



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.gov.tr/politeknik>



Özel tip bir yarı römork için bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı: kavramsal tasarım çalışmaları

Design of an independent suspension for a special type semi-trailer: conceptual design studies

Yazar(lar) (Author(s)): Mehmet Murat TOPAÇ¹, Berk ÖZMEN², Uğur DERYAL³, Orhun SELBES⁴

ORCID¹: 0000-0002-7462-1796

ORCID²: 0000-0001-6896-5835

ORCID³: 0000-0002-3576-4700

ORCID⁴: 0000-0001-8043-3831

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Topaç M.M., Özmen B., Deryal U. ve Selbes O., “Özel tip bir yarı römork için bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı: kavramsal tasarım çalışmaları”, *Politeknik Dergisi*, 22(1): 95-102, (2019).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.gov.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.399078

Özel Tip Bir Yarı Römork için Bağımsız Süspansiyon Sistemi Tasarımı: Kavramsal Tasarım Çalışmaları

Araştırma Makalesi / Research Article

Mehmet Murat TOPAÇ^{1*}, Berk ÖZMEN², Uğur DERYAL², Orhun SELBES²

¹Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Dokuz Eylül Üniversitesi, Türkiye

²Tırsan Treyler Sanayi ve Ticaret A.Ş., Sakarya, Türkiye

(Geliş/Received : 08.11.2017 ; Kabul/Accepted : 31.01.2018)

ÖZ

Cam ve benzeri hassas yüklerin taşınmasına uygun özel tip yarı römorklarda uygulanacak 4,5 ton taşıma kapasiteli, boyuna salıncaklı bir bağımsız süspansiyon sisteminin kavramsal tasarım adımları özetlenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, tekerleğin toplam çalışma stroku dikkate alınarak, süspansiyon sisteminin tasarım hacmi belirlenmiştir. Hedeflenen şasi düşey titreşim frekansı ile şasi sönüm faktörü değerlerini sağlayan hava yayı ve amortisör katsayıları, kütle-yay-sönümleyici modeli kullanılarak hesaplanmıştır. Bu veriler kullanılarak, Adams/Car™ çoklu cisim dinamiği paket programı yardımıyla, süspansiyonun çoklu cisim (CC) modeli oluşturulmuştur. Adams/Insight™ uygulaması yardımıyla, yaylanma sırasında en düşük aks açıklığı değişimini meydana getirecek uygun salıncak yatağı konumu bulunmuştur. Yatak konumu, şasinin konstrüksiyonu ile yay ve amortisörün strokları gibi faktörler ışığında, süspansiyon salıncığının ön tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımın kütle, topoloji optimizasyonu yardımıyla, yaklaşık %37 oranında azaltılmıştır. Farklı sürüş durumlarında, tekerlek temas noktasına etkimesi öngörülen yükler için ANSYS® Workbench uygulaması yardımıyla, sistemin sonlu elemanlar (SE) analizleri gerçekleştirilmiştir. Tamamlanmış tasarımın, tasarım yükünün üç katı için güvenlik koşulunu sağladığı görülmüştür. CATIA® V5R21 DMU Kinematics uygulaması yardımıyla gerçekleştirilen kinematik incelemede, tam yaylanma durumunda, süspansiyon elemanları ve şasi arasında herhangi bir girişim oluşmadığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yarı römork, bağımsız süspansiyon, çoklu cisim sistemleri, sonlu elemanlar analizi, topoloji optimizasyonu.

Design of an Independent Suspension for a Special Type Semi-Trailer: Conceptual Design Studies

ABSTRACT

Conceptual design steps of a 4.5 metric tonnes capacity, trailing arm-type independent suspension system, which will be applied to special type semi-trailers suitable for the transport of glass and other sensitive loads, are summarized. In the first phase of the work, the design volume of the suspension system is determined, by taking the total working stroke of the wheel into account. The spring and damping coefficients, which provide the required vertical vibration frequency and the chassis damping factor for the chassis, are calculated by using the mass-spring-damper model. By using these data, a multi-body (MB) model of the suspension system was created via Adams/Car™ multibody dynamics software package. Proper position of the control arm bearing which satisfies the minimum wheel base alteration during the wheel travel by using the Adams / Insight™ application. In the light of the factors such as the bearing position, chassis structure, the strokes of the spring and damper, pre-design of the control arm was carried out. Mass of this design was decreased about 37% with the help of topology optimization. Finite element (FE) analyses of the suspension system was also carried out via ANSYS® Workbench application for predicted loads on the wheel contact point which represent various load conditions. Results showed that the final design satisfies the safety condition for three times the design load. Kinematic inspection which was carried out by using the CATIA® V5R21 DMU Kinematics application was also showed that there is no penetration between the suspension components and the chassis for full jounce.

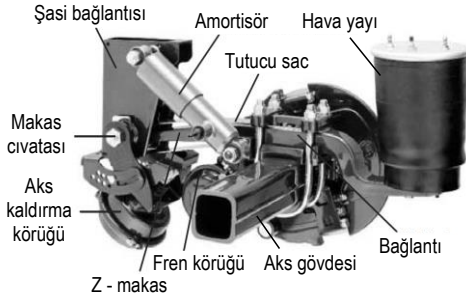
Keywords: Semi-trailer, independent suspension, multibody systems, finite element analysis, topology optimization.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

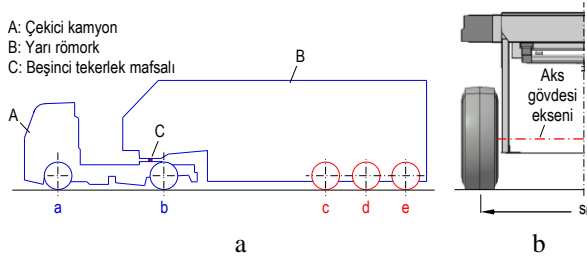
Sabit akslar (Şekil 1), yüksek taşıma kapasitesi, basit tasarım ve ucuz üretim gibi olumlu özellikleri nedeniyle, ağır ticari taşıt tekniğinde halen yoğunlukla tercih edilen sistemlerdir [1]. Buna karşın, yüksek gabarili blok yük taşımak amacıyla tasarlanmış ve Şekil 2.a'da şematik görünümü verilen özel tip yarı römorklarda uygulanan şasi konstrüksiyonu (Şekil 2.b), sabit aks gövdesinin

montajına imkân vermemektedir. Bu nedenle de söz konusu yapıya sahip römorklarda, tekerleklerin (Şekil 2.a'da c, d ve e) şasiye, bir bağımsız süspansiyon sistemiyle asılması, kaçınılmaz hale gelmektedir. gösterilmiştir. Bu tip taşıtlarda uygulanan bağımsız süspansiyon tiplerinden bir tanesi, binek taşıtlarda ve hafif kamyonetlerde de uzun süredir kullanılmakta olan boyuna salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemidir [2]. Ekli ağır ticari taşıt römorklarında uygulanmakta olan boyuna salıncaklı bağımsız süspansiyona ait prensip şeması ise Şekil 3.'de verilmektedir.

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : murat.topac@deu.edu.tr

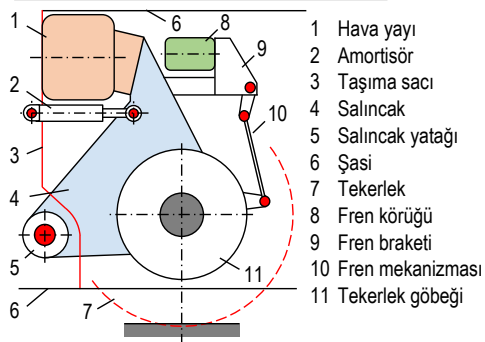


Şekil 1. Sabit aks [2] (Solid axle [2])



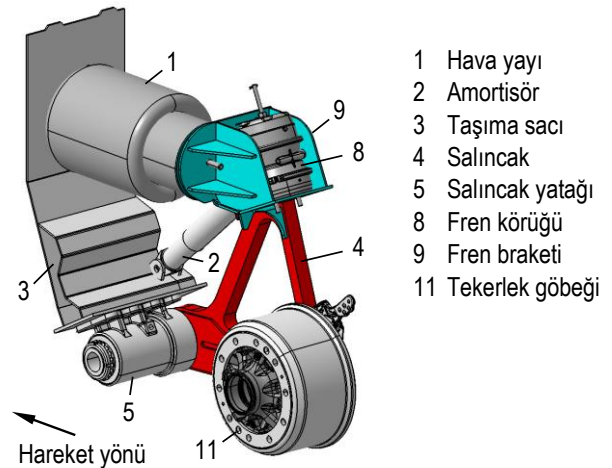
Şekil 2.a. Ekli taşıt b. şasinin kesit görünümü (a. articulated vehicle b. cutaway view of the chassis)

Bu sistemde tekerlek, şasiye (6) bir yatak (5) yardımıyla yataklanmış boyuna salıncağa (4) bağlıdır. Salıncak, tekerlekle (7) birlikte, şasi üzerinde öngörülen hacimde, dikey olarak çalışmaktadır. Yaylanma (1), sönümleme (2) ve frenleme (8) fonksiyonlarını sağlayan yapı elemanları da salıncak üzerine yataklanmıştır. gösterilmiştir.



Şekil 3. Yarı römork bağımsız süspansiyonunun prensip şeması (Schematic of the semi-trailer independent suspension)

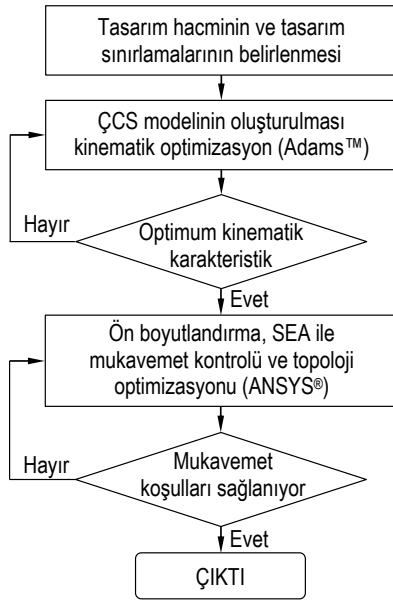
Sistemin önemli bir avantajı, şasinin yaylanması sırasında aksın iz genişliğinde (s_H) pratik bir değişimin meydana gelmesidir. Buna karşın, salıncığın şasiye yatakladığı noktanın konumuna bağlı olarak, belirli ölçüde bir aks açıklığı değişimi söz konusu olmaktadır. Bu çalışmada, özel tip bir ekli ağır ticari taşıtın, 30 ton faydalı yük taşıma kapasitesine sahip ve blok yük taşımaya uygun yarı römorkunda kullanılacak 4,5 ton kapasiteli boyuna salıncaklı bağımsız süspansiyon sisteminin kavramsal tasarım aşamaları özetlenmiştir. Çalışma kapsamında tasarlanan sistemin genel yapısı Şekil 4'de verilmektedir. Kullanılan yöntem ise Şekil 5'de görülmektedir.



Şekil 4. Mekanik tasarım (Mechanical design)

Çalışmanın ilk aşamasında, süspansiyon sisteminin yerleştirileceği ve içinde çalışacağı hacim, römork şasisinin yapısal kısıtları dikkate alınarak belirlenmiştir. Bu amaçla, Adams™/Car paket programı yardımıyla, süspansiyon sisteminin çoklu cisim (ÇC) modeli oluşturulmuştur. Kütle-yay-sönümleyici modeli kullanılarak, öngörülen şasi dikey titreşim frekansını ve şasi sönüm (Lehr) faktörünü sağlayan, tekerlek temas noktasına indirgenmiş hava yayı ve amortisör katsayıları, hesaplanmıştır. Her iki elemanın salıncak üzerine bağlanacakları noktalar ve bağlantı açıları yaklaşık olarak belirlenerek, çevrim oranları elde edilmiştir. Bu çevrim oranları yardımıyla, yay ve amortisörün, monte edildikleri noktadaki gerçek katsayıları ve bu katsayıları sağlayacak eleman boyutları belirlenmiştir. Adams/Insight™ uygulaması yardımıyla, yaylanma sırasında en düşük aks açıklığı değişimini meydana getirecek salıncak yatağı konumu bulunmuştur. Yay ve amortisörün konumları, römorkün iz genişliği ve şasi konstrüksiyonu gibi çeşitli faktörler dikkate alınarak, süspansiyonun ana taşıyıcı parçası olan salıncığın ön mekanik tasarımı yapılmıştır. CATIA® V5R21 DMU Kinematics uygulaması yardımıyla, tekerleğin yaylanması sırasında, süspansiyon yapı elemanları ve şasi arasında herhangi bir girişim olup olmadığı kontrol edilmiştir. Sonraki aşamada, literatürde verilen standart yük tipleri kullanılarak, ön tasarımın sonlu elemanlar analizleri (SEA) yapılmıştır. Sistemin hafifletilmesi amacıyla ise topoloji optimizasyonu yaklaşımı kullanılarak, salıncak üzerindeki fazlalık hacim belirlenmiştir. Bu şekilde elde edilen nihai tasarım, seçilen çeşitli standart sürüş koşulları için doğrulama amaçlı SE analizlerine tabi tutulmuş ve sistemin mekanik yeterliliği değerlendirilmiştir.

Literatürde, bağımsız süspansiyon sistemlerinin kinematik optimizasyonu ve bu sistemlerin bazı yapı elemanlarının yapısal olarak iyileştirilmesine yönelik çok çeşitli çalışmalar bulunmaktadır [3-8]. Bu çalışmalar genellikle, binek taşıt süspansiyonlarını konu edinmektedir.

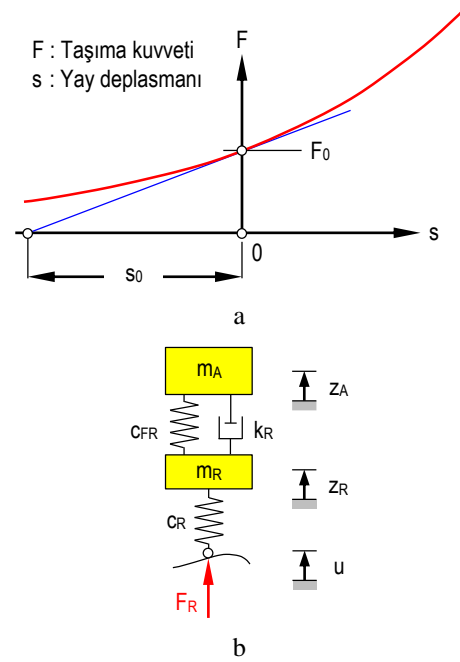


Şekil 5. Yöntem (Methodology)

Bunların dışında, özellikle ağır ticari taşıt bağımsız ön süspansiyon sistemlerini konu edinen bazı nadir çalışmalar da literatürde mevcuttur. Yarmohamadi and Berbyuk tarafından yayınlanan ve bu sistemlerin kinematik ve dinamik özelliklerinin simülasyonlar ve analitik ifadelerle incelenmesini konu alan çalışmalar bunlardan bazılarıdır [9, 10]. Anılan tüm bu çalışmalar, bütünlüklü bir tasarım yöntemi ortaya koymaktan çok sistemi farklı açılardan incelemektedir. Bu çalışma ile ekli ağır ticari taşıt römorkları için tasarlanacak bağımsız süspansiyon sistemleri için takip edilebilecek bir yol sunulmaktadır, literatüre katkı sağlanması hedeflenmiştir. Yazarların bilgisi dâhilindeki açık literatürde ise, yüksek tonajlı yarı römorklar için bağımsız süspansiyon tasarımına yönelik herhangi bir çalışma bulunmamaktadır.

2. ÇOKLU CİSİM MODELİ VE KİNEMATİK TASARIM (MULTIBODY MODEL AND KINEMATIC DESIGN)

Süspansiyon sisteminde, hava yayı kullanılması öngörülmektedir. Bilindiği gibi bu tip yaylar, progresif karakteristiğe sahiptir [11, 12]. Modelde kullanılan hava yayının, belirli bir yaylanma aralığında, Şekil 6.a'da görüldüğü gibi doğrusal karakteristiğe ($c_F = F_0/s_0 = \text{sabit}$) sahip olduğu varsayılabılır [13, 14]. Süspansiyon sistemlerinde kullanılacak yay ve amortisörün sahip olması gereken katsayıların (c_F ve k_D) belirlenmesinde genellikle, Şekil 6.b'de görülen iki serbestlik dereceli kütle-yay-sönümleyici modelinden yararlanılmaktadır. Bu modelde m_A , tekerlek başına düşen yaylandırılmış kütle, m_R tekerlek ve süspansiyondan oluşan toplam yaylandırılmamış kütle, c_{FR} ve k_R sırasıyla, tekerlek temas noktasına indirgenmiş yay ve amortisör katsayılarını simgelemektedir.



Şekil 6.a. Bir hava yayının kuvvet-deplasman eğrisi [13'e göre] b. titreşim modeli [4] (a. Force-displacement curve of an air spring [according to 13] b. vibration model [12])

Tekerlek yay katsayısının c_R , taşıyıcı yaya göre çok daha rijit olması nedeniyle, sistem tek serbestlik dereceli basit kütle-yay-sönümleyici modeli gibi değerlendirilecek olursa, şasi düşey titreşim frekansı ve şasi sönüm (Lehr) faktörü, basitleştirilmiş şekilde, aşağıdaki gibi ifade edilebilir [11]:

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{FR}}{m_A}} \quad (1)$$

$$D_A = \frac{k_R}{2\sqrt{c_{FR} \cdot m_A}} \quad (2)$$

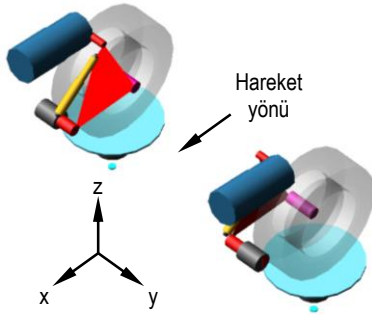
Bu bağıntılar kullanılarak hesaplanan yay ve amortisör katsayıları (c_{FR} ve k_R), tekerlek temas noktasına indirgenmiş değerlerdir. Her iki elemanın gerçek bağlantı noktasındaki değerlerinin bulunabilmesi için çevrim oranlarından (i_F , i_D) yararlanılmıştır [15]. Çevrim oranları, [16]'ya göre hesaplanmıştır. Gerçek yay ve amortisör katsayıları (c_F ve k_D) ise sırasıyla:

$$c_F = i_F^2 \cdot c_{FR} \quad (3)$$

$$k_D = i_D^2 \cdot k_R \quad (4)$$

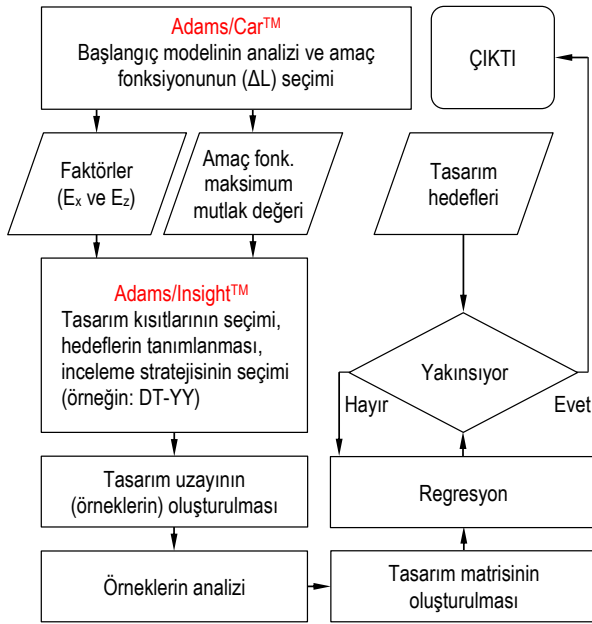
şeklinde bulunmuştur [11, 15, 16]. Hesaplanan gerçek yay ve amortisör katsayıları, süspansiyonun kinematik tasarımı ve optimizasyonu aşamalarında kullanılan ve Adams/Car™ paket yazılımı yardımıyla oluşturulmuş çoklu cisim modelinde (Şekil 7) tanımlanmıştır. Bu model kullanılarak, Deney Tasarımı-Yanıt Yüzey (DT-YY) yöntemi yardımıyla, salınacağı taşıt gövdesine bağlayan yatak milinin (E), tam yaylanma (z_1) sırasında, x-z düzleminde en düşük aks açıklığı değişimini (ΔL_{\min}) sağlayan konumu (E_x ve E_z koordinatları) elde edilmiştir.

Bunun için ADAMS/Insight™ uygulamasından yararlanılmıştır.



Şekil 7. ÇC modeli (MB model)

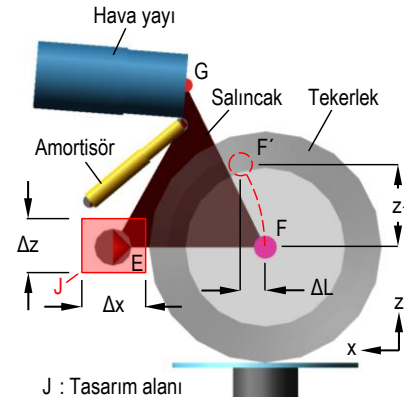
Optimizasyon aşamasında, ikinci derece (quadratic) bir denklem kullanılmıştır. Deney noktalarının oluşturulmasında örnekleme metodu olarak, Adams/Insight™ uygulamasının tasarım tanımlama tablosunda seçenek olarak sunulan Merkezi Kompozit Tasarım tipi uygulanmıştır. Merkezi Kompozit Tasarım, seçilen faktör uzayının tamamında iyi derecede bir tahmin elde edilmesine olanak sağlaması nedeniyle, günümüzde en çok kullanılmakta olan ikinci derece tasarım özelliğini taşımaktadır [17, 18]. Optimizasyonda kullanılan işlem sırası, Şekil 8’de verilmektedir [19].



Şekil 8. Optimizasyon adımları (steps of the optimization process)

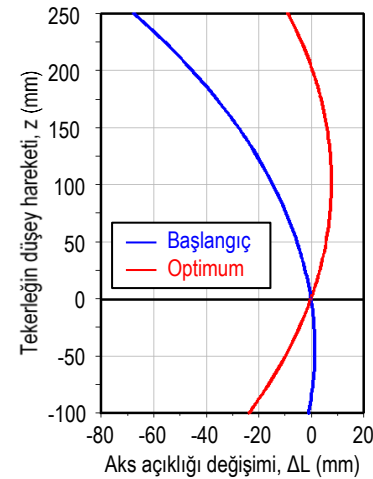
Optimizasyon işleminde ilk olarak, E noktası için şasinin tasarım kısıtları dikkate alınarak yaklaşık bir ön konum belirlenmiştir. Bu konum kullanılarak ÇC modeline, şasi konstrüksiyonunun izin verdiği sınır z_1 değeri için Adams/Car™ ortamında düşey yaylanma simülasyonu, uygulanmıştır. ΔL , programa “tasarım amacı” (design

objective) olarak tanımlanmıştır. İlk tasarım modeli, Adams/Insight™ uygulamasına aktarılmıştır. Tasarım faktörlerinin (E_x ve E_z) değişim aralıkları (Δx ve Δz) ve tasarım hedefi (ΔL_{min}) programda tanımlanmıştır. Analiz tipi, DT-YY olarak seçilmiştir. Oluşturulan tasarım örneklerine (deney noktası) uygulanan ardışık kinematik analizlerden sonuçlar kullanılarak, tasarım matrisi (çalışma uzayı) meydana getirilmiştir. Son aşamada, bu matris kullanılarak oluşturulan regresyon modeli yardımıyla, bağlantı noktasının, seçilen tasarım alanı (Şekil 9’da J bölgesi) içerisindeki optimum koordinatları elde edilmiştir. Yapılan bu çalışmada, uyum değeri (R^2) 0,999 olarak belirlenmiştir. Uyum, kabul edilebilir düzeydedir.



Şekil 9. Optimizasyon için tasarım alanı (design area for optimization process)

İlk tasarım ve optimize edilmiş tasarım için yaylanma sırasında ortaya çıkan ΔL karşılaştırması Şekil 10’da verilmektedir.

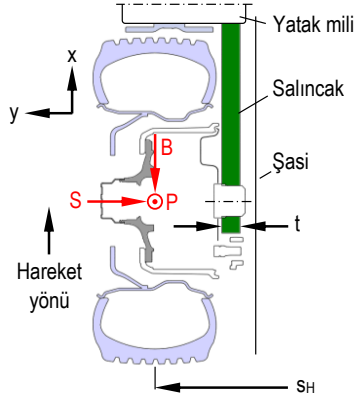


Şekil 10. Sonuçlar (results)

3. MEKANİK TASARIM (MECHANICAL DESIGN)

Mekanik tasarım aşamasında ilk olarak, sistemin ana taşıyıcı elemanı olan salıncığın dış şekli belirlenmiştir. Salıncığın, akma sınırı $R_e = 890$ MPa olan yüksek

mukavemetli sac malzemeden, sabit kalınlıklı olarak üretilmesi öngörülmüştür. Bu tip bir süspansiyon tasarımında, salıncağın üretileceği sacın kalınlığı (t), mukavemet koşullarını sağlayacak şekilde seçilmekle birlikte, Şekil 8.a'da görüldüğü gibi, şasinin yapısı ile aksın iz genişliği ve dolayısıyla, lastik tekerleğin konumu tarafından sınırlanmaktadır. Salıncağın dış şekli için belirleyici olan ise yatağın, tekerlek göbeğinin ve hava yayının konumlarıdır. Tekerlek temas noktasından sisteme x, y ve z eksenlerinde etkimesi beklenen, sırasıyla, boyuna (B: fren), yanal (S) ve düşey (P) kuvvetler Şekil 11'de verilmektedir.



Şekil 11. Salıncağ kalınlığının sınırlanması (Limitation of the control arm thickness)

Oluşturulan ön tasarımın mekanik yeterliliğinin tespiti, SEA yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla kurulan SE modeli Şekil 12.a'da görülmektedir. Analizlerde, taşıt üreticileri tarafından kullanılan [20] sanki statik (quasi-static) standart yük tipleri uygulanmıştır. Bu kritik sürüş durumlarından iki tanesi, Çizelge 1'de örnek olarak verilmektedir. Söz konusu yük tiplerine ait ivme bileşenleri, yerçekimi ivmesinin (g) katları cinsinden ifade edilmiştir.

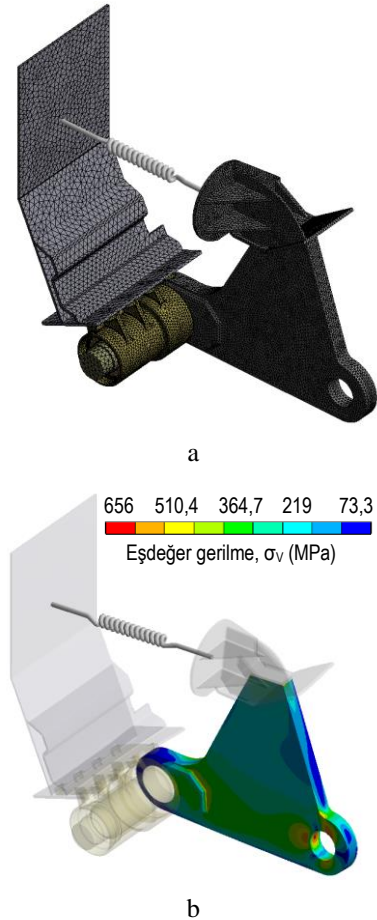
Çizelge 1. Standart yük tipleri [20'ye göre] (Standard load cases [according to 20])

Tip no.	Yük tipi	İvme bileşenleri		
		x	y	z
2	Tümsek atlama (3g)	0,00	0,00	3,00
5	Viraj dönme (1,25 g)	0,00	1,25	1,00

Örneğin, taşıt tekerleğinin tümsekten geçişini simüle eden 2 numaralı yük tipinde süspansiyon sistemine, P' noktasından tekerlek statik yükünün, x ekseninde 0, y ekseninde 0 ve z ekseninde 3 katı değerinde kuvvetler etkidiği varsayılmaktadır [21].

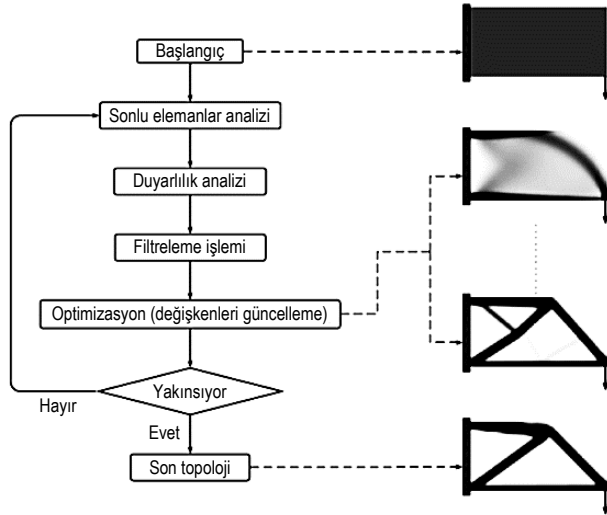
Süspansiyonun katı modeli, yapısal analizlerin gerçekleştirilmesi amacıyla, ANSYS® Workbench 17.2 ortamına aktarılmıştır (Şekil 12.a). Ön tasarımın, bu yük tipi kullanılarak gerçekleştirilmiş SE analizi sonucu, Şekil 12.b'de görülmektedir. SE analizlerinde, kuvvetler tekerlek temas noktasına denk düşen koordinattan sisteme uygulanmıştır. Böylelikle, bu kuvvetlerin

moment etkileri de analizde dikkate alınmıştır. Eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımından da anlaşıldığı üzere, salıncağın özellikle orta bölgeleri yük taşımamaktadır. Dolayısıyla tasarım, hafifletmeye uygundur.



Şekil 12.a. SE modeli b. SE analizi (a. FE model b. FE analysis)

Salıncağın hafifletilmesi, topoloji optimizasyonu yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, [22]'de verilen ve bir askeri taşıtın bağımsız süspansiyonuna ait alt salıncağın hafif tasarımı çalışmasında kullanılmış olan işlem adımları uygulanmıştır. Yapısal optimizasyon yöntemlerinden biri olan topoloji optimizasyonu temel olarak, optimize edilecek parçanın dış boyutlarında değişiklik olmaksızın, istenen oranda hacim azaltılması suretiyle, parçanın uygun bölgelerinden, direngenliği mümkün olan yüksek yapının elde edilemesine olanak sağlayacak şekilde malzeme çıkarılmasıdır. Bir başka ifadeyle, topoloji optimizasyonu ile hedeflenen, rijitliği maksimum yapan en uygun malzeme dağılımını bulmaktır [23]. Tekil yüke maruz dolu ankastre bir kirişin topoloji optimizasyonu adımları, örnek olarak Şekil 13'de görülmektedir [24, 25]. Bu adımlardan "filtreleme", topoloji optimizasyonu sonucunda, mesh boyutu küçüldükçe dama tahtasına benzer topolojilerin (checkerboarding) ortaya çıkmasının engellenmesinde ve oluşturulacak yapının direngenliğinin homojenleştirilmesinde görev almaktadır [26].



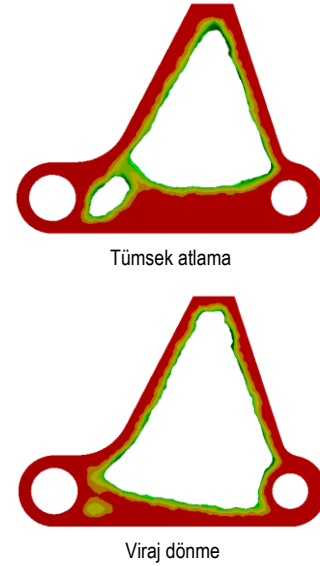
Şekil 13. Topoloji optimizasyonunun adımları (Steps of the topology optimization)

Filtre, tasarım değişkenlerinin verilen değerleri için belirli bir yoğunluk dağılımı veren bir fonksiyondur [27]. Topoloji optimizasyonu sırasında uygun filtrelerin kullanımı önem taşımaktadır. Zira, dama tahtası etkisinin ortaya çıkması, malzemenin parça içerisindeki optimal dağılımını engellemekte ve üretime uygun olmayan topolojilerin ortaya çıkmasına neden olmaktadır [28]. Uygulanan filtre yardımıyla, daha homojen bir eleman dağılımı, ve böylelikle analiz, kullanılan eleman boyutundan bağımsızlaşması sağlanmaktadır. [26]

Topoloji optimizasyonu, ANSYS® Workbench 17.2 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Süspansiyonun katı modeli, optimizasyon işleminin gerçekleştirilmesi amacıyla, tekrar ANSYS® Workbench 17.2 ticari paket programına aktarılmış ve sistemin statik yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Bir sonraki aşamada, statik yapısal analiz ve topoloji optimizasyonu modülleri arasında bağlantı kurulmuş ve topoloji optimizasyonu aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada ilk olarak, topoloji optimizasyonu ile hafifletilecek dolu salıncak modelikle, tasarım bölgesi (design region) olarak seçilmiştir. Daha sonra, salıncak üzerinde optimizasyona dâhil edilmeyecek (exclusion), diğer bir ifadeyle, malzeme boşaltması yapılmayacak bölgeler seçilmiştir. Boşaltma yapılmayacak bölgeler olarak, parçanın dış hattı, yatak mili montaj bölgesi ve tekerlek göbeği montaj bölgesi atanmıştır. Üretim koşulları dikkate alınarak, malzeme boşaltma işleminin (extrusion) yapılacağı doğrultu, y eksenini seçilmiş ve programda tanımlanarak, seçilen sınır şartlarına göre topoloji optimizasyonu analizleri yapılmıştır. Gerçekleştirilen analizlerden yük tipi 2 ve 5 için elde edilen boşaltma geometrileri, örnek olarak Şekil 14’de karşılaştırılmaktadır.

Malzeme yoğunluğunun 0,3 ile 0,7 arasında seçilmesi önerilmektedir. Bu çalışmada malzeme yoğunluğu, 0,5 olarak seçilmiştir [29, 30]. Farklı yük tipleri için elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirilerek, her iki yükleme durumunda da salıncak üzerinden ayrılabilen

ortak malzeme hacmi belirlenmiştir. Daha sonra, salıncakın iç bölgesi, üretime uygun olarak yeniden şekillendirilmiştir. Salıncak bu şekilde, yaklaşık %37 oranında hafifletilmiştir.



Şekil 14. Çeşitli yük tipleri için topoloji optimizasyonu sonuçları (Results of topology optimization for various load types)

Oluşturulan nihai salıncak tasarımının mukavemet koşullarını sağlayıp sağlamadığının belirlenebilmesi amacıyla, [20]’de verilen standart yük tipleri yardımıyla, doğrulama amaçlı sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 15’de, Tablo 1’de verilen yük tipleri kullanılarak gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizlerinin sonuçları örnek olarak verilmiştir. Bu sonuçlara göre, salıncak için en düşük emniyet katsayısı, yük tipi 2 için $n_s = 1,36$ olarak belirlenmiştir. Parçanın yük altında yanal yöndeki şekil değişiminin de emniyetli sınırlarda kaldığı görülmüştür. Sistemin, yarı römork şasisi üzerindeki yerleşimi, Şekil 16’da görülmektedir. Proje ortağı firmanın gizlilik politikası nedeniyle, şasiye ait ayrıntılar, şekilde verilmemiştir. Tamamlanmış mekanik tasarım (Şekil 17.a) son olarak, CATIA® V5R21 DMU Kinematics uygulaması yardımıyla, Şekil. 17.b’de görüldüğü gibi kinematik analize tabi tutulmuştur. Yükleme sırasında şasinin tam çökmesi halinde, süspansiyon sistemini oluşturan yapı elemanları ile şasi arasında, herhangi bir girişim oluşmadığı belirlenmiştir.

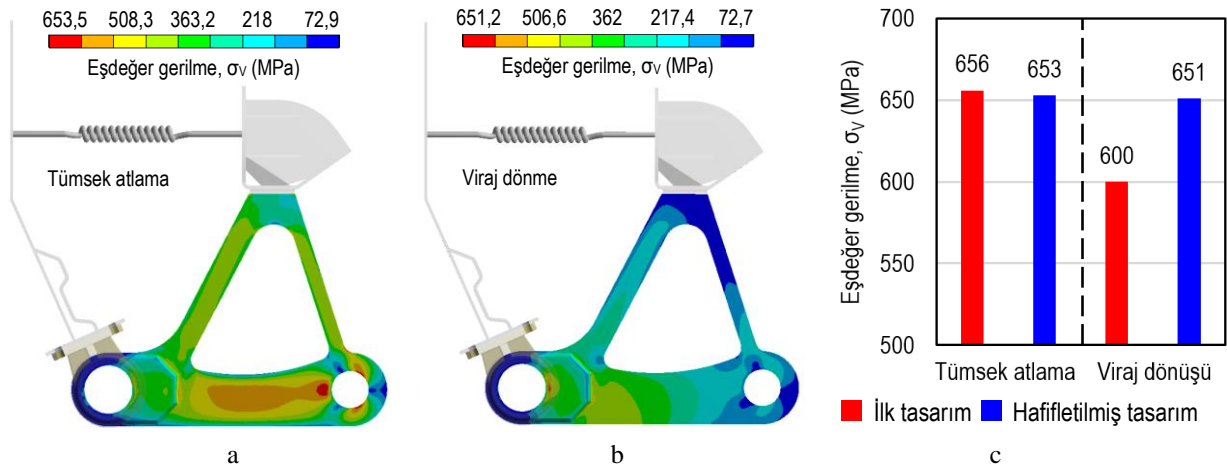
6. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada, cam ve benzeri hassas blok yüklerin taşınması için özel olarak üretilmiş ekli ağır ticari taşıt römorklarında uygulanması düşünülen boyuna salıncaklı bir bağımsız süspansiyon sisteminin kinematik ve mekanik kavramsal tasarım aşamaları özetlenmiştir. Çalışma kapsamında, çoklu cisim (ÇC) sistemleri, sonlu elemanlar (SE) ve topoloji optimizasyonu gibi farklı yaklaşımların kullanıldığı bir tasarım yöntemi ortaya

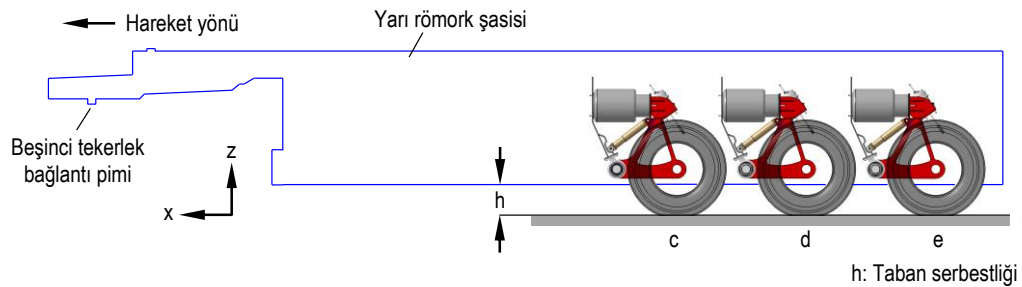
konmaya çalışılmıştır. Gerçekleştirilen SE analizleri, tasarımı tamamlanan sistemin, nominal statik yükün üç katı kadar düşey tekerlek yüküne dayanabildiği göstermiştir. Anılan yük durumunda, salıncağın emniyet katsayısı $n_s = 1,36$ 'dır. Sistemin prototip üretimi devam etmektedir. Süspansiyona ait titreşim sönümleme performansının belirlenmesine ait analizlerin ve yolulma davranışına ilişkin gerçekleştirilmiş olan incelemelerin, ayrı çalışmalar kapsamında sunulması planlanmaktadır.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

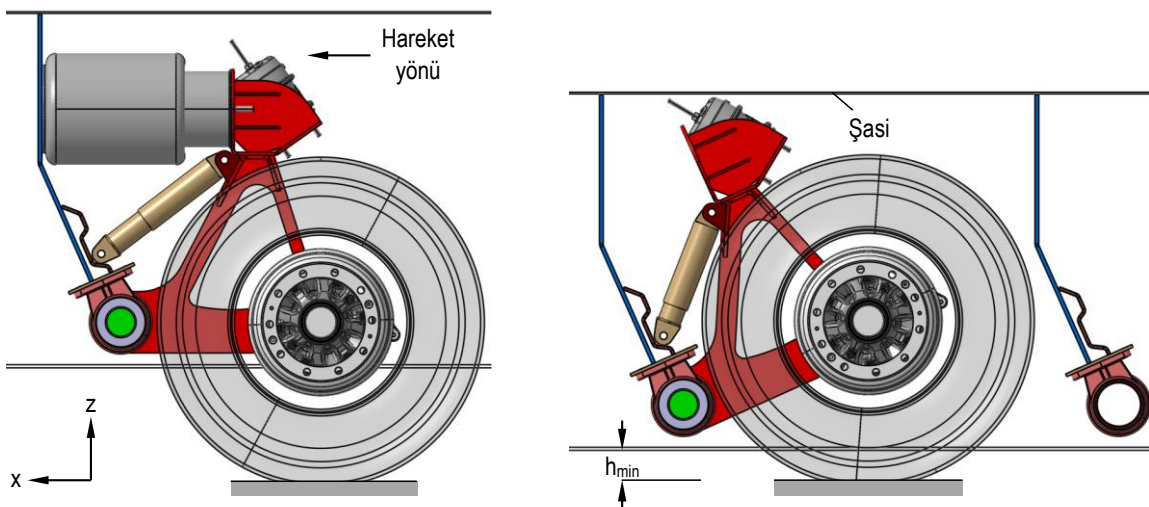
Bu çalışma, TIRSAN Treyler A.Ş.'nin finansal desteğiyle gerçekleştirilmiştir. Yazarlar, başta Ar-Ge Direktörü Sn. Tugay YILMAZ olmak üzere, çalışma kapsamında sağladığı lisanslı yazılım olanaklarından dolayı, TIRSAN Treyler A.Ş.'ye ve katkılarından dolayı Mak. Müh. İlker BAHAR'a teşekkür ederler.



Şekil 15.a. ve b. Doğrulama analizleri c. en yüksek eşdeğer gerilme değerlerinin karşılaştırılması (a. and b. verification analyses c. comparison of the maximum equivalent stress values)



Şekil 16. Süspansiyon sisteminin genel görünümü (General view of the suspension system)



Şekil 17.a. Statik durum, b. tam yaylanma durumu (a. Static condition b. full bump motion)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W., “The Automotive Chassis: Engineering Principles”, **Butterworth-Heinemann**, Oxford, (2002).
- [2] 2. Hoepke E., Breuer S., “Nutzfahrzeugtechnik”, **Vieweg+Teubner GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden**, (2008).
- [3] Omojaro 3. Yamanaka T., Hoshino H., Motoyama K., “Design optimization technique for suspension mechanism of automobile”, **Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress**, Seoul, F2000G309, (2000).
- [4] Hwang J.S., Kim S.R., Han S.Y., “Kinematic design of a double wishbone type front suspension mechanism using multi-objective optimization”, **Proceedings of the 5th Australasian Congress on Applied Mechanics (ACAM 2007)**, Brisbane, 788-793, (2007).
- [5] Sancibrian R., Garcia P., Viadero F., Fernandez A., De-Juan A., “Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach”, **Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, 48: 793-813, (2010).
- [6] Arikere A., Kumar G.S., Bandyopadhyay S, Optimisation of double wishbone suspension system using multi-objective genetic algorithm, **Simulated Evolution and Learning: 8th International Conference (SEAL 2010)**, Kanpur, 445-454, (2010).
- [7] Zhang J.J., Xu L.W., Gao R., “Multi-island genetic algorithm optimization of suspension system”, **Telkomnika**, 10: 1685-1691, (2012).
- [8] Heo S.J., Kang D.O., Lee J.H., Kim I.H., Darwish S.M., “Shape optimization of lower control arm considering multi-disciplinary constraint condition by using progress meta-model method”, **International Journal of Automotive Technology**, 14: 499-505, (2013).
- [9] Yarmohamadi H., “Advances in heavy vehicle dynamics with focus on engine mounts and individual front suspension”, **Doktora Tezi**, Chalmers University of Technology, (2012).
- [10] Yarmohamadi H., Berbyuk V., “Kinematic and dynamic analysis of a heavy truck with individual front suspension”, **Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility**, 51: 877-905, (2013).
- [11] Matschinsky W., “Radführungen der Straßenfahrzeuge”, **Springer-Verlag**, Berlin Heidelberg, (2007).
- [12] Woernle C., “Fahrmechanik: Skriptum Vorlesung”, **Fakultät Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock**, Rostock, (2005).
- [13] “Continental Luftfederbälge”, **Continental Gummi-Werke Aktiengesellschaft**, Hannover, (1977).
- [14] Pahl H.J., “Luftfedern in Nutzfahrzeugen, Auslegung-Berechnung-Praxis”, Firmenschrift, **Luftfedertechnik (LFT) Germany GmbH / AKTAŞ Group**, Dormagen.
- [15] Blundell M., Harty D., “The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics”, **Elsevier Butterworth – Heinemann**, London, (2006).
- [16] v.Estorff H.E., “Technische Daten Fahrzeugfedern Teil 3: Stabilisatoren”, **Stahlwerke Brüninghaus GmbH**, Werdohl, (1969).
- [17] Montgomery D.C., “Design and Analysis of Experiments”, **John Wiley & Sons, Inc., New Jersey**, (2000).
- [18] Aydın M., Ünlüsoy S., “Optimization of suspension parameters to improve impact harshness of road vehicles”, **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, 60: 743–754, (2012).
- [19] Topaç M.M., Bahar E., Olguner C., Kuralay N.S., “Kinematic optimisation of an articulated truck independent front suspension by using response surface methodology”, **AVTECH’15: III. Automotive and Vehicle Technologies Conference**, İstanbul, 59-72, (2015).
- [20] Heißing B., Ersoy M., Gies S., “Fahrwerkhandbuch, Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven”, **Vieweg+Teubner Verlag - Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH**, Wiesbaden, (2011).
- [21] Topaç M.M., Olguner C., Yenice A., Kuralay N.S., “Kamyon bağımsız ön süspansiyon sisteminin kavramsal tasarımı”, **MTS8: 8. Mühendislik ve Teknoloji Sempozyumu**, Ankara, 39-44, (2015).
- [22] Topaç M.M., Bahar E., Kaplan A., Sarıkaya E.Z., “Design of a lower wishbone for a military vehicle independent front suspension using topology optimization”, **IDEFIS 2017: 2nd International Defence Industry Symposium**, Kırıkkale, 333-342, (2017).
- [23] Bendsoe M.P., Sigmund O., “Topology optimization, theory, methods, and applications”, **Springer**, Berlin, (2003).
- [24] Wang S., “Krylov Subspace Methods for Topology Optimization on Adaptive Meshes”, **Doktora tezi**, University of Illinois, (2007).
- [25] Johnsen S., “Structural topology optimization”, **Yüksek lisans tezi**, Norwegian University of Science and Technology, (2013).
- [26] Huang X., Xie Y.M., “Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures - Methods and Applications”, **John Wiley & Sons, Inc.**, New Jersey, (2010).
- [27] Svanberg, K., Svärd, H., “Density filters for topology optimization based on the Pythagorean means”, **Structural and Multidisciplinary Optimization**, 48: 859–875, (2013).
- [28] Shukla, A., Misra A., Kumar S., “Checkerboard problem in finite element based topology optimization”, **International Journal of Advances in Engineering & Technology**, 6: 1769-1774, (2013).
- [29] Sergent, N., Tirovic, M., Voveris, J., “Design optimization of an opposed piston brake caliper”, **Engineering Optimization**, 46: 1520-1537, (2014).
- [30] “ANSYS Topology Optimization ACT Extension, 17.2 release”. (2016). **ANSYS, Inc.**, (2016).