

Aracın Yalpa Karakteristiğinin Taşıt Dinamiğine Olan Etkisinin Analitik ve Nümerik Yöntemlerle İncelenmesi

Enis Gögen ^{*1}

Emre Sert ²

Gurkan Tutu ³

ÖZ

Bir aracın süspansiyon sistemi parametreleri, aracın dinamik karakteristiğini oluşturan konfor ve yol tutuş özellikleri dikkate alınarak belirlenir. Konforlu bir sürüş için gerekli olan dikey yaylanma parametreleri, iyi bir yol tutuş kabiliyeti için tek başına yeterli değildir. Bu iki özelliği bir arada sağlamak için aracın viraj kabiliyetini artırıcı ilave önlemler alınması gerekir. Bu çalışmada, bir midibüsün konfor özelliğini sağlayan ön ve arka aks dikey doğal frekansları farklı yay katsayıları için hesaplanmış, ön ve arka aks doğal frekanslarının birbirlerine olan oranları sabit tutularak aracın viraj dönme karakteristiği incelenmiştir. MSC Adams yazılımında tam araç modeli kurulmuş ve oluşturulan viraj senaryosu ile aracın farklı süspansiyon parametreleri için yalpa karakteristiği belirlenmiştir. Viraj dönme esnasında oluşan yanıl ivmenin yalpa açısına oranı aynı kalacak şekilde viraj denge çubuğu kullanımının araç dinamiğine olan etkisi incelenmiş, konfor ve yol tutuş arasındaki ilişki ortaya koyulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Süspansiyon sistemi, konfor, yol tutuş, tam araç modeli, yalpa karakteristiği

Investigating the Effect of Vehicle Roll Characteristics to Vehicle Dynamics with Analytical and Numerical Methods

ABSTRACT

Suspension system parameters of a vehicle are defined by considering the ride and handling attributes which are based on vehicle's dynamic characteristics. For a comfortable ride, required vertical springing parameters are not only enough for a good handling. In order to provide two attributes together, additional preventions should be taken that improves cornering capability. In this study, front and rear axle vertical ride frequencies of a midibus are calculated for different spring stiffness values, cornering characteristics of the vehicle is investigated by keeping the ratios of front and rear axle ride frequencies constant. Full vehicle model is set up by using MSC Adams software, and vehicle rolling characteristics is defined for different suspension parameters by performing cornering scenario. The effect of antiroll bar usage over vehicle dynamics is investigated by keeping the ratio of lateral acceleration and rolling angle constant, then the relation between the ride and handling is presented.

Keywords: Suspension system, ride, handling, full vehicle model, roll characteristics

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 04.02.2017

Kabul/Accepted : 24.08.2017

¹ Anadolu Isuzu Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş., AR-GE Merkezi, Kocaeli - enis.gogen@isuzu.com.tr

² Anadolu Isuzu Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş., AR-GE Merkezi, Kocaeli - emre.sert@isuzu.com.tr

³ Anadolu Isuzu Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş., AR-GE Merkezi, Kocaeli - gurkan.tutu@isuzu.com.tr

1. GİRİŞ

Süspansiyon sistemleri, bir diğer adıyla askı sistemleri, araç gövdesi ile tekerlekler arasındaki bağlantıyı sağlayan sistemlerdir. Bu sistemler, yol düzgünsüzlüklerine karşı tekerleğin devamlı yol ile temasını sağlarken, diğer yandan bu düzgünsüzlükler üzerinde ilerleyen tekerleklerin gövdeye ilettiği titreşimleri sönümlerler. Titreşim sönümlenme olayı, araç gövdesi içinde yolculuk eden kişiler tarafından araç konforu olarak algılanmak ile birlikte, tekerleğin yol ile devamlı temasının sağlanması olayı yol tutuş olarak adlandırılabilir. Her ne kadar bir süspansiyon sisteminin görevi bu iki özelliği birlikte sağlamak olsa da iyi bir konfor ve yol tutuş için gerekli parametreler birbirlerinin zıttı olarak karşımıza çıkmaktadır. Yani konforlu bir sürüş için kurgulanan süspansiyon sisteminde yol tutuşun yeterli seviyede olmadığı görülür. Els ve diğerleri [1] yaptıkları çalışmada bu iki özellik arasındaki zıtlasmayı vurgularken, Gillespie [2] taşıt dinamiği temellerini anlattığı eserinde, iyi konfora sahip taşıtların yol tutuş özelliklerini arttırmak için süspansiyon sistemlerinde stabiliteyi sağlayacak ilave elamanların kullanılması gerekliliğini belirtmiştir.

Süspansiyon sistemlerinin temel elemanları yay ve amortisör çiftleridir. Rijit tip süspansiyon sistemlerinde bu iki eleman aks ve gövde arasına tertiplenirken, bağımsız süspansiyon sistemlerinde yay ve amortisör çifti askı kolları ile gövde arasında görev yapar. Aracın dikey yöndeki doğal frekansı, kullanılan yay elemanının katsayısı ile doğru orantılıdır. Yay katsayısı ne kadar yüksek ise aracın dikey yöndeki doğal frekans değeri de o oranda yükselir. Konfor algısı, her ne kadar kişiden kişiye değişse de konforlu bir sürüş için insan vücudunun dayanabileceği bir doğal frekans aralığı vardır. Kirsten yüksek lisans tezinde, konfor algısının sadece frekans ile değerlendirilemeyeceğini, dikey yöndeki ivmenin ve titreşim periyodunun da bu duruma etkisi olduğunu ortaya koymuştur [3]. Yol düzgünsüzlükleri karşısında araç gövdesinde oluşacak dikey yöndeki ivmeler ile titreşim periyodu, süspansiyon sisteminde kullanılan yay katsayısı ile ilişkili olduğu kadar sistemde kullanılan amortisör sönüm kuvvetleri ile de ilişkilidir. Düşük dikey doğal frekans değerine sahip bir sistem, yumuşak yalanma özelliğine sahip olmaktadır, ancak aracın viraj dönmesi sırasında virajın dışında kalan tekerlekleri üzerinde oluşacak yük transferi nedeni ile araç gövdesinde yüksek yalpa açısı da oluşacaktır. Bu durum yüksek hızlarda aracın devrilmesine neden olabilir. Araç gövdesinde oluşacak yüksek yalpa açısını düşürmek için süspansiyon sistemlerinde ilave tedbir olarak viraj denge çubukları kullanılmaktadır.

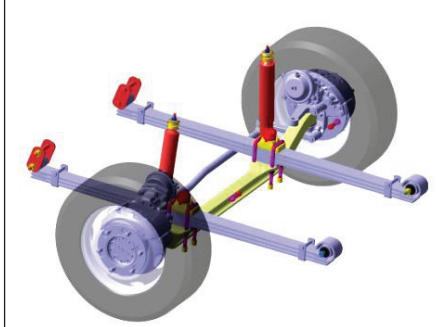
Araçların dinamik davranışlarını incelemek için uygun bir araç modeli kurmak gerekir. Louca ve diğerleri [4], taşıt mobilitesi ve yol yutuş için uygun taşıt modeli kurulması gerekliliğini yaptıkları çalışmada belirtmişlerdir. Uys ve diğerleri [5], en verimli sonuçların tam araç modeli ile belirlenebileceğini belirtirken; Zehsaz ve diğerleri [6], bunu destekler nitelikte, tam taşıt modeli ile aracın 3 yönde ve 3 ekseninde (boyuna, enine, dikine) reaksiyonlarının tespit edilebileceğini anlatmışlardır.



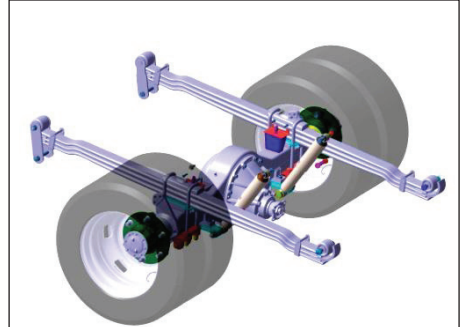
Bu çalışmada, yukarıda bahsedilen kriterlere göre yumuşak yaylanmadan sert yaylanmaya doğru üç farklı senaryo oluşturulmuş, her bir senaryo için yay katsayıları belirlenmiş ve bu katsayılarının oluşturduğu dikey doğal frekanslar hesaplanmıştır. Tam araç modeli kurularak aracın viraj karakteristiği incelenmiş ve MSC Adams yazılımından elde edilen sonuçlar ile analitik hesaplamalar özdeşleştirilmiştir. Sonrasında, yaratılan bu üç senaryo için viraj denge çubuğunun kullanımı ve fiziksel boyutlarının yol tutuşa olan etkisi belirlenmiştir.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

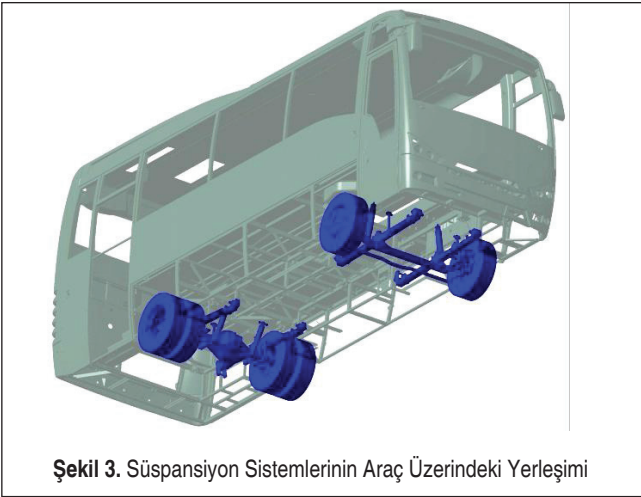
Araçta kullanılan ön süspansiyon sistemine ait görsel Şekil 1’de, arka süspansiyon sistemine ait görsel Şekil 2’de, süspansiyon sistemlerinin araç üzerindeki yerleşimi Şekil 3’te verilmiştir.



Şekil 1. Ön Süspansiyon Sistemi



Şekil 2. Arka Süspansiyon Sistemi



Şekil 3. Süspansiyon Sistemlerinin Araç Üzerindeki Yerleşimi

Ön ve arka süspansiyon sistemindeki yay katsayıları belirlenirken, yol düzgünsüzlüklerinde aracın daha dengeli seyredebilmesi için, arka süspansiyon sisteminin dikey yöndeki doğal frekans değerinin ön süspansiyon sisteminin dikey yöndeki doğal frekans değerine göre daha yüksek bir değer seçilmesi önerilir [7]. Olley [8], bunun ile ilgili deneysel testler yaparak arka süspansiyon sistemi dikey yöndeki doğal frekans değerinin öne göre %30 oranına kadar arttırılabileceğini göstermiştir. Doğal frekansların birbirlerine oranı araç tasarımcısının kendi inisiyatifinde olmak ile birlikte, bu çalışmada, üç farklı durum oluşturulmuş ve kıyaslanın kolay anlaşılabilir olması adına yay katsayıları, arka süspansiyon sisteminin dikey yöndeki doğal frekansını öne göre %18 daha yüksek tertipleyecek değerler olarak belirlenmiştir. Oluşturulan durumlardan, “Durum 2” standart yaylanmayı temsil ederken, “Durum 1” yumuşak yaylanmayı, “Durum 3” ise sert yaylanmayı temsil etmektedir. Dikey yöndeki doğal frekans hesabı aşağıda verilen formüller ile hesaplanmaktadır. (1) ve (2) numaralı formüllerde geçen “k” yay katsayısı, “kt” tekerlek eksenine indirgenmiş yay katsayısı, “i” aks hareket oranı, “f” dikey yöndeki doğal frekans, “m” yaylandırılan kütleli ifade etmektedir. İndisel notasyonlar “ö” ön ve “a” ise arka için kullanılmaktadır.

$$k_{\bar{o},a} = k_{t(\bar{o},a)} \cdot (i_{\bar{o},a})^2 \quad (1)$$

$$f_{\bar{o},a} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{t(\bar{o},a)}}{m_{\bar{o},a}}} \quad (2)$$

Üç duruma ait parametreler, bu parametrelere göre hesaplanan frekans değerleri ve ön-arka frekans oranları Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Süspansiyon Sistemi Parametreleri ve Doğal Frekans Değerleri

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
k_o (N/mm)	107.9	169.7	220.7
m_o (kg)	3548.3		
i_o	1		
k_a (N/mm)	240.3	377.7	498.3
m_a (kg)	5718		
i_a	1		
f_o (Hz)	1.24	1.56	1.78
f_a (Hz)	1.46	1.83	2.10
f_a/f_o	1.18	1.18	1.18

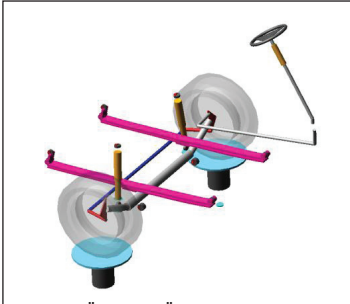


3. TAM ARAÇ MODELİ

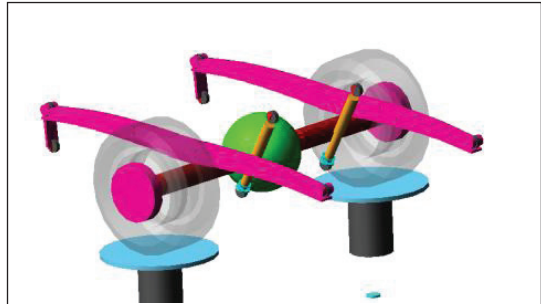
Araçın yalpa karakteristiğini incelemek adına MSC Adams/Car yazılımı kullanılarak tam araç modeli kurulmuştur. Araç ağırlığı, ağırlık merkezi koordinatları ile süspansiyon sistemine ait parametrelerin doğru modellenmesi, sanal modelden elde edilecek sonuçların doğruya en yakın olmasını sağlayacaktır. Bu nedenle her alt sistem ayrı ayrı modellenerek birleştirilmiştir. Araçın, gövde, aks, motor ağırlık ve kütle ataletleri ile aks - şasi bağlantı koordinatları modele aktarılmıştır [9].

3.1 Ön, Arka Süspansiyon Sistemleri ve Direksiyon Sisteminin Modellenmesi

Şekil 4 ve 5'te görüleceği üzere, arka ve ön süspansiyon sistemi rijit olarak modellenmiş, her süspansiyon sistemindeki alt parçaların ağırlık ve 3 eksendeki atalet bilgileri modele aktarılmıştır. Şekil 1 ve Şekil 2'deki bilgisayar destekli tasarım (CAD) verileri üzerindeki uzuvların birleşim bölgelerinden noktalar alınarak Adams/Car'a aktarılmış ve model oluşturulmuştur. Her uzvun birbirine göre hareketi ve serbestlik derecesine göre mafsallar tanımlanarak kinematik sistem tamamlanmıştır. Yaylar ve amortisörlerle ait parametrik değerler, nonlinear olarak tanımlanmıştır [9].



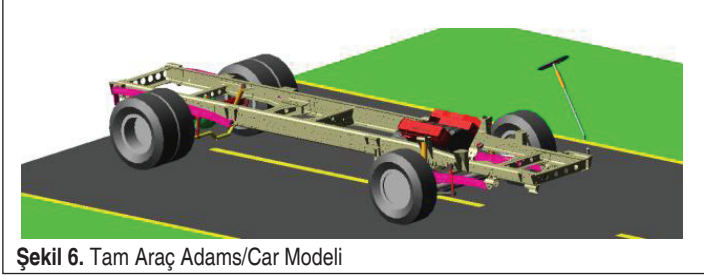
Şekil 4. Ön Aks, Ön Süspansiyon Sistemi ve Direksiyon Sistemi (Adams/Car Modeli)



Şekil 5. Arka Aks, Arka Süspansiyon Sistemi (Adams/Car Modeli)

3.2 Tam Araç Modelinin Tamamlanması

Araç gövdesinin CAD datası uygun formatta Adams/Car'a aktarılarak alt sistem oluşturulmuştur. Ön/arka aksın, direksiyon sisteminin ve motorun gövdeye bağlanmasını sağlayan ve dinamik hareket sırasında kuvvet aktarımı gerçekleştiren haberleşme elemanları tanımlanmıştır. Böylece, montaj sırasında bağlantı noktalarındaki haberleşme elemanları birbirleri ile eşleşir ve hiç bir alt sistem bağımsız hareket edememektedir. Ayrıca kuvvet, moment, deplasman, ivme vb. değişken parametreler bir alt sistemden diğer alt sisteme aktarılabilir. Araçın aks açıklığı, yerden yüksekliği gibi araç teknik özellikleri dikkate alınarak tam araç modeli oluşturulmuştur [9]. Şekil 6'da, tam araca ait Adams/Car modeli gösterilmektedir.

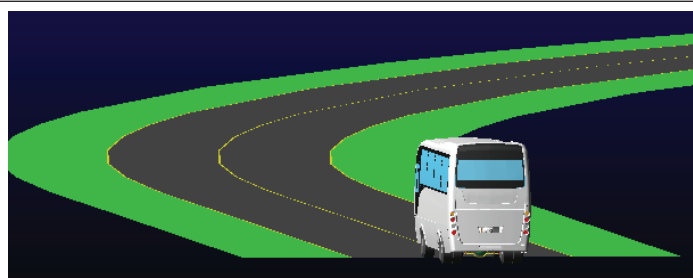


Şekil 6. Tam Araç Adams/Car Modeli

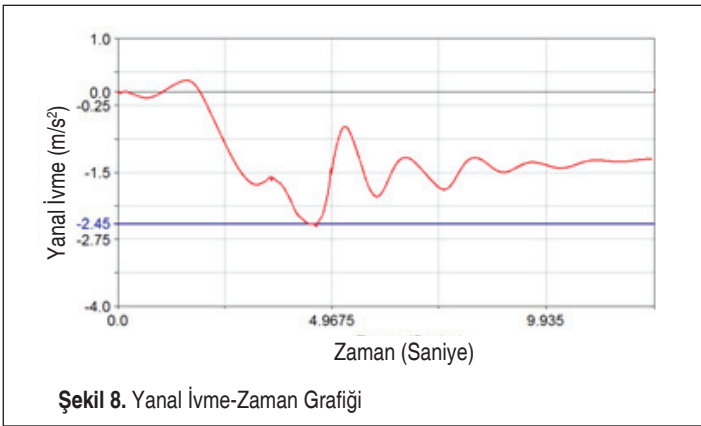
4. ARACIN YALPA KARAKTERİSTİĞİ

Aracın 60 km/h hız ile 150 m yarıçapındaki bir virajı döneceği senaryoda (Şekil 7) gövde yalpa açısı bulunacaktır. Bu çalışmada, II. bölümde ifade edilen üç farklı durum (Durum 1, Durum 2 ve Durum 3) için tekrarlanarak yay katsayılarının tek başına gövde yalpa açısına etkisi tayin edilecektir.

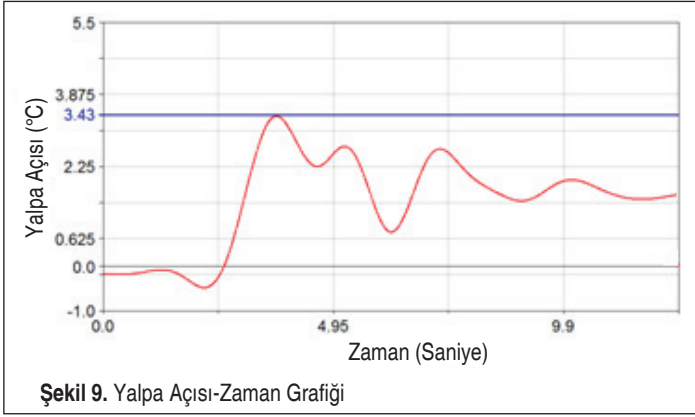
Hesaplamalara girdi teşkil etmesi açısından tam araç modeli standart yaylanmayı temsil eden “Durum 2”ye ait parametreler ile belirlenen bu viraj senaryosunda kullanıla-



Şekil 7. Viraj Senaryosu



Şekil 8. Yanal İvme-Zaman Grafiği



Şekil 9. Yalpa Açısı-Zaman Grafiği

rak manevra esnasında aracın maruz kaldığı yanal ivme-zaman grafiği çıkarılmıştır. Şekil 8’de verilen grafik sonucuna göre araç en fazla 2.45 m/s^2 (0.25 g) yanal ivmeye maruz kalmaktadır.

Gerçekleştirilen simülasyon ile araçta oluşan yalpa açısı belirlenmiştir. Yalpa açısı-zaman grafiği Şekil 9’da görülmektedir. Buna göre, viraj dönme esnasında araç gövdesinde en fazla 3.43° ’lik bir yalpa açısı meydana gelmektedir.

Bir araçta kullanılan yaylar, araç tekerlekleri ve viraj denge çubuğu aracın yalpa karakteristiğini etkileyen ana elemanlardır. Bu elemanlara ait parametrelerin yalpa açısına etkisi olduğu kadar elemanların araç üzerindeki konumları, yani yaylar arası mesafe, tekerlek iz genişlikleri ve viraj denge çubuğu kolları arası mesafenin de yalpa açısını etkilediği görülmektedir. Aynı zamanda süspansiyon sistemlerinin geometrik kurgusu ön ve arka yalpa merkezlerini tayin etmektedir, ve araç bu iki merkezi birleştiren eksen etrafında yalpa yapmaktadır.

Aşağıda verilen (3) numaralı formül ile aracın her üç durumdaki gövde yalpa açısı hesaplanmıştır. Formülde geçen “M” newton cinsinden yaylandırılan kütle, “h” ağırlık merkezi yerden yüksekliği, “ h_R ” yalpa merkezi yerden yüksekliği, “ C_Y ” yay burulma katsayısı, “ C_T ” tekerlek burulma katsayısı, “ C_{Ve} ” viraj denge çubuğu efektif burulma katsayısı, “ a_y ” yanal ivme, “g” yerçekimi ivmesi, “ γ ” yalpa açısı olarak ifade edilmektedir. Viraj dönme esnasında tekerleklerde oluşacak yanal kaymanın da etkisi ile tekerlek dikey yay katsayıları nonlineer olarak değişmektedir. Bu nedenle formülasyona “ \emptyset ” düzeltme faktörü eklenmiştir. Düzeltme faktörü, yapılan nümerik hesaplamaların simülasyon sonuçları ile eşleşmesini sağlar. İndisel notasyonlar “ \ddot{o} ” ön, “a” arka için kullanılacaktır.

$$\gamma = \frac{[M_{\ddot{o}}.(a_y / g).(h_{\ddot{o}} - h_{R\ddot{o}})] + [M_a.(a_y / g).(h_a - h_{Ra})]}{[(C_{Y\ddot{o}} + C_{Ya}) + \emptyset.(C_{T\ddot{o}} + C_{Ta}) + (C_{Ve\ddot{o}} + C_{Vea})] - [(M_{\ddot{o}}.(h_{\ddot{o}} - h_{R\ddot{o}})) + (M_a.(h_a - h_{Ra}))]} \quad (3)$$

“Durum 2” için simülasyon sonucu bulunan yalpa açısını sağlayan “Ø” düzeltme faktörü belirlenmiş, diğer iki durum için de bulunan bu değer kullanılarak oluşan yalpa açıları hesaplanmıştır. Üç duruma ait parametreler ve hesaplanan yalpa açısı değerleri Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Araç Parametreleri ve Yalpa Açısı Değerleri

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
M_o (N)	34808.8		
M_a (N)	56093.6		
h_o (m)	1.26		
h_{Ro} (m)	0.42		
h_a (m)	1.26		
h_{Ra} (m)	0.48		
C_{Yo} (Nm/rad)	41783	65713	85465
C_{Ya} (Nm/rad)	117781	185085	244215
$\emptyset \cdot C_{To}$ (Nm/rad)	51022.5		
$\emptyset \cdot C_{Ta}$ (Nm/rad)	76027.8		
C_{Veo} (Nm/rad)	0	0	0
C_{Vea} (Nm/rad)	0	0	0
a_y (m/s ²)	2.45		
a_y / g	0.25		
γ (°)	4.89	3.43	2.72

5. STABİLİTENİN ARTTIRILMASI

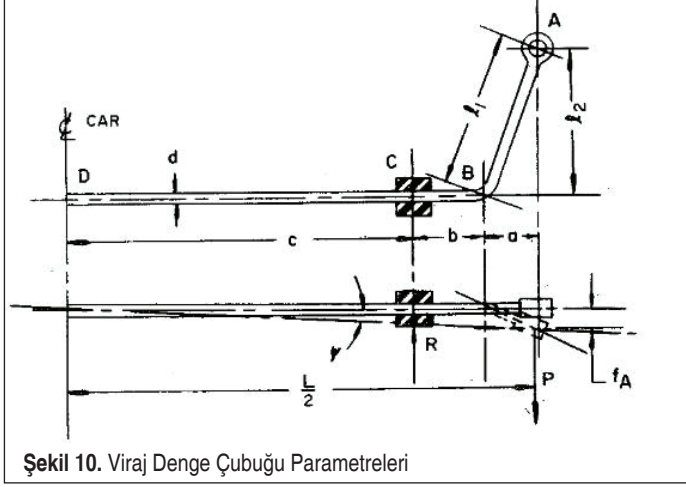
Güvenli bir sürüş için yalpa açısı değerinin yanal ivme değerine oranı %60’dan fazla olmamalıdır [10]. Tablo 2’deki değerlere bakıldığı zaman, üç durum için yalpa açısının yanal ivmeye oranları sırasıyla 2, 1.4, 1.1 olduğu görülmektedir. Yani sert yaylanmayı temsil eden “Durum 3”te dahi bu oran %110’dır. Bu orana bakarak, sadece yaylar ile güvenli bir yol tutuşun sağlanamadığı ve viraj denge çubuğu kullanımının gerekliliği görülmektedir.

Bir viraj denge çubuğuna ait burulma katsayısı hesabı (4) numaralı formülde verilmiştir [11]. Formülde geçen parametreler Şekil 10’da tariflenmektedir.

$$C_V = \frac{3EIL^2}{2 \left[L_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4L_2^2(b+c) \right]} \quad (4)$$



Viraj denge çubuğu burulma katsayısı “ C_v ”yi hesaplamada kullanılacak olan “ L , L_1 , L_2 , a , b , c , d ” parametreleri Şekil 10’da görülmektedir. Bunun haricinde, “ E ” Young modülünü, “ I ” kesit atalet momentini ifade eder.



Şekil 10. Viraj Denge Çubuğu Parametreleri

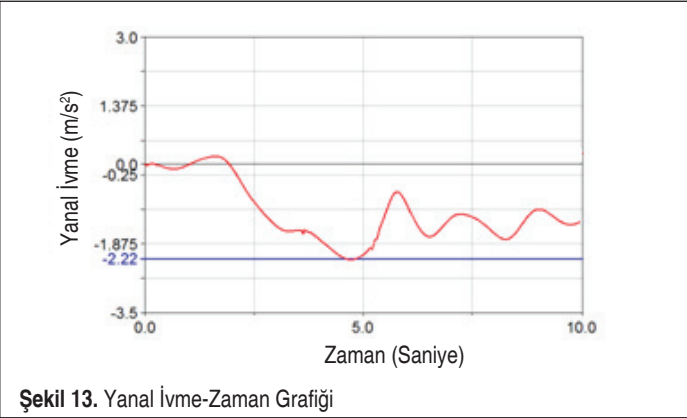
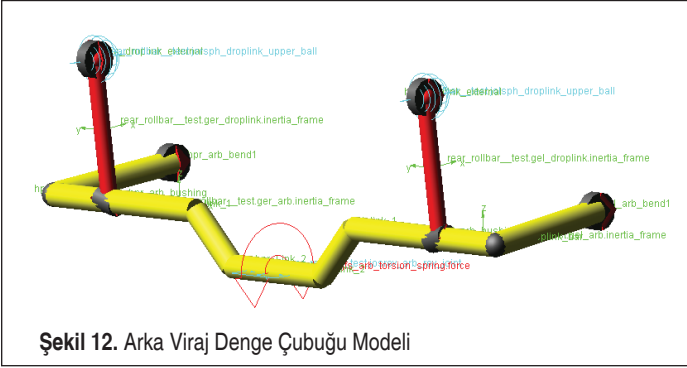
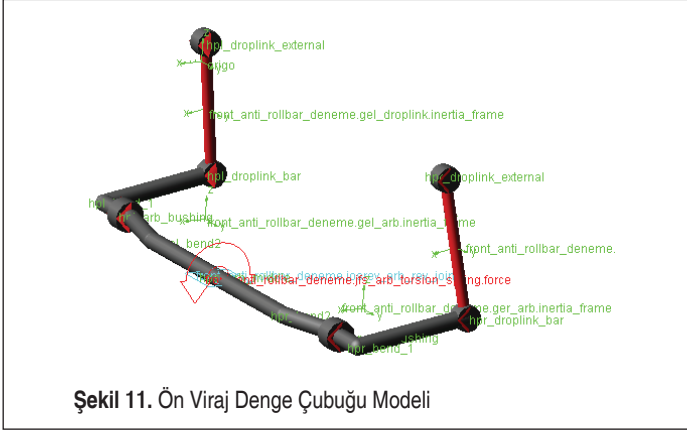
Viraj denge çubukları araç gövdelerine kauçuk elemanlar vasıtası ile yataklanır. Kauçuk elemanların sert veya yumuşak olmasına göre viraj denge çubuğunun araçtaki burulma etkisi %15-30 arası bir oranda azalma gösterir [11]. Bu nedenle, yalpa açısı hesaplamada kullanılan (3) numaralı formülde “ C_{ve} ” viraj denge çubuğu efektif burulma katsayısı kullanılmaktadır. Katsayılar arasındaki ilişki (5) numaralı formül ile gösterilmiştir. Formülde geçen “ β ” efektif katsayıdır ve yukarıda bahsedildiği gibi, 0.7 ile 0.85 arasında değişim gösterebilir.

$$C_{V(\sigma,a)} = \beta.C_{Ve(\sigma,a)} \quad (5)$$

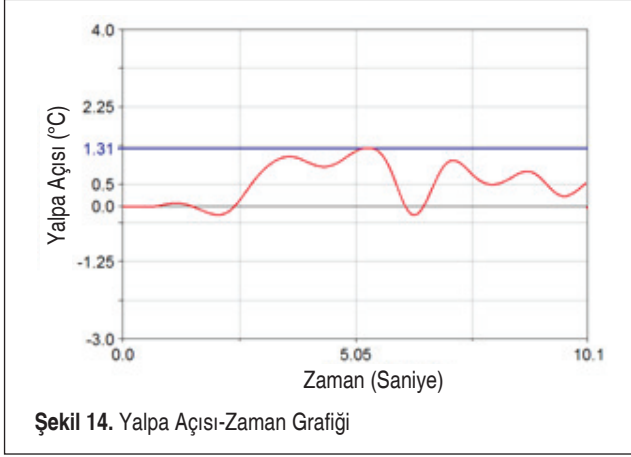
Tam araç modeli de viraj denge çubukları modellenerek güncellenmiştir. Araçın paketleme hacmine uygun olarak kullanılacak konstrüktif değerler belirlenmiş ve modele aktarılmıştır. Ön ve arka süspansiyon sistemine eklenen viraj denge çubuğu modelleri sırasıyla, Şekil 11 ve Şekil 12’de görülmektedir.

Güncellenen tam araç modeli “Durum 2” için Şekil 7’deki viraj senaryosunda simule edilmiş, yanal ivme ve yalpa açısı değerleri belirlenmiştir. İlk hesaplamalara göre ön ve arka viraj demiri çapları 40 mm olacaktır, simulasyon sonuçlarına göre çapların uygunluğu da kontrol edilecektir.

Viraj senaryosunun uygulandığı simulasyon sonuçlarına göre, araç en fazla 2.22 m/s² (0.226 g) yanal ivmeye maruz kalırken, oluşan yalpa açısı değeri en fazla 1.31° olmaktadır. Yalpa açısının yanal ivmeye oranının %59 olduğu ve %60’lık sınırın içinde



kaldığı görülmektedir. Buradan “Durum 2” için 40 mm çapındaki viraj denge çubuğu kullanımının uygun olduğu anlaşılmaktadır. Yanal ivme-zaman grafiği Şekil 13’te, yalpa açısı-zaman grafiği Şekil 14’te paylaşılmıştır.



2.22 m/s² yanal ivme değerinde 1.31°'lik yalpa açısı elde etmek için, (3) numaralı formül kullanılarak, toplamda 416561 Nm/rad değerinde viraj demiri efektif burulma katsayısına ihtiyaç olduğu belirlenmiştir. Bu değer ön ve arka viraj denge çubuklarının efektif burulma katsayıları toplamına eşittir. Tablo 3, “Durum 2” için ön ve arkada kullanılan 40 mm çapındaki viraj denge çubuklarının parametrelerini ve burulma katsayılarını vermektedir.

Tablo 3'te görüldüğü gibi, ön ve arkada toplamda 578557.2 Nm/rad değerinde viraj demiri burulma katsayısı hesaplanmıştır. Yukarıda verilen 416561 Nm/rad viraj demiri efektif burulma katsayısına ulaşabilmek için 0.72 değerinde efektif katsayıya ihti-

Tablo 3. Durum 2'ye Ait Viraj Denge Çubuğu Parametreleri ve Burulma Katsayıları

	Ön	Arka
E (Mpa)	200 000	
L1 (mm)	230	250
L2 (mm)	230	250
L (mm)	990	1060
a (mm)	0	0
b (mm)	110	90
c (mm)	385	440
d 'Çap' (mm)	40	
I (mm ⁴)	125663.7	125663.7
Cv (Nm/rad)	300645.7	277911.5

Tablo 4. Üç Durum İçin Kullanılan Viraj Denge Çubuğu Çapları ve Oluşan Yalpa Açısı Değerleri

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
d "Çap" (mm)	42	40	38
C_{Veo} (Nm/rad)	263114	216465	176312
C_{Vea} (Nm/rad)	243218	200096	162980
a_y (m/s ²)	2.22		
a_y / g	0.226		
γ (°)	1.31	1.31	1.31

yaç vardır. Hesaplanan bu efektif katsayısı "Durum 1" ve "Durum 3" için yapılacak yalpa açısı hesabında da kullanılacaktır. Her üç durum için de hesaplanan yalpa açısı değerleri Tablo 4'te verilmektedir. Bu hesaplamalarda "M" yaylandırılan kütle, "h" ağırlık merkezi yerden yüksekliği, "h_R" yalpa merkezi yerden yüksekliği, "C_Y" yay burulma katsayısı, "C_T" tekerlek burulma katsayısı ve "Ø" düzeltme faktörü Tablo 3'te verilen değerler ile aynı olduğundan, Tablo 4'te sadece "d" viraj denge çubuğu çapı, "C_{Ve}" viraj denge çubuğu efektif burulma katsayısı, "a_y" yanal ivme, "g" yerçekimi ivmesi, "γ" yalpa açısı değerleri paylaşılmıştır.

"Durum 1", "Durum 2", "Durum 3" için ön ve arka viraj denge çubuklarının çaplarının sırasıyla 42 mm, 40 mm, 38 mm olduğu senaryolarda 1.31°'lik yalpa açısına ulaşılmıştır. Her üç durum için de yalpa açısının yanal ivmeye oranı %59 olarak bulunmuş ve yol tutuş özellikleri güvenlik sınırı içine çekilmiştir.

6. SONUÇ

Bu çalışmada, yumuşak yaylanma, standart yaylanma ve sert yaylanma özelliği olarak tanımlanan üç farklı konfor özelliğine ayrı ayrı sahip olduğu varsayılan bir araca ait yayların tek başına yalpa karakteristiğine olan etkisi incelenmiştir. Konforsuzluk algısının en üst limiti olan Durum 3'te dahi araç yalpa karakteristiğinin yol tutuş için emniyetsiz sınırdaki olduğu görülmüş ve viraj denge çubuğu kullanımının yalpa karakteristiğine olan pozitif etkisi belirtilmiştir. Araçların dikey yöndeki doğal frekans değerleri ne kadar düşerse, aracın yalpa açısının aynı oranda yükseldiği, ön ve arka süspansiyon sistemlerinde kullanılması gereken viraj denge çubuğu çaplarının da artması gerektiği yapılan hesaplamalar neticesinde saptanmıştır. Viraj denge çubuklarının kaçuk elemanlar vasıtasıyla araç gövdesine yatakladığı unutulmamalı ve hesaplarda viraj denge çubuğu efektif burulma katsayısı değerleri kullanılmalıdır. Azalan yay katsayıları neticesinde artan viraj denge çubuğu çapları, aracın engel geçişleri sırasında süspansiyon sisteminde oluşacak artikülasyonlarda viraj denge çubuğu üzerinde



düşük çaplara nazaran daha yüksek gerilmeler oluşmasına neden olacaktır. Aynı zamanda büyük çaplı viraj denge çubuğunun araç gövdesine ileteceği reaksiyon kuvveti de fazladır. Bu durum yapısal deformasyonlara neden olabilir. İlave olarak, viraj denge çubuklarında çapın büyümesi ağırlık artışı, birim maliyet artışı, kullanılan kauçuk yataklama elemanının büyümesi gibi sonuçlar da doğuracaktır. Konfor ve yol tutuş hedefi her araç imalatçısının kendi belirleyeceği bir husustur. Bu çalışma, ağırlıkları verilen bir aracın farklı konfor parametreleri için güvenli yol tutuşun sağlanmasında hangi özellikte viraj denge çubuklarının kullanılması gerekliliğini ortaya koymuştur.

KAYNAKÇA

1. **Els, P. S.** 2005. "The Applicability of Ride Comfort Standards to Off-Road Vehicles," *Journal of Terramechanic*, vol. 42 (1), p. 47–64.
2. **Gillespie, D. T.** 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineering, Warrendale, PA.
3. **Kirstein, J. C.** 2005. "Suspension System Optimisation to Reduce Whole Body Vibration Exposure on an Articulated Dump Truck," *MSC Thesis*, Stellenbosch University, Matieland, South Africa.
4. **Louca, L. S., Rideout, D. G., Stein, J. L., Hulbert, G. M.** 2003. "Generating Proper Dynamic Models for Truck Mobility and Handling," *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, vol. 11 (3–4), p. 209–236.
5. **Uys, P. E., Els, P. S., Thoreson, M.** 2007. "Suspension Setting for Optimal Ride Comfort of Off-Road Vehicles Travelling on Roads with Different Roughness and Speeds," *Journal of Terramechanics*, vol. 44, p.163–175.
6. **Zehsaz, M., Vakili-Tahami, F., Fasihi, A., Majidi Jirandi, A. A.** 2012. "Sensitivity of Ride Comfort to Suspension Characteristics of an Off-Road Vehicle under Road Excitation," *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, vol. 2 (5), p. 422–431.
7. **Wong, J. Y.** 2001. *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, Inc., New York, Toronto.
8. **Olley, M.** 1946-47. "Road Manners of the Modern Car," *IAE Proceedings*, vol. 41, p. 147-182.
9. **Gogen, E., Sert, E., Yılmaz, A. S., Dileroglu, S.** 2016. "Bir Ticari Aracın Aks Kovanı İçin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yapılan Yapısal Analizin Testler ile Doğrulanması," 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON 2016), 23-24 Mayıs 2016, Bursa.
10. **Topac, M., Kuralay, N. S.** 2009. "Yolcu Otobüsü Stabilizatörünün Bilgisayar Destekli Tasarımı," *Mühendis ve Makina*, cilt 50, sayı 594, s. 14-24.
11. *Society of Automotive Engineering. 1996. Spring Design Manuel, ISBN:156091680X/9781560916802, Warrendale, PA.*