



## Vites geçişlerine göre yakıt tüketiminin modellenmesi: Vites değiştirme stratejilerinin yakıt tüketimine etkilerinin analizi

Hakan Köylü\*

Kocaeli Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 41380, Umuttepe, Kocaeli, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Taşıt özelliklerinden bağımsız yakıt tüketiminin modellenmesi
- Vites geçişlerine göre yakıt tüketimi
- Vites değiştirme stratejilerinin yakıt tüketimine etkileri

#### Makale Bilgileri

Geliş: 13.07.2015  
Kabul: 11.04.2017

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.337610

#### Anahtar Kelimeler:

Modelleme,  
yakıt,  
tüketim,  
vites değiştirme,  
strateji

#### ÖZET

Bu çalışmanın amacı, vites geçişlerine göre yakıt tüketimini belirli bir taşıt ve motor özelliklerine bağımlı olmayacak şekilde modellemek ve bu modeli kullanarak vites değiştirme stratejilerinin yakıt tüketimine etkilerini belirlemektir. Vites geçişlerine göre yakıt tüketimini modellemek için öncelikle içten yanmalı motorun moment ve güç karakteristik eğrileri modellenmiştir. Elde edilen motor karakteristikleri ve taşıtın vites oranları kullanılarak her vites oranı için taşıt hızını, ihtiyaç duyulan çeki kuvvetini ve motorun özgül yakıt tüketimini elde eden alt modeller geliştirilmiştir. Bu alt modelin çıktıları ile vites geçişlerine göre yakıt tüketimi modellenmiştir. Geliştirilen model ile geometrik ve progresif diziyeye dayalı iki farklı vites değiştirme stratejisinin yakıt tüketimine etkileri belirlenmiştir. Bunun için bu iki metot kullanılarak vites oranları hesaplanmış ve bu vites oranlarına göre yakıt tüketim eğrileri elde edilmiştir. Her iki stratejiye ait yakıt tüketim eğrilerinin birine göre farklılıkların nedeni, çeki diyagramları ile araştırılmıştır. Böylece geliştirilen modelleme metodu, geometri dizi ile progresif dizinin yakıt tüketimine etkilerinin çeki diyagramına dayalı bir şekilde belirlenmesini sağlamıştır.

## Modeling of fuel consumption for gear shifting: Analysis of the effects of gear shifting strategies on fuel consumption

### H I G H L I G H T S

- Modeling of the fuel consumption independent from the vehicle specifications
- The fuel consumption according to gear shifting
- The effects of gear shifting strategies on fuel consumption

#### Article Info

Received: 13.07.2015  
Accepted: 11.04.2017

#### DOI:

10.17341/gazimmfd.337610

#### Keywords:

Modeling,  
fuel,  
consumption,  
gear shifting,  
strategy

#### ABSTRACT

The aim of this study is to model the fuel consumption for gear shifting without depending on any vehicle and engine specifications and to determine the effects of gear shifting strategies by using the model. Firstly, the moment and power characteristics of internal combustion engine are revealed to model fuel consumption for gear shifting. Using the engine characteristics and gear ratios, the subsystems obtaining vehicle speed, required tractive force and specific fuel consumption of engine were developed. The fuel consumption for gear shiftings were modeled with outputs of the subsystems. By using the developed model, the effects of two different gear shifting strategies based on geometrical and progressive gear steps were determined upon fuel consumption. For this, the gear ratio has been computed by using these methods and the fuel consumption curves were modeled according to the gear ratios. The differences between two gear strategies have been searched by tractive diagram. Therefore, the developed modeling method has provided the fuel consumption to be determined according to tractive diagram.

\*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: hkoylu@kocaeli.edu.tr / Tel: +90 262 303 22 62

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde, artan petrol fiyatları ve emisyon miktarını azaltan standartlar nedeniyle motorlu taşıtlarda yakıt tüketimi, en önemli çalışma alanı olmuştur. Bunun için içten yanmalı motorların yanında vites kutusu sistemlerinde de birçok teknolojik gelişmeler yaşanmaktadır. Çünkü motorlu taşıtlarda yakıt tüketiminin ana kaynağı, içten yanmalı motor olmasına rağmen motorun ne kadar yakıt tüketeceği, motor ile tekerlekler arasındaki etkileşime doğrudan bağlıdır. Bir başka deyişle, motor devrine göre tekerlek veya taşıt hızındaki değişim, motorun yakıt tüketimini belirlemektedir. Bu nedenle, tüm taşıtın yakıt tüketimini belirlemek amacıyla taşıt hızına göre yakıt tüketiminin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için öncelikle taşıt hızına göre yakıt tüketimi modeli geliştirilmelidir. Taşıt hızına bağımlı yakıt tüketimini belirlemek için yapılan bir çalışmada aynı vites ile sabit ve değişken hız şartlarında yakıt tüketimini belirleyen modeli, enerji metodu ile geliştirmişlerdir [1]. Enerji metodu ile yakıt tüketimi belirleyen çalışmaların birinde taşıtın dört farklı sürüş şartlarında harcadığı enerjilere göre yakıt tüketimini tahmin eden model geliştirmişlerdir [2]. Enerji metodundan farklı olarak yakıt tüketimi oranı ile taşıt gücü arasındaki ilişkiye dayalı modeller tasarlanmıştır [3]. Bu modelde yakıt oranı, yol yüklerinden ve taşıt karakteristiklerinden elde edilmiştir. Taşıt karakteristikleri ile ilgili çalışmaların birinde ortalama hızı dayalı olarak yakıt oranı ile ortalama taşıt gücü arasındaki ilişkiden yakıt tüketimi modeli geliştirmiştir. Bu model, giriş değişkenlerine dayalı olup sürücü davranışının yakıt tüketimine etkilerini ortaya çıkaramamıştır [4]. Bunun yerine ortalama taşıt hızının ve taşıt kütlelerinin fonksiyonu olan yakıt tüketim modeli geliştirilmiştir [5, 6]. Bu model de şehir içi sürüş şartlarında kullanılırken ortalama hızı 15m/s'den daha yüksek sürüş şartlarında kullanılamamıştır. Çünkü bu modelde yüksek hızlarda rüzgâr direnci ihmal edilmiştir. Bu modellerdeki eksiklikleri gidermek için taşıt gücü tabanlı yani güç talebine dayalı yakıt tüketimini belirleyen model geliştirilmiştir. Bu model, düz yol analizlerinde oldukça iyi sonuç verirken yokuş analizlerinde oldukça yüksek hata vermiştir [7, 8]. Bu modeli geliştirmek için de taşıt parametreleri, yakıt tüketimi ve sürüş çevrimleri arasındaki analitik ilişkiyi kullanan güç tabanlı yöntem kullanılmıştır [9]. Ayrıca, tüm yol şartlarında yakıt tüketimini belirlemek için yakıt tüketimini belirleyen tüm bileşenleri birbirinden bağımsız hale getirerek her bir bileşenin yakıt miktarlarının toplamının, aracın yakıt tüketimini belirlediği model geliştirilmiştir. Ancak hangi bileşenin hangi sürüş şartında yakıt tüketimine daha etkili olduğu üzerine çalışma gerçekleştirilmemiştir. Hâlbuki taşıt hızına bağımlı yakıt tüketim modellerinin, sürüş şartına uygun olup olmadığını belirlemek için yakıt tüketimini belirleyen parametrelerin yakıt tüketimi değerine katkılarının incelenmesi gerekmektedir. Bu şekilde sürüş şartına uygun model elde edilebilecektir. Bununla ilgili yapılan çalışmaların birinde yuvarlanma direncinin ve transmisyon kayıplarını göz önüne almayan yakıt tüketim modellerinin, yüksek hızlı sürüş şartlarında gerçek tüketimleri yansıtmaktan uzak olduğu ifade edilmiştir [11]. Aynı zamanda bir çalışmada da şehir

içi sürüş şartlarında yakıt tüketimini belirlemek için rüzgâr direnci, motor performans parametreleri ve farklı yakıtların yoğunluğunu veren yakıt tüketimi modeli geliştirilmesi gerektiği ifade edilmiştir [12]. Diğer bir çalışmada da bu modellerin farklı taşıtlara uygulanması için rüzgâr direnci, yuvarlanma direnci ve ivme direncini kapsaması gerektiği belirtilmiş ve bu parametrelerin yakıt tüketimine katkısını ortaya çıkarmak için modellerin korelasyon katsayıları deneysel çalışmalar ile incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda taşıt ağırlığının, yakıt tipinin, ön izdüşümü alanının, rüzgâr direncinin ve taşıt hızının, yakıt tüketimini etkileyen en etkin taşıt parametreleri olduğu ifade edilmiştir [13]. Taşıt parametrelerinin yanında motor performans parametrelerinin de taşıtın yakıt tüketimine etkisi olduğu bilinen bir gerçektir. Bunun için yapılan bir çalışmada motor torkunun dönme hızı değişimini içeren motor karakteristik haritalarının kullanıldığı modeller ile taşıtın yakıt tüketiminin daha yüksek korelasyon ile belirlenebileceğini ifade edilmiştir [14]. Diğer bir çalışmada da anlık motor dönme hızındaki değişimleri ile gaz keleşiği sensör bilgilerini kullanarak yakıt tüketimlerini tahmin edebilen bir matematik model geliştirilmiş ve bu metodun, ekonomik sürüş şartlarında daha doğru sonuçlar verdiğini vurgulanmıştır [15]. Taşıt hızına bağlı yakıt tüketimi modelinin en çok kullanıldığı uygulamalar, vites değiştirme stratejilerinin belirlenmesi ve bu stratejilerin yakıt tüketimine etkileri ile ilgili çalışmalardır. Çünkü vites değiştirme stratejileri, tekerleğin dönme hızı veya momentini motor devrine göre ayarlaması nedeniyle taşıtın yakıt tüketimine direkt etkisi bulunmaktadır. Bu etkiler, tekerleklerin dönme hızları üzerinden taşıt hızında görülmektedir. Bu nedenle, sürüş sırasında motorun çalışma şartları, taşıt hızındaki değişim üzerinden vites çevrim oranları ile belirlenmektedir [16]. Böylece, minimum yakıt tüketimini sağlayarak istenilen çeki momenti ve gücü belirlemek için vites değiştirme, taşıt hızına bağımlı yakıt tüketimleri ile seçilmelidir. Bunun en önemli nedenlerinden biri, istenilen çeki kuvveti değişimini verebilen minimum yakıt tüketimini sağlayabilecek motor dönme hızı aralığı ile vites çevrim oranlarının belirlenmesidir. Bununla ilgili bir çalışmada motorun en yüksek veriminin, maksimum motor torkunun %80'inde elde edildiğini göz önüne alarak yakıt tüketim haritaları geliştirilmiş ve bu haritaları kullanarak minimum yakıt tüketimi sağlayan vites değiştirme şartları belirlenmiştir [17]. Sadece taşıt gücüne göre seçilen vites çevrim oranları, yakıt tüketimini arttırabilmektedir. Bunun nedeni, güce dayalı vites çevrim oranı seçimleri, motor çalışma şartlarında ani değişimlerine neden olabilesidir. Ayrıca, yakıt tüketimi ve motor torkunun lineer olmayan karakteristikleri nedeniyle bu vites oranı seçimleri, motor çalışma şartlarındaki küçük değişimlere karşın yüksek hız istekleri nedeni ile büyük yakıt tüketimine neden olabilmektedir [18, 19]. Bu nedenle yakıt kazançlı vites değiştirme stratejileri geliştirilirken minimum yakıt tüketiminin elde edildiği motor dönme hızı aralıkları belirlenmelidir [20]. Bu amaç ile yapılan bir çalışmada yakıt tüketimini düşürecek motor çalışma noktası elde etmişler ve bu noktaya göre vites değişimi stratejilerini belirlemişlerdir. Bu strateji ile daha düşük yakıt tüketimi elde edebilmişlerdir [21].

Diğer bir çalışmada yakıt tüketimi hedefli vites çevrim oranlarının optimizasyon çalışmaları yapılmış ve elde edilen çevrim oranı ile motorun düşük yakıt tüketimi ile en verimli dönme hızlarında çalışması sağlanmıştır. Bu şekilde en iyi taşıt ve motor etkileşimi elde edilmiştir [22]. Vites değiştirme stratejilerinin yakıt tüketimine etkileri vites sayısına bağlı olarak da değişebilmektedir. Bunun nedeni, düşük vites sayısının, motorun gereğinden daha yüksek dönme hızlarında çalışması ve bu artış ile yakıt tüketimini arttırmasıdır. Bununla ilgili yapılan birkaç çalışmada vites sayısı arttıkça yakıt tüketiminin düştüğü belirtilmiştir. Bunun hem geometrik hem de progresif diziyeye dayalı vites çevrim oranı seçim metodları için geçerli olduğunu vurgulamışlardır [23, 24]. Vites değişim stratejilerinin taşıt hızına göre yakıt tüketimine etkilerinin diğer bir önemi de otomatik kumandalı vites kutularının vites değişimi için gerekli olmasıdır. Bunun için yapılan bir çalışmada otomatik kumandalı kademeli vites kutularının vites değişim stratejilerinin belirlenmesinde yakıt tüketiminin azaltılmasının ana faktör olduğu belirtilmiştir. Sonuç olarak, yapılan literatür araştırmasında yakıt tüketimi ile ilgili yapılan çalışmalarda direnç kuvvetlerini (yol yüklerini) kullanarak elde edilen modellerin, yüksek korelasyonlu yakıt tüketimi değerleri elde edebildiği görülmüştür. Bazı çalışmalarda da motor yakıt tüketiminin modellenmesi ile bu korelasyonun daha da arttırılabileceği belirtilmiştir. Ancak, bu çalışmalarda motorun moment ve güç karakteristikleri göz önüne alınmamıştır. Aynı zamanda, tasarlanan birçok yakıt tüketimi modelinin sadece taşıt gücüne dayalı olduğu da açıkça görülmüştür. Bu çalışmada, lastik yol etkileşimini veren çeki kuvvetine dayalı model geliştirilmiştir. Bunun için yol yüklerindeki değişim üzerinden çeki kuvvetindeki değişimi belirleyen ve motor yakıt tüketimi değişimini motor performans karakteristiklerine göre elde eden ve taşıt hızına göre yakıt tüketiminin belirlenmesini sağlayan model geliştirilmiştir. Bu şekilde yukarıda ifade edildiği gibi hem taşıt hem de motor performans parametreleri ile tüm yol şartlarında korelasyonu yüksek model elde edilmiştir. Bu modelin geçerliliğini belirlemek için geometrik ve progresif dizi metoduna dayalı vites geçişlerinin yakıt tüketimine etkileri analiz edilmiştir. Bu analizin amacı, günümüzde birçok taşıtta bulunan yol bilgisayarları için motor devrinin yanında vites çevrim oranı değişikliğine dayalı yakıt tüketimi algoritmalarının geliştirilmesini ve minimum yakıt tüketimine dayalı olarak vites çevrim oranlarının belirlenmesini sağlamaktır.

## 2. YAKIT TÜKETİMİ MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ (DEVELOPING OF FUEL CONSUMPTION MODEL)

Bu çalışmada, yakıt tüketiminin vites geçişlerine göre modellenmesi için aşağıdaki denklem kullanılmaktadır. Bu model, ihtiyaç duyulan çeki kuvvetine göre Eş. 1 ile elde edilmektedir.

$$b_s = 100 \frac{b_e F_B}{\rho_m \eta_T} \quad (1)$$

Eş. 1'de yakıt yoğunluğu ve toplam çevrim oranı sabit olup motorun yakıt tüketimi ile ihtiyaç duyulan çeki kuvveti değişkenlerdir. Vites geçişlerine göre yakıt tüketimi modelini hıza ve vites oranlarına göre tanımlayabilmek için ihtiyaç duyulan çeki kuvveti (taşıt ve tekerlek direnç kuvvetleri), taşıt hızının fonksiyonu olarak Eş. 2 ile yazılmalıdır.

$$F_B(V) = 1/2 \rho C_w A V^2 + \frac{180}{\pi} mg \sin \alpha + \frac{180}{\pi} C_r mg \cos \alpha + m_i \frac{dv}{dt} \quad (2)$$

Eş. 2'yi oluşturan bileşenler, soldan sağa doğru sırası ile rüzgâr direnci, yokuş direnci, yuvarlanma direnci ve ivme direncidir. Eş. 2'de verilen ivme direncinin belirlemek için aksa indirgenmiş kütle, Eş. 3 ile hesaplanmaktadır.

$$m_i = m_F + \frac{\sum J_T}{r_{dyn}^2} \quad (3)$$

Eş. 3'de verilen  $J_T$ , taşıta ait tüm dönen kütlelerin atalet momenti olup Eş. 4 ile elde edilmektedir.

$$J_T = J_e i_r^2 i_d^2 + J_p i_d^2 + J_w \quad (4)$$

$F_B$ , Eş. 2'de yerine konulduğunda Eş. 1'de verilen yakıt tüketimi, taşıt hızı ve motorun özgül yakıt tüketiminin fonksiyonu olarak Eş. 5 ile ifade edilmektedir.

$$b_s(b_e, V) = 100 \frac{b_e (1/2 \rho C_w A_i V^2 + \frac{180}{\pi} mg \sin \alpha + \frac{180}{\pi} C_r mg \cos \alpha + m_i \frac{dv}{dt})}{\rho_m \eta_T} \quad (5)$$

Eş. 5'de verilen yakıt tüketimi denklemi, çeki kuvvetine dayalı olup tüm taşıt ve motor parametrelerinin yakıt tüketimine etkileri belirlenebilmektedir. Aynı zamanda, yokuş yukarı ve düz yolda sabit veya değişken hızlardaki sürüş şartlarında bu etkiler değerlendirilebilmektedir. Bu denklem ile motor parametrelerinin yakıt tüketimine etkilerini belirlemek için motor yakıt tüketiminin modellenmesi gerekmektedir. Aynı şekilde sürüş şartlarını belirlemek için de taşıt hızının modellenmesi gerekmektedir. Bu amaçlar için alt modeller oluşturulmuştur. Bu alt modeller, motorun yakıt tüketimi modeli, taşıt hızı modeli ve tekerleklerin ihtiyaç duyduğu çeki kuvveti modellerinden oluşmaktadır.

### 2.1. Motor Karakteristiklerinin Modellenmesi (Modeling of Engine Characteristics)

Eş. 2'de verilen tüm modelleri elde edebilmek için öncelikle içten yanmalı motorun güç ve tork eğrileri ile motor karakteristikleri elde edilmektedir. Herhangi bir motor devrinde motor momenti ve gücü Eş. 6 ile hesaplanmaktadır [17].

$$P_e(\omega_e) = P_1 \left[ A \left( \frac{\omega_e}{\omega_1} \right) + B \left( \frac{\omega_e}{\omega_1} \right)^2 + C \left( \frac{\omega_e}{\omega_1} \right)^3 \right] \quad (6)$$

$$T_e(\omega_e) = P_1 \left[ \frac{A}{\omega_1} + B \left( \frac{\omega_e}{\omega_1^2} \right) + C \left( \frac{\omega_e^2}{\omega_1^3} \right) \right] \quad (7)$$

Eş. 6 ve Eş. 7’de görüldüğü gibi herhangi bir motor devrindeki motor gücü ve momenti, motor dönme hızının fonksiyonudur. Bu nedenle elde edilen motor momenti ve gücü sadece motor devri ile değişmektedir. Böylelikle, değişken motor dönme hızı, moment ve güç eğrilerinin hesaplama nokta sayısını belirlemektedir. Eş. 6 ve Eş. 7’de görülen  $A$ ,  $B$  ve  $C$  katsayıları, Eş. 8, 9 ve 10 ile hesaplanmaktadır.

$$A = \frac{\Omega^2 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \left( 2 - \frac{1}{\Omega} \right)}{(1 - \Omega)^2} \quad (8)$$

$$B = \frac{1 - A}{1 - \frac{1}{2\Omega}} \quad (9)$$

$$C = -\frac{B}{2\Omega} \quad (10)$$

Eş. 8, 9 ve 10’da görülen  $\Omega$ , Eş. (11) ile hesaplanmaktadır.

$$\Omega = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (11)$$

Bu şekilde, içten yanmalı motor modelinden motor momenti ve gücünün motor dönme hızına göre değişimini ifade eden motor karakteristik grafiği elde edilmektedir. Ayrıca, dönme hızı ve bu hızlarda elde edilen motor momenti ve motor gücü değerleri bu modelden çıkış olarak alınmaktadır.

## 2.2. Taşıt Hızının Modellenmesi (Modeling of Vehicle Speed)

Motor karakteristik eğrileri elde edildikten sonra elde edilen dönme hızı ve vites oranı bilgileri kullanılarak bunlara karşılık gelen taşıt hızı profili, Eş. 12 ile elde edilebilmektedir [25, 26].

$$V(\omega_e, i_A, S) = \frac{\omega_e r_d}{i_A i_d S} \quad (12)$$

Eş. 12’de  $S$ , tekerleğe tahrik momenti uygulandığında oluşan kayma olup her vites oranı için farklı değerler almaktadır. Burada önemli olan, vites oranı küçüldükçe kaymanın azalmasıdır. Böylelikle, Eş. 12’de görüldüğü üzere taşıt hızı; vites oranı, motor dönme hızı ve tahrik kaymasının fonksiyonudur. Burada önemli olan aynı vites oranı ve kaymada taşıt hızının motor dönme hızı ile değişmesidir. Ayrıca farklı çevrim oranları ile elde edilen taşıt hız profilleri, sürücü karakteristiklerinin yakıt tüketimine etkilerinin belirlenmesini de sağlamaktadır.

## 2.3. Motorun Yakıt Tüketiminin Modellenmesi (Modeling of Engine Fuel Consumption)

Taşıt hızı belirlendikten sonra motorun özgül yakıt tüketimi modellenmektedir. Özgül yakıt tüketimi; silindir çapı, silindir sayısı, silindir stroğu, yakıt hava oranı, motor devri ve motor momenti girişlerinden elde edilen toplam silindir hacmi, yakıt kütlesi, motor fren gücü ve yakıt debisi ile motor moment ve güç karakteristiklerine dayalı olarak modellenmektedir. Bu modelin ilk bileşeni toplam silindir hacmi olup Eş. 13 ile hesaplanmaktadır.

$$V_r = \frac{\pi d^2}{4} h \left( 1 + \frac{1}{r_c - 1} \right) \quad (13)$$

Eş. 13’de görülen  $h$ , silindir stroğunu ve  $r_c$ , sıkıştırma oranını ifade etmektedir. Toplam silindir hacminden sonra yakıt kütlesi Eş. 14 ile hesaplanmaktadır [27].

$$m_a = \frac{P_a V_r}{RT} \quad (14)$$

Eş. 14’de görülen  $P_a$ , silindir basıncını,  $R$ , ideal gaz sabitini ve  $T$ , silindir sıcaklığını ifade etmektedir. Eş. 14’de verilen yakıt kütlesi, hava yakıt oranına göre Eş. 15 ile hesaplanmalıdır [27].

$$m_f = \frac{m_a}{H/Y} \quad (15)$$

Eş. 15’de görülen  $H/Y$ , hava yakıt oranını ifade etmektedir. Hava yakıt oranına göre yakıt kütlesi elde edildikten sonra yakıt debisi, Eş. 16 ile hesaplanmaktadır [27].

$$\dot{m}_f = m_f z \omega_e \quad (16)$$

Eş. 16’da görülen  $z$ , silindir sayısını ifade etmektedir. Yakıt tüketimini belirleyen diğer değişken, verilen motor devri ile üretilen motor gücü olup Eş. 17 ile hesaplanmaktadır [27].

$$\dot{W}_b = 1000 \omega_e T_e \quad (17)$$

Böylelikle, motorun performans karakteristikleri motorun özgül yakıt tüketimine yansıtılmaktadır. Eşitlikler 16 ve 17 kullanılarak özgül yakıt tüketimi, Eş. 18 ile hesaplanmaktadır [27].

$$b_e = 3,6 \cdot 10^6 \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \quad (18)$$

Eş. 18, motorun birim güçte bir saatte tükettiği yakıt miktarını ifade etmektedir.

## 2.4. Taşıtın Yakıt Tüketiminin Modellenmesi (Modeling of Vehicle Fuel Consumption)

Tüm taşıtın yakıt tüketimini belirlemek için Eş. 18, Eş. 5’e eklendiğinde 100000m (100 km)’de tüketilen yakıt miktarı litre cinsinden Eş. 19 ile elde edilir.

$$b_i \left[ \frac{l}{100km} \right] = \frac{\frac{m_f}{W_b} (1/2 \rho C_w A V^2 + \frac{180}{\pi} mg \sin \alpha + \frac{180}{\pi} C_r mg \cos \alpha + m \frac{dv}{dt})}{\rho_m n_T} \quad (19)$$

Eş. 19'a göre yakıt tüketimi modelini oluşturan tüm alt modellerin giriş ve çıkışları, MATLAB / SIMULINK'de oluşturulan blok diyagram ile Şekil 1'de verilmiştir. Giriş sinyallerini bu alt modellerden alarak vites geçişlerine göre yakıt tüketimi modellenmesini sağlayan ana modelin MATLAB / SIMULINK'teki blok diyagramı Şekil 2'deki gibidir.

Böylelikle, bu model; taşıt hızı, motor devri, motor momenti, motor gücü, yokuş eğimi, hızlanma ivmesi, yakıt yoğunluğu, yuvarlanma direnç katsayısı ve transmisyon veriminin fonksiyonu olup bu parametrelerdeki değişimlerin taşıtın yakıt tüketimine etkilerini belirleyebilmektedir. Aynı zamanda, ivmelenme anında yakıt tüketimini etkileyen önemli bir parametre olan tahrik kaymasının etkileri de bu model ile belirlenebilmektedir. Böylece taşıt hızının, motor performans parametrelerinin, yuvarlanma direncinin değişmesine ve güç aktarma sistemlerinin güç kaybına neden olan faktörlerin taşıtın yakıt tüketimine etkileri de bu model ile tespit edilebilmektedir. Bunlardan biri, taşıt hızı

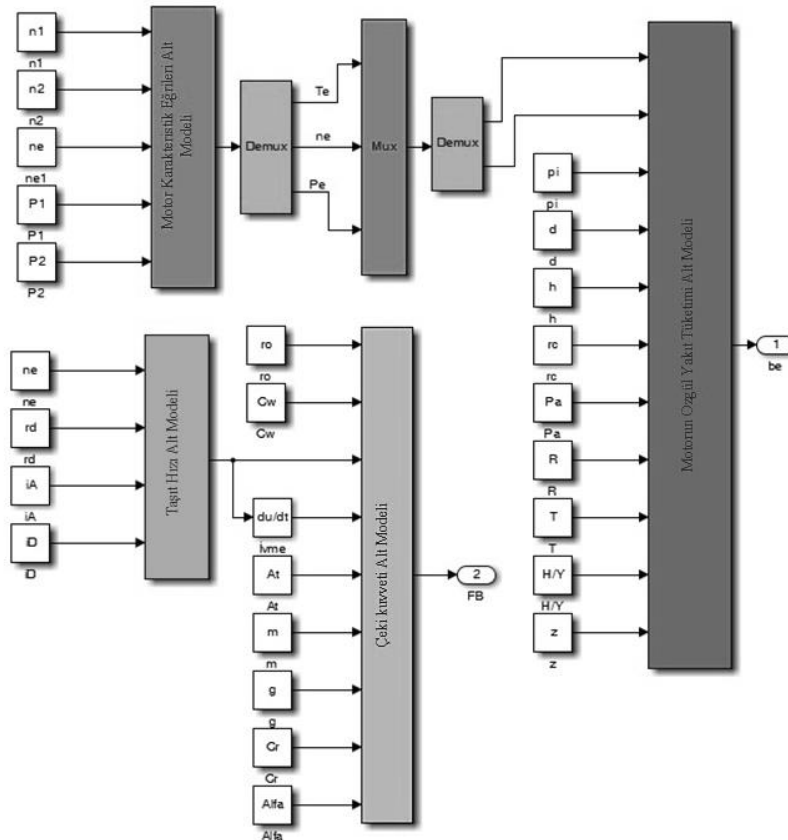
değişimine neden olan vites çevrim oranları ile vites değiştirme stratejileridir.

### 3. VİTES DEĞİŞTİRME STRATEJİLERİNİN YAKIT TÜKETİMİNE ETKİLERİNİN ANALİZİ (THE ANALYSIS OF EFFECTS OF GEAR SHIFTING STRATEGIES ON FUEL CONSUMPTIONS)

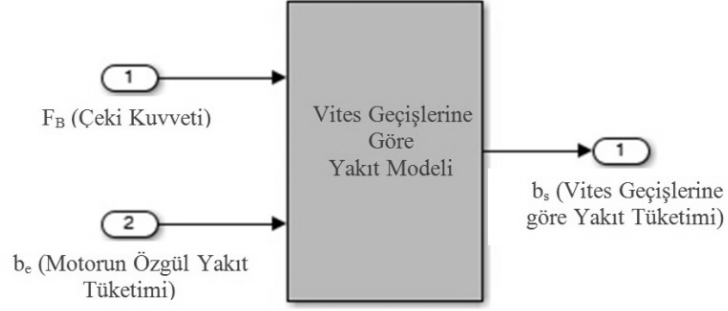
Bu çalışmada, özellikleri verilen bir taşıta ait vites kutusunun çevrim oranları, geometrik ve progresif dizi metotları ile elde edilmiştir. Günümüzde birçok vites kutusunun çevrim oranları, bu metotlar kullanılarak belirlenmektedir [28]. Bu şekilde Eş. 19 kullanılarak vites oranlarındaki değişimin yakıt tüketimine etkileri, taşıt hızı değişimi üzerinden incelenmiştir. Bu incelemede taşıt, sabit hız ile 1., 2., 3. ve 4. viteste sırasıyla %20, %10, %5 ve %2 eğimli yokuşta sürüldüğü ve 5. viteste de düz yolda sürüldüğü göz önüne alınmıştır. Taşıtın ve bu taşıta ait içten yanmalı motorun özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

#### 3.1. Motor Karakteristiklerinin Modellenmesi (Modeling of Engine Characteristics)

Yakıt tüketiminin modellenmesi için öncelikle motorun karakteristikleri belirlenmiştir. Bunun için Eş. 6 ve Eş. 7 kullanılmıştır. Elde edilen motor eğrileri Şekil 3'de verilmiştir. Bu eğriler elde edilirken değişken motor dönme hızı  $n_e$  için minimum ve maksimum dönme hızları arasında 21 farklı dönme hızı sayısı göz önüne alınmıştır.



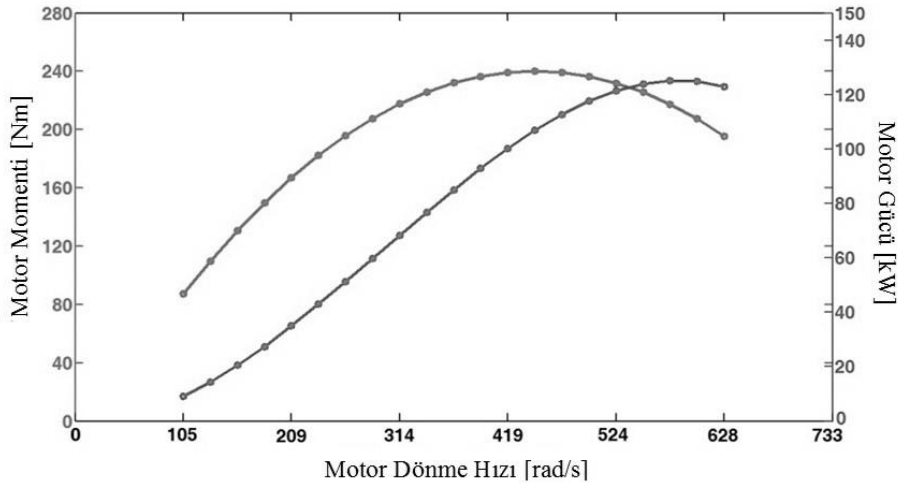
Şekil 1. Alt modellerin blok diyagramı (Blok diagram of sub-models)



**Şekil 2.** Vites geçişlerine göre yakıt tüketimi modeli (Model of fuel consumption for gear shifting)

**Tablo 1.** Taşıt ve motor parametreleri (Vehicle and engine parameters)

Taşıt Parametreleri	
Parametre	Değeri
m	1393kg
$C_w$	0,32
$\rho$	1,22 kg/m <sup>3</sup>
$A_t$	2.34m <sup>2</sup>
$V_{max}$	Maksimum taşıt hızı 65 [m/s]
$\alpha$	%2, %5, %10
$i_D$	3,65
S	1,08 (1.vites), 1,06 (2.vites), 1,05 (3.vites), 1,03 (4.vites), 1,02 (5.vites)
Motor Parametreleri	
$n_1$	570 rad/s
$n_2$	420 rad/s
$n_e$	$n_{min}=100$ rad/s - $n_{max}=600$ rad/s
$P_1$	125000 W
$P_2$	106760 W
d	0,0825 m
h	0,0925 m
$r_c$	9,5
$P_a$	85 kPa
R	0,287 kJ/kgK
T	333 K
H/Y	15:1
z	4



**Şekil 3.** Motorun moment ve güç eğrileri (Moment and power curves of engine)

Kullanılan dönme hızı aralıkları, taşıt hızı aralıklarına göre değerlendirildiğinden vites değişimleri için yeterli olmaktadır. Şekil 3 incelendiğinde motorun maksimum momente 4200 dev/dak, maksimum güce de 5700 dev/dak da ulaştığı görülmektedir. Bu, elde edilen grafiğin taşıtın motoruna uygun olduğunu göstermektedir.

### 3.2. Ara Vites Çevrim Oranlarının Belirlenmesi (Determining of Gear Ratios for Intermediate Gears)

Motor eğrileri elde edildikten sonra geometrik ve progresif dizi metotları ile ara vites çevrim oranları elde edilmiştir. Bu şekilde aynı taşıt için iki farklı vites değiştirme stratejisi geliştirilmiştir. Vites oranlarının tespiti için öncelikle maksimum ve minimum vites çevrim oranları belirlenmiştir. Maksimum çevrim oranı hesaplanırken taşıtın sabit ve düşük hızda maksimum yokuş tırmandığı göz önüne alınmaktadır [16]. Bu nedenle rüzgâr direnci ve ivme direnç kuvveti taşıta uygulanmamaktadır. Böylelikle, maksimum çevrim oranı Eş. 20 ile hesaplanmıştır.

$$i_{\max} = \frac{r_d mg \left( \frac{180}{\pi} \sin \alpha + \frac{180}{\pi} C_r \cos \alpha \right)}{M_{\max} \eta_r i_d} \quad (20)$$

Maksimum çevrim oranı, taşıtın uygulayacağı maksimum torku elde edebildiği için taşıtlarda birinci vitesin çevrim oranı, maksimum çevrim oranıdır. Maksimum çevrim oranından sonra taşıtın hedeflenen en yüksek hıza ulaşabileceği minimum çevrim oranı Eş. 21 ile belirlenmiştir.

$$i_{\min} = \frac{\omega_{\max} r_d}{V_{\max} i_d} \quad (21)$$

Maksimum ve minimum çevrim oranları belirlendikten sonra bu çevrim oranlarına bağlı olarak ara vites çevrim oranları, geometrik ve progresif dizi metotları ile elde edilmiştir.

#### 3.2.1. Geometrik dizi metodu (Geometrical gear step method)

Ardışık iki terimin oranı aynı sabit bir sayı olan dizilere geometrik dizi denir. Diğer bir ifadeyle ardışık terimleri arasındaki oranı değişmeyen dizidir. Bu şekilde vites arttıkça daha geniş hız aralığı elde edilerek eşit hız dağılımı sağlamaktadır [28]. Bu metotla tüm vites değişimleri aynı motor dönme hızı aralığında gerçekleşmektedir. Geometrik dizi ile vites oranı elde edebilmek için öncelikle geometrik dizi katsayısı eşitlik Eş. 22 ile elde edilmektedir.

$$C_g = \sqrt[z-1]{\frac{i_{\max}}{i_{\min}}} \quad (22)$$

Eş. 22'de  $C_g$ , geometrik dizi katsayısını ve  $z$ , vites sayısını ifade etmektedir. Burada vites sayısı Eş. 23 ile elde edilmektedir [16].

Eş. 23'de görülen  $k_1$  ve  $k_2$  katsayıları, Eş. 24 ve 25 ile hesaplanmaktadır.

$$z = \frac{\log(k_2)}{\log(k_1)} \quad (23)$$

$$k_1 = \frac{n_1}{n_2} \quad (24)$$

$$k_2 = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (25)$$

Elde edilen geometrik dizi katsayısı ve vites sayısı ile ara vites çevrim oranları Eş. 26 ile elde edilmektedir [16]. Eş. 26'da,  $n$ , 1 ile vites sayısı arasındaki tam sayıları ifade etmektedir.

$$i_n = i_z C_g^{(z-n)} \quad (26)$$

#### 3.2.2. Progresif dizi metodu (Progressive gear step method)

Bu dizi yöntemi ile elde edilen vites basamakları sayesinde vites ne kadar büyürse vites basamak aralığı da o kadar küçülmektedir. Bu metot ile vites oranlarını belirleyebilmek için progresif dizi katsayısı Eş. 27 ile elde edilmektedir [16].

$$C_1 = z^{-1} \sqrt[z]{C_2 \frac{1}{0.5(z-1)(z-2)} \left( \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)} \quad (27)$$

Eş. 27'de  $C_2$ , progresif faktörü göstermekte olup 1.0 – 1.2 aralığında değer almaktadır. Elde edilen progresif dizi katsayısı ile ara vites çevrim oranları, Eş. 28 ile elde edilmektedir [16].

$$i_n = i_z C_1^{(z-n)} C_2^{0.5(z-n)(z-n-1)} \quad (28)$$

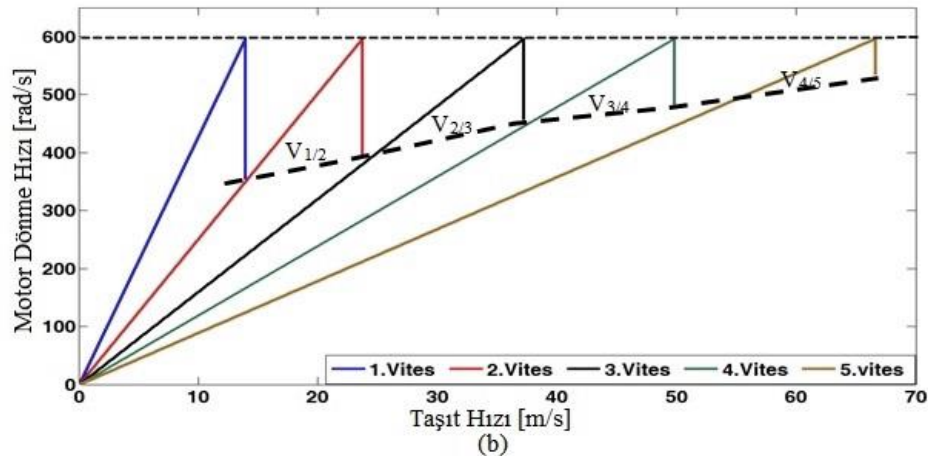
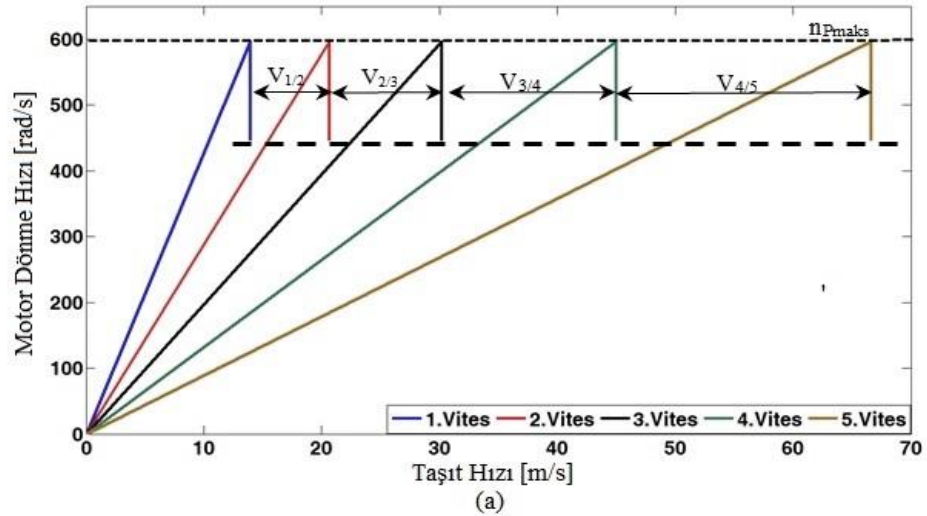
Geometrik ve progresif dizi metodu ile elde edilen vites sayısı ve çevrim oranları Tablo 2'de verilmiştir. Tablo 2'de görüldüğü gibi her iki metot ile elde edilen çevrim oranları vites büyüdükçe azalmaktadır. Naunhemeir ve diğer çalışmalarında hem geometrik dizi de hem de progresif dizi de elde edilen çevrim oranlarının vites büyüdükçe azalması gerektiğini ifade etmiştir [16]. Geometrik dizi ile elde edilen  $i_1$  ve  $i_2$  gibi komşu çevrim oranları arasındaki oran, 1.45 olup sabittir. Progresif dizi ile elde edilenlerde bu oran vites arttıkça veya çevrim oranı azaldıkça azalmaktadır. Eckert, J.J ve diğ. çalışmalarında, çevrim oranları geometrik dizi ile elde edilmiş 5, 6 ve 7 kademeli vites kutularına ait komşu çevrim oranları arasındaki oranın sabit olması gerektiğini ifade etmişler ve üzerinde çalıştıkları araç için 1,32'lik geometrik dizi katsayısı elde etmişlerdir. Aynı zamanda, progresif dizi ile elde edilen çevrim oranları arasındaki oranının vites büyüdükçe azalması gerektiğini ifade etmişlerdir [23].

Bu, Tablo 2 ile karşılaştırıldığında, geometrik ve progresif diziler ile vites çevrim oranlarının doğru bir şekilde hesaplandığı açık bir şekilde görülmektedir. Bu çevrim oranlarını doğrulamanın diğer bir yöntemi, Şekil 4’de verilen motor devrinin taşıt hızına göre değişim grafiklerinin incelenmesidir. Bunun için vites çevrim oranlarına göre taşıt hızları, taşıt hızı alt modeli kullanılarak elde edilmiştir. Şekil

4a ve 4b’de görüldüğü gibi vites değişimi için en yüksek motor dönme hızı olarak maksimum gücün üretildiği dönme hızı,  $n_{Pmax}$  seçilmiştir. Böylece, yakıt tüketimi için en zor şartlar göz önüne alınmıştır. Geometrik dizi metodu ile elde edilen vites değiştirme stratejisinin motorun aynı dönme hızı aralığında vites değiştirdiği Şekil 4a’da görülmektedir. Buna karşın, progresif dizi, motorun giderek azalan dönme hız

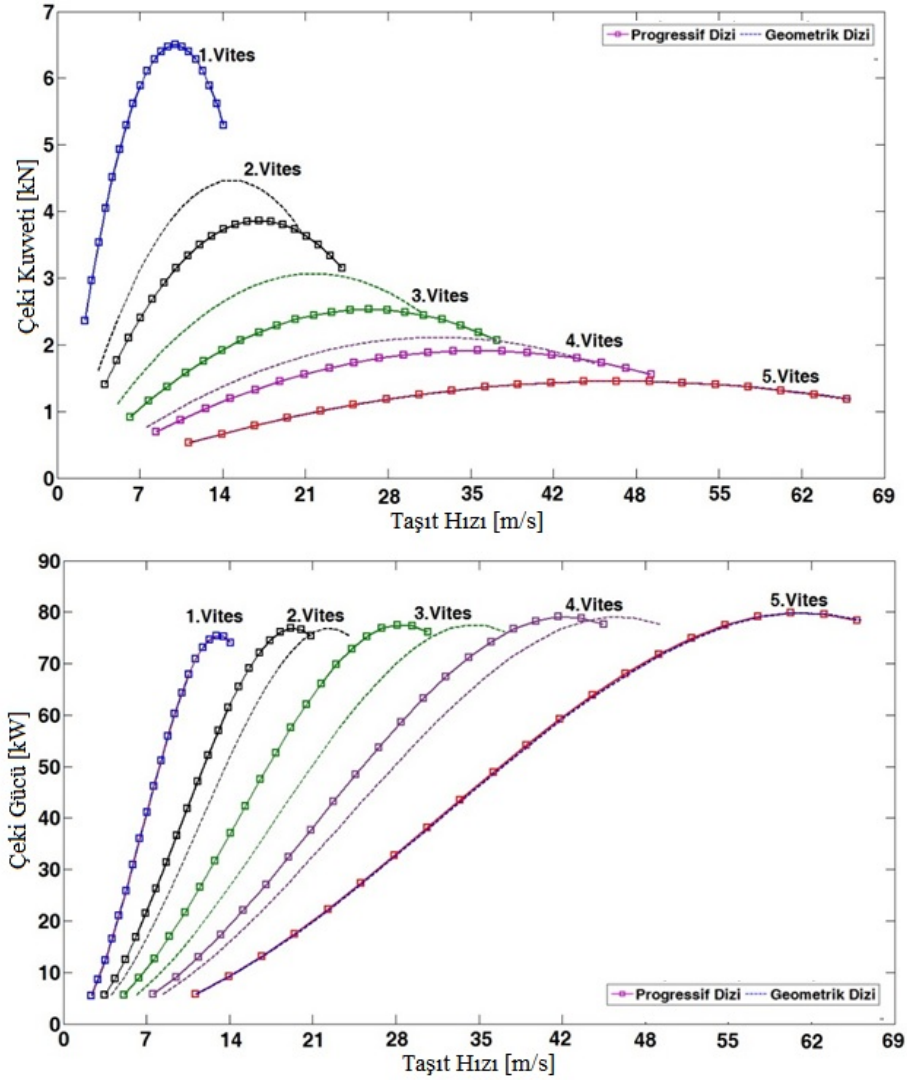
**Tablo 2.** Hesaplanan vites sayısı ve çevrim oranları (The calculated number of gear and gear ratios)

z	Geometrik dizi		Progresif dizi	
	Vites çevrim oranları	Komşu çevrim oranları arasındaki oran	Vites çevrim oranları	Komşu çevrim oranları arasındaki oran
$i_1$ (1. Vites çevrim oranı)	3,47		3,47	
$i_2$ (2. Vites çevrim oranı)		1,45		1,68
$i_3$ (3. Vites çevrim oranı)	2,39		2,06	
$i_4$ (4. Vites çevrim oranı)		1,45		1,51
$i_5$ (5. Vites çevrim oranı)	1,65		1,36	
		1,45		1,35
	1,13		1,02	
		1,45		1,32
	0,77		0,77	



**Şekil 4.** a) Geometrik dizi b) Progresif dizi ile elde edilen motor dönme hızı – taşıt hızı grafiği (Engine rpm and vehicle speed obtained by a) Geometrical gear step b) Progressive gear step)





Şekil 5. Güç aktarma sistemi tarafından sağlanan çeki kuvveti ve çeki gücü değişimi  
(The changes in tractive force and power provided by powertrain systems)

aralıklarında çalışmasını sağlayarak vites yükseldikçe taşıtın daha geniş hız aralıklarında sürülmesine imkân vermektedir. Rutten yaptığı çalışmada, çevrim oranı geometrik dizi ile belirlenen vites kutusuna sahip araçların vites değişimlerini aynı motor devir aralıklarında ve progresif diziyeye sahip olanlar da vites büyüdükçe daha dar motor devir aralığında vites değişimini gerçekleştirdiğini vurgulamışlardır [29]. Burada, geometrik dizinin daha dar taşıt hızı aralığı nedeniyle yokuş yukarı çıkışlarda daha sık vites değiştirilmesine neden olacağı göz ardı edilmemelidir. Bu vites aralıkları ile güç aktarma sistemi tarafından elde edilen çeki kuvveti ve çeki gücü değişimleri, Şekil 5’de görülen çeki diyagramları ile incelenmektedir. Şekil 5’de görülen çeki kuvveti, Eş. 29 ve çeki gücü de Eş. 30 ile elde edilmiştir.

$$F_A = \frac{T_e i_A i_d}{r_d (1-S)} \eta_T \quad (29)$$

$$P_A = F_A V \quad (30)$$

Burada önemli nokta, Eş. 29 ve Eş. 30’un güç aktarma sistemi tarafından tekerleklere uygulanacak çeki kuvveti ve çeki gücünü ifade etmesidir. Çeki diyagramlarını vites geçişlerine göre elde edebilmek için Eş. 29 ve Eş. 30, her vites durumu için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Vites değişim stratejilerinin taşıtın çekiş performansına etkilerini çeki kuvveti ve çeki gücü grafikleri ile değerlendirilirken sadece ara vites oranlarında elde edilen çeki kuvveti ve çeki gücü değişimleri göz önüne alınmaktadır. Böylece, Şekil 5’de çeki kuvveti grafiği, geometrik dizi ile daha yüksek çekiş kuvveti sağlanırken maksimum hıza daha dar hız aralığında ulaşıldığını göstermektedir. Aynı zamanda, progresif dizinin, daha düşük çeki kuvveti ile daha geniş hız aralığında, taşıtı maksimum hıza ulaştırdığı görülmektedir. Bunun sonucunda geometrik dizinin, taşıtı maksimum güce daha düşük hızda ulaştırdığı Şekil 5’de çeki gücü grafiğinde görülmektedir. Naunhemeir ve diğer çalışmalarında geometrik dizi ile elde edilen ara vitesine ait çevrim oranlarının daha yüksek çeki kuvveti elde ettiğini ifade etmişlerdir. Aynı

zamanda progresif dizinin de vites büyüdükçe elde ettikleri maksimum çeki kuvvetleri arasındaki farkın azaldığını ve bu nedenle progresif diziyeye sahip vites kutularının vites büyüdükçe taşıtın daha geniş hız aralığında sürülmesini sağladığını ortaya çıkarmışlardır. Böylelikle, geometrik dizi, tekerleklerle daha yüksek tork uygularken çeki gücünü daha dar hız aralığında kullanmaktadır. Bu, aracın daha yavaş hızlanmasına neden olmaktadır. Buna karşın, progresif dizi, tekerleklerin daha düşük moment ve daha geniş güç aralığı ile daha çabuk hızlanmasını sağlamaktadır. Bu çekiş karakteristikleri ile vites değişim stratejilerinin yakıt tüketimine etkilerini incelemek için ihtiyaç duyulan çeki kuvveti, çeki kuvveti alt modeli kullanılarak vites durumlarına göre aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

1. vites için yuvarlanma, rüzgâr ve %20 yokuş direnci,
2. vites için yuvarlanma, rüzgâr ve %10 yokuş direnci,
3. vites için yuvarlanma, rüzgâr ve %5 yokuş direnci,
4. vites için yuvarlanma, rüzgâr ve %2 yokuş direnci,
5. vites için sadece yuvarlanma ve rüzgâr direnci kullanılmıştır.

Bu şartlara göre elde edilen çeki kuvveti grafiği Şekil 6'da görülmektedir. Şekil 6'da görüldüğü gibi İhtiyaç duyulan çeki kuvvetinde rüzgâr ve yokuş direnci, parabolik bir karakteristiğe sahiptir. Bunun nedeni, Eş. 2'de görüldüğü gibi rüzgâr direncinin, hızın karesi ile artmasıdır. Kadjik ve Ligterink yaptığı çalışmada rüzgâr direnci, hızın karesi ile arttığı için hız ile değişiminin parabolik bir karakteristiğe sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Yokuş direnci eğrileri, rüzgâr direnci ile yokuş direncinin toplamı olduğundan yokuş direncinin taşıt hızına göre değişiminin de parabolik olduğunu vurgulamışlardır [29]. Şekil 6'da verilen diğer bir eğri, yuvarlanma direncine aittir. Yuvarlanma direnci ise yaklaşık olarak lineer bir karakteristiğe sahiptir. Genta ve Wong, bunun nedenini yuvarlanma direncinin hız ile lineer değişmesi ve bunun Eş. 31'de görüldüğü gibi amprik bir formüle sahip olması ile açıklamışlardır [30, 31].

$$C_r(V) = 0.01 \left[ 1 + \frac{V}{160} \right] \quad (31)$$

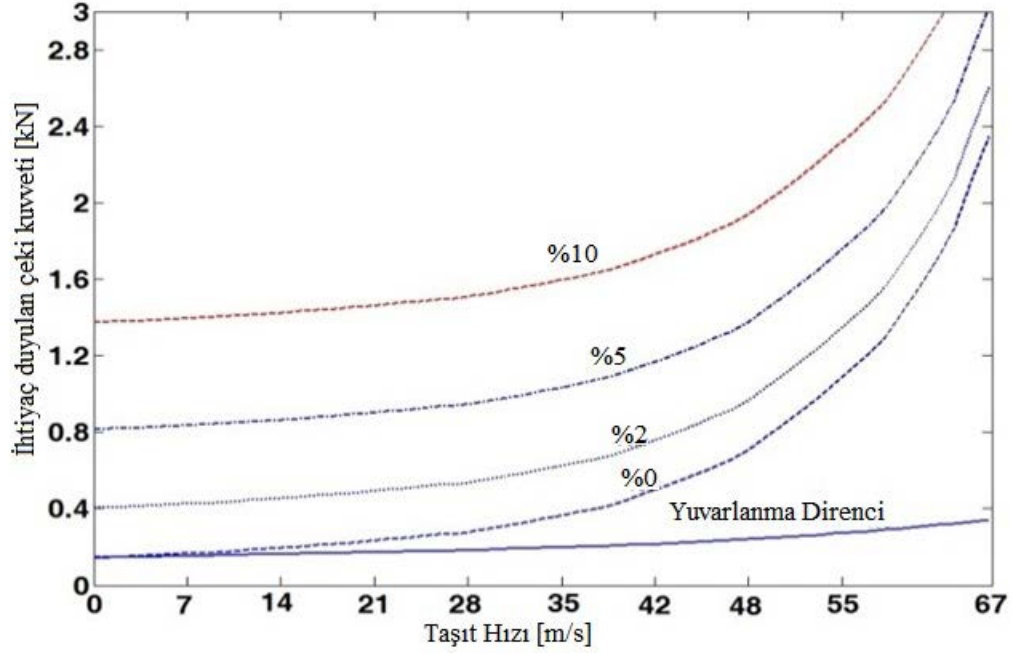
Vites değiştirme stratejilerinin sağladığı çeki kuvveti karakteristikleri belirlendikten sonra taşıtın güç aktarma sisteminin, ihtiyaç duyulan çeki kuvvetini karşılayıp karşılayamadığı Şekil 7'de görülen direnç kuvvetlerini içeren çeki diyagramı ile belirlenmiştir. Şekil 7'de çeki kuvveti ile direnç kuvvetleri karşılaştırılmıştır. Bu grafik, vites geçişlerine göre yakıt tüketimini modellemede oldukça önemlidir. Çünkü yakıt tüketimi modelinde motor ve güç aktarma sistemi tarafından sağlanan çeki kuvvetinin, taşıtın ihtiyaç duyduğu çeki kuvvetini karşılayabilmesi gerektiği gibi uygun değerlere sahip olması da gerekmektedir. Aksi takdirde hesaplanan yakıt tüketimi değerleri, verilen taşıt ve motor özelliklerine uygun olmayacaktır. Böylece, Şekil 7'ye göre taşıtın güç aktarma sistemi, birinci viteste en yüksek çeki kuvvetini üretmekte ve bu vites oranı %50 eğimli bir yolu 6.5 kN ile 9m/s hız ile çıkabilecek çeki kuvvetini

sağlayabilmektedir. Aynı zamanda vites büyüdükçe veya çevrim oranı azaldıkça karşılanan yol eğimi de azalmakta ve bunun sonucunda elde edilen maksimum hızlar artmaktadır. Gotebiewski ve Stoeck çalışmasında yakıt tüketimi ile ilgili çalışmalarda %45-%50 eğimin birinci vites için uygun olduğunu ifade etmişler ve bu düşünce ile gerçekleştirdikleri çeki kuvveti-yakıt tüketimi analizinde birinci vitesinde %45'lik eğimi 4.5kN çeki kuvveti ile 3.8m/s hız ile çıkabilen bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde, vites yükseldikçe yakıt tüketimindeki azalmayı görebilmek için vites büyüdükçe yol eğiminin azalması gerektiğini ve bu şekilde maksimum taşıt hızının artması gerektiğini vurgulamışlardır [32]. Bu bulgular ve öneriler, bu çalışmada elde edilen çeki kuvveti yol eğimi ilişkisinin, yakıt tüketimi çalışmasına uygun olduğunu göstermektedir. Yakıt tüketimi hesaplamalarına uygun çeki kuvveti karakteristiği elde edildikten sonra, vites geçişlerine göre yakıt tüketiminin elde edilmesinde son aşama olan özgül yakıt tüketimi, motorun özgül yakıt tüketimi alt modeli kullanılarak elde edilmiştir. Eş. 18'de görüldüğü gibi motorun yakıt tüketimi modeli, motor moment ve güç değişimlerinin yakıt kütlesi, yakıt debisinde neden olduğu farklılıkları yansıtabilmektedir. Wu and Ross çalışmalarında taşıtların yakıt tüketimini belirleyen çalışmalarda motorun yakıt tüketiminin modellenmesi için motor karakteristik parametrelerindeki değişimlerin yakıt kütlesi ve yakıt debisi gibi yakıt tüketim parametrelerine etkilerini yansıtmaları gerektiğini vurgulamışlardır [33]. Aynı zamanda, Faris ve diğ. çalışmalarında yakıt debisinin, taşıtın yakıt tüketiminin belirlenmesinde gerekli olan en önemli motor parametresi olduğunu da vurgulamışlardır.

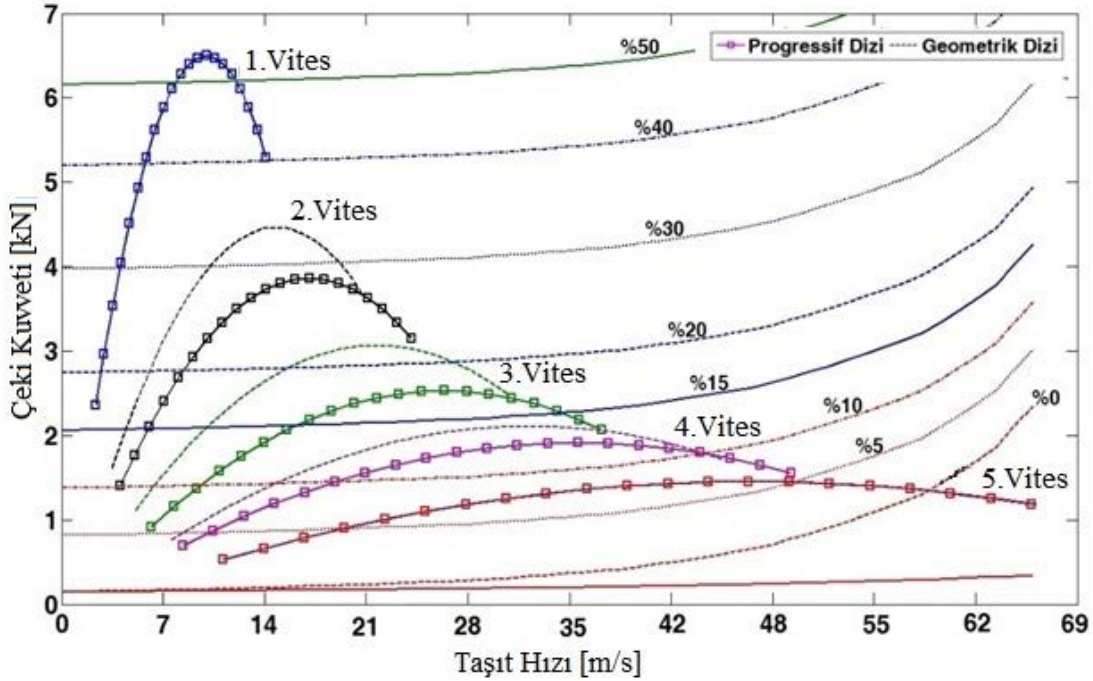
Böylece, belirli bir silindir basıncının etkisinde motorun minimum ve maksimum dönme hız aralığında hesaplanan yakıt tüketimi değerlerinden oluşan özgül yakıt tüketimi eğrisi Şekil 8'de verilmiştir [34]. Yakıt tüketim eğrisinde en belirgin nokta, minimum yakıt tüketiminin, maksimum motor momentinin üretildiği hızlarda elde edilmiş olması ve bu devirden daha büyük ve daha küçük devirlerde yakıt tüketiminin artmasıdır. Pulkrabeg, yakıt tüketiminin düşük dönme hızlarındaki artışın, daha uzun çevrim süreleri nedeniyle ısı kaybının yüksek olmasından ve yüksek dönme hızlarındaki artışın ise yüksek sürtünme kayıplarından kaynaklandığını ifade etmiştir [27]. Aynı zamanda minimum ve maksimum motor dönme hızlarında tüketilen yakıt miktarlarının tamamıyla maksimum momentin ve gücün elde edildiği dönme hızına bağlı olduğunu belirtmiştir. Buna göre, minimum motor dönme sayısı ile tüketilen yakıt, maksimum motor dönme sayısında elde edilenden daha büyük veya küçük olabilmektedir. Bu şekilde motor çalışma şartlarına ve kayıplarına uygun yakıt tüketimi değişimi elde edilebilmiştir.

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Geometrik ve progresif diziler ile elde edilen yakıt tüketimi sonuçları Şekil 9'da görülmektedir. Şekil 9'da görüldüğü gibi taşıta ait tüm yakıt tüketim eğrileri, her vites için belirli



Şekil 6. İhtiyaç duyulan çeki kuvveti (Required tractive force)

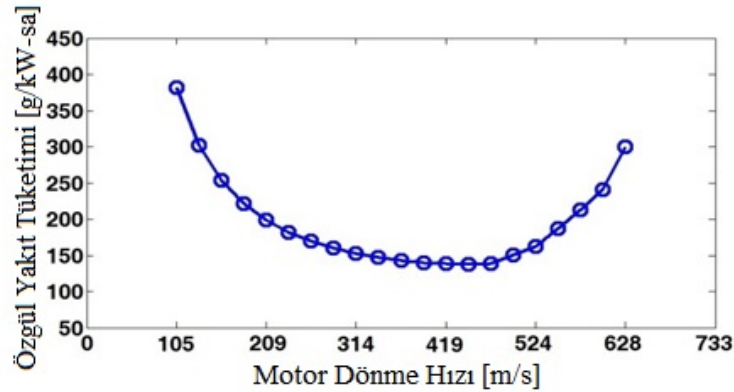
Şekil 7. İhtiyaç duyulan çeki kuvveti ile mevcut çeki kuvvetinin karşılaştırılması  
(Comparison of required tractive force with produced tractive force)

hız aralıklarında elde edilmiştir. Bunun nedeni, söz konusu vites oranı ile elde edilen taşıt hızlarının, maksimum ve minimum motor dönme hızları ile sınırlanmasıdır. Bu hız aralıkları Şekil 9'da görüldüğü gibi vites büyüdükçe genişlemektedir. Bir başka deyişle vites değiştirme metodu ne olursa olsun vites büyüdükçe yani çevrim oranı azaldıkça, araç daha geniş hız aralıklarında sürülebilmektedir. Bunu sağlayan en önemli husus, yüksek hızlarda motor momentinin, daha geniş dönme hız aralığına yayılmasıdır

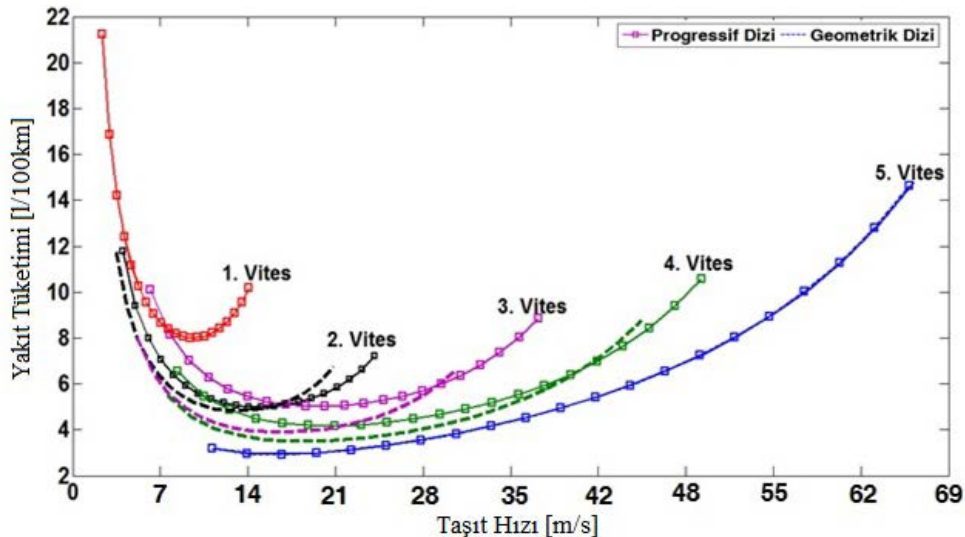
[16, 23]. Bunun yanında hem geometrik dizi hem progresif dizi ile vites yükseldikçe yakıt tüketimi azalmaktadır. Bu, vites oranı azaldıkça, tekerleğin daha az moment ile dönmesi sonucunda motora gösterdiği direncin azalmasından kaynaklanmaktadır. Aynı zamanda, vites büyüdükçe yüksek hızlarda tüketilen yakıt miktarı aynı viteste düşük hızdakine göre daha fazladır. Buna karşın, çevrim oranı arttıkça veya vites düştükçe düşük hızlarda tüketilen yakıt miktarı aynı viteste yüksek hızdakine göre daha fazladır. Bu farklılık,

motorun özgül yakıt tüketiminden kaynaklanmaktadır. Şekil 8'de minimum dönme sayısı ile elde edilen özgül yakıt tüketiminin, maksimum dönme sayısı ile elde edilenden daha fazla olduğuna dikkat edilmelidir. Bu nedenle Şekil 9'daki yakıt tüketim eğrileri, vites küçüldükçe Şekil 8'de elde edilen motorun özgül yakıt tüketim eğrilerine benzer iken çevrim oranı azaldıkça durum tam tersine dönmektedir. Berry çalışmasında taşıt hızına göre elde edilen yakıt tüketim değerlerinin motorun özgül yakıt tüketimi karakteristik eğrileri ile belirlendiğini ve bunun vites küçüldükçe farklılaştığını ifade etmiştir [35]. Bu da yüksek vites tekerleklerin, motorun dönüşüne karşı gösterdiği direncin hız ile daha fazla azaldığını ve bunun yakıt tüketimine etkisinin motorun özgül yakıt tüketimine bağlı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle yüksek viteslerde motorun dönme hızındaki düşüş, düşük viteslere göre daha azdır. Vites büyümesinin diğer bir etkisi de Şekil 9'da görüldüğü gibi tüm viteslerde yüksek hızda tüketilen yakıt miktarının aniden artması şeklinde kendini göstermektedir. Naunheimer ve diğ. bu artışın, rüzgâr direncinin ve güç gereksiniminin hızın karesi ile artmasından kaynaklandığını belirtmişler ve bunun sonucunda yakıt tüketiminin yüksek hızlarda aniden arttığını vurgulamışlardır [16]. Bu sonuçlar, model ile elde

edilen yakıt tüketimi sonuçlarının motor ile tekerlek arasındaki reaksiyona uygun olduğunu göstermektedir. Böylece, Şekil 9'da geometrik ve progresif diziler ile tüketilen yakıt miktarları karşılaştırıldığında, ilk göze çarpan nokta 1. ve 5. vites her iki metodun yakıt tüketimlerinin aynı olmasıdır. Çünkü 1. ve 5. vites çevrim oranları, maksimum ve minimum çevrim oranlarıdır ve bu çevrim oranları, taşıt özelliklerine ve dirençlerine bağlı olup dizi metotları ile elde edilmemektedir. Sadece ara vites oranları, dizi metotları ile elde edilmektedir. Böylelikle iki farklı vites değiştirme stratejisinin yakıt tüketimine etkileri 2., 3. ve 4. viteslerde belirlenebilmektedir. Şekil 9'da 2. vites sonuçları incelendiğinde progresif diziler düşük hızlarda yakıt tüketimini artırırken yüksek hızlarda azaltmaktadır. Buna karşın, geometrik dizi, sadece düşük hızlarda yakıt tüketiminin azaltılmasını sağlamaktadır. Eckert ve diğ. çalışmalarında geometrik dizi ile düşük hızlarda yakıt tüketiminin azaltılabileceğini ifade etmişler. Bunun nedeninin düşük hızlarda istenilen motor momentinin, maksimum moment değerinin altında kalması olduğunu belirlemişlerdir [23]. 3. ve 4. vites sonuçlarına göre geometrik ve progresif dizilerin yakıt tüketimleri arasındaki fark, bu vites oranları ile artmaktadır. Burada geometrik dizi,



Şekil 8. Motorun özgül yakıt tüketimi (Specific fuel consumption of engine)



Şekil 9. Vites geçişlerine göre yakıt tüketimi (Fuel consumption according to gear shifting)

düşük hızlarda çok daha az yakıt tüketimi sağlarken taşıt hızı maksimum sınırına yaklaşırken daha fazla yakıt tüketilmesine neden olmaktadır. Buna karşın, progresif dizi, geometrik dizinin ulaşamadığı hızlarda daha az yakıt tüketimi sağlamaktadır. Şekil 9'da tüm viteslere ait eğriler incelendiğinde yakıt tüketim eğrilerinin minimum değerleri bulunmakta olup bunlar, her vitedeki en az yakıt tüketimini ifade etmektedir. Böylelikle, modelde elde edilen en düşük yakıt tüketimi, 14-21 m/s taşıt hız aralığında 5. vites ile elde edilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, Şekil 9'da görüldüğü gibi minimum yakıt tüketiminin elde edildiği hızlardan daha küçük ve büyük hızlarda yakıt tüketiminin tekrar artmasıdır. Berry çalışmasında en düşük yakıt tüketiminin en yüksek vites olan 5. vites ile 10-18 m/s hızlarda elde edildiğini ifade etmiştir. Aynı zamanda bu hız aralıklarından daha küçük ve büyük hızlarda yakıt tüketiminin arttığını belirtmiştir [35]. Bunun sonucunda en ekonomik yakıt tüketiminin, en düşük çevrim oranı ile en yüksek vitede elde edildiği görülmektedir.

#### 4.1. Model Doğrulama (Validation of the model)

Bu çalışmada geliştirilen vites geçişlerine göre yakıt tüketim modelini doğrulamak için 5 vitesli gerçek taşıt verilerini kullanarak vites geçişlerine göre yakıt tüketimi hesaplanmış ve deneysel çalışmalar ile doğrulanmış bir çalışma [16] ile karşılaştırma yapılmıştır. Bunun için doğrulanmış modelde

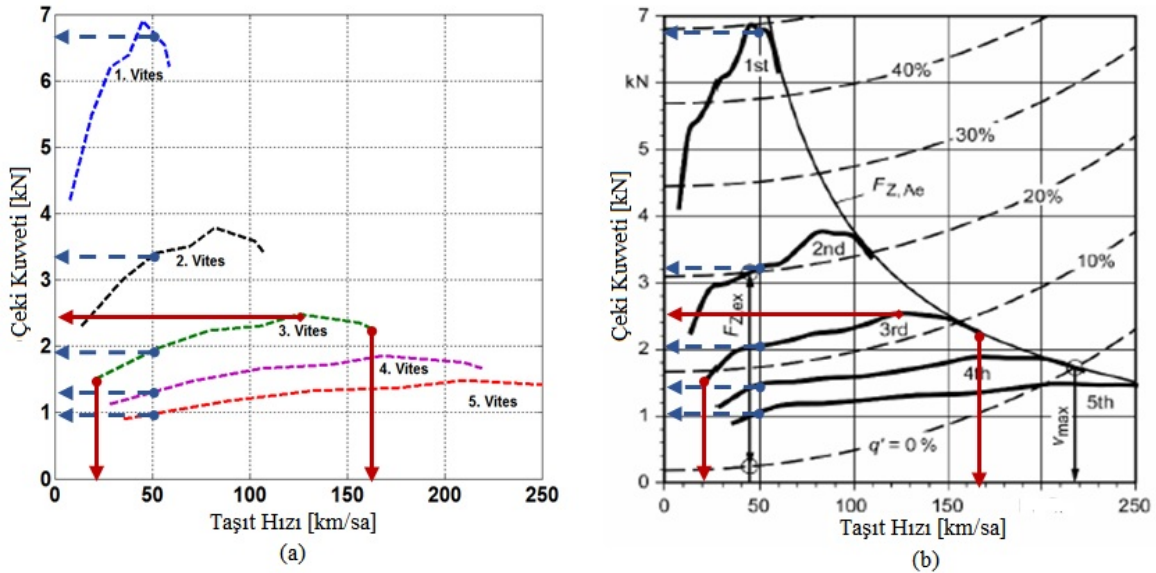
kullanılan birimler tasarladığımız modelde de kullanılmıştır. Ancak bu şekilde birbirleri ile karşılaştırılabilmektedir. Doğrulanmış çalışmada kullanılan taşıt, motor ve güç aktarma verileri aşağıda Tablo 3 gibidir. Tablo 3'de görüldüğü gibi taşıtın vites kutusu progresif dizi metodu ile tasarlanmış olup elde edilen çeki diyagramı Şekil 10a'da ve doğrulanmış çeki diyagramı da Şekil 10b'de verilmiştir. Şekil 10a'da verilen çeki diyagramı, elde edilirken doğrulanmış çalışmada taşıt hızını hesaplamak için kullanılmış motor dönme sayıları ve çevrim oranları göz önüne alınmıştır. Tasarladığımız modelde taşıt hızı için minimum ve maksimum motor devir aralıklarında üretilen motor moment değerleri modelimizin motor karakteristikleri hesaplama birimi ile elde edilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, karşılaştırılan çalışmada motor momentleri için kullanılan motor devir aralığında Şekil 10b'de verilen grafiktekinе göre daha az veri kullanılmış olmasıdır. Böylece, Şekil 10a ve b karşılaştırıldığında tasarladığımız model ile her vites için elde edilmiş çeki kuvveti eğrileri oldukça uyumlu olup her vitede elde edilen çeki kuvveti ve hız aralıklarında çok yakın değerler elde edilmiştir. Bu, tasarlanan model ile elde edilen çeki diyagramının, doğrulanmış çeki diyagramına büyük oranda uyum sağladığını göstermektedir. Bu şekilde tasarlanan modelin çeki kuvveti ve taşıt hızı hesaplama birimi doğrulanmıştır. Öyle ki, Şekil 10a'da görüldüğü gibi 3. vites ile 20 km/sa ile 170 km/sa hız aralığında maksimum 2.48 kN çeki kuvveti

**Tablo 3.** Doğrulanmış model verileri (Validated model datas) [16]

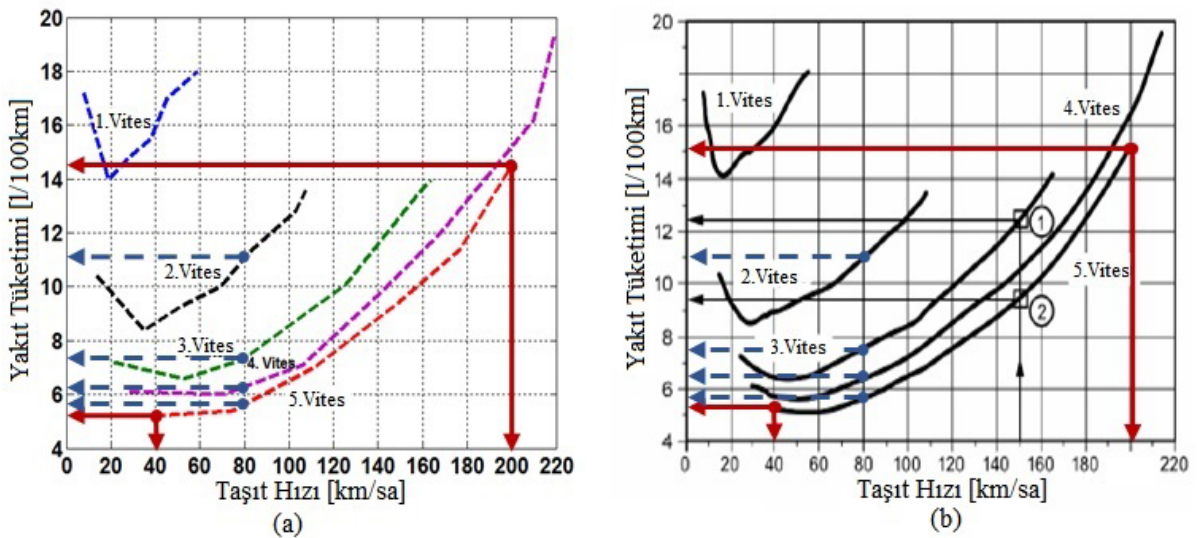
Taşıt verileri	
Parametre	Değeri
m	1515kg
$C_w$	0,32
$\rho$	1,22 kg/m <sup>3</sup>
$A_t$	1,94m <sup>2</sup>
Tekerlek yarıçapı	0,3 m
Yol eğimi	% 10 (3. Vites), %20 (2.vites), %30 (1.vites)
Güç aktarma verileri	
1. vites çevrim oranı	3,72 : 1
2. vites çevrim oranı	2,04 : 1
3. vites çevrim oranı	1,34 : 1
4. vites çevrim oranı	1 : 1
5. vites çevrim oranı	0,8 : 1
Diferansiyel çevrim oranı	3,2 . 1
Güç aktarma sistemi toplam verimi	0,92
Motor verileri	
Maks. motor momenti	189 Nm
Maks. momentte devir sayısı	4750 dev/dak
Maks. güçte motor momenti	179 Nm
Maksimum güç	111 kW
Maks. güçte devir sayısı	5930 dev/dak
Min. motor devir sayısı	800 dev/dak
Maks. motor devir sayısı	6200 dev/dak

üretmiştir. Şekil 11b'de görülen grafikte de 3. vites ile aynı hız aralığında aynı çeki kuvveti üretildiği görülmektedir. Bunun yanında Şekil 10a'da modelden elde edilen grafikte 50 km/sa taşıt hızında 1., 2., 3., 4. ve 5. viteslerde sırasıyla 6.8, 3.4, 1.99, 1.4 ve 1 kN çeki kuvvetleri üretildiği görülmektedir. Şekil 10b'de verilen grafikte aynı taşıt hızında sırasıyla 6.8, 3.3, 2.1, 1.5 ve 1.1 kN çeki kuvveti üretilmiştir. Buna göre aynı taşıt hızında farklı vites durumlarında da çok küçük farklar ile doğrulanan modele oldukça uyum sağlanmıştır. Farklılığın nedeni tasarladığımız modelde kullanılan motor devir bilgisinin, doğrulanmış modelinkinden daha az sayıda veri bulunmasından kaynaklanmaktadır. Bunun yanında tasarladığımız modelin tüm birimlerini doğrulamak için de vites geçişlerine göre yakıt tüketim sonuçları doğrulanan modelinki ile Şekil 11a

ve b'deki gibi karşılaştırılmıştır. Şekil 11a elde edilirken karşılaştırma yapılacak çalışmada verilen motor yakıt tüketim değerleri ile doğrulanan taşıt hızı aralıkları kullanılmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, karşılaştırma yapılan çalışmada verilen motor yakıt tüketim değer sayısının vites geçişlerine göre elde edilmiş grafikte kullanılan motor yakıt tüketim değer sayısından daha az olmasıdır. Bu nedenle Şekil 11a'da tasarladığımız modelde elde edilen yakıt tüketim değer sayısı, Şekil 11b'de verilen grafiğin yakıt tüketim değer sayısından daha azdır. Böylece, modelden elde edilen yakıt tüketim eğrileri daha geniş hız aralıkları ile elde edilmiştir. Bu nedenle model ile elde edilmiş yakıt tüketim eğrilerinin eğriliği diğerine göre daha az olmuştur. Ama yine de gerek yakıt tüketimi değeri ve gerek ise vites durumlarına göre yakıt tüketiminin elde



Şekil 10. a) Model ile elde edilmiş çeki kuvveti diyagramının b) Doğrulanmış çeki kuvveti diyagramı [16] ile karşılaştırılması (Comparing traction force diagram obtained by model with validated traction force diagram)



Şekil 11. a) Model ile elde edilmiş yakıt tüketiminin b) Doğrulanmış yakıt tüketimi grafiği [16] ile karşılaştırılması (Comparing fuel consumption obtained by model with validated fuel consumption)

edildiği hız aralıklarının oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Bu uyum vites durumlarına göre de doğrulanmıştır. Öyle ki Şekil 11a'da modelden elde edilen grafikte 5. vitede 40km/sa ile 200 km/sa hız aralığında 5.2-14.3 lt/100km yakıt tüketilirken Şekil 11b'de görülen grafikte de 5. vitesin aynı hız aralığında oldukça yakın yakıt tüketim değerleri elde edilmiştir. Ayrıca, 80 km/sa de 2., 3., 4. ve 5. viteslerde sırasıyla 11, 7.25, 6.20 ve 5.80 lt/100km elde edilirken doğrulanmış modelde bu değerler 11, 7.30, 6.25 ve 5.80 lt/100km'dir. Bunların sonucunda tasarlanan model, hem elde edilen taşıt hız aralığında hem de aynı taşıt hızında vites durumlarına göre doğrulanmış modele çok yakın yakıt tüketim değerleri vermiştir. Böylelikle, tasarlanan modelin sonuçlarının, karşılaştırılan modelin sonuçlarına oldukça uyumlu olduğu görülmüştür.

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, lastik yol etkileşimini veren çeki kuvvetine dayalı model geliştirilmiştir. Bunun için yol yüklerindeki değişim üzerinden çeki kuvvetindeki değişimi belirleyen ve motor yakıt tüketimi değişimini motor performans karakteristiklerine göre elde eden ve bu şekilde taşıt hızına göre yakıt tüketiminin belirlenmesini sağlayan model geliştirilmiştir. Bu modelin sonuçları, deneysel çalışmalar ile doğrulanmış bir yakıt tüketim modelinki ile aynı taşıt, güç aktarma ve motor verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Bu model ile farklı sürüş şartlarında sabit veya değişken taşıt hızında yakıt tüketimi aşağıdaki gibi elde edilebilmektedir.

Düz yolda sabit hız ile sürüş sırasında tüketilen yakıt miktarı, ivme direnci ve yokuş direnci ihmal edilerek ve düz yolda değişken hızda tüketilen yakıt miktarı da hızlanma ivmesine göre elde edilecek ivme direnci göz önüne alınarak ve yine yokuş direnci ihmal edilerek elde edilebilmektedir.

Farklı eğimlerdeki yokuşu çıkış sırasında tüketilen yakıt miktarı, yokuşun eğimine göre elde edilen yokuş dirençleri göz önüne alınarak belirlenebilmektedir. Yokuşun sabit veya değişken hız da çıkılması da ivme direnci ile belirlenmektedir. Sabit hız ile yokuş çıkışta ivme direnci ihmal edilirken değişken hız ile yokuş çıkışta ivme direnci göz önüne alınmaktadır.

İçten yanmalı motorun tork ve güç değişimlerinin taşıtın yakıt tüketimine etkileri ile vites değişimler gibi farklı şartlarda her taşıt hızında yakıt tüketimlerinin anlık değerleri belirlenebilmektedir.

Bu modelin önemli özelliği, taşıt ve motor özelliklerinden bağımsız olmasıdır. Bunun için taşıt hızını, ihtiyaç duyulan çeki kuvvetini ve motorun özgül yakıt tüketimini elde eden alt sistemler geliştirilmiştir. Bu alt sistemlerde taşıt ve motor performans parametreleri giriş parametreleri olarak belirlenmiştir. Bu şekilde taşıt ve motor özellikleri değiştirilerek aynı model ile farklı taşıtların yakıt tüketimleri analiz edilebilecektir. Bu modelin literatürdeki diğer modellerden bir farkı da yakıt tüketiminin direnç eğrileri,

çeki diyagramları ve motor devri-taşıt hızı sonuçları ile karşılaştırılmasına olanak sağlamasıdır. Bu şekilde yakıt tüketimi değişimine neden olan ve minimum yakıt tüketimi sağlayacak etkenler tespit edilmektedir. Böylece, geliştirilen model, taşıtın veya motorun özellikleri ne olursa olsun, çevrim oranı ve motor performans değerleri ile birlikte yakıt tüketimi taşıt hızına göre değerlendirilebilmektedir. Bu model kullanılarak geometrik ve progresif dizi yöntemine dayalı iki farklı vites değiştirme stratejilerinin yakıt tüketimine etkileri incelenmiştir. Bunun için öncelikle vites çevrim oranları her iki metoda göre elde edilmiştir. Daha sonra taşıt hızı ve çeki kuvveti, vites oranlarına göre ayrı ayrı elde edilmiştir. Motorun özgül yakıt tüketimi, motor momenti, gücü ve dönme hızı değişikliğine göre elde edilmiştir. İnceleme sonucunda, geometrik dizi, tüm ara viteslerde yakıt tüketiminin azalmasını sağlarken bunu dar hız aralığında sürdürülebildiği görülmüştür. Buna karşın progresif dizinin, yakıt tüketimini arttırmasına karşın geometrik diziyeye göre daha geniş hız aralığını kullandığı belirlenmiştir. Burada, progresif dizinin aynı vitede yüksek taşıt hızlarında geometrik diziyeye göre daha az yakıt tüketmesi önemle vurgulanması gereken bir husustur. Geometrik dizi, daha az yakıt tüketimini, daha yüksek tahrik torku ile çeki gücünü daha dar hız aralığında kullanması sayesinde elde ettiği görülmüştür. Buna karşın, geometrik dizinin aracın daha yavaş hızlanmasına neden olabileceği çeki diyagramları analizinde tespit edilmiştir. Progresif dizinin yakıt tüketimini arttırmasının nedeni, tekerleklerin daha düşük tahrik momenti ile daha geniş güç aralığını kullanmasıdır. Yakıt tüketimindeki bu artışa karşın progresif dizi aracın daha çabuk hızlanmasını ve geometrik diziyeye göre daha yüksek hızla ulaşılmasını sağlamaktadır. Sonuç olarak, geliştirilen model, taşıt hızına göre çeki kuvveti değişimine dayalı olarak yakıt tüketiminin belirlenmesini sağlamıştır. Aynı zamanda, yakıt tüketimi değişimlerinin çeki diyagramı ile karşılaştırılması ile yakıt tüketiminde oluşan farklılıkların nedenleri ortaya çıkarılabilmektedir. Bu sonuçlar göz önüne alındığında bu modelin taşıtlarda bulunan yakıt tüketimi tahmin algoritmalarının, motor dönme hızının yanında vites durumlarına göre yakıt tüketiminin belirlenmesini sağlayabilecektir. Bu, günümüzde gittikçe artan otomatik kumandalı vites kutusuna sahip araçlara oldukça uygundur. Çünkü bu tip araçlarda tüm vites durumları, yol bilgisayarı ile belirlenmektedir. Bu vites bilgisi ile düzenlenecek algoritma sayesinde, yakıt tüketimi, sürülen vitesdeki motor dönme hızı değişimine göre belirlenebilecektir.

## 6. SİMGELER (SYMBOLS)

Parametre	Tanımı	Birimi
$A_t$	Ön izdüşümü alanı	$m^2$
$C_r$	Yuvarlanma direnç katsayısı	-
$C_w$	Aerodinamik direnç katsayısı	-
$F_B$	İhtiyaç duyulan çeki kuvveti	$N$
$g$	Yerçekimi ivmesi	$m/s^2$
$i_A$	Vites oranı	-
$i_D$	Diferansiyel çevrim oranı	-
$i_t$	Vites kutusu toplam çevrim oranı	-
$J_e$	Motor hızında atalet momenti	$kgm^2$

$J_p$	Kardan mafsallı mil (şaft) hızında atalet momenti	$kgm^2$
$J_w$	Tekerlek hızında atalet momenti	$kgm^2$
$m$	Taşıt kütlesi	$kg$
$m_a$	Yakıt kütlesi	$kg$
$\dot{m}_f$	Yakıt debisi	$kg/s$
$n_1$	Maksimum motor gücünde dönme hızı	$rad/s$
$n_2$	Maksimum motor momentinde dönme hızı	$rad/s$
$n_e$	Motor dönme hızı	$rad/s$
$P_1$	Maksimum motor gücü	$W$
$P_2$	Maksimum motor momentinde motor gücü	$W$
$r_d$	Tekerlek yarıçapı	$m$
$S$	Kayma	-
$V$	Taşıt hızı	$m/s$

#### Yunan Harfleri (Greek letters)

$\alpha$	Yokuş açısı	$rad$
$\rho$	Havanın yoğunluğu	$kg/m^3$
$\rho_m$	Yakıt Yoğunluğu	$kg/l$
$\eta_T$	Toplam güç aktarma oranı	-

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Ben-Chaim M., Shmerling E., Kuperman, A., Analytic Modeling of Vehicle Fuel Consumption, *Energies*, 6, 117-127, 2013.
- Chaim M.B., Smerling E., Modeling vehicle fuel consumption at urban operating conditions, *International Journal of Mechanics*, 7 (1), 18-25, 2013.
- Faris W., Rakha H., Elmoselhy S., Impact of Intelligent Transportation Systems on Vehicle Fuel Consumption and Emission Modeling: An Overview, *SAE Int. J. Mater. Manf.*, 7 (1), 129-146, 2014.
- Yue H., Mesoscopic Fuel Consumption and Emission Modeling, Doctor of Philosophy Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2008.
- Chang M., Evans L., Trip time versus stop time and fuel consumption characteristics in cities, *Transportation Science*, 15, 183-209, 1981.
- Evans L., Herman R., Automobile fuel economy on fixed urban driving schedules, *Transportation Science*, 12 (2), 137-152, 1978.
- Biggs D.G., Akçelik R., Models for Estimation of Car Fuel Consumption in Urban Traffic, *ITE Journal*, 29-32, 1986.
- Post K., Kent J.H., Tomlin J., Carruthers N., Fuel consumption and emission modelling by power demand and a comparison with other models, *Transportation Research Part A: General*, 18 (3), 191-213, 1984.
- An F., Ross M. Model of Fuel Economy with applications to Driving Cycles & Traffic Management, *Transportation Research Record*, Washington, D.C, 1993.
- Anh K., Microscopic Fuel Consumption and Emission Modeling, Master of Science Thesis, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 1998.
- Oh Y., Park J., Lee J., Eom M.D., Park, S., Modeling effects of vehicle specifications on fuel economy based on engine fuel consumption map and vehicle Dynamics, *Transport Research Part D:Transport Environmental* 32, 287-302,2014.
- Burgess S.C., Choi J.M.J., A parametric study of the energy demands of car transportation: a case study of two competing commuter routes in the UK, *Transport Research Part D:Transport Environmental*, 8, 21-36, 2003.
- Ehsani M., Ahmadi A., Fadaei D., Modeling of vehicle fuel consumption and carbon dioxide emission in road transport Letter to the Editor, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 1638-1648, 2016.
- Guzzella L., Sciarretta, A., Vehicle propulsion systems introduction to modeling and optimization, Springer, 2011.
- Lee M.G., Park Y.K., Jung K.K., Yoo J.J., Estimation of Fuel Consumption using In-Vehicle Parameters, *International Journal of Service, Science and Technology*, 4 (4), 2011.
- Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W., *Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application*, Second Edition, Springer-Verlag, 2011.
- Ivarsson M., Fuel Optimal Powertrain Control for Heavy Trucks Utilizing Look Ahead, Master of Science Thesis, Stockholm, Linköping Studies in Science and Technology, Thesis No. 1400, 2009.
- Casavola A., Prodi G., Rocca G., Efficient Gear Shifting Strategies for Green Driving Policies, *American Control Conference*, Marriott Waterfront, Baltimore, MD, USA, June 30-July 02, 2010.
- Ngo V.D., Navarrete J.A.C., Hofman T., Steinbuch M., Serrarens A., Optimal gear shift strategies for fuel economy and driveability, *Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering*, 227 (10), 1398-1413, 2013.
- Mashadi B., Amiri-rad Y., Afkar A., Mahmoodi-Kaleybar, M., Simulation of automobile fuel consumption and emissions for various driver's manual shifting habits, *J. Cent. South Univ.*, 21, 1058-1066, 2014.
- Mashadi B., Lakeh R.B., Fuel economy improvement based on a many-gear shifting Strategy, *International journal of energy and environment*, 3 (4), 577-590, 2012.
- Blagojevic I.A., Vorotovic G.S., Ivanovic G.S., Jankovic S.P., Popovic V.M., Energy Efficiency Improvement by Gear Shifting optimization, *Thermal Science*, 17 (1), 91-105, 2013.
- Eckert J.J., Santiciolli F.M., Costa E.D.S., Alkmin E Silva L.C.D., Dionisio H.J., Correa F.C., Dedini F.G., Fuel Consumption Reduction Based on the Optimization of the Vehicle Gear Shifting Strategy Considering New Gear Ratios, *SAE Congresso Brasil*, 2015-36-0136, 2015.
- Moskalik A., Hula A., Barba D., Kargul J., Investigating the Effect of Advanced Automatic Transmissions on Fuel Consumption Using Vehicle Testing and Modeling, *SAE Int. J. Engines*, 9 (3), 2016.



25. Ünlüsoy Y.S., Performance of Road Vehicles, ODTÜ, Ankara, 2004.
26. Mashadi B., Crolla D., Vehicle powertrain systems, WILEY, 2010.
27. Pulkrabek W.W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey, 2003.
28. Vantsevich V.V., Joshi B.H., Bortolin G., Transmission Gear Ratio vs Fuel Consumption: Retrospective Analysis for Future Terrain Vehicle Applications, ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 533-553, Chicago, Illinois, USA, 2012.
29. Rutten J.H., Design of a New Transmission Concept, Master of Science Thesis, Stuttgart, Eindhoven University of Technology, Thesis No DCT 2005.56.
30. Genta G., Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation, World Scientific, Singapore, 2006.
31. Wong J.Y., Theory of Ground Vehicles - Second Edition, WILEY, New York, 1993.
32. Gołębiewski W., Stoeck T., Relationships Between Vehicle Traction Properties and Fuel Consumption for Total Engine Load, Tekn. Komisija za Motorizaciju i Energetiku u Poljoprivredi, 15 (1), 15–18, 2015.
33. Wu W., Ross M., Spark-Ignition Engine Fuel Consumption Modeling, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1999.
34. Faris W., Rakha H., Elmoselhy S., Analytical Modelling of Diesel Powertrain Fuel System and Consumption Rate, SAE Int. J. Mater. Manf., 8 (1), 2015.
35. Berry I.M., The Effects of Driving Style and Vehicle Performance on the Real-World Fuel Consumption of U.S. Light-Duty Vehicles, Master of Science Thesis, Massachusetts Institute of Technology, February, 2010.

