

Elektronik Diferansiyel İçin Farklı Viraj Çaplarındaki Sürtünme Katsayısının Tekerlek Hızlarına Etkisi

İbrahim YAVUZ^{1*}, Ali ÖZEK²

¹ Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Afyonkarahisar.

² Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Afyonkarahisar.

*Sorumlu yazar: e-posta: ¹ iyavuz@aku.edu.tr

ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-4480-2342>

² aliozek96@gmail.com

ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-3752-3222>

Geliş Tarihi: 05.02.2020

Kabul Tarihi: 02.12.2020

Öz

Anahtar kelimeler

Elektrikli Araç;
Elektronik Diferansiyel;
Matlab Simulink;
Taşıt Dinamiği

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte gün geçtikçe elektrikli araçlar trafikte yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada elektrikli araçlarda kullanılan elektronik diferansiyelin avantajlarından bahsedilerek, simülasyon üzerinden kullanım parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmanın başında elektronik diferansiyel kontrol sistemini anlamak, gerekli çalışma şartları ve kısıtlarını belirlemek için, mekanik bir diferansiyel sisteminin çalışma sistemi incelenmiştir. Simülasyon için bir taşıt mimarisi belirlenmiş ve bu mimariye uygun olarak elektronik diferansiyel MATLAB/SIMULINK ortamında modellenmesi yapılmıştır. Modelleme ile farklı viraj çaplarında ve sürtünme katsayısındaki değişimine göre maksimum taşıt hızı belirlenmiştir. Simülasyon sonuçlarında sürtünme kuvveti arttıkça tahrik tekerlekleri arasındaki hız farkı arttığı tespit edilmiştir.

Effect Of Friction Coefficient Of Different Curve Diameters On Wheel Speeds For Electronic Differential

Abstract

Keywords
Electric Vehicle;
Electronic Differential;
Matlab Simulink;
Vehicle Dynamics

With the development of technology, electric vehicles are becoming widespread in traffic day by day. In this study, the advantages of the electronic differential used in electric vehicles are discussed and the usage parameters are determined by simulation. At the beginning of the study, the working system of a mechanical differential system was examined in order to understand the electronic differential control system and determine the necessary working conditions and constraints. A vehicle structure was determined for simulation and modeled in electronic differential MATLAB / SIMULINK environment in accordance with this structure. By modeling, the maximum vehicle speed was determined according to the change in different bend diameters and friction coefficient. In the simulation results, it was determined that the speed difference between the drive wheels increases as the friction force increases.

© Afyon Kocatepe Üniversitesi

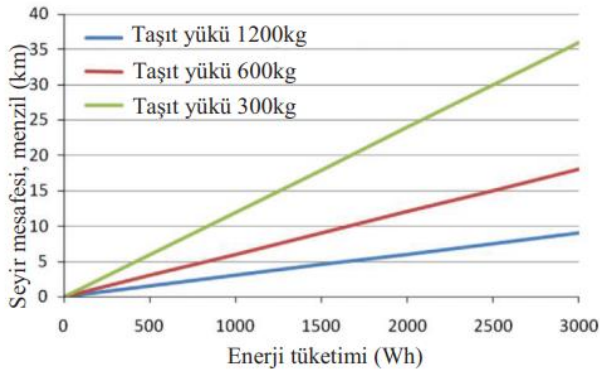
1. Giriş

Ulaşım, günlük yaşamımızda önemli bir yer kaplamaktadır. Günümüzde vazgeçilmez bir sektör olan ulaşımda kişisel otomobillerin oranı hızla artmaktadır. Bununla beraber çevre kirliliğinin artması, petrol rezervlerinin azalması ve enerji problemlerinin yaşanmasından dolayı enerjide verimlilik ve tasarruf ön plana çıkmaktadır. Bu sebeplerden dolayı alternatif kaynaklı, temiz ve yenilenebilir enerjilerin otomotiv sektöründe

kullanımı son yıllarda ivme kazanmıştır. Tüm bunlar düşünüldüğünde elektrikli araçlar teknolojinin getirdiği yeniliklerle birlikte geleceğin teknolojisi olarak görülmektedir (Akbiyık 2018, Önder 2018).

Elektrikli araçlar çevre dostu ve sessiz araçlardır. Ayrıca içten yanmalı araçlarda verim %40 civarında iken elektrikli araçlarda %90 verim sağlanabilir. Yüksek verimle çalışan bu araçlar basit yapıya sahiptirler. Dişli kutusu, egzoz sistemi, soğutma

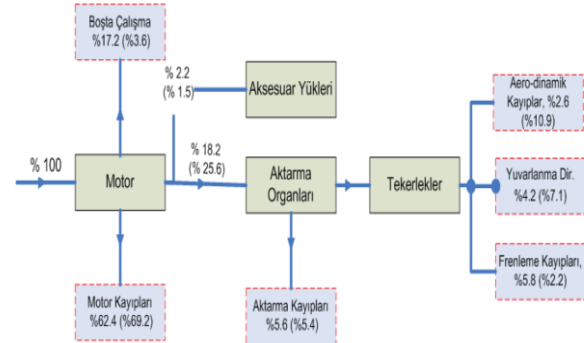
sistemi gibi konvansiyonel araçlarda kullanılması gereken yapılara ihtiyaç duymazlar. Tüm bunların yanında konvansiyonel araçlarda frenleme ile elde edilen elektrik enerjisi bataryalar üzerinde depolanıp tekrar kullanılabilir. Elektrikli araçların sağladığı bu avantajların yanında menzil ve batarya ömrünün kısa olması ve ayrıca şarj sürelerinin uzun olması problem oluşturmaktadır. Yaşanılan bu soruna Hibrit araçlar daha stabil çözümler sunsa da birincil seviyede fosil yakıtta olan ihtiyacından dolayı tam bir çözüm oluşturmaz. Fosil yakıtlara ihtiyaç duymayan tümü elektrikli araç sistemlerinde ise bu sorunun çözümü için enerji tüketiminin azaltılması gerekmektedir. Taşıtın enerji tüketiminin azaltılması için, taşıtın ağırlığının azaltılması, güç aktarımı sırasında kaybın önlenmesi ve aerodinamik direncin azaltılması gerekmektedir. Konvansiyonel araçlarda bu kaybın en büyük sebeplerinden bir tanesi güç aktarma organlarıdır. Örneğin bir taşıtta diferansiyel ve vites kutusunun ağırlığı yaklaşık olarak taşıt ağırlığının 1/10'na denk gelmektedir. Şekil 1'deki grafikten de anlaşılacağı üzere ağırlık ve menzil arasında ters orantılı bir ilişki vardır (Ayçiçek 2008, Gökçe 2015, Kartal 2018).



Şekil 1. Değişik taşıt ağırlıklarında, enerji tüketimi ve seyir mesafesi arasındaki ilişki (Soydan, 2016)

Günümüz taşıtlarında motorun krank milinden alınan hareket önce vites kutusuna aktarılır. Daha sonra da bu hareketi tekerleklere aktarmak için diferansiyel mekanizması mevcut olup, bu mekanizma yıllardır sorunsuz çalışabilmektedir. Fakat bu diferansiyel mekanizması hem fazla yer kaplamakta, hem de ağırdır. Orta boyutlardaki bir aracın aktarma organlarındaki güç kaybı Şekil 2'de görülmektedir.

İçten yanmalı motor kullanılan günümüz taşıtlarında bugüne kadar diferansiyel sistemine bir alternatif geliştirilmemiştir. Ancak elektrikli araçlarda içten yanmalı motor yerine birçok çeşitte ve boyutlarda elektrik motorları kullanılmaktadır.



Şekil 2. Orta ölçekli bir taşıtın şehir içi ve şehir dışı çevriminde harcadığı enerji miktarları (Boyalı 2008)

Bundan dolayı da içten yanmalı motorlara kıyasla daha iyi kontrol edilebilirler. Elektrikli taşıtlarda krank biyel mekanizması olmadığı için hareket kontrolünde daha esnektir. Bu esneklik de güç aktarımında diferansiyel mekanizmasına ihtiyaç duymadan elektrik motorlarını direk aracın tekerlek sistemine bağlayabilme imkânı (HUB motor) sağlar. Böylece araç, üzerindeki ağırlıklardan büyük bir oranda kurtulmuş olunur ve taşıtın hafifletilmesi sağlanır. Bu gibi avantajlardan dolayı elektrikli taşıtların mekanik verimleri daha da arttırılabilir. Kazanılan bu enerji sayesinde elektrikli araçların menzil artışı sağlanmış olur (Int Kyn. 1).

Taşıtın hareket sistemine doğrudan yerleştirilen elektrik motorları, kontrol sistemleri ile geleneksel taşıtlardaki diferansiyel sisteminin yaptığı işi yapabilmektedir.

Mekanik diferansiyelde, vites kutusundan gelen hareket bir pinyon dişli (mahruti dişlisi) aracılığı ile, kovan üzerine monte edilen ayna dişlisine aktarılır. Ayna dişlisi diferansiyel içerisinde bulunan bir dişli kutusuna civatalarla bağlanmış olup dişli ile birlikte bu kutu da hareket etmektedir. Bu dişli kutusu içerisinde iki adet aks dişlisi ve iki adet de istavroz dişlisi adı verilen dişliler mevcuttur. Aks dişlileri iç kısmı frezeli olup aks milleri bu frezeli kısımlara yerleştirilir. Taşıt doğrusal hareketi esnasında, dönme hareketi mahruti dişlisinden ayna dişlisine,

ayna dişlisinden ise dişli kutusu aracılığı ile aks dişlilerine ve buradan da akslar milleri ile tekerleklere kadar iletilmektedir. Bu durumda istavroz dişlileri sabittir.

Taşıtın viraja girmesi ile iç taraftaki tekerleğe binen yük ve dış tarafta kalan tekerin daha büyük bir mesafeyi kat etmeye zorlanması sebepleri ile, iç teker aks dişlisinin yavaşlamasına neden olur. Bu çalışma şartlarında diferansiyel dişli kutusu içinde bulunan iç teker aks dişlisi yavaşlamaya çalışacak, dış taraf aks dişlisi de hızlanmaya çalışacaktır. Aks dişlilerinin bu hareket değişimlerini sağlayabilmek için istavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında hareket ederek bu hız farkı oranında içteki aks dişlisinden aldığı hareketi dıştaki aks dişlisine iletecektir. Böylece dış teker aks dişlisi hem diferansiyel dişli kutusundan gelen hareket, hem de istavrozların verdiği hareketle kendi eksen etrafında dönmeye başlar. İç ve dış aks mili dişlileri bu iki tahrik sebebi ile tekerlerin ihtiyaçları ölçüsünde farklı hızlarda dönmeleri sağlanmış olur.

Belirli tekerlek devri sınırının üzerinde moment yüklemesinde ise kaygan zemin üzerindeki tekerlek, yola tutunamaz. Bundan dolayı tekerin devir sayısında kontrolsüz bir artış meydana gelir. Günümüz taşıtları için diferansiyeller, tahrik tekerlerinin kontrolsüz dönüşlerini sınırlandıran yani dönüşleri birbirine kısmen veya tamamen kilitleyen hidrolik, elektronik veya mekanik yardımcı sistemlerden biri kullanılmaktadır (Topaç 2010). Arslan 2011'de yapmış olduğu tez çalışmasında 8 m yarıçaplı bir daire, aks aralığı 1,5 m olan taşıtın 90°'li bir yay üzerinde dönüş yapan taşıt için, taşıtın tekerleklerindeki devir değişimleri üzerinde çalışma yapmış olup yapmış çalışmanın verileri ise Çizelge 1'de görülmektedir.

Çizelge 1. Araç hareket halindeyken mekanik bir diferansiyel sistemindeki devir değişimleri (Arslan 2011)

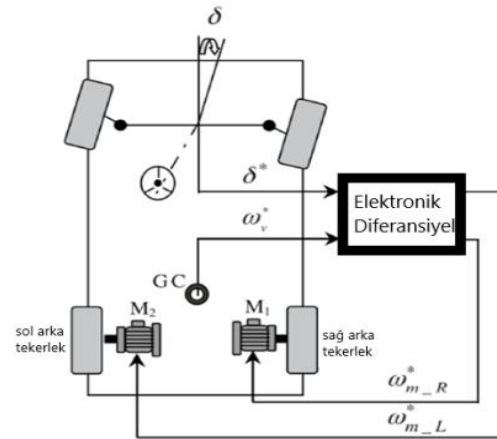
Ayna dişli	Sol Aks Dişlisi	Sağ Aks dişlisi	Durum
500 d/dk	480 d/dk	520 d/dk	Sol Viraj
500 d/dk	Hareketsiz	485 d/dk	Patinaj
500 d/dk	500 d/dk	500 d/dk	Düz Sürüş

Dolayısıyla elektrikli diferansiyelden de mekanik diferansiyel işlevlerini yerine getirmesi beklenmektedir. Elektronik diferansiyel dört temel unsuru yerine getirebilmesi gerekmektedir. Bunlardan birincisi viraj esnasında dönüş tekerlerinin devir farkını uygun olarak ayarlamalı, iki teker arasındaki devir farklarını tolere edebilmesi, taşıtın düz gideceği zaman yoldan sapma yapmasını engelleyerek her iki tekerin farklı zemin şartlarında düz ilerlerken doğrultuyu korumasını sağlamalı, bozuk yolda hareket ilerlerken taşıtın doğrultusunda sapma olmadan ilerleyebilmesinin sağlanmasıdır (Int Kyn. 1).

Bu çalışmada elektronik diferansiyel MATLAB/SIMULINK de modellenmiş ve farklı viraj çaplarındaki sürtünme katsayısının tekerlek hızlarına olan etkisi incelenmiştir.

2. Materyal ve Metot

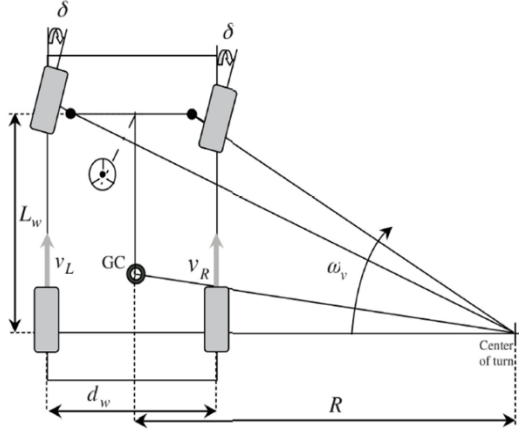
Elektronik diferansiyelin çalışma şartlarının ve kıyaslarının belirlenmesi için mekanik bir diferansiyel mantığının anlaşılması ve modellenmesi için de matematiksel olarak karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir.



Şekil 3. Modelleme için belirlenen tahrik sistemi mimarisi

Elektronik diferansiyelin modellenmesi için iki tekerlekten iki motorla tahrik edilen bir taşıt mimarisi belirlenmiştir (Şekil 3). Ayrıca viraj yörüngesinde taşıtın stabil olarak hareket edebilmesi için tahrik edilen tekerleklerde bulunan motorların kontrol edilmesi gerekmektedir. İki ayrı tekerlek iki ayrı motordan tahrik edildiği için, virajın

dışında kalan tekerleğin hızının virajın içinde kalan tekerleğin hızından büyük olması gerekmektedir. Mekanik diferansiyel bu hız farkını dişliler yardımıyla gerçekleştirmektedir ve bu hız farkı genel olarak Ackerman geometrisi yardımıyla matematiksel olarak modellenir (Şekil 4).



Şekil 4. Ackerman Geometrisi

Her bir tekerleğin doğrusal hızı, araç hızının ve viraj çapının bir fonksiyonu olarak ifade edilir;

$$V_L = W_v \times \left(R + \frac{d_w}{2}\right) \quad (1)$$

$$V_R = W_v \times \left(R - \frac{d_w}{2}\right) \quad (2)$$

Viraj çapı ise, iz genişliği ve direksiyon açısı ile ilgilidir.

Çizelge 2. Lastiklerin yol yüzeyindeki tutunma katsayısı (μ_{r0}), (Bosch 1999)

Taşıt hızı km/h	Lastiğin durumu	Yolun durumu				
		Kuru	Islak, su derinliği ~0.2 mm	Şiddetli yağmur su ~ 1 mm	Su derinliği ~ 2 mm	Buzlu
50	Yeni	0.85	0.65	0.55	0.5	0.1
	Aşınmış	1.0	0.5	0.4	0.25	Daha az
90	Yeni	0.8	0.6	0.3	0.05	Daha az
	Aşınmış	0.95	0.2	0.1	0.05	Daha az
130	Yeni	0.75	0.55	0.2	0	Daha az
	Aşınmış	0.9	0.2	0.1	0	Daha az

Sürtünme, lastikleri yolda tutan kuvettir. Gerçekten sıfır sürtünme olduğu varsayılırsa tekerlekler hareket olmadan döneceği için taşıt

$$R = \frac{L_w}{\tan \delta} \quad (3)$$

3. denklemde elde ettiğimiz R değerini 1. ve 2. Denklemde yerlerine yazarsak, tahrik edilen her bir tekerleğin çizgisel hızları bulunmuş olur.

$$W_{rL} = \frac{L_w + \left(\frac{1}{2} \times d_w \times \tan \delta\right)}{L_w} \times W_v \quad (4)$$

$$W_{rR} = \frac{L_w - \left(\frac{1}{2} \times d_w \times \tan \delta\right)}{L_w} \times W_v \quad (5)$$

iki tekerlek arasındaki açısal hız farkını bulursak;

$$\Delta W = W_{rL} - W_{rR} = \frac{d_w \times \tan \delta}{L_w} \times W_v \quad (6)$$

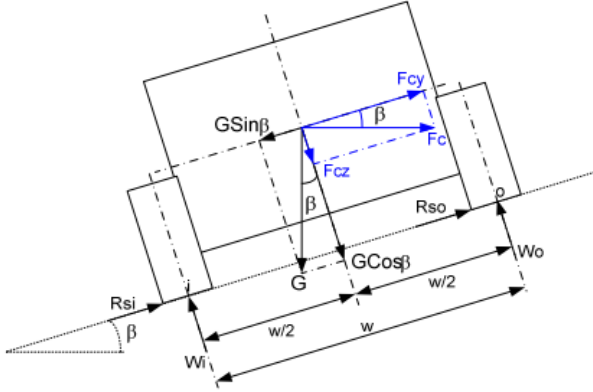
Örneğin elektronik bir diferansiyelde direksiyon açısının sayısal değerine göre viraj yönü belirlenebilir;

- $\delta > 0$ ise sağa dönüş
- $\delta = 0$ ise düz sürüş
- $\delta < 0$ ise sola dönüştür.

Taşıt bir viraja girdiğinde direksiyon açısı değiştiği andan itibaren elektronik diferansiyel kartı anlık olarak aldığı referans hız ile iki tekerleğe de anında etki eder (Hartanı 2009).

hareket edemez. Frenleme kuvvetinin dinamik aks yüküne oranı "tutunma katsayısı" olarak tanımlanır.

Tutunma katsayısı değeri, tekerlekle yol arasındaki sürtünmeye bağlıdır ve hem frenleme kuvveti hem de dinamik yüke göre değişir. Tutunma katsayısı, frenleme anında tekerleğin tam kilitlenmeden önceki değeridir. Tutunma katsayısı, ancak tekerlek kilitlendiği andaki sürtünme katsayısına eşit değerdedir (Bayrakçeken ve Düzgün 2005). Bu sebeple Çizelge 2’de tekerlek ile farklı yol şartları arasındaki tutunma katsayıları verilmiştir.



Şekil 5. Viraja giren bir taşıta etkileyen kuvvetler (Çetinkaya 2004)

Taşıt bir virajda düşük hızla girerse dışarıya, yine çok yavaş girerse içe doğru kayar. Dışarıya doğru kayma halinde tekerleklerle yol yüzeyi arasındaki sürtünme kuvveti $[(F)_s]$ içeriye doğru aksi durumda ise dışarıya doğru oluşur. Taşıtla yol arasındaki sürtünme kuvveti belirli deneyler sonucunda belirlenmiştir.

Sürtünme kuvveti içeriye doğru olup taşıt üzerindeki vektörel toplamı ise;

$$(F_N \times \sin \beta)i + (F_N \times \cos \beta)j + (F_s \times \cos \beta)i - (F_s \times \sin \beta)j - (mg)j \quad (8)$$

olur.

Bu toplam kuvvetin taşıtın kütlesiyle x yönündeki $a = \frac{v^2}{r}$ ivmesinin çarpımına eşit olması gerekir.

$$(F_N \times \sin \beta)i + (F_N \times \cos \beta)j + (F_s \times \cos \beta)i - (F_s \times \sin \beta)j - (mg)j = \frac{m \times v^2}{r_i} \quad (9)$$

Bu eşitlikten x ve y bileşenleri eşitliğinde, sırasıyla;

$$(F_N \times \sin \beta) + (F_s \times \cos \beta) = \frac{m \times v^2}{r} \quad \text{ve} \quad (F_N \times \cos \beta) - (F_s \times \sin \beta) - (m \times g) = 0 \quad (10)$$

ifadeleri bulunur.

$$F_s = \mu \times F_N \quad (11)$$

olduğuna göre, bu ifadeler;

$$\frac{m \times v^2}{r} = \frac{(m \times g) \times (\sin \beta + \mu \times \cos \beta)}{\cos \beta - \mu \times \sin \beta} \quad (12)$$

kütleleri sadeleştirip, sağ taraftaki parantezlerin içinden $\cos \beta$ parantez dışına çekildiğinde

$$\frac{v^2}{r} = \frac{g \times (\tan \beta + \mu)}{1 - (\mu \times \tan \beta)} \quad (13)$$

elde edilir.

Bu da nihayet hızın üst sınırını elde edilir.

$$V_{max} = \frac{g \times r (\tan \beta + \mu)^2}{1 - (\mu \times \tan \beta)} \quad (14)$$

Eşitliği elde edilir.

Bu eşitlikte g (yerçekimi ivmesi), r (viraj çapı) ve μ (sürtünme katsayısı) ifade edilir. Yine bu eşitlikten yola çıkılarak yol eğiminin 0 olduğu durumlarda, yola verilmesi gereken eğim açısının ve sürtünme kuvvetinin viraj esnasında araç üzerinde oluşturduğu kuvvetler doğrultusunda V_{max} hızı elde edilir.

3. Bulgular

Matlab modelinde bahsedilen matematiksel formülasyonların kombinasyonu ile elde edilen ve MATLAB/SIMULINK üzerinde modellenen elektronik diferansiyel diyagramı ve SIMULINK modeli Şekil 6 da görülmektedir.

Simülasyon için belirlenen taşıt özellikleri ise;

Taşıtın dingil mesafesi = 2,49 m;

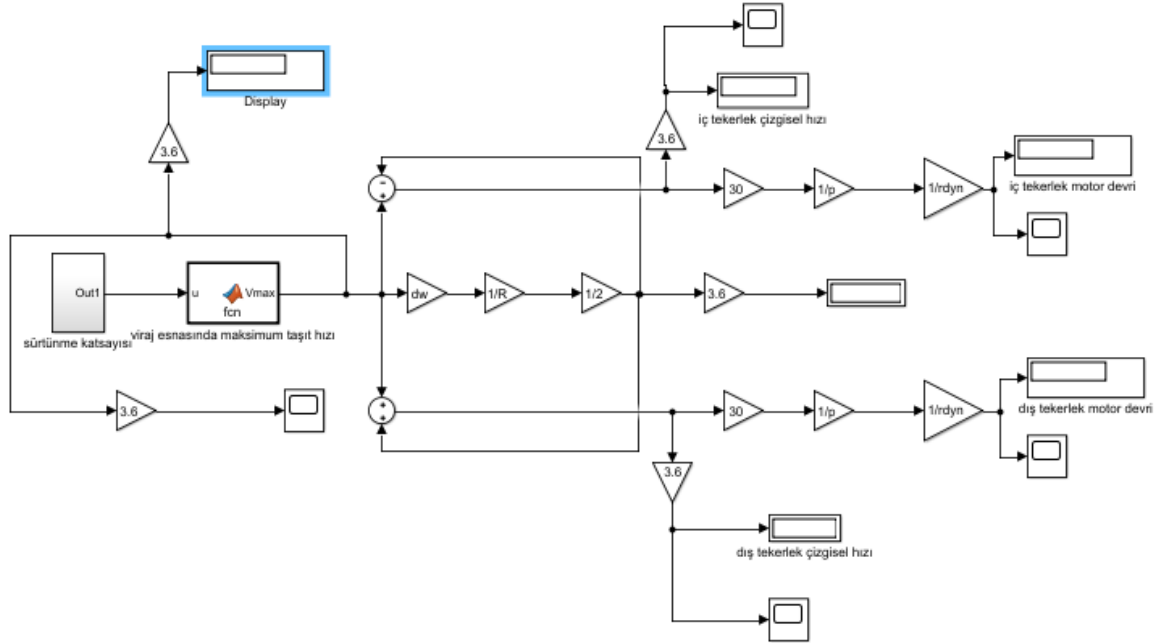
Tekerlekler arası mesafe = 1,327 m;

Ayrıca simülasyonda farklı viraj çapları ise kara yolları genel müdürlüğü tarafından belirlenen dönel kavşaklarda minimum viraj çapı olan 30m alınmıştır.

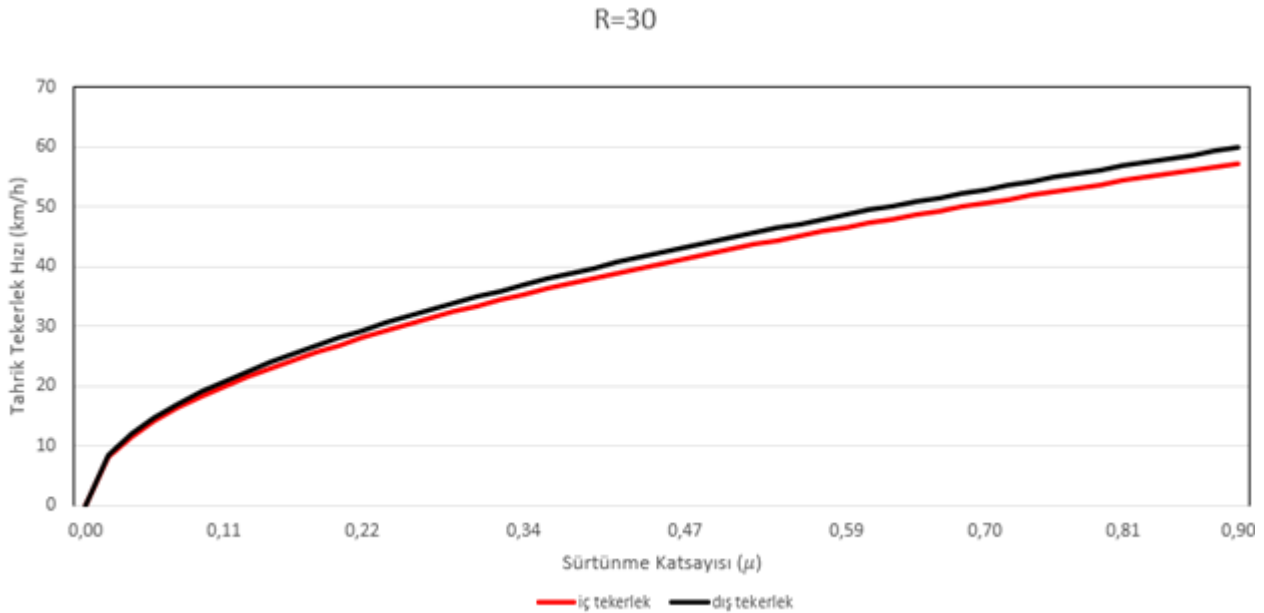
Ayrıca yine dönel kavşak çıkışlarında genellikle 100m ve 200m çapında viraj çapı olduğu kabul edilerek alınmıştır.

sürtünme katsayıları olan, $\mu= 0,1-0,9$ arasındaki değerler kullanılarak simülasyon yapılmıştır (Kumaş 2011).

Belirlenen tüm viraj çaplarında Çizelge 2’de belirlenen taşıtın tüm yol şartlarında karşılaştığı



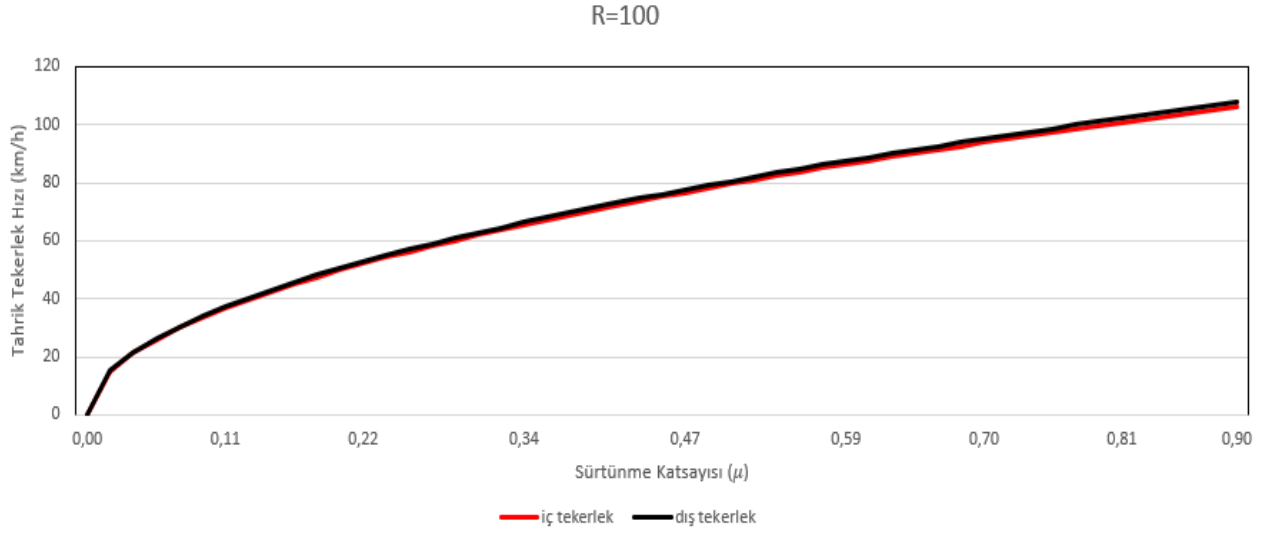
Şekil 6. Elektronik diferansiyel SIMULINK bloğu



Şekil 7. R=30 m çapındaki bir virajda tahrik tekerleklerinin maksimum hızları

Şekil 7’de 30 m çapındaki bir virajda farklı sürtünme katsayılarındaki tahrik tekerleklerinin hızları görülmektedir. Sürtünme katsayısı arttıkça, taşıt tekerlekleri arasındaki hız farkı artmaktadır. Bunun

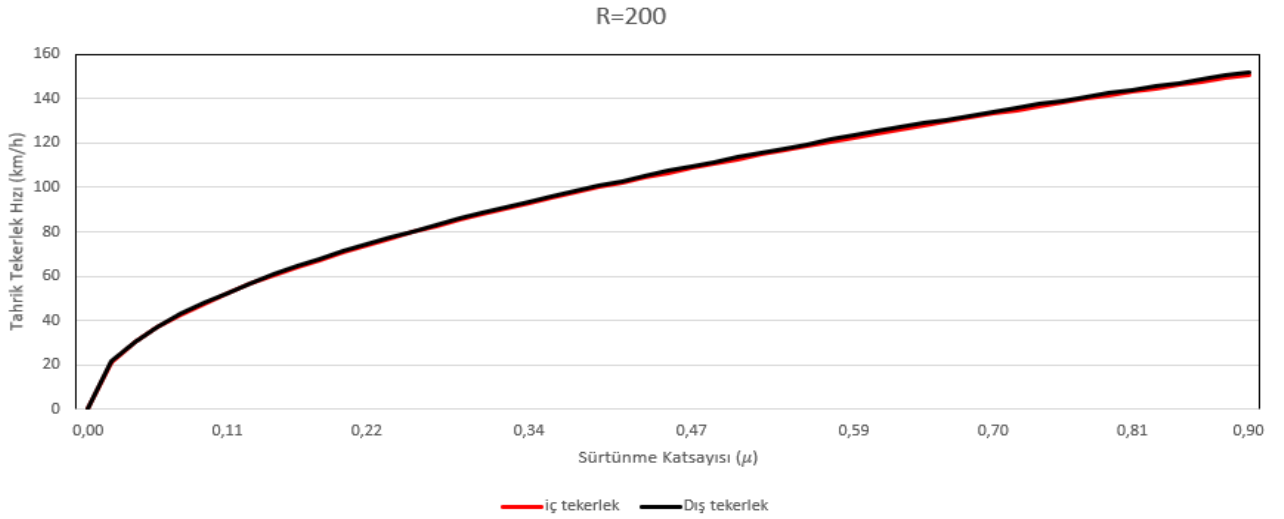
sebebi tekerlek ile yol arasındaki sürtünme katsayısına bağlı olarak taşıt viraja kayma yapmadan daha hızlı bir şekilde girebilmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 8. R=100m çapındaki bir virajda tahrik tekerleklerinin maksimum hızları

Viraj çapı arttırıldığında ise taşıt hızı artmakta ve sürtünme kuvvetinin etkisi daha iyi anlaşılmaktadır. Örneğin Şekil 8’de viraj çapı 100m olarak belirlenmiş ve sürtünme katsayısı 0,1 iken taşıt hızı 30 km/h civarında iken, sürtünme kuvveti 0,9 olduğunda 100

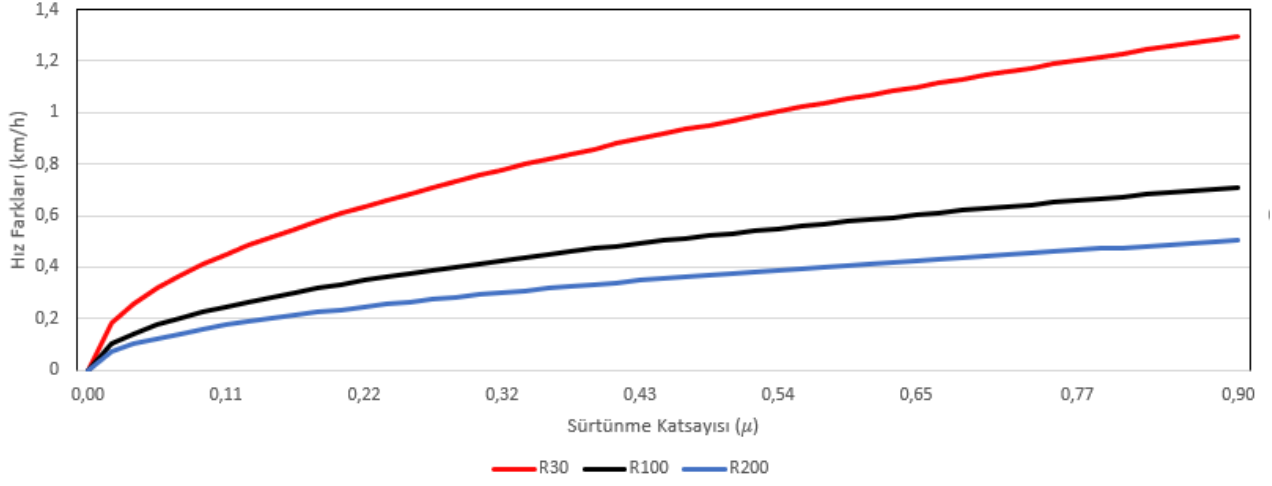
km/h’ civarında olduğu analizler sonunda tespit edilmiştir. Sürtünme kuvvetinin etkisi ile yaklaşık olarak bir taşıt viraja üç kat daha fazla hızla girebilmektedir.



Şekil 9. R=200m çapındaki bir virajda tahrik tekerleklerinin maksimum hızlar

Viraj esnasında iç ve dış tekerlekler arasındaki hız farkının belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 9’da ise viraj çapı 200m olarak belirlenmiştir. Viraj çapı arttığı için tekerlekler arasındaki hız farkı azalmıştır.

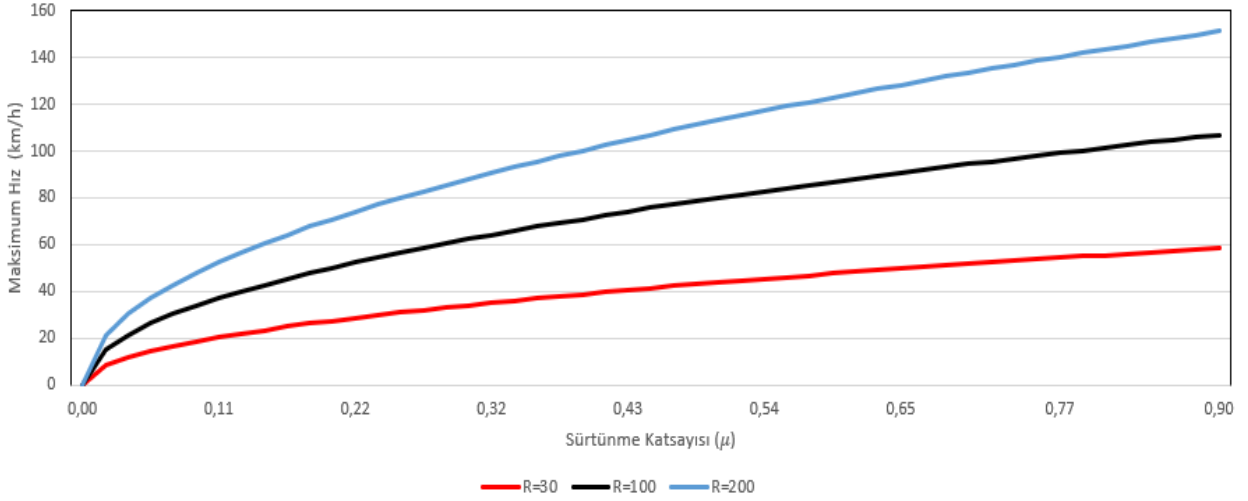
Tahrik tekerleklerindeki hız farkı, sürtünme katsayısı ve viraj çapı gibi parametrelere bağlı olarak değişmektedir. Şekil 10’da ise bu iki parametrelerin tahrik tekerleklerine olan etkisi görülmektedir.



Şekil 10. Sürtünme katsayısının değişimine göre farklı viraj çapında tahrik tekerleklerin hız farkı

Bir taşıtın virajı emniyetli bir şekilde alabilmesi için maksimum hızın belirlenmesi gerekmektedir. Sürtünme kuvvetinin artmasına bağlı olarak farklı viraj çaplarındaki taşıtın maksimum hızları Şekil 11'de

görülmektedir. Yapılan analiz grafiğinden de anlaşılacağı gibi viraj çapı ve sürtünme katsayısı arttıkça araç viraja daha hızlı girebilmektedir.



Şekil 11. Sürtünme katsayısının değişimine göre farklı viraj çapındaki taşıtın maksimum hızı

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada iki adet tekerlek içi elektrik motoru kullanılarak iki tekerlek den tahrik edilen bir taşıt mimarisi tasarlanmıştır. Belirlenen taşıt ve Ackerman geometrisi formülasyonu kullanılarak farklı viraj çaplarında sürtünme katsayısının, taşıtın virajı güvenli bir şekilde alabilmesi için maksimum hızı incelenmiştir. Analizler sonucunda;

- Taşıta viraj esnasına birçok kuvvet etki etmektedir. Bu çalışmada sürtünme kuvveti ve

viraj çapındaki değişimin taşıtın hızına olan etkisi incelenmiştir.

- Viraj çapı küçüldükçe taşıtın maksimum hız azalmakta ve tahrik tekerleklerindeki hız farkı artmaktadır.
- Maksimum taşıt hızı 200 m çapındaki ve 0,9 sürtünme katsayısındaki yolda tespit edilmiş olup yaklaşık 150 km/h olarak bulunmuştur.
- Sürtünme katsayısının artmasına paralel olarak taşıt hızı artmakta ve dolayısıyla aynı viraj çapındaki tahrik tekerleklerinin hız farkı da artmaktadır.

Teşekkür

Bu çalışmada 19.Fen.Bil.026 nolu proje ile desteklerinden dolayı Afyon Kocatepe Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkür ederiz.

5. Kaynaklar

Akbıyık E., 2018. Şehir içi günlük kullanım için bir taşıtın enerji ihtiyacının tespiti ve elektrik motorlu tahrikli haline dönüştürülmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 161.

Arslan M., 2011, Bilgisayar destekli diferansiyel dişli kutusu tasarımı, modelleme ve animasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 112.

Ayçiçek M., 2008. İki Kademeli düz dişli hız kutusu tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 91.

Bayrakçeken H., Düzgün M., 2005, Taşıtlarda fren verimi ve frenleme mesafesi analizi, *Politeknik Dergisi*, **8**, 2, 153-160.

Bosch R., 1999, Driving – Safety Systems, 2'nd updated and Expanded Edition, Warrendale, PA SAE International, Germany.

Boyalı A., 2008. Hibrit elektirikli yol taşıtlarının modellenmesi ve kontrolü. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul , 174.

Çetinkaya S., 2004, Taşıt Mekaniği 3. Baskı., Nobel Yayıncılık, 83-138.

Gökçe C., 2015. Elektrikli yol taşıtlarında bulanık mantık tabanlı tam elektrikli frenlemenin geliştirilmesi ve uygulanması, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Elektrik Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora Tezi, İstanbul, 136.

Hartanı K., 2009. Electronic Differential With Direct Torque Fuzzy Control for Vehicle Propulsion System. *Turk J Elec &Comp Sci*, **17**, 21-38.

Kara yolları tasarım raporu, 2000. Modern dönel kavşaklar için önerilen tasarım esasları.

Kartal M. R., 2018. Elektrikli araçlarda kullanılan farklı batarya ve elektrik motorların sürüş çevrimlerine göre performans analizi. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 150.

Kumaş H., 2011. Ağır araçlar için yol eğimi ve viraj yarıçapı dikkate alınarak en hızlı güzergahın belirlenmesi. *Gazi Üniv. Müh. Min. Fak. Der.* **27**, 385-395.

Önder H., 2018. Elektrikli araçların satışı üzerinde sosyo-ekonomik faktörlerin etkisi: bir panel veri analizi. *Anemon Muş Alparslan Üniversitesi Sosyal Bilgiler Dergisi*, **7**, 17-21.

Soydan Y., 2016. Elektrikli ve Konvansiyonel Otomobil Tibolojisi: *Yeni eğilimler ve uygulamaları*, **7**, 527-538.

Topaç M. M., 2010. Torsen diferansiyelin taşıt seyir dinamiğine etkisinin bir matematiksel taşıt modeli yardımıyla sayısal incelenmesi, Doktora Tezi Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 198.

İnternet kaynakları

1-https://challenge.tubitak.gov.tr/assets/efficiency-challenge_tr.pdf, (20.10.2019)