

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SÜRÜCÜ ODAKLI İLERİ BESLEME KONTROL
PARAMETRELERİNİN İRDELENEREK BULANIK
MANTIK TEMELİNDE BİR TAŞIT SÜRÜCÜ MODELİ
GELİŞTİRİLMESİ**

Makina Mühendisi Veysel ERKİLİÇ

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY (YTÜ)

İSTANBUL, 2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1 Giriş	4
2.2 Taşıt Lastik Karakteristikleri	4
2.2.1 Statik Lastik Özellikleri	4
2.2.2 Yuvarlanan Lastik Özellikleri	5
2.2.2.1 Yanal Lastik Kuvveti (F_y) ve Viraj Sertliği (C).....	5
2.2.2.2 “Yanal Lastik Kuvveti” ve “Viraj Sertliği”ni Etkileyen Parametreler	8
2.3 Lastik Modelleri	10
2.3.1 Fiziksel Lastik Modeli	12
2.3.2 Ampirik Lastik Modeli	12
2.3.3 Yarı Fiziksel Lastik Modeli	12
2.3.4 Sıklıkla Kullanılan Lastik Modelleri	12
2.3.4.1 Magic Formülü Lastik Modeli	12
2.3.4.2 Dugoff Lastik Modeli	14
2.3.4.3 Fiala Lastik Modeli	15
2.3.4.4 İnterpolasyon Metodu	15
2.3.4.5 Allen Lastik Modeli	16
2.4 Taşıt Dinamiğine Giriş	16
2.4.1 Performans	16
2.4.2 Seyir Dinamiği	17
2.4.3 Sürüş Dinamiği	17
2.4.3.1 Kararlı Hal Sürüş Modeli	19
2.4.3.2 Geçici veya Geçiş Hali Sürücü Modeli	19
2.4.3.3 Taşıt Modelinin Karmaşıklığı	19
2.5 Taşıt Sürüş Test Standart ve Metotları	20
2.6 Sürücü Modelleri	22
2.7 Sonuçlar	28
3. TAŞIT SÜRÜŞ DİNAMİĞİ MODELİ	29
3.1 Giriş	29

3.2	Lastik Modellemesi	29
3.3	Çekiş ve Fren Karakteristiklerinin Modellenmesi	37
3.4	Taşıt Hareket Denklemleri	37
3.5	Taşıt Dinamiği Modelleri	39
3.5.1	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	40
3.5.2	Dört Serbestlik Dereceli Model	42
3.6	Sonuçlar	45
4.	MATLAB – SİMÜLİNK ve TAŞIT SÜRÜŞ SİMÜLASYONU	46
4.1	Giriş	46
4.2	MATLAB	46
4.2.1	MATLAB Dili	47
4.2.2	MATLAB Çalışma Ortamı	48
4.2.3	Grafikler	48
4.2.4	Matematiksel Fonksiyon Kütüphanesi	48
4.2.5	Program Uygulama Ara Yüzü	48
4.3	Simulink	48
4.4	Hareket Denklemlerinin MATLAB İçinde Uygulanması (ODEs)	49
4.4.1	Ode45	49
4.4.2	Ode23	50
4.4.3	Ode113	50
4.5	Taşıt Simülink Modeli	51
4.6	Simülasyon ve Analizi	52
4.7	Sonuçlar	54
5.	BULANIK MANTIK ile YOL PLANLAMA ve HIZ KONTROLÜ	55
5.1	Giriş	55
5.2	Bulanık Mantık	57
5.2.1	Bulanık Mantıkta Modelleme Teknikleri	60
5.2.2	Bulanık Mantıkta Kullanılan Üyelik Fonksiyonları	62
5.3	Bulanık Mantık ile Yönlendirme ve Hız Kontrolü	69
5.4	Simülasyon ve Analizi	80
5.5	Sonuçlar	87
6.	SONUÇLAR	88
	KAYNAKLAR	90
	EKLER	94
	ÖZGEÇMİŞ	99

SİMGE LİSTESİ

$A_{0,1,2}$	Lastiğe özgü deneysel katsayılar
a	Kütle merkezi G ile ön aks arasındaki mesafe
a	Fonksiyon genişliği
a_p	Lastik temas yüzeyi genişliği
B	Katılım faktörü
b	Kütle merkezi G ile arka aks arasındaki mesafe
b	Fonksiyon modal değeri
C	Viraj sertliği
$C_{1,2,3,4}$	Spesifik lastiklere özgü katsayılar
D	En yüksek değer
E	Eğrilik faktörü
F_b	Frenleme kuvveti
F_x	Çekiş kuvveti
F_v	Normal yük
F_y	Yanal lastik kuvveti
F_z	Dikey lastik kuvveti
F_{ZT}	Tasarlanan lastik yükü
$f(\sigma)$	Doyma (Saturasyon) fonksiyonu
G	Kütle merkezi
H^-	Negatif yüksek
H^+	Pozitif yüksek
h	Bulanık küme sayısı
I_{xx}	o-x eksenindeki gövde atalet momenti
I_{yy}	o-y eksenindeki gövde atalet momenti
I_{zz}	o-z eksenindeki gövde atalet momenti
I_{xy}	Gövde atalet çarpım momenti $\int xy.dm$
I_{yz}	Gövde atalet çarpım momenti $\int yz.dm$
I_{zx}	Gövde atalet çarpım momenti $\int zx.dm$
K_a	Lastik temas yüzeyi katsayısı
K_c	Doğrusal sertlik katsayısı
K'_c	Doğrusal sertlik katsayısının düzeltilmiş formu
K_s	Yanal sertlik katsayısı
k	Kritik nokta
L	Taşıt dingil mesafesi
L	Sol
L^-	Negatif düşük
L^+	Pozitif düşük
M^-	Negatif orta
M^+	Pozitif orta
P	Şişirme basıncı
p	X eksenindeki açısal hız
p	Yalpa açısal hızı
q	Y eksenindeki açısal hız
R	Tekerlek yarıçapı
R	Sağ
r	Z eksenindeki açısal hız
r	Taşıtın yanal sapma hızı
S	Doğrusal kayma

S_h	Yatay değişme
S_v	Dikey değişme
T_p	Lastik basıncı
T_w	Lastik dış genişliği
t	Bağımsız değişken
U	Taşıt doğrusal hızı
$\ddot{u}(x)$	Üyelik derecesi
V	Taşıt yanal hızı
W	Z eksenindeki ötelenme hızı
w	Açısal hız
y	Bağımsız değişken vektörü
y_0, t_0	Başlangıç koşulları
X_a	Alt sınır
X_b	Üst sınır
X, Y	Taşıtın x ve y koordinatları ile anlık pozisyonu
x, y	Yere bağlı koordinat sisteminde tanımlanan bir x, y noktası
x', y'	x ve y noktaları için gövde merkezli eksen sisteminde hesaplanan koordinatlar
Z	Sıfır
α	Lastik yanal kayma açısı
σ	Kompozit kayma
μ	Sürtünme katsayısı
μ_{nom}	Nominal doğrusal sürtünme katsayısı
γ	Lastik kamber açısı
δ	Ön tekerleklerin yönlendirme açısı
ϕ	Yalpa açısı
ΣF_x	X eksenini yönünde gövdeye uygulanan anlık bileşke dış kuvvet
ΣF_y	Y eksenini yönünde gövdeye uygulanan anlık bileşke dış kuvvet
ΣF_z	Z eksenini yönünde gövdeye uygulanan anlık bileşke dış kuvvet
ΣM_x	X ekseninde gövdeye uygulanan bileşke dış moment
ΣM_y	Y ekseninde gövdeye uygulanan bileşke dış moment
ΣM_z	Z ekseninde gövdeye uygulanan bileşke dış moment

KISALTMA LİSTESİ

CPU	Central Processing Unit_Merkezi İşlemci Birimi
DOF	Degree of Freedom_Serbestlik Derecesi
FIS	Fuzzy Inference System_Bulanık Çıkarım Sistemi
GUI	Graphical User Interface_Grafiksel Kullanıcı Ara Yüzü
ISO	International Organisation for Standardisation
IVHS	Intelligent Vehicle Highway System
MATLAB	Matrix Labrotary_Matris Laboratuvarı
ODE	Ordinary Differential Equation_Adi Diferansiyel Denklem
SAE	Society of Automotive Engineers

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Hareket yönünün lastik doğrusal düzlemi ile çakışması hali..... 5
Şekil 2.2	Lastik hareket yönü ile tekerlek doğrusal ekseni arasında bir (α) açısı oluşması hali 5
Şekil 2.3	Yanal bir kuvvet altında yuvarlanan lastiği deformasyonu 6
Şekil 2.4	Arka lastik hız bileşenleri 7
Şekil 2.5	Ön lastik hız bileşenleri 7
Şekil 2.6	Yanal lastik kuvveti (F_y) - lastik yanal kayma açısı (α) ilişkisi 8
Şekil 2.7	Yanal kayma açısı – şişirme basıncı – yanal kuvvet ilişkisi..... 9
Şekil 2.8	Yanal kayma açısı – çekiş kuvveti – yanal kuvvet ilişkisi..... 9
Şekil 2.9	Tekerlek kamber açısı 10
Şekil 2.10	Yanal kuvvet üzerindeki kamber etkisi..... 10
Şekil 2.11	Pajecka formülünün katsayıları..... 14
Şekil 2.12	Gövdeye ve yere bağlı koordinatlar ve SAE eksen sistemi 17
Şekil 2.13	ISO gövdeye bağlı taşıt dinamiği eksen sistemi 18
Şekil 2.14	Sabit yarıçaplı yönlendirme testi 20
Şekil 2.15	Tek şerit değiştirme manevrası 21
Şekil 2.16	Çift şerit değiştirme manevrası için test yolu ve kısımların gösterimi 21
Şekil 2.17	Engelden sakınma manevrası için test yolu ve kısımların gösterimi 22
Şekil 3.1	Temel lastik değişkenleri 30
Şekil 3.2	Lastik kuvvet hesaplamaları prosedürleri 34
Şekil 3.3	Normalleştirilmiş doğrusal kuvvet – kayma açısı..... 34
Şekil 3.4	Normalleştirilmiş yanal kuvvet – kayma açısı..... 35
Şekil 3.5	Normalleştirilmiş doğrusal kuvvet – doğrusal kayma 35
Şekil 3.6	Normalleştirilmiş yanal kuvvet – doğrusal kayma 36
Şekil 3.7	Lastik üzerinde etkin olan kuvvetler..... 37
Şekil 3.8	Bir taşıt modelleme sınıflandırması 39
Şekil 3.9	İki serbestlik dereceli taşıt modeli 40
Şekil 3.10	Üç serbestlik dereceli modelde yalpa eksenini 43
Şekil 3.11	Üst görünüşten bir taşıta etki eden kuvvetler..... 44
Şekil 4.1	Matlab ve Simülink eklentileri..... 49
Şekil 4.2	Simülasyon temel akış diyagramı 51
Şekil 4.3	Oluşturulan genel simulink modeli 51
Şekil 4.4	4 Serbestlik dereceli taşıt simulink modeli 52
Şekil 4.5	Taşıtın sabit hız ve açıda izlediği yörünge ($Hız= 40 \text{ km/h}$, Lastik Açısı= 3°) . 53
Şekil 5.1	Kontrol edilen santralin girdi-çıkış karakteristiği 60
Şekil 5.2	İki granüle dayanan santral modeli 61
Şekil 5.3	Üç granüle dayanan santral modeli..... 61
Şekil 5.4	Bitişik dikdörtgen gösterilim 62
Şekil 5.5	Bitişik üçgen gösterim 63
Şekil 5.6	Örtüşmeli üçgen gösterimi..... 64
Şekil 5.7	Bulanık küme 65
Şekil 5.8	En sık kullanılan üyelik fonksiyonları 65
Şekil 5.9	Üçgen üyelik fonksiyonları ve bunların türevleri 66
Şekil 5.10	Küçük eğriliklere sahip sürekli üyelik fonksiyonu örneği..... 67
Şekil 5.11	‘Orta yükseklik’ bulanık kümesi için üyelik fonksiyonu olarak Gauss fonksiyonu..... 68

Şekil 5.12	Birliğin bir kısmının durumunu tatmin eden (a) ve etmeyen (b, c) bulanık küme örnekleri	68
Şekil 5.13	Bulanık yol planlama için hareketli eksen sistemi ve hata formasyonu	72
Şekil 5.14	Hata 1 ve hata 2 simülink bloğu	72
Şekil 5.15	Bulanık çıkarım sistemi	73
Şekil 5.16	Hata1 ve Hata2'nin her ikisi için üyelik fonksiyonları	73
Şekil 5.17	'Mesafe' (m) girdisi için üyelik fonksiyonları	74
Şekil 5.18	Direksiyon açısı (derece) çıktısı için üyelik fonksiyonları	74
Şekil 5.19	Yanal ivme (a_y) girdisi için üyelik fonksiyonları	78
Şekil 5.20	Maksimum hız kontrolü için üyelik fonksiyonu	79
Şekil 5.21	ISO 3888-1 çift şerit değiştirme manevrası (Yol-1)	80
Şekil 5.22	ISO 3888-1 çift şerit değiştirme manevrası sırasındaki hız değişimi	81
Şekil 5.23	ISO 3888-1 çift şerit değiştirme manevrası sırasındaki yük transferi	81
Şekil 5.24	Başlangıç noktasına geri dönen yolda sürücü modeli cevabı (YOL-2)	82
Şekil 5.25	YOL-2 manevrası için tekerleklere verilen yönlendirme	83
Şekil 5.26	YOL-2 için taşıtın yalpa açısı cevabı	83
Şekil 5.27	YOL-2 için taşıtın yanal ivme cevabı	84
Şekil 5.28	Doğrusal yol sürücü modeli cevabı (YOL-3)	84
Şekil 5.29	YOL-3 manevrası hız değişimi	85
Şekil 5.30	YOL-3 manevrası için tekerleklere verilen yönlendirme	85
Şekil 5.31	YOL-3 manevrası yanal ivme değişimi	86
Şekil 5.32	YOL-3 manevrası sırasındaki yük transferi	86
Şekil 5.33	YOL-3 için taşıtın yalpa açısı cevabı	87

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Sürücü modelleme yaklaşımlarının şematik olarak gruplanması	23
Çizelge 3.1 Üç farklı lastik tipi için temel model değişkenleri.....	33
Çizelge 3.2 Allen lastik modeli parametreleri (P185/70 R 13).....	36
Çizelge 4.1 Taşıt parametreleri	53

ÖNSÖZ

Tez konumu seçmemde beni yönlendiren, çalışmalarımı büyük bir dikkat ve titizlikle yöneten, karşılaştığım her sorunda bilgisi, tecrübesi ve ileri görüşü ile katkıda bulunan, güvenini ve güler yüzünü esirgemeyen saygıdeğer hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY'a sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, tez çalışmam ve eğitim hayatım boyunca bana her türlü desteği veren, hoşgörü ve anlayış gösteren, hayatım boyunca her konuda destek olan sevgili aileme teşekkürlerimi ve minnetlerimi sunarım.

Ocak 2011

ÖZET

Bu tez çalışmasının amacı, akademik nitelikte taşıt dinamiği çalışmalarında kullanılabilecek; esnek, insan sürücüyü baz alan, geliştirmeye açık bir sürücü modelinin elde edilmesidir. İnsan sürücüyü temel alan taşıt dinamiği modelleme uygulamaları, taşıtın yol ile ilişkisinde gerçek yaşam ile daha uyumlu sonuçların elde edilmesini sağlayabilecektir. Bu amaçla referans bir çalışmanın da (Uzunsoy, 2003) değerlendirilmesi sonucunda insan düşünce yapısıyla uyumlu, akıllı kontrol yöntemleri arasında gösterilebilen “bulanık mantık” temelinde bir sürücü modeli geliştirilmesi hedef alınmıştır.

Bu tez çalışmasındaki en önemli noktalardan biri, gerçeğe yakın insan davranışlarının modele aktarılabilmesi ve bulanık kontrolcü kurallarının bu çerçevede tasarlanmasıdır. İnsan sürücünün taşıt içerisindeki belki de en önemli yeri ileri beslemeli bir kontrolcünün yerini tutmasıdır. Son yıllarda bu konu üzerine odaklanmış, alanında prestijli araştırmacıların matematiksel fonksiyonlar temelinde geliştirmeye çalışmış oldukları yaklaşımlara, bu çalışma içerisinde matematiksel ağırlığı kaldırarak insan beyninin mantıksal çıkarımları ile uyum gösteren Bulanık Mantık temelinde bir ek yaklaşım gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Bu çerçevede insan gözünün ikincil görüşü yaklaşımı irdelenirken, doğrusal dinamik ile bağlantılı olarak hedefe yönelik hız ayarlamaları da yine insan yerine konulan bulanık mantıktaki denetleyici tarafından gerçekleştirilmiştir.

Çalışma ağırlıklı olarak Matlab/Simülink ortamında gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sürücü modeli, taşıt dinamiği, bulanık mantık.

ABSTRACT

The main purpose of this study is to have a basic human driver model, which is flexible enough for future improvements, and it can be used in academic vehicle dynamics studies. The vehicle dynamics modeling studies, which use human behaviour based driver models, can provide better approximations for real life vehicle-road interactions. For the purpose, a Fuzzy Logic based driver model, which can be taken as a intelligent control scheme, was developed by the guidance of a reference study (Uzunsoy, 2003).

One of the most prominent point of this thesis is to adapt some real life human behaviours to the model and designing the fuzzy logic rules in this context. Probably, the most important function of a human driver in a car is to behave like a feedforward controller. In recent years, many prestigious researchers have focused on the same field and published their search results. However, the most of the studies were on the basis of the complex mathematical functions. The study, on the other hand, tries to eliminate those mathematical complexities by taking into account the logical and unique inference system of human brain and use fuzzy logic inference (FIS) system for the purpose. Within this scope, primary and secondary eye sights were combined with the longitudinal dynamics control by using the fuzzy logic.

This study was carried out mainly in Matlab/Simulink environment.

Keywords: Driver model, vehicle dynamics, fuzzy logic.

1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji ve refah seviyesiyle bağlantılı olarak araç sahibi olan insan sayısının artması, hem zaman içinde trafik yoğunluğunu arttırmış hem de farklı reaksiyonlara ve reaksiyon sürelerine sahip sürücülerin (acemi-deneyimli) aynı ortamda bulunma oranlarını yükseltmiştir. Bu durum göz önüne alındığında daha gelişmiş araç sürüş özellikleri gereksinimi ortaya çıkmaktadır.

Bir karayolu taşıtı, binlerce farklı parça içeren çok karmaşık bir makine olup, dolayısıyla geliştirilmesi yolundaki her bir adım da çok büyük gayretler sonucu atılabilmektedir. Bununla beraber, bir araç tasarlanırken, en deneyimsiz sürücü ve en kötü yol şartlarında dahi güvenle kullanılabilecek şekilde olması tartışılmaz bir zorunluluktur. Bu nedenle, karayolu taşıtı ve sürücü etkileşimi, araç tasarım çalışmalarında hayati öneme sahiptir. Araştırmalar, ortalama tecrübedeki bir sürücüye, özellikle keskin dönüşlerde ve şerit değiştirme manevralarında güvenle sürüş sağlama adına araç sürüş karakteristiklerini geliştirme yönünde devam etmektedir.

Taşıt matematik modelleri ve bu modellere dayalı bilgisayar simülasyonları, deneysel testlerin de desteğiyle beraber araç sürüş özelliklerini geliştirmede çok önemli bir unsur haline gelmiştir. Bunun nedenlerinin başında, gerçek bir sistemin meydana getirilmesi ve o sistemle deneyler yapılmasının çok pahalıya mal olması ve çok zaman alması gelmektedir. Hatta bazı durumlar vardır ki, maliyet ile de ilişkili olarak bunlar için gerçek test şartları sağlamak hemen hemen imkansızdır. Buna karşılık bir fikri bilgisayarda denemek çok daha ucuz ve hızlıdır. Bunun yanında, oluşturulan bir modelin karmaşıklığı gereğince indirgenerek, üzerinde özellikle durulan parametrelerin etkileri daha etkin bir şekilde incelenebilir. Diğer yandan, gerçek yaşam araç sürüş davranışlarını yeterli doğrulukta analiz edebilmek için oldukça karmaşık matematiksel modeller gerekir ve birçok modelin bu davranışları yansıtabilme maliyeti, kesinliği ve yeteneği de göz önüne alınmalıdır. Taşıt dinamiği simülasyonları uzun yıllar boyunca, bilgisayar ve yazılım teminindeki ve kullanımındaki zorluklar dolayısıyla az sayıda araştırmacıya hitab etmekteydi. Bununla birlikte, 1980'lerin ortalarında gündeme gelen Simulink/MATLAB gibi etkileşimli grafiksel simülasyon ortamları, bu çalışmaları giderek kolaylaştırmış ve daha popüler bir mühendislik işi haline getirmiştir.

Matlab/Simulink ortamında; kullanıcı, taşıt dinamik modelini koşturabilmek için kendi diferansiyel denklemlerini (ODEs) sağlamak zorundadır. Diğer yandan, araştırmacıların kendi denklemlerini (ODEs) oluşturabilmeleri, kendi fikirlerini ve modelleme yeteneklerini geliştire-

rebilmeleri açısından esneklik sağlayacaktır.

Her türlü simülasyonda olduğu gibi taşıt dinamiği simülasyonlarında da, daha hassas sonuçlar elde edebilmek için çok daha karmaşık modeller kullanılmak durumundadır. Ancak bu durumda, model anlaşılması güç bir yapıya doğru giderken simülasyon için gereken süre de uzar. Oysa bu araştırmalarda, iyi sonuç almanın yanında basitlik ve işlem hızı da önem arz eder. Bu sebeple, simülasyon zamanını kısaltmasının yanında kullanımı kolaylaştırılmış ve simülasyonun anlaşılması açısından basitleştirilmiş model altyapıları tercih edilebilir. Bu amacı gerçekleştirmek için doğruluk derecesi ve kolaylık arasında uygun bir uzlaşma sağlamak gereklidir.

Bir aracın sürüş özelliklerini tasarlamak veya bu özellikleri geliştirmek oldukça karmaşık bir işlemdir. Lastik karakteristikleri, taşıt sürüş dinamiği üzerinde tahmin edilenden de fazla bir şekilde etkilidir. Bu nedenle, sürüş analizinden önce simülasyonun gerektirdiği doğruluk seviyesini sağlayabilecek yeterlikte bir lastik model teorisi belirlenmelidir. Ancak, tüm çalışmanın karmaşıklığı da, seçilecek lastik modeli ile yakından ilgilidir. Doğru değerlendirilmemiş karmaşıklıkta ve tipte bir model seçilmesi genel bir taşıt dinamiği modelleme ve analiz çalışmasının yükünü de son derece arttırabilmektedir. Bu nedenle, taşıt sürüş dinamiği analizinde kullanılacak lastik modeli hem kesinlik hem de olabildiği kadar basitlik özelliklerini taşıyacak şekilde seçilmelidir. Bu tez hazırlanırken de tüm bu durumlar gözden geçirilmiş ve sonuç olarak Wade Allen'ın geliştirmiş olduğu; kombine yanal ve doğrusal kuvvetlerin sunumuna uygun ve literatürde veri de sağlanabilen lastik modeli'nin (Allen vd., 1988a) kullanılmasına karar verilmiş ve model genel olarak çalışılacak olan Simulink ortamına uyarlanmıştır. Modelin genel anlamda iyi sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Sonuç olarak, bu lastik modelinin araç dinamik modeline uygulanmasıyla kolay kullanılan bir sürüş modeli elde edilmiştir.

Genel olarak bakıldığında, taşıt sürüşünde iki temel çıkarım vardır: doğrultu kontrolü ve bozucu dış etkilere karşı doğrultunun kararlılığı. Taşıtın; yön değiştirme komutları, yol bozuklukları ve rüzgar gibi hareket yönünü etkileyen çevresel etkenlere karşı olan cevaplarını ortaya çıkarmak için yapılan genel taşıt sürüş dinamik testleri; basit bir şekilde sabit dönüş açısını ve/veya şerit değiştirme manevralarının sabit hızda yapıldığını varsayar. Ancak bilindiği üzere, bir taşıtın davranışlarını yorumlamada, dönüş açısı ve taşıt hızı gibi parametrelerin sabit kabul edilmesi sınırlandırıcıdır. Bunlar, normal sürüş üzerinde küçük etkileri olan idealleştirilmiş testlerdir. Gerçekte ise, bir taşıtın genel olarak değişken kuvvet ve moment etkileri altında yol aldığı bir gerçektir. Bilgisayar simülasyonu açısından, genel bir yol planlayıcıya

sahip olmak, taşıt sürüş dinamiği testlerini tanımlama konusunda araştırmacılara büyük bir esneklik sağlamaktadır. Bu nedenle, aracı dış kuvvetlere karşı yol üzerinde tutabilmek için bir sürücü modeline sahip olma ihtiyacı vardır. Bu noktadan hareketle bu çalışmada, insan sürücüyü etkin bir şekilde taklit edebilmek için Bulanık Sürücü olarak adlandırılan ve bulanık mantık temelinde çalışan bir sürücü modeli (Uzunsoy, 2003) incelendi ve mevcut özellikleri üzerinde çalışılarak modele ek özellikler kazandırılmaya çalışıldı. Bu model, geliştirilen taşıt modeli içinde uygulandı. Bu çerçevede en başta karmaşık matematiksel fonksiyonlardan (yüksek dereceli polinomlar vb.) sakınılmış ve prensipleri İnsan düşünce sistemine yakınlığı ile bilinen Bulanık Mantık temelinde bir sürücü modeli tanımlanmıştır. Simulasyonlar için kullanılan taşıt modeli 4 temel gövde 4 de tekerlek dinamiğinden gelen toplamda 8 serbestlik derecesine sahip olup, bulanık sürücü modelinin performansı da bu modelin yetenekleri temelinde sınanmıştır. Bu çerçevede Bölüm 2’de literatür tez içeriği anlamında ele alınmış, Bölüm 3’de taşıt hareket denklemleri türetilmiş, Bölüm 4’de simulasyon ortamı olarak Matlab/Simulink’in tanıtımının ardından elde edilen modelin sabit hız ve yönlendirme açısında sınanması gerçekleştirilmiş, Bölüm 5’de ise Bulanık mantık ele alınarak Bulanık Sürücünün yapılandırılması açıklanmış ve simulasyon sonuçları sunulmuştur. Bölüm 6 ise tezin genel sonuçlarını ve çalışılan konu üzerine gelecekte yapılabilecekleri ele almaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Giriş

Taşıtın seyiri ve yönlendirilmesi yol ile lastikler arasındaki temas sayesinde olduğundan; lastiğin mekanik özellikleri, taşıtın sürüş cevabı üzerine yapılan her analizde oldukça önemli bir rol oynar (Olatunbosun, 2003). Bu doğrultuda, lastik-yol arasındaki sürtünme ve lastiğin elastikiyetinden doğan kuvvet ve momentler sürüş dinamiğinde odak noktasındadır. Ne yazık ki, yuvarlanan pnömatik lastiğin dinamik davranışının tam olarak karakterize edilebilmesi hala çok zordur. Doğrusal olmayan lastik karakteristikleri, farklı derecelerdeki yanıl ivmelerde sürüş özelliklerinde önemli ölçüde değişimlere neden olurlar. Bu nedenle taşıt modellemede uygun bir lastik modelinin sunumu, model güvenilirliği için önemlidir (Uzunsoy, 2003).

Çoğu durumda; yapılacak işe yönelik tanımlanmış, kararlı bir lastik modeli, sürüş ve frenleme simülasyonlarını içeren taşıt modeline sunulmak üzere yanıl ve doğrusal kuvvetlerin elde edilmesinde yeterlidir. Dolayısıyla bu bölümde öncelikle lastik karakteristikleri, lastik kuvvetleri ve bunların taşıt dinamiği modeli içinde sunumları üzerine temel bilgiler gözden geçirilecektir.

Taşıt sürüş dinamiğinde iki temel sorun vardır: bunların ilki; taşıtın bozucu dış etkilere karşı hareketinde stabilitesini bozmadan ilerlemeye devam edebilme yeteneği, diğeri de taşıtın hareket yönünün kontrolüdür (Zegelaar, 1998). Buradan hareketle, lastik konusundaki gerekli bilgilerin verilmesinin ardından, tez konusunun da temeli olan taşıt sürüş dinamiğine giriş yapılacaktır.

2.2 Taşıt Lastik Karakteristikleri

2.2.1 Statik Lastik Özellikleri

Lastik statik testleri; her bir lastik üzerine dikey, yanıl ve doğrusal yönde uygulanan kuvvetlere bağılı olarak meydana gelecek deformasyonları ve bunlarla ifade edilebilecek fiziksel karakteristikleri belirlemek için uygulanır. Bu karakteristikler, çalışma sahası boyunca makul bir şekilde lineerdirler ve şişirme basıncına bağılıdırlar. Bununla birlikte, oluşturulan maksimum yatay lastik kuvvetleri, lastiğin yol üzerinde kayması ile sınırlanır. Genelde; lastiğin, bu üç yönün her birinde bir yay gibi davrandığı düşünülebilir ve bu karakteristikler, taşıtın seyir ve sürüş özelliklerini simüle eden matematiksel modeli içinde birleşik olarak yer alabilirler.

Ayrıca şu da görülebilir ki, eğer yanal kuvvet, dikey kuvvet ile eş zamanlı olarak lastiğe uygulanırsa, dikey deformasyon hafifçe artar. Bu da lastiğin; dönüşlerde taşıtın seyir ve sürüş cevabının birbirine bağımlı olması durumunu yaratan bir yapı olduğunu gösterir (Olatunbosun, 2003).

2.2.2 Yuvarlanan Lastik Özellikleri

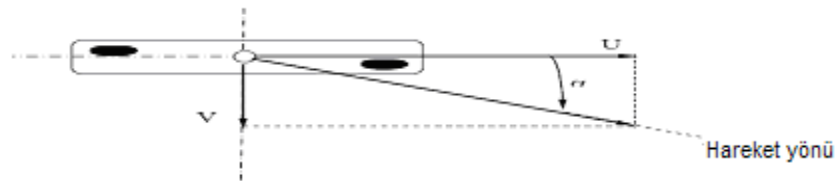
Bölüm 2.2.1’de ele alınan statik lastik özelliklerinin daha sıkça kullanım yeri bulmalarına karşın, yanal kuvvetlerin karakteristikleri, taşıtın kontrol ve kararlılık çalışmalarına temel sağlayan yuvarlanan lastik ile geliştirilmiştir. Yanal lastik kuvvetlerini etkileyen yanal kuvvetler ve faktörler Bölüm 2.2.2.1 ve 2’de ele alınmaktadır.

2.2.2.1 Yanal Lastik Kuvveti (F_y) ve Viraj Sertliği (C)

Dikey bir pnömatik lastik, doğrusal bir (U) hızı ile yuvarlandığında, Şekil 2.1’de de görüldüğü üzere, hareket yolunun yönü, lastiğin doğrusal düzlemi ile çakışır ve bu esnada yol yüzeyi tarafından lastiğe uygulanan yanal kuvvet sıfır olur.

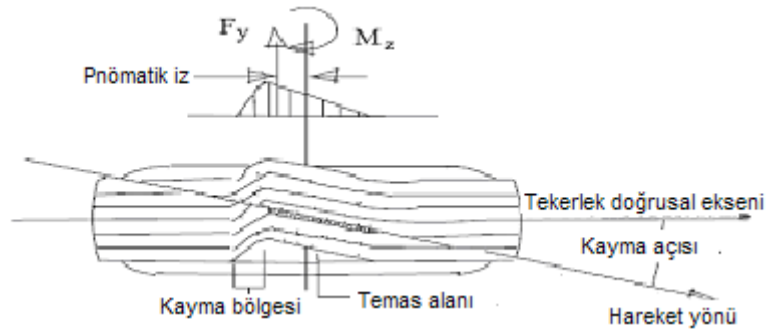


Şekil 2.1 Hareket yönünün lastik doğrusal düzlemi ile çakışması hali



Şekil 2.2 Lastik hareket yönü ile tekerlek doğrusal eksenini arasında bir (α) açısı oluşması hali

Şekil 2.2’de de gösterildiği gibi, lastiğin, doğrusal hız bileşeni (U) ve yanal hız bileşeni (V)’ye beraber sahip olduğu durumu düşünölsün. Lastik hareketinin son yönünün, tekerlek doğrusal düzlemi ile bir (α) açısı oluşturduğu görölebilir. Böyle bir duruma, yan rüzgarlar veya viraj alma esnasındaki yönlendirme hareketi neden olabilir.



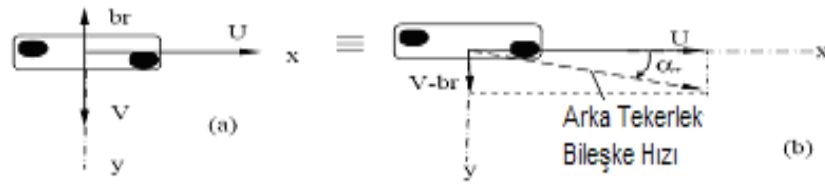
Şekil 2.3 Yanal bir kuvvet altında yuvarlanan lastiğin deformasyonu

Bu hareketin bir sonucu olarak yol yüzeyi üzerinde lastiğin temas alanı boyunca bir deformasyon meydana gelir. Lastik temas yüzeyinde, tekerlek doğrusal eksenine paralel olan doğrusal çizgilerdeki bozulma Şekil 2.3’de gösterilmektedir. Bu durum; yol ile lastik arasında oluşan ve doğrusal eksene dik kuvvetlerin, deforme olmuş yüzey boyunca dağıtılmış şekilde oluşmasına yol açar. Bu kuvvetlerin bileşkesi Yanal Lastik Kuvveti (F_y) olarak bilinir ve sıklıkla yönlendirme ekseninin arkasındaki bir noktaya uygulanır. Bu noktanın yönlendirme eksenine olan uzaklığı yaklaşık olarak temas alanı boyunun $1/6$ ’sı kadardır ve bu uzunluk pnömatik sapma (pneumatic trail) olarak bilinir. Bu etki sebebiyle, yanal lastik kuvveti (F_y), yönlendirme eksenine doğru, tekerleğe yeniden hareket yönünde hizalanma eğilimi sağlayacak bir moment üretir ve bu nedenle de bu moment “kendiliğinden hizalama torku” olarak adlandırılır.

Eğer α açısı arttırılırsa, yanal lastik kuvvetinin de (F_y) artacağı görülür. Bununla birlikte, α açısı eğer yaklaşık 12–15 derecenin de ötesine geçecek şekilde artarsa, lastik, yanal lastik kuvvetinin olası maksimum değerine ulaştığı noktada yol yüzeyi üzerinde kaymaya başlayacaktır.

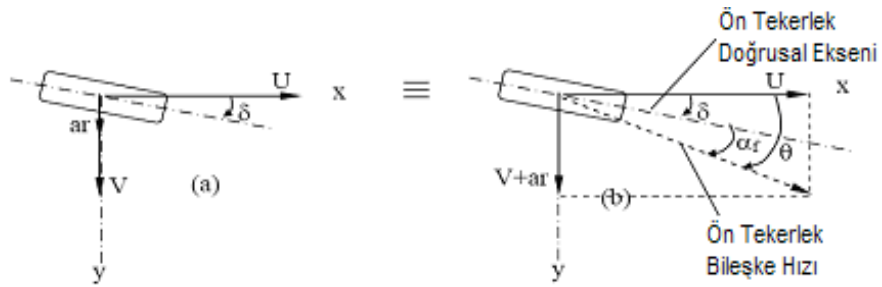
Genelde bu açı “lastik yanal kayma açısı” olarak bilinir. Gerçekte ise kayma; lastiğin, α açısı sadece büyük bir değere yaklaştığında gerçekleşir. Genellikle 5 dereceye kadar olan kayma ifadesi, lastiğin malzemesi kaynaklı deformasyonunu ifade etmektedir (Olatunbosun, 2003).

Şekil 2.4 ve 2.5’de sadece ön tekerleklerinden doğrultu kontrolü uygulanan bir taşıt için ön ve arka lastiklerde oluşan kayma açılarının ifadeleri verilmektedir.



Şekil 2.4 Arka lastik hız bileşenleri

$$\alpha_r = \frac{(V - br)}{U} \quad (2.1)$$

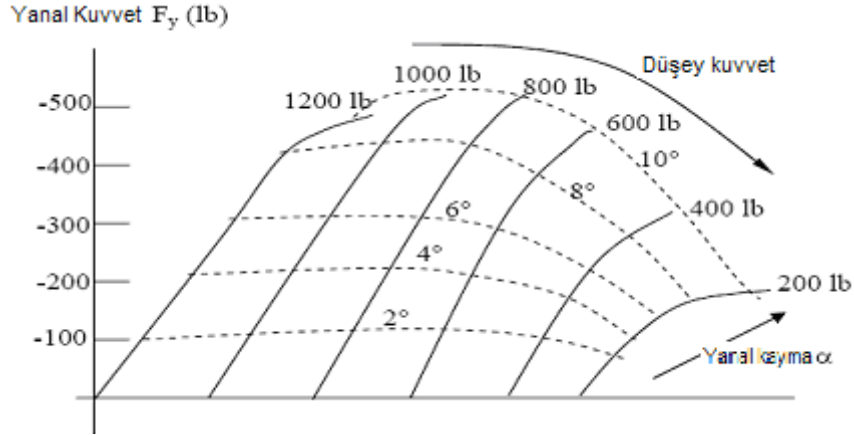


Şekil 2.5 Ön lastik hız bileşenleri

$$\alpha_f = \frac{(V + ar)}{U} - \delta \quad (2.2)$$

Şekil 2.6, grafiksel formda deneysel olarak elde edilmiş verileri kullanarak Yanal Lastik Kuvvetinin (F_y) farklı Lastik Yanal Kayma Açıları (α) ile nasıl değiştiğini göstermektedir. Bu parametreler arasındaki ilişkinin, dikey lastik kuvvetine de (F_z) bağlı olduğu açıktır. Bununla birlikte, verilen herhangi bir dikey kuvvet (F_z) için görülür ki, küçük Yanal Kayma Açıları için ilişki oldukça lineerdir. Ayrıca genelde, karayolu taşıtlarının çoğunun manevra sahalarında, Yanal Kayma Açısı nadiren 5 dereceyi aşar. Bu nedenle, taşıtların temel kontrol ve kararlılık analizleri düşünüldüğünde, Lastik Yanal Kuvveti (F_y) ile Lastik Yanal Kayma Açısı (α) arasında lineer bir ilişkinin bulunduğu kabulünü yapmak yeterli doğruluğa sahip sonuçlar verebilmektedir. Bu lineer ilişki, (F_y)-(α) grafiğinin başlangıç eğimi olarak alınır ve “Viraj Sertliği” (C) olarak tanımlanır;

Burada $C = \partial F_y / \partial \alpha$ 'dir (Bu terim bazen de “viraj kuvveti katsayısı” veya basitçe “lastik katsayısı” olarak adlandırılır) (Olatunbosun, 2003).



Şekil 2.6 Yanal lastik kuvveti (F_y) - lastik yanal kayma açısı (α) ilişkisi

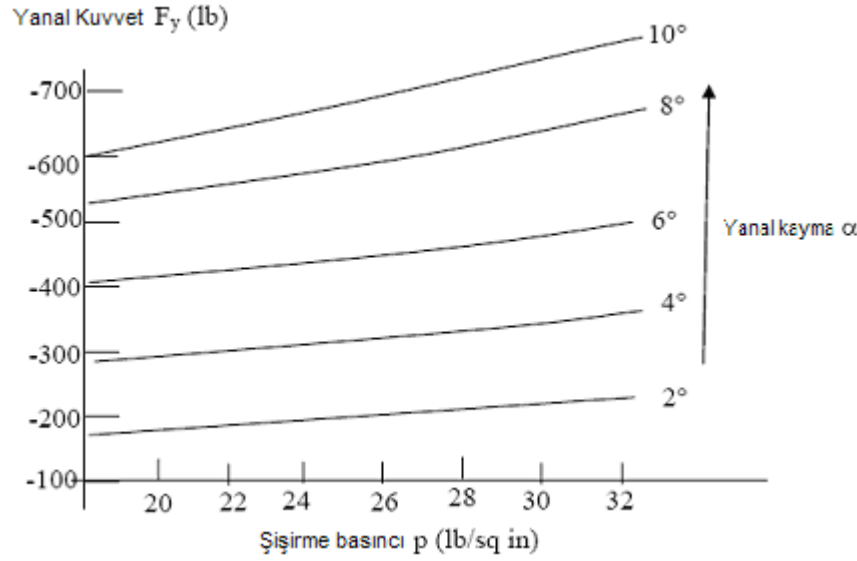
Genellikle lastik karakteristikleri olarak adlandırılan Şekil 2.6'daki grafikten de fark edilebilir ki, (α) pozitif olduğunda yanal lastik kuvveti (F_y) negatif olacaktır. Bu durum basit olarak, bu kuvvetin, lastiğin yanal hızına (V) karşı olduğu anlamına gelmektedir. Bu sebeple, yukarıdaki grafiğin eğimi, yani viraj sertliği (C), genellikle negatif bir sayısal değere karşı olacaktır.

Bir taşıtın hareketinde, büyük yan kayma açıları meydana geldiği durumda, yukarıdaki grafiğin doğrusal olmayan karakteristiklerini, hesaplama prosedüründe kuvvet serilerine göre ifade ederek uzlaştırmak sıklıkla mümkündür (Olatunbosun, 2003).

2.2.2.2 “Yanal Lastik Kuvveti” ve “Viraj Sertliği”ni Etkileyen Parametreler

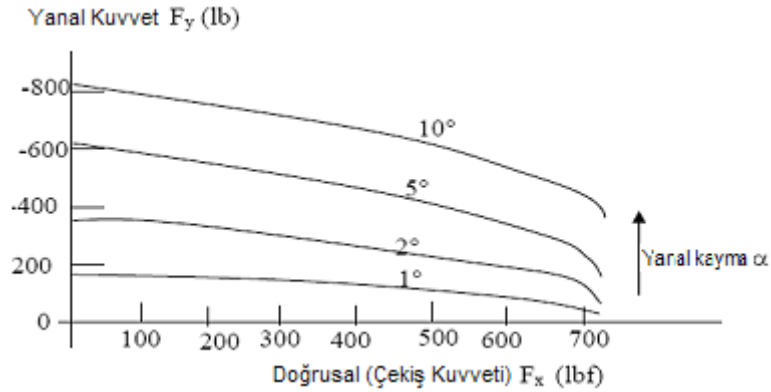
(a) Yanal lastik kuvveti (F_y) ile lastik yanal kayma açısı (α) arasındaki ilişkiyi ve buna bağlı olarak da viraj sertliğini etkileyecek çok sayıda parametre vardır. Bölüm 2.2.2.1’de belirtildiği ve Şekil 2.6’da da görüldüğü üzere Dikey Lastik Kuvveti (F_z) bu ilişkiyi etkiler.

(b) Şekil 2.7, bu ilişkinin lastik şişirme basıncına nasıl bağlı olduğunu göstermektedir. Verilen bir yanal kayma açısı için, orta derecedeki basınçlarda, basıncın artışıyla, üretilen yanal lastik kuvvetinin de arttığı görülür. Bununla beraber, aşırı şişirme, yere temas alanını azaltacağından yanal kuvveti azaltacaktır.



Şekil 2.7 Yanal kayma açısı – şişirme basıncı – yanal kuvvet ilişkisi

(c) Şekil 2.6’da gösterilen lastik karakteristikleri boşta yuvarlanan bir lastik içindir. Bununla birlikte, buradaki bilgiler bir tahrik ya da frenleme uygulanan tekerlek için doğru olmayabilir. Bu durumda yanal kuvvet azalacaktır çünkü gerekli doğrusal veya çekiş kuvvetini sağlamak için temas alanındaki mevcut sürtünme kuvvetlerinden bir kısmı harcanmak durumundadır. Bunun etkisi Şekil 2.8’de açıkça görülmektedir ki, Çekiş Kuvvetinin (F_x) varlığı, düşük yanal kayma açılarında lastikte tutunma kaybına yol açmaktadır.



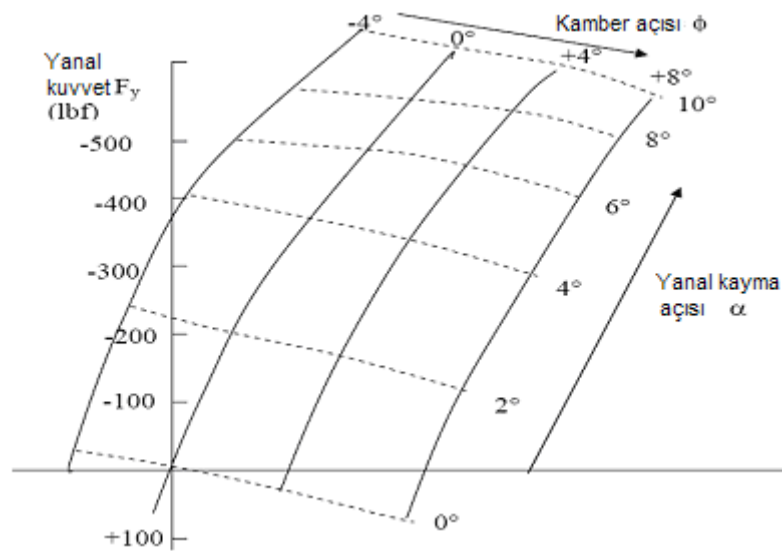
Şekil 2.8 Yanal kayma açısı – çekiş kuvveti – yanal kuvvet ilişkisi

(d) Şimdiye kadar tekerlek düzleminin dikey olduğu kabul edilmiştir. Pratikte, Şekil 2.9’da görüldüğü gibi, tekerleği dikey eksene göre bir açı oluşturacak şekilde eğmek çeşitli gerekçelerle istenen bir durumdur. Tekerleğin bu eğimi Kamber olarak bilinir ve açı da Kamber Açısı (γ) olarak adlandırılır. Kamber, lastiğe uygulanan ve yanal kayma açısının sonucu olan yanal kuvvetin yaklaşık 1/5’i değerinde bir ekstra yanal kuvvete neden olur. Kamberin lastik karakteristikleri üzerine etkisi Şekil 2.10’da açıklanmıştır. Burada, tekerlekte sağlanan bir negatif

kayma açısının aynı kayma açısında yanal kuvveti arttırdığı, pozitif kamberin ise yanal kuvveti azaltıcı etki gösterdiği açıktır.



Şekil 2.9 Tekerlek kamber açısı



Şekil 2.10 Yanal kuvvet üzerindeki kamber etkisi

Sonuç olarak; verilen bir kayma açısında, bir lastiğe uygulanan yanal kuvvetin, dikey lastik kuvvetine bağlı olduğu ve bu yüzden de taşıt gövde yalpası, kamber ve çekiş kuvvetlerinin bütün bir taşıt analizi içinde beraberce ele alınmaları gerektiği söylenebilir (Gillespie, 1992).

2.3 Lastik Modelleri

Temel araç sürüş modeli üç ana bileşeni göz önüne alır: yanal kuvvetler, lastik kayma açısına göre değişen hizalama momenti ve doğrusal kaymaya göre değişen doğrusal kuvvetler. Ayrıntılı bakılacak olursa; yanal kuvvet, yolun kararlı veya geçici durum davranışları için ana bileşendir. Hizalanma momenti ise yönlendirme çabasını, sürüş hissini ve dolayısıyla da sürücü ile taşıt arasındaki etkileşimi değerlendirmede oldukça kullanışlıdır. Diğer taraftan, bir dina-

mik model hazırlayabilmek için doğrusal kuvvet bileşenleri temeldir. Bu bileşenler dikey yüke ve kamber açısına bağlıdır ki bunlar genelde araç modeline bir girdi olurlar. Pnömatik lastiğin karmaşık yapısından dolayı yol testleri onun özelliklerini anlamak için en etkili yoldur. Lastik kuvvet sistemini açıklamak için çeşitli metotlar kullanılabilir.

Araç sürüş dinamiği çalışmaları için lastik modelleri iki ana kategoriye göre sınıflandırılır: lastik yapısı ve malzeme özellikleri göz önüne alınarak ana fiziksel eşitliklerin yardımı ile yaratılan model (bundan fiziksel lastik modeli olarak söz edilir) veya grafik ve tablolardan ölçülen değerlerin veya elde edilen ampirik formüllerin kullanılması ile oluşturulan model (bundan ampirik lastik modeli olarak söz edilir). Fiziksel lastik modeli literatürde analitik lastik modeli olarak da anılmaktadır.

Bununla birlikte, bu terim literatürde bazı karışıklıklara yol açtığı için bu konuda sadece fiziksel lastik modelini terimi kullanılacaktır. Bazı modeller varolan modellerin gelişmiş halidir. Örnek olarak; Best (1988), yanal lastik kuvvetlerini göstermek için Magic lastik formülünü kendi modeline uyarladı ve yanal kuvvet ile kayma açısı arasındaki doğrusal olmayan ilişkiyi gösterdi.

Yarı fiziksel lastik modeli de bu ana sınıflandırmaya eklenebilir. Yarı fiziksel modelde deneysel elde edilen lastik bilgileri temel fiziksel bağıntılarda kullanılır (Kim ve Gim, 1997).

Gerçek koşullar altında yatay kuvvet değişimi, kayma açısına göre lineer olmayıp düşey yüke ve gevşeme uzunluğuna σ (relaxation length) göre değişir. Bu mesafe, kayma açısının bir kademe değişiminden sonra lastiğin belirli bir yüzdede kararlı duruma ulaşması için gerekli mesafeye göre değişir. Maurice'e (1997) göre, bu uzunluk değişimi yerel viraj sertliği değişimine oldukça benzer. Ayrıca, yükün bir fonksiyonu olan gevşeme uzunluğu biçimi ortalama kayma açısının artışı ile değişeceği anlaşılmaktadır.

Dikey yük sapma (çökme) davranışı pnömatik lastiğin önemli özelliklerinden biridir. Bu esasen taşıt dikey hareketlerini ve dikey lastik yükünün zamana göre değişimini etkiler. Eğer lastik merkezi ile yol yüzeyi arasındaki mesafe sabit tutulursa, tambur test düzeneğindeki bir lastik gibi lastik gibi, lastiğin dikey yükü lastik üzerine etkiyen yanal kuvvetin artışı ile azalır.

Lastiğin viraj alma karakteristik eğrisi iki olası koşul altında elde edilebilir: sabit dikey yük (F_v) veya lastik merkezi ile yol yüzeyi arasındaki sabit mesafe. Lastik merkezi mesafesi dikey yükü sabit tutabilmek için kayma açısı değişimine göre değişkenlik gösterir (Uzunsoy, 2003).

2.3.1 Fiziksel Lastik Modeli

Lastiğin fiziksel modelleme çalışması yine lastiğin çok tabakalı, üniform olmayan, anizotropik ve kauçuk şerit yapısına bağlıdır. Bununla birlikte lastik yapısının fiziksel analizi oldukça karmaşıktır. Bu yapının davranışı sonlu elemanlar analizi gibi metotlar kullanılarak taklit edilebilir. Lastik davranışını anlayabilmek için bir sadeleştirmeye ihtiyacı vardır (Uzunsoy, 2003).

2.3.2 Ampirik Lastik Modeli

Ampirik modeller deneysel verileri ve/veya özel fonksiyonları kullanırlar ve bunlar bazı durumlar için daha kesin sonuçlar verebilirler. Ampirik modeller ayrıca ekstrapolasyon ve interpolasyon kullanarak taşıt kullanımı analizinin gerektirdiği tüm bilgi alanını karşılarlar. Lastik davranışını göstermek için kullanılan ampirik metotlardan biri polinomal eğri uydurmadır. Bu özellikle kararlı koşullarda iyi sonuçlar verebilir. Eğri uygunluğu kalitesi oldukça iyi olabilir ama rakamlara ve deneysel verilerin dağılımına göre değişir. Gerçek zamanlı interpolasyonlar CPU gücü gerektirirler ve bu nedenle zaman kaybı söz konusu olabilir. Bu nedenle özellikle yeni bir eşitlik elde ederken çok sayıda katsayıya karar verme sırasında çok sayıda deneysel veriye ihtiyaç varsa bunu kullanmak çok zordur. Bundan başka, bu model tipinde kullanılan ekstrapolasyon gerçek koşullardan büyük oranda sapma verebilir (Uzunsoy, 2003).

2.3.3 Yarı Fiziksel Lastik Modeli

Lastik modelini göstermek için başka olası yollar da vardır ki bunlardan yarı fiziksel lastik modelleri olarak söz edilir ve bu modeller gerçek lastikler ile aynı yolda çalışmak için tasarlanmışlardır. Model, gerçek lastiğin fiziksel tanımlanabilir kısımlarını veya özelliklerini gösteren karkas, lastik sırtının yapısal sertliği ve sürtünme katsayısı gibi parametreleri içerir. Alan dışı olan sonuçların tahmin edilmesi mümkün olduğu için az miktarda deneysel sonuçla dahi kesin sonuçlar gösterebilmek mümkündür. Diğer taraftan aynı zamanda her nasılsa kolaylık, ölçüm kolaylığı ve tam doğruluk ihtiyacına uymak zordur (Kim ve Gim, 1997).

2.3.4 Sıklıkla Kullanılan Lastik Modelleri

2.3.4.1 Magic Formülü Lastik Modeli

1987 yılında fiziksel anlayış üzerine kurulan ve lastik kuvvet üretme özelliklerini gösteren bir

ampirik tanımlama ortaya koyuldu. Formül üzerindeki gelişmeler daha sonra açıklandı. Aynı yayında TU-Delft ve Volvo bazı versiyonlar geliştirdiler. Günümüzde temel lastik tanımlamasında en çok ilerleme kaydeden model Magic formülü lastik modelidir.

Magic formülü ilk versiyonlarında sadece kararlı durumlarda lastik davranışlarını açıklayabiliyordu. Kusaka gibi başka araştırmacılar da geçici durumlar için lastik modellemesi çalışmaları yaparak temel modele eklemeler yapsalar da gerçekte 1997 yılında Pajacka (1997), modelde geçici özellikler için gelişme sağlamış ve bunu yayınlamıştır. Altta verilen ilişki modelin temelidir. Modelin sağladığı matematiksel formül ile yoldan gelen hareketli kuvvet ve momentlerin boyuna, yatay ve kamber kayma koşulları, ki bunlar eş zamanlı da olabilir, açıklanabilir. Ana formül aşağıda verildiği gibidir (Kusaka, 1995):

$$F_y = D \cdot \sin(C \cdot \tan^{-1}(B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \tan^{-1}(B \cdot x)))) + S_{vy} \quad (2.3)$$

$$x = \alpha + S_{hy} \quad (2.4)$$

Burada;

B: Katılık faktörü

C: Biçim faktörü

D: En yüksek değer

E: Eğrilik faktörü

S_h: Yatay değişme

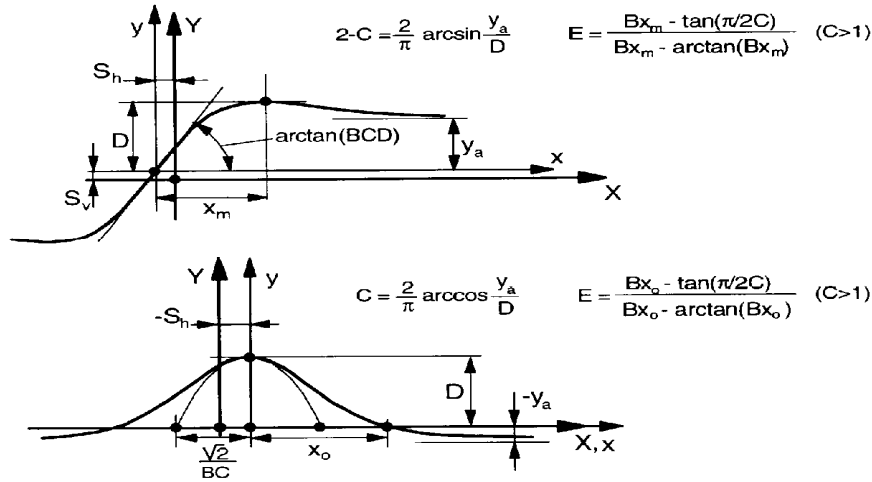
S_v: Dikey değişme

α: Kayma açısı'dır.

Parametreler için değerlerin seçilmesi ile genel eğri, yanal kuvvet, fren kuvveti ve hatta hizalanma torku için bile açıklama sunabilir. Ana formül, *S_h* ve *S_v* kaçıklıkları üzerinde, dönen eksenlere göre antisimetrik eğriler üretir (Kusaka, 1995). *S_h* ve *S_v* kaçıklıkları, koniklik etkisi ve olası yuvarlanma direnci sebebiyle *F_x* ve *F_y* eğrilerinin orijinden geçmediği durumda meydana gelir. Aynı zamanda, tekerlek kamberi de kayda değer bir *F_y* artışına neden olur. Eğrinin doğal asimetrik biçiminden belirgin bir sapma birlikte oluşabilir. Asimetri oluşturmak için eğrilik faktörü *E*, apsise (*x*) bağımlı yapılır. 'B' yatay eksenini uzatır ve *α*=0 için eğimi etkiler (*Cα*, BCD). BCD orijindeki (*x*=*y*=0) eğime uyar. Eğrinin biçimi 'C' tarafından belirlenir. 'D' sürtünme katsayısını içerir ve uç değeri gösterir. 'E' viraj sertliği olmadan zirvedeki eğimi

etkiler.

Pajecka bu değerlerin belli bir alanda değişmeleri gerektiğini tavsiye eder. Örnek olarak C parametresi 1'den büyük olmalı ($C > 1$) ve yan kuvvetler için $C = 1.3$, hizalanma momenti için $C = 2.4$ olmalıdır. E parametresi için ise $-(1 + 0.5C^2) > E > 1$ olmalıdır.



Şekil 2.11 Pajecka formülünün katsayıları

Magic formülü 80'in üzerinde katsayıyı belirlemek için önemli miktarda deneysel veriye ihtiyaç duyar. Bulunan formül ile elde edilen eğriler, ölçülen verilerin oluşturacağı eğrilerden daha etkilidir (Uzunsoy, 2003).

2.3.4.2 Dugoff Lastik Modeli

Dugoff'un lastik modeli (Dugoff vd., 1969); Fiala (1954) tarafından yanal kuvvet üretimi için ve Pajecka ile Sharp (1991) tarafından da bileşik yanal-boyuna kuvvet üretimi için geliştirilen elastik temel analitik lastik modeline bir alternatiftir.

Dugoff'un modeli, bileşik yanal ve doğrusal lastik kuvveti üretimi altındaki kuvvetlerin hesaplanmasını hesaba katar. Lastik temas alanı üzerinde üniform bir dikey basınç dağılımı olduğunu varsayar. Bu, Pajecka ve Sharp (1991) tarafından yapılan ve daha gerçekçi olan parabolik basınç dağılımı varsayımına kıyasla bir basitleştirmedir. Bununla beraber, model önemli bir avantajı ortaya koyar – bu da lastik sertliği için yanal ve doğrusal yönlerde bağımsız değerlere müsaade etmesidir. Bu önemli bir avantajdır zira bir lastik içinde doğrusal sertlik yanal sertlikten oldukça farklı olabilmektedir.

Magic Formula lastik modeline kıyasla (Pacejka ve Bakker, 1993), kuvvet denge hesaplama-

larından analitik olarak türetilmiş bir model olması Dugoff'un modelinin avantajıdır. Ayrıca, daha açık denklemlerde yanal ve doğrusal kuvvetler yol sürtünme katsayısı ile direkt olarak ilişkilidir (Rajamani, 2006).

2.3.4.3 Fiala Lastik Modeli

Fiala, teorisini ve viraj karakteristiği modellemesini 1954 yılında yayınladı (Fiala, 1954). Model, fren dinamiği özellikleri ile ilgili teorik ayrıntılandırma ve viraj alma esnasındaki fren dinamiğinin teorik açıklamalarını içermektedir. Fiala modeli, çalışma için kolaydır ve hızlıdır. Kolaylık için uygundur ancak kesinlik için böyle bir şey söylenemez. Model kolay kullanımı bakımından Adams lastik ünitesinin bir parçasıdır.

Gim'e (1995) göre, Fiala lastik modeli önemli bir parametre eksikliğine sahiptir. Fiala, hizalanma momenti etkisini ve temas noktası merkezine uygulanan basitçe merkezde toplanan kuvveti düşünmediğinden pnömatik izi göz ardı etmiştir. Pnömatik iz, serbest yuvarlanma ve viraj manevralarında önemli değerlere sahip olduğu için göz ardı etmek doğru değildir.

Modelin kabul ve sınırlamaları:

- a) Dikdörtgen biçiminde temas yüzeyi
- b) Temas yüzeyi boyunca düzgün basınç dağılımı
- c) Düzgün basınç dağılımı için pnömatik iz göz ardı edilir
- d) 'Esnek temel' teoreminde lastik, bir doğru olarak modellenir
- e) Kamber açısının lastik kuvvetleri üzerinde etkisi yoktur

Basıncın düzgün dağılımı, temas noktasında oluşan merkezde toplanan kuvvet fikri ile uyuşmamaktadır. Dalga merkezi, temas noktası merkezinde olur ve bu yüzden pnömatik iz yoktur. Ancak temel düzeyde taşıt analizleri için kolay kullanılan bir model olması yerine göre avantaj sağlamaktadır (Uzunsoy, 2003).

2.3.4.4 İnterpolasyon Metodu

İnterpolasyon metodu zaman zaman bir lastik modeli gibi anılsa da gerçekte sadece lastik modellerinin temel çıktılarını sağlayan bir metottur.

DeneySEL verilerin interpolasyonu kullanılarak bir aracın sürüş karakteristiğini simüle etmek mümkündür. Bir interpolasyon lastik modeli, birçok kullanım noktası için ölçülen verileri alır

ve bu ölçülen veriler arasında interpolasyon yaparak bazı yeni kullanım noktaları için durumları hesaplar. Örnek vermek gerekirse, verilen dikey yük, 2 derece kayma açısı için 2000 N, 4 derece kayma açısı için 4000 N ise ve 3 derece için sonuç gerekiyorsa yapılan interpolasyon ile cevabın 3000 N olduğu az çok tahmin edilebilir. Sonuçta ortaya çıkan kuvvetlerin veya momentlerin duyarlılığı, seçilen interpolasyon metoduna bağlıdır (Blundell, 1997).

Simülasyon, deneysel verisi sağlanabilen lastik ve benzer tipleriyle sınırlıdır. Bu metodun dezavantajlarından biri, geniş değerlerin interpolasyonunda her integrasyon adımında harcanan zaman yüzünden artan simülasyon zamanıdır. Bununla birlikte, bu durum geçmiş yıllarda büyük bir problem iken, günümüzde yüksek hızlı kişisel bilgisayarlar ile bu sorunun üstesinden kısmen de olsa gelinmiştir. İkinci dezavantaj ise taşıt sürüş dinamiği üzerinde lastik dizayn değişiminin etkisi ile bağlantılıdır. Bu etkiler, tahmin edilen lastik verileri kullanılarak simüle edilemezler. Bu durumda, lastik kuvvet ve moment karakteristiklerine göre değişen bir lastik modeli seçilmelidir.

2.3.4.5 Allen Lastik Modeli

Bu tez kapsamında taşıt dinamik modelinde kullanılmak üzere Wade Allen (1988a) tarafından geliştirilmiş olan lastik modeli kullanılacaktır. Modelin temel yapısı ve ilgili bağıntıları Bölüm 3’de ele alınmaktadır.

2.4 Taşıt Dinamiğine Giriş

Taşıt dinamiği genel olarak üç ana kategorinin bir araya gelmesinden oluşmaktadır:

- Performans
- Seyir Dinamiği
- Sürüş Dinamiği

İlerleyen kısımlarda Taşıt Dinamiği’nin bu temel alanları ele alınmaktadır. Ancak, tez kapsamı Sürüş Dinamiği’ne odaklı olduğundan, diğer alanlar kurulan modelin gerektirdiği çerçevede kısaca ele alınmıştır.

2.4.1 Performans

Performans, motordan başlayarak hareketin tekerleklere aktarılması ve lastik ile yol arasında istenen kuvvet ve momentlerle belli bir ilişkinin tesis edilmesi noktasına kadar olan eylemi kapsar. Bu doğrultuda aracın ivme ve fren performansı, yokuş tırmanabilme kabiliyeti taşıt

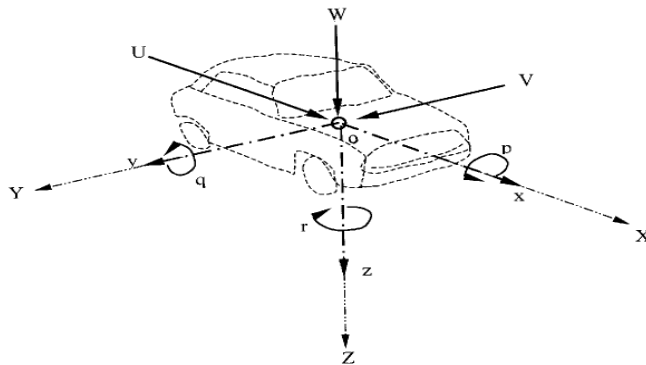
dinamiğinin bu alt alanında incelenir.

2.4.2 Seyir Dinamiği

Seyir dinamiği taşıt dinamiğinde doğrudan konfor ile ilişkilendirilir. Buradan hareketle, yoldan taşıt sistemine giren düşey girdiler ve sistemin bu girdilere vermiş olduğu cevap, doğrudan seyir dinamiğinin inceleme sahasında yer alır. Bu girdilere karşı taşıt sisteminin cevabının oluşturulmasındaki temel birim süspansiyon sistemidir. Süspansiyon sistemi lastik ile yol arasında temasta sürekliliği sağlarken aynı zamanda gövdeye iletilen girdilerinde küçültülmesini ve aynı zamanda uygun bir zamanlama ile sönümlenmesini sağlar. Her iki temel görev açısından da süspansiyon sistemi seyir sisteminin temel bir elemanı iken, dolaylı olarak sürüş dinamiği karakteristiklerinin de geliştirilmesine yardımcı olur.

2.4.3 Sürüş Dinamiği

Sürüş; araç ve sürücü kombinasyonunun oluşturduğu sistemin sürüş esnasındaki performansıdır. Sistem modellenirken önce eksen sistemi seçilir. Literatürde çoğunlukla iki temel taşıt eksen sistemi görülür: SAE (Society of Automotive Engineers) ve ISO (International Organisation for Standardisation) eksen sistemleri. Analizin sonunda fazla bir fark olmasa da bazen bu iki farklı sistemin literatür olarak anlaşılmasında bazı karışıklıklar yaşanabilir. Bu tez kapsamında uluslararası literatürde giderek daha fazla yer bulan ISO eksen sisteminin kullanılması tercih edilmiştir.

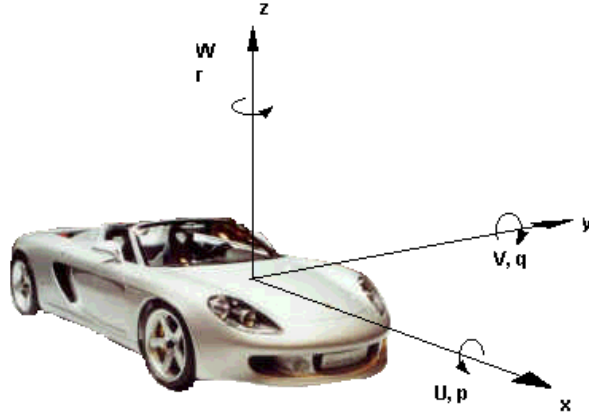


Şekil 2.12 Gövdeye ve yere bağlı koordinatlar ve SAE eksen sistemi (Uzunsoy, 2003)

Yapının hareketi analiz edilirken hareket denklemlerini hareketli kısımlara ilişkin koordinat sistemlerine göre yazmak daha uygundur. Bu nedenle bu hareketli koordinatlar gövde ile yer değiştirecek ve dönecektir. Dolayısıyla bu yapı “gövdeye bağlı eksenler” olarak bilinir. Böyle bir x-y-z koordinat sistemi Şekil 2.12’de gösterilmiştir. Bu şekilde, eksenler SAE sistemine

bağlıdır.

ISO eksen sistemi ise Şekil 2.13’de gösterilmiştir. Bu, sabit eylemsizlik koordinat sistemi X-Y-Z ile kesişir. Bununla birlikte, hareketli sistemin orijini U, V ve W olmak üzere üç ötelenme hızına sahiptir ve aynı zamanda sistem üç eksenin etrafında p, q ve r açısal hızları ile döner. Bu nedenle artık, x-y-z sistemi ile X-Y-Z sistemi çakışmayacaktır.



Şekil 2.13 ISO gövdeye bağlı taşıt dinamiği eksen sistemi

Bir karayolu taşıtında sürücü direksiyonu kullanarak tekerleklere yanal kayma işini yaptırır ve yanal kuvvetleri üretir. Bu kuvvetler taşıt durumunun ve daha sonra da tüm tekerleklerin yanal kaymasının değişmesine neden olurlar. Bileşke kuvvetler yörüngeyi eğer. Bununla birlikte, lastik davranışının lineerliği ve çok yüksek değerdeki viraj alma sertliği sürücüye güvenli sürüş izlenimi verir. Tekerlekler düzgün bir yuvarlanma yapıyor gibi ve yörünge de tekerlek orta düzlem yönü ile belirleniyor gibi gözükür. Bu izlenim, uzun süre boyunca motorlu taşıtların sürüş dinamiği çalışmalarını etkilemiştir.

Lastik davranışlarının her lineer kısmı için sürücünün izlenimi kinematik davranışa uygun olmaktadır. Bununla birlikte yüksek kayma açılarına ulaşıldığında ortalama bir sürücü taşıtın kontrolünü kaybettiği izlenimine kapılır. Eğer radyal lastikler kullanılıyorsa bu izlenim yanal kuvvet limitine yaklaşıldığında oluşur (Uzunsoy, 2003).

Taşıt seyir ve sürüş analizleri oldukça ilgi çekmektedir. İlk olarak McHenry (1968) tarafından yapılan lineer taşıt sürüş analizinin ardından kararlı ve geçici taşıt hareketleri altında çok fazla sayıda taşıt çoklu cisim dinamiği araştırmaları yapıldı. Süspansiyon kinematiklerinde, yönlendirme karakteristiklerinde ve lastik özelliklerinde nonlineerlik kaynakları vardır. Diğer nonlineerlik kaynakları ise sertlik, süspansiyon çarpmalarının sönümlenmesi, sıçrama araları ve şok emicilerdir.

2.4.3.1 Kararlı Hal Sürüş Modeli

Kararlı hal, yerden veya rüzgârdan kaynaklanan bozucu etkilerin olmadığı ve sabit kontrollerin olduğu durumlar için kullanılır (Dixon, 1996). Bu ifade, hız ve ivme yere göre sabit olmasına rağmen, sabit dönüş açısı, sabit ötelenme hızı, sabit açısal hız ve sabit yanal ivme büyüklüğünü içerir. Değişmeyen koşullarda taşıtın hareket durumunu gösteren parametreler, taşıtın sabit ötelenme hızı ve dönüş açısıdır. Hız ve dönüş açısı, sürücü tarafından sisteme gönderilen girdilerden meydana gelen temel bağımlı değişkenlerdir. Bu girdi değişkenleri dönüş açısı, pedal konumu ve vites kademesidir (Uzunsoy, 2003).

2.4.3.2 Geçici veya Geçiş Hali Sürücü Modeli

Kararlı Hal cevapları, verilen sabit bir açı ile yönlendirilen arabanın son durumunu gösterir. Kararlı durum, yönlendirmenin uygulandığı yola bağlı değildir. Diğer yandan, geçici davranış, kararlı hale ulaşmadan önce cevapların zaman serisini kontrol eden yönlendirme şeklinden de etkilenir. Genelde simülasyon koşullarına bağlı olarak kararlı hal cevap koşullarına 1 saniye içinde ulaşılır. Bu nedenle, bazı sürüş ve kontrol test prosedürlerinde genel cevap zamanını tanımlamak için kararlı hal değerinin %90'ı civarını kullanmak mantıklıdır (You ve Jeong, 1998).

2.4.3.3 Taşıt Modelinin Karmaşıklığı

Sürüş bakımından taşıt dizaynı, test sürücüsünün deneyimine ve uzmanlığına dayanmaktadır. Bununla birlikte, yüksek performans seviyelerini belirlemek ve dizayn maliyetini düşürmek için teorik model analizlerinden de önemli ölçüde katkı gerekecektir. Taşıt sürüş dinamiği, farklı seviyelerde yaklaşımlar ile farklı tiplerde matematik modeller kullanılmak suretiyle incelenebilir. Yaklaşım derecesi, bir dizayn çalışması sırasında sınanan veya var olan taşıtlar için ölçülen fiziksel taşıt parametrelerini belirler. Russo'nun (1994) da belirttiği gibi, taşıt davranışlarını simüle etmek için daha mükemmel bir matematiksel model daha gerçekçi olacaktır. You'a (1998) göre, taşıt sürüşünü anlayabilmek için iki serbestlik dereceli model (2DOF) en basit olanıdır. Bununla beraber, bu model ile kompleks taşıt hareketlerini kesin bir şekilde ifade etmek zordur. Süspansiyon modelleme çalışmalarının çoğunda basitlik için çeyrek taşıt modeli (2DOF) tercih edilmiştir. Bununla birlikte, süspansiyon kinematikini hesaba katmadan oluşan basit model beklenildiği kadar efektif olmayacaktır (Uzunsoy, 2003).

Diğer yandan, Horiuchi (1999), doğrusal, yatay ve sapma hareketini kapsayan yedi serbestlik

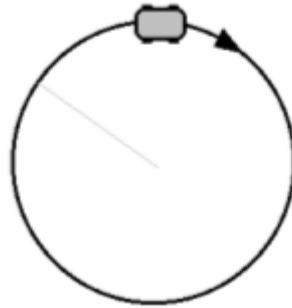
dereceli bir model kullandı. Bu model kafa vurma ve yalpa hareketlerini içermiyordu. Gerçek-te, yanal hızlanma taşıt yalpa hareketi vasıtasıyla, doğrusal hızlanma da kafa vurma hareketi vasıtasıyla normal yükü etkiler. Bununla birlikte, basit hareket denklemlerinde kafa vurma hareketi ve yalpa ihmal edilirken Horiuchi bu hareketlerin etkilediği her tekerlek üzerindeki dikey yükleri denklemlerde hesaba katmıştır. Bu da karmaşıklığı basitliğe çevirmenin yollarından bir diğeridir (Uzunsoy, 2003).

2.5 Taşıt Sürüş Test Standart ve Metotları

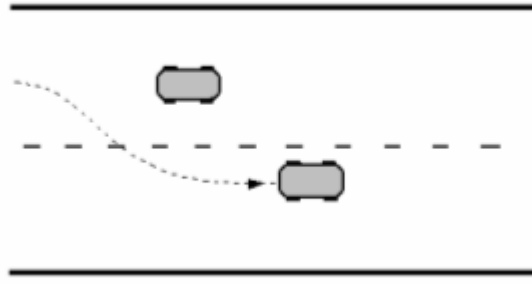
Taşıt Dinamiği testleri genel olarak ISO tarafından standartlaştırılmıştır. ISO 15037-1 karayolu taşıtlarından binek araçları sınıfının genel test koşullarını, değişkenleri, ölçüm ekipmanları gibi unsurları standartlaştırırken, aynı vasıtalar ağır vasıtalar için ISO 15037-2’de ele alınmaktadır. Diğer yandan testler, sabit ve birkaç geçici prosedürden oluşur. Kararlı hal dönüş testi, taşıtların dönüş eğilimi hakkında bilgi elde etmek için en çok kullanılan prosedürdür. Bu test, kararlı hal yanal hızlanmanın bir fonksiyonu olarak yönlendirme açısını ölçmek ve sağ, sol dönüşler için aşırı ve yetersiz yönlendirmeyi belirlemek için tasarlanmıştır. Şekil 2.14 basit sabit açılı yönlendirme manevrasını göstermektedir.

Sinüzoidal direksiyon girdisi, taşıt hareketine periyodik direksiyon girdi yoğunluğu gibi taşıt frekans cevap özelliklerini değerlendirmek için kullanılır. Prosedür, taşıtın cevap karakteristiklerinin lineer bir yol içinde güzel bir yaklaşımla incelenebileceğini varsaymıştır. Frekans cevap fonksiyonu, çıkışların girişlere oranının büyüklüğünü ve kararlı hal durumlarında bu iki değer arasındaki faz gecikmesini ve frekans ilişkisini açıklar (Ellis, 1994).

Tek şerit değiştirme manevraları, sürücü tarafından aracı istenen yolda tutabilmek için yapılması gerekli yönlendirme büyüklüğünü analiz etmek ve taşıtı stabil hale getirmek için uygulanır. Tek sinüzoidal yönlendirme testi olarak da söylenebilir. Şekil 2.15, tek şerit değiştirme manevrasını göstermektedir (Uzunsoy, 2003).

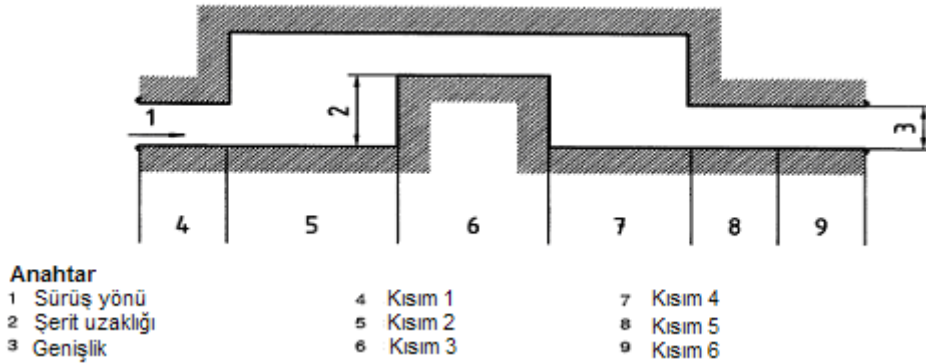


Şekil 2.14 Sabit yarıçaplı yönlendirme testi



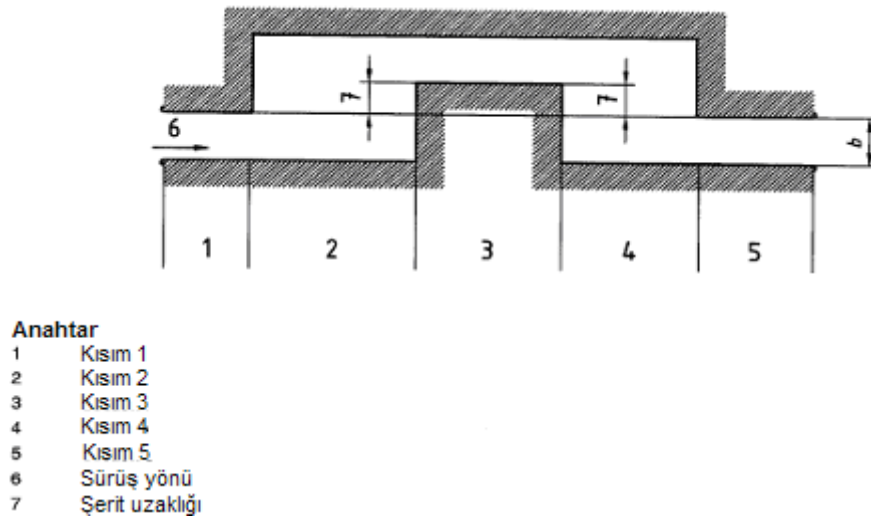
Şekil 2.15 Tek şerit değiştirme manevrası

Çift şerit değiştirme testi uzun süre standartlar arasına alınmamış, bunun nedeni olarak ise sürücünün manevrayı ciddi şekilde değiştiren bir etken olması gösterilmiştir. Günümüzde ilgili test yöntemi ISO 3888-1 ile standartlaştırılmış olup, test gerçek sürüş durumlarında sürücü – taşıt – çevre sistemini irdeleme olanağı sağlaması açısından önemlidir. Şekil 2.16’da standart olarak 9 kısıma ayrılmış olan 125 m’lik test yolu görülmektedir. Yol genişliği ise taşıt genişliğine bağlıdır.



Şekil 2.16 Çift şerit değiştirme manevrası için test yolu ve kısımların gösterimi (ISO 3888-1)

ISO 3888-2 yer alan Engelden Sakınma testi de aracın yanal stabilitesinin objektif değerlendirilebilmesi için tasarlanmıştır ve aracın yola tutunmasının ve dinamiğinin değerlendirilmesinde etkili bir yoldur. Şekil 2.17’de standart olarak 5 kısıma ayrılmış olan 61 m’lik test yolu görülmektedir. Burada da çift şerit manevrası test yolunda olduğu gibi yol genişliği taşıt genişliğine bağlıdır.



Şekil 2.17 Engelden sakınma manevrası için test yolu ve kısımların gösterimi (ISO 3888-2)

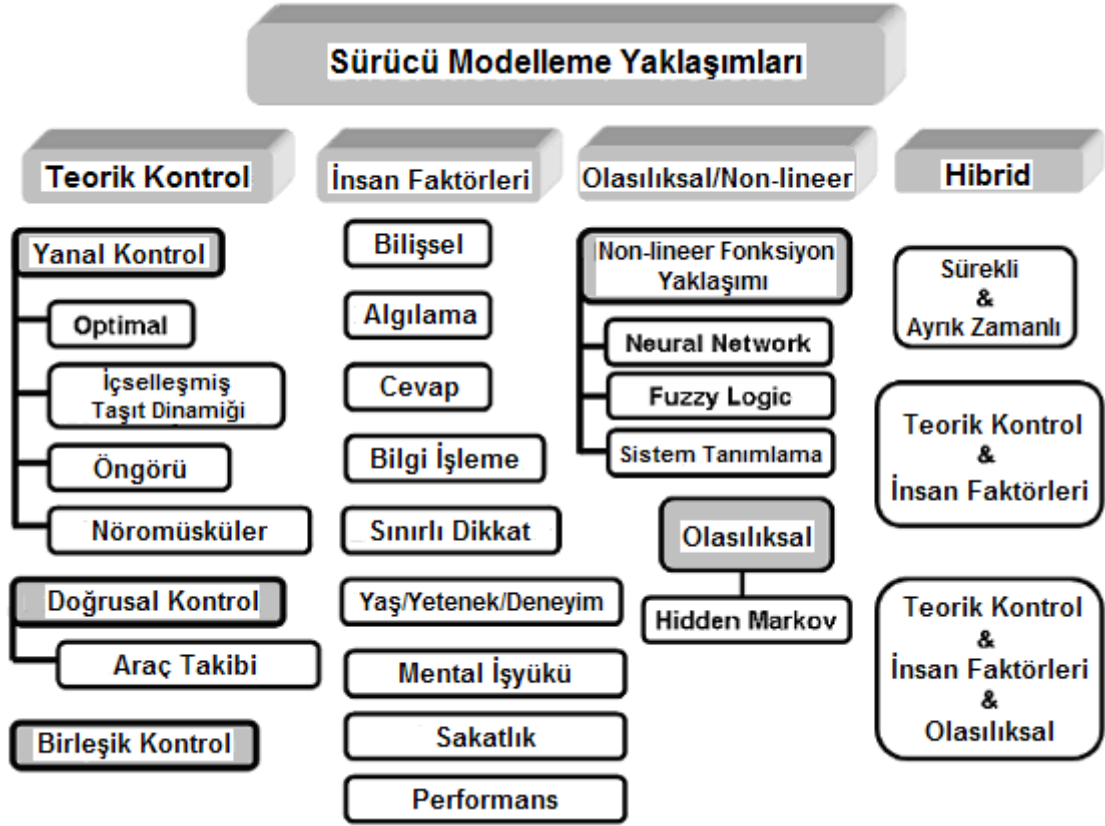
2.6 Sürücü Modelleri

Sürücü modellerine duyulan gereksinim; taşıt dinamiği sınamalarından, sürücü davranışlarının altında yatan dinamiğin irdelenmesine kadar uzanmaktadır. Tüm bu çalışmalarda da sürünün belli özelliklerine odaklanılmaktadır. Genel olarak bir sınıflandırma yapılırsa, modeller; İnsan Faktörleri, Teorik Kontrol, Olasılıksal/Non Lineer ve Hibrid Modeller olarak kısımlara ayrılabilir (Şekil 2.18). Aracın yanal kontrolü, sürekli karakterinden dolayı özellikle teorik kontrol ile modellenenmektedir.

Mitschke'ye (1995) göre insan ile taşıt arası ilişki 2 türdür:

- 1- Taşıtı istenen bir yörüngede ve hızda tutabilmek üzere, kapalı devre bir kontrol çevrimi şeklinde çalışan, sürücü-taşıt arabirim elemanları ile gerçekleştirilen, yoldan, çevreden, diğer trafik katılımcılarından ve geri besleme şeklindeki taşıt cevaplarından etkilenen aktif bir faaliyet.
- 2- Çeşitli sarsıntı ve gürültüleri içine alan, sürücünün içinde pasif olarak yer aldığı, koşulları değiştiremediği açık bir kontrol çevrimi.

Çizelge 2.1 Sürücü modelleme yaklaşımlarının şematik olarak gruplanması (Boyras, 2009)



İnsan bedeni aktiviteleri 3 temel davranışsal sınıfa ayrılabilir (Atabay, 2003):

- 1- Daha önce karşılaşılmamış ve doğal olarak da üzerinde hiç egzersiz yapılmamış olan karmaşık durumlar insanın 'bilgi tabanlı davranış' mekanizmasını çalıştırdığı hallerdir. Çeşitli davranış alternatifleri insan tarafından hızla taranır, analiz edilir ve biri seçilerek uygulanır.
- 2- Daha önce sıkça karşılaşılan durumlarda insanın 'kural tabanlı davranış' mekanizması harekete geçer ve adeta insan davranış kütüphanesinden seçilen bir davranış uygulanır.
- 3- 'Beceri tabanlı davranış' katmanı ise, refleks bazlı bir davranış hali olup tam hedef odaklı sayılmaz ve insan beyninde ikincil aktivitelerin de gelişebilmesi için kaynak bırakır.

Her yönden yeterli deneyim elde edildiğinde sürme eylemi hemen hemen tamamen beceri tabanlı olarak gerçekleşecektir. Ancak tehlikeli durumlarda beceri tabanlı davranışlardan kural veya bilgi tabanlı davranışlara inmek mümkündür.

Acemi bir sürücü trafik içerisinde iken herşeyi öğrendiği şekli ile doğru yapma amacındadır. Hiçbir trafik tabelasını atlamadan görmek ve uygulamak ister. Bu esnada sergileyeceği kararsız ve gecikmeli tepkiler genel trafik açısından tehlike oluşturacaktır. Trafikteki değişkenlik ile akan bilginin miktarı ve hızı, trafikte tamamen bilgi tabanlı davranmaya kesinlikle müsait

değildir. (Förster, 1992)'ye göre, gerçek anlamda tecrübeli bir sürücü olmaya geçiş yaklaşık 5–7 yıl süre ve 70000–100000 km yol katetmiş olmayı gerektirir.

Deneyimli bir sürücünün gözleri genelde ileriye bakacaktır. Ayaklar pedalların üzerinde ve eller direksiyonda, özellikle görsel algıdan gelen bilgiler doğrultusunda, doğru seyir hızı-seyir doğrultusu ikililerini oluşturmak üzere trafikteki serbestlik bölgesi içinde süzülür. Göz, tekil cisimler üzerine konsantre olmaz ve trafikten akan büyük veri miktarlarını işlemek üzere açıktır. Tecrübeli bir sürücüde görsel kanalın tamamen açık olabilmesinin bir diğer nedeni de, taşıt stabilitesi ile ilgili pedallardaki ve direksiyon simidindeki kontrolün öncelikle vestibüler ve kinestetik algılama ile otomatik olarak yürütülmesidir. Bu da zamansal açıdan oldukça uygundur, çünkü bu tip doğrultu kontrolü ile ilgili problemler görülebilir etkiler oluşturulmadan önce 'hissedilirler'.

Taşıt sürüşü doğrusal ve yanal kontrol açısından ele alındığında insanın gerçekleştirmek durumunda olduğu eylemler genelde şöyle ele alınır (Atabay, 2003):

- Yol eğriliğine göre seyredilecek yörüngenin tespiti,
- Tespit edilen bu yörüngeye uygun olacak şekilde direksiyon simidi saptırması,
- Olması gereken yörünge ile gerçekleşen yörünge arasındaki sapmaya göre direksiyon simidi sapmasının hassas kontrolü (düzeltilmesi).
- Seyir hızlarına bağlı olarak önde takip edilen taşıta uygun mesafe seçimi,
- Yol eğrilikleri (virajlar) değişiminin algılanması,
- Bu edinilen bilgilere göre fren ve gaz pedallarının ön kontrolü ve hassas kontrolü.

Sürücü modellemesindeki çalışmaların büyük bir kısmı taşıtın yol üzerindeki dengesi ile ilgilendir. Sürücü burada, taşıtın dinamik özelliklerini ve yolun tutunma ve geometrik özelliklerini dikkate alarak kendisine verilmiş bir yörünge üzerinde hareket eder. Bu harekete çeşitli ölçütler getirilebilir. Örneğin sürücüden mümkün olduğunca hızlı sürmesi istenebilir. Bu modeller genelde klasik otomatik kontrol teorisine dayanır.

İnsan sürücü, başlıca görsel algı ile edindiği bilgilerden hareketle, önündeki belli bir mesafe için (10-1000 m) bir yörünge öngörüsü oluşturmaktadır. Yani sürücünün kendi beyninde 'şu önümdeki x metrelik kısmı şöyle bir yörüngeden geçerek kat edeceğim' şeklinde istemsiz bir kurgu belirir. İlerledikçe, önde fiktif olarak oluşturulan yörünge de ileri doğru kayar. Bu şekilde çalışan öngörülü bir sürücü modeli, örneğin yol eğrilik yarıçapındaki ani değişimlere cevap vermeyecek ve belki de doğruyu yapacaktır. Buna karşılık, sadece o anki eğrilik yarı-

çaplarına göre direksiyonunu saptıran bir sürücü de belki de yol verisinden gelen beklenmeyen bir etki durumunda hata yapacaktır.

Taşıt tasarımında bilgisayar destekli simulasyon tekniklerinin verimli bir şekilde kullanımı için taşıtların yanında sürücülerin de davranış biçimlerinin modellenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Aktif emniyet araştırmalarında da genellikle taşıt ve sürücünün beraberce incelenmesi üzerine çalışılmaktadır.

Sürücü modelleme çalışmalarında araştırmacılar temel kontrolcü yapılarını işleyerek sonuca varmaya çalışmışlardır. Ancak insan, deterministik bir kontrolcü değildir. Çok ender durumlarda insanın lineer kontrol teorisindeki bir kontrolcü gibi davrandığı söylenebilir. Çevredeki uyarıların oluşturduğu kümeye gayet bulanık bir karar mekanizması ile tepki veren insan, aynı uyarılara her zaman aynı tepkiyi vermez. İnsanoğlunun modellenmesi daha yumuşak, daha bulanık ve daha raslantısal metotlara ihtiyaç duyar. Temel problem, sürücü davranışlarının bugüne kadar yeterince analiz edilmemiş olması ve bu amaçla yeterli veri toplanmamış olmasıdır. Ancak bol davranış verisi ve bunların analizinden bir ‘yapay sürücü’ türetilir (Atabay, 2003).

Apel’e (1997) göre otomatik kontrol teorisine dayanan sürücü modellerinin avantajları ve dezavantajları şu şekildedir:

Avantajlar:

Bilinen matematik yöntemlerin (stabilite analizi, parametre identifikasyonu gibi) kullanımı, Az sayıda model parametresi, Bağımsız olarak modellenen sürücü özellikleri (doğrusal kontrol, yanal kontrol gibi).

Dezavantajlar:

Sadece ölçülmüş efektlerin modellenmesinin mümkün olması, Model parametrelerinin insan psikolojik ve fizyolojik özellikleri ile bire bir bağlantısının kurulmasının zor olması. Niemann (1972)’de, taşıt sürücünün ‘görebildiği’ büyüklükler olarak, Düşey eksen etrafındaki yanal sapma açısı, Düşey eksen etrafındaki yanal sapma hızı, Yönlendirme büyüklüğü, Yönlendirme büyüklüğünün değişimi verilmiş olup ‘hissedilebilen’ büyüklükler olarak ise, Taşıt yanal ivmesi, Yanal sapma ivmesi, Direksiyon simidi momentini belirtilmiştir.

Sistem teorisi, bir sistemin stabilitesi hakkında kolay kullanılır matematiksel metotlar ile yorumlar yapmayı ve kontrolör parametrelerinin tayinini mümkün kılar. Ancak bir prosesin kontrol teorisi ile incelenebilmesi için gerekli şartlar lineerlik ve zaman içindeki değişmezlik-

tir. Bu her iki şart da sürücü-taşıt kontrol çevrimindeki doğrusal dinamik incelemeleri için pek geçerli değildir. Geniş bir seyir hız aralığında ya da değişken seyir durumlarında sürücü davranışlarının incelenebilmesi için frekans temelli kontrol teorisi incelemeleri yetersizdir. Bu sebeple son zamanlarda pek çok araştırmada fuzzy kontrol ya da başka metotlar üzerinde durulmaktadır (Atabay, 2003).

Jürgensohn ve Raupach (1992)'e göre, 'İnsan verilmiş sınırlar dahilinde kontrol büyüklüklerini kendi seçer ve bu sebeple kontrol özellikleri de bu önceden seçilmiş kontrol büyüklüklerine göre belirir'. İnsanın teknik bir kontrolcünden farkı bir amaca yönelik olarak davranış göstermesi ve cansız bir kontrolcüde olduğu gibi o anlık giriş değişkenlerine verilen direkt bir cevabı hedeflememesidir. Kontrol edilen tekil bir parametreye göre değil de, bir hedefe yönelik olarak hareket ettiğinden insan çok sayıda parametreyi aynı anda kontrol altında tutar. Sonuç olarak; insan için bir yolda elbette ki engel oluşturabilecek unsurlar (taşıt, çukur, tümsek vb.) önemlidir ancak bunların hesaba katılmasıyla birlikte, belirlenen hiç değilse ilk hedef noktasına ulaşmak daha büyük önem düzeyindedir.

Bunlara ilave olarak, örneğin bol dönemeçli bir yolda ölçülen sürücü davranışı, karmaşık sürücü modelleriyle (çok geniş giriş parametrelili) çok iyi simüle edilebilmekte, ancak bulunan model başka bir taşıt ya da sürücü ya da sürücü+taşıt için kullanılamamaktadır (Willumeit vd., 1997). Tipik bir sürücü modeli parametresi olan ölü zaman için literatürde 0.0 ila 0.9 saniye arasında değerlere rastlanabilir. Ancak bu kadar geniş bir yelpaze tabiidir ki kabul edilemez. Sıkça yapılan diğer bir hata da, sürücü modellerindeki yapay sürücülerin yollar üzerinde ya direkt ortada ya da sürekli ortaya paralel kalacak şekilde hareket etmeye çalışmalarıdır. Oysa sürücüler dönemeçleri keserler, yani kendilerince seçtikleri bir çizgi üzerinde kendi şeritlerinde ya da diğer şeritleri ya da hatta karşı yöndeki şeritleri kullanarak giderler. Yani yan yöndeki sapmanın hatasını belirli bir yere kadar tolere ederler. Ayrıca sürücüler, pek çok çalışmada öne sürüldüğü gibi, kendi önlerindeki belirli bir mesafedeki tek bir noktaya bakarak, bu noktanın konum hatasına bağlı olarak davranmazlar. Gözlerin gördüğü tüm bir parametreden etkilenirler. Panoramanın deşifre edilmesi için son zamanlarda Fuzzy ve Neural algoritmalarından faydalanılmaktadır.

Sürücü modelleri ile uğraşan psikolog Michon'un ifadesine göre, bir sürücüyü tümünden kapsayacak bir model ancak if-then (eğer-o zaman) ifadeleri ile oluşturulabilir ve bunlardan 10000 ila 50000 tanesine ihtiyaç gösterir (Atabay, 2003).

Willumeit vd. (1997)'ne göre, her amaca yönelik tek bir sürücü modelinin geliştirilmesi

mümkün değildir. Modeller herhangi seçilmiş bir hedefe yönelik tasarlanmalı ve kullanılmalıdır.

Yeterli derecede iyi sürücü modellerinin geliştirilememiş olmasındaki en temel sebep, bu işe yeterince emek verilmemiş olmasıdır. Dünyadan sürücü modeli problemi ile uğraşan çok az sayıda kişi ve kurum vardır (Willumeit vd., 1997). Willumeit'e göre, sürücü modellemek isteniyorsa, klasik matematikten tamamen arınıp hibrit modeller üretilmelidir. Günümüz şartlarında sürücü modeli ihtiyacı ise kaçınılmazdır.

Deneylerin tekrarlanabilirliğinin (simülasyona başvurma nedenleri gereği) iyi olması isteniyorsa, insan faktörünün beraberinde getireceği belirsizliklerden uzak durmak gerekmektedir. Buna bağlı olarak pek çok çalışmada da sürücü aksiyonları deterministik olarak simülasyona girilir.

Aliefendioğlu ve Küçükay (1999) 3 tip sürücünden bahsetmektedir: Yumuşak sürücü, Ortalama sürücü ve Agresif sürücü. Bu tiplerini teşkil eden sıfatlar, sürücülerin taşıtlarını (kumanda arabirimleri olan direksiyon simidi, pedallar ve varsa vites kolu üzerinden) kullanma tarzları ile ilgilidir. Kose (1999) bu amaçlar bir takım ölçümlerden bahseder. Çeşitli yol tipleri üzerinde (şehir içi, dağ yolu, otoyol ve şehirlerarası yol gibi) bu amaçlar yapılan ölçümlerden, sürücülerin fren yapma karakterlerinin temsil edilmesi için fren pedalına basma şalteri sinyali ve taşıt doğrusal ivmesi sinyali kullanılarak bir takım incelemeler yapılmıştır. Benzer şekilde gaz pedalına basma karakterlerinin incelenmesi için de, gaz pedalı sinyalinin zamana göre seyri incelenmiş ve bir takım istatistikler yapılmıştır. Bu aşamada Kose (1999)'da verilen bir takım değerlerden seçilen örnekler verilebilir.

Schiberna (1998), eğitimsiz ve rahatsız edici katılımcıların olmadığı yol kesimleri için sürücülerin hep aynı hızda gitmek istemeyeceğini hesaba katarak kendi ölçümlerinden hareketle, arzulanan hıza raslantısal karakter taşıyan bir bileşen dolayısı ile bir salınım ilave etmiştir. Schiberna'nın çalışmalarına göre herhangi bir yol kesimi için doğru bir hız değil ancak mümkün olan pek çok hız seyirleri vardır. Kendi ifadesine göre bu da trafik simülasyonu konusunun ne derece zor olduğunu göstermektedir. Farklı sürücüler aynı bir yol kesiminde %100'e varan farklarla seyir hızlarını seçebilirler.

Hellmund ve Sciuto (1998), doğrusal dinamik ile ilgili testlerin laboratuvar ortamına taşınmasıyla ilgili bir çalışmada sürücüler 'yumuşak' ve 'sert' karakterli olarak ikiye ayrılmışlardır. Aralarındaki temel fark olarak da aynı kumandaları, yumuşak sürücülerin daha yavaş verdiği, sert

olanların ise daha hızlı davrandıkları ileri sürülmüştür. Özellikle doğrusal dinamik temelli olarak aktarma organlarının taşıdığı momentler incelenirken, sürücü karakterinin sert olmasının vites kutusu giriş ve iç momentlerini son derece yükselttiği bilinmektedir.

2.7 Sonuçlar

Genel literatür incelemesinden anlaşıldığı üzere; lastik modeli seçimi, bir taşıt sürüş analizindeki ilk ve en önemli adımdır. Analizin uygunluğu, kesinliği ve kolaylığı her şeyden önce seçilen lastik modeline bağlıdır. Araştırmamızın sonucu olarak, ayrıntıları Bölüm 4’de ifade edildiği üzere; Allen lastik modelinin kullanılması karar verilmiştir. Bu modelin seçilmesinin bir diğer nedeni de diğer bir takım ampirik ve fiziksel modellere göre kabul edilebilir karmaşıklıkta ve literatürden elde edilebilir verilere sahip olmasıdır. Şu oldukça açıktır ki, bilgisayar simülasyonu son yirmi yıllık süreçte taşıt araştırmalarının kaçınılmaz bir parçası olmuştur ve bu evrede son derece karmaşık taşıt analiz yazılımları da piyasaya sürülmüştür. Bununla birlikte, bu eğilim sonucu, bu karmaşık yazılımları kullanma ihtiyacı duyan her bir araştırmacı için de araştırma maliyeti artacaktır. Bu tezin geniş perspektifi önceki bir çalışmada (Uzunsoy, 2003) oluşturulan taşıt modelinin iyileştirilerek değişik taşıt sınıflarında ve akademik çalışmalarda kullanılabilecek genel ve güvenilir bir sürücü modelinin elde edilebilmesidir. Literatürde taşıt dinamiğinin modern akıllı kontrol mantığı uygulamaları açısından önemli bir boşluk bulunmaktadır. Hala klasik kontrol yöntemleri daha yaygın olmasına rağmen bulanık mantığa dayalı yaklaşımlar da son yıllarda önemli ölçüde gelişim göstermiştir. Bu nedenle, insan karar alma mekanizması belirli koşullar için artan bir ivme ile en iyi şekilde taklit eden akıllı kontrol şemalarının araştırması ve uygulanması ihtiyacı vardır. Buradan hareketle, bütünleşik bulanık mantık ile taşıt sürüş dinamiği bilgisayar simülasyonu bu çalışmanın ana hedefi olacaktır.

Bölüm 5’de temeli bulanık mantığa dayalı olarak ele alınacak sürücü modeli; Yol Planlama kavramı ile ele alınacaktır.

3. TAŞIT SÜRÜŞ DİNAMİĞİ MODELİ

3.1 Giriş

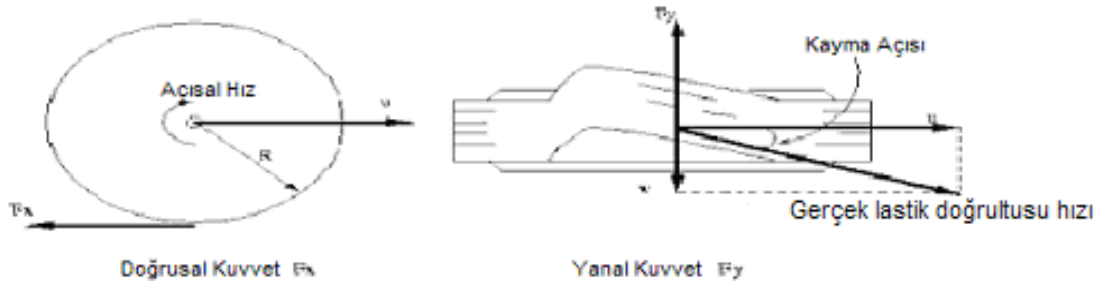
Bir önceki bölümde eksen sistemleri ile ilgili genel bilgi verilmişti. Buradan hareketle bu bölümde de, seçilmiş olan ISO eksen sistemi temelinde taşıt sisteminin temel hareket bağıntıları elde edilecektir. Bu nedenle, öncelikle seçilen lastik modeline ilişkin veriler, bunun sonrasında da aracın genel dinamik denklemleri verilecektir. Bu denklemlere bağlı olarak da, belli varsayımlar ile kurulan ve bu çalışmada da referans model olarak kullanılan iki serbestlik dereceli modelden başlanarak, 4 temel gövde serbestlik derecesine ve her bir lastiğin dinamiği de dikkate alınırsa toplamda 8 Serbestlik derecesine sahip olacak, ayrıca yapılan çalışma ile de ilişkili olarak taşıtın davranışını daha gerçekçi sunabilecek taşıt dinamiği model denklemleri türetilenektir.

3.2 Lastik Modellemesi

Lastik davranışı, taşıtın dinamik cevabında kesinlikle belirleyici bir role sahiptir; bu nedenle, yeterli kesinlikte bir lastik modeli, taşıt dinamiği davranışının gerçekçi simülasyonu için kaçınılmazdır (Şahin, 2007). Sürüş esnasındaki tahrik ve frenleme ana kuvvetleri, sürücü girdisinin bir fonksiyonu olarak lastiklerde elde edilir (Allen vd., 1998a). Taşıt kuvvet karakteristikleri yüksek derecede non lineerdir ve bu sebeple de modellenmesi zordur (Şahin, 2007). Bir lastik modelinin lineer analizi, küçük kuvvet çıktı aralığında genel olarak sabit lastik yanal kuvvet katsayıları kabul eder. Lineer lastik modeli, yanal ve doğrusal lastik kuvvetleri arasındaki karmaşık etkileşimden kaynaklanan doğrusal lastik kuvvetlerini göz önüne almaz. Otomatikleştirilmiş Otoyol Sistemleri'nin (AHS-Automated Highway System) çoğu, basitliği nedeniyle lineer lastik modeli kullanır. Diğer yandan, bu tez içeriğinin de gerektirdiği şekilde; yönlendirme, frenleme, hızlanma ve sürüşle ilgili başka eylemlerin de belli ölçüde kullanımını gerektiren zor şartlar da dahil olmak üzere daha genel bir sürüş senaryosunda bir taşıtın gerçek davranışını açıklamak ayrıca önem arz eder. Bu nedenle, tüm taşıt çalışma sahasını simüle edebilmek için, doğrusal ve yanal kuvvetlerin etkileşimlerini içeren lastik kuvvetlerinin düzgün bir şekilde modellenmesi önemlidir. Bu noktadan hareketle; bu tez kapsamında, Allen (1988a) lastik modelinin kullanılması, ilerleyen kısımlarda ayrıntılarının da sunulacağı şekilde, uygun görülmüştür. İlgili model denklemleri gerekli lastik kuvvet ve momentlerini sunmak üzere oluşturulan taşıt modeli içine adapte edilmiştir. Kullanılan bu model, hazırlanan

tam sürücü/taşıt modeli için kullanışlı bir kuvvet üretim elemanı olmaktadır. İlerleyen kısımda fiziksel ve analitik lastik modeli sırasıyla, temel lastik değişkenlerini takip eden model denklemleri ve çizimlerle birlikte verilecektir. Özellikle lastik kuvveti çizimleri, sadece bu lastik modelinin geçerliliğini göstermekle kalmayıp, aynı zamanda taşıt cevabı ve kararlılığı üzerindeki lastik etkilerini de kavramaya yardımcı olacaktır (Allen vd., 1988b).

Bir lastik tarafından üretilen doğrusal ve yanal kuvvetler, lastiğin yola göre olan kayma açısının ve doğrusal kaymasının bir fonksiyonudur.



Şekil 3.1 Temel lastik değişkenleri

Lastiğin doğrusal kayması, lastik teğetsel hızı ile yola göre aks hızı arasındaki fark olarak tanımlanır ve aşağıdaki denklemler ile gösterilir:

$$S = (u - R\omega) / u \quad (\text{eğer } u > R\omega \text{ ise}) \quad (3.1)$$

$$S = (R\omega - u) / u \quad (\text{eğer } u < R\omega \text{ ise}) \quad (3.2)$$

Burada, S doğrusal kayma, R tekerlek yarıçapı, ω açısal hız ve u ise Şekil 3.1’de gösterilen aks hızıdır. Doğrusal kayma değeri, $|S| \leq 1$ olarak sınırlanır. Frenleme durumunda, ω sıfır olduğunda doğrusal kaymanın 1 olması için paydada aks hızı bulunur. Çekiş kuvveti üretilirken ise kayma ters işarete sahip olur.

Lastik, Şekil 3.1’de v ile gösterilen bir yanal kayma hızı oluşturduğunda, yanal kuvvet karşı bir yanal kayma hızı üretecektir. Bu yanal kuvvet kayma açısının bir fonksiyonudur ve buradaki kayma açısı da şu şekilde tanımlanır:

$$\alpha = \tan^{-1} (v / u) \quad (3.3)$$

Burada, v yanal kayma hızı ve u da aks hızıdır. Kayma açısının değeri de $|\alpha| \leq 90^\circ$ olarak sınırlanır (Allen vd., 1988b).

Allen lastik modeli, deneysel olarak elde edilen parametreleri kullanan analitik bir çalışmaya dayanan lineer olmayan bir modeldir. Lastik kuvvetleri; doğrusal tekerlek kayması S , yanal

kayma açısı α , normal lastik yükü F_z , tekerlek düzlemindeki lastik hızı ve nominal doğrusal sürtünme katsayısı μ_{nom} parametreleri ile hesaplanabilir (Şahin, 2007).

Allen lastik modelinde; Kompozit bir kaymanın fonksiyonu olarak karmaşık ve yüksek derecede nonlinear bir kompozit kuvvet ortaya çıkar. Her normal yük ve sürtünme katsayısı değeri ile kompozit bir kuvvet elde etmek için Denklem 3.4'de gösterildiği gibi bir doyma (saturasyon) fonksiyonu $f(\sigma)$ tanımlamak uygundur (Allen vd., 1988b):

$$f(\sigma) = \frac{F_c}{\mu F_z} \quad (3.4)$$

Model içinde basitleştirilmiş bir hesaplama formülü türetmek için, karmaşık polinomial bir ifade karmaşık doyma fonksiyonunun yerini alabilir (Allen vd., 1988b) Doyma fonksiyonun bu polinomial sunumu, kompozit kayma σ ve deneysel katsayıların bir fonksiyonudur ve şu şekilde verilir (Şahin, 2007):

$$f(\sigma) = \frac{F_c}{\mu F_z} = \frac{C_1 \sigma^3 + C_2 \sigma^2 + (4/\pi) \sigma}{C_1 \sigma^3 + C_3 \sigma^2 + C_4 \sigma + 1} \quad (3.5)$$

Burada; C_1 , C_2 , C_3 ve C_4 katsayıları spesifik lastiklere bağlıdır. Çizelge 3.1, 3 farklı tip lastik için parametrelerini özetlemektedir. Burada temel denklemlere bağımlı olarak lastik karakteristiklerini sunan grafiklerde çapraz katlı bir lastik modeli baz alınarak elde edilmiş sonuçlar gösterilmektedir. Lastik temas yüzeyi genişliği normal yüke bağlı olarak değişmektedir. Lastik temas yüzeyi genişliği a_p , 3.6 ve 3.7'de sunulduğu üzere iki formül kullanılarak hesaplanılır (Allen vd., 1988b):

$$a_{po} = \frac{0.0768 \sqrt{F_z F_{ZT}}}{T_w (T_p + 5)} \quad (3.6)$$

$$a_p = a_{po} \left(1 - K_a \frac{F_x}{F_z} \right) \quad (3.7)$$

Burada; T_w , T_p , K_a ve F_{ZT} sırasıyla, diş genişliği, lastik basıncı, lastik temas yüzeyi katsayısı ve tasarlanan lastik yükünü temsil etmektedir ve bu değerler de 3 farklı lastik tipi için Çizelge 3.1'de gösterilmektedir.

Yanal ve doğrusal sertlik katsayıları ise lastik temas yüzeyi genişliği ve lastik normal yükünün bir fonksiyonu olup 3.8 ve 3.9 denklemleri ile hesaplanabilirler (Allen vd., 1988b).

$$K_s = \frac{2}{a_{po}^2} (A_0 + A_1 F_z - \frac{A_1}{A_2} F_z^2) \quad (3.8)$$

$$K_c = \frac{2}{a_{po}^2} F_z (CS / FZ) \quad (3.9)$$

Bu denklemlerde yer alan A_0 , A_1 , A_2 ve CS/FZ değerleri 3 farklı lastik tipi için Çizelge 3.1’de verilmiştir. Bu tanımlamaların ardından kompozit kayma ifadesi de şu şekilde gösterilebilir (Allen vd., 1988b):

$$\sigma = \frac{\pi a_p^2}{8 \mu_0 F_z} \sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K_c^2 \left(\frac{S}{1-S}\right)^2} \quad (3.10)$$

Doğrusal sertlik katsayısının düzenlenmiş bir formu lastik kuvvetlerinin hesaplanmasında kullanılır ve aşağıdaki eşitlik ile tanımlanmıştır (Şahin, 2007):

$$K'_c = K_c + (K_s - K_c) \sqrt{\sin^2 \alpha + S^2 \cos^2 \alpha} \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.5’de verilen polinomal doyma fonksiyonu, yanal ve doğrusal sertliklerin de katılmasıyla, normalleştirilmiş yanal ve doğrusal kuvvetler, kompozit kuvvetin yanal kayma açısı ve doğrusal kayma oranı bileşenlerine ayrılması ile türetilir.

$$\frac{F_y}{\mu F_z} = \frac{f(\sigma) K_s \tan \alpha}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K'_c{}^2 S^2}} + Y_\gamma \gamma \quad (3.12)$$

$$\frac{F_x}{\mu F_z} = \frac{f(\sigma) K'_c S}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K'_c{}^2 S^2}} \quad (3.13)$$

Yanal kuvvet, lineer bir etki olarak modellenen γ lastik kamber açısı dolayısıyla ek bir bileşene sahiptir. Büyük yanal ve doğrusal kayma oluşturan manevra koşulları altında kuvvet, genel bir kayma sürtünmesi değerine yakınsar. Bu ölçütü karşılayabilmek için, doğrusal sertlik katsayısı, K_μ ile ifade edilen sürtünme katsayısı parametresinde olduğu gibi, yüksek kaymalarda yanal sertlik katsayısına geçiş için modifiye edilir (Allen vd. 1988b).

$$\mu = \mu_0 \left[1 - K_\mu \sqrt{\sin^2 \alpha + S^2 \cos^2 \alpha} \right] \quad (3.14)$$

Denklem 3.14’de gösterilen μ ’nün hesaplanması için ilk olarak lastik-yol sürtünme katsayısı pik değeri μ_0 ve geçiş parametresi K_μ hesaplanmalıdır. Bu iki parametre 3.15 ve 3.16 denk-

lemleri ile hesaplanır:

$$\mu_0 = 1.176\mu_{nom} (B_1 F_z + B_3 + B_4 F_z^2) \quad (3.15)$$

$$K_\mu = \frac{1}{11} V^{\frac{1}{4}} \quad (3.16)$$

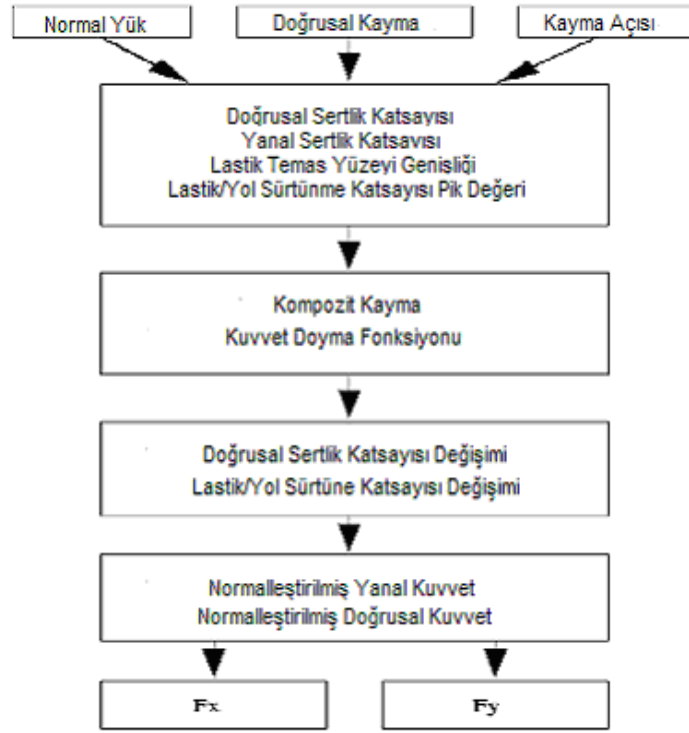
Denklem 3.16'da görüldüğü üzere geçiş parametresi K_μ , lastik düzlemindeki lastik hızının lineer olmayan bir fonksiyonudur (Şahin, 2007).

Denklem 3.15'deki μ_{nom} ifadesi nominal sürtünme katsayısı olup normal yol koşulları için 0.85, ıslak yol koşulları için 0.3 ve buzlu yol koşulları için de 0.1 değerlerine sahip olabilmektedir (Allen vd., 1988b).

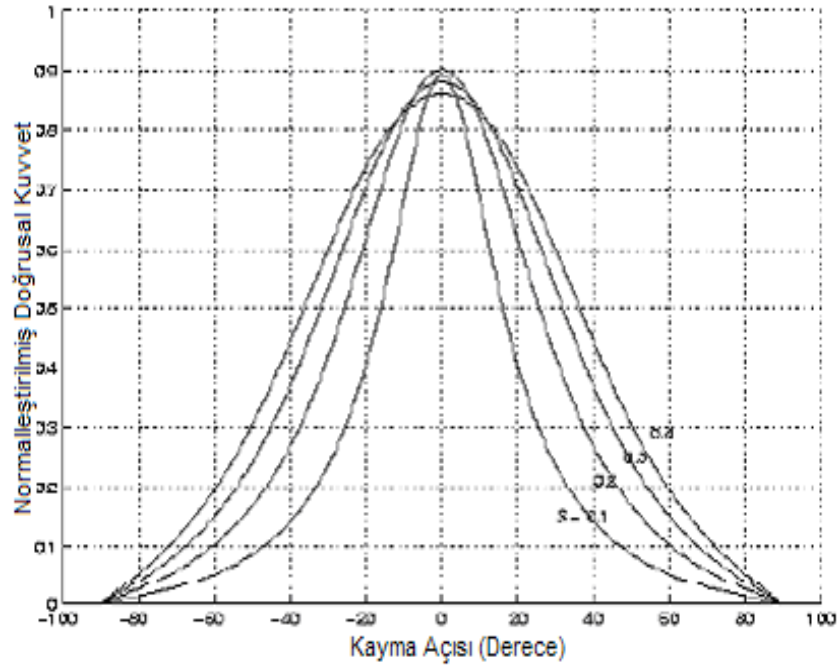
Çizelge 3.1 Üç farklı lastik tipi için temel model değişkenleri

Parametre	RWD radyal	RWD çapraz katlı	FWD radyal
Lastik Numarası	155SR13	P155/80D13	P185/70R13
T_w	6	6	7.3
T_p	24	24	24
F_{ZT}	810	900	980
C_1	1.0	0.535	1.0
C_2	0.34	1.05	0.34
C_3	0.57	1.15	0.57
C_4	0.32	0.8	0.32
A_0	914.02	1817	1068
A_1	12.9	7.48	11.3
A_2	2028.24	2455	2442.73
A_3	1.19	1.857	0.31
A_4	-1019.2	3643	-1877
K_a	0.05	0.2	0.05
K_1	-0.0000122	-0.000257	0.000008
CS/FZ	18.7	15.22	17.91
μ_0	0.85	0.85	0.85

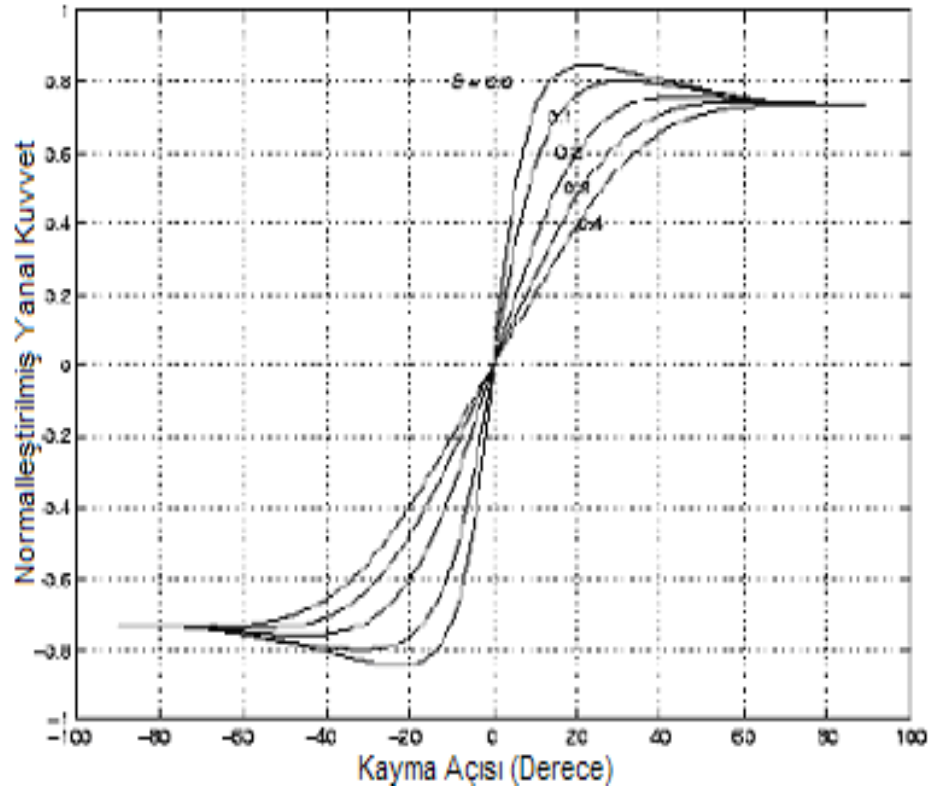
Doğrusal ve yanal kuvvetleri hesaplamak için özetlenen prosedürler Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Bu kısımda sonuç olarak, $\mu=0.85$ olan normal sürüş koşulları için doğrusal ve yanal lastik kuvvet çizimleri Şekil 3.3'den Şekil 3.6'e kadar verilmiştir (Allen vd., 1988b).



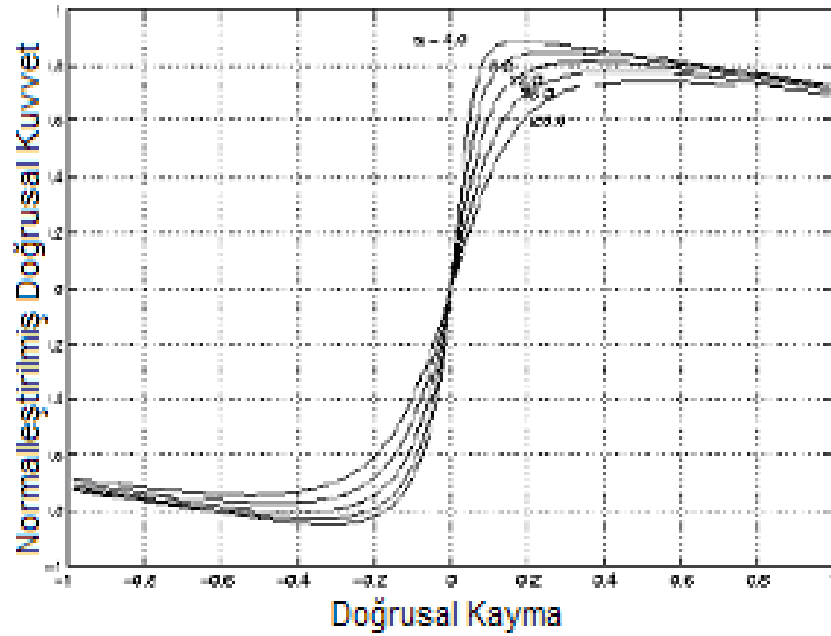
Şekil 3.2 Lastik kuvvet hesaplamaları prosedürleri (Allen vd., 1988b)



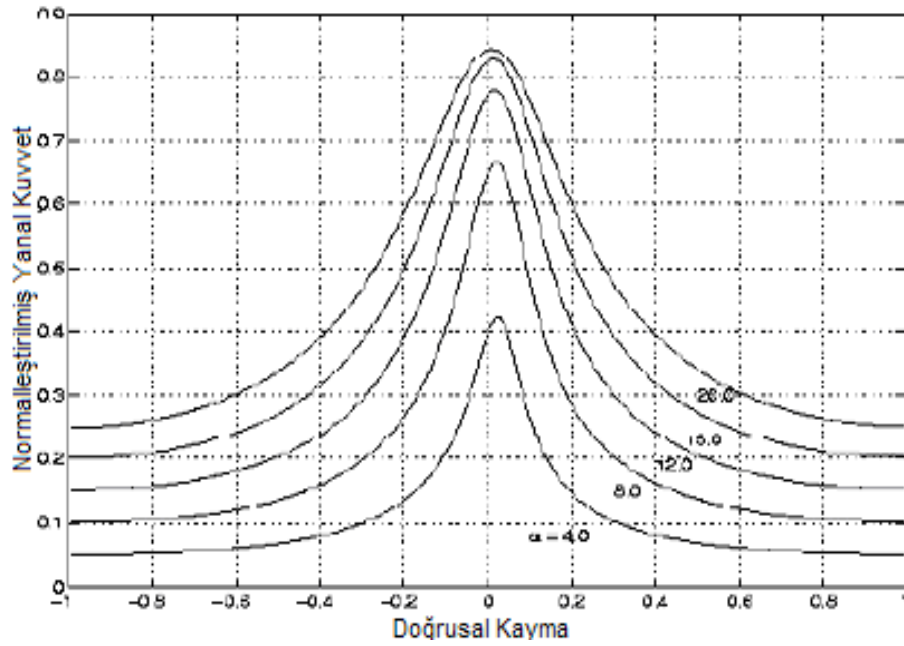
Şekil 3.3 Normalleştirilmiş doğrusal kuvvet – kayma açısı (Allen vd., 1988b)



Şekil 3.4 Normalleştirilmiş yanal kuvvet – kayma açısı (Allen vd., 1988b)



Şekil 3.5 Normalleştirilmiş doğrusal kuvvet – doğrusal kayma (Allen vd., 1988b)



Şekil 3.6 Normalleştirilmiş yanal kuvvet – doğrusal kayma (Allen vd., 1988b)

Daha önce de anlatıldığı üzere lastik modellemesi ilgi konusu çalışma kapsamındaki gereklere ve yapılacak kabullere bağlı olarak çok karmaşık bir çalışma haline gelebilmektedir. Bununla birlikte, taşıt sürüş dinamiği analizi amacı için hem kesinlik hem de basitlik açısından uygun bir metot seçilmelidir. Bu durumların tümü göz önüne alındıktan sonra, oluşturulan taşıt dinamiği modeli için gerekli olan doğrusal ve yanal kuvvetleri (F_x ve F_y) elde etmek için, ayrıntıları yukarıda verilmiş olan Allen lastik modeli kullanılmasına karar verildi. Bu tez kapsamında kullanılan taşıtın lastiği standart gösterimi P185/70 R 13 olup, ilgili lastik ile ileride yapılacak simülasyonda kullanılacak taşıt parametreleri birbiri ile uyumludur. Bu lastiğe ait veriler literatürden elde edildiği şekli ile Çizelge 3.2 de verildiği gibidir.

Çizelge 3.2 Allen lastik modeli parametreleri (P185/70 R 13) (Allen vd., 1988a)

A_0, A_1, A_2, A_3, A_4	1068, 11.3, 2442.73, 0.31, -1877	T_w	7.3 in
B_1, B_3, B_4	-0.000169, 1.04, 1.69×10^{-8}	T_p	24 psi
C_1, C_2, C_3, C_4	1, 0.34, 0.57, 0.32	CS/FZ	17.91
F_{ZT}	980 lbs	K_a	0.05
μ_0	0.85	K_1	0.000008

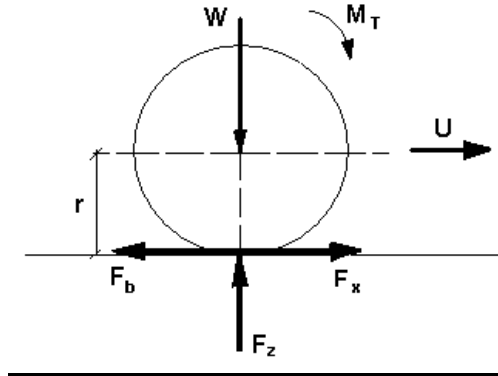
Şekil 3.2’de, kullanılan Allen lastik modelinin işleyiş prensibi şematik olarak verilmişti. Bu şemadan da rahatlıkla görüleceği gibi, normal yük (F_v), doğrusal kayma (s) ve yanal kayma açısı (α) parametreleri, model için temel girdileri teşkil etmektedirler. Bu parametrelerin elde

edilmesinin ardından, bir önceki bölümde detaylıca gösterilen model denklemleri vasıtasıyla da taşıt modeli için oldukça önem arz eden doğrusal ve yanal kuvvetler elde edilmektedir.

Sonuç olarak, kullanılan bu lastik modelinin de eklenmesiyle, kullanımı kolay ve verimli bir taşıt dinamik modeli elde edilmiştir.

3.3 Çekiş ve Fren Karakteristiklerinin Modellenmesi

Fren ve motor/aktarma organları dinamiklerinin karmaşıklığından sakınılarak, frenleme ve tahrik kuvvetlerinin belirlenmesi için basit bir yaklaşım kullanılmıştır. Genel anlamı ile lastik üzerine uygulanan kuvvetler ve momentler Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Önerilen metot; bu çalışma için tasarlanan ve Bölüm 5’de ayrıntıları verilmekte olan Bulanık Mantık temelindeki Sürücü Modeli esas alınarak belirlenmiştir. Buna göre lastik modeli çıktılarına ve mevcut koşullara bağlı şekilde sürücü tarafından; en yüksek uygulanabilir değerler baz alınarak, oransal (yüzdesel) olarak fren ve gaz pedalı girdisi uygulanması temelinde bir fren ve tahrik kuvveti oluşturulması söz konusudur.



Şekil 3.7 Lastik üzerinde etkin olan kuvvetler (Uzunsoy, 2003)

3.4 Taşıt Hareket Denklemleri

Üç boyutta hareket eden katı bir gövde için dinamik denklemler, Lagrange veya Newton-Euler denklemleri kullanılarak elde edilebilir. Lagrange, kısmi diferansiyel gerektirdiğinden, daha basit formda işlemler ile sonuca gidilmesini sağlayan Newton-Euler metodu bu tez içinde tercih edilmiştir. Newton-Euler yaklaşımında, uygulanan kuvvet ve momentlerin her ikisi için de x , y , z yönlerinde üç eşitlik yazılabilir. Yani, araç gövdesinin altı serbestlik dereceli hareketi Denklem (3.17)’den (3.22)’ye kadar sunulmuş olan 6 denklem ile açıklanır (Ellis, 1994).

Gövdeye; x, y ve z yönlerinde uygulanan kuvvetlerin sonucu olan üç öteleme hareketine ilişkin denklemler şöyle yazılabilir:

$$\sum F_x = m(\dot{U} - r\dot{V} + q\dot{W}) \quad (3.17)$$

$$\sum F_y = m(\dot{V} - p\dot{W} + r\dot{U}) \quad (3.18)$$

$$\sum F_z = m(\dot{W} - q\dot{U} + p\dot{V}) \quad (3.19)$$

Burada; ΣF_x , ΣF_y , ve ΣF_z sırasıyla x, y ve z eksenleri yönlerinde gövdeye uygulanan anlık bileşke dış kuvvetlerdir.

Ayrıca, diğer üç hareket denklemi de x, y ve z eksenlerinde gövdeye uygulanan momentler için şu şekilde yazılabilir:

$$\sum M_x = I_{xx}\dot{p} - (I_{yy} - I_{zz})qr + I_{yz}(r^2 - q^2) - I_{zx}(qp + \dot{r}) + I_{xy}(pr - \dot{q}) \quad (3.20)$$

$$\sum M_y = I_{yy}\dot{q} - (I_{zz} - I_{xx})rp + I_{zx}(p^2 - r^2) - I_{xy}(rq + \dot{p}) + I_{yz}(qp - \dot{r}) \quad (3.21)$$

$$\sum M_z = I_{zz}\dot{r} - (I_{xx} - I_{yy})pq + I_{xy}(q^2 - p^2) - I_{yz}(pr + \dot{q}) + I_{zx}(rq - \dot{p}) \quad (3.22)$$

Burada ise; ΣM_x , ΣM_y ve ΣM_z sırasıyla x, y ve z eksenlerinde gövdeye uygulanan bileşke dış momentlerdir ve:

I_{xx} = o-x eksenî üzerindeki gövde atalet momenti

I_{yy} = o-y eksenî üzerindeki gövde atalet momenti

I_{zz} = o-z eksenî üzerindeki gövde atalet momenti

I_{xy} = Gövde atalet çarpım momenti $\int xy.dm$

I_{yz} = Gövde atalet çarpım momenti $\int yz.dm$

I_{zx} = Gövde atalet çarpım momenti $\int zx.dm$ 'dir.

Ancak görüldüğü üzere, özellikle moment denklemleri oldukça karmaşık bir yapıdadır. Yapının hareketi analiz edilirken hareket denklemlerini hareketli kısımlara ilişkin koordinat sistemlerine göre yazmanın daha uygun olduğu eksen sistemlerini tanımlarken ifade edilmişti. Çünkü bu durumda, bu hareketli koordinatlar gövde ile yer değiştirecek ve dönecektir. İşte bu

sebepten dolayı, gövdeye bağlı eksen sistemi kullanıldığında, koordinat sistemi ile gövdenin temel eksenleri çakışacak ve I_{xy} , I_{xz} ve I_{yz} atalet çarpım momentlerinin her biri sıfır olacaktır. Bu durumda, üstte verilen moment denklemleri basitleşecek ve şu hale gelecektir (Olatunbosun, 2003):

$$\sum M_x = I_{xx} \dot{p} - (I_{yy} - I_{zz})qr \quad (3.23)$$

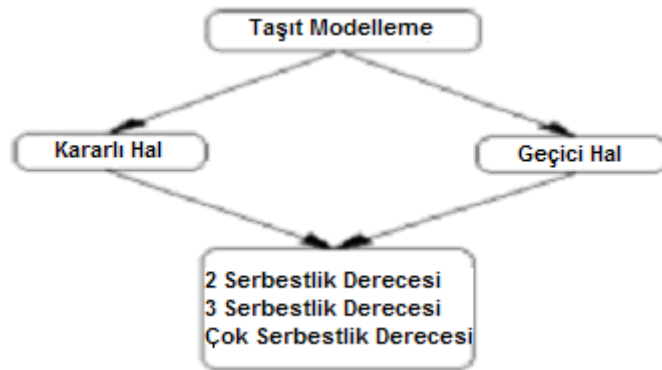
$$\sum M_y = I_{yy} \dot{q} - (I_{zz} - I_{xx})rp \quad (3.24)$$

$$\sum M_z = I_{zz} \dot{r} - (I_{xx} - I_{yy})pq \quad (3.25)$$

3.5 Taşıt Dinamiği Modelleri

Genel anlamda iki tip taşıt dinamiği modeli vardır: Kararlı hal ve geçici hal hareket modelleri. Kararlı hal, araca periyodik (sabit) kontrol uygulandığı ve/veya bozucu girdilerin keyfî bir süre boyunca değişmediği durumlar için geçerlidir. Kararlı durumdaki hareket cevapları kararlı hal cevapları olarak ifade edilir. Geçici haller ise, taşıta gelen dış kuvvetlerin veya kontrol pozisyonunun zaman içinde değişimi varsa meydana gelmektedir (Dixon, 1996).

Bir karayolu taşıtının davranışı genellikle non-lineer olarak ifade edilir. Bu non-lineerliğin üç ana kaynağı vardır: Hareket denklemlerinde değişken bileşenlerin varlığı, trigonometrik fonksiyonların varlığı ve lastik nedeniyle oluşan lineer olmayan doğal kuvvetler. Bu non-lineerlikler, tekerleklerin ve aracın yanal kayma açıları çok küçük olduğunda ihmal edilebilir. Bu koşul, sınır performansından çok uzakta kullanılan taşıtlar için geçerlidir. Yarış arabalarındaki gibi sınırlara yaklaşıldığında ve kontrolsüz hareketler meydana geldiğinde ise non-lineer model tam olarak kullanılmak zorundadır (Genta, 1998).



Şekil 3.8 Bir taşıt modelleme sınıflandırması (Uzunsoy, 2003)

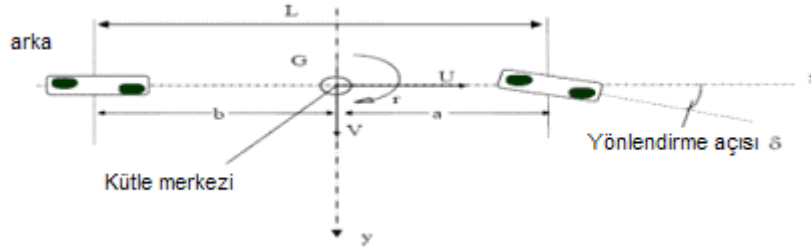
3.5.1 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Taşıt dinamiği modelleri, serbestlik derecesi sayıları ile çeşitli karmaşıklık düzeylerinde ifade edilebilir. Bisiklet modeli olarak da bilinen iki serbestlik dereceli bir model, tüm modeller içinde en basit model olup aracın yanal ve yanal sapma hareketini açıklamaktadır (Uzunsoy, 2003).

Bir taşıtın; ileriye doğru sabit bir hızda hareket ederken, sadece yanal sapma ve yanal kayma serbestlik derecesine sahip olduğunu düşünerek o taşıtın yön kontrolü ve kararlılığı hakkında temel düzeyde bilgi sahibi olunması mümkündür. Bu koşullar altında taşıtın sadece iki serbestlik derecesine sahip olduğu düşünülür.

Yalpa serbestlik derecesinin ve buna bağlı olarak süspansiyon karakteristiklerinin de ihmal edilmesi, elde edilen hareketin gerçeğe yeterli derecede yakın olmasını önlemez. Ancak normalde taşıt yalpasının, yük transferinden dolayı lastik yanal kuvvet ve momentlerini etkilediği hatırlanmalıdır. Bu durumda ilgili yol, manevra ve hız koşullarına bağlı olarak belli ölçülerde gerçekten uzaklaşılması, yapılması planlanan analizlerin önceden planlanması gereğini doğurur (Olatunbosun, 2003).

Şekil 3.9, ele alınan iki serbestlik dereceli modeli göstermektedir.



Şekil 3.9 İki serbestlik dereceli taşıt modeli

Burada;

a = Ağırlık merkezi G ile ön aks arasındaki mesafe

b = Ağırlık merkezi G ile arka aks arasındaki mesafe

L = Taşıt dingil mesafesi, $(a+b)$

r = Taşıtın yanal sapma hızı

U = Taşıt ağırlık merkezinin doğrusal hızı

V = Taşıt ağırlık merkezinin yanal hızı

δ = Ön tekerleklerin yönlendirme açısı: Tekerlek düzlemi ile taşıt doğrusal x eksenini arasındaki eğim açısı olarak tanımlanır.

Bu model ve daha sonra gelen analizler içinde, bazı önemli kabuller yapılmıştır:

(i) Taşıtın yalpa yapmadığı kabul edilir. Bunun anlamı, taşıtın x-z düzlemine yığıldığı durumda viraj alma esnasında tekerlek içi ve dışı arasında yük transferi meydana gelmediğidir. Bu yüzden, taşıtın sadece bir ön ve bir arka tekerleğe sahip olduğunu düşünülür. Bununla beraber, bu tekerleklerin her birinin analizinde, iki tekerleğin ortak özelliklere sahip olduğu düşünülecektir. Yalpa hareketi ihmal edildiğinde, ardından gelen açısal hızların ve ivmelenmelerin aşağıdaki değerleri alacağına dikkat edilmelidir.

$$p = 0 \quad (3.26)$$

$$\dot{p} = 0 \quad (3.27)$$

(ii) Kararlı hal manevraları esnasında taşıtın doğrusal U hızının sabit kalacağı kabul edilir ve bu çerçevede $\dot{U} = 0$ 'dır. Ancak bu teze esas olan sürücü modeli ve buna bağlı lastik modeli hız değişimlerine izin vermektedir. Gerçekçi modelde ise insanı taklit edecek olan sürücü modelinin davranışları 2 serbestlik dereceli modelde referans alınarak gerçekleştirileceğinden Bölüm 5'de açıklanacağı üzere 2 serbestlik dereceli modelin hız girdisi, 4 serbestlik dereceli modelin hız çıktısı olacaktır. Dolayısıyla hız değişimi bu model açısından da mevcut olup, mevcut model kendi kabulleri çerçevesinde ideal model olarak 4 serbestlik dereceli modele referans teşkil edecektir.

(iii) Taşıtın dikey düzlemdeki hareketleri göz ardı edilir. Bu, taşıtın “zıplama” ve “kafa vurma” hareketlerinin yön kontrolü üzerinde etkisinin olmadığı anlamına gelir. Sonradan gelen hızların ve ivmelenmelerin aşağıdaki değerleri aldıkları kabul edilir:

$$W = 0 \quad (3.28)$$

$$\dot{W} = 0 \quad (3.29)$$

$$q = 0 \quad (3.30)$$

$$\dot{q} = 0 \quad (3.31)$$

(iv) Atalet ürünlerinin sıfır olduğu durumda, taşıtın yönelme, yanal ve dikey yönlerine uygun gelen x-y-z eksenlerinin, temel eksenler ile çakıştığı kabul edilir, bu nedenle de;

$$I_{yz} = 0 \quad (3.32)$$

$$I_{zx} = 0 \quad (3.33)$$

$$I_{xy} = 0 \quad (3.34)$$

(v) Her bir tekerleğin viraj sertliğinin (C) sabit ve bu durumda doğal olarak ta $F_v - \alpha$ grafiğinin de lineer olduğu kabul edilir.

Tüm ifade edilmiş olan kabuller düşünüldüğünde aşağıdaki basitleştirilmiş eşitlikler ortaya çıkar:

$$\sum F_y = m(\dot{V} + rU) \quad (3.35)$$

$$\sum M_z = I_{zz}\dot{r} \quad (3.36)$$

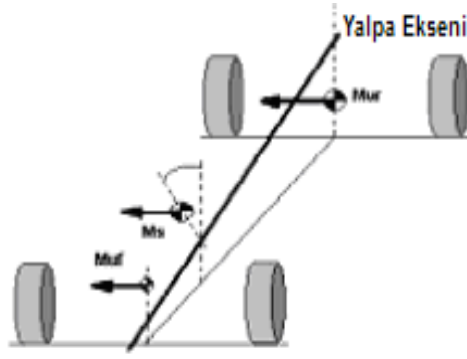
$$m(\dot{V} + rU) = [F_{yr} + F_{yf} \cdot \cos(\delta) + (F_{xf} - F_{bf}) \cdot \sin \delta] \quad (3.37)$$

$$I_{zz}\dot{r} = a \cdot F_{yf} - b \cdot F_{yr} \quad (3.38)$$

İki serbestlik dereceli model kafa vurma ve yalpa gibi hareketleri gösteremediğinden bu hareketlerin analizi için daha karmaşık modeller gerekmektedir (Olatunbosun, 2003).

3.5.2 Dört Serbestlik Dereceli Model

Yüksek dereceli modellere ilerlerken, basamak basamak ilerlenecek olursa, ilk olarak ve taşıt dinamik çalışmalarında yaygın yer bulan üç serbestlik dereceli model incelenebilir. Üç serbestlik dereceli model basit olarak yalpayı da işin içine katar. Genellikle yalpa açısı ϕ ve yalpa açısal hızı da p ile gösterilir. Bu nedenle, bu model, yanal sapma, yanal kayma ve yalpa hareketlerini inceler (Uzunsoy, 2003). Sistematik açıdan ilk olarak Segel (1956) tarafından incelenmiştir.



Şekil 3.10 Üç serbestlik dereceli modelde yalpa eksenini

Bu durumda, altı serbestlik dereceli genel hareket denklemleri, üç serbestlik dereceli model için üç temel hareket denklemine indirgenmiş olmaktadır. Bu denklemler şu şekildedir:

$$\sum F_y = m(\dot{V} + rU) \quad (3.39)$$

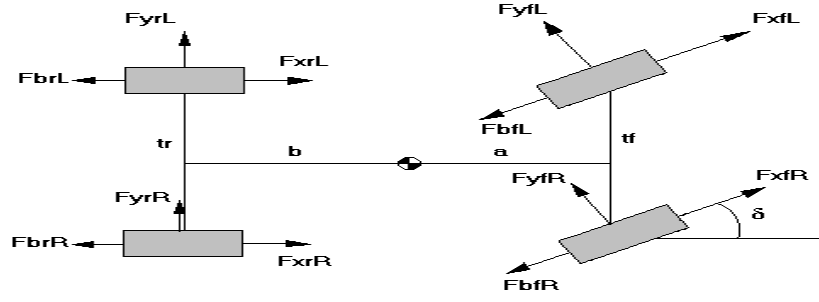
$$\sum M_z = I_{zz}\dot{r} \quad (3.40)$$

$$\sum M_x = I_{xx}\dot{p} \quad (3.41)$$

Doğrusal düzlemdeki kuvvet denklemi (3.42) de dahil edilince, bu model sürüş manevraları üzerine çekiş ve frenleme kuvvetlerini kolayca dahil edebilmeyi sağlayan dört serbestlik dereceli modele dönüşür. Daha fazla serbestlik derecesi kullanmak modelin gerçeğe yakınlığını ve kesinliğini artırır. Bununla beraber; artan serbestlik, giriş parametrelerini ve hesaplama zamanlarını da arttıracaktır. Diğer yandan bu tezin kapsamındaki temel unsurun, bulanık sürücü modeli olması ve bu modele ilişkin temel, sağlıklı bir yapının oturtulması açısından, ani hız değişimlerinde elbette ki sürüşe etkisi olacak olan kafa vurma etkisi ve doğrusal yük transferi ileri çalışmalar kapsamında değerlendirilecek ve mevcut durumda dört serbestlik dereceli model kullanılacaktır.

$$\sum F_x = m(\dot{U} - rV) \quad (3.42)$$

Şekil 3.11, üst görünüşten bir taşıta etki eden kuvvetleri göstermektedir.



Şekil 3.11 Üst görünüşten bir taşıta etki eden kuvvetler (Uzunsoy, 2003)

Burada:

F_x : Tahrik kuvveti F_y : Yanal kuvvet F_b : Frenleme kuvveti L: Sol R: Sağ

Dört serbestlik dereceli model için temel hareket denklemleri aşağıda verilmiş olup bu denklemler Şekil 3.11’de görülen kuvvetlere göre türetilmiştir:

$$m(\dot{U} - rV) = \begin{bmatrix} F_{xrL} + F_{xrR} + (F_{xfL} + F_{xfR}) \cdot \cos \delta - F_{brL} - F_{brR} - \dots \\ \dots - (F_{bfL} + F_{bfR}) \cdot \cos \delta - (F_{yfL} + F_{yfR}) \cdot \sin(\delta) \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$m(\dot{V} + rU) = \begin{bmatrix} F_{yrL} + F_{yrR} + (F_{yfL} + F_{yfR}) \cdot \cos(\delta) + (F_{xfL} + F_{xfR}) \cdot \sin \delta - \dots \\ \dots - (F_{bfL} + F_{bfR}) \cdot \sin \delta \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

$$I_{xx} \dot{p} = [m_s \cdot (\dot{V} + r \cdot U) \cdot d + m_s \cdot g \cdot d \cdot \phi - C_\phi \cdot \phi' - K_\phi \cdot \phi] \quad (3.45)$$

$$I_{zz} \dot{r} = \begin{bmatrix} a \cdot (F_{yfL} + F_{yfR}) \cdot \cos \delta + (t_f / 2) \cdot (F_{yfL} - F_{yfR}) \cdot \sin \delta + \dots \\ \dots + a \cdot (F_{xfL} + F_{xfR}) \cdot \sin \delta + (t_r / 2) \cdot (F_{brL} - F_{brR} - F_{xrL} + F_{xrR}) - \dots \\ \dots - b \cdot (F_{yrL} + F_{yrR}) - (t_f / 2) \cdot (F_{xfL} + F_{bfR} - F_{xfR} - F_{bfL}) \cdot \cos \delta - \dots \\ \dots - a \cdot (F_{bfR} + F_{bfL}) \cdot \sin \delta \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

Bu denklemler düzenlendiğinde de ortaya aşağıdaki hareket denklemleri çıkacaktır:

$$\dot{U} = \left[\frac{\begin{pmatrix} (F_{xfR} - F_{bfR} - F_{bfL}) \cdot \cos \delta + F_{yfL} \cdot (\delta) + F_{xrL} + F_{xrR} - F_{brL} - \dots \\ \dots - F_{brR} - (F_{yfL} + F_{yfR}) \cdot \sin(\delta) \end{pmatrix}}{m} \right] + r \cdot V \quad (3.47)$$

$$\dot{V} = \left(\frac{(F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos(\delta) + (F_{xfl} + F_{xfr} - F_{bfl} - F_{bfr}) \cdot \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr}}{m} \right) - r \cdot U \quad (3.48)$$

$$\dot{p} = \left(\frac{m_s \cdot (\dot{V} + r \cdot U) \cdot d + m_s \cdot g \cdot d \cdot \phi - C_\phi \cdot \phi' - K_\phi \cdot \phi}{I_{xx}} \right) \quad (3.49)$$

$$\dot{r} = \left[\begin{array}{l} a \cdot (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \cos(\delta) + (t_f / 2) \cdot (F_{yfl} + F_{yfr}) \cdot \sin(\delta) + \dots \\ \dots + a \cdot (F_{xfl} + F_{xfr}) \cdot \sin \delta + b \cdot F_{xrr} + (t_r / 2) \cdot (F_{brl} - F_{brR} + F_{xrl}) - \dots \\ \dots - b \cdot (F_{yrl} + F_{yrr}) - (t_f / 2) \cdot (F_{xfl} + F_{bfr}) \cdot \cos \delta - \dots \\ \dots - a \cdot (F_{bfr} + F_{bfl}) \cdot \sin \delta - (t_f / 2) \cdot F_{yfr} \cdot \sin(\delta) \end{array} \right] \cdot \left(\frac{1}{I_{zz}} \right) \quad (3.50)$$

Bölüm 4’de de detaylı şekilde anlatılacağı üzere bu hareket denklemleri, Matlab’in ode45 fonksiyonu ile çözülür. Ode45, açık ve net olarak belirtilmiş Runge-Kutta (4, 5) ve Dormand-Prince çiftine dayanır. Bu bir tek adım çözücüdür ve zamana bağlı y (tn) fonksiyonunu çözerken tek ihtiyacı olan kesin bir önce gelen y (tn-1) zaman noktasıdır. Genel olarak, ode45, çoğu problem için ilk denemede uygulanabilecek en iyi fonksiyondur ve sonuçları gayet iyi kesinliktedir [1].

3.6 Sonuçlar

Bu bölümde taşıtın iki, üç ve dört serbestlik dereceli matematiksel modelleri incelenmiştir. İki serbestlik dereceli sistem yanal ve yanal sapma hareketini incelerken üç serbestlik dereceli model buna yalpa hareketini ve dört serbestlik dereceli model de doğrusal düzlemdeki toplam kuvvetleri eklemiştir. Model karmaşıklığı ve doğruluk derecesi serbestlik derecesi ile artacaktır. Ancak, bu çalışmanın amaçlarından biri de basitliği ve doğruluğu aynı anda sağlamaktır. Diğer yandan yine bu tez kapsamındaki temel unsurun, bulanık sürücü modeli olması ve bu modele ilişkin temel sağlıklı bir yapının oturtulması açısından, ani hız değişimlerinde sürüş etkisi olacak olan kafa vurma etkisi ve doğrusal yük transferi ileri çalışmalar kapsamında değerlendirilecek ve mevcut durumda dört serbestlik dereceli model kullanılacaktır.

4. MATLAB – SİMÜLİNK ve TAŞIT SÜRÜŞ SİMÜLASYONU

4.1 Giriş

Taşıt davranışlarını öngörmek için kullanılan taşıt dinamiği simülasyon araçları son yıllarda iyice yaygınlaşmıştır. Geçerli bir araç kullanılarak gerçekleştirilen bir taşıt sisteminin bilgisayar simülasyonu, taşıt teknolojilerinin ve hatta taşıtın kendisinin geliştirilmesi aşamasında maliyet açısından önemli miktarda kazanç sağlamaktadır. Bazı durumlarda, taşıt sisteminin cevaplarını öngörmek için bilgisayar simülasyonu dışında herhangi bir alternatif yoktur ya da tercih edilmemektedir. Ağır kamyonların devrilme durumları buna örnek olarak verilebilir. Taşıt üreticileri, prototipler kullanarak yeni bir taşıt modeli geliştirmek için büyük paralar harcarlar. Bu süreçte paranın yanında harcanan zaman da önem taşır. 1990'lerden sonra yeni teknolojiler ile yüksek hızlı bilgisayarlar, taşıt dinamiği cevapları ve taşıt parçalarının dayanıklılık gibi uzun dönem davranışlarının simülasyonlarına yoğunlaştılar. Özellikle son birkaç yıl içinde, ayrık taşıt sistemi simülasyonu fikirleri ile beraber sıfır prototip, yani yeni taşıtın üretim hattına kadar sadece bilgisayar simülasyon araçları kullanılarak getirilmesi yeni hedef olarak belirlenmiş durumdadır (Uzunsoy, 2003).

İlk bölümde de belirtildiği üzere bu tezin ana amaçlarından biri matematiksel bir taşıt sürüş modeli oluşturmak ve bunu farklı taşıtlar ve modellerde belli sınırlar dahilinde kolaylıkla kullanabilmektir. Model, basitliği ve doğruluğu yeterli biçimde ve aynı anda sağlamalı ve taşıt sürüş dinamiği çalışması için kontrol algoritmaları geliştirmek için de uygun olmalıdır. Bu amaçla, simülasyon aracı geliştirmek için Matris Laboratuvarı anlamına gelen bir teknik programlama dili olan MATLAB seçildi ve ona ait bir program olan SİMÜLİNK de gerçekleştirilen simülasyon için kullanıldı. Bu bakımdan, bu bölümde öncelikle MATLAB ortamı ve SİMÜLİNK hakkında genel bir bilgi verilecek. Daha sonra da bulanık mantık temelinde oluşturulan sürücü modelinin sunumu öncesinde sabit bir hız ve direksiyon açısına göre hazırlanmış olan taşıt sürüş simülasyonu ile bu simülasyonun sonuçları irdelenecektir.

4.2 MATLAB

MATLAB (MATrix LABoratory); ilk defa 1985'de C.B Moler tarafından matematik ve özellikle de matris esaslı matematik ortamında kullanılmak üzere geliştirilmiş etkileşimli bir paket programlama dilidir.

İlk sürümleri FORTRAN diliyle hazırlanmış olmakla beraber son sürümleri C dilinde hazır-

lanmıştır. MATLAB çeşitli mühendislik alanlarında kullanılabileceği gibi yoğun verilerin işlenmesinin gerektiği her noktada kullanılabilecek oldukça gelişmiş bir programdır. Tüm programlama ve analiz işlemleri kullanıcı tarafından programlanabileceği gibi bünyesinde barındırdığı araç kutuları (toolbox) ve farklı geliştiricilerden temin edilebilecek 3. parti yazılımlar da entegre edilebilir (İnan, 2006).

Yüksek performanslı bir teknik programlama dili olan Matlab, hesaplama, görselleştirme ve programlamayı kullanımı kolay bir ortamda birleştirir ve problemler ile çözümleri bilinen bir matematiksel gösterim ile ifade eder (Uzunsoy, 2003). Tüm mühendislik alanlarında, sayısal hesaplamalarda, veri çözümlemesi, sinyal işleme, veri optimizasyonu kontrol uygulamaları ve simülasyonlarında ve grafik işlemlerinde kolaylıkla kullanılabilen bir programlama dilidir. FORTRAN ve C dili gibi yüksek seviyeden programlama dilleri ile yapılabilen hesaplamaların tamamını MATLAB ile yapmak mümkündür. Buna karşılık MATLAB'ın fonksiyon kütüphanesi sayesinde diğer programlama dillerine göre daha az sayıda komut ile çözüm üretilebilmektedir.

MATLAB'ın temel kullanım alanları şu şekildedir:

- Denklemler takımının çözümü, doğrusal ve doğrusal olmayan diferansiyel denklemlerin çözümü, integral hesabı gibi matematiksel hesaplamalar
- Algoritma geliştirme
- Data analizi, çözümleme ve görüntüleme işlemleri
- İstatistiksel hesaplamalar ve çözümlemeler
- Grafik çizimi ve çözümlemeler
- Bilgisayar destekli kontrol sistemi tasarımı
- Temelden gelişmiş fiziksel modelleme uygulamaları
- Sonlu elemanlar-sonlu farklar yöntemi ile simülasyon
- Eş zamanlı işleme ve kontrol,
- Grafiksel kullanıcı ara yüzü yapısı eklenmesiyle uygulama geliştirme (İnan, 2006)

MATLAB genel olarak beş ana parçadan oluşmaktadır:

4.2.1 MATLAB Dili

Akış ifadeleri, fonksiyonlar, veri yapısı, girdi-çıkı ve nesneye dayalı programlama özelliği kontrolü ile yüksek seviyede bir matris/dizi dilidir. Küçük, büyük ve karmaşık uygulamaların

programlanmasına izin verir.

4.2.2 MATLAB Çalışma Ortamı

Çalışma alanında değişkenleri yöneten ve verileri dışarıdan alan/dışarıya veren takımlar ve araçlar kümesidir. Ayrıca, MATLAB uygulamaları olan M-Dosyalarının geliştirilmesi, yönetilmesi, hatalarının ayıklanması ve ayrıntılı incelenmesi için araçlar içerir.

4.2.3 Grafikler

MATLAB'in grafik sistemidir. İki ve üç boyutlu veri görüntüleme, görüntü işleme, animasyon ve grafiklerin sunumu için komutlar içerir. Ayrıca, hem Grafiksel Kullanıcı Ara Yüzleri'ni (GUI) hem de tamamen isteğe göre uyarlanmış görünüşte grafikler oluşturacak düşük seviyede komutları içerir.

4.2.4 Matematiksel Fonksiyon Kütüphanesi

Basit fonksiyonlardan Bessel fonksiyonları ve Fourier dönüşümleri gibi daha sofistike fonksiyonlara kadar uzanan hesaplama algoritmalarının bir koleksiyonudur.

4.2.5 Program Uygulama Ara Yüzü

MATLAB ile etkileşim içinde C ve FORTRAN programlarını yazmaya müsaade eden bir kütüphanedir (Uzunsoy, 2003).

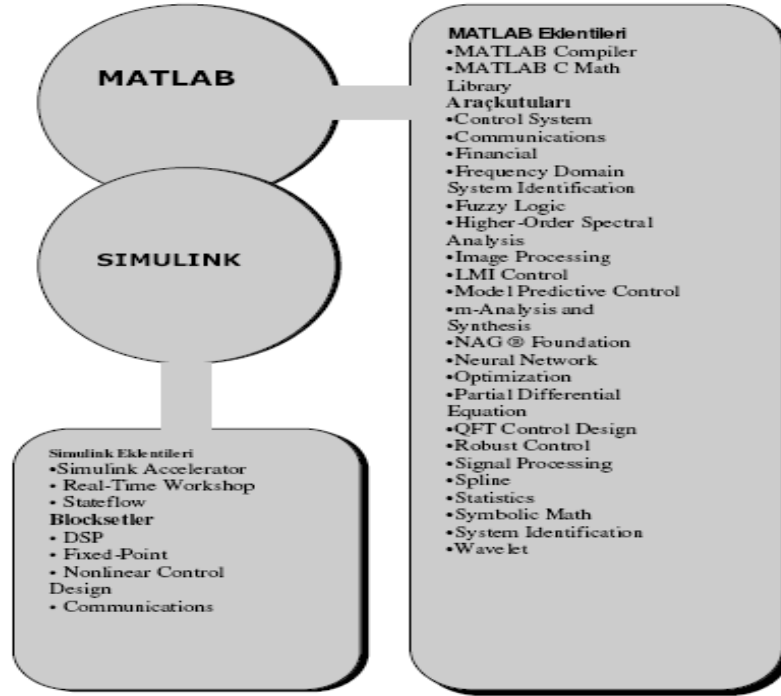
4.3 Simulink

Simulink, MATLAB'e ait olan bir program olup dinamik sistemlerin modellenmesi, simülasyonu ve analizi için kullanılır. Lineer, nonlinear, sürekli zamanda modellenmiş, ayrık zamanda modellenmiş, örnekleme zamanlı veya her iki durumu içeren hibrid sistemlerin modellenmesine imkan sağlar.

Modelleme için Simulink, grafik kullanıcı arayüzü (GUI) ile model diyagramlarının oluşturulmasını sağlar. Modelleme fare kullanımı ile blokların çekilip dosyaya düşürülmesi ile yapılabilir. Simulink; lineer, nonlinear bileşenler, bağlantı elemanları, sinyal kaynakları ve gösterim elemanları gibi kapsamlı bir blok kütüphanesi içerir.

Dinamik sistemlerin Simulink ile simüle edilmesi iki adımda gerçekleştirilir. İlk olarak simüle edilecek sistemin grafik modeli oluşturulur. Bu model; girişler, durum değişkenleri ve çıkışlar

arasında zamana bağlı matematiksel ilişkiyi gösterir. Daha sonra belirli bir zaman aralığında sistem davranışı Simülink kullanılarak simüle edilir [2].



Şekil 4.1 Matlab ve Simülink eklentileri (İnan, 2006)

4.4 Hareket Denklemlerinin MATLAB İçinde Uygulanması (ODEs)

Bu tezte türetilen hareket denklemlerinin çözümüne yönelik olarak Matlab bünyesinde sunulan ve Adi Diferansiyel Denklemleri (ODEs)'ne çözüm sağlayan ODE fonksiyonları kullanılmıştır. Laplace dönüşümü, Cramer kuralı gibi diferansiyel denklemleri çözmek için çeşitli metotlar vardır. Bununla birlikte, simülasyon bilgisayarda yapıldığından sayısal iterasyon metodu tercih edilir.

MATLAB ortamında, adi diferansiyel denklemler için üç ana çözücü fonksiyon vardır [1]:

4.4.1 Ode45

Adi Diferansiyel Denklemler (ODEs) için MATLAB'ın standart çözücüsü ode45 fonksiyonudur. Bu fonksiyon, verimli bir hesaplama için değişken zaman adımlı bir Runge-Kutta metodu uygular ve dördüncü ve beşinci dereceden Runge-Kutta integrasyon denklemlerini kullanır. Ode 45, aşağıda verilen genel problemin üstesinden gelmek için tasarlanmıştır.

$$\frac{dy}{dt} = f(t, y) \quad y(t_0) = y_0 \quad (4.1)$$

Burada; t bağımsız değişken, y ise bir bağımsız değişkenler vektörüdür. y_0 ve t_0 ise başlangıç koşullarıdır ve problemin çözümü için belirlenmelidir [3].

Ode45, Dormand-Price çiftine dayanmaktadır. $y(t_n)$ hesaplamasında bir adım çözücü olup sadece hemen önce gelen $y(t_{n-1})$ zaman noktası çözümüne ihtiyaç duyar (Uzunsoy, 2003).

Ode45, verilen bir adi diferansiyel denklemin çözümünü bulmak için değişken bir adım genişliği algoritması kullanır. Bu özelliği sayesinde, arzu edilen hassaslıkta çözüme ulaşmak için bağımsız değişken adım genişliğini değiştirir. Çözümün büyük miktarlarda değişmediği bölgelerde, hassaslıktan taviz verilmeden daha büyük adımlar kullanılabilir ve bu sayede bu bölgelerde daha hızlı hareket edilebilir. Eğer bölgelerde sonuçlar hızlı bir şekilde değişiyorsa, bu sefer de daha küçük adımlar seçilir [3].

Tüm bu özellikleri sayesinde ode45, çoğu problemde ilk deneme için en iyi metottur.

4.4.2 Ode23

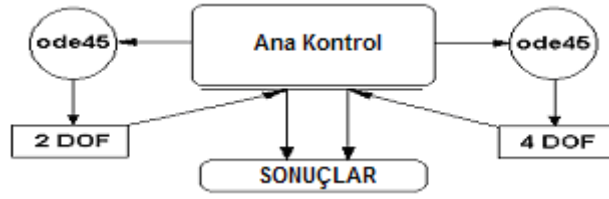
Ode23, ikinci ve üçüncü dereceden Runge-Kutta integrasyon denklemlerini kullanır ve Bogacki-Shampine çiftine bağlıdır. Doğruluk derecesi açısından ode45 kadar iyi sonuç vermez. Bu sebeple kaba toleranslarda ode45'ten daha verimli olabilir. Ode23 de ode45 gibi bir adım çözücüdür (Uzunsoy, 2003).

4.4.3 Ode113

Ode113 değişken sıralı bir çözücüdür. Daha sıkı toleranslarda ve daha kapsamlı problemleri bilgisayar ortamında çözme konusunda ode45'den daha verimli olabilir. Mevcut çözümü hesaplamak için önceki bazı zaman noktalarındaki çözümlere ihtiyaç duyduğundan çok adımlı bir çözücüdür (Uzunsoy, 2003).

Kısa hesaplama zamanı ve doğruluk derecesi gibi avantajlarından ötürü bu tez içinde genel çözücü olarak ode45 kullanılmaktadır.

Bölüm 3'de ifade edilmiş olan hareket denklemleri kullanılarak, hem 2 hem de 4 serbestlik dereceli model denklemleri Simulink ortamına uyarlanmış, ve ode45 çözücüsü tekrarlı olarak kullanılarak ilgili serbestlik derecesinin sonucu olan ivme, hız ve yer değiştirme ifadeleri elde edilmiştir. Bu ifadelere ilişkin oluşturulan Simulink modelleri'ne örnekler Bölüm 4.5'de gösterilmektedir. Temel çözücü bazında simulasyonun akış şeması ise Şekil 4.2'de görülmektedir.

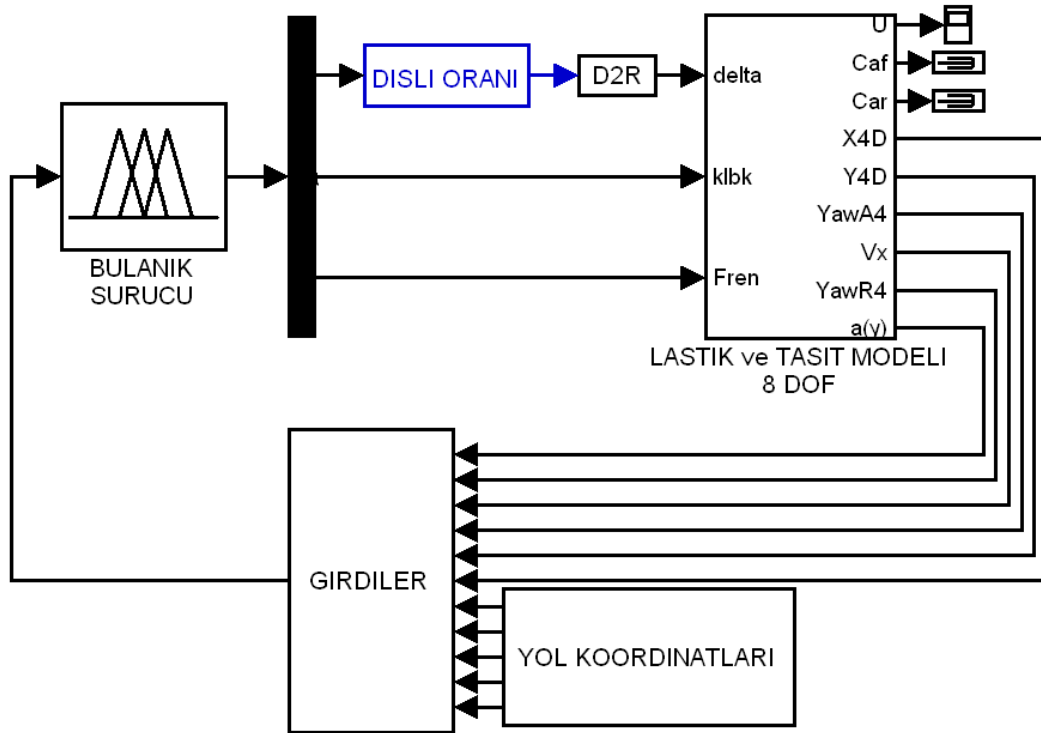


Şekil 4.2 Simülasyon temel akış diyagramı

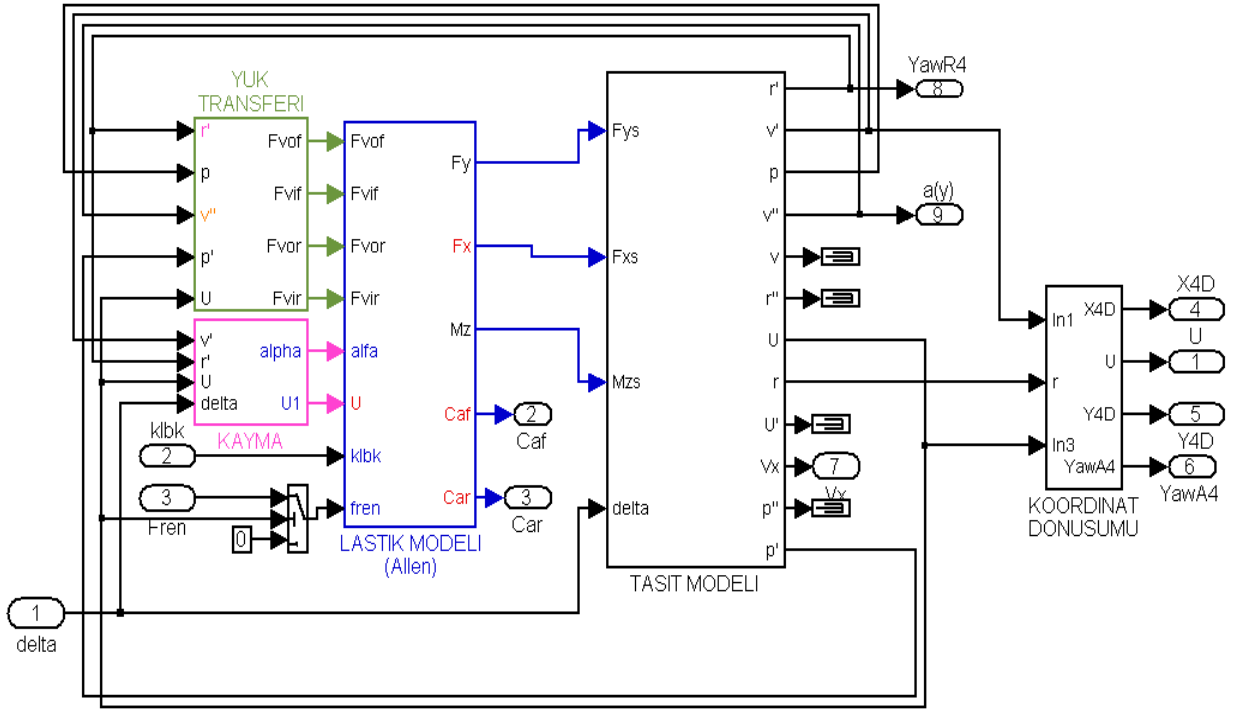
4.5 Taşıt Simülink Modeli

Bu bölümde, hazırlanan taşıt ve lastik modelinin sınanması amacıyla dinamik simülasyonlara olanak tanıyan Simulink ortamı ve oluşturulan Simulink modellerinin genel yapısı ifade edilecektir. Bu vasıta ile, karakteristik kabul edilen manevralardan seçilmiş bir örnek manevra ile elde edilen sonuçlar grafiklere dökülerek irdelenecektir. Geliştirilen taşıt modelinin temeli esasen Uzunsoy'un (2003) geliştirerek doğrulamasını, kabul edilmiş Taşıt Dinamiği yazılımlarından CarSimEd ile gerçekleştirmiş olduğu modele dayanmaktadır. Model bu temel çerçevesinde yenilenirken, tamamen yeni bir lastik modeli ile çalışılmış, ayrıca sürücü modeli oluşturulmasında yeni yaklaşımlar denenmiştir.

Bölüm 3'de belirtilmiş olan model denklemleri çerçevesinde elde edilen Genel Taşıt Simulink modeli diyagramlarının bir kısmı Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de sunulmuştur.



Şekil 4.3 Oluşturulan genel simulink modeli



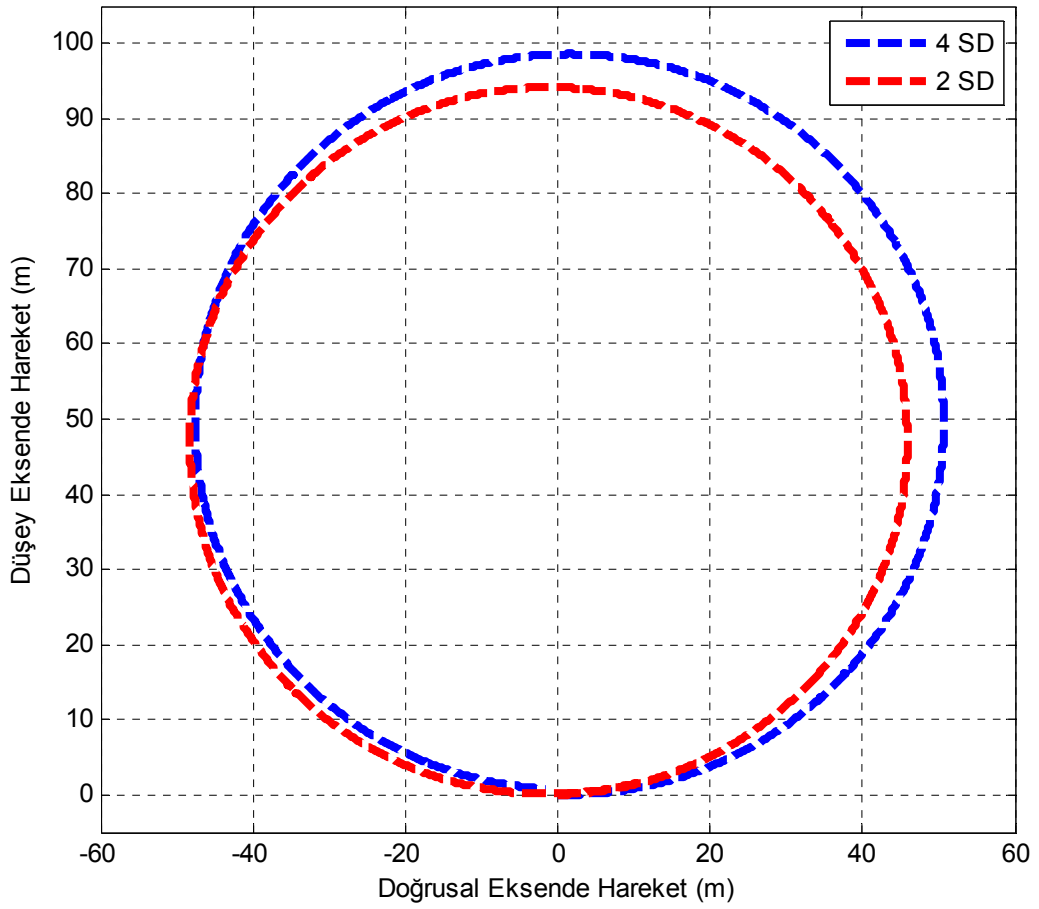
Şekil 4.4 4 Serbestlik dereceli taşıt simulink modeli

4.6 Simülasyon ve Analizi

Bu kısımda; hazırlanan modelin temel sürüş dinamiği manevralarına uygun karakteristikte sonuçlar verdiğini göstermek üzere sadece bir ön ve temel örnek oluşturmak üzere; sabit hızda ve sabit direksiyon açısında dönüş manevrası denenmiştir. Genel taşıt modelinde 2 Serbestlik dereceli model Bölüm 3’de de ifade edilmiş olduğu üzere, referans model olarak kullanılmıştır. 4 temel gövde serbestlik derecesine sahip olan model yalpa serbestlik derecesini içermesi ve de dolayısıyla yanıl yük transferini de dikkate alması itibarı ile daha gerçekçi bir model olarak karşımıza çıkmaktadır. Dolayısıyla yukarıda belirtilen örnek manevra koşullarında, 40 km/h doğrusal hız ve 3° sabit yönlendirme açısında 2 serbestlik dereceli model beklendiği gibi dairesel bir yörüngeyi tamamlarken, gerçekçi modelin dönme yarıçapı daha yüksek olup taşıt dairesel yörüngeden de uzaklaşmaktadır. Sonuçlar karakteristik olarak tatmin edicidir. Bulanık mantık temellerine de yine konunun asıl ele alındığı Bölüm 5’de değinilmektedir. Aşağıda Çizelge 4.1’de taşıt kontrol parametreleri ve simülasyonu yapılan taşıtın temel büyüklükleri verilmektedir. Aynı taşıt verileri Bölüm 5’de Bulanık Sürücü simülasyonunda da kullanılmaktadır.

Çizelge 4.1 Taşıt parametreleri (Esmailzadeh, 2001)

M	1300 kg	I_w	2.1 kg m
M_s	1170 kg	I_{zz}	2500 kg m
A	1.1 m	I_{xxs}	750 kg m
B	1.4 m	K_R	0.55
H	0.5 m	K_ϕ	45000 Nm/rad
h^*	0.2 m	C_0	2600 Nm/rad
R	0.3 m	K_{rf}	-0.1 rad/rad
T	1.4 m	K_{tr}	0.1 rad/rad
Sr	1:18		



Şekil 4.5 Taşıtın sabit hız ve açıda izlediği yörünge (Hız= 40 km/h, Lastik Açısı = 3° deg)

4.7 Sonuçlar

Burada sunulan alışma MATLAB/SIMULINK ortamında geliştirildi. Bu yazılım araştırma-cıya esnek ve kolay bir geliştirme ortamı sağlar. FORTRAN veya C++ gibi diğer bilgisayar programlama dilleri bilgisine gerek yoktur. Oluşturulan simülasyonun ilk aşamasının anlatıldığı bu kısımda Bulanık Mantık ve dolayısıyla da yol planlama ve duruma göre hız değiştirme uygulamalarından önce sabit bir dönüş açısı ve sabit bir hız ile ilerleyen bir taşıt için taşıtın izlediği yörünge gösterildi. Modelin temeli, daha önceden doğrulanmış bir modele dayandığından, bu kısımda tek bir sonucun sunulması ile yetinilirken, bulanık sürücünün detaylı analizi Bölüm 5'e bırakılmıştır.

5. BULANIK MANTIK ile YOL PLANLAMA ve HIZ KONTROLÜ

5.1 Giriş

Özellikle son 20 yılda taşıt dinamiği çalışmalarında bilgisayar simülasyonları daha sıklıkla kullanılmaya başlandı. Taşıt dinamiği bilimindeki gelişmeler ve bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeler otomobil üreticilerini önceye nazaran sıfır prototip araç yapımına her geçen gün yaklaştırmaktadır. Bu tezin genel konusu, daha önce de belirtildiği üzere koordinatları tanımlanan bir yol üzerinde ilerleyen taşıtın verilen bilgilere göre yönlendirmesinin gerçekleştirilebilmesi ve karar verilen bu yönlendirmeye göre de hızını yole göre en uygun şekilde ayarlayabilmesidir. Bunu sağlamak için de bir önceki kısımda sabit bir yönlendirme ve hız için hazırlanan simülasyon üzerine bir de Bölüm içinde detaylı açıklaması verilecek olan Bulanık Mantık kontrolcü eklenecektir.

Bu çalışmada taşıt yol üretimi için kullanılan prosesler, bazı karakteristik yaklaşımlar kullanıldığından ‘yol planlama’ olarak adlandırılacaktır. Aracın geçmek zorunda olduğu belli sayıda noktanın belirlenmesiyle taşıt yolunun üretilmesi için bulanık sürücü model ile bağlantılı bir taşıt modeli kullanılmaktadır. Simülasyonun Matlab programında Simulink içinde taşıtın modellenmesi ile yapıldığı Bölüm 4’te açıklanmıştı. Gerçek bir sürücünün belirlenen noktalardan geçebilmek için yapacağı yönlendirmeleri ve bu yönlendirmelere göre uygun olarak seçeceği hızı taklit etmek için de Bulanık Mantık ile kontrol kullanılacaktır. Köşeler, zikzaklar vs. gibi yol özelliklerini açıklamak için kullanılabilecek belirlenen noktalar ve bunların yerleri vasıtası ile yol karmaşıklığı tanımlanır. Bu nedenle, taşıt modeli/bulanık sürücü kombinasyonunun belirlenen noktalara göre oluşturacağı yolun ne kesinlikte doğru olacağının test edilmesiyle taşıtın, tanımlanan yolu izleyebilme yeteneği simüle edilebilir.

Taşıt sürüş dinamiği için normalde kullanılan genelleştirilmiş üç test tipi, şerit değiştirme, sabit açılı yönlendirme ve sabit yarıçaplı yönlendirmedir. Bu testler, normal sürüş üzerinde küçük etkisi olan idealleştirilmiş testlerdir. Bilgisayar simülasyonu açısından, genel bir yol üreticiye sahip olmak araştırmacılara, taşıt sürüş dinamik testlerini tanımlamada büyük bir esneklik sağlar. Örneğin, simülasyon çalışmalarında, bir şerit değiştirme manevrası sinusoidal yönlendirme ile basitçe gösterilebilir ve taşıtın pozisyonu da sinus fonksiyonunun frekans ve genliği kullanılarak tanımlanır. Bununla birlikte, gerçek koşullarda bir şerit değiştirme manevrasında gerekli yönlendirme girdisi sinusoidal değildir ve taşıt yolu basit bir matematiksel fonksiyon ile de gösterilemez. Bu nedenle, taşıt yolunu tanımlamak için genellikle yüksek

dereceli polinomlar kullanılır.

Lauffenburger vd. (2002), taşıtın arzu edilen yolunu tanımlamak için polar polinomal eğriler kullandılar ve ek bir parametre olarak kullanılan deneyim açısından polinomun maksimum noktalarının sınırlarını belirlemek için de bulanık mantık kontrolcü tercih ettiler. Yaptıkları çalışmalara göre, viraj alan deneyimsiz bir sürücü, dönüşün ilk yarısında yönlendirme açısını düzgün bir şekilde arttırmakta ve ikinci yarısında da düşürmektedir. Bu teknik, maksimum kontrol ve güvenlik amaçlıdır. Amacı dönüş için geçen süreyi minimize etmek olan deneyimli bir sürücü için ise aynı dönüşteki yörünge tamamen farklı olmaktadır. Bu ve buna benzer doğal proseslerin incelendiği çalışmalarda en çok tercih edilen kontrol şemaları, bulanık mantık kontrolcü ve nöral ağlar gibi insan sürücüyü taklit edebilen akıllı kontrol sistem modelleridir. Bu kontrol modelleri temel olarak yönlendirme açısını kontrol etmeyi amaçlarlar. Ek olarak, yanal sapma açısı hatası ve yanal sapma hızı da akıllı kontrol sistemine girdiler olarak kullanılabilirler. Ayrıca, anlık olarak elde edilen yanal ivme değerleri ve üzerinde ilerlenen yol bilgileri de kullanılarak etkin bir hız kontrolü de sağlanabilmesi mümkündür. Bulanık mantığa dayanan bu tip proses, Piancastelli ve Sarubbi (2001) tarafından ‘bulanık pilot’ olarak adlandırılmıştır.

Yol planlamanın yanında bu çalışmada, belirlenmiş noktalardan geçmek için gerçekleştirilen yönlendirmelere göre uygun hızı belirlemek de bir diğer amaçtır. Düzeltici frenleme ve çekiş kuvvetleri tekerlekler üzerine ayrı ayrı uygulanırken yanal sapma hızı hatası da kontrol parametresi olarak kullanılmaktadır. Belirlenen noktalardan geçebilmek için yapılacak yönlendirmeleri ve bu yönlendirmelere uygun hızı ayarlarken gerçek bir sürücüyü en iyi şekilde taklit edebilmek adına Bulanık Mantık Kontrolcü kullanılmaktadır. Yönlendirme ve hız kontrolleri bir kombinasyon halinde verilen kurallar ile beraber olarak gerçekleştirilir (Uzunsoy, 2003).

Bu çalışmada, geliştirilmiş bir taşıt modeli için simülasyon modeli uygulanmaktadır. Sürücü modeli ve genel lastik modelinin veriler uydukça istenen serbestlik derecesinde bir taşıt dinamik modeli ile kullanılması hedeflenmiştir. Bu bölümde öncelikle, üstte belirtilen hedeflere ulaşabilmek için kullanılacak olan Bulanık Mantık hakkında genel bilgi verilecek ve bunun ardında da hazırlanan Bulanık Mantık kontrol kuralları, bunların uygulamaları ve elde edilen sonuçlar gösterilecektir.

5.2 Bulanık Mantık

Her zaman günlük hayatta kesin olarak bilinemeyen, bazen de önceden sanki kesinmiş gibi düşünülen ama sonuçta kesinlik arz etmeyen ve belirsizlik barındıran durumlarla karşılaşılır. Bu durumların sistematik bir şekilde önceden planlanarak sayısal öngörülerinin yapılması ancak bir takım kabul ve varsayımlardan sonra mümkün olabilmektedir. Şimdiye kadar yapılan mühendislik araştırmalarında ve modellemelerinde de bu varsayım, kabul ve kavramlara kesinlik kazandırmak için değişik çalışmalarda bulunulmuştur.

Gerçek dünya karmaşıktır. Bu karmaşıklık genel olarak belirsizlik, kesin düşünce ve kararlar verilmeyişten kaynaklanır. Bir çok sosyal, iktisadi ve teknik konularda insan düşüncelerinin tam anlamı ile olgunlaşmamış oluşundan dolayı belirsizlikler her zaman bulunur. İnsan tarafından geliştirilmiş olan bilgisayarlar, bu tür belirsizlikleri işleyemezler ve çalışmaları için sayısal bilgiler gereklidir. Gerçek bir olayın tam olarak kavranılması insan bilgisinin yetersizliği sonucunda tam anlamı ile mümkün olamadığından insan, düşünce sisteminde ve zihninde bu gibi olayları yaklaşık olarak canlandırarak yorumlarda bulunur. Bilgisayarlardan farklı olarak insanın yaklaşık düşünme ve oldukça yetersiz, eksik ve belirsizlik içeren veri ve bilgi ile işlem yapabilme yeteneği vardır. Genel olarak, değişik biçimlerde ortaya çıkan karmaşıklık ve belirsizlik gibi tam ve kesin olmayan bilgi kaynaklarına ‘bulanık (fuzzy) kaynaklar’ adı verilir. Zadeh (1968) tarafından gerçek dünya sorunları ne kadar yakından incelenmeye alınırsa, çözümün daha da bulanık hale geleceği ifade edilmiştir. Çünkü çok fazla olan bilgi kaynaklarının tümünü insan aynı anda ve etkileşimli olarak kavrayamaz ve bunlardan kesin sonuçlar çıkaramaz. Burada bilgi kaynaklarının temel ve kesin bilgilere ilave olarak, özellikle sözel olan bilgileri de ihtiva ettiği vurgulanmalıdır. İnsan sözel düşünebildiğine ve bildiklerini başkalarına sözel ifadelerle aktarabildiğine göre bu ifadelerin kesin olması beklenemez (Şen, 2000).

Bulanık mantık, insan davranışlarına benzer bir şekilde mantıksal uygulamalarla, bilgisayarlara yardım eden bir bilgisayar mantık devrimidir. Bulanık mantığın endüstride kullanımı verimliliği arttırır, daha uygun üretim sağlar, zamanın çok önemli olduğu günümüzde zamandan tasarruf ve ekonomik açıdan fayda getirir.

Bir çok uygulama alanından biri olan kontrol mühendisliğinde, bulanık mantık kullanılarak tasarlanan denetleyiciler, genellikle matematik modelleri zor türetilen ya da bilinen yöntemlerle denetliğinde verimli sonuç alınamayan sistemlerde kullanılır.

Bulanık mantık kavramını basit bir şekilde anlamak için, ‘biraz sıcak’, ‘hemen hemen doğru’, ‘çok hızlı’ vs. cümlelerine bakılacak olursa, bu cümlelerin matematiksel açıdan bir durum ifade etmemelerine karşın, bir problemi çözme açısından günlük hayatta kullanılan ve sıkça karşılaşılan örnekler olduğu görülür. Bulanık mantık bir insanın anlayabileceği ve çözüme ulaştırabileceği şekilde sistemlerin ya da cihazların çalışmasına izin verir. Kelime anlamı olarak, belirsiz bir durum içeriyor gibi gözükse de, matematiksel uygulamalarda oldukça kullanışlı olmaktadır.

Bulanık mantığın en önemli özelliklerinden biri nesnel olmayıp kişisel olmasıdır. Ortaya çıkan bu çoklu mantık içinden sadece birinin seçilmesiyle, ‘Aristo Mantığı’ adı verilen ve sadece olayın doğruluğu ya da yanlışlığıyla ilgilenen mantığın uygulamalarda tekrar kullanılmasına ihtiyaç olduğu düşünülmüştür. İşte bu şartlanmanın sonucunda gerçek hayatta çoklu mantık dışlanmış ve ikili mantığa göre sınıflandırmaya gidilmiş, bu durum nedeniyle de bir takım uygulamalarda yetersiz kalınmıştır. Çünkü ‘Aristo Mantığı’nda yapılan bir iş ya doğrudur ya da yanlıştır. Bunların bir karışımı yani kısmen doğru, kısmen de yanlış olamaz. Bulanık mantık bu durumu gideren ve çözüm arayışında, özellikle de modellemede, bireyin daha aktif kullanılmasına izin veren bir metottur.

Aristo Mantığı’nın en fazla kullanıldığı sahalarda mühendislik konuları gelir. Matematik, klasik fizik ve kimya ilkeleri de Aristo mantığına göre gelişmiştir. Ancak doğadaki olayların incelenmesinde, durum tamamen bulanık dünya ve mantığa göre olması gerekirken, yapılan kabul, varsayım, idealleştirme ve lineerleştirme ile olay, insan aklının şartlı olarak ikili mantığa göre algılayabileceği seviyeye getirilir.

1930’larda ünlü Amerikan filozofu Max Black tarafından belirsizliği açıklayıcı öncü kavramlar geliştirilmiş olsa da, Zadeh (1968) tarafından yayınlanan makale modern anlamda belirsizlik kavramının değerlendirilmesinde önemli bir nokta olarak kabul edilir. Zadeh, bu makalede, kesin olmayan sınırlara sahip nesnelerin oluşturduğu bulanık küme teorisini ortaya koymuştur. Zadeh’in bu makalesinin önemi sadece ihtimaller teorisine karşı duruşu ile ilgili değil, ayrıca ihtimaller teorisinin temelini oluşturan Aristo mantığına karşı da bir meydan okumadır.

Zadeh’in ‘bulanık küme’ kavramı, klasik sistem kuramının matematiksel yöntemlerinin gerçek dünyadaki pek çok sistemde, özellikle de işin içine insanları alan, kısmen karmaşık sistemlerde yetersiz kalmasından ortaya çıkmıştır.

Zadeh, ‘uzun, kırmızı, durağan’ gibi yüklemelerin ikili üyelik fonksiyonuyla ifade edilen klasik

kümeler yerine, dereceli üyelik fonksiyonuyla ifade edilen bulanık kümelerle tanımlamasını önermiştir (Kıyak ve Kahvecioğlu, 2003).

Tüm bunların ışığında bulanık mantığın temelde sağladığı avantajlar aşağıda sıralanmıştır (Şen, 2000):

- 1- İnsan düşünce sistemine ve tarzına yakındır.
- 2- Uygulamasında mutlaka matematiksel bir modele gereksinim duymaz.
- 3- Yazılımın basit olması nedeniyle sistem daha ekonomik olarak kurulabilir.
- 4- Bulanık mantık kavramını anlamak kolaydır.
- 5- Üyelik değerlerinin kullanımı sayesinde diğer kontrol tekniklerine göre daha esnektir.
- 6- Kesinlik arz etmeyen bilgilerin kullanılması söz konusudur.
- 7- Doğrusal olmayan fonksiyonların modellemesine izin verebilir.
- 8- Sadece uzman kişilerin tecrübelerinden faydalanılarak, kolaylıkla bulanık mantığa dayalı bir modelleme ya da sistem tasarlanabilir.
- 9- Geleneksel kontrol teknikleriyle uyum halindedir.
- 10- İnsanların iletişimde kullandıkları sözel ifadelerin bulanık mantıkta kullanımı ile daha olumlu sonuçlar çıkmaktadır.

İsminin insanlarda çağrıştırdığının aksine bulanık mantık, belirsiz ifadelerle yapılan, belirsiz işlemler değildir. Gelişmiş bir olasılık hesaplama yöntemi de değildir. Aslında modelleme aşamasında değişkenler ve kuralların esnek bir şekilde belirlenmesidir. Bu esneklik asla rast gelek ya da belirsizlik içermez. Nasıl bir lastik içinde bulunduğu duruma göre şeklini değiştirirken bütünlüğünü ve yapısını koruyabilirse, bir bulanık model de değişen koşullara değişen cevaplar verirken özündeki yapıyı muhafaza eder (Kıyak ve Kahvecioğlu, 2003).

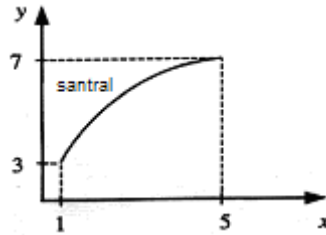
Klasik matematiğe dayanan metotlar ile kabul edilen bilgiler kesin olmak zorundadır, örneğin araba hızı $v = 100 \text{ km/h}$ gibi. Böyle bilgiler grafiksel olarak gösterilebilir. Bir sürücü taşıtın hızını direkt olarak düşük, orta ve yüksek gibi bazı terimleri kullanarak değerlendirebilirken, kesin bilgiler ise sadece, hassas mühendislik ölçüm cihazları tarafından gönderilebilir. Üyelik fonksiyonları olarak adlandırılan ‘düşük’, ‘orta’ ve ‘yüksek’ fonksiyonları; sırasıyla düşük, orta veya yüksek olan gerçek hız değerini belirler. Böyle bilgiler, bir ‘bilgi tanecığı’ olarak tanımlanabilir (Verbrugge, 1999). Tanımlanan tanecik sayısı, kesinlik isteğine bağlıdır. Eğer

‘çok düşük’ ve ‘çok yüksek’ eklemesiyle sayı arttırılırsa kesinlik de artar. Bilgi tanecikliliği, tanecik genişliği ile tanımlanır (üyelik fonksiyonu). Bu nedenle ‘düşük’ taneciği, bir kişi tarafından kullanılan toplam bilgi granülü sayısına göre çeşitli genişliğe sahip olabilir.

Kesin bilgi gösteren tek ve son derece küçük bir tanecik ‘singleton’ olarak adlandırılır. Sonlu genişlikte (sıfırdan büyük) bir tanecik ile gösterilen bilgi, taneciklilik ya da tanecikli olma kavramını geliştiren Prof. Lothi A. Zadeh (1968) tarafından bulanık bilgi olarak adlandırıldı. Bu bilgileri kullanan matematik sahası da bulanık küme teorisi olarak adlandırıldı (Verbrugge, 1999). Bu teorinin en önemli elemanı ise bulanık modelleme ve kontrol için kullanılan bulanık mantıktır. Bulanık küme teorisi, insan zekasına benzer yapay zeka yaratma, kelimelerle programlanabilen bilgisayarların yaratılması, sistemlerin modellenmesi, kontrolü, optimizasyonu ve teşhisi için bütün bilgi taneciklerinin kullanılması ve bunların gerektirdiği kesinliğe göre bilgi taneciklerinin adaptasyonunu mümkün kılma v.b. gibi yeni araştırma olasılıkları açmıştır (Uzunsoy, 2003).

5.2.1 Bulanık Mantıkta Modelleme Teknikleri

Bir kişinin bir santrali Şekil 5.1’de gösterilen girdi/çıkış haritasını gerçekleştirerek kontrol ettiğini kabul edelim. Modelin geliştiricisi başlangıç için ilk olarak, santralin uç durumlarını düşünmelidir. Bu örnek için, geliştirici tarafından kurulan iki kurallı bir model Şekil 5.2’de verilmektedir.



Şekil 5.1 Kontrol edilen santralin girdi-çıkış karakteristiği

Eğer Şekil 5.2’deki model doğru, tam ama yetersiz ise, geliştirici, orta durumu ekleyerek kesinliği arttırmayı deneyecektir (Şekil 5.3), böylelikle santral çalışmasına karar veren yeni bir kural yaratılır ve artan bir şekilde yeni, daha küçük bilgi tanecikleri ortaya koyulur. Ayrıca, eğer Şekil 5.3’teki modelin de yetersiz olduğu ortaya çıkarsa, geliştirici santralin yeni özel durumunu araştırabilir, bilgi tanecikliliğini azaltır, santral çalışmasını karakterize eden sözel kuralların sayısını arttırır ve sonrasında da daha yüksek kesinlikte bir modelleme elde edilebilir (Uzunsoy, 2003).

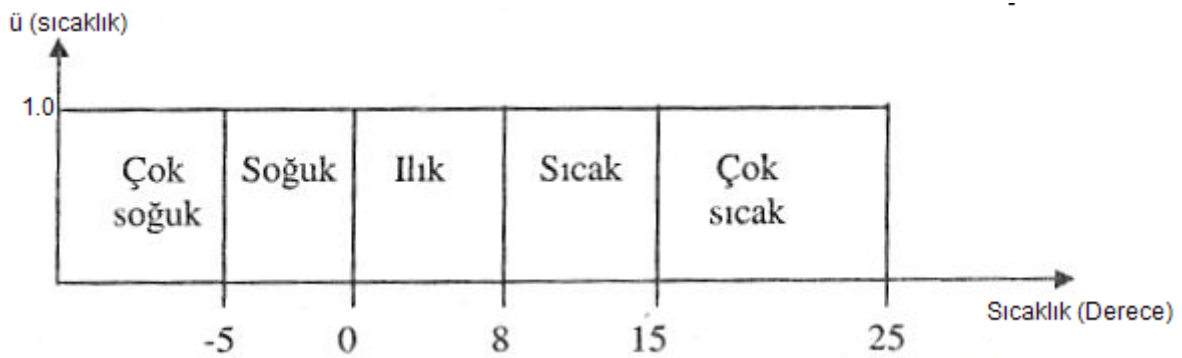
2- Yeni bir model oluşturmada, sadece en önemli nedensel faktörler belirlenmeli ve modele dahil edilmelidir. Karmaşık bir sistemde; sistemin gözlemlenen çalışmasına neden olabilecek sebep sayısı, modelin karmaşıklık seviyesi ile inanılmaz bir şekilde artar.

3- Bazen bir sistemde bazı sinyallerin hassas bir şekilde ölçümü olanaksızdır. Bu durum; model doğru olsa bile, gerçek sistemin bilinen davranışına uymayan ve kesin olmayan sonuçlar oluşabileceği anlamına gelir.

Sonuç olarak, az sayıda girdili basit sistemlerin olduğu durumlarda, az sayıda bilgi tanecığı kullanılan gerçekçi modelleme mümkündür. Özellikle çok sayıda girdiye sahip küçük olmayan sistemlerde, geliştirici daha geniş bir bilgi tanecığı uygulamaya zorlanır (bulanık bilgi) (Uzunsoy, 2003).

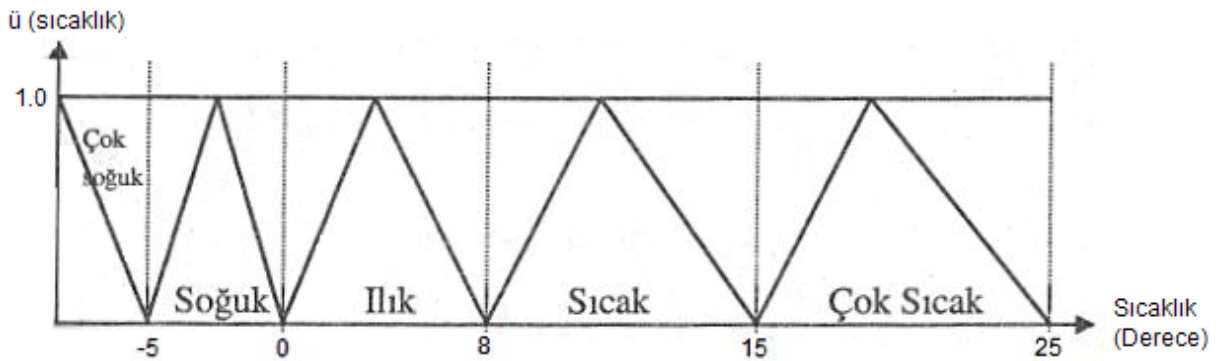
5.2.2 Bulanık Mantıkta Kullanılan Üyelik Fonksiyonları

Göz önünde tutulan bir bulanık küme veya ifadenin temsil ettiği sayısal aralık, o ifade hakkında bilgi sahibi olan kişiler tarafından belirlenebilir. Örneğin; İstanbul'da sıcaklık derecesinin değişim aralığının aşağı yukarı -5°C 'den $+35^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar olduğu söylenebilir. İşte bu aralık, sıcaklık kümesinin İstanbul için öğelerinin bulunabileceği aralığı belirtilir. Böylece tüm sıcaklık uzayı belirlenmiştir. Ancak, günlük konuşmalarda bu sıcaklık uzayının da bir takım alt aralıklardan oluştuğu düşünülür. Örneğin; 'çok soğuk', 'soğuk', 'ılık', 'sıcak', 'aşırı sıcak' gibi. Burada, önce her bir alt terimin aralığının ne olduğuna karar veriniz şeklinde bir soru ile karşılaşıldığında örnek olarak; çok soğukun -5°C ile 0°C , soğukun 0°C ile $+8^{\circ}\text{C}$, ılığın $+8^{\circ}\text{C}$ ile $+15^{\circ}\text{C}$, sıcaklığın $+15^{\circ}\text{C}$ ile $+25^{\circ}\text{C}$, çok sıcaklığın ise $+25^{\circ}\text{C}$ 'den başladığı söylenebilir. Burada dikkat edilirse aralık tahminlerinde bulunulmuş ve Şekil 5.4'de de gösterildiği gibi her bir alt aralıktan biri bitince diğeri başlamıştır (Şen, 2000).



Şekil 5.4 Bitişik dikdörtgen gösterim (Şen, 2000)

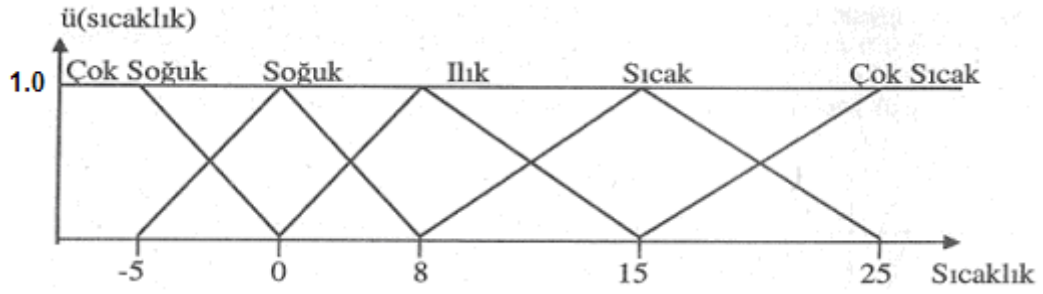
Bu aralıkların sınırlarında yine Aristo mantığına göre katı kararlar alınmalıdır. Örneğin, 7.9°C 'nin soğuk, 8.1°C 'nin ise ılık olduğuna karar verilir. Şekil 5.4'te gösterim bakımından önemli bir nokta, her alt aralığa düşen sıcaklık değerinin üyelik derecesinin sadece o aralıkta 1'e, diğer aralıklarda da 0'a eşit olduğudur. Bu nedenle, her sıcaklık alt kümesinin üyelik fonksiyonu yüksekliği 1'e eşit olan bir dikdörtgen şeklindedir.



Şekil 5.5 Bitişik üçgen gösterim (Şen, 2000)

Şekil 5.5’de ise, yukarıdaki tartışmanın bir doğal sonucu olarak en basit üçgen üyelik fonksiyonları bitişik olarak alınmıştır. Bu üçgenlerin de sıcaklık alt kümelerini tam yansıtmadığı açıktır. Çünkü yine sınırlardaki sıcaklık değerlerinin üyelik dereceleri sıfır olarak olarak düşünülmüştür. Ayrıca, bu sınır değerleri, ne alttaki ne de üstteki sıcaklık alt kümelerine dahildir. Böylece, sınır değerler için tam anlamı ile bir belirsizlik vardır. Diğer taraftan, bu şekilde alt aralıklar halen Aristo mantığına göre işlem görür. Çünkü bir alt aralığa düşen sıcaklık değeri sadece o aralığa aittir. Fakat Şekil 5.4’den farklı olarak üyelik derecesi 1’e eşit değildir (Şen, 2000).

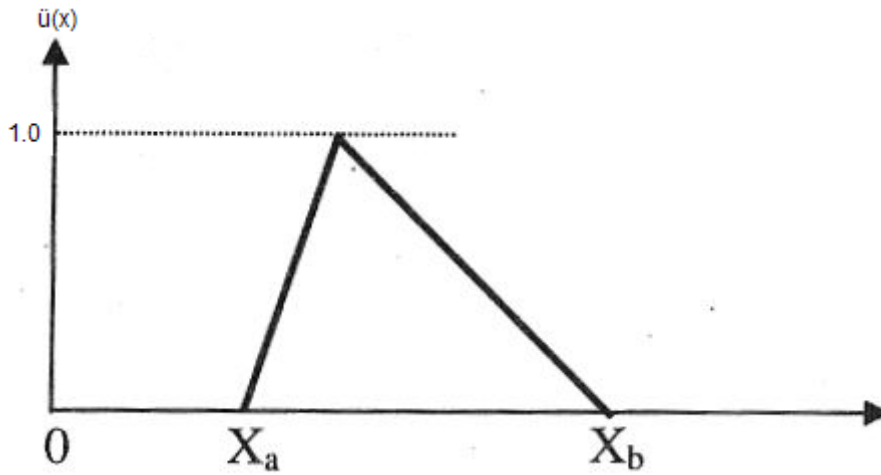
Biraz daha makul düşünülduğünde; bu aralıklar arasındaki geçiş kısımlarının böyle birbirinin devamı olmayacağı ve bir örtüşmenin söz konusu olabileceği söylenirse; daha mantıklı, günlük hayatta geçerli ve uzlaştırıcı çözümlere gidilmiş olur. Çünkü, her insanın ılık sınırlarının $+5$ ile $+15^{\circ}\text{C}$ 'de sıfır üyelik derecelerine sahip olmasını beklemek mümkün değildir. Oysa, günlük hayatta sınıra yakın olan değerlerin hangi aralığa düşeceği oldukça şüpheli, yani bulanıktır. Böylece, sıcaklık alt aralıklarının birbirisi ile örtüşmeli geçişlere sahip olmasının gerekliliği ile sonuçta Şekil 5.6'da verilen üyelik fonksiyonları ortaya çıkar.



Şekil 5.6 Örtüşmeli üçgen gösterimi (Şen, 2000)

Bu çıkarımların sonrasında; ilk ve son aralıktaki sıcaklık durumlarının ‘çok çok soğuğa’ veya ‘çok çok sıcak’a doğru giderken başka alt aralıklar olmadığından, üyelik derecelerinin 1’e eşit kalmasının makul olmadığı anlaşılır. Bunun doğal bir sonucu olarak da, ilk ve son üyelik fonksiyonlarının üçgen yerine yamuk şeklinde olacağı sonucuna varılır. Böylece, her alt aralığa girişimli olarak bir üyelik fonksiyonu şekli atanmıştır (Şen, 2000).

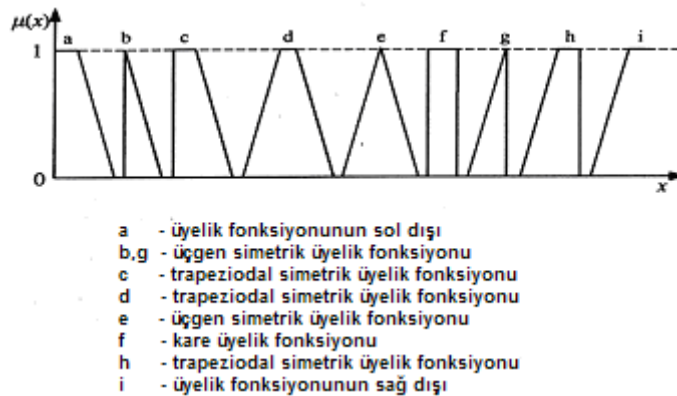
Diğer taraftan, her alt aralığa, örneğin ‘ılık’ aralığına düşen sıcaklık derecelerinin hepsinin aynı önemde olup olmaması bir sorundur. Tabii olarak, ılık aralığının alt ve üst uçlarına yaklaştıkça onun komşusu olan altta soğuk, üstte ise sıcak alt kümelerine doğru geçişler beklenildiği için, o geçiş bölgelerine rastlayan kısımların tam anlamı ile ılık vasfına sahip olacağı söylenemez. Böylece, her bir alt aralığa düşen sıcaklık derecelerinin, o alt aralığın uçlarına yakın kısımlarında önemlerini ortaya kıyasla göreceli olarak kaybedeceği sonucuna, buradan da eğer bir alt aralıkta önem derecesi diye bir değer düşünülecek olursa bunun en büyük değerlerinin o alt aralığın ortalarında, en düşük değerlerinin ise uçlarda olacağını söyleyebiliriz. Bu yaklaşımlar sonucu Şekil 5.7’de gösterilen bir geometrik gösterim oluşur. Genel olarak, her alt aralığın ayrık üyelik fonksiyonu bu şekilde gösterildiği gibi olur. Bu fonksiyonların simetrik olması gerekmez. Böylece X_a ve X_b gibi alt ve üst sınırlara sahip X değişkeninin bu aralıktaki her değerine ayrı bir üyelik derecesi, $\bar{u}(x)$, atanmış olur. Bu aralıktaki tüm X değerleri, o X değişkeninin bir alt kümesini oluşturur.



Şekil 5.7 Bulanık küme (Şen, 2000)

Genel olarak, küme üyelerinin değerleri ile değişiklik gösteren böyle bir eğriye ‘üyelik eğrisi (önem eğrisi)’ adı verilir. Bunun en önemli özellikleri, alt küme sınırlarındaki değerlerin orta öğelerinkine göre daha düşük olmasıdır. Ancak klasik kümelere bir benzerlik teşkil etmesi açısından en büyük önem derecesine sahip olan ortaya yakın öğelere 1 değeri atanırsa, diğerlerinin 0 ile 1 arasında ondalıklı ve sürekli değiştiği sonucuna varılır. İşte bu şekilde, 0 ile 1 arasındaki değişimin, her bir öğe için değerine, ‘üyelik derecesi’, bunun bir alt küme içindeki değişimine ise ‘üyelik fonksiyonu’ adı verilir. Böylece, üyelik fonksiyonu şemsiyesi altında toplanan öğeler önem derecelerine göre birer üyelik derecesine sahiptir (Şen, 2000).

Pratikte, birçok farklı üyelik fonksiyonu uygulanır. Basitten karmaşığa değişen bunlardan bazıları bu kısımda incelenmektedir. En sık uygulanan üyelik fonksiyonları ise Şekil 5.8’de gösterilmektedir.

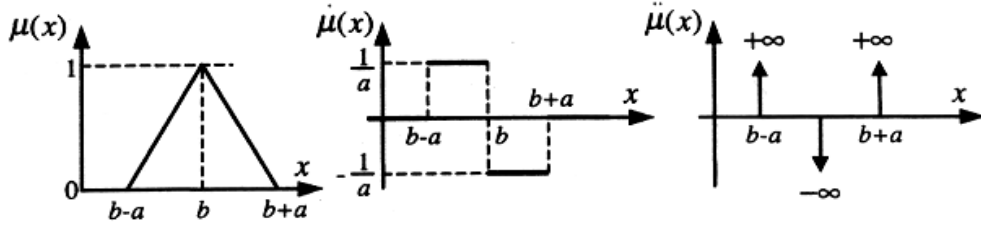


Şekil 5.8 En sık kullanılan üyelik fonksiyonları (Verbrugge, 1999)

Diğer üyelik fonksiyonlarına göre poligonal fonksiyonların avantajı, minimum miktarda bilgi ile tanımlanabilmesidir. Köşe noktalarla ilişkili bilgiler yeterlidir. Bu, geliştiricinin hakkında

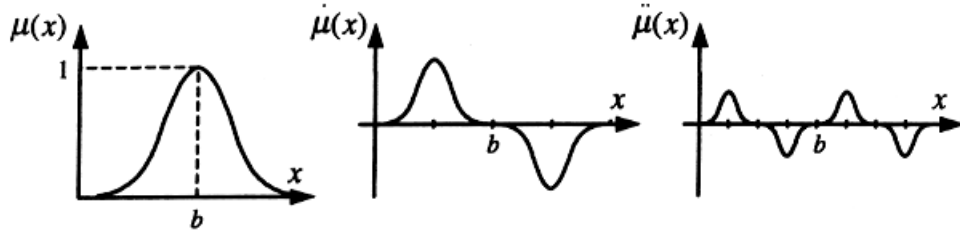
çok fazla bilgiye sahip olmadığı sistemleri modellemesinde oldukça önemlidir. Diğer avantaj ise üyelik fonksiyonlarında parametrelerin modifikasyonunun kolay olmasıdır. Bununla birlikte, poligonal fonksiyonlar sürekli türevlenebilir değildirler. Bazı bilim adamlarına göre, sürekli türevlenemeyen üyelik fonksiyonları, bulanık modellerin adaptasyon sürecini zorlaştırır (Verbrugge, 1999).

Bir insan tarafından kullanılan üyelik fonksiyonları, sezgisel üyelik fonksiyonları olarak isimlendirilir. Dikdörtgen şekilli gibi sezgisel üyelik fonksiyonları, şekillerdeki x eksenine karşılık gelen “sayısal söylem evreninin” bütün sahasında süreklidir. Tanımlanan aralıktaki x değişkeninin küçük bir değişimi, bunun insan tarafından yapılan niteliksel değerlendirmesinde bir basamak değişimine neden olmaz. Üçgen üyelik fonksiyonu durumunda, b noktasının komşuluğunda x değişkeninin küçük bir değişimi için, hem değerde hem de türevin işaretinde ani bir sıçrama meydana gelir. Bu nedenle, üçgen bir üyelik fonksiyonu, insan düşünce tarzında bir değerlendirme için çok kaba bir yaklaşım gösterir. Ancak bu durum, üçgen üyelik fonksiyonlu bir modelin tatmin edici bir şekilde doğru olamayacağı anlamına gelmez (Uzunsoy, 2003). Özellikle belirsizliğin yüksek olduğu durumlar için üçgen seçeneğinin öneminden daha önce bahsedilmişti.



Şekil 5.9 Üçgen üyelik fonksiyonları ve bunların türevleri (Verbrugge, 1999)

Üçgen fonksiyon durumunda, $(b-a)$, b , $(b+a)$ noktalarındaki eğrilikler o kadar büyüktür ki, ikinci türev son derece büyük değerler alma eğilimi gösterir (Şekil 5.9). Değişkenlerin insana benzer şekilde sayısal değerlendirmesi için daha uygun bir yol Şekil 5.10’da gösterilmiştir. Çünkü bu üyelik fonksiyonu sunumu, küçük eğrilikler ile sürekli birinci ve ikinci türevlere sahiptir.



Şekil 5.10 Küçük eğriliklere sahip sürekli üyelik fonksiyonu örneği

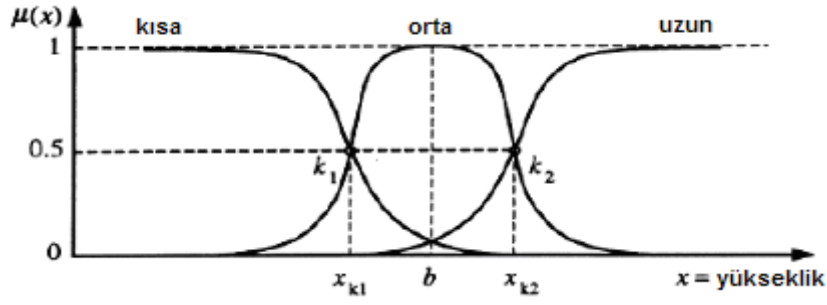
Eşitlik 5.1 ile Gauss fonksiyonu ifade edilmektedir:

$$\mu(x) = \exp\left[-\left(\frac{x-b}{a}\right)^2\right] \quad (5.1)$$

Biçim olarak bazen Gauss çanı olarak adlandırılan Gauss fonksiyonu, a ve b olmak üzere iki parametre ile tanımlanır. Bunlardan a fonksiyon genişliğini belirtmede kullanılırken, b ise fonksiyonun modal değerini gösterir. Bir Gauss fonksiyonu, $\mu(x) = e^{-1} \cong 0.36788$ seviyesinde $2a$ genişliğine sahiptir. a parametresini belirlemek için bir üyelik fonksiyonunun k kritik noktası konseptini kullanabilir. Bu nokta, üyelik fonksiyonunun 0.5 üyelik derecesine denk gelmektedir. Her Gauss eğrisi, Şekil 5.11’de gösterildiği gibi iki kritik noktaya sahiptir. Eğer birleşen üyelik fonksiyonlarının birbirleri ile $\mu(x_k) = 0.5$ yüksekliğinde kesiştiği kabul edilirse, bu durumda k kritik noktası, geliştirici tarafından sağ veya sol bulanık kümenin hangisine daha fazla ait olduğuna karar verilemeyecek bir x koordinatına sahip nokta olarak tanımlanabilir. Gauss eğrisinin b modal değeri bilinirse, ikinci parametre hesaplanabilir (Verbrugge, 1999):

$$\mu(x_k) = \exp\left[-\left(\frac{x_k - b}{a}\right)^2\right] = 0.5 \quad (5.2)$$

$$a = \frac{|x_k - b|}{\sqrt{\ln 2}} \quad (5.3)$$

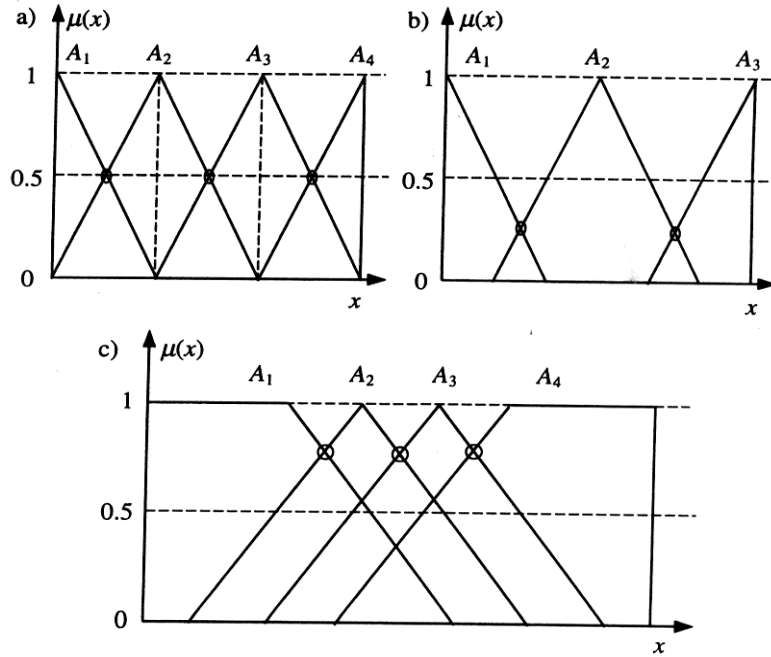


Şekil 5.11 ‘Orta yükseklik’ bulanık kümesi için üyelik fonksiyonu olarak Gauss fonksiyonu Gauss fonksiyonları kullanımı bulanık modele ilişkin; pürüzsüz, sürekli türevlenebilir hiper yüzeyler sağlarken, bu fonksiyonların simetrisi iki üyelik fonksiyonun 1’e tamamlanmasında tatmin edici değildir. Eşitlik 5.4, 1’e tamamlanma durumunu ifade etmektedir:

$$\sum_h \mu_{A_h}(x) \equiv 1, \forall x \in X \quad (5.4)$$

Burada; h bulanık küme sayısıdır.

Söylem evreminde her x elemanının üyelik toplamı 1’e eşit olduğu durumu, Şekil 5.12’de gösterilen küme tiplerini kullanan modeller ile kıyaslandığında, genellikle modele daha düzgün bir yüzey verir.



Şekil 5.12 Birliğin bir kısmının durumunu tatmin eden (a) ve etmeyen (b, c) bulanık küme örnekleri (Verbrugge, 1999)

Gauss fonksiyonu kullanımında üçgen üyelik fonksiyonu durumuna göre çok daha fazla sayıda parametre tanımlamak gerekli hale gelir ve bu, model ayarlamasını zorlaştırır. Diğer dezavantaj ise fonksiyonun sonsuz geniş desteğidir. Bu, X söylem evreninin her x elemanının, bu fonksiyon ile gösterilen her bulanık kümeye ait olduğu anlamına gelir. Bu etki göz ardı edilecek kadar küçük olsa bile modellemede amaç değildir. Gauss fonksiyonlarının bu dezavantajlarının sonucu olarak asimetrik Gauss fonksiyonları ortaya çıkmıştır ve bunlar daha iyi sonuç sağlamaktadırlar (Uzunsoy, 2003).

5.3 Bulanık Mantık ile Yönlendirme ve Hız Kontrolü

Bu tez içinde oluşturulan modelin ana amacı; insan sürücüyü taklit ederek, sabit yer merkezli olarak koordinatları verilen herhangi bir yol üzerinde tatmin edici bir sürüş için hız değişim gereklerini de ele alarak uygun bir yol takibinin sağlanmasıdır. Bu amacı gerçekleştirmek için insan sürücüyü en yakın şekilde gerçekleştirmek adına ‘bulanık mantık’ kullanılmıştır. Bulanık mantık içinde bu amacın ne derecede gerçekleşeceği sisteme girilen ve nasıl oluşturulduğu Bölüm içinde detaylı bir şekilde anlatılacak olan girdilere, üyelik fonksiyonlarının yapılandırılmasına ve mantıksal kurallara bağlı olacaktır.

Bulanık mantık kullanılarak yönlendirme kontrolü amacı için, Bölüm 3’te türetilen dinamik denklemlerin temelinde bir Simulink taşıt modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen denklemler bir taşıtı, iki serbestlik dereceli (2 DOF) ve dört serbestlik dereceli (4 DOF) modeller ile gösterme seçeneği verir. Bu nedenle, bu taşıt yolu planlama metodu, hem 2 DOF hem de 4 DOF taşıt modelleri için göz önüne alınır. 2 DOF modeli hız girdisini 4 DOF modelinden alırken yönlendirme 4 DOF modeli ile eş zamanlı aynı girdi ve kural yapısı ile sağlanır. Bununla birlikte, 4 DOF modelinin analizinde ise ilerleyen kısımlarda da ele alındığı üzere; yönlendirme kontrolünün yanında, yine bulanık mantık kullanılarak mevcut duruma uygun olarak değişken hız kontrolü de sağlanmaya çalışılmaktadır.

Yönlendirmeyi en uygun şekilde gerçekleştirmek için öncelikle gidilmesi planlanan yolun sabit yer merkezli temel koordinatlarına sahip olunmalıdır. Bu koordinatlara göre yol üzerinde, yönlendirme konusunda temel yardımı sağlayacak hedef noktalar belirlenecektir. Dolayısıyla, taşıtın ilerlediği yolda istenilen şekilde gidebilmesi simulasyonun her bir zaman adımında, sıradaki iki peşpeşe tanımlanmış nokta gerekmektedir. Burada ilk hedef nokta yerine iki hedef noktanın tanımlanmasının nedeni, gerçek bir sürücünün sadece bir sonraki hedef noktaya varmak için basit bir yönlendirme yapmak yerine, ikinci noktayı da göz önüne alarak

bu noktaya da en uygun şekilde gidebilmesini sağlayacak şekilde yönlendirmeyi ayarlıyor olmasıdır. Bu durumda doğal olarak, ikinci noktaya uygun bir şekilde yaklaşabilmek için, ilk hedef noktaya olan yaklaşım yönü de etkilenebilecektir.

Gerçek bir insan sürücünün sürüş davranışı ele alındığında, yönlendirme ve buna bağlı olarak da hız kontrolünün gözün belli bir anda gördüğü tek bir hedef noktaya göre ayarlanmadığı bilinmektedir. İnsan sürücü, çoğu zaman bilinçli olmakla beraber bazen de bilinçsiz olarak her zaman mevcut hedefin bir adım sonrasını irdelemekte ve verilecek kararlarda sonraki adımı da hesaba katmaktadır. Bu ikincil nokta aslında sürüşün her anında mevcut olup, gözün baktığı odak noktanın çevresini de fark edebilmesi ile bağlantılıdır. Esasen, taşıt sistemi içerisine oturmuş bir insan sürücü; bakılan ilk noktadan, ikincil hedeflere kadar, sisteme verdiği girdiler değerlendirildiğinde, bir ileri-besleme denetleyici rolündedir. Literatürde bu yaklaşımı değerlendiren birçok çalışma mevcuttur (Sharp, 2005), (Sharp ve Valtetsiotis, 2001), (Sharp vd., 2000), (MacAdam, 1981). Bu sebeple, yönlendirme ve hız kontrolü kararı verilirken sadece sıradaki hedefe yoğunlaşmak ve bir sonraki hedefi de ancak mevcut hedefi geçtikten sonra değerlendirmek gerçekçi olmayacaktır. Dolayısıyla sürüş esnasında birincil ve ikincil hedef tanımlamaları yapmak ve karar alınırken bu iki hedefi de belli ölçülerde göz önünde bulundurmak çoğu zaman hem daha güvenli hem de insan sürücüye daha çok benzer bir sürüş sağlayacaktır. Burada unutulmaması gereken, ele alınan mantıkta yine de bir yaklaşım yapıldığı gerçeğidir. Göz hareketleri, taşıtın hareketi esnasında sonsuz denebilecek bir ilk hedef ve ikincil hedef belirleyebilecek ve bu sinyalleri eylem için beyne gönderebilecekken, model yapımızda bu durum tanımlanan sayıda koordinat noktası ile sınırlıdır.

Sürüşün her anında tanımlanan bu iki hedef nokta, ilk hedef noktaya ulaşılan kadar değişmez. Bununla birlikte, eğer kontrol kaybı nedeniyle ilk hedef nokta geçilirse (yani hedef alınan ilk nokta mevcut pozisyonun gerisinde kalırsa), orijinal ikinci hedef nokta ilk hedef haline gelir ve bir sonraki nokta da yeni ikinci hedef nokta olur. Taşıt model bloğu tarafından sağlanan sonuçlar, bulanık girdiler bloğunda işlenir ve daha sonra da ‘bulanık sürücü’ olarak adlandırılan bulanık mantık kontrolcüye gönderilir. Bulanık sürücü gerçek bir sürücü gibi davranmak ister ve ilgili girdilerin üyelik fonksiyonlarını göz önünde tutarak direksiyonun dönmesi gereken yöne ve bu dönüşün ne kadar olması gerektiğine karar verir. Taşıt modeli ile bulanık sürücü etkileşiminin genel bir akış diyagramı Bölüm 4, Şekil 4.3’de gösterilmektedir.

Taşıt model bloğu, karmaşıklığına bakılmaksızın her taşıt modeli ile değiştirilebilir. Taşıt ta-

rafından takip edileceği düşünülen yol, simülasyon çalışmasından önce sabit yer merkezli koordinatlarla haritalanır. İstenilen sayıda X ve Y koordinat noktası çifti kullanılabilir. Bu eşlenmiş veriler daha sonra taşıt gövdesi merkezli koordinat sistemine dönüştürülür. Buradaki yaklaşım, hedef noktaları önüne geldikçe görece gerçek sürücü ile de uyumludur. Gövdeye bağlı koordinatlar içindeki yeni x ve y noktaları, 5.5 ve 5.6 denklemleri ile tanımlanır.

$$x' = (x - X) \cdot \cos(r) + (y - Y) \cdot \sin(r) \quad (5.5)$$

$$y' = (y - Y) \cdot \cos(r) - (x - X) \cdot \sin(r) \quad (5.6)$$

Burada;

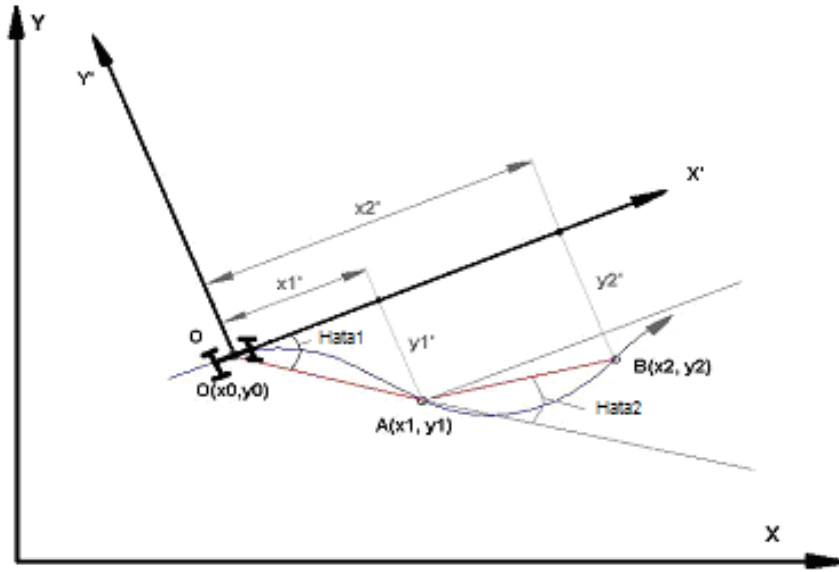
x', y' : x, y noktaları için gövde merkezli eksen sisteminde hesaplanan koordinatlar (m)

x, y : Yere bağlı koordinat sisteminde tanımlanan bir x, y noktası (m)

r : Taşıt yanal sapma açısı (derece)

X, Y : Taşıtın x ve y koordinatları ile anlık pozisyonu (m)

Bulanık mantık kontrolcü için, Şekil 5.13'de de görüldüğü gibi taşıtın koordinat çiftine göre pozisyonundan iki açı ve bir mesafe girdisi türetilir. Yönlendirme ve hız kontrolü sağlama konusunda ilk adım olarak, taşıtın anlık doğrultusu ile önündeki ilk hedef nokta arasındaki açısal büyüklük olan 'hata1' tanımlaması yapılmıştır. Şekil 5.13'de, Hata 1; taşıtın en son doğrultu (baş yönü) eksenini ile yine taşıtın doğrudan geçmek zorunda olduğu ilk hedef nokta olan A arasındaki açıdır. Hata 1'in ardından insan sürücüyü daha da benzer şekilde taklit edebilmek ve sürüşün hem daha emniyetli hem de daha yumuşak bir şekilde gerçekleşmesinde temel rol oynaması için tanımlanmış olan ikincil hedef noktalara göre anlık olarak belirlenecek bir 'Hata 2' açısı girdisi oluşturulmuştur. Bu Hata 2 açısı, o anki taşıtın anlık doğrultusu ile sıradaki hedeften bir sonraki hedef (ikincil hedef) arasındaki açısal büyüklük olup Şekil 5.14'te A noktasına ulaşıldıktan sonra yapılacak dönüşün zorluğunu gösterir. Hata 1 ve Hata 2 denklemleri, 5.7 ve 5.8 numaralı denklemlerde gösterilmiştir. Hata 1 ve Hata 2'nin her ikisi de değişken açılardır ve yolculuğun her zaman adımında geri besleme girdileri olarak bulanık kontrolcüye gönderilirler. Kontrolcünün üçüncü girdisi ise 'mesafe'dir. Şekil 5.13'de 'mesafe', 'O' noktasından 'A' noktasına kadar olan lineer mesafedir.

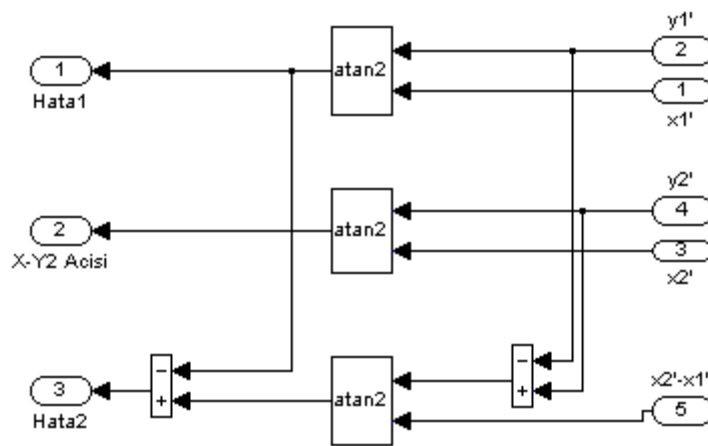


Şekil 5.13 Bulanık yol planlama için hareketli eksen sistemi ve hata formasyonu (Uzunsoy, 2003)

$$Hata1 = \tan^{-1} \left(\frac{y'_1}{x'_1} \right) \quad (5.7)$$

$$Hata2 = Hata1 - \tan^{-1} \left(\frac{y'_2 - y'_1}{x'_2 - x'_1} \right) \quad (5.8)$$

Taşıtın yönü, gerçekte Eşitlik 5.7 ve 5.8'e dayanan ve Şekil 5.14'te gösterilen taşıt Simülink modelinin Açılar bloğunda belirlenir.

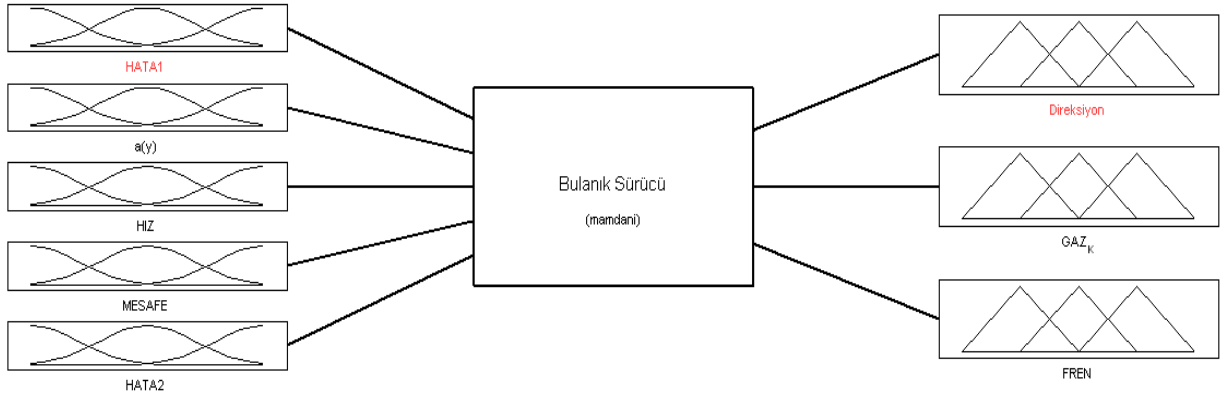


Şekil 5.14 Hata 1 ve Hata 2 simülink bloğu

Açık olarak, taşıt Simülink modeli çıktıları olan Hata 1, Hata 2 ve Mesafe, Bulanık Sürücü olarak isimlendirilen Bulanık Çıkarım Sistemi (FIS) girdileri haline gelirler. Bu girdilerin

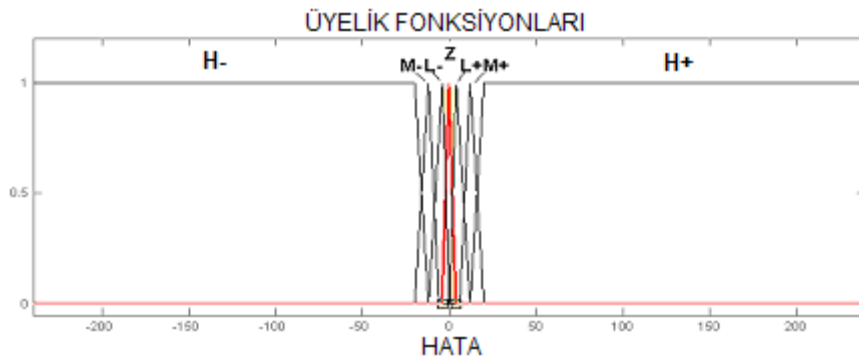
yanına ek olarak ayrıntıları bölüm içinde detaylı bir şekilde verilecek olan yanal ivme (a_y) ve hız kontrol girdileri eklenecek ve sonuç olarak hedeflenen yönlendirme ile gaz ve fren pedalının kullanım şiddetlerine bağlı olarak hız kontrolü sağlanmaya çalışılacaktır.

Bulanık sürücü, taşıt sürüş dinamikleri simülasyon çalışmaları için bir sürücü modeli tanımlamada kullanılan bir terimdir. Bulanık mantık kullanan model geliştirmenin amacı, bilgisayarlaştırılmış taşıt yolu formasyonunda, oldukça basit bir düzeyde insan zekası uygulayan akıllı bir kontrol aracı sağlamaktır. Bulanık mantık kontrolcü, Matlab/Simülink ortamında Bulanık Mantık Araç Kutusu kullanılarak geliştirilir. Geliştirilen kontrolcü, uygun bir şekilde taşıt Simülink modeline uygulanır. Taşıt yol planlamasına dayanan Bulanık Çıkarım Sistemi akış diyagramı Şekil 5.15’de gösterilmektedir.



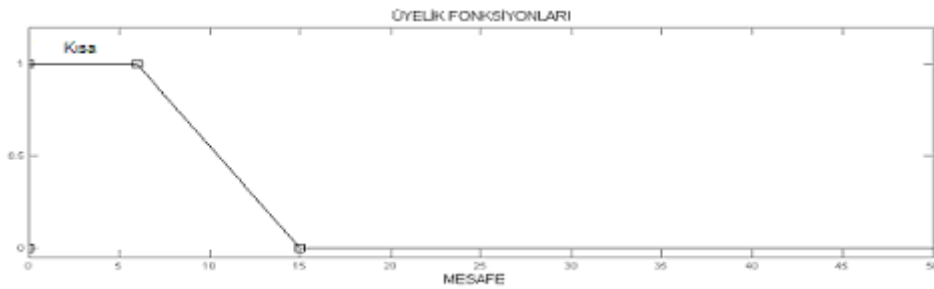
Şekil 5.15 Bulanık çıkarım sistemi

Şekil 5.16’da gösterildiği gibi Hata 1 ve Hata 2, aynı üyelik fonksiyonlarına sahiptir. Açılırları göstermek için, Negatif Yüksek (H -), Negatif Orta (M -), Negatif Düşük (L -), Sıfır (Z), Pozitif Düşük (L +), Pozitif Orta (M +) ve Pozitif Yüksek (H +) olmak üzere tanımlanmış yedi üyelik fonksiyonu vardır.



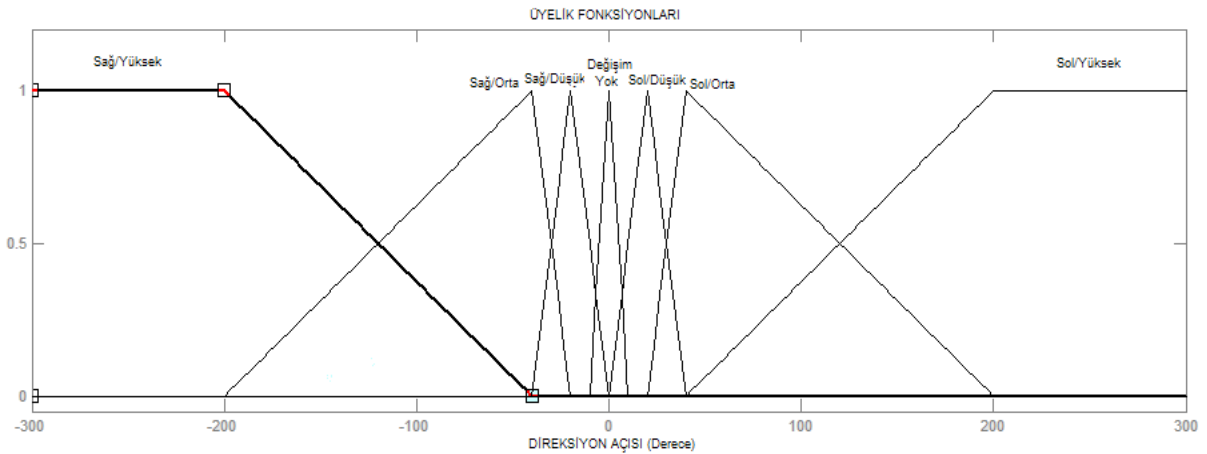
Şekil 5.16 Hata1 ve Hata2’nin her ikisi için üyelik fonksiyonları

Düşük ve orta hata aralıkları dar açılarla ayarlanmış olmasına rağmen yüksek açı hata aralığı geniş tutulmuştur. Bu yüksek açı alanının kaplanmasıyla, taşıt verilen limitlere kadar kontrol dışına çıksa bile, sıradan bir insan sürücünün yapacağı gibi bu durumdan kurtulmayı deneme ve kaçırılan nokta veya bir sonraki noktaya doğru ilerleme olanağı oluşur. Şekil 5.17, Bulanık Çıkarım Sisteminin mesafe girdisini göstermektedir. Bu girdi, trapezoidal tek bir üyelik fonksiyonu ile tanımlanmıştır. Buna göre; belirlenen hedefe 15 m. kaldığı andan itibaren kısa kesafe ölçütü değerlendirilmeye başlanır ve 5 m.'den itibaren tamamen kısa mesafe kabulü yapılır.



Şekil 5.17 'Mesafe' (m) girdisi için üyelik fonksiyonları

Bulanık çıktı, temelde -200 ve +200 dereceler arasında tanımlanmış olan direksiyon açısı Şekil 5.18 ile gaz ve fren pedallarının mevcut şartlara göre ne derecede kullanılacağı olacaktır. Burada direksiyon açısı dönüş aralığı Bulanık Çıkarım Sistemi içinde sınırlandırılmasına rağmen, bulanık kontrolcünden hemen sonra bir direksiyon dişlisi oranı ortaya çıkaran bir Simülük bloğu eklenir (Bkz. Şekil 4.3). Dişli oranının ayarlanması ile farklı taşıtlar için döndürülen tekerleklerdeki yönlendirme açısını tanımlamada esneklik sağlanır (Uzunsoy, 2003).



Şekil 5.18 Direksiyon açısı (derece) çıktısı için üyelik fonksiyonları

Her girdi ve çıktının üyelik fonksiyonları, tanımlanan kurallar ile bağlanır ve işlenir.

İnsanlar sözel ifadelerle etkileşim içinde bulunduğu zaman bu ifadeleri inceleyerek sorun ile ilgili olanları yargılama ve ilişkilendirme sonucu bir takım kurallar çıkarırlar. Bu makul ve mantıksal olan kuralları bugün için matematikte bilinen yöntemler, diferansiyel ve integral hesaplamalarla ifade etmek mümkün değildir. Çünkü bu yöntemlerin kullanılabilmesi için belirginlik gereklidir. Gerekli çözümlere ulaşabilmek için basit bulanık küme hesaplamaları ile bulanık alt kümeler arasında geçerli ilişkiyi sağlayacak bulanık küme kural yapısının iyice bilinmesi büyük önem arz eder. Doğal lisanlar ne kadar karmaşık ve bulanık olsalar bile, insan iletişiminin temelini teşkil etmeleri bakımından çok önemlidir.

Makineler tarafından bilgi işlemlerinin algılanma yolu olan yapay zeka alanında, bilgi işlemi için kullanılan yollardan biri de, bu çalışmada kullanıldığı gibi, bilgiyi sanki insan diline benzer bir ifade ile temsil etmektir. Bu, en yaygın olarak kullanılan insan bilgisi işleme yoludur.

Bulanık kurallar, normal insan dilinde EĞER-İSE (IF-THEN) mantığı ile yazılır. Böyle bir ifadede, ayrılmış olan iki kısım bulunur. Bunlardan EĞER ile İSE kelimeleri arasında bulunan kısma öncül veya ön şartlar, İSE kelimesinden sonraki kısma ise soncul veya çıkarım adı verilir. Genel bir kural olarak;

EĞER öncül İSE çıkarım (Şen, 2000)

Yola göre en uygun yönlendirme ve hızlanma-yavaşlama sağlanabilmesi için direksiyon açısı ile gaz ve fren pedallarının kontrol edilebilmesi esastır. Bu durumda; hangi yöne ne büyüklükte direksiyon açısı uygulanacağı ve gaz-fren pedallarının ne ölçüde kullanılacağı, o an üzerinde bulunulan yol durumunun mevcut kurallara göre irdelenmesi sonucu ortaya konan sistem çıktılarına bağlı olacaktır. Buradaki karar verme süreci düşünüldüğünde; bu sürecin insan davranışına en yakın şekilde gerçekleşmesi için belli kriterlerin ortaya konulması gerektiği açıktır. Bu kriterler, gerçek bir sürücünün, herhangi bir durumdaki yol üzerinde giderken yönlendirme ve hızlanma-yavaşlama kararı almasında rol oynayan temel koşulları mümkün olduğu kadar gerçekçi bir şekilde yansıtmalıdır. Bu tez kapsamında hazırlanan program içindeki kurallar yazılırken de, gerçek bir sürücünün yol üzerinde yaşadığı durumlara verebileceği olası tepkiler, yansıtılmaya çalışılmıştır.

İşte tüm bu bilgiler ışığında, aracın verilen hedef noktalardan en uygun şekilde geçerek istenen yörüngeyi sağlaması adına yapacağı yönlendirmeleri kontrol etmek ve bu yönlendirmeler ile üzerinde ilerlenen yola göre en uygun hız kontrolünü sağlamak için bulanık kurallar yazıldı.

Mevcut duruma göre uygulanması gereken direksiyon açısı, yani yönlendirme, için ilk ve temel kurallar, tahmin edilebileceği gibi Hata1'e göre ayarlanmış ve şu şekilde sisteme girilmiştir:

Eğer Hata1 sıfır ise yönlendirme açısını değiştirme

Eğer Hata1 L- ise sağ yöne düşük derecede yönlendirme uygula

Eğer Hata1 L+ ise sol yöne düşük derecede yönlendirme uygula

Eğer Hata1 M- ise sağ yöne orta derecede yönlendirme uygula

Eğer Hata1 M+ ise sol yöne orta derecede yönlendirme uygula

Eğer Hata1 H- ise sağ yöne yüksek derecede yönlendirme uygula

Eğer Hata1 H+ ise sol yöne yüksek derecede yönlendirme uygula

Hata1'in ardından ikincil hedef için göz önüne alınan Hata2 girdisi de bu çalışmada oluşturulan model içinde tatmin edici sonuçları alma konusunda oldukça fazla öneme sahiptir. Ancak Hata2'nin değerlendirmesi sürüşün her anında değil, aynı gerçek insan sürücünün yaptığı gibi, sırada bulunan ilk hedefe belli bir mesafeye kadar yaklaşıldıktan sonra yapılacaktır. İkincil hedef noktanın birincil hedef noktaya varmadan daha önce göz önüne alınması, birincil hedefin geçilmesinin ardından yaşanabilecek ani ve kötü etki bırakıcı hız veya yönelim değişimi kararları alınmasının önüne geçecek ve bu sayede daha düzgün ve gerçeğe uygun sürüş sağlanacaktır. Bu şartlar altında ikincil hedef noktanın ne zaman değerlendirilmeye alınacağı konusu da belirleyici olacaktır. Birincil noktaya varmadan çok fazla mesafe önce ikincil noktayı değerlendirmek zaman zaman gereksiz şekilde fazla yavaşlamayı getirebilecekken, bu mesafeyi gerekenden kısa tutmak da yönlendirme ve hız değişimini istenen düzgünlükte gerçekleştirmeye yetmeyebilir. Bu nedenle en uygun mesafeyi bulmak için denemeler yapılmıştır ve insan sürücüye yakın yönlendirme ve hız değişimini sağlayabilmek için ikincil hedefin o anki birincil hedefe 5-15 metre kala göz önüne alınmasına karar verilmiştir. Bu sayede ilgili mesafeye girilmesinin ardından birincil ve ikincil hedefin beraberce değerlendirilmesi sağlanmıştır.

Açıklanan üç kritere göre, koordinatları verilmiş herhangi bir yol üzerinde ilerlerken ilk olarak taşıtın önünde bulunan ilk hedef noktaya göre karar mekanizması çalıştırılacak ve mevcut Hata 1 durumuna göre belirtilmiş olan kurallar kullanılarak yönlendirme ve buna bağlı hız ayarlaması yapılacaktır. Sürüşün devamında ilk hedef noktaya önceden belirlenen 5-15 metre kadar yaklaşılmasının sonrasında bir sonraki ikincil hedef noktaya göre belirlenen Hata 2 de

devreye alınacaktır. Dolayısıyla taşıt anlık doğrultusunun birincil hedef nokta ile hemen hemen aynı olduğu, yani Hata 1 oldukça düşük ve normal şartlarda gaz pedalına tamamen basılması gereken bir durumda dahi Hata 2'nin yüksek bir değer olarak belirlenmesi, taşıtın birincil hedefe, ikincil hedefi de hesaba katması suretiyle yavaşlayarak ve hem hız hem de yönlendirme açısından çok daha kontrollü bir şekilde girmesini sağlayacaktır. Buna ters olarak, birincil hedef için hesaplanan Hata 1 çok küçük iken bu hedefe 5-15 metre mesafe yaklaşıldığında ikincil hedef için belirlenen Hata 2'nin de hedefe varmayı engelleyici derecede büyük olmaması durumunda ise taşıt, güvenli bir şekilde duruma uygun olarak hızını arttırabilecek ve yönlendirmesini de buna göre ayarlayabilecektir. Bu duruma uygun olarak yazılmış kuralardan bazıları aşağıdaki gibidir:

Eğer Hata1 sıfır ve Hata2 sıfır ise yönlendirme açısını değiştirme ve gaz pedalına tam bas

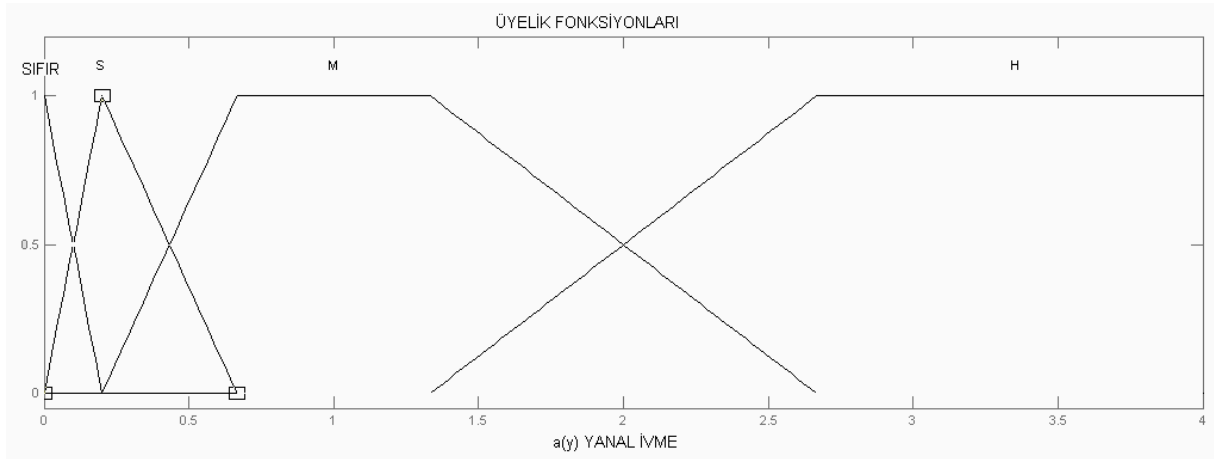
Eğer Hata1 L+ ve Hata2 M+ ise sol yöne düşük derecede yönlendirme uygula ve gaz pedalına yarım bas

Eğer Hata1 M- ve Hata2 H+ ise sağ yöne yüksek derecede yönlendirme uygula ve fren pedalına tam bas

Hata2 girdisinin ana hedefi, ilk hedefe gidişi değiştirmekten ziyade, aracın ikincil hedefe uygun bir şekilde yönlenebilmesini sağlamak üzere uygun hız ayarlamasını yaptırmaktır.

Daha önce Bölüm 2.6'da Sürücü Modelleri bahsinde de ele alınmış olduğu üzere yanal ivme; yanal sapma hızı gibi bir takım parametrelerle birlikte, sürücünün karar mekanizmasında etken olan unsurlardan biridir. Dolayısıyla bu çalışma açısından da; buraya kadar açıklanan Hata1, Hata2 ve Hata2'nin kullanımını harekete geçirmek için ele alınan birincil hedefe yaklaşma mesafesi dışında, anlık olarak hissedilen yanal ivme de gerçeğe yakın bir sürüşü sağlamak adına karar verme sürecine dahil edilmiştir. İnsan sürücü benzetim iddiasında daha fazla olası girdi ise modelin temelinin oturtulması çabası içerisinde karmaşıklığı arttırmamak için şimdilik göz ardı edilmiştir. İnsan sürücü düşünüldüğünde, herhangi bir hız değiştirme ve yönlendirme düzeltmesi kararı alınmasında, o andaki şartlara göre sürücüye hakim olan sürüş hissinin çok önemli olduğu açıktır. Burada söz konusu olan sürüş hissi, teknik olarak ağırlık merkezinde etkiyen yanal ivmedir. Sürüş esnasında ortaya çıkabilecek uzun-kısa süreli dönüşler veya şerit değiştirme manevraları uygulanırken taşıt üzerinde yanal kuvvetler etkili olacaktır. Taşıtı etkileyen bu yanal kuvvetlerin sürücüye yansması ve bu yansıma sonucu oluşan güvenli sürüşü sağlama hissi de hızı düşürmeye yönelik kararlar alınmasında rol oynayacaktır.

Benzer şekilde, sürüş anında sürücüye etkiyen ve yanal kuvvetlerin sonucu olan yanal ivmenin taşıtın güvenli gidişine engel olmayacak şekilde hissedilmesi de, hızı güvenli bir şekilde arttırabilme kararı alınmasına yol açacaktır. Dolayısıyla, sürücünün hissettiği bu yanal ivmenin büyüklüğü, hız değiştirme ve buna bağlı olarak da yönlendirme kararlarına direkt olarak etki edecektir. İnsan sürücüyü gerçekçi bir şekilde taklit etmeyi amaçlayarak hazırlanan modelin içinde de bir karar verme kriteri olarak yanal ivmenin anlık olarak değerlendirilmesi ve hız değiştirme kararı alınmasında Hata1 ve Hata2 ile birlikte direkt rol oynaması sağlanmıştır. Bu kapsamda, sisteme girdi olarak verilen yanal ivme düşük, orta ve yüksek olarak kategorize edilmiş ve anlık olarak algılanan bu yanal ivmenin büyüklük mertebesine göre en uygun hız ve doğrultu değiştirmeyi sağlayacak kararların alınmasında temel teşkil edecek kurallar da sisteme eklenmiştir. Yanal ivme için hazırlanan üyelik fonksiyonları Şekil 5.19’da görülmektedir.



Şekil 5.19 Yanal ivme (a_y) girdisi için üyelik fonksiyonları

Aşağıda, yanal ivme girdisi ile bağlantılı bir takım kurallar örnek olarak gösterilmektedir. Burada ifade edilmiş olan kural örnekleri benzer şartlara sahip olan durumlar seçilmiş ve yanal ivmenin mevcut durumlardaki karar verme mekanizması üzerine etkisi daha kolay ifade edilmeye çalışılmıştır.

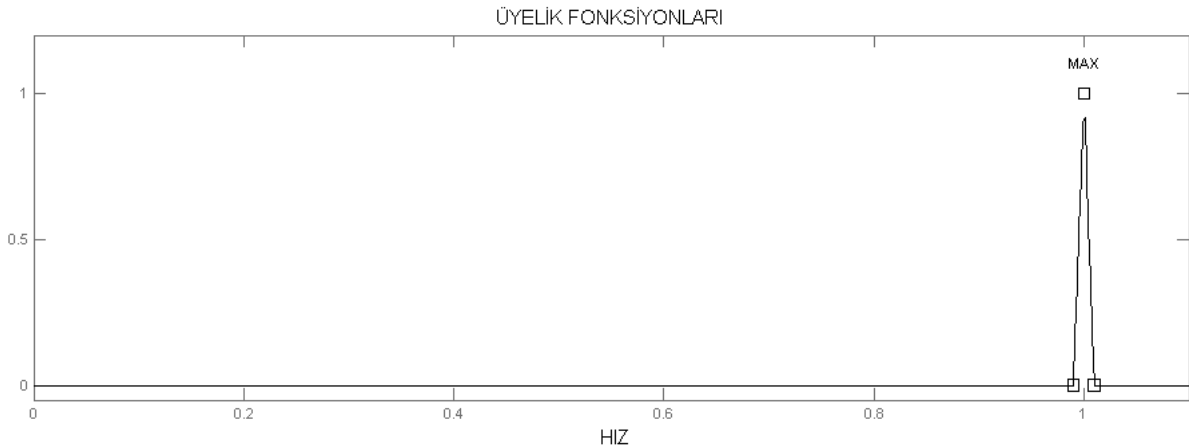
Eğer Hata1 sıfır, Hata2 M+ ve $a(y)$ sıfır ise yönlendirme açısını değiştirme ve gaz pedalına çeyrek bas

Eğer Hata1 sıfır, Hata2 M+ ve $a(y)$ düşük ise yönlendirme açısını değiştirme ve gaz veya fren pedallarına basma

Eğer Hata1 sıfır, Hata2 M+ ve $a(y)$ orta ise yönlendirme açısını değiştirme ve fren pedalına çeyrek bas

Eğer Hata1 sıfır, Hata2 M^+ ve $a(y)$ yüksek ise yönlendirme açısını değiştirme ve fren pedalına yarım bas

Günümüzde taşıtların ilerledikleri yolların koordinatlarının neredeyse sonsuza yakın şekilde çeşitli kombinasyonlara sahip oldukları bir gerçektir. Dolayısıyla, oluşturulan model içindeki taşıtın, üzerinde bulunulan yola göre elde edilen Hata1, Hata2 ve yanal ivme değerlendirmeleri sonucu çok uzun bir süre yavaşlama veya hızlanma kararı alması mümkün olabilir. Oysa gerçekte insan sürücü, önündeki yol hiçbir eğri göstermeden düz bir şekilde kilometrelerce ilerlese bile aracının hızını belli bir dereceye kadar artırır ve sonrasında yeni bir tehlike ya da etken hissedene kadar hızını sabit tutar. Ya da ardı ardına virajların olduğu bir yol üzerinde de sürekli olarak fren yapmak olası değildir. Böyle bir durumda da yol tekrar düz bir hal alana kadar en azından minimum bir hızda ilerleme gösterilir. Bu şartlar göz önüne alınarak sisteme 10 km/h'lik minimum ve 100 km/h'lik maksimum hız tanımlamaları yapıldı. Bu tanımlamalar ile hem uzun süre hız artışı izlenimi veren düz yollar üzerinde mantıksız aşırı hız değerlerine ulaşmanın hem de ardı ardına virajlı yollarda yol şartına bağlı olarak kuralların değerlendirilmesi ile sürekli fren yapma ihtiyacı gösteren kararları sonucu motorun stop etmesi ve aracın yola devam edememesi durumlarının önüne geçilmiştir. (Burada anımsanması gereken bir durum genel taşıt modelinde güç aktarma sistemi modellemesinin olmamasıdır). Şekil 5.20'de maksimum hızın kontrolü için oluşturulan tetikleme amaçlı singleton üyelik fonksiyonu görülmektedir.



Şekil 5.20 Maksimum hız kontrolü için üyelik fonksiyonu

Bulanık sürücüye ilişkin elde edilen tüm girdi-çıkı ve kural dizgisinin indekslenmiş formatta sunumu Ek 1' de verilmektedir.

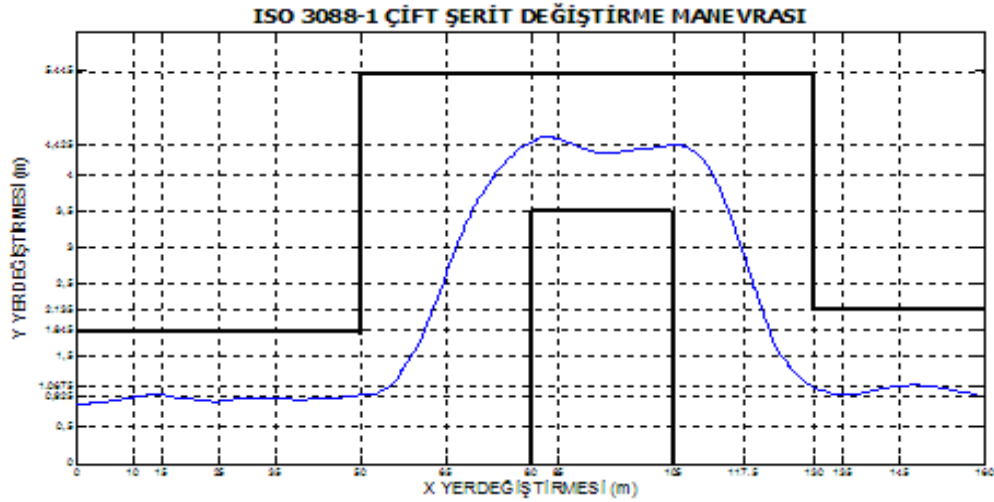
5.4 Simülasyon ve Analizi

Bölüm 4, Çizelge 4.1’de verilmiş olan taşıt parametrelerini bulanık sürücü modelinin de sınanmasında kullanılmıştır. Sürücü modelinin verimliliğinin ve kullanılabilirliğini test etmek amacıyla, öncelikle sürüş karakteristiklerinin sınanmasında standart bir manevra tipi olan ISO 3888-1 Çift Şerit değiştirme manevrası gerçekleştirilmiştir. Yol, standartta yer alan yaklaşım mesafeleri ve sınır yol boyutlarına uygun olacak şekilde tasarlanmış ve simülasyon koşturulmuştur. İlgili manevra tipine ilişkin elde edilen sonuçlardan bazıları Şekil 5.21, 5.22 ve 5.23’de gösterilmektedir.

Taşıtın Şekil 5.21’de verilen standart yolu takip edebilmesi için planlanan x ve y koordinatları aşağıda verilmektedir (YOL-1). Şekilden görüldüğü gibi, X ekseninde farklı aralıklarda verilen yerdeğiştirmelere karşılık yolun sınırlar içerisinde oldukça başarılı şekilde izlenebildiği görülmektedir.

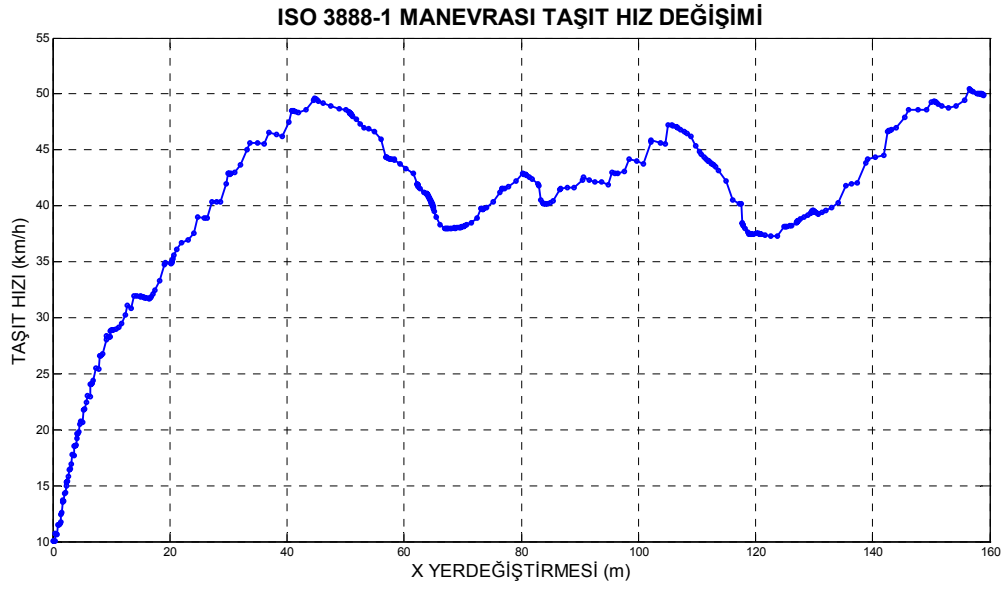
$X = [0 \ 0 \ 10 \ 15 \ 50 \ 65 \ 80 \ 83 \ 105 \ 117,5 \ 130 \ 150 \ 160];$

$Y = [0 \ 0.82 \ 0.925 \ 0.925 \ 0.925 \ 2.675 \ 4.425 \ 4.425 \ 4.425 \ 2.73 \ 1,0675 \ 1,0675 \ 1,0675]$



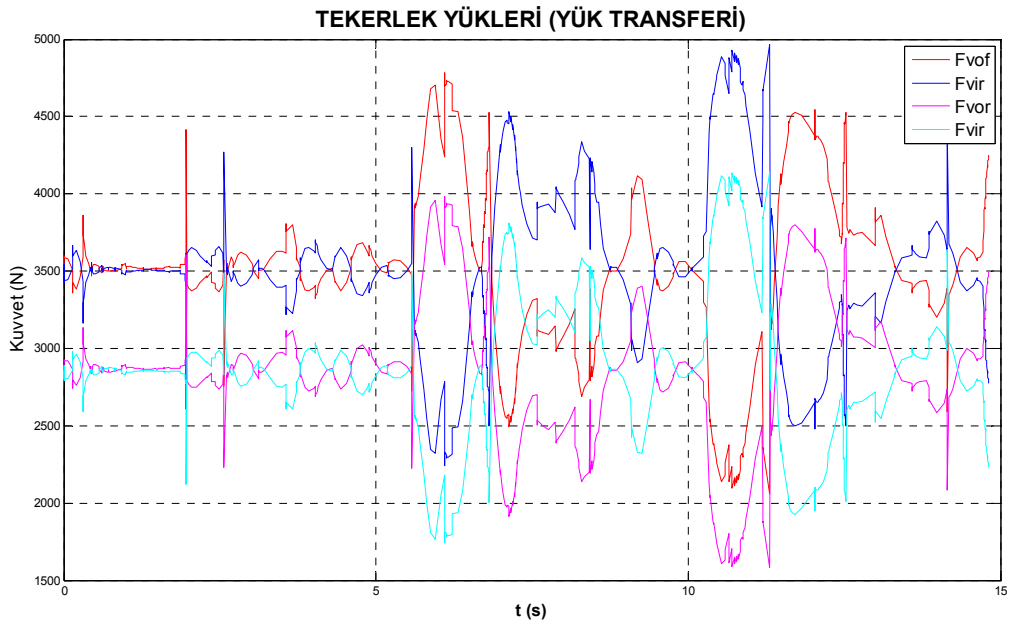
Şekil 5.21 ISO 3888-1 çift şerit değiştirme manevrası (Yol-1)

Mevcut yol için taşıtın doğrusal hız değişimi ve tekerlekler üzerine gelen yükler sırasıyla Şekil 5.22 ve 5.23’de görülmektedir.



Şekil 5.22 ISO 3888-1 çift şerit değiştirme manevrası sırasında hız değişimi

Şekil 5.22'de görüldüğü üzere, bulanık sürücü ilgili manevra şekline göre hız ayarlamasını da kendisi yapmaktadır. Diğer simülasyonlarda da uygulandığı üzere, araç 10 km/h'lik bir kalkış hızı ile yola çıkmakta ve belirlenen koordinatları uygun bulunan hız değerlerinde gerçekleştirmektedir. Verilen taşıtlı parametrelerine de uygun olarak yalpa serbestliğine sahip modelde direksiyon girdileri sonucu oluşan yük transferleri de Şekil 5.23'de gösterilmektedir.

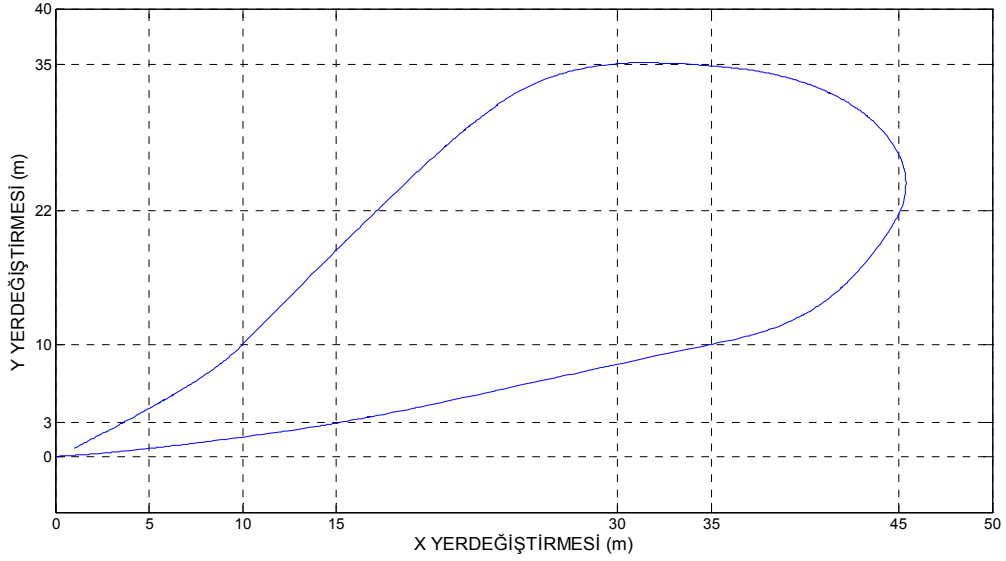


Şekil 5.23 ISO 3888-1 çift şerit değiştirme manevrası sırasında yük transferi

ISO 3888–1 manevrası sonrasında, bulanık sürücünün farklı nitelikte ve dönüşlü yol durumlarında da gerekli performansını gösterebildiğini test etmek amacıyla tanımlanan bir örnek yol koordinatları (YOL–2) ve verilen bu koordinatlarda taşıtın takip etmiş olduğu yörünge Şekil 5.24’de sunulmaktadır.

$$X = [0 \ 15 \ 35 \ 45 \ 30 \ 10 \ 0];$$

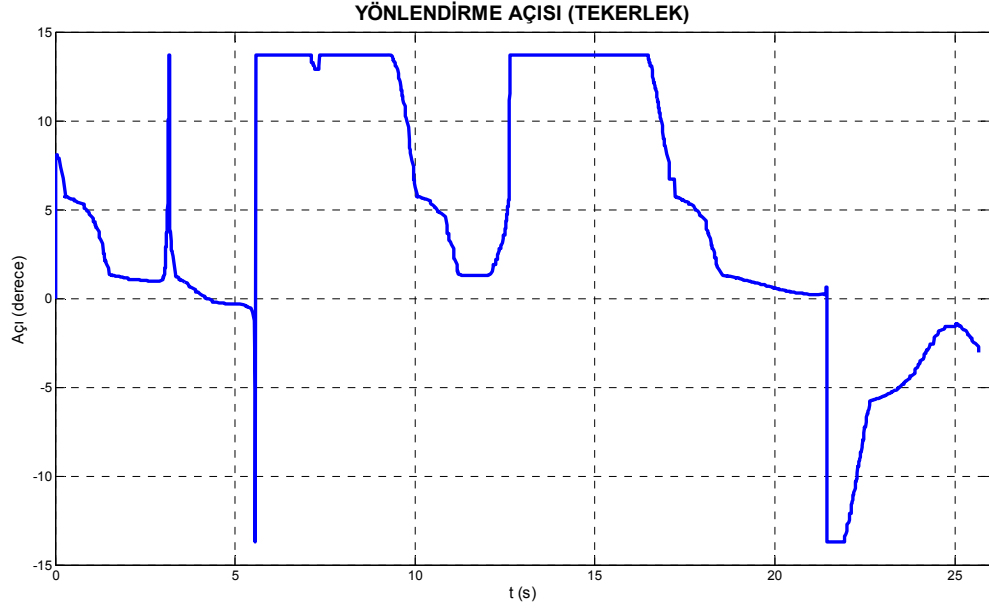
$$Y = [0 \ 3 \ 10 \ 22 \ 35 \ 10 \ 0];$$



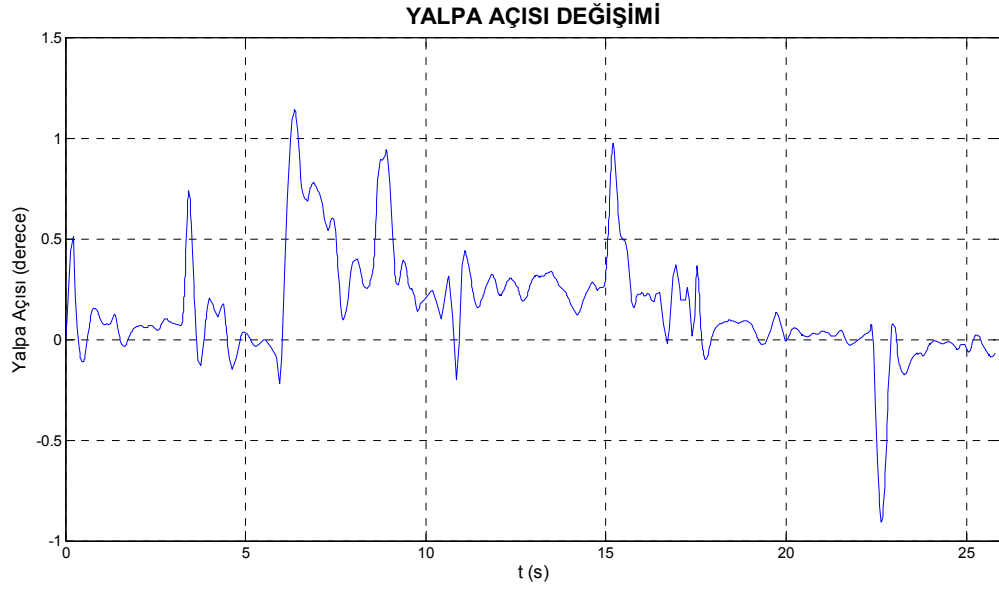
Şekil 5.24 Başlangıç noktasına geri dönen yolda sürücü modeli cevabı (YOL–2)

Şekil 5.24’de de görüldüğü üzere, taşıt değişken aralıklarda tanımlanan noktaların üzerinden uygun bir şekilde geçmiş ve başlangıç noktasına geri dönebilmiştir. Bu şekilde, sürücünün belli bir yönden bağımsız, düzlemde tanımlanan herhangi bir noktayı, taşıtın dinamiği ile bağlantılı olacak şekilde hedefleyerek, gerçekleştirebildiği görülürken, modelin doğruluğu da sınanmış olmaktadır.

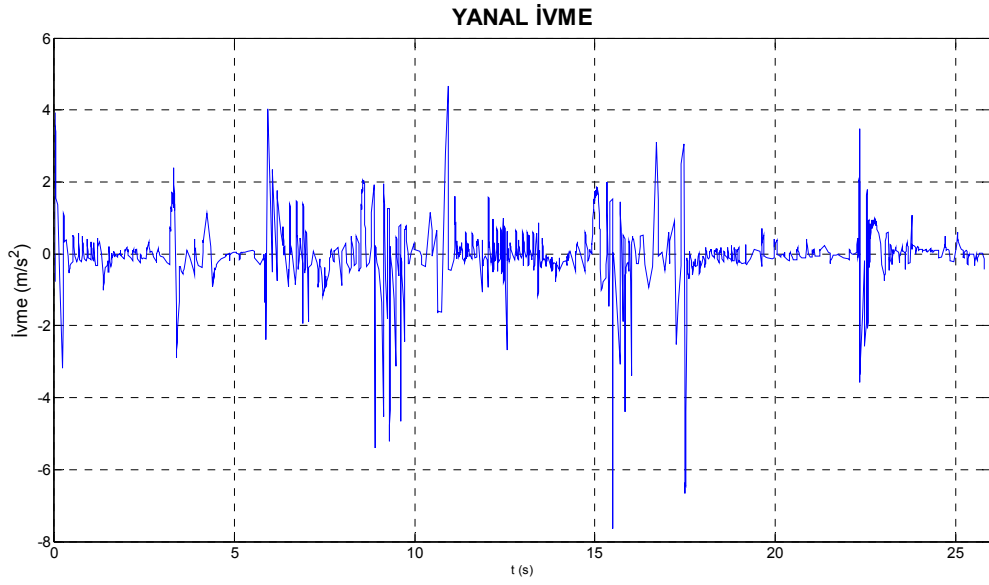
Bu manevra esnasında tekerleklerle yansıyan yönlendirme girdisi Şekil 5.25’de verilmektedir. Şekil 5.26 ve 27’de sırasıyla yalpa açısı ve yanal ivme değişimleri görülmektedir. Yalpa açısı en yüksek $\pm 1^\circ$ civarlarına çıkarken yanal ivme değerleri ile birlikte genel olarak diğer analizler de ele alındığında taşıtın izlediği yol ile uyumlu bir durum söz konusudur.



Şekil 5.25 YOL-2 manevrası için tekerleklere verilen yönlendirme



Şekil 5.26 YOL-2 için taşıtın yalpa açısı cevabı

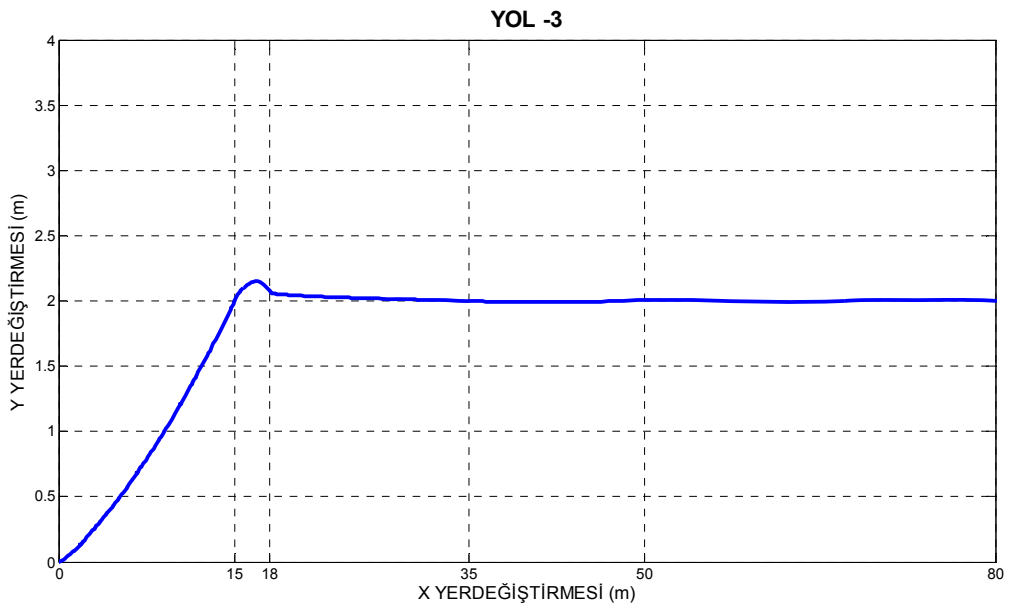


Şekil 5.27 YOL-2 için taşıtın yanal ivme cevabı

Bulanık sürücünün düz olarak tanımlanan bir rotaya gelişinde önce pozisyonu düzeltmesi ve yolu takip edebilmesi ve bu esnada önünde engel olmayan bir gerçek sürücünün de yapacağı gibi hızını arttırmaya başlamasını sinamak açısından tanımlanan koordinatlar YOL-3 olarak adlandırılmıştır. YOL-3'e ilişkin analizler Şekil 5.28'den 5.33'ye kadar sunulmaktadır.

$$X = [0 \ 15 \ 18 \ 35 \ 50 \ 80];$$

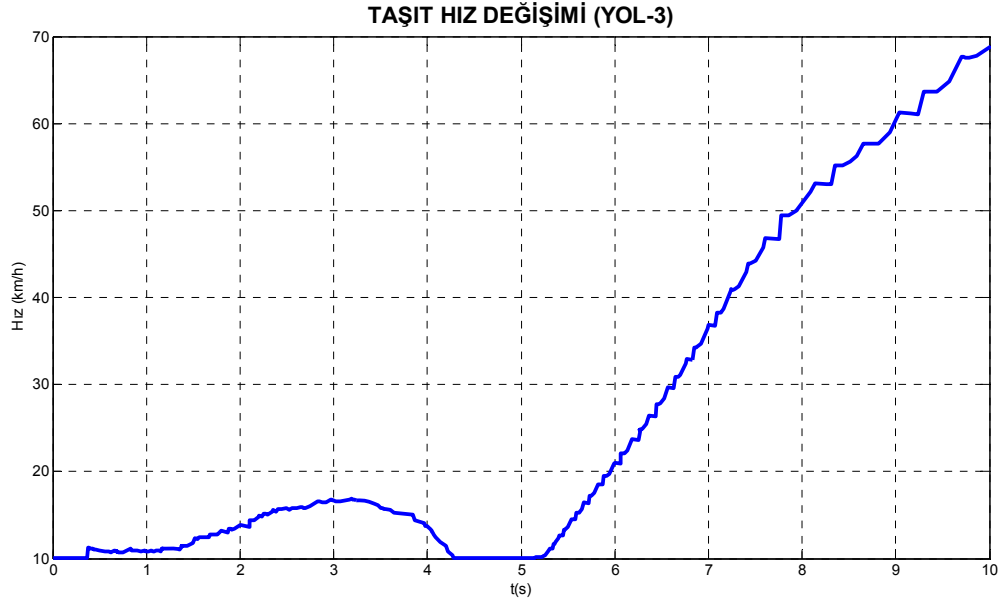
$$Y = [0 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2 \ 2];$$



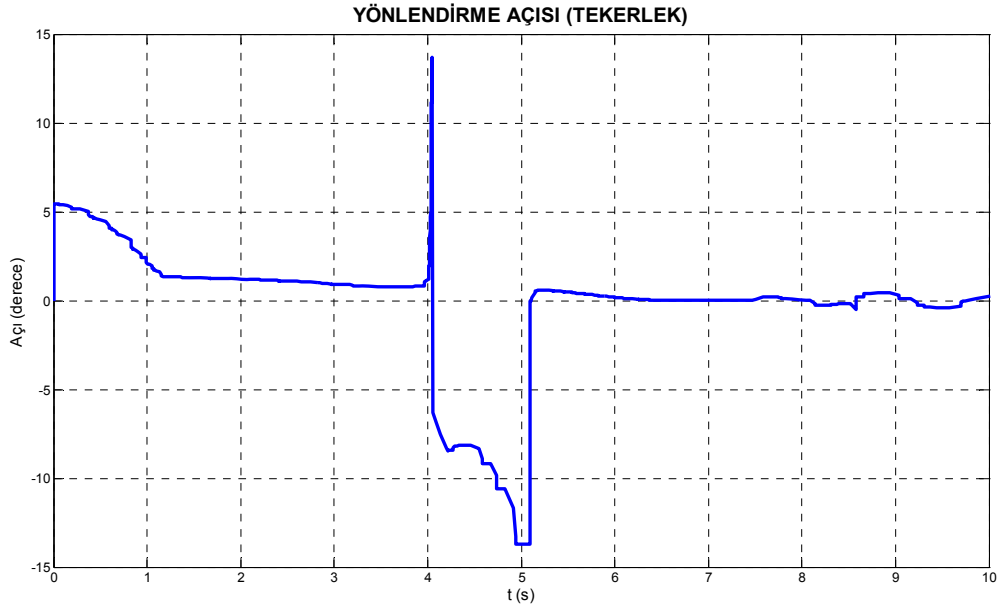
Şekil 5.28 Doğrusal yol sürücü modeli cevabı (YOL-3)

Şekil 5.28'de yakın mesafede tanımlanmış bir dönüş noktası ile birlikte taşıtın düz bir rotayı

takip edebildiği ve bu esnada hız değerini de yol koşullarının uygun görülmesi ile arttırılmaya başlanarak doğrusal yönde 15 metreden 80. metreye gelene kadar yaklaşık 70 km/h hıza ulaşıldığı (Şekil 5.29) görülmektedir. Bu manevra esnasında tekerleklere yansıyan yönlendirme girdisi Şekil 5.30’da verilmektedir.

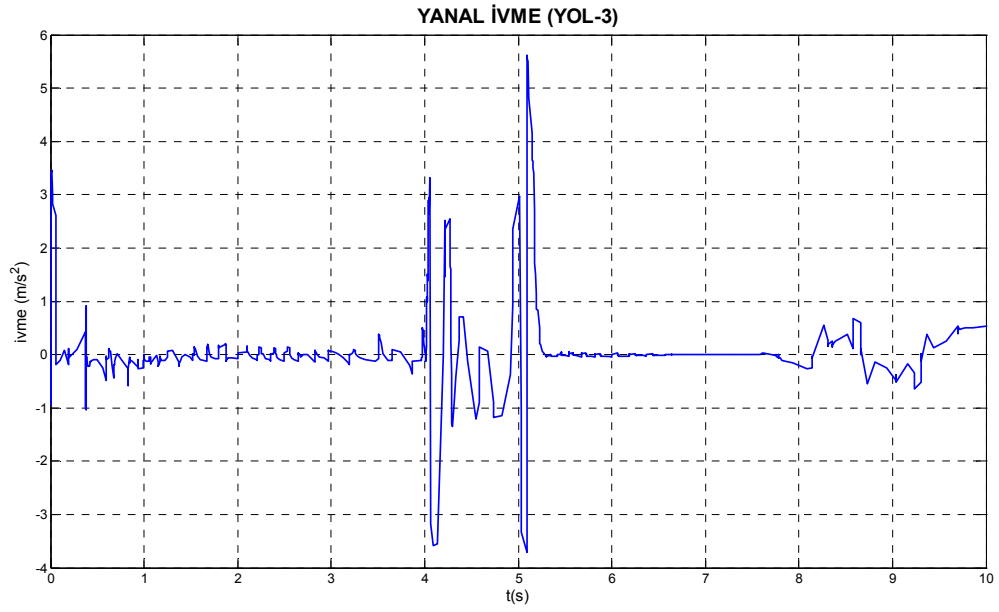


Şekil 5.29 YOL-3 manevrası hız değişimi

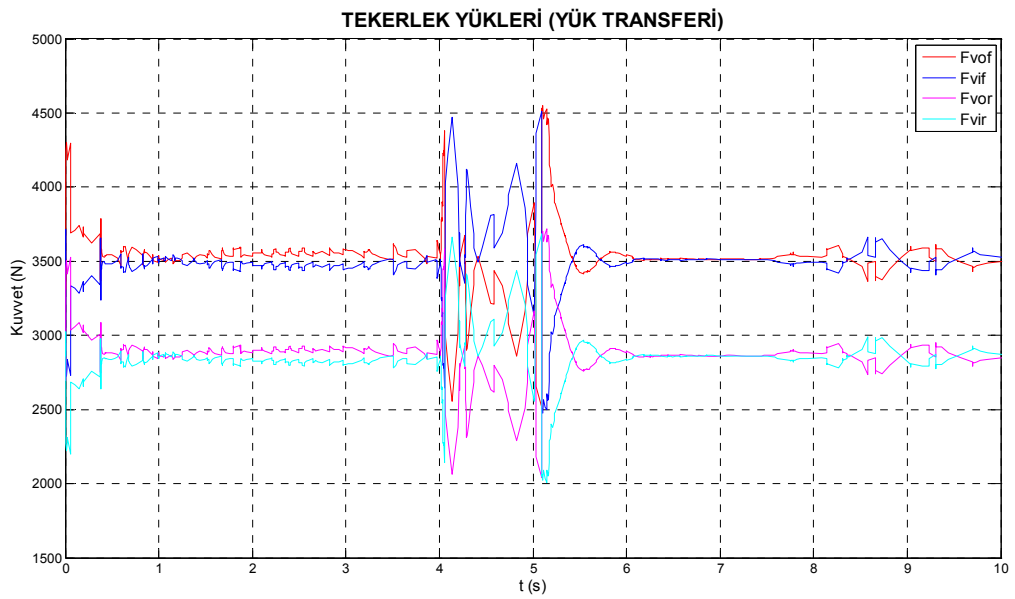


Şekil 5.30 YOL-3 manevrası için tekerleklere verilen yönlendirme

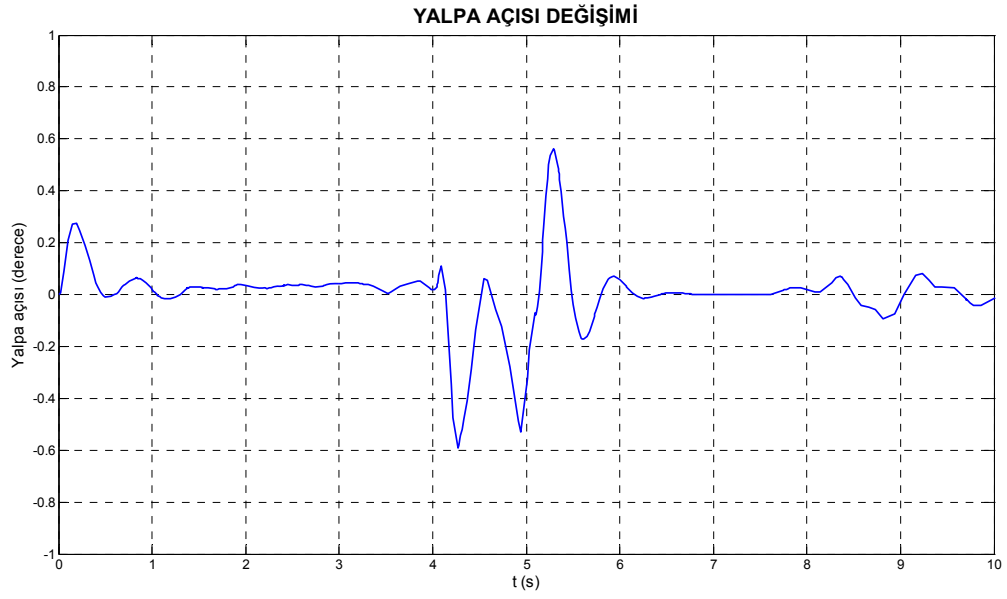
Şekil 5.31, 32 ve 33’de sırasıyla yanal ivme, yük transferi ve yalpa açısı değerleri incelendiğinde kısa mesafede tanımlanmış olan dönüş manevrası ile 4 ve 5. Saniye arası daha sert bir dönüş sonucunda yükselen ivme ve buna bağlı artan iç-dış tekerlek yük transferi dikkat çekmektedir. Diğer yandan düz bir rota açısından değerler uygun karşılanabilecek düzeydedir, mevcut durum ayrıca sonuçlarda irdelenmektedir.



Şekil 5.31 YOL-3 manevrası yanal ivme değişimi



Şekil 5.32 YOL-3 manevrası sırasındaki yük transferi



Şekil 5.33 YOL-3 için taşıtın yalpa açısı cevabı

5.5 Sonuçlar

Sonuç olarak, insan sürücüyü taklit etmek üzere Bulanık Mantık Teorisi kullanılarak bir sürücü modeli geliştirildi. Bu çalışmada hedeflenmiş ve kullanılmış metot, küçük değişikliklerle her taşıt için kolayca düzenlenebilecek bir sürücü modeli geliştirmeye yöneliktir. Model uygunluğunu test etmek için, tanımlanan hedef noktalar değiştirilebilir. Sonuçlara göre, verilen her mesafede yol uygun bir şekilde planlandı ve verilen koşullara göre kabul edilebilir hız değişimlerinin yapıldığı ve hedeflenen tüm noktalardan hata olmaksızın geçildiği gözlemlendi. Sonuçlar daha ayrıntılı olarak Bölüm 6’da değerlendirilmektedir.

6. SONUÇLAR

İnsan sürücüyü belli ölçütlerde taklit edebilecek ve taşıt dinamiği simülasyonlarında, özellikle akademik çalışmalarda kullanılabilecek bir sürücü modeli, Matlab/Simulink ® ortamında geliştirildi. İnsan sürücünün mantıksal çıkarımlarına yakın olabilmesi açısından sürücü modeli kontrol algoritması, akıllı kontrol teorileri içerisinde kendine yer bulan Bulanık Mantık kullanılarak gerçekleştirildi.

İnsan sürücünün gerçeğe yakın taklit edilebilmesi için; sürüş anında hız değiştirme ve yönlendirme kararları almasında etken teşkil edebilecek unsurlar literatürden de destek alınarak irdelendi. Bunun sonucunda, gidilmek istenen doğrultu ile anlık doğrultu arasındaki açısal büyüklük, anlık hissedilen yanal ivme, hedefe kalan mesafe ve tanımlanan ikincil hedefle (ikincil görüş) bağlantılı olmak üzere, bulanık çıkarım sistemi gerçekleştirildi.

Sürücü modelinde esas, değişen yol kıvrımlarına göre baştan belirleyici olmadan, tanımlanmış olan koordinatlar çerçevesinde ilgili yolun en uygun şekilde takip edilebilmesi ve bu esnada girdiler çerçevesinde koşulların iyi değerlendirilerek, gerçekte de öyle olduğu üzere, hız ayarlamasının da en uygun şekilde model sürücü tarafından yapılabilmesidir. Bu görevler bulanık mantık temelinde girdilere ve çıktılara bağlı uygun üyelik fonksiyonlarının tanımlanması ile gerçekleştirilebilmektedir. Henüz yeni araba kullanmaya başlayan bir sürücünün “acemi” sınıfında değerlendirilmesi ve geçen süreç zarfında “deneyimli” sınıflamasına geçilebilmesinde olduğuna benzer şekilde, bulanık mantık modelleri de ilgili sisteme ilişkin deneyimi esas almakta, ayrıca mümkün olan gerçeğin yansıtılmasında çoklu denemeleri gerektiren bir deneyim sürecini içermektedir. Dolayısıyla sistemde bilinenler dışında, sistemin işleyişi ile ilgili bulanık unsurların ifade edilebilmesi adına, üyelik fonksiyonlarının da son derece titiz, zorlu ve uzun, deneme-yanıltmalı bir çalışma süreci içerisinde ayarlanması gerekmektedir.

Bu çalışma kapsamında modele esas sürücü için deneyim konusunda bir tanımlama yapılmadı. Bunun da gerekçesi bir miktar yukarıda ifade edilenlerle açıklanabilir. Diğer yandan; sabit yer merkezli koordinatlarda tanımlanan yola ilişkin hedef noktalar arası mesafe kısaldıkça, gövde merkezli koordinatta, sürücü bakış açısıyla ikiye ikiye daha sık ortaya çıkmaya başlayan hedefler, çok dikkatli şekilde yolalmaya çalışan özellikle acemi sürücü açısından hız düşürmeye ve sürekli daha düşük hızlarda ilerlemeye bir gerekçe olmaktadır. Bu noktadan hareketle, üyeliklerdeki sınır değerlere ek olarak, fonksiyon sayısı ve yerleşimlerinin de sürücünün deneyiminin oluşturulmasında önemli etken olduğu anlaşılar. Dolayısıyla mevcut modelde deneyim konusunda tanımlama yapılacak ise, bunun için acemi sürücü tanımlamasının daha

uygun olduğu yukarıdaki açıklamalar kapsamında da söylenebilir.

Bölüm 5’de verilmiş olan bir kısım simulasyon sonuçları değerlendirildiğinde; genel anlamda öngörüldüğü şekilde beklenen görevi yerine getirebilen bir modelin elde edildiği anlaşılmaktadır. Karmaşık matematiksel fonksiyonlardan arındırılmış şekilde, belli bir yol haritasında seçilmiş, sadece x ve y koordinatlarının matrisinin modele girilmesi ile tanımlanan yolun takip edilebildiği ve tasarlanan dinamik model çerçevesinde gerekli sürüş analizlerinin gerçekleştirilebildiği bir sürücü modeli elde edilmiştir. Değişik nitelikte manevraların yapılabildiğinin doğrulanması açısından 3 adet farklı yol girdisinin sonuçları geliştirilmeye açık olarak tasarlanan model yapısı nedeniyle tatmin edicidir.

Sonuç olarak; bu tez çalışması içerisinde en başta kabul edilebilir nitelikte, ileri beslemeli kontrolcü işlevini gören insan sürücüyü taklit edecek olan temel modelin oturtulması gerçekleştirilmiştir. Sürücünün temel girdisi yönlendirmeye birlikte doğrusal girdileri de uygun bir şekilde sunabilmek adına Lastik modellemesine de özel önem verilmiş ve bu çerçevede verileri de sağlanabilen, Wade Allen’ın geliştirdiği lastik modeli Simulink sunumu gerçekleştirilmiştir. Bulanık Sürücüye ait üyelik fonksiyonları da çoklu denemelerle sınanmış olmalarına karşın, sürücü deneyimlerinin de sınıflandırılabilceğı, bu kapsamda farklı kurallarda farklı ağırlıklandırmaların ve üyelik fonksiyonlarında ise derecelendirmelerin uygulanacağı bir en iyileme çalışması gelecek çalışma konusu olarak değerlendirilmelidir.

KAYNAKLAR

- Aliefendioğlu, O. ve Küçükay, F., (1999), “Real-Time Statistical-Based Test Environment for Transmission Control Unit of Passenger Cars”, SAE Technical Paper 1999-01-1047.
- Allen, R.W., Rosenthal, T.J. ve Szostak, H.T., (1988a), “Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling”, SAE Paper No: 870495.
- Allen, R.W., Rosenthal, T.J. ve Szostak, H.T., (1988b), “Analytical Modelling of Driver Response in Crash Avoidance Maneuvering Volume II: An Interactive Model for Driver/Vehicle Simulation”, U.S. Department of Transportation Report, (SAE).
- Apel, A., (1997), Modellierung des Fahrerverhaltens bei Längs- und Querregelung von Pkx, Dissertation, TU Braunschweig.
- Atabay, O., (2003), Sürücü – Taşıt – Çevre Etkileşim Etütlerine Yönelik Bir Sürüş Simülatörü Geliştirilmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Best, M.C. ve Gordon, T.J., (1998), “Real Time State Estimation of Vehicle Handling Dynamics Using an Adaptive Kalman Filter”, SAE Paper No: 9836590.
- Blundell, M., (1997), “The Influence of Suspension and Tyre Modelling on Vehicle Handling Simulation”, PhD Dissertation, Coventry University, İngiltere.
- Boyras, P., Satyanarayana, A. ve Hansen, J.H.L. (2009), “Driver Behavior Modeling Using Hybrid Dynamics System for ‘Driver-A Ware’ Active Vehicle Safety”, University of Texas at Dallas, USA.
- Dugoff, H., Fancher, P.S. ve Segal L., (1969), “Tyre Performance Characteristics Affecting Vehicle Response to Steering and Braking Control Inputs”, Final Raporu, Contract CST-460, Office of Vehicle Systems Research, US National Bureau of Standards.
- Dixon, J.C., (1996), “Tires Suspension and Handling”, SAE No: 1-56091-831-4.
- Ellis, J.R., (1994), “Vehicle Handling Dynamics, Professional Engineering Publishing”, ISBN: 0852988850.
- Esmailzadeh, E., (2001), “Dynamical Modeling and Analysis of a Four Motorized Wheels”, Vehicle System Dynamics, 35(3).
- Fiala, E., (1954), “Lateral Forces on Rolling Pneumatic Tires”, Zeitschrift V.D.I. 96, No. 29, Almanya.
- Förster, H.J., (1992), Der Fahrzeugführer, ein Homo Instrumentalis, VDI Berichte No. 948, 379-443.
- Genta, G., (1998), “Motor Vehicle Dynamics: Modelling and Simulation”, World Scientific Pub Co., ISBN: 9810229119.

Gillespie, T.D., (1992), Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers.

Gim, G., (1995), Transient Tire Model for Cornering Simulations of Vehicles.

Hellmund, R. ve Sciuto, M., (1998), Road to Rig – Transfer von Fahrzeugtesten ins Labor. 7, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik.

Horiuchi, S., Okada, K. ve Nohtomi S., (1999), “Improvement of Vehicle Handling by Nonlinear Integrated Control of Wheel Steering and Four Wheel Torque”, JSAE Review, 20: 459-464.

International Standard, (1999), Passenger Cars - Test Track for a Severe Lane-Change Manoeuvre, Part 1. Double Lane-Change, Reference Number: ISO 3888-1: 1999(E).

International Standard, (2002), Passenger Cars - Test Track for a Severe Lane-Change Manoeuvre, Part 2. Obstacle Avoidance, Reference Number: ISO 3888-2: 2002(E).

İnan, A., (2006), Matlab Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Jürgensohn, T. ve Raupach, C., (1992), Über den Einsatz von Fuzzy-Logic in der Modellierung Menschlichen Regelverhaltens, VDI Berichte, Nr. 948, 235-250.

Kıyak, E. ve Kahvecioğlu, A., (2003), “Bulanık Mantık ve Uçuş Kontrol Problemine Uygulanması”, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, 1(2): 63-72.

Kim, S.H. ve Gim, G., (1997), “Semi Physical Tyre Model for Cornering Simulations of Vehicles”, Hancock Tire Co. Ltd-Vehicle Dynamics Research Team.

Kose, S., (1999), Statistische Beschreibung der Fahrer-, Fahrzeug- und Fahrstreckenparameter, Diplomarbeit, TU Braunschweig.

Kusaka, K., (1995), Transient Tire Model for Handling Analysis and Prediction.

Lauffenburger, J.P., Basset, M., Coffin, F. ve Gissinger, G.L., (2002), “Driver-aid System Using Path Planning for Lateral Vehicle Control”, Control Engineering Practise 0, 1-15.

MacAdam, C.C., (1981), “Applications of an Optimal Preview Control for Simulation of Closed-Loop Automobile Driving”, IEEE Trans. Syst., Man Cybern., 393-399.

Maurice, J.P., (1997), Relaxation Length Behaviour of Tyres, Vehicle System Dynamics Supplement, 27: 339-342.

McHenry, R.R., (1968), “An Analysis of the Dynamics of Automobiles During Simultaneous Cornering and Ride Motions, in Handling of Vehicles under Emergency Conditions”, 13: 24-48.

Mitschke, M., (1990), Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band C Fahrverhalten, Springer-Verlag.

- Mitschke, M., (1995), *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Band A, Antrieb und Bremsung, Springer-Verlag.
- Niemann, K., (1972), *Messungen und Berechnungen über das Regelverhalten von Autofahrern*, Dissertation, TU Braunschweig.
- Olatunbosun, O.A., (2003), *Vehicle Engineering II*, Lecture 6: Vehicle Handling, University of Birmingham, Birmingham.
- Pajecka, H.B., ve Besseling, I.J.M., (1997), "Magic Formula Tyre Model with Transient Properties", *Vehicle System Dynamics Supplement*, 27: 234-249.
- Pajecka, H.B. ve Bakker, E., (1993), "The Magic Formula Tyre Model", *Vehicle System Dynamic*, v 21, Supplement, Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, 1-18.
- Pajecka, H.B. ve Sharp, R.S., (1991), "Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions. A Review of Modelling Aspects", *Vehicle System Dynamics*, 20(3-4): 121-176.
- Piancastelli, L. ve Sarubbi, G., (2001), "An EESP Fuzzy Control System for the Recovery of the Initial Direction after an Initial Spin", *XII ADM Conference Proceedings, Rimini-Italy*, 134-143.
- Rajamani, R., (2006), *Vehicle Dynamics and Control*, ABD, 425-426.
- Russo, M., Russo, R. ve Volve, A., (1994), "Car Parameters Identification by Handling Manoeuvres", *Vehicle System Dynamics*.
- Schiberna, P., (1998), *Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation*, Dissertation, Universität Stuttgart, Fakultät Konstruktions- und Fertigungstechnik.
- Segel, L., (1956-7), "Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control", *Proc IMechE (Auto Div) No.7*.
- Sharp, R.S., (2005), "Driver Steering Control and a New Perspective on Car Handling Qualities", *Proc. ImechE Vol. 219 Part C, Department of Electrical and Electronic Engineering, Imperial College London, London*.
- Sharp, R.S. ve Valtetsiotis, V., (2001), "Optimal Preview Car Steering Control", *Vehicle System Dynamics Supplement*, 101-117.
- Sharp, R.S., Casanova, D. ve Symonds, P., (2000), "A Mathematical Model for Driver Steering Control, with Design, Tuning and Performance Results", *Vehicle System Dynamics*, 289-326.
- Şahin, M., (2007), *Design and Simulation of an ABS for an Integrated Active Safety System for Road Vehicles*, Yüksek Lisans Tezi, O.D.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Şen, Z., (2000), Mühendislikte Bulanık (Fuzzy) Mantık ile Modelleme Prensipleri, Özener Matbaacılık, İstanbul.

Uzunsoy, E., (2003), Application of Fuzzy Control in Vehicle Handling Simulation and Path Planning, Doktora Tezi, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, The University of Birmingham, Ağustos 2003, Birmingham.

Willumeit, H.P. ve Jürgensohn, T., (1997), Fahrermodelle, ein kritischer Überblick, Teil 2, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99 (9).

Verbrugge, H.B., (1999), “Fuzzy Logic Control: Advances in Applications”, World Scientific, ISBN: 9810238258.

You, S.S. ve Jeong, S.K., (1998), “Vehicle Dynamics and Control Synthesis for Four Wheel Steering Passenger Cars”, Proc Instn Mech Engrs.

Zadeh, L.A., (1968), Fuzzy Algorithms, Informat and Control, 12(2): 94-102.

Zegelaar, W.A., (1998), “The Dynamic Tyre Response to Brake Torque Variations and Road Unevenness”, Delft University-Holland: Delft. p. Mechanical Engineering.

İnternet kaynakları

[1] <http://www.mathworks.com/help/>

[2] <http://www.gyte.edu.tr/Dersler/105/ENE%20691/ENE585-25102007.pdf>

[3] http://www.eng.cam.ac.uk/~ajk61/Teaching/Course_3G2/usingODE45.pdf

EKLER

Ek 1 İndeklenmiş format yapısında bulanık sürücü kuralları

```
[Rules]
4 0 0 0 0, 7 0 0 (1) : 1
6 0 0 0 0, 6 0 0 (1) : 1
3 0 0 0 0, 5 0 0 (1) : 1
1 0 0 0 0, 1 0 0 (1) : 1
2 0 0 0 0, 3 0 0 (1) : 1
5 0 0 0 0, 4 0 0 (1) : 1
7 0 0 0 0, 2 0 0 (1) : 1
2 4 -1 -1 0, 0 4 2 (1) : 1
7 4 -1 -1 0, 0 3 2 (1) : 1
5 4 -1 -1 0, 0 3 2 (1) : 1
6 4 -1 -1 0, 0 2 2 (1) : 1
4 4 -1 -1 0, 0 2 2 (1) : 1
1 4 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
3 4 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
2 4 1 1 0, 0 1 1 (1) : 1
7 4 1 1 0, 0 1 4 (1) : 1
5 4 1 1 0, 0 1 4 (1) : 1
6 4 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
4 4 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
1 4 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
3 4 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
2 1 -1 -1 0, 0 3 2 (1) : 1
7 1 -1 -1 0, 0 2 2 (1) : 1
5 1 -1 -1 0, 0 2 2 (1) : 1
6 1 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
4 1 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
1 1 -1 -1 0, 0 1 1 (1) : 1
2 1 1 1 0, 0 1 4 (1) : 1
7 1 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
5 1 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
6 1 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
4 1 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
1 1 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
3 1 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
2 3 -1 -1 0, 0 2 2 (1) : 1
7 3 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
5 3 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
6 3 -1 -1 0, 0 1 1 (1) : 1
4 3 -1 -1 0, 0 1 1 (1) : 1
1 3 -1 -1 0, 0 1 4 (1) : 1
3 3 -1 -1 0, 0 1 4 (1) : 1
2 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
7 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
5 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
6 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
4 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
1 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
3 3 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
2 2 -1 -1 0, 0 1 2 (1) : 1
7 2 -1 -1 0, 0 1 1 (1) : 1
5 2 -1 -1 0, 0 1 1 (1) : 1
6 2 -1 -1 0, 0 1 4 (1) : 1
4 2 -1 -1 0, 0 1 4 (1) : 1
1 2 -1 -1 0, 0 1 3 (1) : 1
```

3 2 -1 -1 0, 0 1 3 (1) : 1
 2 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 7 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 5 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 6 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 4 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 1 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 3 2 1 1 0, 0 1 3 (1) : 1
 3 1 -1 -1 0, 0 1 1 (1) : 1
 2 4 -1 1 2, 0 4 2 (1) : 1
 2 4 -1 1 1, 0 3 2 (1) : 1
 2 4 -1 1 3, 0 3 2 (1) : 1
 2 4 -1 1 4, 0 1 2 (1) : 1
 2 4 -1 1 5, 0 1 2 (1) : 1
 2 4 -1 1 6, 0 1 2 (1) : 1
 2 4 -1 1 7, 0 1 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 2, 0 3 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 1, 0 3 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 3, 0 2 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 4, 0 3 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 5, 0 1 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 6, 0 2 2 (1) : 1
 7 4 -1 1 7, 0 1 1 (1) : 1
 5 4 -1 1 2, 0 3 2 (1) : 1
 5 4 -1 1 1, 0 2 2 (1) : 1
 5 4 -1 1 3, 0 3 2 (1) : 1
 5 4 -1 1 4, 0 1 2 (1) : 1
 5 4 -1 1 5, 0 3 2 (1) : 1
 5 4 -1 1 6, 0 1 1 (1) : 1
 5 4 -1 1 7, 0 2 2 (1) : 1
 6 4 -1 1 2, 0 2 2 (1) : 1
 6 4 -1 1 1, 0 3 2 (1) : 1
 6 4 -1 1 3, 0 1 2 (1) : 1
 6 4 -1 1 4, 0 4 2 (1) : 1
 6 4 -1 1 5, 0 1 1 (1) : 1
 6 4 -1 1 6, 0 3 2 (1) : 1
 6 4 -1 1 7, 0 1 4 (1) : 1
 4 4 -1 1 2, 0 2 2 (1) : 1
 4 4 -1 1 1, 0 1 2 (1) : 1
 4 4 -1 1 3, 0 3 2 (1) : 1
 4 4 -1 1 4, 0 1 1 (1) : 1
 4 4 -1 1 5, 0 4 2 (1) : 1
 4 4 -1 1 6, 0 1 4 (1) : 1
 4 4 -1 1 7, 0 3 2 (1) : 1
 1 4 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
 1 4 -1 1 1, 0 2 2 (1) : 1
 1 4 -1 1 3, 0 1 1 (1) : 1
 1 4 -1 1 4, 0 3 2 (1) : 1
 1 4 -1 1 5, 0 1 4 (1) : 1
 1 4 -1 1 6, 0 4 2 (1) : 1
 1 4 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
 3 4 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
 3 4 -1 1 1, 0 1 1 (1) : 1
 3 4 -1 1 3, 0 2 2 (1) : 1
 3 4 -1 1 4, 0 1 4 (1) : 1
 3 4 -1 1 5, 0 3 2 (1) : 1
 3 4 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
 3 4 -1 1 7, 0 4 2 (1) : 1
 2 1 -1 1 2, 0 3 2 (1) : 1
 2 1 -1 1 1, 0 2 2 (1) : 1

2 1 -1 1 3, 0 2 2 (1) : 1
 2 1 -1 1 4, 0 1 2 (1) : 1
 2 1 -1 1 5, 0 1 2 (1) : 1
 2 1 -1 1 6, 0 1 1 (1) : 1
 2 1 -1 1 7, 0 1 1 (1) : 1
 7 1 -1 1 2, 0 2 2 (1) : 1
 7 1 -1 1 1, 0 3 2 (1) : 1
 7 1 -1 1 3, 0 1 2 (1) : 1
 7 1 -1 1 4, 0 2 2 (1) : 1
 7 1 -1 1 5, 0 1 1 (1) : 1
 7 1 -1 1 6, 0 1 2 (1) : 1
 7 1 -1 1 7, 0 1 4 (1) : 1
 5 1 -1 1 2, 0 2 2 (1) : 1
 5 1 -1 1 1, 0 1 2 (1) : 1
 5 1 -1 1 3, 0 3 2 (1) : 1
 5 1 -1 1 4, 0 1 1 (1) : 1
 5 1 -1 1 5, 0 2 2 (1) : 1
 5 1 -1 1 6, 0 1 4 (1) : 1
 5 1 -1 1 7, 0 1 2 (1) : 1
 6 1 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
 6 1 -1 1 1, 0 2 2 (1) : 1
 6 1 -1 1 3, 0 1 1 (1) : 1
 6 1 -1 1 4, 0 3 2 (1) : 1
 6 1 -1 1 5, 0 1 4 (1) : 1
 6 1 -1 1 6, 0 2 2 (1) : 1
 6 1 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
 4 1 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
 4 1 -1 1 1, 0 1 1 (1) : 1
 4 1 -1 1 3, 0 2 2 (1) : 1
 4 1 -1 1 4, 0 1 4 (1) : 1
 4 1 -1 1 5, 0 3 2 (1) : 1
 4 1 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
 4 1 -1 1 7, 0 2 2 (1) : 1
 1 1 -1 1 2, 0 1 1 (1) : 1
 1 1 -1 1 1, 0 1 2 (1) : 1
 1 1 -1 1 3, 0 1 4 (1) : 1
 1 1 -1 1 4, 0 2 2 (1) : 1
 1 1 -1 1 5, 0 1 3 (1) : 1
 1 1 -1 1 6, 0 3 2 (1) : 1
 1 1 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
 3 1 -1 1 2, 0 1 1 (1) : 1
 3 1 -1 1 1, 0 1 4 (1) : 1
 3 1 -1 1 3, 0 1 2 (1) : 1
 3 1 -1 1 4, 0 1 3 (1) : 1
 3 1 -1 1 5, 0 2 2 (1) : 1
 3 1 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
 3 1 -1 1 7, 0 3 2 (1) : 1
 2 3 -1 1 2, 0 2 2 (1) : 1
 2 3 -1 1 1, 0 1 2 (1) : 1
 2 3 -1 1 3, 0 1 2 (1) : 1
 2 3 -1 1 4, 0 1 1 (1) : 1
 2 3 -1 1 5, 0 1 1 (1) : 1
 2 3 -1 1 6, 0 1 4 (1) : 1
 2 3 -1 1 7, 0 1 4 (1) : 1
 7 3 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
 7 3 -1 1 1, 0 2 2 (1) : 1
 7 3 -1 1 3, 0 1 1 (1) : 1
 7 3 -1 1 4, 0 1 2 (1) : 1
 7 3 -1 1 5, 0 1 4 (1) : 1
 7 3 -1 1 6, 0 1 1 (1) : 1

```

7 3 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
5 3 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
5 3 -1 1 1, 0 1 1 (1) : 1
5 3 -1 1 3, 0 2 2 (1) : 1
5 3 -1 1 4, 0 1 4 (1) : 1
5 3 -1 1 5, 0 1 2 (1) : 1
5 3 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
5 3 -1 1 7, 0 1 1 (1) : 1
6 3 -1 1 2, 0 1 1 (1) : 1
6 3 -1 1 1, 0 1 2 (1) : 1
6 3 -1 1 3, 0 1 4 (1) : 1
6 3 -1 1 4, 0 2 2 (1) : 1
6 3 -1 1 5, 0 1 3 (1) : 1
6 3 -1 1 6, 0 1 2 (1) : 1
6 3 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
4 3 -1 1 2, 0 1 1 (1) : 1
4 3 -1 1 1, 0 1 4 (1) : 1
4 3 -1 1 3, 0 1 2 (1) : 1
4 3 -1 1 4, 0 1 3 (1) : 1
4 3 -1 1 5, 0 2 2 (1) : 1
4 3 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
4 3 -1 1 7, 0 1 2 (1) : 1
1 3 -1 1 2, 0 1 4 (1) : 1
1 3 -1 1 1, 0 1 1 (1) : 1
1 3 -1 1 3, 0 1 3 (1) : 1
1 3 -1 1 4, 0 1 2 (1) : 1
1 3 -1 1 5, 0 1 3 (1) : 1
1 3 -1 1 6, 0 2 2 (1) : 1
1 3 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
3 3 -1 1 2, 0 1 4 (1) : 1
3 3 -1 1 1, 0 1 3 (1) : 1
3 3 -1 1 3, 0 1 1 (1) : 1
3 3 -1 1 4, 0 1 3 (1) : 1
3 3 -1 1 5, 0 1 2 (1) : 1
3 3 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
3 3 -1 1 7, 0 2 2 (1) : 1
2 2 -1 1 2, 0 1 2 (1) : 1
2 2 -1 1 1, 0 1 1 (1) : 1
2 2 -1 1 3, 0 1 1 (1) : 1
2 2 -1 1 4, 0 1 4 (1) : 1
2 2 -1 1 5, 0 1 4 (1) : 1
2 2 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
2 2 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
7 2 -1 1 2, 0 1 1 (1) : 1
7 2 -1 1 1, 0 1 2 (1) : 1
7 2 -1 1 3, 0 1 4 (1) : 1
7 2 -1 1 4, 0 1 1 (1) : 1
7 2 -1 1 5, 0 1 3 (1) : 1
7 2 -1 1 6, 0 1 4 (1) : 1
7 2 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
5 2 -1 1 2, 0 1 1 (1) : 1
5 2 -1 1 1, 0 1 4 (1) : 1
5 2 -1 1 3, 0 1 2 (1) : 1
5 2 -1 1 4, 0 1 3 (1) : 1
5 2 -1 1 5, 0 1 1 (1) : 1
5 2 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
5 2 -1 1 7, 0 1 4 (1) : 1
6 2 -1 1 2, 0 1 4 (1) : 1
6 2 -1 1 1, 0 1 1 (1) : 1
6 2 -1 1 3, 0 1 3 (1) : 1

```

6 2 -1 1 4, 0 1 2 (1) : 1
 6 2 -1 1 5, 0 1 3 (1) : 1
 6 2 -1 1 6, 0 1 1 (1) : 1
 6 2 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
 4 2 -1 1 2, 0 1 4 (1) : 1
 4 2 -1 1 1, 0 1 3 (1) : 1
 4 2 -1 1 3, 0 1 1 (1) : 1
 4 2 -1 1 4, 0 1 3 (1) : 1
 4 2 -1 1 5, 0 1 2 (1) : 1
 4 2 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
 4 2 -1 1 7, 0 1 1 (1) : 1
 1 2 -1 1 2, 0 1 3 (1) : 1
 1 2 -1 1 1, 0 1 4 (1) : 1
 1 2 -1 1 3, 0 1 3 (1) : 1
 1 2 -1 1 4, 0 1 1 (1) : 1
 1 2 -1 1 5, 0 1 3 (1) : 1
 1 2 -1 1 6, 0 1 2 (1) : 1
 1 2 -1 1 7, 0 1 3 (1) : 1
 3 2 -1 1 2, 0 1 3 (1) : 1
 3 2 -1 1 1, 0 1 3 (1) : 1
 3 2 -1 1 3, 0 1 4 (1) : 1
 3 2 -1 1 4, 0 1 3 (1) : 1
 3 2 -1 1 5, 0 1 1 (1) : 1
 3 2 -1 1 6, 0 1 3 (1) : 1
 3 2 -1 1 7, 0 1 2 (1) : 1

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	20.06.1984	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1998–2002	Cağaloğlu Anadolu Lisesi
Lisans	2002–2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü