

# ADAMS CAR YAZILIMINDA STATİK TAŞIT KARAKTERİSTİĞİ ANALİZİ

**HAZIRLAYAN**

EREN MORGİL  
MEKANİK SİMÜLASYON  
MÜHENDİSİ

Tarih: 26/08/2022

Bu çalışmada statik taşıt karakteristiğinde etkili olan parametrelerin, taşıt hareketindeki etkileri, hesaplanma yöntemleri ve teorik alt yapısının anlaşılmasını hedeflenmektedir.

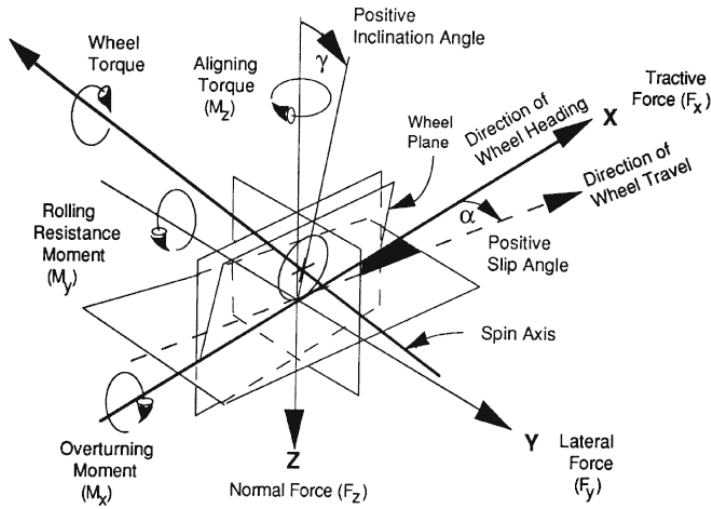
Öncelikli olarak ön düzen geometrisi ve parametreleri açıklanmış olup, süspansiyon geometrisini belirleyen ve taşıt karakteristiğinin belirlenmesinde büyük rol oynayan wheel rate, spring rate, motion ratio, ride rate ve tire rate gibi parametrelerin teorik altyapısı ve hesaplanma yöntemleri üzerinde durulmuştur.

Ardından Adams Car çoklu cisimler dinamiği yazılımıyla çift salıncaklı süspansiyon sistemi ve kremayer-pinyon tipi direksiyon sistemi için statik taşıt karakteristiği analizi yapılmıştır.

## 1. ÖN DÜZEN GEOMETRİSİ

Ön düzen geometrisi; ön tekerleklerin, süspansiyon ve direksiyon elemanlarının birbirleriyle, yolla ve sürüş yönüyle olan açısal ilişkileridir. Bu elemanların şasiye montajlarından sonra geometrik olarak açı ve boyutlarının ayarlanması ön düzen ayarı olarak adlandırılır. Ön düzen elemanları taşıtın süspansiyon ve direksiyon sistemi ile doğrudan ilişkili olduğu için aracın dinamik haldeki davranışlarında önemli etkiye sahiptir. İdeal bir ön düzen geometrisinden beklenen özellikler şunlardır:

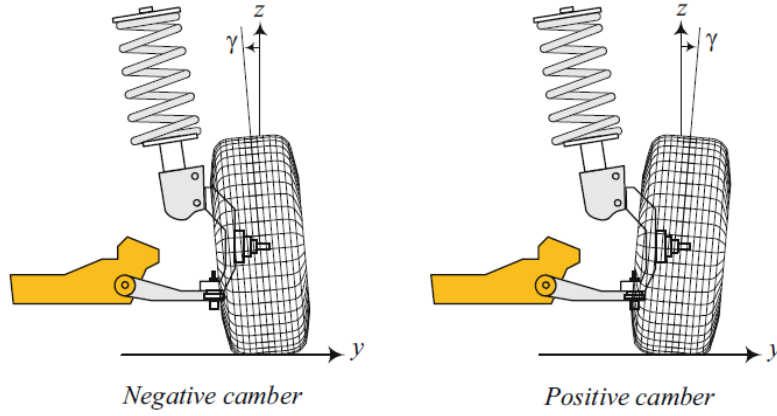
- Emniyetli, düzgün bir hareket ve manevra kabiliyeti,
- Daha iyi bir yol tutuşu,
- Yönlendirme kolaylığı: Direksiyon hâkimiyeti, kararlılığı, virajdan sonra direksiyonun yerine hemen geri gelmesi (toplama),
- Lastik ve ön düzen bağlantılarındaki aşınmaların en aza indirilmesi,
- Yakıt tasarrufudur.



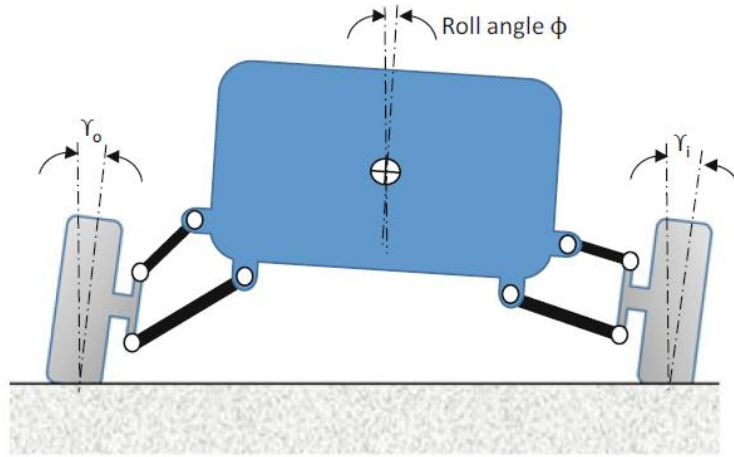
Şekil 1 SAE J670e Tekerlek Eksen Sistemi [iv]

### 1.1. Kamber Açısı

Kamber açısı, tekerleğin yola dikey olan Z ekseninin yol ile yaptığı açıdır ve yola dik olması durumunda 0 (sıfır) derece olarak kabul edilmektedir. Tekerleğin üst kısmının dışa doğru yönelmesi ile oluşan açı pozitif, içe doğru yönelmesi ile oluşan açı da negatif kamberdir. Dönüş anında dış tekerlekler negatif kamber yaparken iç tekerlekler pozitif kamber yapar.



Şekil 2 MacPherson Tipi Süspansiyonda Ön Tekerlerdeki Pozitif ve Negatif Kamber Açısı [iii]

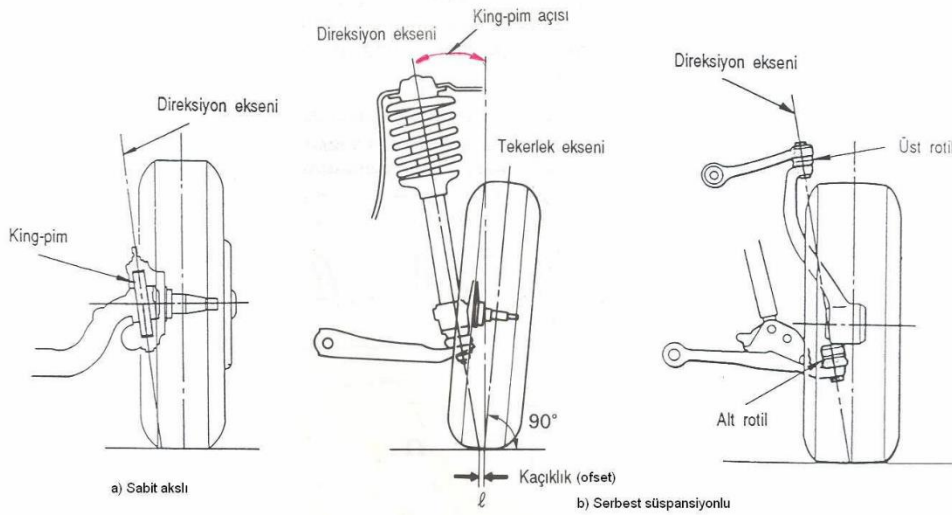


Şekil 3 Sağa Dönüşte Kamber ve Yalpa Açısı Değişimi [iv]

## 1.2. King-Pin Açısı

Taşıt eksen takımının Y-Z düzleminde, alt ve üst mafsal noktasından geçen direksiyon ekseninin, düşey eksene göre taşıtın merkezine doğru yaptığı açıdır. Günümüzdeki taşıtlarda king-pin açısı, 11 ile 15 derece arasında değişmektedir [vii].

Ön tekerleklerin döndürülmesi sırasında aracın hafifçe kaldırılması, king-pin açısı ile sağlanır. Bu şekilde virajdan çıktıktan sonra direksiyon simidinin bırakılması sırasında aracın kendi ağırlığı, ön tekerlekleri düz konuma doğru geri bastırır. Dönüşten sonra direksiyon simidinin toparlanmasını sağlayan önemli bir açı olarak tanımlanabilir [ii].

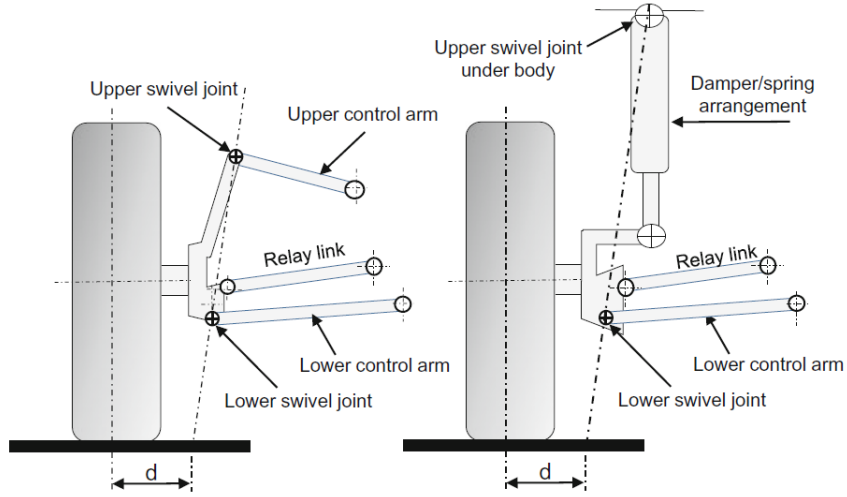


**Şekil 4 a) Sabit Akslı ve b) Serbest Süspansiyonlu Sistemde King-Pin Açısı [ii]**

## 1.3. Sapma Dairesi Yarıçapı (Scrub Radius)

Direksiyon eksenini, zemini tekerlek temas merkezinin içinde keserse pozitif dışındadır keserse negatif sapma dairesi yarıçapıdır. Günümüz taşıtlarında bu yarıçap, -18 mm ile +20 mm arasında değişmektedir [vii].

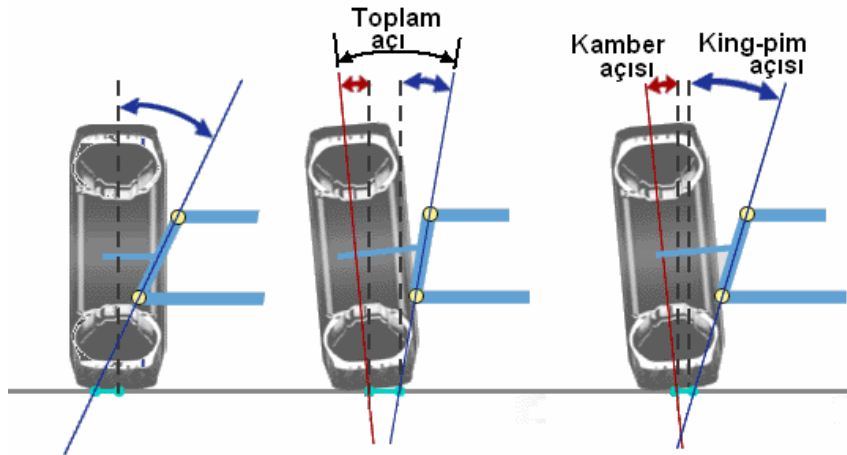
Sapma dairesi yarıçapı azaldıkça direksiyon direnç momenti azalacak ve direksiyon daha kolay dönebilecektir. Ancak bu değer çok azaltılırsa araç durağan iken direksiyonu çevirmek çok zor olacaktır. Bu değer sıfır olduğunda ise tekerlekler dönmeden direksiyon hareketi yapmaya çalışacaktır. Bu da hem taşıtın manevra kabiliyetini azaltacak hem de lastiğin tek noktadan aşınmasına neden olacaktır [ii].



Şekil 5 Çift Salıncaklı ve MacPherson Tipi Süspansiyon Sisteminde Scrub Radius (d) [iv]

#### 1.4. Toplam Açı

Kamber ve king-pin açılarının toplamını ifade etmektedir. Toplam açı, scrub radius değerini belirlemek bakımından önemlidir. Kamber ve king pin eksenlerinin kestiği nokta, yol yüzeyinin yaklaşık 5 cm altında olması önerilmektedir [vii].

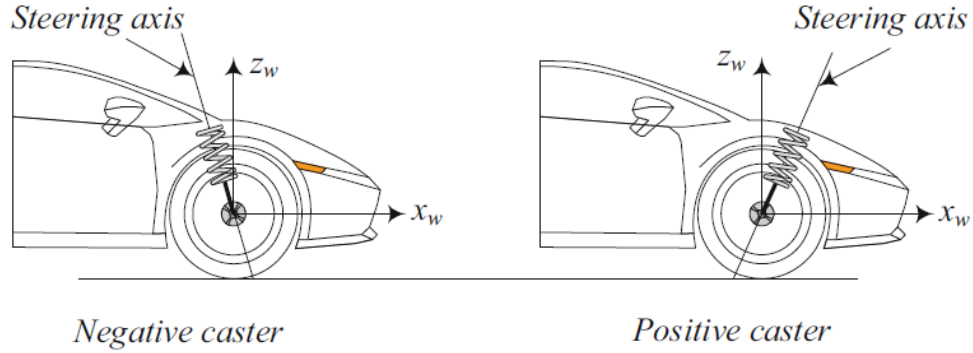


Şekil 6 Araca Önden Bakışta Toplam Açının Belirlenmesi [ii]

### 1.5. Kaster Açısı

Taşıtın yanal eksenine dik bakıldığında X-Z düzleminde direksiyon ekseninin üst ucunun öne ve arkaya doğru yaptığı açığa kaster açısı denir. Tekerlek temas merkezi, direksiyon ekseninin kestiği noktanın arkasına düşüyor ise pozitif, ön tarafına düşüyor ise negatif kasterdir.

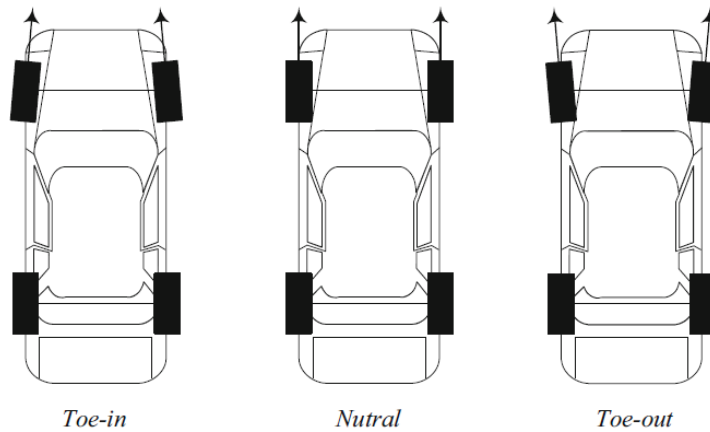
Tekerleklerin düz konuma geri dönmesi, hem king pin açısı hem de kaster açısı ile sağlanmaktadır.



Şekil 7 Pozitif ve Negatif Kaster Açısı [iii]

### 1.6. Toe-in ve Toe-out Açıları

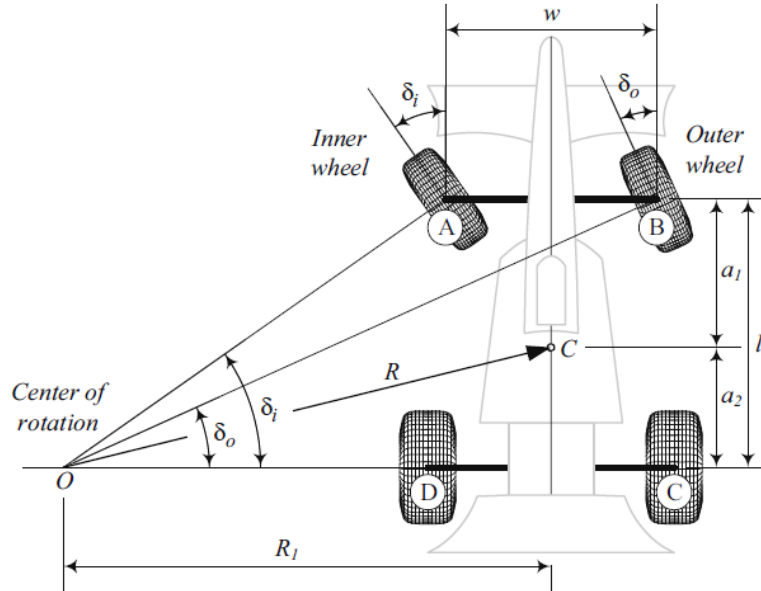
Toe açısı, tekerleklere önden bakıldığında ön uçları ile arka uçları arasındaki mesafenin farkı olarak tanımlanabilir. Toe-in, tekerlekleri içe doğru, toe-out ise dışa doğru yönlendirir. Toplam toe açısı; sağ ve sol tekerleklerinin toe açılarının toplamıdır.



Şekil 8 Toe-in ve Tou-out Açıları [iii]

## 1.7. Ackerman Prensibi ve Trapez Mekanizması

Düzlemsel hareket yapan bir taşıtın dönüş hareketi esnasında her tekerleği bir yay üzerinde hareket etmektedir. Dönüş esnasında, taşıtın yönlendirme kararlılığını korumak ve minimum tekerlek aşınması sağlamak için tekerleklerin kaymadan yuvarlanması gerekmektedir. Bu da tekerleklerin taradıkları yayların merkezinin yani ani dönme merkezlerinin çakışık olması koşulundan geçmektedir. Başka bir ifadeyle ani dönme merkezinden tekerleklerin izdüşümlerine uzatılan çizgiler, tekerlek izdüşümüne dik olmalıdır. Bu duruma ideal dönüş geometrisi veya Ackerman geometrisi adı verilir. Ackerman geometrisindeki tekerlek sapma açıları taşıt iz genişliği ( $w$ ), aks aralığı ( $l$ ) ve dönüş yarıçapına ( $R$ ) göre formüle edilebilir [iii].



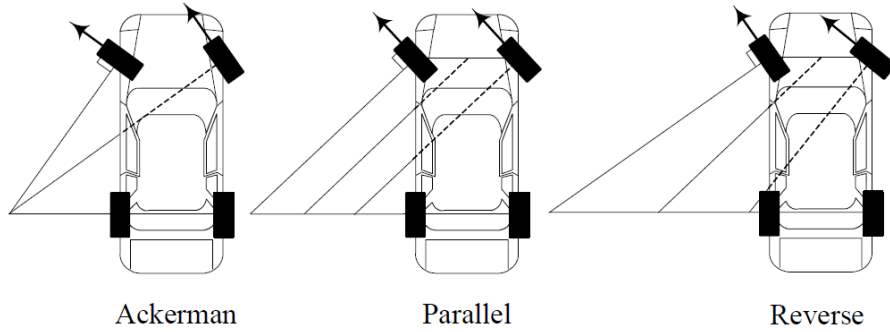
Şekil 9 Ön Akstan Yönlendirmeye Sahip Aracın Ackerman Geometrisi [iii]

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_i - \frac{w}{2}} \quad (1.1)$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_o + \frac{w}{2}} \quad (1.2)$$

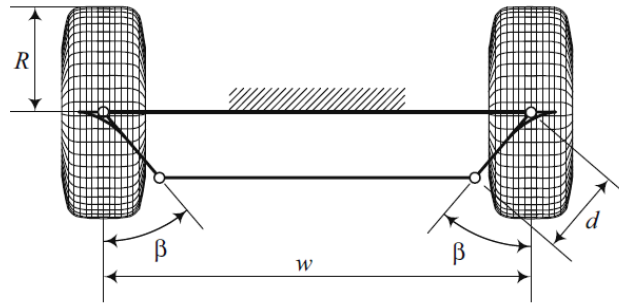
$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \left( \frac{\cot \delta_i + \cot \delta_o}{2} \right)^2} \quad (1.3)$$

Denklem (1.1) viraj anında içteki tekerleğin dönüş açısını, Denklem (1.2) dıştaki tekerleğin dönüş açısını ve Denklem (1.3) ise dönme merkezinin aracın ağırlık merkezine uzaklığını vermektedir [iii].

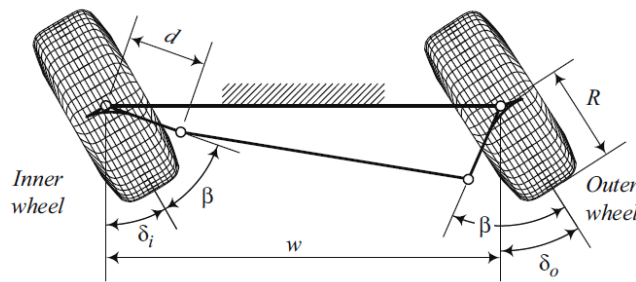


**Şekil 10 Bazı Yönlendirme Geometrileri [iii]**

Şekil 11’de görülen paralel geometriye sahip yönlendirme sisteminde, dönüş esnasında iç ve dış tekerlekler aynı açıda döner. Ters Ackerman geometrisinde ise normal Ackerman geometrisinin aksine, dönüş anında dıştaki tekerlek içteki tekerleğe göre daha fazla açıda döner.



**Şekil 11 Trapez Mekanizması [iii]**



**Şekil 12 Yönlendirilmiş Bir Trapez Mekanizması [iii]**

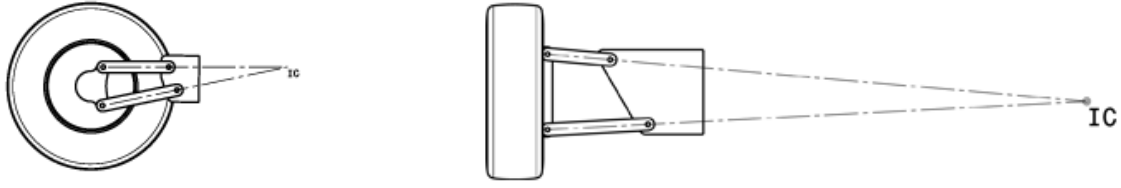
Şekil 12’de Ackerman prensibine bağlı trapez mekanizması ve Şekil 13’te yönlendirilmiş bir trapez mekanizması gösterilmektedir. R: tekerlek yarıçapını, w: ön iz genişliğini, β: deve boynu açısını, d: deve boynu uzunluğunu temsil etmektedir [iii].



## 2. SÜSPANSİYON GEOMETRİSİ

### 2.1. Instant Center (Anlık Merkez)

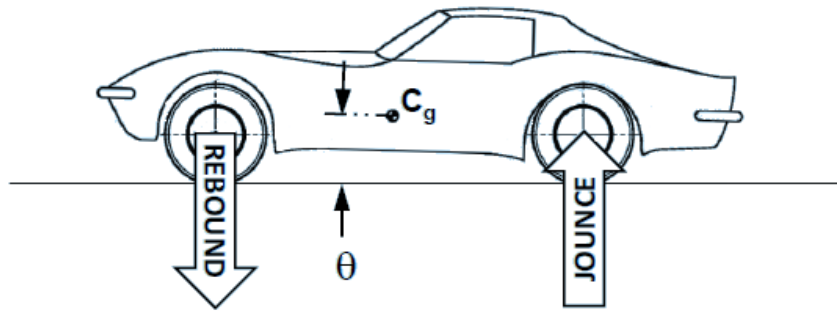
Anlık merkez, uzayda süspansiyon bağlantılarının etrafında döndüğü (gerçek veya tahmin edilmiş) bir noktadır. Instant Center, süspansiyon hareketi için hem yandan görünüşlü hareketli süspansiyon kol hem de önden görünüşlü hareketli süspansiyon kol geometrisinde kullanılır.



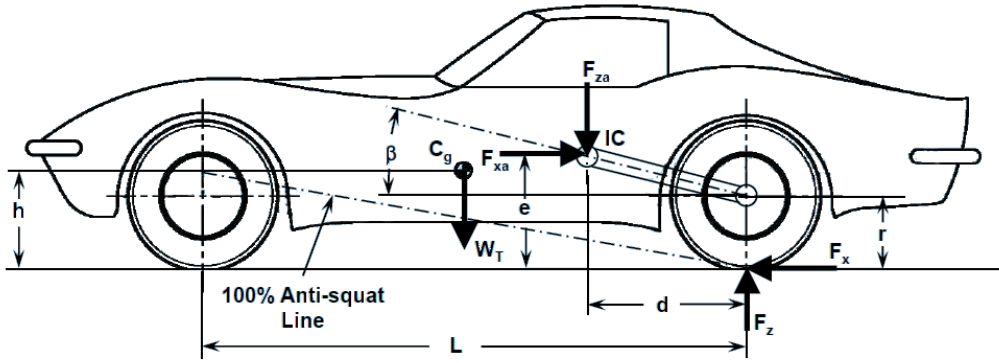
Şekil 13 Yandan ve Önden Görünüşte Anlık Merkezler (IC) [vi]

### 2.2. Anti – Squat Geometrisi

Boylamsal (longitudinal) hızlanma sırasında, araçtaki yük transferi, arka yayları sıkıştırmaya (jounce) ve ön yayların uzamasına (rebound) izin verme eğilimindedir. Anti-squat özellikleri arka süspansiyon geometrisine göre tasarlanabilir.



Şekil 14 Hızlanma Anında Ön ve Arka Aks Hareketi [vi]



$$\%Anti - squat = \frac{\tan\beta}{h/l} = \frac{e - r/l}{h/l} \quad (2.1)$$

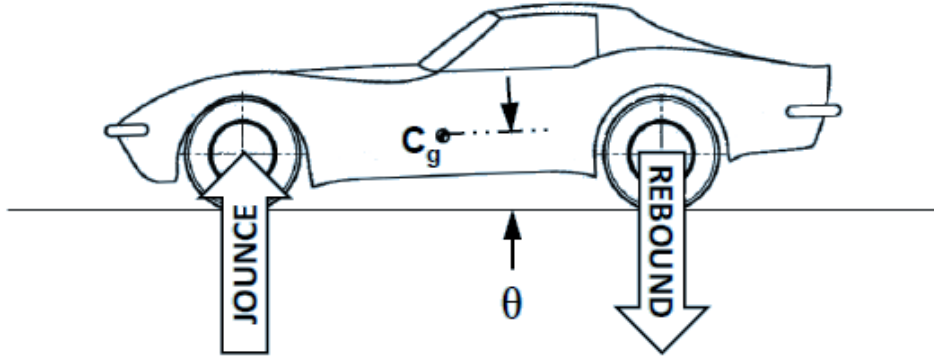
$$\%Anti - squat = \frac{\tan\beta}{h/l} = \frac{e - r/l}{h/l} \quad (2.2)$$

**Şekil 15 Bağımsız Asılışa Sahip Anti-Squat Geometrisi ve Formülasyonu [vi]**

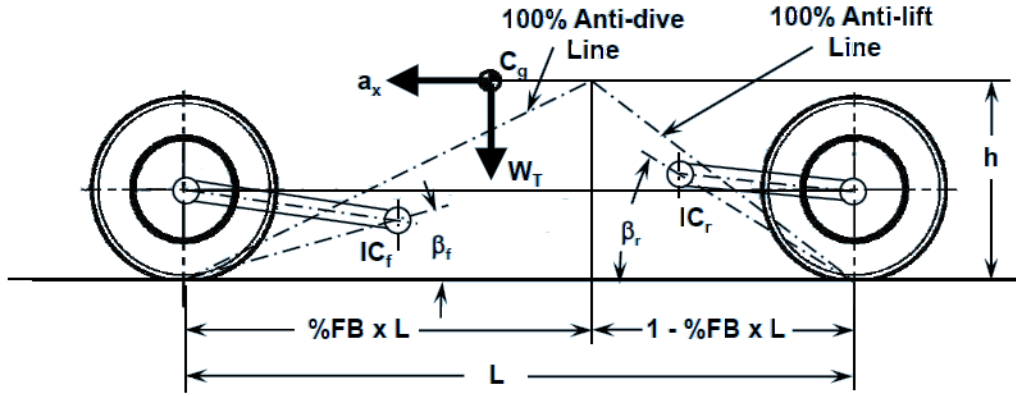
Şekil 16’da arka süspansiyon sisteminde anti-squat geometrisi gösterilmiştir. Yüzdesel oran 0’a yaklaştıkça aracın hızlanma anında arka süspansiyon yayları daha fazla sıkışır. Bu da aracın hızlanma anında şahlanmasını ve başvurma açısının büyüklüğünü artırır. Yüzdesel oranın 100’e yaklaşması, aracın hızlanma anında arkaya çökmesini önlemektedir [vi].

### 2.3. Anti - Dive Geometrisi

Frenleme anındayken bir taşıtın fren kuvveti, doğrudan ağırlık merkezi üzerinden hareket eder ve taşıtın dönmesine neden olur. Anti-dive geometrisi, aracın frenle beraber öne yığılmasını engeller. Frenleme sırasında araç yük aktarımı, ön yayları sıkıştırma (jounce) ve arka yayların uzamasına (rebound) izin verme eğilimindedir. Genellikle ön süspansiyon için anti-dive, arka süspansiyon için anti-lift tasarlanır.



Şekil 16 Frenleme Anında Ön ve Arka Aks Hareketi [vi]



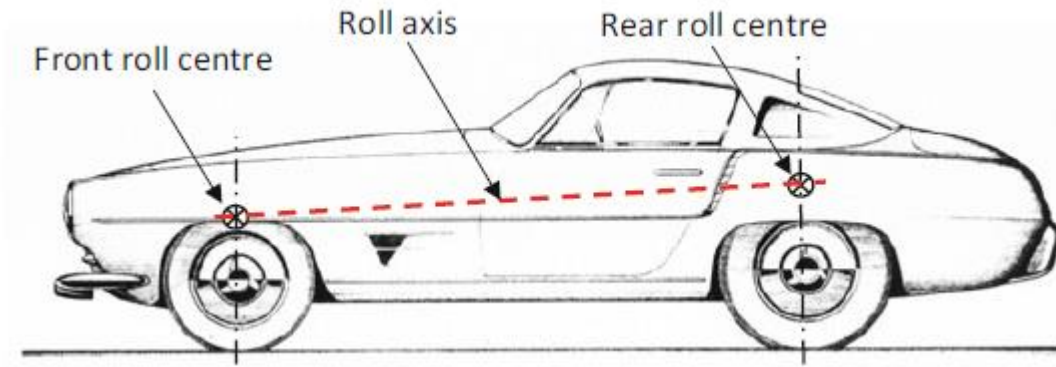
$$\%Anti - dive = \tan\beta_f \times \left(\frac{L}{h}\right) \times (\%frontbraking) \times 100 \quad (2.3)$$

$$\%Anti - lift = \tan\beta_r \times \left(\frac{L}{h}\right) \times (1 - \%frontbraking) \times 100 \quad (2.4)$$

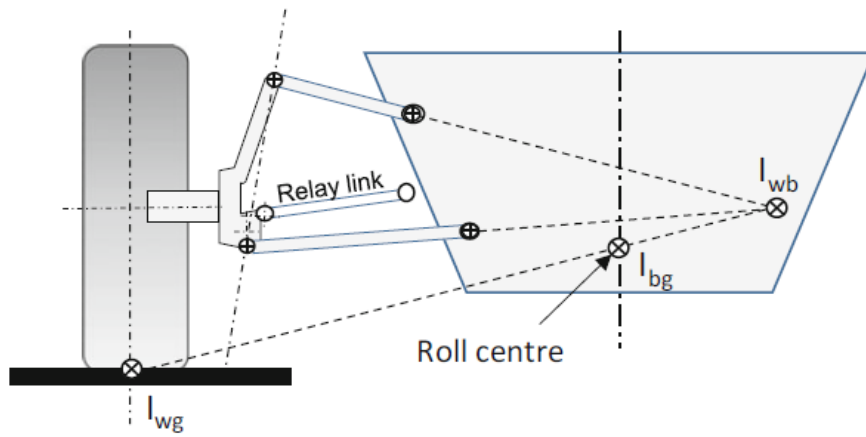
Şekil 17 Anti-Dive ve Anti-Lift Geometrisi [vi]

## 2.4. Yalpa Merkezi ve Yalpa Ekseni (Roll Center and Roll Axis)

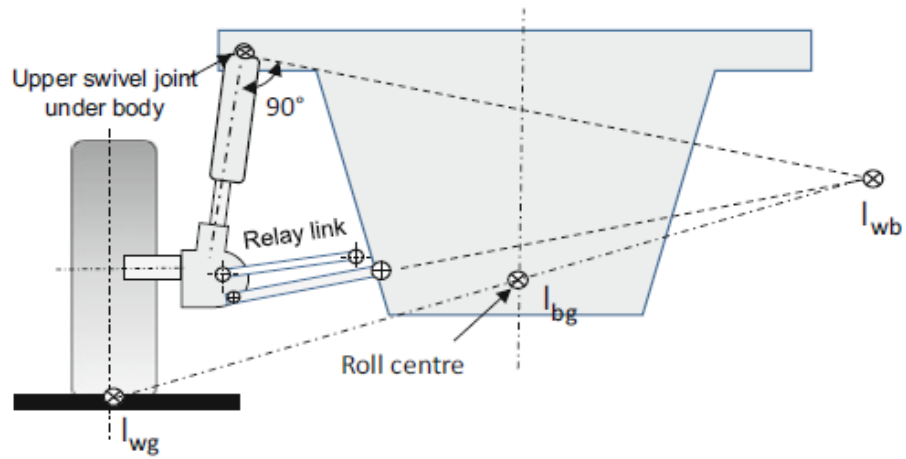
Yalpa ekseni, bir aracın gövdesinin yuvarlandığı anlık çizgidir. Aracın ön ve arka süspansiyonlarının yalpa merkezi birleştirilerek yalpa ekseni bulunabilir. Bir aracın ön ve arka yarısını ayırmak için yandan kesiti alındığında, ön veya arka süspansiyonun yalpa merkezi, gövdenin yere göre anlık dönüş merkezi olacaktır [iii].



Şekil 18 Ön-Arka Yalpa Merkezleri ve Yalpa Ekseni [iv]



Şekil 19 Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi İçin Yalpa Merkezinin Belirlenmesi [iv]



Şekil 20 MacPherson Tipi Süspansiyon Sistemi İçin Yalpa Merkezinin Belirlenmesi [iv]

### 3. SPRING RATE, WHEEL RATE ve RIDE RATE

Spring rate ile wheel rate süspansiyon kuvvetlerinin ve aracın doğal titreşim frekanslarının belirlenmesi açısından önemlidir [iv].

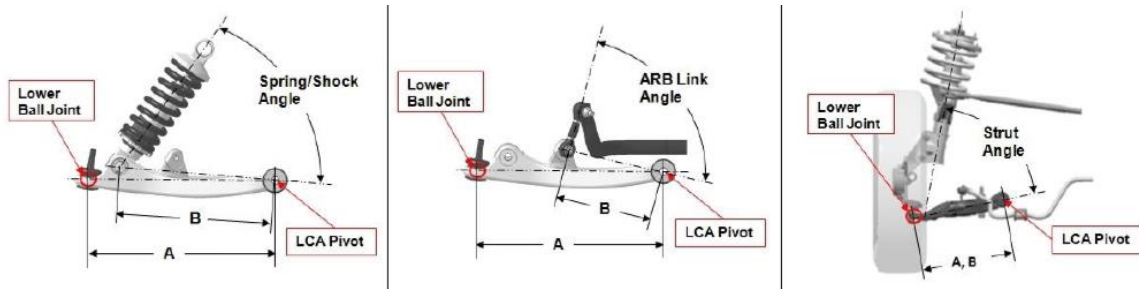
Spring rate, aracın ön ve arka aksının sürüş frekansına göre belirlenir. Örneğin; binek otomobillerde konfor daha önemli olduğu için 0,6 ile 1,4 Hz arasındaki sürüş frekansı tercih edilir. Ralli arabaları ve arazi araçlarında (ATV) yol tutuşu da önemli olduğu için için 1,4Hz ile 2,0 Hz arasındaki frekans seçilebilir. Formula arabaları veya yüksek hızlı arabalar için, aracın aerodinamiği ve yol tutuşu dikkate alınarak 2,0 ila 3,5 Hz arasında frekans seçilebilir.

Denklem 3.1 aracılığıyla sürüş frekansının hesaplanabilmektedir [ii].

$$f(\text{frekans}) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s}{M_{spr}}} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'de f: sürüş frekansını,  $K_s$ : yay direngenliğini ve  $M_{spr}$ : yaylanan kütle (sprung mass) belirtmektedir.

Wheel rate, motion ratio ve spring rate parametrelerine bağlıdır. Süspansiyon sistemindeki yaylar, amortisörler ve diğer kontrol kolları belli bir uzunlukta, belli bir açıda bağlanırlar. Denklem 3.2 aracılığıyla, süspansiyon elemanlarının uzunluklarına ve bağlanma açlarına göre bir motion ratio hesaplayabilmek mümkündür.



Şekil 21 Süspansiyon Elemanlarının Uzunluk ve Bağlanma Açısı Tanımlamaları [vi]

$$\text{MotionRatio}(MR) = (B/A) \times \sin(\text{SpringAngle}) \quad (3.2)$$

Wheel rate, tekerlek merkezinin hareketini baz alıp kuvvetteki değişimi inceler. Denklem 3.3 ile wheel rate değeri hesaplanabilmektedir [vi].

$$K_w = (MotionRatio)^2 \times SpringRate(K_s) \quad (3.3)$$

Ride rate, lastiğin yer temas noktasının gövdeye göre yer değiştirmesi sırasında lastik üzerindeki düşey kuvvetin değişimini verir [ii]. Ride rate değeri, wheel rate ve tire rate parametrelerine bağlıdır.

Tire rate, Denklem 3.3 yardımıyla hesaplanabilmektedir [vi].

$$K_T = \frac{TL_{max}}{UR - RL_f} \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'te  $k_t$ ; tire rate,  $TL_{max}$ ; maksimum tekerlek yükünü, UR; tekerleğin yüksüz yarıçapını ve  $RL_f$ ; tekerleğin statik (maksimum) yükteki yarıçapını temsil etmektedir.

Ride rate değerini bağımsız bir süspansiyon için hesaplamak mümkündür:

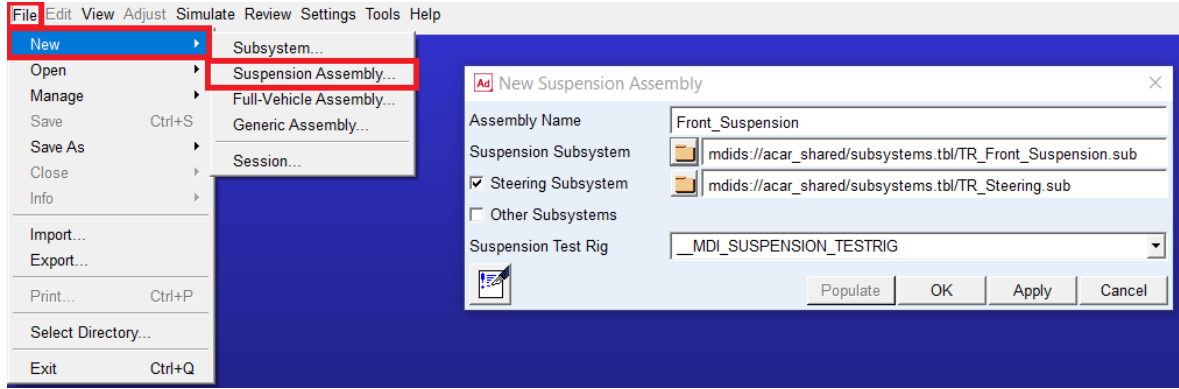
$$RideRate(K_R) = \frac{K_T \times K_W}{K_T + K_W} \quad (3.5)$$

## 4. STATİK TAŞIT KARAKTERİSTİğİ

Adams Car çoklu cisimler dinamiği yazılımında taşıtın statik durumdaki süspansiyon karakteristiğini belirlemek mümkündür. Bu bölümde, bir ön süspansiyon modeli için statik taşıt karakteristiği analizi yapılmış ve süspansiyon sistemiyle ilgili hangi değerlerin sonuçlandığı gösterilmiştir.

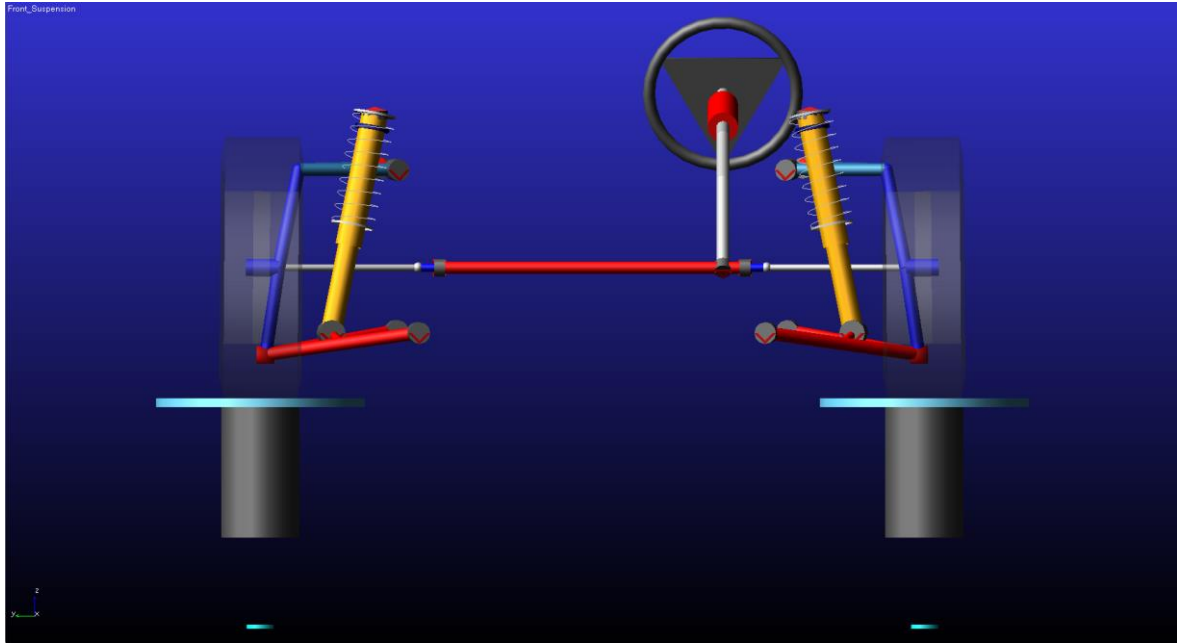
### 4.1. Adams Car – Statik Taşıt Karakteristiği Analizi

Adams Car standart arayüz modunda yeni bir süspansiyon montajı (assembly) oluşturulmuştur. Şekil 23'te ise yeni bir süspansiyon montajının nasıl oluşturulacağı gösterilmektedir.



*Şekil 22 Yeni Süspansiyon Montajının Oluşturulması*

“New Suspension Assembly” kutusunda ilgili alanlar Şekil 23’teki gibi doldurulmuştur. Şekil 24’te görüldüğü üzere bağımsız asılışa sahip çift salıncaklı süspansiyon sistemi ve kremayer-pinyon tipi direksiyon sistemi Adams Car ekranında oluşturulmuştur.

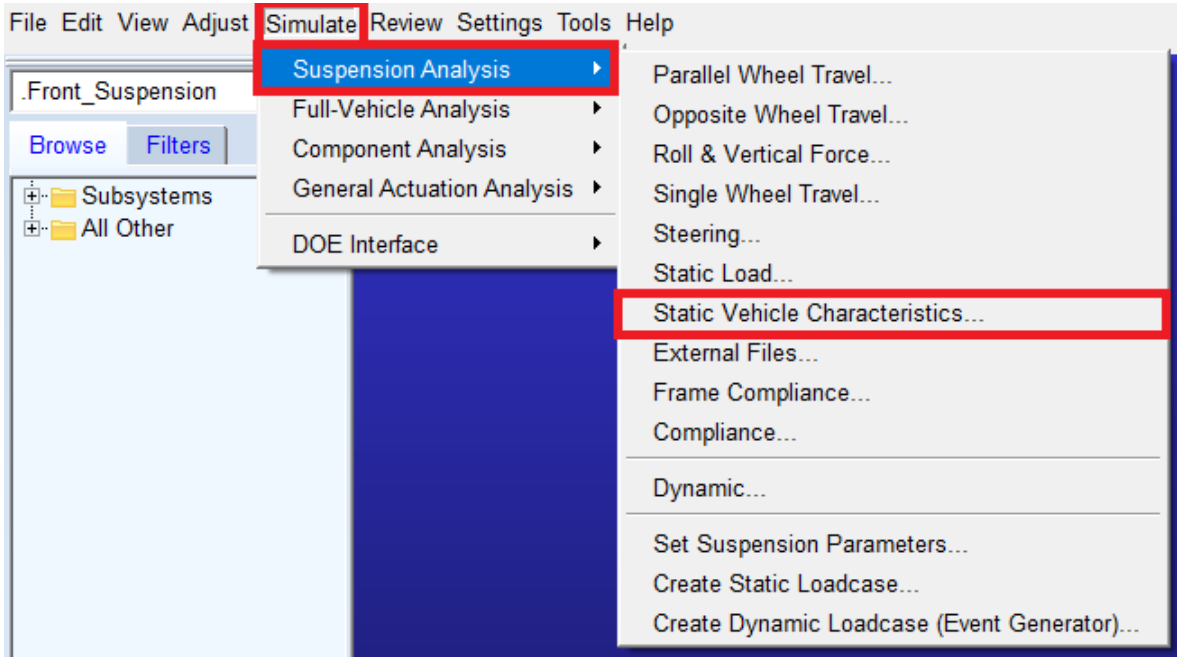


*Şekil 23 Çift Salıncaklı Süspansiyon ve Kremayer-Pinyon Direksiyon Sistemi*

“Set Suspension Parameters” seçeneği yardımıyla taşıtla ilgili bazı özellikler değiştirilmiştir. Bunlar;

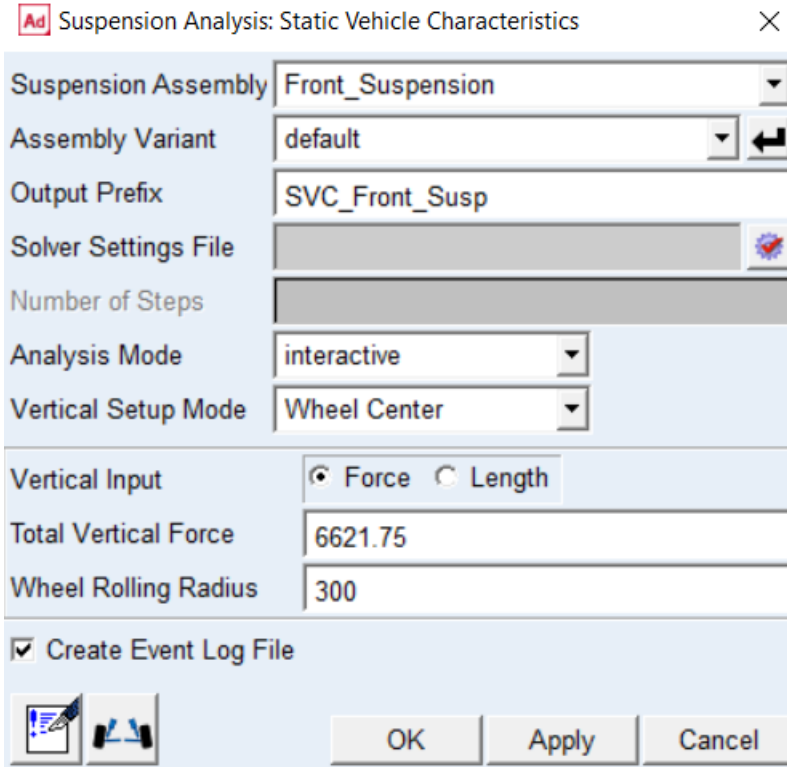
- Araç Kütlesi = 1500 kg,
- Ağırlık Merkezi Yüksekliği = 300 mm,
- Tekerleğin Yüksüz Yarıçapı = 315 mm,
- Ön/Arka Sürüş Oranı = %45 / %55,
- Ön/Arka Fren Oranı = %55 / %45 olacak şekilde ayarlanmıştır.

Şekil 25’te görüldüğü gibi “Static Vehicle Characteristics Analysis” açılmış ve Şekil 26’daki değerler analiz giriş değerleri verilmiştir.



Şekil 24 Statik Taşıt Karakteristiği Analizi Başlatma Sırası





Suspension Analysis: Static Vehicle Characteristics

Suspension Assembly: Front\_Suspension

Assembly Variant: default

Output Prefix: SVC\_Front\_Susp

Solver Settings File: [Empty]

Number of Steps: [Empty]

Analysis Mode: interactive

Vertical Setup Mode: Wheel Center

Vertical Input:  Force  Length

Total Vertical Force: 6621.75

Wheel Rolling Radius: 300

Create Event Log File

OK Apply Cancel

Şekil 25 Statik Taşıt Karakteristiği Analizi İçin Giriş Değerleri

Analiz Bilgi Kutusundaki bazı ifadeler şu şekilde açıklanabilir:

- Assembly Variant = Eğer varsa sistem için farklı varyasyonlar seçilebilir.
- Solver Settings File = Simülasyon için geçici olarak uygulanacak çözücü ayarlarını tanımlayan bir veya daha fazla dosya “.ssf” uzantılı olarak isteğe bağlı seçilebilir.
- Vertical Input = Burada Kuvvet (Force) ve Uzunluk (Length) olarak iki farklı seçenek mevcuttur. Kuvvet değeri seçildiğinde, toplam dikey kuvvet değerinin ve tekerleğin yuvarlanma yarıçapının girilmesi gerekmektedir. Bu analizde, ön süspansiyon kullanıldığı için ön aksta gelen toplam kuvvet hesaplanmıştır. Uzunluk için ise sabit dikey uzunluk değerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Şekil 26'daki değerler analiz koşulu olarak belirlendikten sonra OK butonuna basılır. Analiz tamamlandıktan sonra Şekil 27'de görülen sayfa Adams Car ekranında otomatik olarak açılmaktadır.

Static Vehicle Set-Up Report : SVC\_Front\_Susp\_susp\_svc

FRONT SUSPENSION CHARACTERISTICS

Suspension Description: <acar\_shared>/subsystems.tbl/TR\_Front\_Suspension.sub

(PARAMETER)	(UNITS)	(AVERAGE)	(LEFT)	(RIGHT)
Unsprung mass (total)	kg	N/A		
Unsprung c.g. height	mm	N/A		
Roll center height	mm	123.50		
Wheel center rise	mm	-12.00	-12.00	-12.00
Static loaded tire radius	mm	300.03	300.03	300.03
Track width	mm	1529.94		
Axle distance from vehicle cg	mm	N/A		
steer angle	DEG	0.00		
Overall steer ratio	DEG/DEG	22.45		
Toe Angle	DEG	-441.2E-03	-441.2E-03	-441.2E-03
Caster Angle	DEG	5.42	5.42	5.42
Camber Angle	DEG	-772.9E-03	-772.9E-03	-772.9E-03
Kingpin Angle	DEG	10.32	10.32	10.32
KP offset at wc, long	mm	18.50	18.50	18.50
KP offset at wc, lat	mm	45.48	45.48	-45.48
Caster Angle wrt body	DEG	5.42	5.42	5.42
Camber Angle wrt body	DEG	-772.9E-03	-772.9E-03	-772.9E-03
Kingpin Angle wrt body	DEG	10.32	10.32	10.32
Scrub radius	mm	-5.04	-5.04	-5.04
Caster trail	mm	9.94	9.94	9.94
Toe change	DEG/mm	-31.97E-03	-31.97E-03	-31.97E-03
Caster change	DEG/mm	7.440E-03	7.441E-03	7.440E-03
Camber change	DEG/mm	-21.23E-03	-21.23E-03	-21.23E-03
Roll camber coefficient	DEG/DEG	716.2E-03	716.3E-03	716.2E-03
Percentage roll steer	%	42.33		
Track change	mm/mm		161.2E-03	161.2E-03
Wheelbase change	mm/mm	210.1E-06	207.1E-06	213.0E-06
Wheel rate	N/mm	35.94	35.94	35.94
Single bump wheel rate	N/mm	35.94	35.94	35.94
Ride rate	N/mm	30.47	30.47	30.47
Tire rate	N/mm	200.00	200.00	200.00
Roll rate - wheel	N mm/DEG	734161.78		
Roll rate - total	N mm/DEG	622324.92		
Wheel/spring ratio	mm/mm	514.9E-03	514.9E-03	514.9E-03
Wheel/shock ratio	mm/mm	514.9E-03	514.9E-03	514.9E-03
Percent anti-dive/braking	%	14.36	14.36	14.36
Percent anti-lift/accel.	%	63.08E-03	62.19E-03	63.97E-03
Front view i.c. - lateral	mm	2699.95	2700.00	2699.91
Front view i.c. - vertical	mm	434.74	434.75	434.73
Side view i.c. fore & aft	mm	7700.53	7699.83	7701.23
Side view i.c. vertical	mm	301.62	301.59	301.64
Wheel hop natural freq.	Hz	N/A		
Wheel tramp natural freq.	Hz	N/A		
Front ride frequency	Hz	N/A		
Front ride height	mm	N/A	N/A	N/A

Adams Model Title:  
Adams View model name: Front\_Suspension

Close

Şekil 26 Statik Taşıt Karakteristiği Analiz Sonuçları

Şekil 27’de statik hal senaryosunda, süspansiyon karakteristiğini ve dinamiğini belirleyen birçok parametrenin Adams Car tarafından hesaplandığı görülmektedir.

## 5. REFERANSLAR

- i. Adams 2021.4 Help Documentation
- ii. Doç. Dr. Hakan Köylü, Taşıt Süspansiyon Sistemleri Ders Notu, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, (2020).
- iii. Jazar N. Reza, Vehicle Dynamics: Theory and Applications (3.Baskı). New York: Springer, (2017).
- iv. Barton C. David, Fieldhouse D. John, Automotive Chassis Engineering, New York: Springer, (2018).
- v. Blundell Mike ve Hurty Damian, The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics (2.Baskı), Coventry University, Coventry, UK.
- vi. Harbin Wm, Vehicle Load Transfer, BND Techsource (2017).
- vii. Reimpell J. ve Stoll H. ve Betzler J, The Automotive Chassis: Engineering Principles (2. Baskı), Oxford: Butterworth-Heinemann, (2001).