SETSCI conference proceedings
SETSCI Conference Proceedings
9, 394-400, 2019

4th International Symposium on Innovative Approaches in Engineering and Natural Sciences
November 22-24, 2019, Samsun, Turkey

https://doi.org/10.36287/setsci.4.6.100
2687-5527/ © 2019 The Authors. Published by SETSCI
ISAS WINTER - 2019

Yol Taşıtlarının Dinamik Davranışlarının İncelenmesi için MATLAB® Tabanlı Bir Simülasyon Uygulaması

Mehmet Murat Topaç [1*+], Nusret Sefa Kuralay [1]

[1]Makine Mühendisliği Bölümü, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye
*Corresponding author: murat.topac@deu.edu.tr
+Speaker: murat.topac@deu.edu.tr
Presentation/Paper Type: Oral / Full Paper

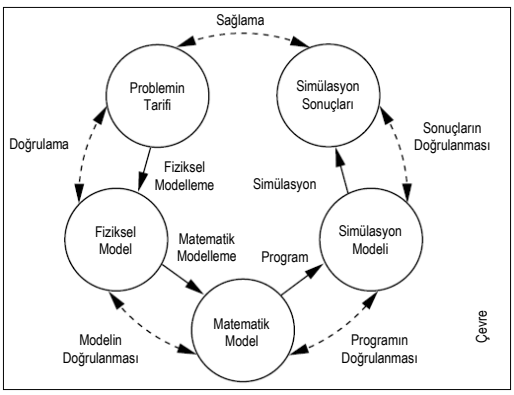
Özet **–** Bu çalışmada, motorlu kara taşıtlarının seyir dinamiği karakteristiklerinin sanal ortamda değerlendirilebilmesi amacıyla geliştirilmiş MATLAB® tabanlı bir taşıt simülasyonu uygulaması tanıtılmıştır. Uygulama, taşıt gövdesinin ve tekerleklerin uzaysal hareketlerinden türetilen ikinci mertebe diferansiyel denklem ifadelerini temel alan, beş kütleli ve on beş genel koordinatla kinematik ve kinetik olarak ifade edilebilen bir matematiksel model yardımıyla oluşturulmuştur. Bağımsız süspansiyon sistemi, taşıt gövdesi, güç iletim sistemi ve lastik tekerlek gibi alt programlardan oluşan bu uygulamadan yararlanılarak, çizgisel hız, direksiyon açısı gibi belirli girdiler altında iki akslı bir kara taşıtının, düzlemsel yol yüzeyindeki davranışları değerlendirilmiş, elde edilen sonuçlar, endüstriyel amaçlı bir paket yazılımdan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.
Anahtar Kelimeler– *Taşıt dinamiği, hareket denklemleri, simülasyon, matematiksel model, süspansiyon sistemi, güç iletim sistemi*

Abstract **–** In this study, a MATLAB®-based vehicle simulation application was introduced, which was developed to evaluate the dynamic driving characteristics of motor road vehicles in computer environment. The application uses a mathematical model, which bases on the second-order differential equations for spatial motion of vehicle body and wheels, has five masses within and can be expressed kinematically and kinetically in terms of fifteen general coordinates. The behaviour of a two-axle road vehicle on planar road surface was evaluated depending on the linear wheel speed and steering wheel angle by means of the application, which has subsystems such as the independent suspension system, vehicle body, drivetrain and tyres; subsequently, the obtained results were compared with the results of an industrial-purpose package software.
Keywords- *Vehicle dynamics, equations of motion, simulation, mathematical model, suspension system, drivetrain*

I. GİRİŞ

Sanal mühendislik uygulamaları, günümüz mühendislik anlayışı içerisindeki ağırlığını gün geçtikçe artırmaktadır. Bu durumun başlıca nedeni, bilgisayar destekli mühendislik faaliyetlerinin araştırma – geliştirme maliyetlerini önemli ölçüde azaltması olarak gösterilebilir. Zira geçmişte, prototip oluşturma ve deney aşamalarına ulaşıncaya kadar, oluşturulan bir tasarımın, içinde çalışacağı ortamla olan etkileşimi hakkında tahminlerden daha fazla bir bilgiye sahip olmak çok mümkün olmazken, sanal mühendisliğin endüstriye girmesiyle birlikte, tasarım sürecinin oldukça erken sayılabilecek aşamalarında, bu etkileşimin niteliğinin düşük sayılabilecek hata paylarıyla öngörülebilmesi söz konusu olmuştur. Bu şekilde, tasarım açısından doğru parametrelerin seçimi ve optimum sonucu verecek parametrik değerlerin uygun bir şekilde belirlenmesi, sonuç olarak da prototip ve deney sayısının en aza indirilmesi gündeme gelmiştir. Bu da, endüstriyel açıdan son derece değerli olan iş gücü zaman ve malzemenin tasarrufu anlamına gelmektedir.

Sanal mühendislik, otomotiv biliminin önemli bir alt kolu olan taşıt dinamiği disiplininde de yoğunlukla kullanılmaktadır. Bu çalışma ile yol taşıtlarının düzlemsel yol yüzeyindeki dinamik davranışlarının parametrik incelemesini mümkün kılan bir simülasyon programının oluşturulması hedeflenmiştir. Çalışmada, uygulanan işlem sırası, Şekil 1'de verilmektedir [1].



Şekil 1. Simülasyon için gerekli adımlar [1]

Çalışma kapsamında, dört tekerlekli bir yol taşıtı önce,
- Süspansiyon sistemi,
- Yönlendirme sistemi,
- Taşıt gövdesi,
- Lastik tekerlek,

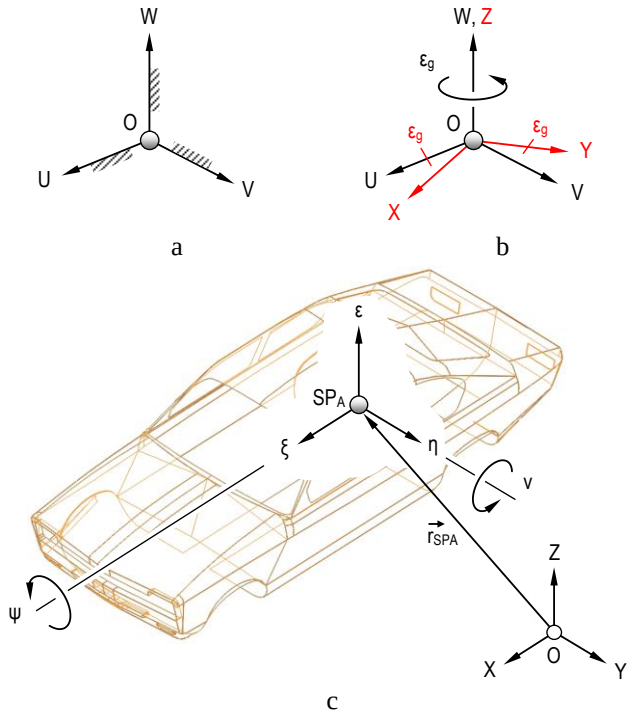
• Güç iletim sistemi,

olmak üzere başlıca beş alt sisteme ayrılmıştır [2]. Daha sonra, her alt bölüm için gerçek sistemin basitleştirilmiş kinematik ve/veya kinetik eşdeğeri fiziksel modeller oluşturulmuştur. Bir sonraki aşamada, alt sistemi oluşturan elemanın / elemanların uzaydaki mümkün serbestlikleri, uygun genel koordinatlar yardımıyla tanımlanmıştır. Matematiksel modelleme aşamasında ise seçilen bu genel koordinatlar üzerinden, ilgili alt sistemin diferansiyel formdaki ikinci mertebe hareket denklemleri türetilmiş, böylelikle taşıtı kinetik bir model olarak ifade eden bir diferansiyel denklem sistemi elde edilmiştir. Bu sistem, zamana bağlı olarak ifade edilen tahrik momenti, direksiyon açısı gibi uyarı fonksiyonları ve seçilen genel koordinatların başlangıç değerlerini kullanılarak, belirli bir zaman aralığı için, belirlenen bir sayısal yöntem yardımıyla çözdürülmüştür. Böylece anılan zaman dilimi sonunda, söz konusu genel koordinatların ve bunların birinci türevlerinin değerleri belirlenmiştir. Elde edilen bu değerler üzerinden, seçilen belirli parametrelerin taşıtın özgül yönlenme karakteristiğine etkisi değerlendirilmiştir. Uygulama, çalışmanın temelde matris cebrine dayanması nedeniyle, uygunluk açısından MATLAB® ortamında oluşturulmuştur.

II. Model

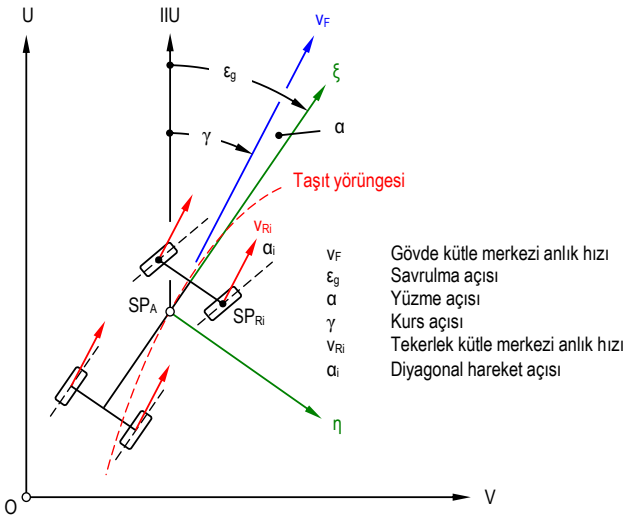
A. *Eksen Takımları*

Taşıt gövdesinin, askı sistemlerinin ve tekerleklerin uzaydaki hareketleri beş temel eksen takımı yardımıyla tanımlanmaktadır. Referans eksen takımı, taşıtın yol yüzeyindeki hareketlerinin tarifinde referans alınan O noktasına sabit sistemdir. Eksenleri U, V ve W şeklinde adlandırılan bu sistem taşıtın tüm hareketleri boyunca doğrusal ve açısal konumunu korumaktadır [3-5]. Burada, U-V düzlemi yol yüzeyini tarif etmektedir. Bu sistem, herhangi bir sürüş manevrasının söz konusu olmadığı başlangıç durumunda, taşıtın savrulma (ε_g) hareketinin üzerinde tanımlandığı bir kılavuz eksen takımıyla çakışmaktadır [6]. Eksenleri X, Y ve Z şeklinde adlandırılan bu ikinci eksen takımında Z ekseni referans takıma göre konum değiştirmemekte, X ve Y ise U ve V'ye göre, taşıt gövdesinin savrulma miktarı ölçüsünde ε_g açısı kadar dönme hareketi yapmaktadır. U, V ve W ile ε_g açısına bağlı U ve V eksenleri, sırasıyla şekil- 2.a ve 2.b'de gösterilmiştir. Taşıt gövdesine sabit eksen takımı, taşıtın tüm manevraları sırasında gövde kütle merkezi SP_A ile beraber hareket eden ve buna göre doğrusal ve/veya dairesel herhangi bir serbestliği bulunmayan eksen takımıdır. Bu takımın eksenleri sırasıyla ξ, η ve ε olarak adlandırılmaktadır. Taşıtın öngörülen bir sürüş manevrası sırasında, gövde üzerinde ortaya çıkacak yalpa ψ ve baş sallama ν açıları, bu sistemin, sırasıyla ξ ve η eksenleri çevresinde, Şekil 2.c'de görüldüğü gibi tanımlanmaktadır [7], [8]. Anılan iki açının 0 değerini aldığı başlangıç durumunda ξ, η ve ε, sırasıyla, X, Y ve Z eksenlerine paraleldir. Gövdenin herhangi bir t anında O referans noktasına göre konumu ise yine şekil 2.c'de gösterilen $\vec{r}_{SPA}$ vektörüyle tarif edilmektedir [9,10]. Tekerlek ve süspansiyon sistemi elemanlarına ait kinematik noktalar da bu eksen takımına göre ifade edilmektedir.



Şekil 2.a. Referans, b. kılavuz ve c. taşıt gövdesine sabit eksen takımları

Viraj hareketinde taşıt kütle merkezinin referans eksen takımına göre konumu, Şekil 3'te verilmektedir. Belirli bir t zamanı için taşıt gövdesinin konumunun ve hareket doğrultusunun tarifinde kullanılan bu gösterimde α_i, taşıt tekerleğinin yuvarlanma doğrultusu ve hız vektörü v_{Ri} arasındaki diyagonal hareket açısını, γ taşıt gövdesi hız vektörü v_F ile referans eksen takımının U bileşeni arasındaki kurs açısını ve εg, taşıt boyuna ekseni ξ ile U arasındaki savrulma açısını ifade etmektedir [11,12].



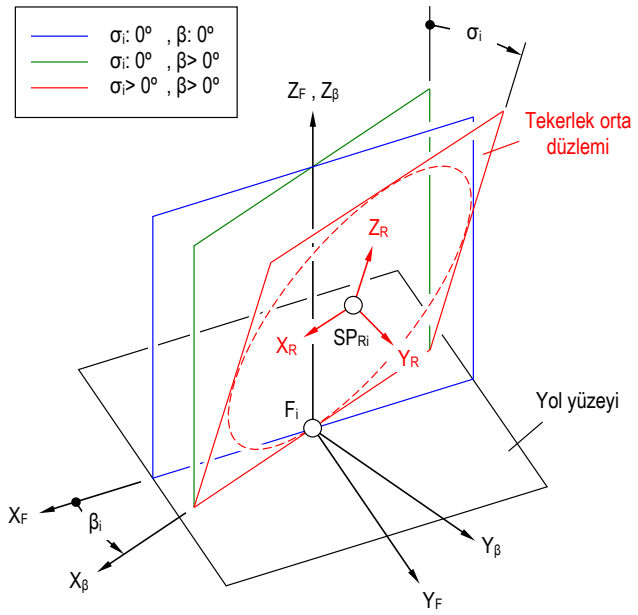
Şekil.3. Viraj hareketinde taşıt kütle merkezinin referans eksen takımına göre konumu

Tekerleğin, yaylanma ve/veya yönlendirme sırasında taşıt gövdesine göre dinamik davranışının birden fazla

eksen takımı ve düzlemle tarif edilmesi gerekmektedir [13], [14]. Bu eksen takımları ve düzlemler Şekil 4'te görülmektedir. Buna göre, en genel durumda, yönlendirilebilir bir taşıt tekerleği için üç farklı eksen takımı tanımlanabilmektedir.

Bunlardan ilki, tekerleğin yola temas ettiği F noktası üzerinde bulunan X_F-Y_F-Z_F takımıdır. Taşıtın hareketsiz konumunda X_F ve Y_F, ξ ve η eksenlerine göre tekerlek ön ya da arka iz açısı ölçüsünde sapmıştır. Anılan iki eksen aynı zamanda yol yüzeyini tarif etmektedir. Dolayısıyla Z_F bu yüzeye dik olarak konumlanmıştır. Taşıt tekerleğinin yönlendirilmesi, yönlendirme açısının $\beta_i = 0$ olduğu başlangıç durumunda X_F-Y_F-Z_F çakışmış durumda olan ikinci bir X_β-Y_β-Z_β eksen takımı yardımıyla ifade edilmektedir. Burada i sırasıyla, 1 ve 2 olmak üzere taşıtın ön tekerleklerini simgelemektedir. Yönlendirme sırasında Z_β ve Z_F yine çakışık kalmak üzere, X_β ve Y_β sırasıyla X_F ve Y_F eksenlerine göre yönlendirme açısı β_i ölçüsünde sapmaktadır.

Kamber açısı σ'nın varlığı nedeniyle, tekerlek kütle merkezi SP_R'nin F noktasına göre konumunun tam olarak tarif edilebilmesi için tekerlek kütle merkezine sabit üçüncü bir eksen takımı olan X_R-Y_R-Z_R'nin tanımlanması gerekir. Burada, X_R, X_β eksenine paraleldir. Y_R ise tekerlek orta ekseni üzerinde olup, σ ölçüsünde açısal konum değiştirmektedir. Z_R de benzer şekilde düşeydeki Z_F ekseninden σ kadar sapmıştır.



Şekil.4. Tekerleğin yol düzlemine göre konumu

B. *Genel Koordinatlar*

Bir mekanizma ya da mekanik sistemin konumunu belirlemek için değer verilmesi gereken minimum değişken sayısına o sistemin serbestlik derecesi, bu değişkenlere de sistemin genel koordinatları adı verilir [15]. Bu bakışla, bu çalışmada kullanılan matematiksel taşıt modeli, gövde ve lastik tekerleklerden oluşan beş adet kütle üzerinde belirlenen toplam on beş genel koordinatla tanımlanmaktadır.

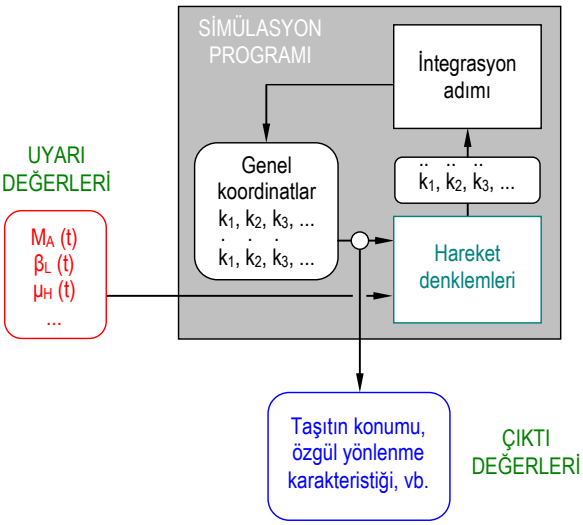
Modelin dinamik tarifinde kullanılan genel koordinatlar, *taşıt gövdesinin* ve *tekerleklerin sahip oldukları* şeklinde iki ana başlık altında toplanmıştır. Bunlar toplu olarak Tablo 1'de görülmektedir.

Tablo 1 Taşıt modelinde kullanılan genel koordinatlar

Taşıt gövdesi		
No	Genel koordinat	Kısaltma
1	Boyuna eksende doğrusal hareket	X_{SPA}
2	Enine eksende doğrusal hareket	Y_{SPA}
3	Düşey eksende doğrusal hareket	Z_{SPA}
4	Boyuna eksen çevresinde yalpa	ψ
5	Enine eksen çevresinde baş sallama	υ
6	Düşey eksen çevresinde savrulma	ε_g
Lastik tekerlek		
No	Genel koordinat	Kısaltma
7	Ön tekerleklerin yönlendirilmesi	β_0
8-11	Düşey eksende doğrusal hareket	ε_{Ri}
12-15	Tekerlek ekseninde dönme hareketi	φ_i

C. *Genel Yapı ve Alt Sistemler*

Oluşturulan simülasyon uygulamasına ait basit akış şeması Şekil 5'de verilmektedir. Bir hesaplama adımında program içerisindeki işlem sırası sonunda, genel koordinatlar için elde edilen yeni değerler, bir sonraki hesaplama adımında giriş değeri olarak kullanılır. Bu şekilde, belirlenen bir simülasyon süresi sonunda, taşıtın seçilen parametrik değerler için özgül yönlenme karakteristiği belirlenir.



Şekil.5. Simülasyon programının basit akış şeması

İşlem sırası aşağıdaki gibidir:

- Seçilen manevra tipine göre tahrik momenti M_A, direksiyon açısı β_L, tekerlek tutunma katsayısı μ_H gibi giriş değerleri, zamanın fonksiyonu olarak programa tanıtılır.
- X_{SPA}, Y_{SPA}, Z_{SPA}, ψ, υ, ε_g, β_L, ε_{Ri} ve φ_{Ri} genel koordinatlarına ve bunların birinci türevleri olan hız ifadelerine ait başlangıç değerleri programa girilir.

• Uygulanan tahrik momentine karşılık, güç ileten tekerleklerin yeterli P_i düşey yüküne ve μ_{Hi} tutunma katsayısına, diğer bir deyişle kuvvet bağıntı potansiyeline sahip olması, ya da daha açık olarak;

$$M_{Ai} \leq \mu_{Hi}.P_i.R_{Di} \quad (1)$$

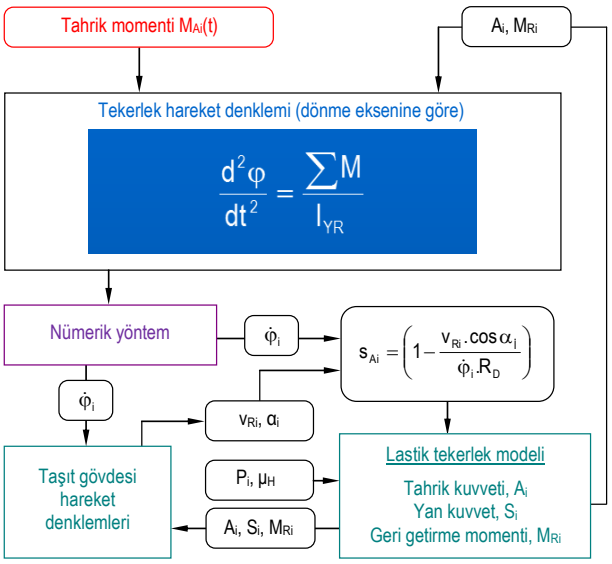
koşulunun sağlanması durumunda, tekerleklere eşit olarak dağıtılır. Burada, R_{Di}, i numaralı tekerleğin dinamik yarıçapıdır.

• Tekerleklerin dönme dinamiğinden türetilen ikinci mertebe diferansiyel denklemler, tekerleklere iletilen momentler kullanılarak çözülür.

• Tekerlek temas noktalarında oluşacak kuvvet ve momentlerin (tahrik kuvveti A_i, yan kuvvet S_i, ve geri getirme momenti M_{Ri}) hesaplanabilmesi için gerekli diyagonal hareket açısı α_i (°) ve kayma s_{Ai} (%) değerleri, tekerlek kinematiği alt programından, taşıtın söz konusu zaman aralığında boyuna eksende sahip olduğu $\dot{X}_{SPA}$ hızı yardımıyla sağlanır.

• Elde edilen açısal hızlar, A_i, S_i, ve M_{Ri} değerlerinin hesaplandığı alt programda giriş değeri olarak kabul edilir.

Kullanılan lastik tekerlek alt uygulamasının prensip şeması Şekil 6'de görülmektedir. Burada, tahrik momenti zamanın fonksiyonu olarak programa tanıtılmaktadır. Belirli bir integrasyon adımındaki moment değeri yardımıyla, tekerleğin açısal ivmesini ($\ddot{\varphi}_i$) veren denklem sayısal olarak çözdürülmekte ve buradan $\dot{\varphi}_i$ açısal hızı hesaplanmaktadır. $\dot{\varphi}_i$ değerine denk düşen tekerlek kütle merkezi hızı v_{Ri}, taşıtın hesaplama aralığındaki çizgisel hızıyla karşılaştırılmakta ve tekerlek kayması s_A (%) hesaplanmaktadır. Daha sonra, elde edilen bu değer ve tekerleğin düşey yükü P_i kullanılarak, A_i, S_i ve M_{Ri} belirlenmektedir.



Şekil.6. Lastik tekerlek modeli için akış şeması

• Süspansiyon sistemi alt programı yardımıyla, direksiyon açısı β_L üzerinden, tekerleklerin yönlendirme açısı βi bulunur.

• Süspansiyon sistemi alt programı yardımıyla, tekerlek kütle merkezi S_{PR}'nin, taşıt gövdesi kütle merkezi S_{PA}'ya göre ψ ve ν açılarına bağlı olarak hesaplanan düşey yer değiştirmesi üzerinden süspansiyon sisteminin, σ_i, δ_i, ε_R gibi temel kinematik büyüklükleri ve tekerlek kuvvetlerinin taşıt gövdesine iletildiği kinematik O_{Ai} noktalarının [2] anlık konumu hesaplanır.

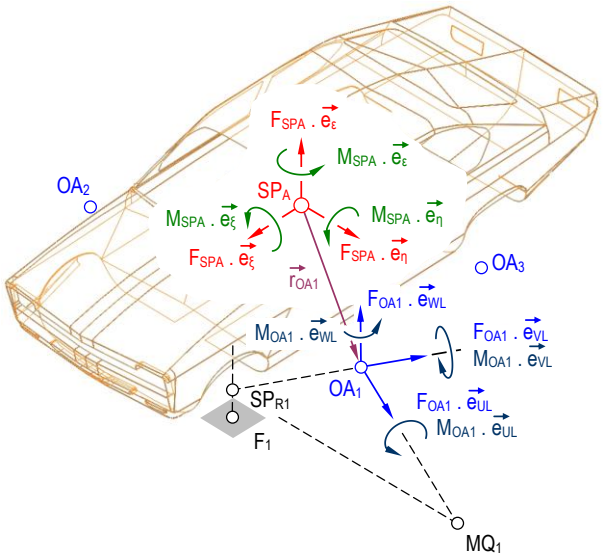
• Tekerlek temas noktasında tanımlı A_i, S_i, ve M_{Ri}, yönlendirme açısı β_i, kamber açısı σ_i ve transformasyon matrisleri yardımıyla, tekerlek kütle merkezine sabitlenmiş X_R-Y_R-Z_R eksen takımında üç kuvvet ve üç moment bileşeni olarak ifade edilir.

• O_{Ai} ve S_{PRi} noktaları ve süspansiyon sisteminin taşıt enine ve boyuna eksenlerindeki ani dönme merkezlerini (M_{Qi}, M_{Li}) birleştiren birim vektör kullanılarak, tek sanal salıncaktan oluşan basitleştirilmiş süspansiyon sistemi geometrisi belirlenir.

• Taşıt gövdesinin yalpa ve baş sallama hareketleri de dikkate alınarak hesaplanan yay, amortisör ve stabilizatör kuvvetleri, F_F, F_D ve F_S hesaplanır. Söz konusu yaylandırma ve sönümleme elemanlarının katsayıları tekerlek temas noktasına indirgenmiş değerler olup, oluşturdukları kuvvetler S_{PRi} noktalarına etkimektedir.

• Sanal salıncak üzerinde, belirli bir integrasyon aralığı için kurulan kuvvet dengesi yardımıyla, O_{Ai} noktasına etkiyen kuvvet ve moment bileşenleri hesaplanır.

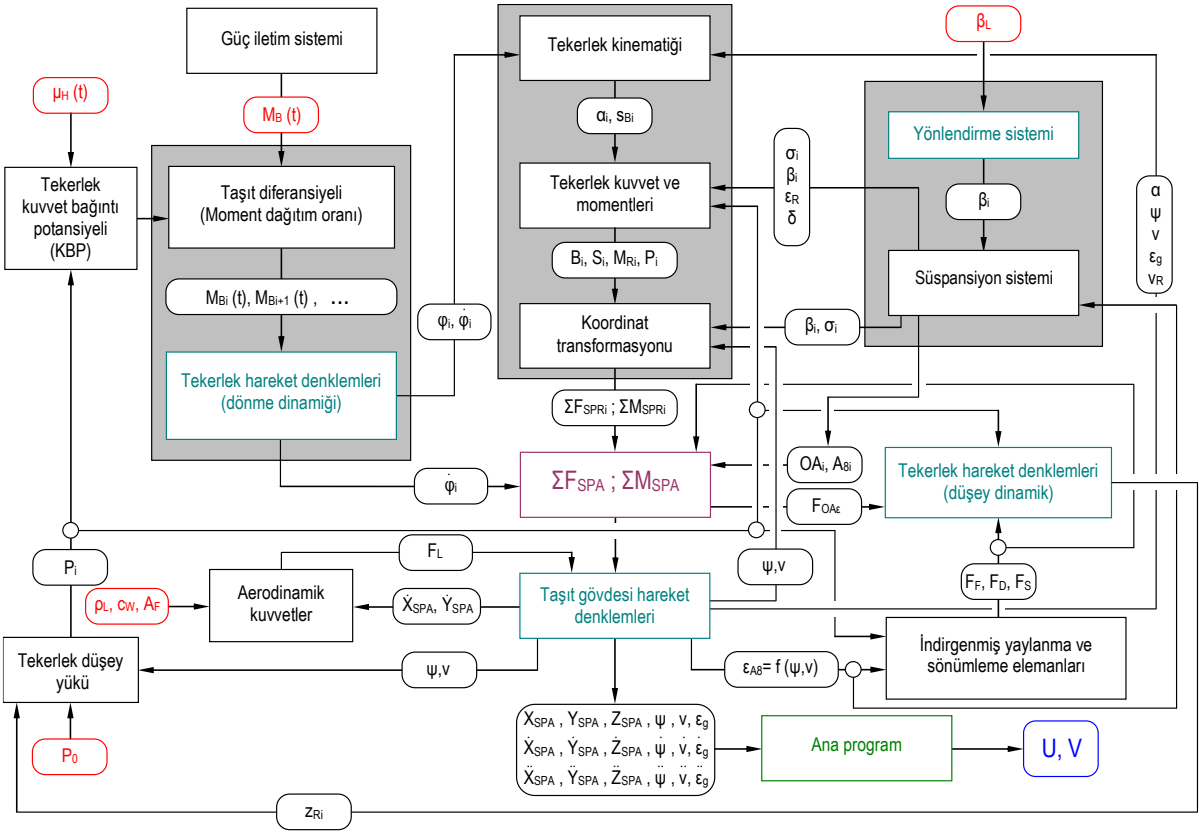
• Tüm tekerlekler için hesaplanan bu bileşenler, O_{Ai} noktasının, taşıt gövdesi kütle merkezine göre konum vektörü r_{OAi} ve ilgili transformasyon matrisi de kullanılarak, ξ-η-ε eksen takımında, Şekil 7'de görülen üç kuvvet ve üç moment bileşenine indirgenir.



Şekil.7. Tekerlek kuvvet ve momentlerinin taşıt kütle merkezine aktarılması

• Bu bileşenler ve ilgili vektör transformasyonları kullanılarak, X_{SPA}, Y_{SPA}, Z_{SPA}, ψ, υ, ε_g genel koordinatları için türetilen diferansiyel denklemler yardımıyla taşıt gövdesinin, söz konusu hesap aralığı için konum ve hız bileşenleri hesaplanır.

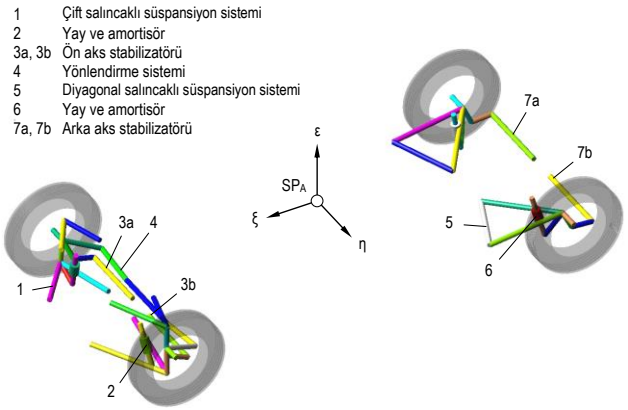
• Hesaplanan değerler, referans eksen takımında, U ve V koordinatı olarak ifade edilir. İşlem sırasının üçüncü basamağında, diferansiyel tarafından tekerleğe iletilen tahrik momentinin, bu tekerleğin o andaki tutunma potansiyelini aşması halinde, diferansiyelin kilitleme etkisi devreye girer ve moment tekerleklere, öngörülen moment dağıtım oranı ölçüsünde paylaştırılır. Sisteme ait ayrıntılı akış şeması, Şekil 8'de görülmektedir.



Şekil.8. Simülasyon programının ayrıntılı akış şeması

III. DOĞRULAMA MODELİ

Oluşturulan simülasyon uygulamasından elde edilen sonuçların uygunluğunu değerlendirmek amacıyla, RecurDyn™V7R1 ticari programı yardımıyla, Şekil 9'da görülen karşılaştırma modeli oluşturulmuştur. Modelde, arka akstan tahrikli orta sınıf bir taşıtın [2]'de verilen teknik değerleri kullanılmıştır.



Şekil.9. Binek taşıtın doğrulama modeli

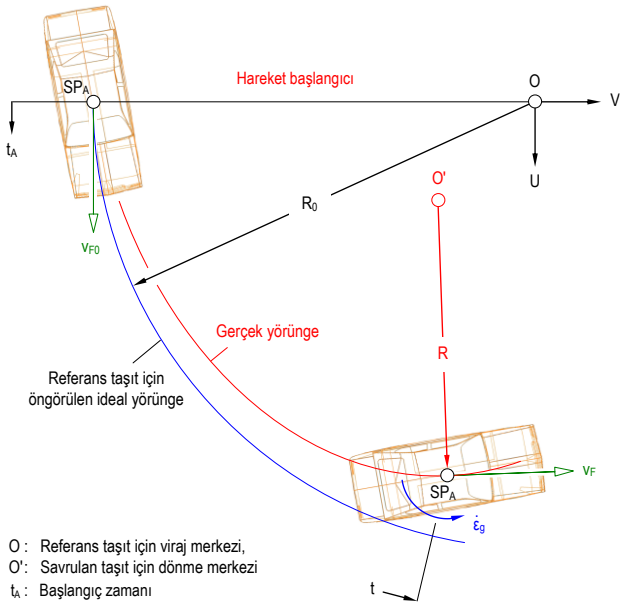
IV. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

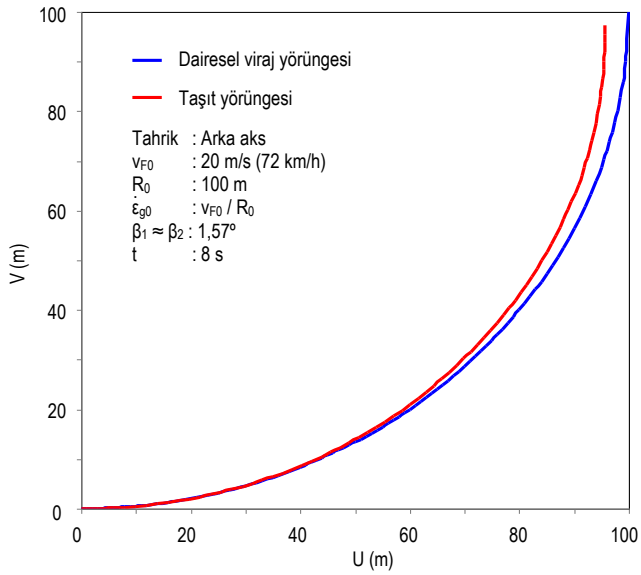
Çalışma kapsamında oluşturulan simülasyon programının doğrulanması, taşıtın R_0= 100 m yarıçaplı bir virajı dönme hareketinin her iki modele uygulanması yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Taşıtın bu viraja v_{F0}= 20 m/s'lik (≈72 km/h) sabit hızla girdiği ve hareket boyunca, yuvarlanma direnci dışında herhangi bir tahrik ya da fren kuvveti etkisinde kalmadığı varsayılmıştır. Bu durumda taşıt gövdesi viraja giriş anında, $a_q \approx 4 m/s^2$'lik sabit merkezcil ivmeye maruzdur. Taşıtın, viraj manevrası başlangıcında Ackermann prensibi olarak da bilinen,

$$\cot\beta_1 - \cot\beta_2 = \frac{s_{RV}}{L_F} \qquad (2)$$

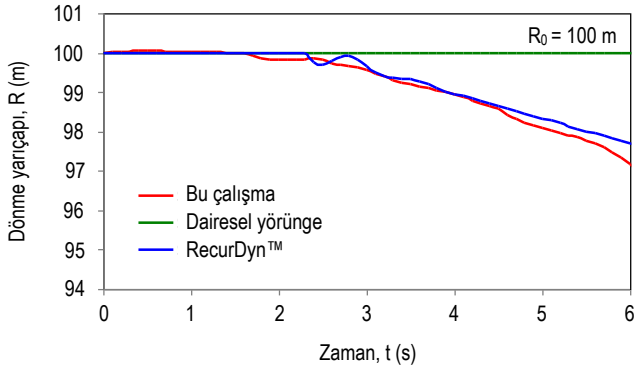
bağıntısına uygun şekilde hareket ettiği düşünülmüş, ön tekerleklerin buna göre yönlendirilmesi sağlanmıştır [11], [16-18]. Burada β_1 ve β_2, ön tekerleklerin taşıt gövdesine göre aldıkları yönlendirme açılarıdır. Açı değerleri, R_0= 100 m için, her iki tekerlekte de oldukça yakın değerler aldığından yaklaşık eşit kabul edilmiştir. Şekil 10'da taşıtın simülasyon sırasında izlediği yörünge, nötr karakteristiğe sahip bir taşıtın R_0 = 100 m yarıçaplı bir dairesel yörüngede izlemesi gereken ideal yörünge ile karşılaştırılmıştır. Manevra boyunca taşıt, dönme yarıçapı R'yi azaltacak şekilde hareket etmekte, bir başka deyişle viraj merkezine doğru yönlenmektedir. Taşıt, t= 8 s'lik

simülasyon süresinde yaklaşık olarak 90°'lik bir daire yayı kadar yol almaktadır. Anılan sürenin sonunda, taşıtın son konumunun U-V-W referans eksen takımına göre koordinatları, oluşturulan simülasyon programı üzerinden, U= 95 m ve V= 100 m olarak hesaplamıştır. Karşılaştırma modelinden elde edilen sonuç ise U= 96,4 m ve V= 100 m şeklindedir. Programlardan elde edilen sonuçlar oldukça uyumlu olup, taşıtın aşırı döner karakteristiği her iki model üzerinden de açıkça gözlenebilmektedir. Taşıtın dönme yarıçapının zamana göre değişimi Şekil 11'de görülmektedir.





Şekil.10. Sabit hızla viraja giren model taşıtın yörüngesi

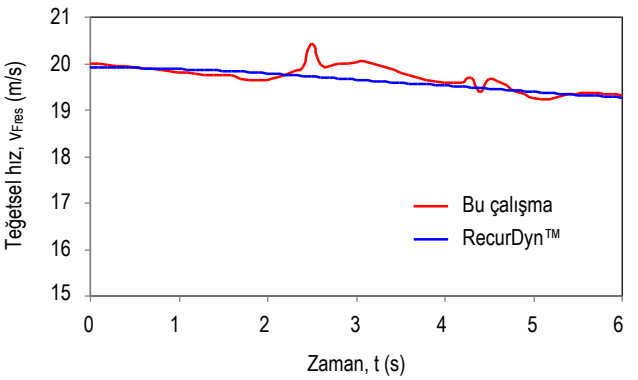


Şekil.11. Taşıt gövdesi dönme yarıçapının zamana göre değişimi

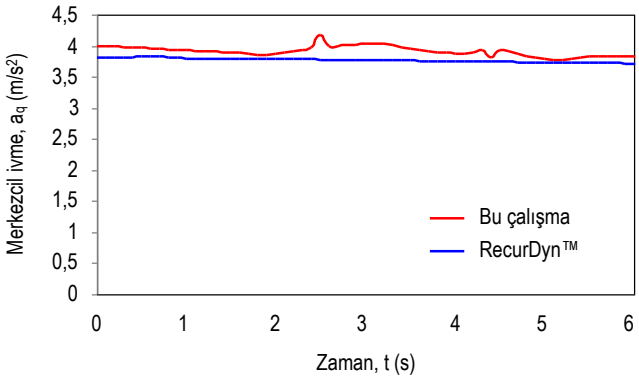
Hareket sırasında taşıt gövdesi kütle merkezi üzerinden okunan teğetsel hız, v_{Fres} ve merkezcil ivme a_q Şekil 12 ve Şekil 13'de görülmektedir. v_{Fres}, gövdenin U ve V koordinatlarında ölçülen anlık hızlarının bileşkesi olarak,

$$v_{Fres} = \sqrt{U^2 + V^2} \tag{3}$$

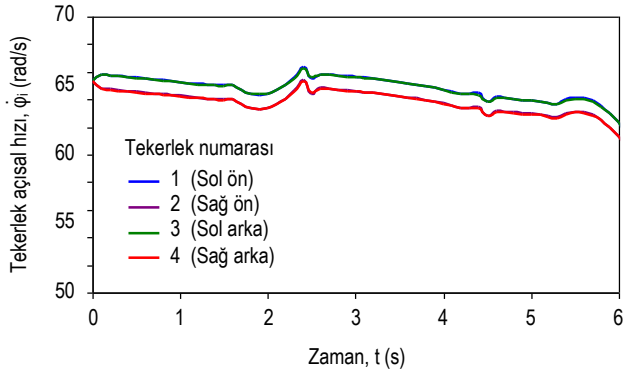
şeklinde hesaplanmıştır. Oluşturulan simülasyon programı yardımıyla, her iki büyüklük için hesaplanan değerler, RecurDyn™V7R1 ticari programından sağlanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen teğetsel hız ve merkezcil ivme karakteristiklerinin uyumlu olduğu görülmektedir. Manevra sırasında, tekerlek açısal hızlarının zamana göre değişimi Şekil 14'de görülmektedir.



Şekil.12. Sabit çıkış hızıyla gerçekleştirilen viraj hareketi sırasında taşıt gövdesi teğetsel hızının zamana göre değişimi



Şekil.13. Taşıt gövdesi merkezcil ivmesinin zamana göre değişimi



Şekil.14. Tekerlek açısal hızlarının zamana göre değişimi

V. SONUÇ

Bu çalışmada, tekerlekli kara taşıtlarının dinamik davranışlarının incelenmesi amacıyla oluşturulmuş MATLAB® tabanlı bir simülasyon uygulaması kısaca tanıtılmıştır. Uygulamaya temel oluşturan taşıt modeli, rijit taşıt gövdesi ile elastik özellikteki tekerleklerden oluşan beş kütleye ve matematiksel olarak bunlardan türetilen on beş genel koordinata sahiptir. Geliştirilen uygulamadan elde edilen sonuçların, endüstriyel amaçlı ticari bir paket yazılımdan elde edilen sonuçlarla yeterli yakınlıkta olduğu görülmüştür.

Kara taşıtlarının süspansiyon, tahrik ve benzeri diğer alt sistemlerine ait çeşitli parametrelerin seyir dinamiği karakteristiklerine etkisi, bu çalışmada sunulana benzer bilgisayar destekli uygulamalar yardımıyla elde edilebilir. Böylelikle, taşıt tasarımın erken aşamalarında, kullanılması öngörülen alt sistem tipinin taşıt hareket dinamiğini etkileme biçimi hakkında fikir edinilmesi mümkündür.

TEŞEKKÜR

Yazarlar, çalışmaya katkılarından dolayı BMC Otomotiv San. ve Tic. A.Ş.'den Y. Müh. Sn. Soner ÖZDEL'e ve Y. Müh. Sn. Güven YAVUZ'a teşekkür eder.

KAYNAKÇA

[1] Lugner, P. ve Plöchl, M. (2004), "Modelling in vehicle dynamics of automobiles", ZAMM – Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik (Journal of Applied Mathematics and Mechanics), 84 (4), 219-236.

[2] Topaç, M.M. (2010), *Torsen diferansiyelinin taşıt seyir dinamiğine etkisinin bir matematiksel taşıt modeli yardımıyla sayısal incelemesi*, doktora tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[3] Society of Automotive Engineers (1976), *Vehicle dynamics terminology. SAE recommended practice J670e*, Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers.

[4] Prem, H., Ramsay, E., de Pont, J., McLean, J. ve Woodrooffe, J. (2001), *Comparison of modelling systems for performance-based assessments of heavy vehicles, performance based standards – NRTC/Austroads Project A3 and A4.*, working paper, Melbourne, Australia: National Road Transport Commission.

[5] Rill, G. (2005), "Vehicle modelling by subsystems", Rade, D.A. ve Steffen Jr., Ed., Proceeding of the XI DINAME - International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, Ouro Preto, MG, Brazil.

[6] Kuralay, N.S. (1985), *Einfluß von Fahrwerkelastizitäten und Reifenparametern auf das Fahrverhalten von Personenkraftwagen*, dissertation, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen.

[7] Weber, R. (1990), *Kraftfahrzeugtechnik*, Beitz, W. ve Küttner K.-H., Ed., Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, (1-39), Berlin: Springer Verlag.

[8] Kuralay, N.S. (2008), *Motorlu taşıtlar, cilt 1*, İzmir: TMMOB Makine Mühendisleri Odası.

[9] Schmidt, A. (1984), *Entwicklung und Anwendung von Simulationmodellen zur Untersuchung der Lenkungsunruhe von PKW*, dissertation, Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau.

[10] Lowndes, E.M. (1998), *Development of an intermediate DOF vehicle dynamics model for optimal design studies*, doktora tezi, The Graduate Faculty of North Carolina State University, Department of Mechanical and Aerospace Engineering.

[11] Breuer, B. (1985), *Kraftfahrzeuge II*, ders notu, Darmstadt: TH Darmstadt.

[12] Gillespie, T. D. (1992), *Fundamentals of vehicle dynamics*, Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.

[13] Sayers, M. W. ve Han, D. (1995), *A generic multibody vehicle model for simulating handling and braking*, Ann Arbor, USA: Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics.

[14] Pacejka, H. B. (2002), *Tyre and vehicle dynamics*, Oxford: Butterworth Heinemann Editions.

[15] Dokumacı, E. (1991). *Makina dinamiği, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi yayınları No: 216*, İzmir: Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Basım Ünitesi.

[16] Reimpell, J. (1974). *Fahrwerktechnik, Bd. 3*, Würzburg: Vogel-Verlag.

[17] Genta, G. (1997). *Motor vehicle dynamics*, Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Regal Pres (S) Pte. Ltd.

[18] Kuralay, N. S. (2008), *Motorlu taşıtlar, cilt 2*, İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.