

## TİCARİ ARAÇ GELİŞTİRME PROJESİ KAPSAMINDA DİNAMİK MODELİN TESTLER İLE DOĞRULANMASI

**Baki Orçun ORGÜL\***, **Mustafa Latif KOYUNCU\***, **Sertaç DİLEROĞLU\***, **Harun GÖKÇE\***

\*Hexagon Studio, Araç Mühendisliği Bölümü, GEBZE

### ÖZET

Ticari araç geliştirme projesi kapsamında oluşturulan dinamik model süspansiyon, direksiyon ve fren hesaplarının gerçekleştirilmesi amacıyla bir takım testler ile doğrulanmıştır. Çalışma, ilgili testlerin kurgulanması, testlerin gerçekleştirilmesi ve alınan ölçümler referans alınarak Adams/Car modelinin oluşturulması, oluşturulan Adams/Car modeli ile çeşitli simülasyonların koşuturulması suretiyle gövde, süspansiyon ve direksiyon yüklerinin hesaplanması, direksiyon kararlılık durumunun incelenmesi, taşıt doğal frekanslarının belirlenmesi, çeşitli yükleme ve yay sabitlerinin kullanımı durumunda çökme miktarlarının belirlenmesi, taşıt viraj performansının çeşitli yay katsayıları ile incelenmesi, gerçekleştirilen simülasyonlar neticesinde, taşıt toplam ağırlığının değişimi durumunda uygun ön ve arka yay sabitinin belirlenmesi aşamalarını içermektedir.

**Anahtar kelimeler:** Dinamik analiz, Adams/Car, sabit yarıçapta dönüş testi, geçici rejim cevabı testi, şerit değişimi testi

### ABSTRACT

Dynamic model which was created for a commercial vehicle development project was verified by vehicle dynamics tests in order to calculated suspension, steering and braking performance. In this study, vehicle dynamic tests were edited, tests were performed and Adams/Car model was created and updated according to the test data. As results of these simulations performed with verified Adams/Car model; suspension, steering and braking loads were recalculated, steering stability was analyzed, natural frequency of vehicle was calculated, deflection of vehicle was analyzed by using various loading and spring constant; vehicle cornering performance was analyzed using various spring constant. Front and rear spring constant were calculated with these simulations.

**Keywords:** Dynamics analysis, Adams/Car, constant radius cornering, transient response, lane change

### 1. GİRİŞ

Gerçekleştirilen test çalışmaları öncesinde, ilgili altyapı çalışmalarının (test tipi, sensör, vb...) tamamlanabilmesi amacıyla doğrulama ölçümleri ile ilgili aşağıdaki detaylar belirlenmiştir:

- Sürüş yüksekliği
- Sabit yarıçap ile dönüş
- J dönüş
- Engel geçişi

Taşıt ile Adams/Car modeli (test – simülasyon sonuçları) arasında benzerlik olması açısından, yukarıda belirtildiği gibi farklı koşullarda alınan çıktıların kıyaslanmaları gerekmektedir.

Sabit yarıçap ile dönüş analizi neticesinde aşağıdaki eğriler çizdirilmeli ve test – simülasyon sonuçlarının karşılaştırılmaları gerçekleştirilmelidir. Bu analiz, özellikle direksiyon davranışları ve yay katılığı ile darbe emici katılık – çalışma aralıklarının değişim etkilerinin incelenilmelerine olanak tanımaktadır. Ön süspansiyon yay katılığının arttırılması aracın direksiyon davranışını olumlu yönde, arka süspansiyon yay katılığının

arttırılması aracın direksiyon davranışını olumsuz yönde etkilemektedir. Ön süspansiyon sistemine bir burulma çubuğu eklenmesi durumu da, aracın direksiyon davranışını olumlu yönde etkilemektedir. Darbe emiciler, çalışma konumunda (temas halinde) etkin yay rijitliğini arttırmazlar. Direksiyon kararlılık eğilimi davranış göstermekte olan taşıt bir anda, yükün artması ve arka darbe emicilerin devreye girmesi ile, direksiyon kararsızlık eğilimi davranış gösterir hale gelebilir.

- Yalpalama açısı – yanal ivme
- Direksiyon simidi açısı – yanal ivme
- Tekerlek açısı – yanal ivme

J dönüş analizi neticesinde aşağıdaki eğriler çizdirilmeli ve test – simülasyon sonuçlarının karşılaştırılmaları gerçekleştirilmelidir. Bu analiz neticesinde, test ile belirlenmiş bir lastik verisi olmadığı için, ölçülen yanal ivme ile hesaplanan yanal ivme arasında farklılık bulunması beklenmektedir. Ancak, yalpalama hızı, dönme hızı ve özellikle geçici rejim bölgesi cevaplar doğrulama amaçlı kullanılabilirler.

- Yanal ivme – zaman
- Dönme hızı – zaman
- Yalpalama hızı – zaman
- Direksiyon simidi açısı – zaman
- Taşıt doğrusal hızı – zaman

Engebeli yol analizi neticesinde aşağıdaki eğriler çizdirilmeli ve test – simülasyon sonuçlarının karşılaştırılmaları gerçekleştirilmelidir.

- Süspansiyon deplasmanları – zaman
- Gövde ivmeleri (ön ve arka amortisör bağlantı bölgelerinde) – zaman

## 2. TEST ve DOĞRULAMA AŞAMASI

Dinamik modelin, prototip araç üzerinde gerçekleştirilen test çalışmaları kapsamında alınacak ölçümler referans alınarak güncellenmesi ve doğrulanmış dinamik modelin oluşturulması amacıyla, aşağıda detaylı olarak tariflenen test ve doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

### 2.1. Taşıt Ağırlığı

Taşıt ağırlığının sanal ortam (Adams/Car) ve test ortamı arasında farklılık göstermemesi amacıyla her iki model de araç yüklenmiştir. Aracının dijital tartı ile ağırlığı ölçülürken, önce ön aksın sonra da arka aksın tartılması yolu takip edildiği için ölçüm alınan aksın tartı üzerinde bulunması durumunda diğer aksın da aynı yükseklığe sahip bir platform üzerinde bulunması sağlanmıştır.

**Tablo 1.** Araç ağırlık dağılım tablosu

Araç	Ön Sol	Ön Sağ	Ön Aks	Arka Sol	Arka Sağ	Arka Aks	Toplam
Boş	785	830	1620	558	526	1090	2710
Dolu	1150	990	2150	1065	921	2007	4159
A/C Boş	820	820	1670	521	523	1044	2710
A/C Dolu	1100	910	2010	2000	940	2140	4250

Tablo 1'deki ölçüm sonuçlarından da anlaşıldığı gibi boş aracın ağırlığı 2710 kg yüklü ağırlığı 4255 kg değerindedir. Dinamik modelin ise boş ağırlığı 2710 kg yüklü ağırlığı 4250 kg değerindedir.

### 2.2. Direksiyon Simidi Açısının Ölçümü

Direksiyon simidi açısının ölçümünün amacı dönüş testlerinde, aracın direksiyon kararlılık durumunu belirlemek ve ne mertebede bir yanal ivmeye kadar direksiyon kararlılık eğilimi durumunda kalacağını ortaya çıkarmaktır.

Ölçülen değerler referans alınarak çizdirilen eğri doğrusal karakterde doğrusal deplasman ölçer üzerinden alınan değerler ile direksiyon simidi açısı arasında düzgün bir bağıntı kurulabilir. Ancak, eğri doğrusal olmayan karakterde ise (doğrusal deplasman ölçerin bağlı bulunduğu direksiyon koluna paralel kalmaması gibi), tablo uygun bir yöntemle ölçeklenmeli ve doğrusal deplasman ölçerden okunan değer üzerinden direksiyon açısı hesaplanmalıdır.

### 2.3. Direksiyon (Steer Angle) Açısının Ölçümü

Direksiyon açısı, ön ve arka (sağ ve sol) algılayıcıların deplasman farkı üzerinden hesaplanmıştır. Ön tarafta bulunan algılayıcının deplasmanından, arka tarafta bulunan algılayıcının deplasmanı çıkarılır ve döner tabladan karşılık gelen değer ile bir bağıntı kurularak direksiyon açısı hesaplanmıştır. Tekerleklerin yukarı veya aşağı hareketlerinde (bir çukur veya engelden geçiş durumunda), algılayıcıların boyları değişecektir ancak, aralarındaki deplasman farkı hep sabit kalacağından hesaplanan açı değerinde bir hata oluşmayacaktır.

### 2.4. Süspansiyon Deplasmanlarının Ölçümü

Hem ön hem de arka süspansiyon sisteminde bulunan uygun noktalara bağlanan deplasman ölçerler, süspansiyon sisteminin hareketinin ölçülmesine olanak tanımak ile beraber, gövde yalpalama ve kafa vurma açılarının da doğrulanmasına yardımcı olmuşlardır. Yaklaşık olarak gövde ağırlık merkezine yerleştirilen açı ölçüm algılayıcısının verdiği değerlerin tutarlılığı, süspansiyon sisteminden alınacak deplasman değerleri ile doğrulanmalıdır.

Lastik – yay elemanlarının Tablo 2, Tablo3, Tablo4 ve Tablo5'de görüldüğü gibi dikey katılıklarını ölçülmüştür.

**Tablo 2.** Ön sol yay ve lastik katılıklarının belirlenmesi

Boş /Ön Sol	Tek. Mer. Yer (b)	Tek. Mer.Dav. (a)	Ağırlık (kg)	Dep. Öl.
1	365	485	10	121
2	367	493	99	
3	360	473	231	
4	353	481	340	
5	350	455	490	
6	350	430	640	
7	343	410	810	90

**Tablo 3.** Ön sağ yay ve lastik katılıklarının belirlenmesi

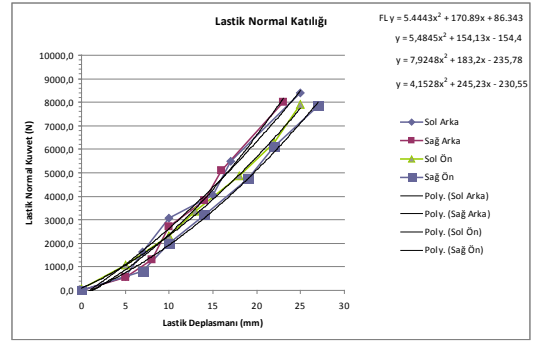
Boş /Ön Sol	Tek. Mer. Yer (b)	Tek. Mer.Dav. (a)	Ağırlık (kg)	Dep. Öl.
1	380	488	0	137
2	351	490	81	
3	359	474	208	
4	347	477	332	
5	344	454	486	
6	330	431	626	
7	332	410	806	84

**Tablo4.** Arka sol yay ve lastik katılıklarının belirlenmesi (\* darbe emicilerin devreye girmesi amacıyla ekstra kütle eklenmiştir)

Boş /Ön Sol	Tek. Mer. Yer (b)	Tek. Mer.Dav. (a)	Ağırlık (kg)	Dep. Öl.
1	350	492	0	2,5
2	353	481	63	
3	351	449	161	
4	342	431	310	
5	341	423	410	
6	349	404	563	
7*	328	379	859	56,9

**Tablo 5.** Arka sağ yay ve lastik katılıklarının belirlenmesi (\* darbe emicilerin devreye girmesi amacıyla ekstra kütle eklenmiştir)

Boş /Ön Sol	Tek. Mer. Yer (b)	Tek. Mer.Dav. (a)	Ağırlık (kg)	Dep. Öl.
1	364	492	0	5,4
2	357	485	54	
3	351	436	132	
4	353	427	276	
5	354	409	397	
6	339	391	529	
7*	335	364	814	587,4



**Şekil 1.** Ölçülen değerler ışığında hesaplanan lastik normal katılık değerleri

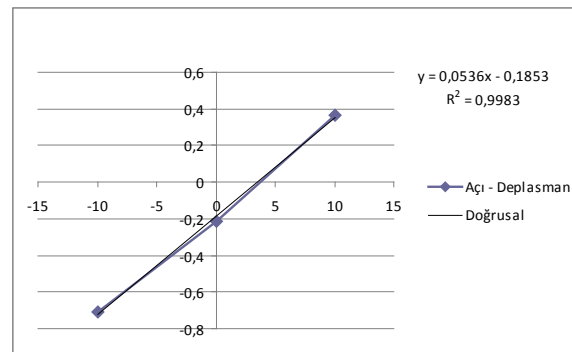
Süspansiyon deplasmanlarının ölçümü suretiyle gerçekleştirilen kalibrasyon işlemi neticesinde, Adams/Car programında oluşturulan ön yay modelinin doğru olduğu ancak, arka yay ve lastik dikey (normal) katılık değerlerinin güncellenmeleri gerekliliği belirlenmiştir. Arka yay burulma katılığı hesabı esnasında akson dönüş açısı, deplasman cinsinden hesaplanmış ve normal kuvvet, momente dönüştürülmüştür. Açı dönüşümü amacıyla, akson dönme merkezinin amortisör bağlantı noktasına olan mesafe değeri kullanılmıştır.

**Tablo 6.** Arka aks, deplasman ve akson açı değerleri

Sol Ar. Alg. Dep. (mm)	Akson Açısı (°)	Sağ Ar. Alg. Dep. (mm)	Akson Açısı (°)
1	6,398	5,8	11,123
9,5	6,239	18,3	11,33
18	5,946	265	8,88
27,6	5,637	31,4	9,246
36,3	4,568	41,7	8,77
42,4	4,724	44,9	8,241
57,4	4,901	57,5	6,553

**Tablo 7.** Direksiyon açısı kalibrasyonu

Tekerlek Açısı (°)	Ön Dir. Alg.	Arka Dir. Alg.	Fark
-9,5	8,818	8,0095	0,8085
0	7,743	7,789	-0,046
9,5	8,2333	7,4569	0,7764



**Şekil 2.** Direksiyon (tekerlek) açısına denk gelen algılayıcı deplasman farkları

**Tablo 8.** Direksiyon açısı kalibrasyonu ve çevrim oranının belirlenmesi

Dir. Sim. Açısı (°)	Ön Alg.	Arka Alg.	Tekerlek Açısı (°)	Çevrim Oranı
-627	8,7456	8,788	-	-
-535	-	8,88	-	-
-360	8,5346	7,626	-14,9	23,4
-15	-	5,652	-7,9	24
0	4,966	4,286	0	26,5
176	-	3,616	5,6	29,7
360	3,213	2,956	11,7	30,2
539	-	1,845	-	-
682	0,945	0,849	-	-

### 2.5. İvme ve Açısal Hareketlerin Ölçümü

Taşıtın gövde açısal yer değişimi, hız ve ivmelerinin 3 ekseninde ve belirlenen bölgelerin z yönündeki ivmelerinin ölçülebilmesi için ivme ölçerlerden yararlanılmıştır. Gövde açısını ölçmek amacıyla kullanılan ivme ölçerin yerleşim yeri, taşıt ağırlık merkezine mümkün mertebe yakın olmalıdır.

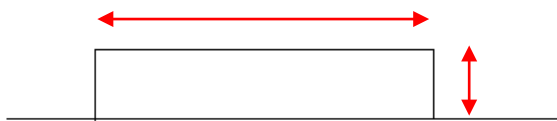
### 2.6. Test Öncesi Son İşlemler

Tamamlanan montaj ve kalibrasyon çalışmalarını takiben, Adams/Car modelinin doğrulanması amacıyla gerekli test çalışmalarına geçilmiştir. Modelin doğrulanması için, eldeki imkanlar neticesinde 3 farklı tip testin gerçekleştirilmesine karar verilmiştir.

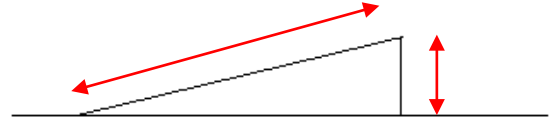
**Sabit yarıçap ile dönüş:** sabit yarıçap ile dönüş testi gerçekleştirilebilmek için gerekli en büyük yarıçapa (en az 35 m) sahip düz, eğimsiz ve engebesiz bir alan kullanılmıştır. Test, hem boş hem de dolu araçlar için sağa ve sola dönüş durumlarında, 5 km/h hız ile 50 km/h hız değerleri arasında, 5 km/h değerinde hız artışları göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir.

**Sinüs hareketi:** düz ve uzun bir yolda, sabit hız ile ilerleme esnasında ani direksiyon girdileri uygulanmıştır (1 s ve 90° gibi). Test, 20 km/h – 30 km/h – 40 km/h – 50 km/h hız değerleri için tekrarlanmış, düzgün yarıçap ile dönüş testinde olduğu gibi gerekli durumlarda vites değiştirilmiştir.

**Engelibeli yol:** test parkurunun engel geçişi için düzenlenmiş bölümünde, 20 km/h hız ile gerçekleştirilen test neticesinde aşağıda belirtilen engellerden geçiş yapılmıştır. 10 mm yükseklik ve 500 mm genişliğe sahip engel (Şekil 5). 70 mm yükseklik ve 700 mm genişliğe sahip engel (Şekil 6)



**Şekil 3.** Düz engel



**Şekil 4.** Eğimli engel

## 3. MODELİN DOĞRULANMASI

Doğrulama çalışmaları kapsamında hazırlanan prototip araçtan aşağıda belirtilen büyüklükler ölçülmüştür.

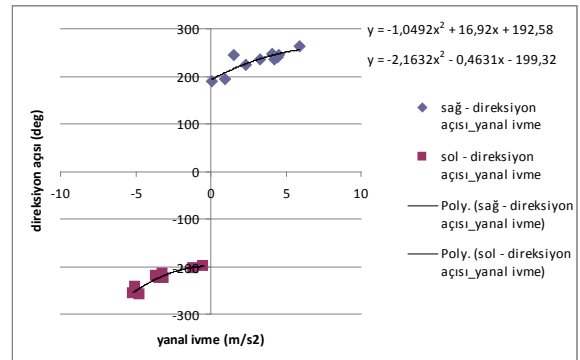
- Gövde doğrusal – yanal – dikey ivmeleri
- Gövde yalpalama hızı
- Gövde kafa vurma hızı
- Gövde dönme hızı

Testler hem boş hem de dolu araçlar için gerçekleştirilmiş ve direksiyon çevrim oranı, yay katlıkları, lastik katlıkları ve ön süspansiyon açıları gibi büyüklükler ölçülmüştür.

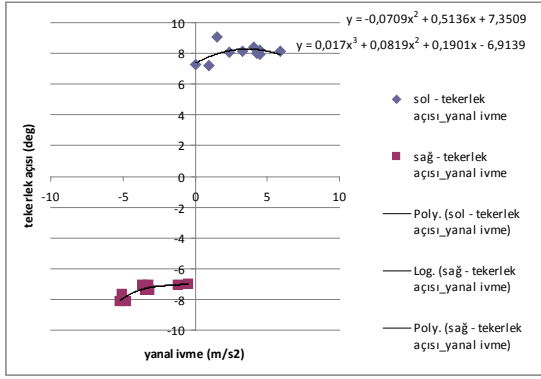
### 3.1. Sabit Yarıçap ile Dönüş

Test aracı, sağa (saat yönü) ve sola (saat yönünün tersi) dönüş durumlarında, 35 m yarıçapa sahip dairesel bir yörünge üzerinde sabit hızlar ile (5 – 50 km/h) sürülmüştür.

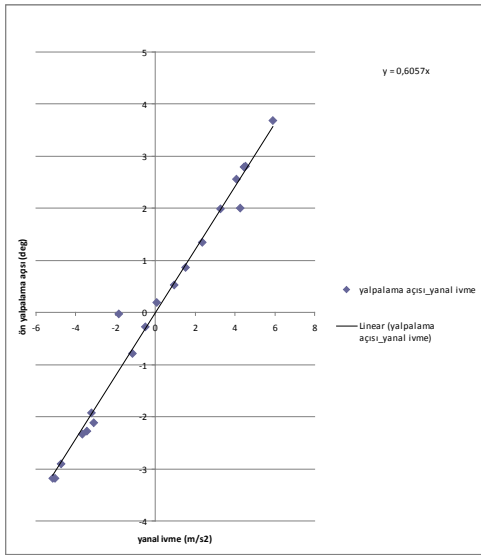
Boş araç dönüş performansının değerlendirilmesi durumunda, sağa dönüş testi neticesinde artan ve simetrik olmayan bir direksiyon kararlılık eğilimi davranışı ile karşılaşılmıştır. Bu durum taşıt dönüş kapasitesini azaltmaktadır. Sola dönüş testleri neticesinde elde edilen sonuçlar, taşıtın direksiyon kararlılık eğilimi davranışının artan yanal ivmeye paralel doğrultuda arttığını ve dönüş performansının bu yönde daha iyi olduğunu göstermektedir.



**Şekil 5.** Boş araç için hesaplanan yanal ivme ve direksiyon açısı değişim değerleri



Şekil 6. Boş araç için hesaplanan yanal ivme ve tekerlek açısı değişim değerleri



Şekil 7. Boş araç için hesaplanan yanal ivme ve ön yalpalama açısı değişim değerleri

Dolu araç dönüş performansı boş araçtan farklı bir karakterdedir. Sağa dönüş durumunda direksiyon direksiyon kararsızlık eğilimi davranışa yakın görünmekte ancak, artan yanal ivme ile beraber direksiyon kararlılık eğilimi konumuna yaklaşmaktadır. Sola dönüş durumunda ise taşıt, hemen hemen bütün test boyunca normal direksiyon kararlılık eğilimi davranışı göstermiştir.

Gövde açıları incelendiği zaman, sola ve sağa dönüş durumlarında benzer direksiyon davranışları ile karşılaşılmış ve sağa dönüş durumunda taşıtın direksiyon kararsızlık eğilimi karaktere yakın olduğu gözlemlenmiştir.

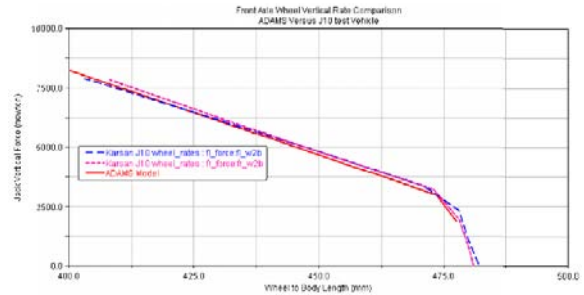
### 3.2. Doğrulama

Prototip araç ile gerçekleştirilen testler ve bu testler neticesinde alınan ölçümler ve çizdirilen eğriler kapsamında, mevcut Adams/Car modelini güncellemek için gerekli bilgiler edinilmiştir. Güncellenen dinamik modelin oluşturulması, test kapsamında gerçekleştirilen

simülasyonların sanal ortamda da gerçekleştirilmesi ve sonuçlar arasındaki farkın azaltılması kapsamında ilgili iyileştirmelerin ve optimizasyonların tatbiki temeline dayanmaktadır. Doğrulama çalışmaları neticesinde amaç, güncellenen dinamik model ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarının (test koşullarında), hem boş hem de dolu araç için test sonuçları ile örtüşmesidir.

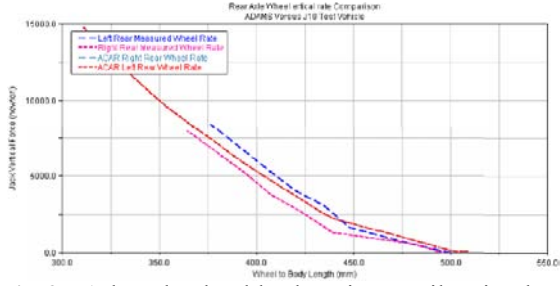
Süspansiyon dikey katılık değeri, ağırlık dağılımı, lastik radyal katılık değeri, direksiyon oranı ve ön aks paralel tekerlek gezinmesi çalışmaları gibi deneme testleri yapılmış ve dinamik model, deneme testleri neticeleri referans alınarak iyileştirilmiştir. Statik kamber, toe ve kaster açıları hem boş hem de dolu araç için ölçülmüş ve dinamik model, ölçüm değerleri referans alınarak güncellenmiştir.

Güncellenen dinamik model kapsamında kullanılan ön yay katılık değerinin doğru olduğu ancak, ön süspansiyon sisteminde ölçüm sonuçları ile farklılığa neden olan bir rijitlik bulunduğu saptanmıştır. Rijitliğin sebebi, salıncak bağlantı bölgelerinde bulunan elastik burç elemanlarının burulma katılıklarının çok yüksek değerlerde tanıtılmasıdır. Bağlantı burçlarının burulma katılıkları, test sonuçları ile simülasyon sonuçları örtüşene kadar düşürülmüştür. Ön yayların tanıtımı esnasında girilen ön yükleme değeri, test kapsamında ölçülen yükseklik değeri elde edilene kadar düşürülmüş ve ayar sonrasında uygun sürüş yüksekliğine (ön) ulaşılmıştır.



Şekil 8. Ön aks katılık değeri, test ile simülasyon sonuçlarının kıyaslanması

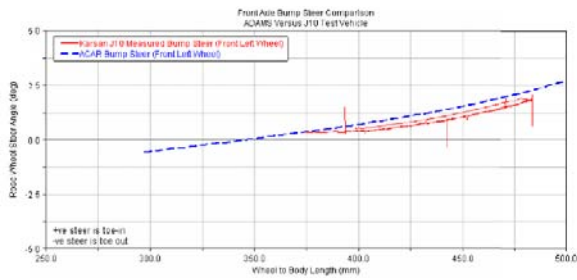
Güncellenen dinamik model kapsamında kullanılan arka yay katılık değerinin, test sonuçları ile karşılaştırma yapılması durumunda uygun olmadığı ve güncellenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Test çalışmaları neticesinde ölçülen arka aks katılık değerinin doğrusal karakterde olmadığı ve başlangıç konumunda sert bir çıkış yaptığı gözlemlenmiştir. Yay güncelleme çalışmaları çerçevesinde mevcut doğrusal burulma yayı, doğrusal olmayan karakterde bir burulma yayı ile değiştirilmiş ve uygun moment – açı davranışı, optimizasyon çalışması neticesinde, test sonuçları ile örtüşen arka yay katılık değeri elde edilene kadar irdelenmiştir. Burulma yayının ön yükleme değeri, test kapsamında ölçülen yükseklik değerlerine (arka) erişilene kadar değiştirilmiştir.



**Şekil 9.** Arka aks katılık değeri, test ile simülasyon sonuçlarının kıyaslanması

Ön ve arka süspansiyon katılıklarının (yay katılıkları, lastik katılıkları, önyüklemeler) doğrulanması, hem boş hem de dolu araç davlumbaz sacı – tekerlek merkezi mesafelerinin, test ve simülasyon sonuçları çerçevesinde kıyaslanması sonucu gerçekleştirilmiştir. Sonuçların her iki yüklenme durumunda da örtüşmesi, yay karakteristiklerinin doğru tanımlandığını göstermektedir.

Paralel tekerlek gezinmesi, direksiyon simidi açısının sabit kalması koşulu ile, dikey tekerlek deplasmanına karşılık gelen tekerlek açısı değişimidir. Test aracının paralel tekerlek gezinmesi ölçümleri, tekerleklerin tamamen boşta olduğu konum – aracın denge konumu – darbe emicinin devreye girdiği konumlar arasında gerçekleştirilmiş; süspansiyon deplasmanları ve bu deplasmanlara karşılık gelen tekerlek açıları irdelenmiştir. Aracın toe açısı, direksiyon sisteminde bulunan ana rot kolu boyunun değiştirilmesi suretiyle ayarlanmaktadır. Taşıt üzerinden ölçülen rot kolu bağlantı noktaları koordinatları, dinamik modele uygulanmış ve ilgili parçanın y eksenini koordinatları güncellenmiştir. Güncelleme neticesinde koşturulan paralel tekerlek gezinmesi simülasyonu ile beraber, güncellenen dinamik modelde de görülen sıçramalar ile karşılaştırılmıştır.



**Şekil 10.** Tekerlek deplasmanına karşılık gelen tekerlek açısı değerleri (güncelleme sonrası)

Aracın, x eksenine göre atalet momentinin hesaplanabilmesi amacıyla, 10 km/h hız ile, 70 mm yüksekliğinde engellerden geçiş yapılmıştır. Benzer simülasyon dinamik model aracılığı ile sanal ortamda da gerçekleştirilmiş ve yalpalama hızları kıyaslanmıştır. Lastik katılıklarının yeterli ve doğru kabul edilmelerini takiben, test sonuçları neticesinde elde edilen yalpalama hızının FFT dönüşümü alınmış ve yalpalama doğal frekansı hesaplanmıştır (dolu araç için). Aynı dönüşüm simülasyon sonuçları referans alınarak da gerçekleştirilmiş ve her iki durumda da, 0,95 Hz

değerinde bir doğal frekans (sıçrama) görülmüştür. Dinamik model ile test aracı arasında bulunan farklılıkların, doğal frekans hesabı esnasında yaklaşık %18 mertebesinde bir hataya sebebiyet vermesi beklenirken, sonuçlar birebir örtüşmüştür. Sonuç olarak, taşıtın yalpalama atalet momentinin dinamik modele doğru uygulandığı ve çalışmalara bu değer ile devam edilebileceği kararı alınmıştır.

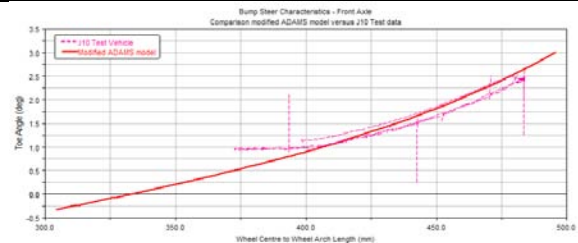
**Tablo 9.** Doğrulama çalışmaları kapsamında güncellenen bağlantı koordinatları

Koordinat	x	y	z
Direksiyon kolu iç	-162	-317	33
Direksiyon kolu dış	-187	-685	25
Ön darbe emici alt	-54	-466	94
Ön darbe emici üst	-53	-455	115
Arka darbe emici alt	51,8	-455	101
Arka darbe emici üst	51,8	-455	123

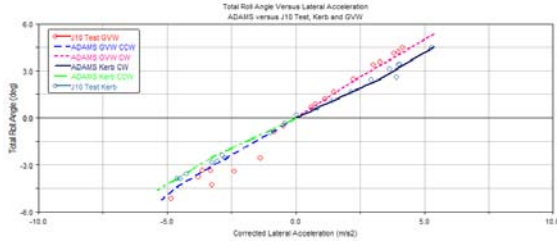
Yaylanan kütle ve ağırlık merkezinin x eksenindeki konumu, hem dolu hem de boş araçların dinamik modellerinin test aracı ile uyumlu olması için güncellenmişlerdir. Yaylanan kütlelerin ve yolcuların z eksenindeki konumları, sabit yarıçap ile dönüş analizlerinde ölçülen yalpalama açısının yakalanması amacıyla her iki araçta da güncellenmiş ve taşıt sürüş yüksekliğinin dört farklı noktadan kontrolü ile ağırlık dağılımı çalışması doğrulanmıştır. Lastik radyal katılık değeri, ölçüm sonucu elde edilen değerler referans alınarak güncellenmiştir. Ön ve arka lastik basınç farklılıklarını doğru yansıtabilmek amacıyla, ön ve arka lastik özellik dosyaları değişik tipte seçilmişlerdir. Ölçüm sonuçlarından da görüldüğü üzere, aradaki basınç farkından dolayı ön ve arka lastik katılık değerleri birbirlerinden farklıdır.

**Tablo 10.** Ön ve arka amortisör karakteristikleri

Hız (m/s)	0,15	0,35	0,55	0,75
Ön Amortisör Sıçrama (N)	1260	2130	2690	3120
Ön Amortisör Sıkışma (N)	560	710	820	950
Arka Amortisör Sıçrama (N)	250	650	940	1190
Arka Amortisör Sıkışma (N)	330	750	880	940



**Şekil 11.** Paralel tekerlek gezinmesi, test ile simülasyon sonuçlarının kıyaslanması



Şekil 12. Sabit yarıçap ile dönüş analizi, test ile simülasyon sonuçlarının kıyaslanması

#### 4. ANALİZ AŞAMASI

Test ve doğrulama çalışmaları neticesinde, taşıt dinamiği ve dayanım çalışmaları kapsamında kullanılmak üzere mevcut dinamik model oluşturulmuştur. Mevcut dinamik model aracılığı ile, sanal ortamda bir takım simülasyonlar koşturulmuş ve 2850 – 4250 – 5550 kg ağırlığındaki araçlar için aşağıda belirtilen:

- Gövde yüklerinin hesaplanması,
- Ön ve arka aks yüklerinin hesaplanması,
- Direksiyon stabilite durumunun incelenmesi,
- Taşıt doğal frekanslarının hesaplanması,
- Taşıt viraj kabiliyetinin hesaplanması,
- Toplam ağırlık 5550 kg olmak üzere ön ve arka yay katsayılarının hesaplanması,

##### 4.1. Doğal Frekans Hesabı

Artan toplam ağırlık ile beraber yay katsayılarının güncellenebilmeleri amacıyla, taşıt doğal frekansları hesaplanmıştır. Çalışma kapsamında hem boş hem de dolu araç seviyesinde mümkün mertebe aynı doğal frekansları sağlayacak yay katsayılarını bulmak ve taşıt konfor durumunu sabit tutulmaya çalışılmıştır.

Tablo 11. Doğal frekans tablosu (Hz)

	2850 kg		4250 kg		5550 kg	
	Mevcut yaylar	Ser. yaylar	Mevcut yaylar	Ser. yaylar	Mevcut yaylar	Ser. yaylar
Ön Süs.	1,25	1,9	1,3	1,44	1,40	1,55
Ar. Süs.	1,6	1,78	1,5	1,59	1,70	1,89
Ön Sol	11,3	11,59	12,1	12,31	11,90	12,44
Ön Sağ	13,11	13,30	13,5	14,31	15,74	15,84
Arka Sol	13,60	13,40	16,6	14,90	13,76	14,62
Arka Sağ	15,40	15,25	17,1	17,60	22,65	20,97

Tablo 11’te de görüldüğü gibi, gerçekleştirilen optimizasyon çalışması neticesinde, ön ve arka aks sistemlerinde %18 oranında sertleştirilmiş yayların kullanılması durumunda, boş ve dolu araç seviyesinde birbirine en yakın doğal frekans değerlerine ulaşılmıştır.

##### 4.2. Taşıt Çökme Değerlerinin Hesaplanması

Artan toplam ağırlık ile beraber yay katsayılarının güncellenebilmeleri amacıyla, taşıt çökme değerleri hesaplanmıştır. Çalışma kapsamında amaç, hem boş hem de dolu araç seviyesinde mümkün mertebe aynı çökme değerlerini sağlayacak yay katsayılarını bulmak ve taşıt emniyetli sürüş yüksekliği sabit tutmaktır.

Tablo 12. Çökme değerleri tablosu, tekerlek merkezi davlumbaz sacı arası mesafe (mm)

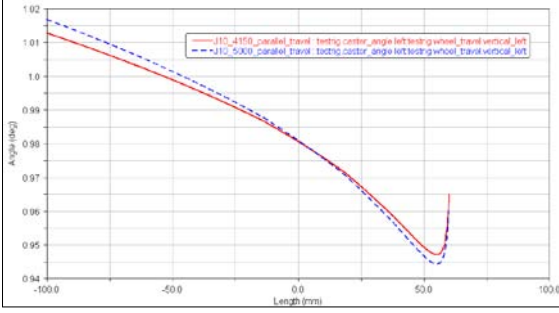
	2850 kg		4250 kg		5550 kg	
	Mevcut yaylar	Ser. yaylar	Mevcut yaylar	Ser. yaylar	Mevcut yaylar	Ser. yaylar
Ar. Sol T-D	396	401	323	344	321	332
Ar. Sağ T-D	397	405	345	361	319	333
Ön Sol T-D	409	389	373	363	367	353
Ön Sağ T-D	410	392	399	388	355	356

Tablo 12’te de görüldüğü gibi, gerçekleştirilen optimizasyon çalışması neticesinde, ön ve arka aks sistemlerinde %18 oranında sertleştirilmiş yayların kullanılması durumunda, boş ve dolu araç seviyesinde birbirine en yakın çökme değerlerine ulaşılmıştır.

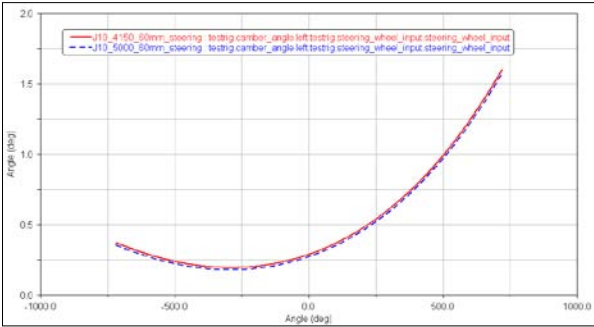
##### 4.3. Direksiyon Kararlılık Durumunun İncelenmesi

Çalışma sürecinde gerçekleştirilen değişiklikler, direksiyon geometrisinde de bir takım bağlantı değişikliklerini beraberinde getirmiştir. Bu değişikliklerin etkilerini incelemek amacıyla:

- 70 → -120 mm değerleri arasında paralel tekerlek gezinmesi simülasyonu,
- -120 mm tekerlek y., 720° → -720° değerleri arasında direksiyon dönüş simülasyonu,
- 70 mm tekerlek y., 720° → -720° değerleri arasında direksiyon dönüş simülasyonları 4250 ve 5550 kg ağırlıkları için gerçekleştirilmiş ve kamber, kaster, toe ve king pin açılarının değişimi hesaplanmıştır.



**Şekil 13.** Paralel tekerlek gezinmesi neticesinde kaster açısının değişimi



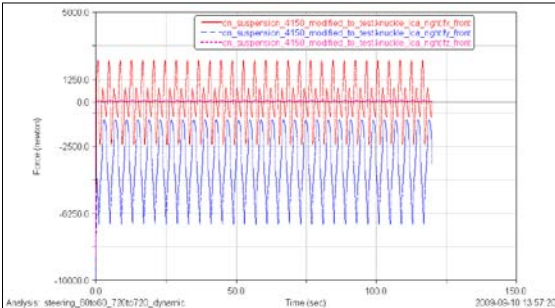
**Şekil 14.** Direksiyon dönüşü neticesinde kamber açısının değişimi

Gerçekleştirilen analizler neticesinde elde edilen değerler incelenmiş ve yeni direksiyon geometrisinin, direksiyon sisteminin kararlılığını olumsuz yönde etkilemeyeceği sonucuna varılmıştır.

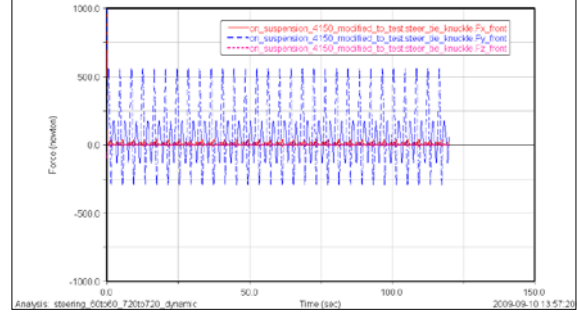
#### 4.4. Rotil Kuvvetlerinin Hesaplanması

Çalışma sürecinde gerçekleştirilen değişiklikler, direksiyon geometrisinde de bir takım bağlantı değişikliklerini beraberinde getirmiştir. Bu değişikliklerin rotiller üzerine etkilerini incelemek amacıyla:

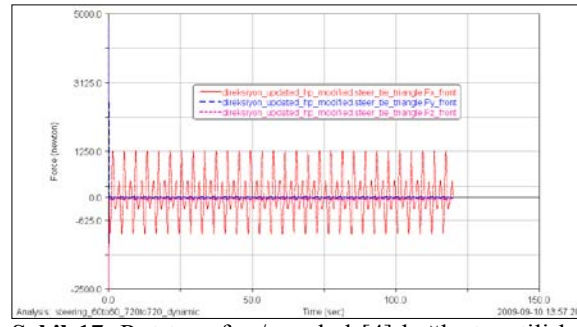
70 → -120 mm değerleri arasında tekerlek deplasmanı ile beraber 720° → -720° değerleri arasında direksiyon açısı analizleri eş zamanlı gerçekleştirilmiş ve ilgili rotil kuvvetlerinin değişimi hesaplanmıştır.



**Şekil 15.** Alt salıncak / akson [6] bağlantı rotili kuvvet değişim eğrisi



**Şekil 16.** Direksiyon kolu / akson [7] bağlantı rotili kuvvet değişim eğrisi

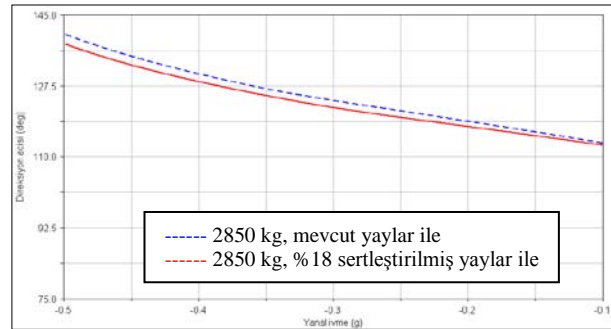


**Şekil 17.** Rot transfer / ara kol [4] bağlantı rotili kuvvet değişim eğrisi

Gerçekleştirilen kuvvet süreklilik eğrileri çalışmalarını takiben, artan toplam ağırlık ile beraber rotillerin dayanım durumlarını incelemek amacıyla fren ve viraj simülasyonları uygulanmış ve analizler rotiller üzerine etike eden kuvvetler hesaplanıp tedarikçi firma ile paylaşılmışlardır.

#### 4.5. Taşıt Viraj Durumunun İncelenmesi

Çalışma sürecinde gerçekleştirilen değişiklikler ve artan yükler ile beraber, aracın hem 4250 hem de 5550 kg yükleme koşulları altında, mevcut ve güncellenmiş yay katsayıları ile eşliğinde viraj durumu incelenmiştir. Çalışma, sağa ve sola dönüş durumlarında, taşıtın kaldırabileceği maksimum yanal ivme değerini, direksiyon açısının değişimi üzerinden hesaplama temeline dayandırılmıştır.



**Şekil 18.** 2850 kg ağırlığındaki aracın sola dönüş durumunda, mevcut ve güncellenmiş yay katsayıları ile viraj durumu



**Tablo 13.** Taşıt viraj durumu tablosu

Ağırlık (kg)	Ön/Arka Yay Katsayıları	Dönüş Yönü	Maksimum Yanal İvme (g)	Kayıp (0,25 g üzerinden)
2850	Mevcut	Sol	0,7	-
2850	Mevcut	Sağ	0,7	-
2850	% 18 Sert.	Sol	0,7	-
2850	% 18 Sert.	Sağ	0,7	-
4250	Mevcut	Sol	0,5	%9,5 azalma
4250	Mevcut	Sağ	0,4	%20azalma
4250	% 18 Sert.	Sol	0,7	-
4250	% 18 Sert.	Sağ	0,7	-
5550	Mevcut	Sol	0,4	%35 azalma
5550	Mevcut	Sağ	0,45	%20azalma
5550	% 18 Sert.	Sol	0,3	% 18 azalma
5550	% 18 Sert.	Sağ	0,35	% 12 azalma

## 5. SONUÇ

Yapılan çalışmalar sonucunda dinamik model taşıt geliştirme sürecinde kullanılabilir hale gelmiştir. Doğrulanan dinamik model ile gövde ve şasi yükleri hesaplanmış ve bu yükler ile gövde ve şasi parçalarının statik ve dinamik mukavemet analizleri gerçekleştirilmiştir. Bununla beraber taşıtın dinamik karakteristiği incelenmiş, konfor ve yol tutuş kriterleri göz önünde bulundurularak yay ve sönüm elemanlarının optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

## KAYNAKLAR

1. Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. W., 2001, “**The Automotive Chassis**”, Butterworth-Heinemann,
2. Gillespie, D. T., 1999, “**Fundamentals of Vehicle Dynamics**”, Society of Automotive Engineers Inc.,
3. Blundell, M., Harty, D., 2004, “**The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**”, Society of Automotive Engineers Inc.,
4. Rill, G., 2003, “**Vehicle Dynamics**”, Lecture Notes, <http://homepages.fh-regensburg.de/>
5. Pacejka, H. B., “**Tyre and Vehicle Dynamics**”, Delft University of Technology,