

Tekerlek İçi Anahtarlamalı Relüktans Motoruyla Tahrik Edilen Elektrikli Aracın Yol Tutuş ve Konfor Analizi

Turan GÜRGENÇ, Burak TANYERİ ve Cengiz ÖNER

Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 23119 ELAZIĞ

tgurgenc@firat.edu.tr

(Geliş/Received:08.02.2016; Kabul/Accepted:21.03.2016)

Özet

Bu çalışmada, tekerlek içi motora sahip elektrikli taşıtın (TİMET) tekerlek ağırlığı artışının süspansiyon sistemi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çeyrek taşıt dinamik modeli oluşturulduktan sonra, yaylı kütlelerin yer değiştirme ivmesi, süspansiyon yer değiştirmesi ve teker sapması transfer fonksiyonları laplace dönüşümleri kullanılarak elde edilmiştir. Frekans analizleri bode diyagramları kullanılarak 20, 50, 100, 200 kg tekerlek ağırlıkları için gerçekleştirilmiştir. Süspansiyon parametreleri değiştirilerek 200 kg tekerlek ağırlığına sahip TİMET' in yol tutuş ve sürüş konforu analiz edilmiştir. Sonuçlar, tekerlek ağırlığındaki artışın yol tutuş ve sürüş konforunu kötüleştirdiğini göstermektedir. Ayrıca süspansiyon sönüm oranındaki artışla aracın yol tutuşu iyileşmektedir.

Anahtar Kelimeler: Tekerlek içi motorlu elektrik taşıt, Çeyrek taşıt modeli, Yol tutuş, Sürüş konforu, Frekans.

Handling and Comfort Analysis of In-Wheel Switched Reluctance Motor Driven Electric Vehicle

Abstract

In this study, the effect of wheel weight increase on In-wheel motor electric (IWME) vehicle's suspension system was investigated. After quarter vehicle dynamic model is constituted, displacement acceleration of sprung mass, displacement of suspension and tire deflection transfer functions were obtained by using laplace transforms. Frequency analysis with using bode diagrams were performed for 20, 50, 100, 200 kg wheel weight. With a weight of 200 kg wheel IWME vehicle's handling and ride comfort were analyzed by changing suspension parameters. The results showed that the increase of wheel weight deteriorates handling and driving comfort. Also the increase of suspension damping coefficient improved vehicle handling.

Keywords: In-wheel motor electric vehicle, Quarter Vehicle model, Handling, Driving comfort, Frequency.

1. Giriş

Dünyada enerjinin yaklaşık % 70'i fosil yakıtlar, gaz veya bunların sentetik türevlerinden elde edilmektedir. İnsan hayatını ve ulaşımını kolaylaştıran içten yanmalı motorlarla tahrik edilen taşıtlarda bu tip yakıtlara muhtaçtır [1]. Fosil kökenli yakıtların kullanımı, sınırlı rezervlere sahip olması nedeniyle artan maliyetlerinden dolayı, insanları sosyal ve ekonomik açıdan etkilemektedir. Ayrıca fosil kökenli yakıtların yakılması sonucu ortaya çıkan zararlı emisyonlar ve sera gazlarının çevre üzerine etkileri her geçen gün artmaktadır [2]. Bu nedenle başta Avrupa Birliği, ABD ve Japonya olmak üzere büyük ülkeler önlemler

almaya başlamakta ve emisyon¹ standartlarını her geçen gün yükseltmektedirler. Bu sorunların çözümlerinden biri olarak hibrit ve elektrikli araçlara yönelim artmaktadır [3-6]. Elektrikli araçlarda kullanılan elektrikli motorlar, konsepti gereği farklı yerlere konumlandırılabilir [7].

Araçlarda üretilen gücün aktarmadan kaynaklanan kayıplara uğramadan tekerlere iletilmesi istenir. Güç aktarma sistemlerinin kullanıldığı araçlarda, üretilen güç şanzıman ve diferansiyel gibi güç aktarma sistemlerinde kayba uğramaktadır. Dolayısıyla araçlarda

Bu çalışma TUBİTAK (Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu) tarafından 113M090 proje numarasıyla desteklenmektedir.

aktarma organı sayısı azaldıkça güç kayıpları da orantılı olarak düşecektir [8], [9].

Bu düşünceden yola çıkarak, elektrikli taşıtlarda tekerlek içi motor fikri ileri sürülmüştür. Motorun teker içine yerleştirilmesi sayesinde aktarma organlarına ihtiyaç duyulmaz. Bu durum güç kayıplarını minimize ederken, tekerlek ağırlıklarının artmasına yol açacaktır. Tekerlek ağırlıklarının artmasına bağlı olarak yaysız kütle artar; bu da sürüş konforu ve yol tutuş performansını olumsuz yönde etkiler [10-12].

Karayolu taşıtlarında yoldan kaynaklanan şok dalgalarının araç içerisine yansıtılmaması istenmektedir. Bu nedenle araçlarda, süspansiyon sistemi adı verilen sönümleme elemanları kullanılmaktadır. Taşıt süspansiyon sistemlerinin en önemli amacı, araç gövdesini karayolu bozukluklarından izole etmektir. İyi bir araç süspansiyon sistemi yaylı kütlenin ivmesini azaltmak ve lastik-yol temasını korumak için yeterli süspansiyon sapmasını sağlamak zorundadır [13-15]. Süspansiyon sistemleri sürüş şartlarına bağlı olarak, taşıtın sürüş konforunu, güvenliğini, yol tutuşunu ve ortalama taşıt performansını iyileştirmektedir. Sürücüler ve yolcular için çok iyi bir performans sağlayabildiğinden dolayı, taşıt süspansiyon sistemlerinin analizi önemli bir araştırma konusudur [16-18].

Süspansiyon sistemleri yaylı ve yaysız kütleden oluşmaktadır. Yaylı ve yaysız kütledeki değişimlerin konfor ve yol tutuşu üzerindeki etkileri çeşitli çalışmalarda incelenmiştir [19-21]. Tekerlek içi motorla tahrik edilen taşıtlarda kullanılan elektrik motorları yaysız kütle artışına sebep olmaktadır [10], [20]. Bu nedenle bu tip elektrikli araçlarda, ağırlık artışının yol tutuşu ve konfor üzerindeki etkilerinin incelenmesi gerekmektedir. İnceleme sonuçlarına göre tekerlek ağırlığının artışının taşıtın yol tutuşu ve konfor üzerindeki olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için kullanılması gereken süspansiyon sistemi parametreleri belirlenebilir [22]. 200 kg gibi yüksek bir tekerlek ağırlığına ve 500Nm gibi yüksek bir tork değerine sahip tekerlek içi motorla tahrik edilen elektrikli bir aracın yol tutuş ve konfor analizine rastlanmamıştır.

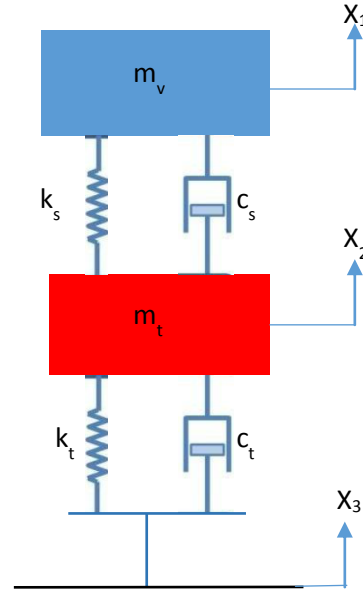
Bu çalışma, Fırat Üniversitesinin de yürütülen 113M090 kodlu TÜBİTAK destekli projede

tasarlanan ve üretilen ters Relüktans elektrik motoruyla tahrik edilen taşıtın, tekerlek içi motora sahip olmasından kaynaklı ağırlık artışının yol tutuş ve konfor üzerindeki etkilerini belirlemek için yapılmıştır. Araç dört tekerden tahrik edilmekte ve her bir teker yaklaşık 200 kg ağırlığındadır. Analizler için çeyrek taşıt süspansiyon modelinden yararlanılmış ve laplace dönüşümleriyle yaylı kütlenin yer değiştirme ivmesi, süspansiyon yer değiştirmesi ve tekerlek sapması için transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Bu transfer fonksiyonları kullanılarak farklı yaylı kütleler için frekans grafikleri Matlab programından faydalanarak bode diyagramında çizdirilmiş ve yorumlanmıştır. Son olarak süspansiyon parametreleri değiştirilmiş ve 200 kg tekerlek ağırlığına sahip elektrikli motor için yol tutuş ve konfor performansları değerlendirilmiştir.

2. Materyal ve Metot

2.1. Çeyrek taşıt dinamik modeli

Şekil 1’ de çeyrek taşıt süspansiyon modeli görülmektedir. Bu modelde m_v (kg) çeyrek taşıt kütlelerini, m_t (kg) tekerlek ağırlığını, c_s (Ns/m) amortisör sönüm oranını, c_t (Ns/m) lastik sönüm oranını, k_s ve k_t (N/m) ise sırasıyla süspansiyon yayının ve tekerleğin rijitliğini ifade etmektedir.



Şekil 1. Çeyrek taşıt modeli

X_1 ve X_2 ise sırasıyla gövdenin ve tekerleğin dikey yönde yol şartlarının etkisiyle yer değiştirmesini göstermektedir. X_3 ise yoldan kaynaklı giriş etkilerini temsil etmektedir.

Çeyrek taşıt modelinin dinamik hareket denklemleri 1 ve 2 numaralı denklemlerde verilmiştir.

$$m_v \ddot{X}_1 + c_s(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + k_s(X_1 - X_2) = 0 \quad (1)$$

$$m_t \ddot{X}_2 + c_s(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + c_t(\dot{X}_2 - \dot{X}_3) + k_s(X_2 - X_1) + k_t(X_2 - X_3) = 0 \quad (2)$$

Bu denklemlere laplace dönüşümleri uygulandığında denklemler;

$$m_v X_1 s^2 + c_s(X_1 - X_2)s + k_s(X_1 - X_2) = 0$$

$$m_t X_2 s^2 + c_s(X_2 - X_1)s + c_t(X_2 - X_3)s + k_s(X_2 - X_1) + k_t(X_2 - X_3) = 0 \quad (4)$$

halini alır. 3 nolu denklemden,

$$X_2(s) = X_1(s) \frac{m_v s^2 + c_s s + k_s}{c_s s + k_s} \quad (5)$$

olur. Bu ifade 4 numaralı denklemden yerine konulduğunda ise,

$$m_v s^2 X_1(s) + (s) \frac{(m_v s^2 + c_s s + k_s)(m_t s^2 + c_t s + k_t)}{c_s s + k_s} = X_3(s)(c_t s + k_t)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler kullanılarak, çeyrek taşıt kütlelerinin yer değiştirme ivmesi, süspansiyon yer değiştirmesi ve tekerlek sapmasına ait transfer fonksiyonları sırasıyla denklemler 7, 8 ve 9 da ki gibi elde edilir.

$$G_1(s) = \frac{c_s c_t s^4 + (k_s c_t + k_t c_s) s^3 + k_t k_s s^2}{m_v m_t s^4 + (m_v c_s + m_v c_t + m_t c_s) s^3 + (m_v k_s + m_v k_t + m_t k_s + c_s c_t) s^2 + (c_s k_t + c_t k_s) s + k_t k_s} \quad (7)$$

$$G_2(s) = \frac{-m_v c_s c_t s^4 - m_v (k_s c_t + k_t c_s) s^3 - m_v k_t k_s s^2}{m_v m_t c_s s^5 + (m_v c_s^2 + m_v c_t c_s + m_t c_s^2 + m_v m_t k_s) s^4 + (2m_v c_s k_s + m_v c_t k_s + m_v c_s k_t + 2m_t c_s k_s + c_s^2 c_t) s^3 + (m_v k_s^2 + m_t k_s^2 + m_v k_t k_s + c_s^2 k_t + 2c_t c_s k_s) s^2 + (2c_s k_t k_s + c_t k_s^2) s + k_t k_s^2} \quad (8)$$

$$G_3(s) = \frac{-m_a c_s m_t s^5 - (m_a c_s^2 + m_t c_s^2 + m_a k_s m_t) s^4 - (2m_a c_s k_s + k_s c_s m_t + m_t c_s k_s) s^3 - (m_a k_s^2 + m_t k_s^2) s^2}{m_a c_s m_t s^5 + (m_a c_s^2 + m_a c_t c_s + m_t c_s^2 + m_a k_s m_t) s^4 + (2m_a c_s k_s + m_a c_s k_t + k_s c_s m_t + c_t c_s^2) s^3 + (m_a k_s c_t + m_t c_s k_s) s^2 + (k_t c_s^2 + k_s c_s c_t + m_a k_s^2 + m_a k_s k_t + m_t k_s^2 + k_s c_s c_t) s^2 + (c_s k_s k_t + k_s c_s k_t + c_t k_s^2) s + k_t k_s^2} \quad (9)$$

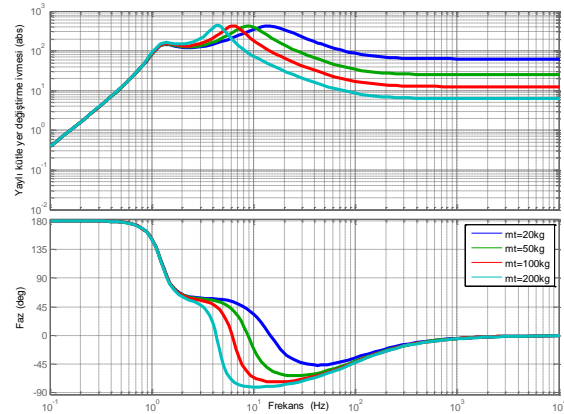
3. Bulgular

3.1. Çeyrek taşıt modeli frekans analizi

Frekans analizleri için denklemler 7, 8, 9 daki transfer fonksiyonları ve Tablo 1’de verilen parametrelerden yararlanılmıştır. Yaysız kütlelerin yol tutuş ve konfora etkisi için dört farklı tekerlek ağırlığı (20, 50, 100, 200 kg) değeri kullanılmıştır. Şekil 2’de tekerlek ağırlığındaki artışın konfor açısından önemli bir özellik olan yaylı kütle yer değiştirme ivmesi üzerindeki etkisi bode diyagramında görülmektedir.

Tablo 1. Süspansiyon parametreleri

Süspansiyon Parametresi	Değeri
m_v	300 kg
k_s	20000 N/m
k_t	145000 N/m
c_s	1500 Ns/m
c_t	250 Ns/m



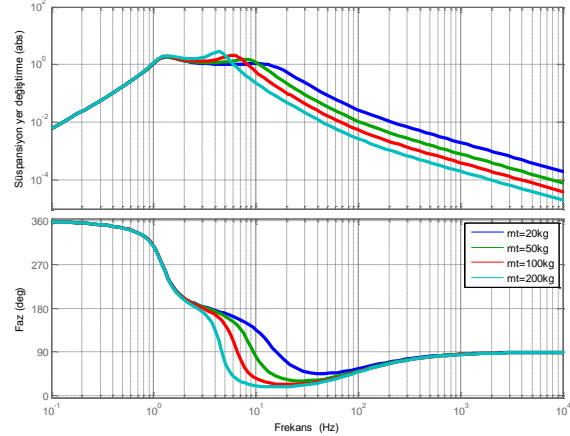
Şekil 2. Yaylı kütle yer değiştirme ivmesi bode diyagramı

Taşıtlarda yaylı ve yaysız kütlelerden kaynaklı iki adet doğal frekans değeri bulunmaktadır. Frekans grafiklerinde görülen iki adet pikten birincisi yaylı kütle doğal frekansı

değerini, ikincisi ise yaysız kütle doğal frekans değerini gösterir.

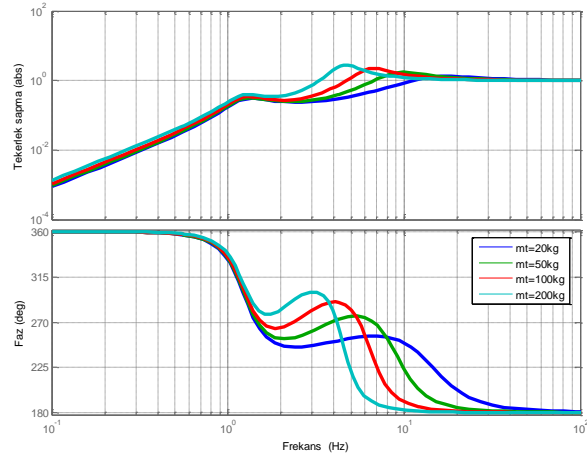
Şekil 2’ de görüldüğü gibi tekerlek ağırlığı arttıkça frekansın, yani taşıt hızının artmasına bağlı olarak yaysız kütle doğal frekansı düşmektedir. Bu da aracın daha düşük hızlarda rezonansa girmesi demektir. Bunun zararı ise düşük hızlarda yoldan gelen etkilerin fazla hissedilerek yolcuların konforunun azalmasıdır. Yaysız kütle doğal frekansından yüksek frekans değerlerinde ise frekansın artmasına bağlı olarak yer değiştirme ivmesi azalmakta, buda konforun yüksek hızlarda daha iyi olduğunu göstermektedir. Tekerlek ağırlığındaki artış yaylı kütle doğal frekansı değerinde ise neredeyse hiçbir değişime sebep olmamaktadır. Konfor açısından taşıtların, yaylı kütesinin doğal frekansının 4 Hz değerinin altında, yaysız kütle doğal frekansının ise 8 Hz değerinin üzerinde olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir [23]. Grafikten görüldüğü gibi 200 kg tekerlek ağırlığı için yaysız kütle doğal frekansı değeri 8 Hz değerinin altındadır. Yaylı ve yaysız kütle doğal frekansları arasındaki farkın büyük olması, süspansiyon sistemine titreşim yalıtım özelliği açısından avantaj sağlamaktadır [23]. Şekil 2’ den görüldüğü gibi bu aralık tekerlek ağırlığı arttıkça düşmektedir.

Şekil 3’ de Tekerlek ağırlığının artışının süspansiyon yer değiştirmesine etkisi görülmektedir. Görüldüğü gibi yaylı kütle doğal frekans değeri değişmezken, tekerlek ağırlığının artışıyla yaysız kütle doğal frekansı düşmekte ve düşük frekanslarda sürüş konforunun azalmasına sebep olmaktadır. Yine tekerlek ağırlığının artışı iletim oranının artışına sebep olmakta buda yoldan gelen titreşimlerin düşük frekanslarda bile daha fazla hissedilmesine sebep olmaktadır. Yaysız kütle doğal frekansından yüksek frekans değerlerinde ise tekerlek ağırlığı arttıkça süspansiyon yer değiştirmesi azalmaktadır. Tekerlek ağırlığının artışının tekerlek sapsmasına etkisi Şekil 4’ de verilmiştir. Tekerlek sapsmasının analizi taşıtların yol tutuş karakteristiğini belirlemede önemli fikirler vermektedir. Çünkü tekerin her zaman yol ile temas halinde olması istenir. Tekerlere sürüş esnasında ne kadar çok yük binerse, yük kalktığında o kadar çok sapsma gösterir ve yoldan bağlantısının kesilmesi ihtimali artar [22].



Şekil 3. Süspansiyon yer değiştirme bode diyagramı

Tekerlek ağırlığının artışı Şekil 4’ den görüldüğü gibi yaysız kütle artışı yaysız kütle doğal frekansı azaltmakta ve özellikle 100 kg dan 200 kg a çıktığında lastik sapsması önemli oranda artmaktadır. Buda düşük hızlarda bile tekerin yol ile temasının azalacağını göstermektedir. Ayrıca tekerlek ağırlığının artmasına bağlı olarak yaysız kütle doğal frekansı da azalmakta ve düşük frekanslı yol girdilerinde bile taşıtın yol tutuş performansı kötüleşmektedir. Tekerlek ağırlığının artışı yol tutuş performansını kötü yönde etkileyen bir parametredir.

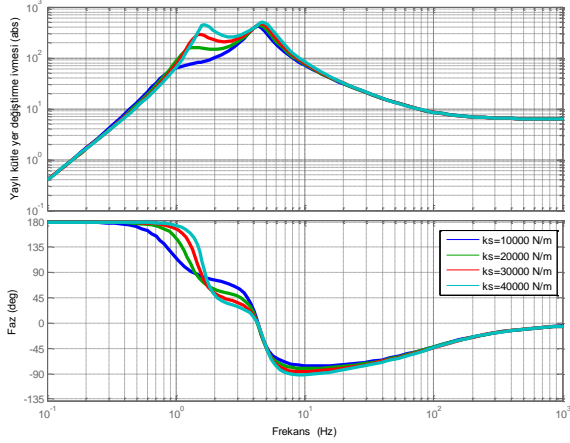


Şekil 4. Tekerlek sapsma bode diyagramı

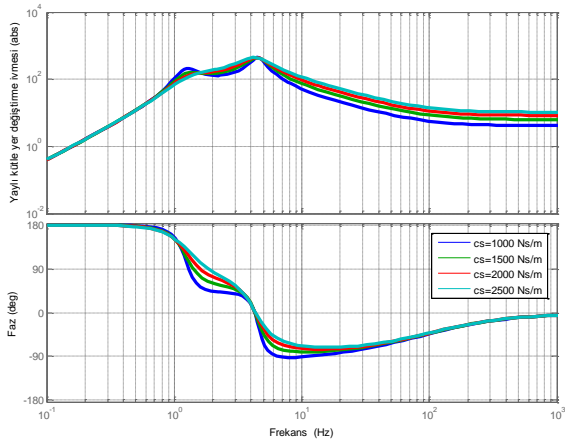
3.2. Süspansiyon parametreleri değişimi frekans analizi

Bu bölümde 200 kg tekerlek ağırlığına sahip tekerlek içi motora sahip elektrikli taşıtın yol tutuş ve konfor performansına süspansiyon sistemi parametrelerindeki değişimin etkisi

incelenmiştir. Şekil 5’ de Süspansiyon sertliğindeki değişimin, Şekil 6’ da ise süspansiyon sönüm katsayısındaki değişimin yaylı kütle yer değiştirme ivmesine etkisi görülmektedir.



Şekil 5. Süspansiyon yay sertliğinin yaylı kütle yer değiştirme ivmesine etkisi

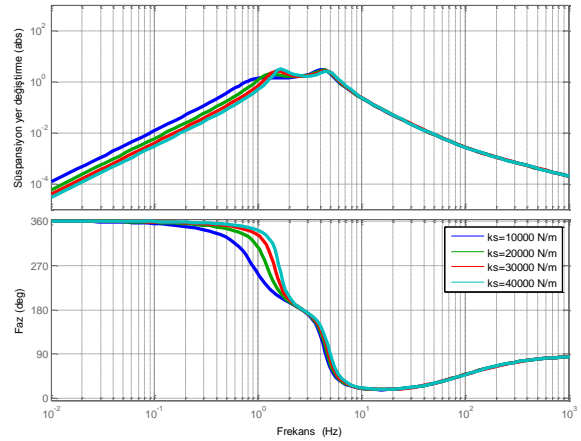


Şekil 6. Süspansiyon sönüm oranının yaylı kütle yer değiştirme ivmesine etkisi

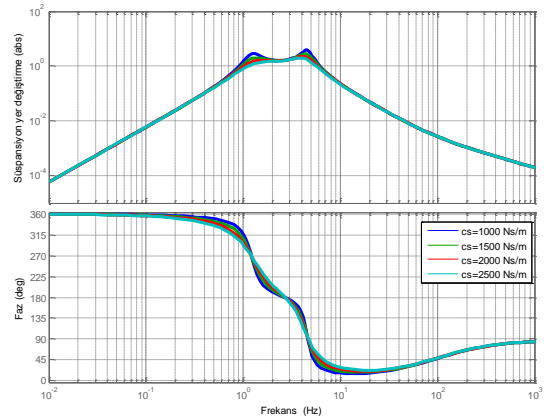
Görüldüğü gibi yay sertliğinin 20000 Ns/m’ den fazla olması yaysız kütle doğal frekansını bir miktar artırmaktadır. 20000 Ns/m’ den düşük yay sertliğinde ise; yaysız kütle doğal frekansını düşmektedir. Yaylı kütle doğal frekansı ve iletim oranı ise yay sertliği arttıkça artmaktadır. Buda yaylı kütle doğal frekansında ve yakın frekanslarda konforu önemli ölçüde azaltmaktadır. Yani konfor yay sertliği arttıkça azalmaktadır. Ayrıca iki doğal frekans arasındaki farkta yay sertliği azaldıkça düşmekte bu da titreşim yalıtımı özelliği açısından dezavantaj sağlamaktadır. Sönüm oranının artması veya azalmasının yaysız kütle doğal frekansına neredeyse hiçbir etkisi yoktur. Fakat ikinci doğal

frekanstan yüksek frekanslı yol girdilerinde süspansiyon sönüm oranının artışı iletim oranını artırmaktadır. Buda titreşimin yolcular üzerindeki etkilerinin artmasına, böylelikle konforun azalmasına sebep olacaktır. Yaylı kütle doğal frekansı ise sönüm oranı arttıkça bir miktar düşmekte iletim oranı ise artmaktadır.

Süspansiyon sertliğindeki ve sönüm oranındaki değişimin süspansiyon yer değiştirmesi üzerindeki etkisi, sırasıyla Şekil 7 ve Şekil 8’ de görülmektedir. Yay sertliğindeki artış yaylı kütle doğal frekansı ve iletim oranını artırmaktadır buda sürüş konforunun düşük frekanslarda azalması anlamına ve yoldan gelen kuvvetlerin etkilerinin artarak hissedilmesi anlamına gelmektedir. Sönüm oranındaki artış ise yaylı ve yaysız kütle doğal frekansını neredeyse hiç değiştirmemektedir. İletim oranı ise; sönüm oranındaki artışla azalmakta ve yoldan gelen titreşimlerin daha az hissedilmesine sebep olarak konforu artırmaktadır.

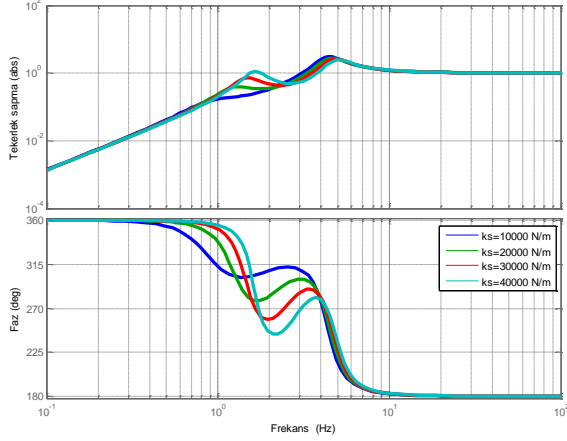


Şekil 7. Süspansiyon yay sertliğinin süspansiyon yer değiştirmesine etkisi

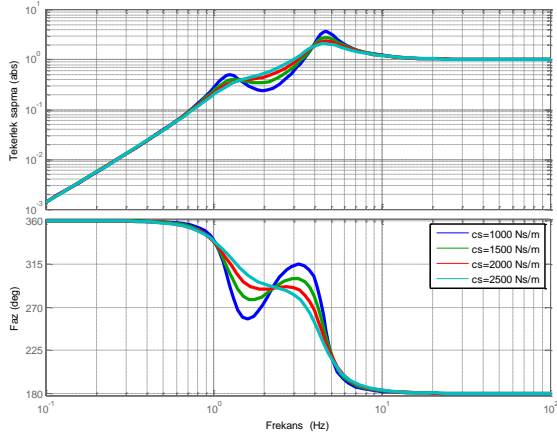


Şekil 8. Süspansiyon sönüm oranının süspansiyon yer değiştirmesine etkisi

Süspansiyon sertliğindeki ve sönüm oranındaki değişimin tekerlek sapması üzerindeki etkisi, sırasıyla Şekil 9 ve Şekil 10’da gösterilmiştir.



Şekil 9. Süspansiyon yayı sertliğinin tekerlek sapmasına etkisi



Şekil 10. Süspansiyon sönüm oranının tekerlek sapmasına etkisi

Görüldüğü gibi süspansiyon sertliğinin artması veya azalması yaysız kütle doğal frekansında neredeyse hiçbir değişikliğe sebep olmamaktadır. Yaylı kütle doğal frekansı ise süspansiyon sertliğindeki artışla artmaktadır. Süspansiyon sertliğinin artması yaylı kütle doğal frekansına yakın frekanslarda iletim oranını artırarak bu frekanslarda sürüş konforunun azalmasına sebep olmaktadır. Süspansiyon sertliğindeki artma veya azalma 200kg tekerlek için yaklaşık 7 Hz’den sonraki frekans girdilerinde yol tutuşunda önemli bir iyileştirme sağlamamaktadır. Bu frekanstan düşük değerlerdeki frekans değerlerinde ise süspansiyon yayının sertliğinin azalmasıyla yol

tutuş iyileşmektedir. Sönüm oranındaki artış önemli bir değişikliğe sebep olmazken, sönüm oranının 1000 Ns/m’ye düşürülmesiyle yaylı kütle doğal frekansında düşme olurken, yaysız kütle doğal frekansında değişim olmamakta fakat iletim oranı bu frekansta önemli derecede artmaktadır. Bu durumda yüksek hızlarda lastiğin yol ile temasını etkileyerek, yol tutuşunu kötü yönde etkilemektedir. Düşük hızlarda 1-2 Hz gibi düşük frekanslarda ise sönüm oranının düşmesi yol tutuşu artırmaktadır. Yaylı ve yaysız kütle doğal frekanslarının arasında kalan frekanslardaki yol girdilerinde ise sönüm oranı azaldıkça yol tutuş iyileşmektedir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, 200 kg ağırlığında tekerlek içi motora sahip elektrikli taşıtın tekerlek ağırlığının artışına bağlı olarak yol tutuş ve konfor analizleri bode diyagramlarından yararlanılarak yapılmıştır. Tekerlek ağırlığındaki artışın yol tutuş ve sürüş konforunu kötüleştirdiği görülmüştür. Benzer sonuçlar Shi, T. Z vd. [19] nin yaptıkları çalışmada da görülmektedir. Süspansiyon yayı sertliği arttıkça yüksek frekanslarda önemli bir değişiklik gözlemlenmezken, düşük frekanslarda konforu azaltmaktadır [21]. Yol tutuş üzerinde ise yay sertliğinin değişimi yüksek hızlarda neredeyse hiçbir değişime sebep olmamaktadır. 1-5 Hz aralığındaki hızlarda ise yay sertliğinin artması yol tutuşu kötüleştirmektedir. Sönüm oranındaki artış ise yüksek frekanslarda konforu azaltırken, düşük frekanslarda iyileştirmekte, yol tutuşu ise yüksek frekanslarda artırmaktadır.

5. Semboller

- m_v çeyrek taşıt kütlesi (kg)
- m_t tekerlek ağırlığı (kg)
- c_s amortisör sönüm oranı (Ns/m)
- c_t lastik sönüm oranı (Ns/m)
- k_s süspansiyon yayı sertliği (N/m)
- k_t lastik rijitliği (N/m)
- X_1 gövdenin dikey yönde yer değiştirmesi
- X_2 tekerleğin dikey yönde yer değiştirmesi
- X_3 yoldan kaynaklı giriş etkileri
- f frekans (Hz)

6. Teşekkür

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumuna 113M090 nolu projeye desteklerinden dolayı teşekkür ederiz.

7. Kaynaklar

1. Candan, F. (2012). Dizel metanol ve katkı maddelerinin dizel motor performansı ve emisyonu etkisinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 118s.
2. Ünlü, N., Karahan, Ş., Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., Turhan, L., Akgün, F., Tırıs, M. (2003). Elektrikli Araçlar. TÜBİTAK – Marmara Araştırma Merkezi Enerji Sistemleri ve Çevre Araştırma Enstitüsü, Kocaeli, 157s.
3. Woodcock, J., Edwards, P., Tonne, C., Armstrong, B. G., Ashiru, O., Banister, D., ... and Franco, O. H. (2009). Public health benefits of strategies to reduce greenhouse-gas emissions: urban land transport. *The Lancet*, **374**(9705), 1930-1943.
4. Çınar, M. A. (2008). Elektrikli taşıtın tekerlek tahriği için geliştirilen dış rotorlu anahtarlı relüktans motor tasarımı ve analizi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 163s.
5. Hori, Y., Toyoda, Y. and Tsuruoka, Y. (1998). Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV "UOT Electric March". *Industry Applications, IEEE Transactions on*, **34**(5), 1131-1138.
6. Chau, K. T., Chan, C. C. and Liu, C. (2008). Overview of permanent-magnet brushless drives for electric and hybrid electric vehicles. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, **55**(6), 2246-2257.
7. Hung, Y. H. And Wu, C. H. (2015). A combined optimal sizing and energy management approach for hybrid in-wheel motors of EVs. *Applied Energy*, **139**, 260-271.
8. Rahman, K. M., Patel, N. R., Ward, T. G., Nagashima, J. M., Caricchi, F. and Crescimbeni, F. (2006). Application of direct-drive wheel motor for fuel cell electric and hybrid electric vehicle propulsion system. *Industry Applications, IEEE Transactions on*, **42**(5), 1185-1192.
9. Cakir, K., Sabanovic, A. (2006). In-wheel motor design for electric vehicles. In Advanced Motion Control, 9th IEEE International Workshop on, İstanbul, 613-618.
10. Wang, R., Jing, H., Yan, F., Karimi, H. R. And Chen, N. (2015). Optimization and finite-frequency H_{∞} control of active suspensions in in-wheel motor driven electric ground vehicles. *Journal of the Franklin Institute*, **352**(2), 468-484.
11. Wang, R., Chen, Y., Feng, D., Huang, X. and Wang, J. (2011). Development and performance

characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors. *Journal of Power Sources*, **196**(8), 3962-3971.

12. Watts, A., Vallance, A., Whitehead, A., Hilton, C. and Fraser, A. (2010). The Technology and Economics of In-Wheel Motors (2010-01-2307). *SAE Internat Journ of Passenger Cars-Electronic Electrical Systems*, **3**(2), 37.
13. Elbeheiry, E. M., and Karnopp, D. C. (1996). Optimal control of vehicle random vibration with constrained suspension deflection. *Journal of Sound and Vibration*, **189**(5), 547-564.
14. Yu, M., Dong, X. M., Choi, S. B. and Liao, C. R. (2009). Human simulated intelligent control of vehicle suspension system with MR dampers. *Journal of Sound and Vibration*, **319**(3), 753-767.
15. Rao, M. V. C., and Prahlad, V. (1997). A tunable fuzzy logic controller for vehicle-active suspension systems. *Fuzzy sets and systems*, **85**(1), 11-21.
16. Yao, G. Z., Yap, F. F., Chen, G., Li, W. And Yeo, S. H. (2002). MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. *Mechatronics*, **12**(7), 963-973.
17. Du, H., Sze, K. Y., and Lam, J. (2005). Semi-active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. *Journal of Sound and Vibration*, **283**(3), 981-996.
18. Eski, I., Yıldırım, Ş. (2009). Vibration control of vehicle active suspension system using a new robust neural network control system. *Simulation Modelling Practice and Theory*, **17**(5), 778-793.
19. Shi, T. Z., Wang, D. F. And Chen, S. M. (2015). Investigation of Negative Influences on Ride Comfort Performance of In-Wheel Motor Vehicles with High Unsprung Mass. International Conference on Power Electronics and Energy Engineering, 115-117.
20. Sun, W., Li, Y., Huang, J. and Zhang, N. (2015). Vibration effect and control of In-Wheel Switched Reluctance Motor for electric vehicle. *Journal of Sound and Vibration*, **338**, 105-120.
21. Gysen, B. L., Paulides, J. J., Janssen, J. L., & Lomonova, E. A. (2010). Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics. *Vehicle Technology, IEEE Transactions on*, **59**(3), 1156-1163.
22. Afatsun, A. C., Solmaz, S., Başlamışlı, S. C., (2015). Tekerlek içi elektrik motoru kullanan elektrikli araçlar için sürüş konforunun parametrik analizi ve iyileştirilmesi. Uluslararası katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, (14-17 Haziran 2015) Bildirileri, İzmir, 1-8.
23. Düven, E. (2007). Taşıtlar için aktif süspansiyon denetiminin geliştirilmesi, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 165s.