



# Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

*Araştırma Makalesi*

## Çok Amaçlı Bir Taşıtın Ön Aks Diferansiyel Kovanının Farklı Sürüş Koşulları için Kütle ve Gerilme Optimizasyonu

Mehmet Murat TOPAÇ<sup>a,\*</sup>, İlker BAHAR<sup>b</sup>, Nusret Sefa KURALAY<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, TÜRKİYE  
<sup>b</sup> Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Fen Bilimleri Enstitüsü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, TÜRKİYE  
\* Sorumlu yazarın e-posta adresi: murat.topac@deu.edu.tr

### ÖZET

Dört tekerlekten çekişli bir taşıta ait sabit ön aksta kullanılması düşünülen diferansiyel kovanının kütle ve gerilme optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla önce, sabit aksın parametrik katı modeli oluşturulmuştur. Bu model yardımıyla, farklı sürüş koşullarının etkileri de dikkate alınarak, aksın sonlu elemanlar (SE) analizleri yapılmıştır. Bu şekilde, diferansiyel kovanı üzerindeki kritik gerilme yığılması bölgeleri belirlenmiştir. Sonraki aşamada, kovan için çeşitli tasarım alternatifleri oluşturulmuş, en düşük kütle ve gerilme yığılmasını sağlayan tasarım tipi belirlenmiştir. Bu tasarımın gövde-kol geçişlerinde bulunan güçlendirme kanatlarını oluşturan iki geometrik büyüklük; kanat kalınlığı ( $t$ ) ve kanat açısı ( $\alpha$ ), tasarım değişkeni olarak seçilmiştir. Bu değişkenler kullanılarak, Deneysel Tasarım - Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YYY) yardımıyla, çok amaçlı optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmasından elde edilen yeni kovan tasarımının, orijinal tasarıma göre yaklaşık 1,8 kg daha hafif olduğu görülmüştür. Ayrıca gerilme yığılmasının ilk duruma göre, gövdenin alt kritik kesitinde yaklaşık % 18, üst kritik kesitinde ise yaklaşık % 36 oranında azaltılabildiği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Sabit aks, Deneysel tasarım, Yanıt yüzey yöntemi, Sonlu elemanlar analizi, Optimizasyon

## Mass and Stress Optimisation of a Multi-Purpose Vehicle Front Axle Differential Housing For Various Driving Conditions

### ABSTRACT

Stress and mass optimisation of a differential housing that will be used in the front axle of a 4WD vehicle was carried out. In order to do that, firstly, a parametric solid model of the axle was composed. By using this model, finite element (FE) analyses of the axle were carried out by taking the effects of the various driving conditions into account. By this way, critical stress concentrated regions on the housing were determined. In the next step, various design alternatives were generated and the most appropriate design type which satisfies minimum mass and stress values was chosen. Two geometric factors; the rib thickness,  $t$  and the rib angle,  $\alpha$  which constitute the shape of reinforcement ribs at the housing-arm transition regions were chosen as the design parameters. By using these parameters, a multiobjective optimisation process was also carried out via Design of Experiments-Response Surface Methodology (DOE-RSM). It was determined that the new housing design obtained from the

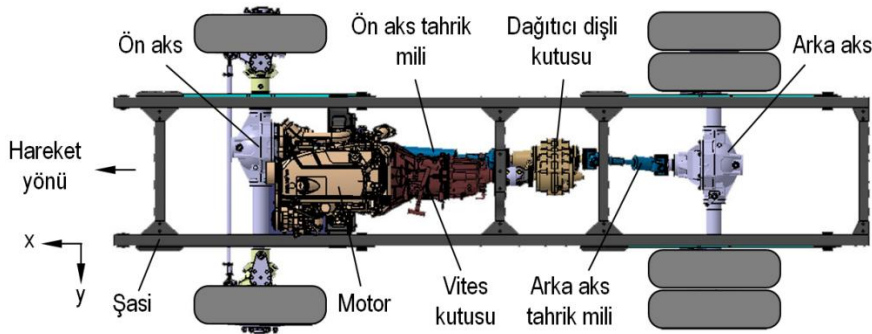
optimisation study is about 1.8 kg lighter than the initial design. Results also showed that, it is possible to reduce the stress concentration at the lower and upper critical regions by some 18% and 36% respectively, in comparison with the primary design.

**Keywords:** Solid axle, Design of experiments, Response surface methodology, Finite element analysis, Optimisation

## I. GİRİŞ

**S**ABİT akslar, yüksek yük taşıma kapasiteleri, tasarım ve üretim kolaylığı gibi olumlu özellikleri nedeniyle, halen yoğun şekilde tercih edilen süspansiyon sistemleri arasındadır. Buna karşın, bağımsız süspansiyon sistemlerine göre nispeten daha yüksek yaylandırılmamış kütleyle sahip olmaları, bu sistemlerin başlıca olumsuz yönünü teşkil etmektedir [1,2]. Bir aks gövdesinin, taşıtın sürüş koşuluna bağlı olarak yoldan gelebilecek darbelere dayanabilir şekilde tasarlanması gerekmektedir. Diğer taraftan, akma sınırının altında ve tekrarlı olarak ortaya çıkan gerilme yığılmalarının, aks gövdelerinin özellikle gövde geçiş kesitlerinde yorulma hasarına neden olabileceği de literatürden bilinmektedir [3,4]. Bu nedenle aks yapı elemanları, yükleme altında mümkün olduğunca düşük gerilme yığılması meydana gelecek şekilde tasarlanmalıdır. Taşıt süspansiyonlarının tasarımında dikkate alınması gereken bir başka özellik de hafifliktir. Özellikle düzgün olmayan yol koşullarında, yol ve tekerlek arası tutunma ilişkisinin mümkün olduğunca az kesintiye uğraması ve tahrik ya da fren kuvvetinin yola yeterince iletilebilmesi için süspansiyon yapı elemanlarının, güvenlikten ödün verilmeksizin, olabildiğince hafif bir tasarıma sahip olması beklenir [5,6].

Bu çalışma kapsamında, yapısı Şekil 1’de görülen genel amaçlı ve dört tekerlekten çekişli bir taşıtın yönlendirilebilir sabit ön aksında kullanılması düşünülen diferansiyel kovanının kütle ve gerilme optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 1.** Dört tekerlekten çekişli çok amaçlı taşıt

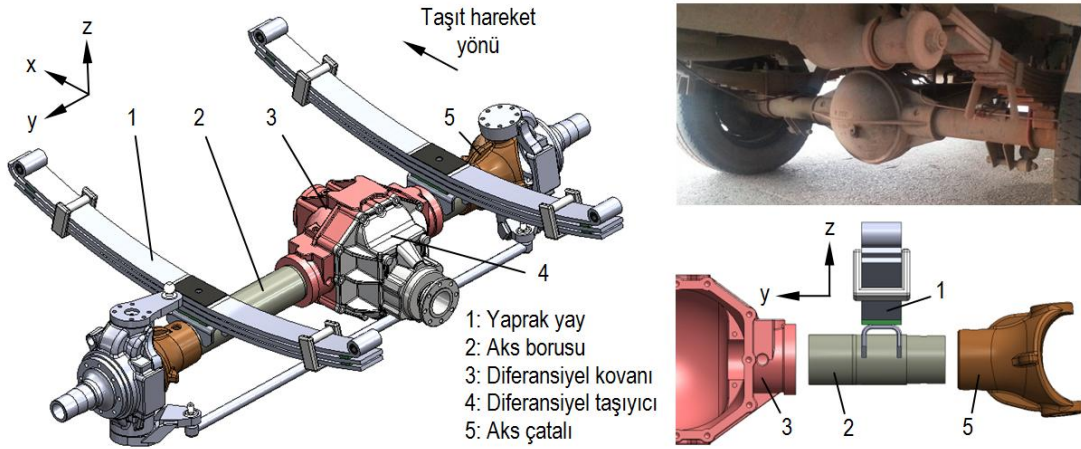
Çalışmanın ilk bölümünde, aksın parametrik katı modeli oluşturulmuş ve literatürde verilen, farklı sürüş koşullarını temsil eden standart yük tipleri kullanılarak sonlu elemanlar (SE) analizi gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde, diferansiyel kovana üzerindeki von Mises gerilmesi dağılımları ( $\sigma_v$ ) belirlenmiştir. Daha sonra, mevcut konstrüksiyon üzerinde öngörülen güçlendirme elemanlarının gerilme yığılmasına etkisi, üç farklı katı model ve bunlara uygulanan SE analizleri yardımıyla belirlenmiştir. Seçilen en uygun tasarım tipi üzerinde, iki adet tasarım parametresi belirlenmiş, Deney Tasarımı-Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YYY) kullanılarak, parametrik kütle ve gerilme optimizasyonu

çalışması gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda önerilen tasarım değişikliğinin, diferansiyel kovanı kütlesini azalttığı ve daha homojen bir gerilme dağılımı verdiği görülmüştür.

## II. YÖNTEM

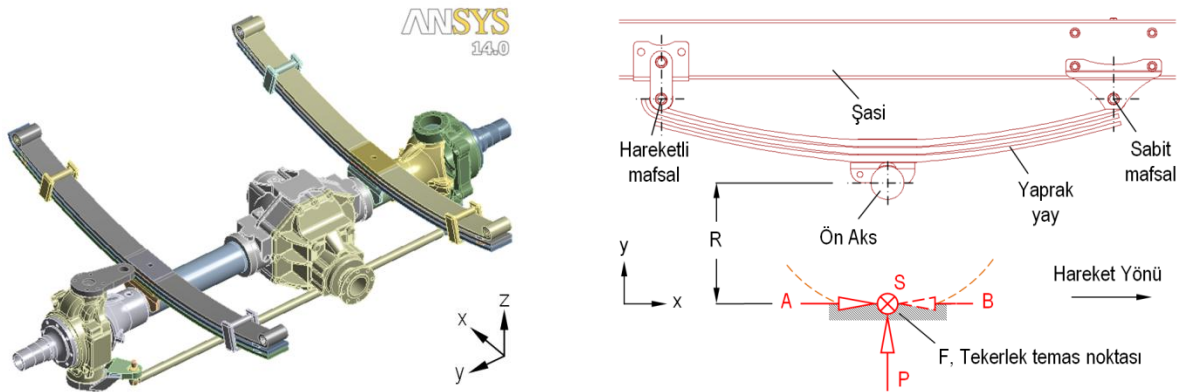
### A. SONLU ELEMENLAR MODELİ

Taşıtın yönlendirilebilir modüler ön aks konstrüksiyonunun, parametrik katı modeli Şekil 2’de görülmektedir. Bu tasarımda aks gövdesi, diferansiyel kovanı, aks borusu ve aks çatalı olmak üzere üç temel parçadan oluşmaktadır. Yaprak yay, gövde borusuna kaynak edilen bağlantı parçalarının üzerine cıvata bağlantısı yardımıyla takılmaktadır.



Şekil 2. Sabit aksın yapı elemanları

Ön aksın ANSYS® Workbench V14.0 uygulaması kullanılarak oluşturulan ayrıntılı SE modeli ve sürüş sırasında tekerlek temas noktası  $F$ 'ye etkimesi muhtemel düşey (P) yanal (S) ve boyuna yöndeki (A: tahrik ve B: fren) kuvvetler, şematik olarak Şekil 3’de görülmektedir. Burada R, dinamik tekerlek yarıçapıdır.



Şekil 3. SE modeli ve tekerlek kuvvetleri

Yaylanma etkisinin de modele yansıtılabilmesi için ön aks konstrüksiyonunda kullanılan lineer karakteristiğe sahip yaprak yaylar, gerçek ölçülerine uygun olarak modellenmiş ve SE analizine dâhil edilmiştir. Analizlerde farklı sürüş durumlarının etkilerinin incelenmesi için literatürde önerilen “sanki statik” standart yükleme durumları kullanılmıştır. Sürekli mukavemet ve aşırı yük incelemeleri için önerilen toplam 16 yük tipinden, Tablo 1’de [7] verilen ve kırılma hasarı incelemelerinde kullanılan ilk 9 tanesi, SE modeline uygulanmıştır. Söz konusu yük tiplerine ait ivme bileşenleri, yerçekimi ivmesi (g) cinsinden verilmiş olup, tekerlek temas noktasından statik durumda etkimesi beklenen kuvvetler için bir katsayı gibi düşünülebilir [8]. Taşıtın ön aksına yüklü durumda gelen toplam yük 2000 kg’dır.

**Tablo 1.** Standart yük tipleri

Tip no.	Yükleme şekli	İvme bileşenleri		
		x	y	z
1	Duran taşıt	0,00	0,00	1,00
2	Tümsek atlama (3,0g)	0,00	0,00	3,00
3	Boyuna darbe (2,5g)	2,50	0,00	1,00
4	Yanal darbe (2,5 g)	0,00	2,50	1,00
5	Viraj dönüşü (1,25 g)	0,00	1,25	1,00
6	Virajda frenleme	0,75	0,75	1,00
7	Geriye frenleme (1g)	1,00	0,00	1,00
8	İvmelenme (-0,5g)	-0,50	0,00	1,00
9	Virajda ivmelenme (0,7g)	-0,50	0,50	1,00

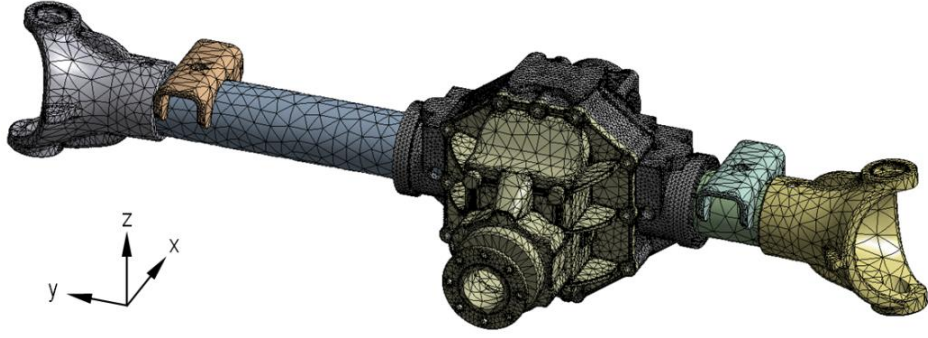
Diferansiyel kovanının üretiminde, GGG40 (EN-GJS-400-18-LT) küresel grafitli dökme demir malzemenin kullanılması öngörülmektedir. Sünek dökme demir olarak da bilinen söz konusu malzemeye ait mekanik özellikler Tablo 2’de özetlenmektedir [9]. Dökme demir olmasına karşın, sünek özelliğinden dolayı, özellikle hasar analizi ile ilgili olarak gerçekleştirilen çalışmalarda, bu malzemenin mukavemet değerlendirmesinin  $\sigma_v$  üzerinden yapıldığı görülmektedir [10-12]. Bu çalışmada da benzer bir yol izlenmiştir.

**Tablo 2.** GGG40’ın mekanik özellikleri

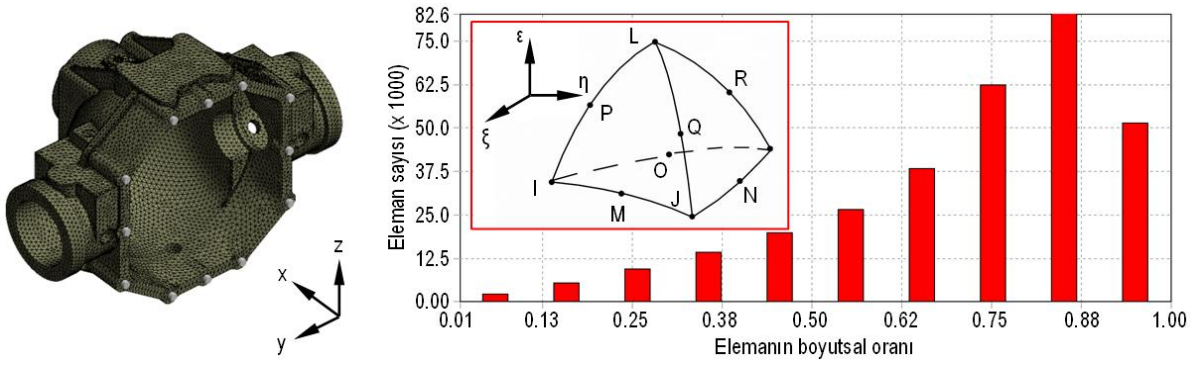
Malzeme	E (GPa)	$\nu$ (-)	$R_e$ (MPa)	$R_m$ (MPa)	A (%)
GGG40 (EN-GJS-400-18-LT)	170	0,3	240	400	18

### B. SONLU ELEMENLAR ANALİZLERİ

Kovanın SE modelinde ağırlıklı olarak, her biri üçer doğrusal serbestlik derecesine sahip toplam on düğümden oluşan ve özellikle karmaşık yüzey biçimine sahip parçaların modellenmesinde uygulanan SOLID187 elemanı kullanılmıştır [13]. Şekil 4’te görülen model, 504.879 düğüm ve 310.086 elemandan oluşmaktadır. Eleman kalitesi %71 olarak belirlenmiş olup modelde kullanılan elemanların boyutsal oran dağılımı Şekil 5’de verilmektedir.

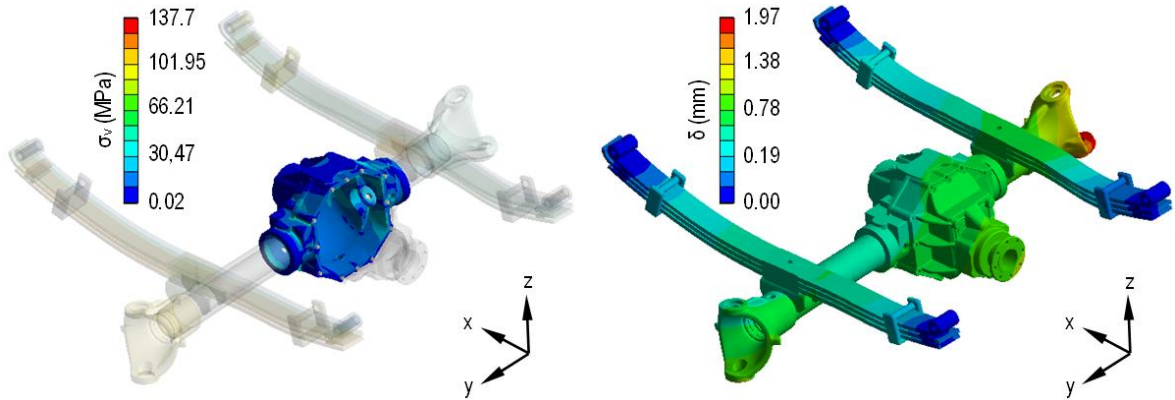


Şekil 4. Ön aksın SE ağ yapısı



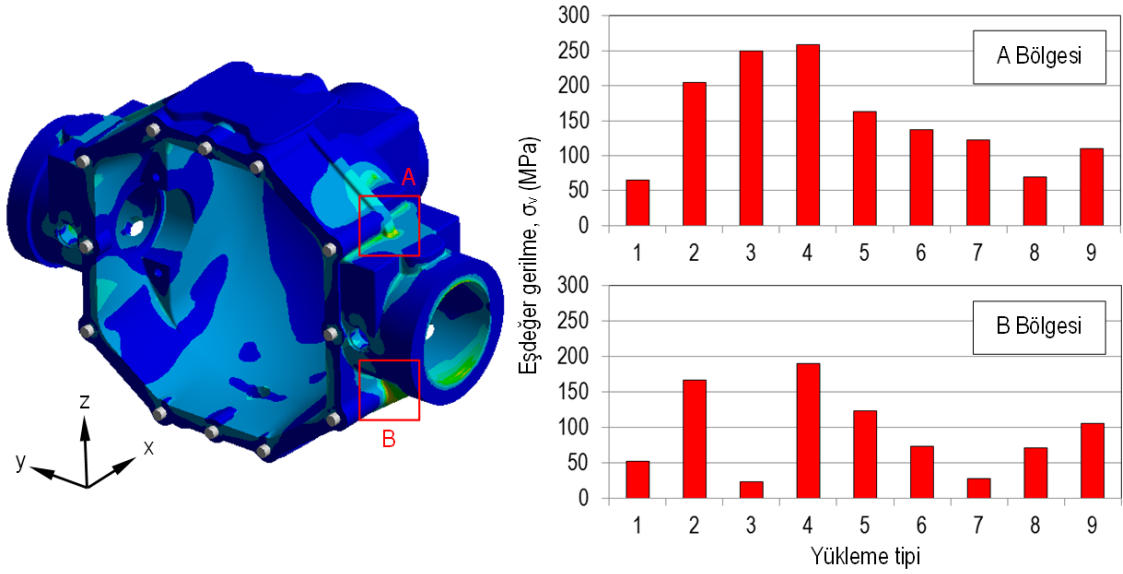
Şekil 5. Eleman boyutlandırması

Virajda frenleme durumu (yük tipi 6) için gerçekleştirilen SE analizinden elde edilen von Mises gerilmesi dağılımı ve toplam şekil değişimi ( $\delta$ ) ise örnek olarak Şekil 6'da verilmektedir. Tablo 1'de verilen ilk 9 yük tipi için yapılan SE analizleri, gerilmelerin özellikle, kovanın alt ve üst kanatlarının gövdeye bağlandığı A ve B bölgelerinde yoğunlaştığını göstermektedir. Bu bölgelerde elde edilen en yüksek gerilme değerleri, Şekil 7'de yük tiplerine bağlı olarak verilmektedir. En yüksek gerilmeler, 3g düşey ivme altında tümsekten geçme durumu (2) ile 2,5g boyuna ve yan al ivme değerleri tekerleğe, herhangi bir engel nedeniyle yol düzleminde darbe gelmesi durumlarını simgeleyen 3 ve 4 numaralı yük tipleri için elde edilmiştir.



Şekil 6. Yük tipi 6 için  $\sigma_v$  ve  $\delta$  dağılımları

A bölgesinde, özellikle yük tipi 3 ve 4'ün kovan geçiş kesitlerinde hasara neden olabileceği görülmüştür. B bölgesinde elde edilen gerilmelerin, hiçbir yük tipinde, kovan imalatı için öngörülen malzemenin akma sınırı olan 240 MPa değerini aşmadığı belirlenmiştir.



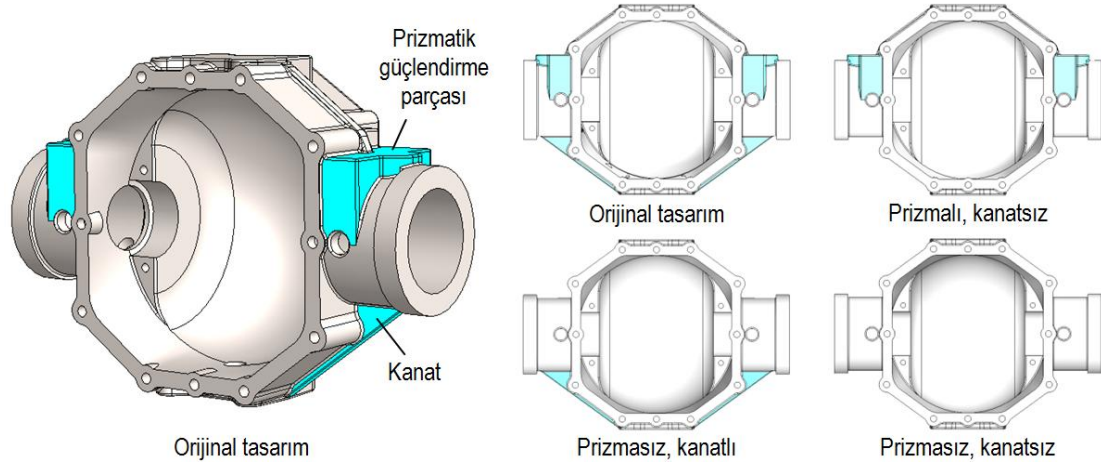
Şekil 7. Kovan geçiş bölgesinde, farklı sürüş durumları için elde edilen en yüksek gerilme değerleri

### C. TASARIM ALTERNATİFLERİ

Diferansiyel kovanının ilk tasarımı incelendiğinde, dikey yük altında rijitliğin artırılabilmesi için üst bölgede prizmatik geometriye sahip bir güçlendirme parçası, alt bölgede ise bir kanat uygulaması bulunduğu görülmektedir. Kovan kütlelerinin azaltılabilmesi için ilk olarak, anılan güçlendirme parçalarının gerilme üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla kovan geçiş bölgesinin;

- alt bölgesinde bulunan kanat kaldırılarak,
- üst bölgesinde bulunan prizmatik güçlendirme parçası kaldırılarak,
- alt ve üst bölgelerinde bulunan her iki güçlendirme parçası da kaldırılarak

oluşturulan tasarım alternatifleri Şekil 8'de görülmektedir. Taşıtın düzgün olmayan yol koşullarında hareket etmesi sırasında ortaya çıkabileceği düşünülen 3g dikey yük altında tümsek atlama manevrası (yük tipi 2), oluşturulan katı modeller üzerine uygulanmıştır. Bu analizlerden elde edilen von Mises gerilmeleri ve incelenen tasarım alternatiflerinin kütleleri, Tablo 3'de, ilk tasarımla karşılaştırılmaktadır. Gerçekleştirilen SE analizleri, prizmatik güçlendirme parçasının tasarımdan kaldırılmasıyla ortaya çıkan kütle kazancının, kanat tipi güçlendirme elemanına oranla yaklaşık on kat daha fazla olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte, prizmatik güçlendirme parçasının bulunmadığı tasarımlarda, von Mises gerilmesinin kritik bölgelerde akma sınırının üzerine çıktığı görülmüştür. Yalnızca alt kanadın kaldırılması durumunda ise A bölgesindeki gerilme dağılımı güvenli sınırlarda kalırken, B bölgesinde hasar riski ortaya çıkmaktadır. Gerilmenin güvenli sınırlarda tutulduğu daha hafif bir tasarım için mevcut alt kanat geometrisinin A bölgesinde de uygulanması, uygun bir çözüm olarak değerlendirilmiştir. Bu şekilde hazırlanan katı modele, 3g dikey yük altında SE analizi uygulandığında, A ve B bölgelerinde sırasıyla  $\sigma_{vA} = 162,21$  MPa ve  $\sigma_{vB} = 191,18$  MPa değerleri elde edilmiştir. Bu durumda kovanın kütlesi 30,381 kg olup, kütle kazancı yaklaşık 7,8% mertebesindedir.



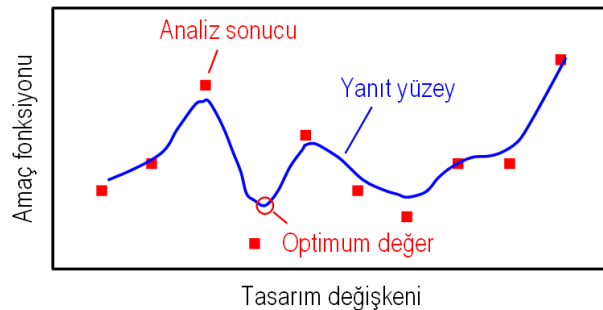
Şekil 8. Orijinal tasarım ve tasarım alternatifleri

Tablo 3. Orijinal tasarım ve tasarım alternatifleri

Tasarım şekli		A bölgesi	B bölgesi	Kütle	Kütle kazancı
Prizma	Kanat	(MPa)	(MPa)	(kg)	(%)
var	var	204,32	167,25	32,953	0
var	yok	229,19	489,47	32,581	1,12
yok	var	564,79	200,64	29,271	11,17
yok	yok	650,06	615,97	29,561	10,29

#### D. PARAMETRİK OPTİMİZASYON

Diferansiyel kovanın kütle ve gerilme açısından optimize edilebilmesi için çalışma kapsamında Deneysel Tasarım-Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YY) uygulanmıştır. En genel anlamıyla Deneysel Tasarım, bir sürecin girdi değişkenleri üzerinde planlı şekilde yapılan değişikliklerin, yanıt değişkeni üzerindeki etkisinin gözlenmesi ve yorumlanması şeklinde tanımlanmaktadır [14,15]. Böylelikle, sistemin tasarım parametreleri ile sistem performansı arasındaki ilişkinin belirlenmesi mümkün olmaktadır [16]. Prensip şeması Şekil 9’da [17] görülen Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY), polinom tipi regresyon modeli kullanan genişletilmiş bir Deneysel Tasarım Yöntemidir [18].



Şekil 9. Yanıt yüzey

Tasarım değişkenleri ve sistem cevabı arasında ilişkiyi ortaya koyan uygun bir modelin elde edilebilmesi için belirli kurallara göre oluşturulan yanıt yüzey deneylerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu

deneylerden elde edilen sonuçlara uygun olarak elde edilen fonksiyon, incelenen parametrelerin değişimine sistem tarafından verilen yanıtı göstermektedir. İkinci mertebe bir yanıt yüzey için regresyon modeli aşağıdaki şekilde tanımlanabilir [19];

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i \leq j}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (1)$$

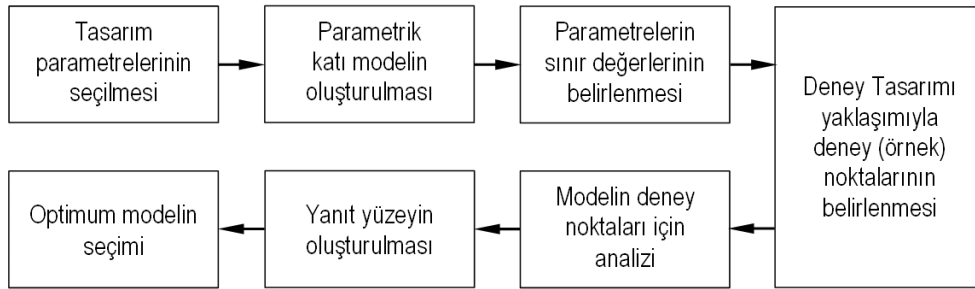
Bu ifade, örneğin M adet deney için matris formuna uygun olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (2)$$

Burada  $y$ , gözlem vektörü,  $X$  model matrisi,  $\beta$  kısmi regresyon sabitlerini içeren vektör ve  $\varepsilon$  hata vektörü olarak adlandırılır [20]. En düşük hata değerini sağlayan tahmini  $\beta$  değeri;

$$\hat{\beta} = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (3)$$

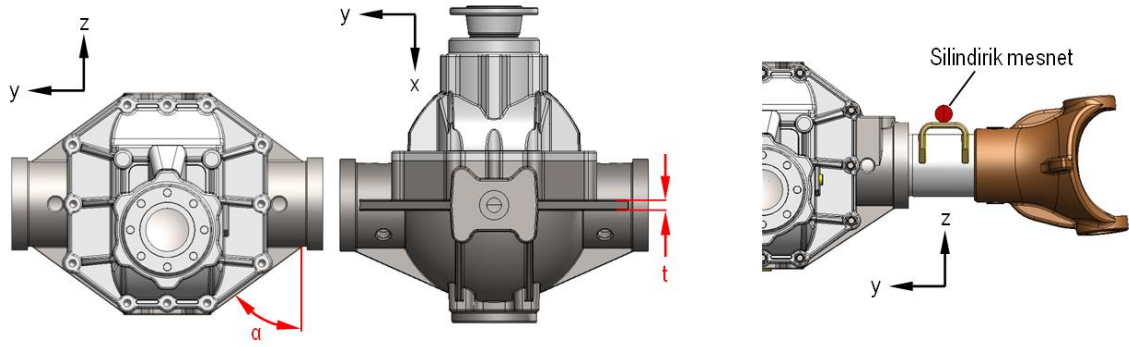
bağıntısıyla ifade edilir [16-19]. Bu çalışmada optimizasyon işlemi, ANSYS® Workbench V14.0 paket programı bünyesinde bulunan optimizasyon modülü yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Deney (örnek) noktalarının belirlenebilmesi için bu programa ait tasarım tanımlama tablosunda seçenek olarak sunulan ve günümüzde en sık kullanılmakta olan tasarım tipleri arasında bulunan Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) uygulanmıştır. Uygulanan optimizasyon çalışmasının adımları, Şekil 10'da özetlenmektedir.



Şekil 10. DT-YYY tabanlı optimizasyon işleminin adımları

İlk tasarımdaki alt kanat geometrisinin A ve B bölgelerine simetrik olarak uygulandığı tasarım, parametrik optimizasyon işlemi için başlangıç modeli olarak seçilmiştir. Bu model, Şekil 11.a'da görülmektedir. Başlangıç modelinde, kanat kalınlığı,  $t$  ve kanat hipotenüsünün düşey eksen ile yaptığı açı  $\alpha$ , değişken olarak seçilmiştir. Söz konusu bu değişkenlerin alt ve üst sınır değerleri belirlenirken, imal edilebilirliğe dikkat edilmiştir. Kanat kalınlığı için parametre değişim aralığı  $\pm \%20$ , kanat açısı için ise yaklaşık  $\pm \%10$  olarak belirlenmiştir. Parametrik optimizasyon işlemi, önceki analizlerde olduğu gibi, 3g düşey yük tipi için gerçekleştirilmiştir. Atanan iki parametre için program tarafından toplam 9 adet deney noktası belirlenmiştir. Her deney noktası için program, katı modeli, parametrelerin o noktadaki değerlerine göre değiştirerek analizi tekrarlamıştır. Bu analizlerde, önceki bölümlerde sonuçları verilen analizlerden farklı olarak, işlem süresinden tasarruf etmek amacıyla yaprak yay kullanılmamış, yay bağlantı noktasında, Şekil 11.b'de örneği görülen silindirik mesnetler tanımlanmıştır. Bu mesnetler, yükleme sırasında aks gövdesinden ayrılmamakta ve gövde ile sürekli olarak teğetsel temasta bulunmaktadır [3]. Bu basitleştirme sonucunda, oluşturulan deney noktaları için hesaplanacak gerilme değerlerinin, yaprak yayın kullanıldığı modele göre daha yüksek çıkması beklenmektedir.





Şekil 11. (a) Optimizasyon parametreleri ve (b) Silindirik mesnet modeli

### III. BULGULAR ve TARTIŞMA

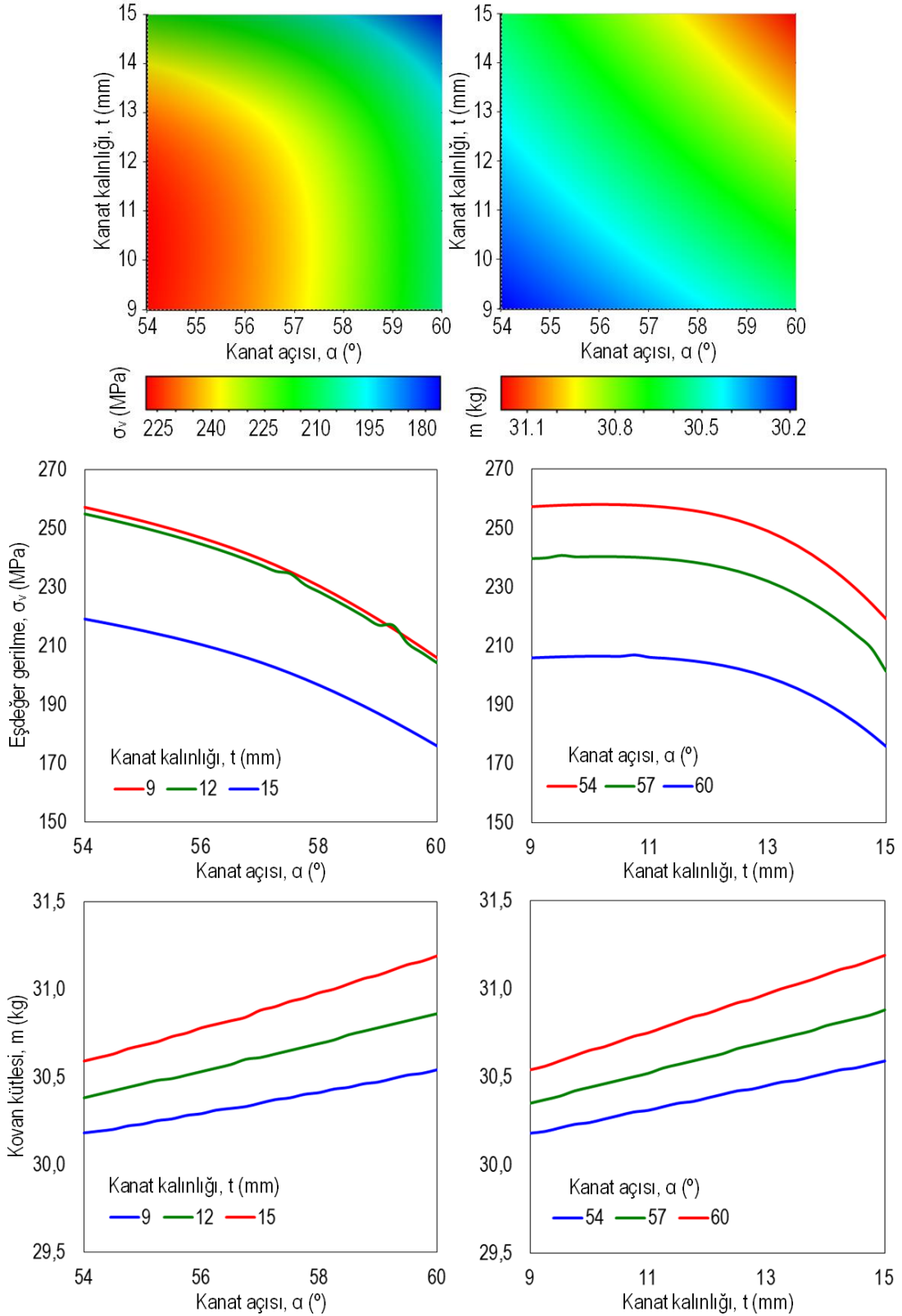
Deney noktalarının oluşturulmasında kullanılan değişken değerleri ile bunlara bağlı olarak hesaplanan kütle ve gerilme çıktıları toplu olarak Tablo 4’de, analizler sonucunda elde edilen kütle ve yanıt yüzeyleri ile parametrelerin ara değerleri için oluşturulan kütle ve gerilme değişim fonksiyonları ise Şekil 12’de görülmektedir. Şekil 12’de verilen yanıt yüzeyler üzerinden, ANSYS® Workbench V14.0 paket programı yardımıyla belirlenen üç adet aday tasarımın özellikleri, Tablo 5’de özetlenmektedir.

Tablo 4. Tasarım noktaları ve sistem yanıtları

Deney noktası	t (mm)	$\alpha$ (°)	m (kg)	$\sigma_v$ (MPa)
1	12	57	30,611	242,92
2	9	57	30,350	236,93
3	15	57	30,875	201,94
4	12	54	30,381	265,57
5	12	60	30,862	191,97
6	9	54	30,177	248,35
7	15	54	30,586	218,24
8	9	60	30,537	215,60
9	15	60	31,188	178,71

Tablo 5. Tasarım adayları

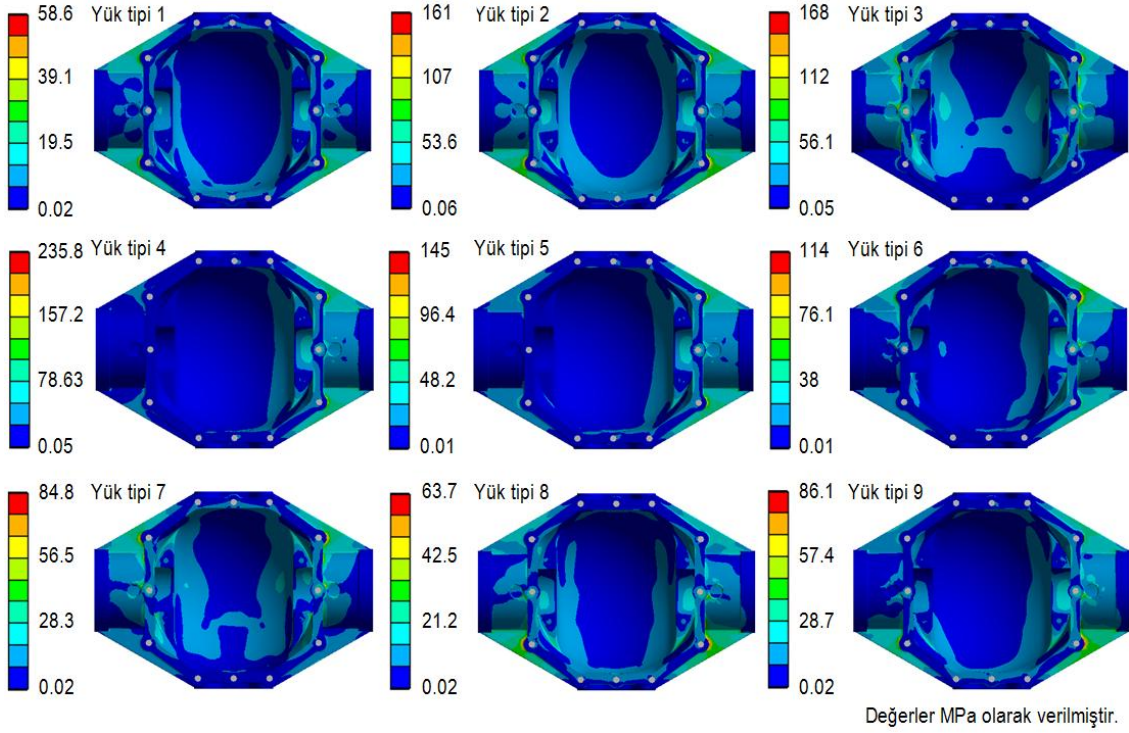
Aday nokta	t (mm)	$\alpha$ (°)	m (kg)		$\sigma_v$ (MPa)	
			Değer	%Fark	Değer	%Fark
Referans	12	54	30,381	0,00	265,57	0,00
1	9,189	59,816	30,546	0,54	208,6	-21,45
2	15	60	31,188	2,66	178,7	-32,71
3	10,149	59,599	30,657	0,91	207,4	-21,9



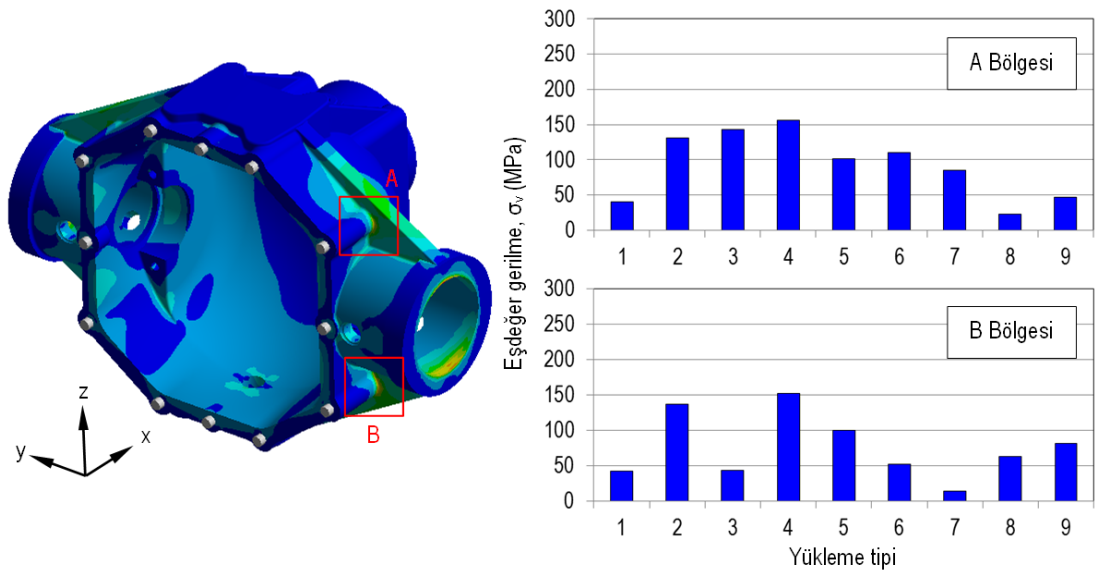
**Şekil 12.** Gerilme ve kütle için yanıt yüzeyler

Bu tasarımlardan, örneğin en düşük gerilme yığılmasını veren aday nokta 2 için kovan üzerinde oluşan maksimum gerilmenin 265,57 MPa'dan 178,7 MPa değerine düştüğü, diğer bir deyişle, %32,71 oranında azaldığı görülmektedir. Elde edilen bu gerilme yığılmasının, basitleştirilmiş silindirik

mesnetli modelden elde edildiği için gerçek tasarım koşullarını daha gerçekçi olarak yansıtan yaprak yaylı modele göre daha yüksek olması beklenmektedir. Aday nokta 2 için basitleştirilmiş modelden elde edilen maksimum gerilmelerin, malzemenin akma sınırı göz önüne alındığında, emniyetli bölgede kaldığı görülmektedir. 2 numaralı aday nokta referans alınarak oluşturulan parametrik katı model, çalışma kapsamında etkileri incelenen dokuz yükleme durumu için SE analizlerine tabi tutulmuştur. Bu analizlerde, yaprak yay kullanılmıştır. Yeni kovan tasarımı üzerinde ortaya çıkan eşdeğer gerilme dağılımları, toplu olarak Şekil 13’de, kritik A ve B bölgelerinde, ölçülen  $\sigma_v$  yığılması değerleri ise Şekil 14’de verilmektedir.



Şekil 13. Optimize edilmiş kovan tasarımı üzerinde, farklı sürüş durumlarındaki  $\sigma_v$  dağılımları



Şekil 14. Optimize edilmiş kovan geçiş bölgelerinde, farklı sürüş durumları için bulunan en yüksek  $\sigma_v$  değerleri

Diyagramlardan da açıkça görüldüğü gibi, söz konusu tüm yük tiplerinde ortaya çıkan gerilmeler,  $\sigma_v \approx 160$  MPa değerini geçmemektedir. Dolayısıyla da kovan malzemesi için verilen  $R_e = 240$  MPa değeri, bu tasarım için güvenli olarak değerlendirilmektedir. Şekil 7’de verilen sonuçlarla karşılaştırıldığında, önerilen yeni kovan tasarımında, bu çalışma kapsamında referans olarak alınan 3g düşey yük tipi için gerilme yığılmasının, ilk duruma göre gövdenin alt kritik kesitinde yaklaşık % 18, üst kritik kesitinde ise yaklaşık %36 oranında azaltılabildiği belirlenmiştir. Tablo 4 incelendiğinde, en düşük gerilme yığılmasını veren tasarım için kovan kütlelerinin %2,66 oranında arttığı görülmektedir. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta, bu karşılaştırmanın, optimizasyon için seçilen ilk modele göre yapıldığıdır. Oysa, optimum tasarım için hesaplanan  $m_{opt} = 31,188$  kg’lık kütle değeri, Tablo 2’de ilk tasarım için verilen  $m = 32,953$  kg değerine göre %5,35 daha düşüktür. Diğer bir deyişle yeni tasarımın, ilk tasarıma göre kütle ve kullanılan malzeme açısından  $\Delta m = 1,765$  kg daha avantajlı olduğu görülmektedir.

#### IV. SONUÇ

Bu çalışmada, dört tekerlekten çekişli çok amaçlı bir taşıtın 2 ton kapasiteli yönlendirilebilir sabit ön aksında kullanılması düşünülen diferansiyel kovanının, kütle ve gerilme optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla önce sabit süspansiyon sisteminin ayrıntılı parametrik katı modeli oluşturulmuştur. Literatürde, hasar incelemeleri için önerilen standart yük tipleri ve ANSYS® Workbench V14.0 paket programı kullanılarak gerçekleştirilen SE analizleri yardımıyla, kovan geçiş kesitlerinde ortaya çıkan von Mises gerilme yığılmaları hesaplanmıştır. Özellikle tekerleğe gelen boyuna ve yanal darbelerin (yük tipi 3 ve 4) kovan geçiş kesitlerinde hasara neden olabileceği görülmüştür. Tasarımı iyileştirmek için Deney Tasarımı-Yanıt Yüzey Yöntemi (DT-YYY) kullanılarak bir çok amaçlı optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu amaçla, tasarlanan yeni geçiş kesiti üzerinde iki adet tasarım değişkeni, optimizasyon parametresi olarak belirlenmiştir. Değişkenlerin, üretilebilirlik de göz önüne alınarak seçilmiş değişim aralıklarında gerçekleştirilen optimizasyon işlemi sonucunda, eşdeğer gerilme ve kovan kütlesi yanıt yüzeyleri elde edilmiştir. Referans yük tipi, 3g düşey ivme ile tümsek atlama manevrası (yük tipi 2) olarak seçilmiştir. Yanıt yüzeyler yardımıyla elde edilen optimum kovan geometrisinin alt kritik kesitinde,  $\sigma_v$  gerilme yığılmasının, ilk tasarıma göre yaklaşık % 18, üst kritik kesitinde ise yaklaşık % 36 oranında azaltılabildiği, ayrıca söz konusu tasarımın  $m_{opt} = 31,188$  kg’lık kütleyle sahip olduğu ve bu değer, ilk tasarım için hesaplan  $m = 32,953$  kg değerine göre %5,35 daha düşük olduğu; diğer bir deyişle, yeni tasarımın, ilk tasarıma göre kütle ve kullanılan malzeme açısından  $\Delta m = 1,765$  kg daha avantajlı olduğu belirlenmiştir. Bu çalışma kapsamında sunulan yaklaşım, süspansiyon sistemini oluşturan diğer yapı elemanlarına da uygulanarak, daha hafif ve mukavim tasarımların elde edilmesi mümkündür.

#### V. KISALTMALAR

A	: Tahrik kuvveti, kN
A	: Kopma uzaması, %
$\alpha$	: Kanat açısı, °
B	: Fren kuvveti, kN
DT	: Deney Tasarımı
$\delta$	: Şekil değişimi, mm

E	: Elastisite modülü, GPa
F	: Tekerlek temas noktası
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s <sup>2</sup>
m	: Kovan kütlesi, kg
MKT	: Merkezi Kompozit Tasarım
v	: Poisson oranı, -
P	: Düşey kuvvet, kN
R	: Dinamik tekerlek yarıçapı, mm
R <sub>e</sub>	: Akma sınırı, MPa
R <sub>m</sub>	: Çekme dayanımı, MPa
S	: Yan kuvvet, kN
σ <sub>v</sub>	: Eşdeğer gerilme - von Mises gerilmesi, MPa
t	: Kanat kalınlığı, mm
YYY	: Yanıt Yüzey Yöntemi

## VI. KAYNAKLAR

- [1] J. Reimpell, H. Stoll, J.W. Betzler, *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, 2. Baskı, Society of Automotive Engineers, Inc., (2002).
- [2] N.S. Kuralay, *Motorlu Taşıtlar, Cilt 1*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, (2008).
- [3] M.M. Topaç, H. Günal, N.S. Kuralay *Eng. Fail. Anal.* **16(5)** (2009) 1474-1482.
- [4] M.M. Topaç, H. Günal, N.S. Kuralay *Mühendis ve Makine* **51(601)** (2010) 10-20.
- [5] B.L.J. Gysen, J.J.H. Paulides, J.L.G. Janssen, E.A. Lomonova *IEEE Trans. Veh. Technol.* **59(3)** (2010) 1156-1163.
- [6] R.N. Jazar, *Vehicle Dynamics*, Springer Science+Business Media, LLC., (2008).
- [7] B. Heißing, M. Ersoy, S. Gies, *Fahrwerkhandbuch*, Vieweg+Teubner Verlag |Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, (2011).
- [8] M.M. Topaç, C. Olguner, A. Yenice, N.S. Kuralay, *Kamyon bağımsız ön süspansiyon sisteminin kavramsal tasarımı*, **MTS8: 8. Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu**, Ankara-Türkiye, (2015) 39-44.
- [9] M. Yüksel, *Malzeme Bilimleri Serisi-Cilt 1: Malzeme Bilgisi*, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, (2003).
- [10] D.J. Kim, Y.M. Lee, J.S. Park, C.S. Seok *Mat. Sci. Eng. A-Struct.* **483-484** (2008) 456-459.
- [11] F. Bagnoli, F. Dolce, M. Barnabei *Eng. Fail. Anal.* **16(1)** (2009) 152-163.
- [12] S. Park, J. Lee, U. Moon, D. Kim *Eng. Fail. Anal.* **17(2)** (2010) 521-529.
- [13] Anonim, *ANSYS Theory Reference, ANSYS Release 10.0*. ANSYS, Inc., (2005).
- [14] D.H. Besterfield, C. Besterfield, G.H. Besterfield, M. Besterfield, *Total Quality Management*, Prentice Hall Inc., (1995).
- [15] G. Akman, C. Özkan *Doğuş Üniversitesi Dergisi* **12(2)** (2011) 187-199.
- [16] D.C. Montgomery, *Design and Analysis of Experiments*, John Wiley & Sons, Inc., (2000).
- [17] T. Amago, [http://www-personal.umich.edu/~kikuchi/Research/rsm\\_amago.pdf](http://www-personal.umich.edu/~kikuchi/Research/rsm_amago.pdf). (Erişim tarihi: 1<sup>th</sup> of April, 2015).
- [18] K. Park, S.J. Heo, D.O. Kang, J.I. Jeong, J.H. Yi, J.H. Lee, K.W. Kim *Int. J. Automot. Techn.* **14(6)** (2013) 927-933.
- [19] H. Han, T. Park *Multibody Syst. Dyn.* **11** (2004) 167-183.
- [20] R.H. Myers, D.C. Montgomery, C.M. Anderson-Cook *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Design of Experiments*, John Wiley & Sons, Inc., (2009).