

Araştırma Makalesi / Research Article

Araçlarda Askı Koluna Etki Eden Yükler İçin Hesaplama Yönteminin Geliştirilmesi

Süleyman SOYDAŞ<sup>1\*</sup>, Talip ÇELİK<sup>2</sup>, Halil İbrahim SARAÇ<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli, Türkiye,  
ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-3542-5805>, [suleyman.soydas@kocaeli.edu.tr](mailto:suleyman.soydas@kocaeli.edu.tr)

<sup>2</sup> Kocaeli Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Biyomedikal Mühendisliği Bölümü, Kocaeli, Türkiye,  
ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-0033-2454>, [talip.celik@kocaeli.edu.tr](mailto:talip.celik@kocaeli.edu.tr)

<sup>3</sup> Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kocaeli, Türkiye,  
ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-3414-3582>, [sarac@kocaeli.edu.tr](mailto:sarac@kocaeli.edu.tr)

Geliş/ Received: 12.04.2023;

Kabul / Accepted: 03.08.2023

**ÖZET:** Bu çalışmada araç konfor ve güvenliği için etkin bir rolü olan süspansiyon sisteminin denge konfigürasyonu kullanılarak analitik açıdan bir statik modeli oluşturulmuştur. Bazı literatür çalışmalarında aksın yük taşıdığı kabul edilirken bazılarında ise yük taşımadığı kabul edilmiştir. Bu nedenle matematiksel model iki durum için değerlendirilmiş, denklemler aksın yük taşıması ve taşıması durumlarına göre ayrı ayrı incelenmiştir. Çalışmada süspansiyon sistemine ait statik denge şartları kapsamlı bir şekilde dikkate alınmış, analitik model genel bir formülle ifade edilmiştir. Bu sayede MacPherson süspansiyon sistemlerinde askı koluna etki eden yüklemeler ve askı kolu sınır şartları ortaya çıkarılmıştır. Sonuç olarak elde edilen denklemler ile MacPherson süspansiyon sisteminde askı koluna etki eden yükleri ortaya koymuştur. Bu çalışma ile bu tarz askı kolları üzerinde mukavemet analizi ve optimizasyon çalışmaları yapacak araştırmacılar için kullanılabilir denklemler ortaya çıkarılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Askı Kolu, Optimizasyon, Yük ve Sınır Şartları, Aks.

\*Sorumlu yazar / Corresponding author: [suleyman.soydas@kocaeli.edu.tr](mailto:suleyman.soydas@kocaeli.edu.tr)

Bu makaleye atıf yapmak için /To cite this article

Soydaş, S., Çelik, T., Saraç, H.İ. (2023). Araçlarda Askı Koluna Etki Eden Yükler İçin Hesaplama Yönteminin Geliştirilmesi. Journal of Materials and Mechatronics: A (JournalMM), 4(2), 373-383.

## Development of the Calculation Method for the Loads Acting on the Lower Control Arm in Vehicles

**ABSTRACT:** In this study, an analytical static model was created by using the balance configuration of the suspension system, which has an active role in vehicle comfort and safety. In some literature studies, it is accepted that the axle carries a load, while in others it is accepted that it does not carry a load. For this reason, the mathematical model was evaluated for two cases, and the equations were examined separately according to the axle load bearing and non-load bearing conditions. In the study, the static equilibrium conditions of the suspension system were taken into account in detail, and the analytical model was expressed with a general formula. In this way, the loadings affecting the suspension arm and the limit conditions of the suspension arm have been revealed in MacPherson suspension systems. With the resulting equations, MacPherson revealed the loads acting on the suspension arm in the suspension system. With this study, usable equations have been revealed for researchers who will carry out strength analysis and optimization studies on such suspension arms.

**Keywords:** Control Arm, Optimization, Load and Boundary Condition, Axle.

### 1. GİRİŞ

Günümüzde araç tasarımlarında yakıt tasarrufu sağlamak çok önemlidir. Ayrıca elektrikli araçlarda, aracın maksimum menziline arttırabilmek için aracın hafif olması gerekir. Aynı zamanda hafiflikle birlikte dayanım da önemlidir. Aracın hem hafif olması hem de mukavemetli olması, güvenlik ve çevre kirliliği açısından olumlu sonuçlar verir. Bir aracın en önemli aksamlarından biri askı koludur (control arm). Süspansiyon sistemi için çok önemli parça olan askı kolunun yeterli mukavemeti yanında hafifliği de önemlidir (Wang and Chen, 2019; Tang ve ark., 2014; Carello and Airale, 2014). Araçlarda askı kolu parçası aracın stabilitesi açısından çok önemli parçalardan birisidir. Bu parçanın tasarımı yıllar içerisinde gelişmiş ve günümüzde malzeme teknolojisinin ve optimizasyon yöntemlerinin gelişmesi ile daha hafif ve mukavemetli parçalar haline gelmiştir (Song ve Zhao, 2017; Gillespie, 2021). Birçok çalışmada bu askı kolunun şekil, ölçü veya topoloji optimizasyonları yapılmıştır (Fuchs ve Salmon, 2011; Kutlak ve Uygur, 2014; Pachapuri ve ark., 2021; Song ve Zhao, 2017; Gadade, 2015; Tang ve ark., 2014). Ancak bu kapsamda yapılan sonlu elemanlar çalışmalarında askı koluna etki eden yükler basit hesaplamalar ile elde edilerek analize tanımlanmış ve bu şekilde optimizasyonlar yapılmıştır (Barton ve Fieldhouse; Yende ve Burande, 2020).

Askı kolu aparatı genellikle araçlara burç ve küresel mafsallar kullanılarak yerleştirilir. Bu sebepten dolayı askı kolunun serbestlik dereceli tasarıma bağlı olarak analizlere doğru tanımlanmalıdır (Kim ve ark., 2014). Bazı çalışmalarda burcun ve/veya küresel mafsalların bağlı olduğu noktadan rijit sabitleme verilmektedir (Yende ve Burande, 2020). Bu durum sonlu elemanlar çalışmalarının doğruluğunu etkiler. Çünkü sonlu elemanlar çalışmasında sınır şartları aynı gerçek ortamdaki gibi tanımlanmazsa elde edilen sonuçlar yanlış olacaktır. Diğer bir deyişle gerçek ortam şartları simüle edilemeyecektir. Ayrıca, yanlış sınır şartlarının tanımlanması gereğinden fazla veya gereğinden az parça çıkarılmasına sebep olacak, bu durum da ya yetersiz mukavemete ya da etkin olmayan bir optimizasyona yol açacaktır. Literatürde optimizasyonun doğruluğunu arttırmak için farklı yaklaşımlar sunulmuştur (Alexandru, 2022; Pachapuri ve ark., 2021; Wang ve Chen, 2019). Tang Liang ve ve ark. (2014) yapmış oldukları optimizasyon çalışmasında plastik burç ve küresel mafsalları da dikkate almışlar ve buna göre daha doğru optimizasyon gerçekleştirdiklerini

belirtmişlerdir. Diğer bir çalışmada ticari bir aracın A tipi askı kolu tasarımı ve analizi gerçekleştirilmiştir (Gadade, 2015).

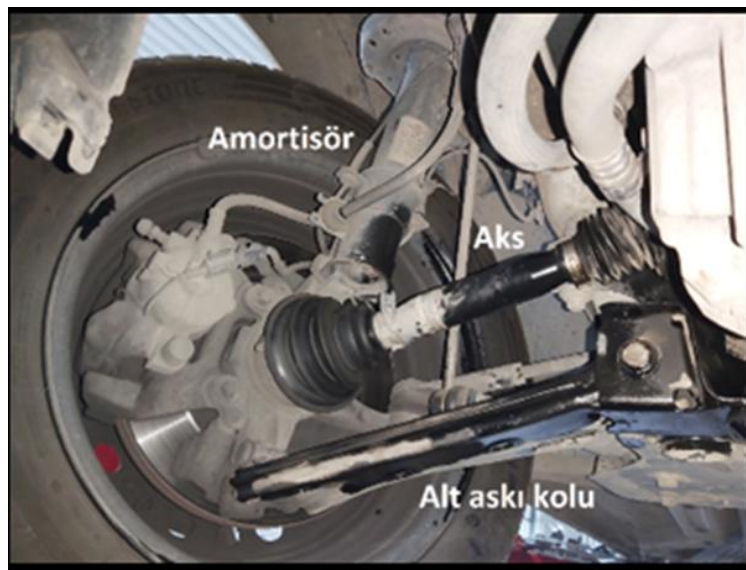
Askı kolu optimizasyon çalışmaları için diğer önemli bir nokta doğru kuvvet tanımlanmasıdır. Genellikle sonlu elemanlar çalışmalarında analizi basitleştirmek için askı kolu tek modellenir ve üzerine kuvvet ve sınır şartları uygulanarak çözümlenmeye gidilir (Pachapuri ve ark., 2021; Song ve Zhao, 2017; Gadade, 2015; Tang ve ark., 2014). Askı koluna uygulanacak kuvveti de doğru hesaplamak gerekmektedir. Bir araç süspansiyon sisteminde askı koluna etki eden yükleri doğru hesaplamak ve her araç için ayrı ayrı hesap yapmak karmaşık ve zaman alıcı bir işlemdir (Heißing ve Ersoy, 2011). Bu sebeple aracın fiziksel ve tasarımsal özelliklerine bağlı olarak belirlenen noktaların koordinatlarından askı koluna etki eden yükü hesaplayan bir denklem çıkarmak hem optimizasyon çalışmalarında araştırmacılara kolaylık sağlayacak, hem de arge mühendisleri açısından yol gösterici olacaktır (Barton ve Fieldhouse, 2018).

Bu çalışmada askı kolu parçasının ve süspansiyon sisteminin şematik olarak tasarımı yapılmış ve buna bağlı olarak genel bir denklem çıkarılmıştır. Bu denklem sayesinde tekere etki eden kuvvete bağlı olarak askı koluna ve süspansiyon sistemine etki eden kuvvetler hesaplanmıştır. Bu çalışma ile askı kolu çalışması yapacak araştırmacıların askı koluna etki eden yükleri kolay bir şekilde hesaplamasını sağlayacak denklem ortaya çıkarılmıştır.

## 2. MATERYAL VE YÖNTEM

Araçlarda süspansiyon sistemi dikkate alındığında (Şekil 1) yük taşıyan sistemler amortisör ve askı koludur. Amortisör temel olarak düşey doğrultudaki yükü taşıırken askı kolu yatay doğrultuda etki eden yükleri karşılamaktadır.

Araçlarda askı koluna gelen kuvvetleri etkileyen dinamik yol koşulları, araç ivmelenmesi vb. gibi bazı durumlar vardır (Putra ve Iqbal, 2021). Bunun yanı sıra Şekil 1’de araç teker bağlantı ve süspansiyon sistemine göre aks da belli bir yükü karşılamaktadır.



Şekil 1. Alt askı kolu, aks, yay ve ön teker bağlantısı

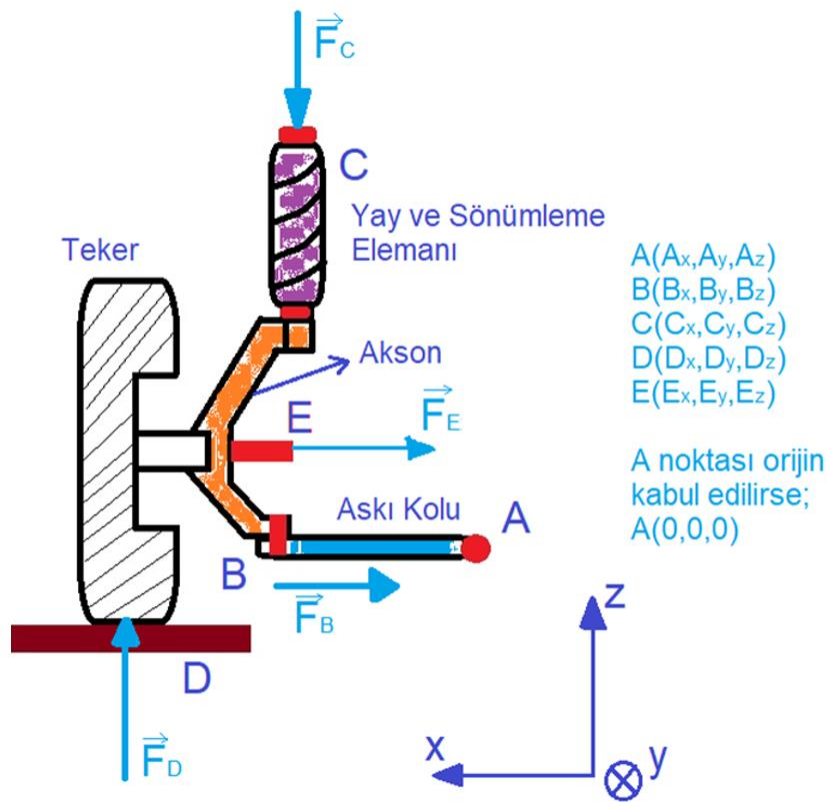
Bazı çalışmalarda aksın yük taşıdığı kabul edilirken bazılarında yük taşımadığı kabul edilmiştir (Kutlak ve Uygur, 2014). Bazı çalışmalarda ise aksın askı koluna etki eden yükün %50’ini taşıdığı

kabul edilmiştir (Khode ve ark., 2017) Bu durumda aksın yük taşıma durumuna göre askı koluna etkileyen yükler de önemli derecede değişebilmektedir. Ancak bu süspansiyon sistemlerinde aksın temel görevi yük taşımak olmadığı için bu çalışmada elde edilen denklemler aksın yük taşıması ve taşınamaması durumlarına göre ayrı ayrı incelenmiştir ve buna göre tekere etkileyen yüke göre aksın da yük taşıma durumu değerlendirilmiştir.

### 2.1 Hafif Ticari Araç Süspansiyonu Matematiksel Modeli

Matematiksel modeli çıkarılacak aracın Şekil 2’de teker ve aksına etki eden yükleri vektörel olarak gösterilmiştir. D noktası tekere etki eden yükün merkezini, C noktası amortisör direğinin aksına bağlantısını, B noktası aksın ile askı kolunun bağlantısını, E noktası aksın aksın içinden geçtiği bölgenin merkezini ve A noktası ise askı kolunun araca bağlantısını göstermektedir. Şekil 2’de xy düzlemi yatay düzlemi, xz düzlemi ise düşey düzlemi ifade etmektedir. y eksenini ise aracın önünden arkasına doğru olan eksen olarak kabul edilmiştir.

Denklemlerin doğru bir şekilde çıkarılabilmesi için bağlantı noktalarının bağlantı şekilleri, yani serbestlik dereceleri çok iyi tanımlanmalıdır. Askı kolunun aksına bağlandığı noktada (B noktası) z eksenine göre kuvvet ve y eksenine göre moment oluşmaz. Çünkü tepki kuvvetinin oluşabilmesi için sınırlama olması gerekir. Askı kolunun hareketi incelendiğinde B noktasından yukarı etki eden kuvvete tepki oluşturmaz, çünkü A noktasından y eksenine göre dönme serbestliği vardır. Bu sebepten dolayı askı kolunun B noktasında x ve y eksenleri yönünde yük taşır, ancak z yönünde yük taşımaz. Tekere etki eden z yönündeki kuvvetler sebebi ile oluşan hareketi ise aksın C noktasına bağlanan helezon yaylar engeller. Aynı şekilde E noktasından bağlanan aksın, sadece x ekseninde yük taşır ve diğer yönlerde serbesttir.



Şekil 2. Hafif ticari araç süspansiyonu matematiksel modeli

Bu bilgilere göre kuvvetleri vektörel olarak;

$$\vec{F}_{teker} = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k} \quad (1)$$

$$\vec{F}_C = F_{Cx} \vec{i} + F_{Cy} \vec{j} + F_{Cz} \vec{k} \quad (2)$$

$$\vec{F}_{aks} = F_{Ex} \vec{i} \quad (3)$$

$$\vec{F}_{askı} = F_{Bx} \vec{i} + F_{By} \vec{j} \quad (4)$$

Denklem (1), (2), (3) ve (4) şeklinde yazılabilir.

Sistem bağlantı noktaları dikkate alındığında vektörel olarak denge denklemleri:

$$\sum \vec{M}_C = 0 \quad (5)$$

$$\vec{r}_{CD} \times \vec{F}_{teker} + \vec{r}_{CE} \times \vec{F}_{aks} + \vec{r}_{CB} \times \vec{F}_{askı} + M_C = 0 \quad (6)$$

Denklem 5 ve 6'daki gibi yazılabilir.  $\vec{r}$  yer vektörü olmak üzere vektörler yerine yazıldığında;

$$[(D_x - C_x) \vec{i} + (D_y - C_y) \vec{j} + (D_z - C_z) \vec{k}] \times [F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k}] + [(E_x - C_x) \vec{i} + (E_y - C_y) \vec{j} + (E_z - C_z) \vec{k}] \times [F_{Ex} \vec{i}] + [(B_x - C_x) \vec{i} + (B_y - C_y) \vec{j} + (B_z - C_z) \vec{k}] \times [F_{Bx} \vec{i} + F_{By} \vec{j}] + [M_{Cx} \vec{i} + M_{Cy} \vec{j}] = 0 \quad (7)$$

Denklem 7 yazılabilir. Bu denklemde birinci kısım a, ikincisi b, üçüncüsü c ve moment kısmı d olarak alırsa a+b+c+d=0 formatında yazılır. Denklemdeki kısımlar ayrı ayrı çözümlenirse;

$$a) \vec{r}_{CD} \times \vec{F}_{teker} = \begin{bmatrix} i & j & k \\ (D_x - C_x) & (D_y - C_y) & (D_z - C_z) \\ F_x & F_y & F_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i & j \\ (D_x - C_x) & (D_y - C_y) \\ F_x & F_y \end{bmatrix} \quad (8)$$

Denklem 8 yazılır. Buradan;

$$\vec{r}_{CD} \times \vec{F}_{teker} = -F_x(D_y - C_y) \vec{k} - F_y(D_z - C_z) \vec{i} - F_z(D_x - C_x) \vec{j} + F_z(D_y - C_y) \vec{i} + F_x(D_z - C_z) \vec{j} + F_y(D_x - C_x) \vec{k} \quad (9)$$

elde edilir. Denklem 9'da değerler i, j ve k parantezinde toplanırsa;

$$\vec{r}_{CD} \times \vec{F}_{teker} = [F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z)] \vec{i} + [F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x)] \vec{j} + [F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y)] \vec{k} \quad (10)$$

Denklem 10 oluşur. Denklem 7'nin ikinci kısmı (b) için;

$$b) \vec{r}_{CE} \times \vec{F}_{aks} = \begin{bmatrix} i & j & k \\ E_x - C_x & E_y - C_y & E_z - C_z \\ F_{Ex} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i & j \\ E_x - C_x & E_y - C_y \\ F_{Ex} & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Denklem 11 yazılır ve determinant açılırsa;

$$\vec{r}_{CE} \times \vec{F}_{aks} = F_{Ex} (E_z - C_z)j - F_{Ex} (E_y - C_y)k \quad (12)$$

Denklem 12 oluşur. Denklem 7'nin üçüncü kısmı (c) için;

$$c) \vec{r}_{CB} \times \vec{F}_{askl} = \begin{bmatrix} i & j & k \\ B_x - C_x & B_y - C_y & B_z - C_z \\ F_{Bx} & F_{By} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i & j \\ B_x - C_x & B_y - C_y \\ F_{Bx} & F_{By} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Denklem 13 yazılır ve determinant açılırsa;

$$\vec{r}_{CB} \times \vec{F}_{askl} = -F_{Bx} (B_y - C_y)k - F_{By}(B_z - C_z)i - 0 + 0 + F_{Bx}(B_z - C_z)j + F_{By}(B_x - C_x)k \quad (14)$$

Denklem 14 yazılır. i, j ve k'nın katsayıları aynı parantezde yazılırsa;

$$\vec{r}_{CB} \times \vec{F}_{askl} = [F_{Bx}(B_z - C_z)]j + [F_{By}(B_x - C_x) - F_{Bx} (B_y - C_y)]k - F_{By}(B_z - C_z)i \quad (15)$$

Denklem 15 elde edilir. Denklem 7'nin dördüncü kısmı (d) zaten moment olarak yazılmıştır. Denklem 7;

$$a+b+c+d=0 \quad (16)$$

formatında Denklem 16'daki gibi yazılmıştı. Buradan Denklem 10, 12 ve 15'de elde edilen eşitlikler yerine yazılır ve i, j ve k'nın katsayıları aynı parantezde yazılırsa;

$$[F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z) - F_{By}(B_z - C_z) + M_{Cx}]i + [F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x) + F_{Ex}(E_z - C_z) + F_{Bx}(B_z - C_z) + M_{Cy}]j + [F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y) - F_{Bx}(B_y - C_y) - F_{Ex}(E_y - C_y) + F_{By}(B_x - C_x)]k = 0 \quad (17)$$

Denklem 17 oluşur. Buradan i, j ve k katsayıları 0'a eşittir. Bu sebepten dolayı;

$$F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z) - F_{By}(B_z - C_z) + M_{Cx} = 0 \quad (18)$$

$$F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x) + F_{Ex}(E_z - C_z) + F_{Bx}(B_z - C_z) + M_{Cy} = 0 \quad (19)$$

$$F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y) - F_{Bx}(B_y - C_y) - F_{Ex}(E_y - C_y) + F_{By}(B_x - C_x) = 0 \quad (20)$$

Denklem 18, 19 ve 20'deki eşitlikler elde edilir. Askı koluna etki eden yükler olan  $F_{Bx}$  ve  $F_{By}$  değerlerini bulabilmek için yukarıdaki üç denklemden (Denklem 18, 19 ve 20) yararlanılır. Askı koluna etki edebilecek maksimum yükleri bulabilmek için Denklem 18 ve 19'da  $M_{Cx}$  ve  $M_{Cy}$  değerleri 0 kabul edilirse Denklem 18'den  $F_{By}$  değeri;

$$F_{By} = \frac{F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z)}{(B_z - C_z)} \quad (21)$$

şeklinde Denklem 21'deki gibi elde edilir. Denklem 19'dan ise  $F_{Bx}$  ve  $F_{Ex}$  arasındaki ilişki bulunabilir. Denklem 19'dan;

$$F_{Bx}(B_z - C_z) = F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z) - F_{Ex}(E_z - C_z) \quad (22)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z) - F_{Ex}(E_z - C_z)}{(B_z - C_z)} \quad (23)$$

Denklem 22 bulunur ve bu denklemden de  $F_{Bx}$  yalnız bırakılarak Denklem 23 bulunur. Aksın yük taşımadığı kabul edildiğinde, yani  $F_{Ex}$  değeri 0 ise,  $F_{Bx}$  değeri;

$$F_{Bx} = \frac{F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z)}{(B_z - C_z)} \quad (24)$$

Denklem 24'den elde edilir. Denklem 21 ve 23'den elde edilen değerler askı koluna etki eden maksimum değerler olacaktır. Çünkü aksın yük taşımadığı ve ayrıca süspansiyon sisteminin şasi bağlantı noktasındaki tepki momentlerinin de olmadığı kabul edilmiştir.

$F_{Bx}$  değeri Denklem 20'de yerine yazılırsa  $F_{Ex}$  değeri bulunabilir. Diğer yandan Denklem 20'de  $F_{Ex}$  değerinin katsayısı olan  $(E_y - C_y)$  sıfır değerine eşittir. Çünkü tasarım açısından incelendiğinde aksın bağlantı noktasının y eksenini ile süspansiyon sisteminin şasiye bağlantı noktasının y eksenini aynı hizadadır. Buradan Denklem 20;

$$F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y) - F_{Bx}(B_y - C_y) + F_{By}(B_x - C_x) = 0 \quad (25)$$

Denklem 25'deki gibi yazılabilir. Diğer yandan literatürde (Khode ve ark., 2017) belirtildiği gibi aksın askı koluna etki eden kuvvetin %50'sini taşıdığı kabul edilirse;

$$F_{Ex} = \frac{(F_{Bx})}{2} \quad (26)$$

Denklem 26 oluşur. Denklem 23'de Denklem 26'daki  $F_{Bx}$  değeri yerine yazılırsa;

$$2. F_{Ex} = \frac{F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z) - F_{Ex}(E_z - C_z)}{(B_z - C_z)} \quad (27)$$

Denklem 27 elde edilir. Buradan;

$$F_{Ex} = \frac{1}{3} \frac{[F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z)]}{(B_z - C_z)} \quad (28)$$

Denklem 28 ile birlikte  $F_{Ex}$  değeri bulunabilir.

Bu denklemler Microsoft Excel programı kullanılarak, bu çalışma kapsamında dikkate alınan hafif ticari aracın askı koluna etki eden yüklemeler bulunmuştur. Öncelikle süspansiyon sistemindeki bağlantı noktalarının koordinatları süspansiyon sistemi üzerinden ölçümler alınarak belirlenmiştir. Buna göre askı koluna etki eden kuvvetlerin şiddeti ve yönü hesaplanabilmiştir.

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada hafif bir ticari aracın süspansiyon sisteminin matematiksel modeli statik biliminin kuralları dikkate alınarak çıkarılmıştır. Özellikle askı koluna gelen yükü tayin etmek için çıkarılan bu denklemler, askı kolu üzerine düşen yükü doğru tayin etmeyi hedeflemiştir. Çünkü Mac Pherson süspansiyon sistemlerinde askı kolu optimizasyonu çalışmalarında sınır şartlarının farklı belirlendiği görülmüştür (Khode ve ark., 2017; Kim ve ark., 2014; Kutlak ve Uygur, 2014). Birçok çalışmada askı kolunun şasiye bağlantı noktaları ankastre bağlantı olarak kabul edilmiş ve askı kolunun hareketi her yönde kısıtlanmıştır (Khode ve ark., 2017; Yende ve Burande, 2020). Bu şekilde düşünüldüğünde askı koluna z eksenini yönünde çok yüksek kuvvetler uygulanmıştır ve bu sebeple ortaya çıkan optimizasyon askı kolu daha çok hafifleştirileceğine daha az ağırlık azaltılabilmektedir. Aslına bakıldığında askı kolu şasiye z yönünde hareket serbestliği verecek kapı menteşesi tipi bağlantı yapıldığı görülmektedir. Literatürdeki bu karmaşayı ortadan kaldırmak ve askı kolu optimizasyon çalışmalarında daha doğru ve etkili optimizasyon için bu çalışma gerçekleştirilmiştir.

Birçok çalışmada askı kolu optimizasyonlarında z yönünde yük uygulanmış ve sonuçlar buna göre değerlendirilmiştir. Ancak bu çalışmanın materyal metot bölümünde de bahsedildiği üzere bağlantı noktalarının serbestlik dereceleri, yani hareket kabiliyeti iyi tahmin edilmelidir. Eğer bir bağlantıda bir eksene göre dönme serbestisi varsa bu yönde tepki kuvveti oluşmamaktadır. Bu sebeple de bu çalışmada dikkate alınan Mac Pherson süspansiyon sistem tasarımlarında askı kolu z yönünde yük taşımaz ve bu tasarımlarda askı kolu z yönünde yük taşıması için tasarlanmamaktadır. Askı kolunun temel görevi tekerlerin dışa doğru hareketini ve tekerin öne veya arkaya hareketini engellemektir.

Günümüzde optimizasyon vazgeçilmez bir mühendislik konusu olmuştur. Çünkü, mukavemetten ödün vermeden parçaların hafifleştirilmesi hem maliyet hem de ağırlık açısından önemli kazançlar sunmaktadır. Bu sebepten dolayı özellikle araçlarda hem yakıt tasarrufu için hem de elektrikli araçlarda menzili arttırmak için çok sıklıkla kullanılabilir. Ancak doğru hesaplamalar için mukavemet analizlerinde sınır şartları ve kuvvet durumları doğru tanımlanması çok önemlidir (Blundell ve Harty, 2004). Parçaların sınır şartları tanımlanırken gerçekteki hareket serbestisi durumları birebir analize tanımlanması elzemdir. Eğer bir parça sadece bir ekseninde dönme serbestliği varsa o serbestlik mutlaka analize tanımlanmalıdır. Yoksa olması gereken az veya çok parça azaltılmaları gerçekleşebilir ve bu sonuçlara göre elde edilen parçalar gerçek görevlerini yerine getiremeyebilir.

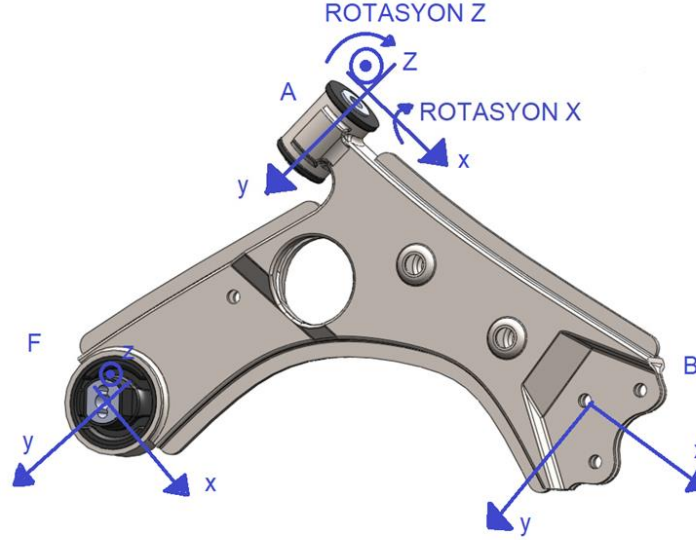
Bu çalışmada bazı eksik noktalar vardır. Bunlardan birincisi, sadece statik durumlar için geçerli olmasıdır. Diğerleri ise, askı kolunun şasiye bağlandığı burç gibi elemanlarda plastik aksamlar bulunmaktadır ve bu aksamlar ister istemez hareket kısıtlılığı oluşturmaktadır. Ancak bu çalışmada en kötü durumlar dikkate alınarak askı koluna etki eden yükler değerlendirildiği için yeterli seviyede önemli sonuçlar vermektedir.

### 4. SONUÇ

Bu çalışmada dikkate alınan askı kolunda bağlantı noktalarının hareket serbestliğine göre sınır şartları Şekil 3'teki gibi olmalıdır. A ve F noktalarından şasiye bağlantı noktalarında oluşacak tepki kuvvetleri gösterilmiştir. A noktasında kapı menteşesi tarzı sabitleme vardır ve y ekseninde dönme serbestliği vardır. Bu sebepten dolayı A noktasında rotasyon y tepkisi oluşmayacaktır. Ayrıca F noktasında da sadece lineer hareketler kısıtlanmıştır ve bu sebepten dolayı F noktasından da lineer yöndeki x, y ve z yönünde tepki oluşacaktır.



Askı kolu B noktasından aksona bağlıdır ve aksondan gelen x ve y yönündeki yükleri karşılar, fakat z yönünden gelen tekerlek kuvvetlerini A ve F noktalarının dönme serbestliği sebebiyle taşımaz. MacPherson süspansiyon sistemlerinde tekerlekten gelen dikey yükleri yay ve bununla birlikte çalışan sönümleme elemanı karşılar ve bu yükü araç şasisine iletir. Bu tarz süspansiyon sistemlerinde askı kolu analizlerinin sınır şartları Şekil 3'te belirtildiği gibi yapılmalıdır.



Şekil 3. MacPherson süspansiyon sisteminde askı kolu sınır şartları

Çizelge 1. Bir ticari araca ait süspansiyon sisteminin bağlantı noktaları koordinatları ve askı koluna etki eden kuvvet sonuçları

Nokta	x (cm)	y (cm)	z (cm)
A	0	0	0
B	30	5	0
C	25	0	70
D	35	0	-15
E	35	0	15

	Kuvvetler (N)		
	$F_{Bx}$	$F_{By}$	$F_{Ex}$
Araç gross ağırlığında, duruyorken ve aks yük taşımadığı kabul edildiğinde	-528.57	0	0
Araç brüt ağırlığında, duruyorken ve aks yük taşımadığı kabul edildiğinde	-775.29	0	0
Araç gross ağırlığında, duruyorken ve aks yük taşıdığı kabul edildiğinde	-352.38	0	-176.2
Araç brüt ağırlığında, duruyorken ve aks yük taşıdığı kabul edildiğinde	-516.85	0	-258.43

\*Araçın boş ağırlığı 14800 N ve Ön tekere gelen yükü 3700 N'dur

\*Araçın brüt ağırlığı 21708 N ve ön tekere gelen yükü 5427 N'dur

Bu çalışmada dikkate alınan süspansiyon sistemi bir hafif ticari araca aittir. Bu aracın süspansiyon sistemi üzerinden alınan ölçülere göre koordinatlar Çizelge 1’de verilmiştir. Buna göre yukarıda çıkarılan denklemlere göre askı koluna etki eden yükler de Çizelge 1’de gösterilmiştir. Aracın boş ağırlığı 14800 N ve ön tekerlere gelen yük ise 3700 N’dur. Bu durumda aracın ön askı kolun etki eden yükler 528.27 N olarak hesaplanmıştır. Aracın brüt ağırlığında ise bu değer 775.29 N’a yükselmektedir. Bu değerler aksın yük taşımadığı kabul edildiğinde elde edilmektedir. Eğer aks yük taşıdığı kabul edilirse araç boş iken 352.38 N’a ve araç brüt ağırlığında ise 516.85 N’a düşmektedir. Aks ise maksimum 258.43 N olarak hesaplanmıştır. Tabi aracın farklı yol koşullarında tekere etkileyen yükler değişikçe askı koluna etki eden yükler de değişecektir.

## 5. TEŞEKKUR

Bu makale Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda “Hafif ticari bir araçta kullanılan ön alt askı kolunun topoloji optimizasyonu” başlıklı doktora tezindeki veriler ve grafikler kullanılarak oluşturulmuştur.

## 6. ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar, bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

## 7. YAZAR KATKISI

Süleyman Soydaş; çalışmanın modellenmesi, matematik modelinin çıkarılması ve veri analizi yönünden, Talip Çelik; matematik modelinin çıkarılması ve kontrolü, verilerin yorumlanması ve yazılması yönünden, Halil İbrahim Saraç; yazım kontrolü, sonuçların değerlendirilmesi, süreç takibi yönünden katkı sunmuştur.

## 8. KAYNAKLAR

- Alexandru C., A Method for Finding the Static Equilibrium of the Non-steered Wheel Suspension Systems Used in Passenger Cars. Applied Sciences (Switzerland) 12 (14), 7122, 2022.
- Barton D.C., Fieldhouse J.D., Steering systems, Automotive Chassis Engineering, Springer, First Edition, Germany, pp. 45-110, 2018.
- Blundell M., Harty D., The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann Publications, Germany, pp. 60-90, 2004. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-5112-7.X5000-3>
- Carello M., Airale A.G., Composite Suspension Arm Optimization for the City Vehicle XAM 2., Design and Computation of Modern Engineering Materials, Springer Link Publications, Germany, pp. 257-272, 2014.
- Fuchs H., Salmon R, Lightweight MacPherson Strut Suspension Front Lower Control Arm Design Development. SAE International 01 (0562), 2011.
- Gadade B., Design, analysis of A-type Front Lower Suspension Arm in Commercial Vehicle. International Research Journal of Engineering and Technology 2 (7), 759-766, 2015.
- Gillespie T., Fundamental of Vehicle Dynamics, SAE International, Revised Edition, United State, pp. 50-250, 2021.

- Heißing B., Ersoy M, *The Chassis Handbook*, Springer, First Edition, Germany, pp. 99-117, 2011.
- Khode S.S., Patil P.A.N., Gaikwad P.A.B., *Design Optimization of a Lower Control Arm of Suspension System in a LCV by Using Topological Approach*. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 6 (6), 11657-11665, 2017.
- Kim D.H., Choi D.H., Kim H.S., *Design Optimization of a Carbon Fiber Reinforced Composite Automotive Lower Arm*. *Composites Part B: Engineering*, 58, 400-407, 2014.
- Kutlak H., Uygur İ., *Ticari Araç Sac Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu ile Yorulma Analizi*. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 2(1), 235-250, 2014.
- Pachapuri M.S.A., Lingannavar R.G., Kelageri N.K., Phadate K.K., *Design and Analysis of Lower Control Arm of Suspension System*. *Materials Today: Proceedings*, 47, 2949-2956, 2021.
- Putra T.E., Ikbal M, *Heliyon Automotive Suspension Component Behaviors Driven on Flat and Rough Road Surfaces*. *Heliyon*, 7, e07528, 2021.
- Song Z., Zhao X., *Research on Lightweight Design of Automobile Lower Arm Based on Carbon Fiber Materials*. *World Journal of Engineering and Technology*, 05 (04), 730-742, 2017.
- Tang L., Wu J., Liu J., Jiang C., Shangguan W. Bin., *Topology Optimization and Performance Calculation for Control Arms of a Suspension*. *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 1-10, 2014.
- Wang W., Chen X., *Design Methodology for Wheel Corner Module Topology Based on Position and Orientation Characteristics*. *Mechanism and Machine Theory*, 136 (4800), 122-140, 2019.
- Yende S.V., Burande D.H., *Static Structural Analysis and Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV*. *The IUP Journal of Mechanical Engineering*, 13 (2), 108-120, 2020.