



Bataryalı Elektrikli Araçlar ile İçten Yanmalı Motorlu Araçların Devrilme Kararlılığı Yönünden Karşılaştırılması

Turgay ERGİN^{1*}

¹Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye

Article Info

Research article
Received: 24/07/2025
Revision: 31/07/2025
Accepted: 25/08/2025

Keywords

Rollover stability
Load transfer ratio
Static stability factor
Battery electric vehicle
Internal combustion engine vehicle

Makale Bilgisi

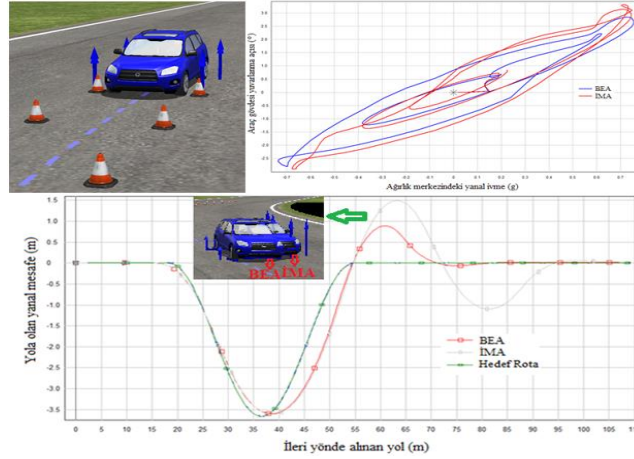
Araştırma makalesi
Başvuru: 24/07/2025
Düzeltilme: 31/07/2025
Kabul: 25/08/2025

Anahtar Kelimeler

Devrilme kararlılığı
Yük transfer oranı
Statik stabilite faktörü
Bataryalı elektrikli araç
İçten yanmalı motorlu araç

Grafik Özet (Graphical/Tabular Abstract)

Bu çalışmada, aynı şasiye sahip bataryalı elektrikli bir araç ile içten yanmalı motorlu bir araç devrilme kararlılığı yönünden karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Araçlar önce geometrik özellikleri esaslı olarak static yönden, daha sonra simülasyon ortamında dinamik manevra testleriyle dinamik yönden karşılaştırılarak incelenmiştir. / In this study, a battery electric vehicle and an internal combustion engine vehicle with the same chassis were compared for rollover stability. The vehicles were first compared statically based on their geometric characteristics, and then dynamically through dynamic maneuvering tests in a simulated environment.



Şekil A: Grafik özet / Figure A: Graphical abstract

Önemli noktalar (Highlights)

- Araçların geometrik özellikleri ve ağırlık merkezi konumları göz önüne alınarak devrilme olasılıkları ortaya konulmuştur. / The probability of rollover of the vehicles was determined by taking into account their geometrical characteristics and center of gravity positions.
- Farklı güç kaynağı ve tahrik sistemi kullanan araçların ağırlık merkezi konumları sadece aracın tavan yüksekliğine göre tahmin edilmiştir. / The center of gravity positions of vehicles using different power sources and powertrain systems are estimated only based on the roof height of the vehicle.
- Araçlar simülasyon ortamında dinamik manevra testlerine tabi tutularak devrilme kararlılıkları incelenmiştir. / The vehicles were subjected to dynamic maneuvering tests in a simulated environment and their rollover stability was examined.

Amaç (Aim): Çalışmanın amacı, bataryalı elektrikli ve içten yanmalı araçların devrilme kararlılığı yönünden karşılaştırmalı olarak incelenmesidir. / The aim of the study is to comparatively examine the rollover stability of battery electric and internal combustion engine vehicles.

Özgünlük (Originality): Araçların ağırlık merkezi konumları hesaplanarak devrilme olasılıkları belirlenmiş ve dinamik manevra testleriyle devrilme kararlılıkları incelenmiştir. / The rollover probability of the vehicles was determined by calculating the center of gravity positions and their rollover stability was examined through dynamic maneuver tests.

Bulgular (Results): Elektrikli araç içten yanmalıya göre hedef rotadan daha az sapmakta, daha büyük yanal ivme değerlerine karşı koyabilmekte ve virajda daha az yuvarlanmaktadır. / Compared to internal combustion engine vehicles, electric vehicles deviate less from the target route, can withstand greater lateral acceleration values and roll less on curves.

Sonuç (Conclusion): Elektrikli araç içten yanmalıya göre 265 kg daha ağır olmasına rağmen devrilme kararlılığı daha üstündür. / Although the electric vehicle is 265 kg heavier than the internal combustion engine, its rollover stability is superior.



Bataryalı Elektrikli Araçlar ile İçten Yanmalı Motorlu Araçların Devrilme Kararlılığı Yönünden Karşılaştırılması

Turgay ERGİN^{1*}

¹Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye

Makale Bilgisi

Araştırma makalesi
Başvuru: 24/07/2025
Düzeltilme: 31/07/2025
Kabul: 25/08/2025

Anahtar Kelimeler

Devrilme kararlılığı
Yük transfer oranı
Statik stabilite faktörü
Bataryalı elektrikli araç
İçten yanmalı motorlu araç

Öz

Devrilmeyle sonuçlanan kazalarda ölüm oranları yüksek olduğundan araçların devrilme kararlılığı önem arz etmektedir. Bu çalışmada; aynı C-SUV şasiyi kullanan bataryalı elektrikli ve içten yanmalı motora sahip iki araç devrilme kararlılığı açısından karşılaştırılmıştır. Araçlar öncelikle geometrik özelliklerin ve araç boyutlarının etkili olduğu statik stabilite faktörü (SSF) ve yük transfer oranı (YTO) vasıtasıyla değerlendirilmiştir. Bataryalı elektrikli aracın (BEA) devrilme olasılığı %8,4 iken içten yanmalı motorlu aracın (İMA) devrilme olasılığı %16,6 olmuştur. BEA'da devrilme İMA'ya göre YTO dikkate alındığında %15 daha yüksek bir yanal ivme değerinde gerçekleşmiştir. Araçlar dinamik davranışlar açısından değerlendirilmek üzere simülasyon ortamında 50 km/h hızda geyik testlerine tabi tutulmuştur. Araç gövdesi yuvarlanma açılarına bakıldığında İMA'nın gövde yuvarlanmasının BEA'ya göre %50 daha fazla olduğu görülmüştür. Devrilme kararlılığı yönünden BEA'nın İMA'ya göre üstün olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmanın, içten yanmalı araçların bataryalı elektrikli araçlara dönüştürülmesi çalışmalarına temel oluşturması öngörülmektedir.

Comparison of Battery Electric Vehicles and Internal Combustion Engine Vehicles in terms of Rollover Stability

Article Info

Research article
Received: 24/07/2025
Revision: 31/07/2025
Accepted: 25/08/2025

Keywords

Rollover stability
Load transfer ratio
Static stability factor
Battery electric vehicle
Internal combustion engine vehicle

Abstract

Vehicle rollover stability is crucial, because rollover accidents have high fatality rates. In this study, battery-electric and internal combustion engine vehicles, using the same C-SUV chassis, were compared in terms of rollover stability. The vehicles were first evaluated using the static stability factor (SSF) and load transfer ratio (LTR), which are influenced by geometric characteristics and vehicle dimensions. The rollover probability of a battery-electric vehicle (BEV) was 8.4%, while the rollover probability of an internal combustion engine vehicle (CEV) was 16.6%. The rollover occurred at 15% higher lateral acceleration value for the BEV compared to the CEV, considering the LTR. The vehicles were subjected to moose tests at 50 km/h in a simulated environment to evaluate their dynamic behavior. Vehicle body roll angles revealed that the CEV had 50% greater body roll than the BEV. It was concluded that the BEV was significantly superior to the CEV in terms of rollover stability. This study is expected to form the basis for studies on converting internal combustion vehicles to battery-electric vehicles.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Karayolu trafik kazalarının küçük bir bölümü devrilmeyle sonuçlanmaktadır. Ancak, devrilmeyle sonuçlanan kazalardaki ölüm ve ciddi yaralanma oranları çok yüksektir. Bu nedenle, araç devrilmelerinin önlenmesi büyük öneme sahiptir. Piyasaya arz edilen yeni araçlar geliştirme aşamalarında bir takım test ve değerlendirmelere

tabi tutulmaktadır. Özellikle Avrupa'da Yeni Araç Değerlendirme Programı (NCAP) tarafından devrilme direnci derecelendirmeleri titizlikle yapılmaktadır. Devrilme derecelendirme sistemi, bir yıldızdan beş yıldıza kadar değişebilmektedir.

Devrilme kararlılığı açısından ağırlık merkezinin konumunun bilinmesi büyük önem taşımaktadır. Ağırlık merkezi ile darbe kuvveti vektörü

arasındaki mesafe kaza esnasında ve sonrasındaki araç dinamiklerini ve hareketlerini etkilemektedir. Bu nedenle, ağırlık merkezinin yeri diğer birçok kazada da önemli rol oynamaktadır. Literatürde ağırlık merkezinin konumunu hesaplamak için birçok regresyon modeli ve pratik kural önerilmiştir. Furbeth [1] çalışmasında 147 aracın devrilme kararlılığı ölçümlerine dayalı regresyon analizleri yapmıştır. Hem İMA hem de BEA için olmak üzere ağırlık merkezinin konumunu hesaplamada kullanılacak iki model geliştirmiştir. Her iki regresyon modelinin de genellikle araç üreticisi tarafından belirtilen tavan yüksekliğini giriş parametresi olarak kullandığını belirtmiştir. Ayrıca bataryalı elektrikli araçlar için geliştirdiği modelin literatürde ilk referans model olduğunu ileri sürmüştür. Her iki model için de %95 güven aralığı olduğunu belirtmiş ve ağırlık merkezinin konumu ile ilgili yapılacak hesaplama ve simülasyonlarda güvenle kullanılabileceğini ileri sürmüştür. Allen ve arkadaşları [2], ilk kez araç yüksekliğinin ağırlık merkezi yüksekliği ile ilişkili olduğunu fark etmişler ve $\pm$ %5 hata ile ağırlık merkezi yüksekliğini tahmin edebilen bir model önermişlerdir. Daha sonraki yıllarda yapılan birçok çalışmada daha küçük hatalarla daha doğru tahminler yapabilen ve sadece araç yüksekliğine ihtiyaç duyan birçok model geliştirilmiştir. Burckhardt ve Burg [3], araç kütlesi ve aks aralığını esas alarak yine ağırlık merkezi yüksekliğini tahmin eden bir model geliştirmişlerdir.

Araç ağırlık merkezi yüksekliği azaltılarak devrilme kararlılığı iyileştirilebileceği gibi devrilme önleme sistemlerinin kullanımıyla da devrilme kararlılığı iyileştirilebilmektedir. Yapılmış çalışmalara bakıldığında devrilme önlemede farklı yöntemlerin devrilme dinamiklerine etkileri incelenmiştir. Araç dinamiklerine müdahale ederek manevra sırasında oluşan devrilme momentlerine karşı koyarak çalışan aktif güvenlik sistemleri mevcuttur. Bunlardan biri aktif viraj denge çubuğu [4-6], diğeri aktif direksiyon sistemi [7] ve bir diğeri ise otomatik fren uygulayan elektronik stabilite programı (ESP) sistemleridir [8,9]. Ayrıca, aktif süspansiyon sistemleri [10] de yine devrilme önlemede yaygın olarak tercih edilmektedir. Bu bahsedilen devrilme önleme sistemleri bazen de birbirleriyle entegre çalışabilmektedir [11]. Devrilmeyi önlemede araçların dinamik performansını artırmak için aktif yapısal dönüşüm teknolojileri de yenilikçi çalışmalardandır [12]. Son olarak, elektrikli araçlarda tekerlek içi motorlarının kullanımıyla ortaya çıkmış dört tekerlekten diferansiyel tahrik sistemlerinin aktif süspansiyon sistemleriyle birlikte kullanımı sayesinde devrilme dinamikleri yine iyileştirilebilmektedir [13].

Bu çalışmada, kullandıkları güç kaynakları dışında aynı şasiye sahip iki farklı araç devrilme kararlılığı yönünden karşılaştırılmıştır. Bunlardan biri daha düşük ağırlık merkezi yüksekliğine sahip ve bataryadan dolayı daha ağır olan BEA, diğeri ise daha yüksek ağırlık merkezli ve daha hafif olan İMA'dır. Öncelikle bir aracın devrilme eğilimini ortaya koymada büyük öneme sahip SSF, YTO ve devrilme olasılığı parametreleri her iki araç tipi için de hesaplanmıştır. Bu parametreler aracın ağırlık merkezi yüksekliği, boyutları ve geometrisi ile ilişkilidir. Araçların dinamik davranışlarını inceleyebilmek için ise daha sonra CarSim programında simülasyonlar gerçekleştirilerek araçlar devrilme kararlılığı yönünden karşılaştırılmıştır.

2. DEVRİLME KARARLILIĞI (ROLLOVER STABILITY)

Aracın devrilmesine sebep olan durumlara bakıldığında, aşırı hızlı bir şekilde viraja girme, ani ve sert bir biçimde şerit değiştirme veya engelden kaçınma manevrası yapma, sert esen yanal rüzgarlar ve aracın ön-arka tekerlekleri veya sağ-sol tekerlekleri arasında ciddi seviye farkı yaratabilecek tümsek ya da çukurlara girmek örnek sürüş durumları olarak gösterilebilir. Bir aracın devrilmeye karşı gösterdiği direnç ne kadar büyük olursa, devrilme kararlılığı da o derece iyi olacaktır. Devrilme kararlılığı üzerinde büyük etkilere sahip araç parametrelerine bakıldığında araç iz genişliği ve ağırlık merkezi yüksekliği ön sıralarda yer almaktadır. Yuvarlanma merkezi, yuvarlanma açısı, yuvarlanma hızı ve yanal ivmelenme gibi parametreler de yine devrilme riskini etkileyen diğer araç parametreleridir. Bu parametrelerin birbiriyle ilişkilerinden doğan ve devrilme kararlılığı üzerinde büyük etkileri bulunan bazı kavramlar aşağıda verilmiştir.

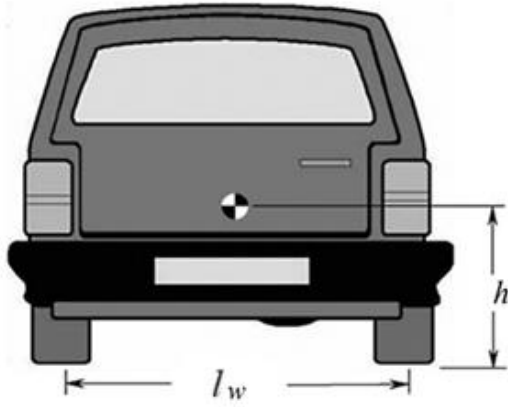
2.1. Statik Stabilité Faktörü (SSF) (Static Stability Factor)

Amerika'da Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi (NHTSA), NCAP'in bir parçası olarak tüm yeni araçlar için devrilme direnci derecelendirmeleri sağlamaktadır. Devrilme derecelendirme sistemi, bir yıldızdan (%40 veya daha fazla devrilme riski) beş yıldıza (%10 veya daha az devrilme riski) kadar değişmektedir. Başlangıçta, NCAP devrilme direnci derecelendirmeleri yalnızca bir aracın SSF temelinde sağlanmıştır. Fakat SSF bir aracın devrilme eğilimini azaltabilen süspansiyon özelliklerinin veya ESP'nin etkisini içermediğinden devrilme direncinin belirlenmesinde dinamik manevra testleri de kullanılmaya başlanmıştır. SSF

bir aracın yalnızca geometrik özelliklerini içermektedir. Yine de SSF devrilme derecesinin hesaplanmasında dinamik manevra testlerinden daha büyük bir rol oynamaktadır. Bir aracın SSF'si Eşitlik (1)'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$SSF = \frac{l_w}{2h} \quad (1)$$

Burada, “ l_w ” ve “ h ” Şekil 1’de gösterildiği gibi sırasıyla, aracın iz genişliği (m) ve ağırlık merkezinin yüksekliğidir (m).



Şekil 1. Aracın SSF parametreleri [14] (SSF parameters of the vehicle)

Araç viraj almadan düz bir rotada ilerlerken herhangi bir yanıl ivme oluşmadığında sağ ve sol tekerleklere gelen yükler eşit olmaktadır. Araç viraj alırken yanıl ivme değeri artar ve yeterince büyük bir yanıl ivme değerinde viraj içindeki tekerleklere gelen yük sıfır olmaktadır. Viraj içindeki tekerleklerin yerden kalkmaya başladığı yanıl ivme değeri Eşitlik (2)’de verilmiştir. Burada “ g ” yerçekimi ivmesidir (m/s²).

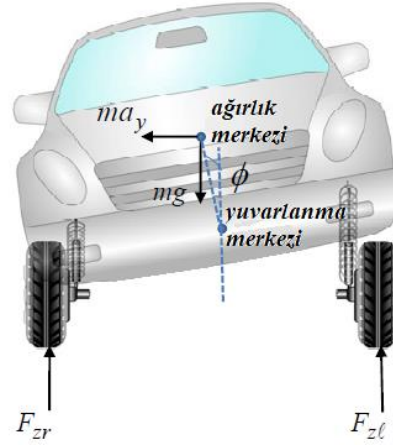
$$a_{y_kalkma} = \frac{l_w}{2h} g \quad (2)$$

Eşitlikten de görüldüğü üzere SSF devrilmenin başlangıcını direkt olarak etkilemektedir. SSF ne kadar büyük ise, devrilmenin meydana geldiği yanıl ivme değeri o kadar büyük olmakta ve araç daha zor devrilmektedir.

2.2. Yük Transfer Oranı (YTO) (Load Transfer Ratio)

YTO, devrilme önleme sistemlerinin tasarımında temel bir kavram olarak kullanılmaktadır. Devrilme indeksi olarak da kullanılan YTO, aracın devrilme olasılığını gösteren ve aktif devrilme önleme sistemlerinde hesaplanan gerçek zamanlı bir

değişkendir. Şekil 2’de virajda yuvarlanma hareketine maruz kalan bir aracın düşey tekerlek yükleri şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2. Virajda yuvarlanan aracın düşey tekerlek yükleri [15] (Vertical wheel loads of a vehicle rolling on a curve)

Aracın yuvarlanma hareketinin neden olduğu düşey tekerlek kuvvetleri (N) sağ ve sol tekerlekler için sırasıyla “ F_{zr} ” ve “ F_{zl} ” ile gösterilmiştir. Araç gövdesinin yuvarlanma açısı (°) ise “ ϕ ” ile verilmiştir. YTO, bir aracın sağ ve sol tekerlek düşey yükleri arasındaki farkın bu düşey yüklerin toplamına bölünmesi ile elde edilmektedir. Eşitlik (3)’te “ R ” ile gösterilen YTO verilmiştir.

$$R = \frac{F_{zr} - F_{zl}}{F_{zr} + F_{zl}} \quad (3)$$

Viraj alma yönüne göre sağ veya sol tekerlek düşey yükleri yeterince büyük bir yanıl ivme değerine ulaşıldığında zemin ile teması kesilecek ve sıfır olacaktır. Eşitlik (3)’ten görüldüğü üzere sola dönüş yaparken sol tekerlek düşey yükleri ve sağa dönüş yaparken de sağ tekerlek düşey yükleri sıfır olduğunda sırasıyla YTO değerleri “+1” ve “-1” değerlerini almaktadır. Bu nokta devrilmenin başlangıcıdır. Araç herhangi bir direksiyon açısı verilmeden düz bir yolda giderken $F_{zr}=F_{zl}$ olur ve YTO değeri sıfırdır. Araç devrilme kararlılığı yönünden en iyi durumdadır. YTO değeri gerçek zamanlı olarak doğrudan hesaplanamaz. Çünkü düşey tekerlek yüklerinin ölçülmesi oldukça zordur. Bunun yerine Eşitlik (4)’te YTO’nun tahmininde yaygın olarak kullanılan formül verilmiştir [2,15].

$$R = \frac{2h}{l_w g} a_y \cos \phi + \frac{2h}{l_w} \sin \phi \quad (4)$$

Burada, küçük yuvarlanma açılarında yuvarlanma açısının ölçülmesi gereksinimi ortadan

kaldırılabilir. Yuvarlanma açısı ölçümünün araçlarda standart bir ölçüm olmaması ve bu ölçümün maliyetli bir işlem olması sebebiyle mevcut YTO formülü basitleştirilebilir. Bu durumda yaklaşık YTO formülü Eşitlik (5)'te verildiği gibi olur. Basitleştirilmiş YTO formülü, elektronik stabilite kontrol sistemleri ile donatılmış tüm araçlarda tipik olarak mevcut bir ölçüm olan sadece yanal ivmenin (a_y) ölçülmesini gerektirmektedir [7,15].

$$R_{yaklaşık} = \frac{2ha_y}{l_w g} \quad (5)$$

3. ARAÇ PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ (DETERMINATION OF VEHICLE PARAMETERS)

Araç üzerinde ağırlık merkezinin konumu üç farklı şekilde tanımlanabilmektedir. Bunlar; ağırlık merkezinin araç boyuna eksenindeki konumu, araç enine eksenindeki konumu ve son olarak da ağırlık merkezi konumunun yerden yüksekliğidir. Araç boyuna ve enine olan ağırlık merkezi konumları genelde araç simetri merkezinde kabul edilebilir. Burada devrilme dinamikleri açısından asıl önemli olan ağırlık merkezi yüksekliğinin konumudur. Bu nedenle bu çalışmada karşılaştırmalar ağırlık merkezi yüksekliği esas alınarak yapılmıştır.

Daha önce giriş bölümünde bahsedildiği üzere literatürde araç ağırlık merkezi yüksekliğini tahmin edebilecek birçok model önerilmiştir. Fuerbeth [1] 2024 yılında hem içten yanmalı motorlu araçlar hem de bataryalı elektrikli araçlar için farklı iki regresyon modeli geliştirmiş ve bu çalışmada farklı

güç kaynağına sahip araçların ağırlık merkezi yükseklikleri bu iki model kullanılarak tahmin edilmiştir. Ağırlık merkezi yüksekliğini araç yüksekliği kullanarak yaklaşık olarak hesaplama yaklaşımı, 147 araçlık örneklemin binek otomobilleri ve aynı zamanda günümüzün çok popüler SUV araçlarını da içerdiğinden, çok çeşitli araçlara uygulanabilmektedir. Bataryalı elektrikli araçların ağırlık merkezi yüksekliğinin belirlenmesinde kullanılan model Eşitlik (6)'da ve içten yanmalı motorlu araçların ağırlık merkezinin belirlenmesinde kullanılan model ise Eşitlik (7)'de verilmiştir. Her iki modelin de gereksinim duyduğu tek araç parametresi " h_a " araç yüksekliğidir (m).

$$h = 0,3302h_a + 0,0171 \quad (6)$$

$$h = 0,4352h_a - 0,0788 \quad (7)$$

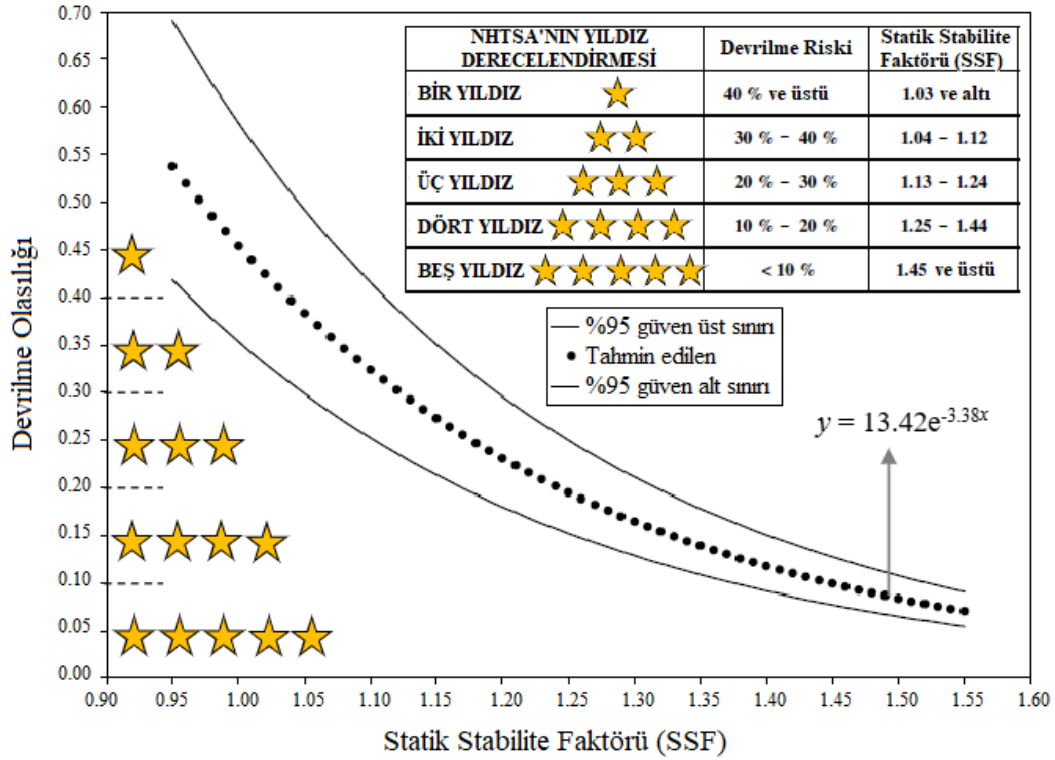
Bu çalışmada devrilme kararlılığı yönünden karşılaştırılacak olan BEA ile İMA'nın teknik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Her iki aracın ağırlık merkezi yüksekliği yukarıda verilen modellere göre hesaplanmıştır. Ayrıca, Eşitlik (1)'e göre her iki aracın SSF değerleri de yine Tablo 1'de verilmiştir. BEA'nın SSF değeri 1,50 iken İMA'nın SSF değerinin 1,30 olduğu görülmektedir. Araçlar, sadece geometrik özellikleri ve ağırlık merkezi yüksekliğini barındıran SSF değerine göre karşılaştırıldığında BEA'nın İMA'ya göre devrilme kararlılığının daha iyi olduğu yani daha zor devrildiği söylenebilir. Bunun yanında, ilerleyen kısımlarda yapılan simülasyonlarla araç kütlelerinin etkisi de devrilme dinamiklerine yansıtılarak daha kapsamlı karşılaştırmalar yapılmıştır.

Tablo 1. Araç parametreleri (Vehicle parameters)

Araç Parametresi	BEA (150 kW, Elektrik Motorlu)	İMA (150 kW, 1998 cm ³ Benzinli)
Araç Yüksekliği (m)	1,56	1,59
İz Genişliği (m)	1,592	1,592
Aks Aralığı (m)	2,692	2,692
Araç Yüksüz Ağırlığı (kg)	1960	1695
Ağırlık Merkezi Yüksekliği (m)	0,532	0,613
SSF	1,50	1,30
Devrilme Olasılığı (%)	8,4	16,6

Bir aracın SSF değeri, devrilme riski olasılığıyla ilişkilidir. Amerika Birleşik Devletleri'ndeki NHTSA, 226 000 kaza soruşturmasına dayanan istatistiksel analizler gerçekleştirmiş ve tek araçlı bir kazada SSF değerinin devrilme olasılığını önemli ölçüde etkilediği sonucuna varmıştır. İstatistiksel verilere dayanarak, Şekil 3'te gösterildiği gibi bir aracın devrilme olasılığı ile SSF değerini ilişkilendiren bir model oluşturulmuştur. Tahmin edilen korelasyon noktalı çizgiyle, %95

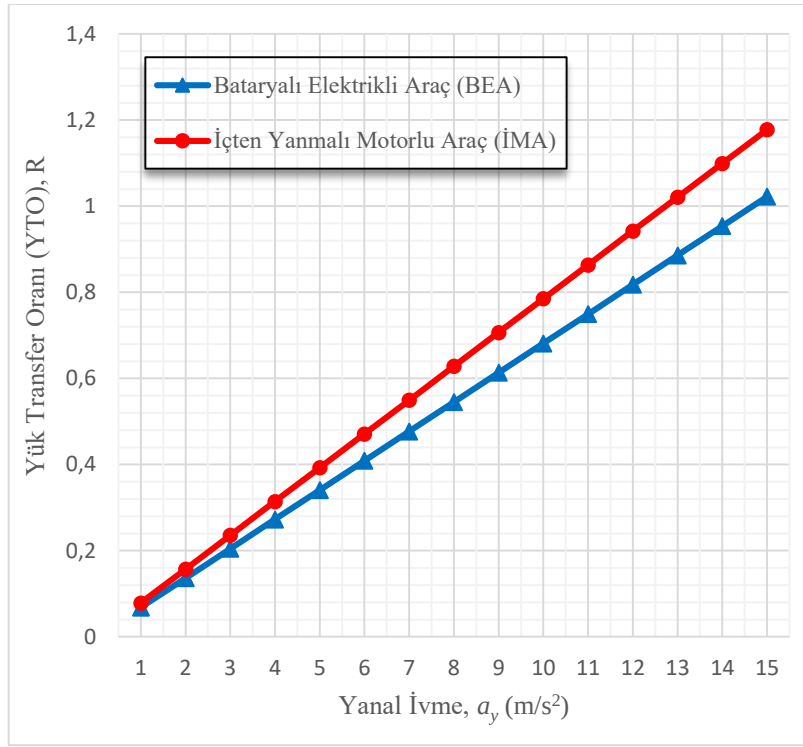
güven aralığına sahip korelasyonların üst ve alt sınırları ise düz çizgilerle gösterilmiştir. SSF ile devrilme olasılığı arasındaki istatistiksel ilişki, NHTSA'nın çeşitli araçlar için devrilme direnci derecelendirme sisteminin belirlemesinin temelini oluşturmaktadır. Bu istatistiksel modele göre mevcut çalışmadaki her iki araç için hesaplanan devrilme olasılığı değerleri yine Tablo 1'de görülmektedir. Buna göre BEA NHTSA'nın SSF temelli derecelendirmesinden 5 yıldız alırken, İMA 4 yıldız alabilmektedir.



Şekil 3. SSF ile devrilme olasılığı arasındaki istatistiksel korelasyon ve NHTSA'nın devrilme direnci derecelendirme sistemi [16,17] (Statistical correlation between SSF and rollover probability and NHTSA's rollover resistance rating system)

Araçların dairesel bir pist etrafında sabit durum viraj alma sırasında yanal ivmenin bir fonksiyonu olarak YTO değerlerinin gösterildiği grafik Şekil 4'te verilmiştir. Araçların yük durumlarının ve dolayısıyla ağırlık merkezi yüksekliği değerlerinin değişmesiyle yük transfer oranı değerlerinin de değişebileceği unutulmamalıdır. YTO'nun "+1" ya da "-1" olduğu durumda viraj içindeki tekerleklerin yer ile temasını keserek devrilmenin başladığı anlaşılmaktadır. Burada işaretin negatif veya pozitif olması aracın sağa veya sola viraj aldığını göstermektedir. Şekil 4'te görüleceği üzere İMA yaklaşık 13 m/s²'lik bir yanal ivme değeri

ulaşıldığında viraj içindeki tekerlekleri yerden kalkarak devrilmenin başladığı anlaşılmaktadır. Aynı ivme değerinde BEA'nın YTO değerinin 0,88 olduğu görülmektedir. BEA'nın devrilme başlangıcı yaklaşık 15 m/s²'lik bir ivme değerinde gerçekleşmektedir. Bu da BEA'da devrilmenin İMA'ya göre %15 daha büyük bir yanal ivme değerinde başladığını göstermektedir. Ayrıca düşük yanal ivme değerlerinde iki farklı aracın YTO değerleri arasındaki farkın küçük olduğu, yanal ivme değerinin artmasıyla araçların YTO değerleri arasındaki farkın da açıldığı görülmektedir.

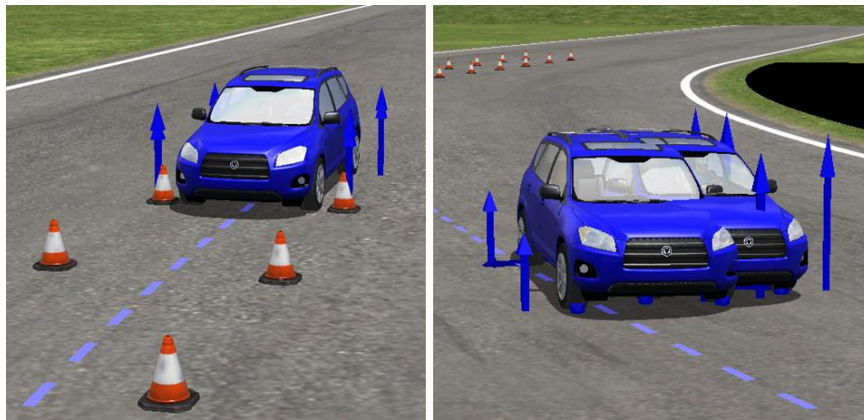


Şekil 4. Yanal ivme değerlerine göre araçların YTO değerlerinin karşılaştırılması (Comparison of YTO values of vehicles according to lateral acceleration values)

4. ARAÇLARIN DEVRİLME KARARLILIĞI SİMÜLASYONLARI VE SONUÇLARI (ROLLOVER STABILITY SIMULATIONS OF VEHICLES AND RESULTS)

Her iki araca ait devrilme kararlılığı simülasyonları Tablo 1'deki araç parametreleri kullanılarak CarSim simülasyon programında yapılmıştır. Araçlarda bağımsız süspansiyonlar tercih edilmiş ve ESP sistemleri kapalı olarak simülasyon testleri gerçekleştirilmiştir. BEA ve İMA aynı şasislerde ve

eşit güçlerde olduklarından İMA'da kullanılan içten yanmalı motor güçlü versiyon olan 2 lt'lik bujiyle ateşlemeli motordur. Simülasyon testlerindeki araçların sadece ağırlık merkezi yüksekliği ve araç kütlesi parametreleri birbirinden farklıdır. Şekil 5'te simülasyon ortamındaki araçlar görülmektedir. Tekerleklerin yanlarındaki yukarı doğru olan düşey oklar her bir tekerlekteki düşey kuvvetleri göstermektedir.



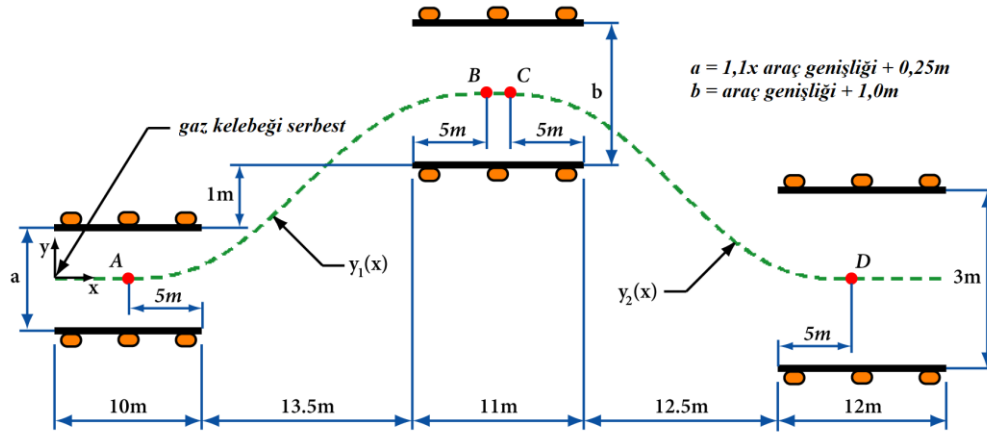
Şekil 5. Simülasyon ortamındaki araçlar (Vehicles in the simulation environment)

Simülasyonlarda araçlara geyik testi (kaçış manevrası / çift şerit değiştirme testi) uygulanmıştır. Geyik testi araçların savrulma, yuvarlanma ve devrilme eğilimlerini değerlendirmede kullanılan dinamik testlerden en yaygınıdır. Geyik testi, bir

aracın rotası üzerinde aniden ortaya çıkan canlı veya cansız bir engelden manevra yaparak kurtulması ve kazaya neden olmadan rotasına geri dönebilme becerisini ölçmeye yarayan bir testtir. Geyik testinin teknik özellikleri ISO 3888 standardında

tanımlanmıştır [18]. Geyik testi asfalt zeminde gerçekleştirilmektedir. Simülasyonlarda zemin sürtünme katsayısı 0,85 olarak alınmıştır. Geyik testleri fren kullanılmadan sabit bir hızda sadece direksiyon hareketleriyle “S” şeklindeki bir

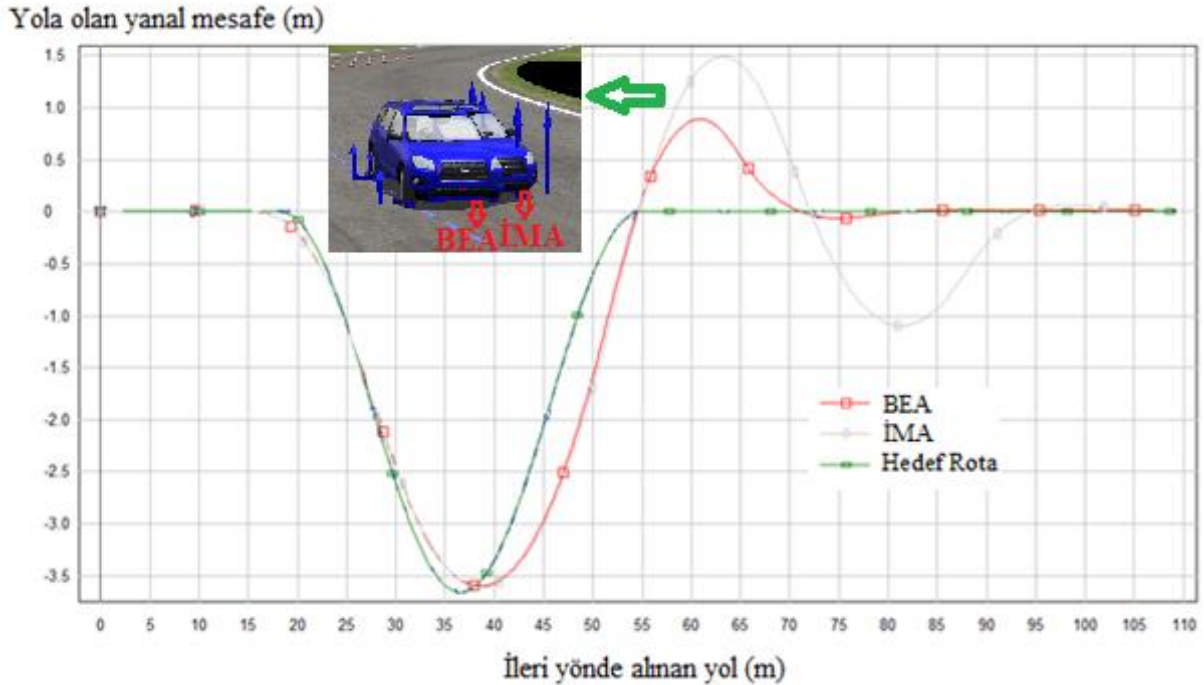
parkurda gerçekleştirilmektedir. Yapılan simülasyonlarda araç test hızı olarak 50 km/h hız değeri kullanılmıştır. Testlerde kullanılan parkurun teknik özellikleri Şekil 6’da verilmiştir. Parkur genişliği araç genişliğine göre ayarlanmaktadır.



Şekil 6. Geyik testi parkur özellikleri [18,19] (Moose test track features)

Yapılan simülasyonlar sonucunda her iki aracın hedef rotadan sapma oranları Şekil 7’de verilmiştir. Özellikle son istasyonda (kendi şeridine dönüş istasyonu) araçların hedef rotadan sapma mesafelerinin maksimum olduğu görülmektedir. Burada İMA’nın sapma değerlerinin BEA’ya göre daha fazla olduğu görülmektedir. BEA’nın sapma

değeri 60,8 m ileri yönde yol alındığı anda maksimum 0,88 m iken İMA’nın maksimum sapma değeri 63 m ilerleme sağlandığında maksimum 1,49 m olarak gerçekleşmiştir. İMA’nın geyik testinde 50 km/h hızda, ESP kapalı durumda BEA’ya göre rotasından sapması %69,3 daha fazla olmuştur.



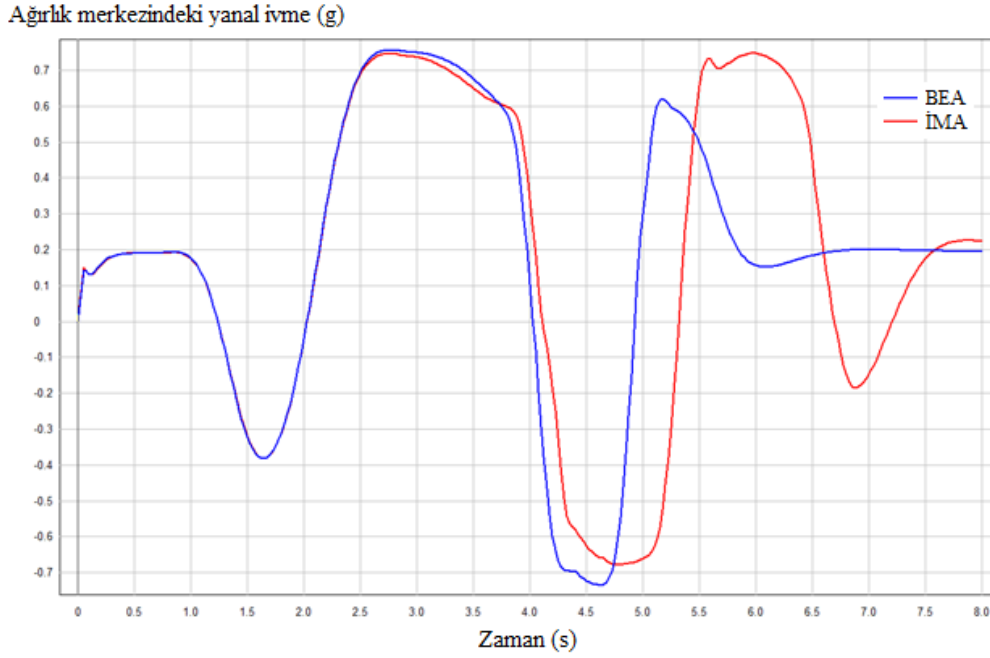
Şekil 7. Araçların hedef rotadan sapma durumları (Vehicle deviations from the target route)

Araçların zamana bağlı ağırlık merkezlerindeki yanal ivme değişimleri yerçekimi ivmesi cinsinden Şekil 8’de verilmiştir. Yine son istasyonda iki aracın ağırlık merkezindeki yanal ivme değerleri

arasında maksimum fark oluşmuştur. BEA’nın yanal ivme değeri test başlangıcından 5,2 s sonra 0,62 g olurken, İMA’nın yanal ivme değeri 6 s sonra 0,75 g olarak gerçekleşmiştir. İMA’nın ağırlık

merkezindeki yanal ivme değeri BEA'ya göre %21 daha fazladır. Bir önceki manevrada anlık olarak İMA'nın yanal ivme değerinin BEA'ya göre daha

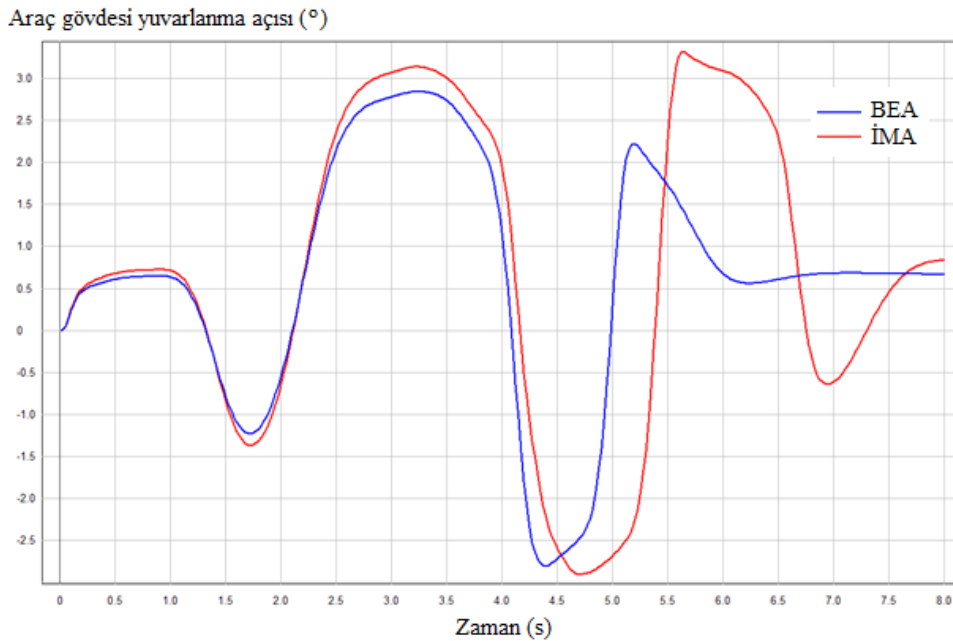
az görünmesinin sebebi İMA'nın hedef rotadan saparak yanal ivme değerinde anlık düşme meydana gelmesidir.



Şekil 8. Zamana bağlı ağırlık merkezindeki yanal ivme değişimleri (Lateral acceleration changes in the center of gravity with time)

Her iki araç için de zamana bağlı araç gövdesi yuvarlanma açısı değişimleri Şekil 9'da verilmiştir. Simülasyon testlerinde yapılan tüm manevralarda İMA'nın araç gövdesi yuvarlanması BEA'ya göre daha fazla olmuştur. En büyük fark yine son istasyonda gerçekleşmiştir. Maksimum araç gövdesi yuvarlanmalarının farklı zamanlarda

meydana gelmesinin sebebi Şekil 7'de açıklanmış olan hedef rotadan sapmalarının çok farklı gerçekleşmesidir. BEA'nın testin başlamasından 5,2 s sonraki araç gövdesi yuvarlanma açısı $2,2^\circ$ iken İMA'nın araç gövdesi yuvarlanma açısı $3,3^\circ$ olarak gerçekleşmiştir. İMA'nın araç gövdesi yuvarlanma açısı BEA'ya göre %50 daha fazladır.

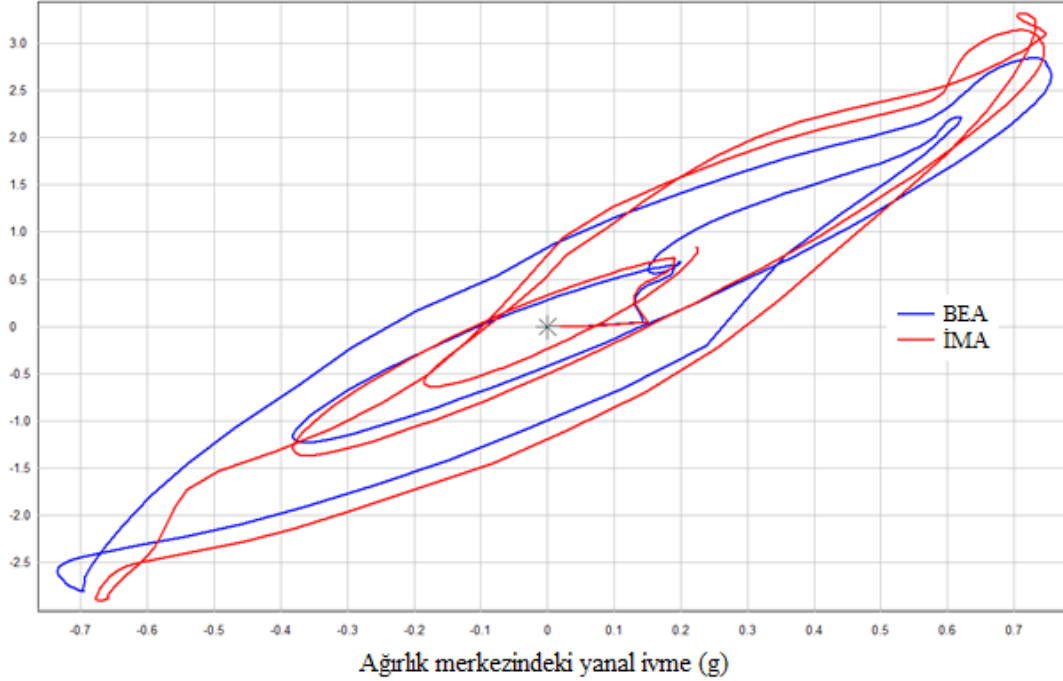


Şekil 9. Zamana bağlı araç gövdesi yuvarlanma açısı değişimi (Vehicle body roll angle change over time)

Ayrıca, araçların ağırlık merkezlerindeki yanal ivme değerlerine göre araç gövdesi yuvarlanma açısı değişimleri Şekil 10'da gösterilmiştir. Burada, negatif “-” değerler aracın soluna doğru yuvarlandığını ve sol tarafa doğru yanal ivmelenme olduğunu, pozitif “+” değerler ise aracın sağa doğru yuvarlandığını ve sağ tarafa doğru yanal ivmelenme olduğunu göstermektedir. İMA'nın gövdesi sola

doğru 0,67 g'de 2,9 ° ve sağa doğru 0,7 g'de 3,3 ° yuvarlanırken, BEA'nın gövdesi ise her iki yöne doğru da 0,7 g'de 2,8 ° yuvarlanmaktadır. İMA'daki araç gövdesi yuvarlanma açısı değerlerinin BEA'dan daha yüksek olduğu ve aynı gövde yuvarlanma açılarının daha yüksek yanal ivme değerlerinde olduğu görülmektedir.

Araç gövdesi yuvarlanma açısı (°)



Şekil 10. Yanal ivme değerine göre araç gövdesi yuvarlanma açısı değişimi (Vehicle body roll angle change according to lateral acceleration value)

5. SONUÇ (CONCLUSION)

Devrilme kararlılığı yönünden karşılaştırılan araçlarda ağırlık merkezi yüksekliği, geometrik özellikler ve boyutlar ile ilişkili SSF ve YTO dikkate alındığında BEA'nın İMA'ya göre devrilmeye karşı daha dirençli olduğu görülmektedir. Hesaplanan devrilme olasılığı değerlerine bakıldığında da BEA'nın İMA'ya göre daha zor devrildiği ya da diğer bir deyişle devrilmenin daha yüksek yanal ivme değerlerinde gerçekleştiği anlaşılmaktadır. BEA'da devrilme İMA'ya göre YTO dikkate alındığında %15 daha yüksek bir yanal ivme değerinde gerçekleşmiştir. SSF dikkate alındığında ise, NHTSA'nın devrilme direnci derecelendirme sistemine göre İMA dört yıldız alabilirken BEA 5 yıldızla daha iyi bir skor elde etmiştir.

Araçları dinamik yönden karşılaştırabilmek için yapılan simülasyonlarda geyik testi sonuçlarına göre İMA'nın BEA'ya göre test rotasından %69,3

daha fazla saptığı ve %21 daha fazla yanal ivme değeriyle baş etmek zorunda kaldığı görülmüştür. Gövde yuvarlanma açılarına bakıldığında İMA'nın gövde yuvarlanmasının BEA'ya göre %50 daha fazla olduğu ve aynı gövde yuvarlanmasının BEA'da daha yüksek yanal ivme değerlerinde gerçekleştiği görülmüştür. Devrilme kararlılığını dinamik yönden inceleme imkanı veren simülasyonlar sonucunda da BEA'nın İMA'ya göre devrilme kararlılığının bariz bir biçimde üstün olduğu görülmüştür. Burada BEA İMA'ya göre 265 kg daha ağır olmasına rağmen ağırlık merkezi yüksekliğinin 81 mm daha düşük olması devrilme kararlılığı yönünden daha iyi bir performans sergilemesine sebep olmuştur.

Bu çalışmanın özellikle içten yanmalı araçların bataryalı elektrikli araçlara dönüştürülmesi çalışmalarına temel oluşturması öngörülmektedir. Bu sayede daha dönüşüm yapılmadan devrilme kararlılığı yönünden neler kazanılıp neler kaybedilebileceği baştan tahmin edilebilecektir.

ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazarı çalışmada kullandığı materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan eder.

The author of this article declares that the materials and methods he use in his work do not require ethical committee approval and/or legal-specific permission.

YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

Turgay ERGİN: Araç modellerini geliştirmiş, simülasyonları gerçekleştirmiş, sonuçlarını analiz etmiş ve makalenin yazım işlemini tamamlamıştır.

He developed the vehicle models, performed the simulations, analyzed the results and completed the writing of the article.

ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

There is no conflict of interest in this study.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Fuerbeth, U., "Centre of gravity of motor vehicles", Forensic Science International, 2024; 361: 112073, <https://doi.org/10.1016/j.forsciint.2024.112073>
- [2] Allen, R., Rosenthal, T., Szostak, H., "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling" SAE Technical Paper, 1987; 870495, <https://doi.org/10.4271/870495>.
- [3] Burckhardt, M., Burg, H., "Berechnung und Rekonstruktion des Bremsverhaltens von Pkw" Verlag Information Ambs GmbH, Kippenheim, 1988; ISBN 3885500256.
- [4] Nguyen, T. A., "Establishing a novel adaptive fuzzy control algorithm for an active stabilizer bar with complex automotive dynamics model", Ain Shams Engineering Journal, 2024; 15: 102334, <https://doi.org/10.1016/j.asej.2023.102334>.
- [5] Nguyen, D. N., Nguyen, T. A., Dang, N. D., "A complex rollover dynamics model with active stabilizer bar controlled by the fuzzy algorithm", Heliyon, 2022; 8: e11715, <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e11715>.
- [6] Vu, V. T., Sename, O., Dugard, L., Gaspar, P., "Active anti-roll bar control using electronic servo valve hydraulic damper on single unit heavy vehicle", IFAC-PapersOnLine, 2016; 49-11: 418-425, <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.08.062>.
- [7] Lee, S., Kasahara, M., Mori, Y., "Roll Damping Control of a Heavy Vehicle under the Strong Crosswind", 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, IFAC Proceedings Volumes, 2013; 46: (21) 219-224, <https://doi.org/10.3182/20130904-4-JP-2042.00053>.
- [8] Chen, B. C., Yu, C. C., Hsu, W. F., Lo, M. F., "Design of electronic stability control for rollover prevention using sliding mode control", International Journal of Vehicle Design, 2011; 56: (1-4) 224-245.
- [9] Shin, D., Woo, S., Park, M., "Rollover Index for Rollover Mitigation Function of Intelligent Commercial Vehicle's Electronic Stability Control", Electronics, 2021; 10: 2605, <https://doi.org/10.3390/electronics10212605>.
- [10] Gaspar, P., Szaszi, I., Bokor, J., "Improving Rollover Stability With Active Suspensions By Using An Lpv Method", 5th IFAC/EURON Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles, 2004; Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal.
- [11] Yoon, J., Cho, W., Yi, K., Koo, B., "Unified Chassis Control for Vehicle Rollover Prevention", IFAC Proceedings Volumes, 2008; 41: (2) 5682-5687, <https://doi.org/10.3182/20080706-5-KR-1001.00958>.
- [12] Zhang, B., Huang, J., Wang, J., Su, Y., Li, J., Wang, X., Chen, Y., Wang, Y., Zhong, Z., "Can software-defined vehicles never roll over: A perspective of active structural transformation", Fundamental Research, 2024; 4: 1063-1071, <https://doi.org/10.1016/j.fmre.2023.12.024>.
- [13] Wang, J., Zhang, X., Dong, Y., Liu, S., Zhang, L., "Roll stability control of in-wheel motors drive electric vehicle on potholed roads", Control Engineering Practice, 2025; 157: 106247, <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2025.106247>.
- [14] Gillespie, T. D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics" SAE International, 1992; ISBN 1560911999.
- [15] Rajamani, R., "Vehicle Dynamics and Control" Second Edition, Springer, 2012; ISBN 978-1-4614-1432-2.
- [16] NHTSA, "Rating system for rollover resistance, Special Report 265", National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2002; U.S. Department of Transportation.
- [17] Sentosa, S. P., Jusuf, A., Gunawan, L., Abu Kassim, K. A., Hakim, M.L., Wiranto, B. P. E., "Rollover Risk Probability Analysis for SUVs

and MPVs in the ASEAN Market” Journal of the Society of Automotive Engineers Malaysia, 2018; 2: (3) 275-288, <https://doi.org/10.56381/jsaem.v2i3.99>.

- [18] ISO 3888-1:2018(E), “Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre —Part 1: Double lane-change”, International Standard, 2018.
- [19] Jalali, K., Uchida, T., McPhee, J., Lambert, S., “Development of an Advanced Fuzzy Active Steering Controller and a Novel Method to Tune the Fuzzy Controller”, SAE International, 2013; 2013-01-0688.