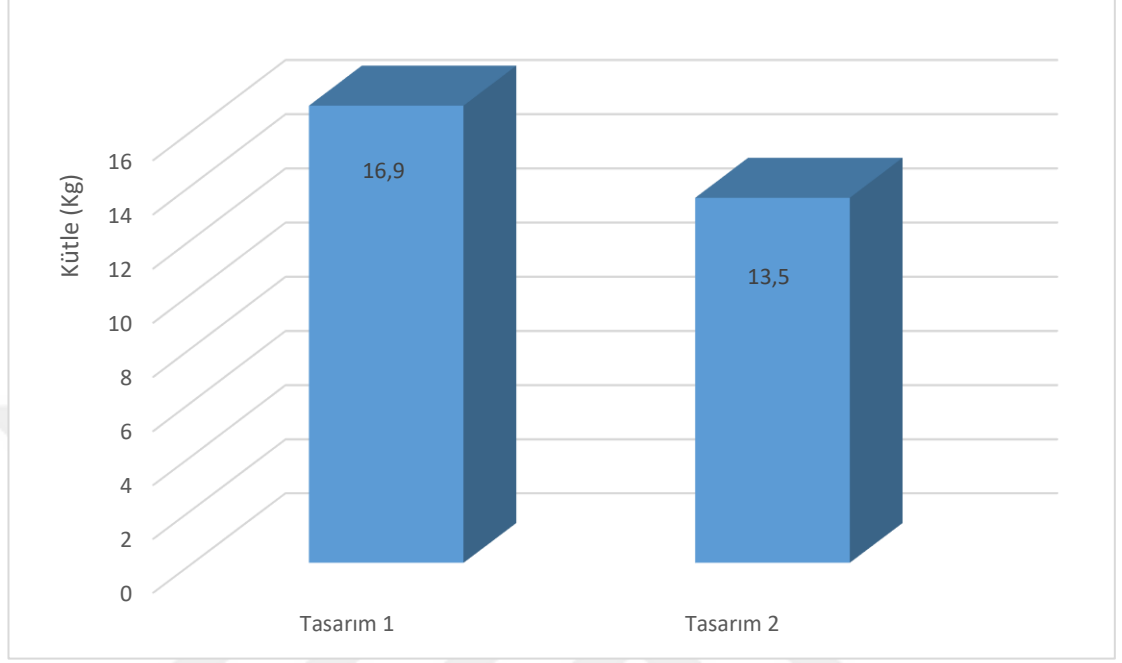
Şekil 4.2 Burulma yükü altında Von Mises Gerilmesi kıyaslaması

Rastgele titreşim analizinin en kritik modunda traversin sağlaması gereken Von Mises dayanımı miktarı 447 MPa iken 361,1 MPa değerine iyileştirildi. Karşılanması gereken gerilim Şekil 4.3'te de gösterildiği gibi yüzde 24 azaltılmıştır.



Şekil 4.3 Rastgele titreşimde Von Mises Gerilmesi kıyaslaması

İlk durumda 16,9 kg olan travers kütlesi, 13,5 kg kütlesine hafifletildi. Şekil 4.4’de de gösterildiği gibi yüzde 25 kütle kazanımı sağlandı.



Şekil 4.4 Tasarımlar arası ağırlık kıyaslaması

Yapılan bu çalışmadan sayısal verilere göre geometrik olarak yapılan tasarım iyileştirmeleri;

- Statik yüklere karşı gelen gerilme değerleri açısından,
- Modal analizde karşılaması gereken gerilme değerleri açısından,
- Aracı hafifletecek, faydalı taşıma kapasitesini arttıracak kütle kazançları ve iyileştirmeler sağlamaktadır.

Tasarımlarda gerilme bölgelerine fazladan parçalar yığmak yerine tasarımımızı geometrik olarak gözden geçirmek daha faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

Agrawal, MS. (2015). Finite element analysis of truck chassis frame. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 2 (3) 1949-1956.

Akarsu, C. (2012). *Bir ticari kamyon şasisine bağlı parçaların titreşim kaynaklı yorulma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Ali express, (2021). *1/14 Rc Truck 8X8 dump trucks chassis metal beam LESU model Hino MAN DIY modification parts*. 1 Mart 2021, <https://www.aliexpress.com/item/1005001596799429.html>.

A ve N model trucks, (2020). *Chassis kits*. 5 Mart 2020, <https://an-modeltrucks.com/product-category/big-trucks/chassis-kits/>.

Bölükbaş, T. (2012). *Otobüslerde kullanılan arka çeki kancası taşıyıcı yapısının optimum tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Gebze.

Delserro Engineering Solitions, (2017). *MIL-STD-810 Vibration testing category*. 30 Mayıs 2017, <https://www.desolutions.com/blog/2017/05/mil-std-810-vibration-testing-category-24-minimum-integrity-tests-mit/>.

Delserro Engineering Solitions, (2013). *Random vibration testing*. 9 Nisan 2013, <https://www.desolutions.com/blog/2013/04/sinusoidal-and-random-vibration-testing-primer/>.

Everyspec, (2008). *MIL-STD-810G, Department of defense test method standard*. 31 Ekim 2008, http://everyspec.com/MIL-STD/MIL-STD-0800-0899/MIL-STD-810G_12306/.

- Gawande, SH., Muley, AA. ve Yerrawar, RN. (2018). Optimization of torsional stiffness for heavy commercial vehicle chassis frame. *China Society of Automotive Engineers China SAE*, 1, 352-361.
- Höke, Ö. (2016). *Hafif ticari araçlarda kullanılan motor traversinin yapısal optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Karaoğlu, Ç. (1999). Kamyon şasilerinde ana profil kalınlığının gerilmeler üzerindeki etkisi. *Dspace*, 1 (3) 89-95.
- Korkut, S. (2019). *Rastgele titreşim ortamında yorulma hesabı*. 7 Haziran 2019, <https://www.serdarkorkut.com/2019/06/07/rastgele-titresim-ortaminda-yorulma-hesabi/>.
- Murali, G., Subramanyam.B. ve Naveen, D. (2013). Design improvement of a truck chassis based on thickness. *Sigma Consultancy Service*, 2013, 1-6.
- Özes, Ç. ve Kuralay, NS. (2001). Stress analysis of a truck chassis with riveted joints. *Finite Elements in Analysis and Design*, 38 (2002) 1115-1130.
- Paez, TL. Random vibration history and overview. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics*, 5 (8). 2011.
- Patel, AS. ve Srivastava, A. (2016). Modeling, analysis and optimization of TATA2518 TC truck chassis frame using CAE tools. *International Journal of Engineering Research and Technology (IJERT)*, 5, 70-79.
- Patel, RL., Gawande, KR. ve Morabiya, DB. (2014). International journal for research in applied science and engineering technology. *Design and analysis of chassis frame of TATA 2516tc*, 2 (3) 115-119.

Poyraz, M. (2004). *Bir kamyon şasisinin yapısal optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Sampo, E. , Sorniotti, A. ve Crocombe, A. (2010). Chassis torsional stiffness analysis of the influence on vehicle dynamics. *Tire and Wheel Technology and Vehicle Dynamics and Handling*, 2261, 141-154.

Sujal exim private limited, (2020). *Truck part*. 5 Mart 2020, <https://www.indiamart.com/sujal-eximindia/products-and-services.html>.

Tebby, S., Esmailzadeh, E. ve Barari, A. (2011). Methods to determine torsion stiffness in an automotive chassis. *Computer-Aided Design and Applications*, 1, 67-75.