



Dorse Tasarımında Stres Dağılım Analizi ve Topoloji Optimizasyonu

Stress Distribution Analysis and Topology Optimization for Semi-Trailer

Şükrü Şen¹ , Mustafa Yaşar² , Oğuz Koçar^{3*}

¹Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Endüstriyel Tasarım Mühendisliği, Karabük, Türkiye

²KBÜ, Teknoloji Fakültesi, Endüstriyel Tasarım Mühendisliği, Karabük, Türkiye

³Bülent Ecevit Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği, Zonguldak, Türkiye

Öz

Ağır sanayi ürünlerinin (demir çelik endüstrisi vb.) taşınmasında dorseler önemli bir rol oynamaktadır. Dorseler taşıyacakları yük kapasitesine ve çeşidine göre farklı şasi (frame) ve kasa tiplerine sahip olabilirler. Dorselerin şasi tasarımlarında (mak. yük kapasitesi göz önüne alınarak) gereksiz ağırlıklardan kurtulmak için boşaltma işlemi yapılmaktadır.

Bu çalışmada 26 ton kapasiteli açık kasa kuru yük dorsesi şasi ana taşıyıcısı incelenmiştir. Dorsenin nümerik modeli kurularak statik yük altında gerilme dağılımları belirlenmiştir. Strain gage kullanılarak şasi ana taşıyıcısı üzerinde farklı noktalarda gerilme ölçümleri gerçekleştirilerek modelin doğrulanması yapılmıştır.

Sonuçlar incelendiğinde şasi ana taşıyıcısı üzerinde hafifletme için yapılan boşaltmanın gerilme yığılmalarına sebep olduğu, bunun da yorulma dayanımını olumsuz etkilediği ve servis ömrü dolmadan hasar riskini arttırdığı belirlenmiştir. Dorse tasarımını iyileştirmek için gerilme dağılımı, Emniyet katsayı (EKS) göz önüne alınarak yeni bir tasarım önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dorse tasarımı, Optimizasyon, Yorulma ömrü, Statik analiz

Abstract

Semi-trailer plays an important role in transporting heavy industrial products (iron and steel industry, etc.). Semi-trailers may have different chassis and frame types depending on their load capacity and load varieties. Without affecting the load capacity, the semi-trailer frames are laser cutted at different points to get a lighter weight chassis. In general, laser cutted are carried out on high stress regions, which causes to reduce fatigue life and service life of the chassis.

In this study, a standard semi-trailer with a capacity of 26 tons was examined. Semi trailer numerical model was created and stress distributions under static load were investigated. Strain gage were used to perform stress measurements at different points on the main carrier and therefore the model was verified.

When the results are examined, it has been determined that unloading on the chassis main carrier reduces the fatigue strength and increases the risk of damage before the service life has expired. And a new design has been proposed considering the stress distribution, the safety factor.

Keywords: Semi-trailer design, Optimization, Fatigue life, Static analysis

1. Giriş

Ulaştırma endüstrisinde kullanılan araçlar taşıyacakları yükün çeşidine ve büyüklüğüne göre farklı şasi ve karoser tasarımlarına sahiptirler. Şasiler ana gövde olarak da adlandırılırlar ve yüklerle beraber kabin, motor, kroser gibi

parçaları taşırlar. Şasiler kullanım süreleri sırasınca yol ve yüke göre farklı statik ve dinamik zorlanmalara maruz kaldıkları için yüksek dayanıma sahip olmalıdırlar.

Şasi tasarım ve analizinde gerilme dağılımının ve yorulma ömrünün tahmini önemlidir. Şasi tasarımında şasiyi oluşturan parçalardaki gerilme dağılımlarının belirlenerek hesaba katılması gerekmektedir. Gerilmenin en yüksek olduğu nokta olarak kabul edilen “kritik nokta” şasi tasarımında yorulma başarısızlığa neden olabilme olasılığı en yüksek

*Sorumlu yazarın e-posta adresi: oguz.kocar@beun.edu.tr

Şükrü Şen orcid.org/0000-0003-1591-9864

Mustafa Yaşar orcid.org/0000-0001-9354-3554

Oğuz Koçar orcid.org/0000-0002-1928-4301

noktadır. Bu yüzden gerilme analizinde kritik noktanın belirlenebilmesi yorulma ömrünün tahmininde önemlidir. Gerilmenin büyüklüğü şasinin ömrünü tahmin etmek için kullanılabilir. Kritik stres noktasının yeri bu nedenle önemlidir. Böylece motor, süspansiyon, transmisyon ve benzeri bileşenlerin montaj yerleri belirlenebilir ve optimize edilebilir (Rajappan ve Vivekanandhan 2013). Ayrıca yakıt ekonomisi gereksinimlerini karşılamak ve taşınabilecek yük kapasitesini arttırmak için şasiler hafif olmalıdır. Bunlar göz önüne alındığında şasi tasarımlarında yüksek performans, daha düşük ağırlık, makul maliyet ve bileşenlerin ömrünün uzatılması gibi talepler arge çalışmalarının ana hedeflerini oluşturmaktadır (Agrawal 2015).

Yapılan çalışmalarda, şaside gereksiz ağırlıkları azaltmak için iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi şasinin yapılmasında farklı malzemeler (yüksek mukavemetli çelikler, alüminyum alaşımları ve sandviç bileşik malzemeler (Carrera vd. 2004, Şen vd. 2014) kullanılmasıdır. Böylece yüksek dayanıma sahip daha ince malzemelerle toplam ağırlık azaltılmaktadır. İkinci metot ise istenilen hedeflere ulaşmak için yapının izin verdiği ölçüde yapısal bileşenlerin optimizasyonudur (Yang vd. 1995, Kai vd. 2007, Wang vd. 2012). Bu iki yöntem FE metoduyla desteklenerek (Ghazaly 2014), tasarım sürecinde zaman ve maliyet minimize edilmektedir.

Chen Yanhong ve Zhu Feng, YJ3128 tipi çöp kamyonlarının 3-5 ay kötü kötü şartlarda çalışması sonucu alt çerçevelerde meydana gelen çatlakların sebebinin belirlenebilmesi için çalışma şartlarını ve yük özelliklerini incelemiş ve FEM kullanarak gerilme analizi yapmışlardır (Yanhong ve Feng 2011). Diğer bir çalışmada dorsenin toplam ağırlığını azaltmak için yüksek mukavemetli çelikler, alüminyum alaşımlar ve sandviç bileşik malzemeler üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Farklı dorse modellerinin numerik analizleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçların doğrulanması için kritik noktalardan gerilme değerleri test edilmiştir. Sonuç olarak toplam ağırlık 2.170 kg'dan sandviç malzeme kullanılarak 1.820 kg'a, alüminyum bileşenleri kullanılarak 1.720 kg'a düşürülmüştür (Carrera vd 2004). Kurdi ve arkadaşları kamyon şasisinin tasarımında en önemli adımlardan birinin yorulma ömrünün ve dayanıklılığın tahmin edilmesi olduğunu belirtmişlerdir. Bunun için FEM kullanarak yapılan analizlerle gerilme değerinin en yüksek olduğu noktaları belirlemişler ve gerilmenin büyüklüğüne göre şasi ömrünü tahmin etmişlerdir (Kurdi 2008). Mahmoodi ve arkadaşları (Mahmoodi vd 2014) merdiven şeklindeki kamyon şasilerinin gerilme ve dinamik

analizini yapmışlardır. İlk aşamada, şasinin ağırlığını azaltmak için, maksimum normal gerilme ve maksimum gerilme teorilerine göre şasi malzeme türü ve kesit profilleri seçilmiştir. ABAQUS ticari yazılım kullanılarak kamyon şasisinin gerilme dağılımı belirlenmiştir. Gerilme / şekil değiştirme dağılımı şasi boyunca hesaplanmıştır. Maksimum gerilme ve gerilme seviyeleri, şasinin, motorun ve şanzımanın bulunduğu ön bölümünde toplandığını belirlemişlerdir. Ayrıca sonuçlara göre ağırlık azaltmak için U-şekilli profillerin yeterli dayanıma sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Hirak Patel ve arkadaşları (Patel vd. 2013) maksimum kesme gerilmesi, eşdeğer gerilme ve şasideki yer değiştirmeyi dikkate alarak otomobil şasisinin optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Şasi Pro-E'da modellenerek, sonlu eleman çözümleri Ansys Workbench kullanılarak yapılmıştır. Şasi tasarımı analitik olarak, ağırlık optimizasyonu ise duyarlılık analizi ile yapılmıştır. Duyarlılık analizinde, gerilme analizi için farklı kesit değerleri kullanılmış ve kamyon şasisinde % 17'lik bir ağırlık azalması sağlanmıştır. Gerilme ve deformasyon değerlerinin farklı kesitlerde karşılaştırılmışlardır.

Bu çalışmada 26 ton kapasiteli kuru yük dorsesinin statik yük altında ana şasesi üzerinde oluşan gerilmeler incelenmiştir. Şasinin hafifletilmesi için yapılan boşaltma işleminin gerilme yığılmalarına sebep olduğu için yorulma ömrünü olumsuz etkilediği belirlenmiştir. Ayrıca şasi üzerindeki kritik noktalarda gerilme değerleri ölçülerek numerik modelin doğrulanması yapılmıştır. Son olarak yorulma ömrünü arttırmak için şasi ana taşıyıcısının hafifletilmesinde boşaltma işlemi yerine kalınlık optimizasyonunun uygun olduğu ve mekanik özellikleri daha iyi bir malzeme kullanılarak, kalınlık optimizasyonu ile hafifletme işleminin daha uygun olduğu belirlenmiştir.

2. Gereç ve Yöntem

2.1. Malzeme

Yapılan çalışmada seçilen dorse piyasada ağır sanayide hammadde taşınmasında en çok kullanılan (Şekil 1) model olup, kullanım kolaylığı bakımından avantajlıdır. Kullanılan dorse 13600 cm uzunluğunda ve 2500 cm genişliğinde sac malzemelerden üretilmiştir. Taşıyabileceği max yük ağırlığı 26 tondur.

İmalat sırasında dorselerin ölçüleri alınarak SolidWorks programı ile modellenmiştir (Şekil 2). İmalat sırasında kullanılan malzemeler araştırılmış ve üretilen dorsenin bölümlerinin ağırlıkları hesaplanarak Tablo 1'de verilmiştir.

Çizelge 1. Dorsenin Bölümleri ve Ağırlıkları

Açık Dorsenin Bölümleri	Ağırlık (N)	Malzeme
Şase	21070	EN10025
Zemin	12070	2/3 Baklavalı
Kapaklar	8545.5	EN10025
3'lü aks seti	18000	Hazır
Yangın Dolapları	1580	Hazır
Tekerlekler	5000	Hazır
Toplam Ağırlık	66265.5	

Bu çalışmada şasenın ana taşıyıcısı (Şekil 3) üzerine odaklanılmıştır. Bütün yükü taşıyan şase ana taşıyıcısı üzerine plazma kullanılarak boşaltma işlemi yapılmaktadır. Bu boşaltma işlemi şasi ağırlığını hafifletmek için yapılır. Boşaltılacak kısımların ve boşaltma çapının belirlenmesi tecrübeye dayalı olarak yapılmaktadır. Bu da gerilme dağılımının buralarda artmasına ve yorulma ömrünün azalmasına sebep olmaktadır.

Ana taşıyıcı lazer kesim veya plazma kesim tezgâhlarında 6 metrelik boyutlarda kesilip kaynak edilmektedir. Enine sac kalınlığı 6 milimetre olup üst yüzeyine ve alt yüzeyine 10 mm'lik sac levha kaynatılarak temas yüzeyi ve mukavemeti artırılır. Ana Şase'nin rijitliğini ve doğrusallığını sağlamak için 25 adet Z bükümlü (Şekil 4) ve 5 adet enlemesine U bükümlü malzeme kullanılmaktadır. Bu parçaların ana taşıyıcı üzerine montajları Şekil 5'de görülmektedir.

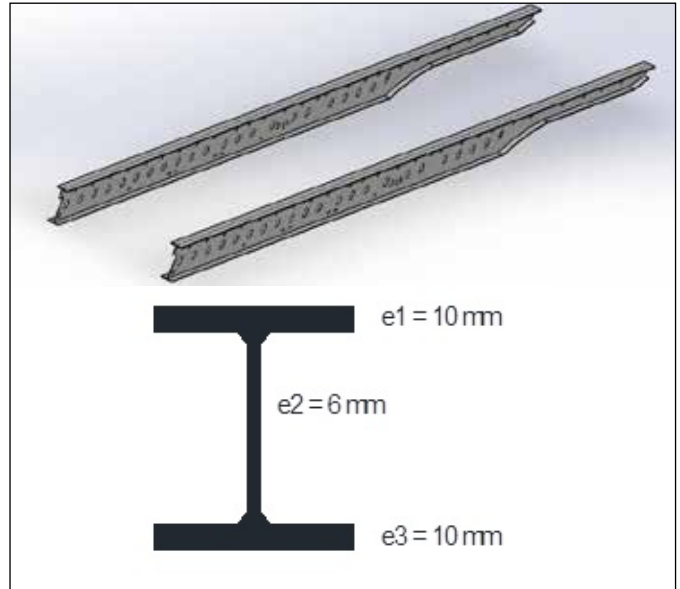
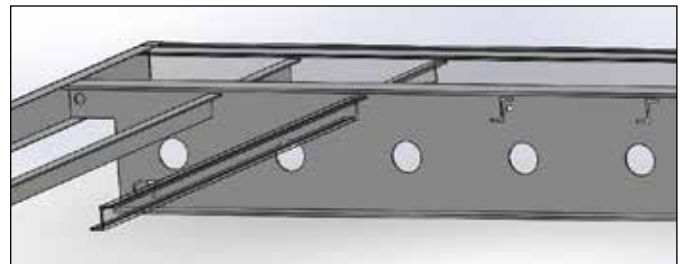
Dorse yapımında kullanılan malzemelerin listesi ve akma/çekme dayanımları Çizelge 2'de verilmiştir.

Çizelge 2. Dorse Yapımında Kullanılan Bazı Malzemeler

Malzeme	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)
EN10025	235	360-510
EN 10149	700	750-950
EN 6053	350-400	600-700
S355J2	355	510-680
Hardox 400	370-430	1000

2.2. Yöntem

Otomobil, kamyon, tır vb. taşıt şasileri için gerilme analizleri en sık kullanılan Finite Elements paket programları ABA-QUS, ANSYS, Nastrn ve Hyperview'dir (Ghazaly 2014). Bu çalışmada gerilme analizleri için, mevcut programlar içinde en çok kullanılanlardan biri olan ve en yüksek doğruluğa sahip ANSYS ticari yazılımı tercih edilmiştir.

**Şekil 1.** 26 ton kapasiteli açık dorse.**Şekil 2.** Açık dorse.**Şekil 3.** Ana şase taşıyıcı ve et kalınlıkları.**Şekil 4.** Z bükümlü parçaların ana şase kısmına montajı.

Bu çalışmada kullanılan yöntem aşağıda verilmiştir. İlk aşamada tasarımı yapılan dorsenin belirlenen bir kuvvet altında statik analizleri yapılarak hasar görme riski yüksek bölgeler tespit edilir. SEM doğrulanması için kritik bölgelerde gerilme değerleri ölçülür. Yorulma ömrünü iyileştirmek için topoloji optimizasyonu yapılır. Bu işlemler belirlenen kriterlere göre en ideal değerler elde edilinceye kadar devam etmektedir.

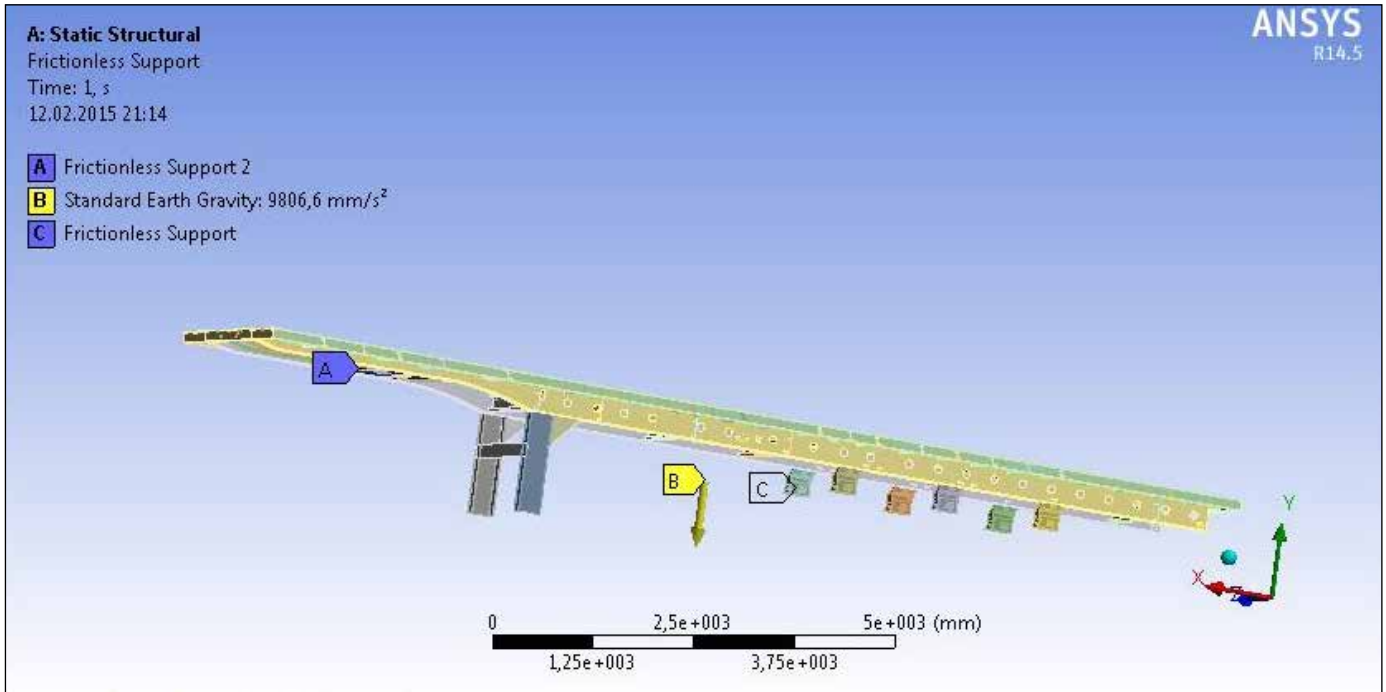
- Dorselerin yapısal analizleri,
- Numerik modelin oluşturulması,
- Numerik analiz sonuçlarına göre kritik noktaların belirlenmesi,
- Belirlenen kritik noktalarda stain gage kullanılarak gerilme ölçümlerinin yapılması,
- Numerik sonuçlarla deneysel sonuçların karşılaştırılarak doğrulama yapılması,
- Mevcut tasarımın uygunluğunun incelenmesi,
- Optimizasyon için hedef kriter belirlenmesi (ağırlık, gerilme, emniyet katsayısı vb.)
- Topoloji optimizasyonunun uygulanması,
- Optimizasyon sonuçlarına göre değerlendirme yapılması.

3. Numerik ve Deneysel Çalışmalar

3.1. Numerik Analiz

Solidworks programında modellenen parçalar ANSYS programında aktarılmıştır. Ansys programına şasinin imalatında kullanılan EN10025 malzemelerinin mekanik özellikleri tanıtılmıştır. Gerilme durumları statik yüke göre incelendiği için malzeme tanımlaması için kullanılan ana parametreler; yoğunluk, elastisite modülü, poisson oranı, akma dayanımı, çekme dayanımıdır. Modelin bölüntülenmesinde element sayısının artması çözüm doğruluğu için daha iyi sonuçlar verebilir fakat çözümlenme süresini arttırmaktadır. Bunun için ideal bölüntüleme gerçek çözüme yakın olmalı ve çözüm süresini çok arttırmamalıdır. Modelin mesh yapısı oluşturulduktan sonra yapıldıktan sonra için sınır şartları ve kuvvetler Şekil 5'de A ve C noktalarından "sürtünmesiz destek" olarak, "Yer Çekimi Kuvveti" değerinin uygulanması ise Y yönünde B noktasından tanımlanmıştır. Alt şase üzerine uygulanan kuvvet yayılı yük olarak (26000 N) uygulanmıştır (Şekil 6).

Çizelge 3'de ana şase taşıyıcısı ve Z bükümlü parçaların analiz sonuçlarında elde edilen max. Gerilme ve Emniyet katsayısı (EKS) değerleri görülmektedir. Boşaltılan kısımların etrafında gerilme değeri ortalama 62 MPa değerine ulaşırken, diğer kısımlarda ortalama 34 MPa olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5. Şase üzerinde yerçekimi kuvvetinin ve destek noktalarının uygulanması.

3.2. Gerilme Ölçümü İçin Uygun Yerlerin Belirlenmesi

Şekil 6A'da ölçümlerin yapılacağı şasinin teknik resmi görülmektedir. Yapılan nümerik analizler sonucu maksimum yük altında en fazla deformasyona maruz kalan beş bölge (Şekil 6B) belirlenmiştir. Belirlenen bu bölgelere gerilme ölçümü için strain gage sensörleri yapıştırılmıştır (Şekil 7). Gerilme ölçümleri Karabük Üniversitesi Demir Çelik Enstitüsünün (MARGEM) ölçüm ekipmanları ve tecrübesiyle gerçekleştirilmiştir.

Gerilme ölçümlerinin yapılabilmesi için ilk önce ara yüze malzeme özellikleri ve sensörler tanıtılır. Sonra Strain Gage'deki direnç değişimi veri toplama cihazına aktarılır. Aktarılan veriler, bir bilgisayar programı yardımıyla grafik olarak bilgisayar ekranında görüntülenir. Grafiğin belirgin ve/veya sabitleşen bölgesi dikkate alınarak buradaki uzama değeri kaydedilir. Hooke Kanunu uygulanarak, malzemenin elastik modülü girilip gerilme değeri manuel olarak hesaplanır.

Gerilme ölçümleri için 3 dk deney süresi olarak kabul edilmiş ve bu süreç içerisinde program her bir strain Gage için yaklaşık 60.000 tane veri elde edilmiştir. Elde edilen verilerin 30.000 adedi basma, 30.000 adedi çekme şeklindedir. Bu veriler 10'lu modlar şeklinde çekme-basma

olaraktan kaydedilmiştir. Bu veri bloklarının aralarındaki değişkenlikler, standart sapma değerleri ve ortalama değerler istatistiksel programlar yardımıyla incelenerek ortak değerler kabul edilmiştir. Elde edilen alınan değerler incelenmiş ve serbestlik derecesi, istatistiksel değerler, ve $h=0$ 'a göre kabul edilebilirlik durumu görülmüştür.

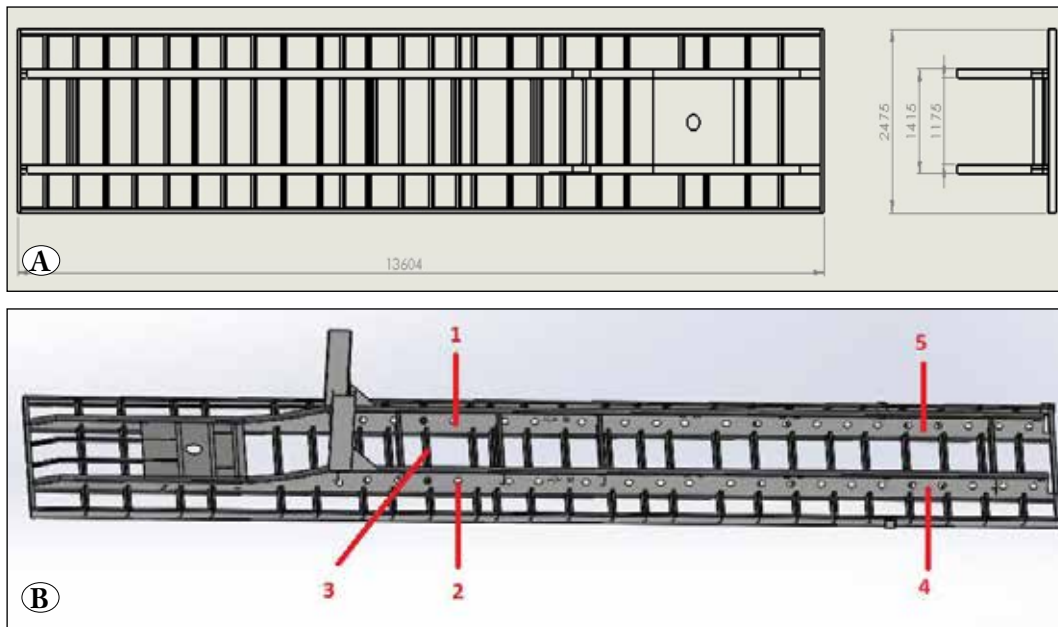
Deneysel analizler ile nümerik analiz sonuçları karşılaştırıldığında (Çizelge 4) sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Nümerik modelin optimizasyon için kullanılabilirliğini göstermektedir. Nümerik analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında arka şase minimum gerilme değerlerinde uyumsuzluk görülmektedir. Bunun sebebi olarak Strain Gage'in montajının çok hassas olması ve montaj sırasındaki en ufak bir hatanın ölçüm sonuçlarını olumsuz etkileyebilmesinden kaynaklanmaktadır.

3.3. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, önceden belirlenmiş performans hedeflerine ulaşmak için taşıtın yapısal bileşenlerin en iyi düzenini elde etmek için kullanılır (5). Topoloji optimizasyon yöntemlerinin son yıllarda tasarımcılar tarafından tercih edilmesinde rol oynayan en önemli özellik, optimum yapının tasarım çalışmalarının başlangıcında belirlenmesidir (Yang ve Chuang 1993).

Çizelge 3. Şase Taşıyıcısında Oluşan EKS ve Gerilme Değerleri

	Max. Gerilme Değeri	Emniyet Katsayısı (EKS)	Deformasyon miktarı
Ana Şase Taşıyıcısı	62,21 MPa	3,6	3,3 mm
Z bükümlü parça	25,68 MPa	4,3	3,4 mm



Şekil 6. Şasi üzerinde belirlenen kritik noktalar ve şasinin teknik resmi. A) Şasinin teknik resmi. B) Gerilme ölçümü için belirlenen yerler.

Çizelge 4. Numerik Değerler ile Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Ölçüm yapılan bölgeler	Numerik Analiz		Deneysel Analiz	
	Min. Gerilme (Mpa)	Max. Gerilme (Mpa)	Min. Gerilme (Mpa)	Max Gerilme (Mpa)
Ön Ana Şase (1-2)	34,45	62,21	34,80	61,95
Ön Z bükümlü malzeme (3)	25,45	50,32	27,70	48,51
Arka Ana Şase (4)	10,42	33,54	3,50	37,55

**Şekil 7.** Gerilim Ölçerlerin yapıştırma işlemi.

İlk aşamada tasarımı yapılan dorsenin belirlenen bir kuvvet altında statik analizleri yapılarak hasar görme riski yüksek bölgeler tespit edilmiştir. Numerik modelin doğrulanması için kritik bölgelerde gerilme, emniyet katsayısı, toplam deformasyon değerleri ölçülmüştür. Malzeme özellikleri göz önünde bulundurularak ana şase taşıyıcısının hafifletilmesi için yapılan boşaltma işleminin doğruluğunun kontrol edilmesi için FEM kullanılmıştır. Mevcut boşaltma işlemiyle numerik analizden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Şekil 8'de FEM sonucunda ana şase taşıyıcısı üzerinde gerilme değerlerinin az olduğu yerlerde boşaltma işlemine izin verilmektedir. Bu sonuca göre boşaltma işleminin sınırlı bir alanda yapılabileceği görülmektedir. Çözümlenmeler şasinin üzerine yayılı yük esas alınarak yapılmıştır. Halbuki dorselerin çalışma şartlarında yük yayılı olarak etki edebileceği gibi sadece belli bir bölgeye de etki edebilir. Farklı taşıma koşulları hesaba katıldığında şase üzerinde boşaltma işlemi yapılarak hafifletmenin uygun olmadığı sonucu ortaya çıkmaktadır. Şasi üzerinde yapılan her boşaltma işlemi gerilme yığılmalarına sebep olacaktır. Bu da yorulma ömrünü olumsuz etkileyen en önemli faktörlerden biridir.

Ağırlıktan tasarruf için ikinci yöntem; emniyet katsayısına bağlı olarak kalınlık optimizasyonu yapılmasıdır. Çizelge

Çizelge 5. Ana Şase Toplam Ağırlık

Hacim (mm ³)	6,06E+07
Kütle (kg)	475,98
Ağırlık Merkezi X (mm)	6296
Ağırlık Merkezi Y (mm)	227,52
Ağırlık Merkezi Z (mm)	3,0012
Atalet Momenti Ip1 (kgxmm ²)	1,23E+07
Atalet Momenti Ip2 (kgxmm ²)	6,73E+09
Atalet Momenti Ip3 (kgxmm ²)	6,75E+09

5'de EN10025 malzemesine göre ana şasenin kütlesi hesaplatılmıştır.

EKS değeri esas alınarak kalınlık optimizasyonu yapılabilmesi için ikinci bir malzeme seçilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada akma ve çekme dayanımı yüksek EN 10149 malzemesi seçilmiştir. Seçilen malzemenin akma/ çekme dayanımları program ara yüzüne tanımlanmıştır (Çizelge 6). İlk değer şasi yapımında kullanılan malzemenin çekme dayanımını gösterirken, ikinci ve üçüncü değer ise EN 10149'un çekme dayanımının kabul edilebilir sınırlarını göstermektedir.

Ansys kalınlık optimizasyonu için, belirlenen akma/ çekme dayanımı sınırları içerisinde farklı alternatifler oluşturmuştur. Çekme dayanımı, akma dayanımı, emniyet katsayısı ve ağırlık göz önünde bulundurularak elde edilen değerler Çizelge 7 de verilmiştir.

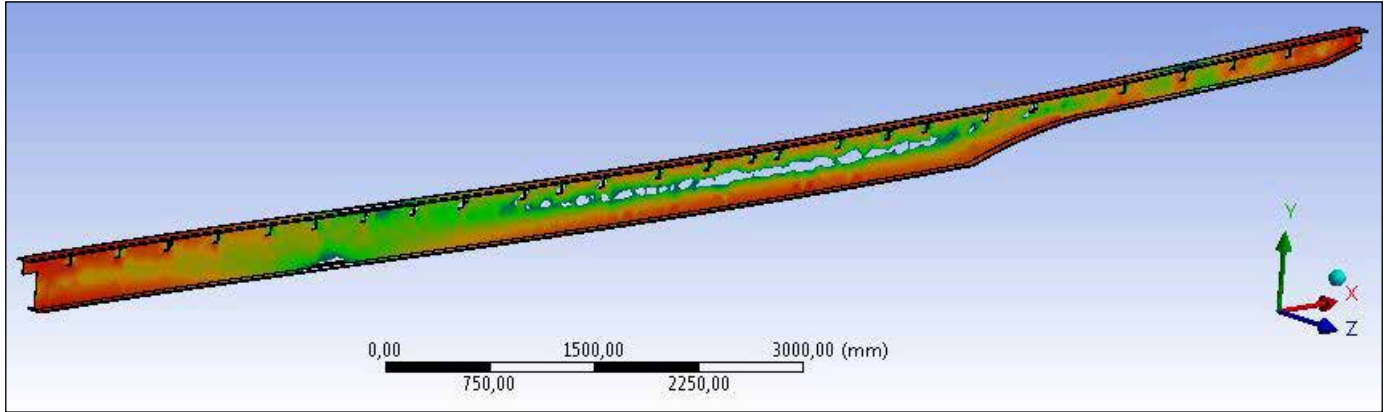
Optimizasyon alternatifleri arasında yapılan değerlendirmede seçenek sayısı üçe indirilir. Bunlar istenilen amaca en yakın alternatiflerdir (Çizelge 8).

Çizelge 8 değerlendirildiğinde 3 numaralı sonucun en uygun seçenek olduğu ve optimizasyon sonrası elde edilen yeni kalınlık değerleriyle EKS değerinin 6 kat arttığı görülmektedir (Çizelge 9). Bunun sebebi malzeme kalitesinin artmasının yanında boşaltma işleminin olumsuz etkilerinin ortadan kaldırılmasıdır. Şase ana taşıyıcısı için ağırlıkta %58,6 oranına kadar hafifletme yapılabileceği belirlenmiştir.

4. Sonuçlar

26 ton kapasiteli dorsenin şase ana taşıyıcısında hafifletme için yapılan boşaltma işlemi değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmada oluşturulan numerik modelle şasi üzerinde kritik

noktalar belirlenmiş ve bu noktalarda gerilme, EKS ve deformasyon miktarları belirlenmiştir. Deneysel sonuçlarla numerik sonuçlar karşılaştırılarak numerik modelin doğrulaması yapılmıştır.



Şekil 8. Topoloji optimizasyonu sonucu çıkartılabilecek bölgeler.

Çizelge 6. Akma/Çekme Dayanımı Alt ve Üst Sınırı

	S235JR	EN 10149
Akma Gerilmesi (kgxmm^2)	250	
Akma Gerilmesi Alt Değer (kgxmm^2)		600
Akma Gerilmesi Üst Değer (kgxmm^2)		700
Çekme Gerilmesi (kgxmm^2)	460	
Çekme Gerilmesi Alt değer (kgxmm^2)		750
Çekme Gerilmesi Üst Değer (kgxmm^2)		950

Çizelge 7. Kalınlık Değerleri İçin Optimizasyon Seçenekleri

Sıra no	P1- Akam Dayanımı (Mpa)	P2- Çekme Dayanımı (Mpa)	e2 (mm)	e1 (mm)	e3 (mm)	Emniyet Katsayısı	Kütle (kg)
1	650	850	4,5	8	8	6,2209	369,73
2	667,92	821,67	4,075	7,4333	8,5667	11,099	354,02
3	667,92	821,67	4,075	8,5667	7,4333	15	354,15
4	667,92	821,67	4,925	7,4333	7,4333	9,5313	370,93
5	667,92	821,67	4,925	8,5667	8,5667	5,2687	399,84
6	667,92	878,33	4,075	7,4333	7,4333	15	339,63
7	667,92	878,33	4,075	8,5667	8,5667	11,823	368,54
8	667,92	878,33	4,925	7,4333	8,5667	9,3876	385,32
9	667,92	878,33	4,925	8,5667	7,4333	9,6462	385,45
10	675	750	4,5	8	8	6,4602	369,73
11	675	850	3	8	8	9,5492	314,5
12	675	850	4,5	6	8	10,444	344,12
13	675	850	4,5	8	6	5,946	344,34
14	675	850	4,5	8	8	6,4602	369,73

Çizelge 8. Optimizasyon İçin Belirlenen Değerler

	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
P1- Akma Dayanımı (Mpa)	650,25	987,83	697,28
P2- Çekme Dayanımı (Mpa)	751	787,01	860,84
e2 (mm)	3	3,0399	3,1016
e1 (mm)	6	6,9697	6,7201
e3 (mm)	6	6,2619	6,2269
Emniyet Katsayısı	9,5611	14,576	23,94
Kütle (kg)	263,49	280,7	279,34

Çizelge 9. Optimizasyon Sonucu Elde Edilen Değerlerin Karşılaştırılması

	EN10025	EN 10149
EKS	3,6	23,94
e1(mm)	10	6,72
e2 (mm)	6	3,1
e3 (mm)	10	6,2
Kütle (kg)	475,98	279,34

Yapılan numerik analizler sonucunda hafifletme için yapılan boşaltma işleminin yapıldığı kısımlarda gerilme yığılması meydana gelerek gerilme değerlerinin 34 MPa'dan 62 MPa değerine yükseldiği belirlenmiştir. Boşaltma işlemi gerilme yığılmalarına sebep olduğu gibi yapıyı zayıflatmaktadır ve yorulma ömrünü olumsuz etkilemektedir. Alternatif olarak şasi yapımında kullanılan ve daha iyi mekanik özelliklere sahip EN 10149 malzeme seçilerek kalınlık optimizasyonuna gidilmiştir.

Kalınlık optimizasyonu için EKS değeri kriter olarak seçilmiştir. EN10149 malzemenin çekme/akma değerlerinin alt ve sınırları içerisinde alternatif çözümler değerlendirilmiştir.

Ansys analiz sonuçlarına göre dorse tasarımının geliştirilebileceği görülmüştür. Sonuç olarak EKS değerinin 3,6'dan 24'e kadar arttırılabileceği ve toplam ağırlığın 475,98 kg'dan 280 kg kadar azaltılabileceği belirlenmiştir. Yapılan iyileştirmede malzeme ve tasarım en önemli faktör olarak öne çıkmaktadır.

Böylece dorsenin taşıma kapasitesiyle birlikte ekonomik getirisi de artacaktır. Ayrıca yanlış tasarımdan kaynaklanan erken servis bakımları engellenebilecektir. SEM kullanılarak yeni malzemelerin dorse üretimine adaptasyonu kolaylaşacak zamandan ve maliyetten kazanç sağlanacaktır.

Sonraki çalışmalarda şasiye gelen dinamik yükler de hesaba katılarak optimizasyon işleminin yapılması planlanmaktadır.

5. Kaynaklar

- Agrawal, MS. 2015.** Finite Element Analysis of Truck Chassis Frame. *IRJET*, 2:1949-1956.
- Carrera, M., Castejón, L., Gil, E. 2004.** Development of an Innovative Concept of Light Semi-Trailer by Means of FEM and Testing, 2004 SAE World Congress, Mart 8-11, Detroit, Michigan.
- Ghazaly, NM. 2014.** Applications of Finite Element Stress Analysis of Heavy Truck Chassis: Survey and Recent Development. *JMDV*, 2/3: 69-73.
- Kai, L., Wen-jie, T., Zheng-xing, Z. 2007.** Optimization design of tractor frame based on topological optimization method. *J. Mech*, 6:105-114.
- Kurdi, O., Abd-Rahman, R., Tamin, MN. 2008.** Stress Analysis Of Heavy Duty Truck Chassis Using Finite Element Method. <https://core.ac.uk/download/pdf/11783393.pdf>.
- Mahmoodi, MK., Davoodabadi, I., Višnjić, V., Afkar, A. 2014.** Stress And Dynamic Analysis Of Optimized Trailer Chassis. *JTG*, 21(3): 599-608.
- Patel, H., Panchal, KC., Jadav, CS. 2013.** Structural Analysis of Truck Chassis Frame and Design Optimization for Weight Reduction, *IJEAT*, 1/3: 1-6.
- Rajappan, R., Vivekanandhan, M. 2013.** Static And Model Analysis Of Chassis By Using FEA, Proceedings of the National Conference on Emerging Trends In Mechanical Engineering, 2/3:63-73.
- Şen, Ş., Demirci, Hİ., Yaşar, M., Işık, B. 2014.** Dorse Tasarımında Ağırlık Optimizasyonu Ve Malzeme Seçimi, 2. Uluslar arası Demir Çelik Sempozyumu, 1-3 Nisan, Karabük.
- Wang, J., Yang, T., Peng, Y., Z., Li, Z., Wang, N. 2012.** Topology Optimization Design of a Heavy Truck Frame, Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, 195: 219-227.
- Yang, RJ., Chahande, I. 1995.** Automotive applications of topology optimization. *ISSMO*, 9: 245-249.
- Yang, RJ., Chuang, CH. 1993.** Optimal Topology Design Using Linear Programming. *Comput. Struct.*, 68: 265-290.
- Yanhong, C., Feng, Z. 2011.** The Finite Element Analysis and The Optimization Design of The Yj3128-type Dump Truck's Sub-Frames Based on ANSYS. *Memt*, 2: 133-138.