

## HAFİF HİZMET ARACI ŞASI ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU (LIGHT-DUTY VEHICLE CHASSIS ANALYSIS AND OPTIMIZATION)

Mustafa Umut KARAOĞLAN<sup>1</sup>, Ömer Yağız TURNALI<sup>2</sup>, Nusret Sefa KURALAY<sup>3</sup>

### ÖZ

Otomotiv teknolojisinin gelişmesiyle birlikte karayollarında, farklı amaca hizmet eden araçların sayısı ve çeşitliliği gittikçe artmıştır. Özellikle yerel yönetimler, kullandıkları hafif hizmet araçları ile hem insan gücünden tasarruf ederek işletme maliyetini azaltmış, hem de hizmet hızını arttırmışlardır. Bu araçlar başlıca; çöp toplama aracı, yol yıkama aracı, yol süpürme aracı ve kanal temizleme aracı olarak hizmet vermektedir. Bu çalışmada hidrostatik tahrikli bir yol yıkama aracının şasi analizi ve optimizasyonu, şasi üzerine gelen yükler baz alınarak yapılmıştır. Genellikle şehir içi uygulamalarda ve düşük hızlarda kullanılan bu tip hizmet araçları, üzerindeki ekipmanlar ve çalışma koşulları nedeniyle benzer boyutlu konvansiyonel taşıtlara göre şasi üzerinde farklı zorlanmalara sahiptirler. Bu nedenle şasi profillerinin bağlantı noktalarının dayanımı esas alınarak boyut ve topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyonun temel amacı uygun profil et kalınlığının belirlenmesi ve şasi üzerinde gerilmenin az olduğu yerlerden kütle azaltılmasıdır.

**Anahtar Kelimeler:** Hafif hizmet aracı, şasi analizi, optimizasyon

### ABSTRACT

The amount and variety of vehicles which serve different purposes increases with the development of automotive technology. Especially local municipalities decrease their operating costs by saving human power and they also increase the service speed with the usage of light-weight vehicles. These vehicles mainly serve as garbage trucks, street washer trucks, street sweeping trucks and canal jetting vehicles. In this study, the chassis of a street washer truck with hydrostatic drive system is analyzed and optimized based on forces acting upon the chassis. These kind of service vehicles which are generally used in urban applications with low speed range, have different types of forces on their chassis compared to similar conventional vehicles due to their equipments and operating conditions. Therefore, sizing and topology optimizations are performed based on the strength of the chassis profile connection location. The main purpose of the optimization is, determining the thickness of the profiles and reducing the mass of the chassis where the stresses are lower.

**Keywords:** Light-duty vehicle, chassis analysis, optimizasyon

<sup>1</sup> Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İZMİR, mustafa.karaoglan@deu.edu.tr (sorumlu yazar)

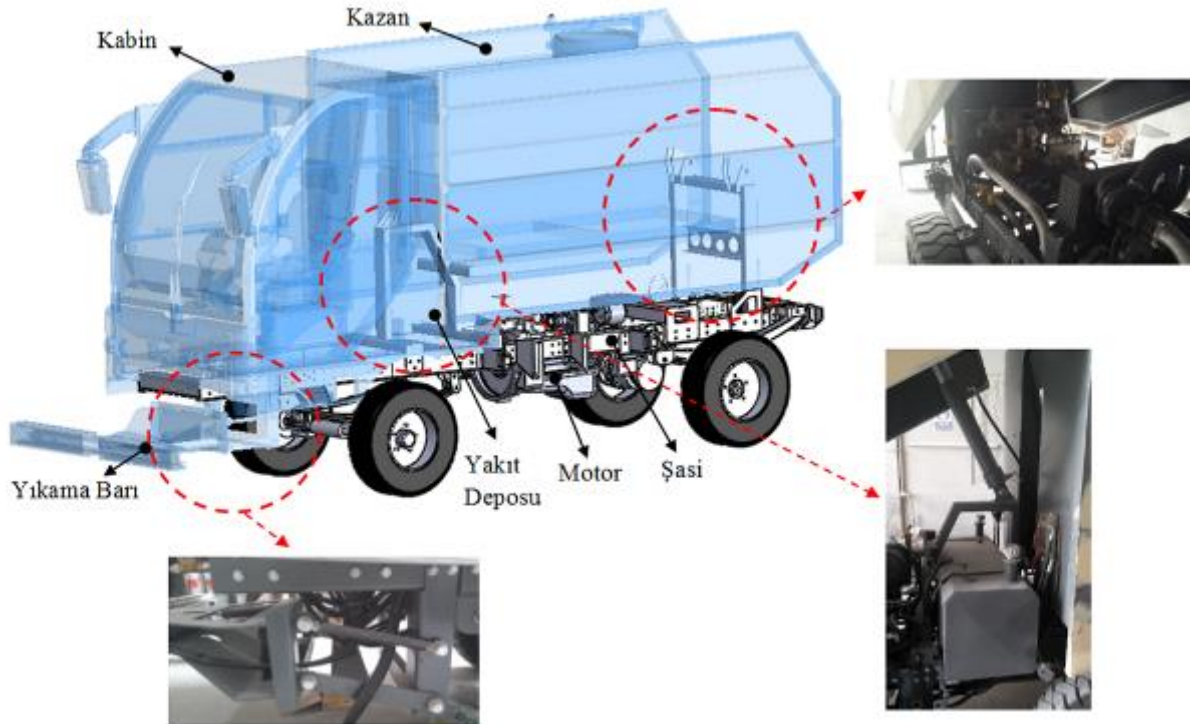
<sup>2</sup> Tisan Hizmet Araçları San. ve Tic. Ltd. Şti.,

<sup>3</sup> Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İZMİR, kuralay@deu.edu.tr

## 1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte insan gücünün yerine motorlu taşıtlarla istenilen amaca yönelik uygulamalar her geçen gün artmaktadır. Genellikle temizlik gibi alanlarda kullanılan hafif taşıtlar ile personel ve işletme masraflarından tasarruf edilebilmektedir. Çöp toplama, yol yıkama gibi taşıtlar hizmet ettiği amaca yönelik olarak farklı tip ve teknik özelliklerde üretilmektedirler. Bu araçların ihtiyaca göre üretimi nedeniyle özgün tasarıma sahip olmaları ve ağır yüklere (çöp haznesi, su deposu vb.) maruz kalması nedeniyle ana ve ara taşıyıcılar ile şasi bağlantı noktalarındaki gerilmelerin analiz edilmesi büyük önem taşımaktadır [3]. Kritik bölgelerde meydana gelen gerilme ve deformasyonların belirlenerek bu bölgelerin iyileştirilmesi sayesinde meydana gelecek muhtemel yapısal sorunların önüne geçilmesi bu çalışmanın esasını teşkil etmektedir [4,16]. Bu amaçla şasi katı modeli oluşturulmuş, Ansys Workbench 15 programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemine göre gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir [5,7,10]. Profil kalınlığının optimizasyonu için ise şasi ana taşıyıcısı üzerinde iki bölgedeki (Şekil 2) et kalınlıkları parametrik olarak [9] modellenmiştir.

Düz yolda düşük hızlarda kullanım için tasarlanan hidrostatik yol yıkama aracı, ön ve arka aksı yaprak yaylı sabit aks şeklinde tasarlanmıştır. Genellikle kamyon gibi ağır taşıtlarda kullanılan iki boyuna taşıyıcı ve çok sayıda enine taşıyıcı ile bağlanarak burulma rijitliği, eğilme mukavemeti ve taşıma kapasitesi yüksek merdiven formundaki [1,2] şasi bu tasarımda esas alınmıştır. Analiz ve optimizasyonu yapılan şasi formu Şekil 1’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Hafif hizmet aracı ve temel yapı elemanları

## 2. MATERYAL VE METOT

Şasi malzemesi olarak yüksek akma dayanımına sahip S700MC yapı çeliği kullanılmıştır. Bu malzeme, yüksek kuvvetlerin etkidiği ve eğilmeye zorlanan ağır taşıt şasisi için uygundur.

S700MC yapı çeliği minimum 700 MPa akma mukavemetine ve 750-950 MPa çekme mukavemetine sahiptir. Malzemeye ait kimyasal bileşim kütleli yüzde olarak Tablo 1’de gösterilmiştir.

**Tablo 1.**S700MC yapı çeliğine ait kimyasal özellikler

C	Si	Mn	P	S	Al	Nb	V	Ti	Mo	B
0.12	0.60	2.10	0.025	0.015	0.015	0.09	0.20	0.22	0.50	0.005

Mevcut araçta kullanılan S700MC yapı çeliğinden mamül şasi bilgisayar ortamında parametrik olarak modellenmiştir. Aracın boyuna yöndeki ana taşıyıcısı, 6 mm kalınlıklı ( $\delta_p$ ), 54 mm genişlik ve 130 mm yüksekliğe sahip U-profil şasi trapez şeklinde olup arka kısmı geniş, ön kısmı ise araç ön tekerinin yönlenebilme serbestisinden dolayı dar tutulmuştur. İki parçanın birleştirilmesi için eğimli bir 6 mm kalınlıklı ( $\delta_a$ ) bir ara birleştirme parçası kullanılmış ve bu parça ana taşıyıcıya kaynaklanmıştır. Boyuna profilin kalınlığı ile ara profilin kalınlığı tasarım parametresi olarak belirlenmiş ve şasi hafiflik çalışmalarına esas teşkil etmiştir. Enine profiller ile boyuna profilin birleştirilmesi cıvatalarla gerçekleştirilmiştir. Şekil 2’de iki parçalı boyuna profilin birleşme noktası ve tasarım parametreleri gerçek resim ve katı model üzerinden görülmektedir. Ayrıca ana taşıyıcı profilinin içerisine konan bir U-profil ile yan taşıyıcıların tespiti sağlanmıştır.



**Şekil 2.**Şasi birleşme bölgesi detayı ve tasarım parametreleri

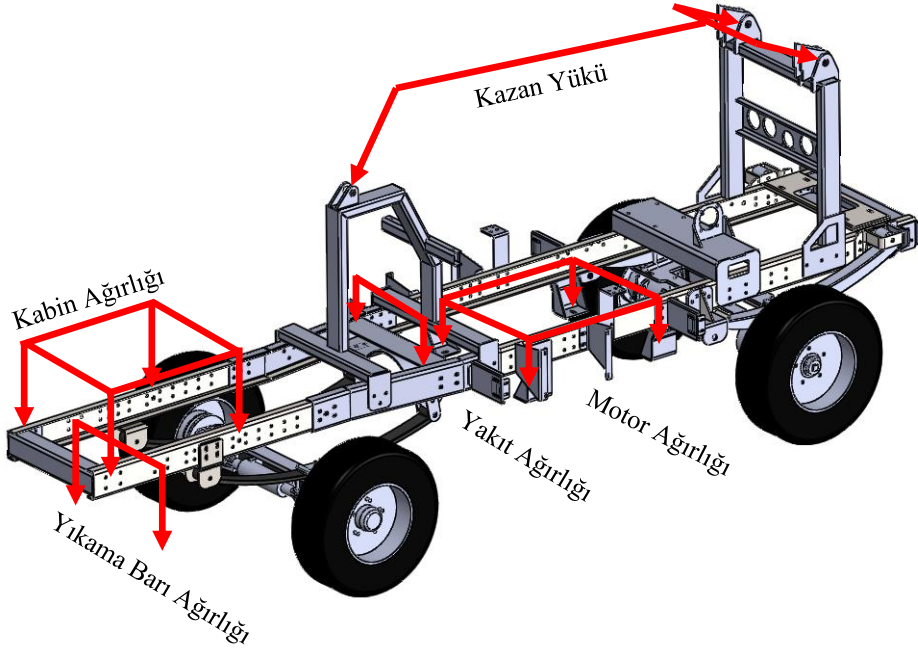
Aracın şasisi üzerine gelen kuvvetler için yıkama barı, kabin, kazan, yakıt deposu ve motor gibi aracın ana elemanlarının ağırlıkları Tablo 2’de gösterildiği gibidir. Bunun haricindeki hidrolik elemanları, kazan amortisörü gibi yan elemanlar ilgili ana elemanın kütleline ilave edilmiştir.

**Tablo 2.** Şasi üzerine etkileyen yükler

Kazan (Dolu) [kg]	Kabin [kg]	Yıkama Barı [kg]	Motor [kg]	Yakıt Ağırlığı [kg]
2480	450	250	400	100

Genişliği 0.6 m, uzunluğu 4.410 m olan şasinin ön tarafında ana taşıyıcı üzerine üç adet yan profil ile kabin oturmakta ve her bir ana taşıyıcı şasiye iki noktadan cıvatalar ile bağlanmaktadır. Şasi üzerine etkileyen kuvvetler kabin, yakıt ve motor ağırlığı için kuvvetin

simetrik olduğu kabul edilerek, etkidiği alan ve cıvata deliklerine eşit olarak dağıtılmıştır. Yıkama barı, şasinin ön tarafında yer aldığı için ağırlık merkezi bulunarak buradan kuvvet bağlantı noktalarına uzaktan (remote force) etkilmiştir. Kazan ise arka bağlantı noktalarına daha yakın olduğundan kazan ağırlığı 2/3 oranında arka, 1/3 oranında ön bağlantı noktalarına uygulanmıştır. Kuvvetlerin etkidiği yerler Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. Şasi üzerine gelen kuvvetler

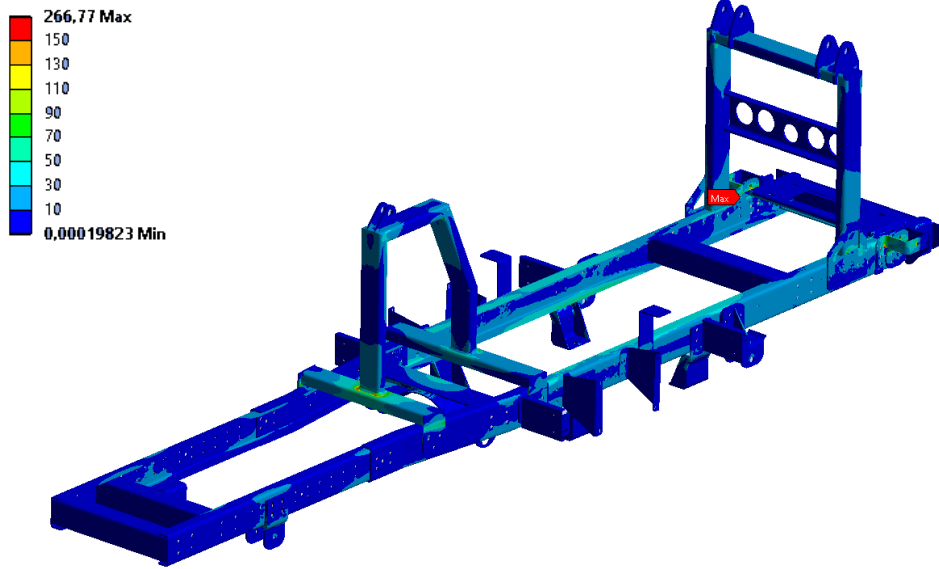
Kabin ağırlığı esas olarak aracın ön tarafında ana taşıyıcı profiller üzerine gelmektedir. Kabinin profille temas ettiği noktalar kesin olarak belirlenerek gelen kabin kuvvetinin ilgili yüzeyler üzerinden sisteme etkimesi sağlanmıştır. Ayrıca kabin, şasi üzerine cıvatalar ile sabitlenmiştir. Yıkama barı, ana taşıyıcı profiline her bir yandan dört adet, ikinci enine profil üzerinde de amortisör bağlantı noktası üzerinden de bir adet cıvata ile bağlanmıştır. Yakıt deposu, ana taşıyıcı profili üzerindedir. Motor ağırlığı, dört adet bağlantı kulağı ile burada bulunan elastik takozun alanı üzerinden şasiye eşit olarak aktarılmaktadır. Kazan yükü, Şekil 3'te görüldüğü gibi şasi ortası ve arkasındaki dikdörtgen profiller üzerinden etkimektedir. Şasi üzerine gelen yüklere ilave olarak Şekil 3'te görülen şasinin, ön ve arka süspansiyon sistemleri hariç ağırlığı da dikkate alınmıştır. S700MC yapı çeliğinden tüm parçaları 6 mm olan şasinin toplam ağırlığı 298.187 kg'dır.

### 3. ŞASİ ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Aracın ön ve arka süspansiyon sistemlerinde kullanılan yaprak yayların her biri, iki noktadan şasiyle irtibatlanmaktadır. Analiz için kullanılan Ansys Workbench 15 paket programında, bu yaprak yaylar rijit olarak tanımlanmış, yay ortasının 100 mm altına koordinat eksenini atanarak, bu mesafe arasına araç süspansiyonuna ait yay katsayısı girilmiştir. Programda yaprak yay tanımlamasının zor olmasından dolayı bu yaklaşım tercih edilmiştir.

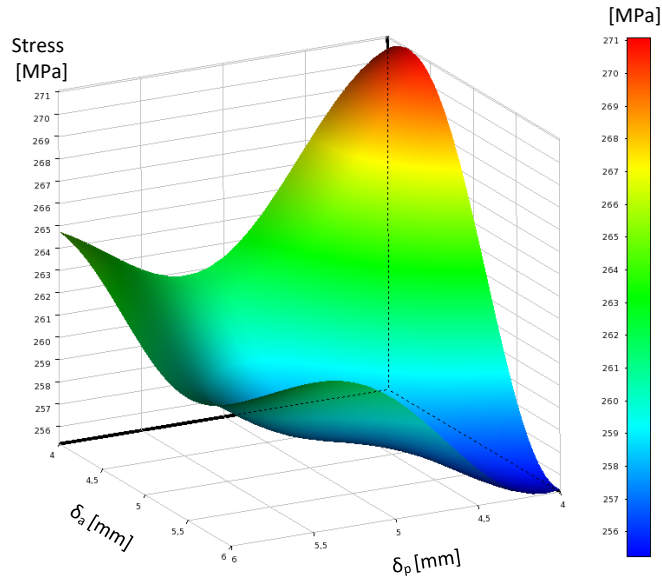
Şasi üzerinde cıvata ile birleştirilen parçaların birbirleriyle olan teması kaldırılarak, kiriş eleman olarak atanan cıvatalar ile birleşme gerçekleştirilmiştir. Kazan ağırlığının etkidiği düşey profillerin, kaynaklı birleştirilen parçaları için birleşme bölgesinde köşe kaynak dikişini

temsilen katı model oluşturulmuştur. Şasinin boyuna ve yatay deplasmanları sınırlandırılarak düşey yönde etkiyen kuvvetlere göre gerilme analizi yapılmıştır. Bu analiz için yapılan çözüm ağı ile 581532 düğüm ve 1337488 eleman tanımlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen maksimum gerilme 266.77 MPa olup gerilme dağılımı Şekil 4'te gösterilmiştir. Maksimum gerilme değeri, arka aksın sağındaki yaprak yayın şasiye bağlantı braketini üzerinde meydana gelmiştir.



Şekil 4. 6 mm Kalınlıklı Şasinin Gerilme Dağılımı

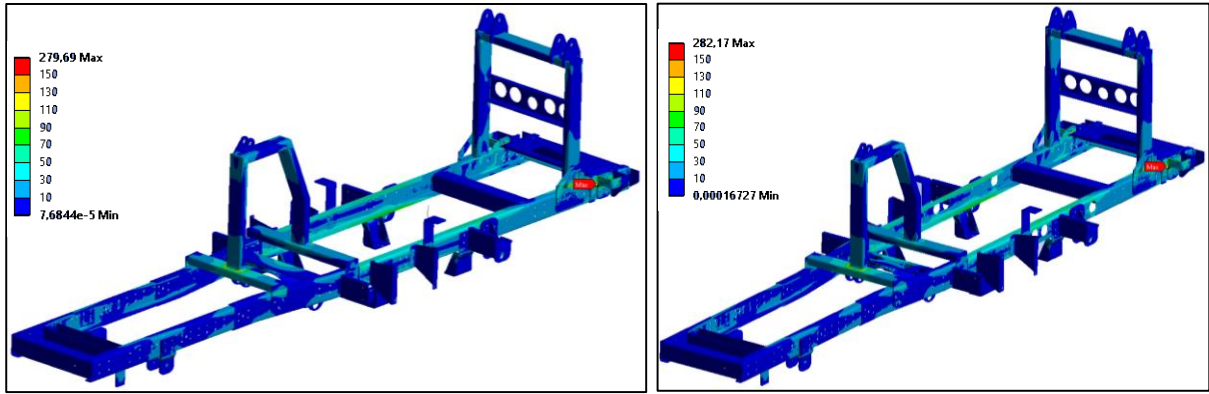
6 mm kalınlığa sahip mevcut şasi üzerinde oluşan gerilme değerleri, malzemenin akma gerilmesinin çok altındadır. Statik durum için meydana gelen gerilmeler ile emniyetli gerilme değeri arasındaki fark, şasinin et kalınlığının azaltılmasına imkan vermektedir. Bu sebeple, şasi ağırlığının %37'sini oluşturan boyuna taşıyıcı profil kalınlığı ( $\delta_p$ ) ile iki boyuna profili birleştiren ara parça profili kalınlığı ( $\delta_a$ ) optimizasyon parametresi olarak tanımlanmıştır. Her iki parametrenin 4-6 mm arası değişen değerlerinde analizler yapılmıştır. Şekil 5'de,  $\delta_p$  ve  $\delta_a$  değerlerinin değişimine göre meydana gelen gerilme dağılımı grafiği gösterilmiştir.



Şekil 5. Profil Kalınlığına Göre Gerilme Dağılımının Değişimi

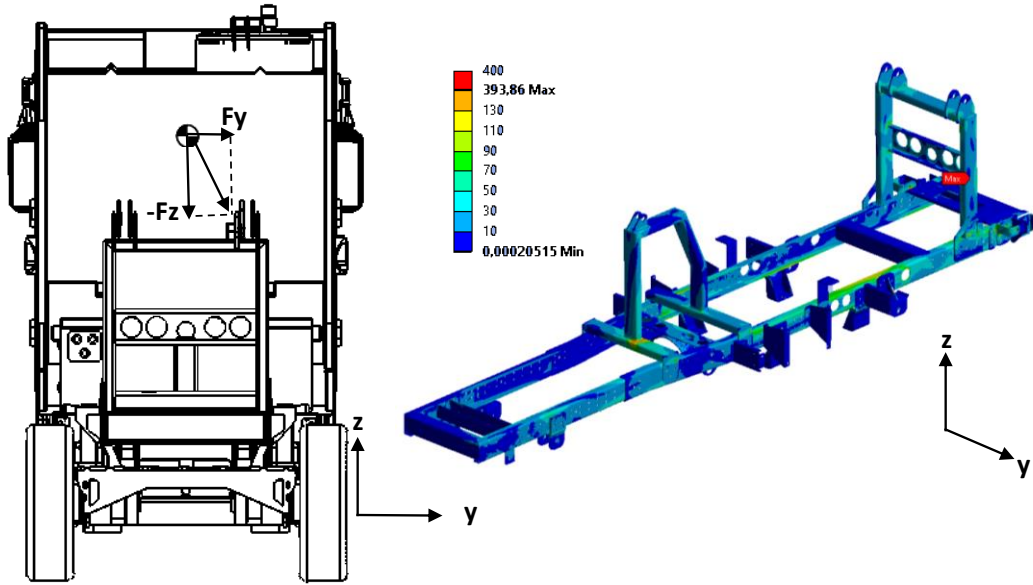
Optimizasyon sonucu elde edilen maksimum gerilme değeri 279.69 MPa olarak,  $\delta_p$  ve  $\delta_a$  değerlerinin 4 mm olması durumunda ortaya çıkmaktadır. Profil et kalınlığının öngörülen 4 mm değerine kadar azaltılması sonucunda gerilme değerinde ciddi oranda bir artma görülmemiştir. Parçanın dinamik durumu ve darbe mukavemeti düşünülerek profil et kalınlığının 4 mm altında olması arzu edilmemiştir.

Şasi profillerinin et kalınlıklarının azaltılmasının yanında şasiyi hafifletmenin bir yolu da gerilme dağılımına göre profil üzerinde, gerilmenin önemsiz değerlerde olduğu yerlerden kütle çıkarımının yapılmasıdır. Yapılan bu topolojik çalışma sayesinde gerilmenin meydana gelmediği bölgelerde gereksiz olan kütle çıkarılarak sistemin hafifletilmesi amaçlanmaktadır. Şekil 4'deki gerilme dağılımı dikkate alındığında motor yan elemanları ve hidrolik sistemi elemanlarının bağlantısının olmadığı boyuna taşıyıcı üzerindeki yerler, kütle azaltılması için uygun yerlerdir. Şasinin ön tarafında, yıkama sistemi, kabin ve yaprak yay bağlantısı nedeniyle kullanılmayan bölge bulunmamaktadır. Arka kısımda ise yaprak yay ortası ve önünde boşaltmaya uygun yerler mevcuttur. Şekil 6'da  $\delta_p$  ve  $\delta_a$  değerlerinin 4 mm olması durumundaki gerilme dağılımı, kütle çıkarma işleminin uygulanmadığı ve uygulandığı durumlar için gösterilmiştir.

Şekil 6.  $\delta_p$  ve  $\delta_a$ 'nin 4 mm için Kütle Boşaltması Olmadan (Sol) ve Olması Halinde (Sağ) Gerilme Dağılımı

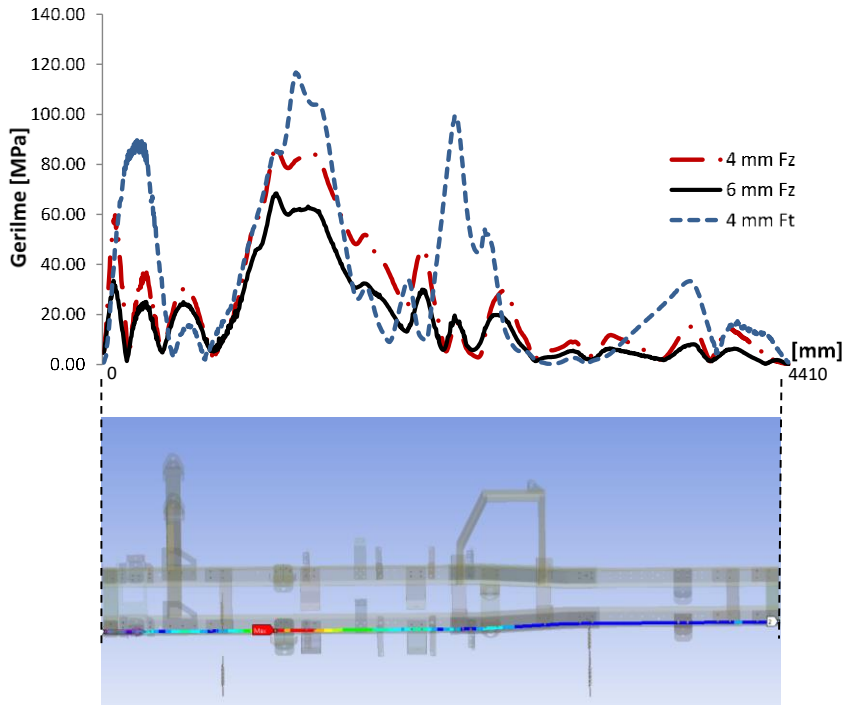
Kütle çıkarımı için boyuna profilin yükseklik değeri de dikkate alınarak, 80 mm çaplı daire şeklinde bir boşaltma, tek bir boyuna taşıyıcı profil için üç farklı yerde gerçekleştirilmiştir. Buna ilaveten yakıt deposunun bulunduğu bölgenin hemen altındaki enine taşıyıcı üzerinde ve en arkadaki enine taşıyıcı profilde ikişer adet simetrik 80 mm çapında delikler açılmıştır. Deliklerin açılması ile maksimum gerilme değeri 279.69 MPa'dan 282.17 MPa değerine çıkmıştır.

Şasi üzerine gelen maksimum kuvvetlere göre yapılan statik analizin yanı sıra aracın çalışma esnasında karşılaşılabileceği en kritik duruma göre yarı-durağan (quasi-statik) yaklaşım ile dinamik durum incelenmiştir. Aracın kullanım şartları dikkate alındığında, düz yolda ve 5 km/h hızda yol süpürmesi işleminde aniden direksiyonun çevrilmesi ile aracın yönlenmesi sağlanarak, şasi üzerine etkiyen düşey yüklere ilaveten bir yan kuvvet oluşması kritik durum olarak belirlenmiştir. Minimum 6 metre viraj yarıçapı için 5 km/h hızda ani bir yönlenme sırasında  $0.32 \text{ m/s}^2$  değerinde bir yanal ivme oluşacaktır. Oluşan yan kuvvet ile araç üzerindeki kuvvetlerin gösterimi ve yan kuvvet etkisi altında şasinin gerilme dağılımı Şekil 7'de gösterilmiştir. Buna göre  $\delta_p$  ve  $\delta_a$  kalınlıkları 4 mm için yan kuvvet ile şaside maksimum 393.86 MPa gerilme oluşmaktadır.



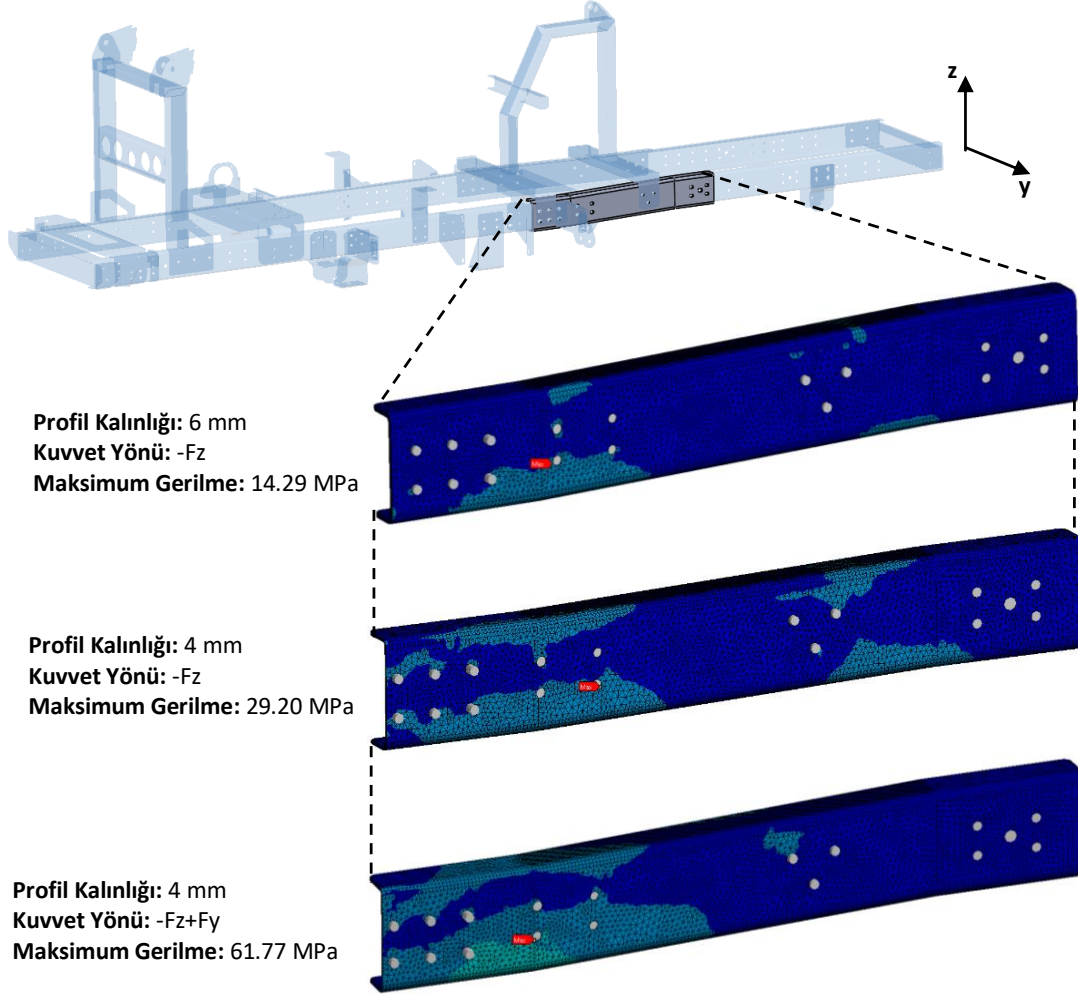
Şekil 7.  $\delta_p$  ve  $\delta_a$ 'nin 4 mm için Yan Kuvvet Sonucu Araca Etkiyen Kuvvetler (Sol) ve Oluşan Gerilme Dağılımı (Sağ)

Boyuna yöndeki ana taşıyıcı profillerin gerilme dağılımı, aracın yapısal bütünlüğü için en önemli parametrelerden birisidir. Bu profillerde meydana gelen eğilme ve burulmalar birleşme noktalarında ciddi hasarlara sebebiyet verebilirler. Yan kuvvetin etkiye yönüne göre en yüksek gerilmenin meydana geldiği ana taşıyıcı U-profilin alt kenarının tüm şasi uzunluğu boyunca gerilme dağılımı Şekil 8'de gösterilmiştir. Burada belirtilen  $F_z$ , kuvvetin sadece düşey yük olarak etkideği,  $F_t$  ise kuvvetin düşey ve yatay olarak bileşkesinin etkideğini ifade etmektedir.



Şekil 8. Farklı Profil Kalınlıkları ve Gelen Kuvvetin Etkime Yönüne göre Boyuna Taşıyıcı Alt Kenar Gerilme Dağılımı

Ana taşıyıcı boyuna profilin alt kenarı, profilin 6 ile 4 mm kalınlıklarında ve statik durumda sadece düşey kuvvetin etkimesi durumunda, tek bir bölgede yüksek değerler vermesine karşın 90 MPa değerinin üzerine çıkmamıştır. Fakat bileşke kuvvetin etkimesi ile 4 mm et kalınlıklı profilde üç bölgede 90 MPa değerinin üzerinde gerilmeler görülmüştür. Bu bölgelerden en tehlikeli olanı, ana taşıyıcının daraldığı geçiş bölgesidir. Buradaki gerilmenin yüksek çıkması,  $\delta_a$  kalınlıklı birleştirme parçasının zorlanmasına yol açarak meydana gelecek hasarın veya kırılmanın gerçekleşeceği muhtemel bölge olacaktır. Birleştirme parçasına ait gerilme dağılımı ve maksimum gerilme değeri Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 9. Farklı Profil Kalınlıkları ve Gelen Kuvvetin Etkime Yönüne Göre Birleştirme Parçası Gerilme Dağılımı

#### 4. SONUÇLAR

İncelenen yol yıkama ve süpürme aracı, günlük ortalama 5 km/h hızda ve düz yolda çalışma şartlarına sahip olduğundan, aracın 6 mm S700MC yapı çeliğinden üretilmiş şasisi, çalışma esnasında üzerine etkileyen statik kuvvetlere maruz kaldığı kabul edilmiştir. Bu kapsamda şasinin statik analizi yapılarak şaside oluşan maksimum gerilme ve gerilme dağılımı belirlenmiştir. Ulaşılan maksimum gerilmenin mertebesi, şasi profili et kalınlığının azaltılmasına imkan verirken, şasi üzerindeki gerilme dağılımı ise dairesel delikler açılmak suretiyle kütle boşaltmaya uygun yerleri işaret etmektedir.



Statik analize ilave olarak, ani bir yönlenme sonrasında oluşacak maksimum yan kuvvet de dahil edilerek oluşan dinamik durum, yarı durağan (quasi-statik) olarak incelenmiştir. Yapılan analizin sonuçlarına göre en kritik durum için 393.86 MPa gerilme değerine ulaşılmış ve bu durum için şasi et kalınlığının 4 mm olmasının gerilme açısından sorun teşkil etmediği görülmüştür. Aracın yüksek süratle yan kuvvete maruz kalması, darbe ile şasinin mukavim kalabilmesi ve yüksek güvenlik faktörü bakımından profil kalınlığı 4 mm altına düşürülmemiştir.

Boyuna yöndeki ana taşıyıcı U-profil ve birleştirme parçasının et kalınlığının 4 mm değerine çekilmesi ile şasi ağırlığı bakımından aşağıdaki iyileşmeler görülecektir.

- Tüm şasi 6 mm et kalınlığındayken toplam ağırlığı 298.187 kg olmasına karşın ana taşıyıcı ve birleştirme profilinin 4 mm kalınlığında olması durumunda; ana taşıyıcı boyuna U-profillerde 30.91 kg ve birleştirme parçasında 7.18 kg olmak üzere toplam 38.09 kg hafifletme sağlanarak şasi ağırlığı 267.277 kg değerine çekilmiştir.
- Ana taşıyıcıda profillerde altı, yan profillerde ise dört adet 80 mm çaplı delikler ile kütle boşaltması yapılması durumunda 2.38 kg ilave hafifletme sağlamak mümkündür.
- Yan profillerde de 4 mm kalınlığın tercih edilmesi durumunda 15.62 kg hafifletme sağlamak mümkündür. Analizler sonunda ortaya çıkan gerilme değerleri, ana taşıyıcı U-profilinin içerisinden bağlanan beş adet yan profilin 4 mm kalınlığa müsaade edeceğini göstermektedir. Fakat kazan ağırlığının doğrudan etkidiği, ana taşıyıcı profilinin üzerinde yer alan yan profillerde kalınlık azaltılmaması gerekmektedir.

Yapılan bu çalışma ile şasi üzerinde %18.81 oranında hafifletmenin sağlanabileceği görülmüştür. Böylece hem gereksiz bir yükten kurtulunacak hem de maliyet anlamında bir kazanım elde edilebilecektir.

## KAYNAKLAR

- [1] Paredes M, Daidie A. Optimal Catalogue Selection and Custom Design of Belleville Spring Arrangements, *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, Cilt. 4, 2010, s.51-59.
- [2] Kuralay, N. S. 2008. Motorlu Taşıtlar Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları Cilt 1 Tahrik ve Sürüş Sistemleri. ISBN: 978-9944-89-610-8. TMMOB Makine Mühendisleri Odası.
- [3] Karaoglu, Ç., Kuralay N. S. 2002. Stress Analysis of a Truck Chassis with Riveted Joints. *Finite Elements in Analysis and Design*, 38, 1115-1130.
- [4] Croccolo, D., Agostinis, M. D., Vincenzi N. 2011. Structural Analysis of an Articulated Urban Bus Chassis via FEM: a Methodology Applied to a Case Study. *Strojnikivestnik - Journal of Mechanical Engineering* 57, 799-809
- [5] Rahman, R. A., Tamin, M. N., Kurdi, T. O. 2008. Stress Analysis of Heavy Duty Truck Chassis as A Preliminary Data for its Fatigue Life Prediction using FEM. *Jurnal Mekanikal*, December 2008, No. 26, 76 – 85
- [6] Patel, H., Khushbu, C. P., Jadav, C. S. 2013. Structural Analysis of Truck Chassis Frame and Design Optimization for Weight Reduction. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)* ISSN: 2249 – 8958, Volume-2, Issue-4, April 2013

- [7] Agrawal, M. S. Razik, M. 2013. A Review on Study of Analysis of Chassis. *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)* www.ijmer.com Vol.3, Issue.2, March-April. 2013 pp-1135-1138 ISSN: 2249-6645
- [8] Renuke, P. A. 2012. Dynamic Analysis of a Car Chassis. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)* ISSN: 2248-9622 www.ijera.com Vol. 2, Issue 6, November- December 2012, pp.955-959
- [9] Patil, B. H., Kachave, S. D., Deore, E. R. 2013. Stress Analysis of Automotive Chassis with Various Thicknesses. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)* e-ISSN: 2278-1684 Volume 6, Issue 1 (Mar. - Apr. 2013), PP 44-49
- [10] Rajappan, R., Vivekanandhan, M. 2013. Static and Modal Analysis of Chassis by Using FEA. *The International Journal Of Engineering And Science (Ijes)*, Volume 2, Issue 2, Pages, 63-73.
- [11] Kotari, S., Gopinath, V. 2012. Static and Dynamic Analysis on Tatra Chassis. *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)*, Vol.2, Issue.1, pp-086-094 ISSN: 2249-6645
- [12] Fui, T. H., Rahman, R. A. 2007. Statics and Dynamics Structural Analysis of a 4.5 ton Truck Chassis. *Jurnal Mekanikal* December 2007, No. 24, 56 – 67.
- [13] Sharma. A., Kumar, P., Jabbar, A., Khan, M. M. 2014. Structural Analysis of a Heavy Vehicle Chassis Made of Different Alloys by Different Cross Sections. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, Vol. 3 Issue 6, ISSN: 2278-0181.
- [14] Godse, S., Patel, A. 2013. Static Load Analysis of Tata Ace Ex Chassis and Stress Optimisation using Reinforcement Technique. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)* - Volume4 Issue7.
- [15] Chinnaraj, K., Prasad, M. S., Rao, C. L. 2008. Experimental Analysis and Quasi-Static Numerical Idealization of Dynamic Stresses on a Heavy Truck Chassis Frame Assembly. *Applied Mechanics and Materials* Vols. 13-14 (2008) pp 271-280.
- [16] Nor, M. A. M., Rashid, H., Mahyuddin, W. M., Azlan, M. A., Mahmud, J. 2012. Stress Analysis of a Low Loader Chassis. *Procedia Engineering* 41 ( 2012 ) 995 – 1001.
- [17] Agrawal, M., Razik, M. 2013. Finite Element Analysis of Truck Chassis. *International Journal Of Engineering Sciences & Research Technology*, 2(12): December, ISSN: 2277-9655.

## ÖZGEÇMİŞ / CV

### Mustafa Umut KARAOĞLAN; Arş. Gör. (Res. Assistant)

Lisans eğitimini 2011’de Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde, Yüksek Lisans eğitimini 2014’de Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde tamamladı. Halen Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görevini sürdürmektedir.

*He got his bachelors’ degree in the Mechanical Engineering Department at Yıldız Technical University in 2011, his master degree in the Mechanical Engineering Department at Dokuz Eylul University in 2014. He is still an academic member of the Mechanical Engineering Department at Dokuz Eylul University.*

### Ömer Yağız Turnalı;

2015 yılında Tırsan A.Ş.’de göreve başlamış, halen Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde öğrenci olarak eğitimini sürdürmektedir.

*He started working in Tırsan A.Ş. in 2015, he is still studying of the Mechanical Engineering Department at Dokuz Eylul University.*

**Nusret Sefa KURALAY; Prof. Dr. (Prof. Dr.)**

Lisans eğitimini 1974'de Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde, Yüksek Lisans eğitimini 1976'da Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde, Doktora eğitimini 1985'de Hannover Üniversitesinde tamamladı. Halen Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Otomotiv Anabilim Dalı Başkanı olarak görevini sürdürmektedir. Temel uzmanlık alanları; taşıt dinamiği, taşıt güç iletim sistemleri, süspansiyon sistemleri, hibrit taşıtlardır.

*He got his bachelors' degree in the Mechanical Engineering Department at Ege University in 1974, his master degree in the Mechanical Engineering Department at Ege University in 1976, his PhD degree in the Mechanical Engineering Department at Hannover University in 1985 . He is still an academic member of the Mechanical Engineering Department and chief of Automotive Programme at Dokuz Eylul University. His major areas of interests are: vehicle dynamics, vehicle powertrain systems, suspension systems, hybrid vehicles.*