



Algorithm development for modelling dynamic stiffness of driveshaft center bearing bushing

Tarkan Sandalcı^{ID}, Eren Taşpınar*^{ID}

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Yıldız Technical University, 34349, Besiktas, İstanbul, Türkiye

Highlights:

- Algorithm development to reduce optimization time of rubber compound mathematical model parameter identification to simulate experimental data.
- Code development with Python and its algorithm logic.
- Comparison of predictive results with the usage of root mean square error and error percentage

Keywords:

- Algorithm development for mathematical model parameter optimization.
- Dynamic response modelling of rubber.
- Modelling of driveshaft center bearing

Article Info:

Research Article
Received: 27.10.2022
Accepted: 31.03.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1195021

Acknowledgement:

The authors thank Prof. Dr. Muammer Özkan and Assoc. Prof. Osman Akın Kutlar for their contributions and guidance provided within the scope of the study.

Correspondence:

Author: Eren Taşpınar
e-mail:
erentaspınar@gmail.com
phone: +90 554 249 8330

Graphical/Tabular Abstract

Most of the noise and vibration problems caused by the driveshaft system on commercial vehicles occur due to the angular velocity variation of the cardan joint and are transmitted to the driver through the center bearing group, which is the connection point of the driveshaft to the chassis. Therefore, modeling the rubber element in the center bearing group is crucial. In this study, a Python algorithm has been developed that examines the experimental data as seen in Figure A, according to the defined boundary conditions and determines the most ideal model.

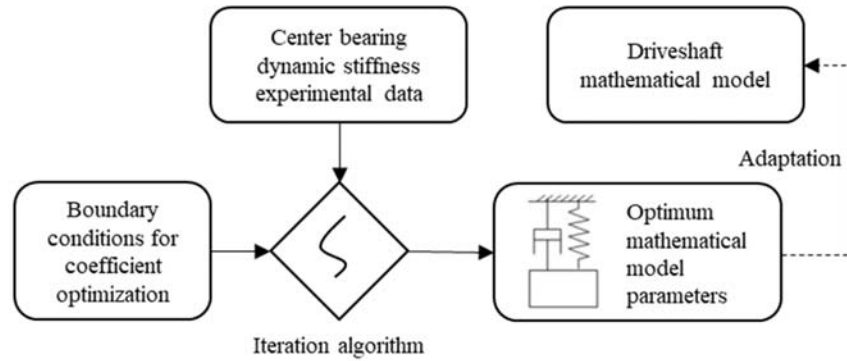


Figure A. Usage flow chart for output of developed algorithm and its inputs

Purpose:

The primary objective of this study is to develop an algorithm in Python that improves the accuracy of modeling while reducing the time required for optimization. The algorithm aims to find the optimum number of elements, element types, and configurations based on parallel and series sequences of elements in the mathematical model for simulating the dynamic response characteristics of a rubber compound.

Theory and Methods:

Developing a mathematical model for rubber compounds and selecting spring and damping coefficients is tough due to dynamic stiffness changes. But an accurate model can simulate the center bearing's dynamic traits and give noise and vibration data for all operational conditions. The algorithm evaluates configurations by changing element number, coefficients, and connection in parallel/series sequences, with modeling time spent on the best configuration. Accuracy is tested against shaker table data with error rate and root mean square error control.

Results:

A Python algorithm was developed to simulate dynamic characteristics of rubber compound using different coefficients. The optimal configuration was found to be two serial layers, with 1 damping element and 5 spring elements, with an error rate below 1%. The root mean square error (RMSE) was reduced to 0.51 after investigating the correlation coefficient. The final test with increased sample rate recorded an acceptable RMSE of 0.54 for the best-fit model configuration.

Conclusion:

An algorithm was created to speed up correlation in modeling rubber's dynamic stiffness. It successfully modeled the center bearing of a commercial vehicle's driveshaft and can improve modeling accuracy and reduce simulation time.



Kardan mili askı kauçuğuna ait dinamik katılığın modellenmesi için algoritma geliştirilmesi

Tarkan Sandalci^{ID}, Eren Taşpınar*^{ID}

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34349, Beşiktaş, İstanbul, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Kauçuk bileşimin matematiksel model optimizasyonu için algoritma geliştirilmesi
- Python ile kod geliştirilmesi ve kurulan algoritma mantığı
- Tahmin sonuçlarının kök ortalama kare hatası ve hata yüzdeleri gözetilerek kıyaslanması

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 27.10.2022

Kabul: 31.03.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1195021

Anahtar Kelimeler:

Matematiksel model parametrelerinin belirlenmesi için algoritma geliştirilmesi, kauçuğun dinamik cevabının modellenmesi, kardan mili merkez rulmanının modellenmesi

ÖZ

Ticari araçlarda şasiye kauçuk geometriye sahip askı (merkez rulman) adı verilen parça ile bağlanan kardan mili sistemi motor momentini arka tekerlere iletir. Kardan mili içerisindeki kardan mafsallının sahip olduğu kinematik sorunlar nedeniyle oluşan eksen doğrultusundaki kuvvetler ses ve titreşim problemlerine neden olmaktadır. Buna karşın askı grubunun modellenmesi kauçuk geometrinin doğası gereği hem kritik hem de zorlayıcıdır. Araştırmacılar kauçuk geometrinin modellenmesinde doğru eleman türünün ve eleman katsayısının tayini için tekrarlarla ilerleyen bir geliştirme yöntemi kullanmaktadır. Bu çalışmada model geliştirilmesi sırasında zaman ve maliyet yönünden kazanım elde etmek için Python programlama dili ile bir algoritma geliştirilmiş ve deneysel veri ile doğrulanmıştır. Bu algoritma ile askı içerisindeki kauçuk geometri daha gerçekçi modelleyebilecek ve model farklı alanlarda ihtiyaç duyulan başka kauçuk geometriye sahip bağlantı parçalarında da kullanılabilir. Bu sayede tasarım doğrulama çalışmaları sırasında kullanılan araç testlerinin sayısının azaltılabilmesi hedeflenmektedir.

Algorithm development for modelling dynamic stiffness of driveshaft center bearing bushing

H I G H L I G H T S

- Developing an algorithm for the mathematical model optimization of rubber compound composition
- Code development with Python and its algorithm logic
- Comparison of predictive results with the usage of root mean square error and error percentage

Article Info

Research Article

Received: 27.10.2022

Accepted: 31.03.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1195021

Keywords:

Algorithm development for mathematical model parameter optimization, dynamic response modelling of rubber, modelling of driveshaft center bearing

ABSTRACT

In commercial vehicles, the driveshaft system, which is connected to the chassis with a part called the center bearing (has a rubber bushing), transmits the engine torque to the rear wheels. Kinematic issues in the cardan joint within driveshaft system can cause noise and vibration due to axial forces. However, modeling the center bearing is both challenging and critical due to the nonlinear nature of rubber. Researchers use iterative development methods to tune element coefficients and select appropriate types of elements for rubber compound modelling. In this study, an algorithm was developed in Python to save time and cost during model development, and it is validated using experimental data. This algorithm can accurately model the rubber compound in the center bearing and be applied to other rubber mounts. It can reduce necessary vehicle tests during design verification activities.

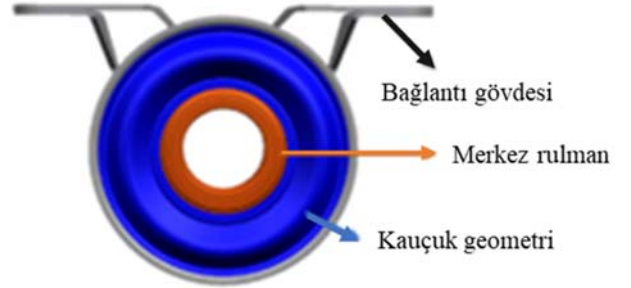
1. Giriş (Introduction)

Özellikle elektrikli araçların yaygınlaşması ile ticari araç müşterilerinin ses ve titreşim sorunlarının engellenmesine yönelik beklentileri daha da artmıştır. Bu talep sonrasında hem araç testleri hem de geliştirme sürecinde yürütülen deneysel çalışmaların maliyetleri her geçen gün arttığı için piyasa koşullarında rekabetçi çözümler sunabilmek adına sanal yöntemlerin kullanılmasına öncelik verilmeye başlanılmıştır.

Bu bağlamda son dönemde tasarımların, müşteri kullanım koşullarının, parçaların imalat ve montaj operasyonlarının sanal ortamda bir ikizinin oluşturulması üzerine yoğunlaşarak deneysel çalışmalar ve araç testleri azaltılmaya çalışılmıştır. Benzer hedefler dahilinde araçlarda ses ve titreşim problemlerinin gözlemlendiği sistemlerden birisi olan kardan mili sisteminin sanal ortamda olabildiğince gerçeğe en yakın şekilde modellenmesi ihtiyacı doğmuştur. Söz konusu modelin geliştirilebilmesi adına kritik adımlardan birisi de kardan milinin şasi ile bağlantı noktalarında yer alan askı grubuna ait kauçuk geometrinin dinamik karakteristiğinin modellenmesidir. Şekil 1'de görülen bu parçaların temel elemanlarından biri olan kauçuk sönüm geometrisi, sistem üzerinden şasiye aktarılan titreşimlerin sönümlenmesi ve sistemin çalışma ömrü içerisinde mukavemet problemleri gözlemlenmeden kullanılabilmesi için kritik öneme sahiptir. Bu nedenle kauçuk geometrinin dinamik katılık değerinin tasarımın efektif şekilde çalışabilmesi adına doğru şekilde belirlenmesi gerekmektedir.

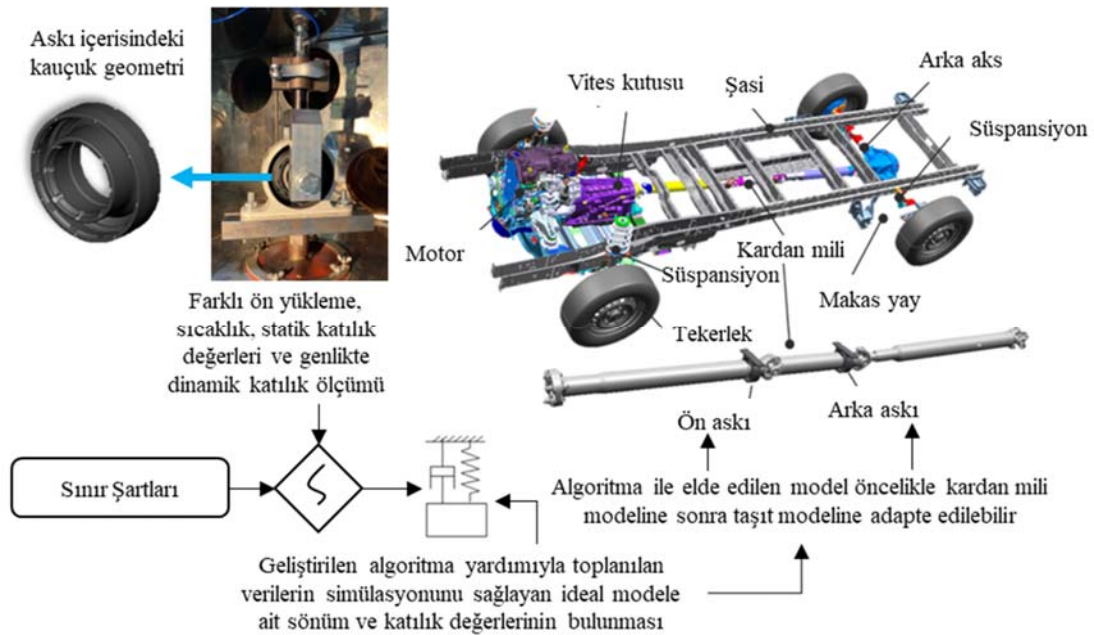
Piyasada yer alan analitik kontrol yöntemler kardan mili boru açıları, boru boyları ve boruların arasındaki mesnet noktası olan askısına düşen maksimum yükün statik şartlar altında kontrol edilmesi ile gerçekleştirilmektedir. Ancak bu yöntemlerde kardan mili mafsal açıları askının katılık değerinin ihmal edilmesi nedeniyle denge konumunda incelenerek en kötü senaryoya göre yapılmaktadır. Buna karşın kuvvet hesabı için girdi olarak kabul edilen açılar arka aks, vites kutusu ve askı grubunun kauçuk geometrisinin katılık ve sönüm değerlerine bağlı olarak ilgili sistemlerin dinamik hareketleri doğrultusunda sürekli olarak değişim göstermektedir. Mevcut

yöntemlerde askı içerisindeki kauçuk geometrinin sabit olarak kabul edilmesi tüm titreşim ile birlikte oluşan kuvvetin askı üzerinden doğruca şasiye aktarıldığı varsayımını doğurarak modeli gerçekten uzaklaştırmaktadır.



Şekil 1. Tek körtüklü askı tasarımı (Single bellow center bearing design)

Bu model yaklaşımında gerçek sonuçtan uzaklaşılmasındaki etmen faktör kauçuk geometrinin karakteristiğinin birçok etmene (çalışılan frekans, ön yüklenme, sıcaklık ve genlik) göre değişim göstermesidir. Sistemin gerçekçi şekilde matematiksel modele aktarılabilmesindeki bir diğer zorluk ise askının sergilediği yüksek genlikli çalışma şartlarının modellenenebilmesi için kauçuk geometrinin dinamik katılık değerinin bu genliklerde kayıt altına alınmamasıdır. Bu veri kaybı genellikle ölçüm alınan cihazların ölçüm kapasiteleri ile ilgili olarak meydana gelmektedir. Diğer yandan alınamayan bu ölçümler modellerin geliştirilmesi sırasında tekrarlarla ilerlenmesi sonucu ihtiyaç duyulan süreyi de arttırmaktadır. Daha iyi bir modelin kurulduğunda şüphesiz en kritik ve sonuçların tutarlılığı ile çözüm süresinin uzunluğunu etkileyecek faktör askı grubuna ait kauçuk gövdenin doğru bir şekilde modellenenebilmesidir. Bu doğrultuda sonuçların tutarlılığını ve araç testi olmaksızın mühendislik onayı verilmesini sağlayabilmek için kardan mili askı grubunun matematiksel modelini daha kolay şekilde gerçekleştirebilecek Şekil 2'de görülen yapıda bir yöntem geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur.



Şekil 2. Dinamik katılık modelleme algoritması ve kullanım alanı (Dynamic stiffness modelling algorithm and its usage area)

Askı grubu içerisindeki kauçuk geometrinin dinamik katılık değeri kauçuk formuna, malzeme kompozisyonuna, çalışma şartlarına ve proses özelliklerine (sertleşme süresi, proses sırasındaki pik sıcaklık, kauçuk sertleşme prosesinin gerçekleşme süresi, kalıp temizliği, kalıbın soğuma özellikleri) bağlı olarak değişmektedir. Çalışma sırasında daha sonra kardan milinin matematiksel modellerinde de kullanılabilir bir model geliştirilebilmesi amacıyla parçanın çalışma şartlarının dinamik katılığa etkisi üzerine inceleme yapılmış, aynı proses karakteristiklerinde ve tasarımda parçalar incelenmiştir. Geliştirilen algoritmanın sadece bu haliyle proses karakteristiği ve tasarımı aynı olan parçaların titreşim ve akustik uygulamalarında ideal modelin bulunabilmesi amacıyla değil aynı zamanda proses içerisindeki parametreleri gözeterek proses optimizasyonu veya tasarım için kritik nitelikte olan kauçuk malzemenin yaşlanma miktarı, hammadde kompozisyonu ve parçanın boyutlandırması gibi değerleri de gözetilerek tasarım optimizasyonu amacıyla da kullanılmasının mümkün olduğu unutulmamalıdır.

Burada belirtilen operasyona ait etkileri gözetmek için dinamik katılık çıktısına etki eden statik katılık değerinin yanı sıra parçanın çalıştığı ortamdaki sıcaklık, parçanın çalıştığı frekans, üzerine düşen kuvvet ve genliği gibi parametrelere bağlı şekilde değişim incelenmiştir. Bu doğrultuda toplanılan deneysel ölçüm verileri kullanılarak ilgili parametreleri baz alan ve yay ile sönüm elemanlarda bu parametrelerle orantılı katsayılar kullanan bir model kurulması hedeflenmiştir. Bu sayede doğru eleman türlerinin, birbirleri ile bağlantılarının ve ilgili eleman değerlerinin doğru bir şekilde tanımlanması için gerçeğe en yakın sonucu sunan model konfigürasyonunu hızlı bir şekilde bulabilecek bir algoritma geliştirilerek literatüre katkı sağlanması amaçlanmıştır. Bu doğrultuda yapılan araştırmalar iki temel kategoride ele alınmıştır. İlk bölüm kardan mili modellenmesi ve bu bağlamda yapılan çalışmalarda askı grubuna ait kauçuk geometrisinin modellenmesi üzerine gerçekleştirilmiş yayınları ele alırken diğer bölüm ise literatürde kauçuk ve elastik polimer malzeme modellenmesi üzerine paylaşılan çalışmalarını ele alarak yürütülmüştür.

Literatür araştırmasının ilk kategorisinde kardan mili modellenmesi üzerine ilk yürütülen çalışmalardan biri niteliğinde olan ve açılı kardan mafsalsının yerleşimine bağlı olarak sergilemiş olduğu kinematik karakteristiğinin incelendiği çalışmada matrislerden yararlanılarak giriş ve çıkış moment varyasyonu irdelenmiştir [1]. Bu çalışmada tasarım evresinde kardan mili ara yatak grubu üzerindeki yüklerin elde edilmesi için deneysel ve analitik değerler sunulmasına karşın askı grubunun kauçuk karakteristiğine odaklanılmamıştır. Başka bir yayında ise temel seviyede bir matematiksel model kullanılarak dört serbestlik dereceli bir yarım taşıt modeli üzerine aktarma organları modellenerek şasi grubunun kafa vurma hareketine bağlı olarak aktarma organları üzerindeki değişik incelenmiştir [2]. Gövde ile motor ve vites kutusu arası bağlantı rijit kabul edilerek kauçuk motor ve vites kutusu bağlantı takozlarının modellenmesine yer verilmeyen çalışmada benzer şekilde askının modellenmesine de odaklanılmamış sadece kardan mafsalsının sabit açılı altında ve değişken açılı altında hız değişimi göz önüne alınmıştır.

Literatürde kardan mili modellenmesi ve araç üzerindeki etkilerinin incelenmesi için yürütülen bir başka çalışmada ise yine benzer şekilde kauçuk geometrinin modellenmesinin ve model üzerindeki eleman türlerinin doğru şekilde tahminlenerek deneysel çalışmaların azaltılması konusuna odaklanılmamış, sistemin geneli gözetilerek olası ses problemlerini engellemek için aks ve vites kutusu dişlileri arası boşluk yay elemanları ile modellenmesine değinilmiştir [3]. Başka bir çalışmada ise kavrama, vites kutusunun yanı sıra, askı grubuna yer verilmeden sistemin genel karakteristiği gözetilerek kütle, yay ve sönüm elemanları ile modellenen kardan mili gibi sistemlerin yer aldığı modeller ile olası ses problemlerinin

azaltılmasına odaklanılmıştır [4]. Belirtilen çalışmalarda kardan mili ile şasi arası bağlantılar ihmal edilmiş, ankastre bağlantı olarak modellenerek bu noktadan şasiye ve sonrasında sürücüyü aktarılan titreşim irdelenmemiştir.

Buradaki eksikliğin giderilmesi ve ilgili kauçuk elemanların olabildiğince gerçeğe yakın şekilde modellenmesi halinde yüksek maliyetli araç testlerine olan ihtiyacın azaltılabileceği düşünülmektedir. Bu bağlamda sanal analiz yazılımlarının geliştirilmesi adına gerçekleştirilen ve yayınlanan diğer çalışmalarda ise aktarma organları modellerinden yararlanılarak kabin içi sesin azaltılması üzerine odaklanılmıştır [5-6]. Birbirinin devamı niteliğinde olan bu çalışmalarda 256 serbestlik dereceli bir model kurulmuş ancak model içerisinde yine kardan milinin askısına ait dinamik karakteristiği yer verilmeyerek bu noktadan şasiye aktarılan titreşim ihmal edilmiştir.

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi kardan mili üzerinde gerek kardan mafsalsının açılıya bağlı farklılıkları ve geometrisi dolayısıyla oluşan hız varyasyonu gerekse kardan milinin sabit mod şekillerinin sonucunda oluşan ve askı üzerinden şasiye aktarılan birçok farklı titreşim karakteristiği yer almaktadır. Bu bağlamda oluşan etkiyi incelemek için birçok çalışma gerçekleştirilmiş ancak çalışmaların çoğunluğunda hata türünün oluşum mekanizması irdelenip, transfer patikası üzerinde yer alan kritik öneme sahip olan kauçuk elemanın modellenmesine odaklanılmıştır [7-9]. Bu gözleme dayanarak literatürdeki bu ihtiyacı karşılamak ve kurulu olan modellerin daha gerçekçi hale dönüştürülmesine katkı sağlamak için araştırma alanı kauçuk gövdenin doğru şekilde modellenmesini sağlamak üzerine derinleştirilmiş ve literatür çalışmasının ikinci kısmına geçilmiştir.

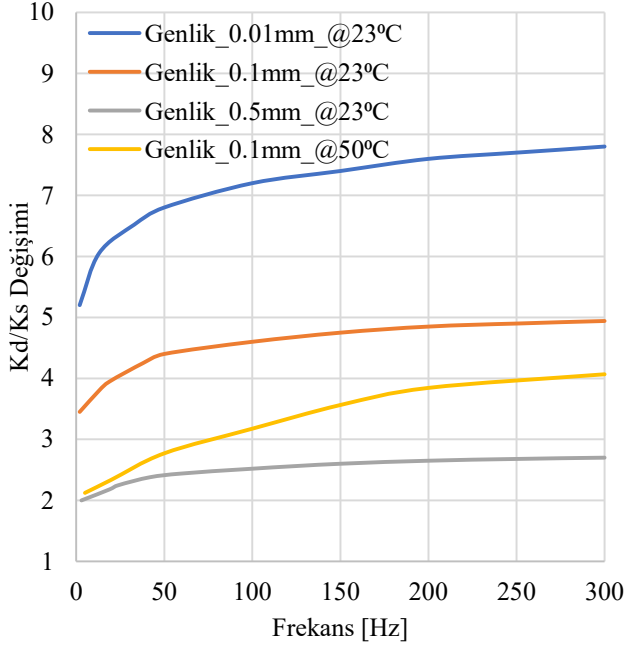
Hangi sistemde kullanıldığı gözetilmeksizin sadece kauçuk parçaların modellenmesi üzerine literatürde yer alan çalışmalar araştırıldığında en temel olarak Maxwell (seri bağlı elemanlar), Kelvin (paralel bağlı elemanlar), Voigt (Kelvin modeline benzer) modelleri kullanılarak çeşitli kombinasyonlarının oluşturulması ile en doğru sonucu yansıtabilecek yay ve sönüm elemanı konfigürasyonu bulunmaya çalışıldığı görülmüştür. Bu doğrultuda literatürde her araştırmada farklı bağlantılar ön plana çıkarılmış, kauçuğa ait kimyasal formülü gözeterek modelde yer alacak elemanlara ve ara katmanlara ait değerlerin belirlendiği çalışmaların yanı sıra en doğru şekilde modelleyecek yapıyı manuel denemeler ile bulan çalışmaların olduğu gözlemlenmiştir [10-12]. Burada dinamik katılık değerinin modellenmesinde tekil değişikliklerle denemeler yapılarak en optimum çözümün bulunmaya çalışılması çözüm süresini arttırırken daha iyi bir modelin geliştirilmesi şansını azaltmaktadır. Bu bağlamda literatürde askının kauçuk geometrisinin modellenmesine ait bir çalışmanın da yer almadığı gözetilerek hem literatüre katkı sağlamak hem de gerçeğe en yakın çözümün en doğru ve en kısa şekilde bulunabilmesini sağlamak için bir algoritma geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur. Yayına konu olan çalışmaya bu temeller ışığında başlanılmıştır.

Takip eden bölümlerde bu bağlamda yürütülen çalışma dahilinde kurulan model, modelin optimizasyonu ve iyileştirilmesi için geliştirilen algoritma ile birlikte modelin doğrulanması için kullanılan deney sonuçlarına ait detaylar paylaşılacaktır.

2. Deneysel Metot (Experimental Method)

Önceki bölümlerde aktarıldığı gibi askının dinamik karakteristiği ve katılık değeri mesnet noktaları üzerinden şasiye aktarılan titreşim seviyesi üzerinde doğrudan etkili olmaktadır. Aynı kauçuk ailesinden alınan malzemelerin statik katılık değerleri aynı olsa dahi sıcaklık, ön yüklenme, çalışma frekansı ve genlik değerlerine bağlı olarak farklı dinamik katılık karakteristiği göstermektedirler. Bu değişimi

göstermek için Şekil 3'te farklı bir malzeme denemesi sırasında yapılan deneysel ölçümler sırasında elde edilen verilerle farklı frekans, genlik ve sıcaklık değerlerinde dinamik katılık değerinin statik katılık değerine bağlı değişimi örnek olarak paylaşılmıştır. Şekil içerisinde yer alan K_d ve K_s değerleri sırasıyla malzemenin dinamik ve statik katılık değerlerini ifade ederken düşey ekseninde yer alan K_d/K_s oranı bu iki karakteristiğin arasındaki oranı göstermektedir.



Şekil 3. Farklı şartlar için dinamik / statik katılık oranı değişimi (Dynamic / static stiffness change for different conditions)

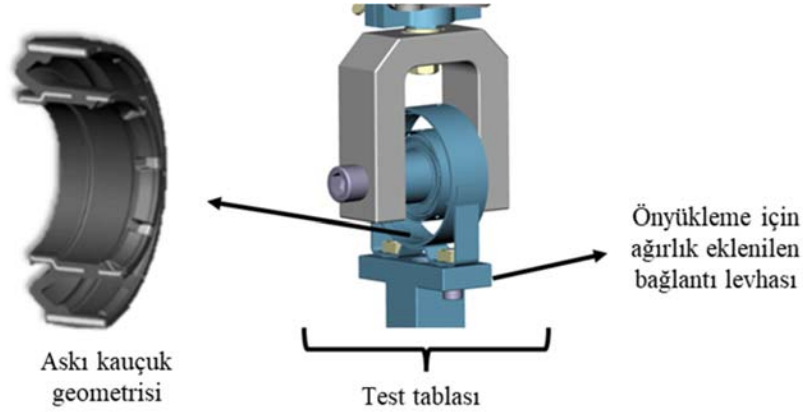
Bu doğrultuda askıya ait dinamik katılık değerlerinin doğru şekilde tahmin edilmesi ve hata oranının kontrol edilerek gerçeğe en yakın modelin belirlenmesi için dinamik test verileri laboratuvar ortamında

toplanılmış ve model doğrulaması için kullanılmıştır. Kurulacak olan askı modelinde çalışılan şartların doğru bir şekilde modellenebilmesi amacıyla aynı geometriye sahip askı numuneleri, farklı sıcaklıklarda (23°C, 50°C, 80°C), farklı genlik değerlerinde (0,05 mm, 0,1 mm, 0,4 mm, 1 mm ve 3 mm), farklı ön yükleme şartlarında (yüksüz, 45 N ve 85 N) ve farklı statik katılık (47 N/mm, 45 N/mm, 44 N/mm) değerlerindeki 53ShA, 56ShA ve 58ShA Shore sertlik değerlerine sahip kauçuk malzemeler ile test edilmiştir. Tablo 1'de değişken özellikleri görülen test sonuçları toplanılan verilerden seçilerek referans alınmış olup, bu seçilen parametreler ile gerçeğe en yakın sonuç sunan model bulunmuştur.

Şekil 4'te gösterilen test sistemi aracılığıyla yapılan ilk denemeler için Tablo 1'de referans alınan çalışma şartları, ilgili araç üzerindeki bağlantılı sistemlerin kardan mili tarafından tetiklenen akustik hata türlerinin (literatürde yer alan yabancı kaynaklarda "boom" ve "drumming" olarak geçen kabin içi uğultu seslerinin) oluşum frekansları ve ilgili araca ait mevcut test yönergeleri gözetilerek seçilmiştir. Ardından yapılan doğrulama çalışmaları üstte belirtilen farklı genlik (0,05 mm, 0,1 mm, 0,4 mm, 1 mm ve 3mm), sıcaklık (23°C, 50°C, 80°C), frekans (20 Hz, 25 Hz, 50 Hz, 100 Hz, 150 Hz ve 400 Hz), ön yükleme değerleri (yüksüz, 45 N ve 85 N) ve statik katılıklar (47 N/mm, 45 N/mm, 44 N/mm) baz alınarak 234 deney verisi ile gerçekleştirilmiştir. Bu deney verileri makale içeriğini sade tutmak amacının yanı sıra ilgili aracın verilerinin gizli kalması gerektiği için tablo olarak paylaşılmamış ancak elde edilen sonuçlar ilerleyen bölümlerde irdelenmiştir.

3. Analitik Yöntem (Analytical Method)

Giriş bölümünde bahsedildiği üzere tüm alternatifleri göz önüne alıp buna göre kontrol yapabilmek adına eleman sayısının, katman ve bu katmanlarda yer alan elemanların türleri ile elemanlara atanan değerlerde değişiklik yapılan varyasyonların türetilmesine ihtiyaç vardır. Bu kapsamda kullanılmak üzere Python yazılım dili ile bir algoritma geliştirilmiş ve tüm varyasyonlar kontrol edilerek en uygun modelin tespitine çalışılmıştır. Geliştirilen algoritma ile farklı sayıda katman içerisine farklı sayıda ve türde (sönüm veya yay) eleman yerleştirilerek sürekli olarak ölçülen değer ile tahmin edilen değer



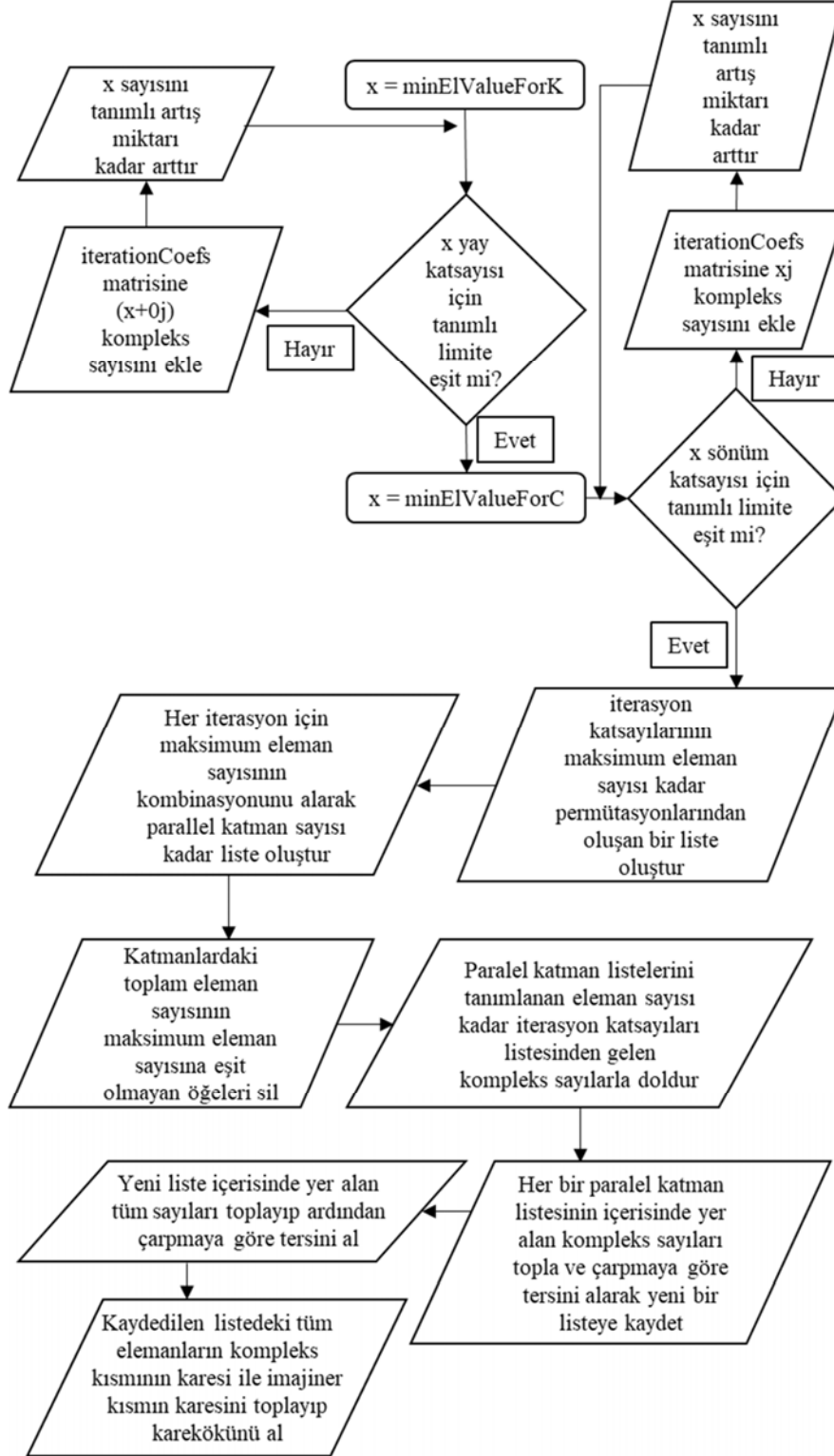
Şekil 4. Dinamik katılık verilerinin kaydedildiği test sistemi (Test system which was used for dynamic stiffness data collection)

Tablo 1. Model geliştirilmesi için seçilen deneysel veriler (Selected experimental data for model development)

Test No	Genlik [mm]	Sıcaklık [°C]	Statik Katılık [N/mm]	Ön Yükleme [N]	Frekans [Hz]	Sertlik [ShA]
1	0,05	23	45	0	20	56
2	0,40	23	47	0	25	58
3	0,40	80	47	45	25	58
4	0,10	23	47	0	20	58
5	0,10	23	45	0	80	56

arasındaki hata oranı kıyaslanmış ve her tekrar için hata oranı tespit edilerek gerçeğe en yakın modelin bulunması hedeflenmiştir. Bu doğrultuda geliştirilen algoritma Şekil 5'te görüldüğü gibi olup algoritmanın çalışması sırasında varyasyonların oluşturulması için 3 temel matristen faydalanılmıştır. İlerleyen bölümde bu matrislere ait bilgiler ayrıca paylaşılacaktır.

Kullanılan matris yapılarından ilki Tablo 2'de örneklendirilen "Eleman Değer Alternatifleri" matrisidir. Bu matris aynı eleman gruplarına her denemede farklı değerler atamak için kullanılmaktadır. Matris içerisinden çekilen değerler sırasıyla modelde yer alan yay ve sönüm elemanlarına atanarak farklı varyasyonlar elde edilmektedir. Tablo 2'de toplam eleman sayısı 3 ve başlangıç değeri 5 üst limit



Şekil 5. Dinamik katlılık tahmini için varyasyon oluşturma algoritması (Variation generation algorithm for dynamic stiffness estimation)

değeri 7 ve 1 birimlik artış ile değişim gösteren bir sınır koşul için gerçekleştiren bir model örneğinde bu matrisin ne şekilde oluşacağı örneklendirilmiştir. Tabloda yer alan bu değerler sadece matrisin anlaşılabilirliğini arttırmak amacıyla örnek olarak paylaşılmış olup çalışmanın ilerleyen bölümlerinde aktarılan gerçeğe en yakın modelin tayini sırasında başlangıç değeri -5 üst limit değeri 5 ve artış miktarı 0,001 olan bir matris kullanılmıştır.

Tablo 2. Eleman değer alternatifleri matrisi
(Matrix of element value alternatives)

Eleman 1	Eleman 2	Eleman 3
5	5	5
6	6	6
5	5	6
5	6	5
6	5	5
5	6	6
6	5	6
6	6	5

Tanımlanan katsayıların yay veya sönüm elemanına atanması sönüm elemanlarının referans çalışmalarda da kullanıldığı gibi frekansa bağlı atanması nedeniyle elde edilecek sonuçlarda da farklılıklara neden olmaktadır [10-12]. Bu nedenle ikinci bir matris ile farklı bir model yapısı da seçilen eleman türüne bağlı olarak geliştirilmiştir. İlgili matris, çözüm sırasında kullanılan katmanlardaki eleman sayıları belirlendikten sonra bu sayılara göre her bir model için farklı eleman türlerini kullanarak alternatif modeller oluşturulmasına yardımcı olmaktadır. Buradaki yay ve sönüm ifadeleri gözetilerek ileride seri ve paralel yapıda bağlı bulunan katmanların içerisine gerekli atamalar yapılmaktadır. 3 elemanlı bir model için Tablo 3’de bir örneği paylaşılan bu matrise ise “Yay ve Sönüm Eleman Türleri” matrisi adı verilmiştir.

Tablo 3. Yay ve sönüm eleman türleri matrisi
(Matrix of spring and damper element types)

Eleman 1	Eleman 2	Eleman 3
Yay	Yay	Yay
Sönüm	Sönüm	Sönüm
Yay	Yay	Sönüm
Yay	Sönüm	Yay
Sönüm	Yay	Yay
Yay	Sönüm	Sönüm
Sönüm	Sönüm	Yay
Sönüm	Yay	Sönüm

Sonuca etki eden parametrelerden bir diğeri ise seçilen eleman türlerinin seri veya paralel şekilde bağlanmasıdır. Bu doğrultuda belirlenmiş olan eleman türlerinin ilgili tekrar için kaçının seri ve

kaçının paralel olduğunu belirlemek adına “Katman Eleman Sayısı” matrisi adı altında farklı bir matris daha oluşturulmuştur. Bu matriste seçilen eleman sayısına göre farklı seri katmanlar yaratıp, bu seri bağlı katmanlarda paralel şekilde konumlandırılacak olan eleman sayıları belirlenmektedir. Örneğin toplam eleman sayısı 8 olan bir model için kurulabilecek alternatif tekrarlar Tablo 4’te gösterildiği şekilde bir matris yapısında oluşturulmaktadır.

Tablo 4. Katman eleman sayısı matrisi
(Matrix of number of layer elements)

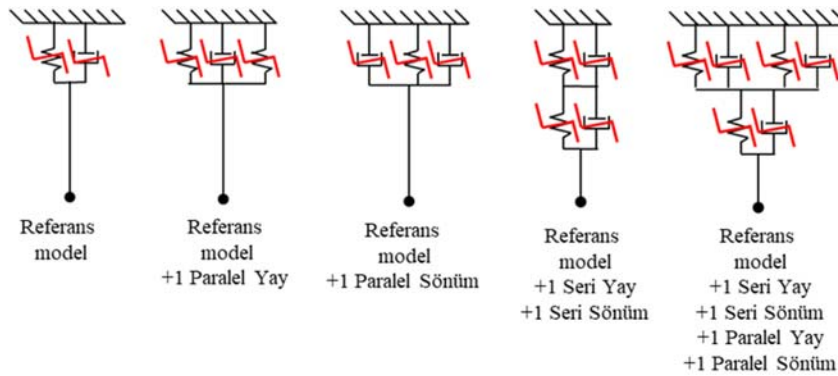
Katman 1	Katman 2	Katman 3	Toplam Eleman Sayısı
1	2	5	8
1	3	4	8
1	7	0	8
2	6	0	8
8	0	0	8

Önceki bölümlerde aktarıldığı üzere bu matrisler Şekil 5’te gösterilen algoritma doğrultusunda kullanılarak eleman türleri (yay ve sönüm), kaç adet elemanın seri ve paralel katmanlar doğrultusunda modele aktarılacağı ve model katsayılarının ne olacağı varyasyonlar dahilinde değiştirilerek en gerçekçi sonuç bulunabilmektedir. Her varyasyon dahilinde geliştirilen model için çözüm öncelikle paralel olan katmanlar içerisinde yer alan elemanların sadeleştirilmesi ile başlayıp ardından seri olan katmanların sadeleşmesi ile devam edilerek en son dinamik katılık değeri her model için çıktı olarak sunulabilmektedir. Bu aşamada doğrulanma yöntemi olarak gerçek değer ile tahmin değeri arasındaki hata yüzdesi ve kök ortalama kare hatası oranı kullanılmaktadır.

4. Optimum eleman sayısı ve türünün tayini (Determination of the optimum number and type of elements)

Literatürde kauçuk parçaların dinamik karakteristiğinin analitik olarak elde edilmesine yönelik yay ve sönüm elemanları kullanılmasıyla oluşturulmuş genelleştirilmiş modeller bulunmakla birlikte bu modellerin birbirleri ile farklı kombinasyonlarda kullanılmasıyla en gerçekçi sonucun bulunabilmesine yönelik net bir yöntem bulunmamaktadır. Bu doğrultuda doğru dinamik katılık karakteristiğinin tayin edilebilmesi adına kauçuk geometrinin modellenmesi için ihtiyaç duyulan model yapısı Şekil 6’da görüldüğü gibi farklı modellerle deneyerek bulunmaktadır. Burada yer alan model görselleri sadece temel mantığın net bir şekilde anlaşılabilmesi adına örnek olarak paylaşılmıştır.

Takip eden bölümde Şekil 6’da örneklenen yapılara benzer şekilde farklı tekrarlar ile hem yay ve sönüm sayısını hem de paralel ve seri eleman sayısını değiştirirken aynı zamanda ilgili parametrelere atanan katsayılar da Şekil 5’te yer alan algoritma ile değiştirilerek tahmin



Şekil 6. Farklı modellerin oluşturulmasına ait örnekler (Examples of creating different iterations)

verileri elde edilmiş, ardından bu veriler deneysel sonuçlar ile kıyaslanarak gerçeğe en yakın modele ait bilgiler paylaşılmıştır.

5. Tahmin Sonuçlarının İrdelenmesi (Examination of Predictive Results)

Tahmin sonuçları iki farklı hata oranına göre kontrol edilerek model doğrulaması gerçekleştirilmiştir. İlk kontrolde ortalama hata oranı gözetilerek önceki bölümde belirtildiği şekilde oluşturulan modellerin kabul standartları içerisinde genel dağılımını gözlemlemek için Eş. 1'de yer alan ortalama hata hesaplama formülü kullanılmıştır.

$$Hata Oranı = \frac{(Tahmin Değeri - Ölçüm Sonucu)}{Ölçüm Sonucu} * 100 \quad (1)$$

Genel dağılım ve farklı modeller için tutarlılık kontrolü yapabilmek adına Tablo 5'de görünen askı kauçuğunun dinamik katılık değerine etki eden değişken parametreler referans alınmıştır. Bu parametrelerin kullanılması ile tahmin değerlerini ortaya çıkartan model denemeleri önceki bölümlerde paylaşılan algoritma ile oluşturulmuş, 4 ile 6

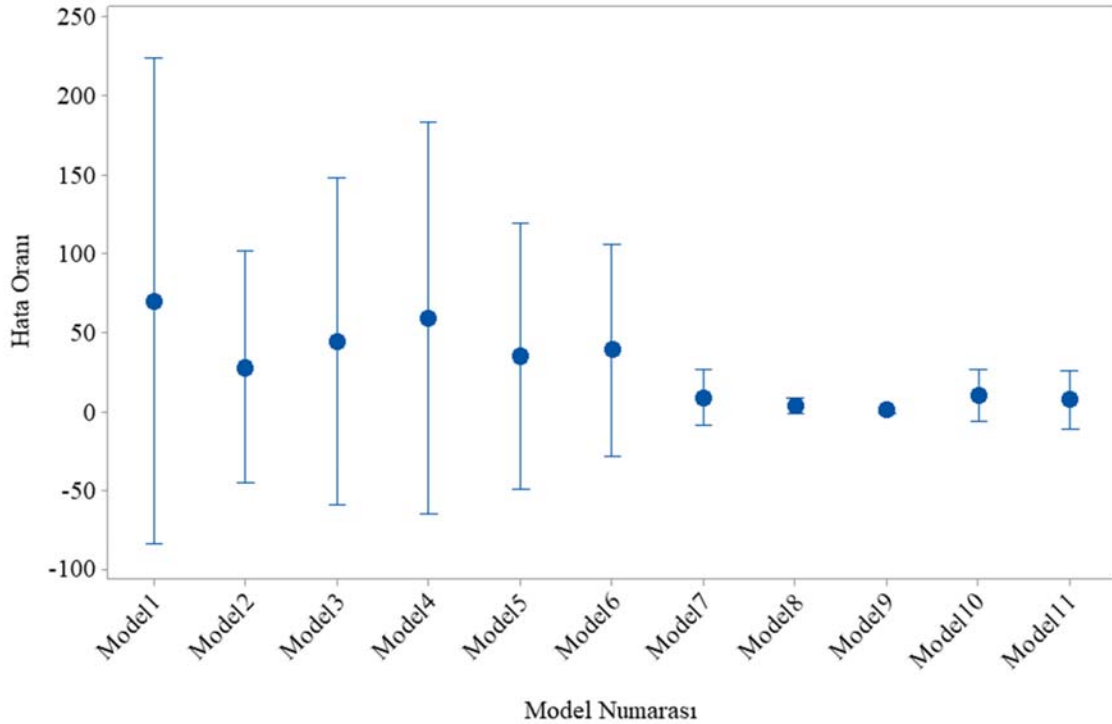
arasında eleman sayısına sahip varyasyonlardan elde edilen tahmin değerleri Şekil 7'deki ve Şekil 8'de irdelenmiştir.

Şekil 7'deki dağılımdan görüleceği üzere hem hata varyasyonu hem de hata oranlarının genel değerleri açısından en tutarlı sonucu 6 elemana sahip 9 numaralı model sunmaktadır.

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde model içerisinde kullanılan eleman sayısı arttıkça ortalama hata oranlarında düşüş olduğu görülmektedir. Bu fark dört eleman kullanılan birinci modelde elde edilen sonuçların beş elemanın modeller içerisinde kullanıldığı ikinci ve altıncı model arasında yer alan denemelerle birlikte altı elemanın kullanıldığı yedi numaralı model ile on bir numaralı modeller arasında kalan grubun sonuçlarının kıyaslanması halinde net bir şekilde görülmektedir. Bu doğrultuda sonuçlar arasında farklılığa neden olan en etmen faktörlerden birisinin model içerisinde kullanılan eleman sayısı olduğu belirlenmiştir. Ancak modelde yer alan eleman sayısının artışı sınırlayan etmenlerden birinin kullanılan bilgisayarın kapasitesi olduğu göz önüne alınmalıdır. Makaleye konu olan çalışmanın çözümü sırasında Intel'in 11. Jenerasyonuna sahip 3.00

Tablo 5. Çalışmada kullanılan model varyasyonları (Model variations used in the study)

Model Tekrar Numarası	Eleman Sayısı	Farklı Değişkenler için Tanımlı Eleman Sayısı				
		Genlik	Statik Katılık	Ön Yükleme	Sıcaklık	Sabit
1	4	1	1	1	1	0
2	5	1	1	1	1	1
3	5	1	1	1	2	0
4	5	1	1	2	1	0
5	5	1	2	1	1	0
6	5	2	1	1	1	0
7	6	1	1	1	1	2
8	6	1	1	1	2	1
9	6	1	1	2	1	1
10	6	1	2	1	1	1
11	6	2	1	1	1	1



Şekil 7. Farklı modeller için hata oranları dağılımı (Error rates distribution for different iterations)

GHz Core i7 işlemciye sahip 16 GB RAM'e sahip olan bir bilgisayar kullanılmıştır. Sonuçlar derinlemesine incelendiğinde eleman sayısının dışında sonuçlardaki varyasyona neden olan başka bir etmeninde elemanlar arasında sabit katsayılı bir eleman eklenilip eklenmemesi olduğu görülmüştür. Bu elemanın eklenilmesi sonuçlar üzerinde hem hata oranında düşüşe hem de varyasyonda azalmaya neden olarak pozitif bir etki ortaya çıkartmıştır. Bu etki özellikle elemanlardan birinin katsayısının sabit tutularak varyasyon üretilen iki numaralı model ile yine aynı eleman sayısına sahip olan üç, dört, beş ve altı numaralı modeller kıyaslandığında daha net bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Bu etki her ne kadar etmen olarak görünse de sonuçların tutarlılığını arttıran en temel faktörün model içerisinde kullanılan eleman sayısı olduğu net bir şekilde görülmektedir.

Hata oranının kontrolünün yanı sıra modelin doğruluğunu ek bir yöntem ile doğrulamak ve daha metrik bir kontrol yaratabilmek adına farklı bir yaklaşım daha gözetilerek kök ortalama kare hatası (KOKH veya RMSE) ile de kontrol gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemle göre yapılan kontrol ile Eş. 2'deki formül ile hesaplanan sonuçlar toplanılarak Şekil 8'de yer alan grafik elde edilmiştir.

$$KOKH = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Tahmin\ Değeri_i - Ölçüm\ Sonucu_i)^2}{N}} \quad (2)$$

Bu grafikte de ilk incelemede olduğu gibi en düşük hata oranına sahip olan konfigürasyonun 9 numaralı model olduğu görülmektedir. Elde edilen bu sonucun yeterliliğini irdelemek için literatürde yer alan benzer içerikte çalışmalar incelenmiş ve kök ortalama kare hatası değeri için kabul kriteri belirlenmeye çalışılmıştır.

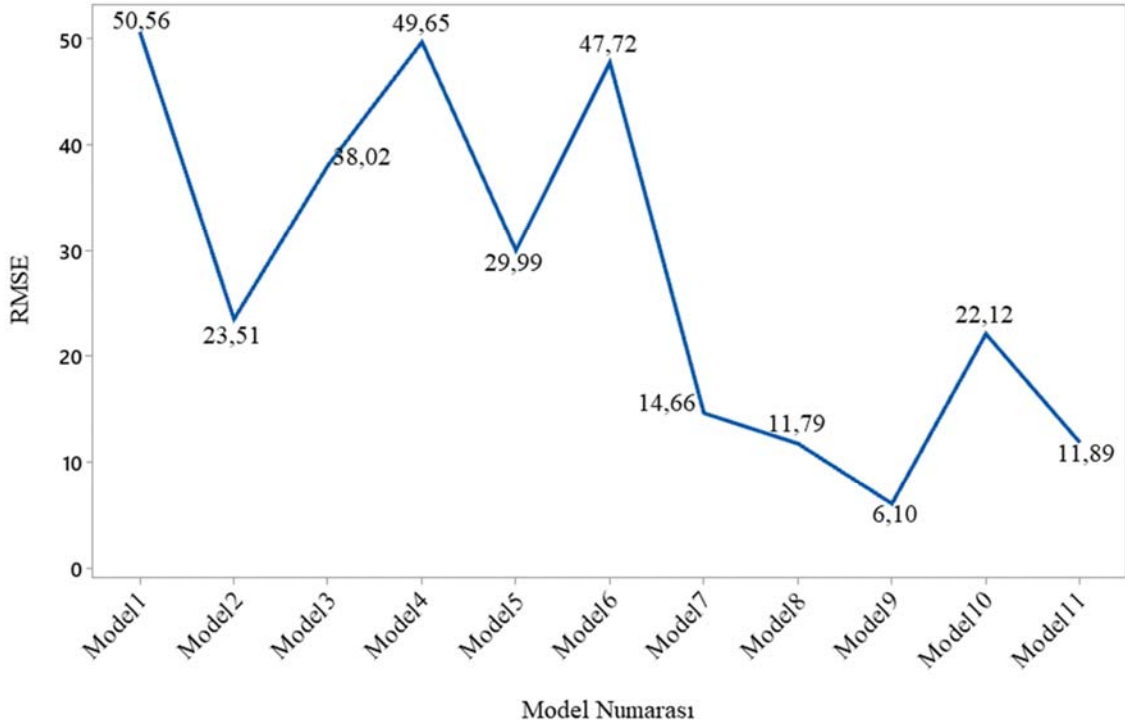
Kauçuk malzeme yapısına benzer karakteristikler gösteren köpük malzeme ile yürütülen ve sanal analiz modellerinin tutarlılığının incelendiği bir çalışmada bu değer 0 ile 2 arasında seçiminin korelasyon açısından uygun olduğu belirtilmiştir [16]. Çalışmada malzemenin modellenmesi sırasında enerji sönümlenme özelliği daha

çok gözetildiği için belirtilen limitlerin yeterliliği ses ve titreşim odaklı araştırmaların referans alınması ile tekrar irdelenmiştir. Bu bağlamda yapılan araştırma sonrasında elektrikli araçlarda kabul edilebilir ses ve titreşim seviyesinin tayin edildiği ve kök ortalama kare hatası değerinin 0,8'den küçük olması hedefiyle yayınlanan bir çalışma ve motor bileşenlerinin müşteriye iletilen ses üzerindeki etkilerinin incelendiği bir uygulama geliştirilen başka bir çalışmada yer alan 0,491 değeri göz önüne alınmıştır [17, 18]. Bu iki çalışmada yer alan kök ortalama kare hatası kabul değerlerinin ilk makalede paylaşılan 0 – 2 aralığında olduğu hedef için tutarlı limit aralığının bu dilimde yer alması gerektiği yorumunu ortaya çıkartmıştır.

Bu doğrultuda ilgili çalışmaların referans alınması ile modelin korelasyonunun değerlendirilmesi için hedef üst limit kök ortalama kare hatası değeri ses ve titreşim çalışmalarında yer alan değerlerin arasında bir değer olarak belirlenerek 0,6 olarak seçilmiştir [17, 18]. Şekil 8'de görünen sonuçlar incelendiğinde her ne kadar 9 numaralı modelde yer alan hata oranı diğer modellere göre düşük olarak ifade edilse de hedef değerin oldukça üzerinde kalmaktadır. Bu nedenle modelin geliştirilmesi için model katsayılarını sabit tutarak ek bir düzeltme katsayısı kullanımı ihtiyacı doğmuştur. İlerleyen bölümlerde elde edilen model detayları paylaşıldıktan sonra bu düzeltme katsayısı ile ilgili yürütülen çalışmalara yer verilmiştir.

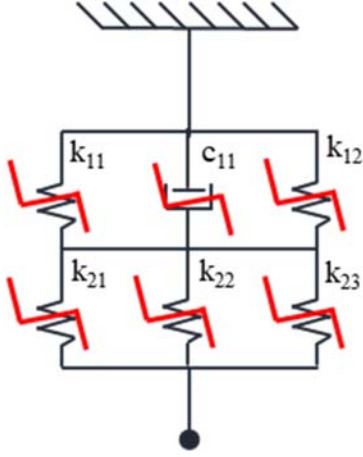
Şekil 8 ile elde edilen sonuçlar irdelendiğinde daha önce Şekil 7'de gözlemlendiği gibi eleman sayısının artışı ile model sonuçlarında elde edilen kök ortalama kare hata oranının da düştüğü gözlemlenmektedir. Bu fark özellikle altı elemana sahip yedi, sekiz, dokuz, on ve on bir numaralı modellerin daha az eleman sayısına sahip diğer modeller ile kıyaslanması dahilinde daha net bir şekilde görülmektedir.

Kurulan modeller içerisinde inceleme yapıldığında ise en düşük hata oranının Şekil 9'da görünen 2 tane paralel katmana sahip 1 yay ve 5 sönüm elemanını içerisinde barındıran model ile elde edildiği kayda



Şekil 8. Farklı modeller için KOKH oranı değişimi (RMSE rate variation for different models)

geçmiştir. Yay ve sönüm elemanları ile modellenen ve gerçeğe en yakın dinamik katılık değerlerini sunan bu model formül olarak ifade edildiğinde ise Eş. 3 ortaya çıkmaktadır.



Şekil 9. Gerçeğe en yakın tahmin sonucunu sağlayan askı kauçuk modeli
(Center bearing rubber model providing the most accurate prediction result)

$$Kd_{\omega} = \frac{1}{\frac{1}{k_{11}+c_{11}+k_{12}} + \frac{1}{k_{21}+k_{22}+k_{23}}} [N/mm] \quad (3)$$

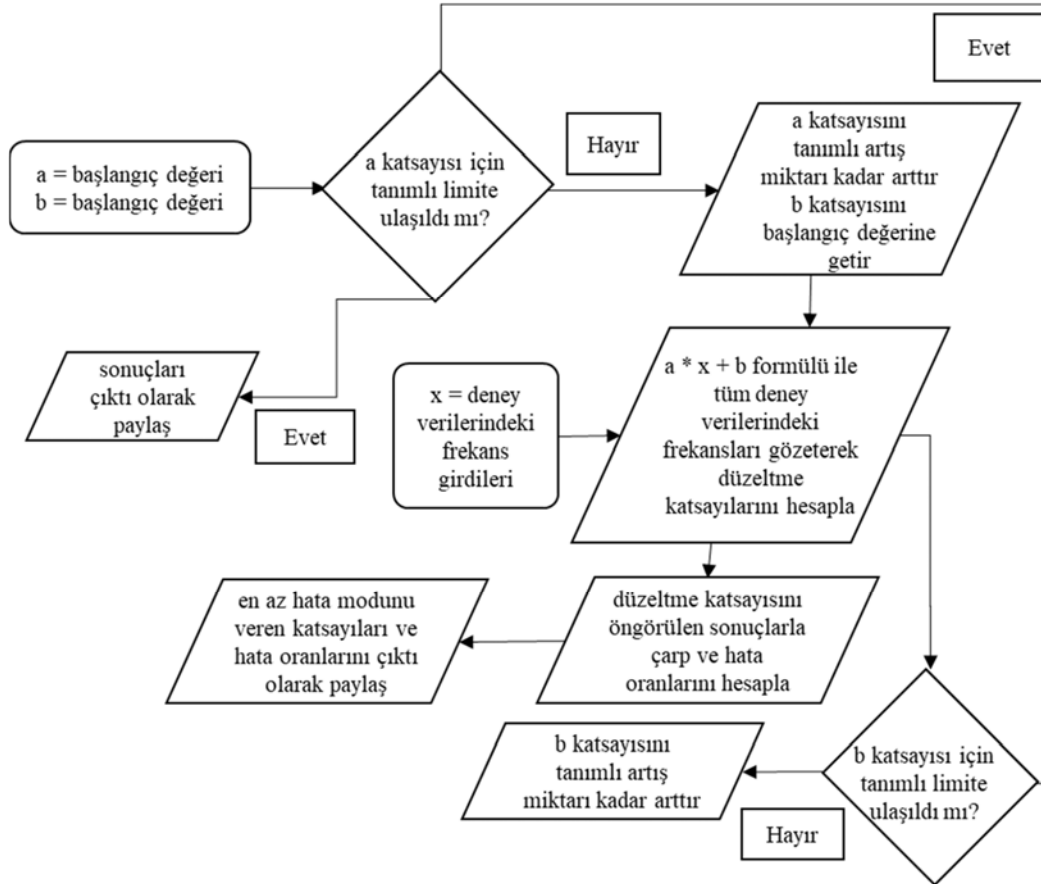
Eş. 3'de yer alan yay ve sönüm katsayıları tanımlı oldukları değişkenler ile bağlantılı olarak Tablo 6'daki gibi tanımlanmıştır.

Tablo 6. Yay ve sönüm katsayılarının değerleri
(Values of spring and damping coefficients)

Eleman Adı	Katsayı
k ₁₁	-0,31 * Statik Katılık [N/mm]
c ₁₁	0,01j * ω [Hz] * Genlik [mm]
k ₁₂	-0,31 * Ön Yükleme [N]
k ₂₁	0,49 * Sıcaklık [°C]
k ₂₂	0,09
k ₂₃	0,09 * Ön Yükleme [N]

Bu model aracılığı ile elde edilen kök ortalama kare hatası değeri her ne kadar diğer modellere göre düşük olsa da iyileştirilme yapılması ve hedeflenen 0,6 değerinin olabildiğince altına indirilmesi gerekmektedir. İyileştirme için modelde inceleme gerçekleştirilmiş ve en yüksek farklılıkların gözlemlendiği test verilerindeki temel etmenin frekans olduğu tespit edilmiştir. Bu doğrultuda frekans tabanlı bir düzeltme katsayısı belirlenmesine karar verilmiş ve düzeltme katsayısının ilk olarak lineer bir fonksiyon (a*x + b) aracılığıyla belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan inceleme sonrasında bu fonksiyonun istenilen sonuçları elde etme noktasında elverişli olmaması halinde farklı türde (üstel veya logaritmik) fonksiyonlar ile deneme yapılması hedeflenmiştir.

İlk deneme için Şekil 10'da görünen ve daha önce paylaşılan algoritma ile benzer içerikte olan bir algoritma geliştirilmiş ve Python programlama dili ile yazılan uygulama aracılığıyla fonksiyon içerisinde yer alan "a" ve "b" katsayıları bulunmaya çalışılmıştır. Deneme sırasında katsayının belirlenmesi için referans başlama değeri hem "a" hem de "b" katsayısı için 0, ilerleme değeri 0,00001 ve final değer 3 olarak tanımlanmış her aşamada değerlerin



Şekil 10. Düzeltme katsayısının belirlenme algoritması (The algorithm to determine the correction coefficient)

değiştirildiği bir döngü içerisinde modeller oluşturularak kontrol sağlanmıştır. İlerleme değerinin düşük seçilmesindeki temel hedef olabildiğince hassas bir şekilde katsayının belirlenmesi olup, bu kısımda belirtilen başlangıç ve bitiş değerleri keyfi olarak seçilmiştir. İlgili algoritmanın başka çalışmalarda kullanılması ve tanımlanan keyfi sınır değerleri ile beklenen sonuçlara ulaşamaması halinde daha önce aktarıldığı gibi düzeltme katsayısının fonksiyonunda veya tanımlanan bu sınır değerlerde değişikliğe gidilmesinin gerekeceği bilinmelidir.

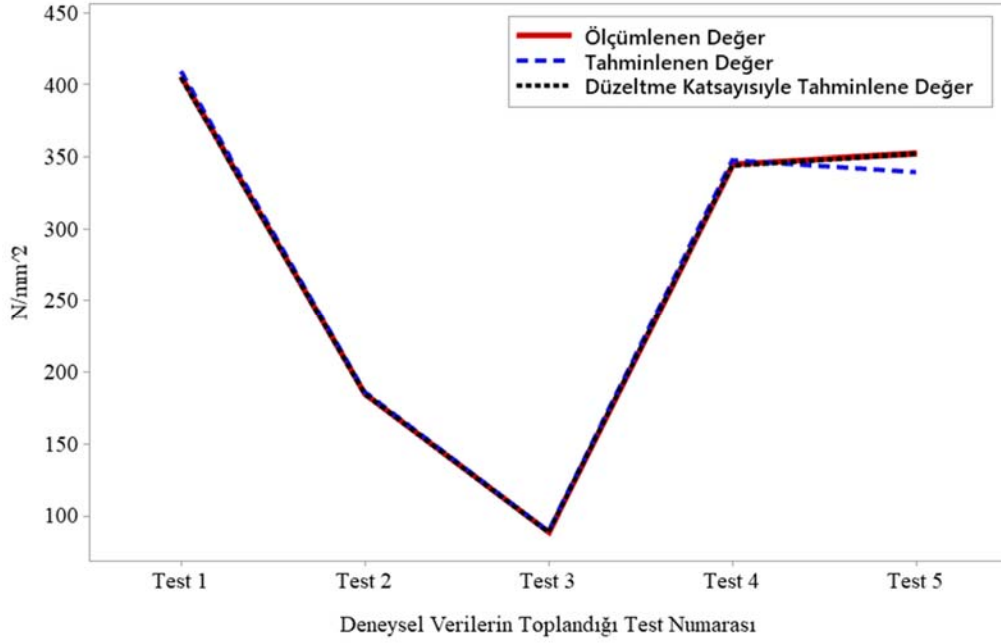
Türetilen modeller sonucunda başarıyla belirlenen düzeltme katsayısı Eş. 4'de görüldüğü gibi olup, düzeltme katsayısı eklenildikten sonra

bulunan dinamik katılık tahminine yönelik formül ise Eş. 5'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

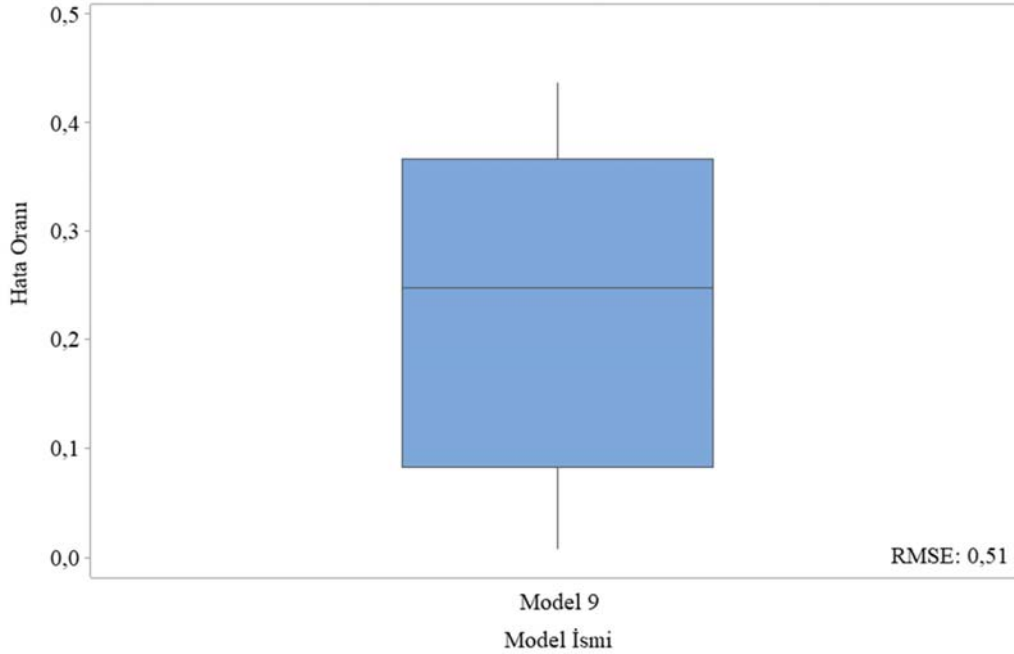
$$k_{Düzeltilme} = 0,0008 * Frekans + 0,973 \quad (4)$$

$$Kd_{düzeltilmiş\omega} = Kd_{\omega} * k_{Düzeltilme} \quad (5)$$

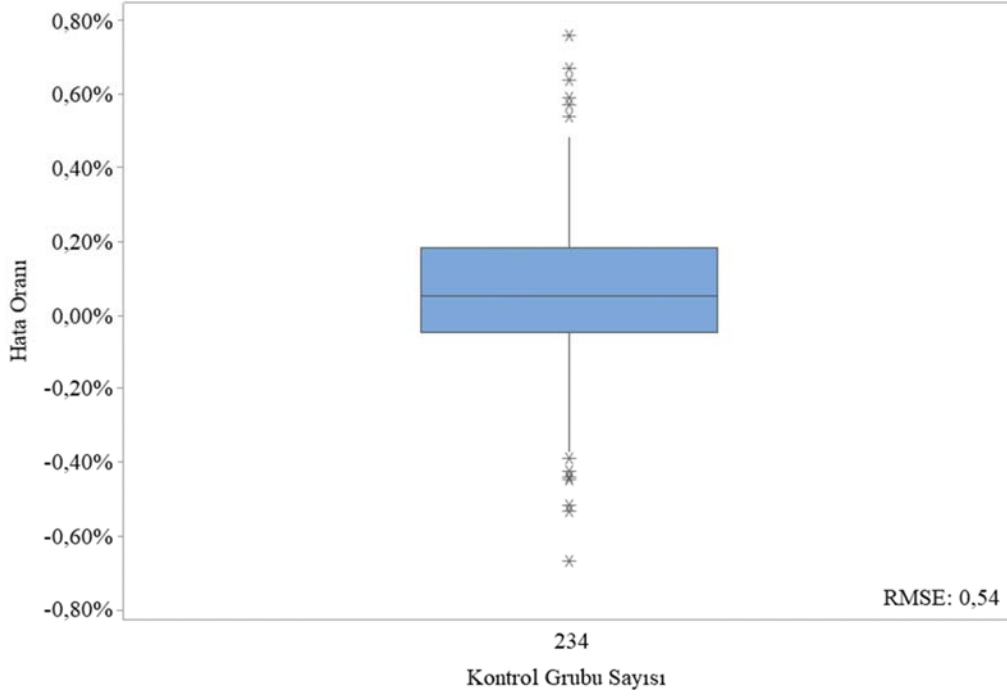
Düzeltilme katsayısının daha önce tespit edilen ve gerçeğe en yakın sonucu veren modele çarpan olarak eklenilmesi ile Şekil 11'de görüldüğü gibi tahmin sonuçları gerçek ölçüm sonuçlarına daha da yaklaşmış ve kök ortalama kare hatası Şekil 12'de görüldüğü gibi 0,51'e kadar düşürülmüştür.



Şekil 11. Düzeltme katsayısının tahmin sonuçları üzerindeki etkisi (Effect of correction coefficient on forecast results)



Şekil 12. Düzeltme katsayısı eklenildikten sonra hata oranı değişimi (Error rate change after adding correction coefficient)



Şekil 13. Deneysel veri sayısı artırılarak yapılan kontrol sonucu hata oranları
(Error rates as a result of the control made by increasing the number of experimental data)

Kurulan modelin tutarlılığı seçilen deney grubu için doğrulandıktan ve en gerçekçi sonucu sunan model belirlendikten sonra bu modelin tutarlılığı daha geniş bir deney verisi kullanılarak tekrar doğrulanmış ve Şekil 13'te görülen hata oranları kayda geçirilmiştir. Burada varyasyonun ve hata oranı farklılığının oldukça düşük olduğu dikkat çekerken aynı zamanda RMSE değeri 0,54 ile hedeflenen 0,6 değerinin altında kalmış ve başarılı bir model kurulduğunu kayda geçirilmiştir.

6. Sonuçlar (Conclusions)

Çalışmanın ilk bölümlerinde kauçuk elemanların kardan mili üzerindeki önemine ve bunların matematiksel modellere aktarımı sırasında karşı karşıya kalınan zorluklara değinilmiştir. Titreşim ve akustik karakteristiği açısından en kritik parçalardan biri olan kardan mili askı grubunun içerisindeki kauçuk geometrinin modellenmesi sırasında kullanılan tekrarlı süreç gözetildiğinde süreci hızlandırmak ve tutarlılığı arttırmak adına modelleme sırasında kullanılacak bir algoritmaya ihtiyaç olduğu ortaya çıkmıştır.

Çalışmanın ilerleyen bölümlerinde Python programlama dili ile geliştirilen bir algoritma kullanılarak farklı eleman türleri (yay ve sönüm) ile bunların matematiksel model içerisinde farklı katmanlarda seri ve paralel bağlantıları gözetilerek mümkün olan tüm konfigürasyonların kontrolünün yapılmasıyla kauçuk geometrinin dinamik katılığı en gerçekçi şekilde modellenmesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda kauçuk geometrinin dinamik katılığına etki eden genlik, sıcaklık, statik katılık, frekans ve ön yükleme gibi parametreler baz alınarak potansiyel tüm konfigürasyonlar kurulan algoritma ile kontrol edilmiştir.

En gerçekçi sonuç veren modelin iki seri katman içerisinde bir sönüm ve beş yaydan oluşan altı elemanlı model olduğu gözlemlenmiştir. Bu modele ait hata oranı model doğrulaması yapılan tüm testler için yüzde 1 in altında görülürken kök ortalama kare hata oranı ise 6,1 olarak kaydedilmiştir. Sonuçların tutarlılığını arttırabilmek ve literatür araştırması sonucunda belirlenen limit değer olan 0,6 kök

ortalama kare hata oranına yaklaşabilmek adına yapılan model iyileştirmesi ile bir korelasyon katsayısı belirlenmiş ve kök ortalama kare hata oranı 0,51'e kadar düşürülebilmştir.

Bu yakınsaklık ile sonuç elde edildikten sonra modelin tutarlılığı daha geniş bir test verisi ile doğrulamak için 234 farklı test verisi ile ek kontroller gerçekleştirilmiştir. Bu doğrulama sırasında hata oranının genel itibarıyla artı ve eksi binde 2 civarında dağılım gösterdiği, kök ortalama kare hatasının ise 0,54 olarak kabul edilebilir limitler dahilinde olduğu gözlemlenmiştir. Bu değer alınan referans çalışmalarda yer alan kök ortalama kare hatası değerlerini ile kıyaslandığında çalışmalardaki 2, 0,8 ve 0,491 üst limit sonuçları ile kıyaslandığında istenilen seviyede ve tutarlılıktadır [16-18]. Buradan yola çıkarak kurulan algoritmanın gerçekçi modeller kurabilmek için oldukça başarılı sonuçlar ortaya çıkartıldığı kayda geçirilmiş ve literatüre kauçuk eleman modellenmesinde deneysel verileri referans olarak matematiksel modeller geliştirilmesine yardım edecek bir algoritma kazandırılmıştır. Kauçuk benzeri elastik polimer malzemelerin modellenmesi için yürütülen çalışmalarda bu kontrolün iki eksenli grafikler üzerinden yapıldığı ve modellerle ilerlediği gözlemlenmiştir [10, 11].

Literatüre bu şekilde hem hata oranını hem de kök ortalama kare hatası değerini baz alarak kontrol yapan bir algoritma kazandırılmış olunması yeni yapılacak çalışmalarda daha objektif şekilde değerlendirme yapılabilmesine destek olmasıyla yenilikçi bir nitelik taşımaktadır. Bunun yanı sıra ilgili algoritma ile kurulabilecek olan modeller, test tezgahlarının ölçüm alması sırasında zorluk yaşanan yüksek genlik ve frekanslardaki dinamik katılık cevaplarının tahmini için tutarlılığı arttırarak modellerin sonuçlarında da olumlu bir etki doğmasına destek olmaktadır. Nitekim önceki bölümlerde de ifade edildiği şekilde geliştirilen algoritma sadece ses ve titreşim problemlerinin çözülmesi amacıyla deneysel verilerin kullanıldığı çalışmalarda değil aynı zamanda proses optimizasyonu için imalat verilerinin değerlendirildiği veya kauçuk yaşlanma ve sertleşme süreleri gibi birçok parametrenin optimize edilebileceği çeşitli modellerin geliştirilebilmesi için de kullanılabilir. Yine

buradan yola çıkarak kauçuk malzeme yapısına benzeyen naylon malzemeler üzerinde yürütülen çalışmalar referans alınarak sürtünme katsayısı gibi değerlerin sanal modellere kısa sürede ve gerçeğe en yakın şekilde aktarılabilmesi için modeller de geliştirilebilir [19].

Teşekkürler (Acknowledgement)

Çalışma kapsamında sunmuş olduğu katkılar ve yönlendirmeler için Sn. Prof. Dr. Muammer Özkan ve Sn. Doç. Dr. Osman Akın Kutlar'a teşekkür ederiz.

Kaynaklar (References)

1. Szadkowski, A., Prange, E., Vedam, K., Naganathan, N.G., Analysis of an automotive driveline with cardan universal joints, SAE International, 950895, 1995.
2. Rabeih, E.M.A., El-Demerdash, S.M., Investigation of the vehicle ride vibration effect on the driveline fluctuations, SAE International, 2002-01-3065, 2002.
3. Crowther, A.R., Zhang, N., Singh, R., Development of a clunk simulation model for a rear wheel drive vehicle with automatic transmission, SAE International, 2005-01-2292, 2005.
4. Gilbert, D.A., O'Leary, M.F., Rayce, J.S., Integrating test and analytical methods for the quantification and identification of manual transmission driveline clunk, SAE International, 2001-01-1502, 2001.
5. Girstmair, J., Priebsch, H., Reich, F.M., Powertrain model characteristics for vibration analyses - conflicting demands in off line and HIL environments, SAE International, 2009-01-2072, 2009.
6. Girstmair, J., Priebsch, H., Reich, F.M., Zehetner, J., Powertrain model refinement linked with parameter updating through nonlinear optimization, SAE International, 2010-01-1421, 2010.
7. Hwang, S., Stout, J.L., Ling, C., Modelling and analysis of powertrain torsional response, SAE International, 980276, 1998.
8. Zhang, N., Walker, P.D., Modelling of dual clutch transmission equipped powertrains for shift transient simulations, Mechanism and Machine Theory, 60, 47-59, 2013.
9. Korkut T., Arkadan İtişli Hafif Ticari Araçlarda Arka Tekerleklerle Hareket Transferini Gerçekleştiren Kardan Milinde Oluşan Titreşim ve Seslerin Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2008.
10. Lin, H., Bengisu, T., Mourelatos, Z., Modelling the stiffness and damping properties of styrene-butadiene rubber, SAE International, 2011-01-1628, 2011.
11. Martini, E.R., Tonoli, A., Amati, N., Guala, A., Dynamic characterization of viscoelastic materials, SAE International, 2004-01-3304, 2004.
12. Honda, Y., Wakabayashi, K., Kodama, T., Iwamoto, S., Effect of rubber hardening by secular change on properties of vibration proof rubber for torsional vibration dampers, SAE International, 960139, 1996.
13. Çetinkaya S., Taşıt Mekaniği, 5 inci basım, Nobel Yayın Dağıtım, Türkiye, 2010.
14. Vibracoustic, T., Automotive Vibration Control Technology, 1 inci basım, Vogel Business Media, Almanya, 2015.
15. Dukkupati, R.V., Advanced Mechanical Vibrations, 1 inci basım, Alpha Science, İngiltere, 2006.
16. Pathare, R., Lokhande, A., Vogel, G., Shembekar, P., Slik, G., Mirdamadi, M., Material model development of an energy absorbing foam for occupant safety, SAE International, 2009-26-088, 2009.
17. Celiberti, L., Falasca, V., Soldati, M., Borgarello, L., Meriga, A., An in-depth study on the customer perception of the noise emitted by electric vehicles, SAE International, 2022-01-0968, 2022.
18. Schumann, C., Doleschal, F., Pischinger, S., Verhey, J., Separation, allocation and psychoacoustic evaluation of vehicle interior noise, SAE International, 2019-01-1518, 2019.
19. Ünal H., Kaştan A., Investigation of wear behaviour of graphite and wax added polyamide 6, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 37 (3), 1237-1246, 2022.

