

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TURBOŞARJLI DIESEL MOTOR HAVA AKIŞ SİSTEMİNİN ORTALAMA
DEĞER YÖNTEMİ TEMEL ALINARAK MODEL TABANLI ÖNGÖRÜLÜ
KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Şafak Cemal KARAKAŞ**

Anabilim Dalı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

Programı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

MAYIS 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TURBOŞARJLI DIESEL MOTOR HAVA AKIŞ SİSTEMİNİN ORTALAMA
DEĞER YÖNTEMİ TEMEL ALINARAK MODEL TABANLI ÖNGÖRÜLÜ
KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Şafak Cemal KARAKAŞ
(508061013)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Nisan 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Mayıs 2009

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT (İTÜ)
Eş Danışman : Prof. Dr. Can ÖZSOY (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Selma ERGİN (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. İlker Murat KOÇ (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Ayhan KURAL (İTÜ)**

MAYIS 2009

ÖNSÖZ

Diesel motorları içten yanmalı makineler arasında en verimli olanlarıdır. Bu özellikleri sayesinde bulunuşundan (1892 yılından) günümüze kadar yaygın olarak kullanılmış olan Diesel motorları ile ilgili araştırmalar artarak devam etmiş ve daha verimli, daha temiz, daha kullanışlı motorlar üretme konusunda büyük gelişmeler sağlanmıştır. Halen devam eden araştırmalar gelişmenin sağlanması için kontrol sistemlerinin kullanılmasının zorunlu olduğunu göstermiştir. Kontrol sistemleri sayesinde motorun işleyişindeki ve ortam şartlarındaki değişimlere çok kısa sürede yanıt verilebilmekte ve uygun çalışma koşullarından sapmaların önüne geçilmektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında Diesel motorunun performansını artırmak için kullanılan turboşarjın ve NO_x emisyonlarını azaltmak için kullanılan egzost gazı devridaim sistemlerinin motorun işleyişinde, motora giren havanın debisini ve giriş manifoldundaki basıncı artırarak, bir bozukluk yaratmaması için bir kontrol sistemi dizayn edilmiştir. Bu kontrol sistemini dizayn ederken model tabanlı öngörülü kontrol adı verilen, sistemin gelecekte sahip olacağı şartları tahmin ederek en uygun davranışı seçmeye çalışan bir kontrol yaklaşımı kullanılmıştır. Sonuçlar bu tarz bir kontrol yaklaşımı kullanmanın faydaları olduğunu ortaya koymaktadır.

Yüksek lisans tezimi hazırlarken bana değerli fikirleri ile yol gösteren danışman hocalarım Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT ve Prof. Dr. Can ÖZSOY'a teşekkürlerimi sunarım. Bana her konuda destek olan aileme ve arkadaşlarıma ayrıca teşekkür ederim.

Mayıs 2009

Şafak Cemal KARAKAŞ
Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin İçeriği	2
1.2 Notasyon.....	2
2. DIESEL MOTOR MATEMATİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI	5
2.1 Diesel Motor Modelleri	5
2.1.1 Hava akış modelleri	5
2.1.1.1 Sanki-dengeli modeller	6
2.1.1.2 Doldur-boşalt modelleri	6
2.1.1.3 Dalga hareketi modelleri	6
2.1.2 Kontrol amaçlı modeller	7
2.2 Motorun Yapısı	7
2.3 Bağıntılar	8
2.3.1 Aşırı doldurma	9
2.3.1.1 Kompresör	9
2.3.1.2 Türbin	11
2.3.2 Diğer Sistemler	12
2.3.2.1 Manifoldlar	13
2.3.2.2 Egzost gazı devridaim sistemi	14
2.3.2.3 Soğutucular	15
3. DOĞRUSAL MODELİN OLUŞTURULMASI VE SİSTEMİN SİMÜLASYONU	17
3.1 Sistemin Yapısı	17
3.2 Doğrusal Olmayan Model	17
3.3 Doğrusallaştırma	18
3.4 Doğrusal Model	19
3.5 Sistemin Simülasyonu	20
4 SİSTEMİN MODEL TABANLI ÖNGÖRÜLÜ KONTROLÜ	23
4.1 Model Tabanlı Öngörülü Kontrol	23
4.1.1 Ayırıklaştırma	26
4.1.2 Durum-uzay modeli kullanarak tahmin	27
4.1.3 Kısıtlar	29
4.1.4 Kuadratik programlama	31
4.2 Sisteme Model Tabanlı Öngörülü Kontrol Uygulanması	34
5 SONUÇLAR VE TARTIŞMA	35
5.1 Simülasyon Sonuçları	35
5.1.1 Basamak girişi cevabı	35
5.1.2 PRBS girişi cevabı	38
5.2 Kontrol Sonuçları	39
5.2.1 Sapma modelinin kontrolü	39

5.2.1.1 Kontrolörün MAF değerini değiştirmesi	39
5.2.2.2 Kontrolörün MAP değerini değiştirmesi	41
5.2.2.3 Kontrolörün MAF ve MAP değerlerini değiştirmesi.....	43
5.2.2 Sistemde bozucu olması durumunda kontrol	45
5.2.2.1 Kontrolörün ölçülen bozuculu durum cevabı	45
5.2.2.2 Kontrolörün ölçülmeyen bozuculu durum cevabı	47
5.2.2.3 Kontrolörün ölçme hatalı durum cevabı	49
5.2.3 Kontrolörün yanlış model mertebeli durum cevabı	51
5.3 Sonuçların Değerlendirilmesi ve Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler.....	54
KAYNAKLAR	57
EKLER.....	59

KISALTMALAR

PID	: Orantılı, integral, türev (Proportional, Integral, Derivative)
MVM	: Ortalama değer yöntemi (Mean Value Modelling)
COM	: Kontrol amaçlı modelleme (Control Oriented Modelling)
DEM	: Ayrık zamanlı modelleme (Discrete Event Modelling)
VGT	: Değişken geometrili türbin (Variable Geometry Turbine)
EGR	: Egzost gazı devridaim (Exhaust Gas Recirculation)
MAF	: Kompresörden motora giden havanın debisi (Mass Air Flow)
MAP	: Giriş manifoldundaki basınç (Manifold Absolute Pressure)
PRBS	: Pseudo-Random Binary Sequence
MPC	: Model tabanlı öngörülü kontrol (Model-based Predictive Control)
KKT	: Karush-Kuhn-Tucker koşulları
ECU	: Motor kontrol ünitesi (Engine Control Unit)
PI	: Orantılı, türev (Proportional, Derivative)
SISO	: Tek girişli tek çıkışlı (Single Input Single Output)
MIMO	: Çok girişli çok çıkışlı (Multiple Input Multiple Output)
DSP	: Sayısal sinyal işlemcisi (Digital Signal Processor)

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Diesel motorunun çalışma koşulları [9]	20
Çizelge B.1 : Doğrusal olmayan modelin değişkenleri	64

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Aşırı doldurmalı Diesel motorunun konfigürasyonu [9].....	8
Şekil 2.2 : Kompresör akış haritası [9]	9
Şekil 2.3 : Kompresör verim haritası [9]	10
Şekil 2.4 : Türbin akış haritası [9]	11
Şekil 2.5 : Türbin verim haritası [9]	12
Şekil 2.6 : EGR valfi efektif alanının valf açıklık oranına göre değişimi [9].....	15
Şekil 3.1 : Modelin giriş ve çıkışları.....	17
Şekil 3.2 : Sistemin Simulink diyagramı	21
Şekil 3.3 : PRBS sinyali örneği	21
Şekil 4.1 : Kontrol işlemi sırasında öngörülen hatalar [18].....	24
Şekil 4.2 : Kontrol işleminde öngörülen girişler ve giriş artımları ($n_u = 3$) [18].....	25
Şekil 4.3 : İlerleyen ufuk çizgisi (receding horizon) [18].....	25
Şekil 5.1 : Sistemin EGR valfi basamak girişine cevabı	36
Şekil 5.2 : Sistemin VGT valfi basamak girişine cevabı	37
Şekil 5.3 : Sistemin PRBS girişi cevabı	38
Şekil 5.4 : Kontrolörün MAF değerini değiştirmesi.....	41
Şekil 5.5 : Kontrolörün MAP değerini değiştirmesi.....	42
Şekil 5.6 : Kontrolörün MAF ve MAP değerlerini değiştirmesi	44
Şekil 5.7 : Sisteme bozucu girişleri [20].....	45
Şekil 5.8 : Kontrolörün ölçülen bozuculu durum cevabı	47
Şekil 5.9 : Kontrolörün ölçülmeyen bozuculu durum cevabı	48
Şekil 5.10 : Kontrolörün ölçme hatalı durum cevabı.....	50
Şekil 5.11 : Kontrolörün yanlış model mertebeli durum cevabı.....	52

SEMBOL LİSTESİ

A	: Nozul alanı, [m ²]
A_r	: EGR valfinin efektif alanı, [m ²]
c_p	: Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı, [kJ/kg/K]
c_v	: Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı, [kJ/kg/K]
D	: Türbin çapı, [m]
h_a	: Kompresör girişindeki havanın entalpisi, [kJ/kg]
h_c	: Kompresör çıkışındaki havanın entalpisi, [kJ/kg]
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri, [kJ/kg]
I_e	: Motorun kütle atalet momenti, [kg.m ²]
I_t	: Turboşarjır kütle atalet momenti, [kg.m ²]
k	: Özgül ısıların oranı
m_f	: Bir silindire bir çevrim boyunca giren yakıt kütlesi, [kg]
m_i	: Giriş manifoldundaki havanın kütlesi, [kg]
m_x	: Egzost manifoldundaki havanın kütlesi, [kg]
N	: Motor hızı, [devir/dak]
N_t	: Turboşarjır hızı, [devir/dak]
p_a	: Açık hava basıncı, [kPa]
p_c	: Kompresör çıkışındaki hava basıncı, [kPa]
P_c	: Kompresör gücü, [W]
p_i	: Giriş manifoldundaki hava basıncı, [kPa]
p_{me}	: Ortalama efektif basınç, [kPa]
p_{mf}	: Ortalama yakıt basıncı, [kPa]
p_{mr}	: Ortalama sürtünme basıncı, [kPa]
p_t	: Türbin girişindeki hava basıncı, [kPa]
P_t	: Türbin gücü, [W]
p_x	: Egzost manifoldundaki hava basıncı, [kPa]
R	: Gaz sabiti, [kJ/kg/K]
T_a	: Açık hava sıcaklığı, [K]
T_c	: Kompresör çıkışında hava sıcaklığı, [K]
T_e	: Egzost gazı sıcaklığı, [K]
T_i	: Giriş manifoldundaki hava sıcaklığı, [K]
T_s	: Soğutucu akışkan sıcaklığı, [K]
T_t	: Türbin çıkışında hava sıcaklığı, [K]
T_x	: Egzost manifoldundaki hava sıcaklığı, [K]
u_i	: Sistem girişi
V_d	: Motorun toplam deplasman hacmi, [m ³]
V_i	: Giriş manifoldunun hacmi, [m ³]
V_x	: Egzost manifoldu hacmi, [m ³]
W_{ab}	: a`dan b`ye akan havanın debisi, [kg/s]
W_f	: Yakıt miktarı, [kg]
x_i	: Sistemin durumu
x_r	: EGR valfi açıklık yüzdesi

x_v	: VGT valfi açıklık yüzdesi
y_i	: Sistem çıkışı
η_c	: Kompresör izantropik verimi
η_t	: Türbin izantropik verimi
η_s	: Isı değıştiricisi verimi
η_v	: Volumetrik verim
λ	: Hava-yakıt oranı
τ_e	: Motor torku, [N.m]
τ_l	: Yük torku, [N.m]

TURBOŞARJLI DIESEL MOTOR HAVA AKIŞ SİSTEMİNİN ORTALAMA DEĞER YÖNTEMİ TEMEL ALINARAK MODEL TABANLI ÖNGÖRÜLÜ KONTROLÜ

ÖZET

Diesel motorlarının performanslarının artırılmasında ve emisyon miktarlarının azaltılmasında otomatik kontrol ünitelerinin rolünün artırılmasını amaçlayan bu yüksek lisans tez çalışmasında turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzost sisteminin ortalama değer yöntemi (MVM) kullanılarak matematik modeli oluşturulmuş, sistemin simülasyonu yapılmış ve bu sistemde bir model tabanlı öngörülü kontrol (MPC) uygulaması yapılmıştır.

Çalışmada kullanılan model, dört silindirli, dört zamanlı, yüksek hızlı bir Diesel motoru, değiştirilebilir “nozul alanı / türbin çapı” (A/D) oranlı radyal türbine sahip bir turboşarjır (VGT) ve egzost manifoldundan çıkan egzost gazının bir kısmını yeniden giriş manifolduna ve silindirlere gönderen egzost gazı devridaim (EGR) sisteminden oluşmaktadır. Değişken geometrili turboşarjırlarda (VGT), türbin kanat açıları değiştirilerek A/D oranıyla oynanabilir ve bu sayede turboşarjırın dönme hızı değiştirilebilir. Turboşarjırın dönme hızı değiştikçe silindirlere giren hava miktarı değişecek ve motorun performansı bu durumdan etkilenecektir. Egzost gazı devridaim (EGR) sisteminde ise egzost ve giriş manifoldları arasında gaz geçişini sağlayan yolun üzerinde bulunan EGR valfinin açıklığıyla oynanarak silindirlere yeniden gönderilen egzost gazının miktarı değiştirilebilir. Bu değişimin sonucunda silindirlerde çevrimin pik alev sıcaklığı ve alev ilerleme hızı değişir, dolayısıyla yanma sonucunda oluşan azot oksit (NO_x) emisyonu değişir.

Turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzost sistemi, ortalama değer yöntemi (MVM) adı verilen, sanki-dengeli ve doldur-boşalt motor modellerinin kontrol sistemlerinde kullanıma uygun kısımlarını içeren, ampirik ifadeler ile cebrik ve birinci mertebeden nonlineer adi diferansiyel denklemleri kullanan bir yöntem ile modellenmiştir. MVM'nin amacı, kabul edilebilir hassasiyete sahip ve bilgisayarda az işlem yükü gerektirecek motor modelleri oluşturmaktır.

Oluşturulan modelde EGR ve VGT valflerinin açıklık miktarındaki değişimlerin kompresörden motora giden havanın debisi (MAF) ve giriş manifoldundaki basınç (MAP) değerleri üzerinde yol açtığı değişimler incelenmiştir. Elde edilen nonlineer modelin simülasyonu yapılmaya çalışılmış ancak kararlı bir çözüm elde edilememiştir. Bu durumda, modelin temin edildiği kaynaktan [9] verilen doğrusallaştırılmış model kullanılarak sistemin simülasyonu yapılmış ve doğrusallaştırma noktası civarında sistemin kararlı olduğu görülmüştür.

Çalışmanın otomatik kontrol kısmında doğrusallaştırılmış model kullanılmıştır. Kontrol edilen değişkenler MAF ve MAP, kontrol eden değişkenler ise EGR ve VGT valflerinin açıklık miktarlarıdır. Böylece bu kontrol sistemi, EGR ve VGT valflerinin açıklık miktarında yapılan değişimler sonucunda MAF ve MAP

değerlerinin kritik sınırları aşmasını engelleyerek motorun güvenli ve dengeli bir şekilde çalışmasını sağlamaya çalışmaktadır. Çalışmada MAF ve MAP değerlerinde sapmalar yapılarak MPC kontrolörünün EGR ve VGT valflerinin açıklık miktarlarını değiştirmesi sağlanmış ve bu sayede sistem istenen çalışma koşullarına geçebilmiştir. Ayrıca sisteme ölçülen bozucu, ölçülmeyen bozucu ve gürültü uygulanmış, bunların dışında yanlış model mertebeli modele dayanarak dizayn edilmiş ayrı bir kontrolörün de gerçek sistemi kontrol etmesi istenmiştir. Kontrolör, gelecek belirli bir süre içindeki sistemin durumunu tahmin ederek en uygun hareketleri saptamaya çalışmıştır. Bu optimizasyon işlemi sırasında EGR ve VGT valflerinin tam açık ve tam kapalı olma durumları kısıt olarak kullanılmıştır.

Sonuçlar EGR ve VGT valflerinin açıklık değişimlerinin MAF ve MAP değerleri üzerinde önemli değişimlere yol açtığını göstermiş, dizayn edilen MPC kontrolörünün ise sistemi kısa sürede istenen çalışma koşullarına getirmede başarılı olduğu görülmüştür.

MEAN-VALUE MODELLING AND MODEL-BASED PREDICTIVE CONTROL OF THE AIRPATH OF A TURBOCHARGED DIESEL ENGINE

SUMMARY

This master's thesis investigates mean-value modelling (MVM) and model-based predictive control (MPC) of the airpath of a turbocharged Diesel engine. The main target of this study, and also the phenomenon of control of Diesel engines, is to increase the usefulness of the electronic engine control units by using effective control strategies, such as MPC.

The system used in this study consists of a four stroke, four cylinder high speed Diesel engine, a variable geometry turbocharger (VGT) and an exhaust gas recirculation (EGR) system. The aspect ratio (A/D (nozzle area / diameter of the turbine wheel)) can be altered by changing the angles of the vanes of variable nozzle turbine and this situation affects the rotational speed of the VGT, the amount of air entering the cylinder and finally the performance of the engine. The EGR system has a vane, too, which alters the amount of the exhaust gas going from the exhaust manifold to the intake manifold. The exhaust gas recirculating back to the engine cylinders mixes with the inert gas and lowers the adiabatic flame temperature and the peak combustion temperature. The emissions of NO_x subsequently lowers.

Mean-value modelling (MVM) is a method which models the input-output behavior of the engine system with reasonable precision and low computational complexity. It is a mixture of the quasi-steady and the filling and emptying engine models. It contains empirical formulas, algebraic equations and first-order non-linear ordinary differential equations.

The simulation process of the system investigates the changes in the mass air flow (MAF) and the absolute pressure (MAP) of the intake manifold which are caused by the changes in the EGR and VGT valve positions. The nonlinear model was tried to be solved but the solution was not stable, so it was decided to use the linearized model that was received from the reference [9] which the whole model had been taken from. The solution of the linear simulation is stable.

The MPC controller of the system uses the linear model. The inputs of the system are EGR and VGT valve positions and the outputs are MAF and MAP. Thus, the controller tries to prevent MAF and MAP from exceeding the critical values. The MAF and MAP are deviated from the nominal condition and the MPC controller guides the EGR and VGT valves to put the system into the desired condition. Additionally, simulations including the effects of measured disturbances, unmeasured disturbances, measurement noises and the wrong model order are included in the thesis. The MPC algorithm used in this study has constraints on the EGR and VGT valves' positions.

In conclusion, it seems that the EGR and VGT valve positions have a significant effect on MAF and MAP. In addition, the MPC strategy seems to be a good approach for the turbocharged Diesel engine systems.

1. GİRİŞ

Diesel motorları içten yanmalı makineler arasında en verimli olanlarıdır. İki zamanlı düşük hızlı Diesel motorlarında %50'yi aşan verimlere erişilebilir. Dört zamanlı Diesel motorlarında ise %40'a varan verim değerlerine ulaşılabilir [1]. Bu özellikleri sayesinde bulunuşundan (1892 yılından) günümüze kadar yaygın olarak kullanılmış olan Diesel motorları ile ilgili araştırmalar artarak devam etmiş ve daha verimli, daha temiz, daha kullanışlı motorlar üretme konusunda büyük gelişmeler sağlanmıştır [2]. Halen devam eden araştırmalar, Diesel motorları için özellikle emisyonların azaltılması üzerinde durulmaktadır, gelişmenin sağlanması için kontrol sistemlerinin kullanılmasının zorunlu olduğunu göstermiştir [3]. Kontrol sistemleri sayesinde motorun işleyişindeki ve ortam şartlarındaki değişimlere çok kısa sürede yanıt verilebilmekte ve uygun çalışma koşullarından sapmaların önüne geçilmektedir.

Diesel motoru kontrol sistemlerinde genellikle üç terimli (PID) kontrolörler kullanılır. Bununla birlikte, son yıllarda, hem sistemin kontrol edilmesinde hem de tanımlanmasında tatmin edici sonuçlar veren bir takım yeni yaklaşımlar kullanılmaya başlanmıştır. Bunlar:

- Çok değişkenli teknikler (Multivariable techniques),
- Model tabanlı kontrol sistem teknolojileri (Model-based control systems technology),
- Gecikme telafili kontrol (Time delay compensation control),
- Uyarlamalı kontrol (Adaptive control),
- Öngörülü kontrol (Predictive control),
- Optimal kontrol (Optimal control),
- Dayanıklı kontrol (Robust control),
- Sinirsel ve bulanık kontrol (Neural and fuzzy control),
- Değişken yapıli kontrol (Variable structure control),
- Ekstremum kontrol (Extremum control)

şeklinde sıralanabilir [4].

Diesel motorlarında modelleme ve kontrol konusunda çok sayıda çalışma yapılmış olmakla birlikte en belirginleri Heywood ve Assanis'in [5], Hendricks'in [6], Guzzella'nın [1,3] ve Glover'in çalışmalarıdır [7]. Heywood ve Assanis yetkin bir termodinamik Diesel motor modeli kurmuş [8], Hendricks, Guzzella ve Glover ortalama değer yöntemini (MVM) kullanarak Diesel motor modelleri oluşturmuşlar ve değişik kontrol stratejileri, özellikle dayanıklı H-sonsuz (*robust H-∞*) kontrol kullanmışlardır.

1.1 Tezin İçeriği

Bu yüksek lisans tez çalışmasında MVM kullanılarak modellenmiş turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzost sistemine model tabanlı öngörülü kontrol (MPC) uygulanmaktadır. Çalışmada model olarak kullanılan sistem Jung'un doktora tezinden [9] alınmıştır. Benzer bir çalışma olarak Ortner'in çalışması [10] incelenebilir.

Çalışmanın ikinci bölümünde Diesel motoru modelleme yöntemlerinden bahsedilmiş ve Diesel motor sisteminin MVM kullanılarak nasıl modelleneceği anlatılmıştır. Modeli oluşturan ampirik ifadeler, bağıntılar ve diferansiyel denklemler bu bölümde verilmiştir.

Üçüncü bölümde yukarıda bahsedilen diferansiyel denklemler kullanılarak nonlinear model elde edilmiş, bu modelin nasıl doğrusallaştırılacağı anlatılmış ve doğrusal modelin simülasyonu yapılmıştır.

Dördüncü bölümde kısıtlamalı MPC algoritmasının nasıl kurulacağı anlatılmış ve doğrusal modelde kullanılacak kontrolör dizayn edilmiştir.

Çalışmanın sonuç bölümünde simülasyon ve otomatik kontrol sonuçları verilmiş ve bu sonuçlar yorumlanmıştır.

1.2 Notasyon

Bu çalışmada skaler büyüklüklerin gösteriminde normal kalınlıktaki yazı karakteri, vektörel büyüklüklerin gösteriminde küçük harf ve kalın yazı karakteri, matrislerin gösteriminde ise büyük harf ve kalın yazı karakteri kullanılmıştır.

Dördüncü bölümde indislerinde ok işaretleri olan vektör gösterimleriyle karşılaşılacaktır. Bu gösterim şeklinin ne anlama geldiği aşağıda gösterilmiştir:

$$\mathbf{x}_{\rightarrow k} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1} \\ \mathbf{x}_{k+2} \\ \vdots \end{bmatrix} ; \quad \mathbf{x}_{\leftarrow k} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \mathbf{x}_{k-1} \\ \vdots \end{bmatrix} \quad (1.1)$$

Ayrıca:

$$\mathbf{x}_{k+i|k} = \mathbf{x}_{\rightarrow k} \quad , \quad i \geq 1 \quad (1.2)$$

Bunların dışında $x(k+i|k)$ ifadesi k anında $k+i$ 'inci adımın değerini belirtmektedir.

2. DIESEL MOTOR MATEMATİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde turboşarjlı Diesel motoru hava akış sisteminin matematik modelinin oluşturulması amacıyla kullanılan ortalama değer yönteminin (MVM) yapısı ve içeriği anlatılmıştır

2.1 Diesel Motor Modelleri

Bu çalışmada kullanılan Diesel motor hava akış modeli, çeşitli modelleme yaklaşımlarının kontrol amacıyla kullanılabilecek kısımları alınarak oluşturulmuştur. Bu bölümde Diesel motor hava akış modelleri ve kontrol amaçlı modellerin (COM) genel özellikleri anlatılmıştır.

2.1.1 Hava akış modelleri

Bir Diesel motorunun performansı, motorun içindeki hava ve yakıt akışının bir fonksiyonudur. Performansı artırmak için yapılan çalışmalar daha fazla yakıt yakarak bir sonuç elde etmek üzerinde yoğunlaşmış, bunun sonucunda da motorun silindirlerine normal şartlarda olduğundan daha fazla miktarda hava gönderilmesi gerektiği görülmüş ve bunun için turboşarj sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Turboşarj sistemleri, bir türbinin silindirden çıkan egzost gazının enerjisini kullanarak tahrik edildiği, bu türbine mekanik olarak bağlı bir kompresörün de türbinin enerjisini kullanarak çalıştığı ve bu kompresörün silindirlere girecek taze havanın basıncını artırmak için kullanıldığı sistemlerdir. İki farklı sistemin (motor ve turboşarj) bir arada kullanılması, bu iki sistemden geçen hava akışının birbirleriyle eşleştirilmesini gerekli kılmaktadır. Aksi takdirde sistemin dengeli çalışması sağlanamaz ve motorun performansını artırma amacından sapılmış olur. Bu sebepten, motor ve turboşarj dizaynını ve motor-turboşarj eşleştirmesini doğru şekilde yapabilmek için çalışmalar yapılmış ve bunların sonucunda bir takım matematiksel modeller geliştirilmiştir. Bu modeller üç ana başlık altında incelenebilir. Bu üç tür model basit olandan karmaşık olana doğru sıralanırsa:

- Sanki-dengeli modeller,
- Doldur-boşalt modelleri,
- Dalga hareketi modelleri.

2.1.1.1 Sanki-dengeli modeller

En basit yaklaşım sanki-dengeli model yaklaşımıdır. Bu modelde motor ve turboşarjır birbirlerinin peşisıra bağlanmış parçalar olarak ele alınmaktadır. Her parçanın performansı onun genellikle ölçümlerle belirlenen sanki-dengeli özellikleri kullanılarak belirlenir. Bu iki parça birbirleriyle aralarındaki hava akışı kullanılarak ilişkilendirilir. Sistemde gaz yığılması olmadığı kabul edilir. Ölçüm sonucunda elde edilen veriler kullanıldığı için, modeldeki ifadelerin bir kısmı ampiriktir. Bu sebepten, her motor ve turboşarjır için birbirinden farklı ifadeler kullanılır. Modeldeki bağıntıların hemen hepsi cebrik bağıntılardır; sadece motor ve turboşarjır dinamiğini veren iki bağıntı birinci dereceden nonlinear diferansiyel denklemlerdir.

Sanki-dengeli modeller, motor üreticileri tarafından farklı turboşarjırların Diesel motorunun performansı üzerindeki etkileri incelenirken kullanılır.

2.1.1.2 Doldur-boşalt modelleri

Doldur-boşalt modelleri sanki-dengeli modellerden daha karmaşık modellerdir. Doldur-boşalt modellerinin başlıca özelliği motor ve turboşarjır arasındaki manifoldların sonlu hacimler olarak kabul edilmesidir. Bu durumda manifoldlarda gaz yığılması olabilir ve sanki-dengeli modelde olduğu gibi genel gaz akışı denklemleri kullanılamaz. Manifold ve silindirlerdeki değişimleri, anlık performansı, motor ve turboşarjır dinamiğini ifade etmek için birinci dereceden nonlinear diferansiyel denklemler kullanılır. Bu denklemler sanki-dengeli modeldekilerden daha gerçekçidir ve daha az ampirik veri gerektirir; ancak bu modelin bilgisayarda çözümü daha çok zaman gerektirir.

Doldur-boşalt modellerinde manifold içinde tek basınç ve tek sıcaklık değeri olduğu kabul edildiği için manifold dizaynında kullanılması mümkün olamamaktadır.

2.1.1.3 Dalga hareketi modelleri

Dalga hareketi modelleri sıkıştırılabilir gaz akışı denklemlerinin çözümüne dayanır ve giriş ve egzost manifoldları içindeki farklı basınç dağılımlarının incelenmesine

olanak sağlar. Model birtakım nonlinear hiperbolik kısmi diferansiyel denklemleri içermektedir. Bu denklemler karakteristikler yöntemi adı verilen sayısal çözüm yöntemiyle çözülür. Bu sebeplerden, üç yaklaşım arasında en gerçekçi ve karmaşık olan yaklaşım dalga hareketi modelidir.

Bu tür modeller motorun performansın tahmin etmek için kullanıldıklarından büyük öneme sahiptirler. Manifold dizaynında ve motordaki hız ve yük değişimlerinin etkilerinin tespiti sırasında bu teknikten sıklıkla yararlanılır [11].

2.1.2 Kontrol amaçlı modeller

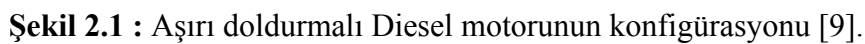
İçten yanmalı motorların kontrol amaçlı modellenmesinde (COM) iki farklı yöntem kullanılmaktadır: ortalama değerle modelleme (MVM) ve ayırık zamanlı modelleme (DEM). MVM, sürekli bir kontrol amaçlı modelleme yöntemidir: motordaki ayırık zaman kullanmayı gerektirmeyen, bir süreklilik gösteren, krank milinin ivmelenmesi, turboşarjır milinin dönme hızının değişimi gibi olayları modellemek için kullanılır. DEM ise silindirlerdeki gaz değişimi, emme ve egzost subaplarının açılıp kapanma zamanının krank mili açısına göre değişimi gibi kısa zaman aralıklarında değişimlerin olduğu olayların modellenmesi için kullanılır [3].

Bu çalışmada sürekli bir sistemin modellenmesi yapılmıştır, dolayısıyla MVM kullanılmıştır. MVM'ler termodinamik bağıntıların çeşitli ampirik ifadeler ile birlikte kullanılmalarıyla oluşturulur. Model incelenirse hem sanki dengeli hem de doldur-boşalt modellerinden alıntılar yapıldığı görülür. Bunun nedeni MVM'lerin kontrol amaçlı modeller (COM), yani sistemdeki giriş-çıkış değerleri arasındaki ilişkiyi kabul edilebilir bir hassasiyette veren ve bilgisayarda fazla işlem yükü gerektirmeyecek modeller olmasıdır [3,4,11].

2.2 Motorun Yapısı

Bu çalışmada kullanılan aşırı doldurmalı Diesel motorunun konfigürasyonu şekil 2.1'de gösterilmektedir. Bu sistemde atmosfer basıncındaki hava kompresörde sıkıştırıldıktan sonra bir miktar egzost gazı ile birleşerek silindirlerde yanma işlemine maruz kalır. Silindirlerden çıkan egzost gazının bir bölümü silindirlere geri gönderilir, kalan kısmı da türbinde atmosfer basıncına yakın bir basınca genişletilerek sistemden dışarı atılır. Bu genişleme işlemi sırasında türbinden elde

Aşırı doldurma sisteminde değişken geometrili türbin (VGT) kullanılmıştır. Bu türbinlerde A/D (nozul alanı / türbin çapı) oranı değiştirilebilmektedir. Bu sayede farklı motor hızları için, her hıza karşılık gelen optimum A/D oranlı türbin kullanılabilir [3].



2.3 Bağıntılar

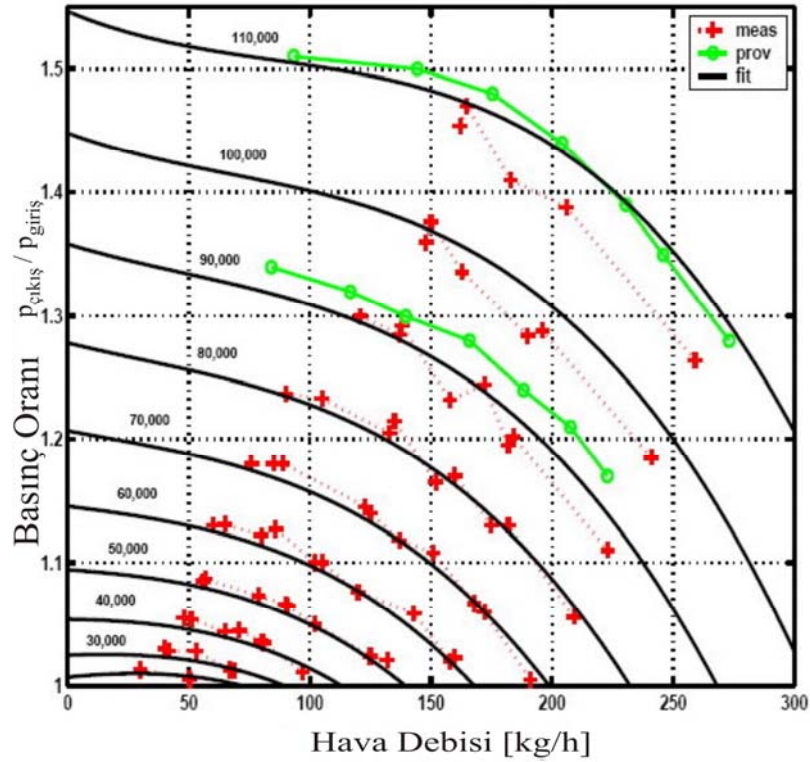
8

2.3.1 Aşırı doldurma

Aşırı doldurma sistemi egzost gazıyla tahrik edilen bir türbinden ve bu türbine bir şaftla bağlı, motora giden dolgu havasını sıkıştıran bir kompresörden oluşur. Turboşarjır hızı

$$\frac{dN_t}{dt} = \left(\frac{60}{2\pi}\right)^2 \frac{P_t - P_c}{I_t N_t} \quad (2.1)$$

bağıntısı kullanılarak elde edilir [9]. Burada P_t ve P_c türbin ve kompresörün güç değerleri, I_t ise turboşarjırın kütle atalet momentidir.



Şekil 2.2 : Kompresör akış haritası [9].

2.3.1.1 Kompresör

Kompresördeki sıkıştırma işleminin izantropik olduğu kabulüyle

$$\left(\frac{T_{c,iz}}{T_a}\right) = \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.2)$$

yazılabilir. Burada T_a ve p_a kompresörün girişindeki sıcaklık ve basınç, $T_{c,iz}$ ve p_c ise kompresör çıkışındaki izantropik sıcaklık ve basınç değerleridir. Bununla birlikte,

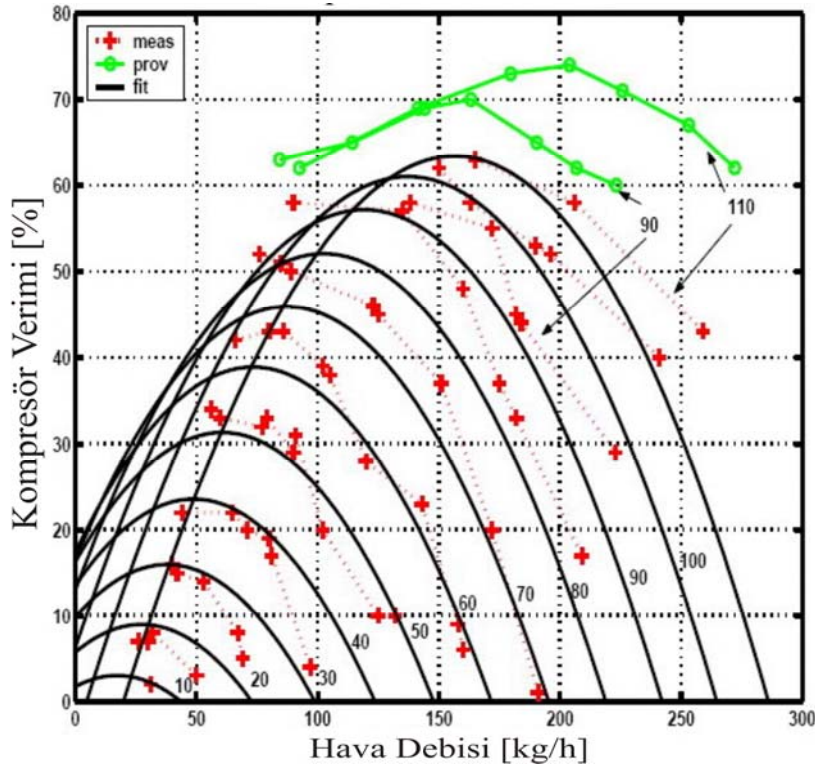
kompresörlerde sıkıştırma işlemi izantropik değildir, bu yüzden bir “izantropik verim” değeri tanımlamak gerekir:

$$\eta_c = \frac{T_{c,iz}-T_a}{T_c-T_a} \quad , \quad 0 < \eta_c \leq 1 \quad (2.3)$$

(2.2) ve (2.3) bağıntılarını kullanarak kompresör çıkışındaki sıcaklık değeri

$$T_c = T_a + \frac{1}{\eta_c} T_a \left(\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.4)$$

şeklinde elde edilir [9,11]. Bu bağıntıda k özgül ısıların oranıdır.



Şekil 2.3 : Kompresör verim haritası [9].

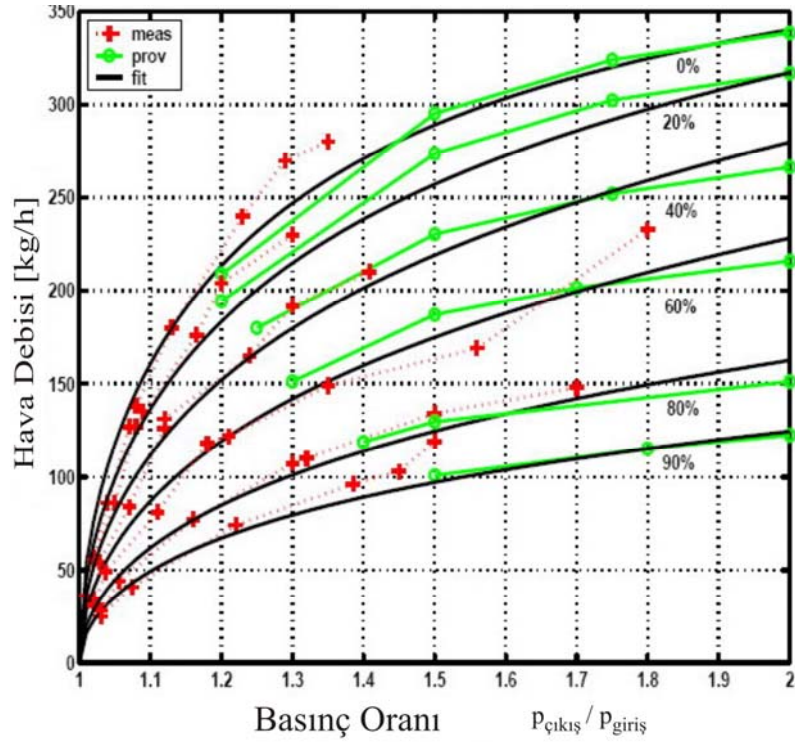
Kompresörün gücünü veren bağıntı termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak elde edilebilir:

$$P_c = W_{ci}(h_c - h_a) = W_{ci}c_p(T_c - T_a) \quad (2.5)$$

Burada W_{ci} kompresörden geçen havanın debisi, h_c ve h_a ise kompresör çıkışı ve girişindeki havanın entalpi değerleri, c_p sabit basınçta havanın özgül ısıdır. (2.4) ve (2.5) bağıntıları kullanılarak kompresörün güç değeri

$$P_c = W_{ci} c_p T_a \frac{1}{\eta_c} \left(\left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanır [9,11]. Bu bağıntıyı kullanabilmek için hava debisinin ve izantropik verimin bilinmesi gereklidir. Bu değerler kompresör haritaları kullanılarak elde edilebilir. Bu çalışmada kullanılan kompresör haritaları Şekil 2.2 ve Şekil 2.3`de gösterilmektedir.



Şekil 2.4 : Türbin akış haritası [9].

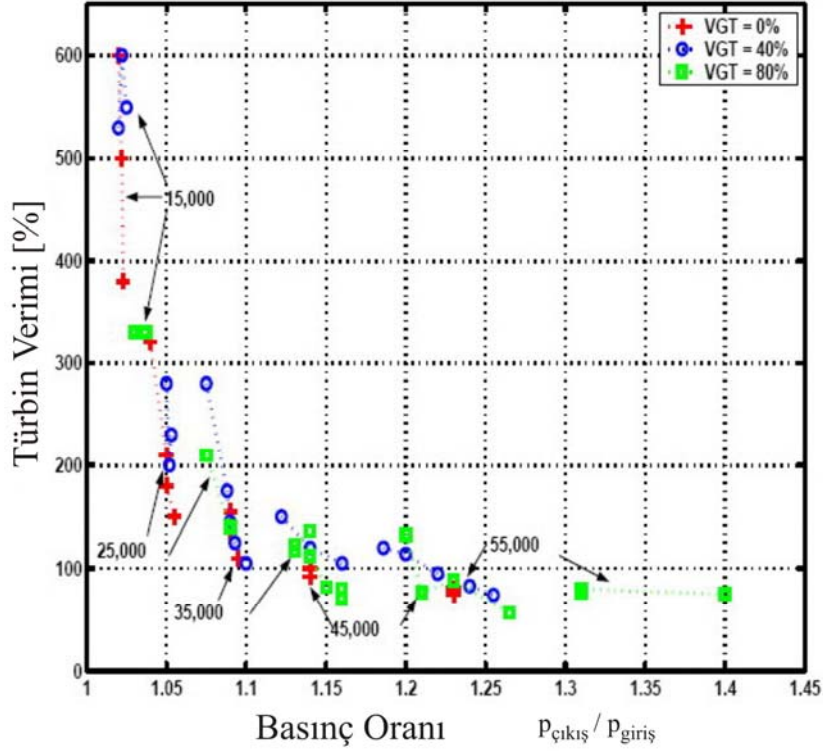
2.3.1.2 Türbin

Türbin çıkış sıcaklığı ve gücünü veren bağıntılar, (2.4) ve (2.6) numaralı kompresör çıkış sıcaklığı ve gücü bağıntılarıyla benzer şekilde çıkarılır.

$$T_t = T_x + \frac{1}{\eta_t} T_x \left(\left(\frac{p_t}{p_x} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2.7)$$

$$P_t = W_{xt} c_p T_x \eta_t \left(1 - \left(\frac{p_t}{p_x} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (2.8)$$

Burada p_t ve p_x türbin çıkış ve girişindeki basınç değerlerini, η_t izotropik türbin verimini ve W_{xt} türbinden geçen havanın debisini göstermektedir. p_t/p_x ve η_t değerleri Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'deki türbin haritalarından elde edilmektedir [9,11].



Şekil 2.5 : Türbin verim haritası [9].

2.3.2 Diğer Sistemler

Motor hızı

$$\frac{dN}{dt} = \frac{60}{2\pi} \frac{\tau_e - \tau_l}{I_e} \quad (2.9)$$

bağıntısı kullanılarak elde edilebilir. Burada τ_e ile τ_l motor ve yük torkları, I_e ise motorun kütle atalet momentidir [1,9].

Motor torkunu bulmak için

$$\tau_e = \frac{V_d p_{me}}{v 2\pi} \quad (2.10)$$

$$p_{me} = e p_{mf} - p_{mr} \quad (2.11)$$

$$p_{mf} = \frac{H_u m_f}{V_d} \quad (2.12)$$

şeklinde bir yaklaşım kullanılabilir. Burada V_d motorun toplam deplasman hacmini, p_{me} ortalama efektif basıncı, p_{mf} ortalama yakıt basıncını, p_{mr} ortalama sürtünme basıncını, m_f bir silindire bir çevrim boyunca giren yakıtın kütlesini, H_u ise yakıtın alt ısı değerini göstermektedir. v değeri iki zamanlı motorlar için 1, dört zamanlı motorlar için 2'dir. Çok hassas olmayan modeller için e ve p_{mr} , $e \in [0.38, 0.58]$ ve $p_{mr} \in [10^2, 4 \times 10^2]$ kPa aralıklarında sabit bir değer alınabilir [1].

Giriş manifoldundan silindirlere giden havanın debisi, motor bir pompa olarak düşünülürse:

$$W_{ie} = \eta_v \frac{m_i}{V_i} \frac{N}{60} \frac{V_d}{2} \quad (2.13)$$

bağıntısı kullanılarak bulunabilir [3,9]. Burada m_i giriş manifoldundaki havanın kütlesini, V_i ise giriş manifoldunun hacmini göstermektedir. η_v volumetrik verimi göstermektedir ve motor devrine bağlı uygun bir polinom şeklinde verilmelidir [13,14].

2.3.2.1 Manifoldlar

Manifoldlar açık termodinamik sistemler olarak modellenmektedir. Manifold cidarlarından olan ısı kaybı ihmal edilerek ve hava için sabit özgül ısı ideal gaz kabulü yaparak, kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu kanunları kullanılarak, giriş ve çıkış manifoldlarındaki hacim ve kütle değişimleri aşağıdaki bağıntılarla ifade edilebilir [12].

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{kR}{V_i} (T_{ic}W_{ic} + T_rW_{xi} - T_iW_{ie}) \quad (2.14)$$

$$\frac{dp_x}{dt} = \frac{kR}{V_x} (T_eW_{ex} - T_x(W_{xi} + W_{xt})) \quad (2.15)$$

$$\frac{dm_i}{dt} = W_{ci} + W_{xi} - W_{ie} \quad (2.16)$$

$$\frac{dm_x}{dt} = W_{ex} - W_{xi} - W_{xt} \quad (2.17)$$

Burada R gaz sabiti, V_x ise egzost manifoldu hacmidir. i indisi giriş manifoldunu, x indisi ise egzost manifoldunu belirtmektedir. Diğer indisler için Şekil 2.1 incelenebilir.

Manifold sıcaklıkları, ideal gaz kanunu kullanılarak:

$$T_i = \frac{V_i}{Rm_i} p_i \quad (2.18)$$

$$T_x = \frac{V_x}{Rm_x} p_x \quad (2.19)$$

bağıntılarıyla elde edilir.

Egzost gazının sıcaklığını bulmak için:

$$T_e = T_i + a_1 \lambda^{a_2} + a_3 \quad , \quad \lambda > \lambda_{min} \quad (2.20)$$

şeklinde bir yaklaşım kullanılabilir [1]. a_i sabitleri için

$$a_1 \approx 2500 \text{ K}$$

$$a_2 \approx -2$$

$$a_3 \approx 100 \text{ K}$$

değerleri kullanılır. λ hava-yakıt oranıdır ve $\lambda_{min} > 1.8$ olması durumunda bu yaklaşım geçerli değildir.

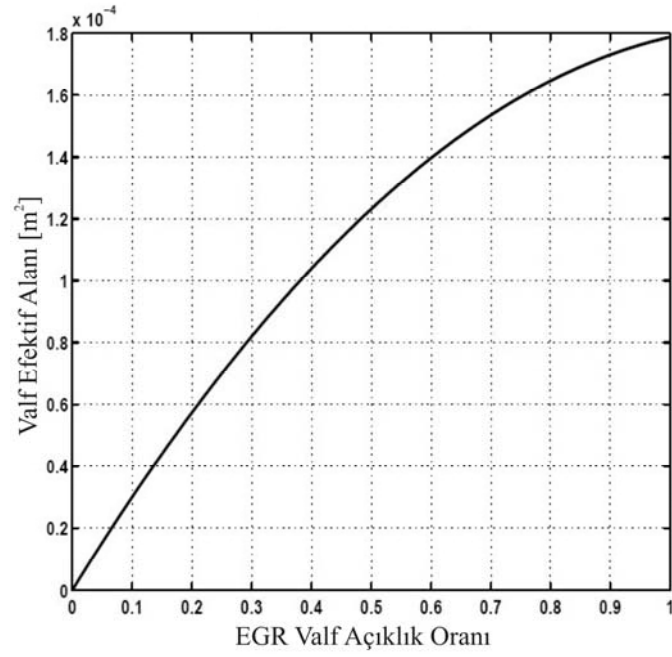
2.3.3.2 Egzost gazı devridaim sistemi

EGR valfinden geçen hava debisini bulmak için orifis akış denklemi kullanılır [3,9].

$$W_{xi} = \frac{A_r(x_r)p_x}{\sqrt{RT_x}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(p_r^{2/k} - p_r^{(k+1)/k} \right)} \quad (2.21)$$

$$p_r = \max \left(\frac{p_i}{p_x}, \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k+1}} \right) \quad (2.22)$$

Burada $A_r(x_r)$, EGR valfinin efektif alanıdır ve x_r (valf açıklığı oranı)'ın bir fonksiyonudur. Efektif alanın valf açıklık oranına göre değişimi Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6 : EGR valfi efektif alanının valf açıklık oranına göre değişimi [9].

2.3.3.3 Soğutucular

Sistemdeki soğutuculardan çıkış sıcaklıkları

$$T_{\text{çıkış}} = \eta_s T_s + (1 - \eta_s) T_{\text{giriş}} \quad (2.23)$$

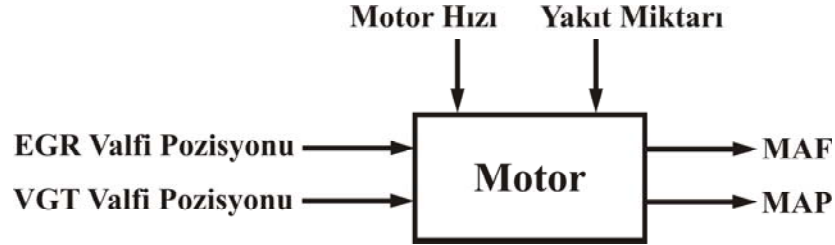
bağıntısı kullanılarak hesaplanır [9,11]. Burada η_s soğutucu verimini, T_s ise soğutucu akışkanın sıcaklığını göstermektedir.

3. DOĞRUSAL MODELİN OLUŞTURULMASI VE SİSTEMİN SİMÜLASYONU

Turboşarjlı Diesel motoru hava akış sisteminin modellenmesi için kullanılan bağıntılar ve yaklaşımlar ikinci bölümde anlatılmıştı. Bu bölümde doğrusal olmayan modelin doğrusallaştırılmasından bahsedilecek ve elde edilen durum-uzay modeli kullanılarak doğrusal modelin simülasyonu yapılacaktır.

3.1 Sistemin Yapısı

Bu çalışmada kullanılan modelde sistemin girişleri motor hızı, yakıt miktarı, EGR ve VGT valflerinin pozisyonları, sistemin çıkışları ise kompresörden motora giden havanın debisi (MAF) ve giriş manifoldundaki basınç (MAP) değerleridir (Şekil 3.1). Motor hızı ve yakıt miktarı sabit değerler olarak alınmış, EGR ve VGT valflerinin açıklık pozisyonlarının MAF ve MAP değerleri üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 3.1 : Modelin giriş ve çıkışları.

3.2 Doğrusal Olmayan Model

Turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzost sisteminin dinamik modelinin oluşturulması için (2.1), (2.9), (2.14), (2.15), (2.16) ve (2.17) numaralı diferansiyel denklemler kullanılmıştır. Bu denklemlerdeki bilinmeyen değerler ikinci bölümde verilmiş olan bağıntılar ve yaklaşımlar kullanılarak belirlenmiş, bulunan değerler denklemlerde yerlerine konmuş ve sonuçta altı bilinmeyenli (N_t , N , p_i , p_x , m_i , m_x) altı adet diferansiyel denklem elde edilmiştir. Katsayıları bulmak için gerekli olan motor

model parametreleri EK A`da verilmektedir. Bu denklemler Runge-Kutta yöntemleriyle çözülmeye çalışılmış ancak kararlı bir sonuç elde edilememiştir. Bunun sebebi, modelde kullanılan ampirik ifadelerin belirli bir motor için kullanılan ifadeler olmaması, genel yaklaşımlar olmasıdır. (Doğrusal olmayan modele ait diferansiyel denklemler EK B`de verilmektedir.)

Bu durumda sistemin simülasyonu ve kontrolör dizaynı için doğrusal olmayan turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzost sistemi modelinin kullanılmasından vazgeçilmiş ve Jung`un doktora tezinde [9] verilmiş olan doğrusallaştırılmış model kullanılmıştır.

3.3 Doğrusallaştırma

Doğrusal olmayan modellerin doğrusal bir matematiksel yaklaşımını bulmak için, modeldeki değişkenlerin belirli bir nokta civarında değerler aldığı kabul edilir. Elde edilen doğrusal model sadece o nokta civarı için tanımlı olacaktır.

Giriş fonksiyonları $u_1(t)$ ve $u_2(t)$, çıkış fonksiyonu ise $y(t)$ olan bir sistem ele alınırsa, $y(t)$ ile $u_1(t)$ ve $u_2(t)$ arasındaki ilişki:

$$y = f(u_1, u_2) \quad (3.1)$$

bağıntısıyla verilir. Sistemin çalışma koşulları $\bar{u}_1$, $\bar{u}_2$ ve $\bar{y}$ olarak kabul edilirse, (3.1) numaralı ifadeye bu çalışma noktası civarında bir Taylor serisi açılımı uygulanabilir:

$$y = f(\bar{u}_1, \bar{u}_2) + \left[\frac{\partial f}{\partial u_1} (u_1 - \bar{u}_1) + \frac{\partial f}{\partial u_2} (u_2 - \bar{u}_2) \right] + \frac{1}{2!} \left[\frac{\partial^2 f}{\partial u_1^2} (u_1 - \bar{u}_1)^2 + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial u_1 \partial u_2} (u_1 - \bar{u}_1)(u_2 - \bar{u}_2) + \frac{\partial^2 f}{\partial u_2^2} (u_2 - \bar{u}_2)^2 \right] + \dots \quad (3.2)$$

Burada kısmi türevler $u = \bar{u}_1$ ve $u = \bar{u}_2$ noktalarındaki değerlerdir. Çalışma noktası civarında yüksek mertebeli terimler ihmal edilebileceğinden, doğrusallaştırılmış model:

$$y - \bar{y} = K_1(u_1 - \bar{u}_1) + K_2(u_2 - \bar{u}_2) \quad (3.3)$$

$$\bar{y} = f(\bar{u}_1, \bar{u}_2) \quad (3.4)$$

$$K_1 = \left. \frac{\partial f}{\partial u_1} \right|_{u_1=\overline{u_1}} \quad (3.5)$$

$$K_2 = \left. \frac{\partial f}{\partial u_2} \right|_{u_2=\overline{u_2}} \quad (3.6)$$

şeklinde ifade edilebilir [15].

3.4 Doğrusal Model

Bu çalışmada kullanılan doğrusal model, motor hızının 1500 devir/dak ve motor torkunun 85 Nm olduğu çalışma noktası civarında doğrusallaştırma yapılarak elde edilmiştir. Bu işlem sonucundaki çalışma koşulları Çizelge 4.1`de verilmektedir. Bu tablodaki durum değişkeni adı verilen fonksiyonlar $(x_1(t), x_2(t), x_3(t), x_4(t), x_5(t), x_6(t))$, sistemi belirleyen diferansiyel denklemlerin değişkenleridir. $u_1(t)$ ve $u_2(t)$ fonksiyonları sistemin girişleri, $y_1(t)$ ve $y_2(t)$ fonksiyonları ise sistemin çıkışlarıdır. Bu değişkenlere sahip sistemlerin durum-uzay modeli:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \quad (3.7)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du} \quad (3.8)$$

şeklinde gösterilir. **A**, **B**, **C** ve **D** matrislerine sistem matrisleri adı verilir ve sistemin davranışını belirlerler. Bu çalışmada kullanılan doğrusal modelin durum-uzay modeli aşağıda gösterilmektedir [9]:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -0.4125 & -0.0248 & 0.0741 & 0.0089 & 0.0000 & 0.0000 \\ 101.5873 & -7.2651 & 2.7608 & 2.8068 & 0.0000 & 0.0000 \\ 0.0704 & 0.0085 & -0.0741 & -0.0089 & 0.0000 & 0.0200 \\ 0.0878 & 0.2672 & 0.0000 & -0.3674 & 0.0044 & 0.3692 \\ -1.8414 & 0.0990 & 0.0000 & 0.0000 & -0.0343 & -0.0330 \\ 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 & -359.0000 & 187.5364 & -87.0316 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} -0.0042 & 0.0064 \\ -1.0360 & 1.5849 \\ 0.0042 & 0 \\ 0.1261 & 0 \\ 0 & -0.0168 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}} \quad (3.9)$$

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3.6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}} \quad (3.10)$$

Çizelge 3.1 : Diesel motorunun çalışma koşulları [9].

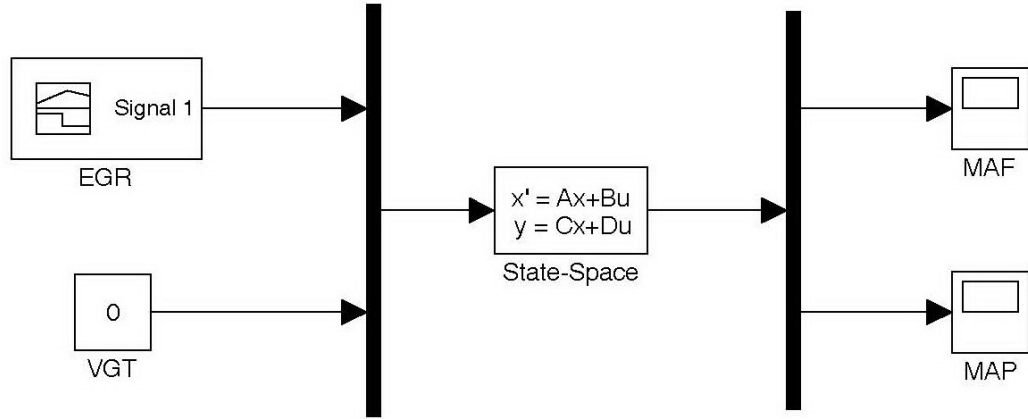
	Parametre	Birim	Değer	Durum
	Girişler			
	Motor hızı	[N] = devir/dak	1500	
	Yakıt miktarı	[W_f] = mg/strok	16.7	
u_1	EGR valf açıklığı	[x_r] = %	20	
u_2	VGT valf açıklığı	[x_v] = %	60	
	Çıkışlar			
y_1	MAF	[W_{ci}] = kg/h	78.5	x_6
y_2	MAP	[p_i] = kPa	111.3	x_4
	İç değişkenler			
	Giriş manifoldundaki gaz kütlesi	[m_i] = g	7.15	x_3
	Egzost manifoldu basıncı	[p_x] = kPa	118.0	x_2
	Egzost manifoldundaki gaz kütlesi	[m_x] = g	0.66	x_1
	Turboşarjır hızı	[N_t] = devir/dak	58400	x_5

3.5 Sistemin Simülasyonu

Kısım 3.4’te durum-uzay modeli verilen sistemin simülasyonu “MATLAB - Simulink” isimli bilgisayar programı kullanılarak yapılmıştır. Bu simülasyon için MATLAB arayüzünde **A**, **B**, **C** ve **D** matrisleri tanımlanmış ve Şekil 3.2’de gösterilen Simulink diyagramı oluşturulmuştur.

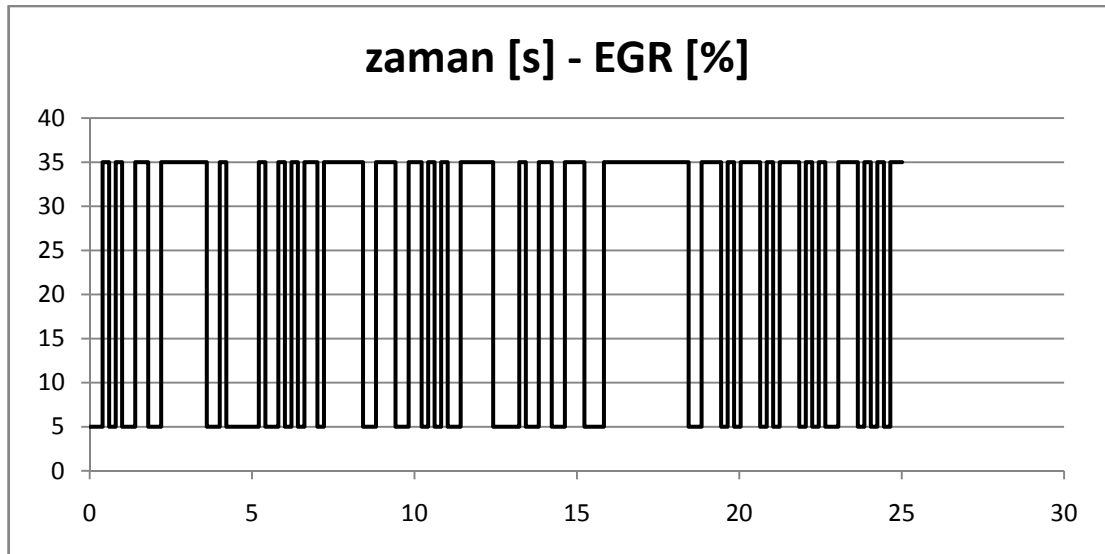
Sistemin basamak girişi ve PRBS (Pseudo-Random Binary Sequence) girişi cevapları beşinci bölümde verilmiştir.

PRBS sinyalleri, sistem tanılama işlemleri sırasında sisteme giriş olarak kullanılan bir sinyal türüdür. Sistem tanılama, matematiksel modeli bilinmeyen bir sistemin



Şekil 3.2 : Sistemin Simulink diyagramı.

davranışını inceleyebilmek için yaklaşık bir model geliştirmek amacıyla, sisteme bazı giriş fonksiyonları uygulayıp bu girişlere verilen cevapları değerlendiren yöntemlerin genel ismidir. PRBS sinyallerinde her bir zaman adımında iki farklı değerden (alt ve üst limit) herhangi birisi rastgele seçilir ve belirli bir zaman aralığı için bir seri oluşturulur. Daha kolay anlaşılması açısından bu çalışmada kullanılan PRBS sinyallerinden birisi Şekil 3.3'te gösterilmiştir [16,17].



Şekil 3.3 : PRBS sinyali örneği.

4 SİSTEMİN MODEL TABANLI ÖNGÖRÜLÜ KONTROLÜ

Bu çalışmada kullanılan Diesel motor modelinde MAF ve MAP, motorun dengeli bir şekilde çalışabilmesi için belirli sınırlar arasında kalması gereken değerlerdir. Ortam koşullarındaki değişimler sonucunda bu değerlerde bir sapma olursa, otomatik kontrol sistemi devreye girerek MAF ve MAP değerlerini denge konumuna getirmeye çalışır.

Bu bölümde, sapma durumunda sistemi dengeye getirecek olan model tabanlı öngörülü kontrol (MPC) algoritmasının yapısı anlatılacak ve üçüncü bölümde oluşturulan doğrusal model üzerinde kontrol uygulaması yapılacaktır.

4.1 Model Tabanlı Öngörülü Kontrol

(MPC), bir sistemle ilgili verileri kullanarak o sistemin gelecekteki davranışları hakkında tahminler yapan ve en uygun kontrol hareketlerini hesaplamaya çalışan bir otomatik kontrol algoritmasıdır. Bu özellikleri sebebiyle insanın karar verme mekanizmasıyla benzerlik gösteren MPC, kullanışlılığı ve güvenilirliği sayesinde çeşitli endüstri dallarında (kimya, petrokimya, otomotiv vb.) sıkça kullanılmakta ve yaygınlığı giderek artmaktadır [4,18].

MPC'nin çalışma prensibi, sistem cevabındaki öngörülen hataların karelerinin ve sonraki adımlarda kullanılması öngörülen giriş değerlerinin karelerinin toplamının minimum olmasını sağlayacak bir kuadratik programlama problemini çözerek o adımdaki en uygun giriş değerini belirlemektir. Bu işlem için kullanılan amaç fonksiyoneli:

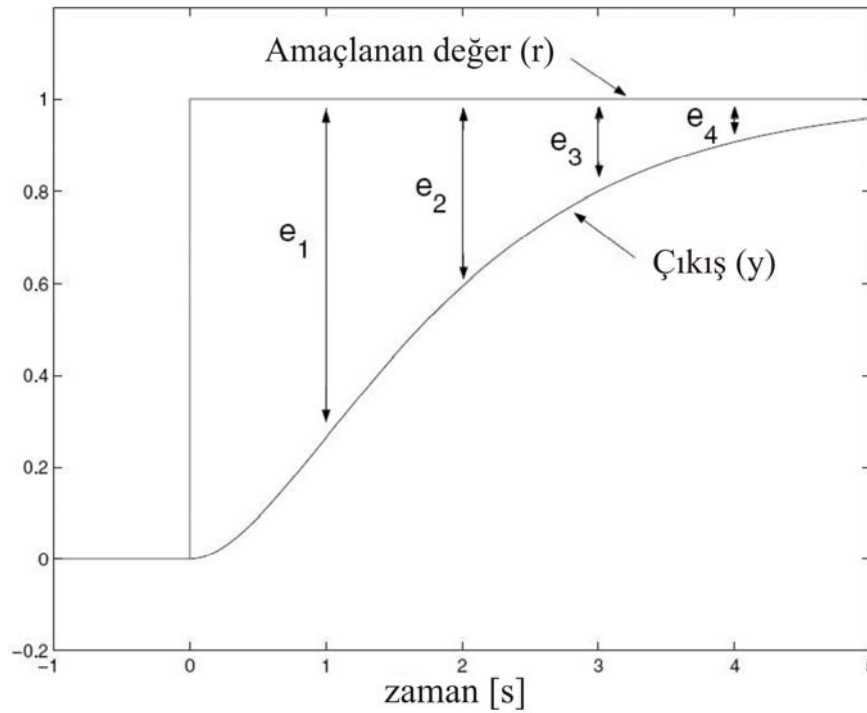
$$\begin{aligned} V &= \mathbf{Q} \sum_{i=n_w}^{n_y} \|\mathbf{r}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}\|_2^2 + \mathbf{R} \sum_{i=0}^{n_u-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+i}\|_2^2 \\ &= \mathbf{Q} \sum_{i=n_w}^{n_y} \|\mathbf{e}_{k+i}\|_2^2 + \mathbf{R} \sum_{i=0}^{n_u-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+i}\|_2^2 \end{aligned} \quad (4.1)$$

şeklinde gösterilir (Şekil 4.1, Şekil 4.2). Burada $\mathbf{Q}$ ve $\mathbf{R}$ uygun boyutlu ağırlık katsayısı matrisleridir. Bu ifadeyle anlatılmak istenen:

- n_w 'inci adımdan n_y 'inci adıma kadar olması öngörülen hataların karelerinin toplamı ile (Genellikle $n_w = 1$ olduğu kabul edilir.),
- n_u 'inci adıma kadar olması öngörülen kontrol girişindeki değişimlerin karelerinin toplamı alınır.

Belirli bir adımdan sonra kontrol girişleri arasındaki farkın sıfır olduğu kabul edilir:

$$\Delta \mathbf{u}_{k+i|k} = 0, \quad i \geq n_u \quad (4.2)$$



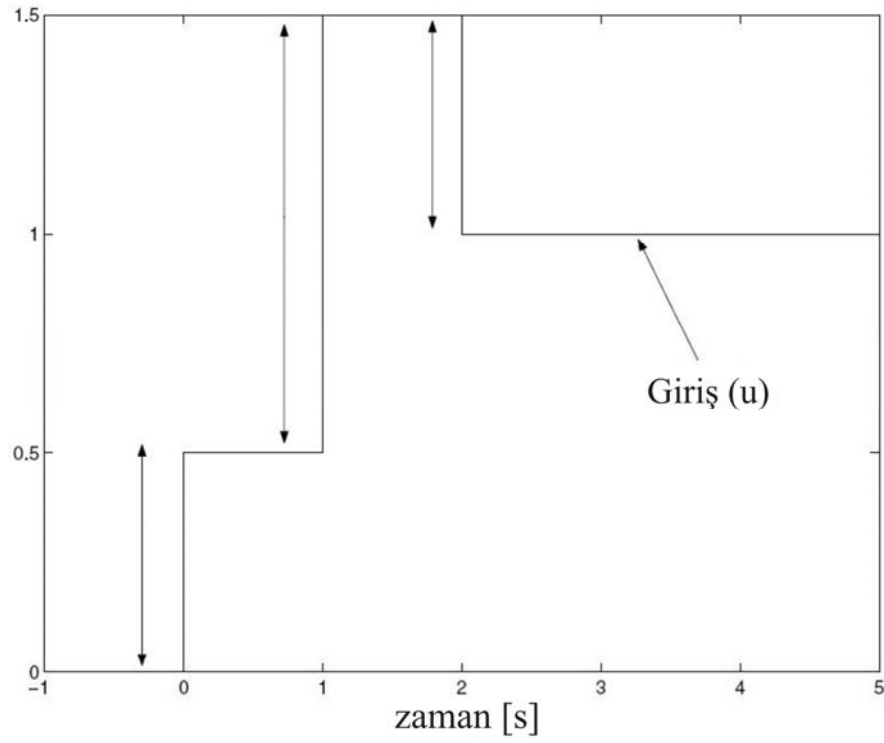
Şekil 4.1 : Kontrol işlemi sırasında öngörülen hatalar [18].

(4.1) numaralı bağıntı daha sade olarak aşağıdaki biçimde gösterilebilir:

$$V = \mathbf{Q} \|\mathbf{r}_{\rightarrow} - \mathbf{y}_{\rightarrow}\|_2^2 + \mathbf{R} \|\Delta \mathbf{u}_{\rightarrow}\|_2^2 = \mathbf{Q} \|\mathbf{e}_{\rightarrow}\|_2^2 + \mathbf{R} \|\Delta \mathbf{u}_{\rightarrow}\|_2^2 \quad (4.3)$$

Optimizasyon için V amaç fonksiyonelinin minimum olmasını sağlamakta kullanılacak değişkenler n_u 'inci adıma kadar olan kontrol girişleridir. Bu durumda optimizasyon işlemi:

$$\min_{\Delta \mathbf{u}_{\rightarrow}} V = \mathbf{Q} \|\mathbf{e}_{\rightarrow}\|_2^2 + \mathbf{R} \|\Delta \mathbf{u}_{\rightarrow}\|_2^2 \quad (4.4)$$



Şekil 4.2 : Kontrol işleminde öngörülen girişler ve giriş artırımları ($n_u = 3$) [18].

şeklinde ifade edilir. Bu optimizasyon işlemi her zaman adımında yeniden yapılır. Her zaman adımında n_u , n_y ve n_w değerleri sabit değerler olarak alınır. İlerleyen ufuk çizgisi (receding horizon) adı verilen bu duruma göre, optimizasyon işleminde kullanılan tahminlerin en uzaktakileri olan n_u 'inci ve n_y 'inci adımlardaki değerler her yeni zaman adımında bir sonraki zaman adımına ötelenmektedir (Şekil 4.3) [18].

Örnekleme Zamanı	Öngörü Ufku								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	→								
1		→							
2			→						
3				→					
⋮					⋮				

Şekil 4.3 : İlerleyen ufuk çizgisi (receding horizon) [18].

4.1.1 Ayırıklaştırma

(4.4) numaralı bağıntıda verilen optimizasyon ifadesinin ayırık zamanlı bir sisteme uygulanmak üzere geliştirildiği görülmektedir. Bu sebepten, sürekli bir modele MPC uygulamak için sistemi ayırıklaştırmak gerekir [18].

Ayırıklaştırılmış modelde sistem giriş vektörü $\mathbf{u}(t)$ 'nin belirli örnekleme aralıkları boyunca sabit kaldığı kabul edilir. (3.7) ve (3.8) bağıntılarında verilen sürekli durum-uzay modeli, ayırık zamanlı hale getirildiğinde

$$\mathbf{x}((k+1)T) = \mathbf{G}(T)\mathbf{x}(kT) + \mathbf{H}(T)\mathbf{u}(kT) \quad (4.5)$$

$$\mathbf{y}(kT) = \mathbf{C}(T)\mathbf{x}(kT) + \mathbf{D}(T)\mathbf{u}(kT) \quad (4.6)$$

şekline dönüşür. Burada $t = kT$, $k = 0,1,2, \dots$ anındaki ayırıklaştırılmış durum-uzay modeli görülmektedir. T örnekleme periyodudur ve $\mathbf{G}$ ile $\mathbf{H}$ matrisleri T 'ye bağlı değişken matrislerdir. Örnekleme periyodu sabit alındığında $\mathbf{G}$ ve $\mathbf{H}$ de sabit matrisler olacaktır.

$\mathbf{G}$ ve $\mathbf{H}$ matrislerini elde etmek için (3.7) numaralı denklemin çözümü kullanılır:

$$\mathbf{x}(t) = e^{\mathbf{A}t}\mathbf{x}(0) + e^{\mathbf{A}t} \int_0^t e^{-\mathbf{A}\tau} \mathbf{B}\mathbf{u}(\tau) d\tau \quad (4.7)$$

t yerine $(k+1)T$ ve kT konulunca:

$$\mathbf{x}((k+1)T) = e^{\mathbf{A}(k+1)T}\mathbf{x}(0) + e^{\mathbf{A}(k+1)T} \int_0^{(k+1)T} e^{-\mathbf{A}\tau} \mathbf{B}\mathbf{u}(\tau) d\tau \quad (4.8)$$

$$\mathbf{x}(kT) = e^{\mathbf{A}kT}\mathbf{x}(0) + e^{\mathbf{A}kT} \int_0^{kT} e^{-\mathbf{A}\tau} \mathbf{B}\mathbf{u}(\tau) d\tau \quad (4.9)$$

(4.5) numaralı bağıntı $e^{\mathbf{A}T}$ ile çarpılır ve (4.8)'den çıkarılırsa:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}((k+1)T) &= e^{\mathbf{A}T}\mathbf{x}(kT) + e^{\mathbf{A}(k+1)T} \int_{kT}^{(k+1)T} e^{-\mathbf{A}\tau} \mathbf{B}\mathbf{u}(\tau) d\tau \\ &= e^{\mathbf{A}T}\mathbf{x}(kT) + e^{\mathbf{A}T} \int_0^T e^{-\mathbf{A}t} \mathbf{B}\mathbf{u}(kT) dt = e^{\mathbf{A}T}\mathbf{x}(kT) + \int_0^T e^{-\mathbf{A}\lambda} \mathbf{B}\mathbf{u}(kT) d\lambda \end{aligned} \quad (4.10)$$

Burada $\lambda = T - t$ dir. Eğer,

$$\mathbf{G}(T) = e^{\mathbf{A}T} \quad (4.11)$$

$$\mathbf{H}(T) = \left(\int_0^T e^{A^T t} dt \right) \mathbf{B} \quad (4.12)$$

şeklinde gösterilirse, (4.10) numaralı denklem:

$$\mathbf{x}((k+1)T) = \mathbf{G}(T)\mathbf{x}(kT) + \mathbf{H}(T)\mathbf{u}(kT) \quad (4.13)$$

olarak elde edilir. Bu denklem (4.5) numaralı denklemin aynısıdır, dolayısıyla $\mathbf{G}(T)$ ve $\mathbf{H}(T)$ matrisleri (4.11) ve (4.12) bağıntıları kullanılarak elde edilebilir [15].

Bu çalışmada kullanılan sürekli durum-uzay modeli ((3.9) ve (3.10)) örnekleme periyodu 0.01 s alınarak ayrıklaştırıldığı zaman elde edilen model aşağıdaki gibidir:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} x_{1k+1} \\ x_{2k+1} \\ x_{3k+1} \\ x_{4k+1} \\ x_{5k+1} \\ x_{6k+1} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_{k+1}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0.9958 & -0.0002 & 0.0007 & 0.0001 & 0.0000 & 0.0000 \\ 0.9778 & 0.9298 & 0.0270 & 0.0270 & 0.0000 & 0.0000 \\ 0.0007 & 0.0001 & 0.9993 & -0.0004 & 0.0001 & 0.0001 \\ 0.0022 & 0.0026 & 0.0000 & 0.9913 & 0.0027 & 0.0025 \\ -0.0179 & 0.0010 & 0.0000 & 0.0005 & 0.9994 & -0.0002 \\ -0.0154 & -0.0029 & 0.0000 & -2.3869 & 1.2492 & 0.4149 \end{bmatrix}}_{\mathbf{G}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_{1k} \\ x_{2k} \\ x_{3k} \\ x_{4k} \\ x_{5k} \\ x_{6k} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_k} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0.0000 & 0.0001 \\ -0.0100 & 0.0153 \\ 0.0000 & 0.0000 \\ 0.0120 & 0.0000 \\ 0.0000 & -0.0002 \\ -0.0017 & -0.0001 \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u_{1k} \\ u_{2k} \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}_k} \quad (4.14)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y_{1k} \\ y_{2k} \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}_k} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3.6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_{1k} \\ x_{2k} \\ x_{3k} \\ x_{4k} \\ x_{5k} \\ x_{6k} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_k} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u_{1k} \\ u_{2k} \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}_k} \quad (4.15)$$

4.1.2 Durum-uzay modeli kullanarak tahmin

MPC`de, optimizasyon için gerekli olan, sistemin tahmini giriş değerleri ( $\mathbf{u}_{\rightarrow k}$ ) durum-uzay modeli kullanılarak aşağıdaki yöntemle ifade edilir. Bir sistemin ayrık zamanlı durum-uzay modeli (4.5) ve (4.6) numaralı bağıntılarla gösterilmiştir. Bu bağıntıları,  $\mathbf{D}$ `nin sıfır matrisi olduğunu gözönüne alarak ve sisteme bozucu ile gürültü ekleyerek:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{G}\mathbf{x}_k + \mathbf{H}\mathbf{u}_k + \mathbf{P}\mathbf{v}_k \quad (4.16)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{C}\mathbf{x}_k + \mathbf{S}\mathbf{w}_k \quad (4.17)$$

şeklinde yazabiliriz. Burada $\mathbf{v}$ sisteme etkiyen bozucuyu, $\mathbf{w}$ ise gürültüyü ifade etmektedir. $\mathbf{P}$ ve $\mathbf{S}$ uygun boyutlarda katsayı matrisleridir. $(k+1)$ inci adım için (4.16) düzenlenirse:

$$\mathbf{x}_{k+2} = \mathbf{G}\mathbf{x}_{k+1} + \mathbf{H}\mathbf{u}_{k+1} + \mathbf{P}\mathbf{v}_{k+1} \quad (4.18)$$

elde edilir. $\mathbf{x}_{k+1}$ (4.18)'de yerine konursa:

$$\mathbf{x}_{k+2} = \mathbf{G}^2\mathbf{x}_k + \mathbf{G}\mathbf{H}\mathbf{u}_k + \mathbf{G}\mathbf{P}\mathbf{v}_k + \mathbf{H}\mathbf{u}_{k+1} + \mathbf{P}\mathbf{v}_{k+1} \quad (4.19)$$

bulunur. Aynı şekilde $(k+2)$ inci adım için:

$$\mathbf{x}_{k+3} = \mathbf{G}^3\mathbf{x}_k + \mathbf{G}^2\mathbf{H}\mathbf{u}_k + \mathbf{G}^2\mathbf{P}\mathbf{v}_k + \mathbf{G}\mathbf{H}\mathbf{u}_{k+1} + \mathbf{G}\mathbf{P}\mathbf{v}_{k+1} + \mathbf{H}\mathbf{u}_{k+2} + \mathbf{P}\mathbf{v}_{k+2} \quad (4.20)$$

elde edilir. Aynı işlemler (4.17) numaralı bağıntı için tekrarlanırsa:

$$\mathbf{y}_{k+1} = \mathbf{C}\mathbf{x}_{k+1} + \mathbf{S}\mathbf{w}_{k+1} \quad (4.21)$$

$$\mathbf{y}_{k+1} = \mathbf{C}\mathbf{G}\mathbf{x}_k + \mathbf{C}\mathbf{H}\mathbf{u}_k + \mathbf{C}\mathbf{P}\mathbf{v}_k + \mathbf{S}\mathbf{w}_{k+1} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{y}_{k+3} = \mathbf{C}\mathbf{G}^2\mathbf{x}_k + \mathbf{C}\mathbf{G}\mathbf{H}\mathbf{u}_k + \mathbf{C}\mathbf{G}\mathbf{P}\mathbf{v}_k + \mathbf{C}\mathbf{H}\mathbf{u}_{k+1} + \mathbf{C}\mathbf{P}\mathbf{v}_{k+1} + \mathbf{S}\mathbf{w}_{k+2} \quad (4.23)$$

bulunur. Bu işlemler daha sonraki adımlar için de tekrarlanırsa aşağıdaki genel ifadenin geçerli olacağı görülür:

$$\begin{aligned} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1} \\ \mathbf{x}_{k+2} \\ \mathbf{x}_{k+3} \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{k+n} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_{\rightarrow k}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{G} \\ \mathbf{G}^2 \\ \mathbf{G}^3 \\ \vdots \\ \mathbf{G}^n \end{bmatrix}}_{\mathbf{P}_{xx}} \mathbf{x}_k + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{H} & 0 & 0 & \cdots \\ \mathbf{G}\mathbf{H} & \mathbf{H} & 0 & \cdots \\ \mathbf{G}^2\mathbf{H} & \mathbf{G}\mathbf{H} & \mathbf{H} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{G}^{n-1}\mathbf{H} & \mathbf{G}^{n-2}\mathbf{H} & \mathbf{G}^{n-3}\mathbf{H} & \cdots \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}_x} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{u}_k \\ \mathbf{u}_{k+1} \\ \mathbf{u}_{k+2} \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{k+n-1} \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}_{\rightarrow k-1}} \\ &+ \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{P} & 0 & 0 & \cdots \\ \mathbf{G}\mathbf{P} & \mathbf{P} & 0 & \cdots \\ \mathbf{G}^2\mathbf{P} & \mathbf{G}\mathbf{P} & \mathbf{P} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{G}^{n-1}\mathbf{P} & \mathbf{G}^{n-2}\mathbf{P} & \mathbf{G}^{n-3}\mathbf{P} & \cdots \end{bmatrix}}_{\mathbf{P}_x} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{v}_k \\ \mathbf{v}_{k+1} \\ \mathbf{v}_{k+2} \\ \vdots \\ \mathbf{v}_{k+n-1} \end{bmatrix}}_{\mathbf{v}_{\rightarrow k-1}} \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned}
\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{y}_{k+1} \\ \mathbf{y}_{k+2} \\ \mathbf{y}_{k+3} \\ \vdots \\ \mathbf{y}_{k+n} \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}_{\rightarrow k}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{CG} \\ \mathbf{CG}^2 \\ \mathbf{CG}^3 \\ \vdots \\ \mathbf{CG}^n \end{bmatrix}}_{\mathbf{P}} \mathbf{x}_k + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{CH} & 0 & 0 & \cdots \\ \mathbf{CGH} & \mathbf{CH} & 0 & \cdots \\ \mathbf{CG}^2\mathbf{H} & \mathbf{CGH} & \mathbf{CH} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{CG}^{n-1}\mathbf{H} & \mathbf{CG}^{n-2}\mathbf{H} & \mathbf{CG}^{n-3}\mathbf{H} & \cdots \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}_Y} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{u}_k \\ \mathbf{u}_{k+1} \\ \mathbf{u}_{k+2} \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{k+n-1} \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}_{\rightarrow k-1}} \\
&+ \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{CP} & 0 & 0 & \cdots \\ \mathbf{CGP} & \mathbf{CP} & 0 & \cdots \\ \mathbf{CG}^2\mathbf{P} & \mathbf{CGP} & \mathbf{CP} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{CG}^{n-1}\mathbf{P} & \mathbf{CG}^{n-2}\mathbf{P} & \mathbf{CG}^{n-3}\mathbf{P} & \cdots \end{bmatrix}}_{\mathbf{P}_Y} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{v}_k \\ \mathbf{v}_{k+1} \\ \mathbf{v}_{k+2} \\ \vdots \\ \mathbf{v}_{k+n-1} \end{bmatrix}}_{\mathbf{v}_{\rightarrow k-1}} + \mathbf{S} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{w}_{k+1} \\ \mathbf{w}_{k+2} \\ \mathbf{w}_{k+3} \\ \vdots \\ \mathbf{w}_{k+n} \end{bmatrix}}_{\mathbf{w}_{\rightarrow k}} \quad (4.25)
\end{aligned}$$

4.1.3 Kısıtlar

Bu çalışmada kısıtlamalı bir öngörülü kontrol simülasyonu yapılmıştır. Bu kontrol yönteminde kısıtlar sistem çıkışları ($\mathbf{y}$), sistem girişleri ($\mathbf{u}$) ve girişlerde meydana gelen artım miktarları ($\Delta\mathbf{u}$) üzerinde tanımlanabilir. $\mathbf{E}$, $\mathbf{F}$ ve $\mathbf{K}$, kısıtları niteleyen uygun boyutlu katsayı matrisleri, $\text{vek}(0)$ elemanları sıfır olan bir sütun vektör ve $\text{vek}(a, b, c) = [a \ b \ c]^T$ olarak kabul edilirse, tahmin ve kontrol ufukları boyunca kısıtlar:

$$\mathbf{E}.\text{vek}(\Delta\hat{\mathbf{u}}(k|k), \dots, \Delta\hat{\mathbf{u}}(k+n_u-1|k), 1) \leq \text{vek}(0) \quad (4.26)$$

$$\mathbf{F}.\text{vek}(\hat{\mathbf{u}}(k|k), \dots, \hat{\mathbf{u}}(k+n_u-1|k), 1) \leq \text{vek}(0) \quad (4.27)$$

$$\mathbf{K}.\text{vek}(\hat{\mathbf{y}}(k|k), \dots, \hat{\mathbf{y}}(k+n_y|k), 1) \leq \text{vek}(0) \quad (4.28)$$

şeklinde gösterilir. Burada giriş, artım ve çıkış değerlerinin şapkalı gösterimi, o değerlerin tahmin edilen değerler olduğunu ifade etmektedir.

$\Delta\mathbf{U}(k) = \Delta\mathbf{u}_{\rightarrow}$, $\mathbf{U}(k) = \mathbf{u}_{\rightarrow}$ ve $\mathbf{Y}(k) = \mathbf{y}_{\rightarrow}$ dönüşümleri yapılırsa, (4.26), (4.27) ve (4.28) numaralı bağıntılar daha basit olarak:

$$\mathbf{E} \begin{bmatrix} \Delta\mathbf{U}(k) \\ 1 \end{bmatrix} \leq 0 \quad (4.29)$$

$$\mathbf{F} \begin{bmatrix} \mathbf{U}(k) \\ 1 \end{bmatrix} \leq 0 \quad (4.30)$$

$$\mathbf{K} \begin{bmatrix} \mathbf{Y}(k) \\ 1 \end{bmatrix} \leq 0 \quad (4.31)$$

şeklinde gösterilebilir. Bu kısıtları MPC algoritmasında kullanabilmek için tümünün artımlar üzerinde tanımlanmış olması gerekir.

$$\mathbf{F} = [\mathbf{F}_1, \mathbf{F}_2, \dots, \mathbf{F}_{n_u}, \mathbf{f}] \quad (4.32)$$

şeklinde tanımlanan $\mathbf{F}$ katsayı matrisinde her $\mathbf{F}_i$ matrisi $q \times m$, $\mathbf{f}$ vektörü ise $q \times 1$ boyutlarındadır. Bu sebepten (4.30) numaralı bağıntı:

$$\sum_{i=1}^{n_u} \mathbf{F}_i \hat{\mathbf{u}}(k+i-1|k) + \mathbf{f} \leq 0 \quad (4.33)$$

şeklinde gösterilebilir.

$$\hat{\mathbf{u}}(k+i-1|k) = \mathbf{u}(k-1) + \sum_{j=0}^{i-1} \Delta \hat{\mathbf{u}}(k+j|k) \quad (4.34)$$

olduğundan, (4.30) numaralı bağıntı:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{n_u} \mathbf{F}_j \hat{\mathbf{u}}(k|k) + \sum_{j=2}^{n_u} \mathbf{F}_j \hat{\mathbf{u}}(k+1|k) + \dots + \mathbf{F}_{n_u} \Delta \hat{\mathbf{u}}(k+n_u-1|k) \\ & + \sum_{j=1}^{n_u} \mathbf{F}_j \hat{\mathbf{u}}(k-1) + \mathbf{f} \leq 0 \end{aligned} \quad (4.35)$$

şeklinde yazılır. $\mathbf{F}_i = \sum_{j=i}^{n_u} \mathbf{F}_j$ ve $\mathbf{F} = [\mathbf{F}_1, \dots, \mathbf{F}_{n_u}]$ olduğu gözönüne alınırsa (4.30),

$$\mathbf{F} \Delta \mathbf{U}(k) \leq -\mathbf{F}_1 \mathbf{u}(k-1) - \mathbf{f} \quad (4.36)$$

şeklinde düzenlenir. Burada eşitsizliğin sağ tarafı k anında bilinen bir vektördür. Sonuç olarak (4.30) kısıtı, $\Delta \mathbf{U}(k)$ 'ya bağlı bir eşitsizlik olarak ifade edilmiştir.

(4.31) numaralı kısıtı $\Delta \mathbf{U}(k)$ 'ya bağlı bir eşitsizlik olarak ifade etmek için (4.24) numaralı eşitlik ve

$$\hat{\mathbf{u}}(k|k) = \Delta \hat{\mathbf{u}}(k|k) + \mathbf{u}(k-1) \quad (4.37)$$

kullanılırsa, Ψ , $\mathbf{Y}$ ve Θ uygun katsayı matrisleri olmak üzere

$$\mathbf{K} \begin{bmatrix} \Psi \mathbf{x}(k) + \mathbf{Y} \mathbf{u}(k-1) + \Theta \Delta \mathbf{U}(k) + \mathbf{P}_x \mathbf{N}(k) \\ 1 \end{bmatrix} \leq 0 \quad (4.38)$$

ifadesi elde edilir. $\mathbf{K} = [\mathbf{G}, \mathbf{g}]$ olduğu, $\mathbf{g}$ 'nin $\mathbf{G}$ matrisinin son sütunu olduğu kabulüyle, gözönüne alınırsa:

$$\Gamma[\Psi \mathbf{x}(k) + \mathbf{Y} \mathbf{u}(k-1) + \Theta \Delta \mathbf{U}(k) + \mathbf{P}_x \mathbf{N}(k)] + \mathbf{g} \leq 0 \quad (4.39)$$

veya amaçlanan şekilde $\Delta \mathbf{U}(k)$ 'ya bağlı bir eşitsizlik olarak:

$$\Gamma \Theta \Delta \mathbf{U}(k) \leq -\Gamma[\Psi \mathbf{x}(k) + \mathbf{Y} \mathbf{u}(k-1) + \mathbf{P}_x \mathbf{N}(k)] - \mathbf{g} \quad (4.40)$$

elde edilir.

Son olarak (4.29) numaralı kısıt

$$\mathbf{W} \Delta \mathbf{U}(k) \leq \omega \quad (4.41)$$

biçiminde yazılırsa, bütün kısıtlamaları $\Delta \mathbf{U}(k)$ 'ya bağlı olarak aşağıdaki şekilde gösterebiliriz [19]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \Gamma \Theta \\ \mathbf{W} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{U}(k) \leq \begin{bmatrix} -\mathbf{F}_1 \mathbf{u}(k-1) - \mathbf{f} \\ -\Gamma[\Psi \mathbf{x}(k) + \mathbf{Y} \mathbf{u}(k-1) + \mathbf{P}_x \mathbf{N}(k)] - \mathbf{g} \\ \omega \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

4.1.4 Kuadratik programlama

MPC amaç fonksiyoneli V (4.1) numaralı bağıntıda verilmişti. Bu ifade daha sade olması açısından:

$$V(k) = \|\mathbf{Y}(k) - \mathbf{T}(k)\|_{\mathbf{Q}}^2 + \|\Delta \mathbf{U}(k)\|_{\mathbf{R}}^2 \quad (4.43)$$

şeklinde gösterilebilir. (4.42) numaralı bağıntıdaki kısıtlamalarla birlikte (4.43) fonksiyoneli, aşağıda genel biçimi ve çözüm yöntemi verilen bir kuadratik programlama problemidir:

$$\min_{\theta} \frac{1}{2} \theta^T \Phi \theta + \phi^T \theta \quad (\Phi = \Phi^T \geq 0) \quad (4.44)$$

$$\mathbf{H} \theta = \mathbf{h} \quad (4.45)$$

$$\Omega \theta \leq \omega \quad (4.46)$$

Bu kuadratik programlama probleminin konveks yapıda olmasından dolayı, θ için global optimum noktanın bulunmasının gerek ve yeter şartı Karush-Kuhn-Tucker (KKT) koşullarının sağlanmasıdır [19]:

$$\Phi \theta + \mathbf{H}^T \zeta + \Omega^T \lambda = -\phi \quad (4.47)$$

$$-H\theta = -h \quad (4.48)$$

$$-\Omega\theta - t = -\omega \quad (4.49)$$

$$t^T\lambda = 0 \quad (4.50)$$

Burada $\lambda > 0$ ve ζ Lagrange çarpanları, $t \geq 0$ ise uygun boyutlu bir vektördür.

Kuadratik programlama problemlerini çözmek için sık kullanılan iki yöntem aktif grup (active set) ve iç noktalar (interior point) yöntemleridir. Bu çalışmada aktif grup yöntemi kullanıldığı için iç noktalar yöntemine değinilmeyecektir.

Aktif grup yönteminde problemin bir çözümünün olduğu kabul edilir. Bu çözüm için eşitlik kısıtları (4.45) sağlanır ve eşitsizlik kısıtları (4.46) için ise bir alt grup aktif hale getirilir, yani bu kısıtlar da eşitlik haline getirilir. Bu alt gruba aktif grup adı verilir. Aktif gruptaki kısıtları belirtmek için:

$$\Omega_a\theta = \omega_a \quad (4.51)$$

şeklinde bir ifade kullanılır. r 'inci iterasyon adımı için geçerli çözümün θ_r olduğu kabul edilirse, amaç fonksiyonunu (4.44) minimum yapan ve eşitlik kısıtlarını (4.49) (4.51) sağlayan yeni çözüm $\theta_r + \Delta\theta$ olur. Bu sonucu bulurken eşitsizlik kısıtları dikkate alınmamıştır. Eğer bu çözüm geçerliyse, yani $\Omega(\theta_r + \Delta\theta) \leq \omega$ şartı sağlanıyorsa, bu sonuç bir sonraki iterasyon adımı için kullanılır ($\theta_{r+1} = \theta_r + \Delta\theta$). Eğer çözüm geçerli değilse, eşitsizlik kısıtının sağlandığı nokta bulunana kadar $\Delta\theta$ yönünde ilerlenerek arama yapılır. Bulunan nokta bir sonraki iterasyon adımında kullanılır ($\theta_{r+1} = \theta_r + \alpha_r\Delta\theta$, $0 < \alpha_r < 1$). Elde edilen sonucun global optimum nokta olup olmadığı, (4.47)-(4.50) bağıntılarıyla verilen KKT koşullarını sağlayıp sağlamadığına bakılarak anlaşılır. θ_{r+1} çözümü KKT şartlarını sağlamıyorsa, global optimum noktayı bulmak için iterasyona devam edilir.

Problem daha ayrıntılı olarak ele alınırsa, r 'inci adımdaki iterasyon işlemi için amaç fonksiyonu:

$$V(\theta_r + \Delta\theta) = \frac{1}{2}(\theta_r + \Delta\theta)^T\Phi(\theta_r + \Delta\theta) + \Phi^T(\theta_r + \Delta\theta) \quad (4.52)$$

$$V(\theta_r + \Delta\theta) = V(\theta_r) + \frac{1}{2}\Delta\theta^T\Phi\Delta\theta + (\phi^T + \theta_r^T\Phi)\Delta\theta \quad (4.53)$$

olduğundan, optimizasyon problemi:

$$\min_{\Delta\theta} \frac{1}{2} \Delta\theta^T \Phi \Delta\theta + \phi_r^T \Delta\theta \quad (4.54)$$

$$H \Delta\theta = h \quad (4.55)$$

$$\Omega_a \Delta\theta = 0 \quad (4.56)$$

biçiminde gösterilir ($\phi_r = \phi + \Phi\theta_r$). Bu sadece eşitlik kısıtlamalarına sahip bir konveks kuadratik programlama problemidir. Eşitsizlik kısıtları içermeyen bu problem için KKT koşulları:

$$\Phi \Delta\theta + H^T \Delta\zeta + \Omega_a^T \Delta\lambda = -\phi_r \quad (4.57)$$

$$-H \Delta\theta = 0 \quad (4.58)$$

$$-\Omega_a \Delta\theta = 0 \quad (4.59)$$

şeklinde gösterilir. Bu koşulların matris formunda gösterimi:

$$\begin{bmatrix} \Phi & H^T & \Omega_a^T \\ H & 0 & 0 \\ \Omega_a & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\theta \\ \Delta\zeta \\ \Delta\lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\phi_r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.60)$$

biçimindedir. Denklem sisteminin çözümü için Gauss eliminasyon yöntemi kullanılırsa:

$$\begin{bmatrix} \Phi & H^T & \Omega_a^T \\ H & 0 & 0 \\ \Omega_a & 0 & 0 \end{bmatrix} = LU \quad (4.61)$$

şeklinde yapılan ayrıklaştırma ile elde edilen

$$L\eta = \begin{bmatrix} -\phi_r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.62)$$

$$U \begin{bmatrix} \Delta\theta \\ \Delta\zeta \\ \Delta\lambda \end{bmatrix} = \eta \quad (4.63)$$

bağıntılarının çözümü sonucunda KKT koşullarının sağlanıp sağlanmadığı görülür.

Bu çalışmada kullanılan kuadratik programlama problemi:

$$\min \{\Delta \mathbf{U}(k)^T \mathcal{H} \Delta \mathbf{U}(k) - \mathcal{G} \Delta \mathbf{U}(k)\} \quad (4.64)$$

şeklindedir. Burada

$$\mathcal{G} = 2\mathbf{\Theta}^T \mathbf{Q} \mathcal{E}(k) \quad (4.65)$$

$$\mathcal{H} = \mathbf{\Theta}^T \mathbf{Q} \mathbf{\Theta} \quad (4.66)$$

$$\mathcal{E} = \mathbf{T}(k) - \mathbf{\Psi} \mathbf{x}(k) - \mathbf{\Upsilon} \mathbf{u}(k-1) \quad (4.67)$$

ile bulunur. Bu problemde kullanılan kısıtlar (4.42) numaralı bağıntıda verilmişti. KKT koşullarının probleme uygulanması için:

$$\Phi = \mathcal{H} = \mathbf{\Theta}^T \mathbf{Q} \mathbf{\Theta} \quad (4.68)$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{\Gamma} \mathbf{\Theta} \\ \mathbf{W} \end{bmatrix} \quad (4.69)$$

dönüşümleri yapılmalıdır [19].

4.2 Sisteme Model Tabanlı Öngörülü Kontrol Uygulanması

Üçüncü bölümde doğrusallaştırılan ve (4.14) ve (4.15) 'de ayrıklaştırılmış durum-uzay modeli verilen turboşarjlı Diesel motoru hava ve egzost sistemi Şekil 2.1 ve Şekil 3.1'de görülmektedir. Bu sistemde kontrol edilen değişkenler kompresörden motora giden havanın debisi ve giriş manifoldundaki basınç (MAF ve MAP), sistemi kontrol eden değişkenler ise EGR ve VGT valflerinin pozisyonudur. Sisteme yedi farklı durumda öngörülü kontrol uygulanmıştır. İlk üç durumda kontrolörün sistemi istenen çalışma koşullarına getirmesi istenmiş, sonraki durumlarda sisteme ölçülen bozucu, ölçülmeyen bozucu ve gürültü uygulanmış, son olarak da yanlış model mertebeli modele dayanarak dizayn edilmiş kontrolörün gerçek sistemi kontrol etmesi istenmiştir. Simülasyonlar ve sonuçları Bölüm 5'de ayrıntılı biçimde incelenmiştir.

5 SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde turboşarjlı Diesel motoru hava akış sistemi simülasyonunun basamak girişi cevapları ve sistemin öngörülü kontrol simülasyonları verilmekte, sonuçlar ve gelecekte yapılması düşünülen çalışmalar belirtilmektedir.

5.1 Simülasyon Sonuçları

Bu kısımda turboşarjlı Diesel motoru hava akış sistemi doğrusal matematik modeline uygulanan üç farklı senaryonun sonuçları verilmektedir.

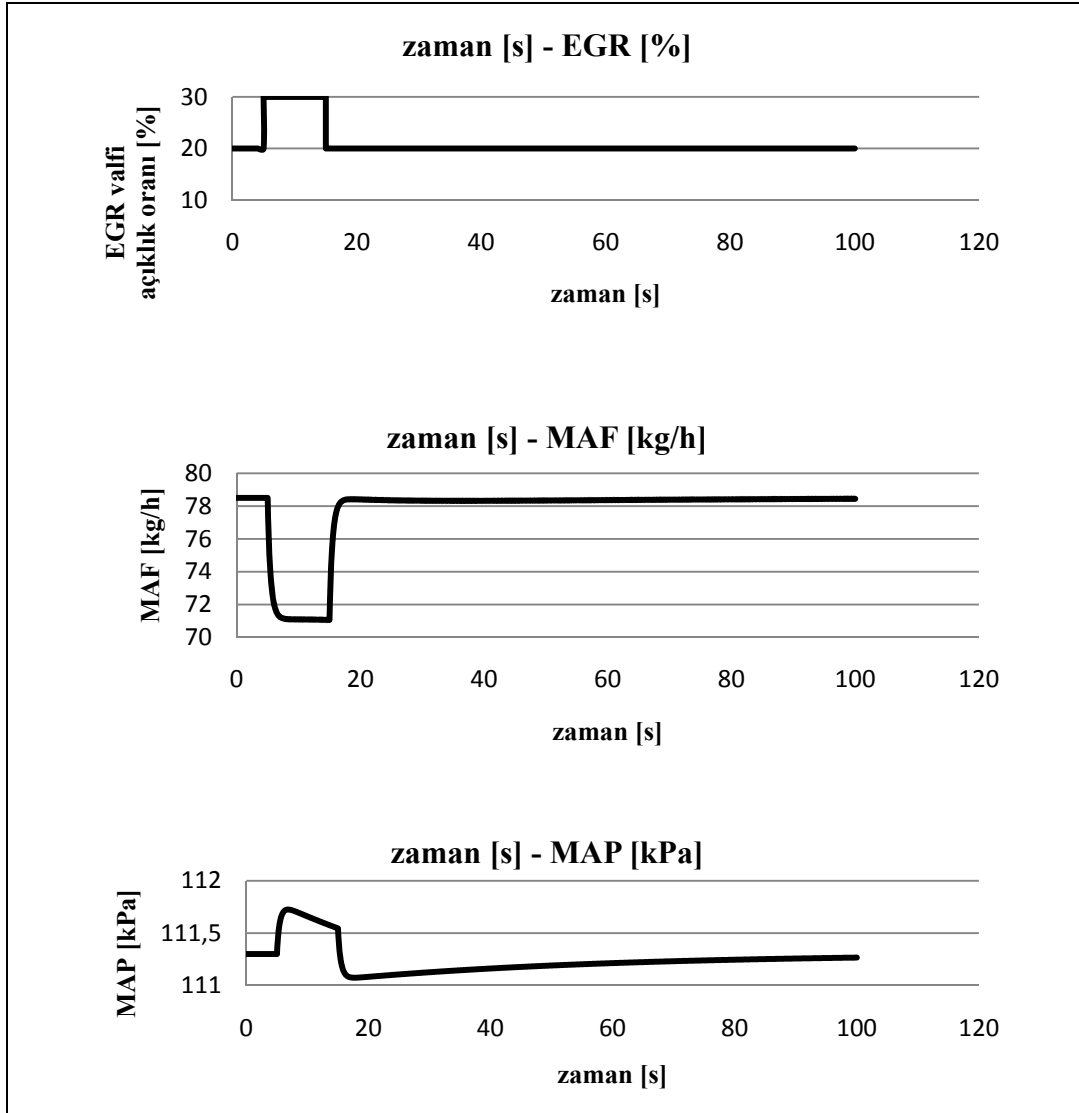
5.1.1 Basamak girişi cevabı

Sisteme uygulanan iki farklı basamak girişinden ilkinde VGT valfinin açıklığı %60 değerinde sabit tutulmuştur ve EGR valfindeki açıklık değişiminin MAF ve MAP değerlerinde oluşturduğu değişimlere bakılmıştır. EGR valfinin açıklık değeri başlangıçta %20 olarak alınmış, simülasyonun beşinci saniyesinde %30 değerine çıkarılmış, on beşinci saniyede tekrar %20 değerine düşürülmüştür. Bu simülasyonun sonuçları Şekil 5.1'deki eğrilerde görülmektedir.

Bu sonuçlara göre EGR valfi açıklığında %10'luk bir artış olunca MAF değerinde 7.5 kg/h'lık bir düşüş, MAP değerinde 0.4 kPa'lık bir yükseliş görülmüş, bu andan itibaren MAF değerinde bir değişim görülmezken MAP değeri denge konumuna yakınsamaya başlamıştır. EGR valfinin pozisyonu ilk haline getirilince MAF başlangıçtaki değerine dönerken MAP başlangıç değerinden 111.1 kPa civarında bir değere düşmüş ve yeniden denge konumu olan başlangıç değerine yakınsamaya başlamıştır. Buradan EGR valfinin MAP üzerinde anlık bir etkisi olduğu ancak EGR valfinin pozisyonu ne olursa olsun MAP'ın normal değerine ulaşacağı görülmektedir.

EGR valfinin açıklığı artırılınca türbine daha az miktarda egzost gazı gittiği için turboşarjır daha yavaş dönmeye başlamış, daha yavaş dönen kompresörden daha az hava geçmiş ve MAF değerinde düşüş olmuştur. Ayrıca EGR valfinin açıklığının artırıldığı ilk anda giriş manifolduna giren gaz miktarı aniden arttığı için MAP değeri

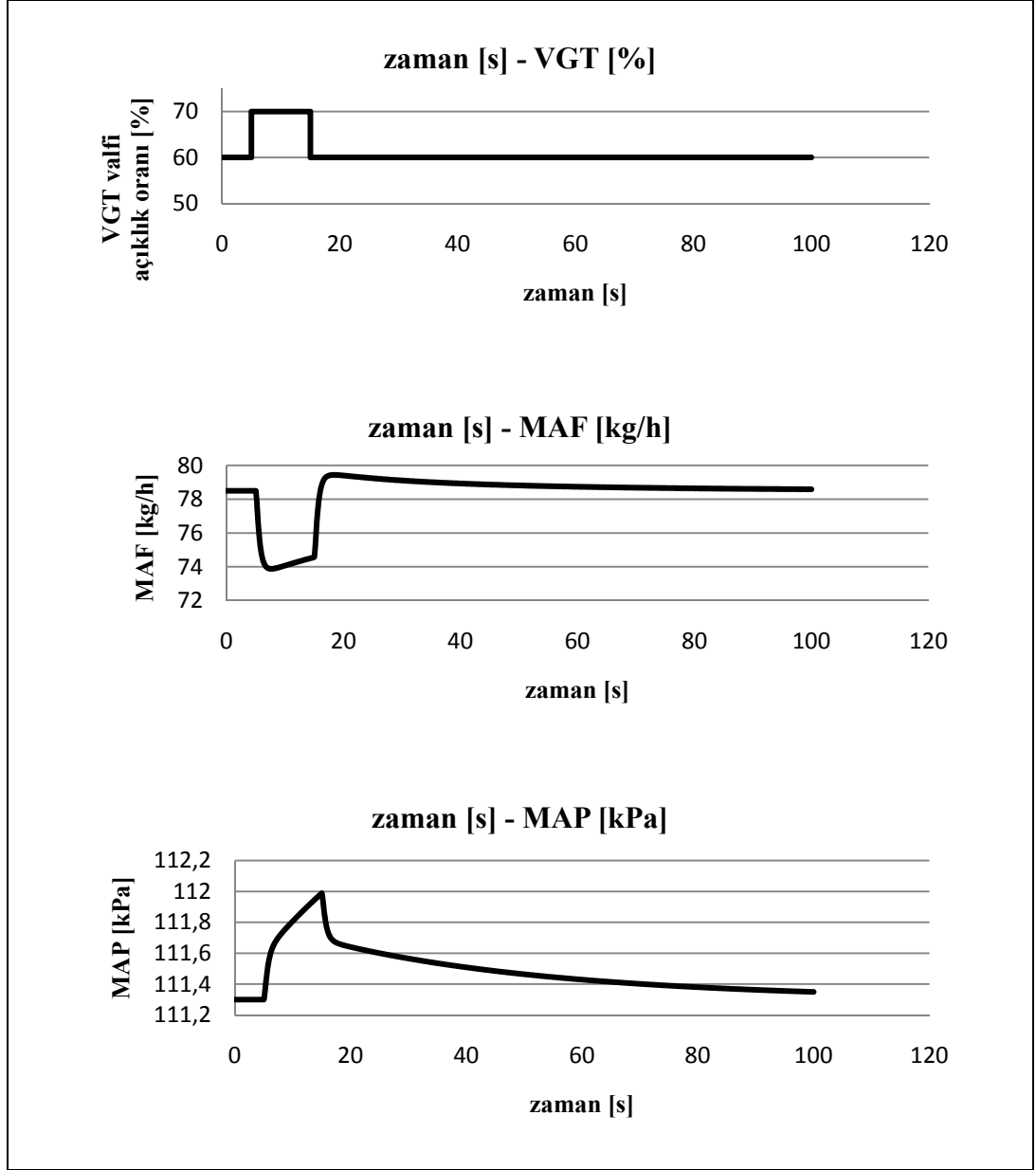
artmış, sonra sistem dengeye ulaşmaya çalıştığı için yavaş yavaş azalmaya başlamıştır.



Şekil 5.1 : Sistemin EGR valfi basamak girişine cevabı.

İkinci basamak girişi simülasyonunda ise EGR valfinin açıklığı %20 değerinde sabit tutulmuş ve VGT valfindeki açıklık değişiminin MAF ve MAP değerlerinde yol açtığı değişimlere bakılmıştır. VGT valfinin açıklık değeri başlangıçta %60 olarak alınmış, simülasyonun beşinci saniyesinde %70 değerine çıkarılmış, on beşinci saniyede tekrar %60 değerine düşürülmüştür. Bu simülasyonun sonuçları da Şekil 5.2'deki eğrilerde görülmektedir.

Bu sonuçlara göre VGT valfi açıklığında %10'luk bir artış olunca MAF değerinde 4.5 kg/h'lık bir düşüş, MAP değerinde 0.7 kPa'lık bir yükseliş görülmüş, MAF



Şekil 5.2: Sistemin VGT valfi basamak girişine cevabı.

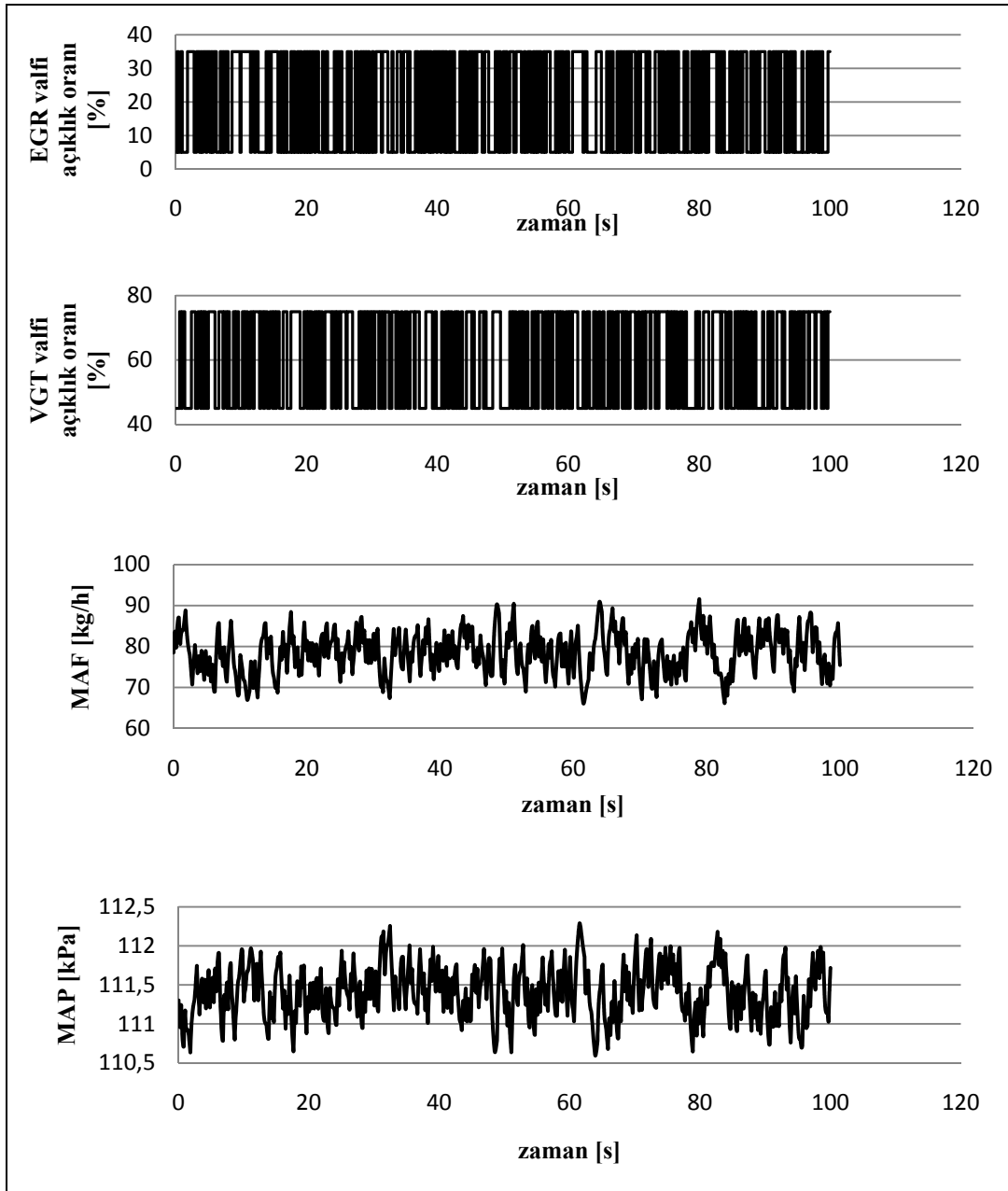
denge konumuna yakınsamaya başlarken MAP denge konumundan ıraksamaya başlamıştır. VGT valfinin pozisyonu ilk haline getirilince MAF 79 kg/h civarında bir değer almış ve başlangıç konumuna yakınsamaya başlamış, MAP ise az bir düşüş göstermiş ancak bu düşüşten sonra denge konumuna yakınsamaya başlamıştır. Buradan VGT valfindeki değişimlerin MAP üzerinde önemli etkisi olduğu sonucuna ulaşılmaktadır.

VGT valfinin açıklığı artırılınca turboşarjının dönme hızı azalmıştır ve MAF değerinde düşüş olmuştur. Ayrıca turboşarjır hızı azaldığı için türbinden daha az egzost gazı geçmeye başlamış, egzost manifoldunda gaz yığılması olmuş, bunun

sonucunda egzost gazının egzost manifoldu ve yanma odası aracılığıyla giriş manifoldunda oluşturduğu geri tepme basıncı (backpressure) artmış ve MAP değeri artmıştır.

5.1.2 PRBS girişi cevabı

Sisteme uygulanan PRBS girişinde EGR valfi açıklığı için %5 ve %35, VGT valfi açıklığı için %45 ve %75 alt ve üst limit değerleri kullanılmıştır. Sistem girişleri ve cevabı Şekil 5.3'de görülmektedir. Bu sonuçlarda sistemde herhangi bir sapma görülmemekte, sistemin denge konumuna yakın noktalarda çalıştığı gözlenmektedir.



Şekil 5.3 : Sistemin PRBS girişi cevabı.

5.2 Kontrol Sonuçları

Bu kısımda turboşarjlı Diesel motoru hava akış sistemi öngörülü kontrol simülasyonları verilmekte ve kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği incelenmektedir.

5.2.1 Sapma modelinin kontrolü

Sapma modeli, sistemin nominal çalışma noktasından farklı bir referans noktasında çalışmasını sağlamak için oluşturulmuş bir modeldir. Bu çalışmada MAF ve MAP değerlerinin nominal çalışma noktasındakinden farklı değerler alması sağlanmış, ayrıca sisteme çeşitli bozucu etkiler uygulanmış ve hatalı dizayn edilmiş bir kontrolörün de sistemi doğru yönlendirip yönlendiremediği incelenmiştir.

5.2.1.1 Kontrolörün MAF değerini değiştirmesi

Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken kompresörden motora giden havanın debisinde (MAF) 3 kg/h'lık bir artış olması istendiğinde kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği incelenmiştir. Bu işlem için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.1'de verilmektedir.

İlk olarak

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \quad (5.1)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} \quad (5.2)$$

şeklindeki sürekli durum-uzay modeli bilgisayara tanıtılmış, daha sonra “c2dmp” komutu kullanılarak, adım aralığı 0.1 s alınarak, aşağıdaki ayrık zamanlı model elde edilmiştir (**D** matrisi sıfır matrisi olduğu için gösterilmemiştir.):

$$\mathbf{x}(k + 1) = \mathbf{\Phi x}(k) + \mathbf{\Gamma u}(k) \quad (5.3)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{Cx}(k) \quad (5.4)$$

MATLAB kodunda geçen “minfo” komutu problemdeki adım aralığını, durum sayısını, giriş sayısını, ölçülen bozucu sayısını, ölçülmeyen bozucu sayısını, ölçülen çıkış sayısını ve ölçülmeyen çıkış sayısını belirlemek için kullanılır. “ss2mod” komutu ise durum-uzay modelinden “mod” adındaki başka bir formata geçiş yapmak

için kullanılır. Bu format “MATLAB Model Predictive Toolbox”ın işlemlerini yapabilmesi için geliştirilmiş olan bir model gösterim biçimidir.

Daha sonra amaç fonksiyoneli ele alınarak ayar parametreleri (tuning parameters) belirlenmiştir:

$$V = \mathbf{Q} \sum_{i=n_w}^{n_y} \|\mathbf{r}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}\|_2^2 + \mathbf{R} \sum_{i=0}^{n_u-1} \|\Delta \mathbf{u}_{k+i}\|_2^2 \quad (5.5)$$

$$n_w = 1 \quad (5.6)$$

$$n_y = 200 \times 0.1s = 20s \quad (5.7)$$

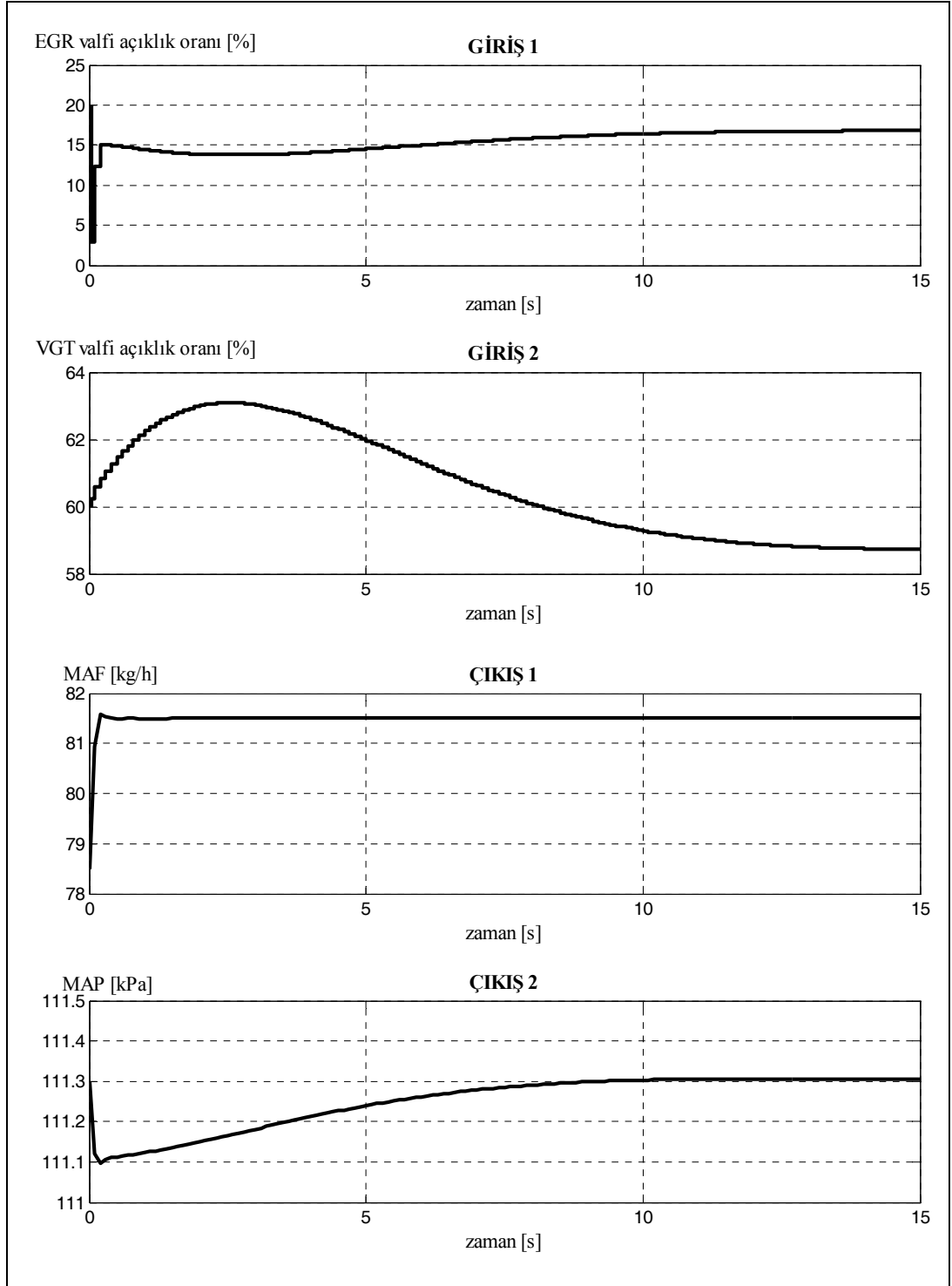
$$n_u = 100 \times 0.1s = 10s \quad (5.8)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 2 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0.1 \\ 0.5 \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Burada n_y tahmin ufkunu, n_u kontrol ufkunu, $\mathbf{Q}$ ve $\mathbf{R}$ çıkış ve girişler üzerindeki ağırlık katsayısı matrislerini ifade etmektedir. Giriş üzerindeki kısıtlamalar EGR valfi için [-20;80], VGT valfi için [-60;40] değerleridir. Bu kısıtlar valflerin tam kapalı veya tam açık olma durumunu ifade etmektedir. Örneğin EGR valfinin nominal çalışma noktasındaki açıklık miktarı %20 olduğu için, -20 değeri valfin kapalı olduğu ($20-20=0 \rightarrow \%0$ açık), 80 değeri ise tamamen açık olduğu ($20+80=100 \rightarrow \%100$ açık) duruma karşılık gelmektedir. Aynı durum VGT valfi için de geçerlidir. Bozucu etkiler dikkate alınmadığı için z , v ve d değerleri kullanılmamıştır. “scmpc” komutu kullanılarak yapılan simülasyonun sonuçları Şekil 5.4’de görülmektedir [20].

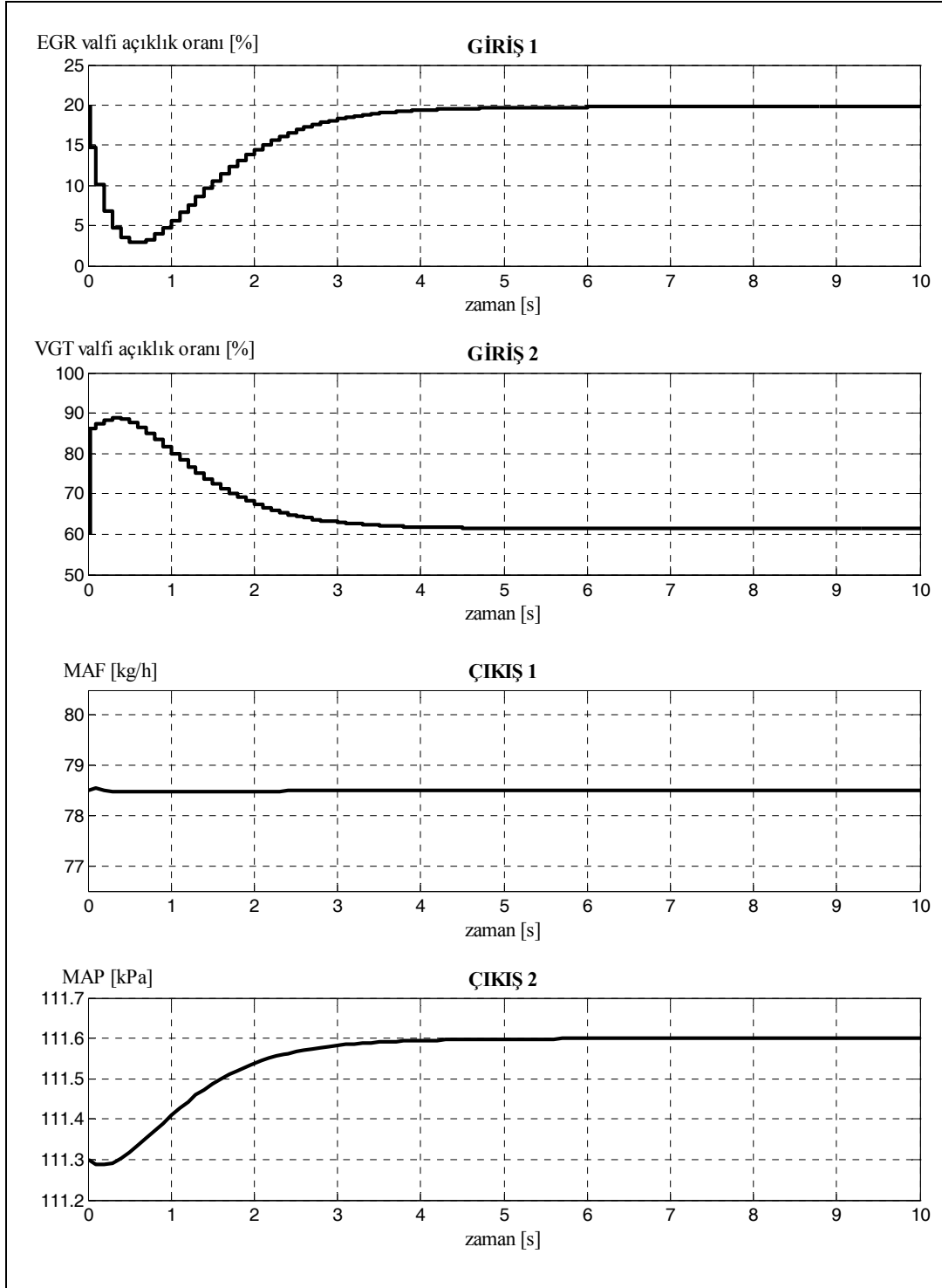
Bu sonuçlara göre kontrolör türbinden daha fazla egzost gazının geçip turboşarjının daha hızlı dönmesini sağlamak için EGR valfinin açıklığını azaltmıştır. Sonuçta daha hızlı dönen kompresörden geçen hava miktarı artmış ve MAF değeri yükselmiştir. Bir anda daha hızlı bir hava akışı olduğundan MAP değeri düşmüş, sistemi dengelemek için VGT valfinin açıklığı bir miktar artırılmış ve sistem yavaş yavaş istenen çalışma noktasına getirilmiştir. Sistemin yeni denge noktasında EGR ve VGT valf açıklıkları %17 ve %59 civarındadır.



Şekil 5.4 : Kontrolörün MAF değerini değiştirmesi.

5.2.1.2 Kontrolörün MAP değerini değiştirmesi

Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken giriş manifoldundaki basınç değerinde (MAP) 0.3 kPa'lık bir artış olması istendiğinde kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği incelenmiştir. Bu işlem için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.2'de verilmektedir. Modelin tanımlanması ve ayrıklaştırılması Kısım 5.2.1.1'de anlatıldığı



Şekil 5.5 : Kontrolörün MAP değerini değiştirmesi.

şekildedir. Ayar parametreleri:

$$n_w = 1 \quad (5.11)$$

$$n_y = 20 \times 0.1s = 2s \quad (5.12)$$

$$n_u = 3 \times 0.1s = 0.3s \quad (5.13)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0.6 \\ 0.06 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

şeklinde verilmiştir. Simülasyon sonuçları Şekil 5.5`de gösterilmektedir.

Bu sonuçlara göre kontrolör EGR valfinin açıklığını azaltarak egzost manifoldunda gaz yığılması olmasını sağlamış, bunun sonucunda geri tepme basıncı sayesinde MAP değeri artmıştır. Ayrıca MAF değerinin değişmemesi için VGT valfinin açıklığı artmış ve turboşarjın dönme hızı sabit tutulmuştur. Sonuçta MAF değerinde büyük bir değişiklik görülmezken MAP değeri beşinci saniyenin sonunda istenen değere ulaşmıştır. Sistemin yeni denge noktasında EGR ve VGT valf açıklıkları %20 ve %61 civarındadır.

5.2.1.3 Kontrolörün MAF ve MAP değerlerini değiştirmesi

Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken kompresörden motora giden havanın debisinde (MAF) 3 kg/h`lık bir artış ve aynı anda giriş manifoldundaki basınç değerinde (MAP) 0.3 kPa`lık bir artış olması istendiğinde kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği incelenmiştir. Bu işlem için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.3`de verilmektedir. Modelin tanımlanması ve ayrıklaştırılması Kısım 5.2.1.1`de anlatıldığı şekildedir. Ayar parametreleri:

$$n_w = 1 \quad (5.16)$$

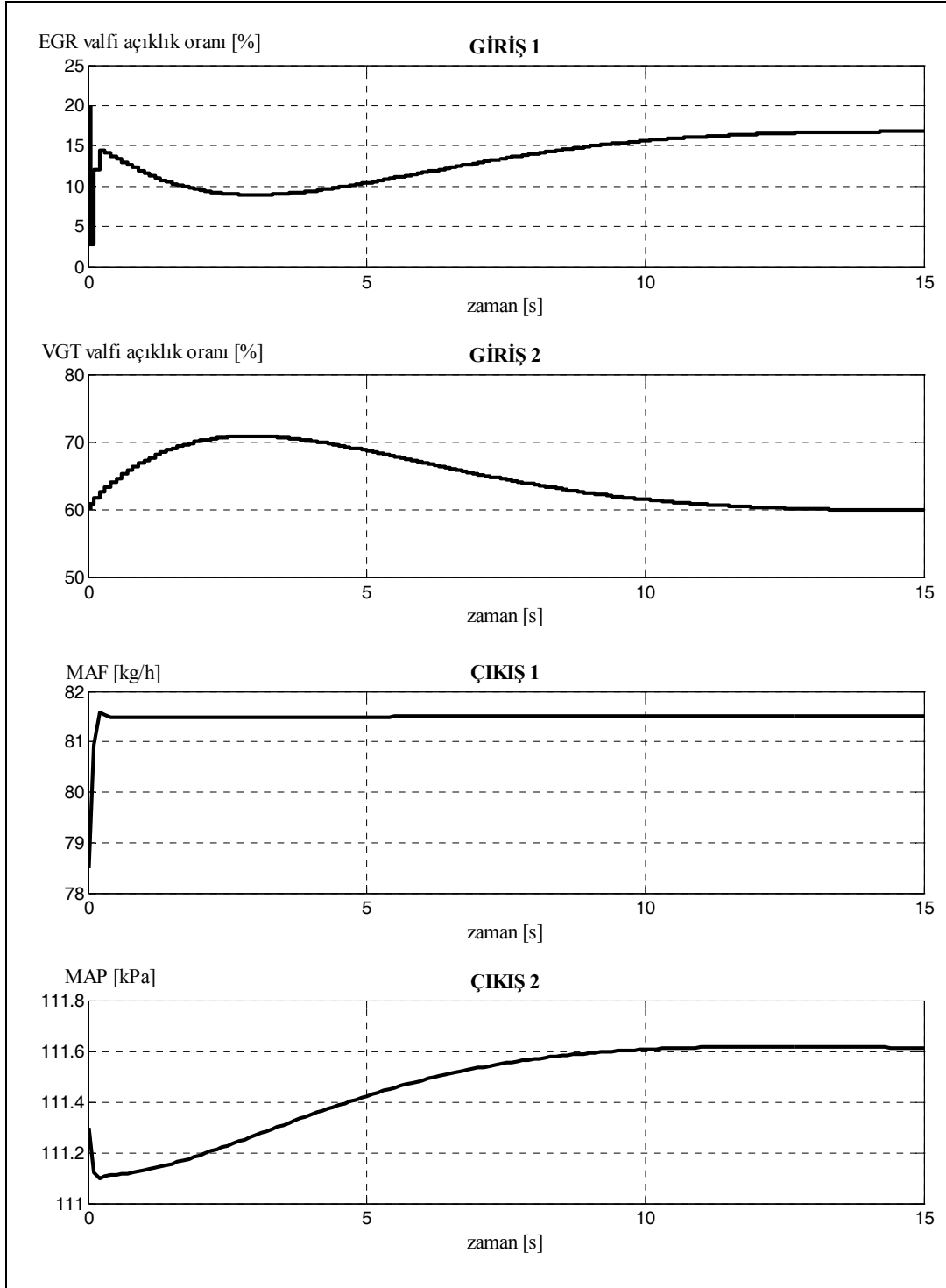
$$n_y = 200 \times 0.1s = 20s \quad (5.17)$$

$$n_u = 100 \times 0.1s = 10s \quad (5.18)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 2 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0.1 \\ 0.5 \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

şeklinde verilmiştir. Simülasyon sonuçları Şekil 5.6`da gösterilmektedir.



Şekil 5.6 : Kontrolörün MAF ve MAP değerlerini değiştirmesi.

Bu sonuçlara göre kontrolör türbinden daha fazla egzost gazının geçip turboşarjının daha hızlı dönmesini sağlamak için EGR valfinin açıklığını azaltmıştır. Sonuçta daha hızlı dönen kompresörden geçen hava miktarı artmış ve MAF değeri yükselmiştir. Bir anda daha hızlı bir hava akışı olduğundan MAP değeri düşmüştür. Bu andan itibaren MAF değerini değiştirmeden MAP değerini artırmak için EGR valfi kısılmış,

VGT valfinin açıklığı artırılmış böylece turboşarjır hızının sabit kalması sağlanmış, egzost manifoldunda gaz yığılması olması sağlanmış ve geri tepme basıncı sayesinde MAP değerinde artış olması sağlanmıştır. Sistemin yeni denge noktasında EGR ve VGT valf açıklıkları %17 ve %60 civarındadır.

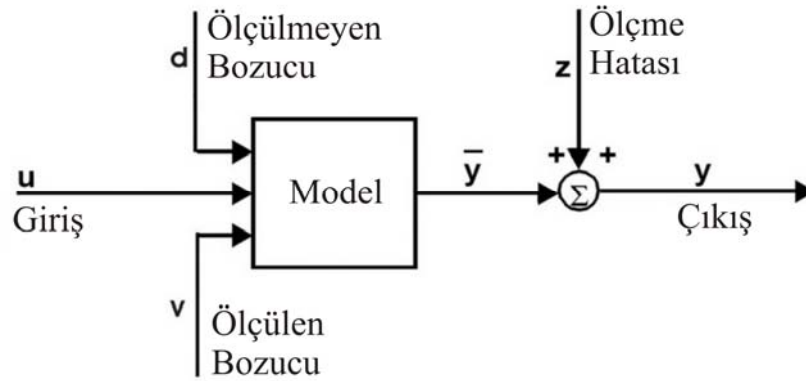
5.2.2 Sistemde bozucu olması durumunda kontrol

Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken sisteme ölçülen bozucu, ölçülmeyen bozucu uygulanması ve ölçme hataları olması durumlarında kontrolörün nasıl tepki vereceği incelenmiştir. Sistemde bozucu ve ölçme hatası olması durumunda durum-uzay modeli:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{Pv} \quad (5.21)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Sz} \quad (5.22)$$

şeklinde gösterilir. Burada $\mathbf{v}$ sisteme etkiyen bozucuyu, $\mathbf{z}$ ise ölçme hatasını ifade etmektedir. Modelin yapısından anlaşılacağı üzere bozucu sisteme giriş olarak, ölçme hatası ise sistem çıkışı üzerine verilebilir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7 : Sisteme bozucu girişleri [20].

5.2.2.1 Kontrolörün ölçülen bozuculu durum cevabı

Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken sisteme ölçülen bozucu etkidiğinde kontrolörün nasıl cevap verdiği incelenmiştir. Bu işlem için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.4'de verilmektedir.

Sisteme bozucu uygulanması durumunda (5.21) ve (5.22) numaralı bağıntılar aşağıdaki şekilde düzenlenerek durum-uzay modeli bilgisayara tanıtılmıştır:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + [\mathbf{B} \quad \mathbf{P}] \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{v} \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} \quad (5.24)$$

$[\mathbf{B} \quad \mathbf{P}]$ matrisi program kodunda $\mathbf{B}$ matrisi olarak görülmektedir. Modelin ayrıklaştırılması Kısım 5.2.1.1`de anlatıldığı şekildedir. Ayar parametreleri:

$$n_w = 1 \quad (5.25)$$

$$n_y = 600 \times 0.1s = 60s \quad (5.26)$$

$$n_u = 30 \times 0.1s = 3s \quad (5.27)$$

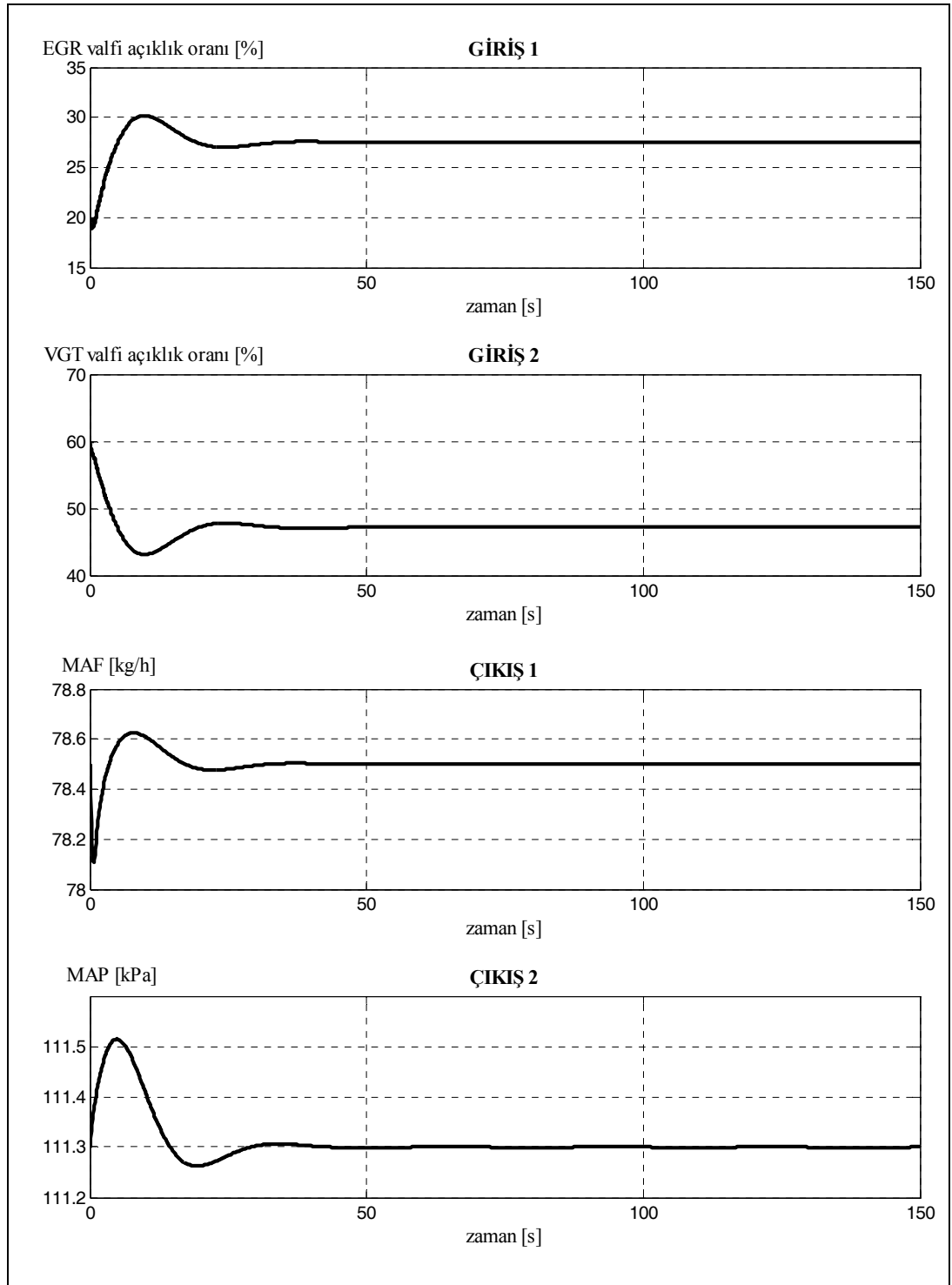
$$\mathbf{Q} = [1 \quad 4] \quad (5.28)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 \\ 4 \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

$$v = 10 \quad (5.30)$$

şeklinde verilmiştir. v değeri ölçülen bozucu miktarını göstermektedir. Bu simülasyonda ölçülen bozucu egzost manifoldu basıncına etkimekte, subap açılma – kapanma işlemlerinin egzost manifoldu basıncı üzerinde bir bozucu etki yaptığı varsayılarak bu etkinin simülasyon süresi boyunca egzost manifold basıncını 10 kPa artırdığı varsayılmaktadır. Bu durumda kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği Şekil 5.8`de gösterilmektedir.

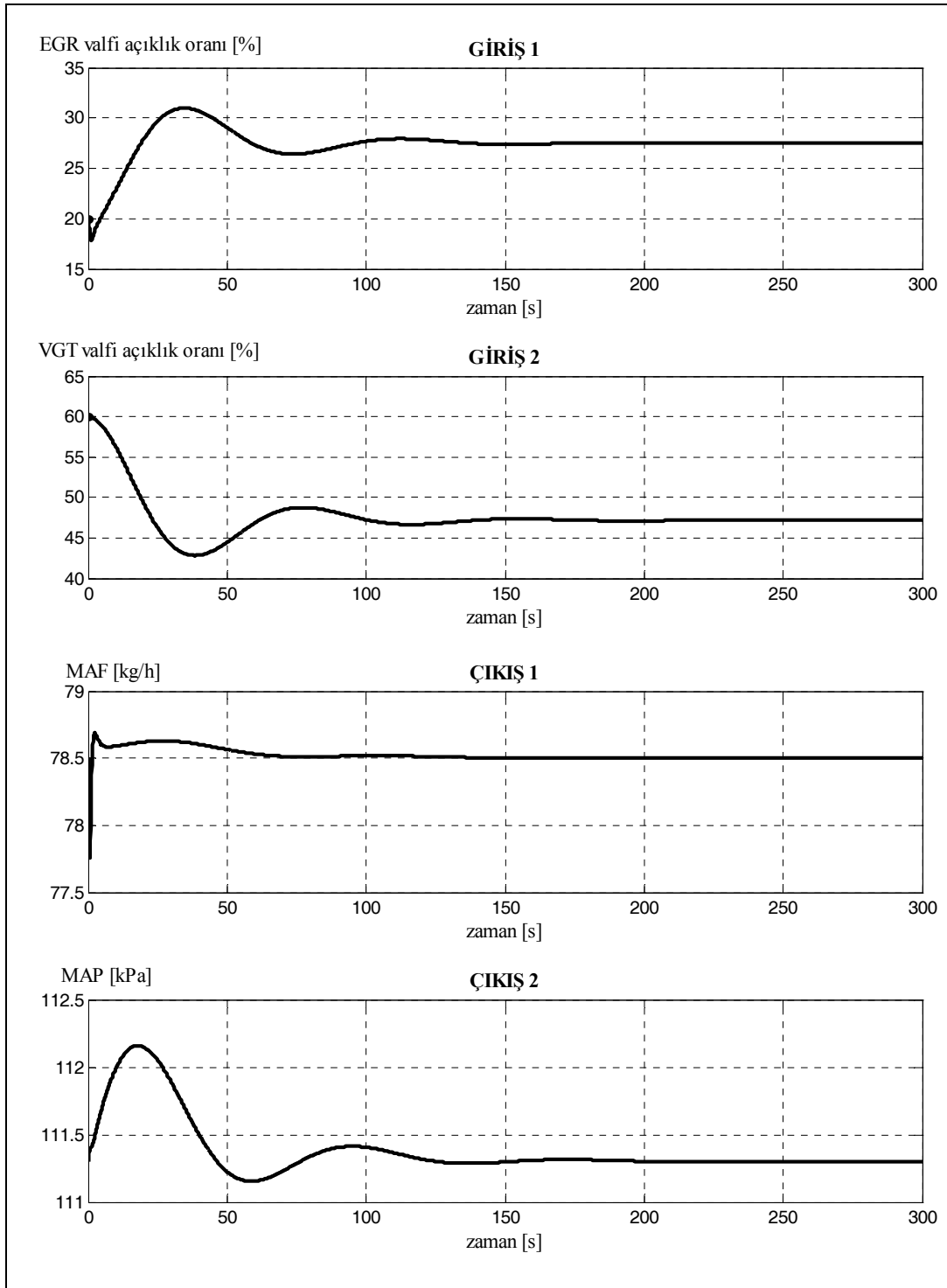
Bu sonuçlara göre egzost manifoldundaki 10 kPa`lık bir basınç artışı sonucunda geri tepme basıncı nedeniyle MAP değeri artmıştır. MAP değerini azaltmak için EGR valfinin açıklığı artırılmış, VGT valfi kısılmış ve bunun sonucunda turboşarjır daha hızlı dönmeye başlamış ve egzost manifoldunda gaz yığılması olması engellenmiştir. Sonuçta kontrolörün sistemi denge haline getirebildiği görülmektedir.



Şekil 5.8 : Kontrolörün ölçülen bozuculu durum cevabı.

5.2.2.2 Kontrolörün ölçülmeyen bozuculu durum cevabı

Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken sisteme ölçülmeyen bozucu etkidiğinde kontrolörün nasıl cevap verdiği incelenmiştir. Bu işlem için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.5'de verilmektedir. Modelin tanımlanması Kısım 5.2.2.1'de, ayrıklaştırılması Kısım 5.2.1.1'de anlatıldığı şekildedir. Ayar parametreleri:



Şekil 5.9 : Kontrolörün ölçülmeyen bozuculu durum cevabı.

$$n_w = 1 \quad (5.31)$$

$$n_y = 600 \times 0.1s = 60s \quad (5.32)$$

$$n_u = 30 \times 0.1s = 3s \quad (5.33)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 \\ 3 \end{bmatrix} \quad (5.35)$$

$$d = 10 \quad (5.36)$$

şeklinde verilmiştir. d değeri ölçülmeyen bozucu miktarını göstermektedir. Bu simülasyonda ölçülen bozucu egzost manifoldu basıncına etkimekte, subap açılma – kapanma işlemlerinin egzost manifoldu basıncı üzerinde bir bozucu etki yaptığı varsayılarak bu etkinin simülasyon süresi boyunca egzost manifold basıncını 10 kPa artırdığı varsayılmaktadır ancak aslında bu bozucunun ölçülemediği, büyüklüğünün bilinmediği gözönünde bulundurulmalıdır. Bu durumda kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği Şekil 5.9'da gösterilmektedir.

Şekil 5.9'daki sonuçlarda simülasyonun Kısım 5.2.2.1'deki simülasyon sonuçlarıyla benzer olduğu görülmektedir. Aradaki fark, bu simülasyonda ölçülmeyen bozucu kullanıldığı için kontrolörün sistemi daha uzun bir sürede denge haline getirebilmiş olmasıdır. Bu sonuçlardan, kontrolörün bozucunun büyüklüğünü bilemediği için o anki mevcut bilgilere göre optimum tepkiyi hesaplayıp sistemi o şekilde yönlendirdiği görülmektedir.

5.2.2.3 Kontrolörün ölçme hatalı durum cevabı

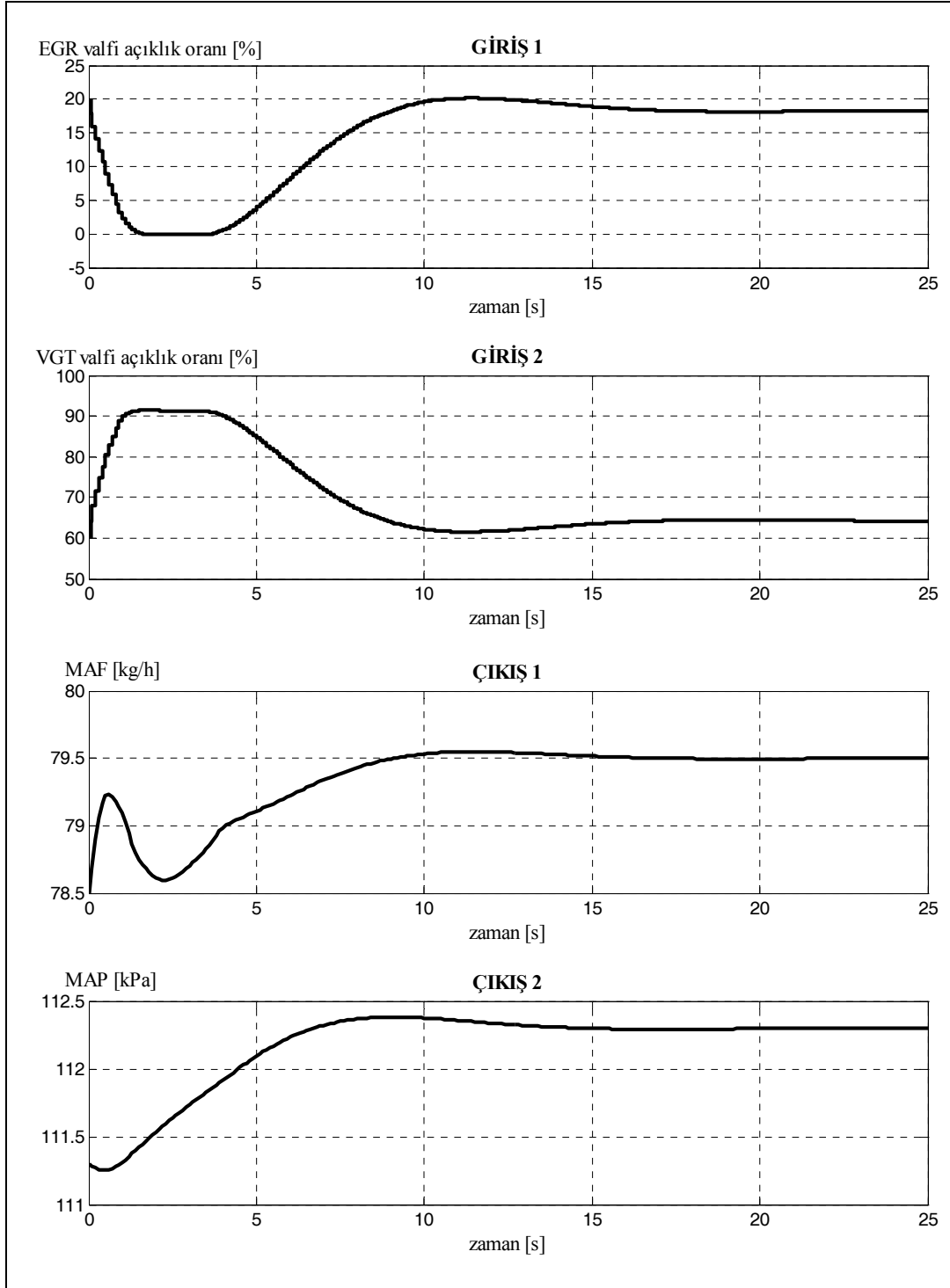
Bu kısımda sistem nominal şartlarda çalışırken sistem çıkışlarına birim gürültü etkiğinde kontrolörün nasıl cevap verdiği incelenmiştir. Bu işlem için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.6'da verilmektedir.

Sisteme gürültü uygulanması durumunda durum-uzay modeli bozucu olmadığı halde bilgisayara tanıtılmıştır:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \quad (5.37)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{z} \quad (5.38)$$

Burada $\mathbf{z}$ sisteme etkiyen gürültüdür. Modelin ayrıklaştırılması Kısım 5.2.1.1'de anlatıldığı şekildedir.



Şekil 5.10 : Kontrolörün ölçme hatalı durum cevabı.

Ayar parametreleri:

$$n_w = 1 \quad (5.39)$$

$$n_y = 40 \times 0.1s = 4s \quad (5.40)$$

$$n_u = 3 \times 0.1s = 0.3s \quad (5.41)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 4 \end{bmatrix} \quad (5.42)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

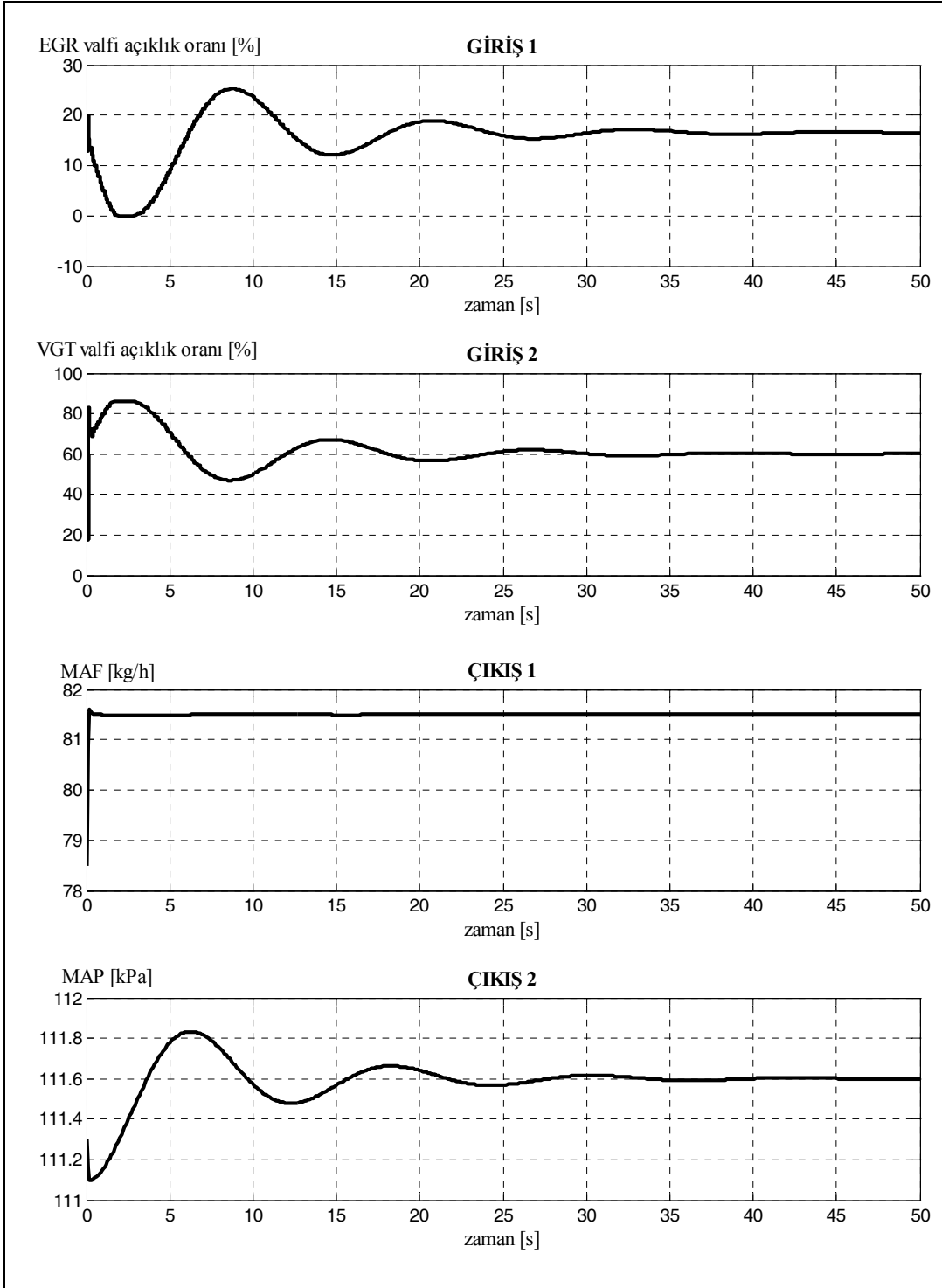
$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} -1 & -1 \end{bmatrix} \quad (5.44)$$

şeklinde verilmiştir. $\mathbf{z}$ vektörü çıkışı etkileyen gürültü miktarını göstermektedir. Bu simülasyonda gürültü sistem çıkışlarını ölçen sensörlerdeki (MAF ve MAP sensörleri) ölçme hatalarına karşılık gelmektedir. İki sensörde de birim ölçme hatası (MAF için -1 kg/h, MAP için -1 kPa) olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği Şekil 5.10'da gösterilmektedir.

MAF ve MAP sensörleri gerçek değerden 1 birim daha düşük olan değerleri gösterdikleri için kontrolör ölçülen değerleri nominal çalışma noktasına getirmeye çalışmıştır. MAF ve MAP değerlerini artırmak için önce EGR valfi kısalmış ve VGT valfi açılmış, daha sonra valfler yeni denge durumdaki açıklık miktarlarına getirilmiş ve sonuçta MAF ve MAP değerlerinin nominal çalışma noktasındaki değerlerinden 1 birim daha fazla olduğu, yani sensörlerin ölçtüğü değerlerin nominal noktadaki değerler olduğu görülmüştür.

5.2.3 Kontrolörün yanlış model mertebeli durum cevabı

Bu kısımda gerçek model yanlış model mertebesinde (wrong model order) dizayn edilmiş kontrolör ile kontrol edilmek istendiğinde kontrolörün sistemi nasıl yönlendireceği incelenmiştir. Burada da Kısım 5.1.1.2'de olduğu gibi sistem nominal şartlarda çalışırken kompresörden motora giden havanın debisinde (MAF) 3 kg/h'lık bir artış ve aynı anda giriş manifoldundaki basınç değerinde (MAP) 0.3 kPa'lık bir artış olması istendiğinde kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği incelenmiştir. Bu kısım için yazılmış olan MATLAB kodu EK C.7'de verilmektedir. Burada **A**, **B**, **C** ve **D** matrislerini içeren durum-uzay modeli, önceki bölümlerde de kullanılan gerçek durum-uzay modeli, $\mathbf{A}_p$, $\mathbf{B}_p$, $\mathbf{C}_p$ ve $\mathbf{D}_p$ matrislerini içeren durum-uzay modeli ise yanlış mertebeli durum-uzay modelidir. Yanlış mertebeli durum-uzay modelini elde etmek için gerçek model “canon” komutunu kullanarak kanonik forma getirilmiştir.



Şekil 5.11 : Kontrolörün yanlış model mertebeli durum cevabı.

$$\begin{aligned}
\mathbf{A} &= \begin{bmatrix} -0.4125 & -0.0248 & 0.0741 & 0.0089 & 0.0000 & 0.0000 \\ 101.5873 & -7.2651 & 2.7608 & 2.8068 & 0.0000 & 0.0000 \\ 0.0704 & 0.0085 & -0.0741 & -0.0089 & 0.0000 & 0.0200 \\ 0.0878 & 0.2672 & 0.0000 & -0.3674 & 0.0044 & 0.3692 \\ -1.8414 & 0.0990 & 0.0000 & 0.0000 & -0.0343 & -0.0330 \\ 0.0000 & 0.0000 & 0.0000 & -359.0000 & 187.5364 & -87.0316 \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} -85.2838 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -7.0275 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1.9763 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.7974 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0234 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0767 \end{bmatrix} \quad (5.45)
\end{aligned}$$

$\mathbf{A}$ matrisinin özdeğerlerinden birisi (-85.2838) diğerlerinden mutlak değerce oldukça büyük olduğundan sistemde kararsızlık yaratabileceği öngörülmüş ve o özdeğeri içeren durum modelden çıkarılmıştır. Bu durumda oluşan yeni durum-uzay modeli aşağıda verilmektedir:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_p \mathbf{x} + \mathbf{B}_p \mathbf{u} \quad (5.46)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_p \mathbf{x} \quad (5.47)$$

$$\mathbf{A}_p = \begin{bmatrix} -7.0275 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1.9763 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.7974 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0234 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.0767 \end{bmatrix} \quad (5.48)$$

$$\mathbf{B}_p = \begin{bmatrix} -1.5640 & 2.2280 \\ 1.2470 & 1.2340 \\ -0.0042 & 0.0717 \\ -0.2079 & 0.2926 \\ -0.0450 & -0.0527 \end{bmatrix} \quad (5.49)$$

$$\mathbf{C}_p = \begin{bmatrix} 0.5125 & -0.9664 & -0.3974 & 0.0239 & -0.1041 \\ -0.0361 & 0.0603 & 0.0246 & 0.0143 & -0.0025 \end{bmatrix} \quad (5.50)$$

Bu iki modelin ayrıklaştırılması Kısım 5.2.1.1’de anlatıldığı şekilde yapılmıştır. Önceki simülasyon kodlarında kullanılan “pmod=imod; % plant and internal model are identical” satırı bu kısımdaki kodda kullanılmamıştır çünkü burada “pmod” ve “imod” (gerçek model ve yanlış model mertebeli model) birbirlerine eşit değildir. Bu simülasyon için kullanılan ayar parametreleri:

$$n_w = 1 \quad (5.51)$$

$$n_y = 10 \times 0.1s = 1s \quad (5.52)$$

$$n_u = 3 \times 0.1s = 0.3s \quad (5.53)$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.54)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0.1 \\ 0.01 \end{bmatrix} \quad (5.55)$$

şeklinde verilmiştir. Bu simülasyon sonucunda kontrolörün sistemi nasıl yönlendirdiği Şekil 5.11`de gösterilmektedir.

Bu simülasyonun sonucunda yanlış model mertebeli kontrolörün gerçek sistemi kontrol edebildiği görülmüştür. Kontrolör MAF ve MAP değerlerini istenen noktaya getirecek şekilde sistemi yönlendirebilmiştir.

5.3 Sonuçların Değerlendirilmesi ve Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler

Bu çalışmada bir Diesel motoru hava akışı simülasyonu üzerinde model tabanlı öngörülü kontrol uygulaması yapılmıştır.

Klasik kontrol yaklaşımıyla karşılaştırıldığında MPC`nin Diesel motor kontrolünde geçici rejim cevabını düzeltebilme konusunda daha avantajlı olduğu görülür. Klasik kontrol bir kalibrasyon problemidir. Bu problem içinde öncelikle motor haritaları çıkarılır. Kısıtlamalar dahil edilerek minimum yakıt kriterinin sağlanmasına çalışılır. Elde edilen optimum değişkenler motor kontrol ünitesine (ECU) tablolar şeklinde yüklenir. Bu yöntem ampirik bir yaklaşımla çalıştığı için dinamik değildir ve geçici rejim cevabını düzeltebilme özelliğine sahip değildir. MPC ise dinamik bir yöntemdir ve geçici rejim cevabını düzeltebilir.

Standart PI kontrol yaklaşımı ile karşılaştırıldığında ise MPC`nin modeldeki değişkenler arasındaki etkileşimi gözönüne aldığı görülür. Standart PI kontrol yaklaşımında çok girişli çok çıkışlı (MIMO) bir sistem tek girişli tek çıkışlı (SISO) alt sistemlere bölünür ve her sistemi farklı bir kontrolör kontrol eder. Bu sebepten farklı değişkenler arasındaki etkileşim gözönüne alınamaz.

Sonuçlar incelendiğinde MPC'nin klasik yaklaşıma göre üstünlüğünü gösteren geçici rejim cevabını düzeltebilme özelliğini taşıdığı görülmektedir. Kontrolör sistemi istenen çalışma noktasına kısa bir sürede getirmekte, bu ise kontrolörün yörünge izleme performansının iyi olduğunu göstermektedir. Aynı şekilde, sonuçlar incelendiğinde MPC'nin standart yaklaşıma göre üstünlüğünü gösteren değişkenler arasındaki etkileşimi gözönüne alma özelliğinin de taşındığı görülmektedir. MAF ve MAP değerlerinin herhangi birisindeki bir sapma karşısında MPC kontrolörünün gösterdiği davranış sapma göstermemiş değişkeni de etkilemektedir. Kontrolör bu duruma bir süre için müsaade etmekte, ancak bütün koşulların en uygun olduğu andan itibaren tüm sistemi denge haline sokmaya çalışmaktadır.

MPC kontrolörü sisteme bir bozucu etkidiğinde veya sensörlerde ölçme hatası olduğunda sistemi denge şartlarına getirmeyi başarmaktadır. Ayrıca yanlış model mertebeli modele dayanan bir kontrolör kullanıldığında bile MPC kontrolörünün sistemi denge haline getirmeyi başarması, bu yöntemin hatalı model kullanımına karşı da duyarsız olduğunu göstermektedir. Bunların dışında, seçilen çalışma bölgesinde referans noktasının değiştirilebilmesi özelliği MPC'nin bir üstünlüğü olarak ortaya çıkmaktadır. MPC'nin hızlı çalışan bir algoritma olduğu ve sayısal sinyal işlemcilerinin (DSP) günümüzde artık çok ucuzlaması sonucu kontrol sistemlerinde MPC'nin pratik uygulamalarının maliyetlerinin düşük olduğu da gözönüne alındığında Diesel motoru hava akış sistemlerinde öngörülü kontrol kullanılmasının yerinde ve doğru bir karar olduğunu görülmektedir.

Gelecek çalışmalar için hava akış modeline yanma modelinin de eklenmesiyle enjeksiyon zamanlamasını da kontrol eden bir MPC kontrolörü dizayn edilmesi ve böylece emisyonların azaltılmaya çalışılması öngörülmektedir. Ayrıca simülasyon yerine gerçek bir motor kullanılması ve bu gerçek sisteme MPC uygulaması yapılması, sonuçların geçerliliğini göstermek açısından faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Guzzella, Lino ve Amstutz, A.**, 1998. Control of Diesel Engines, IEEE, Cilt 18,5
- [2] **Pulkrabek, Willard W.**, 2003. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine Second Edition, Prentice Hall, New Jersey
- [3] **Guzzella, Lino ve Onder, Christopher H.**, 2004. Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems, Springer, Zurich
- [4] **Challen, Bernard ve Baranescu, Rodica**, 1999. Diesel Engine Reference Book Second Edition, Elsevier, Delhi
- [5] **Assanis, Dennis N. ve Heywood, John B.**, 1986. Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System of Engine Performance and Component Heat Transfer Studies, SAE Paper 860329
- [6] **Hendricks, Elbert**, 1989. Mean Value Modelling of Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engines, Sae Paper 890564
- [7] **Christen, U., Vantine, K., ve Collings, N.**, 2001. Event-based mean-value modelling of DI Diesel engines for controller design, SAE International congress, Detroit
- [8] **Assanis, D. N.**, 1986. A Computer Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Diesel Engine System for Studies of Low Heat Rejection Engine Performance, *Doktora Tezi*, Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Ocean Engineering
- [9] **Jung, Merten**, 2003. Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine, *Doktora Tezi*, Cambridge University
- [10] **Ortner, Peter ve del Re, Luigi**, 2007. Predictive Control of a Diesel Engine Air Path, IEEE Transactions on Control Systems Technology Cilt 15, 3
- [11] **Horlock, J. H. ve Winterbone, D. E.**, 1986. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines Cilt 2, Clarendon Press, Oxford
- [12] **Öz, İsmail Hakkı, Borat, Oğuz ve Sürmen, Ali**, 2003. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul

- [13] **Wanscheidt, W. A.**, 1968. Theorie der Dieselmotoren, Veb Verlag Technik Berlin, Berlin
- [14] **Outbib, B., Dovifaaz, X., Rachid, A. ve Ouladsine, M.**, 2002. Speed Control of a Diesel Engine: A Nonlinear Approach, Proceedings of the American Control Conference, Anchorage, AK, 8-10 Mayıs
- [15] **Ogata, Katsuhiko**, 1978. Modern Control Engineering, Prentice-Hall, New Delhi
- [16] **Adaptech**, 1996. Adaptech WinPIM Users's Guide - Version 1.1., Adaptech, Saint Martin d'Hères
- [17] **Sánchez-Peña, Ricardo S., Casín, Joseba Quevedo ve Cayuela, Vicenç Puig**, 2007. Identification and Control: The Gap between Theory and Practice, Springer-Verlag, Londra
- [18] **Rossiter, J. A.**, 2003. Model-Based Predictive Control A Practical Approach, CRC Press, Boca Raton
- [19] **Maciejowski, J. M.**, 2002. Predictive control with constraints, Prentice-Hall, Pearson Education Limited, Harlow
- [20] **Morari, M. ve Ricker, N. L.**, 1998. Model Predictive Control Toolbox For Use with MATLAB User's Guide Version 1, The MathWorks Inc., Natick MA

EKLER

	<u>Sayfa</u>
EK A : Motor Model Parametreleri	61
EK B : Doğrusal Olmayan Modelin Denklemleri	63
EK C : Program Kodları	67

EK A

Motor model parametreleri [9]:

c_p	1.0144	kJ/kg/K	sabit basınçta özgül ısı
c_v	0.7274	kJ/kg/K	sabit hacimde özgül ısı
D	0.043		türbin kanat çapı
k	1.3946	-	özgül ısıların oranı (c_p/c_v)
η_{ic}	0.73	-	ısı değiştiricisi verimi
η_r	0.65	-	EGR ısı değiştiricisi verimi
I_e	0.2735	kg·m ²	motor kütle atalet momenti (krankmili ve volan)
I_t	3.0e-5	kg·m ²	turboşarjır kütle atalet momenti
n_{cyl}	4	-	silindir sayısı
p_a	101.3	kPa	açık hava basıncı
R	0.2870	kJ/kg/K	gaz sabiti ($c_p - c_v$)
T_a	293	K	açık hava sıcaklığı
T_s	360	K	soğutucu akışkan sıcaklığı
V_d	2.0	dm ³	toplam motor deplasman hacmi
V_i	6.0	dm ³	giriş manifoldu hacmi
V_x	1.0	dm ³	egzost manifoldu hacmi

EK B

Doğrusal Olmayan Modelin Denklemleri:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 = & a_1 x_6^2 + a_2 x_6 + a_3 + \frac{a_4 x_6^2 + a_5 x_6 + a_6}{a_7 x_6^2 + a_8 x_6 + a_9} + a_{10} u_1^2 \sqrt{x_2 x_4} + a_{11} u_1 \sqrt{x_2 x_4} \\ & + a_{12} \sqrt{x_2 x_4} + a_{13} u_1^2 \sqrt{\frac{x_2^3}{x_4}} + a_{14} u_1 \sqrt{\frac{x_2^3}{x_4}} + a_{15} \sqrt{\frac{x_2^3}{x_4}} + a_{16} x_1 x_5^3 + a_{17} x_1 x_5^2 \\ & + a_{18} x_1 x_5\end{aligned}\tag{B.1}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_2 = & a_{19} x_1 x_5^3 + a_{20} x_1 x_5^2 + a_{21} x_1 x_5 + a_{22} \left(\frac{x_1 u_4}{x_3} \right) \\ & + a_{23} \left(\frac{u_4^2}{x_3} \right) \left(\frac{1}{a_{24} x_5^3 + a_{25} x_5^2 + a_{26} x_5} \right) \\ & + a_{27} \left(\frac{u_4^3}{x_3^2} \right) \left(\frac{1}{a_{28} x_5^3 + a_{29} x_5^2 + a_{30} x_5} \right)^2 + a_{31} x_3 x_5^3 + a_{32} x_3 x_5^2 + a_{33} x_3 x_5 + a_{34} u_4 \\ & + a_{35} u_1^2 \sqrt{\frac{x_2^3}{x_4}} + a_{36} u_1 \sqrt{\frac{x_2^3}{x_4}} + a_{37} \sqrt{\frac{x_2^3}{x_4}} + a_{38} u_2^2 \frac{x_2}{x_4} + a_{39} u_2 \frac{x_2}{x_4} + a_{40} \frac{x_2}{x_4}\end{aligned}\tag{B.2}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_3 = & a_{41} x_6^2 + a_{42} x_6 + a_{43} + a_{44} u_1^2 \sqrt{x_2 x_4} + a_{45} u_1 \sqrt{x_2 x_4} + a_{46} \sqrt{x_2 x_4} \\ & + a_{47} x_3 x_5^3 + a_{48} x_3 x_5^2 + a_{49} x_3 x_5\end{aligned}\tag{B.3}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_4 = & a_{50} x_3 x_5^3 + a_{51} x_3 x_5^2 + a_{52} x_3 x_5 + a_{53} u_1^2 \sqrt{x_2 x_4} + a_{54} u_1 \sqrt{x_2 x_4} \\ & + a_{55} \sqrt{x_2 x_4} + a_{56} u_2^2 + a_{57} u_2 + a_{58} + u_4\end{aligned}\tag{B.4}$$

$$\dot{x}_5 = a_{59} \frac{u_4}{x_5} + a_{60} u_3 + a_{61}\tag{B.5}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_6 = & a_{62} u_2^4 \frac{x_2}{x_4 x_6} + a_{63} u_2^3 \frac{x_2}{x_4 x_6} + a_{64} u_2^2 \frac{x_2}{x_4 x_6} + a_{65} u_2 \frac{x_2}{x_4 x_6} + a_{66} \frac{x_2}{x_4 x_6} \\ & + \frac{a_{67} x_6^2 + a_{68} x_6 + a_{69}}{a_{70} x_6^3 + a_{71} x_6^2 + a_{72} x_6}\end{aligned}\tag{B.6}$$

Çizelge B.1 : Doğrusal olmayan modelin değişkenleri.

	Parametre	Birim	Durum
	Girişler		
	Motor torku	$[\tau_l] = \text{Nm}$	
	Yakıt miktarı	$[W_f] = \text{mg/strok}$	
u_1	EGR valf açıklığı	$[x_r] = \%$	
u_2	VGT valf açıklığı	$[x_v] = \%$	
	Çıkışlar		
	Turboşarjır hızı	$[N_t] = 1000\text{devir/dak}$	x_6
	MAP	$[p_i] = \text{kPa}$	x_1
	İç değişkenler		
	Giriş manifoldundaki gaz kütlesi	$[m_i] = \text{g}$	x_3
	Egzost manifoldu basıncı	$[p_x] = \text{kPa}$	x_2
	Egzost manifoldundaki gaz kütlesi	$[m_x] = \text{g}$	x_4
	Motor hızı	$[N] = \text{devir/dak}$	x_5

Denklemlerdeki katsayılar:

$a_1 = -0.0043$	$a_{25} = 1.8420e-004$	$a_{49} = -0.0022$
$a_2 = 1.0624e+003$	$a_{26} = 0.7765$	$a_{50} = -1.9814e-010$
$a_3 = -5.8161e+007$	$a_{27} = 1.2968e+011$	$a_{51} = 5.1167e-007$
$a_4 = -4.0358e-009$	$a_{28} = -7.1330e-008$	$a_{52} = 0.0022$
$a_5 = 9.8942e-004$	$a_{29} = 1.8420e-004$	$a_{53} = 0.0018$
$a_6 = -54.1653$	$a_{30} = 0.7765$	$a_{54} = -0.0042$
$a_7 = -1.8960e-007$	$a_{31} = -7.9305e-006$	$a_{55} = -6.5272e-007$
$a_8 = 0.0366$	$a_{32} = 0.0205$	$a_{56} = 4.2200e-006$
$a_9 = -1712$	$a_{33} = 86.3317$	$a_{57} = -0.0050$
$a_{10} = -28.1829$	$a_{34} = 4.0025e+004$	$a_{58} = -1.2510$
$a_{11} = 65.4202$	$a_{35} = 0.0025$	$a_{59} = 6.4362e+005$
$a_{12} = 0.0102$	$a_{36} = -0.0058$	$a_{60} = -34.9152$
$a_{13} = -1.4688e-004$	$a_{37} = -9.1028e-007$	$a_{61} = -0.5557$
$a_{14} = 3.4094e-004$	$a_{38} = 5.8852e-006$	$a_{62} = -0.6116$
$a_{15} = 5.3099e-008$	$a_{39} = -0.0069$	$a_{63} = 718.1592$
$a_{16} = 2.7632e-010$	$a_{40} = -1.7446$	$a_{64} = 1.8162e+005$
$a_{17} = -7.1357e-007$	$a_{41} = -1.9000e-007$	$a_{65} = 7.9197e+004$
$a_{18} = -0.0030$	$a_{42} = 0.0466$	$a_{66} = 2.8923e+005$
$a_{19} = -1.6579e-009$	$a_{43} = -2550$	$a_{67} = 1.3228e+004$
$a_{20} = 4.2814e-006$	$a_{44} = -0.0018$	$a_{68} = -3.2429e+009$
$a_{21} = 0.0180$	$a_{45} = 0.0042$	$a_{69} = 1.7753e+014$
$a_{22} = 8.3676$	$a_{46} = 6.5272e-007$	$a_{70} = -1.8960e-007$
$a_{23} = 360225180$	$a_{47} = 1.9814e-010$	$a_{71} = 0.0366$
$a_{24} = -7.1330e-008$	$a_{48} = -5.1167e-007$	$a_{72} = -1712$

EK C

Program Kodları:

C.1

```
A=[-0.4125 -0.0248 0.0741 0.0089 0 0; ...  
    101.5873 -7.2651 2.7608 2.8068 0 0; ...  
    0.0704 0.0085 -0.0741 -0.0089 0 0.02; ...  
    0.0878 0.2672 0 -0.3674 0.0044 0.3962; ...  
    -1.8414 0.099 0 0 -0.0343 -0.033; ...  
    0 0 0 -359.0 187.5364 -87.0316];  
B=[-0.0042 0.0064; -1.0360 1.5849; 0.0042 0; 0.1261 0; 0 -0.0168; 0 0];  
C=[0 0 0 0 0 3.6; 0 0 0 1.0 0 0];  
D=[0 0; 0 0];  
  
dt=0.1;  
  
[PHI,GAM]=c2dmp(A,B,dt);  
minfo=[dt,6,2,0,0,2,0];  
imod=ss2mod(PHI,GAM,C,D,minfo);  
  
% Define controller parameters  
  
P=200;           % Prediction horizon  
M=100;           % Control horizon  
ywt=[2,1];       % Weighting of y1 and y2  
uwt=[0.1 0.5];   % Weighting of u1 and u2.  
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u  
ylim=[];         % No constraints on y  
Kest=[];         % Default estimator  
  
% Simulation using SCMPC  
  
pmod=imod;       % plant and internal model are identical  
setpts=[3 0];    % response to step in y1 and y2 setpoints  
tend=15;         % duration of simulation  
z=[];           % measurement noise  
v=[];           % measured disturbance  
d=[];           % unmeasured disturbance  
  
[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...  
               setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);  
ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)
```

C.2

```
% Define controller parameters

P=20;           % Prediction horizon
M=3;           % Control horizon
ywt=[1,1];     % Weighting of y1 and y2
uwt=0.6*[0.1 0.01]; % Weighting of u1 and u2.
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u
ylim=[];       % No constraints on y
Kest=[];       % Default estimator

% Simulation using SCMPC -- no model error

pmod=imod;     % plant and internal model are identical
setpts=[0 0.3]; % response to step in y1 and y2 setpoints
tend=10;       % duration of simulation
z=[];         % measurement noise
v=[];         % measured disturbance
d=[];         % unmeasured disturbance

[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...
               setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);
ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)
```

C.3

```
% Define controller parameters

P=200;         % Prediction horizon
M=100;        % Control horizon
ywt=[2,1];    % Weighting of y1 and y2
uwt=[0.1 0.5]; % Weighting of u1 and u2.
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u
ylim=[];      % No constraints on y
Kest=[];      % Default estimator

% Simulation using SCMPC -- no model error

pmod=imod;     % plant and internal model are identical
setpts=[3 0.3]; % response to step in y1 and y2 setpoints
tend=15;       % duration of simulation
z=[];         % measurement noise
v=[];         % measured disturbance
d=[];         % unmeasured disturbance

[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...
               setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);
%plotall(y,u,dt)
%title('MAF = 3 , MAP = 0.3')
%ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)
```

C.4

```

A=[-0.4125 -0.0248 0.0741 0.0089 0 0; ...
    101.5873 -7.2651 2.7608 2.8068 0 0; ...
    0.0704 0.0085 -0.0741 -0.0089 0 0.02; ...
    0.0878 0.2672 0 -0.3674 0.0044 0.3962; ...
    -1.8414 0.099 0 0 -0.0343 -0.033; ...
    0 0 0 -359.0 187.5364 -87.0316];
B=[-0.0042 0.0064 0; -1.0360 1.5849 1; 0.0042 0 0; 0.1261 0 0;...
    0 -0.0168 0; 0 0 0];
C=[0 0 0 0 0 3.6; 0 0 0 1.0 0 0 ];
D=[0 0 0; 0 0 0];

dt=0.1;

[PHI,GAM]=c2dmp(A,B,dt);
minfo=[dt,6,2,1,0,2,0];
imod=ss2mod(PHI,GAM,C,D,minfo);

% Define controller parameters

P=60;           % Prediction horizon
M=3;           % Control horizon
ywt=[1,4];      % Equal weighting of y1 and y2
uwt=[1 4];      % Equal weighting of u1 and u2.
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u
ylim=[];        % No constraints on y
Kest=[];        % Default estimator

% Simulation using SCMPC -- no model error

pmod=imod;      % plant and internal model are identical
setpts=[0 0];   % servo response to step in y1 and y2 setpoints
tend=150;       % duration of simulation
z=[];          % measurement noise
v=10;          % measured disturbance
d=[];          % unmeasured disturbance

[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...
    setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);
ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)

```


C.5

```
% Define controller parameters

P=60;           % Prediction horizon
M=3;           % Control horizon
ywt=[1,1];      % Weighting of y1 and y2
uwt=[1 3];      % Weighting of u1 and u2.
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u
ylim=[];        % No constraints on y
Kest=[];        % Default estimator

% Simulation using SCMPC -- no model error

pmod=imod;      % plant and internal model are identical
setpts=[0 0];   % response to step in y1 and y2 setpoints
tend=300;       % duration of simulation
z=[];          % measurement noise
v=[];          % measured disturbance
d=10;          % unmeasured disturbance

[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...
               setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);
ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)
```

C.6

```

A=[-0.4125 -0.0248 0.0741 0.0089 0 0; ...
    101.5873 -7.2651 2.7608 2.8068 0 0; ...
    0.0704 0.0085 -0.0741 -0.0089 0 0.02; ...
    0.0878 0.2672 0 -0.3674 0.0044 0.3962; ...
    -1.8414 0.099 0 0 -0.0343 -0.033; ...
    0 0 0 -359.0 187.5364 -87.0316];
B=[-0.0042 0.0064; -1.0360 1.5849; 0.0042 0; 0.1261 0; 0 -0.0168; 0 0];
C=[0 0 0 0 0 3.6; 0 0 0 1.0 0 0];
D=[0 0; 0 0];

dt=0.1;

[PHI,GAM]=c2dmp(A,B,dt);
minfo=[dt,6,2,0,0,2,0];
imod=ss2mod(PHI,GAM,C,D,minfo);

% Define controller parameters

P=40;           % Prediction horizon
M=3;           % Control horizon
ywt=[1,4];      % Weighting of y1 and y2
uwt=[1 1];      % Weighting of u1 and u2.
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u
ylim=[];        % No constraints on y
Kest=[];        % Default estimator

% Simulation using SCMPC -- no model error

pmod=imod;      % plant and internal model are identical
setpts=[0 0];   % response to step in y1 and y2 setpoints
tend=25;        % duration of simulation
z=[-1 -1];     % measurement noise
v=[];          % measured disturbance
d=[];          % unmeasured disturbance

[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...
               setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);
ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)

```

C.7

```
% Matrices of the linearized Diesel engine model:

A=[-0.4125 -0.0248 0.0741 0.0089 0 0; ...
    101.5873 -7.2651 2.7608 2.8068 0 0; ...
    0.0704 0.0085 -0.0741 -0.0089 0 0.02; ...
    0.0878 0.2672 0 -0.3674 0.0044 0.3962; ...
    -1.8414 0.099 0 0 -0.0343 -0.033; ...
    0 0 0 -359.0 187.5364 -87.0316];
B=[-0.0042 0.0064; -1.0360 1.5849; 0.0042 0; 0.1261 0; 0 -0.0168; 0 0];
C=[0 0 0 0 0 3.6; 0 0 0 1.0 0 0];
D=[0 0; 0 0];

sys = ss(A,B,C,D);
e = canon(sys,'modal');

% Matrices of the linearized Diesel engine model (the wrong one):

Ap = [-7.027 0 0 0 0; 0 -1.976 0 0 0; 0 0 -0.7974 0 0;...
    0 0 0 -0.02341 0; 0 0 0 0 -0.07668];
Bp = [-1.564 2.228; 1.247 1.234; -0.004156 0.07168;...
    -0.2079 0.2926; -0.04499 -0.05268];
Cp = [0.5125 -0.9664 -0.3974 0.02391 -0.1041;...
    -0.0361 0.06032 0.02464 0.01426 -0.0025];
Dp = [0 0; 0 0];

dt=0.1;

[PHI,GAM]=c2dmp(A,B,dt);
minfo=[dt,6,2,0,0,2,0];
imod=ss2mod(PHI,GAM,C,D,minfo);

[PHIp,GAMp]=c2dmp(Ap,Bp,dt);
minfop=[dt,5,2,0,0,2,0];
pmod=ss2mod(PHIp,GAMp,Cp,Dp,minfop);

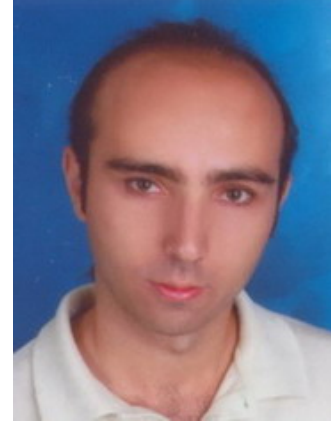
% Define controller parameters

P=10;           % Prediction horizon
M=3;           % Control horizon
ywt=[1,1];     % Weighting of y1 and y2
uwt=[0.1 0.01]; % Weighting of u1 and u2.
ulim=[[-20 -60] [80 40] [10e6 10e6]]; % Constraints on u
ylim=[];       % No constraints on y
Kest=[];       % Default estimator

% Simulation using SCMPC

setpts=[3 0.3]; % response to step in y1 and y2 setpoints
tend=50;       % duration of simulation
z=[];         % measurement noise
v=[];         % measured disturbance
d=[];         % unmeasured disturbance

[y,u,ym]=scmpc(pmod,imod,ywt,uwt,M,P,tend, ...
    setpts,ulim,ylim,Kest,z,v,d);
ploteach([y(:,1)+78.5,y(:,2)+111.3],[u(:,1)+20,u(:,2)+60],dt)
```



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Şafak Cemal KARAKAŞ
Doğum Yeri ve Tarihi: Artova – 21/11/1980
Adres: İ.T.Ü. Ayazağa Kampüsü
Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi
Oda no: 314
Maslak 34469 İSTANBUL/TÜRKİYE
Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi