



Lokomotif ve Vagonlardan Müteşekkil Bir Trenin Dinamik Modellenmesi ve Açık Çevrim Simülasyonu

Ege GÜNİNDİ^{1*}, Taha EFİL², Hakan ÜLKER¹

¹ Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, Türkiye

² Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları Taşımacılık A.Ş., Ankara, Türkiye

*gunindiege@gmail.com

(Alınış/Received: 09.07.2023, Kabul/Accepted: 22.07.2023, Yayımlama/Published: 31.07.2023)

Öz: Lokomotif ve vagonlardan teşekkül eden tren dizilerinin dinamiğinde çoklu ünite setlerinin dinamiğine nazaran bazı farklar mevcuttur. Bu sebeple trenin idaresinde makinist tarafından verilen kumandalar farklı durumlar ile neticelenmektedir. Bu vakıanın halihazırda işleyen bir trenin seyrindeki tesirini göstermek maksadı ile MATLAB Simulink ortamında dinamik sistem modellenmesi yapılmış ve TCDD Taşımacılık A.Ş. tarafından halihazırda işletilen, DE 22000 tipi dizel elektrik lokomotif teminatındaki 14 adet Rgns tipi vagonlardan müteşekkil 23256 numaralı blok yük treninin seyrinden seçilen safhalardaki muhtelif durumlar açık çevrim simülasyona tabi tutulmuştur. Bu durumlara sebep olan parametrelerin tesirlerinin anlaşılması için matematik modelleri ile izahatı müteakiben tren teşkilatındaki araçlar ve başlangıç koşulları ile birlikte seyirden seçilen fren ve cer safahatı izah edilip simülasyon sonuçları gösterilmiştir. Bu sonuçlarda, fren safhasında kıyaslanan parametreler olan fren tutma ve çözme süresi ve sabo ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısının trenin seyrinde ciddi seviyede farka sebep oldukları; cer safhasında kıyaslanan parametreler olan seyir direnci ve kütle faktörünün ise nispeten düşük seviyede farka sebep oldukları görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Dinamik sistem modelleme, Açık çevrim simülasyonu, Tren dinamiği, Cer, Fren, Demiryolu araçları

Dynamic Modeling and Open Loop Simulation of a Train Consisting of Locomotive and Wagons

Abstract: The dynamics of train sets consisting of locomotive and wagons have some differences compared to multiple unit sets. For this reason, the commands given by the train driver result in different cases. In order to show the effect of this fact on the cruise of a currently operating train, dynamic system modeling is performed in the MATLAB Simulink and open loop simulations of various cases have been made for phases selected from cruise of the block train numbered 23256 operated by TCDD Transport, which is consisting of 14 Rgns type freight wagons hauled by a DE 22000 type diesel electric locomotive. Mathematical models are explained in order to understand the effects of the parameters that cause these different cases. Afterwards, the vehicles in the train consist and initial conditions are explained, as well as the braking and traction phases selected from the cruise and the simulation results are shown. According to these results, brake applying and releasing time and friction coefficient between brake shoe and wheel, which are the parameters compared in the braking phase cause serious differences in the cruise. It has been observed that the running resistance and especially the mass factor, which are the parameters compared in the traction phase cause a relatively small amount of difference in the cruise.

Keywords: Dynamic system modeling, Open loop simulation, Train dynamics, Traction, Braking, Rolling stock

1. Giriş

Ülkemiz konvansiyonel demiryolu trafiğinde işleyen anahat trenlerinden yük trenlerinin tamamı ve yolcu trenlerinin büyük kısmı lokomotif ve vagonlardan müteşekkil tren dizileri (kısaca “katar” denilecektir) ile temin edilmektedir [1]. Elektrikli ve dizel çoklu ünitelerin terkibi muhtelif sayıda motris ve römork vagonlardan meydana gelse de modern setler tek kumanda kolu ile basit şekilde

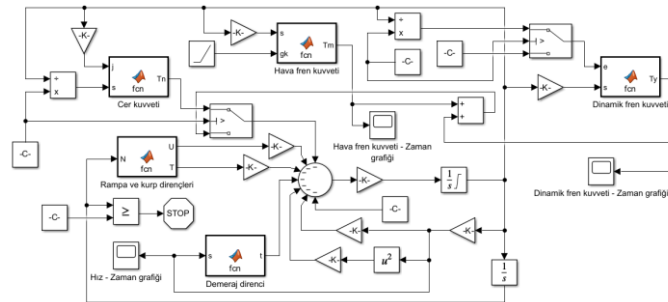
Atıf için/Cite as: E. Günindi, T. Efil, H. Ülker, “Lokomotif ve vagonlardan müteşekkil bir trenin dinamik modellenmesi ve açık çevrim simülasyonu,” *Demiryolu Mühendisliği*, no. 18, pp. 171-183, July 2023. doi: 10.47072/demiryolu.1324847

kumanda edilmekte, bu ise uygun bir sinyalizasyon sistemi ile birleştiği takdirde tam otomasyonu dahi mümkün kılmaktadır. Öyle ki Marmaray'da otomatik modda insana ihtiyaç başlangıç yetkisinin aktive edilmesi ve yolcu kapıları içindir [2]. Buna mukabil katarlarda verilecek kumanda, zamanlaması ve kademesi tren teşkilatına bağlı olup farklı şartlarda uygun kumandalar ile trenin hem emniyetli ve konforlu hem de itinereye uygun seyrini temin etmek anahat tren makinistliğinde mesleki tecrübeyi şart koşmaktadır. Ülkemizde cer ve fren kumandalarının idaresi haricinde de insana ihtiyaç hayli fazladır zira makinistlik seyrüsefer kaidelerinde tren seyrinin ve aynı anda kompleks bir makinenin idaresidir. Ayrıca çoğu yük treninde şeftrenlik de yapıldığından servis boyunca dizideki tüm araçların muayenesi ve acil hallerde en kısa sürede fiziki müdahalesi makinistlerce yapılmaktadır. Ülkemiz şartına mukabil Avustralya'da bir firmanın devamlı aynı tren teşkilatında, aynı yolda işleyen blok yük trenleri 2018 yılından beri otomatik seyretmektedir [3]. Ülkemiz coğrafyası sebebiyle dünya modern demiryolları içinde en zorlu yol profillerinden birine sahip olmamızın insana ihtiyaç duyulan iş yükünü artırmasına ilaveten rutin işleyen trenlerin dahi tren teşkilatı neredeyse her serviste değişmekte, tekayyüdatlar sebebiyle livre hızları farklı yerlerde kısıtlanmakta, servis esnasında da trenin idaresinde fark yaratacak vaziyetler meydana gelebilmektedir. Tüm bu vaziyetler makinistin kumandaları ile telafi edilmektedir. Yanlış kumandaların neticesi de değişmekte; misal, yüksek sadme yalnız konforu düşürebileceği gibi kanca koparmaya da sebep olabilecektir. Kimi hallerde azami hızı riayet için kumanda zamanlamasını doğru yapmak gerekmektedir. Hatta bu hallerden olan dik rampa inişleri için hattı caride durup-kalkma noktaları (günümüzde "D feneri") ihdas edilerek arzulanmayan hızlanmalar bilvasıta önlenmiştir [4].

Bu çalışmada, katar hareketinin dinamik sistem modellemesi MATLAB Simulink ortamında yapılmış ve TCDD Taşımacılık A.Ş. tarafından halihazırda işletilen, DE 22000 tipi dizel elektrik lokomotif teminatında 14 adet Rgns vagonundan müteşekkil 23256 numaralı blok yük treninin seyrinden seçilen fren ve cer safhalarında makinist tarafından verilen kumandaların muhtelif durumlardaki neticeleri modelin açık çevrim simülasyon sonuçlarında gösterilmiştir. Bu sayede; normalde belirli değer kabulleri ile ele alınan, gerçekte ise makinistin treni idaresine direkt tesir eden parametrelerin farklı değerlerinin ilk defa gerçek bir tren ile ele alınmaları sağlanmıştır.

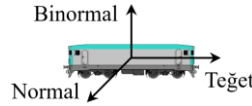
2. Metot

Bu çalışma kapsamındaki modelleme ve simülasyon işlemleri, The MathWorks, Inc. firması tarafından yayımlanan MATLAB paket programı içerisinde yer alan Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan model Şekil 1.'de gösterilmiştir.



Şekil 1. MATLAB Simulink ortamında oluşturulan model

Tren teşkilatındaki her bir demiryolu aracı, yol profilinin alıyman yahut kurp, eğimsiz yahut rampa kesiminde bulunsun; daimi surette üç eksende kuvvetlere maruz kalmaktadır. Şekil 2.'deki lokomotif, eğri boyu hareket eden bir cisim olarak düşünülmelidir.



Şekil 2. Demiryolu aracının hareket eksenleri

Aracın müstakilen hareketi için bileşke kuvvetin her üç bileşeni sarfınazar edilemeyecek olsalar da mevzubahis beher araçtan ziyade tekml katarın hareketi olduğundan yalnız teğet bileşendeki kuvvetler nazarıtibara alınmalıdır. Eğri boyu hareket eden cisme tesir eden bileşke kuvvetin teğet bileşenin genel formu Denklem 1.'de gösterilmiştir.

$$F_t = m * \left(\frac{dv}{dt} \right) \quad (1)$$

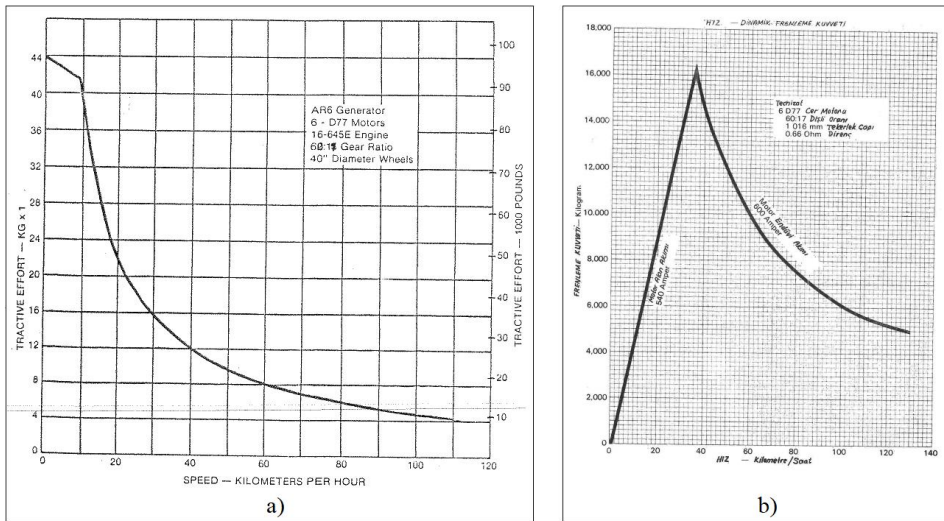
Denklem 1.'de " F_t " bileşke kuvvetin eğriye teğet bileşeni, " m " cismin kütlesi, " dv/dt " cismin çizgisel ivmesidir. Fakat ivmeli harekette hesaplamalar hakiki kütle (m) tekerlek takımları, transmisyon, cer motor endüvileri gibi dönme hareketi yapan komponentlerin atalet momentleri ilave edilerek elde edilen "fiktif kütle" (m_f) için yapılmalıdır. Denklem 2.'de " I " bu komponentlerin polar atalet momentlerinin toplamı, " r " aracın tekerleklerinin yarıçapıdır.

$$m_f = m + \sum \left(\frac{I}{r^2} \right) \quad (2)$$

Denklem 2.'deki tüm parametreler " m " ile sadeleştirildiği takdirde birimsizleşen " I/r^2 " ifadesine "kütle faktörü" (λ) denilecektir. Değeri araç tipine bağlıdır. Misal, vagonlar için 0,03 – 0,10; dolu katarlar için 0,06; elektrikli ve dizel lokomotifler için 0,15 – 0,30 değerleri verilmektedir [5].

2.1. Cer ve dinamik fren kuvvetleri

Cer ve dinamik fren kuvvetleri yalnız lokomotifte, hava fren kuvveti ise lokomotiften kontrol edilerek her bir aracın kendi teçhizatı ile tatbik edilmektedir. Bunun hayli müsbet etkisi, cer ve dinamik fren kuvvetlerinin kolay kontrolü ve makinist tarafından verilen kumandanın kısa süre içinde uygulanmasıdır. Bu çalışmada simüle edilen treni temin eden DE 22000 tipi dizel elektrik lokomotifin azami cer kuvveti ve azami dinamik fren kuvveti eğrileri Şekil 3.'te gösterilmiştir.



Şekil 3. DE 22000 tipi lokomotif için a) Cer eğrisi [6] b) Dinamik fren eğrisi [7]

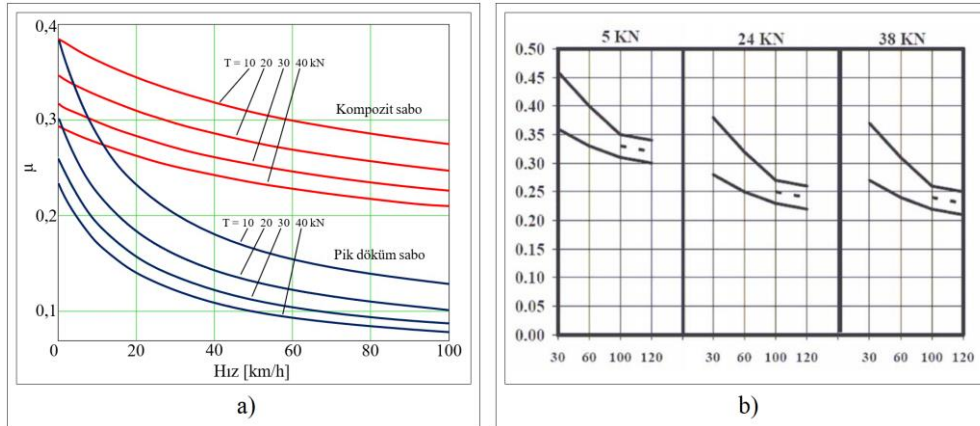
2.2. Hava fren kuvveti

Hava fren, katarın tamamında “endirekt fren sistemi” ile kontrol edilmektedir. Prensibi Westinghouse [8] adına motamot çevirisi ile “Akışkan tazyikli otomatik fren mekanizması” başlığında patentli olduğundan “Westinghouse otomatik fren sistemi” ifadesi ile de müsemmadır. Sistem, ana boru (kondüvit) hattında belirli bir “işletme basıncı”na tazyiklendirilmiş havanın bu basıncının kademeli düşürülmesi ile katar “fren atılması” yani dizideki araçların “fren tutmaları”, basıncın tek seferde yahut kademeli geri yükseltilmesi ile de “fren çözmeleri” (“tahliye etmeleri”) prensibi ile kontrol edilmektedir. Ülkemizin dahil olduğu standartlarda işletme basıncı 5 bar olup tam fren için $1,5 \pm 0,1$ bar fren atılmalıdır [9].

Kondüvit hattındaki basınç değişimleri; her bir aracın fren silindirlerinin fren tutarken hava ile doldurulup basınçlandırılmasını, fren çözerken ise bu havanın atmosfere tahliyesini intac etmektedir. Fren silindiri içindeki pistonu tatbik edilen kuvvet, tahrik uzvu piston tiji olan mekanizma vasıtası ile sabo baskı kuvvetine tahvil edilmektedir. Bu kuvvet bahsedilen pnömatik ve mekanik sistem ile kontrol edilmesine rağmen meydana gelen nihai fren kuvveti sabo ile tekerlek yuvarlanma yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısına bağlıdır. Denklem 3.’te “ F_f ” fren kuvveti, “ μ ” sabo ile tekerlek yuvarlanma yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısı ve “ F_s ” sabo baskı kuvvetidir.

$$F_f = \mu * F_s \quad (3)$$

Ülkemizde lokomotifler ve yolcu vagonlarında sabolu fren yahut diskli fren, yük vagonlarında ise -yabancı istisnai vagonlar hariç- sabolu fren kullanılmaktadır. Denklem 3.’teki ifade diskli fren için de geçerlidir. Bu sefer “ μ ” balata ile fren diski arasındaki sürtünme katsayısı ve “ F_s ” balata baskı kuvveti olmaktadır. Diskli frende μ değerinin hıza bağlı değişimi hayli düşük seviyededir [10]. Bu sayede diskli frende μ değerinin belirli bir hıza kadar sabit kabulü caizdir. Fakat μ değerinin yüzey sıcaklığı gibi birçok parametreden etkilenmesi ve balata malzemesinin organik, sinterli, kompozit gibi farklı tiplerde olması gibi sebeplerle her halükarda farkları da havidir. Sabolu frende μ değeri hıza bağlı olarak ciddi seviyede değişmekte, ayrıyeten sabo malzemesi ve F_s ’nin değeri de farklılara sebep olmaktadır. Şekil 4.’te bu vaziyet görülmektedir.



Şekil 4. μ değerinin hıza bağlı değişimi a) Kompozit ve pik döküm sabolarda muhtelif F_s değerleri için eğriler [11] b) Simüle edilen trendeki vagonların saboları için bazı F_s değerlerinde tolerans eğrileri [12]

Şekil 4. (a) görselinde lacivert eğriler pik döküm sabo, kırmızı eğriler kompozit sabo için muhtelif sabo baskı kuvvetlerinde μ değerinin hıza bağlı değişimini göstermektedir. Bu çalışmada simüle edilen tren teşkilatındaki vagonların tamamı K tipinde, 1xBgu tertibinde kompozit sabolar ile mücehhezdir [13]. Şekil 4. (b) görselinde bu sabo tip ve tertibatı için muhtelif F_s değerlerinde μ

değerinin hıza [km/h] bağlı değişiminin asgari ve azami toleransları görülmektedir. Simülasyonlarda asgari ve azami μ değerleri için bu eğrilere itibar edilmiştir.

Endirekt fren sisteminde katarın fren tutma ve çözme süresi fren neviden ve katar uzunluğundan etkilenmektedir. Bu çalışmada simüle edilen trenin de tabii olduğu yavaş tesirli fren nevinde tek aracın fren tutması 18 s – 30 s aralığında, fren çözmesi 45 s – 60 s aralığında olmalıdır. Bazı araç karakteristikleri için bu sürelerde uzamalara da cevaz verilmektedir. Katar uzadıkça dizinin sonlarına doğru bu süreler de uzamaktadır. Misal, yavaş tesirli fren için son vagonun fren çözme süresi 750 m uzunluğundaki dizide azami 70 s olmalıdır [9]. Ayrıca boru içi akıştaki kayıplar sebebiyle dizinin sonlarına doğru kondüvit basıncı da düştüğünden normal servis frenlemelerinde uzun dizilerin son vagonlarının yeterince fren tutmaması da vakiadır. Bilhassa yük trenlerinde yavaş tesirli fren kullanılması zarureti, hayli uzun fren tutma ve çözme sürelerine sebep olmaktadır. Bu süreleri minimize etmek için yük trenlerinde dizide yavaş ve seri tesirli frenlerden bir arada istifade edilen uygulamalar da mevcuttur [14].

2.3. Harekete karşı gelen direnç kuvvetleri

Demiryolu araçlarının daimi surette maruz kaldıkları, harekete karşı gelen direnç kuvvetleri menşelerine göre tasnif edilmekte olup esas sınıflar “seyir direnci”, “rampa direnci” ve “kurp direnci”dir. Bu çalışmada “ R ” toplam direnci, “ r ” birim direnci ifade etmektedir. Metrik sistemdeki cer mekaniği literatüründe R ’nin birimi kilopond (kp, kg_f) olduğundan ton (t) birimindeki kütle için birim ağırlık başına düşen direncin (r) birimi kp/t_r olacaktır. Cer ve fren kuvvetleri SI birim sisteminde newton katlarında hesaplanacağı için direnç kuvvetlerinin de bu birimde olması faydalıdır. En yakın birim dekanewton (daN) olduğu için (1 kp = 0,980665 daN) dirençlerin seviyeleri nazarda tutulduğunda ufak fark kabili ihmal olduğundan formüllerde aynı değerler ile yalnız kp olan kuvvet biriminin daN ile tebdili modern çalışmalarda sıkça görülmekte olup bu çalışmada da tercih edilmiştir.

Seyir ve kurp dirençleri, cer mekaniği literatüründeki ampirik formülasyon ile hesaplanmaktadır. Bu çalışmada ülkemiz otoritelerince uzun yıllardır tercih edilen formülasyon kullanılmıştır.

Seyir direnci, aracın harekete müteallik komponentlerindeki sürtünme kuvvetlerinin, ray ile tekerleklerin temasında meydana gelen yuvarlanma direncinin ve aracın aerodinamik direncinin toplamıdır. Birim seyir direncinin genel formunu gösteren Denklem 4.’te “ v ” araç hızı, “ a ” hızdan bağımsız katsayı, “ b ” hız ile lineer artışı temin eden katsayı, “ c ” hızdaki artışın karesi oranında artışı temin eden katsayıdır.

$$r = a + bv + cv^2 \quad (4)$$

Lokomotif seyir direnci için tercih edilen formül, Davis [15] tarafından yapılan çalışmada elde edilen, Denklem 5.’teki formüldür [5].

$$r_L = f(w) + bv + \frac{CAv^2}{wn} \quad (5)$$

Denklem 5.’te “ r_L ” lokomotif birim seyir direnci, “ v ” araç hızı, “ w ” dingil basıncı, “ n ” dingil sayısı, “ A ” aracın ön yüzey alanı, “ $f(w)$ ” dingil basıncının fonksiyonu olan hızdan bağımsız katsayı, “ b ” hız ile birlikte lineer artışı temin eden katsayı, “ C ” hızdaki artışın karesi oranında artışı temin eden katsayıdır. Tercih edilen formül, elektrikli lokomotifler için verilen bu formüldeki formülün $A = 10 \text{ m}^2$ için toplam dirence intibak edilmiş halidir [5].

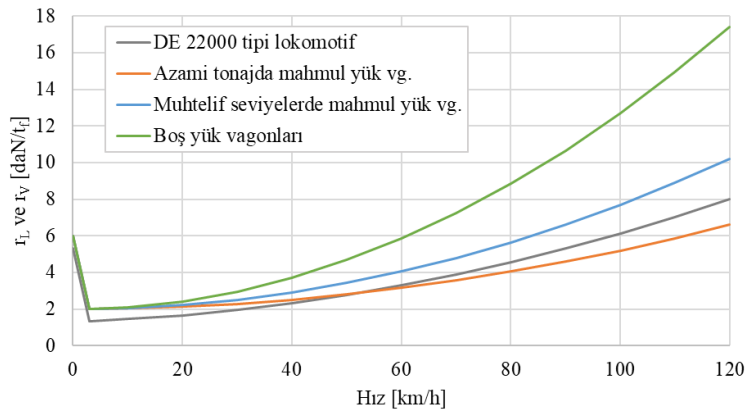
Vagon seyir direncinde tesiri en hissedilir parametreler vagon tipi ve dingil basıncı olup katar tonajında vagonların payı sebebiyle bu direnç hayli ehemmiyet arz etmektedir. Tercih edilen formül, Strahl [16] tarafından yapılan çalışmada elde edilen formülasyondan bir kabul olup Denklem 6.'daki formdadır [5]. Denklem 6.'da " r_V " vagon birim seyir direnci, " v " araç hızı, " a " hızdan bağımsız katsayı, " c " hızdaki artışın karesi oranında artışı temin eden katsayıdır. Bu " c " katsayısı için tavsiye edilen değerler, bahsedilen parametrelere bağlı olarak değişmektedir.

$$r_V = a + cv^2 \quad (6)$$

En başta yapılan tasnif için seyir direnci sınıfına dahil edilebilecek, tren seyrinde demeraj safhasının başı yani kalkış anında yataklarda meydana gelen, hareketsiz muyluların ilk harekete karşı gösterdikleri ilave direnç olan "demeraj direnci", haliyle aracın dingil yataklamasında kullanılan yatak tipinden etkilenmektedir. Bu direnç ilave edildiğinde ilk hareket için seyir direnci esas değerinin birkaç katına yükselmektedir. Nihayetinde dinamik sistem için kati surette ihmal edilmemesi gereken bir dirençtir. Modern bir hesaplamada ilk harekette birim demeraj direncinin 4 kp/t_f olup hızdaki artış ile lineer azalıp 3 km/h hızda yok olacağı kabulü görülmektedir [17]. Bu değişim basitçe bir adi diferansiyel denklem ile çözüldüğü takdirde elde edilen ifade olan Denklem 7.'de " r_D " birim demeraj direnci [daN/t_f] ve " v " katarın hızı [km/h]’dır.

$$r_D = 4 - \left(\frac{4v}{3}\right) \quad (7)$$

Bu çalışmada simüle edilen tren teşkilatındaki araçlar için şimdiye kadar verilen formülasyon ile hesaplanan birim seyir dirençlerinin katar hızına bağlı değişimleri Şekil 5.'te gösterilmiştir. Lokomotifin (118 t) ve vagon dizisinin (1092 t) tonajları düşünüldüğünde r_V 'nin hissedilir seviyede farka sebep olacağı görülmektedir. Bu parametre (r_V) için çok sayıda ampirik formül mevcut olup bunlardan ülkemize en uygun olanın tespiti maksatlı deneyler de yapılmaktadır [18].



Şekil 5. Tren teşkilatındaki araçlar için birim seyir dirençlerinin hıza bağlı değişimi

Rampa direnci, araca tesir eden yer çekimi kuvvetinin yol eksenindeki bileşeninden ibarettir. Bu kuvvet cer mekaniğinde dirençler başlığında ele alınsa da inişlerde haliyle hareket ile aynı yönde tesir etmektedir. Eğimli yol yatay ile " θ " açısı yapan eğik düzlem, araç ise bu düzlem üzerindeki bir cisim olarak düşünülmelidir. Bu cisme tesir eden yer çekimi kuvvetinin eğik düzlem doğrultusundaki bileşeninin şiddeti haliyle bileşke yer çekimi kuvvetinin $\sin\theta$ katı kadar olacaktır. Misal, dik bir rampa olan %25 eğimli yol için $\theta = 1,43^\circ$ olacaktır. Çok küçük açılarda $\sin\theta \cong \tan\theta$ olduğundan $\tan\theta$ yani eğim ile oluşturulan Denklem 8.'de " R_R " toplam rampa direnci [daN], " m " aracın kütlesi [kg], " g " yer çekimi ivmesi ($9,81 \text{ m/s}^2$), " i " yolun binde eğimidir. Bu denklemdeki " mg " aracın ağırlığı olduğu için " r_R " birim rampa direnci " i " kadar daN/t_f olacaktır.

$$R_R = mg \left(\frac{i}{1000} \right) \quad (8)$$

Dik rampa inişlerinde seyir ve kurp dirençleri bu kuvvetin tesirini azaltsalar da nihayetinde makinist yer çekimi kuvveti hilafına fren kumandaları vererek tren hızını idare etmektedir. Simüle edilen fren safhası da bir dik rampa inişinden seçilmiştir.

Kurp direnci, yolun kurp kesimlerinde meydana gelen muhtelif menşeli kuvvetlerin toplamını ifade etmektedir. Tercih edilen formülü gösteren Denklem 9.'da " r_K " birim kurp direnci [daN/t_f] ve " ρ " kurp yarıçapı [m]'dır [5]. Misal, simüle edilen trenin güzergahında hattı carideki en dar kurp ($\rho = 249$ m) için $r_K = 3,2$ daN/t_f olmaktadır.

$$r_K = \frac{800}{\rho} \quad (9)$$

Konvansiyonel demiryolu için yapılan hesaplamalarda ekseriya ihmal edilen "tünel direnci" ise seyir direncinin terkib hisselerinden aerodinamik direncin tünel geçişlerindeki artışından ibarettir.

2.4. Simüle edilen tren ve seyir safhaları

TCDD Taşımacılık A.Ş. tarafından işletilen 23256 numaralı blok yük treni, DE 22000 tipi (tek) lokomotif teminatında, her biri eşit tonajda çift konteyner taşıyan (brüt 78 t) 14 adet Rgns tipi platform vagonun müteşekkil, lokomotif dahil 301 m uzunluğundadır. Yol profili ile araçların ve dizinin parametreleri, MATLAB Simulink ortamında oluşturulan modele tanımlanmıştır. Trenin seyirinden seçilen fren ve cer safhalarındaki her bir durum, ilgili safhada mukayese edilen parametrelerin şimdiye kadar bahsedilmiş asgari ve azami değerleri için oluşturulmuştur.

Tren teşkilatındaki Rgns tipi vagonların hava fren teçhizatı sensörlü tiptedir. Her bir vagonun brüt tonajı için tam frende 3,8 bar fren silindiri basıncı neticesi $F_s = 30,56$ kN olmaktadır [13]. Vagon evsafi gereği azami F_s değerine de tekabül eden bu değer için itibari fren ağırlığı 58 t'dur [19]. Tüm vagonların hava frenleri faal ise trenin fren nisbeti %74 olmaktadır. Orer %41 fren nisbeti için çizildiğinden, güncel mevzuat gereği dizideki konumları gözetilerek azami 6 vagonun hava frenleri iptal edilebilecektir zira bu halde fren nisbeti %42 olacaktır.

Seçilen seyir safhalarının arka planında, 23256 tren (14 vagon, 56 dingil, 1092 t hamule) Balışih'teki tam fren tecrübesi sonrası hava frenleri faal 8 vagonu ile mücavir İzzettin'i geçip Çerikli'ye kadar devam edecek olan dik rampa inişine başlamıştır. Şekil 6.'da gösterilen trenin seyir cetveli gereği; ilk merhalede km 135+200'deki azami 30 km/h hız bölgesine yaklaşılana fren safhasındaki durumlar simüle edilmiştir. Bilahare seyrin devamında Yeniyanan'dan kalkışı müteakip Sekili cihetine cer safhasındaki durumlar simüle edilmiştir.

İSTASYONLAR	Azami Hız	Asgari Müddet	Tabii Müddet
İzzettin	55	12	19
Km.126+800	55		
Km.128+400	50		
Km.129+600	55		
Km.135+200	60		
Yağlı	30	11	12

a)

İSTASYONLAR	Azami Hız	Asgari Müddet	Tabii Müddet
Yeniyanan	55	14	15
Km.161+400	55		
Km.178+600	70		
Sekili	55	16	20

b)

Şekil 6. 23256 trenin seyir cetvelinden ilgili kısımlar: a) İzzettin-Yağlı b) Yeniyanan-Sekili

Fren safhasında; trenin başının km 134+400’de olduğu andan Yağlı batı başmakasa (km 135+354) ulaştığı ana kadarki seyri simüle edilecektir. Bu süreçte takriben km 135+100’de personel Yağlı batı giriş sinyalinin sarı üzeri sarı bildiri verdiğini gördüğünden girilecek yolda limit yapana kadar azami 30 km/h hız ile devam edileceği de kesinleşmektedir. Bu safhadaki durumlar, hava fren sürelerinin ve sabo ile tekerlek arasındaki μ değerinin asgari ve azami değerleri için oluşturulmuştur. Hava fren sürelerinin asgari ve azami değerleri için hızlı ve yavaş “fren davranışı” denilecektir.

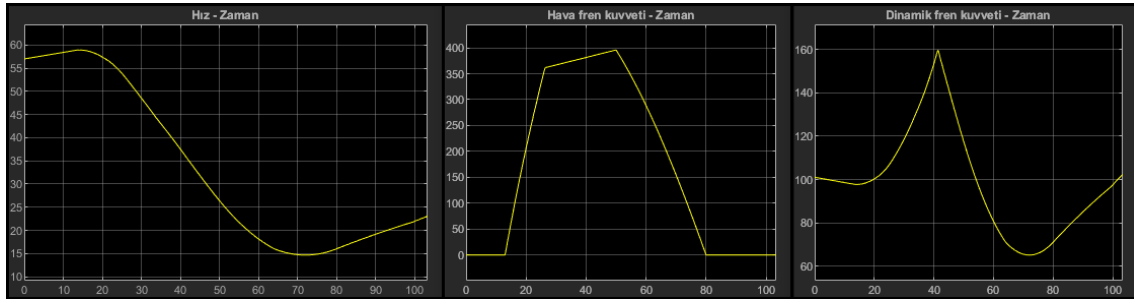
Cer safhasında; tren Yeniyanan’da barınma yolundan kalkışı müteakip sapsmalı geçiş sebebiyle azami 30 km/h hız ile seyretmiş, bilahare bu kısıttan henüz bittiği konum olan trenin başının km 161+600 hektometre işaretine ulaştığı, dizel motor tam devirde azami cer kuvveti tatbikatı yapılan, hızın 28 km/h olduğu andan başlayarak, hızın frene ihtiyaç duyulmadan yalnız gaz kumandası ile kontrol edileceği, km 177+600’e kadarki seyir simüle edilecektir. Gaz devamlı tam kademede açık tutularak, trenin bu dalgalı yol profilindeki hızlanması her durum için görülecek, livre hızına (70 km/h) yaklaşılana kadar gaz kademesi kasten düşürülmeyecektir. Bu safhadaki durumlar, seyir direncinin ve kütle faktörünün asgari ve azami değerleri için oluşturulmuştur.

3. Bulgular

Fren safhasında her durum için zamana [s] bağlı hız [km/h], hava fren kuvveti [kN] ve dinamik fren açık ise ayrıyeten dinamik fren kuvveti [kN] grafikleri verilmiştir.

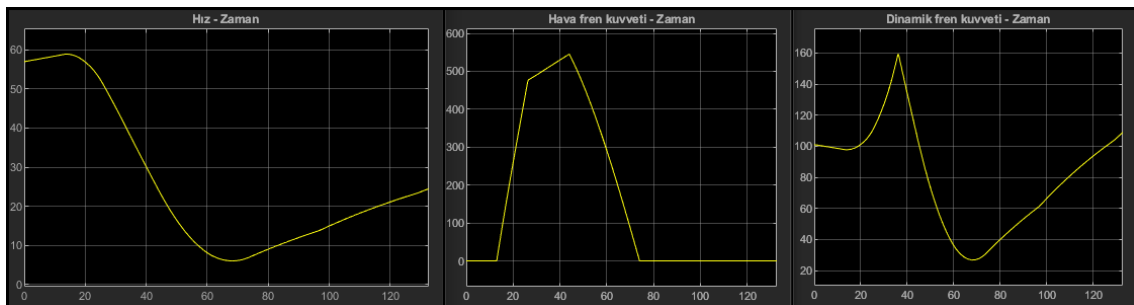
Dinamik fren açık durumlarda dinamik fren devamlı tam kademede açık; 57 km/h ilk hız ile 10 s sonra 1,0 bar fren atılmakta, hız 30 km/h olunca tahliye (fren çözme kumandası) verilmektedir.

Dinamik fren açık, hızlı fren davranışı ve asgari μ durumu için simülasyon sonuçları Şekil 7.’de gösterilmiştir.



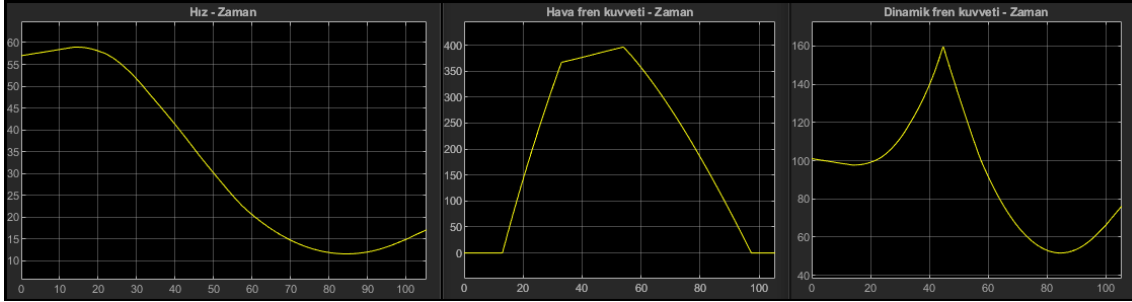
Şekil 7. Dinamik fren açıkken hızlı fren davranışı ve asgari μ durumu için sonuçlar

Dinamik fren açık, hızlı fren davranışı ve azami μ durumu için simülasyon sonuçları Şekil 8.’de gösterilmiştir.



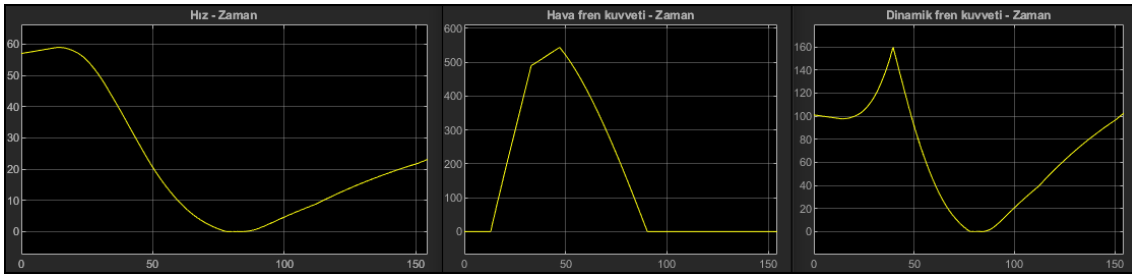
Şekil 8. Dinamik fren açıkken hızlı fren davranışı ve azami μ durumu için sonuçlar

Dinamik fren açık, yavaş fren davranışı ve asgari μ durumu için simülasyon sonuçları Şekil 9.'da gösterilmiştir.



Şekil 9. Dinamik fren açıkken yavaş fren davranışı ve asgari μ durumu için sonuçlar

Dinamik fren açık, yavaş fren davranışı ve azami μ durumu için simülasyon sonuçları Şekil 10.'da gösterilmiştir.

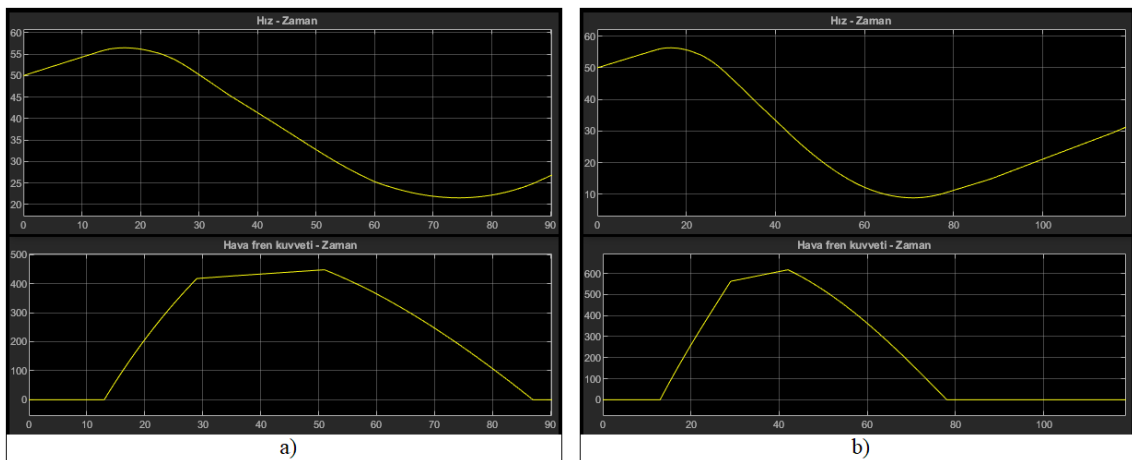


Şekil 10. Dinamik fren açıkken yavaş fren davranışı ve azami μ durumu için sonuçlar

Seyir süreleri 103 s – 155 s aralığında, nihai hız tüm durumlarda uygun değerdedir. Son durumda tren oturmakta yani henüz tahliye etmeyen fren sebebiyle arzulanmayan duruş yaşanmaktadır.

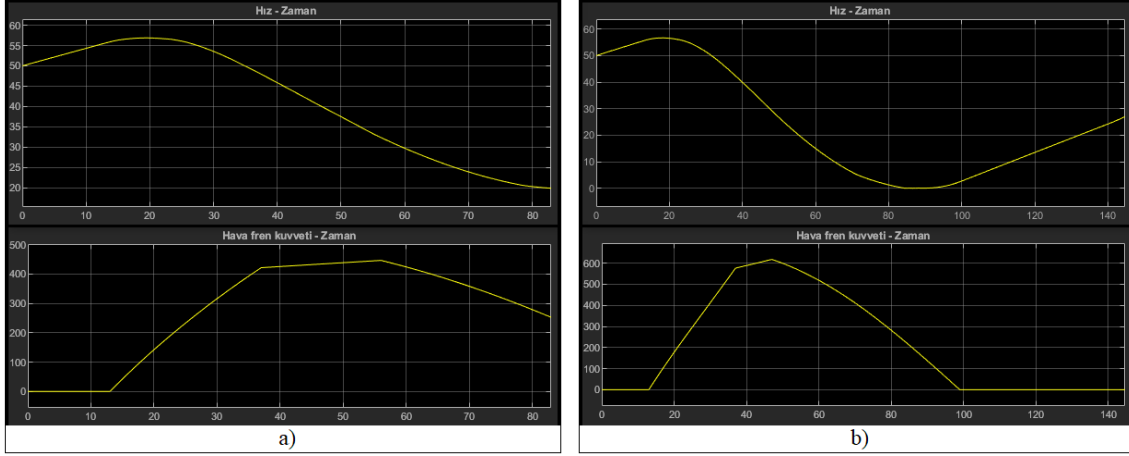
Dinamik fren kapalı durumlarda 50 km/h ilk hız ile 10 s sonra 1,2 bar fren atılıp lokomotif tamamen pürjör (endirekt fren tahliyesi) yapılmakta, hız 35 km/h olunca tahliye verilmektedir.

Dinamik fren kapalı, hızlı fren davranışı, asgari μ durumu için simülasyon sonuçları ve dinamik fren kapalı, hızlı fren davranışı, azami μ durumu için simülasyon sonuçları Şekil 11.'de gösterilmiştir.



Şekil 11. Dinamik fren kapalıyken hızlı fren davranışında sonuçlar a) Asgari μ için b) Azami μ için

Dinamik fren kapalı, yavaş fren davranışı, asgari μ durumu için simülasyon sonuçları ve dinamik fren kapalı, yavaş fren davranışı, azami μ durumu için simülasyon sonuçları Şekil 12.'de gösterilmiştir.

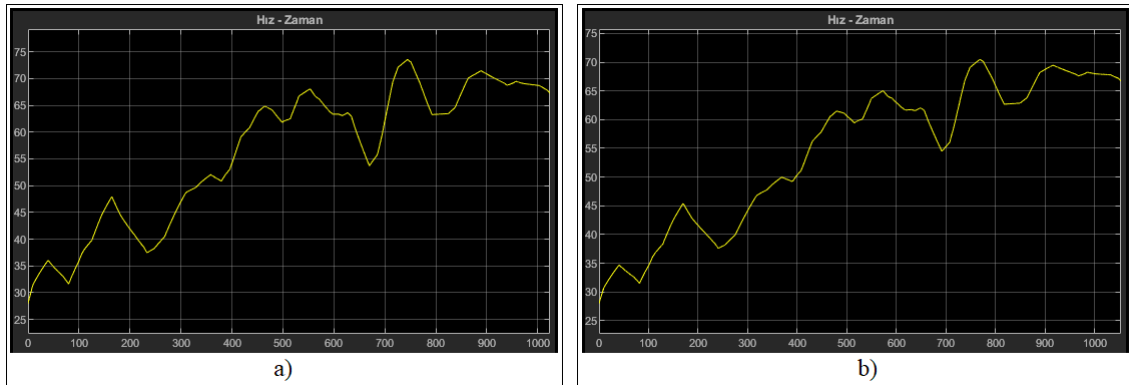


Şekil 12. Dinamik fren kapalıyken yavaş fren davranışında sonuçlar a) Asgari μ için b) Azami μ için

Seyir süreleri 83 s – 145 s aralığında, nihai hız asgari μ durumları için uygun değerde olsa da azami μ durumlarında tahliye sonrası uzun süre geçtiği için 30 km/h hızın aşıldığı yahut aşılmak üzere olduğu yani aslında tekrar fren atılacağına dikkat edilmelidir. Yavaş fren davranışı için asgari μ durumunda henüz tahliyenin devam ettiği fakat oturma riskinden uzak bulunduğu, azami μ durumunda trenin oturduğu görülmektedir.

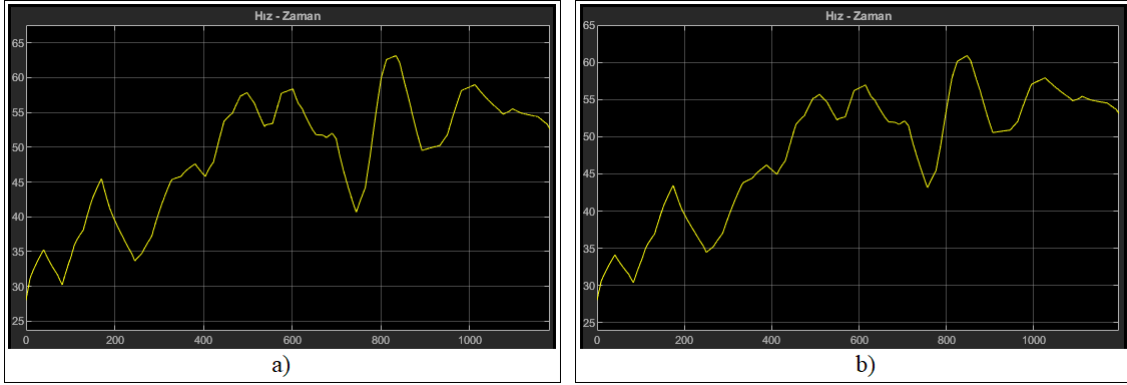
Cer safhasında her durum için zamana [s] bağlı hız [km/h] grafikleri verilmiştir.

Asgari seyir direncinde asgari kütle faktörü (λ) durumu için simülasyon sonucu ve asgari seyir direncinde azami kütle faktörü durumu için simülasyon sonucu Şekil 13.'te gösterilmiştir.



Şekil 13. Asgari seyir direncinde sonuçlar a) Asgari λ için b) Azami λ için

Azami seyir direncinde asgari kütle faktörü durumu için simülasyon sonucu ve azami seyir direncinde azami kütle faktörü durumu için simülasyon sonucu Şekil 14.'te gösterilmiştir.



Şekil 14. Azami seyir direncinde sonuçlar a) Aşgari λ için b) Azami λ için

Aşgari seyir direnci durumlarında seyir süresi 17 dk. ve 18 dk., azami seyir direnci durumlarında seyir süresi 20 dk.'dır. İki istasyon arası 20 dk. tabii müddet de (Şekil 6.'da idi) tehîr hususunda dikkate şayandır. Aşgari seyir direnci durumlarında λ 'ya bağılı olarak iki ve bir defa livre hızı aşılırken azami seyir direnci durumlarında livre hızına yaklaşılamadığı görülmektedir.

4. Sonuç

Bu çalışmada, katarı tesir eden parametrelerin farklı değerlerinin ilk defa gerçek bir tren ile ele alınmaları maksadı ile MATLAB Simulink ortamında oluşturulan dinamik sistem modelinde TCDD Taşımacılık A.Ş. tarafından işletilen DE 22000 tipi dizel elektrik lokomotif teminatında 14 adet Rgns vagonundan müteşekkil 23256 numaralı blok yük treninin seyrinden seçilen fren ve cer safhalarında muhtelif durumlar için yapılan açık çevrim simülasyon sonuçları elde edilmiştir.

Fren safhasında mukayese edilen parametrelerden hem fren tutma ve çözme sürelerinin hem de sabo ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısının trenin seyrine ciddi seviyede tesir ettiği görülmüştür. Hava fren sisteminin yapısı gereği bundan kaçınmak için, atılan fren mümkün mertebe düşük miktarda olmalıdır. Bunun temini için ise trenin fren nisbeti yüksek olmalı ve müsait hallerde dinamik frenin hava freni telafi edici etkisinden istifade edilmelidir.

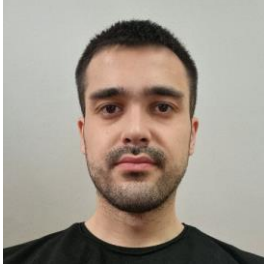
Cer safhasında mukayese edilen parametrelerden kütle faktörünün tesirinin seyir direncininkine nazaran düşük seviyede olduğu, nihayetinde bu iki parametrenin tam gazdaki hızlanma sürecinde hissedilir tesirleri olduğu görülmüştür. Hızın muhafazası yahut gaz kademesi düşürülerek azaltılması gibi hallerde ise cer sisteminin yapısı gereği anlık kumandaların çok kısa süre içinde uygulanması sayesinde bu parametrelerin farklı değerlerini telafi etmek mümkündür.

Kaynakça

- [1] TCDD Taşımacılık A.Ş., "2021 İstatistikleri" [Online]. Available: <https://adminapi.tcddtasimacilik.gov.tr/files/pdfs/TCDD-Tasimacilik-2021-istatistikleri.pdf> [Accessed June 28, 2023]
- [2] S. Karayanık, "Marmaray sinyalizasyon sistemleri ve anlaşıman sisteminin SCADA ile simülasyonu," M.S. thesis, Dept. Elect. Eng. Marmara University, İstanbul, Türkiye, 2017.
- [3] Knorr-Bremse AG, "Self-driving trains: the world's heaviest robot.," 2023. [Online]. Available: <https://www.knorr-bremse.com/en/magazine/self-driving-trains-the-worlds-heaviest-robot.json> [Accessed June 28, 2023]
- [4] B. Erkin, *Hâtrât 1876-1958*. Ankara, Türkiye: Türk Tarih Kurumu Yayınları, 2010.
- [5] C. Urlu, *Demiryolu araçlarının ileri dinamiği*. Ankara, Türkiye: TCDD Yayınları, 1999.
- [6] General Motors Electro-Motive Division, "G26CW-2 Locomotive Tractive Effort Curve".
- [7] Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları İşletmesi, "DE 22000 Lokomotif Servis Kataloğu," 1987.
- [8] G. Westinghouse, "Fluid-pressure automatic brake mechanism," U.S. Patent 425059, April 8 1890.

- [9] *Brakes - Air brakes for freight trains and passenger trains*, UIC Code 540, 2005.
- [10] *Brakes - Disc brakes and their application - General conditions for the approval of brake pads*, UIC Code 541-3, 2010.
- [11] P. Ivanov, A. Khudonogov, E. Dulskiy, N. Manuilov, A. Khamnaeva, A. Korsun, and S. Treskin, "Study of the influence of the brake shoe temperature and wheel tread on braking effectiveness," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1614, no. 1, pp. 012086, 2020, doi: 10.1088/1742-6596/1614/1/012086
- [12] *Brakes - Brakes with composite brake blocks - General conditions for certification of composite brake blocks*, UIC Code 541-4, 2010.
- [13] Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH, "Physical Brake Calculation 4-Axle Rgns CFCB S-Traffic / Tülomsas," 2017.
- [14] *Rules for the consist and braking of international freight trains*, UIC Code 421, 2012.
- [15] W. J. Davis, "The tractive resistance of electric locomotives and cars," *General Electric*, 1926.
- [16] G. Strahl, "Verfahren zur bestimmung der belastungsgrenzen der dampflokomotiven," *Z. Des. Vereins Dtsch. Ing*, vol. 57, pp. 251, 1913.
- [17] Škoda Transportation a.s., "Cer Eğrileri ve Seyir Simülasyonları TCDD Elektrikli Lokomotifler," 2011.
- [18] Ö. Akbayır and B. Başeğmez, "Türkiye şartlarına uygun vagon seyir direnci formülünün enerji verimliliği açısından deneysel olarak belirlenmesi," *Demiryolu Mühendisliği*, no. 13, pp. 65-75, Jan. 2021, doi: 10.47072/demiryolu.796392
- [19] TCDD Taşımacılık A.Ş., "Vagon Evsaf Formu," 2017.

Özgeçmiş



Ege GÜNİNDİ

Bursa Teknik Üniversitesinde makine mühendisliği lisans eğitimine devam etmektedir. İlgili alanına giren araştırma konuları demiryolu cer mekaniği konularıdır.

E-Posta: gunindiege@gmail.com



Taha EFİL

Makine mühendisliği lisans eğitimini Erciyes Üniversitesinde, Siyaset bilimi ve kamu yönetimi yüksek lisans eğitimini Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesinde tamamlamıştır. TCDD Cer Dairesi (bilahare Araç Bakım Dairesi) Başkanlığı birimlerinde, 2014 yılından itibaren tren işletme biriminde çalışmış, halen TCDD Taşımacılık A.Ş. Yük Dairesi Başkanlığında operasyon birimlerinden sorumlu görevini yürütmektedir. İlgili alanına giren araştırma konuları kriz yönetimi, tren işletmeciliği, stratejik yönetim ve tren planlamasıdır.

E-Posta: tahaefil@yahoo.com



Hakan ÜLKER

Lisans eğitimini Gaziantep Üniversitesinde, yüksek lisans eğitimini İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsünde, doktora eğitimini İstanbul Teknik Üniversitesinde tamamlamıştır. 2018 yılından bu yana Bursa Teknik Üniversitesinde Dr. Öğr. Üyesi olarak çalışmaktadır.

E-Posta: hakan.ulker@btu.edu.tr

Beyanlar:

Bu makalede bilimsel araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

Yazarların katkıları: Ege GÜNİNDİ: Metodoloji, Yazılım, Kaynaklar, İnceleme, Yazma-rijinal taslak hazırlama, Görselleştirme. Taha EFİL: İnceleme, Metodoloji, Kaynaklar. Hakan ÜLKER: Metodoloji, İnceleme, Yazılım, Kontrol.