

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT DOĞRULTU KONTROLÜNÜN
SEYİR DİNAMİĞİ YÖNÜNDE ANALİZİ

Makina Mühendisi Ataman KES

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL

Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK

Prof. Dr. Ahmet Güneş

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. DİREKSİYON SİSTEMİ.....	3
3. DOĞRULTU KONTROLÜNDE TEMEL PARAMETRELER.....	5
4. GERÇEK TEKERLEK SAPMA AÇISI.....	7
4.1 Düşük Hızlardaki Gerçek Tekerlek Sapma Açısı.....	7
4.2 Yanal Kayma Açısı.....	8
4.2.1 Yanal Kayma Açısının Oluşumu.....	8
4.2.2 Tekerleğin Katılığını Etkileyen Faktörler.....	9
4.2.2.1 Lastiğin Aspekt Oranı.....	12
4.2.2.2 Lastiğin Radyal veya Diyagonal Olması.....	13
4.2.2.3 Lastik Basıncı.....	13
4.2.2.4 Profil Derinliği.....	14
4.2.2.5 Tepki Yüğü.....	14
4.3 Yüksek Hızlarda Gerçek Tekerlek Sapma Açısı.....	16
4.3.1 Gerçek Tekerlek Sapma Açısının Bulunması.....	16
4.3.2.1 Yanal Kayma Açısının Yanal İvme ile Olan Bağıntısı.....	19
4.3.3 Az Yönelme Gradyanının Durumları.....	21
4.3.4 Az Yönelme Gradyanının Ağırlık Merkezinin Konumuna Göre Bulunması.....	28
5. SÜSPANSİYON ELEMANLARININ AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ.....	32
6. DİREKSİYON MİLİ KATILIĞININ AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ.....	45
6.1 Kaster Açısından Kaynaklanan Yönelme Momenti.....	45
6.1.1 Tekerleğe Etkiyen Yanal Kuvvetin Meydana Getirdiği Yönelme Momenti.....	45
6.1.2 Tekerlek Üzerindeki Tepki Kuvvetinin Meydana Getirdiği Yönelme Momenti.....	46

6.2	King-Pin Açısından Kaynaklanan Yönelme Momenti.....	50
6.3	Taşıttın Yanal İvmesinin Tekerlek Üzerinde Meydana Getirdiği Yönelme Momenti.....	52
6.4	Taşıttın Önden Tahrikli Olmasından Dolayı Tekerlek Üzerinde Meydana Gelen Yönelme Momenti.....	53
7.	YANAL YÜK TRANSFERİNİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ.....	58
7.1	Yalpalama Momentinden Kaynaklanan Yanal Kuvvetler.....	63
7.2	Yanal Kuvvetler Bağlı Kayma Açıları.....	64
8.	TAHRİK KUVVETLERİNİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ.....	67
8.1	Arka Tekerleğe Ait Yanal Kayma Açısının Bulunması.....	68
8.2	Ön Tekerleğe Ait Yanal Kayma Açısının Bulunması.....	70
8.3	Tahrik Kuvvetinin Az Yönelme Gradyanı Üzerindeki Etkisi.....	72
9.	AERODİNAMİK KUVVETLERİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ.....	76
9.1	Aerodinamik Kaldırma Kuvvetinin Az Yönelme Gradyanı Üzerine Etkisi.....	76
9.2	Aerodinamik Yanal Kuvvetinin Az Yönelme Gradyanı Üzerine Etkisi.....	80
10.	YOL EĞİMİNİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE OLAN ETKİSİ.....	91
10.1	Tekerlek Tepki Kuvvetinin Bulunması.....	91
10.2	Tekerleklerin Yanal Kayma Açılarının Bulunması.....	92
10.3	Az Yönelme Gradyanının Bulunması.....	93
11.	DEVER AÇISININ AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE OLAN ETKİSİ.....	97
11.1	Yanal Kayma Açılarının Bulunması.....	97
11.2	Az Yönelme Gradyanının Bulunması.....	98
12.	AZ YÖNELME GRADYANININ MERTEBESİ.....	101
13.	DÜZ YOLDA SEYİR HALİNDE OLAN TAHRİK EDİLMEMİŞ TAŞITIN SAĞ-SOL TARAF TEKERLEKLERİNİN YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYILARININ DEĞİŞTİĞİ DURUMDAKİ YÖNELME DAVRANIŞI.....	102
13.1	Taşıttın İki Boyutta Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	102
13.2	Taşıttı Yalpalayan Momentin Bulunması.....	106
13.3	Yanal Kayma Açılarının Bulunması.....	106
13.4	Yalpalama Açısının Sıfırlanması.....	109

14.	DÜZ BİR YOLDA SEYİR HALİNDE OLAN TAŞITIN SAĞ ve SOL TARAF TEKERLEKLERİNİN TUTUNMA KATSAYILARININ DEĞİŞTİĞİ DURUMDAKİ YÖNELME DAVRANIŞI.....	112
14.1	Taşıtın Ön Sol Tekerleğinin Buzla Temasa Geçmesi.....	113
14.2	Arkadan Tahrikli Taşıtın Arka Sol Tekerleğinin Buzla Temasa Geçmesi.....	119
15.	DÜZ BİR YOLDA SABİT HIZLA SEYİR HALİNDE İKEN FREN UYGULANMASI.....	120
16.	SONUÇLAR.....	130
	KAYNAKLAR.....	132
	ÖZGEÇMİŞ.....	133



SİMGE LİSTESİ

A	Taşıtın ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığının viraj yarıçapına oranı
A_{Teker}	Tekerlek fren silindirinin kesiti
A_Y	Taşıtın yanal projeksiyon alanı
B	Taşıtın ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığının viraj yarıçapına oranı
C_α	Tekerleğin viraj katılığı
$C_{\alpha,A}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleğinin viraj katılığı
$C_{\alpha,\text{Ö}}$	Bisiklet modelinde ön aks tekerleğinin viraj katılığı
C_γ	Tekerleğin kamber atkılığı
$C_{L,A}$	Taşıtın ön tarafına ait kaldırma katsayısı
$C_{L,\text{Ö}}$	Taşıtın arka tarafına ait kaldırma katsayısı
C_S	Tekerleğin yönelme katılık katsayısı
$D_{A,\text{ilk}}$	Arka lastiğin ilk esnekliği
$D_{\text{Ö},\text{ilk}}$	Ön lastiğin ilk esnekliği
F_{Aero}	Aerodinamik kuvvet
$F_{D,A}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleğine etkiyen direnç kuvveti
$F_{D,\text{Ö}}$	Bisiklet modelinde ön aks tekerleğine etkiyen direnç kuvveti
F_{Fren}	Fren hidrolik hattından oluşturulması gereken hidrolik kuvveti
$F_{\text{Fren}Y}$	Tekerlek ile yol arasında oluşturulması gereken frenleme kuvveti
F_{MK}	Taşıtın ağırlık merkezine etkiyen merkezkaç kuvveti
$F_{\text{MK},A}$	Merkezkaç kuvvetinin arka aksa düşen payı
$F_{\text{MK},\text{Ö}}$	Merkezkaç kuvvetinin ön aksa düşen payı
$F_{R,A}$	Bisiklet modelinde ön aks tekerleği üzerine etkiyen yuvarlanma direnci
$F_{R,\text{Ö}}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleği üzerine etkiyen yuvarlanma direnci
F_T	Yanal yük transferi
F_T^U	Uzunlamasına yük transferi
$F_{X,A}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleği üzerindeki tahrik kuvveti
$F_{X,\text{Ö}}$	Bisiklet modelinde ön aks tekerleği üzerindeki tahrik kuvveti
F_Y	Yanal kuvvet
$F_{Y,1}$	Ön sol tekerlek üzerine etkiyen yanal kuvvet
$F_{Y,2}$	Ön sağ tekerlek üzerine etkiyen yanal kuvvet
$F_{Y,3}$	Arka sol tekerlek üzerine etkiyen yanal kuvvet
$F_{Y,4}$	Arka sağ tekerlek üzerine etkiyen yanal kuvvet
$F_{Y,A}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleğine etkiyen yanal kuvvet
$F_{Y,Ae}$	Yanal aerodinamik kuvvet
$F_{Y,\text{Ö}}$	Bisiklet modelinde ön aks tekerleğine etkiyen yanal kuvvet
$F_{Y,\text{Sağ}}$	Sağ taraf tekerleği üzerinde etkiyen yanal kuvvet

$F_{Y,Sol}$	Sol taraf tekerleği üzerinde etkiyen yanal kuvvet
F_Z	Tekerleğin tepki yükü
$F_{Z,1}$	Ön sol tekerleğin tepki yükü
$F_{Z,2}$	Ön sağ tekerleğin tepki yükü
$F_{Z,3}$	Arka sol tekerleğin tepki yükü
$F_{Z,4}$	Arka sağ tekerleğin tepki yükü
$F_{Z,A}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleğinin tepki yükü
$F_{Z,Ö}$	Bisiklet modelinde ön aks tekerleğinin tepki yükü
$F_{Z,Sağ}$	Sağ taraf tekerleğinin tepki yükü
$F_{Z,Sol}$	Sol taraf tekerleğinin tepki yükü
G_1	Ön sol tekerlek üzerindeki ağırlık
G_2	Ön sağ tekerlek üzerindeki ağırlık
G_3	Arka sol tekerlek üzerindeki ağırlık
G_4	Arka sağ tekerlek üzerindeki ağırlık
G_p	Eğrilik yarıçapı kazancı
$G_ω$	Yalpalama hızı kazancı
H	Taşıtın yuvarlanma merkezinin zeminden yüksekliği
I_x	Taşıtın yuvarlanma eksenini üzerindeki atalet momenti
I_y	Taşıtın başvurma eksenini üzerindeki atalet momenti
I_z	Taşıtın yalpalama eksenini üzerindeki atalet momenti
K_f	Fren sistemi faktörü
L	Taşıtın aksları arasındaki mesafe
M_C	Kardan mafsalı üzerindeki momentin king-pin eksenini üzerindeki bileşeni
M_{dir}	Direksiyon simidine uygulanması gereken moment
M_{dtork}	Doğrultu düzeltme torqu
$M_{dtork,Ö}$	Ön tekerlek üzerindeki doğrultu düzeltme torqu
M_{ek}	Ek yalpalama momenti
$M_{Ön}$	Kaster açısından dolayı meydana gelen moment
$M_{Sağ}$	Yön verme yarıçapından dolayı sağ tekerlekte oluşan yönelme momenti
M_{Sol}	Yön verme yarıçapından dolayı sol tekerlekte oluşan yönelme momenti
$M_{Y,Ae}$	Yanal aerodinamik kuvvetin meydana getirdiği yalpalama momenti
N	Normal tepki kuvveti toplamları
N_1	Taşıtın sağ yarısı üzerindeki normal tepki kuvveti
N_2	Taşıtın sol yarısı üzerindeki normal tepki kuvveti
N_A	Arka aks üzerindeki normal tepki kuvveti
$N_Ö$	Ön aks üzerindeki normal tepki kuvveti
P	Taşıt üzerinde oluşan dinamik hava basıncı
$P_{Fren,Hidrolik}$	Fren hidrolik sisteminde oluşturulması gereken basınç
P_t	Lastiğin ilk durumdaki basıncı

P_R	Lastiğin son durumdaki basıncı
R	Viraj yarıçapı
S	Taşıtın ön projeksiyon alanı
T_d	Kardan mafsalı üzerindeki moment
V_{Krt}	Kritik hız
V_{KS}	Karakteristik hız
V_r, Y	Yanal rüzgar hızı
V_x	Taşıtın çizgisel hızı
V_Y	Taşıtın yanal hızı
X_{Ae}	Aerodinamik yanal kuvvetin etki noktasının taşıtın ağırlık merkezine olan uzaklığı
a	Taşıtın ağırlık merkezi ile ön aks arasındaki mesafe
a_x	Taşıtın çizgisel ivmesi
a_y	Taşıtın yanal ivmesi
a_y'	Aerodinamik kuvvetin oluşturduğu yanal ivme
b	Taşıtın ağırlık merkezi ile arka aks arasındaki mesafe
d_A	Arka aks katsayısı
d_{aks}	Aks katsayısı
d_K	King-pin açıklığı
d_0	Ön aks katsayısı
f	Ampirik bir katsayı
f	Yuvarlanma direnç katsayısı
f_R	Cevap faktörü
i_{dir}	Direksiyon sisteminin çevrim oranı
k_β	Yalpa gradyanı
k_{dir}	Direksiyon milinin dönme katılığı
k_ϕ	Yuvarlanma gradyanı
k_K	Kinematik az yönelme gradyanı
k_S	Süspansiyonların az yönelme gradyanı
k_{TU}	Tekerleğin az yönelme gradyanı
k_U	Az yönelme gradyanı
p	Pnömatik mesafe
r_P	Taşıt üzerindeki bir P noktasına ait konum vektörü
$r_{Sürtünme}$	Balatanın temas merkezinin tekerlek merkezine olan uzaklığı
t	Ağırlık merkezindeki iz genişliği
t_A	Arka aksın iz genişliği
t_0	Ön aksın iz genişliği
x	Kaster mesafesi
$(F_{aero, kald.})_0$	Taşıtın ön tarafına etkiyen aerodinamik kaldırma kuvveti

$(F_{aero,kald.})_A$	Taşıtın arka tarafına etkiyen aerodinamik kaldırma kuvveti
$(C_{\alpha,\dot{\theta}})_{son}$	Aerodinamik kaldırma kuvvetinin taşıt tabanına etkimesinden sonra lastiğin viraj katılığı
$(C_{\alpha,\dot{\theta}})_{ilk}$	Aerodinamik kaldırma kuvvetinin taşıt tabanına etkimesinden önce lastiğin viraj katılığı
$(C_{\alpha,A})_{ilk}$	Aerodinamik kaldırma kuvvetinin taşıt tabanına etkimesinden önce arka lastiklerin viraj katılığı
α_A	Bisiklet modelinde ön aks tekerleğinin yanal kayma açısı
$\alpha_{\dot{\theta}}$	Bisiklet modelinde arka aks tekerleğinin yanal kayma açısı
β	Yalpalama açısı
β_K	Kinematik yalpa açısı
$\Delta C_{\alpha,A}$	Taşıtın arka aksındaki lastiğin viraj katılığının değişimi
$\Delta C_{\alpha,\dot{\theta}}$	Taşıtın ön aksındaki lastiğin viraj katılığının değişimi
ΔD_A	Arka lastiğin esnekliğindeki değişim
$\Delta D_{\dot{\theta}}$	Ön lastiğin esnekliğindeki değişim
$\delta_{esneklik}$	Süspansiyon sistemindeki esnekliklerden dolayı meydana gelen sapma açısı
$\delta_{esneklik,A}$	Arka süspansiyon sistemindeki esnekliklerden dolayı meydana gelen sapma açısı
$\delta_{esneklik,\dot{\theta}}$	Ön süspansiyon sistemindeki esnekliklerden dolayı meydana gelen sapma açısı
ΔF_R	Yuvarlanma direncinin değişim miktarı
ΔF_{Y1}	Ön sol tekerlekte yanal kuvvetin değişim miktarı
ΔF_{Y3}	Arka sol tekerlekte yanal kuvvetin değişim miktarı
δ_g	Gerçek tekerlek sapma açısı
δ_K	Kinematik tekerlek sapma açısı
$\delta_{K,A}$	Arka tekerleğe ait kinematik sapma açısı
$\delta_{K,\dot{\theta}}$	Ön tekerleğe ait kinematik sapma açısı
Δk_U	Az yönelme gradyanındaki değişim mertebesi
δ_{RS}	Gövdedeki yuvarlanma açısının süspansiyon sistemi üzerine etkisinden dolayı meydana gelen sapma açısı
$\delta_{RS,A}$	Gövdedeki yuvarlanma açısının arka süspansiyon sistemi üzerine etkisinden dolayı meydana gelen sapma açısı
$\delta_{RS,\dot{\theta}}$	Gövdedeki yuvarlanma açısının ön süspansiyon sistemi üzerine etkisinden dolayı meydana gelen sapma açısı
$\delta_{S,A}$	Arka akstaki süspansiyonun az yönelme etkisi
$\delta_{S,\dot{\theta}}$	Ön akstaki süspansiyonun az yönelme etkisi
δ_{simit}	Direksiyon simidinin sapma açısı
δ_U	Az yönelme veya dinamik sapma açısı
ϵ_{CS}	Kamberin yuvarlanma katsayısı
ϵ_{RS}	Gövdedeki yuvarlanmanın süspansiyon sistemi üzerine olan etki katsayısı
γ_{CS}	Kamberin yuvarlanmasından dolayı meydana gelen sapma açısı
$\gamma_{CS,A}$	Arka aksta kamber açısındaki değişim

$\gamma_{CS,0}$	Ön aksta kamber açısındaki değişim
θ	Eğim açısı
θ_{dir}	Direksiyon simidinin döndürölme miktarı
ρ_0	Ortam havasının yoğunluğu
ΔF_{R1}	Ön sol tekerleğin yuvarlanma direncindeki değişim
ΔF_{R2}	Ön sağ tekerleğin yuvarlanma direncindeki değişim
ΔF_{R3}	Arka sol tekerleğin yuvarlanma direncindeki değişim
ΔF_{R4}	Arka sağ tekerleğin yuvarlanma direncindeki değişim
Δk_{St}	Direksiyon sisteminden kaynaklanan az yönelme gradyanı
$\Delta \alpha_{A,F}$	Tahrik kuvvetinin arka aksta meydana getirdiği yanall kayma açısı
$\Delta \alpha_{0,F}$	Tahrik kuvvetinin ön aksta meydana getirdiği yanall kayma açısı
λ	King-pin açısı
$\mu_{Balata-Disk}$	Balata disk çifti arasındaki sürtünme katsayısı
μ_H	Lastik ile yol arasındaki tutunma katsayısı
ν	Kaster açısı
ξ	Kardan mafsalının eğim açısı
ρ_r	Etkin tekerlek yarıçapı
$\dot{\omega}_x$	Taşıttın yuvarlanma eksenindeki açısal ivmesi
$\dot{\omega}_y$	Taşıttın başvurma eksenindeki açısal ivmesi
$\dot{\omega}_z$	Taşıttın yalpalama eksenindeki açısal ivmesi

KISALTMA LİSTESİ

ADM	Ani Dönme Merkezi
ABS	Anti Blocking System
ESP	Electronic Stability Program
TCS	Traction Control System



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 4.1	Düşük hızlarda gerçek tekerlek sapma açısının bulunması için kullanılan bisiklet modeli.....7
Şekil 4.2	Düşük hızla bir merkez etrafında kaymadan yuvarlanan tekerleğin takip ettiği yörünge.....9
Şekil 4.3	Merkezkaç kuvvetinin etkisine lastiğin tepkisi.....9
Şekil 4.4a	Tekerlekte yanal kayma açısının oluşumu.....9
Şekil 4.4b	Merkezkaç kuvvete maruz kalan tekerleğin zemin ile temas bölgesinde meydana gelen deformasyon.....8
Şekil 4.5	Tekerlek üzerindeki yanal kuvvetin tekerleğin yanal kayma açısına göre değişimi.....9
Şekil 4.6	Viraja giren bir tekerlekte merkezkaç kuvvetine tepki olarak tekerlek üzerinde oluşan yanal kuvvet ve tekerlekte meydana getirdiği deformasyon.....12
Şekil 4.7	Farklı hız sınıflarındaki lastiklerin farklı aspekt oranlarına göre viraj katılık değerleri.....13
Şekil 4.8	Farklı lastik basınçlarında radyal ve diyagonal lastiklerin ortalama viraj katılık değerleri.....14
Şekil 4.9	Diş derinliğine bağlı olarak yanal kuvvet ve yanal kayma açısı arasındaki ilişki.....15
Şekil 4.10	Tekerleğin yanal kayma açısının tekerleğin tepki yüküne göre değişimi.....15
Şekil 4.11	Yüksek hızlarda gerçek tekerlek sapma açısının bulunması için kullanılan bisiklet modeli.....17
Şekil 4.12	Raydan tanımı için kullanılan çember yayı.....18
Şekil 4.13	Viraj yarıçapının δ_g üzerine olan etkisinin anlaşılması için kullanılan bisiklet modeli.....19
Şekil 4.14	Viraja giren bir taşıt üzerine etkiyen kuvvetler.....20
Şekil 4.15	Taşıttın az yönelme davranışına sahip olduğu durumda taşıttın ağırlık merkezinin geometrik yeri.....22
Şekil 4.16	Taşıttın tarafsız yönelme davranışına sahip olduğu durumda taşıttın ağırlık merkezinin geometrik yeri.....22
Şekil 4.17	Taşıttın aşırı yönelme davranışına sahip olduğu durumda taşıttın ağırlık merkezinin geometrik yeri.....23
Şekil 4.18	Az yönelme gradyanın grafiği.....25
Şekil 4.19	Cevap faktörünün çeşitli durumlarının grafiği.....27
Şekil 4.20	Bir taşıttın ön ve arka aksına etkiyen normal reaksiyon kuvvetleri.....28
Şekil 5.1	Gövdenin yuvarlanma açısı.....33
Şekil 5.2	Gövdenin yalpa açısı.....33
Şekil 5.3	Yalpa açısının bulunması için kullanılan bisiklet modeli.....34
Şekil 5.4	Mercedes SL 500 otomobiline ait ön düzen çizimi.....36
Şekil 5.5	Bağımsız ön düzen geometrisine sahip bir taşıta ait MSC.WorkingModel simülasyon modeli.....36
Şekil 5.6	Bağımsız ön düzen geometrisi ve direksiyon sistemine ait yan rodun deplasmanı.....37
Şekil 5.7	Mercedes F300 prototip otomobiline ait ön düzen geometrisi.....37
Şekil 5.8	Salıncak kollarının ve yan rodun hepsinin birden aynı uzunluğa sahip olması durumunda deplasmanları.....37
Şekil 5.9	Süspansiyonun gerçek tekerlek sapma açısı üzerine etkisinin

	elde edilmesi için kullanılan bisiklet modeli.....	38
Şekil 5.10	Süspansiyon sistemindeki esnekliklerin ön ve arka akslarda meydana getirdiği etki.....	42
Şekil 6.1a	Kaster mesafesi.....	46
Şekil 6.1b	Taşıtın sağa yönelmesi durumunda kaster mesafesinden dolayı yanal kuvvetlerin tekerlekler üzerinde oluşturdukları momentler.....	46
Şekil 6.2a	Tekerlek üzerindeki tepki kuvveti.....	48
Şekil 6.2b	Tepki kuvvetinin kaster açısı vasıtasıyla tekerleklerde oluşturduğu momentler.....	48
Şekil 6.3	Tekerleğe sapma açısı verildiğinde moment kolunun değişimi.....	49
Şekil 6.4	Tekerlek tepkisi ve tekerlek tepkisinin king-pin açısına göre bileşenleri.....	50
Şekil 6.5	Tekerlekler sağa doğru sapma açısı verildiğinde tepki kuvvetinin moment oluşturan bileşeni ve tekerleklerin konumu.....	51
Şekil 6.6	Sapma açısı verildiği ve verilmediği durumda tekerlek tepkisinin bileşenleri ve ortaya çıkan moment kolları.....	51
Şekil 6.7	Doğrultu düzeltme torkunun oluşması.....	53
Şekil 6.8	Önden tahrikli bir taşıtın ön düzen sistemi ve bu sistem üzerinde motordan gelen tahrik mili üzerindeki moment.....	54
Şekil 6.9	Direksiyon sistemi modeli.....	55
Şekil 7.1	Taşıt viraja girdikten hemen sonra üzerine etkiyen kuvvetler.....	58
Şekil 7.2	Yük transferiyle taşıtın sol yarısına etkiyen kuvvetler.....	60
Şekil 7.3	Yanal yük transferi sonucunda lastiklerin yuvarlanma direncinin değişmesiyle taşıt üzerine etkiyen kuvvetler ve yalpalama momenti.....	62
Şekil 7.4	Yalpalama momentinin meydana getirdiği yanal kuvvetler.....	64
Şekil 8.1	Tahrik kuvvetlerinin az yönelme gradyanı üzerine olan etkisinin bulunmasında kullanılan bisiklet modeli.....	67
Şekil 8.2	Arka tekerlek üzerindeki kuvvetlerin taşıtın ağırlık merkezinden geçen MM eksenine üzerine düşürülmesi.....	68
Şekil 8.3	Ön tekerlek üzerindeki kuvvetlerin taşıtın ağırlık merkezinden geçen MM eksenine üzerine düşürülmesi.....	70
Şekil 9.1	Taşıt üzerindeki aerodinamik akım çizgilerinin taşıtın farklı bölgelerine göre hız dağılımı.....	77
Şekil 9.2	Üzerine yanal kuvvet etkiyen taşıta ait bisiklet modeli.....	81
Şekil 9.3	Yanal aerodinamik kuvvetin taşıt üzerine etkimesi.....	84
Şekil 9.4	Yalpalama momentinin meydana getirdiği yanal kuvvetler.....	85
Şekil 10.1	Çıkış eğimli bir yolda seyir halinde olan taşıtın akslarına etkiyen normal tepki kuvvetleri.....	90
Şekil 10.2	Yönelme katılık katsayısının tekerleğin tepki yüküne göre değişimi.....	94
Şekil 10.3	Tekerleğin viraj katılığının üzerindeki düşey yükle değişimi.....	94
Şekil 11.1	Dever açılı yolda seyir halinde olan bir taşıtın üzerine etkiyen kuvvetler.....	96
Şekil 11.2	Dever açısının taşıtın az yönelme gradyanı üzerine olan etkisinin incelenmesinde kullanılan bisiklet modeli.....	97
Şekil 13.1	Taşıtın iki boyutta hareket denklemlerinin elde edilmesi için kullanılan eksen takımları.....	102
Şekil 13.2	Ön sol lastiğin havası azaldığında tekerlekler üzerindeki direnç kuvvetleri ve bu kuvvetlerin taşıt üzerinde meydana getirdiği	

	yalpalama momenti.....	106
Şekil 13.3	Yanal kayma açısının bulunmasında kullanılan bisiklet modeli.....	107
Şekil 13.4	Ön sağ tekerleğe fren uygulanmasıyla tekerlekler üzerinde oluşan kuvvetler ve taşıt üzerinde oluşan yalpalama momenti.....	108
Şekil 13.5	Lastik ile yol arasındaki frenleme kuvveti ve balata-disk arasındaki frenleme kuvveti arasındaki ilişki.....	109
Şekil 14.1	Taşıtın seyir halinde bulunduğu buzlu yol.....	111
Şekil 14.2	Taşıtın ön sol tekerleği buzla temas etmesi sonucu tekerlekler üzerinde etkili olan kuvvetler.....	113
Şekil 14.3	Yalpalama momentinden dolayı taşıt üzerinde oluşan kuvvetler.....	114
Şekil 14.4	Taşıtta meydana gelen yanal yük transferinin bulunması için kullanılan taşıt modeli.....	115
Şekil 14.5	Ön sol tekerlek ile zemin arasındaki frenleme kuvvetinin bulunması için kullanılan taşıt modeli.....	118
Şekil 15.1	Şehir dışı yoğun trafik akışında taşıtın önüne engel çıkma durumu.....	119
Şekil 15.2	Taşıtın tekerleklerine fren uygulanmasıyla oluşan uzunlamasına yük transferinin bulunması için kullanılan model.....	120
Şekil 15.3	Taşıtın sağa yönelmesiyle taşıt üzerine etkiyen kuvvetler ve yalpalama momenti.....	123
Şekil 15.4	Sürücünün fren pedalına basıp taşıtı yönlendirmesiyle oluşan kararsızlığın giderilmesinde arka sağ tekerlek ile yol zemini arasında oluşturulması gereken frenleme kuvvetinin bulunması için kullanılan taşıt modeli.....	124
Şekil 15.5	Sürücünün gaz pedalına basıp taşıtı yönlendirmesiyle oluşan kararsızlığın giderilmesinde arka sağ tekerlek ile yol zemini arasında oluşturulması gereken frenleme kuvvetinin bulunması için kullanılan taşıt modeli.....	127

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Taşıtın yönlendirilmesinde kumanda kuvveti için düzenleme değerleri.....3
Çizelge 8.1	Taşıtın tahrik tipine bağlı olarak taşıtın tekerlekleri üzerinde etkili olan kuvvetlerin büyüklüğü.....75
Çizelge 8.2	Taşıtın tahrik tipinin az yönelme gradyanı değerleri.....75
Çizelge 12.1	Az yönelme gradyanlarının karşılaştırılması.....101
Çizelge 15.1	Fren sisteminin dizaynına göre fren faktörü değerleri.....126



ÖNSÖZ

Yapmış olduğum tez çalışmam boyunca ilgi, bilgi ve tecrübesiyle bana yol gösteren ve bu tezin tamamlanması için gerekli koşulları sunan başta sayın hocam Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOL' a, zaman zaman tezim ile ilgili görüşlerini aldığım Yrd.Doç.Dr. Muammer ÖZKAN' a, beni her türlü konuda destekleyen ve bu tezin tamamlanabilmesi için maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan aileme ve tüm arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.



ÖZET

Tezin ilk bölümünde taşıtın doğrultu kontrolünü etkileyen parametreler ayrıntılarıyla incelenmiş, özellikle taşıtın doğrultu kontrolünde en önemli kavram olan az yönelme ve aşırı yönelme gradyanları ayrıntılarıyla ele alınmış ve aynı zamanda kararlı rejimde bisiklet modelinden yararlanılarak taşıtın doğrultu kontrolü üzerindeki taşıt parametrelerinin etkilerine değinilmiştir. Tahrik kuvvetlerinin ve aerodinamik kuvvetlerin az yönelme üzerine etkileri ayrıntılarıyla incelenmiştir. Ayrıca, taşıtın iniş / çıkış eğimli yolda ve dever açılı virajda seyri sürdürmesi sırasında, yol şartlarının az yönelme üzerindeki etkisine de değinilmiştir. Taşıtın ağırlık merkezinin konumunun, süspansiyon elemanlarının, direksiyon milinin dönme katılığının, tekerlekler üzerindeki tahrik kuvvetlerinin, taşıt üzerine etkiyen aerodinamik kuvvetlerin etkileri özet olarak sunulmuştur.

Tezin ikinci bölümünde taşıtın geçici rejimde doğrultu kontrol analizinin yapılabilmesi için üç serbestlik dereceli bir model (öteleme, yanal ve yalpalama hareketleri yapan) kullanılarak hareket denklemleri elde edilmiştir. Ardından yanal ve uzunlamasına yük transferlerinin etkisinin de hesaba katılması amacıyla bir önceki modele iki serbestlik derecesi daha eklenmiştir. Taşıtın ön ve arka aksta toplanarak elde edilen denklemler ile taşıtın kontrol dışı yönelmeye yol açan seyir şartları değerlendirilerek seçilen ön veya arka aks tekerleklerinden hangisine ne kadar frenleme momenti uygulanması gerektiği üzerinde durulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Bisiklet modeli, az yönelme gradyanı, kararlı rejim, geçici rejim, frenleme, doğrultu kontrolü

ABSTRACT

In the first part of the thesis, parameters affect the directional control of vehicle are investigated in detail, especially understeer and oversteer which are the most important concepts of directional control of vehicle are examined in detail, meanwhile effects of parameters on directional control of vehicle are discussed by being exploited from bicycle model in steady state. Effects of **drive** and aerodynamic forces on understeer are analysed in detail. In addition, effects of road conditions on understeer are examined when the vehicle is on uphill and down hill road and during continue with its movement on banking road. Effects of position of vehicle's centre of gravity, suspension elements, turning rigidity of steering-wheel, drive forces on wheels and aerodynamic forces acts on the vehicle are presented briefly.

In the second part of the thesis, motion equations are obtained by using a three-degree-of-freedom model in order to analysis directional control when the vehicle is on unsteady state. Then two-degree-of-freedom are added to the former model in order to take into consideration the effects of lateral and longitudinal load transfer. With equations which have been divided on front and rear axles, how much braking moment should be apply to the which choosen front or rear wheel is calculated by vehicle driving conditions which will cause to unstability direciton control are take to account.

Keywords: Bicycle model, understeer gradient, steady state, unsteady state, braking, direction control

1. GİRİŞ

Günümüzde insanlar yollarda geçirdikleri vakitleri azaltma ve bazı kişilerde içlerindeki heyecanı açığa vurma beklentilerine sahip olduğundan taşıtların hız limitleri giderek artmaktadır. Fakat taşıtın hızı arttıkça güvenli olarak seyrini sürdürmesi bir sorun olmaktadır. Bu kötü etkiyi bertaraf etmek için üreticiler ürünlerini aktif ve pasif güvenlik sistemleri ile donatmaktadır. Aktif güvenlik sistemleri kazaları önlemek için kullanılırken pasif güvenlik sistemleri kazanın etkilerini azaltmak için kullanılmaktadır.

Aktif güvenlik sistemlerinin ilk neslini tekerleklerin kilitlenmesini önleyen ve kısaca ABS olarak adlandırılan sistem oluşturmaktadır. Sistem tekerleklerin yüksek frenleme basıncı altında kilitlenmesini önleyip, tekerlek ile yol arasında statik sürtünme şartlarını geçerli kıldığı için taşıtın durma mesafesini azaltır. Ayrıca tekerleğin kilitlenmesini önlediğinden tekerleklerin yanal yük taşıma kapasitesi artırılır ve bunun sonucu olarak frenleme yapılırken taşıtın yönlendirilmesi de sağlanır.

Duran bir taşıtın bir tahrik tekerleği diğer tahrik tekerleğine göre daha düşük tutunma katsayılı yüzey üzerinde iken tekerleklere motor momentin iletilmesi ile daha düşük tutunma katsayılı yüzey üzerindeki tahrik tekerleği patinaj yapmaya başlarken diğer tekerlek durgunluğunu korur. Burada taşıtın seyir haline geçebilmesi için patinaj yapan tekerlek frenlenir. Patinaj yapan tekerleğin frenlenmesi çekiş kontrol sistemi (TCS)' nin görevidir.

Yüksek tutunma katsayılı yüzeylerde sürücünün ayağını gaz pedalından aniden çekmesi Otto motorlarında motor freni etkisi oluşturarak tahrik tekerlekleri üzerinde frenleme kuvvetinin doğmasına neden olur. Bunun önüne geçebilmek için MSR olarak adlandırılan bir sistem kullanılır. Bu sistem yukarıdaki şartlarda gaz kelebeğini biraz açarak tekerlekler üzerinde frenleme kuvveti oluşumunu önler.

Aktif güvenlik sistemlerinin günümüzdeki son neslini ise elektronik kararlılık programı (ESP) olarak adlandırılan sistem oluşturmaktadır. Bu sistem ABS, TCS ve MSR'ı kontrol etmesinin yanı sıra taşıtın yalpalamasını da kontrol ederek taşıtın ön görülen sınırlar içerisinde güvenli olarak seyrini sürdürmesini sağlar.

ESP taşıtın güvenli olarak seyirinin sŸrdŸrmesi için sŸrŸcŸnŸn istekleri ile taşıtın sŸrŸcŸnŸn isteğine uygun hareket edip etmediğini kontrol eder. Bunun için elektronik kontrol birimine yŸklenmiř taşıt verilerinden ve taşıtın seyri sırasında sensŸrlerden alınan verilerden yararlanılarak taşıtın doğrultu kontrolŸnŸn sağlanması için hangi tekerleğe ne kadar fren basıncının uygulanacağını belirler.

Sistemin çalışmasını aşağıdaki parametreler etkilemektedir;

- SŸspansiyon elemanlarının esnekliği
- Ŗn dŸzen geometrisi
- Direksiyon milinin dŸnme katılığı
- Yanal yŸk transferi
- Tekerlekler Ÿzerindeki tahrik / direnç kuvvetleri
- Taşıt Ÿzerine etkiyen aerodinamik kuvvetler
- Seyir halinde bulunan yolun eğimi
- Seyir halinde bulunan virajın dever açısı
- Taşıtın başvurma, yalpalama, yuvarlanma açısal ivmeleri, yanal ve çizgisel ivmeleri

İleriki bŸlŸmlerde ilk Ŗnce direksiyon sistemi ve sahip olması gereken Ŗzellikler açıklanmış ardından yukarıdaki parametreler incelenmiştir.

2. DİREKSİYON SİSTEMİ

Direksiyon sistemi, sürücünün direksiyon simidine verdiği açısız girişi taşıtın tekerleklerine sapma vererek taşıtın yönlendirilmesini ve/veya doğrultusunun kontrolünü sağlar. Taşıtlarda çok önemli görevi bulunan direksiyon sistemlerinin Avrupa Yönergesi 70/311/EWG' yi sağlaması gerekmektedir. Bu yönergeye göre bir direksiyon sistemi taşıtın kolay ve güvenli olarak yönlendirilmesini sağlamak zorundadır. Direksiyon sisteminin tam ve hatasız olarak çalışabilmesi için maksimum kumanda süresi (tekerleklerin dingil pimi eksenini etrafında dönmeleri için geçen süre) ve direksiyon simidinden verilmesi gereken yönlendirme kuvveti bu yönergede belirtilmiştir (Çizelge 2.1). Aşağıda taşıt cinsine bağlı olarak verilen bu değerler taşıtın düz yolda 10 km/saat hızla seyir halinde iken yönlendirildiğinde sağlanmak zorundadır.

Çizelge 2.1 Taşıtın yönlendirilmesinde kumanda kuvveti için düzenleme değerleri (Avrupa Yönergesi 70/311/EWG, Bosch Automotive Handbook, 2000)

Taşıt Kategorisi	Tam olarak çalışan sistem			Hatalı yönlendirme sistemi		
	Uygulanan Maksimum Kuvvet [daN]	Süre [s]	Viraj Yarıçapı [m]	Uygulanan Maksimum Kuvvet [daN]	Süre [s]	Viraj Yarıçapı [m]
M ₁	15	4	12	30	4	20
M ₂	15	4	12	30	4	20
M ₃	20	4	12	45	6	20
N ₁	20	4	12	30	4	20
N ₂	25	4	12	40	4	20
N ₃	20	4	12 ¹⁾	45 ²⁾	6	20

¹⁾ Viraj yarıçapı en fazla bu değerde olmalıdır

²⁾ İki veya daha fazla aksın yönlendirilmesinde çekicisi bulunmayan taşıtlar için 50 daN

Taşıtın yönlendirilmesinde sistemin sağlaması gereken genel beklentiler aşağıda verilmiştir.

- 1) Yol yüzeyinden kaynaklanan sarsıntıların direksiyon simidine ulaşmaması için bu sarsıntılar mümkün olduğu kadar sönümlenmelidir. Ancak yapılacak sönümleme doğrultu kontrolünün kaybolmasına veya bozulmasına yol açmamalıdır.

- 2) Direksiyon kinematığının temel dizaynı, sağ ve sol ön tekerleklerin tekerlek eksenlerinin uzantısını tekerlekler yönlendirilmiş olduğunda arka aks ekseninin uzantısıyla kaymasız yönlendirme için teorik olarak kesiştirmelidir.
- 3) Direksiyon simidi serbest bırakıldığında tekerlekler düz pozisyona otomatik olarak geri dönmeli ve bu pozisyonda kararlı olmalıdır.
- 4) Taşıtın kolay yönlendirilebilmesi için direksiyon sistemi mümkün olduğu kadar düşük çevrim oranına sahip olmalıdır. Fakat bunu sağlarken de Çizelge 2.1' deki kuvvet değerlerini sağlamalıdır.



3. DOĞRULTU KONTROLÜNDE TEMEL PARAMETRELER

Şasi, süspansiyon, lastikler, gövdenin şekli ve yol ve yol yüzeyi özellikleri bir araya gelerek taşıtın yönlendirme karakteristiğini belirler. Taşıtın kararlı rejimde hareketini gösteren parametreler taşıtın seyir hızı ve virajın eğrilik yarıçapıdır. Kararlı rejimde bu iki değişken için değerler sabittir.

Hız ve eğrilik yarıçapı, sürücünün sisteme yapmış olduğu kontrol girişlerini belirleyen temel değişkenlerdir. Bu kontrol giriş değişkenleri direksiyon simidinin döndürme açısı, gaz pedalının pozisyonu, yol eğimi ve seçilen vites kademesidir.

Kararlı rejim koşullarında temel değişkenler olarak genellikle direksiyon simidinin pozisyonu ve taşıtın seyir hızı esas alınır.

Direksiyon simidi ile tekerlek sapması arasında belirli bir çevrim oranı olduğundan direksiyon simidinin sapması ile tekerlek sapma açısı arasındaki ilişki;

$$\delta_g = \frac{\delta_{simit}}{i_{dir}} \quad (3.1)$$

şeklindedir.

Burada;

δ_{simit} : Direksiyon simidinin sapma açısı [derece]

δ_g : Tekerleklerin sapma açısı [derece]

i_{dir} : Direksiyon çevrim oranı [-]

dır.

Taşıtın virajda seyri sırasında çizgisel hızı, açısal hızı veya yanal ivmesi ölçülebilir. Bu değerlerin analitik yollarla elde edilmesi için taşıtın hızı ve virajın eğrilik yarıçapı esas alınır.

R yarıçaplı bir virajın eğrilik yarıçapı ρ ;

$$\rho = \frac{l}{R} \quad (3.2)$$

ile ifade edilir.

Taşıt viraja girdiğinde, viraj merkezine göre olan yalpa açısal hızı ile gövdenin yalpa açısal hızının aynı olduğu kabul edilir (Milliken ve Milliken, 2002). Buna göre taşıtın yalpa açısal hızı;

$$\omega = \rho \cdot V_x = \frac{V_x}{\rho} \quad (3.3)$$

olur.

Yukarıda belirtilen hız varsayımı doğrultusunda taşıtın yanal ivmesi merkezkaç ivmesine eşit olduğundan;

$$a_y = \frac{V_x^2}{R} = \rho \cdot V_x^2 = \omega \cdot V_x \quad (3.4)$$

dir.

Burada V_x ve R 'nin bilinmesiyle diğer değişkenler kolaylıkla bulunabilir.

Taşıtın herhangi bir anda viraja girmesiyle δ_g açısının cevabını ölçmedeki hassasiyet kazanç olarak adlandırılmaktadır. Yani taşıtın verilen bir tekerlek sapma açısıyla virajı alıp alamadığı bu şekilde derecelendirilmektedir. Buna göre;

Eğrilik yarıçapı kazancı;

$$G_p = \frac{dp}{d\delta_g} \quad (3.5)$$

Yalpa hızı kazancı;

$$G_\omega = \frac{d\omega}{d\delta_g} = \frac{d(\rho \cdot V_x)}{d\delta_g} = V_x \cdot \frac{d\rho}{d\delta_g} = V_x \cdot G_p \quad (3.6)$$

olarak tanımlanır.

4. GERÇEK TEKERLEK SAPMA AÇISI

4.1 Düşük Hızlardaki Gerçek Tekerlek Sapma Açısı

Bir önceki kısımda tanımlanan gerçek tekerlek sapma açısı, iki bileşenin toplamına eşittir. Bu bileşenler kinematik sapma açısı ve az yönelme açısıdır. Bu açılar arasındaki ilişki;

$$\delta_g = \delta_K + \delta_U \quad (4.1)$$

ile ifade edilir.

Burada;

δ_K : Kinematik tekerlek sapma açısı (kaymasız koşulda) [derece]

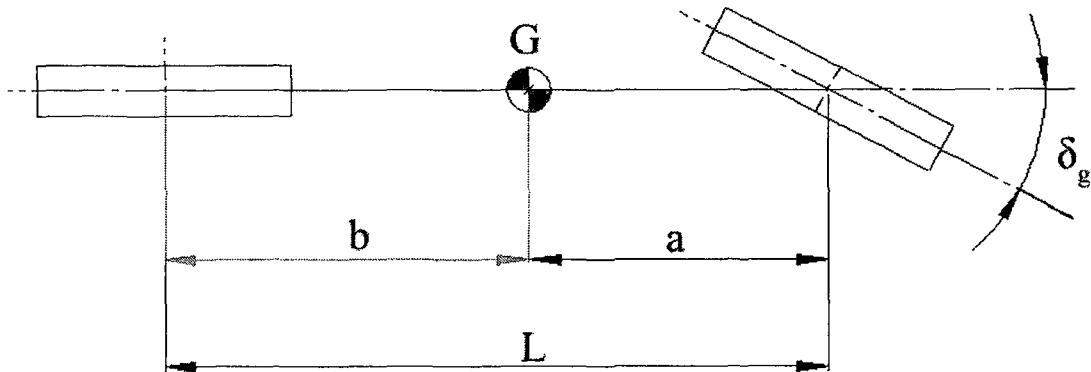
δ_U : Az yönelme veya dinamik sapma açısı [derece]

dır.

δ_K düşük ve yüksek hızla viraj dönme koşullarında geçerlidir. δ_U ise tekerleklerin yanal kayma yaptığı yüksek hızla viraj dönme koşulunda ortaya çıkar.

Viraj dönme koşullarında analizi kolaylaştırmak için bisiklet modeli kullanılır. Bu modelde süspansiyon bulunmamaktadır ve her aksta bir tekerlek bulunmaktadır. Ayrıca modelde aerodinamik kuvvetler de ihmal edilmiştir.

Şekil 4.1' de bisiklet modeli ön tekerleğine sapma vermiş halde iken gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Düşük hızlarda gerçek tekerlek sapma açısının bulunması için kullanılan bisiklet modeli (Dixon, 1996)

Şekil 4.1' de verilen model taşıtın düşük hızla virajda seyir halinde bulunduğu durumlar için geçerlidir. Çünkü düşük hızlarda taşıtın yönlendirilmesi sırasında çok küçük yanal ivme olduğundan ön ve arka tekerleklerdeki yanal kayma ihmal edilebilecek derecede küçük değerlerde bulunmaktadır. Bu durumda $\delta_U = 0$ olduğundan (4.1) 'den;

$$\delta_g = \delta_K \quad (4.2)$$

olarak bulunur.

4.2 Yanal Kayma Açısı

Taşıtın düşük ve yüksek hızla virajda seyri durumunda taşıtın virajın alabilmesi için ön tekerleklere verilmesi gereken sapma açısı bulunmuştu ve bu iki durum için ön tekerleklere verilmesi gereken sapma açısının taşıtın yüksek hızla virajda seyri durumunda daha fazla olması gerektiği ve bunun nedeninin taşıtın yüksek hızla virajda seyri durumunda ön ve arka aks tekerleklerinde oluşan yanal kayma açısı olduğu belirtilmişti. Bu kısımda tekerlekler üzerinde yanal kayma açısının nasıl oluştuğu ve yanal kayma açısını etkileyen faktörler açıklanmıştır.

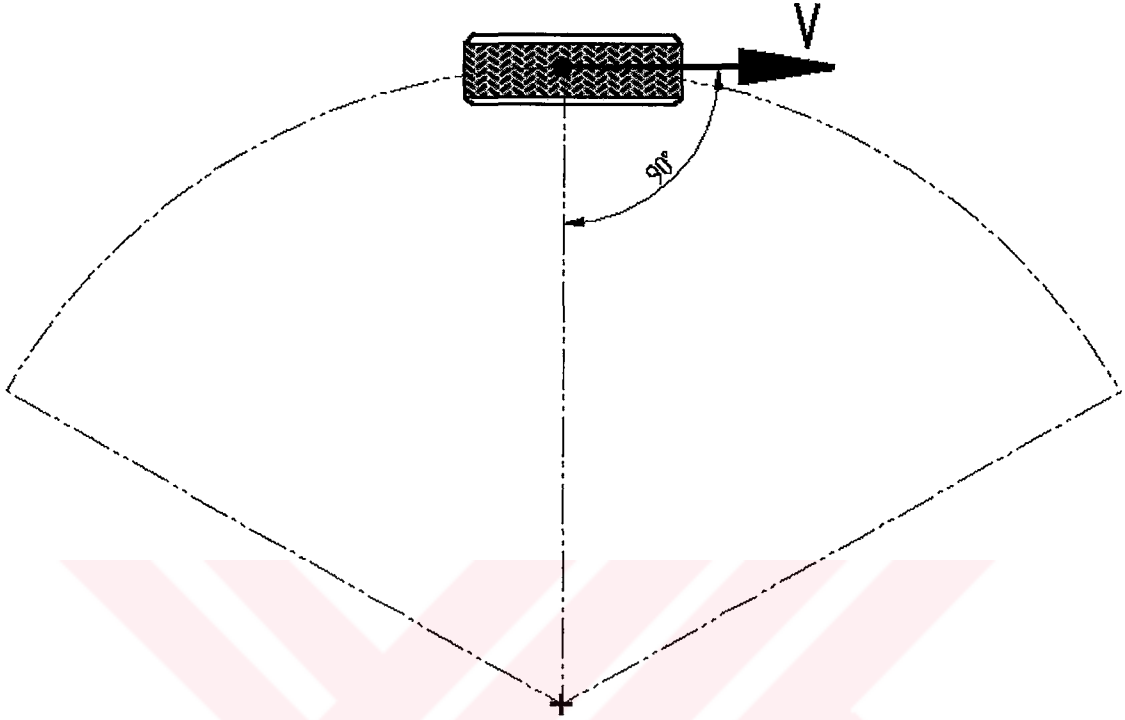
4.2.1. Yanal Kayma Açısının Oluşumu

Günümüzde taşıtlarda kullanılan tekerlekler esnek bir yapıya sahiptir. Bu yapıdaki bir tekerleğin eğer çok düşük hızla bir merkez etrafında kaymadan yuvarlanmasına izin verilirse tekerlek çember şeklindeki bir yörüngeyi takip eder (Şekil 4.2).

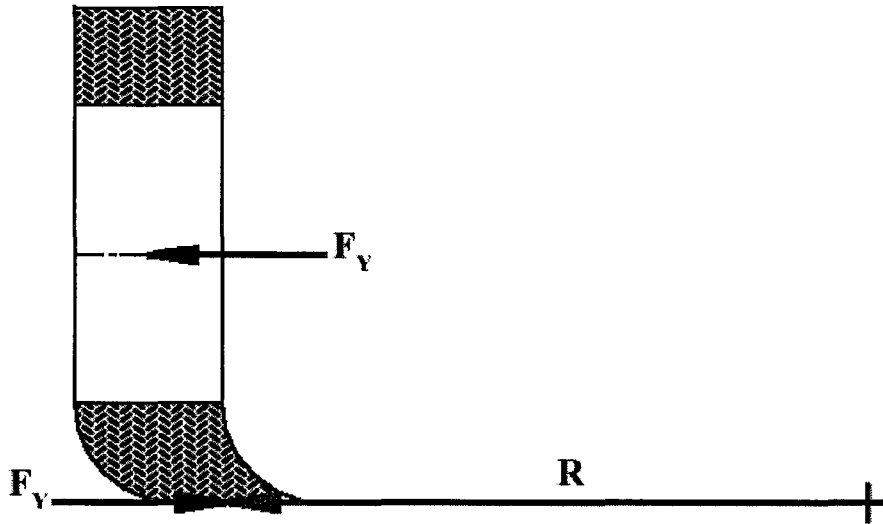
Tekerleğin yuvarlanma hızı arttıkça üzerine etkileyen merkezkaç kuvveti artar (3.4). Bu durumda tekerleğin jantı, üzerine etkileyen yanal kuvvetlerden dolayı, viraj dışına itilir. Yanal kuvvetlerin bu etkisiyle lastik profili ile yol arasında temas sürerken, merkezkaç kuvvet jantı virajın dışına doğru ittiğinden lastiğin karkas yapısı ve profili kuvvet yönünde yanal deformasyona maruz kalır (Şekil 4.3).

Meydana gelen bu yanal deformasyondan dolayı tekerlek farklı bir yörünge izlemeye başlar (Şekil 4.4a). Tekerleğin bu yörüngesi ile daha önce takip ettiği yörünge arasındaki açığa yanal

kayma açısı denir ve “ α ” ile gösterilir. Şekil 4.4b’ de lastikte meydana gelen yanıl deformasyon izdüşüm olarak gösterilmiştir.

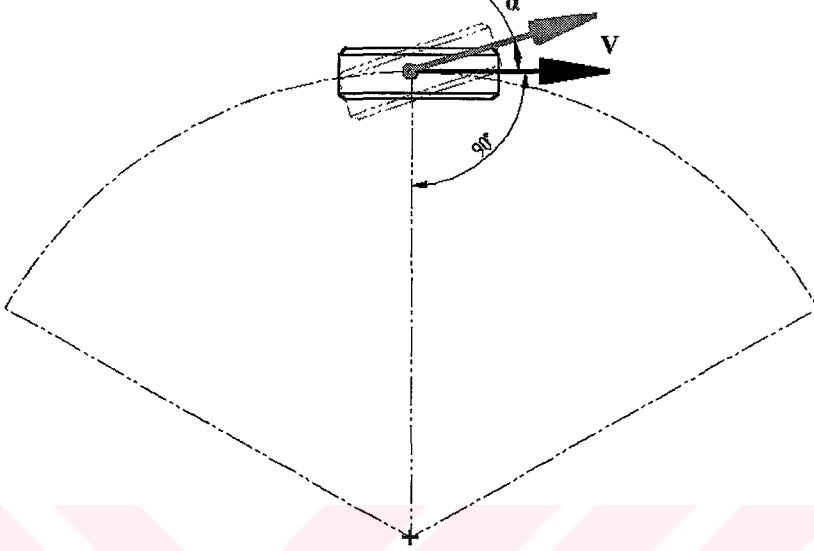


Şekil 4.2 Düşük bir hızla bir merkez etrafında kaymadan yuvarlanan tekerleğin takip ettiği yörünge

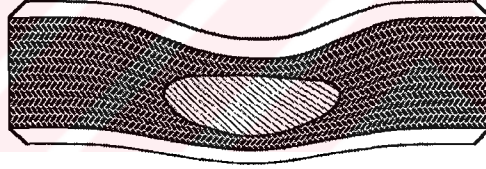


Şekil 4.3 Merkezkaç kuvvetinin etkisine lastiğin tepkisi (Bosch ESP, 1998)

Lastikler üzerinde yapılan deneylerde yanal kayma açısının 5° 'ye kadar olan değerlerinde yanal kuvvet ile doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür. Bu durum Şekil 4.5' te gösterilmiştir.



Şekil 4.4a Tekerlekte yanal kayma açısının oluşumu



Şekil 4.4b Merkezkaç kuvvete maruz kalan tekerleğin zemin ile temas bölgesinde meydana gelen deformasyonu

Yanal kayma açısının 5° 'den küçük değerleri için yanal kuvvet ve yanal kayma açısı arasında doğru orantılı bir ilişki söz konusu olduğundan;

$$\frac{F_Y}{\alpha} = \text{eğim} \quad (4.3)$$

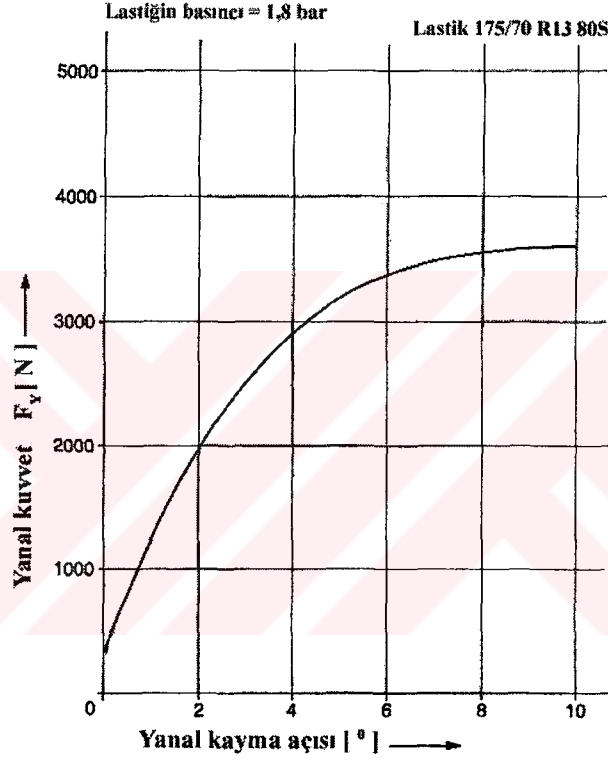
yazılır.

Burada (4.3) ile bulunan eğim tekerleğin viraj katılığı olarak tanımlanmaktadır ve “ C_{α} ” ile gösterilmektedir.

Eğer (4.3)

$$\frac{F_y}{C_\alpha} = \alpha \quad (4.4)$$

şeklinde yazılırsa aynı yanal altında tekerleğin katılığı ne kadar yüksek olursa kayma açısının o derecede azaldığı ve buna bağlı olarak (4.15)'den tekerleklere verilmesi gereken sapma açısının azalacağı görülür.



Şekil 4.5 Tekerlek üzerindeki yanal kuvvetin tekerleğin yanal kayma açısına göre değişimi - $a_Y = 5m/s^2$ (Reimpell, 1988)

Aşağıda kayma açısına etki eden faktörler, etki nedenleri ve etki mertebeleri açıklanmaktadır.

4.2.2.Tekerleğin Katılığını Etkileyen Faktörler

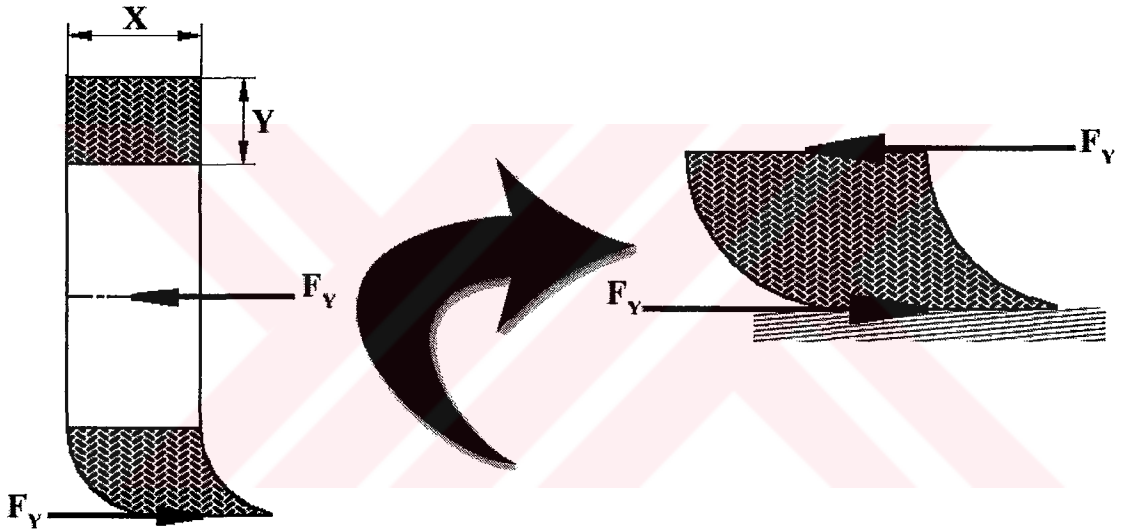
İlerleyen teknoloji ile günümüz otomobilleri 300 km/sa hızının üzerine çıkabilmektedir. Fakat bu hız bile otomobil üreticilerinin ve sürücülerin isteklerini karşılamamakta ve daha üst sınırlara çıkılmaya çalışılmaktadır. Bu isteği karşılayabilmek için motordan alınan tahrik kuvvetini ve fren sisteminden alınan direnç kuvvetini yola aktaran lastikler üzerinde çeşitli

değişiklikler yapılmaktadır. Yapılan bu değişikliklerin tek amacı ise lastiğin viraj katılığını arttırmaktır.

Viraj katılığının artırılması lastiğin aspekt oranına, tipine, basıncına, profil derinliğine ve tepki yüküne bağlıdır.

4.2.2.1 Lastiğin Aspekt Oranı

Tekerleklerin yüksek hızla virajda seyri durumunda Şekil 4.3’ deki gibi bir deformasyona uğradıkları belirtilmişti. Şekil 4.3 incelendiğinde bu deformasyonun virajdaki yan kuvvetten dolayı oluştuğu görülür (Şekil 4.6).



Şekil 4.6 Viraja giren bir tekerlekte merkezkaç kuvvetine tepki olarak tekerlek üzerinde oluşan yan kuvvet ve tekerlekte meydana getirdiği deformasyon

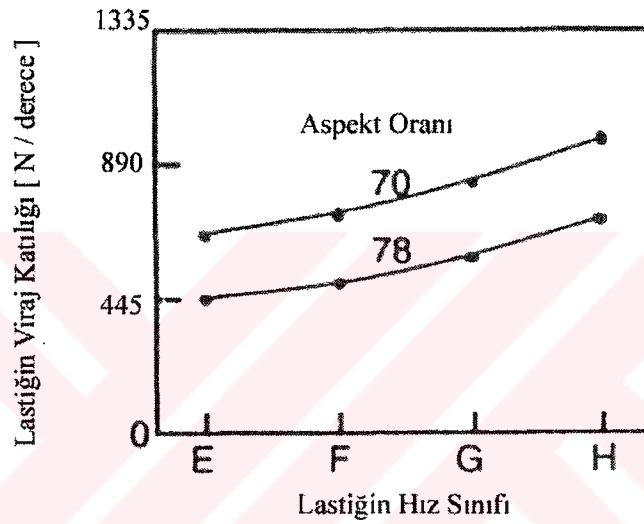
Oluşan yan kuvvet lastik omuzlarının eğilmesine neden olur. Burada tekerleğin katılığının artırılması için sabit tekerlek yarıçapı ve sabit taşıma kapasitesi göz önüne alındığında lastiğin omuz yüksekliği mesafesi “y” azaltılıp, lastiğin yanakları arasındaki mesafe “x” artırılır. Bu ise lastiğin aspekt oranının düşmesini ve daha katı bir tekerlek elde edilmesini sağlar.

Şekil 4.7’ de 70 ve 78 aspekt oranına sahip ve E, F, G, H hız sınıflarında bulunan lastiklerin viraj katılıklarının ortalama değerleri görülmektedir.

Şekil 4.7' de E sınıfı ele alındığında aspekt oranının %10 düşmesiyle tekerleğin katılığının %50 arttığı görülmektedir.

4.2.2.2 Lastiğin Radyal veya Diyagonal Olması

Diyagonal lastikler radyal lastiklere göre daha katı cidarlara sahiptir. Fakat radyal lastikler gibi yol ile daha geniş ve düz bir temas alanı sağlayamadıklarından viraj katılıkları radyal lastiklere göre daha düşüktür (Heisler, 1992).



Şekil 4.7 Farklı hız sınıflarındaki lastiklerin farklı aspekt oranlarına göre viraj katılık değerleri (Gillespie, 1992)

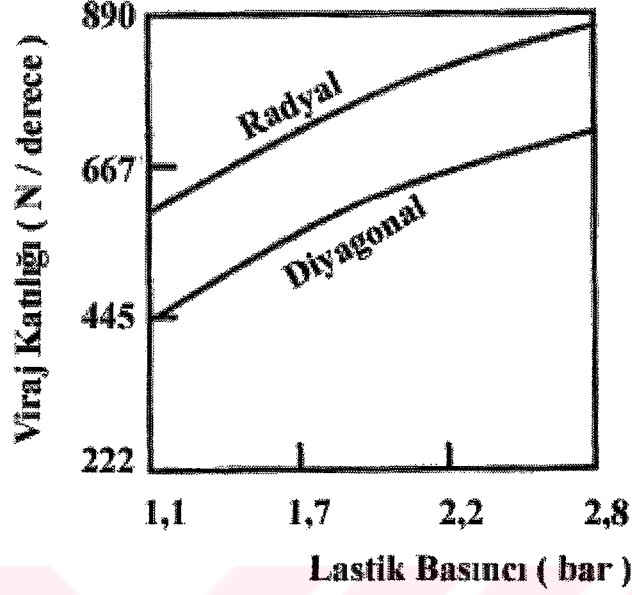
Şekil 4.8' de farklı lastik basınçlarında radyal lastiklerin ortalama katılıkları ve diyagonal lastiklerin ortalama katılıkları görülmektedir.

Şekil 4.8' de 1,7 bar lastik basıncı ele alındığında radyal lastik kullanımı ile katılığın %23 arttığı görülmektedir.

4.2.2.3 Lastik Basıncı

Lastik basıncının artması karkas katılığını artırır. Fakat temas uzunluğunu da azalttığından tüm lastik tipleri için net etkisi üzerine bir genelleme yapmak zordur (Ervin, 1978). Fakat otomobil lastikleri için artan lastik basıncı ile viraj katılığının arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.8' den lastik basıncındaki %33' lük artışın lastiğin katılığında %13' lük bir artış meydana getirdiği görülmektedir.



Şekil 4.8 Farklı lastik basınçlarında radyal ve diyagonal lastiklerin ortalama viraj katılı k değerleri (Gillespie, 1992)

4.2.2.4 Profil Derinliği

Profil kauçuğu yanal kuvvete maruz kaldığında bir firçanın kılları gibi davranır. Profil derinliğinin artması yanal kuvvet için moment kolunu arttırdığından tekerleğin viraj katılığı azalır. Bu yüzden taşıta yeni lastik takıldığında tekerleğin kayma açısı biraz daha fazladır.

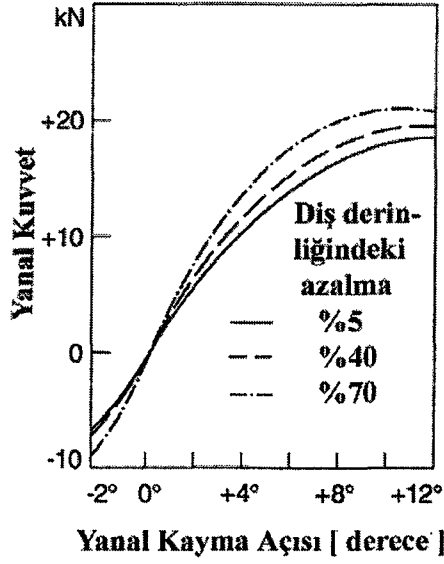
Şekil 4.9' da Michelin XZA 11R22,5 lastiğine ait yanal kuvvet kayma açısı diyagramı, profil derinliği parametre alınarak elde edilmiştir.

Şekil 4.9' da 4° lik kayma açısı için dış derinliği %65 azaldığında tekerleğin katılığının %33 arttığı görülmektedir.

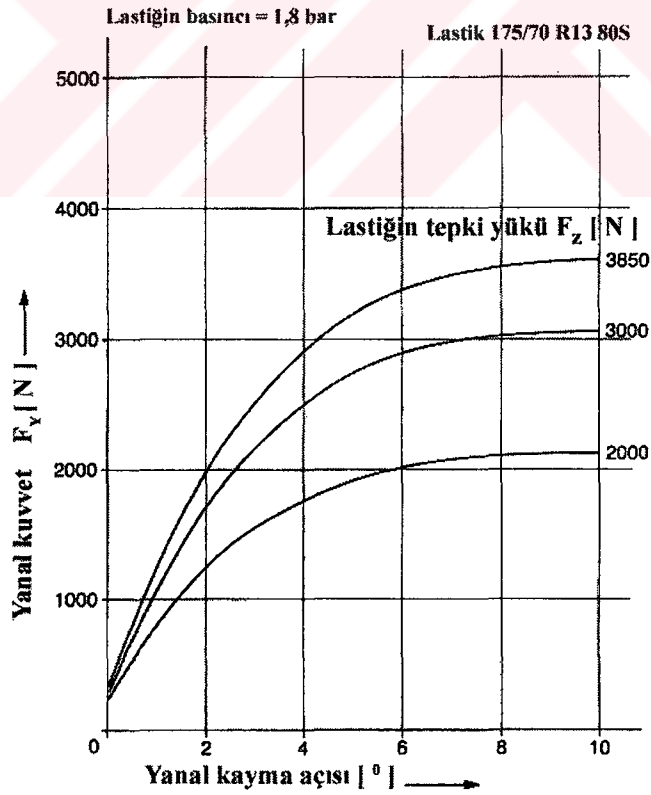
4.2.2.5 Tepki Yüğü

Tekerlek üzerindeki tepki yükünün artması lastiğin iç basıncını arttırır. Bunun yanında lastiğin karkas yapısında meydana gelen deformasyondan dolayı lastiğin aspekt oranı azalır. Bu etkilerden dolayı tekerlek üzerindeki tepki yükünün artması lastiğin viraj katılığını

arttırmaktadır. Bu durum Şekil 4.10' da gösterilmektedir. Şekil 4.10' da 6° 'lık kayma açısı için tepki yükündeki %100' lük bir artış için tekerleğin katılığının %100 arttığı görülmektedir.



Şekil 4.9 Dış derinliğine bağılı olarak yanıl kuvvet ve yanıl kayma açısı arasındaki ilişki – Michelin XZA 11 R 22.5, $F_z = 30$ kN, $V_x = 60$ km/h (BOSCH, 2000)



Şekil 4.10 Tekerleğin yanıl kayma açısının tekerleğin tepki yüküne göre değişimi - $a_y = 5$ m/s² (Reimpell, 1988)

4.3 Yüksek Hızlarda Gerçek Tekerlek Sapma Açısı

Önceki kısımda düşük hızlarda taşıtın yönlendirilmesinde çok küçük yanal ivme oluştuğundan tekerleklerdeki yanal kayma miktarının ihmal edilebileceği belirtilmişti. Fakat yüksek hızlarda (3.4)' e göre yanal ivme büyük değerler almaktadır. Dolayısıyla ön ve arka tekerlekler üzerinde meydana getirdiği yanal kayma etkisi ihmal edilemeyecek derecede olur. Bu yüzden yüksek hızlarda taşıtın virajı alabilmesi için sürücü direksiyonu gerekenden daha fazla kırmalıdır.

Aşağıda ilk önce direksiyon sisteminin geometrisinden yararlanılarak yüksek hızlarda yönelme esnasında gerçek tekerlek sapma açısı bulunmuştur. Daha sonra ise yanal kayma olayı açıklanarak gerçek tekerlek sapma açısı buna göre tekrar düzenlenmiştir.

4.3.1 Gerçek Tekerlek Sapma Açısının Bulunması

Yüksek hızlarda gerçek tekerlek sapma açısını bulmak için Şekil 4.10' dan yararlanılır.

Şekil 4.11' den δ_g nin bulunması için AMÖ üçgeninin iç açıları toplamı eşitliği kullanılır. Buna göre;

$$\cancel{90} - \alpha_A + \cancel{90} - (\delta_g - \alpha_O) + \theta = \cancel{180} \quad (4.5)$$

$$\theta = \delta_g - \alpha_O + \alpha_A \quad (4.6)$$

olarak bulunur. Bu denklem viraj yarıçapının δ_g üzerine etkisiyle ilgili bir bilgi verememektedir. Bunun için radyan tanımından yararlanılır. Bilindiği üzere radyan bir çemberde merkez açının gördüğü yayın, çemberin yarıçapına oranı olarak tanımlanmaktadır.

Bu tanıma göre Şekil 4.11 ve Şekil 4.12' den yararlanılarak;

$$S=R.\theta \quad (4.7)$$

$$\theta = \frac{L}{R} \quad (\text{Radyan}) \quad (4.8)$$

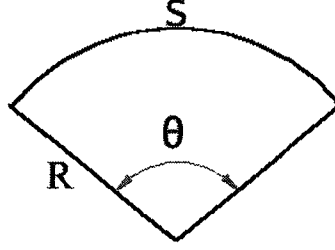
$$\delta_K = \delta_{K,O} + \delta_{K,A} \quad (4.11)$$

Burada ;

$\delta_{K,O}$: Ön aksa ait kinematik sapma açısı [derece]

$\delta_{K,A}$: Arka aksa ait kinematik sapma açısı [derece]

dır.



Şekil 4.12 Radyan tanımı için kullanılan çember yayı

Ön ve arka aksların kinematik sapma açılarının belirlenmesi için Şekil 4.13' den yararlanılarak radyan tanımı kullanılır. Bu tanıma göre ;

$$A = \frac{a}{R} \quad (4.12)$$

$$B = \frac{b}{R} \quad (4.13)$$

$$A+B = \frac{a}{R} + \frac{b}{R} = \frac{L}{R} \quad (4.14)$$

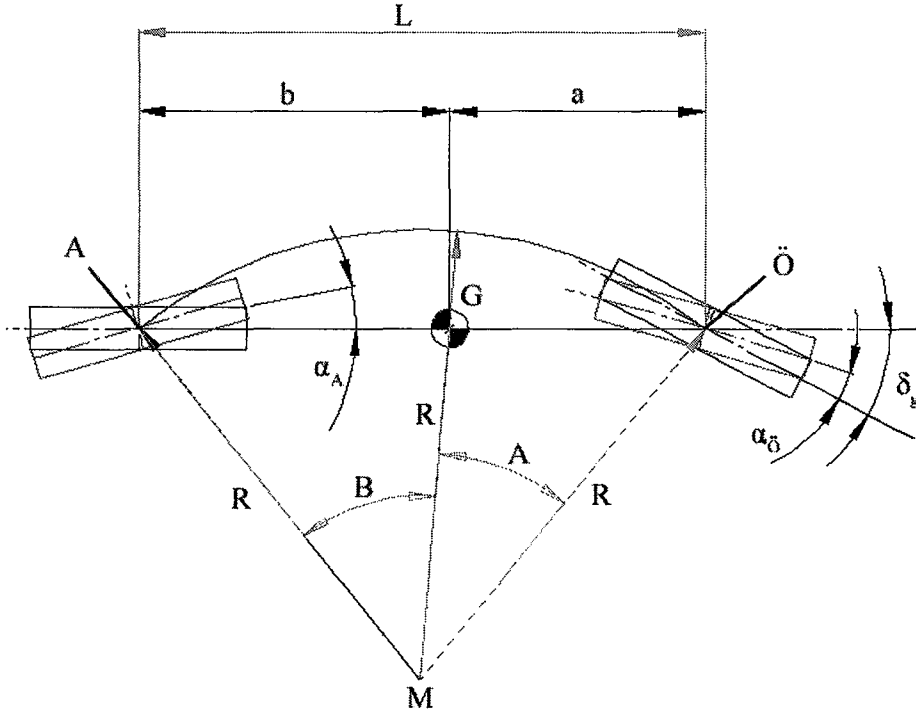
olarak bulunur.

(4.14), (4.10)'da yerine yazıldığında ;

$$\delta_g = 57,3 \cdot \left(\frac{a+b}{R} \right) + \alpha_{\ddot{O}} - \alpha_A \quad (4.15)$$

elde edilir.

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan kayma açıları, lastik üzerine etkiyen merkezkaç kuvvetinin lastik üzerine meydana getirdiği yanal kayma açılarıdır. Bir sonraki kısımda yanal kayma açısının meydana gelişi ve bu açıyı etkileyen faktörler incelenmiştir.



Şekil 4.13 Viraj yarıçapının δ_g üzerine olan etkisinin anlaşılması için kullanılan bisiklet modeli

4.3.2.1 Yanal Kayma Açısının Yanal İvme ile Olan Bağıntısı

Bir önceki kısımda lastik üzerine etkiyen yönlendirme kuvveti ve merkezkaç kuvveti arasındaki dengeye göre lastiklerin yol ile temasta belirtilmişti. Lastik bu kuvvetlerin hangisi baskın ise o kuvvetin doğrultusuna göre hareketini gerçekleştirir. Burada yanal kayma açısının yanal ivme ile olan bağıntısını bulabilmek için D'Alembert Teoremi'nden (dinamik denge) yararlanılır. Bu teoreme göre lastiğin hareket denklemleri ;

$$\Sigma F_Y + m \cdot a_Y = 0 \quad (4.16)$$

dır.

Şekil 4.13' de dinamik kuvvet dengesi ve G etrafındaki moment eşitliği yazıldığında;

$$-(F_{Y,A} + F_{Y,\delta}) + m \cdot a_Y = 0$$

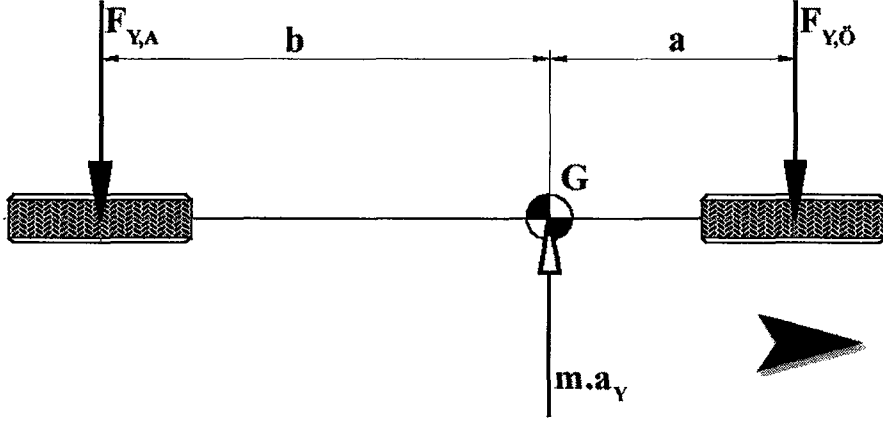
$$F_{Y,A} + F_{Y,\delta} = m \cdot a_Y \quad (4.17)$$

$$\Sigma M_G = 0 \quad (4.18)$$

$$F_{Y,A} \cdot b = F_{Y,\delta} \cdot a$$

$$F_{Y,A} = \frac{a}{b} \cdot F_{Y,\delta} \quad (4.19)$$

olarak elde edilir.



Şekil 4.14 Viraja giren bir taşıt üzerine etkiyen kuvvetler

(4.19), (4.17) 'de yerine yazıldığında;

$$m \cdot a_Y = \frac{a}{b} \cdot F_{Y,\delta} + F_{Y,\delta}$$

$$F_{Y,\delta} \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right) = m \cdot a_Y$$

$$F_{Y,\delta} = \frac{m \cdot a_Y \cdot b}{a+b}$$

$$F_{Y,\delta} = m \cdot \frac{b}{L} \cdot a_Y$$

$$F_{Y,\delta} = m_0 \cdot a_Y \quad (4.20)$$

olur.

Burada ;

m_0 : Taşıtın ön aksa indirgenmiş kütlesi

[kg]

dir.

(4.20), (4.16) 'da yerine yazıldığında;

$$C_{a,\delta} \cdot \alpha_\delta = m_0 \cdot a_Y$$

$$\alpha_\delta = \frac{m_0 \cdot a_Y}{C_{a,\delta}}$$

(4.21)

olarak bulunur.

Benzer işlemler yapılarak arka lastikteki yanal kayma açısı;

$$\alpha_A = \frac{m_a \cdot a_Y}{C_{a,A}} \quad (4.22)$$

olarak bulunur.

(4.21) ve (4.22), (4.15)' de yerine yazıldığında;

$$\delta_g = 57,3 \cdot \left(\frac{a+b}{R} \right) + \frac{m_{\delta} \cdot a_Y}{C_{u,\delta}} - \frac{m_a \cdot a_Y}{C_{a,A}}$$

$$\delta_g = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + \left(\frac{m_{\delta}}{C_{u,\delta}} - \frac{m_a}{C_{a,A}} \right) \cdot a_Y$$

$$\delta_g = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + k_U \cdot a_Y \quad (4.23)$$

elde edilir.

Burada ;

k_U : Az yönelme gradyanı

[derece / ms^{-2}]

dir.

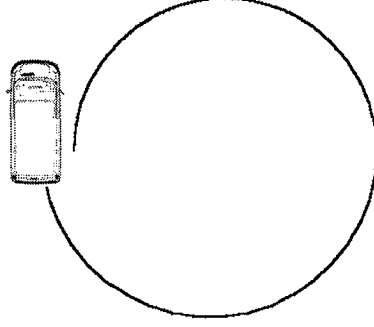
Az yönelme gradyanı, taşıt o anki seyir koşulları altında taşıtın sürücünün verdiği yönelme etkisine ne kadar uyduğunu gösterir ve üç durumu bulunmaktadır.

4.3.3 Az Yönelme Gradyanının Durumları

1. Durum ($k_U > 0$):

Bu durumda $\alpha_{\delta} > \alpha_A$ olduğundan taşıt az yönelmeye sahiptir. Yani sürücünün, taşıta arzu ettiği yönlendirmeyi verebilmesi için sürücü direksiyonu viraj yönüne doğru kırmalıdır.

Az yönelme durumunda taşıtın ağırlık merkezinin geometrik yeri yarıçapı gittikçe artan bir çemberdir (Şekil 4.15).



Şekil 4.15 Taşıtın az yönelme davranışına sahip olduğu durumda taşıtın ağırlık merkezinin geometrik yeri

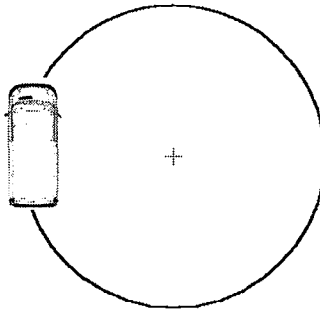
Bu durum taşıt üreticileri tarafından tercih edilen bir durumdur. Taşıt üreticileri taşıtlarını az yönelmenin küçük mertebelerine sahip olacak şekilde dizayn ederler. Bu sayede taşıtın kullanımı esnasında, yolcuların ağırlıkları ve bagaj yüklerinin ağırlıklarının etkisiyle ağırlık merkezi arka aksa yaklaşacağından, taşıta tarafsız yönelmeye erişme fırsatı verilir.

2.Durum ($k_U = 0$):

Bu durumda $\alpha_O = \alpha_A$ olduğundan taşıt tarafsız yönelmeye sahiptir. Yani sürücü taşıta arzu ettiği yönlendirmeyi verebilmiştir.

Tarafsız yönelme durumunda taşıtın ağırlık merkezinin geometrik yeri bir çemberdir (Şekil 4.16).

Bu koşulun taşıtın virajda seyri boyunca sağlanması istenir. Fakat bu koşulu tam olarak sağlayacak şekilde taşıtın dizaynı yapılmaz (Bir önceki durumda bahsedilen nedenden dolayı).

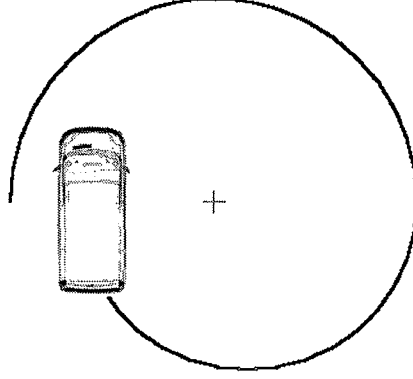


Şekil 4.16 Taşıtın tarafsız yönelme davranışına sahip olduğu durumda taşıtın ağırlık merkezinin geometrik yeri

3.Durum ($k_U < 0$):

Bu durumda $\alpha_0 < \alpha_A$ olduğundan taşıt aşırı yönelmeye sahiptir. Yani sürücünün taşıta arzu ettiği yönlendirmeyi verebilmesi için sürücü direksiyonu serbest bırakmalıdır.

Aşırı yönelme durumunda taşıtın ağırlık merkezinin geometrik yeri yarıçapı gittikçe azalan bir çemberdir (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 Taşıtın aşırı yönelme davranışına sahip olduğu durumda taşıtın ağırlık merkezinin geometrik yeri

Bu durum taşıtın güvenliğini ve yönelme kararlılığının artırılması için tercih edilmeyen bir durumdur. Çünkü taşıtın aşırı yönelmesi durumunda yalpalaması artar. Bu ise taşıtın takla atmasına neden olabilecek durumları ortaya çıkarır.

Bu durumların hepsi bir eğri üzerinde gösterilebilir. Çizilecek eğrinin apsisinde yanal ivme (a_Y) ordinatında gerçek tekerlek sapma açısı (δ_g) bulunur. Bu eğri temel yönlendirme eğrisi olarak adlandırılmaktadır. Eğrinin çizilebilmesi için ilk önce $k_U = 0$ durumu ele alınır. Ardından diğer iki duruma geçilir. Bu durumda;

$$k_U=0 \Rightarrow \delta_g = 57,3 \cdot \left(\frac{a+b}{R} \right) \quad (4.24)$$

$$k_U>0 \Rightarrow \delta_g = 57,3 \cdot \left(\frac{a+b}{R} \right) + k_U \cdot a_Y \quad (4.25)$$

$$k_U<0 \Rightarrow \delta_g = 57,3 \cdot \left(\frac{a+b}{R} \right) - k_U \cdot a_Y \quad (4.26)$$

olur.

Dikkat edilirse k_U 'nun aslında durumlara göre bir eğim değerini temsil ettiği görülür. Bu veriler kullanılarak δ_g - a_Y grafiği Şekil 4.18' de görüldüğü gibi elde edilir.

(4.1) ve (4.24) karşılaştırıldığında ;

$$\delta_U = k_U \cdot a_Y \quad (4.27)$$

olduğu görülmektedir. Buna göre az yönelme gradyanı k_U ;

$$k_U = \frac{\delta_U}{a_Y} \quad (4.28)$$

olur. (4.28) diferansiyel olarak ;

$$k_U = \left(\frac{d\delta_U}{da_Y} \right) \quad (4.29)$$

şeklinde ifade edilir.

Taşıtın az yönelme veya aşırı yönelme durumunda verilen etkiye karşılık cevabının incelenmesi için eğrilik yarıçapı kazancı tanımlandığı daha önce belirtilmişti (3.5). Bu ifadeden yararlanılarak taşıtın karalılık durumu incelenebilir. Bunun yapılabilmesi için (4.23), eğrilik yarıçapı cinsinden ifade edilmelidir. (3.2), (3.4), (4.15) ve (4.25)' den yararlanılarak ;

$$\delta_g = 57,3 \cdot \frac{L}{R} + k_U \cdot \frac{V_x^2}{R} \quad (4.30)$$

$$\delta_g = 57,3L \cdot \rho + \rho \cdot k_U \cdot V_x^2 \quad (4.31)$$

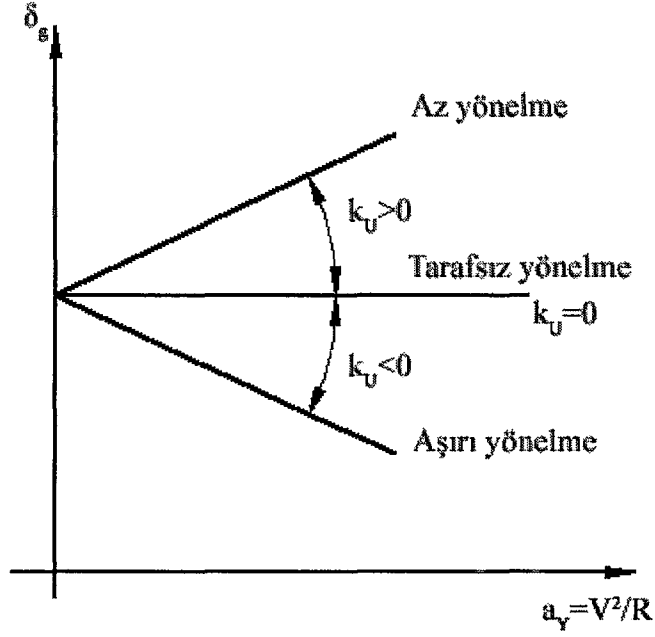
$$\delta_g = \rho \cdot (57,3L + k_U \cdot V_x^2) \quad (4.32)$$

olarak bulunur.

(4.32), (3.5)' te yerine yazıldığında eğrilik yarıçapı kazancı G_ρ ;

$$G_\rho = \frac{1}{57,3L + k_U \cdot V_x^2} = \frac{1}{L} \cdot \left(\frac{1}{57,3 + \left(\frac{k_U}{L} \right) \cdot V_x^2} \right) \quad (4.33)$$

olarak bulunur. Burada işlemleri kolaylaştırmak için V_{ks} ve V_{krt} hızları tanımlanır. Bu hızların büyüklükleri birbirine eşittir. Fakat yönleri farklıdır. Ayrıca karakteristik hız, az yönelme durumu için geçerli iken kritik hız aşırı yönelme durumu için geçerlidir. Bu hızların bulunması için (4.33)' de paydadaki hız terimine sahip bileşen 1'e eşitlenir. Bu durumda ;



Şekil 4.18 Az yönelme gradyanının grafiği

$$\left(\frac{k_U}{L}\right) \cdot V_x^2 = 1 \quad (4.34)$$

$$V_x = V_{ks} = \sqrt{\frac{L}{k_U}} \quad (4.35)$$

olarak bulunur. (4.35) az yönelme ($k_U > 0$) için geçerlidir. Aşırı yönelmede $k_U < 0$ olduğundan kök içindeki ifade sanal bileşene sahip olacaktır. Bunu önlemek için köklü ifade içerisindeki terim -1 ile çarpıldığında;

$$V_x = V_{krt} = \sqrt{-\frac{L}{k_U}} \quad (4.36)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeye ise kritik hız denilmektedir.

Taşıtın az yönelme veya aşırı yönelme durumunda cevabını anlayabilmek için cevap faktörü tanımlanır. Cevap faktörü f_R , $\rho/\delta_g = G_p$ denkleminde hıza bağlı kısım olarak ifade edilir. Buna göre (4.33) ve (4.35)' den yararlanılarak f_R ;

$$G_p = \frac{\rho}{\delta_g} = \frac{1}{L} \cdot \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{V_x}{V_{ks}}\right)^2} \right) \quad (4.37)$$

$$f_R = \frac{1}{1 + \left(\frac{V_x}{V_{ks}}\right)^2} \quad (4.38)$$

olarak bulunur.

Burada f_R için δ_g radyan cinsinden olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Böylece f_R grafiği çizilirken grafiğin ötelenmesi önlenir.

Burada az yönelme ve aşırı yönelme olarak iki ihtimal vardır. Bu ihtimallerin taşıtı nasıl etkileyeceğinin görülmesi için f_R ' nin V_x/V_{ks} 'e göre grafiği çizilir. Grafiğin çiziminde kullanılan denklemlerden birisi (4.38)' dir. Bu denklem sadece az yönelme durumunda geçerlidir. Aşırı yönelme durumu için (4.35) ve (4.36)' dan yararlanılarak ;

$$V_{ks}^2 = -V_{kr}^2 \quad (4.39)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik (4.38)' de yerine yazıldığında ;

$$f_R = \frac{1}{1 - \frac{V_x^2}{V_{ks}^2}}$$

$$f_R = \frac{1}{1 - \left(\frac{V_x}{V_{ks}}\right)^2} \quad (4.40)$$

olarak elde edilir.

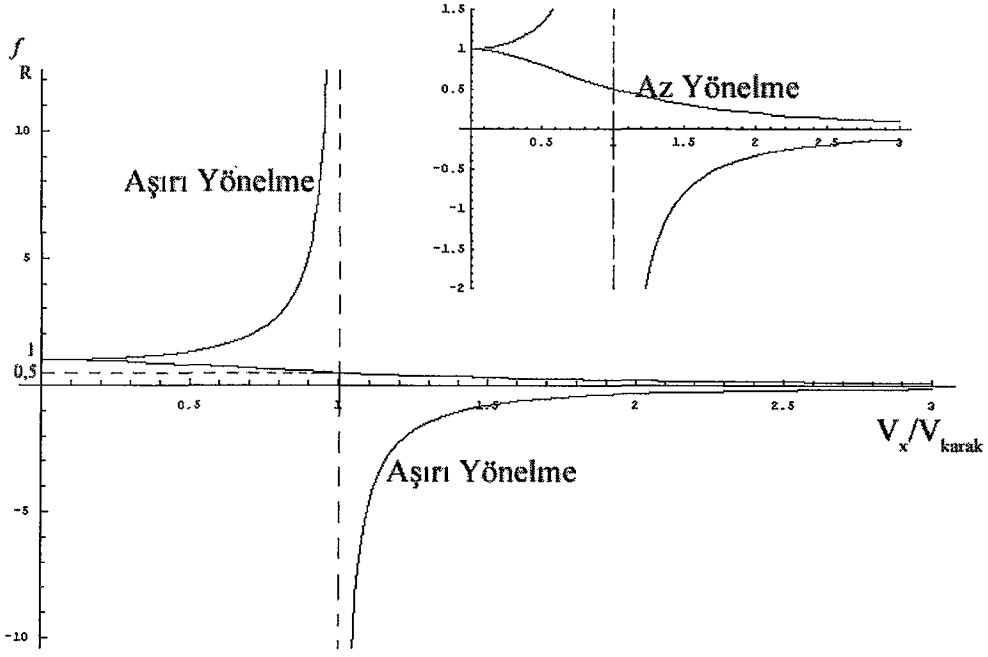
(4.38) ve (4.40), Mathematica 4 programında çizilebilir. Bunun için ;

Plot [{ 1 / (1 - x^2) , 1 / (1 + x^2) } , {x, 0, 3}]

komutu kullanılmıştır ve sonuç olarak Şekil 4.13 elde edilmiştir.

Şekil 4.19' dan az yönelmeli durumda $V_x=V_{ks}$ için $f_R=0,5$ olarak okunur. Bunun anlamı, taşıttın düşük hızda veya tarafsız yönlenme durumuna göre iki kat daha fazla tekerlek saptırma açısının gereğidir((4.37) ve (4.31)' den).

Şekil 4.19' da aşırı yönelmeli durumda $V_x=V_{krt}$ için iki durum vardır.



Şekil 4.19 Cevap faktörünün çeşitli durumlarının grafiği

1.Durum:

Bu durum $V_x/V_{ks}=1$ 'e soldan yaklaşma durumudur ve aşağıdaki şekilde ifade edilir ;

$$\lim_{\frac{V_x}{V_{ks}} \rightarrow 1^-} \frac{1}{1 + \left(\frac{V_x}{V_{ks}}\right)^2} = \infty \quad (4.41)$$

(4.41)' den görüldüğü üzere f_R artı sonsuza yaklaşmaktadır. Bu, direksiyon sisteminin gereğinden çok fazla hassaslaşmasına ve taşıtın doğrusal kararlılığının bozulmasına neden olur.

Limitin hesaplanması Mathematica programında;

Limit [1 / (1 - x^2), x → 1, Direction → -1]

ile yapılabilir.

2.Durum:

Bu durum $V_x/V_{ks}=1$ 'e sağdan yaklaşma durumudur ve aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$\lim_{\frac{v_s}{v_{ks}} \rightarrow 1^+} \frac{l}{1 + \left(\frac{v_s}{v_{ks}}\right)^2} = -\infty \quad (4.42)$$

(4.42)' den görüldüğü üzere f_R eksi sonsuza yaklaşmaktadır. Bu, tekerleklere verilen sapma açısının sürücünün istediğinin tam tersi yönde olmasına neden olur. Buna ek olarak taşıt kararsız bir hal alır. Direksiyon sabitlense bile taşıt sürekli olarak aynı yolu takip etmez. Bunu önlemek için taşıtlar az yönelme karakteristiğine sahip olacak şekilde dizayn edilirler (Gillespie, 1992).

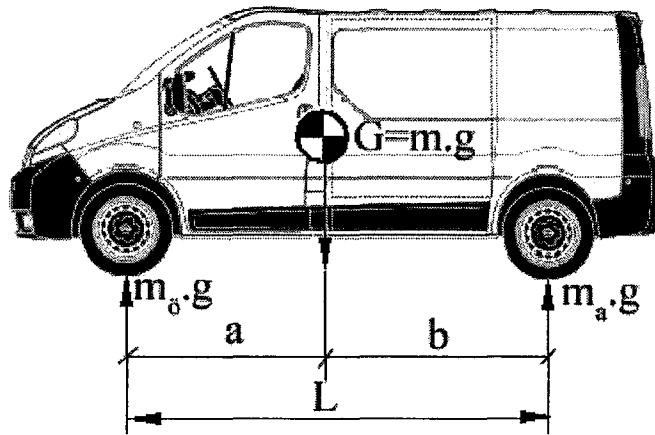
4.3.4 Az Yönelme Gradyanının Ağırlık Merkezinin Konumuna Göre Bulunması

Az yönelme gradyanının ağırlık merkezinin konumuna göre bulunması dizayn aşamasında taşıtın yönelme eğilimi hakkında bilgi verir.

Az yönelme gradyanının gerçek değeri lastiğin viraj katılığına, ağırlık merkezinin konumuna, ön düzen geometrisine ve süspansiyonun katılığına bağlıdır. (4.15)' de verilen δ_g ifadesinde süspansiyonun etkileri hesaba katılmadığında, taşıtın az yönelme gradyanı, lastiğin az yönelme gradyanı k_{TU} 'ya eşit olur. Buna göre;

$$k_U = k_{TU} = \frac{d(\alpha_O - \alpha_A)}{da_Y} = \frac{d\alpha_U}{da_Y} \quad (4.43)$$

olur.



Şekil 4.20 Bir taşıtın ön ve arka aksına etkiyen normal reaksiyon kuvvetleri

(4.43)' ün ağırlık merkezinin konumuna bağlı olarak elde edilmesi için ilk önce taşıtın ağırlığı ön ve arka aksa indirgenir. Bunu yapabilmek için statik denge şartından yararlanılır. Bilindiği üzere statik denge şartı, sistem üzerine etkiyen kuvvetlerin toplamının ve momentlerin toplamının sıfıra eşit olmasıdır. Bunun için Şekil 4.20' de taşıtın ağırlık merkezine göre moment alındığında ;

$$-b.m_A + a.m_O = 0$$

$$b.m_A = a.m_O \quad (4.44)$$

olarak bulunur.

Ayrıca

$$m_a + m_o = m \quad (4.45)$$

olduğundan;

$$a.\frac{m_a}{b} + m_o = m$$

$$m_o.\left(\frac{a}{b} + 1\right) = m$$

$$m_o.\left(\frac{a+b}{b}\right) = m$$

$$m_o.\frac{L}{b} = m$$

$$m_o = m.\frac{b}{L} \quad (4.46)$$

$$m_a = m.\frac{a}{L} \quad (4.47)$$

olarak elde edilir.

(4.21) ve (4.22)' den yararlanılarak;

$$\alpha_A = \frac{m.a.a_y}{L.C_{a,A}} \quad (4.48)$$

$$\alpha_O = \frac{m.b.a_y}{L.C_{a,O}} \quad (4.49)$$

olarak bulunur.

(4.48) ve (4.49), (4.43)' de yerine yazıldığında az yönelme gradyanı k_U ;

$$k_U = \frac{1}{a_Y} \cdot (\alpha_O - \alpha_A)$$

$$k_U = \frac{1}{a_Y} \cdot \left(\frac{m \cdot b \cdot a_Y}{L \cdot C_{a,O}} - \frac{m \cdot a \cdot a_Y}{L \cdot C_{a,A}} \right)$$

$$k_U = \frac{m}{L} \cdot \left(\frac{b}{C_{a,O}} - \frac{a}{C_{a,A}} \right)$$

(4.50)

olarak elde edilir.

(4.50)' den dizayn aşamasında taşıta ait verilerle az yönelme gradyanının bulunabileceği açıktır. Örnek vermek gerekirse taşıtın ağırlık merkezi ön aksa yakın olduğunda ($b > a$) $k_U > 0$ olacağından taşıt az yönelme eğilimine sahip olacaktır. Bunun tersi olarak da taşıtın ağırlık merkezi arka aksa yakın olduğunda ($b < a$) $k_U < 0$ olacağından taşıt aşırı yönelme eğilimine sahip olacaktır. Daha önce bahsedildiği gibi taşıtın kararlılığını arttırmak için taşıt az yönelme eğilimine sahip olacak şekilde dizayn edilir. Bu da ağırlık merkezinin ön aksa yaklaştırılması demektir. Böylece taşıtın ağırlığı dışındaki ek yüklerin (sürücü, yolcular ve bagaj yükleri) etkisiyle ağırlık merkezi taşıtın geometrik merkezine çekilerek sürüş anında taşıtın tarafsız yönelmeye sahip olması sağlanır.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$$

$$C_{a,O}=500 \text{ N/derece}$$

$$C_{a,A}=500 \text{ N/derece}$$

Veriler (4.50)' de yerine yazıldığında az yönelme gradyanı;

$$k_U = 1200 \cdot \left(\frac{0,55}{500} - \frac{0,45}{500} \right)$$

$$k_U = 0,24 \text{ derece / ms}^{-2}$$

$$\boxed{k_U = 2,4 \text{ derece / g}}$$

$k_U > 0$ olduğundan taşıtın ağırlık merkezinin önde olması taşıtın az yönelme eğilimine sahip olmasını sağlar.



5. SÜSPANSİYON ELEMANLARININ AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ

Süspansiyon elemanlarının az yönelme gradyanı üzerine etkisi iki yolla olmaktadır. Birincisi elemanların esnekliği, ikincisi ise ön düzen sisteminin geometrik hatalarından kaynaklanmaktadır. Bu kısımda bu etkiler incelenirken üç faktör kullanılacaktır. Bunlar yuvarlanma gradyanı, yalpa gradyanı ve az yönelme gradyanıdır.

Yuvarlanma gradyanı k_{Φ} ;

$$k_{\Phi} = \frac{d\Phi}{da_y} \quad (5.1)$$

yalpa gradyanı k_{β} ;

$$k_{\beta} = \frac{d\beta}{da_y} \quad (5.2)$$

az yönelme gradyanı k_U (4.35);

$$k_U = \frac{d\delta_U}{da_y}$$

ile ifade edilir.

Burada;

Φ : Gövdenin yuvarlanma açısı (Şekil 5.1) [derece]

β : Gövdenin yalpa açısı (Şekil 5.2) [derece]

dir.

(5.1)' den yuvarlanma açısı ;

$$\begin{aligned} d\Phi &= k_{\Phi} \cdot da_y \\ \Phi &= k_{\Phi} \cdot a_y + \Phi_0 \end{aligned} \quad (5.3)$$

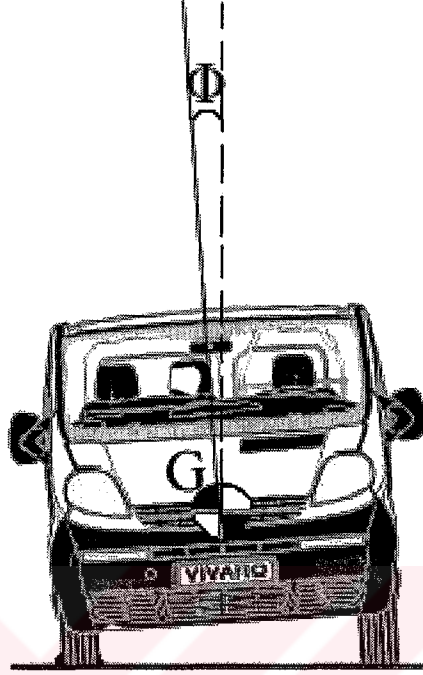
olarak elde edilir.

Burada ;

Φ_0 : Başlangıçtaki yuvarlanma açısı

[derece]

dır ve taşıt düz yolda seyir halinde iken sıfıra eşittir.

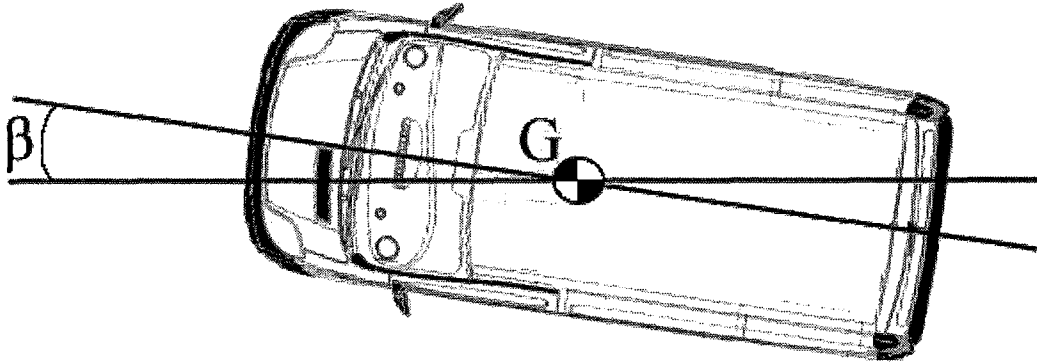


Şekil 5.1 Gövdenin yuvarlanma açısı

Bu durumda (5.3);

$$\Phi = k_{\Phi} \cdot a_y \quad (5.4)$$

halini alır.



Şekil 5.2 Gövdenin yalpa açısı

(5.2)' den yalpa açısı;

$$\begin{aligned} d\beta &= k_p \cdot da_y \\ \beta &= k_p \cdot a_y + \beta_K \end{aligned} \quad (5.5)$$

olarak elde edilir.

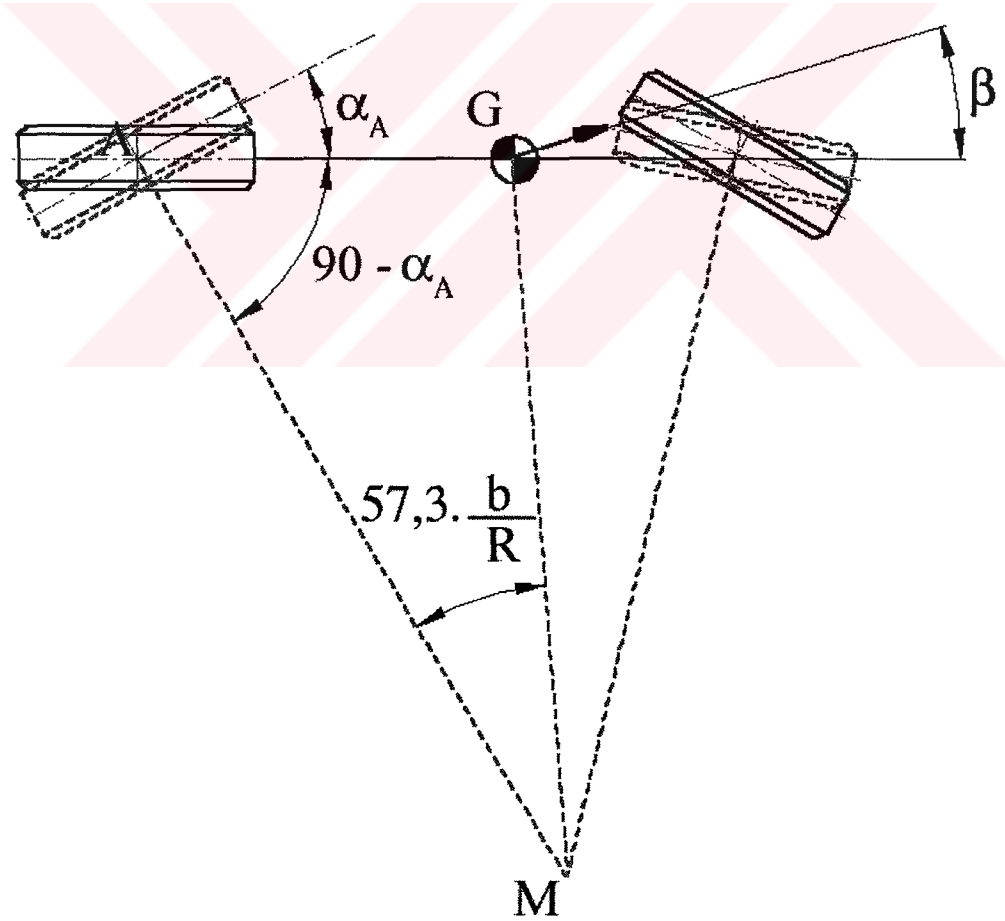
Burada;

β : Yalpa açısı [derece]

β_K : Kinematik yalpa açısı [derece]

dir.

Yalpa açısı taşıtın her noktasındaki merkezkaç ivmesinin farklı olduğundan farklı değerler alır. Fakat taşıtın seyir dinamiği açısından sadece ağırlık merkezindeki yalpa açısı dikkate alınır. Bu açının büyüklüğü Şekil 5.3 'den yararlanılarak bulunur. Şekil 5.3' de AMG üçgeninde iç açılar toplamından yararlanılarak;



Şekil 5.3 Yalpa açısının bulunması için kullanılan bisiklet modeli (Gillespie, 1992)

$$90-\beta = 90-\alpha_A + 57,3 \cdot \frac{b}{R}$$

$$\beta = \alpha_A - 57,3 \cdot \frac{b}{R}$$

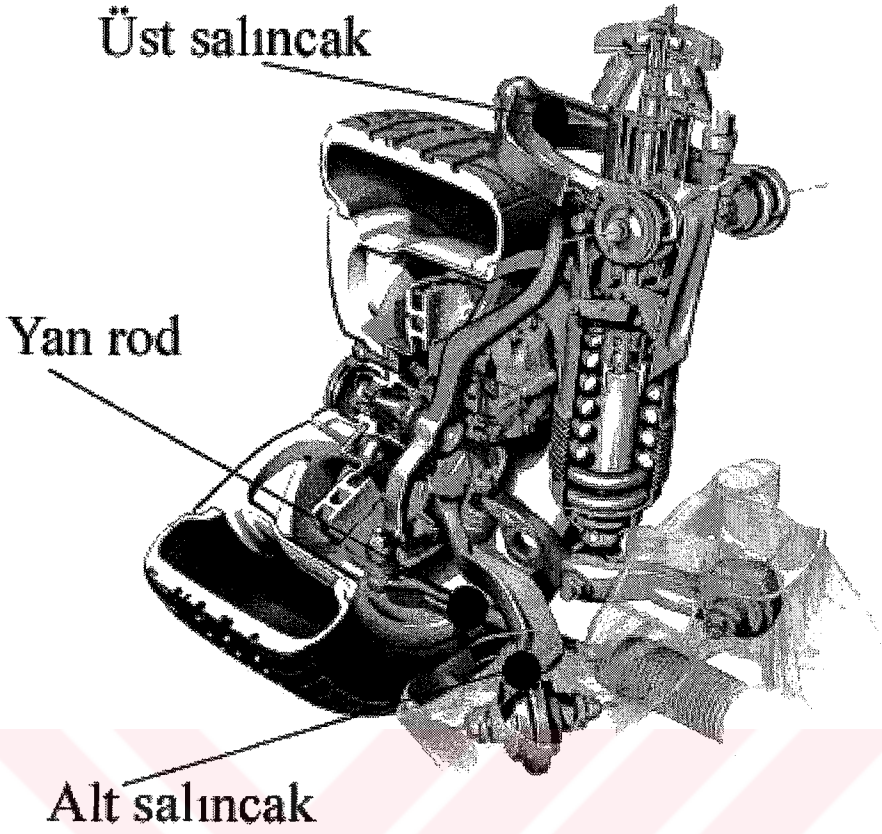
(5.6)

şeklinde bulunur.

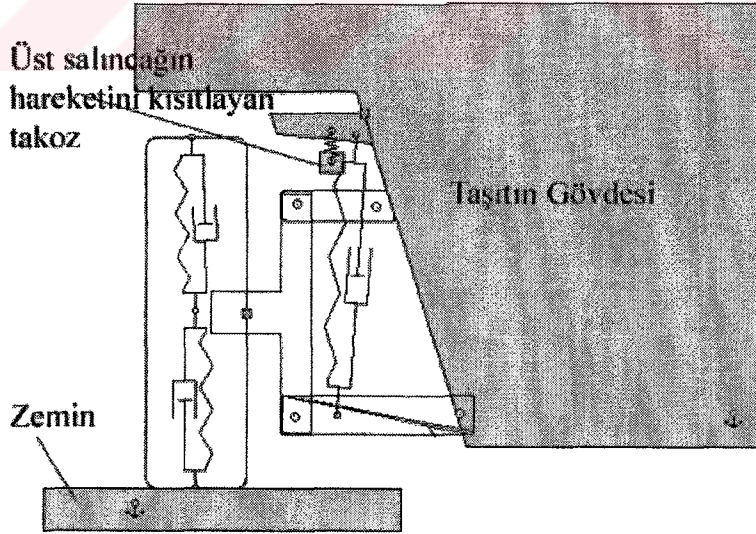
Taşıtın yönelmesi sırasında oluşan kuvvetler ön ve arka aksın esnekliklerine göre taşıt üzerinde farklı etkiler meydana getirirler. Ön aksın daha esnek yapıda olması taşıtta az yönelme davranışı meydana getirirken arka aksın daha esnek yapıda olması taşıtta aşırı yönelme davranışı meydana getirir. Bu davranışların etkisini azaltmak için taşıtın ön ve arka akslarına stabilizör çubukları konulur. Böylece akslar daha katı hale getirilir. Fakat ön düzen sisteminin sadece esnekliği sürüş dinamiği üzerinde etkili değildir. Aynı zamanda geometrisi de önemlidir. Günümüzde otomobillerde yaygın olarak kullanılan ve bazı ticari taşıtlarda da kullanılan bağımsız ön düzen sisteminde geometrik hata bulunmaktadır. Bu hata taşıtta az yönelme etkisi meydana getirmektedir. Şöyle ki ; Bilindiği üzere bağımsız ön düzen geometrisi tekerleği ve üzerindeki donanımı taşıyan rijid bir aks yerine iki salıncak kola (üst ve alt salıncak kolları) sahiptir. Şekil 5.4' de böyle bir sisteme ait 3 Boyutlu katı bit model, Şekil 5.5' de ise MSC.WorkingModel' de kullanılan 2 Boyutlu simülasyon modeli görülmektedir.

Sistemde Şekil 5.5' den kolaylıkla görülebileceği gibi uzunlukları birbirinden farklı iki salıncak kol bulunmaktadır. Bu kolların dönme merkezleri farklı olduğundan dolayı salınım anında tekerleğin kamber açısının artmasına neden olurlar. Bu tip bir ön düzen geometrisi taşıtın ön tarafında kullanıldığında ise tekerleğin düşey deplasmanı azalır (Şekil 5.6). Çünkü sistemde bir de direksiyon sisteminin yan rodı bulunmaktadır. Yan rodun böyle bir etki yapmasının nedeni üst ve alt salıncakların hareketine uyum sağlayamamasındandır.

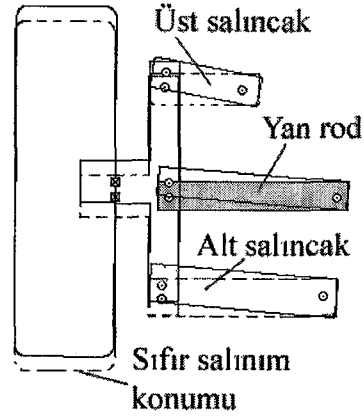
Bu etkinin azaltılabilmesi için yan rodun uzunluğu ve konumu iyi ayarlanmalıdır. Bu kötü etkiyi önlemek için yan rod, üst salıncak kolunun arkasına gizlenebilir (Şekil 5.7). Yapılabilecek bir diğer değişiklikte üst ve alt salıncak kollarının uzunluklarının birbirine mümkün olduğu kadar yakın boyutlarda tutulmasıdır (Şekil 5.8).



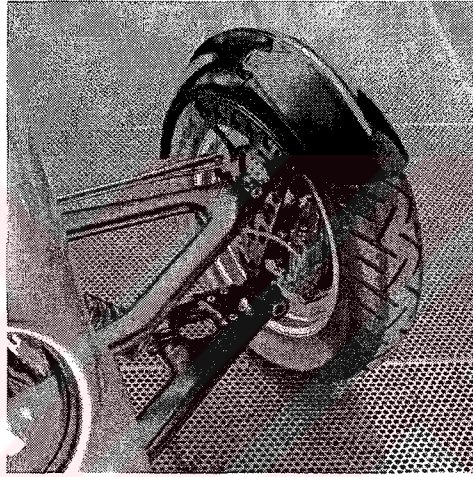
Şekil 5.4 Mercedes SL 500 otomobiline ait ön düzen çizimi (www.daimlerchrysler.com)



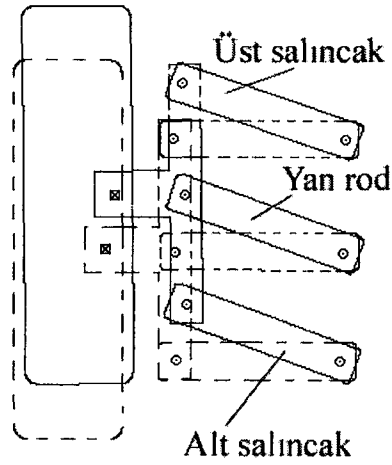
Şekil 5.5 Bağımsız ön düzen geometrisine sahip bir taşıt ait MSC.WorkingModel simülasyon modeli



Şekil 5.6 Bağımsız ön düzen geometrisi ve direksiyon sistemine ait yan rodun deplasmanı



Şekil 5.7 Mercedes F300 prototip otomobiline ait ön düzen geometrisi
(www.daimlerchrysler.com)



Şekil 5.8 Salıncak kollarının ve yan rodun hepsinin birden aynı uzunluğa sahip olması durumunda deplasmanları

Yukarıda ön aks esnekliğinin taşıtta az yönelme davranışı meydana getirirken arka aks esnekliğinin taşıtta aşırı yönelme davranışı meydana getirdiği belirtilmişti. Bu bilgi göz önüne alındığında bisiklet modeli Şekil 5.9' daki hali alır.

Şekil 5.9' dan yararlanılarak AMÖ üçgeninde iç açılar toplamı yazıldığında ;

$$90 - [\delta_g - (\alpha_o + \delta_{s,o})] + 90 - (\delta_{s,a} + \alpha_a) + \theta = 180$$

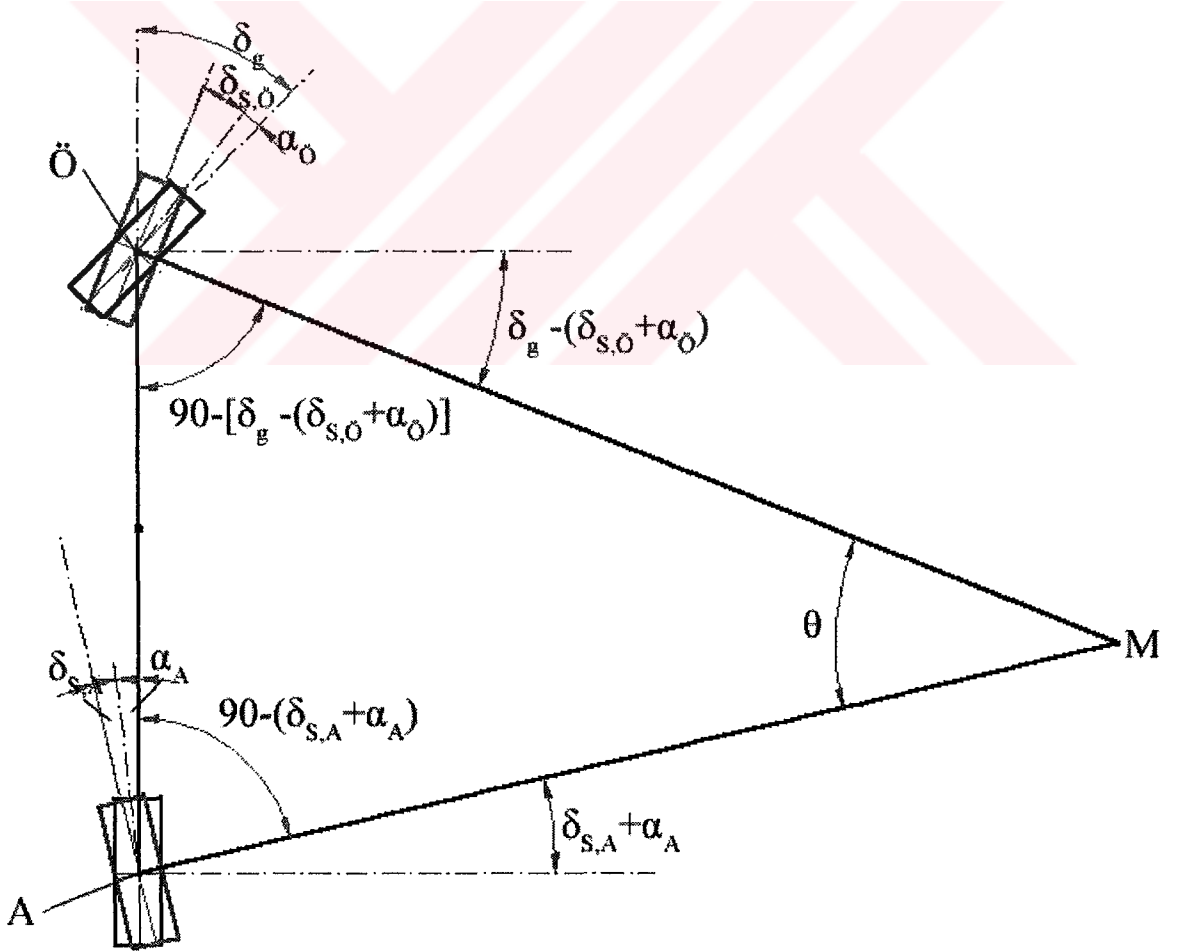
$$- \delta_g + \alpha_o + \delta_{s,o} - \delta_{s,a} - \alpha_a + \theta = 0$$

$$\delta_g = \alpha_o + \delta_{s,o} - \delta_{s,a} - \alpha_a + \theta$$

$$\delta_g = 57,3 \frac{L}{R} + \alpha_o - \alpha_a + \delta_{s,o} - \delta_{s,a}$$

(5.7)

olarak bulunur.



Şekil 5.9 Süspansiyonun gerçek tekerlek sapma açısı üzerine etkisinin elde edilmesi için kullanılan bisiklet modeli

Burada;

$\delta_{S,O}$: Ön akstaki süspansiyonun az yönelme etkisi [derece]

$\delta_{S,A}$: Arka akstaki süspansiyonun az yönelme etkisi [derece]

dir.

δ_g denklemi gradyanların toplamı halinde yazılmak istenirse (yani a_Y 'ye bölünürse) ;

$$\delta_g = \delta_K + \delta_U + \delta_S$$

$$\frac{\delta_g}{a_Y} = \frac{\delta_K}{a_Y} + \frac{\delta_U}{a_Y} + \frac{\delta_S}{a_Y} \quad (5.8)$$

$$k_g = k_K + k_U + k_S \quad (5.9)$$

elde edilir.

Burada;

k_S : Ön düzen geometrisinin az yönelme gradyanı [derece / g]

dir.

Burada tanımlanan k_S , ön düzen geometrisinden ve esnekliğinden kaynaklanan gradyanların toplamına eşittir. Süspansiyon geometrisinden kaynaklanan gradyan gövdedeki yuvarlanmanın süspansiyon elemanları üzerine etkisi ve kamberin yuvarlanma etkisinden oluşmaktadır.

Gövdedeki yuvarlanmanın süspansiyon elemanları üzerine etkisi dolayı meydana gelen sapma açısı δ_{RS} ;

$$\delta_{RS} = \epsilon_{RS} \cdot \Phi_S \quad (5.10)$$

kamberin yuvarlanmasından dolayı meydana gelen sapma açısı γ_{CS} ;

$$\gamma_{CS} = \epsilon_{CS} \cdot \Phi_S \quad (5.11)$$

ile ifade edilir (Dixon, 1996).

Burada;

ϵ_{RS} : Gövdedeki yuvarlanmanın süspansiyon elemanları üzerine etki katsayısı [-]

ϵ_{CS} : Kamberin yuvarlanma katsayısı

[-]

Φ_S : Gövdenin yuvarlanmasının süspansiyon elemanları üzerinde meydana getirdiği açı [derece]

dır.

Yönelme süresince meydana gelen yanal kuvvet hem lastikte kayma açısı meydana getirir hem de kamber açısını değiştirir. Bu ilişki aşağıdaki denklemle ifade edilir (Gillespie, 1992).

$$F_Y = C_{\alpha} \cdot \alpha + C_{\gamma} \cdot \gamma_{CS} \quad (5.12)$$

Burada;

C_{γ} : Lastiğin kamber katılığı

[N / derece]

γ_{CS} : Kamber açısındaki değişim

[derece]

dır.

(5.12), bisiklet modelinde ön aksa uygulandığında;

$$F_{Y,\delta} = C_{\alpha,\delta} \cdot \alpha_{\delta} + C_{\gamma,\delta} \cdot \gamma_{CS,\delta}$$

$$m_{\delta} \cdot a_Y = C_{\alpha,\delta} \cdot \alpha_{\delta} + C_{\gamma,\delta} \cdot \gamma_{CS,\delta}$$

$$\frac{m_{\delta} \cdot a_Y}{C_{\alpha,\delta}} = \alpha_{\delta} + \frac{C_{\gamma,\delta}}{C_{\alpha,\delta}} \cdot \gamma_{CS,\delta}$$

$$\alpha_{\delta} = \frac{m_{\delta} \cdot a_Y}{C_{\alpha,\delta}} - \frac{C_{\gamma,\delta}}{C_{\alpha,\delta}} \cdot \gamma_{CS,\delta}$$

$$\alpha_{\delta} = \frac{m_{\delta} \cdot a_Y}{C_{\alpha,\delta}} - \frac{C_{\gamma,\delta}}{C_{\alpha,\delta}} \cdot \epsilon_{CS} \Phi_{S,\delta}$$

(5.13)

elde edilir.

(5.12), bisiklet modelinde arka aksa uygulandığında;

$$F_{Y,A} = C_{\alpha,A} \cdot \alpha_A + C_{\gamma,A} \cdot \gamma_{CS,A}$$

$$m_A \cdot a_Y = C_{\alpha,A} \cdot \alpha_A + C_{\gamma,A} \cdot \gamma_{CS,A}$$

$$\frac{m_A \cdot a_Y}{C_{\alpha,A}} = \alpha_A + \frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \gamma_{CS,A}$$

$$\alpha_A = \frac{m_A \cdot a_Y}{C_{\alpha,A}} - \frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \gamma_{CS,A}$$

$$\alpha_A = \frac{m_a \cdot a_Y}{C_{\alpha,A}} - \frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \epsilon_{CS} \Phi_{S,A} \quad (5.14)$$

elde edilir.

(5.13) ve (5.14), (4.10)' da yerine yazıldığında;

$$\delta_g = 57,3 \frac{L}{R} + \frac{m_0 \cdot a_Y}{C_{\alpha,0}} - \frac{C_{\gamma,0}}{C_{\alpha,0}} \cdot \epsilon_{CS} \Phi_{S,0} - \left(\frac{m_a \cdot a_Y}{C_{\alpha,A}} - \frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \epsilon_{CS} \Phi_{S,A} \right)$$

$$\delta_g = 57,3 \frac{L}{R} + \frac{m_0 \cdot a_Y}{C_{\alpha,0}} - \frac{m_a \cdot a_Y}{C_{\alpha,A}} + \frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \epsilon_{CS} \Phi_{S,A} - \frac{C_{\gamma,0}}{C_{\alpha,0}} \cdot \epsilon_{CS} \Phi_{S,0}$$

$$\delta_g = 57,3 \frac{L}{R} + \alpha_0 - \alpha_A + \underbrace{\left(\frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \Phi_{S,A} - \frac{C_{\gamma,0}}{C_{\alpha,0}} \cdot \Phi_{S,0} \right)}_{\delta_{CS}} \cdot \epsilon_{CS}$$

$$\delta_g = \delta_K + \delta_U + \delta_{CS} \quad (5.15)$$

olarak bulunur.

Bulunan bu denkleme gövdenin yuvarlanmasının süspansiyon üzerindeki etkisi eklendiğinde;

$$\delta_g = \delta_K + \delta_U + \delta_{CS} + \delta_{RS,0} + \delta_{RS,A}$$

$$\delta_g = 57,3 \frac{L}{R} + \alpha_0 - \alpha_A + \left(\frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \Phi_{S,A} - \frac{C_{\gamma,0}}{C_{\alpha,0}} \cdot \Phi_{S,0} \right) \cdot \epsilon_{CS} + \epsilon_{RS} \cdot \Phi_{S,0} + \epsilon_{RS} \cdot \Phi_{S,A}$$

$$\Delta k_s = \frac{1}{a_Y} \cdot \left(\frac{C_{\gamma,A}}{C_{\alpha,A}} \cdot \Phi_{S,A} - \frac{C_{\gamma,0}}{C_{\alpha,0}} \cdot \Phi_{S,0} \right) \cdot \epsilon_{CS} + \epsilon_{RS} \cdot \Phi_{S,0} + \epsilon_{RS} \cdot \Phi_{S,A} \quad (5.16)$$

elde edilir.

(5.16)' da bağlantı elemanlarındaki esnekliklerden dolayı sapma açısında meydana gelen etki hesaba katılmamıştır. Halbuki taşıtlarda gürültü ve titreşimi önlemek için süspansiyon çubuklarının bağlantılarında esnek elemanlar kullanılır. Bu elemanların etkisi şöyle açıklanabilir: Arka aks yalpa merkezinin arkasında olduğundan yalpa momenti arka aksı dönüş yönünün tersine döndürür. Bu durum aşırı yönelme etkisi meydana getirir. Ön aks ise

yalpa merkezinin önünde olduğundan yalpa momenti ön aksta az yönelme etkisi meydana getirir (Gillespie, 1992).

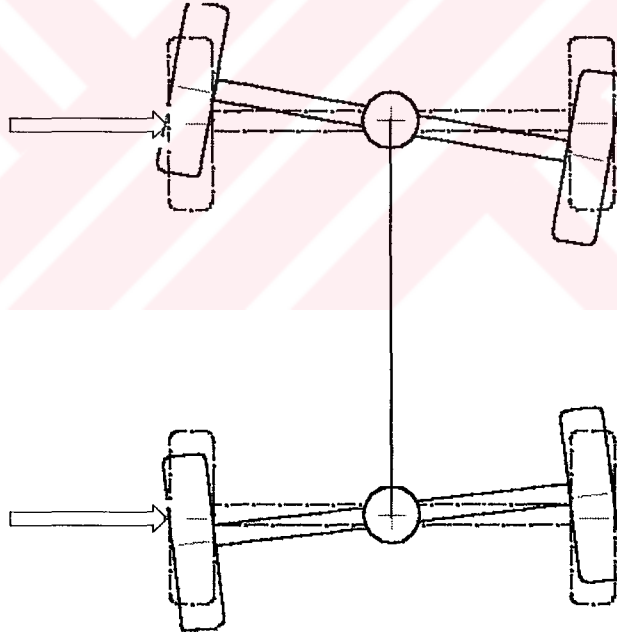
Taşıttaki az yönelme üzerinde meydana getirdiği etkiyi belirlemek için bir Γ çarpanı tanımlanır (Gillespie, 1992). Bu çarpan;

$$\Gamma = \frac{\delta_{\text{esneklik}}}{F_Y} \quad (5.17)$$

'ye eşittir.

Burada;

δ_{esneklik} : Bağlantı elemanlarının esnekliklerden dolayı meydana gelen sapma açısı [derece] dır.



Şekil 5.10 Süspansiyon düzenindeki bağlantı elemanlarının esnekliklerin ön ve arka akslarda meydana getirdiği etki (Gillespie, 1992)

δ_{esneklik} ön ve arka aks için;

$$\delta_{\text{esneklik},O} = \Gamma_O \cdot F_{Y,O}$$

$$\delta_{\text{esneklik},A} = -\Gamma_A \cdot F_{Y,A}$$

δ_g üzerindeki etkisi;

$$\delta_g = \delta_K + \delta_U + \delta_{CS} + \delta_{RS,\dot{O}} + \delta_{RS,A} + \delta_{esn\ddot{e}kl\ddot{i}k,\dot{O}} + \delta_{esn\ddot{e}kl\ddot{i}k,A} \quad (5.18)$$

şeklindedir. Taşıt üzerinde meydana getirdiği az yönelme etkisi ise;

$$\Delta k_{esn\ddot{e}kl\ddot{i}k} = \frac{\delta_{esn\ddot{e}kl\ddot{i}k}}{a_Y} = \Gamma \cdot m \quad (5.19)$$

olarak bulunur.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m = 1230 \text{ kg}$$

$$L = 2550 \text{ mm}$$

$$a/L = 0,45 \Rightarrow b/L = 0,55$$

$$\Phi_{S,\dot{O}} = 8,2^{\circ}$$

$$\Phi_{S,A} = 0^{\circ} \text{ (arka aks katı)}$$

$$C_{\gamma,\dot{O}} = 48 \text{ N / derece}$$

$$\epsilon_{RS} = 0,122$$

$$C_{\alpha,\dot{O}} = 525 \text{ N / derece}$$

$$V_x = 80 \text{ km/sa}$$

$$R = 175 \text{ m}$$

$$\Gamma_{\dot{O}} = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ derece / (g.kg)}$$

$$\Gamma_A = -3,03 \cdot 10^{-4} \text{ derece / (g.kg)}$$

(3.4)' ten yararlanılarak taşıta ait yanal ivme değeri ;

$$a_Y = \frac{(80 \cdot 10^3)^2}{175 \cdot 3600^2} = 2,822 \text{ m/s}^2$$

olarak bulunur.

Süspansiyonun taşıtın az yönelme durumu üzerine etkisi (5.16)' dan yararlanılarak;

$$\Delta k_s = \frac{1}{2,822} \cdot \left(-\frac{48}{525} \cdot 8,2 \cdot 0,122 + 0,122 \cdot 8,2 \right)$$

$$\Delta k_s = 0,322 \text{ derece / ms}^{-2}$$

$$\boxed{\Delta k_s = 3,22 \text{ derece / g}}$$

olarak bulunur.

$\Delta k_s > 0$ olduğundan süspansiyon elemanları taşıt üzerinde az yönelme etkisi meydana getirir.

Süspansiyon elemanlarındaki enseliklerin taşıt üzerinde meydana getirdiği az yönelme durumu (5.19)' dan yararlanılarak;

$$\begin{aligned} \Delta k_{\text{esneklik}} &= A_{\text{Ö}} \cdot m_{\text{Ö}} + A_{\text{A}} \cdot m_{\text{A}} \\ &= 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot 676,5 - 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot 553,5 \end{aligned}$$

$$\boxed{\Delta k_{\text{esneklik}} = 0,037 \text{ derece / g}}$$

olarak bulunur.

$\Delta k_{\text{esneklik}} > 0$ olduğundan süspansiyon elemanlarındaki esneklikler taşıt üzerinde az yönelme etkisi meydana getirir.

6. DİREKSİYON MİLİ KATILIĞININ AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ

Taşıtın doğrultu kontrolünün sürücü tarafından sağlanması için sürücünün direksiyon simidine bir moment uygulaması gereklidir. Bu momentin tekerlekler üzerindeki etkin değeri ön düzenin kaster ve king-pin açısına, taşıtın yanal ivmesine ve taşıtın önden tahrikli olup olmamasına bağlıdır.

Bu kısımda önce bu faktörlerin tekerlekler üzerinde etkili yönelme momentini nasıl etkilediği incelenmiş, ardından bu faktörlerin tamamının etkisi direksiyon milinin dönme katılığına indirgenerek direksiyon mili dönme katılığının az yönelme gradyanı üzerine olan etkisi belirlenmiştir.

6.1 Kaster Açısından Kaynaklanan Yönelme Momenti

Kaster açısından kaynaklanan yönelme momenti iki kuvvetin etkisiyle oluşur. Bu kuvvetler;

- Tekerleğe etkiyen yanal kuvvet
- Tekerlek üzerindeki tepki kuvveti

dir.

6.1.1 Tekerleğe Etkiyen Yanal Kuvvetin Meydana Getirdiği Yönelme Momenti

Tekerleğin temas merkezine etkiyen yanal kuvvet, kaster açısının meydana getirdiği “x” açıklığından dolayı tekerlek üzerinde tekerleğin yönelmesini etkileyen bir moment meydana getirir (Şekil 6.1 a ve b).

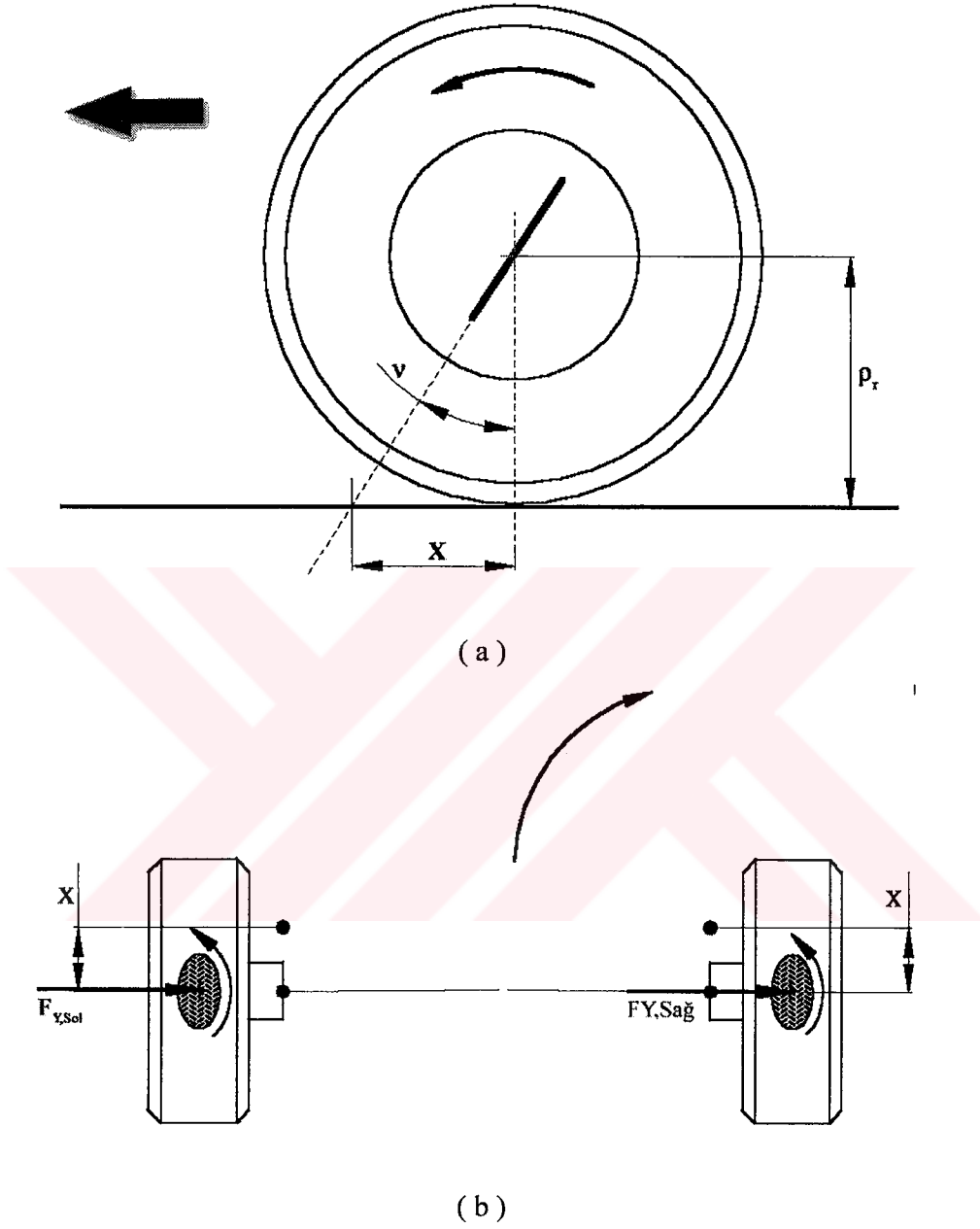
Sol tekerlekte meydana gelen yönelme momenti;

$$M_{\text{Sol}} = F_{Y,\text{Sol}} \cdot x \quad (6.1)$$

Sağ tekerlekte meydana gelen yönelme momenti;

$$M_{\text{Sağ}} = F_{Y,\text{Sağ}} \cdot x \quad (6.2)$$

ile bulunur.



Şekil 6.1 (a) Kaster mesafesi (b) Taşıtın sağa yönelmesi durumunda kaster mesafesinden dolayı yanal kuvvetlerin tekerlekler üzerinde oluşturdukları momentler

Burada;

x : Kaster mesafesi

[m]

dır.

“ x ” mesafesi Şekil 6.1 a’ den yararlanılarak;

$$x = \rho_r \cdot \tan v \quad (6.3)$$

olarak bulunur.

Burada;

$$v : \text{Kaster açısı} \quad [\text{derece}]$$

dır.

Sol ve sağ tekerlekteki yönelme momentleri ile kaster açısı arasındaki ilişki için (6.3), (6.1) ve (6.2) 'de yerine yazıldığında;

$$M_{\text{Sol}} = F_{Y,\text{Sol}} \cdot \rho_r \cdot \tan v \quad (6.4)$$

$$M_{\text{Sağ}} = F_{Y,\text{Sağ}} \cdot \rho_r \cdot \tan v \quad (6.5)$$

halini alır.

(6.4) ve (6.5) pozitif kaster açısı için pozitif değer almaktadır. Bunun anlamı, pozitif kaster açısının taşıtın az yönelme davranışına katkı sağlayacağıdır. Ayrıca kaster açısının değerinin artmasıyla, oluşan momentin büyüklüğü artmaktadır. Eğer ön düzen sisteminde negatif kaster açısı kullanılıyorsa (6.4) ve (6.5) negatif değer alır. Bunun anlamı ise negatif kaster açısının taşıtın aşırı yönelme davranışına katkı sağlayacağıdır.

6.1.2 Tekerlek Üzerindeki Tepki Kuvvetinin Meydana Getirdiği Yönelme Momenti

Tekerlek üzerindeki tepki kuvveti, kaster açısından dolayı tekerleğin yönelmesini etkileyen bir moment meydana getirir (Şekil 6.2 a ve b).

Şekil 6.2 b' den yararlanılarak tekerleğin saptırılmadığı durumda oluşan yönelme momenti ön sol tekerlek için;

$$M_{\text{Sol,Z}} = -F_{Z,\text{Sol}} \cdot \text{Sin} v \cdot d_K \quad (6.6)$$

Ön sağ tekerlek için;

$$M_{\text{Sağ,Z}} = +F_{Z,\text{Sağ}} \cdot \text{Sin} v \cdot d_K \quad (6.7)$$

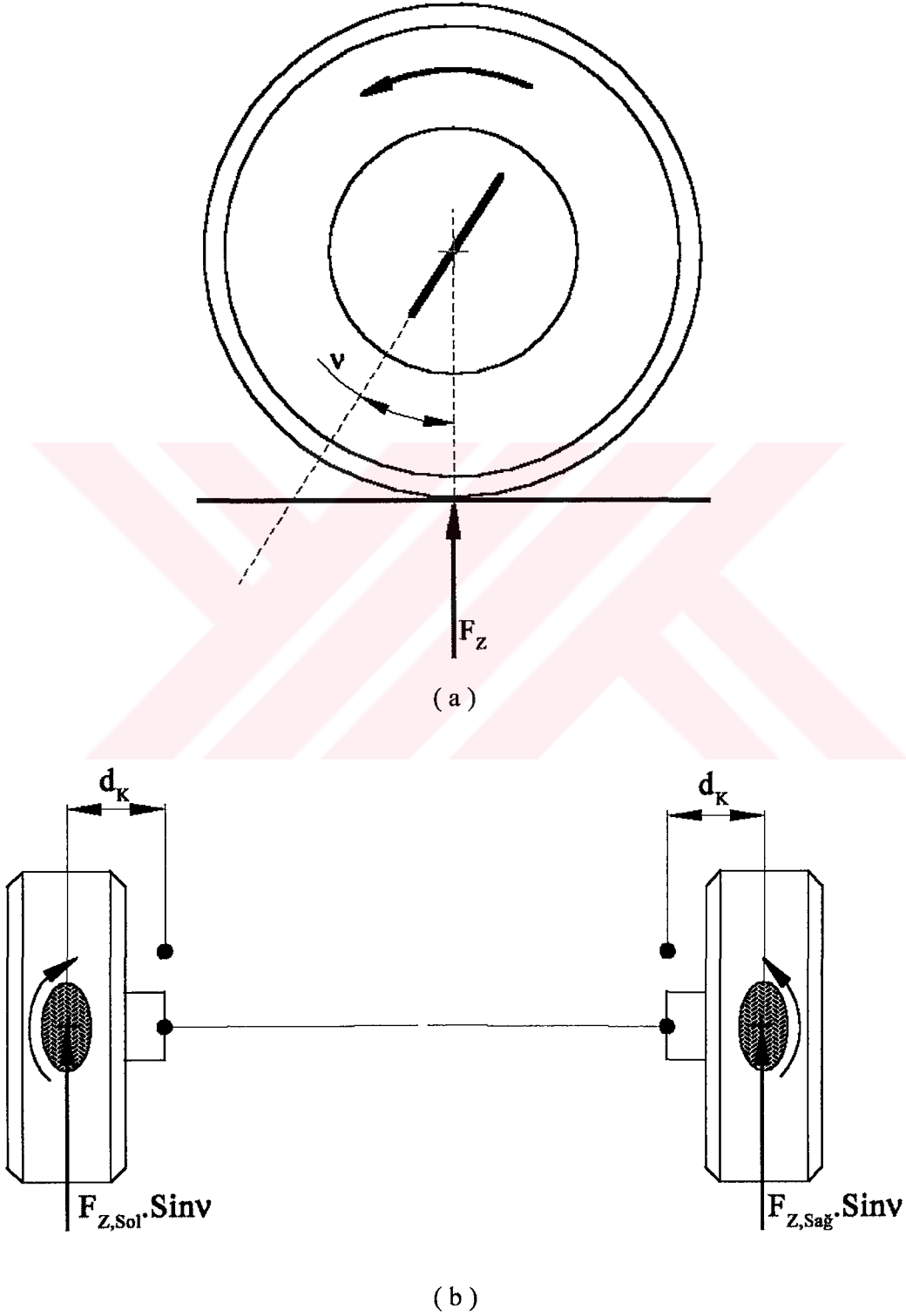
olarak bulunur.

Burada;

d_K : King-pin açıklığı

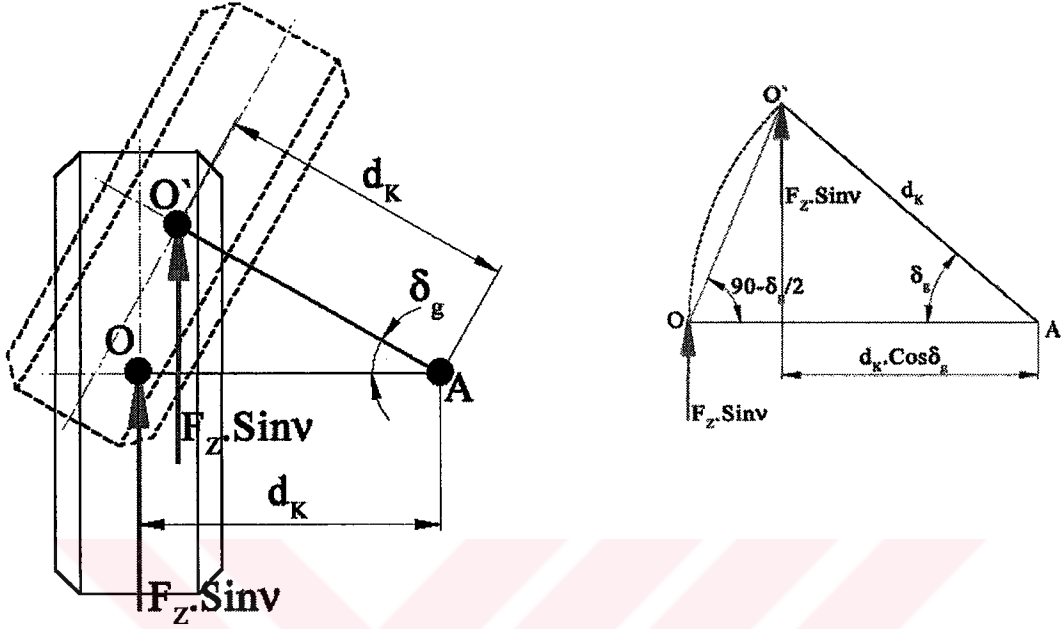
[m]

dır.



Şekil 6.2 (a) Tekerlek üzerindeki tepki kuvveti (b) Tepki kuvvetinin kaster açısı vasıtasıyla tekerleklerde oluşturduğu momentler

Tekerleğin saptırıldığı durumda ise moment kolu uzunluğu tekerleğin saptırılma açısına göre bir değer alır. Bu değerın bulunabilmesi için Şekil 6.3' den yararlanılır.



Şekil 6.3 Tekerleğe sapma açısı verildiğinde moment kolunun değişimi

Şekil 6.3' den görüldüğü gibi tekerleğe δ_g saptırma açısı verildiğinde moment kolu $d \cdot \text{Cos} \delta_g$ olmaktadır. Buna göre (6.6) ve (6.7) yeniden düzenlendiğinde;

$$\begin{aligned} M_{\text{Sol},Z} &= - F_{Z,\text{Sol}} \cdot \text{Sin} v \cdot d_K \cdot \text{Cos} \delta_g \\ &= - F_{Z,\text{Sol}} \cdot d_K \cdot \text{Sin} v \cdot \text{Cos} \delta_g \end{aligned} \quad (6.8)$$

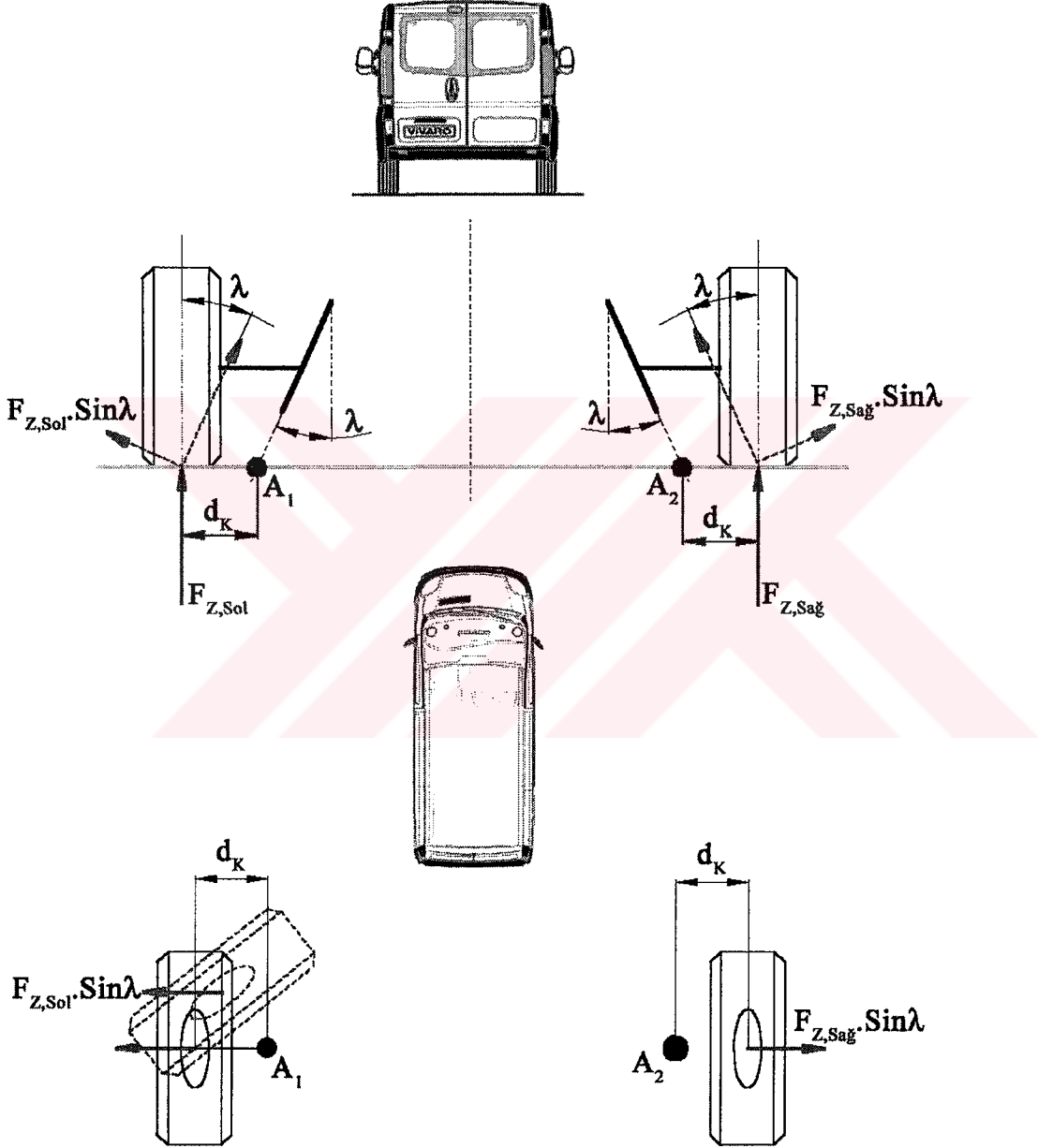
$$\begin{aligned} M_{\text{Sağ},Z} &= F_{Z,\text{Sağ}} \cdot \text{Sin} v \cdot d_K \cdot \text{Cos} \delta_g \\ &= F_{Z,\text{Sağ}} \cdot d_K \cdot \text{Sin} v \cdot \text{Cos} \delta_g \end{aligned} \quad (6.9)$$

halini alır.

(6.8) ve (6.9)' un taşıt üzerindeki etkileri viraj yönüne göre değişim gösterir. Eğer taşıt sağa doğru viraja giriyorsa (6.8)' den ön sol tekerlek üzerinde aşırı yönelmeye katkı sağlayan bir moment, (6.9)' dan ön sağ tekerlek üzerinde az yönelmeye katkı sağlayan bir moment oluşur. Eğer taşıt sola doğru viraja giriyorsa (6.8)' den ön sol tekerlek üzerinde az yönelmeye katkı sağlayan bir moment, (6.9)' dan ön sağ tekerlek üzerinde aşırı yönelmeye katkı sağlayan bir moment oluşur.

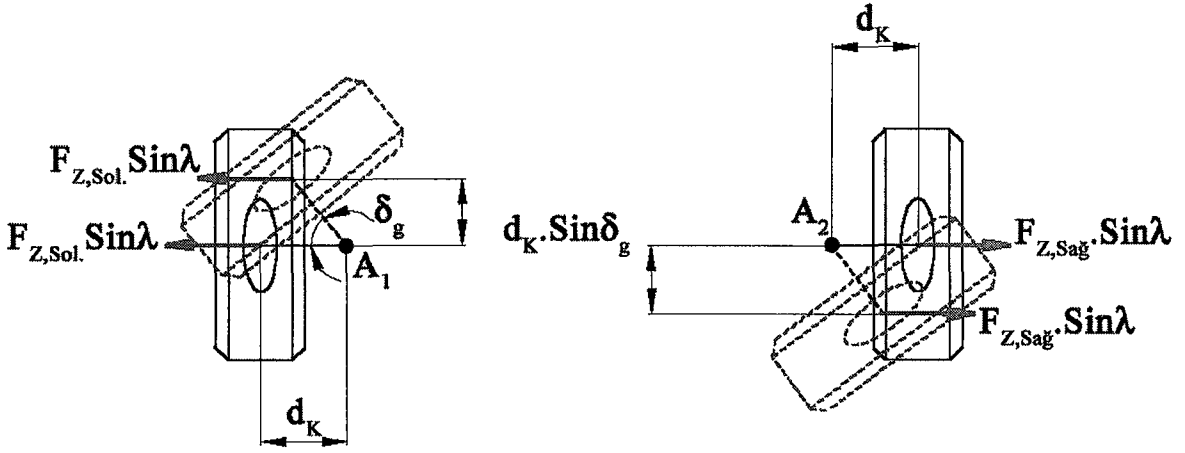
6.2 King-Pin Açısından Kaynaklanan Yönelme Momenti

King-pin açısından kaynaklanan yönelme momenti sadece tekerlek üzerindeki tepki kuvvetinden kaynaklanır (Şekil 6.4).



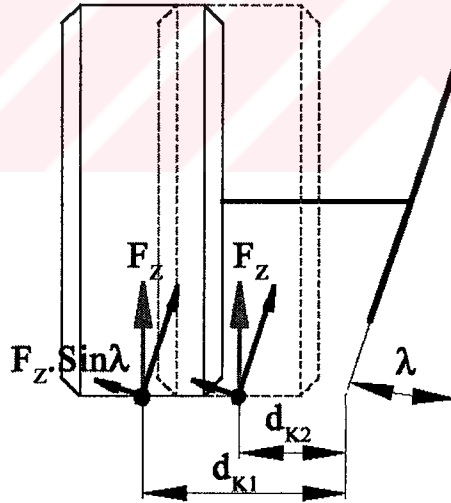
Şekil 6.4 Tekerlek tepkisi ve tekerlek tepkisinin king-pin açısına göre bileşenleri

Şekil 6.4' te üstten görünüşe bakıldığında tekerleklere sapma açısı verilmediğinde, $F_Z \cdot \sin\lambda$ kuvvetleri saptırma ekseninden geçtiğinden herhangi bir moment oluşturmaz. Tekerleklere sapma açısı verildiğinde Şekil 6.5' te görüldüğü gibi " $d_K \cdot \sin\delta$ " moment kolu oluşturur.



Şekil 6.5 Tekerleklere sağa doğru sapma açısı verildiğinde tepki kuvvetinin moment oluşturan bileşeni ve tekerleklerin konumu

Şekil 6.5' e bakıldığında $F_Z \cdot \sin \lambda$ kuvvetinin yönünün δ_g 'den bağımsız olduğu görülür. Şöyle ki; Tekerlek $t=0$ anında $\delta_g=0$ açısına sahip olsun. Bu an için tekerleğin konumu Şekil 6.4' deki gibi olur. $t+\Delta t$ anında ise tekerlek $\delta_g \neq 0$ açısına sahip olsun (Şekil 6.5). Bu iki durum arkadan görünüşe göre bir araya getirildiğinde Şekil 6.6 elde edilir.



Şekil 6.6 Sapma açısı verildiği ve verilmediği durumda tekerlek tepkisinin bileşenleri ve ortaya çıkan moment kolları

Şekil 6.6' da ifade edilen iki durum için sadece d_1 ve d_2 mesafeleri farklı olmaktadır. Bunun dışında, $F_Z \cdot \sin \lambda$ kuvvetlerinin yönünde, herhangi bir değişim olmamaktadır.

Bu durumda Şekil 6.5' den yararlanılarak A_1 noktası etrafında moment alındığında ön sol tekerlekte oluşan moment;

$$M_{Sol} = F_{Z,Sol} \cdot \sin \lambda \cdot d_K \cdot \sin \delta_g \quad (6.10)$$

A_2 noktası etrafında moment alındığında ön sağ tekerlekte oluşan moment;

$$M_{Sağ} = F_{Z,Sağ} \cdot \sin \lambda \cdot d_K \cdot \sin \delta_g \quad (6.11)$$

olarak elde edilir.

(6.10)' dan taşıtın sağa yönelmesi durumunda sol tekerlekte kayma açısını arttırıcı, taşıtın sola yönelmesi durumunda ise sol tekerlekte kayma açısını azaltıcı bir etki meydana getirdiği görülmektedir. (6.10) ile elde edilen durumun aynısı (6.11) ile elde edilecek durum içinde geçerlidir.

6.3 Taşıtın Yanal İvmesinin Tekerlek Üzerinde Meydana Getirdiği Yönelme Momenti

Taşıtın yüksek hızlarda yönelmesi sırasında tekerlekler üzerinde yanal kayma meydana geldiğinden lastik üzerine etkiyen yanal kuvvetler, lastik temas alanının merkezine değil de bu noktadan “p” mesafesi kadar arkadaki bir noktaya etki eder. Bu nokta ile tekerleğin temas merkezi arasındaki mesafeye pnömatik mesafe “ pneumatic trail “ denilmektedir.

Lastik üzerindeki yanal kuvvetlerin pnömatik mesafede etki etmesinden dolayı lastik üzerinde bir moment oluşur. Bu momente doğru düzeltme momenti denir (Şekil 6.7) ve

$$M_{dtork} = F_Y \cdot p \quad (6.12)$$

$$= m \cdot a_Y \cdot p \quad (6.13)$$

ile ifade edilir.

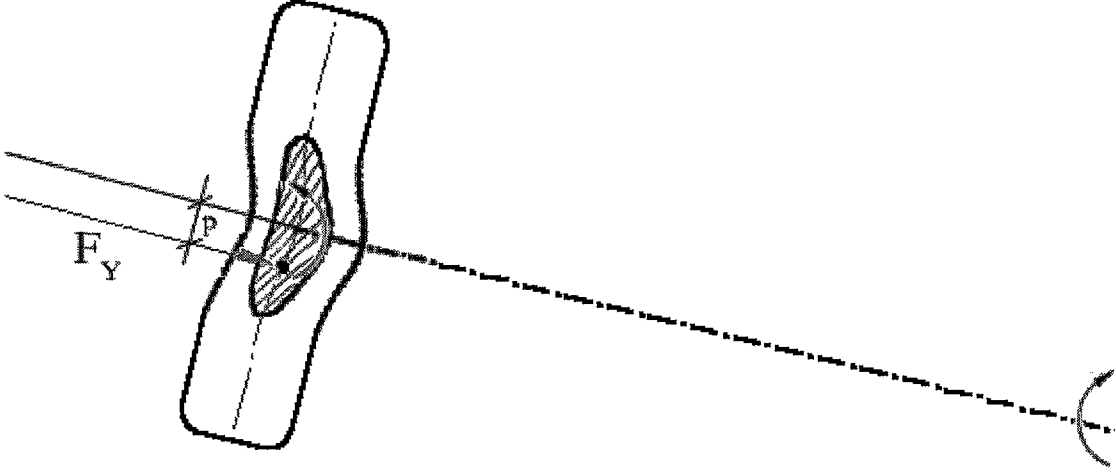
Burada;

p : Pnömatik mesafe

[m]

dir.

Doğrultu düzeltme momenti tekerleğin yönelmesine karşı her zaman direnç gösterdiğinden taşıtın az yönelmesine katkı sağlar.



Şekil 6.7 Doğrultu düzeltme momentinin oluşması

6.4 Taşıtın Önden Tahrikli Olmasından Dolayı Tekerlek Üzerinde Meydana Gelen Yönelme Momenti

Ön tekerlekleri saptırılan bir taşıtın önden tahrikli olması durumunda motordan tekerleklere uzanan kardan mafsalı, king-pin eksenine üzerinde bir moment meydana getirir (Şekil 6.8).

Kardan mafsalı üzerindeki momentin king-pin eksenine üzerindeki bileşeni Şekil 6.8' den yararlanılarak;

$$M_{\zeta} = T_d \cdot \cos(90 - (\lambda + \xi)) \quad (6.14)$$

$$M_{\zeta} = T_d \cdot \sin(\lambda + \xi) \quad (6.15)$$

olarak bulunur.

Burada;

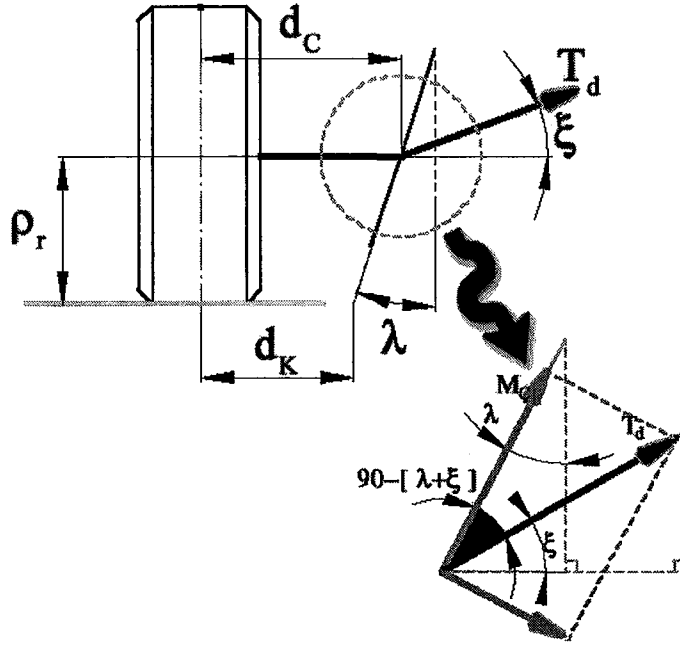
M_{ζ} : Kardan mafsalı üzerindeki momentin king-pin eksenine üzerindeki bileşeni [Nm]

T_d : Kardan mafsalı üzerindeki moment [Nm]

λ : King-pin açısı [derece]

ξ : Kardan mafsalının eğim açısı [derece]

dır.



Şekil 6.8 Önden tahrikli bir taşıtın ön düzen sistemi ve bu sistem üzerinde motordan gelen tahrik mili üzerindeki moment

Bu momentin tekerleğin yönelmesi üzerine etkisi taşıtın seyredeceği viraj durumuna göre değişmektedir. Taşıt sola doğru viraja girdiğinde moment taşıtın az yönelmesine katkı sağlarken, taşıt sağa doğru viraja girdiğinde ise taşıtın aşırı yönelmesine katkı sağlar. Etki mertebesi taşıttan taşıta değişmekle beraber genel olarak gaz pedalında ani yük değişimlerinde etkisi 1 derece/g olarak hesaplanmıştır (Gillespie,1992).

Direksiyon sisteminden kaynaklanan az yönelme etkisinin hesaplanmasında düşey kuvvetlerin ve tahrik aksının etkisi ihmal edilebilecek derecede olduğundan sadece yanal kuvvetler ve doğrultu düzeltme momenti dikkate alınır. Bu bilgiden yararlanılarak bir taşıta ait direksiyon sistemi Şekil 6.9' daki gibi modellenir.

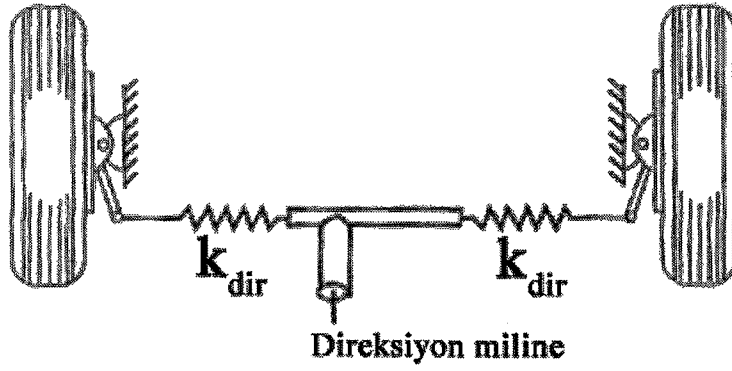
Bisiklet modelinde ön aks tekerleği üzerinde yanal kuvvetin kaster açısından dolayı meydana getirdiği moment (6.4) düzenlenerek;

$$M_{Ön} = F_{Y,Ö} \cdot \rho_r \cdot \tan \nu \quad (6.16)$$

ön aks tekerleği üzerindeki doğrultu düzeltme momenti ise (6.12) düzenlenerek;

$$M_{dtork,Ö} = F_{Y,Ö} \cdot p \quad (6.17)$$

olarak elde edilir.



Şekil 6.9 Direksiyon sistemi modeli (Gillespie, 1992)

(6.16) ve (6.17) ile verilen momentlerin toplamı sürücünün direksiyon simidine uygulaması gereken momenti M_{dir} 'i verir. Buna göre M_{dir} ;

$$\begin{aligned}
 M_{dir} &= M_{\text{Ön}} + M_{\text{dtork,Ö}} \\
 M_{dir} &= F_{Y,\text{Ö}} \cdot \rho_r \cdot \tan v + F_{Y,\text{Ö}} \cdot p \\
 M_{dir} &= F_{Y,\text{Ö}} \cdot (\rho_r \cdot \tan v + p)
 \end{aligned} \tag{ 6.18 }$$

olarak elde edilir ve küçük açı kabulüyle (6.18);

$$M_{dir} = F_{Y,\text{Ö}} \cdot (\rho_r \cdot v + p) \tag{ 6.19 }$$

halini alır.

Sürücünün direksiyon simidine uyguladığı M_{dir} momentini, direksiyon milinin burulma katılığına bağlı olarak direksiyon milinin burulmasına neden olur. Direksiyon milinin dönme miktarı θ_{dir} ile gösterilirse direksiyon milinin dönme katılığı birim direksiyon mili dönme açısı başına direksiyon momentini olarak tanımlanır ve

$$k_{dir} = \frac{dM_{dir}}{d\theta_{dir}} \tag{ 6.20 }$$

ile ifade edilir.

Burada;

k_{dir} : Direksiyon milinin dönme katılığı

[Nm/derece]

dır.

Direksiyon milinin dönme katılığından kaynaklanan az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_{St} = \frac{\theta_{dir}}{a_y}$$

$$\Delta k_{St} = \frac{M_{dir}}{k_{dir} \cdot a_y} \quad (6.21)$$

ile ifade edilir.

Δk_{St} ' nin, ön düzen parametresine bağlı olarak elde edilmesi için (6.19), (6.21)' de yerine yazıldığında;

$$\Delta k_{St} = \frac{F_{y,\dot{\theta}} \cdot (\rho_r \cdot v + p)}{k_{dir} \cdot a_y}$$

$$\Delta k_{St} = \frac{m_{\dot{\theta}} \cdot \dot{\theta} \cdot (\rho_r \cdot v + p)}{k_{dir} \cdot a_y}$$

$$\Delta k_{St} = \frac{m_{\dot{\theta}} \cdot (\rho_r \cdot v + p)}{k_{dir}} \quad (6.22)$$

olarak elde edilir.

Aşağıda Δk_{St} az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$m=1230$ kg

$L=2550$ mm

$a/L = 0,45$

$v = 3^0 = 0,0524$ Radyan

Lastikler : 195/55 VR 15 $\rightarrow \rho_r = 0,295$ m

$p=30$ mm

$k_{dir} = 530$ Nm / derece

için (6.22)' den az yönelme gradyanındaki değişim ;

$$\Delta k_{St} = \frac{1230 \cdot 0,55 \cdot (0,295 \cdot 0,0524 + 30 \cdot 10^{-3})}{530}$$

$$\Delta k_{St} = 0,58 \text{ derece/g}$$

olarak bulunur.



olur.

Burada;

t: Taşıtın iz genişliği [m]

H: Taşıtın yuvarlanma merkezinin zeminden olan yüksekliği [m]

F_T : Aks yarıları arasında transfer edilen yük miktarı [N]

M_{YUV} : Merkezkaç kuvveti sonucunda taşıtı yuvarlayan moment [Nm]

dir.

Sistemde bu an için yuvarlanma momentinin etkisinin olmadığı kabul edilirse;

$$-t \cdot \left(\frac{G}{2} - F_T \right) + \frac{t}{2} \cdot G - H \cdot F_Y - M_{YUV} = 0$$

$$t \cdot \left(\frac{G}{2} - F_T \right) - \frac{t}{2} \cdot G + H \cdot F_Y = 0$$

$$\cancel{t \cdot \frac{G}{2}} - t \cdot F_T - \cancel{\frac{t}{2} \cdot G} + H \cdot F_Y = 0$$

$$H \cdot F_Y = t \cdot F_T$$

$$F_T = \frac{H \cdot F_Y}{t}$$

$$\boxed{F_T = \frac{H \cdot m \cdot a_Y}{t}}$$

(7.1)

olarak bulunur.

Aks yarıları arasında meydana gelen yük transferinden dolayı lastiklerde radyal şekil değiştirme meydana gelir. Bu şekil değiştirmeden dolayı ise lastiklerin yuvarlanma direnci değişmektedir.

Herhangi bir lastikte yuvarlanma direncinin değişimi;

$$\Delta F_R = f \cdot F_T \cdot d_{aks} \quad (7.2)$$

ile hesaplanır.

Burada;

ΔF_R : Herhangi bir lastikteki yuvarlanma direnci [N]

f: Yuvarlanma direnci katsayısı [-]

$$L.F_{z\dot{O}} = b.F$$

$$\boxed{\frac{F_{z\dot{O}}}{F} = \frac{b}{L} = d_{\dot{O}}} \quad (7.4)$$

olarak bulunur.

Ön ve arka aks için bulunan katsayılar (7.2)' de yerine yazılarak her bir lastiğin yuvarlanma direnci bulunur. 1 ön sol, 2 ön sağ, 3 arka sol, 4 arka sağ lastikleri gösteren indisler olmak üzere;

Ön sol lastikte yuvarlanma direncinin değişimi için:

$$\Delta F_{R1} = f.F_T.d_{\dot{O}} \quad (7.5)$$

Ön sağ lastikte yuvarlanma direncinin değişimi için:

$$\Delta F_{R2} = -f.F_T.d_{\dot{O}} \quad (7.6)$$

Arka sol lastikte yuvarlanma direncinin değişimi için:

$$\Delta F_{R3} = f.F_T.d_A \quad (7.7)$$

Arka sağ lastikte yuvarlanma direncinin değişimi için:

$$\Delta F_{R4} = -f.F_T.d_A \quad (7.8)$$

yazılabilir.

(7.5), (7.6), (7.7) ve (7.8)' e göre taşıt sağa doğru viraja girdiğinde 1 ve 3 no lu lastiklerde yuvarlanma direnci artarken, 2 ve 4 no lu lastiklerde yuvarlanma direnci azalacaktır. Bundan dolayı 1 ve 3 no lu lastikler üzerine daha fazla direnç kuvveti etki ederken 2 ve 4 no lu lastiklere daha az direnç kuvveti etki edecektir. Bunun sonucunda ise taşıt sola doğru yalpalayacaktır. Bu etki sonucu taşıtın ön ve arka aks lastiklerinde yanal kayma meydana gelecektir. Bu ise taşıtın az yönelme eğilimini arttıran bir etki meydana getirir.

Ön ve arka aks lastiklerindeki yanal kayma miktarının bulunabilmesi için öncelikle taşıt yalpalamasına yol açan moment miktarı bilinmelidir. Bunun için Şekil 7.3' den yararlanılır. Taşıt sağa doğru viraja girdiğinde 2 no lu lastik virajın içerisinde bulunduğundan taşıtın virajda seyri boyunca 1 no lu lastiğe göre daha az yer değiştirecektir. Bunun için \ddot{O}_R noktasına göre moment alınabilir.

Normal viraj şartında ($R = 100$ m) akslar arası mesafesi 2,55m olan bir taşıtın virajı alabilmesi için tekerleklerine verilmesi gereken sapma açısı 1,46 derecedir. Bu yüzden moment alınırken ön tekerleklerin düz konumda kaldığı kabul edilir.

Bu kabulle \ddot{O}_R noktası etrafında moment eşitliği yazıldığında;

$$\Delta F_{R1} \cdot t + \Delta F_{R3} \cdot t = M_{ek}$$

$$t \cdot [\Delta F_{R1} + \Delta F_{R3}] = M_{ek}$$

$$t \cdot [f \cdot F_T \cdot d_o + f \cdot F_T \cdot d_a] = M_{ek}$$

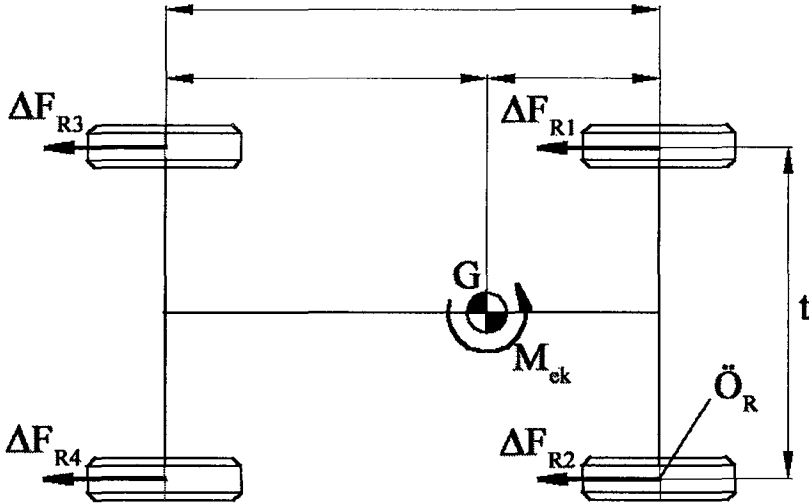
$$t \cdot f \cdot F_T = M_{ek}$$

(7.9)

olarak bulunur.

Burada;

M_{ek} : Yuvarlanma direnç katsayılarının değişmesinden dolayı meydana gelen ek yalpalama momenti [Nm] dir.



Şekil 7.3 Yanal yük transferi sonucunda lastiklerin yuvarlanma direncinin değişmesiyle taşıt üzerine etkileyen kuvvetler ve yalpalama momenti

Bu ek momentin lastikler üzerinde yanal kayma meydana getirdiği yukarıda açıklanmıştır. Ön ve arka akslarda M_{ek} 'ten dolayı oluşan yanal kayma miktarını bulmak için taşıt uzunlamasına ekseninden ikiye ayrılır (Şekil 7.4). Daha sonra ise A ve Ö noktaları etrafında moment eşitliği yazılarak ön ve arka aks lastiklerindeki yanal kayma miktarı bulunur.

7.1 Yalpalama Momentinden Kaynaklanan Yanal Kuvvetler

Şekil 7.4' den yararlanılarak A noktası etrafında moment eşitliği yazıldığında;

$$\Delta F_{y1} \cdot L = M_{ek}$$

$$\Delta F_{y1} = \frac{M_{ek}}{L}$$

$$\boxed{\Delta F_{y1} = \frac{t \cdot f \cdot F_T}{L}} \quad (7.10)$$

Ö noktası etrafında moment eşitliği yazıldığında;

$$-\Delta F_{y3} \cdot L = M_{ek}$$

$$\Delta F_{y3} = -\frac{M_{ek}}{L}$$

$$\boxed{\Delta F_{y3} = -\frac{t \cdot f \cdot F_T}{L}} \quad (7.11)$$

olarak bulunur.

(7.1), (7.10) ve (7.11)' de yerine yazıldığında;

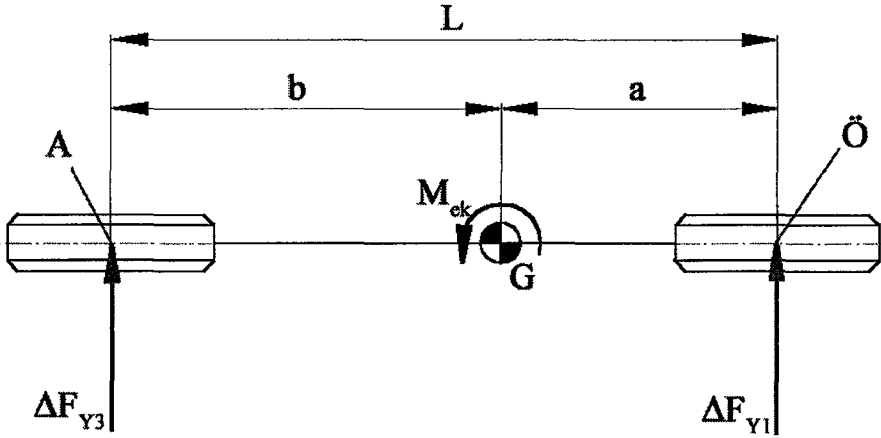
$$\Delta F_{y1} = \frac{t \cdot f \cdot m \cdot a_y \cdot H}{L}$$

$$\boxed{\Delta F_{y1} = \frac{f \cdot m \cdot a_y \cdot H}{L}} \quad (7.12)$$

$$\Delta F_{y3} = -\frac{t \cdot f \cdot m \cdot a_y \cdot H}{L}$$

$$\boxed{\Delta F_{y3} = -\frac{f \cdot m \cdot a_y \cdot H}{L}} \quad (7.13)$$

elde edilir.



Şekil 7.4 Yalpalama momentinin meydana getirdiği yanal kuvvetler

Burada;

ΔF_{y1} : Ek momentin 1 nolu lastikte meydana getirdiği yanal kuvvet [N]

ΔF_{y3} : Ek momentin 3 nolu lastikte meydana getirdiği yanal kuvvet [N]

dir.

7.2 Yanal Kuvvetlere Bağlı Kayma Açılı

(7.12) ve (7.13) ile bulunan yanal kuvvet denklemleri ile 1 ve 3 nolu lastiklerde ne kadar yanal kayma meydana geldiği bulunabilir.

$$\Delta F_{y1} = C_{\alpha, \text{Ö}} \cdot \Delta \alpha_{\text{Ö}}$$

$$\frac{f \cdot m \cdot a_Y \cdot H}{L} = C_{\alpha, \text{Ö}} \cdot \Delta \alpha_{\text{Ö}}$$

$$\boxed{\Delta \alpha_{\text{Ö}} = \frac{f \cdot m \cdot a_Y \cdot H}{L \cdot C_{\alpha, \text{Ö}}}} \quad (7.14)$$

$$\Delta F_{y3} = C_{\alpha, \text{A}} \cdot \Delta \alpha_{\text{A}}$$

$$-\frac{f \cdot m \cdot a_Y \cdot H}{L} = C_{\alpha, \text{A}} \cdot \Delta \alpha_{\text{A}}$$

$$\boxed{\Delta \alpha_{\text{A}} = -\frac{f \cdot m \cdot a_Y \cdot H}{L \cdot C_{\alpha, \text{A}}}} \quad (7.15)$$

olarak bulunur.

Aşırı yönelme veya az yönelme durumunun belirlenmesi için (4.29)' da verilen az yönelme gradyanı ifadesinin kullanılması gerekmektedir. Buna göre (7.14) ve (7.15), (4.29)' da yerine yazıldığında az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{\Delta \alpha_O - \Delta \alpha_A}{a_Y}$$

$$\Delta k_U = \frac{1}{a_Y} \left(\frac{f.m.a_Y H}{L.C_{\alpha,O}} + \frac{f.m.a_Y H}{L.C_{\alpha,A}} \right)$$

$$\Delta k_U = \frac{f.m.a_Y H}{L} \cdot \left(\frac{1}{C_{\alpha,O}} + \frac{1}{C_{\alpha,A}} \right) \quad (7.16)$$

olarak elde edilir.

Bu ifade yuvarlanma direnç katsayısı, aracın kütlesi, yanal ivmesi, ağırlık merkezinin zeminden yüksekliği, akslar arası mesafe, ön ve arka lastiğin viraj katılıklarına bağlı olarak aşırı yönelme ($\Delta k_U < 0$) veya az yönelme ($\Delta k_U > 0$) koşulunda olup olmadığını belirler.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$f=0,015$$

$$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$$

$$C_{\alpha,O}=525 \text{ N/derece}$$

$$C_{\alpha,A}=475 \text{ N/derece}$$

için (7.16)'dan az yönelme gradyanındaki değişim;

$$\Delta k_U = \frac{0,015 \cdot 1230 \cdot 0,6}{2,55} \cdot \left(\frac{1}{525} + \frac{1}{475} \right)$$

$$\Delta k_U = 0,017 \text{ derece/ms}^{-2}$$

$$\Delta k_U = 0,17 \text{ derece/g}$$

olarak bulunur.

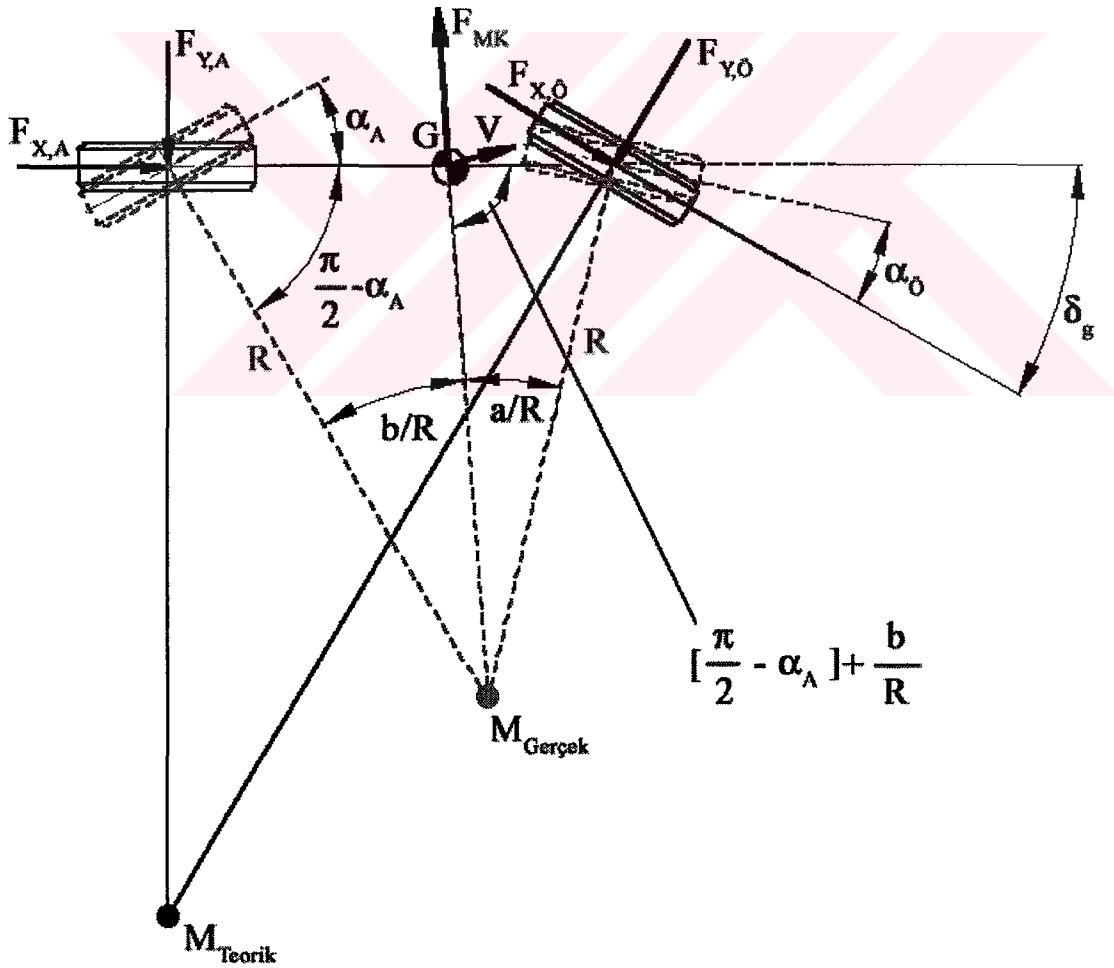


8. TAHİRİK KUVVETLERİNİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ

Günümüzde motordan alınan güç tahrik tekerleklerine önden, arkadan ve dört tekerlekten iletilmektedir.

Önden tahrik, arkadan tahriğe göre taşıta daha iyi yönelme imkanı verirken yönlendirme nedeniyle güç iletim tasarımı arkadan tahriğe göre daha zordur.

Aşağıda taşıta etkiyen tahrik kuvvetlerinin taşıtın az yönelme gradyanı üzerine etkisi incelenmiştir. İnceleme yapılırken Şekil 8.1' de gösterilen bisiklet modelinden yararlanılmaktadır. Kullanılan bisiklet modeli ile yanal yük transferi elemine edilerek hesaba katılmamaktadır.

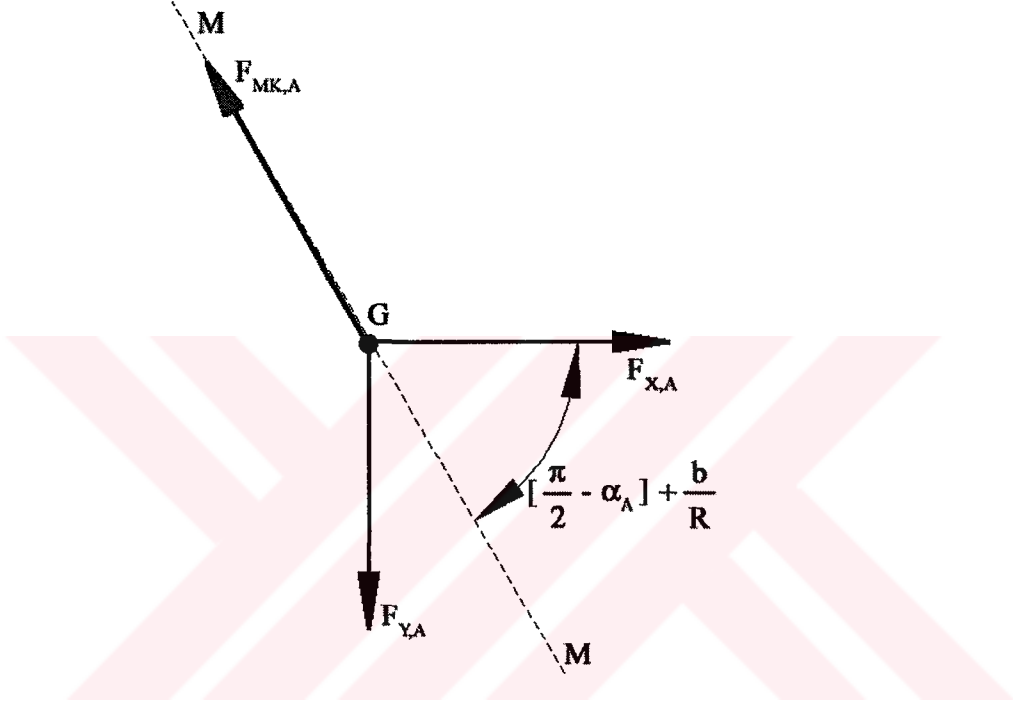


Şekil 8.1 Tahrik kuvvetlerinin az yönelme gradyanı üzerine olan etkisinin bulunmasında kullanılan bisiklet modeli (Dixon, 1996)

Şekil 8.1' den ön ve arka tekerlek üzerindeki kuvvetlerin taşıtın merkezkaç ekseni üzerine düşürülmesiyle ön ve arka tekerleğe ait yanal kayma açıları bulunur.

8.1 Arka Tekerleğe Ait Yanal Kayma Açısının Bulunması

Bunun için arka tekerlek üzerindeki kuvvetler taşıtın ağırlık merkezine taşınır (Şekil 8.2).



Şekil 8.2 Arka tekerlek üzerindeki kuvvetlerin taşıtın ağırlık merkezinden geçen MM ekseni üzerine düşürülmesi

MM ekseni üzerinde G noktasına etkiyen kuvvetlerin dengesinden;

$$F_{MK,A} = F_{y,A} \cdot \sin \left[\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_A \right) + \frac{b}{R} \right] + F_{x,A} \cdot \cos \left[\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_A \right) + \frac{b}{R} \right]$$

Sinüs ve Cosinüs açılımlarından yararlanılarak;

$$F_{MK,A} = F_{y,A} \cdot \cos \left[\alpha_A - \frac{b}{R} \right] + F_{x,A} \cdot \sin \left[\alpha_A - \frac{b}{R} \right] \quad (8.1)$$

olarak elde edilir.

Burada;

$F_{MK,A}$: Taşıtın arka aksına indirgenmiş merkezkaç kuvveti [N]

dir ve

$$\boxed{F_{MK,A} = \frac{m_A \cdot V^2}{R}} \quad (8.2)$$

'ye eşittir.

(8.2), (8.1)' de yerine yazıldığında;

$$\frac{m_A \cdot V^2}{R} = F_{YA} \cdot \cos \left[\alpha_A - \frac{b}{R} \right] + F_{XA} \cdot \sin \left[\alpha_A - \frac{b}{R} \right] \quad (8.3)$$

küçük açılar kabulü yapıldığında ($\cos \alpha = 1$, $\sin \alpha = \alpha$, $\alpha \rightarrow$ Radyan) arka akstaki yanal kayma açısı;

$$\begin{aligned} \frac{m_A \cdot V^2}{R} &= F_{YA} + F_{XA} \cdot \left[\alpha_A - \frac{b}{R} \right] \\ \frac{m_A \cdot V^2}{R} &= C_{\alpha,A} \cdot \alpha_A + F_{XA} \cdot \alpha_A - F_{XA} \cdot \frac{b}{R} \\ \frac{m_A \cdot V^2}{R} + F_{XA} \cdot \frac{b}{R} &= \alpha_A \cdot [F_{XA} + C_{\alpha,A}] \\ \boxed{\alpha_A} &= \frac{\frac{m_A \cdot V^2}{R} + F_{XA} \cdot \frac{b}{R}}{F_{XA} + C_{\alpha,A}} \end{aligned} \quad (8.4)$$

olarak elde edilir.

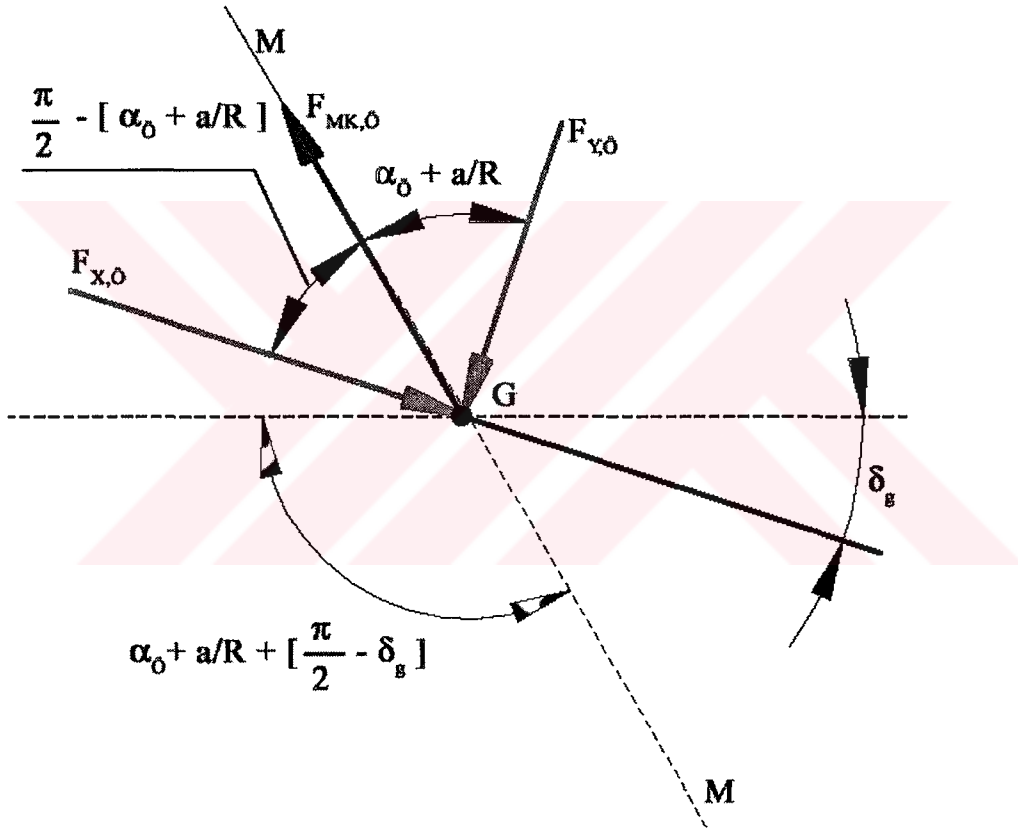
Virajda seyir sırasında tahrik kuvvetinin etkisiyle ortaya çıkan kayma açısı olarak bulunur. Daha önce tahrik kuvveti dikkate alınmadan elde edilmiş olan kayma açısı (4.22) değeri bu ifadeden çıkarılırsa $\Delta \alpha_{A,F}$ sadece tahrik kuvveti etkisiyle ortaya çıkan kayma açısındaki fark değeri verir. Buna göre;

$$\Delta\alpha_{A,F} = \frac{\frac{m_A \cdot V^2}{R} + F_{x,A} \cdot \frac{b}{R}}{F_{x,A} + C_{\alpha,A}} - \frac{m_A \cdot V^2}{R \cdot C_{\alpha,A}} \quad (8.5)$$

olarak bulunur.

8.2 Ön Tekerleğe Ait Yanal Kayma Açısının Bulunması

Bunun için ön tekerlek üzerindeki kuvvetler taşıtın ağırlık merkezine taşınır (Şekil 8.3).



Şekil 8.3 Ön tekerlek üzerindeki kuvvetlerin taşıtın ağırlık merkezinden geçen MM eksenine düşürülmesi

MM ekseninde G noktasına etkiyen kuvvetlerin dengesinden;

$$F_{MK,0} = F_{x,0} \cdot \cos \left[\frac{\pi}{2} - \left(\alpha_0 + \frac{a}{R} \right) \right] + F_{y,0} \cdot \cos \left[\alpha_0 + \frac{a}{R} \right]$$

$$F_{MK,0} = F_{x,0} \cdot \sin \left(\alpha_0 + \frac{a}{R} \right) + F_{y,0} \cdot \cos \left(\alpha_0 + \frac{a}{R} \right) \quad (8.6)$$

olarak elde edilir.

Burada;

$F_{MK,0}$: Taşıtın ön aksına indirgenmiş merkezkaç kuvveti [N]

dır ve

$$F_{MK,0} = \frac{m_0 \cdot V^2}{R} \quad (8.7)$$

'ye eşittir.

(8.6), (8.5)' te yerine yazıldığında;

$$\frac{m_0 \cdot V^2}{R} = F_{x,0} \cdot \sin\left(\alpha_0 + \frac{a}{R}\right) + F_{y,0} \cdot \cos\left(\alpha_0 + \frac{a}{R}\right)$$

küçük açılar kabulü yapıldığında ($\cos\alpha=1$, $\sin\alpha=\alpha$, $\alpha \rightarrow$ Radyan) ön akstaki kayma açısı;

$$\begin{aligned} \frac{m_0 \cdot V^2}{R} &= F_{x,0} \cdot \left(\alpha_0 + \frac{a}{R}\right) + F_{y,0} \\ \frac{m_0 \cdot V^2}{R} &= F_{x,0} \cdot \alpha_0 + F_{x,0} \cdot \frac{a}{R} + C_{\alpha,0} \cdot \alpha_0 \\ \frac{m_0 \cdot V^2}{R} - F_{x,0} \cdot \frac{a}{R} &= \alpha_0 \cdot [F_{x,0} + C_{\alpha,0}] \end{aligned}$$

$$\alpha_0 = \frac{\frac{m_0 \cdot V^2}{R} - F_{x,0} \cdot \frac{a}{R}}{F_{x,0} + C_{\alpha,0}} \quad (8.8)$$

olarak elde edilir.

Virajda seyir sırasında tahrik kuvvetinin etkisiyle ortaya çıkan kayma açısı olarak bulunur. Daha önce tahrik kuvveti dikkate alınmadan elde edilmiş olan kayma açısı (4.21) değeri bu ifadedden çıkarılırsa $\Delta\alpha_{0,F}$ sadece tahrik kuvveti etkisiyle ortaya çıkan kayma açısındaki fark değeri verir. Buna göre;

$$\Delta\alpha_{\alpha,F} = \frac{\frac{m_0 \cdot V^2}{R} - F_{x,\alpha} \cdot \frac{a}{R}}{F_{x,\alpha} + C_{\alpha,\alpha}} - \frac{m_0 \cdot V^2}{R \cdot C_{\alpha,\alpha}} \quad (8.9)$$

olarak bulunur.

8.3 Tahrik Kuvvetinin Az Yönelme Gradyanı Üzerindeki Etkisi

Bilindiği üzere az yönelme gradyanı üzerindeki etki;

$$k_U = k_{TU} = \frac{d(\alpha_0 - \alpha_A)}{da_Y} = \frac{d\alpha_U}{da_Y} \quad (4.43)$$

ile tanımlanmaktaydı.

(8.8) ve (8.9), (4.43)' de yerine yazıldığında;

$$\Delta k_U = \frac{\Delta\alpha_{\alpha,F} - \Delta\alpha_{A,F}}{a_Y} \quad (8.10)$$

olarak elde edilir.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m = 1230 \text{ kg}$$

$$L = 2550 \text{ mm}$$

$$f = 0,015$$

$$a/L = 0,45 \Rightarrow b/L = 0,55$$

$$\text{Lastikler : } 195/55 \text{ VR } 15 \Rightarrow \rho_r = 0,298 \text{ m}$$

$$C_{\alpha,\alpha} = 500 \text{ N/derece} = 28650 \text{ N / Rad}$$

$$C_{\alpha,A} = 500 \text{ N/derece} = 28650 \text{ N / Rad}$$

$$\theta = 0^\circ$$

$$C_D = 0,4$$

$$A_p = 2 \text{ m}^2$$

$$\rho_o = 1,2256 \text{ kg/m}^3$$

Taşıt 90 km/sa hızla 175 m yarıçaplı kuru bir virajda yeni takılmış olan lastiklerle aşağıdaki koşullarda seyir halinde olsun:

- Her iki akstan çekişe sahip olma durumu
- Ön veya arka akstan çekişe sahip olma durumu
- Tekerleklerde tahrik kuvvetinin olmadığı durum (sürücü ayağını gaz pedalından çekip debriyaj pedalına basıyor)

Kararlı rejimde, tekerleklere iletilmesi gereken tahrik gücü sadece tekerlekler üzerindeki dirençlerin toplamı kadardır. Verilerde yol eğimi 0^0 olduğundan lastikler üzerindeki dirençler sadece aerodinamik direnç ve yuvarlanma direncidir.

Buna göre ön aks tekerleğindeki yuvarlanma direnci;

$$F_{R,O} = f \cdot \frac{m_o}{2} \cdot g$$

$$F_{R,O} = 0,015 \cdot \frac{676,5}{2} \cdot 9,81$$

$$\boxed{F_{R,O} = 49,77 \text{ N}}$$

arka aks tekerleğindeki yuvarlanma direnci;

$$F_{R,A} = f \cdot \frac{m_A}{2} \cdot g$$

$$F_{R,A} = 0,015 \cdot \frac{553,5}{2} \cdot 9,81$$

$$\boxed{F_{R,A} = 40,72 \text{ N}}$$

olarak bulunur.

Aerodinamik direnç;

$$F_{Aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot V_X^2 \cdot C_D \cdot A_P \quad (8.11)$$

ile ifade edilmektedir.

Burada;

ρ_0 : Ortam havasının yoğunluğu [kg /m³]

V_X : Taşıtın seyir hızı [m/s]

C_D : Taşıtın sürüklenme katsayısı [-]

A_P : Taşıtın iz düşüm alanı [m²]

F_{Aero} : Taşıt üzerine etkiyen aerodinamik direnç [N]

dir.

(9.11)'den taşıt üzerine etkiyen aerodinamik direnç;

$$F_{Aero} = 0,5 \cdot 1,2256 \cdot 25^2 \cdot 0,4 \cdot 2$$

$$F_{Aero} = 306,4 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Taşıt üzerine etkiyen dirençlerin toplamı;

$$F_{Direnç} = F_{Aero} + F_{R,O} + F_{R,A} \quad (8.12)$$

$$F_{Direnç} = 306,4 + 49,77 + 40,72$$

$$F_{Direnç} = 396,89 \text{ N}$$

dır.

Kararlı rejimde taşıtın tahriki için tekerleklerden zemine aktarılan tahrik kuvvetinin büyüklüğü taşıt üzerinde direnç meydana getiren kuvvetlerin büyüklüğü kadardır. Bu durumda tahrik edilmeyen tekerleklerde ise sadece direnç kuvvetleri bulunur. Çizelge 8.1' de taşıtın yukarıda verilen tahrik durumuna göre tekerlekleri üzerindeki kuvvetler verilmiştir.

Çizelge 8.1 Taşıtın tahrik tipine bağlı olarak taşıtın tekerlekleri üzerinde etkili olan kuvvetlerin büyüklüğü

Tahrik Tipi	Ön Tekerlekteki Kuvvet [N]	Arkada Tekerlekteki Kuvvet [N]
Önden	396,890	-198,445
Arkadan	-198,445	396,890
Önden ve Arkadan	198,445	198,445
Tahrik Yok	-198,445	-198,445

Verilen taşıt verileri ve Çizelge 8.1' de verilen kuvvetler (8.5), (8.9) ve (8.10)' da yerine yazılarak tahrik kuvvetlerinin az yönelme gradyanı üzerindeki etkisi bulunur. Buna göre taşıtın tahrik tipine göre elde edilen sonuçlar Çizelge 8.2' de verilmiştir.

Çizelge 8.2 Taşıtın tahrik tipinin az yönelme gradyanı değerleri

Tahrik Tipi	$\Delta\alpha_0$ [derece]	$\Delta\alpha_A$ [derece]	Δk_U [derece / g]
Önden	-0,07	-0,23	0,448
Arkadan	0,04	-0,05	0,252
Önden ve Arkadan	-0,02	0,37	1,092
Tahrik Yok	0,04	-0,23	0,756

Çizelge 8.2' den şu sonuç çıkarılabilir: Verilen seyir koşullarında eğer taşıt önden ve arkadan çekişe sahip ise sürücü ayağını gaz pedalından çekip debriyaj pedalına koyarsa taşıtın tarafsız yönelmeye olan eğilimini arttırdığından daha az eforla arzu ettiği hedefe ulaşacaktır.

9. AERODİNAMİK KUVVETLERİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE ETKİSİ

Günümüzde taşıtların aerodinamik özellikleri iyileştirilerek şu ana kadar elde edilememiş özellikler elde edilebilmektedir. Bu özelliklerden birisi de havanın taşıt üzerinde meydana getirdiği yönelme etkisidir. Bu etki iki ana kısma ayrılabilir. Birincisi taşıtın uzunlamasına eksenini boyunca havanın ve varsa rüzgarın etkisi iken ikincisi taşıtın yanal eksenini boyunca taşıta etkiyen hava hareketleridir. Birinci etki taşıtın ön ve arka aksların reaksiyon kuvvetlerini azalmasına neden olurken ikinci etki taşıtın yuvarlanmasına ve etki noktasına bağlı olarak da yalpalamasına neden olur.

9.1 Aerodinamik Kaldırma Kuvvetinin Az Yönelme Gradyanı Üzerine Etkisi

Aerodinamik kaldırma kuvveti taşıtın uzunlamasına eksenini boyunca etkilidir. Bundan dolayı taşıtı baş vurma hareketine zorlayarak ön ve arka akslarda reaksiyon kuvvetlerinin azalmasına neden olur.

Aerodinamik kaldırma kuvveti taşıtın ön tarafında ;

$$(F_{\text{aero.kald.}})_{\text{Ö}} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Ö}} \cdot V_x^2 \cdot S \cdot C_{L,\text{Ö}} \quad (9.1)$$

taşıtın arka tarafında;

$$(F_{\text{aero.kald.}})_{\text{A}} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{A}} \cdot V_x^2 \cdot S \cdot C_{L,\text{A}} \quad (9.2)$$

ile ifade edilir (Dixon,1996).

Burada;

$\rho_{\text{Ö}}$: Ortam havasının yoğunluğu [kg/m³]

S: Taşıtın ön projeksiyon alanı [m²]

$C_{L,\text{Ö}}$: Taşıtın ön tarafına ait kaldırma katsayısı [-]

$C_{L,\text{A}}$: Taşıtın arka tarafına ait kaldırma katsayısı [-]

dır.

Ön ve arka akslarda farklı kaldırma katsayılarının olmasının nedeni bu bölgelerde hava akımı hızının sürtünme sonucu birbirinden farklı olmasından kaynaklanmaktadır (Şekil 9.1).

Lastiklerdeki reaksiyon kuvvetleri azaldığından dolayı lastiklerin yönelme katılıkları değişir. Buna göre taşıtın ön tarafındaki lastiğin yönelme katılığı;

$$\frac{(C_{\alpha, \dot{\theta}})_{\text{son}}}{(C_{\alpha, \dot{\theta}})_{\text{ilk}}} = \left(\frac{m_{\dot{\theta}} \cdot g - (F_{\text{aero, kald.}})_{\dot{\theta}}}{m_{\dot{\theta}} \cdot g} \right)^f \quad (9.3)$$

ampirik denklemi ile ifade edilir (Dixon, 1996).

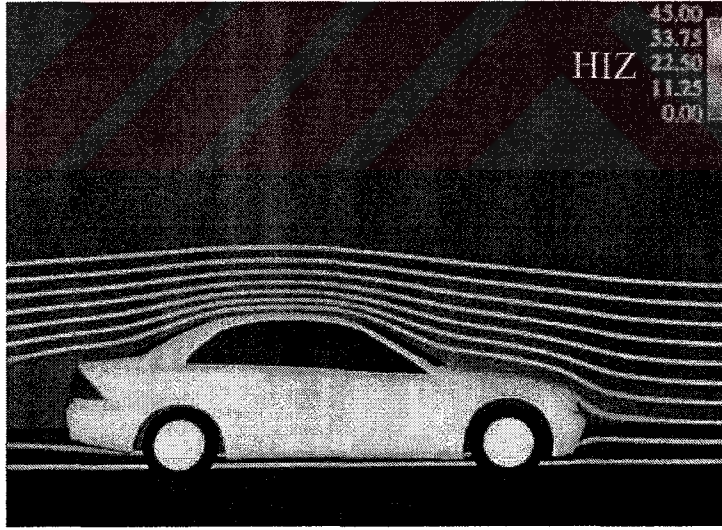
Burada;

$(C_{\alpha, \dot{\theta}})_{\text{son}}$: Aerodinamik kaldırma kuvvetinin taşıt tabanına etkimesinden sonra ön lastiğin viraj katılığı [N / derece]

$(C_{\alpha, \dot{\theta}})_{\text{ilk}}$: Aerodinamik kaldırma kuvvetinin taşıt tabanına etkimesinden önce ön lastiğin viraj katılığı [N / derece]

f : Lastik için ampirik katsayı [-]

dır.



Şekil 9.1 Taşıt üzerindeki aerodinamik akım çizgilerinin taşıtın farklı bölgelerine göre hız dağılımı (<http://www.daimlerchrysler.com>)

(9.3), yaklaşık olarak;

$$\frac{(C_{\alpha, \dot{\theta}})_{\text{son}}}{(C_{\alpha, \dot{\theta}})_{\text{ilk}}} = \frac{m_{\dot{\theta}} \cdot g - f \cdot (F_{\text{aero, kald.}})_{\dot{\theta}}}{m_{\dot{\theta}} \cdot g} \quad (9.4)$$

$$\begin{aligned}
&= 1 - \frac{f \cdot (F_{\text{aero.kald.}})_{\delta}}{m_{\delta} \cdot g} \\
&= 1 - \frac{f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_{\delta} \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_{L,\delta}}{\frac{m \cdot b \cdot g}{L}} \\
&= 1 - \frac{f \cdot \rho_{\delta} \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_{L,\delta} \cdot L}{2 \cdot m \cdot b \cdot g}
\end{aligned}$$

ile ifade edilir.

(9.4)'ten yararlanılarak;

$$\frac{\Delta C_{\alpha,\delta}}{(C_{\alpha,\delta})_{\text{ilk}}} = - \frac{f \cdot \rho_{\delta} \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_{L,\delta} \cdot L}{2 \cdot m \cdot b \cdot g} \quad (9.5)$$

olarak bulunur.

Aynı işlemler taşıtın arka aksına uygulandığında;

$$\frac{\Delta C_{\alpha,A}}{(C_{\alpha,A})_{\text{ilk}}} = - \frac{f \cdot \rho_{\delta} \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_{L,A} \cdot L}{2 \cdot m \cdot a \cdot g} \quad (9.6)$$

olarak bulunur.

Burada;

$\Delta C_{\alpha,\delta}$: Taşıtın ön aksındaki lastiğin viraj katılığının değişimi [N / derece]

$\Delta C_{\alpha,A}$: Taşıtın arka aksındaki lastiğin viraj katılığının değişimi [N / derece]

$(C_{\alpha,A})_{\text{ilk}}$: Aerodinamik kaldırma kuvvetinin taşıt tabanına etkimesinden önce arka lastiklerin viraj katılığı [N / derece]

dir.

Ayrıca ön lastiğin esnekliğindeki değişim;

$$\frac{\Delta D_{\delta}}{D_{\delta,\text{ilk}}} = - \frac{\Delta C_{\alpha,\delta}}{(C_{\alpha,\delta})_{\text{ilk}}} = \frac{f \cdot \rho_{\delta} \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_{L,\delta} \cdot L}{2 \cdot m \cdot b \cdot g} \quad (9.7)$$

arka lastiğin esnekliğindeki değişim;

$$\frac{\Delta D_A}{D_{A,ilk}} = - \frac{\Delta C_{\alpha,A}}{(C_{\alpha,A})_{ilk}} = - \frac{f \cdot \rho_x V_x^2 S \cdot C_{L,A} \cdot L}{2 \cdot m \cdot a \cdot g} \quad (9.8)$$

ile ifade edilir.

Burada;

ΔD_O : Ön lastiğin esnekliğindeki değişim [N / derece]

ΔD_A : Arka lastiğin esnekliğindeki değişim [N / derece]

$D_{O,ilk}$: Ön lastiğin ilk esnekliği [derece / g]

$D_{A,ilk}$: Arka lastiğin ilk esnekliği [derece / g]

dir.

(9.7) ve (9.8)' den az yönelme yararlanılarak az yönelme gradyanındaki değişim;

$$\Delta k_U = \Delta D_O - \Delta D_A \quad (9.9)$$

ile ifade edilir.

Taşıtın ön ve arka tekerlekleri aynı ise (9.9);

$$\Delta k_U = \frac{f \cdot \rho_x V_x^2 S \cdot C_{L,O} \cdot L}{2 \cdot m \cdot b \cdot g} \cdot D_O - \frac{f \cdot \rho_x V_x^2 S \cdot C_{L,A} \cdot L}{2 \cdot m \cdot a \cdot g} \cdot D_A$$

$$\Delta k_U = \frac{f \cdot \rho_x V_x^2 S \cdot L}{2 \cdot m \cdot g} \cdot \left(\frac{C_{L,O} \cdot D_O}{b} - \frac{C_{L,A} \cdot D_A}{a} \right) \quad (9.10)$$

halini alır.

Burada;

$k_{\beta,ilk}$: Aerodinamik kaldırma kuvveti etkmeden önceki yalpa gradyanı [derece / g]

dır.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$f=0,5$$

$$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$$

$$C_{\alpha, \dot{\alpha}}=500 \text{ N/derece}$$

$$C_{\alpha, A}=500 \text{ N/derece}$$

$$V_X=90 \text{ km/sa} = 25 \text{ m/s}$$

$$V_R=0 \text{ m/s}$$

$$S=2 \text{ m}^2$$

$$C_{L, \dot{\alpha}}=0,1$$

$$C_{L, A}=0,1$$

$$D_{\dot{\alpha}}=12 \text{ derece/g}$$

$$D_A=8 \text{ derece/g}$$

$$\rho_0=1,2256 \text{ kg / m}^3$$

$$k_{\beta_{ilk}}=6 \text{ derece / g}$$

Veriler (9.10)' da yerine yazıldığında az yönelme gradyanı

$$\Delta k_U = \frac{0,5 \cdot 1,2256 \cdot 25^2 \cdot 2 \cdot 2,55}{2 \cdot 1230 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 12}{1,4025} - \frac{0,1 \cdot 8}{1,1475} \right)$$

$$\Delta k_U = 0,013 \text{ derece / g}$$

olarak bulunur. $\Delta k_U > 0$ olduğundan bu etki taşıtta az yönelme eğilimi meydana getirir. Fakat meydana getirdiği etkinin mertebesi diğerlerine göre daha azdır.

9.2 Aerodinamik Yanal Kuvvetinin Az Yönelme Gradyanı Üzerine Etkisi

Taşıttın yanal eksenini boyunca etkiyen aerodinamik kuvvet taşıt gövdesini yuvarlanmaya zorlar. Bunun yanında aerodinamik kuvvetin etki ettiği noktaya göre (kuvvetin etki noktasının ağırlık merkezine göre uzaklığı) taşıtı yalpalamaya da zorlar. Aerodinamik yanal kuvvet (Şekil 9.2), aerodinamik yalpa açısının (β_{Ac}) fonksiyonu olarak;

$$F_{Y,Ac} = \frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_s' \cdot \beta_{Ac} \quad (9.11)$$

ile ifade edilir.

Burada;

$$C_s' = -\frac{dC_s}{d\beta_{Ae}} \cong 0,04 \quad 1/\text{derece} \quad (9.12)$$

dır. (9.12)' de yanal sürüklenme katsayısı C_s ile ifade edilmektedir.

Aerodinamik yanal kuvvetin yanal ivmeye katkısı;

$$F_{Y,Ae}' = m \cdot a_Y'$$

$$\frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_s' = m \cdot a_Y'$$

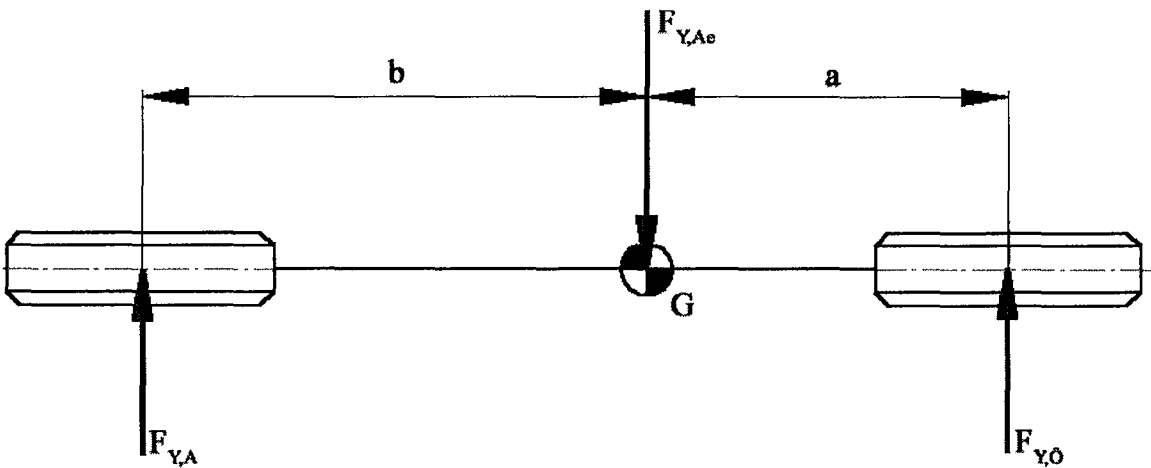
$$a_Y' = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_s'}{m} \quad (9.13)$$

dır.

Yanal aerodinamik kuvvetin taşıtın ağırlık merkezine etki ettiği kabul edildiğinde;

$$F_{Y,Ae} = \frac{L}{a} \cdot F_{Y,A} = \frac{L}{b} \cdot F_{Y,O} \quad (9.14)$$

olur.



Şekil 9.2 Üzerine yanal aerodinamik kuvvet etkileyen taşıta ait bisiklet modeli

Buradan;

$$F_{Y\ddot{O}} = \frac{b}{L} \cdot F_{Y_{Ae}}$$

$$C_{\alpha,\ddot{O}} \cdot \Delta\alpha_{\ddot{O}} = \frac{b}{L} \cdot F_{Y_{Ae}}$$

$$\Delta\alpha_{\ddot{O}} = \frac{F_{Y_{Ae}}}{C_{\alpha,\ddot{O}}} \cdot \frac{b}{L}$$

(9.15)

$$F_{Y,A} = \frac{a}{L} \cdot F_{Y_{Ae}}$$

$$C_{\alpha,A} \cdot \Delta\alpha_A = \frac{a}{L} \cdot F_{Y_{Ae}}$$

$$\Delta\alpha_A = \frac{F_{Y_{Ae}}}{C_{\alpha,A}} \cdot \frac{a}{L}$$

(9.16)

olarak bulunur.

(9.15) ve (9.16)'dan yararlanılarak az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{1}{a_Y} \cdot \left[\frac{b \cdot F_{Y_{Ae}}}{L \cdot C_{\alpha,\ddot{O}}} - \frac{a \cdot F_{Y_{Ae}}}{L \cdot C_{\alpha,A}} \right]$$

$$\Delta k_U = \frac{F_{Y_{Ae}}}{L \cdot a_Y} \cdot \left[\frac{b}{C_{\alpha,\ddot{O}}} + \frac{a}{C_{\alpha,A}} \right]$$

$$\Delta k_U = \frac{\rho_0 \cdot V_X^2 \cdot S \cdot C_S \cdot k \beta_{Ae}}{2 \cdot L} \cdot \left[\frac{b}{C_{\alpha,\ddot{O}}} - \frac{a}{C_{\alpha,A}} \right]$$

(9.17)

olarak elde edilir.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$f=0,5$$

$$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$$

$$C_{\alpha,0}=525 \text{ N/derece}$$

$$C_{\alpha,A}=475 \text{ N/derece}$$

$$V_X=90 \text{ km/sa} = 25 \text{ m/s}$$

$$V_R=0 \text{ m/s}$$

$$S=2 \text{ m}^2$$

$$C_S'=0,04$$

$$\rho_0=1,2256 \text{ kg / m}^3$$

$$k_{\beta_{Ae}}=6 \text{ derece / g}$$

Veriler (9.17)' de yerine yazıldığında az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = 1,2256 \cdot 25^2 \cdot 2 \cdot 0,04 \cdot 6 \cdot \left[\frac{0,55}{525} - \frac{0,45}{475} \right]$$

$$\Delta k_U = 0,37 \text{ derece/g}$$

olarak bulunur. $\Delta k_U < 0$ olduğundan bu etki taşıtta aşırı yönelme eğilimi meydana getirir. Fakat mertebesi diğerlerine göre çok azdır.

Aerodinamik kuvvetlerin az yönelme gradyanına etkisi incelenirken rüzgarın etkisi hesaba katılmamıştır. Bunun da etkisi vardır. Çünkü düz yolda seyir halinde olan bir taşıt yandan gelen rüzgara maruz kaldığında yanal bir kuvvet ve yalpalama momenti meydana getirir.

Verilen rüzgar hızı ve doğrultusu, taşıt hızı ve doğrultusuyla bağlı rüzgar hızı V_r ve aerodinamik yalpa açısı β_{Ae} hesaplanabilir. Sonuç olarak taşıt üzerinde oluşan dinamik hava basıncı;

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \quad (9.18)$$

ve aerodinamik yanal kuvvet;

$$F_{Y,Ae} = P \cdot A_y \quad (9.19)$$

ile ifade edilir.

Burada;

A_y : Taşıtın yan tarafına ait projeksiyon alanı [m²]
 C_s : Yanal sürüklenme katsayısı [-]
 dır.

Eğer aerodinamik yanal kuvvet taşıtın ağırlık merkezinden belirli bir uzaklıkta etki ediyorsa oluşan yalpalama momenti $M_{Y,Ae}$;

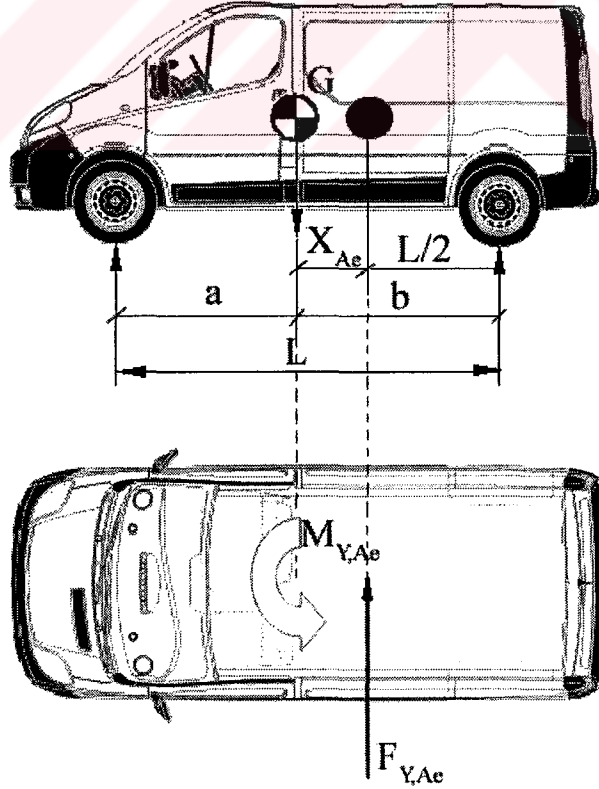
$$M_{Y,Ae} = X_{Ae} \cdot F_{Y,Ae} \quad (9.20)$$

dir (Şekil 9.3).

Burada;

X_{Ae} : Aerodinamik yanal kuvvet $F_{Y,Ae}$ 'nin etki noktasının taşıtın ağırlık merkezine olan uzaklığı [m]
 dır.

Bu momentin dengelenmesi için ön ve arka aksta ek yanal kuvvetler meydana gelir. Bu yanal kuvvetler ise ön ve arka aksın yanar kayma yapmasına neden olur.

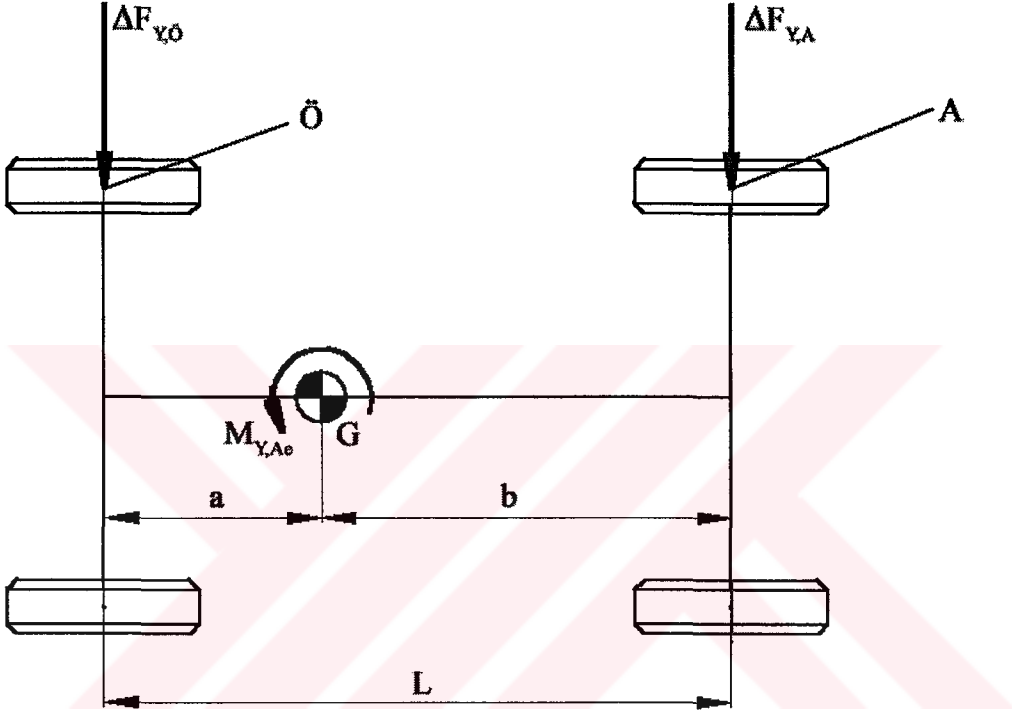


Şekil 9.3 Yanal aerodinamik kuvvetin taşıt üzerine etkimesi

Taşıtın ağırlık merkezi öne yakın ise dinamik dengeleme $M_{Y,Ae}$ Şekil 9.4' de gösterildiği gibi olur.

Bisiklet modeli kullanılarak A noktası etrafında moment alınırsa;

$$L \cdot \Delta F_{Y\dot{O}} = M_{Y,Ae}$$



Şekil 9.4 Yalpalama momentinin meydana getirdiği yanal kuvvetler

$$\Delta F_{Y\dot{O}} = \frac{M_{Y,Ae}}{L} = \frac{X_{Ae} \cdot F_{Y,Ae}}{L}$$

$$C_{\alpha\dot{O}} \cdot \Delta\alpha_{\dot{O}} = \frac{M_{Y,Ae}}{L} = \frac{X_{Ae} \cdot F_{Y,Ae}}{L}$$

$$\Delta\alpha_{\dot{O}} = \frac{X_{Ae} \cdot F_{Y,Ae}}{L \cdot C_{\alpha\dot{O}}}$$

$$\Delta\alpha_{\dot{O}} = \frac{X_{Ae} \cdot 0,5 \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{L \cdot C_{\alpha\dot{O}}}$$

$$\Delta\alpha_{\dot{O}} = \frac{X_{Ae} \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{2 \cdot L \cdot C_{\alpha\dot{O}}}$$

(9.21)

Ö noktası etrafında moment alınırsa;

$$-L \cdot \Delta F_{Y,A} = M_{Y,Ac}$$

$$\Delta F_{Y,A} = -\frac{M_{Y,Ac}}{L}$$

$$C_{\alpha,A} \cdot \Delta \alpha_A = -\frac{X_{Ac} \cdot F_{Y,Ac}}{L}$$

$$\Delta \alpha_A = -\frac{X_{Ac} \cdot F_{Y,Ac}}{L \cdot C_{\alpha,A}}$$

$$\Delta \alpha_A = -\frac{X_{Ac} \cdot 0,5 \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{L \cdot C_{\alpha,A}}$$

$$\boxed{\Delta \alpha_A = -\frac{X_{Ac} \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{2 \cdot L \cdot C_{\alpha,A}}} \quad (9.22)$$

olarak elde edilir.

(9.21) ve (9.22)' den yararlanılarak az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{1}{a_Y} \cdot \left[\frac{X_{Ac} \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{2 \cdot L \cdot C_{\alpha,0}} + \frac{X_{Ac} \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{2 \cdot L \cdot C_{\alpha,A}} \right]$$

$$\boxed{\Delta k_U = \frac{X_{Ac} \cdot \rho_0 \cdot V_r^2 \cdot A_Y \cdot C_S}{2 \cdot L \cdot a_Y} \cdot \left[\frac{1}{C_{\alpha,0}} + \frac{1}{C_{\alpha,A}} \right]} \quad (9.23)$$

olarak bulunur.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$f=0,5$$

$$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$$

$$C_{\alpha,0}=525 \text{ N/derece}$$

$$C_{\alpha,A}=475 \text{ N/derece}$$

$$V_R=18 \text{ m/s}$$

$$A_Y=5 \text{ m}^2$$

$$C_S=1,2$$

$$\rho_O=1,2256 \text{ kg / m}^3$$

$$X_{Ac}=0,2\text{m}$$

Veriler (9.23)' te yerine yazıldığında az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{0,2 \cdot 1,2256 \cdot 18^2 \cdot 1,2 \cdot 5}{2 \cdot 2,55 \cdot 3,57} \cdot \left[\frac{1}{500} + \frac{1}{500} \right]$$

$$\Delta k_U = 0,1046 \text{ derece / ms}^2$$

$$\Delta k_U = 1,046 \text{ derece / g}$$

olarak bulunur.

Yanal aerodinamik kuvvet daha önce bahsedildiği gibi taşıtın yuvarlanmasına da neden olur. Bu da aks yarılıarı arasında yük transferine neden olduğundan lastikler üzerindeki normal reaksiyon kuvvetleri değişir. Bu etkiyi bulabilmek için Bölüm 7'den yararlanılır. (7.1)'de yanal kuvvet F_Y yerine $F_Y + F_{Y,Ac}$ yazıldığında aks yarılıarı arasında transfer edilen yük miktarı;

$$F_T = \frac{H \cdot (F_{Y,Ac} + F_Y)}{t}$$

$$F_T = \frac{H \cdot (g \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot t}$$

(9.24)

olarak bulunur.

Bu yeni durumda lastiklerin yuvarlanma direncindeki değişimin;

1 Nolu Lastik İçin;

$$\Delta F_{R1} = f \cdot F_T \cdot d_0$$

2 Nolu Lastik İçin;

$$\Delta F_{R2} = -f \cdot F_T \cdot d_0$$

3 Nolu Lastik İçin:

$$\Delta F_{R3} = f \cdot F_T \cdot d_a$$

4 Nolu Lastik İçin:

$$\Delta F_{R4} = -f \cdot F_T \cdot d_a$$

olduğu Bölüm 7' de gösterilmişti. Ayrıca direncin farklılıklarının meydana getirdiği yalpalama momentinin;

$$M_{ek} = t \cdot f \cdot F_T$$

olduğu bulunmuştu.

Bu momentin etkisi ile taşıtın lastiklerinde yanal kayma meydana gelir. Bu miktar ön lastikte;

$$f \cdot \frac{H \cdot (\rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot \psi} = C_{a0} \cdot \Delta \alpha_0 \cdot L$$

$$\Delta \alpha_0 = \frac{f \cdot H \cdot (\rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot L \cdot C_{a0}} \quad (9.25)$$

arka lastikte;

$$-f \cdot \frac{H \cdot (\rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot \psi} = C_{aA} \cdot \Delta \alpha_A \cdot L$$

$$\Delta \alpha_A = - \frac{f \cdot H \cdot (\rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot L \cdot C_{aA}} \quad (9.26)$$

dir.

(9.25) ve (9.26)' dan az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{1}{a_Y} \left(\frac{f \cdot H \cdot (\rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot L \cdot C_{a0}} + \frac{f \cdot H \cdot (\rho_0 \cdot V_r^2 \cdot C_s \cdot A_Y + 2 \cdot m \cdot a_Y)}{2 \cdot L \cdot C_{aA}} \right)$$

$$\Delta k_U = \frac{f.H.(p_0.V_r^2.C_s.A_Y + 2.m.a_Y)}{2.L.a_Y} \cdot \left(\frac{1}{C_{\alpha,\delta}} + \frac{1}{C_{\alpha,A}} \right) \quad (9.27)$$

olarak bulunur.

Daha önce taşıt gövdesinin yuvarlanması sonucu oluşan Δk_U ve Δk_β 'nın yanal ivme a_Y 'den bağımsız iken burada yanal ivmeye bağımlı olduğu görülmektedir.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$m=1230$ kg

$L=2550$ mm

$f=0,015$

$H=0,6$ m

$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$

$A_Y=5$ m²

$C_{\alpha,\delta}=500$ N/derece

$C_{\alpha,A}=500$ N/derece

$\rho_0=1,2252$ kg/m³

$V_r=18,05$ m/s

$V_{\text{taşıt}}=90$ km/sa = 25 m/s

$R=175$ m

$C_S=1,2$

Veriler (9.24)' de yerine yazıldığında az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{0,015.0,6.(1,2256.18,05^2.1,2.5 + 2.1230.3,57)}{2.2,55.3,57} \cdot \left[\frac{1}{500} + \frac{1}{500} \right]$$

$$\Delta k_U = 0,222 \text{ derece / g}$$

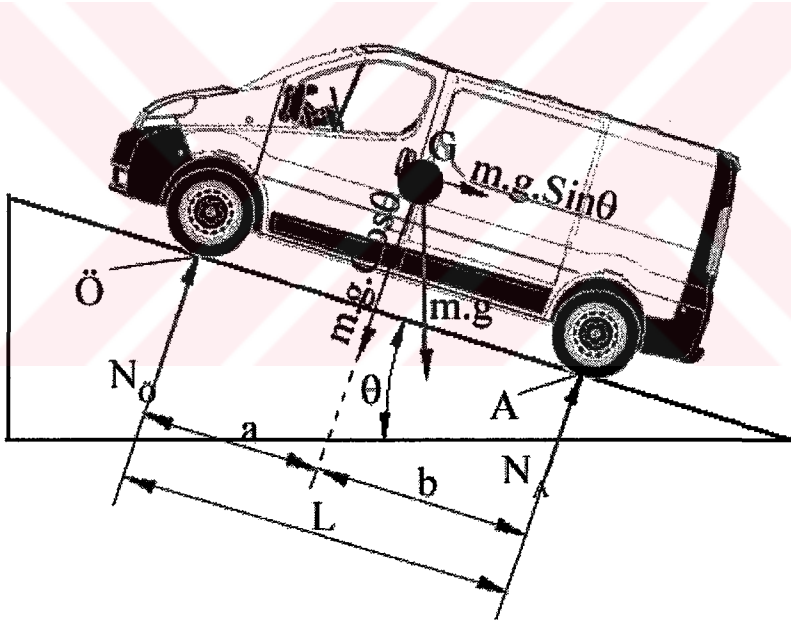
olarak bulunur. $\Delta k_U > 0$ olduğundan bu etki taşıtta az yönelme eğilimi meydana getirir. Fakat diğer etkiler göz önüne alındığında mertebesi daha az kalmaktadır.

10. YOL EĞİMİNİN AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE OLAN ETKİSİ

Bu kısımda taşıtın eğimli bir yolda seyir halinde olduğu zamanki durumu incelenecektir. Günlük hayattan gözlemlenebileceği gibi çıkış/iniş eğimine sahip yollarda ön ve arka akslar arasında yük transferi meydana gelir. Yük transferi sonucu tekerlek tepkisi artan tekerleklerin yanal kuvvet alma kapasitesi arttığından taşıtın yönelmesi sırasında tekerlekler üzerinde daha az yanal kayma açısı oluşur. Bunun sonucunda çıkış eğimi için taşıtta az yönelme, iniş eğimi için taşıtta aşırı yönelme eğilimi ortaya çıkar.

10.1 Tekerlek Tepki Kuvvetlerinin Bulunması

Çıkış eğimli bir yolda seyir halinde olan taşıtın tekerlek tepki yüklerinin bulunması için Şekil 10.1' den yararlanılır.



Şekil 10.1 Çıkış eğimli bir yolda seyir halinde olan taşıtın akslarına etkiyen normal tepki kuvvetleri

Şekil 10.1' de A noktasına göre moment alındığında;

$$\begin{aligned} L.N_0 - b.m.g.\cos\theta + H.m.g.\sin\theta &= 0 \\ N_0.L &= b.m.g.\cos\theta - H.m.g.\sin\theta \end{aligned}$$

$$N_0 = \frac{m.g.b.\cos\theta}{L} - \frac{m.g.H.\sin\theta}{L}$$

(10.1)

Ö noktasına göre moment alındığında;

$$\begin{aligned} \curvearrowright -L.N_A + a.m.g.\cos\theta + H.m.g.\sin\theta &= 0 \\ N_A.L &= a.m.g.\cos\theta + H.m.g.\sin\theta \end{aligned}$$

$$N_A = \frac{m.g.a.\cos\theta}{L} + \frac{m.g.H.\sin\theta}{L} \quad (10.2)$$

olarak bulunur.

Burada;

N_O : Ön aksdaki normal tepki kuvveti [N]

N_A : Arka aksdaki normal tepki kuvveti [N]

dir.

10.2 Tekerleklerin Yanal Kayma Açılarının Bulunması

Yukarıda belirtildiği gibi tekerleğin tepki yükü arttığında yanal kuvvet alma kapasitesi artar (Şekil 4.10). Bunun sonucunda ise ilgili tekerleğin yanal kayma açısı azalır. Bu durum;

$$\frac{F_Y}{F_Z} = C_s \cdot \alpha \quad (10.3)$$

ile ifade edilir.

Burada;

F_Z : Tekerlek tepki yükü = N [N]

C_s : Yönelme katılık katsayısı [1/derece]

dır ve

$$C_s = \frac{C_\alpha}{F_Z} \quad (10.4)$$

'ye eşittir.

(10.3) düzenlenerek her bir tekerleğe ait yanal kayma açısı;

$$\alpha = \frac{F_Y}{F_Z \cdot C_S} \quad (10.5)$$

ile bulunur.

Bu durumda çıkış eğimli bir yolda seyir halinde olan taşıtın ön aksındaki yanal kayma açısı (10.1) ve (10.5)' den yararlanılarak;

$$\alpha_{O,G} = \frac{F_{Y,O}}{N_O \cdot C_{S,O}} \quad (10.6)$$

arka aksındaki yanal kayma açısı (10.2) ve (10.5)' den yararlanılarak;

$$\alpha_{A,G} = \frac{F_{Y,A}}{N_A \cdot C_{S,A}} \quad (10.7)$$

şeklinde bulunur.

10.3 Az Yönelme Gradyanının Bulunması

Sadece yol eğiminin az yönelme gradyanı üzerine olan etkisi incelendiğinden (10.6) ve (10.7) ile bulunan ifadelerden taşıtın düz yolda seyri durumunda aynı yanal kuvvetin taşıt üzerine etkidiği zamanki yanal kayma açıları çıkarılarak sadece yol eğiminin meydana getirdiği yanal kayma açısı bulunur.

Yol eğiminin az yönelme gradyanı üzerine olan etkisi (4.43)' den yararlanılarak;

$$\Delta k_U = \frac{[\alpha_{O,G} - \alpha_{A,G}] - [\alpha_O - \alpha_A]}{a_Y}$$

$$\Delta k_U = \frac{[\alpha_{O,G} - \alpha_O] - [\alpha_A - \alpha_{A,G}]}{a_Y}$$

$$\Delta k_U = m \cdot \left[d_{O'} \cdot \left(\frac{1}{N_{O'} \cdot C_{S,O'}} - \frac{1}{C_{\alpha,O'}} \right) + d_{A'} \cdot \left(\frac{1}{C_{\alpha,A'}} - \frac{1}{N_{A'} \cdot C_{S,A'}} \right) \right] \quad (10.8)$$

olarak bulunur.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$H=0,6\text{m}$$

$$a/L=d_A=0,45 \Rightarrow b/L=d_O=0,55$$

$$\theta =30^0$$

Veriler (10.1)' de yerine yazıldığında ön aksın tepki kuvveti;

$$N_O = 1230 * 9,81 * 0,55 * \text{Cos}30 - 1230 * 9,81 * (0,6 / 2,55) * \text{Sin}30$$

$$\boxed{N_O = 4327,78 \text{ N}}$$

veriler (10.2)' de yerine yazıldığında arka aksın tepki kuvveti;

$$N_A = 1230 * 9,81 * 0,45 * \text{Cos}30 + 1230 * 9,81 * (0,6 / 2,55) * \text{Sin}30$$

$$\boxed{N_A = 6121,94 \text{ N}}$$

olarak bulunur.

Ön ve arka aks tekerleklerine ait viraj katılıkları ve yönelme katsayıları Şekil 10.2 ve Şekil 10.3' den yararlanılarak bulunur.

Buna göre;

Ön ve arka tekerleklerinin yönelme katılık katsayıları Şekil 10.2' den sırasıyla;

$$C_{S,O} = 0,16$$

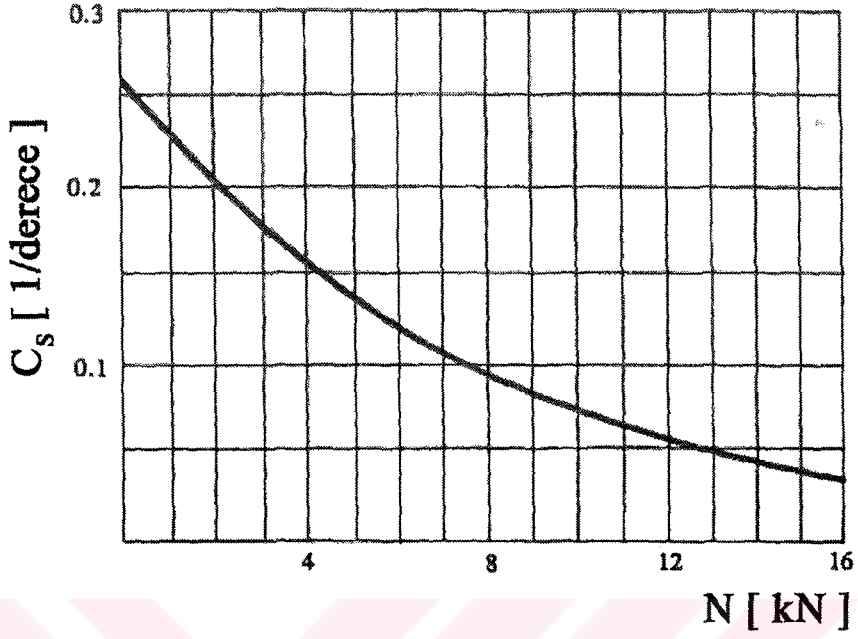
$$C_{S,A} = 0,12$$

viraj katılıkları Şekil 10.3' den sırasıyla;

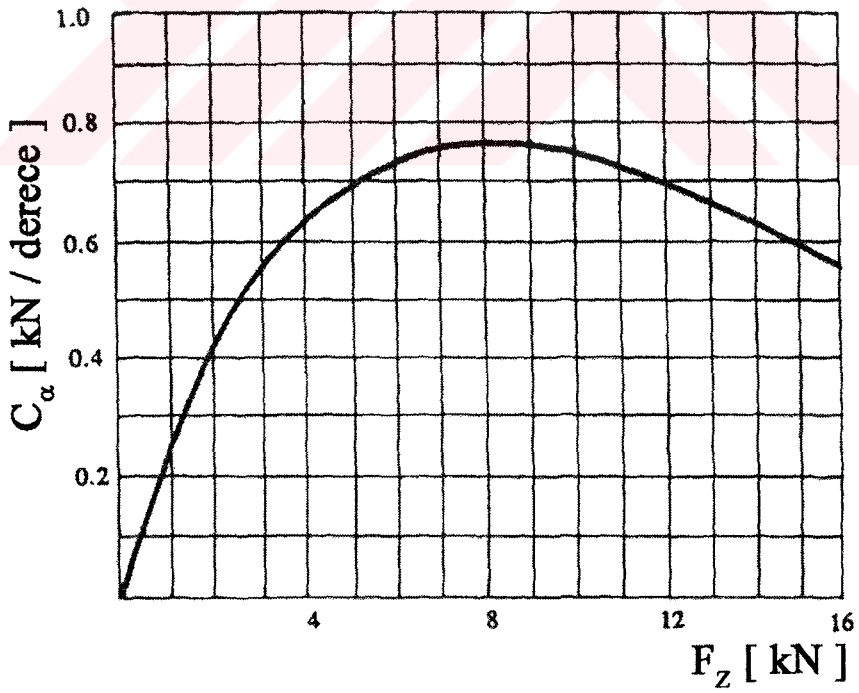
$$C_{\alpha,O} = 730 \text{ N / derece}$$

$$C_{\alpha,A} = 700 \text{ N / derece}$$

olarak okunur.



Şekil 10.2 Yönelme katılık katsayısının tekerleğin tepki yüküne göre değişimi (Dixon, 1996)



Şekil 10.3 Tekerleğin viraj katılığının üzerindeki düşey yüküyle değişimi (Dixon, 1996)

Bu veriler (10.10)' da yerine yazıldığında az yönelme gradyanı farkı;

$$\Delta k_{\nu} = 0,88 \text{ derece / g}$$

olarak bulunur.

Aynı veriler iniş eğimi için kullanıldığında ($\theta = 30^{\circ}$) az yönelme gradyanı farkı;

$$\Delta k_{\nu} = -0,74 \text{ derece / g}$$

olarak bulunur.

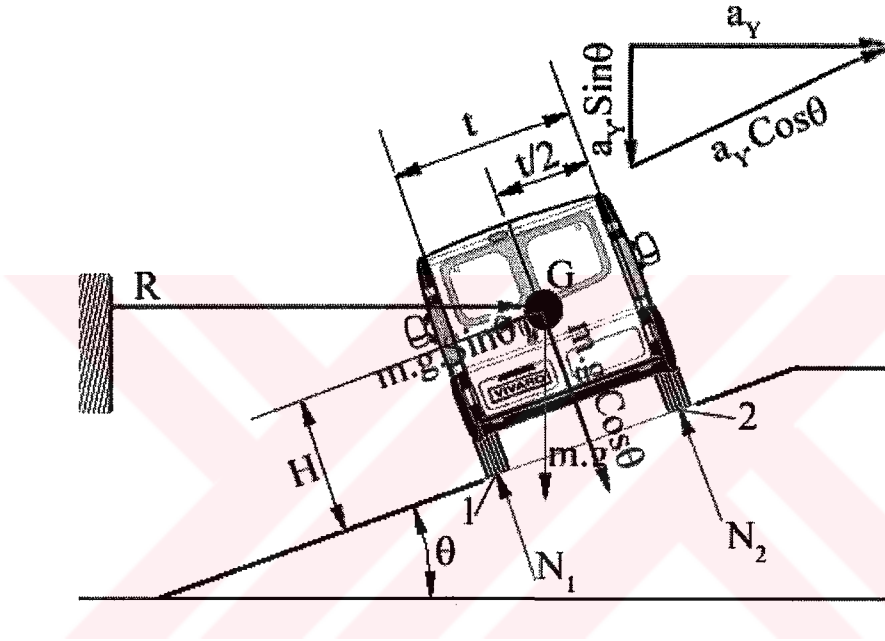
Bu durumda taşıtın çıkış eğiminde az yönelmeye, iniş eğiminde ise aşırı yönelmeye sahip olduğu görülmektedir.



11. DEVER AÇISININ AZ YÖNELME GRADYANI ÜZERİNE OLAN ETKİSİ

Bu kısımda taşıtın dever açılı bir yolda seyir halinde olduğu zamanki durumu incelenecektir.

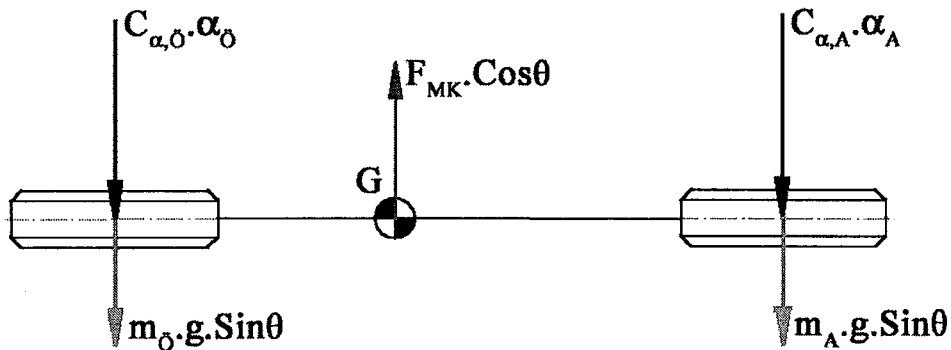
Dever açısına sahip yollarda taşıtın üzerindeki merkezkaç kuvvetinin etkisi taşıtın ağırlık bileşeni ile azaltıldığından tekerleklerde düz yoldaki seyir durumuna göre daha az yanıl kayma meydana gelir (Şekil 11.1)



Şekil 11.1 Dever açılı yolda seyir halinde olan bir taşıtın üzerine etkiyen kuvvetler

11.1 Yanıl Kayma Açılarının Bulunması

Yanal kayma açıların bulunması için Şekil 11.2' den yararlanılır.



Şekil 11.2 Dever açısının taşıtın az yönelme gradyanı üzerine olan etkisinin incelenmesinde kullanılan bisiklet modeli

Şekil 11.2' de ön tekerleğinde yanal kuvvetlerin dengesinden ön aks tekerleğindeki kayma açısı;

$$C_{\alpha_0} \cdot \alpha_0 + m_0 \cdot g \cdot \sin\theta = F_{MK,0} \cdot \cos\theta$$

$$m_0 \cdot a_Y \cdot \cos\theta = C_{\alpha_0} \cdot \alpha_0 + m_0 \cdot g \cdot \sin\theta$$

$$\alpha_0 = \frac{m_0 \cdot a_Y \cdot \cos\theta - m_0 \cdot g \cdot \sin\theta}{C_{\alpha_0}} \quad (11.1)$$

olarak bulunur.

Şekil 11.2' de ön tekerleğinde yanal kuvvetlerin dengesinden ön aks tekerleğindeki kayma açısı;

$$\alpha_A = \frac{m_A \cdot a_Y \cdot \cos\theta - m_A \cdot g \cdot \sin\theta}{C_{\alpha_A}} \quad (11.2)$$

olarak bulunur.

11.2 Az Yönelme Gradyanının Bulunması

(11.1) ile bulunan ifade $\theta = 0^0$ için (4.21) ile aynı olmaktadır. Bu kısımda sadece dever açısının etkisi incelendiğinden (11.1)' den (4.21) çıkarılır. Bu durumda dever açısından dolayı ön aks tekerleğinde oluşan ek yanal kayma açısı;

$$\Delta\alpha_0 = - \frac{m_0 \cdot g \cdot \sin\theta}{C_{\alpha_0}} \quad (11.3)$$

şeklinde olur.

(11.2) ile bulunan ifade $\theta = 0^0$ için (4.22) ile aynı olmaktadır. Bu kısımda sadece dever açısının etkisi incelendiğinden (11.2)' den (4.22) çıkarılır. Bu durumda dever açısından dolayı ön aks tekerleğinde oluşan ek yanal kayma açısı;

$$\Delta\alpha_A = - \frac{m_A \cdot g \cdot \sin\theta}{C_{\alpha,A}} \quad (11.4)$$

şeklinde olur.

Dever açısının az yönelme gradyanı üzerine etkisi (4.43)' den yararlanılarak;

$$\Delta k_U = \frac{g \cdot \sin\theta}{a_y} \cdot \left[\frac{m_A}{C_{\alpha,A}} - \frac{m_O}{C_{\alpha,O}} \right] \quad (11.5)$$

olarak elde edilir.

Aşağıda Δk_U az yönelme gradyanının mertebesini belirtmek amacıyla Volvo S40 modeline ait bir otomobilin verileri için nümerik bir örnek verilmiştir.

Volvo S40 Verileri

$$m=1230 \text{ kg}$$

$$L=2550 \text{ mm}$$

$$f=0,015$$

$$H=0,6\text{m}$$

$$t=1,2\text{m}$$

$$a/L=0,45 \Rightarrow b/L=0,55$$

$$C_{\alpha,O}=500 \text{ N/derece}$$

$$C_{\alpha,A}=500 \text{ N/derece}$$

$$V_X=90 \text{ km/sa} = 25 \text{ m/s}$$

$$R=175\text{m}$$

$$\theta = 5^0$$

Veriler (11.5)' de yerine yazıldığında dever açısından kaynaklanan az yönelme gradyanı;

$$\Delta k_U = \frac{9,81 \cdot \sin 5}{3,57} \cdot \left[\frac{553,5}{500} - \frac{676,5}{500} \right]$$

$$\Delta k_U = -0,6 \text{ derece / g}$$

olarak bulunur.

Bulunan sonuç negatif olduğundan verilen taşıt bu dever açılı yolda aşırı yönelmeye sahip olur.



12 AZ YÖNELME GRADYANININ MERTEBESİ

Aşağıdaki çizelgede önceki bölümlere ait nümerik örneklerde bahsi geçen etkiler ve bu etkilerin az yönelme gradyanlarının mertebeleri özetlenmiştir.

Çizelge 12.1 Az yönelme gradyanlarının karşılaştırılması

Etki		Az Yönelme Gradyanı [derece / g]
Ağırlık Merkezinin Konumu		2,4
Süspansiyon		3,22
Süspansiyon Bağlantı Elemanlarının Esnekliği		0,037
Direksiyon Milinin Dönme Katılığı		0,58
Yanal Yük Transferi		0,17
Tahrik Kuvveti	Önden ve Arkadan	1,092
	Tek Önden	0,448
	Aks Arkadan	0,252
	Çekiş Yok	0,756
Aerodinamik Etkiler	Kaldırma Kuvveti	0,013
	Yanal Kuvvet (Ağırlık Merkezinden)	0,37
	Yanal Kuvvet (Eksantrik)	1,046
	Yanal Kuvvet (Yük Transferi ile)	0,222
Yol Eğimi ($\theta = 30^{\circ}$)	İniş Eğimi	-0,74
	Çıkış Eğimi	0,88
Dever Açısı ($\theta = 5^{\circ}$)		-0,6

Çizelge 12.1 incelendiğinde taşıtın az yönelme gradyanı üzerine en büyük etkiyi ağırlık merkezinin konumu ve süspansiyonlar meydana getirmektedir. Aerodinamik kuvvetlerin ise taşıtın az yönelme gradyanı üzerine etkisi daha azdır.

13. DÜZ YOLDA SEYİR HALİNDE OLAN TAHRİK EDİLMEMİŞ TAŞITIN SAĞ-SOL TARAF TEKERLEKLERİNİN YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYILARININ DEĞİŞTİĞİ DURUMDAKİ YÖNELME DAVRANIŞI

Bu kısımda taşıtın düz yolda seyir halinde olan tahrik edilmemiş taşıtın sağ-sol taraf tekerleklerinin yuvarlanma direnç katsayılarının değiştiği durumdaki yönelme davranışı incelenmiştir.

İnceleme yapılırken;

- Taşıtın ön sol lastiğin hava basıncının diğerlerine göre daha az olduğu
- Sürücünün olaya hiçbir müdahalesinin olmadığı

kabul edilmiştir.

Ön sol lastiğin hava basıncının daha az olması taşıtın lastiklerindeki yuvarlanma direnç katsayılarının farklı olmasına neden olur. Bu davranış taşıtın çizgisel ve açısal ivmelerini değiştirir. Bu ise taşıtın geçici rejimde incelenmesini gerektirir.

13.1 Taşıtın İki Boyutta Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Taşıtın iki boyutta hareket denklemlerinin elde edilmesi için yerküreye sabitlenmiş bir eksen takımı ile taşıt üzerine sabitlenmiş hareketli eksen takımından yararlanılır (Şekil 13.1).

Şekil 13.1' de X-Y eksenleri yerküreye sabitlenmiş eksen takımı, x-y eksenleri ise taşıt üzerine sabitlenmiş hareketli eksen takımlarıdır. Ayrıca x-y eksen takımı üzerinde i ve j birim vektörleri bulunmaktadır. Bu durumda taşıtın üzerinde bulunan herhangi bir P noktasının hareketli eksen takımına göre konumu;

$$\mathbf{r}_P = x\mathbf{i} + y\mathbf{j} \quad (13.1)$$

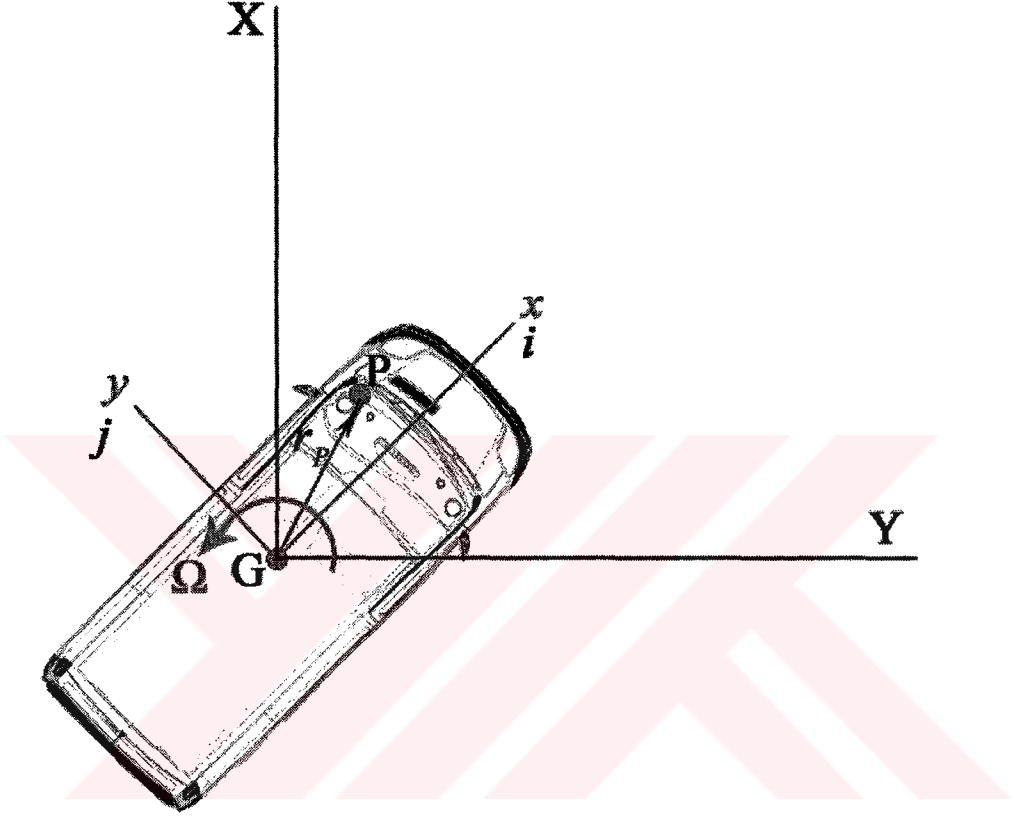
\mathbf{r}_P hareketli eksen takımında zamana göre değişimi;

$$\dot{\mathbf{r}}_P^{xy} = \frac{\delta \mathbf{r}_P}{\delta t} \quad (13.2)$$

\mathbf{r}_P sabitlenmiş eksen takımında zaman göre değişimi;

$$\dot{r}_P^{XY} = \frac{dr_P}{dt} \quad (13.3)$$

olur.



Şekil 13.1 Taşıtın iki boyutta hareket denklemlerinin elde edilmesi için kullanılan eksen takımları

r_P vektörünün değişim hızı sabit bir takıma ve ötelenme yapan bir takıma göre aynı olduğundan r_P vektörünün x - y eksen takımında konumunun zamana göre değişimi;

$$\frac{\delta r_P}{\delta t} = \frac{dx}{dt} \cdot i + \frac{dy}{dt} \cdot j \quad (13.4)$$

olur.

r_P vektörünün X - Y eksen takımında konumunun zaman göre değişimi ise;

$$\frac{dr_p}{dt} = \frac{dx}{dt} \cdot i + \frac{dy}{dt} \cdot j + \frac{di}{dt} \cdot x + \frac{dj}{dt} \cdot y \quad (13.5)$$

şeklinde olur. (13.5)' in sağ tarafındaki ilk üç terimin toplamı $\delta r_p / \delta t$ ' yi verir. Bunun diğer anlamı da şudur : Eğer r_p vektörü Gxy eksen takımına bağlanmış olsaydı $\delta r_p / \delta t$ sıfır olacağından dr_p / dt , Gxy 'ye rijit olarak bağlanmış bir cismin r_p nin ucuna rastlayan maddesel noktasının hızını gösterecekti. Buna göre göz önüne alınan anda Gxy eksen takımının açısal hızı Ω olduğundan (13.5)' deki son iki terim noktanın hızını belirler. Bu durumda;

$$\frac{di}{dt} \cdot x + \frac{dj}{dt} \cdot y = \Omega \times r_p \quad (13.6)$$

elde edilir. (13.4) ve (13.5), (13.6)' da yerine yazıldığında;

$$\frac{dr_p}{dt} = \frac{\delta r_p}{\delta t} + \Omega \times r_p \quad (13.7)$$

olarak bulunur (Özbek, 1962).

(13.7)' den P noktasının x - y eksenine göre hızı;

$$\frac{\delta r_p}{\delta t} = \frac{dr_p}{dt} - \Omega \times r_p \quad (13.8)$$

olur.

(13.8)' den yararlanılarak P noktasının x ve y eksenlerindeki hızları;

$$v_x = V_x + \Omega \cdot y \quad (13.9)$$

$$v_y = V_y - \Omega \cdot x \quad (13.10)$$

olarak bulunur.

Taşıtın ivmesinin bulunması için (13.9) ve (13.10) denklemlerinin zamana göre türevi alınır. Bu işlem yapıldığında;

$$a_x = \frac{dV_x}{dt} + \frac{d\Omega}{dt} \cdot y + \Omega \cdot \frac{dy}{dt} \quad (13.11)$$

$$a_y = \frac{dV_y}{dt} - \frac{d\Omega}{dt} \cdot x - \Omega \cdot \frac{dx}{dt} \quad (13.12)$$

olarak elde edilir.

Taşıt dinamiğinde ağırlık merkezindeki ivmeler kullanıldığından $x = 0$ ve $y = 0$ olarak alındığında ağırlık merkezine ait ivme değerleri;

$$a_x = \frac{dV_x}{dt} + \Omega \cdot V_y \quad (13.13)$$

$$a_y = \frac{dV_y}{dt} - \Omega \cdot V_x \quad (13.14)$$

şeklinde olur.

Taşıtın Z eksenindeki açısal ivmesi ise;

$$\dot{\omega}_z = \frac{d\Omega}{dt} \quad (13.15)$$

'ye eşittir.

(13.13), (13.14) ve (13.15)' den yararlanılarak taşıtın iki boyutta hareket denklemleri;

$$\Sigma F_x = m \cdot \left[\frac{dV_x}{dt} + \Omega \cdot V_y \right] \quad (13.16)$$

$$\Sigma F_y = m \cdot \left[\frac{dV_y}{dt} - \Omega \cdot V_x \right] \quad (13.17)$$

$$\Sigma M_z = I_z \cdot \dot{\omega}_z \quad (13.18)$$

olarak elde edilir.

(13.18)' de;

I_z : Taşıtın Z eksenini etrafındaki atalet momenti

[kgm^2]

dir.

13.2 Taşıtı Yalpalayan Momentin Bulunması

Bir lastiğin hava basıncının diğerlerine göre daha az olmasıyla yuvarlanma direnç katsayısının değiştiği yukarıda belirtilmişti. Yuvarlanma direnci ve lastik basıncı arasındaki ilişki;

$$f_R = f \cdot \left[1,5 - 0,5 \cdot \frac{P_R}{P_i} \right] \quad (13.19)$$

ile verilmektedir (Reimpell, 1988).

Burada;

P_i : Lastiğin ilk durumundaki hava basıncı [bar]

P_R : Lastiğin son durumundaki hava basıncı [bar]

f_R : Lastiğin son durumunda sahip olduğu yuvarlanma direnç katsayısı [-]

dır.

Ön sol lastiğin hava basıncı diğer lastiklere göre daha az olduğunda taşıt üzerindeki kuvvetler ve momentler Şekil 13.2' deki gibi olur.

Şekil 13.2' de 2 noktasına göre moment alınarak taşıtı yalpalayan moment;

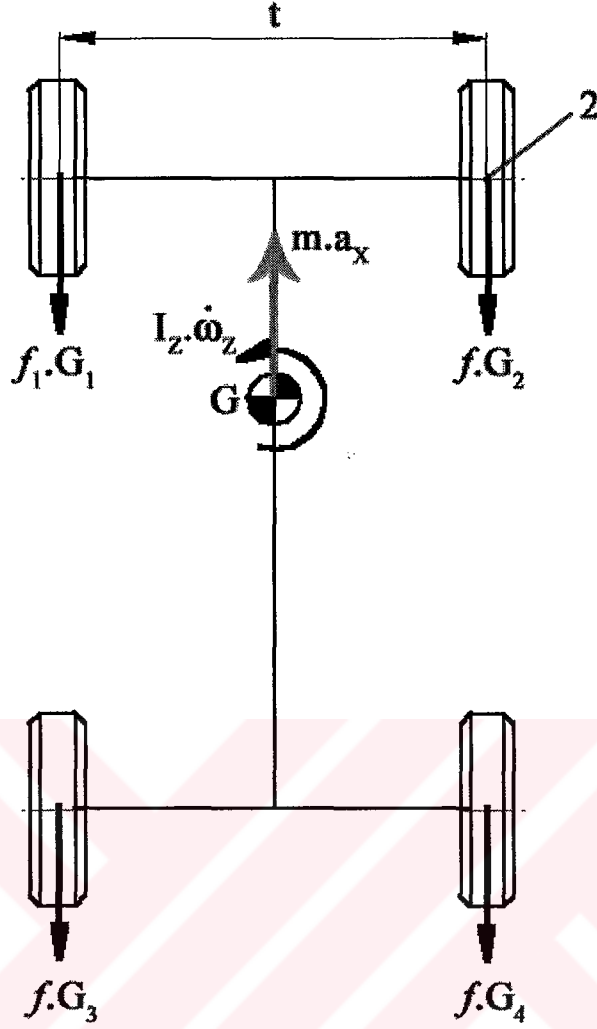
$$\boxed{[f_1 \cdot G_1 + f \cdot G_3] \cdot t - m \cdot a_x \cdot \frac{t}{2} = I_z \cdot \dot{\omega}_z} \quad (13.20)$$

olarak bulunur.

Bu yalpalama momenti tekerlekler üzerinde yanal kuvvetler oluşturur. Oluşan yanal kuvvetler ise tekerleklerin yanal kayma yapmasına neden olur.

13.3 Yanal Kayma Açılarının Bulunması

Yalpalama momenti sonucu oluşan yanal kuvvetler Şekil 13.3' den yararlanılarak bulunur.



Şekil 13.2 Ön sol lastiğin havası azaldığında tekerlekler üzerindeki direnç kuvvetleri ve bu kuvvetlerin taşıt üzerinde meydana getirdiği yalpalama momenti

Şekil 13.3' de A noktası etrafındaki moment eşitliğinden ön aks lastiğinde oluşan yanal kayma açısı;

$$F_{y\delta} \cdot L - m \cdot a_y \cdot b = I_z \cdot \dot{\omega}_z$$

$$C_{\alpha\delta} \cdot \alpha_\delta \cdot L - m \cdot a_y \cdot b = I_z \cdot \dot{\omega}_z$$

$$\alpha_\delta = \frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z + m \cdot a_y \cdot b}{L \cdot C_{\alpha\delta}}$$

(13.21)

Ö noktası etrafındaki moment eşitliğinden arka aks lastiğinde oluşan yanal kayma açısı;

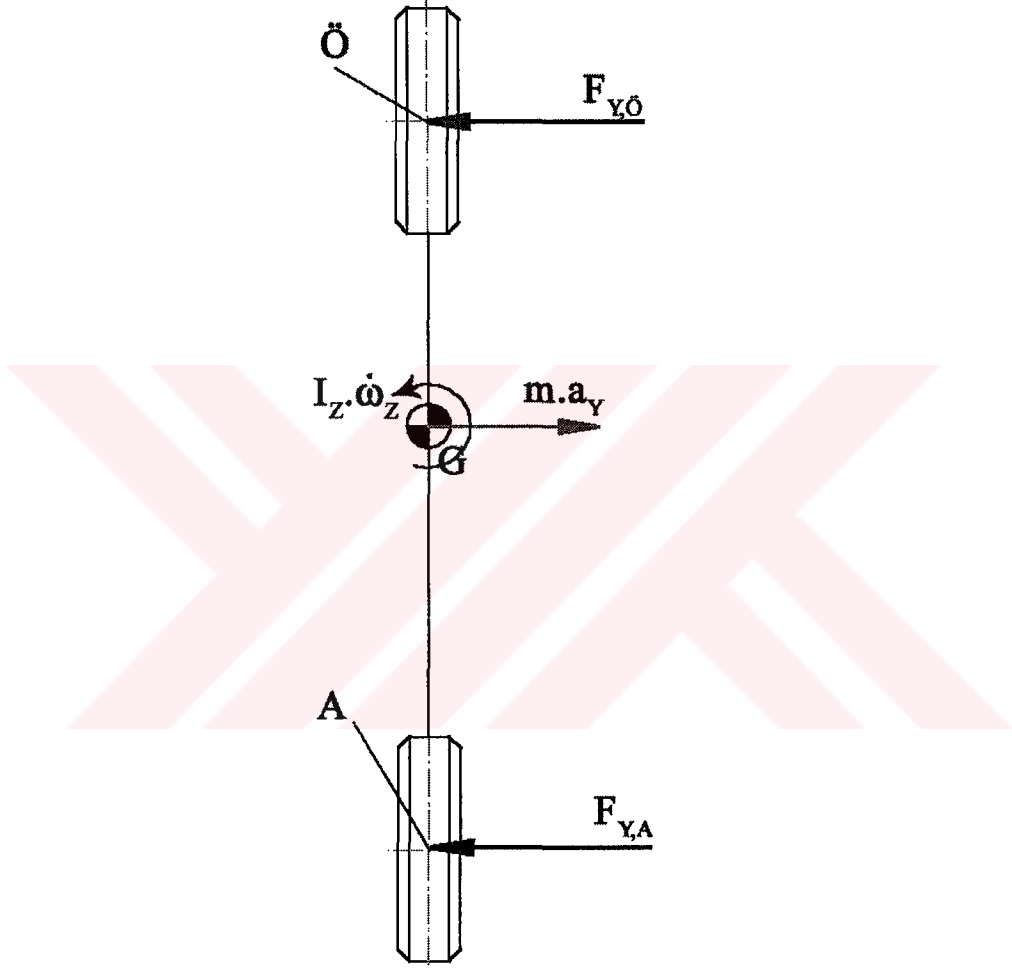
$$-F_{yA} \cdot L + m \cdot a_y \cdot a = I_z \cdot \dot{\omega}_z$$

$$-C_{\alpha,A} \cdot \alpha_A L + m \cdot a_Y \cdot a = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z$$

$$\alpha_A = \frac{m \cdot a_Y \cdot a - I_Z \cdot \dot{\omega}_Z}{L \cdot C_{\alpha,A}}$$

(13.22)

olarak bulunur.



Şekil 13.3 Yanal kayma açılarının bulunmasında kullanılan bisiklet modeli

(5.6)' dan yararlanılarak yalpalama momentinin taşıt üzerinde meydana getirdiği yalpalama açısı;

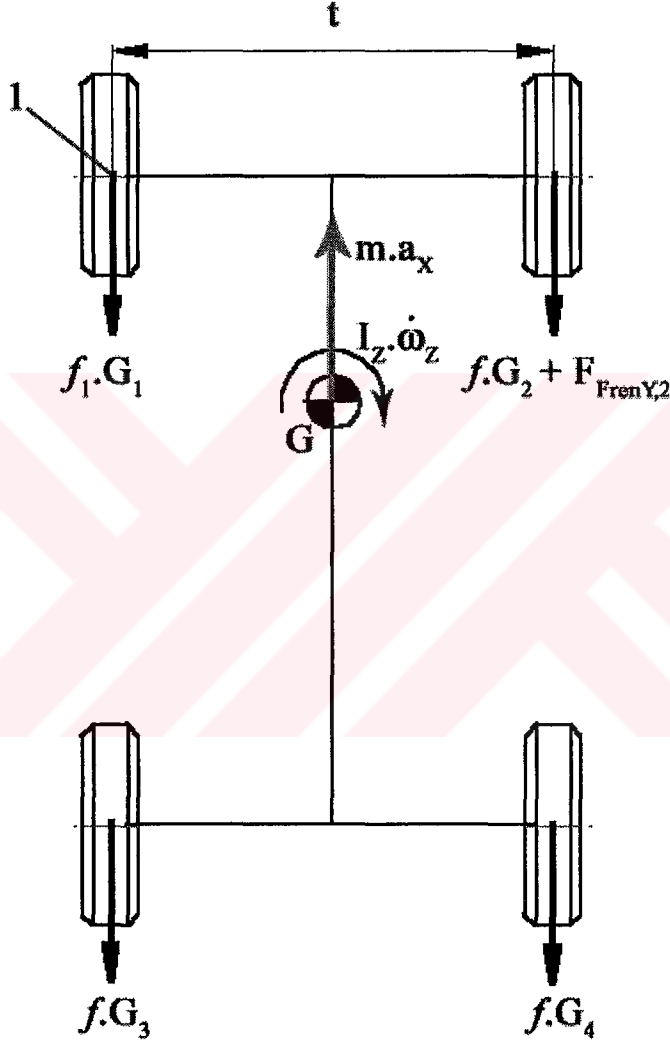
$$\beta = \frac{m \cdot a_Y \cdot a - I_Z \cdot \dot{\omega}_Z}{L \cdot C_{\alpha,A}}$$

(13.23)

olarak bulunur.

13.4 Yalpalama Açısının Sıfırlanması

(13.23) ile bulunan yalpalama açısının sıfırlanması için ön sağ tekerleğe fren uygulanmalıdır. Ön sağ tekerleğe fren uygulanmasıyla tekerlekler üzerindeki kuvvetler ve taşıt üzerinde oluşan moment Şekil 13.4' de gösterilmiştir.



Şekil 13.4 Ön sağ tekerleğe fren uygulanmasıyla tekerlekler üzerinde oluşan kuvvetler ve taşıt üzerinde oluşan yalpalama momentini

Şekil 13.4' de 1 noktasına göre moment alındığında ön sağ tekerlek ile zemin arasında oluşturulması gereken frenleme kuvveti;

$$- [f.G_2 + F_{FrenY,2}] \cdot t + m.a_x \cdot \frac{t}{2} = -I_z \cdot \dot{\omega}_z$$

$$F_{FrenY,2} = \frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z}{t} + \frac{m \cdot a_x}{2} - f \cdot G_2 \quad (13.24)$$

olarak bulunur.

Aynı zamanda;

$$F_{FrenY} \cdot \rho_r = F_{Fren} \cdot r_{Sürtünme} \quad (13.25)$$

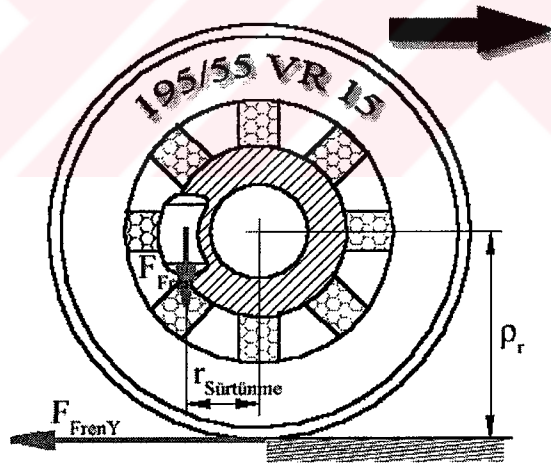
dir (Şekil 13.5).

Burada;

F_{Fren} : Fren hidrolik hattında oluşan hidrolik kuvvet [N]

$r_{Sürtünme}$: Balatanın tekerlek merkezinden olan uzaklığı [m]

dir.



Şekil 13.5 Lastik ile yol arasındaki frenleme kuvveti F_{FrenY} ve balata ve disk arasındaki frenleme kuvveti F_{Fren} arasındaki ilişki

(13.24), (13.25)' te yerine yazılırsa ön sağ tekerleğe ait fren hattında oluşturulması gereken fren hidrolik kuvveti;

$$F_{Fren} = \left[\frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z}{t} + \frac{m \cdot a_x}{2} - f \cdot G_2 \right] \cdot \frac{\rho_r}{r_{Sürtünme}} \quad (13.26)$$

olarak bulunur.

(13.26) ile bulunan hidrolik kuvveti;

$$F_{Fren} = \mu_{Balata-Disk} \cdot P_{Fren,Hidrolik} \cdot 2n \cdot A_{Teker} \quad (13.27)$$

şeklinde de ifade edilir.

Burada;

n : Fren diskinde bulunan fren pabuç çifti sayısı [-]

A_{Teker} : Teker fren hidrolik silindirin kesiti [m²]

$\mu_{Balata-Disk}$: Balata disk çiftine ait sürtünme katsayısı [-]

$P_{Fren,Hidrolik}$: Fren hidroliğinin basıncı [Pa]

dır.

(13.27), oluşturulması gereken fren hidrolik basıncı tek başına kalacak şekilde yeniden düzenlendiğinde;

$$P_{Fren,Hidrolik} = \frac{F_{Fren}}{\mu_{Balata-Disk} \cdot 2n \cdot A_{Teker}}$$

$$P_{Fren,Hidrolik} = K_f \cdot F_{Fren} \quad (13.28)$$

olarak elde edilir.

Burada;

K_f : Fren sistemi ile ilgili bir faktör [1/m²]

dür.

(13.26), (13.28)' de yerine yazıldığında ön sağ tekerleğe ait fren hidrolik hattında oluşturulması gereken hidrolik basınç;

$$P_{Fren,Hidrolik} = K_f \cdot \left[\frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z}{t} + \frac{m \cdot a_x}{2} - f \cdot G_2 \right] \cdot \frac{\rho_r}{r_{Sürtünme}} \quad (13.29)$$

olarak bulunur.

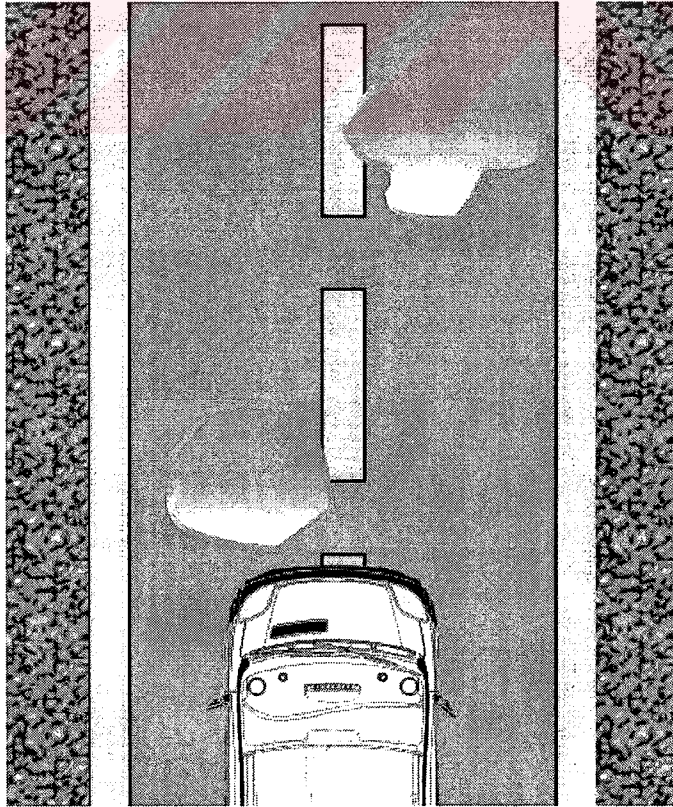
14. DÜZ BİR YOLDA SEYİR HALİNDE OLAN TAŞITIN SAĞ VE SOL TARAF TEKERLEKLERİNİN TUTUNMA KATSAYILARININ DEĞİŞTİĞİ DURUMDAKİ YÖNELME DAVRANIŞI

Bu kısımda düz bir yolda seyir halinde olan taşıtın sağ ve sol taraf tekerleklerinin tutunma katsayılarının değiştiği durumdaki yönelme davranışı incelenmiştir.

İnceleme yapılırken;

- Taşıtın önden çekişe sahip olduğu ve kilitlenmesiz diferansiyel kullanıldığı
- Taşıtın önce ön sol tekerleğinin sonra ön sağ tekerleğinin buzla temasa geçtiği
- Sürücünün olaya bir müdahalesinin bulunmadığı
- Bir tahrik tekerleğindeki uygulanabilir tahrik kuvvetinin üst sınırı, o tahrik tekerleğine motordan aktarılan momentin yarattığı tahrik kuvvetinin altına düştüğü varsayılmaktadır.

kabul edilmiştir.



Şekil 14.1 Taşıtın seyir halinde bulunduğu buzlu yol

Taşıtta kullanılan diferansiyel düşük kilitleme değerine sahip olduğundan hızlı dönen tahrik tekerleği taşıtın kontrolünün sağlanması için elektronik sistem tarafından kontrol edilir. Elektronik sistem sayesinde %50' lik kilitleme değerine çıkılabilir. Böylece tahrik tekerleklerinden birisi buz üzerinde iken diğer tahrik tekerleğine kilitleme momenti değerine denk moment iletimi gerçekleştirilir.

Tahrik tekerleklerinin çekiş sınırını tahrik tekerlekleri ile yol arasındaki kuvvet bağlantısı sağlar.

$$F_{(\text{Çekiş,Sınır})\text{ön}} = \mu_H \cdot \frac{G}{2} \cdot d_a \quad (14.1)$$

ile belirtilir.

Burada;

μ_H : Lastik ile yol arasındaki tutunma (statik sürtünme) katsayısı [-]
dır.

14.1 Taşıtın Ön Sol Tekerleğinin Buzla Temasa Geçmesi

Basit diferansiyel kullanılan taşıtlarda ön sol lastikteki tahrik kuvveti yukarıda verilen sınır değeri aştığında bir anda ön sol tekerleğin devir sayısı artarken ön sağ tekerleğin devir sayısı azalır. Bu durum ise taşıtın sağa yalpalmasına neden olur (Şekil 14.2).

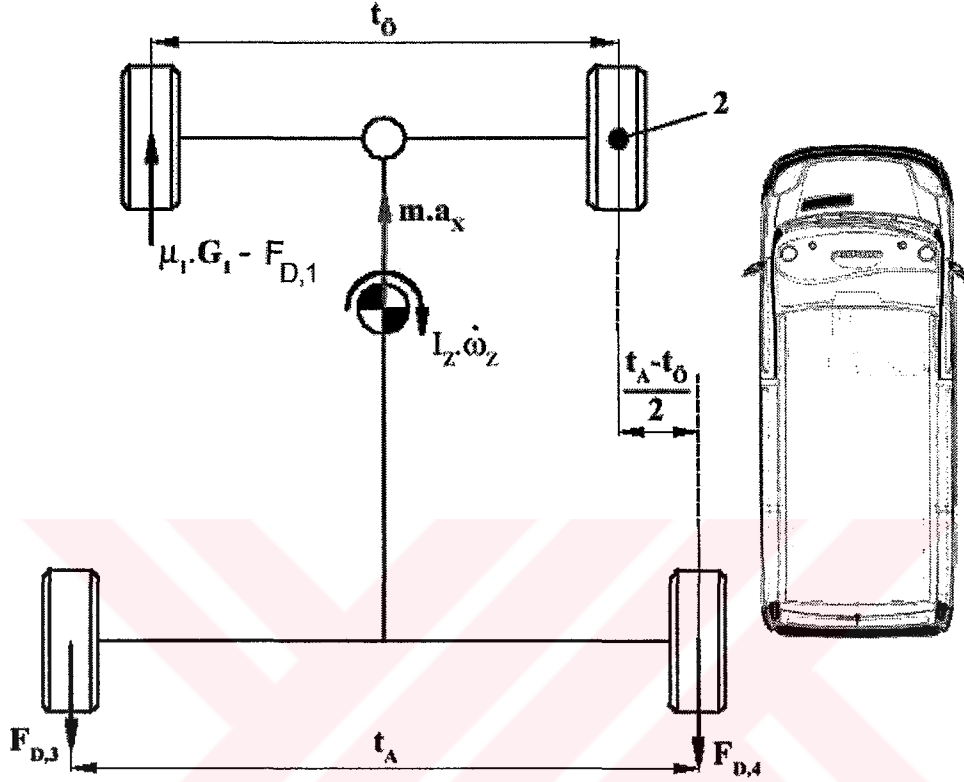
Şekil 14.2' de 2 noktasına göre moment alınarak taşıtı yalpalayan moment;

$$\begin{aligned} & (\mu_1 \cdot G_1 - F_{D,1}) \cdot t_0 + F_{D,3} \cdot \left[\frac{t_A + t_0}{2} \right] - F_{D,4} \cdot \left[\frac{t_A - t_0}{2} \right] - \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x \cdot t_0 = - I_z \cdot \dot{\omega}_z \\ & \left[\mu_1 \cdot G_1 - \frac{1}{2} \cdot F_{D,3} - \frac{1}{2} \cdot F_{D,4} + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x - F_{D,1} \right] \cdot t_0 + \frac{1}{2} \cdot [F_{D,4} - F_{D,3}] \cdot t_A = I_z \cdot \dot{\omega}_z \end{aligned} \quad (14.2)$$

olarak elde edilir.

Taşıtın yalpalaması, taşıt ve taşıtın tekerlekleri üzerinde yanal kuvvetler meydana getirir (Şekil 14.3). Tekerlekler üzerindeki yanal kuvvetler, tekerleklerde yanal kayma açısı meydana getirirken gövde üzerindeki yanal kuvvet taşıtın sağ yarısından sol yarısına yük transferi

meydana getirir (Şekil 14.4). Meydana gelen yük transferinin ise taşıtın yalpalamasını azaltıcı etkisi vardır. Bunun için ilk önce, meydana gelen yük transferinin büyüklüğü bulunmuş daha sonra tekerlekler üzerindeki yanal kayma açılarına geçilmiştir.



Şekil 14.2 Taşıtın ön sol tekerleği buzla temas etmesi sonucu tekerlekler üzerinde etkili olan kuvvetler

Şekil 14.4' de İ noktasına göre moment alınırsa yanal yük transferi;

$$\Sigma M_I = -\left[\frac{G}{2} + F_T\right].t + G.\frac{t}{2} + m.a_y.H = I_x.\dot{\omega}_x$$

$$-F_T.t = I_x.\dot{\omega}_x - m.a_y.H$$

$$\boxed{F_T = \frac{m.a_y.H - I_x.\dot{\omega}_x}{t}} \quad (14.3)$$

olarak bulunur.

Burada;

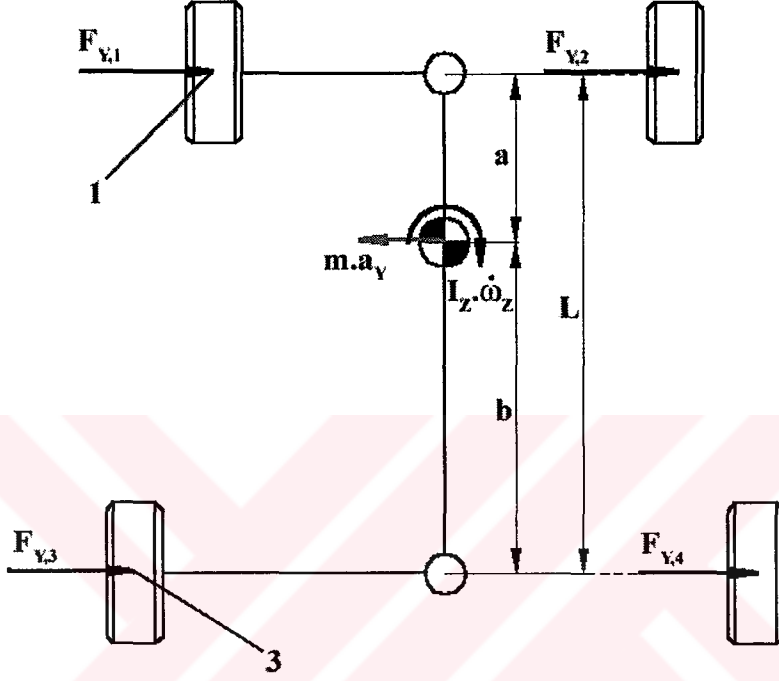
t : Taşıtın ağırlık merkezindeki iz genişliği
dir ve Thales Teoremi' nden yararlanılarak;

[m]

$$t = \frac{a \cdot t_A + (L-a) \cdot t_O}{L}$$

(14.4)

şeklinde elde edilir.



Şekil 14.3 Yalpalama momentinden dolayı taşıt üzerinde oluşan kuvvetler

Bu durumda 1,3 ve 4 tekerlekleri üzerindeki kuvvetler;

$$F_{x,1} = \mu_1 \cdot [G_1 + F_T \cdot d_O] \quad (14.5)$$

$$F_{D,3} = f \cdot [m_3 \cdot g + F_T \cdot d_A] \quad (14.6)$$

$$F_{D,4} = f \cdot [m_4 \cdot g - F_T \cdot d_A] \quad (14.7)$$

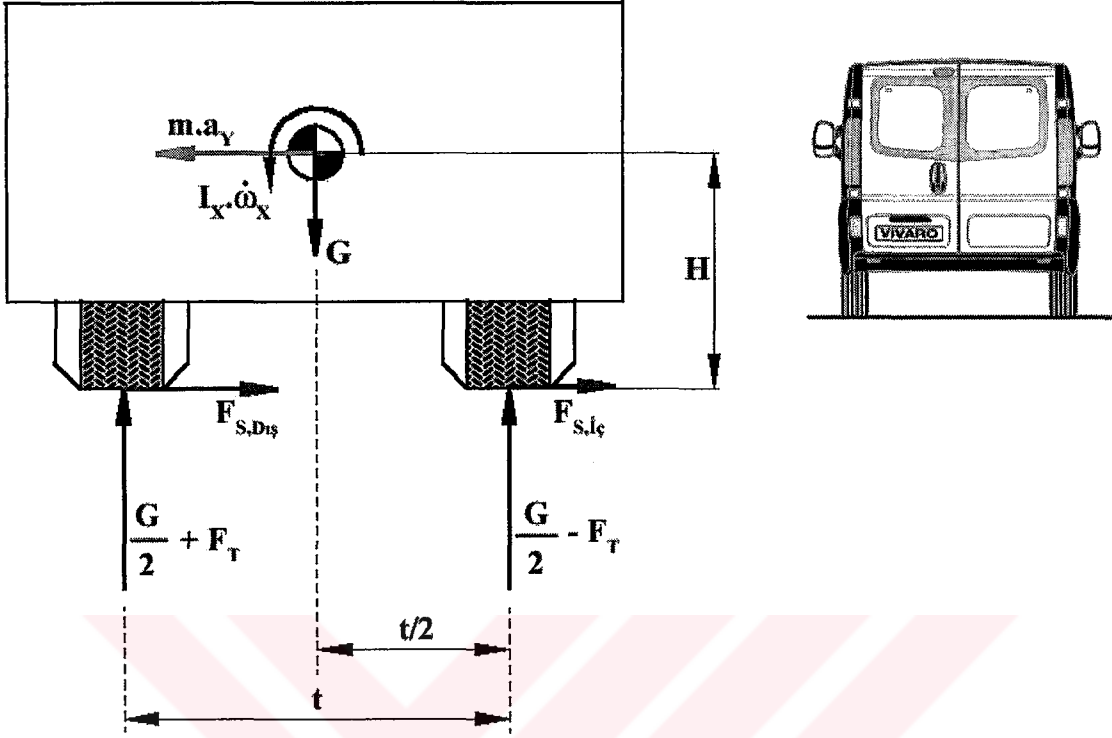
$$F_{D,1} = f \cdot [m_1 \cdot g + F_T \cdot d_O] \quad (14.8)$$

halini alır.

(14.5), (14.6), (14.7) ve (14.8), (14.2)' de yerine yazılırsa;

$$\left[\mu_1 \cdot (G_1 + F_T \cdot d_O) - \frac{1}{2} \cdot f \cdot m \cdot g \cdot d_A + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x \right] \cdot t_O - f \cdot F_T \cdot d_A \cdot t_A = I_z \cdot \dot{\omega}_z \quad (14.9)$$

elde edilir.



Şekil 14.4 Taşıtta meydana gelen yanal yük transferinin bulunması için kullanılan taşıt modeli

(14.9) ile bulunan $I_z \cdot \dot{\omega}_z$ momenti Şekil 14.3' te gösterildiği gibi lastikler üzerinde yanal kuvvetler meydana getirir. Bu kuvvetlerin lastikler üzerinde meydana getirdikleri yanal kayma açıları 1 ve 3 noktalarına göre moment alınmasıyla bulunur.

Şekil 14.3' te 3 noktasına göre moment alındığında;

$$-F_{y1} \cdot L - F_{y2} \cdot L = m \cdot a_y \cdot b - I_z \cdot \dot{\omega}_z$$

$$[F_{y1} + F_{y2}] \cdot L = I_z \cdot \dot{\omega}_z - m \cdot a_y \cdot b$$

$$[C_{\alpha 1} \cdot \alpha_1 + C_{\alpha 2} \cdot \alpha_2] \cdot L = I_z \cdot \dot{\omega}_z - m \cdot a_y \cdot b$$

$$C_{\alpha 1} = C_{\alpha 2} = C_{\alpha 0} \text{ ise;}$$

$$C_{\alpha 0} \cdot [\alpha_1 + \alpha_2] \cdot L = I_z \cdot \dot{\omega}_z - m \cdot a_y \cdot b$$

$$\boxed{ [\alpha_1 + \alpha_2] = \frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z - m \cdot a_y \cdot b}{L \cdot C_{\alpha 0}} }$$

(14.10)

1 noktasına göre moment alındığında;

$$F_{Y3}.L + F_{Y4}.L = -m.a_Y.a - I_Z.\dot{\omega}_Z$$

$$L.[F_{Y3} + F_{Y4}] = -m.a_Y.a - I_Z.\dot{\omega}_Z$$

$$L.[C_{\alpha,3}.\alpha_3 + C_{\alpha,4}.\alpha_4] = -m.a_Y.a - I_Z.\dot{\omega}_Z$$

$$C_{\alpha,3} = C_{\alpha,4} = C_{\alpha,A} \text{ ise;}$$

$$L.C_{\alpha,A} . [\alpha_3 + \alpha_4] = - (m.a_Y.a + I_Z.\dot{\omega}_Z)$$

$$\boxed{[\alpha_3 + \alpha_4] = -\frac{m.a_Y.a + I_Z.\dot{\omega}_Z}{L.C_{\alpha,A}}} \quad (14.11)$$

olarak elde edilir.

(5.7) gereğince $I_Z.\dot{\omega}_Z$ momentinin etkisiyle meydana gelen yalpalama açısı $\alpha_3 = \alpha_4$ olduğu kabul edildiğinde;

$$\beta = \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2}$$

olur. Bu durumda yalpalama açısı;

$$\boxed{\beta = -\frac{m.a_Y.a + I_Z.\dot{\omega}_Z}{2.L.C_{\alpha,A}}} \quad (14.12)$$

olarak elde edilir.

Taşıtın yalpalamasının ortadan kaldırılması için β açısını sıfırlayacak bir moment oluşturulmalıdır. Bunun için ön sol tekerleğin frenlenir. Şekil 14.5' te ön sol tekerleğe fren uygulanmasına başlanıldığı anda taşıt ve tekerlekler üzerindeki kuvvetler gösterilmektedir.

Şekil 14.5' te 2 noktasına göre moment alındığında 1 tekerleğindeki frenleme kuvveti;

$$(F_{FrenY,1} + F_{D,1}).t_0 + F_{D,3}.\left[\frac{t_A + t_0}{2}\right] - F_{D,4}.\left[\frac{t_A - t_0}{2}\right] - \frac{l}{2}.m.a_x.t_0 = I_Z.\dot{\omega}_Z$$

$$F_{FrenY,1} \cdot t_0 = I_z \cdot \dot{\omega}_z - F_{D,3} \cdot \left[\frac{t_A + t_0}{2} \right] + F_{D,4} \cdot \left[\frac{t_A - t_0}{2} \right] + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x \cdot t_0 - F_{D,1} \cdot t_0$$

$$F_{FrenY,1} = \frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z - F_{D,3} \cdot \left[\frac{t_A + t_0}{2} \right] + F_{D,4} \cdot \left[\frac{t_A - t_0}{2} \right]}{t_0} + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x - F_{D,1}$$

$$F_{FrenY,1} = \frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z}{t_0} + [F_{D,4} - F_{D,3}] \cdot \frac{t_A}{2 \cdot t_0} - \frac{1}{2} \cdot [F_{D,3} + F_{D,4}] + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x - F_{D,1} \quad (14.13)$$

olarak bulunur.

Frenleme etkisiyle taşıt sola yöneleceğinden sol yarıdan sağ yarıya yük transferi olur. Yuvarlanma direnci yanal yük transferleriyle kayma sırasında virajın dışında artış yönünde değişim gösterirken virajın içinde azalma yönünde değişim gösterir. Bu değerler (13.3)' den F_T ön ve arka bir taraf tekerleklere aktarılan yük transferi olduğundan bunun tekerleklere düşen payı (7.3) ve (7.4)' e uygun olarak $F_T \cdot d_A$ ve $F_T \cdot d_0$ olarak bulunmuş olur. Bu durumda 3 ve 4 tekerlekleri üzerindeki kuvvetler;

$$F_{D,3} = f \cdot (m_3 \cdot g - F_T \cdot d_A) \quad (14.14)$$

$$F_{D,4} = f \cdot (m_4 \cdot g + F_T \cdot d_A) \quad (14.15)$$

$$\bar{F}_{D,1} = f \cdot (m_1 \cdot g - F_T \cdot d_0) \quad (14.16)$$

halini alır.

(14.14), (14.15), (14.16), (14.13)' de yerine yazıldıktan sonra (13.22)'ye uygulanmasıyla 1 nolu tekerleğe ait hidrolik hattındaki frenleme kuvveti;

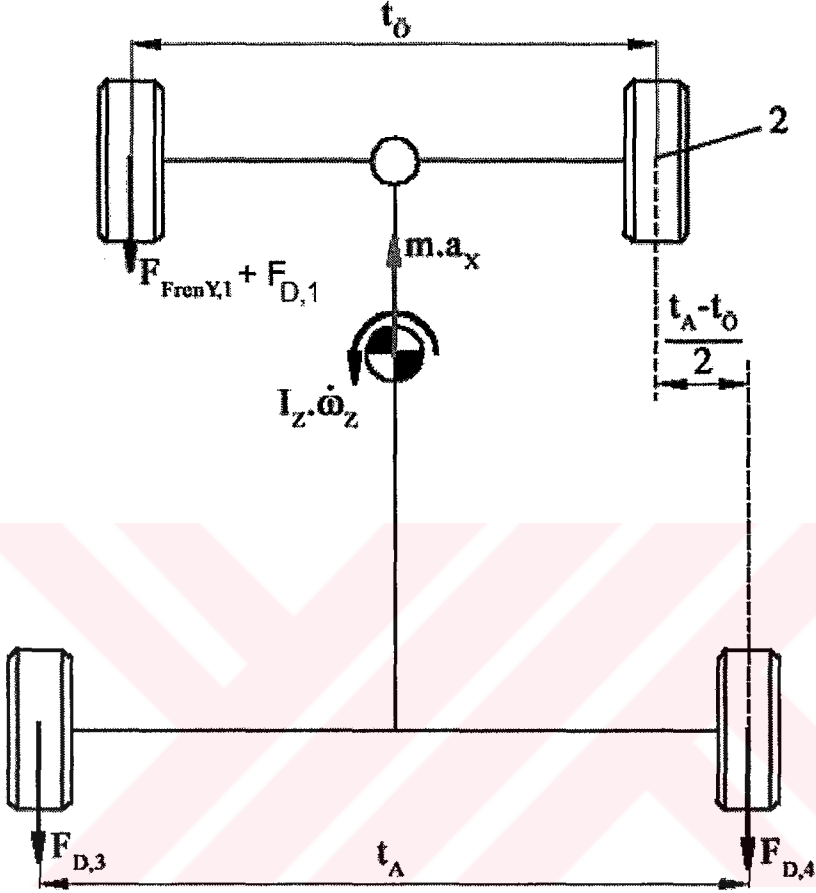
$$F_{Fren} = \left[\frac{I_z \cdot \dot{\omega}_z}{t_0} + f \cdot F_T \cdot \left(d_0 + d_A \cdot \frac{t_A}{t_0} \right) - \frac{1}{2} \cdot f \cdot m \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x \right] \cdot \frac{\rho_f}{\Gamma_{Sürtünme}} \quad (14.17)$$

oluşan basınç ise (13.25)' den hidrolik hattındaki fren kuvveti hesaplandıktan son (13.28)' den yararlanılarak;

$$P_{Fren,Hidrolik} = K_f \cdot F_{Fren}$$

olarak bulunur.

Ön sağ taraftaki tekerlek buzlu zemine geçip sol tarafın kuru zeminde kalması halinde araç sola yönelecektir. Dolayısıyla elde edilen denklemler yukarıdaki denklemlerle aynı olacaktır. Bu durumda dengenin sağlanması için ön sağ tekerleğe fren uygulanmalıdır.



Şekil 14.5 Ön sol tekerlek ile zemin arasındaki frenleme kuvvetinin bulunması için kullanılan taşıt modeli

14.2 Arkadan Tahrikli Taşıtın Arka Sol Tekerleğinin Buzla Temasa Geçmesi

Taşıt arkadan tahrikli ise benzer işlemler yapıldığında oluşan yalpalama momenti;

$$[\mu_3 \cdot G_3 + (\mu_3 \cdot F_T - 0,5 \cdot m \cdot g - F_T) \cdot d_A + 0,5 \cdot m \cdot a_x - f \cdot m \cdot g \cdot d_0] \cdot t_A - f \cdot F_T \cdot d_0 \cdot t_0 = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z \quad (14.18)$$

3 nolu tekerlekte oluşturulması gereken frenleme kuvveti;

$$F_{F_{\text{enY3}}} = \frac{I_z \cdot \ddot{\omega}_z}{t_A} - \frac{1}{2} f \cdot m \cdot g + \frac{1}{2} m \cdot a_x + f \cdot F_T \left(d_O' \frac{t_A}{t_O} + d_A \right) \quad (14.19)$$

olarak bulunur.



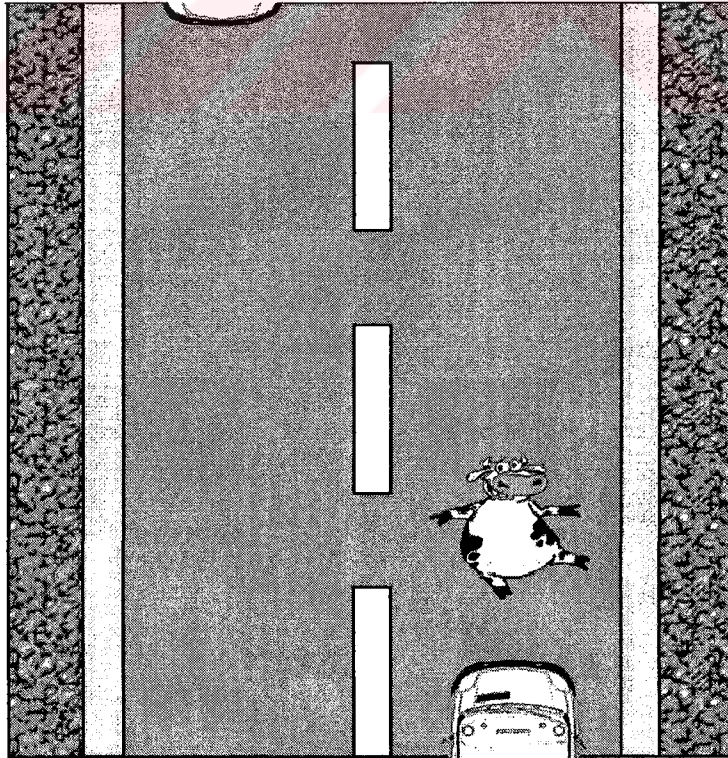
15. DÜZ BİR YOLDA SABİT HIZLA SEYİR HALİNDE İKEN FREN UYGULANMASI

Bu kısımda sürücünün şehir dışında yoğun trafik akışında düz bir yolda taşıtıyla sabit hızla seyir halinde iken önüne öngörülmedik ani engel çıkması halinde taşıtın yönelme durumu incelenmiştir. Aracın yavaşlatılarak çarpmanın önlenemeyeceği öngörüldüğünde sürücünü direksiyon kırıp fren uygulaması zorunlu seyir halidir. Sürücünün sollama sırasında da karşı yönden başka aracın yaklaşımı söz konusu olduğunda bir an önce kendi şeridine geçmek için direksiyonu kırıp gaza basması söz konusu olur (Şekil 15.1).

İnceleme yapılırken;

- Taşıtın dört tekerleğinden tahrik edildiği
- Engeli aşabilmesi için sola yönlendirildiği
- Frenleme sırasında tekerleklerin kilitlemediği
- Taşıtın üçüncü diferansiyele sahip olduğu

kabul edilmiştir.



Şekil 15.1 Şehir dışı yoğun trafik akışında taşıtın önüne engel çıkma durumu

Burada sürücünün eylemi dört kısma ayrılmaktadır:

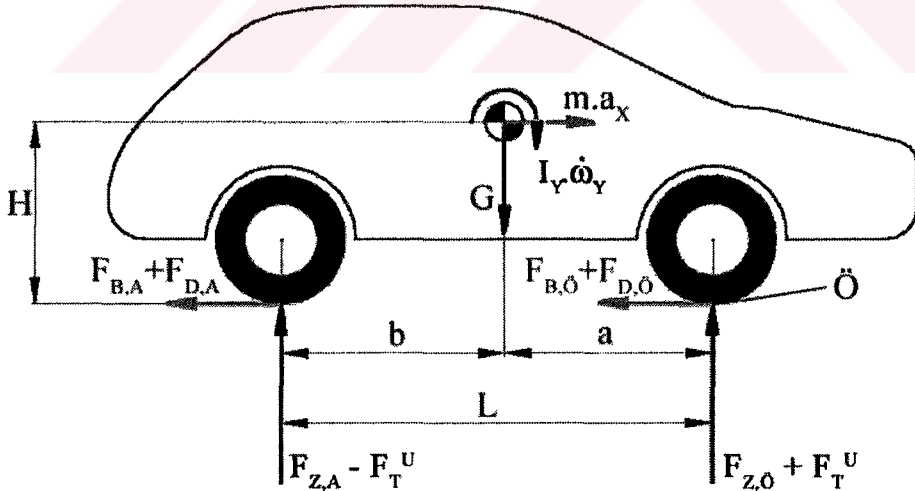
1. Ani fren uygulanması
2. Taşıtı yönlendirme
3. Aniden gaza basma
4. Taşıtı yönlendirme

Sürücünün ani eylemlerde bulunması taşıt üzerindeki ivmeleri arttırdığından taşıtta uzunlamasına ve yanal yük transferlerinin büyüklüğü fazla olur. Bu transferlerin etkisiyle tepki yükü artan tekerleğin yanal kuvvet alma kapasitesi arttığından diğer tekerleklere göre daha az yanal kayma açısı meydana getirir. Bu durumda kayma açısı;

$$\frac{F_y}{F_z} = C_s \cdot \alpha \quad (10.3)$$

ile belirlenir.

Sürücünün frene basmasıyla arka akstan ön aksa yük transferi olur. Bu yük transferinin büyüklüğü Şekil 15.2' den yararlanılarak bulunur.



Şekil 15.2 Taşıtın tekerleklerine fren uygulanmasıyla oluşan uzunlamasına yük transferinin bulunması için kullanılan model

Şekil 15.2' de A noktasına göre moment alındığında;

$$[F_{Z,O} + F_T^U] \cdot L - G \cdot b - m \cdot a_x \cdot H = -I_Y \cdot \dot{\omega}_Y$$

$$F_{z0} + F_T^U = \frac{m \cdot a_x \cdot H + G \cdot b - I_Y \cdot \dot{\omega}_Y}{L}$$

$$F_T^U = \frac{m \cdot a_x \cdot H + G \cdot b - I_Y \cdot \dot{\omega}_Y}{L} - F_{z0} \quad (15.1)$$

olarak bulunur.

Ayrıca sürücü direksiyonu sola kırdığından taşıttın sol yarısından sağ yarısına yanal yük transferi olur. Bu yük transferinin büyüklüğü ise (14.3) ile belirlenir.

Oluşan yük transferleriyle tekerleklerin tepkisi değişir. Bu durumda;

Ön sol tekerleğin tepkisi:

$$F_{z,1} = m_1 \cdot g + \frac{1}{2} \cdot F_T^U - F_T \cdot d_0 \quad (15.2)$$

Ön sağ tekerleğin tepkisi:

$$F_{z,2} = m_2 \cdot g + \frac{1}{2} \cdot F_T^U + F_T \cdot d_0 \quad (15.3)$$

Arka sol tekerleğin tepkisi:

$$F_{z,3} = m_3 \cdot g - \frac{1}{2} \cdot F_T^U - F_T \cdot d_A \quad (15.4)$$

Arka sağ tekerleğin tepkisi:

$$F_{z,4} = m_4 \cdot g - \frac{1}{2} \cdot F_T^U + F_T \cdot d_A \quad (15.5)$$

olur.

(15.2), (15.3), (15.4) ve (15.5), (10.3)' de yerine yazıldığında her bir tekerleğe ait yanal kayma açısı;

$$\alpha_1 = \frac{m_1 \cdot a_y}{F_{z,1} \cdot C_{s,1}} \quad (15.6)$$

$$\alpha_2 = \frac{m_2 \cdot a_y}{F_{Z,2} \cdot C_{S,2}} \quad (15.7)$$

$$\alpha_3 = \frac{m_3 \cdot a_y}{F_{Z,3} \cdot C_{S,3}} \quad (15.8)$$

$$\alpha_4 = \frac{m_4 \cdot a_y}{F_{Z,4} \cdot C_{S,4}} \quad (15.9)$$

olarak elde edilir.

Sürücünün direksiyonu kırmasından dolayı kararsızlık oluşturan yalpalama momentinin büyüklüğü kayma açılarının büyüklüğünden yararlanılarak bulunur. Şekil 15.3' de 1 noktasına göre moment alındığında;

$$- [F_{Y,3} + F_{Y,4}] \cdot L + m \cdot a_y \cdot a = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z$$

$$m \cdot a_y \cdot a - [C_{\alpha,3} \cdot \alpha_3 + C_{\alpha,4} \cdot \alpha_4] \cdot L = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z$$

$$C_{\alpha,3} = C_{\alpha,4} = C_{\alpha,A} \text{ ise;}$$

$$\boxed{m \cdot a_y \cdot a - C_{\alpha,A} \cdot [\alpha_3 + \alpha_4] \cdot L = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z} \quad (15.10)$$

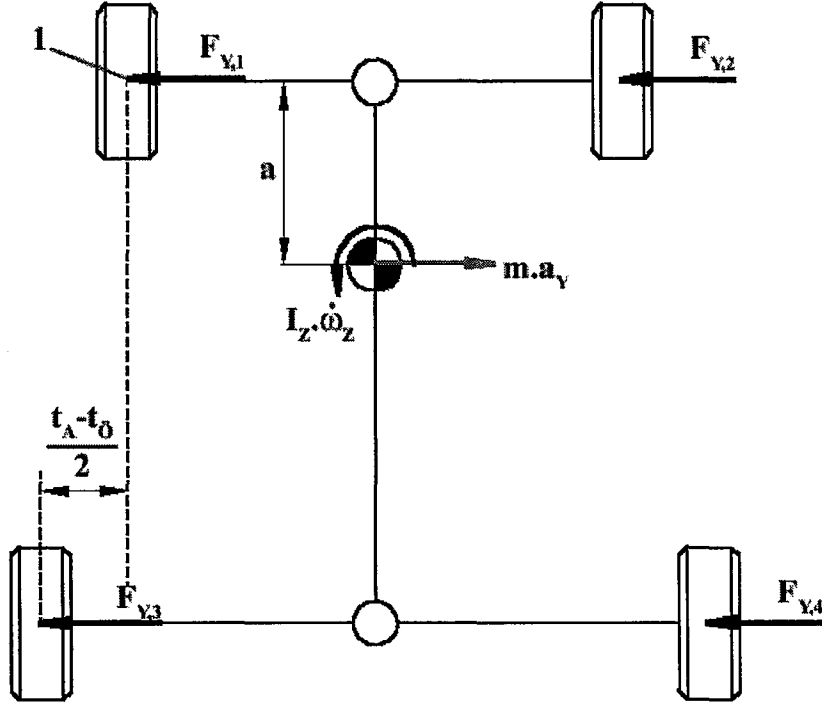
olarak bulunur.

Taşıtın sürücünün istediği doğrultuda seyredebilmesi için bu momenti sıfırlayacak şekilde bir tekerlek frenlenmelidir. Fakat frenlenecek tekerlek taşıtın az yönelme veya aşırı yönelme davranışında olmasına göre değişiklik gösterir. Eğer taşıt aşırı yönelmeye sahip ise viraj dışındaki tekerleklerden birisi, az yönelmeye sahip ise viraj içindeki tekerleklerden birisi frenlenir. Taşıtın ön ve arka iz genişliği birbirinden farklı ise daha az fren kuvveti ile aynı yalpalama momenti oluşturacak tekerleğe fren uygulanır.

İncelenen taşıt aşırı yönelme davranışına sahip olduğundan arka sağ tekerlekteki fren basıncı artırılır veya diğer üç tekerlekteki fren basıncı azaltılır.

Şekil 15.4' ten yararlanılarak arka sağ tekerleğe fazladan uygulanacak frenleme kuvveti bulunur.

Şekil 15.4' te 1 noktasına göre moment alındığında;



Şekil 15.3 Taşıtın sağa yönelmesiyle taşıt üzerine etkiyen kuvvetler ve yalpalama momenti

$$-(F_{B,4} + F_{FrenY4} + F_{D,3}) \cdot \left[\frac{t_A + t_O}{2} \right] + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x \cdot t_O - (F_{B,2} + F_{D,2}) \cdot t_O + (F_{B,3} + F_{D,3}) \cdot \left[\frac{t_A - t_O}{2} \right] = -I_Z \cdot \dot{\omega}_Z$$

$$F_{FrenY4} \cdot \left[\frac{t_A + t_O}{2} \right] = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z + (F_{B,3} + F_{D,3}) \cdot \left[\frac{t_A - t_O}{2} \right] + \dots$$

$$\dots + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a_x \cdot t_O - (F_{B,2} + F_{D,2}) \cdot t_O - (F_{B,4} + F_{D,4}) \cdot \left[\frac{t_A + t_O}{2} \right]$$

$$F_{FrenY4} = \frac{2 \cdot I_Z \cdot \dot{\omega}_Z + (F_{B,3} + F_{D,3}) \cdot [t_A - t_O] + 2 \cdot t_O \cdot (F_{B,2} + F_{D,2}) + m \cdot a_x \cdot t_O}{t_A + t_O} - (F_{D,4} + F_{B,4})$$

(15.11)

olarak bulunur.

Frenleme ile taşıt sağ tarafa yönlendirilmeye çalışıldığından taşıtın sağ yarısından sol yarısına yük transferi olur. Bu ise tekerlekler üzerindeki yuvarlanma direncini değiştirir. Bu durumda $F_{D,2}$, $F_{D,3}$ ve $F_{D,4}$ sırasıyla;

$$F_{D,2} = f \cdot \left[F_{Z,2} + \frac{1}{2} \cdot F_T^U - F_T \cdot d_O \right] \quad (15.12)$$

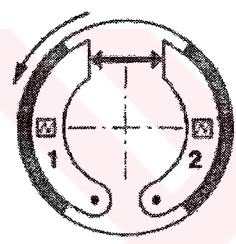
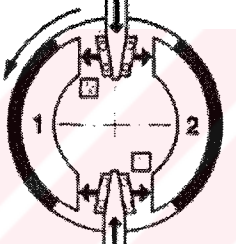
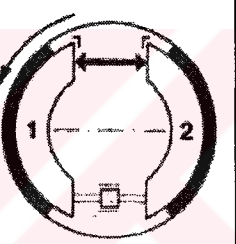
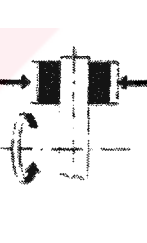
Ancak bu denklem frenleme faktörü $C^*=1,0$ olan disk fren için geçerlidir. Denklem diğer balata ve sürtünme yüzeyi çiftleri için de kullanılabilmesi için denklem $1/C^*$ ile çarpılır. Bu durumda (13.28);

$$P_{Fren,Hidrolik} = K_r \cdot F_{Fren} \cdot \frac{1}{C^*} \quad (15.15)$$

halini alır.

Çizelge 15.1' de fren sisteminin dizaynına göre fren faktörü değerleri verilmiştir.

Çizelge 15.1 Fren sisteminin dizaynına göre fren faktörü değerleri
(Bosch Automotive Handbook, 2000)

Dizayn	Simpleks	Duo - Dupleks	Duo - Servo	Disk
Çalışma Şekli				
C^*	2,0	3,0	5,0	0,76

Sürücünün taşıtı eski şeridine getirmek için gaz pedalına basıp direksiyonu kırmasıyla meydana gelen yük transferlerinden dolayı bu sefer taşıtın arka lastiklerinin yanal kuvvet alma kapasitesi artar. Bu yüzden arka lastiklere ait yanal kayma açıları azalır. Bunun sonucunda ise taşıt az yönelme davranışına sahip olur.

Sürücünün gaza basması ve direksiyonu sağa kırması sonucunda tekerleklerin tepkisi değişir. Bu durumda;

Ön sol tekerleğin tepkisi:

$$F_{z,1} = m_1 \cdot g - \frac{1}{2} \cdot F_T^u + F_T \cdot d_0 \quad (15.16)$$

Ön sağ tekerleğin tepkisi:

$$F_{Z,2} = m_2 \cdot g - \frac{1}{2} \cdot F_T^U - F_T \cdot d_0 \quad (15.17)$$

Arka sol tekerleğin tepkisi:

$$F_{Z,3} = m_3 \cdot g + \frac{1}{2} \cdot F_T^U + F_T \cdot d_0 \quad (15.18)$$

Arka sağ tekerleğin tepkisi:

$$F_{Z,4} = m_4 \cdot g + \frac{1}{2} \cdot F_T^U - F_T \cdot d_0 \quad (15.19)$$

olur.

(15.16), (15.17), (15.18) ve (15.19), (10.3)' de yerine yazıldığında her bir tekerleğe ait yanal kayma açısı;

$$\alpha_1 = \frac{m_1 \cdot a_Y}{F_{Z,1} \cdot C_{S,1}} \quad (15.20)$$

$$\alpha_2 = \frac{m_2 \cdot a_Y}{F_{Z,2} \cdot C_{S,2}} \quad (15.21)$$

$$\alpha_3 = \frac{m_3 \cdot a_Y}{F_{Z,3} \cdot C_{S,3}} \quad (15.22)$$

$$\alpha_4 = \frac{m_4 \cdot a_Y}{F_{Z,4} \cdot C_{S,4}} \quad (15.23)$$

olarak elde edilir.

Sürücünün direksiyonu kırmasından dolayı oluşan yalpalama momentinin büyüklüğü kayma açılarının büyüklüğünden yararlanılarak bulunur. Şekil 15.3'den 1 noktasına göre moment alındığında;

$$-(F_{Y,3} + F_{Y,4}) \cdot L + m \cdot a_Y \cdot a = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z$$

$$m \cdot a_Y \cdot a - [C_{\alpha,3} \cdot \alpha_3 + C_{\alpha,4} \cdot \alpha_4] \cdot L = I_Z \cdot \dot{\omega}_Z$$

$$C_{\alpha,3} = C_{\alpha,4} = C_{\alpha,A} \text{ ise;}$$

olarak bulunur.

Burada hesabı basitleştirmek için tahrik kuvvetlerinin dört tekerlekte de aynı olduğu esas alınmıştır. Gerçekte merkezkaç kuvveti etkisiyle sağa yönelen aracın sol taraf tekerlerinde yığılma oluşacağından tekerlek tepkilerinde artma meydana gelir. Bunun sonucunda da dört tekerde farklı tahrik tepkisi vardır. Bu durum farklı lastik deformasyonları oluşturduğundan teker etkili yarıçaplarının farklı olmasını sonuçlar. Bu durumda (15.24);

$$F_{\text{FrenY4}} = \frac{2.I_z \cdot \dot{\omega}_z + (F_{D,3} - F_X) \cdot [t_A - t_O] + 2.t_O \cdot (F_X - F_{D,2}) - m.a_x \cdot t_O}{t_A + t_O} - F_{D,4} \quad (15.25)$$

şeklinde olur.

Ayrıca arka sağ tekerleğin frenlenmesiyle taşıt sağa yöneleceğinden sağ yarıdan sol yarıya yük transferi olur. Bu ise tekerlekler üzerindeki yuvarlanma dirençlerini değiştirir. Bu durumda $F_{D,2}$, $F_{D,3}$, $F_{D,4}$ sırasıyla;

$$F_{D,2} = f \cdot [F_{Z,2} - F_T \cdot d_O + \frac{1}{2} \cdot F_T^U] \quad (15.26)$$

$$F_{D,3} = f \cdot [F_{Z,3} + F_T \cdot d_A - \frac{1}{2} \cdot F_T^U] \quad (15.27)$$

$$F_{D,4} = f \cdot [F_{Z,4} - F_T \cdot d_A - \frac{1}{2} \cdot F_T^U] \quad (15.28)$$

halini alır.

Arka sağ tekerleğin fren hidrolik hattındaki kuvvet (13.25) ile elde edildikten sonra (15.15)'den yararlanılarak fren hidrolik hattında oluşturulması gereken basınç;

$$P_{\text{Fren,Hidrolik}} = K_f \cdot F_{\text{Fren}} \cdot \frac{1}{C^*} \quad (15.15)$$

olarak bulunur.

16. SONUÇLAR

Taşıtların doğrultu kontrolü bakımından kararsız bir rejime girmemeleri için az yönelme davranışına sahip olacak şekilde dizayn edilirler (4.50). Taşıtın arkasındaki bagaj yükünün ağırlık merkezi konumuna etkisi de bu kapsamda göz önünde bulundurulur.

Ön aksta bulunan süspansiyon elemanları arka aksta bulunan süspansiyon elemanlarından daha esnek ise herhangi bir yanal kuvvet etkisiyle deplasmanları daha fazla olacağından arka aks tekerleklerine göre daha fazla yanal kayma açısı oluşur. Bu ise taşıtın az yönelme eğilimine katkı sağlar (5.16). Eğer arka aksta kullanılan süspansiyon elemanları ön aksta kullanılan süspansiyon elemanlarından daha esnek ise deplasmanları daha fazla olacağından yanal kuvvetin etki etmesiyle ön tekerleklere göre daha fazla kayma açısı oluşur. Bu ise taşıtın aşırı yönelme eğilimine katkı sağlar (5.16).

Ön düzen geometrisinin kaster ve king-pin açılarının taşıtın yönelme davranışı etkisi vardır. Eğer ön düzen geometrisinde pozitif kaster açısı kullanılıyorsa taşıtın az yönelme davranışına, negatif kaster açısı kullanılıyorsa taşıtın aşırı yönelme davranışına katkı sağlanır (6.4), (6.5). King-pin açısının etkisi ise taşıtın yönlendirildiği tarafa göre değişmektedir. Eğer taşıt sağa yönlendiriliyor ise sol ve sağ tekerlekte kayma açısını azaltıcı bir etki meydana geldiğinden taşıtın aşırı yönelme davranışına katkı sağlanır (6.10), (6.11). Fakat bu katkıların mertebeleri sadece küçük tekerlek çaplı otomobiller için öneldir. Çünkü bu sınıftaki otomobillere king-pin açısı taşıta yön vermenin kolaylaştırılması amacıyla büyük değerler verilmektedir.

Direksiyon milinin dönme katılığının artması direksiyon sisteminden kaynaklanan az yönelme eğilimini azaltırken, etkin tekerlek yarıçapının artması veya pnömatik mesafenin artması direksiyon sisteminden kaynaklanan az yönelme eğilimini arttırmaktadır (6.22).

Taşıtın herhangi bir tarafa yönlendirilmesiyle, yönlendirmenin aksi yönünde yük transferi olur. Bu ise yük transferini alan tekerleklerde yuvarlanma direncini arttırdığından yanal yük transferi taşıtın az yönelme eğilimini arttırmaktadır (7.16). Bu etkinin sıfırlanması yukarıda bahsedildiği gibi viraj, stabilizör çubuklarının kullanılmasıyla olur.

Tahrik şekli yönünden dört tekerlekten tahrik edilme halinde az yönelme etkisi en fazla olmaktadır. Bu etkinin azaltılması için sürücü viraja girdiğinde ayağını debriyaj pedalına basmalıdır (8.5), (8.9).

Aerodinamik kuvvetlerde, kaldırma kuvvetinin etkisi çok küçük mertebelerde olduğundan ihmal edilir. Yanal aerodinamik kuvvet ise etki noktasının konumuna ve yan kuvvet yaratan rüzgarın yönüne bağlıdır. Çıkarılan ifadelerden yanal aerodinamik kuvvetin taşıtın az yönelme davranışını arttırdığı görülmektedir (9.10), (9.17), (9.23), (9.27).

Taşıtın seyrini sürdürdüğü yol eğimi, eğer iniş eğimli ise ön lastiklerin tepki yükü artmakta viraj katılıkları artmakta arka lastiklerin tepki yükü azaldığından viraj katılıkları azalmaktadır. Bu durumda ön tekerleklerin kayma açısı arka tekerleklerin kayma açısından daha az olduğundan iniş eğimi taşıtın aşırı yönelme davranışına katkı sağlamaktadır (10.6), (10.7). Çıkış eğiminde ise aynı açıklamalar çerçevesinde arka tepki yükü artacağından taşıt az yönelme eğilimine girmektedir.

Dever açısının artmasıyla tekerleklerin tepki yükü azalacağından tekerleklerin kayma açıları artar. Bu yüzden dever açısının artması taşıtın az yönelme eğilimine katkı sağlamaktadır (11.5). Ayrıca dever açılı yolda taşıtın ağırlık merkezi ön aksa yakın ise eğim taşıtın aşırı yönelme eğilimine katkı sağlarken, taşıtın ağırlık merkezi arka aksa yakın ise eğim taşıtın az yönelme eğilimine katkı sağlamaktadır.

Taşıtın değişken seyir koşullarında emniyetli olarak seyrinin sürdürebilmesi için sürücünün kontrolü olmaksızın, fren sistemi kontrol aksındaki ilgili tekerleğin fren silindirine basınç uygular. Uygulanacak fren basıncının büyüklüğü an be an değişen taşıtın yalpa, yuvarlanma, başvurma açısal ivmelerine, çizgisel ve yanal ivmelerine bağlıdır [(13.28), (13.29), (14.17), (15.11), (15.15), (15.25)]. Bu yüzden taşıtın seyir kontrolünün sağlanması için bu ivme değerlerinin ölçülmesi kontrol dışı yönelmenin mertebesini ve bunu karşılayacak düzeltme momentinin yaratılmasında kontrol aksındaki ilgili tekerleğe uygulanması gereken fren basıncını belirlemektedir.



KAYNAKLAR

Bosch, Automotive Handbook 5th Edition, (2000), SAE, Warrendale

Dixon, John C., (1996), Tires, Suspension and Handling 2nd Edition, SAE, Warrendale

Gillespie, Thomas D., (1992), Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, Warrendale

Heissler, Heinz (1992), Advanced Vehicle Technology, Butterworth Heinemann

Milliken, William F. ve Milliken Douglas L., (2002), Chassis Design – Principles and Analysis, SAE, Warrendale

Özbek, Tekin (1998), Mühendisler İçin Mekanik Cilt II – Dinamik, Birsen Yayınevi, İstanbul

Reimpell, Jörn (1988), Fahrwerktechnik:Reifen Und Räder, Vogel

Ervin, R.D. (1978), “ The State of Knowledge Relating Tire Design to Those Traction Properties Which May Influence Vehicle Safety “, The University of Michigan Transportation Research Institute, UM – HSRI 78-31

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] www.daimlerchrysler.com

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	26.04.1980	
Doğum Yeri	İzmir	
Lisans	1998-2002	Uludağ Üniversitesi Mühendislik – Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002 – 2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Enerji Makinaları Programı

